

PROYECTO FINAL:

BITREN 75 Tn

Docentes: Ing. Di Cola Américo.

Ing. Costamagna Marcelo.

Alumno: Costamagna Agustín Nicolás.

Año: 2018.



SIMBOLOGÍA

a	Distancia del acople biarticulado a la punta del semirremolque.
R	Reacción de la fuerza.
L	Largo de la Viga.
F	Fuerza aplicada.
q	Carga uniformemente distribuida.
M	Momento de la sección.
Q	Esfuerzo cortante de la sección.
X	Distancia a la sección a considerar.
M_{MAX}	Momento máximo de la sección.
M_{MIN}	Momento mínimo de la sección.
b	Distancia del centro del conjunto tándem a la cola del semirremolque.
S_Y	Tensión de fluencia del material.
S_U	Tensión de rotura del material.
Q_e	Carga estática uniformemente distribuida.
Q_d	Carga dinámica uniformemente distribuida.
Q_s	Carga por sobrecarga uniformemente distribuida.
Q_i	Carga de impacto uniformemente distribuida.
N	Factor de seguridad de cálculo.
S_m	Tensión media.
S_a	Tensión alterna.
A	Coefficiente que multiplica a S _Y para la obtención del S _n
B	Coefficiente que multiplica a S _u para la obtención del S _n
sn	Resistencia teórica a la fatiga.
k1	Coefficiente de corrección de fatiga por tipo de esfuerzo.
k2	Coefficiente de corrección de fatiga por tipo tamaño del elemento.
k3	Coefficiente de corrección de fatiga por terminación superficial.
S_n	Resistencia corregida a la fatiga.
k_f	Coefficiente de concentración de esfuerzo para fatiga.
W	Módulo Resistente de la sección.
c	Distancia del eje neutro a la fibra solicitada.
J	Momento de inercia de la sección.
E	Modulo de la elasticidad longitudinal.
δ	Flecha o deformación de la viga.



TABLA DE CONTENIDO

Lista de Figuras.....	5
Lista de Tablas.....	9
Capítulo I	
1.1 Resumen.....	10
1.2 Introducción.....	11
1.3 Experiencias Previas.....	13
Capítulo II	
2.1 Proyecto.....	16
2.2 Modelo Propuesto.....	17
2.3 Dimensionamiento del Chasis del semirremolque trasero.....	19
2.3.1 Aplicación de las Cargas.....	20
2.3.2 Cálculo de la Posición del Conjunto Tándem.....	22
2.3.3 Cálculo de los Momentos y Tensiones Máximas.....	22
2.3.4 Cálculo de las tensiones y deformaciones utilizando solidworks.....	33
2.3.5 Dimensionamiento de los Travesaños.....	36
2.3.6 Soldadura para unión Larguero – Viga principal.....	45
2.3.7 Cálculo de las tensiones y deformaciones del Larguero utilizando solidworks.....	49
2.4 Dimensionamiento de la Quinta Rueda	52



Capítulo III

3.1 Sistema Piso Móvil.....	61
3.2 Descripción del funcionamiento.....	63
3.3 Cálculo de los Cilindros.....	72
3.4 Soportes del Piso Móvil.....	78

Capítulo IV

4.1 Selección de los Ejes	89
4.1.1 Rodamiento de la punta de eje.....	93
4.2 Selección de la Suspensión Neumática.....	103
4.2.1 Cálculo de la suspensión.....	105
4.2.2 Cálculo del perno de la manota de suspensión.....	107
4.3 Selección de los Frenos.....	112
4.4 Selección de los Patines de apoyo.....	118

Capítulo V

5.1 Dimensionamiento de las Barandas Laterales.....	119
5.1.1 Apertura y cierre de las Barandas Laterales.....	124
5.2 Dimensionamiento del Paragolpe Trasero.....	124
5.3 Dimensionamiento de los Paragolpes Laterales.....	129

Capítulo V

6.1 Sistema de Iluminación.....	131
6.2 Sistema de Codificación.....	132

Bibliografía.....	135
--------------------------	------------



LISTA DE FIGURAS

<i>Número</i>	<i>Página</i>
1.1 Modelo de un Bitren	8
1.2 Comparación con los países de la zona	12
1.3 Deterioro de las Rutas.....	13
2.1 Modelo Propuesto del Bitren.....	17
2.2 Representación de las fuerzas y los apoyos actuantes en el chasis.....	19
2.3 Distribución de cargas por eje	20
2.4 Cargas aplicadas al semirremolque trasero	21
2.5 Cargas y Reacciones del semirremolque trasero	21
2.6 Material Domex 700 MC.....	23
2.7 Secciones más desfavorables.....	27
2.8 Momento flector en función de la carga estática.....	28
2.9 Momento flector en función de la carga dinámica e impacto	28
2.10 Línea de Soderberg se recomienda para materiales dúctiles.....	28
2.11 Reducción del límite de fatiga por terminación superficial.....	30
2.12 Coeficiente de concentración de esfuerzos ($Q - Kt$)	31
2.13 Aplicación de cargas en la viga principal.	34
2.14 Dimensión del Larguero.....	34
2.15 Vista del perfil de 350mm de altura	34
2.16 Vista del perfil de 210mm de altura	34
2.17 Tensiones máximas en el perfil.....	35
2.18 Deformación máxima.....	35
2.19 Ubicación de los Largueros.....	37
2.20 Momento flector en función de la carga estática y dinámica	39
2.21 Momento flector en función de la carga estática, dinámica e impacto.....	39
2.22 Sección perfil C.....	41
2.23 Obtención de un perfil mediante el plegado	42
2.24 Perfil C del Larguero.....	44
2.25 Nomenclatura para la soldadura de filete	45
2.26 Geometría de la soldadura Viga principal - Larguero	47



2.27	Garganta teórica y lado mínimo del filete.....	49
2.28	Detalle de la restricción y aplicación de la fuerza	49
2.29	Detalle del mallado.....	49
2.30	Tensión de Von Mises del Larguero	50
2.31	Deformaciones del Larguero	50
2.32	Chasis del semirremolque trasero.....	51
2.33	Ubicación de los Largueros.....	51
2.34	Ubicación de las vigas principales	52
2.35	Carga en el perno rey	53
2.36	Dimensionamiento del perno rey.....	55
2.37	Selección de la quinta rueda	56
2.38	Dimensionamiento de la quinta rueda.....	57
2.39	Ubicación del perno rey.....	57
2.40	Soportes del perno rey.....	58
2.41	Fuerza aplicada al soporte del perno rey	59
2.42	Tensión máxima del soporte del perno rey.....	60
2.43	Deformación máxima del soporte del perno rey.....	60
3.1	Cilindros del piso móvil.....	61
3.2	Fases del movimiento de los perfiles de descarga.....	62
3.3	Elementos del piso móvil.....	62
3.4	Diagrama de ondas del ciclo descarga.....	71
3.5	Diagrama de ondas del ciclo carga	71
3.6	Cilindros del piso móvil.....	73
3.7	Selección de la bomba.....	74
3.8	Caudal de ingreso y salida.....	75
3.9	Abaco para definir el diámetro del tubo a partir de Q y V.....	76
3.10	Propiedad del perfil del piso móvil	82
3.11	Sistema de apoyo móvil.....	82
3.12	Soporte del Piso Móvil	83
3.13	Material plástico para el deslizamiento lineal.....	85
3.14	Ubicación de los perfiles plásticos.....	85



3.15 Perfil plástico para el Piso Móvil.....	86
3.16 Perfil de apoyo para el Piso Móvil.....	87
3.17 Perfiles del Piso Móvil.....	88
3.18 Luz entre los perfiles de apoyo del Piso Móvil.....	88
4.1 Disposición de los ejes.....	89
4.2 Aplicación de las cargas en el eje.....	90
4.3 Fuerza de frenado.....	91
4.4 Eje empleado.....	93
4.5 Esquema de la punta de eje.....	93
4.6 Fuerza actuante en el giro de un vehículo.....	94
4.7 Coeficiente de Fricción en función de la velocidad.....	94
4.8 Cálculo del Centro de Gravedad de equipo.....	95
4.9 Rodamiento 518445-518410.....	97
4.10 Fuerza actuante en el rodamiento.....	99
4.11 Valores de duración en horas (Lh) según el tipo de funcionamiento.....	102
4.12 Diferencias entre la suspensión Mecánica y Neumática.....	103
4.13 Funcionamiento del pulmón neumático.....	104
4.14 Fuerza resultante en el pulmón.....	106
4.15 Nomenclatura de la rosca.....	109
4.16 Fuerza actuante en la unión por tornillo.....	109
4.17 Elementos del sistema ABS.....	113
4.18 Configuración 4S/2M del sistema ABS.....	114
4.19 Esquema del sistema ABS.....	115
4.20 Válvula relé de urgencia.....	116
4.21 Modulo EBS.....	116
4.22 Tercer modulo EBS.....	117
4.23 Configuración 4S/2M para el sistema EBS.....	117
4.24 Selección del Patin de apoyo del semirremolque trasero.....	118
4.25 Patin de apoyo del semirremolque trasero.....	118
5.1 Fuerzas actuantes en un plano vertical.....	119
5.2 Presión Hidrostática.....	120



5.3 Baranda lateral.....	121
5.4 Resistencia y Fuerzas actuantes en la Baranda lateral.....	122
5.5 Tensión máxima en la Baranda lateral	123
5.6 Deformación máxima en la Baranda lateral	123
5.7 Soportes de la Baranda lateral.....	124
5.8 Paragolpes trasero norma IRAM.....	125
5.9 Paragolpes trasero sin soporte de protección.....	125
5.10 Paragolpes trasero con soporte de protección.....	125
5.11 Paragolpes del semirremolque trasero	126
5.12 Aplicación de cargas en el paragolpes del semirremolque trasero	127
5.13 Cargas aplicadas en el paragolpes	127
5.14 Tensión máxima en el paragolpes	128
5.15 Deformación máxima en el paragolpes	128
5.16 Ubicación de los paraagolpes.....	129
5.17 Longitud de los paragolpes	130
5.18 Fuerzas y restricciones del paragolpe lateral	130
5.19 Tensión máxima en el paragolpe lateral.....	130
5.20 Deformación máxima en el paragolpe lateral.....	130
6.1 Ubicación de las luces traseras.....	131
6.2 Ubicación de las luces laterales	132



LISTA DE TABLAS

<i>Número</i>	<i>Página</i>
1.1 Deformación máxima en el paragolpes	12
2.1 Dimensiones Propuestas	18
2.2 Coeficiente para cálculo de la fuerza de plegado	44
2.3 Espesor mínimo para la soldadura de filete	46
2.3 Tensiones admisibles en uniones soldadas	47
2.5 Selección del King Pin	53
3.1 Entrada y salida del sistema.....	70
3.2 Perfiles para piso móvil.....	79
4.1 Catálogo SKF coeficiente Y.....	100
4.2 Catálogo SKF coeficiente X.....	100
5.1 Cargas según el peso máximo del equipo	126



Capítulo I

1.1 RESUMEN

El Bitren es una formación de un camión con al menos dos remolques que se articulan entre sí mediante un sistema de enganche tipo B, conocido también como “quinta rueda”, el cual permite transportar una mayor carga y al tener mayor número de ejes permite lograr una presión en la ruta menor que el transporte convencional.

Este tipo de configuración es más segura y más eficiente que la anterior ya que cuenta con equipos de última tecnología, desde los frenos hasta en el sistema levanta ejes automático.

En la actualidad en la provincia de San Luis está aprobado su uso y recientemente con el nuevo decreto 27/2018 que modifica varios artículos de la ley Nacional de Tránsito 24.449 se aprueba el uso de bitrenes para todo el país.

Para cumplir con los requerimientos dimensionales y capacidades de carga en cada uno de estos equipos, se realizan estudios para evaluar los diferentes factores técnicos a la hora de dimensionar cada elemento del mismo, realizando cálculos de forma manual y luego con ayuda del software (Solidwork – Abaqus) por medio del análisis de elementos finitos, simular los elementos críticos evaluando su comportamiento y obteniendo resultados del coeficiente de seguridad, esfuerzos máximos y deformaciones.

Se pretende lograr un diseño resistente, logrando altas prestaciones de trabajo reduciendo la mayor cantidad de material posible, utilizando nuevos materiales como aceros Domex y aleaciones de aluminio reduciendo así la tara de los equipos.



Figura 1.1: Modelo de un Bitren.



1.2 INTRODUCCIÓN

El Bitren es una unidad de transporte formado por una unidad tractora y por dos semirremolques con un quinto eje, por lo que puede transportar el 80 por ciento más de carga que un camión convencional permitiéndole ahorrar un 40 por ciento de combustible.

Su configuración está conformada por una unidad tractora y dos equipos arrastrados biarticulados entre sí por un plato-acople tipo B (plato de arrastre o quinta rueda). Tiene un largo total permitido de hasta 30,25 m y una capacidad de carga de 50 a 55 toneladas dependiendo del carrozado y del tractor utilizado, el peso bruto total permitido es hasta 75 toneladas con dos semirremolques de 3 ejes, logrando una "presión sobre la ruta" de 8,5 toneladas al tener mejor distribución de la carga, lo que evitaría la rotura de la carpeta asfáltica.

Éste tipo de enganche o acople B es el que le permite al conductor tener mayor control sobre el remolque trasero, a diferencia de los acoples tipo lanza de los vehículos que uno ve por las rutas argentinas en la actualidad. De esta manera se evita el "efecto tijera" del remolque trasero, causante de tantos accidentes.

Se pueden utilizar unidades con 2 o 3 ejes variando la tara permitida, una unidad con dos semirremolques de 2 ejes puede transportar hasta 60 toneladas, en unidades con un semirremolque de 2 ejes y el otro de 3 ejes tiene permitido circular hasta con 67,5 toneladas y en unidades de 3 ejes en los dos semirremolques, 75 toneladas. Cuenta con suspensión neumática en todos sus ejes, amortiguadores hidráulicos, frenos a disco con ABS y EBS. Los Semirremolques tipo Bitren están equipados con faros LED, cajón de herramientas y guardabarros con guardafangos plásticos, guarda ciclistas con punteras plásticas y terminado en línea de pintura con temperatura controlada, granallado, con fondo epoxi y color con poliuretano poliéster.

Cuentan con una Unidad de Control Electrónico (ECU) que comanda los siguientes sistemas:

- ABS (Control de frenado antibloqueo).
- EBS (Control de estabilidad mediante el frenado).
- Sistema de balanza a bordo del grupo de ejes.
- ILAS (Control de elevación de ejes automático en función de la carga).
- Conectividad (Comunicación PC/Panel de diálogo).



Los tipos de Bitren, dependiendo del fabricante pueden ser: Baranda Volcable, Playo, Techo y Lona, Tolva, Furgón Paquetero, Volcador Bilateral, Vuelco Trasero, Ganadero, Forestal, Porta contenedores, etc.

Los bitrenes no podrán circular por cualquier ruta del país, sino sólo en aquellas en las que la Comisión Nacional de Seguridad Vial estime que están dadas las condiciones de tránsito seguro. Generalmente estos equipos circulan sobre autopistas, todavía no está habilitada su circulación por todo el país, por lo que se espera la reformulación de la ley de tránsito 24.449.

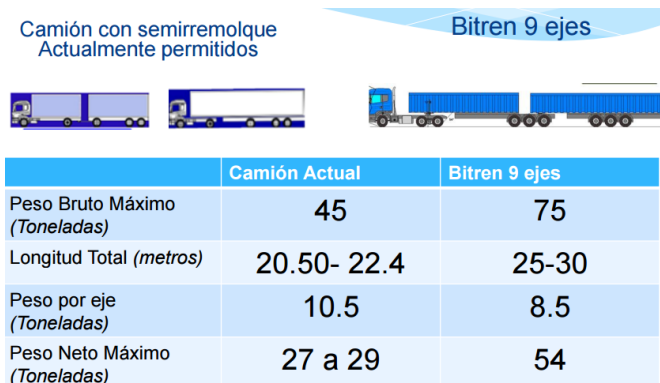


Tabla N° 1.1: Comparación entre camión actual y el bitren.

En la actualidad, en algunos países sudamericanos como Brasil y Uruguay se emplean estos equipos desde hace varios años y con muy buenos resultados. En la siguiente figura se describen algunas de las principales características de estos equipos.



Figura N° 1.2: Comparación con países de la zona



Uno de los factores más importantes que se logra con esta configuración, es la reducción de la “presión sobre la ruta”, que resulta en una disminución de los daños causados por este tipo de transporte sobre los caminos, logrando un total de 8.5 toneladas por eje de las 25,5 toneladas máximas de descarga en cada tándem de 3 ejes. En la siguiente figura se representan algunos de los equipos más utilizados para el transporte de carga y su influencia en el deterioro de las rutas.

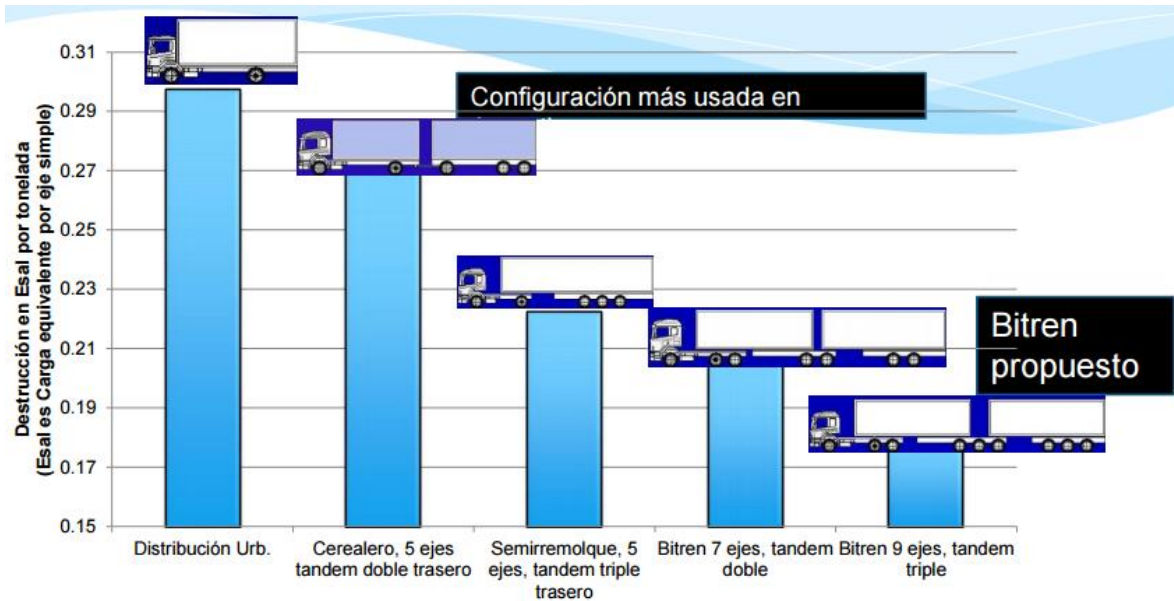


Figura N° 1.3: Deterioro en las rutas.

1.3 EXPERIENCIAS PREVIAS

a- Canadá:

Uno de los primeros países en implementar este sistema fue Canadá en la década del 1970, el cual contaba con la ventaja de que la jurisdicción vial la tiene cada provincia y territorio, no existiendo una unificación de criterios a nivel federal. Por este motivo, a cada provincia le era posible autorizar los pesos y dimensiones de los vehículos de carga, que considerara apropiado para su territorio, facilitando así su introducción.

La legislación canadiense, que actualmente admite vehículos con peso bruto total de hasta 62,5 tn no se encuentra armonizada con la de los Estados Unidos, regulada a nivel federal. Esto



presenta problemas en el comercio del bloque NAFTA, ya que muchos de los camiones utilizados en Canadá (de 7 o más ejes) sólo pueden llegar hasta algunos estados fronterizos del norte de Estados Unidos.

Mientras que en Canadá el uso de vehículos de 7 o más ejes cubre el 18,4% de las toneladas por kilómetro (tn-km) transportadas, en Estados Unidos este porcentaje es de apenas 0,7% y en México de 2,5%.

Mediante estudios de casos en las provincias de Alberta y Saskatchewan, se demuestra que se ha producido una reducción significativa del tráfico camionero en las rutas, con su consiguiente beneficio para el medioambiente y la seguridad.

b- Australia:

El primer Bitren se comenzó a utilizar en 1979 y luego se fueron introduciendo gradualmente en cada uno de los estados australianos hasta completar la aceptación en todo el país 12 años después. Mientras que inicialmente la operación de estos vehículos estaba limitada a permisos individuales, actualmente lo hacen bajo una legislación general que señala las rutas permitidas para su circulación. Para ello fue necesaria la revisión de las rutas, y la inversión en tramos donde la infraestructura no estuviera preparada para soportar el peso y la configuración de los B-dobles.

Estimaciones realizadas para el caso australiano (Pearson, 2010) muestran que las tn-km transportadas en ese país han experimentado un aumento del 150% desde 1990, mientras que se estima que el crecimiento de la flota camionera ha sido entre un 17% y un 20% menor que si no se hubiera implementado el uso de B-dobles. Actualmente, en Australia el éxito de estos vehículos ha llevado al uso de formaciones que transportan hasta 120 tn.

c- Europa:

La legislación de la Unión Europea admite que cada estado miembro tenga control sobre la regulación del transporte de carga dentro de sus fronteras. Es por esto que si bien actualmente las dimensiones límites para circular por los países miembros ronda los 18 mts y 40 tn de peso, existen dos casos, Suecia y Holanda, donde se permite la circulación de Vehículos Largos y Pesados (Longer and Heavier Vehicles – LHV).



Estudios de la red trans-europea (EC 2008) han demostrado que los costos de flete cayeron en un 33% con la introducción de vehículos de carga de hasta 60 tn y 25.5 mts de largo.

d- Latinoamérica:

Un caso más reciente y más cercano de la implementación de Bitrenes es el de Brasil, quien a partir de 2006 permite, bajo un permiso especial, la circulación de Combinación de Vehículos de Carga (CVC) con un peso bruto total de hasta 74 tn y una longitud máxima de 30 mts

En Chile, en el año 2008 se iniciaron discusiones para la implementación del sistema de camiones bitrenes con una capacidad de 60 tn, impulsada principalmente por la industria forestal de la región de Bio-Bio en un marco de altos precios del petróleo y necesidad de mejorar la competitividad de la industria. Sin embargo, la Federación de Camioneros de la región, a través de un informe sobre la industria en particular y la implementación de los bitrenes en el país en general, se opuso fuertemente basándose en el impacto que tendría su implementación sobre la estructura de transporte chilena, la infraestructura vial, la seguridad, etc. Además, concluyó que dado que la industria forestal chilena es de por sí una de las más competitivas del mundo, no encuentran razones para el uso de estos vehículos en el país.



Capítulo II

2.1 PROYECTO

Se desarrollará un equipo para el transporte tipo Bitren cumpliendo con los requisitos técnicos de la Ley de Tránsito N° 24.449, tendrá un largo total aproximado de 30 metros y una carga máxima de 75 toneladas incluyendo la tara. El largo del semirremolque delantero será de 9,30 metros y del trasero 11 metros con un ancho máximo de 2,60 metros.

El conjunto tándem de tres de ejes que resistirá la carga, tendrá una distancia entre los centros de dos ejes consecutivos de 1,25 metros.

Se utilizará una unidad tractora definida por dicha ley de 6x4, seis ruedas de apoyo y cuatro de tracción. La relación potencia-peso no debe ser inferior a 6.75 C.V.

El semirremolque deberá incluir:

- 1) Suspensiones neumáticas en todos sus ejes y amortiguadores hidráulicos
- 2) Dos conjuntos tándem triples con neumáticos rodado dual.
- 3) Neumáticos radiales sin cámara, y en el caso de que sea equipados con ejes retráctiles, éstos deberán contar con un dispositivo que los descienda automáticamente, cuando el semirremolque sea cargado.
- 4) Frenos ABS en todos los ejes y con ajuste automático de palanca de frenos.
- 5) Luces reglamentarias del tipo LED.
- 6) Dos luces adicionales con el texto Giro Amplio que se activen con las luces de giro y ubicadas dos atrás, una a cada lado y dos adelante a ambos lados de cada remolque.
- 7) Tercera luz antiniebla.
- 8) Luces de retroceso, direccionadas hacia fuera y abajo, con alarma sonora de marcha atrás.
- 9) Dispositivo externo de accionamiento del freno de estacionamiento.



- 10) A los efectos de minimizar la incidencia de la carga sobre la carretera y/o puentes, la distancia mínima entre centros de conjuntos tándem no podrá ser inferior a: seis metros (6,00m.) entre conjuntos tándem dobles, a siete metros (7,00m.) entre un conjunto tándem doble y un conjunto tándem triple y a siete metros con cincuenta centímetros (7,50m.) entre dos conjuntos tándem triple.

Estos equipos cuentan con dos vigas longitudinales que soportaran las cargas, las cuales serán diseñadas en acero de alta resistencia, prioritariamente el acero DOMEX 700 MC que alcanza una resistencia máxima a la tracción de 9.700 Kg/cm^2 y un límite elástico mínimo de 700 MPa o 7138 Kg/cm^2 . Estos materiales de alta resistencia permiten disminuir el peso de la tara y llevar una mayor carga útil.

La plataforma la conforma un marco que se une a las vigas mediante puentes transversales que ayudan a distribuir mejor la carga. Las vigas son de perfil doble T conformadas por un patín superior, el alma y un patín inferior, logrando un adecuado momento de inercia, material resistente y comodidad de fabricación.

La altura del alma varía teniendo en cuenta que se debe permitir un montaje apropiado sobre el tracto camión, por lo que en la zona del acople la viga es de menor altura que en el resto de la longitud del equipo.

2.2 MODELO PROPUESTO

En la tabla siguiente se detallarán las características de cada uno de los equipos empleados en este proyecto.

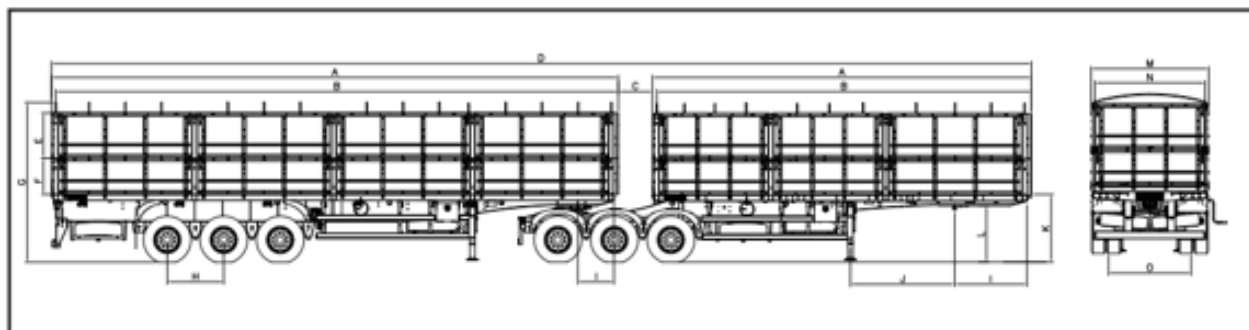


Figura N° 2.1: Modelo Propuesto del Bitren.



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad regional Villa María

En la siguiente tabla se detallan las características de cada uno de los equipos se van a desarrollar en los siguientes puntos:

Cota	Características	SR Delantero	SR Trasero	Unidad
A	Largo Externo	9.400	11.100	mm
B	Largo Interno	9.300	11.000	mm
C	Distancia entre los SR	750		mm
D	Compartimento del Conjunto	21.250		mm
E	Altura Lateral Superior	600		mm
F	Altura Lateral Inferior	400		mm
G	Altura Total Conjunto Cargado	3.500		mm
H	Distancia entre ejes Tándem	1.250		mm
I	Distancia al Soporte Trasero	700		mm
J	Distancia del Apoyo al Soporte	1.850	2.500	mm
K	Altura de la Plataforma	1.250		mm
L	Altura del Acoplamiento	900		mm
M	Ancho Externo	2.708		mm
N	Ancho Interno	2.508		mm
O	Distancia del eje	1889		mm
	Peso cada Semirremolque	4.000	4.000	Kg
	Peso del Conjunto	8.000		Kg

Tabla N° 2.1: Dimensiones Propuestas.



2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS SEMIRREMOLQUE TRASERO

El chasis es la parte fundamental del semirremolque ya que es quien soporta el propio peso de la estructura, el peso de la carga a transportar y las sobrecargas dinámicas producidas por las irregularidades de la ruta que se encuentran frecuentemente en nuestro país. Estas sobrecargas son transmitidas verticalmente por la suspensión, despreciando las cargas producidas por la aceleración y frenado, ya que son absorbidas por la suspensión.

Se comienza con el análisis de las cargas y dimensionamiento del semirremolque trasero, ya que es el que permite llevar la mayor capacidad de la carga y además permite la implementación del piso móvil para el transporte de pallets o materiales agrícolas. Para el caso del semirremolque delantero se utilizan las mismas formulas y metodologías empleadas, con la diferencia de las cargas tanto del peso aplicado al chasis, como las reacciones de los ejes, y por cuestiones de extensión del mismo proyecto los cálculos no serán considerados en el siguiente trabajo.

Para la distribución de cargas y los tipos de apoyo se deben tomar en cuenta ciertas distancias propias del cálculo como así también las del diseño que se imponen sobre las mencionadas anteriormente.

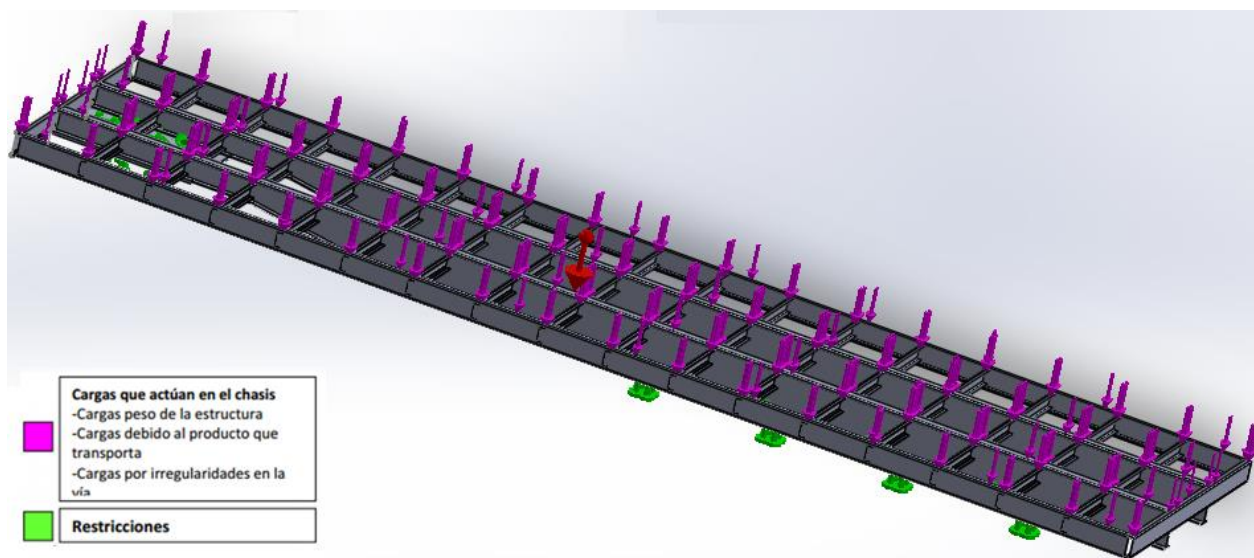


Figura N° 2.2: Representación de las fuerzas y los apoyos actuantes en el chasis.

Los tipos de apoyos o restricciones mostrados en la figura se deben a:

- Plato de giro en el apoyo biarticulado



- Elementos de sujeción de la suspensión neumática. Se simplificó dos reacciones consecutivas por una en el apoyo de la suspensión seguido del apoyo del pulmón.

2.3.1 APLICACIÓN DE LAS CARGAS

Los tipos de carga que se evaluarán en el larguero serán las siguientes:

- Carga Muerta o Estática: Peso Propio de la estructura más los componentes. El peso propio se calcula con el programa CAD y el peso de los componentes se obtiene de los catálogos.
- Carga Dinámica o viva: Esta dada por la carga a transportar, la cual varía desde cero al estar descargado, hasta el peso total al cuando está completamente cargado. Se considerara además una sobrecarga del 10 % suele producirse por desconocimiento de la capacidad máxima o negligencia del operario.
- Carga de Impacto: Depende de los movimientos a los que está sometido el conjunto debido a las irregularidades del terreno, la cual puede producir fisuras tanto en las vigas maestras, como en los demás elementos. El efecto de la carga sobre la estructura según la AASHTO^[2] establece que los esfuerzos se incrementan un máximo del 30% de la carga viva máxima.

La determinación de la distribución de cargas en los ejes se establece mediante el apoyo de los sistemas de suspensión neumática, en donde se calcula en una primera instancia una simplificación del tándem triple como un punto de apoyo. En este punto de apoyo se determinará una reacción que luego será reemplazada por el sistema nombrado que transmitirá las 25 toneladas al suelo. A continuación se detallan los pesos permitidos por cada configuración de ejes, según la ley de tránsito (no se considera el exceso permitido del 5% al utilizar suspensión neumática):

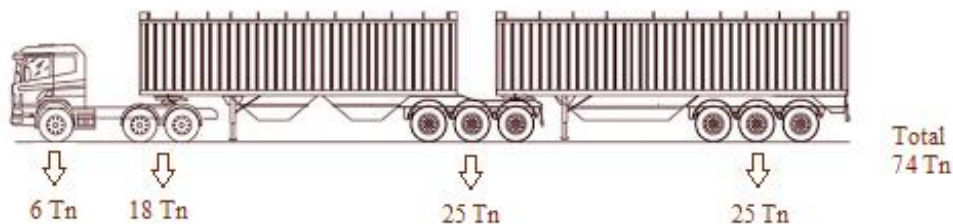


Figura N° 2.3: Distribución de cargas por eje.



La carga muerta, la dinámica y la de impacto que actúan en el conjunto están reemplazadas por una carga uniforme repartida a lo largo del larguero y situada simétricamente respecto al eje longitudinal.

Se procederá a calcular en primera instancia una viga del chasis, por lo que tanto las cargas totales, como las reacciones serán la mitad. La carga total sobre el semirremolque será de 37.000 kg, la cual surge de considerar las 25 toneladas que puede transferir el tándem de tres ejes del semirremolque trasero al suelo, más 12 de las 25 toneladas que puede transferir el otro tándem de tres ejes del semirremolque delantero.

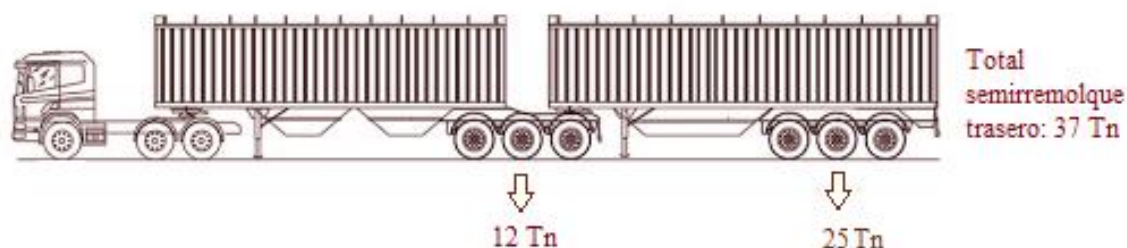


Figura N° 2.4: Cargas aplicadas al semirremolque trasero.

Con esta carga total sobre el larguero se procede a calcular la ubicación de las reacciones para obtener la distribución de cargas correspondientes en cada eje. Se realizará el cálculo mediante el programa Mapple.

Se definieron las dos reacciones y la distancia al acople biarticulado, procediendo en la determinación de la ubicación de la reacción del tándem.

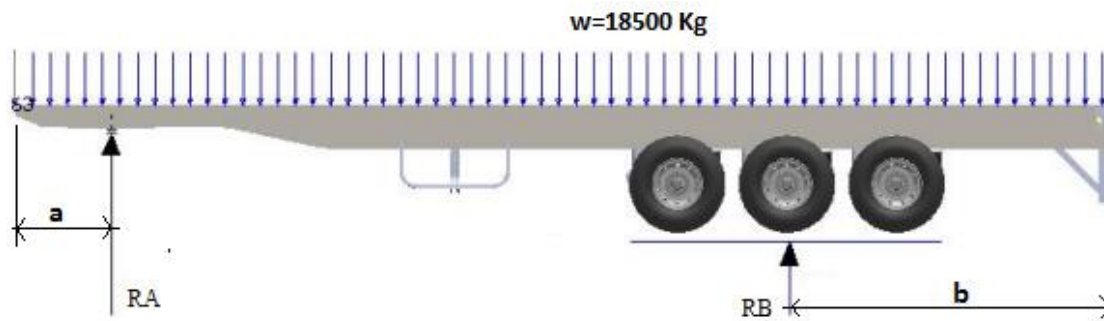


Figura N° 2.5: Cargas y Reacciones del semirremolque trasero.



2.3.2 CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL CONJUNTO TÁNDEM

Conocidas las reacciones de los conjuntos tándem, se procede a definir la posición del perno de enganche, la cuál será de 70 cm con respecto a la punta del semirremolque debido a valores similares utilizados por los fabricantes, se procede a calcular la posición del conjunto tándem:

Datos:

$$a := 70 \text{ cm}$$

$$RA := 6000 \text{ kg}$$

$$RB := 12500 \text{ kg}$$

$$L := 1100 \text{ cm}$$

$$F := 18500 \text{ kg}$$

$$q := \frac{F}{L}$$

$$16,82 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

$$Mo := RA \cdot a - \frac{F \cdot L}{2} + RB \cdot (L - b) = 0 \quad -9755000 \text{ kg cm} + 12500 \text{ kg} (1100 \text{ cm} - b) = 0$$

$$\text{solve}(Mo);$$

$$b = 319,60 \text{ cm},$$

2.3.3 CÁLCULO DE LOS MOMENTOS Y TENSIONES MÁXIMAS

El centro de los apoyos del conjunto tándem se ubicará a 320 cm de la parte final del larguero, se procederá a calcular el momento producido en cada sección desfavorable del larguero mediante el programa Mapple. Se considerarán las máximas tensiones producidas por fatiga del material al estar el mismo sometido a cargas variables, una carga estática propia de la estructura y de la carga a transportar, y a otra carga dinámica producida por la carga de impacto que incrementa los esfuerzos.

El material utilizado es el acero de alta resistencia micro aleado Domex 700 MC, cuya particularidad es su composición con Niobio, Titanio y Vanadio que permite mantener un bajo contenido en Carbono y Manganeso.

Estos materiales se caracterizan por su excelente capacidad de conformación respecto a su alta resistencia, buena soldabilidad gracias al bajo contenido en elementos de aleación, buena resiliencia a bajas temperaturas, aptitud para el corte por láser y posibilidad de galvanización en caliente en base a su composición química. A continuación se detallan las características obtenidas de su ficha técnica y se procede a realizar los cálculos:



Propiedades mecánicas							
Calidad	Límite elástico Re _s (N/mm ²) mín.	Carga de rotura R _m (N/mm ²) mín.	Alargamiento mín. (%)		Radio de plegado mín. t ≤ 3 mm	Radio de plegado mín. 3 < t ≤ 6 mm	Radio de plegado mín. t > 6 mm
			A ₃₀ t < 3	A ₅ t ≥ 3			
Domex 550 MC	550	600-760	14	17	0.6 x t	1.0 x t	1.2 x t
Domex 600 MC	600	650-820	13	16	0.7 x t	1.1 x t	1.4 x t
Domex 650 MC	650*	700-880	12	14	0.8 x t	1.2 x t	1.5 x t
Domex 700 MC	700*	750-950	10	12	0.8 x t	1.2 x t	1.6 x t

La garantía de plegado es para un doblado a 90°.

*) Para espesores > 8 mm, el límite elástico mínimo puede llegar a ser 20 N/mm² menor del indicado.

**) Para A₅ (no A₃₀).

Calidad	Composición química								
	C	Si	Mn	P	S	Al	Nb	V	Ti
	(%) max	(%) max	(%) max	(%) max	(%) max	(%) min	(%) max	(%) max	(%) max
Domex 550 MC	0.12	0.10	1.80	0.025	0.010	0.015	0.09	0.20	0.15
Domex 600 MC	0.12	0.10	1.90	0.025	0.010	0.015	0.09	0.20	0.15
Domex 650 MC	0.12	0.10	2.00	0.025	0.010	0.015	0.09	0.20	0.15
Domex 700 MC	0.12	0.10	2.10	0.025	0.010	0.015	0.09	0.20	0.15

La suma de Nb, V y Ti es máx. 0,22%, Mo máx. 0,50% y B máx. 0,005%

Si el material va a ser galvanizado en caliente, debe especificarse en el pedido si se aplicará una capa gruesa o fina de cinc. Para un recubrimiento grueso de cinc, Si máx. 0,30%.

Resiliencia			
Sufijo	Temperatura de ensayo	Nivel de energía	Calidades
B	Sin ensayo		Domex 315 MC B- Domex 650 MC B
D	-20°	40 J	Domex 315 MC D- Domex 700 MC D
E	-40°	27 J	Domex 315 MC E- Domex 700 MC E

Se garantiza el nivel de resiliencia D hasta 12 mm y el nivel E hasta 10 mm de espesor.

El ensayo Charpy V se lleva a cabo en la dirección de laminación según EN 10045-1 para espesores de 6 mm y superiores.

Figura N° 2.6: Material Domex 700 MC^[3].

Datos:

Material: Domex 700 Mc

$$S_y := \frac{7138 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Q_e := \frac{2000 \text{ kg} + 16500 \text{ kg} + 1650 \text{ kg}}{1100 \text{ cm}}$$

$$S_u := \frac{8668 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Q_d := \frac{5445 \text{ kg}}{1100 \text{ cm}}$$

$$L := 1100 \text{ cm}$$

$$b := 319.6 \text{ cm}$$

Luego de obtener los datos anteriores, se procede a calcular los momentos máximos y mínimos que afectarán a la viga, los cuales por medio de la ecuación de Soderberg ^[2] nos dará la sección que tendremos que usar para un Factor de Seguridad N=1,75.

Como Estado 1 se tomará el momento en donde la viga solo está afectada por la carga estática (Q_e), es decir la carga uniformemente distribuida será afectada por los componentes del equipo cuya tara mencionada anteriormente es de 4.000 kg por equipo; y la carga a transportar de 37.000 kg, considerando un 10% de sobrecarga. Mientras que el Estado 2 estará afectado tanto por la carga estática, como también por la carga dinámica, en donde se considerará un 30% de la carga



viva máxima (carga útil más sobrecarga) por efectos de impactos producidos por el terreno. Al estar analizando una de estas vigas principales, los esfuerzos serán la mitad.

Estado 1: Sólo carga estática (Q_e)

$$M_a := Q_e \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} - 70 \text{ cm} \right) - RB \cdot (L - b - 70 \text{ cm}) = 0 \quad 9672000 \text{ kg cm} - 710.4 RB \text{ cm} = 0$$

$$\text{solve}(M_a); \quad RB = 13614.86486 \text{ kg},$$

$$RB := 13614.86 \text{ kg} \quad 13614.86 \text{ kg}$$

$$F_y := RB - Q_e \cdot L + RA \quad -6535.14 \text{ kg} + RA$$

$$\text{solve}(F_y); \quad \{RA = 6535.140000 \text{ kg}, \text{ kg} = \text{kg}\}$$

$$RA := 6535.14 \text{ kg} \quad 6535.14 \text{ kg}$$

CÁLCULO DE LOS MOMENTOS EN LAS SECCIONES MÁS DESFAVORABLES
CÁLCULO M y Q:

Tramo $0 < X < 200 \text{ cm}$

para:

$$X1 := 0 \text{ cm} \quad 0$$

$$Q := -Q_e \cdot X1 \quad 0$$

$$M := -\frac{Q_e \cdot X1^2}{2} \quad 0$$

para:

$$X2 := 200 \text{ cm} \quad 200 \text{ cm}$$

$$Q := -Q_e \cdot X2 + RA \quad 2871,50 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{Q_e \cdot X2^2}{2} + RA \cdot (X2 - 70 \text{ cm}) \quad 4.832045636 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

Tramo $200 < X < 245 \text{ cm}$

para:

$$X2 := 200 \text{ cm} \quad 200 \text{ cm}$$

$$Q := -Q_e \cdot X2 + RA \quad 2871,50 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{Q_e \cdot X2^2}{2} + RA \cdot (X2 - 70 \text{ cm}) \quad 4.832045636 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

para:

$$X3 := 245 \text{ cm} \quad 245 \text{ cm}$$

$$Q := -Q_e \cdot X3 + RA \quad 2047,18 \text{ kg}$$



$$M := -\frac{Qe \cdot X3^2}{2} + RA \cdot (X3 - 70 \text{ cm}) \quad 5.938750682 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

Tramo 245 < X < 356,7 cm

para:

$$\begin{aligned} X3 &:= 245 \text{ cm} && 245 \text{ cm} \\ Q &:= -Qe \cdot X3 + RA && 2047,18 \text{ kg} \\ M &:= -\frac{Qe \cdot X3^2}{2} + RA \cdot (X3 - 70 \text{ cm}) && 5.938750682 \cdot 10^5 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

para:

$$\begin{aligned} X4 &:= 356.7575 \text{ cm} && 356.7575 \text{ cm} \\ Q &:= -Qe \cdot X4 + RA && ,00 \\ M &:= -\frac{Qe \cdot X4^2}{2} + RA \cdot (X4 - 70 \text{ cm}) && 7.08268744 \cdot 10^5 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

Tramo 356,7 < X < 780,4 cm

para:

$$\begin{aligned} X4 &:= 356.7575 \text{ cm} && 356.7575 \text{ cm} \\ Q &:= -Qe \cdot X4 + RA && ,00 \\ M &:= -\frac{Qe \cdot X4^2}{2} + RA \cdot (X4 - 70 \text{ cm}) && 7.08268744 \cdot 10^5 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

para:

$$\begin{aligned} X5 &:= 780.4 \text{ cm} && 780.4 \text{ cm} \\ Q &:= -Qe \cdot X5 + RA && -7760,37 \text{ kg} \\ M &:= -\frac{Qe \cdot X5^2}{2} + RA \cdot (X5 - 70 \text{ cm}) && -9.35544189 \cdot 10^5 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

Estado 2: Carga estática (Qe) y Carga dinámica (Qd)

$$Ma := (Qe + Qd) \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} - 70 \text{ cm} \right) - Rb \cdot (L - b - 70 \text{ cm}) = 0 \quad 12285600 \text{ kg cm} - 710.4 Rb \text{ cm} = 0$$

$$\text{solve}(Ma); \quad \{Rb = 17293.91892 \text{ kg},$$

$$Rb := 17293.92 \text{ kg} \quad 17293.92 \text{ kg}$$

$$Fy := Rb - (Qe + Qd) \cdot L + Ra \quad -8301.08 \text{ kg} + Ra$$

$$\text{solve}(Fy); \quad \{Ra = 8301.080000 \text{ kg}, \text{kg} = \text{kg}\}$$

$$Ra := 8301.08 \text{ kg} \quad 8301.08 \text{ kg}$$



CÁLCULO DE LOS MOMENTOS EN LAS SECCIONES MÁS DESFAVORABLES
CÁLCULO M y Q:

Tramo $0 < X < 200 \text{ cm}$

para:

$$X1 := 0 \text{ cm} \quad 0$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X1 \quad 0$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X1^2}{2} \quad 0$$

para:

$$X2 := 200 \text{ cm} \quad 200 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X2 + Ra \quad 3647,44 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X2^2}{2} + Ra \cdot (X2 - 70 \text{ cm}) \quad 6.137767636 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

Tramo $200 < X < 245 \text{ cm}$

para:

$$X2 := 200 \text{ cm} \quad 200 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X2 + Ra \quad 3647,44 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X2^2}{2} + Ra \cdot (X2 - 70 \text{ cm}) \quad 6.137767636 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

para:

$$X3 := 245 \text{ cm} \quad 245 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X3 + Ra \quad 2600,37 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X3^2}{2} + Ra \cdot (X3 - 70 \text{ cm}) \quad 7.543526932 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

Tramo $245 < X < 356,7 \text{ cm}$

para:

$$X3 := 245 \text{ cm} \quad 245 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X3 + Ra \quad 2600,37 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X3^2}{2} + Ra \cdot (X3 - 70 \text{ cm}) \quad 7.543526932 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

para:

$$X4 := 356.7575 \text{ cm} \quad 356.7575 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X4 + Ra \quad -,02 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X4^2}{2} + Ra \cdot (X4 - 70 \text{ cm}) \quad 8.99657396 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$



Tramo $356,7 < X < 780,4 \text{ cm}$

para:

$$X4 := 356.7575 \text{ cm}$$

$$356.7575 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X4 + Ra$$

$$-0,02 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X4^2}{2} + Ra \cdot (X4 - 70 \text{ cm})$$

$$8.99657396 \cdot 10^5 \text{ kg cm}$$

para:

$$X5 := 780.4 \text{ cm}$$

$$780.4 \text{ cm}$$

$$Q := -(Qe + Qd) \cdot X5 + Ra$$

$$-9857,41 \text{ kg}$$

$$M := -\frac{(Qe + Qd) \cdot X5^2}{2} + Ra \cdot (X5 - 70 \text{ cm})$$

$$-1.188355213 \cdot 10^6 \text{ kg cm}$$

Anteriormente se evaluaron 4 tramos en donde se encuentra la mayor sollicitación, el primero a 200 cm debido al momento máximo en el cuello donde se encuentra la sección de menor tamaño. El segundo a 245 cm, debido al cambio de sección y para evaluar cómo está relacionado este cambio con el aumento del momento flector. El tercero a 356,7 cm, en donde el Esfuerzo Cortante (Q) cruza al eje por segunda vez y se obtiene el segundo pico de momento, como puede apreciarse en las figuras n° 2.8 y 2.9.

El cuarto a 780,4 cm, debido a que el Esfuerzo Cortante (Q) cruza por tercera vez el eje y se obtiene el tercer pico de momento flector.

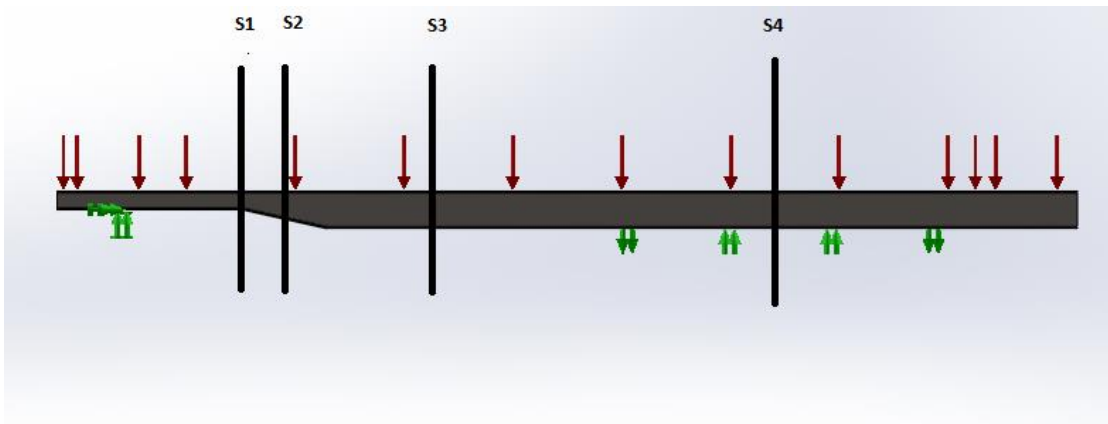


Figura N° 2.7: Secciones más desfavorables.

Obtenidos los momentos flectores más influyentes en el cálculo de la viga, podemos obtener en cada sección el momento máximo debido a la consideración de los impactos producidos en la carretera y el momento mínimo al considerar solo las cargas estáticas.



GRAFICOS DE LOS MOMENTOS, ESTADO 1 Y ESTADO 2:

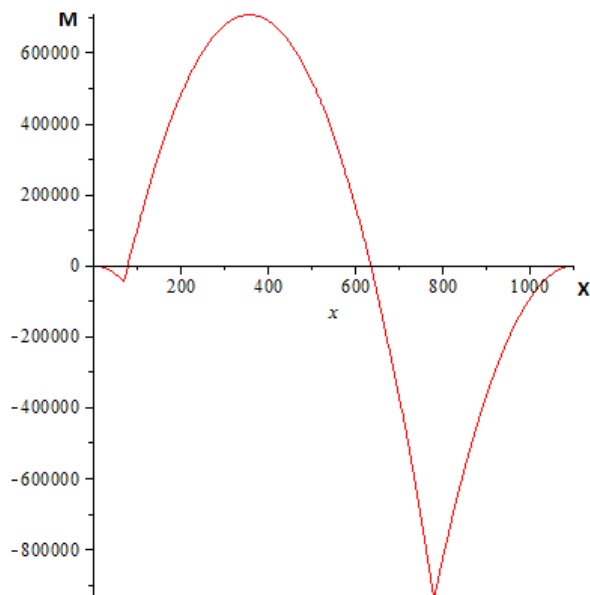


Figura N° 2.8: Momento Flector en función de la carga estática.

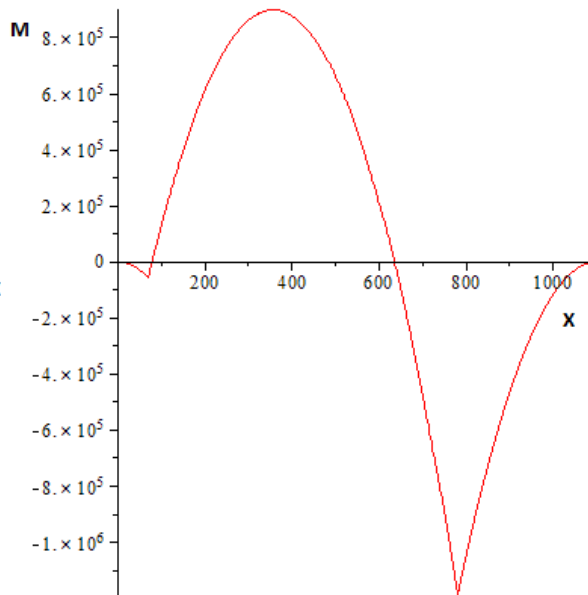


Figura N° 2.9: Momento Flector en función de la carga dinámica e impacto.

A partir de los momentos máximos y mínimos calculados anteriormente, se definen los momentos medios y los alternos para luego calcular las tensiones medias (S_m) y las alternas (S_a). Estas tensiones me permiten obtener el módulo resistente de la sección más desfavorable aplicando la línea de Soderberg, la cual es una base de cálculo moderada prudente.

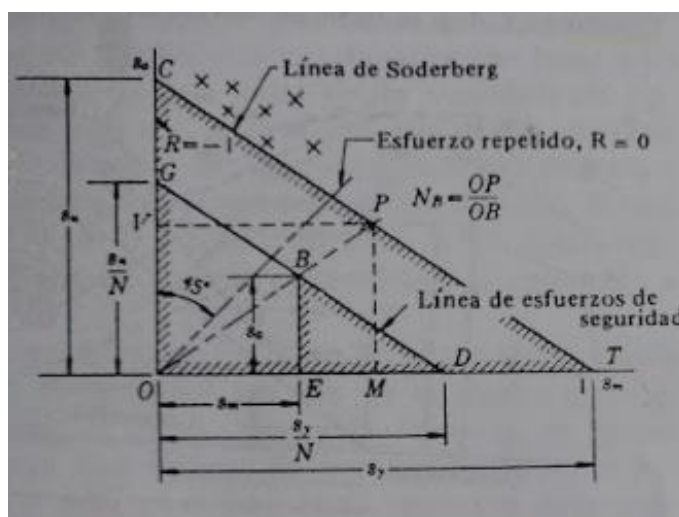


Figura N° 2.10: Línea de Soderberg. Se recomienda para materiales dúctiles.



ANÁLISIS DE FATIGA EN EL PUNTO 1 (X1 = 200cm)

Datos: Material Domex 700 Mc

$$S_y := \frac{7138 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_u := \frac{8668 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\max} := 6.137767 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{\min} := 483204 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$S_m := \frac{(M_{\max} + M_{\min})}{2 w}$$

$$\frac{5.484903500 \cdot 10^5 \text{ kg cm}}{w}$$

$$S_a := \frac{(M_{\max} - M_{\min})}{2 w}$$

$$\frac{65286.35000 \text{ kg cm}}{w}$$

$$A := 0.231$$

$$B := 0.3$$

$$s_n := A \cdot S_y + B \cdot S_u$$

$$\frac{4249.278 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$k_1 := 1$$

$$k_2 := 0.8$$

$$k_3 := 0.45$$

$$N := 1.75$$

$$S_n := s_n \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

$$\frac{1529.740080 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Con Concentrador de tensiones en el Alma:

$$k_f := 1.51$$

$$1.51$$

Ec. Soderberg:

$$Ec_1 := \frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} + \frac{k_f \cdot S_a}{S_n}$$

$$0.5714285714 = \frac{141.2847824 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_1);$$

$$\{cm = cm, w = 247.2483692 \text{ cm}^3\}$$

Sin Concentrador de Tensiones en Alma:

Ec. Soderberg:

$$Ec := \frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_n}$$

$$0.5714285714 = \frac{119.5189680 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec);$$

$$\{cm = cm, w = 209.1581940 \text{ cm}^3\}$$



En el caso de concentrador de tensiones, se evalúa la distancia c al punto en donde se suelda el perfil I. En el segundo caso en donde no se considera el concentrador, la distancia c es la mitad de la altura total del perfil, ya que al coincidir la dirección de la fuerza con uno de los planos principales de inercia se produce la flexión simple.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga teórica (s_n) se utilizó la fórmula de Lessells, Faires^[4] y para el cálculo de la resistencia a la fatiga (S_n) se utilizaron los concentradores k_1 , k_2 , k_3 correspondientes a dicho libro. El coeficiente k_1 hace referencia al tipo de esfuerzo y se toma igual a uno, ya que es menor la probabilidad de que comience el deslizamiento de un cristal débil que si el esfuerzo fuese con carga axial. El coeficiente k_2 tiene en cuenta el tamaño de elemento, el cuál al ser mayor a 12,7 mm se reduce el límite de fatiga un 80 % por la misma causa de encontrar un cristal débil en el material y por último el k_3 considera el estado de la superficie, la cual mientras mejor sea la terminación del elemento, menor será la reducción de límite de fatiga.

El concentrador de tensiones (k_f) da como resultado un aumento de esfuerzo debido a los cambios de secciones en el elemento, en nuestro caso en la zona del alma. Este concentrador solo afecta a las cargas repetitivas, demostrado mediante métodos fotoelásticos que el esfuerzo se localiza en las discontinuidades del material. Para obtener el concentrador, primero se debe calcular el coeficiente de sensibilidad de entalla (q) y el coeficiente teórico de concentración de esfuerzos (K_t).

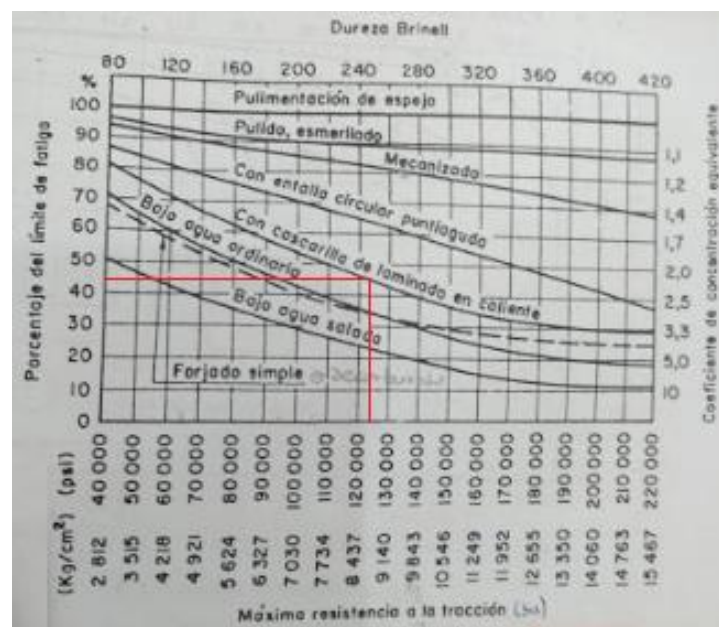


Figura N° 2.11: Reducción del límite de fatiga por terminación superficial.



Para obtener el coeficiente teórico de concentración de esfuerzos (K_t), se utilizan figuras que representan los resultados obtenidos mediante ensayos:

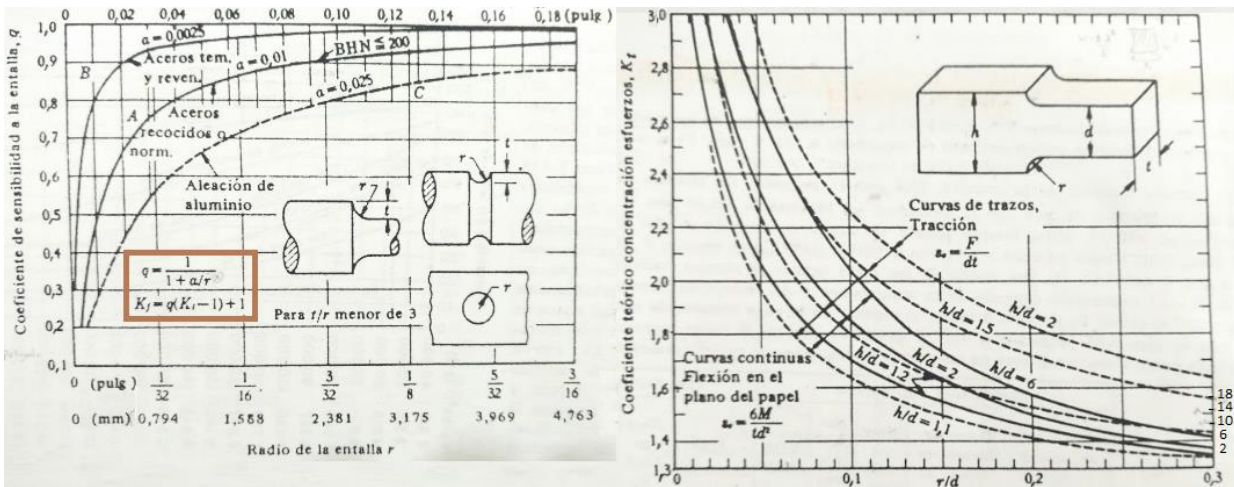


Figura N° 2.12: Coeficientes de concentración de esfuerzos (q y K_T).

ANÁLISIS DE FATIGA EN EL PUNTO 2 ($X_2 = 245\text{cm}$)

$$M_{max2} := 7.5435269 \cdot 10^5 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{min2} := 593875 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$S_{m2} := \frac{(M_{max2} + M_{min2})}{2w}$$

$$\frac{6.741138450 \cdot 10^5 \text{ kg cm}}{w}$$

$$S_{a2} := \frac{(M_{max2} - M_{min2})}{2w}$$

$$\frac{80238.84500 \text{ kg cm}}{w}$$

$$N := 1.75$$

$$1.75$$

Con Concentrador de tensiones en Alma:

$$k_f := 1.51$$

$$1.51$$

Ec. Soderberg:

$$Ec_2 := \frac{1}{N} = \frac{S_{m2}}{S_y} + \frac{k_f \cdot S_{a2}}{S_n}$$

$$0.5714285714 = \frac{173.6435841 \text{ cm}^3}{w}$$

solve(Ec_2);

$$\{cm = cm, w = 303.8762722 \text{ cm}^3\}$$

Sin Concentrador de Tensiones en Alma:



Ec. Soderberg:

$$Ec_{22} := \frac{1}{N} = \frac{Sm_2}{Sy} + \frac{Sa_2}{Sn} \quad 0.5714285714 = \frac{146.8927579 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_{22}); \quad \{cm = cm, w = 257.0623263 \text{ cm}^3\}$$

ANÁLISIS DE FATIGA EN EL PUNTO 3 (X3 = 356,7cm)

$$M_{max3} := 8.9965739 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{min3} := 708269 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Sm_3 := \frac{(M_{max3} + M_{min3})}{2w} \quad \frac{8.039631950 \cdot 10^5 \text{ kg cm}}{w}$$

$$Sa_3 := \frac{(M_{max3} - M_{min3})}{2w} \quad \frac{95694.19500 \text{ kg cm}}{w}$$

$$N := 1.75$$

$$1.75$$

Con Concentrador de tensiones en Alma:

$$kf := 1.51$$

$$1.51$$

Ec Soderberg:

$$Ec_3 := \frac{1}{N} = \frac{Sm_3}{Sy} + \frac{kf \cdot Sa_3}{Sn} \quad 0.5714285714 = \frac{207.0907741 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_3); \quad \{cm = cm, w = 362.4088547 \text{ cm}^3\}$$

Sin Concentrador de Tensiones en Alma:

Ec Soderberg:

$$Ec_{32} := \frac{1}{N} = \frac{Sm_3}{Sy} + \frac{Sa_3}{Sn} \quad 0.5714285714 = \frac{175.1872893 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_{32}); \quad \{cm = cm, w = 306.5777563 \text{ cm}^3\}$$

ANÁLISIS DE FATIGA EN EL PUNTO 4 (X4 = 780,4cm)

$$M_{max4} := -1.188355 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{min4} := -935544 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$Sm_4 := \frac{(M_{max4} + M_{min4})}{2w} \quad - \frac{1.061949500 \cdot 10^6 \text{ kg cm}}{w}$$



$$Sa_4 := \frac{(M_{max4} - M_{min4})}{2w} = -\frac{1.264055000 \cdot 10^5 \text{ kg cm}}{w}$$

$$N := 1.75 \quad 1.75$$

Con Concentrador de tensiones en Alma:

$$kf := 1.51 \quad 1.51$$

Ec Soderberg:

$$Ec_4 := \frac{1}{N} = \frac{Sm_4}{Sy} + \frac{kf \cdot Sa_4}{Sn} \quad 0.5714285714 = -\frac{273.5484339 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_4); \quad \{cm = cm, w = -478.7097593 \text{ cm}^3\}$$

Sin Concentrador de Tensiones en Alma:

Ec Soderberg:

$$Ec_{42} := \frac{1}{N} = \frac{Sm_4}{Sy} + \frac{Sa_4}{Sn} \quad 0.5714285714 = -\frac{231.4061080 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_{42}); \quad \{cm = cm, w = -404.9606890 \text{ cm}^3\}$$

Con los resultados obtenidos podemos observar que las secciones más comprometidas son la S1=200 cm ya que es donde se encuentra el máximo Momento Flector en la sección más chica y S4=780,4 cm para la sección de mayor tamaño de la viga. Esto puede deducirse con las figuras 7 y 8.

Se procederá a dimensionar la viga principal respetando los módulos resistentes obtenidos anteriormente.

2.3.4 CÁLCULO DE LAS TENSIONES Y DEFORMACIONES UTILIZANDO SOLIDWORKS

La carga aplicada al modelo se supone como una fuerza uniforme obtenida de su carga máxima, incluyendo el 10% de sobrecargas y el 30% por impacto. La carga total en cada viga es de 25.595 Kg (Suma carga estática y dinámica analizada en el punto anterior) aplicada en el área de contacto en la parte superior (ala superior) del larguero como puede observarse en la siguiente figura:

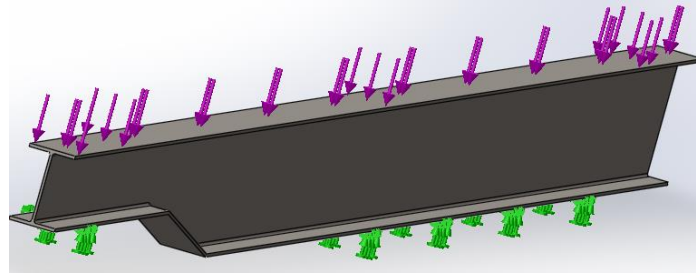


Figura N° 2.13: Aplicación de cargas en la viga principal

De acuerdo a las propiedades del material se definen los siguientes datos del perfil:

- Masa: 386 kg
- Volumen: 0.0490098 m³
- Densidad: 7870 kg/m³

El larguero del semirremolque trasero está formado por un perfil doble T con una sección que varía desde 210 mm de altura en la parte donde se coloca el acople a 350 mm en su parte final.

El cambio de sección y los perfiles están detallados en las siguientes figuras:

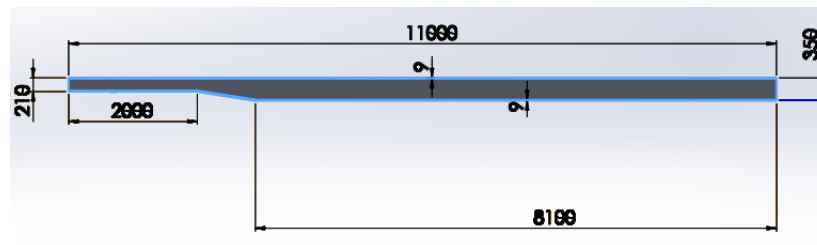


Figura N° 2.14: Dimensión del Larguero

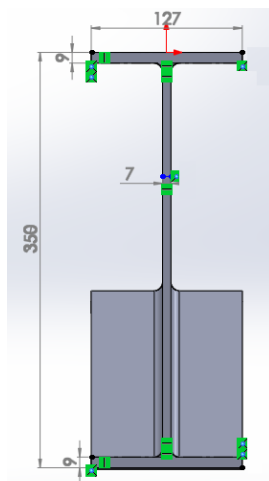


Figura N° 2.15: Vista del perfil de 350 mm de altura.

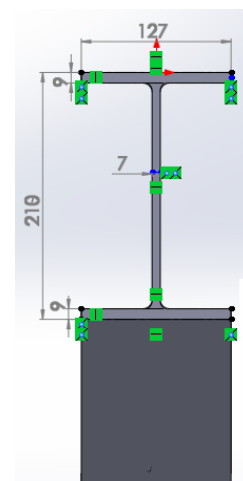


Figura N° 2.16: Vista del perfil de 210 mm de altura.

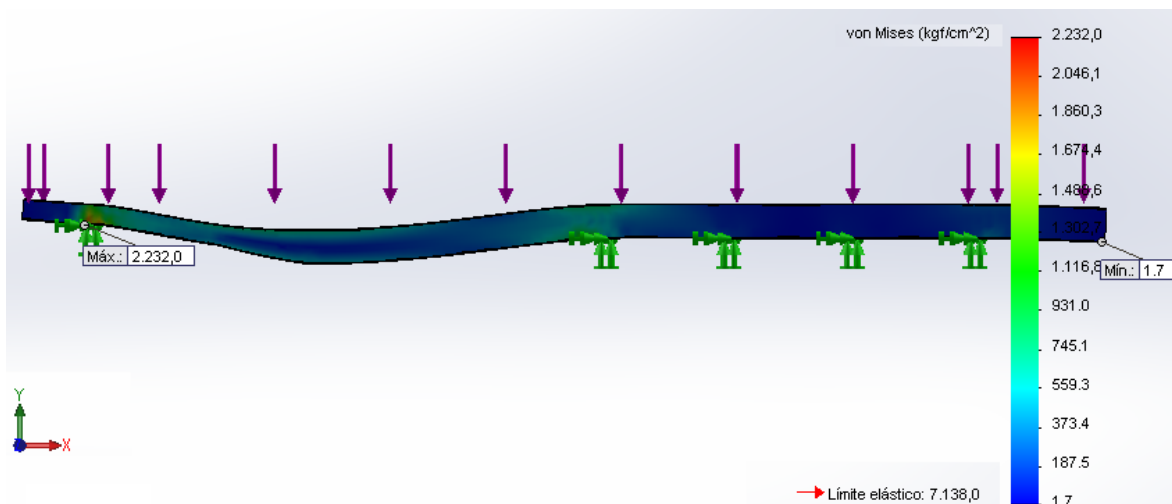


Figura N° 2.17: Tensiones máximas en el perfil.

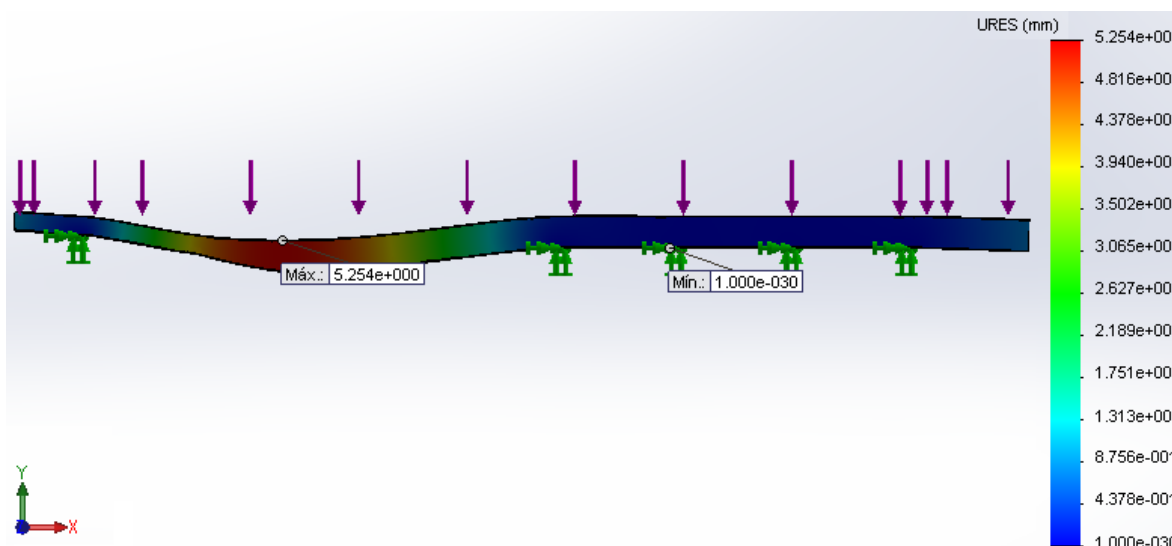


Figura N° 2.18: Deformación máxima.

Con estos resultados podemos decir que las vigas soportan las cargas, el coeficiente de seguridad de 3.2 es algo menor a 4, empleado para choques suaves basados en la resistencia de fluencia o de 5 a 7 utilizados para cargas con choques para cargas estáticas. En nuestro caso al tomar valores de sobrecarga y cargas por impacto hace que la fuerza en sí sea más elevada y el valor final sea muy conservador, por lo que se llega a la conclusión que cumple con los requerimientos solicitados.

La deformación máxima se da en la zona de cambio de sección de la viga con un desplazamiento de 5.2 mm, por cuestiones de diseño se considera 1 mm por metro como deformación máxima.



La distancia entre el apoyo en la quinta rueda y el apoyo del brazo de la suspensión neumática es de unos 5 metros aproximadamente y la fuerza aplicada al contemplar el impacto se da momentáneamente y no de forma permanente por lo que se considera que esta acorde a los requerimientos.

Inicialmente el perfil tiene 210 mm de alto con un módulo resistente de 283 cm^3 en la zona del concentrador de tensiones (247 cm^3 requeridos) y de 259 cm^3 en la zona de la fibra más alejada (209 cm^3 requeridos). El perfil en la zona del cambio de sección, en donde previamente se evaluó el punto 2, tiene una altura de 280 mm y su módulo resistente en la zona de concentración de tensiones es de 400 cm^3 (304 cm^3 requeridos) y en la zona de la fibra más alejada de 375 cm^3 (257 cm^3 requeridos). Al finalizar, el perfil tiene 350 mm y un módulo resistente de 529 cm^3 en la zona del concentrador (479 cm^3 requeridos) y de 502 cm^3 en la fibra más alejada (405 cm^3 requeridos).

2.3.5 DIMENSIONAMIENTO DE LOS TRAVESAÑOS

La viga maestra, que es la que asume las cargas de los travesaños y que posteriormente la transfiere a los puntos de apoyo (ejes de carga, tanto del tractocamión, como del semirremolque) se le extraerá material en el alma, para ubicar dichos perfiles de manera pasante. Como el esfuerzo que consideramos más significativo en la viga maestra es provocado por la flexión, la zona de mayor esfuerzo se presenta en las zonas adyacentes al ala, no así en la zona intermedia del alma, que es donde se extraerá material.

En el contorno de la zona en que se extrae material podrán presentarse zonas en donde no hay material, las cuales algunas se rellenarán con soldadura y otras permanecerán libres permitiendo una leve rotación del perfil a la hora de estar sometidos a grandes esfuerzos de torsión.

El corte se realiza principalmente para que el travesaño pueda ser un cuerpo uniforme en todo el ancho de la plataforma, de otra manera este debería ser cortado y soldado al alma, lo que no es recomendable tanto por las características del terreno, como la distribución del peso no uniforme, entre otras, las que harían fallar la unión soldada a corto plazo, por lo que la mejor alternativa de solución es cortar el alma de la viga maestra y luego ubicar de manera pasante el travesaño.



Como se explicó anteriormente la carga que soportará la plataforma será de 37.000 Kg, en donde se considera tanto el peso de la estructura como el de la carga dinámica y además, se tomará en cuenta el incremento por carga de impacto y por sobrecarga. Estas cargas están reemplazadas por una carga uniforme, repartida a lo largo del travesaño y situada simétricamente respecto al eje longitudinal.

Esta carga uniformemente repartida será soportada por los travesaños, que luego le transfieren el peso a las vigas principales, estarán separados 645 mm unos de otros, de manera tal que en los 11 metros puedan ser ubicados 18 de estos elementos. Su largo total será 2,50 metros, dando lugar a los faldones que rodean a estos perfiles respetando el ancho máximo de 2,60 metros.

El perfil a utilizar será en forma de C ya que es más resistente a los esfuerzos torsionales que el perfil I y se utilizará el material DOMEX 700 MC de manera tal que podamos seguir disminuyendo el peso total de la estructura para aumentar la carga útil.

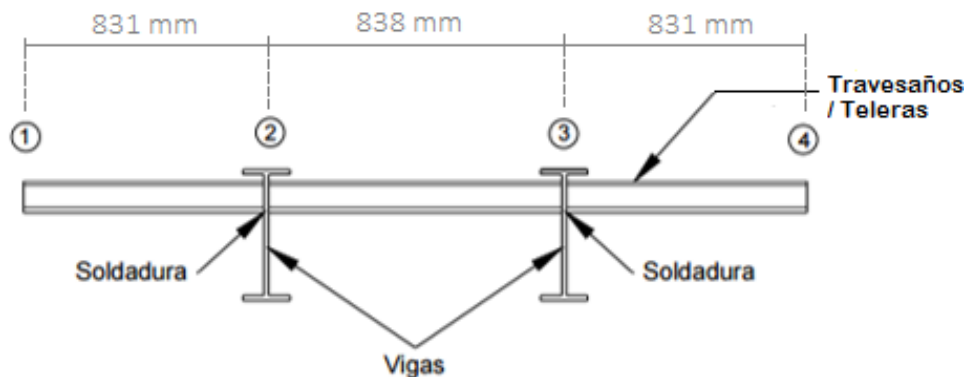


Figura N° 2.19: Ubicación de los travesaños.

Para analizar el travesaño, existen distintos casos para determinar el momento máximo. Uno de los casos es el elemento formado por 1-2, en donde la viga está en voladizo en un extremo y empotrada en el otro. Otro caso es el elemento formado por 2-3 en donde la viga está empotrada en sus extremos, pero este caso es más conservador que el anterior por lo que no se desarrollará. El último caso es el formado por el elemento 3-4 que es similar al primer caso.

Para el cálculo se tomarán 2 estados correspondientes a la fatiga, uno considerando el incremento dinámico por irregularidades del terreno y el otro sin considerar este último.

A continuación se desarrollarán los cálculos a través del programa Mapple:



Datos: Material: Domex 700 Mc

$$S_y := \frac{7138 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_u := \frac{8668 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$n_t := 18$$

$$L := 82.75 \text{ cm}$$

$$Q_e := \frac{4000 \text{ Kg}}{250 \text{ cm}}$$

$$Q_d := \frac{33000 \text{ Kg}}{250 \text{ cm}}$$

$$Q_s := \frac{3300 \text{ Kg}}{250 \text{ cm}}$$

$$Q_i := \frac{10890 \text{ Kg}}{250 \text{ cm}}$$

$$Q_1 := \frac{Q_e + Q_d + Q_s}{n_t}$$

$$\frac{403 \text{ Kg}}{45 \text{ cm}}$$

$$Q_2 := \frac{Q_e + Q_d + Q_s + Q_i}{n_t}$$

$$\frac{5119 \text{ Kg}}{450 \text{ cm}}$$

ESTADO 1: Sin carga de impacto (Q1)

$$M_a := M_e - \frac{Q_1 \cdot L^2}{2} = 0$$

$$M_e - 30661,86 \text{ Kg cm} = ,00$$

$\text{solve}(M_a);$

$\{\text{Kg} = \text{Kg}, M_e = 30661,86 \text{ Kg cm}, \text{cm} = \text{cm}\}$

$$M_e := 30661.86 \text{ Kgcm}$$

$$30661.86 \text{ Kgcm}$$

$$R_{y_1} := Q_1 \cdot L$$

$$741,07 \text{ Kg}$$

ESTADO 2: Con carga de impacto (Q2)

$$M_a := M_e'' - \frac{Q_2 \cdot L^2}{2} = 0$$

$$M_e'' - 38947,41 \text{ Kg cm} = ,00$$

$\text{solve}(M_a);$

$\{\text{Kg} = \text{Kg}, M_e'' = 38947,41 \text{ Kg cm}, \text{cm} = \text{cm}\}$

$$M_e'' := 38947.41 \text{ Kgcm}$$

$$38947.41 \text{ Kgcm}$$

$$R_{y_2} := Q_2 \cdot L$$

$$941.3272223 \text{ Kg}$$



GRÁFICOS DE LOS MOMENTOS FLECTORES DE Q1 Y Q2:

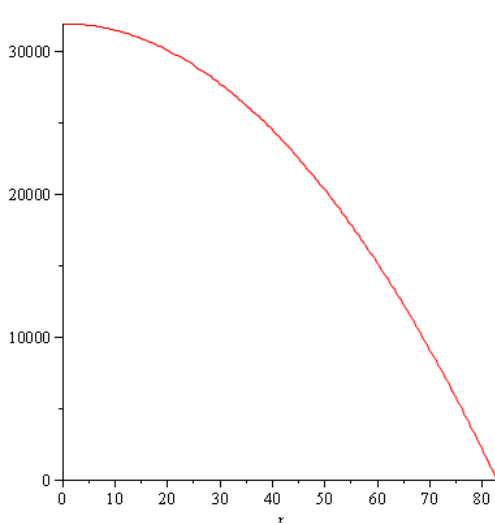


Figura N° 2.20: Momento Flector en función de la carga estática y dinámica.

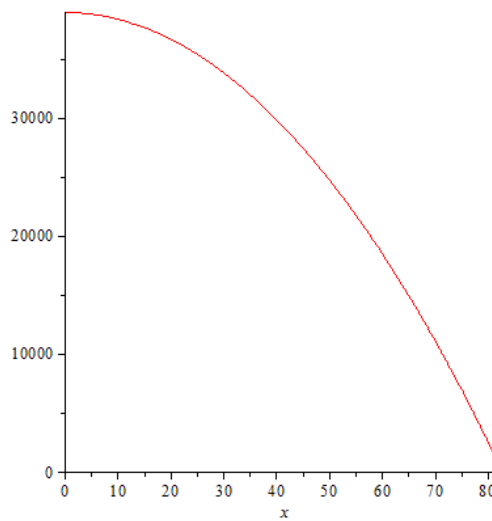


Figura N° 2.21: Momento Flector en función de la carga estática, dinámica e impacto.

El momento flector más influyente en el cálculo de la viga se da lógicamente en el empotramiento, a partir de los dos estados podemos obtener el momento máximo y el mínimo que actuará en la sección. Se procede a calcular el módulo resistente de la sección más desfavorable mediante el uso de la Ecuación de Soderverg:

ANÁLISIS DE FATIGA EN EL PUNTO A (XA = 0 cm):

$$M_{\min} := 30661.86 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{\max} := 38947.41 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$S_m := \frac{(M_{\max} + M_{\min})}{2w}$$

$$\frac{34804,64 \text{ kg cm}}{w}$$

$$S_a := \frac{(M_{\max} - M_{\min})}{2w}$$

$$\frac{4142.775000 \text{ kg cm}}{w}$$

$$A := 0.231$$

$$B := 0.3$$

$$s_n := A \cdot S_y + B \cdot S_u$$

$$\frac{4249.278 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N := 1.75$$

$$k1 := 1$$

$$k2 := 0.8$$

$$k3 := 0.45$$



$$S_n := s_n \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad \frac{1529,74 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

Con Concentrador de tensiones:

$$k_t := 1.6 \quad a := 0.0025$$

$$r := \frac{4}{25.4} \quad 0.1574803150$$

$$q := \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} \quad 0.9843730774$$

$$k_f := q \times (k_t - 1) + 1 \quad 1.590623846$$

Ec Soderberg:

$$Ec_1 := \frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + \frac{k_f \cdot Sa}{Sn} \quad 0.5714285714 = \frac{9.183622301 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_1); \quad \{cm = cm, w = 16.07133903 \text{ cm}^3\}$$

Sin Concentrador de Tensiones:

$$Ec_2 := \frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn} \quad 0.5714285714 = \frac{7.584120702 \text{ cm}^3}{w}$$

$$\text{solve}(Ec_2); \quad \{cm = cm, w = 13.27221123 \text{ cm}^3\}$$

En el caso de concentrador de tensiones, se evalúa la distancia c al punto en donde se curva el perfil C. En el segundo caso en donde no se considera el concentrador, la distancia c es la mitad de la altura total del perfil, ya que al coincidir la dirección de la fuerza con uno de los planos principales de inercia se produce la flexión simple.

El coeficiente de concentración de esfuerzos se obtiene de la misma forma que se calculó anteriormente para la viga principal, en este caso su valor es de 1.59.

Con estos resultados podemos encontrar el perfil que soporte la carga por resistencia, por lo que el próximo cálculo es el de resistencia por rigidez. Se procederá a calcular la deformación de dicha viga:

Deformación:

$$Ql := \frac{403 \text{ Kg}}{45 \text{ cm}} \quad 8,96 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$



$$L := 82.75 \text{ cm}$$

$$E := \frac{2.1 \cdot 10^6 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\delta := 0.1 \text{ cm}$$

$$Ec1 := \delta = \frac{Q1 \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot J_{xx}}$$

$$0.1 \text{ cm} = \frac{24.99512198 \text{ cm}^5}{J_{xx}}$$

solve(Ec1);

$$\{cm = 0., J_{xx} = J_{xx}\}, \{cm = cm, J_{xx} = 249.9512198 \text{ cm}^4\}$$

Se considera como deformación máxima 1 mm por metro, por lo que la deformación admisible máxima de la viga podrá ser de 0,075 cm (δ). Como en el chasis del bitren los travesaños están unidos por los faldones que le dan forma a los bordes del semirremolque, se considera una flecha máxima de 1 mm ya que estas proporcionan una mayor rigidez y el perfil obtenido será más acorde a los usados en la práctica. Con estas consideraciones, el momento de inercia aproximado es de 250 cm^4 que da una sección mayor al obtenido mediante el cálculo por fatiga. Se utilizará el siguiente perfil para el empleo de los travesaños:

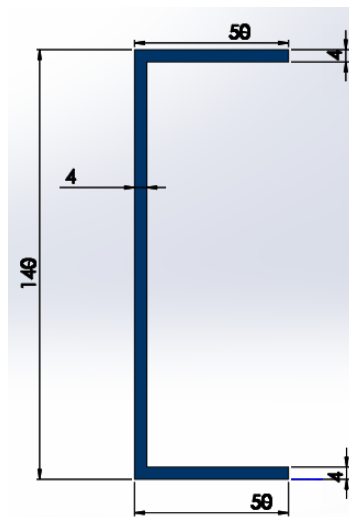


Figura N° 2.22: Sección del perfil C.

El perfil tiene un momento de inercia de 262 cm^4 , con una deformación máxima resultante de 0,1 cm y un módulo resistente de 37 cm^3 para la fibra más alejada y 40 cm^3 para la zona de concentración de esfuerzos.

Otro esfuerzo al que estará sometido el elemento debido a la flexión simple, será a las tensiones de corte, las cuales serán máximas en el centro del perfil:

$$L := 82.75 \text{ cm}$$

$$b := 5 \text{ cm}$$



$$Q_2 := \frac{5119 \text{ kg}}{450 \text{ cm}}$$

$$Q := Q_2 \cdot L \quad 941,33 \text{ kg}$$

$$h := 14 \text{ cm} \quad t := 0,4 \text{ cm}$$

$$m := b \cdot t \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{t}{2}\right) + t \cdot \left(\frac{h}{2} - t\right) \cdot \frac{\left(\frac{h}{2} - t\right)}{2} \quad 22,31 \text{ cm}^3$$

$$J_z := 262 \text{ cm}^4 \quad 262 \text{ cm}^4$$

$$b_1 := 0,4 \text{ cm} \quad W := 37 \text{ cm}^3$$

$$\tau_{\max} := Q \cdot \frac{m}{b_1 \cdot J_z} \quad \frac{200,41 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_f := Q \cdot \frac{L}{2} \quad 38947,41 \text{ kgcm}$$

$$\sigma := \frac{M_f}{W} \quad \frac{1052,63 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Puede observarse que el esfuerzo cortante máximo (τ_{\max}) es menor que el esfuerzo producido por la flexión (σ). Para obtener el perfil, se realiza el plegado de una chapa de 218 x 4 mm, las fibras exteriores del material se encuentran a tracción, mientras que las interiores a compresión. Debido al efecto de Poisson, la anchura de la parte (longitud de doblado, L) se ha vuelto más pequeña en la región exterior y más grande en la región interior que la anchura original:

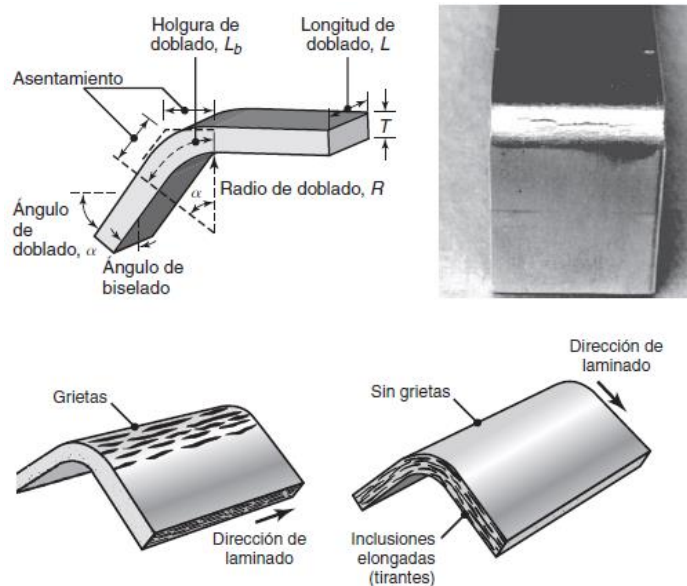


Figura N° 2.23: Obtención de un perfil mediante el plegado.



Como se muestra en la figura anterior, la holgura o tolerancia de doblado (L_b) es la longitud del eje neutro en el doblado y se utiliza para determinar la longitud de la lámina en bruto de una pieza que se va a doblar. Sin embargo, la posición del eje neutro depende del radio y el ángulo de doblado.

El eje neutro de la pieza se encuentra a la mitad de la chapa cuando $T = 1$ mm y a $1/3$ de la curva interior cuando $T > 1$ mm. El radio mínimo de doblado se expresa en términos de espesor, para materiales dúctiles es de 1 – 2 veces el espesor y para materiales duros de 3 – 4 veces el espesor.

A partir de estos datos se procede a calcular la longitud necesaria de la chapa para su plegado:

$$\begin{aligned} R &:= 15 \text{ mm} & T &:= 4.75 \text{ mm} \\ Y &:= \frac{T}{3} & \alpha &:= 1.57 \\ A &:= 34 \text{ mm} & B &:= 53.83 \text{ mm} \\ C &:= A + B + \alpha \times (R + Y) & & 108.7633333 \text{ mm} \\ L_T &:= 2C & & 217.5266666 \text{ mm} \end{aligned}$$

Una vez definida la longitud, se procede a determinar la fuerza necesaria para lograr el plegado de la misma tanto al aire como en plegado a fondo. Existen diversas fórmulas experimentales desarrolladas por diversos autores (Oehler-Kaiser, Schuler, Kobayashi, etc) y fabricantes. Según estos autores las fuerzas de plegado (σ_d) dependen de la relación T/V , entre el ancho de la garganta de la matriz y el espesor de la chapa, y se puede expresar en función de la carga de rotura (σ_r) del material. A modo de resumen exponemos aquí la expresión de la fuerza de plegado más utilizada:

$$\begin{aligned} \sigma_r &:= \frac{950 \text{ N}}{\text{mm}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{9.81 \text{ N}} \times \frac{1 \text{ mm}^2}{0.01 \text{ cm}^2} & & \frac{9683.995924 \text{ kg}}{\text{cm}^2} \\ V &:= 3.4 \text{ cm} \\ T &:= 0.4 \text{ cm} \\ L &:= 250 \text{ cm} \\ \sigma_d &:= 3 \times \sigma_r & & \frac{29051.98777 \text{ kg}}{\text{cm}^2} \\ F &:= \frac{2 \times \sigma_d \times L \times T^2}{3 \times V} & & 2.278587275 \cdot 10^5 \text{ kg} \end{aligned}$$



La fuerza necesaria para realizar el plegado de una chapa cuyas dimensiones son 2500 x 218 x 4 mm es de 230 Tn.

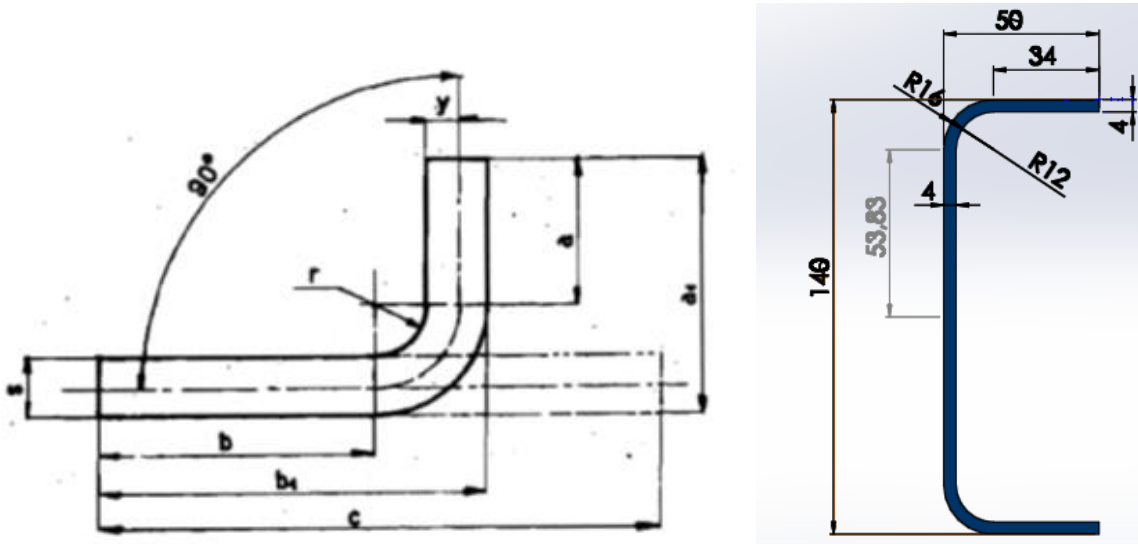


Figura N° 2.24: Perfil C del travesaño.

Tabla: Factores de proporcionalidad para el cálculo aproximado de la fuerza de plegado según diversos autores. Nótese que la cte. C_1 equivale a $(2/3)C$, y que en la mayoría de los casos, se tiene $C_2 = (1/3)C$.

Factores de proporcionalidad:		$\sigma_d = C \sigma_r \Rightarrow$	Plegado al Aire	Plegado a fondo U
			$F = C_1 (\sigma_r b s^2 / V)$	$F = C_2 (\sigma_r b s)$
Fuente		C	C_1	C_2
Oehler-Kaiser [2], Schuler Kobayashi, nota: según los autores se toma $C_1 = 1 + 4 (S/V)$	Para $V = 12 S$	2	1,33	0,4
	Para $V = 8 S$	2,25	1,5	
	Para $V = 6 S$	2,5	1,66	
Gonzalez Nuñez, J.		2,4	1,6	-
SME De la Hija, A. (fabricante)	para $V = 16 S$	1,8	1,20	-
	para $V = 8 S$	2	1,33	-
Lopez Navarro, T.		3	2	1
Rossi, M. , (Schuler y Cincinnati)		2	1,33	0,66
Blanco, J.		3	2	1
Coca, Rosique (Hilpert, Ruhmann*)		2,5	1,66	$0,22 V^*$
Astrida-HACO (fabricante)		2,13	1,42	-
Mebusa (fabricante)		3	2	1

Tabla N° 2.2: Coeficientes para cálculo de la fuerza del plegado.



2.3.6 SOLDADURA PARA LA UNIÓN TRAVESAÑO - VIGA

Como se mencionó anteriormente, para la unión del larguero a la viga principal se realiza el corte de la sección del perfil C en la viga principal y se coloca de manera pasante el mismo rellenándose ciertos espacios con soldadura en la zona de su centro de gravedad, dando como resultado una estructura más uniforme a la hora de asumir las diversas sollicitaciones generadas por las discontinuidades del terreno y permitiendo un leve giro del mismo en las zonas alejadas a dicho centro de gravedad, evitando posibles grietas en la soldadura.

Se realizarán soldaduras de filetes verticales, las cuales fallan por corte según un plano aproximadamente a 45° a través de la garganta y es por ello que se toma el área de ese plano como el área efectiva. La superficie de la misma debe ser plana o convexa, ya que si es cóncava se pueden producir grietas al enfriarse la soldadura y el plano medio de la superficie debe tener una inclinación de 45° para lograr filetes de lados iguales.

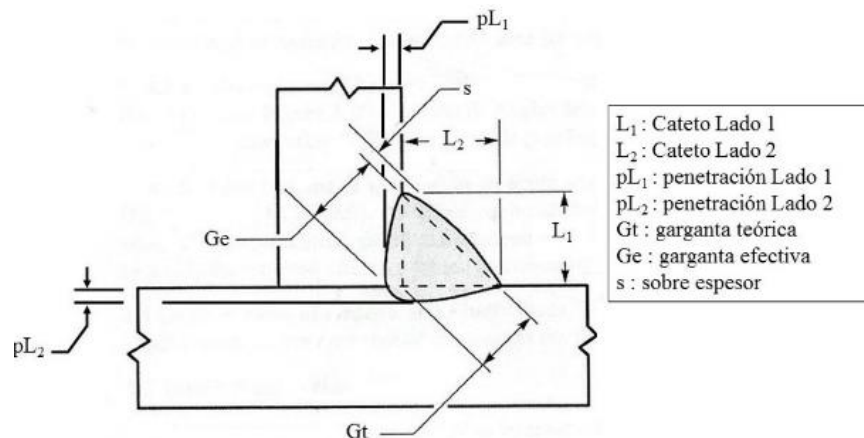


Figura N° 2.25: Nomenclatura para soldaduras de filete.

Se considera como espesor efectivo o garganta teórica (G_t) a la distancia más corta entre la raíz y la cara teórica del filete (representación de la sección transversal de la soldadura). La longitud efectiva (L_e) es la longitud total del eje del filete de dimensiones incluidos los retornos y el producto entre el espesor efectivo y la longitud efectiva me da el área efectiva (A_w).

El lado o cateto mínimo (d) será:

- Mayor o igual al necesario según el cálculo.
- Mayor o igual a los valores indicados en la tabla 4 en función de espesor más grueso de las chapas unidas (valores obtenidos experimentalmente).



El lado o cateto máximo (d) será:

- Menor o igual al espesor del material para espesores de hasta 6 mm.
- Menor o igual al espesor del material menos 2 mm si es el espesor es mayor a 6 mm.

La longitud efectiva será:

- Mínima: Mayor o igual a 4 veces el lado nominal (d).
- Máxima: Calculada por diseño.

Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Tamaño Mínimo de la Soldadura de Filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

(a) Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.
(b) Ver la Sección J.2.2(b) para el lado máximo del cordón de filete.

Tabla N° 2.3: Espesores mínimos para soldadura de filete.

El estado tensional de una soldadura sometida a fuerzas paralelas o normales a su eje es muy complejo por lo que las normas dan procedimientos simplificados que están avalados por ensayos. Se utilizarán las especificaciones del CIRSOC 301 – EL^[5] para determinar la resistencia de diseño.

La resistencia de la unión está determinada por la resistencia de la soldadura en el plano de la misma o por la resistencia del metal base en los planos cercanos a la soldadura, según el tipo de esfuerzo. En las uniones de filete los ensayos demuestran que cuando la fuerza es normal al eje de la soldadura, la resistencia es mayor que cuando es paralela. Sin embargo, para simplificar, se considera una única resistencia como corte en el área efectiva, independientemente de la dirección de la fuerza.



Tipo de soldadura	Aplicación tubular	Tipo de sollicitación	Diseño por tensiones admisibles (DTA o ASD)	Diseño por factores de carga y resistencia (DFR o LRFD)		Nivel de resistencia requerido en el metal de aporte ⁽¹⁾
			Tensión admisible	Factor de resistencia ϕ	Resistencia nominal	
Soldaduras de Filete	Juntas longitudinales de elementos estructurales tubulares armados o contruidos.	Tracción o compresión paralelas al eje de la soldadura	Igual que para el metal base	0,90	F_y	Puede usarse metal de aporte con una resistencia igual o menor que el metal base
		Corte sobre el área efectiva	0,30 F_{Exx}	0,60	0,60 F_{Exx}	Puede usarse metal de aporte con una resistencia igual o menor que el metal base ⁽⁴⁾
	Juntas en uniones estructurales T, Y, o K, en juntas solapadas o yuxtapuestas circulares y juntas de uniones de accesorios a tubos o caños	Corte en la garganta efectiva, sin tener en cuenta la dirección de la carga. (Ver los artículos 2.6.5. y 2.6.6.1.3.)	0,30 F_{Exx} o como se limite por la geometría de la unión (ver el artículo 2.6.6.)	0,60	0,60 F_{Exx}	
			o como se limite por la geometría de la unión (ver el artículo 2.6.6, para DFR o LRFD)			
Soldaduras en botones (tapones) y ranuras (muescas)	Corte paralelo a las superficies de empalme (sobre el área efectiva)		metal base 0,40 F_y metal de aporte 0,30 F_{Exx}	No aplicable		Puede usarse material de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que el metal base

Notas:

- (1) Para igualación del material de aporte ver la Tabla 3.1.
- (2) Se permite un corte por flexión o torsión de hasta 0,30 de la resistencia mínima a la tracción especificada del metal de aporte, con la salvedad que el corte en el metal contiguo (adyacente) será menor que 0,40 F_y (DFR o LRFD, ver corte).
- (3) Las soldaduras con bisel o de filete paralelas al eje longitudinal de elementos estructurales sometidos a tracción o compresión, excepto en áreas de unión, no se considera que transmiten tensión y por lo tanto pueden tomar la misma tensión que el metal base, sin tener en cuenta la clasificación del electrodo (material de aporte). Cuando se aplican las disposiciones del artículo 2.6.6.1., las soldaduras en el elemento estructural principal, dentro del área de unión, deben ser soldaduras con JPC y utilizando metal de aporte que iguale la resistencia del metal base, tal como está definido en la Tabla 3.1.
- (4) Ver el artículo 2.6.6.1.3.

Tabla N° 2.4: Tensiones admisibles en uniones soldadas.

La resistencia de diseño de la soldadura será:

$$S_{ye} := \frac{4930 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d := 1 \text{ cm}$$

$$\phi := 0.6$$

$$F_w := 0.6 \times S_{ye}$$

$$\frac{2958.0 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A_{wl} := 0.707 \times d$$

$$0.707 \text{ cm}$$

$$R_d := \phi \times F_w \times A_{wl}$$

$$\frac{1254,78 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

Definida la resistencia de diseño unitaria de un filete de 1 cm de lado tomando los coeficientes de la tabla 4, se procede a definir la geometría de la soldadura. Se realizarán dos filetes verticales próximos al centro de gravedad del perfil C como puede observarse a continuación:

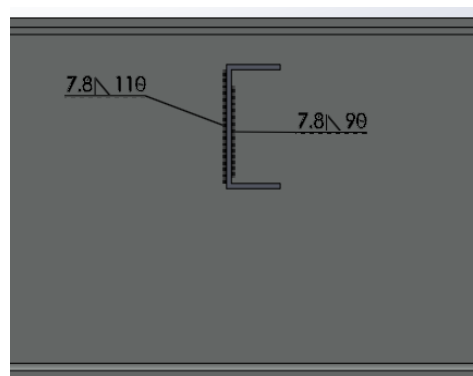
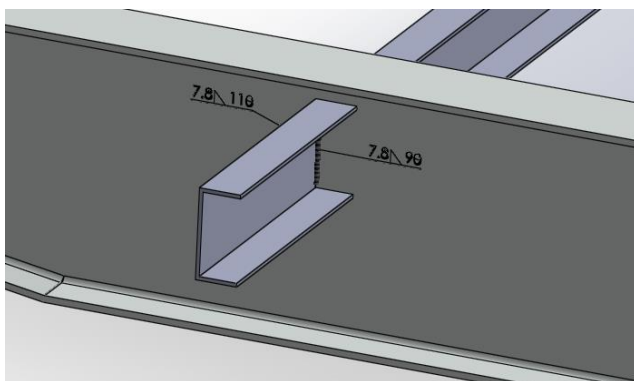


Figura N° 2.26: Geometría de la soldadura Viga principal - Larguero.



Al estar próximo al centro de gravedad, estos filetes permiten una leve rotación del perfil evitando posibles fisuras de la soldadura debido a los posibles esfuerzos torsionales producidos por las variaciones de carga entre las vigas principales cuando se circula por terrenos irregulares.

Como se mencionó anteriormente, el principal esfuerzo al que está sometida la unión es al momento flector, pero además se considera el esfuerzo de corte en la unión y se tomará la combinación de los mismos como el esfuerzo resultante.

Primero se obtiene el centro de gravedad de la unión y luego se calcula el esfuerzo resultante:

$$Y_g := 6 \text{ cm}$$

$$A_1 := 12 \text{ cm} \times 1 \text{ cm} \quad 12 \text{ cm}^2$$

$$A_2 := 10 \text{ cm} \times 1 \text{ cm} \quad 10 \text{ cm}^2$$

$$A_t := A_1 + A_2 \quad 22 \text{ cm}^2$$

$$d_{1x} := 0.5 \text{ cm}$$

$$d_{2x} := 1 \text{ cm} + 0.4 \text{ cm} + 0.5 \text{ cm} \quad 1.9 \text{ cm}$$

$$X_g := \frac{(A_2 \times d_{1x} + A_2 \times d_{2x})}{A_t} \quad 1,09 \text{ cm}$$

$$J_{xx} := 1 \text{ cm} \times \frac{(12 \text{ cm})^3}{12} + 1 \text{ cm} \times \frac{(10 \text{ cm})^3}{12} \quad 227,33 \text{ cm}^4$$

$$W_s := \frac{J_{xx}}{5.5 \text{ cm}} \quad 41,33 \text{ cm}^3$$

$$Q_2 := \frac{5119 \text{ kg}}{432 \text{ cm}} \quad L := 82.75 \text{ cm}$$

$$S_s := \frac{Q_2 \times L}{A_t} \quad \frac{44,57 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_n := \frac{Q_2 \times L^2}{2 \times W_s} \quad \frac{981,54 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_R := \sqrt{S_s^2 + S_n^2} \quad \frac{982.5490698 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d_{nec} := \frac{S_R}{R_d} \quad 0,78 \text{ cm}$$



Obteniendo así un lado de cateto mínimo de filete de 7,8 mm y una garganta teórica mínima de 5,5 mm como se puede observar en la siguiente figura:

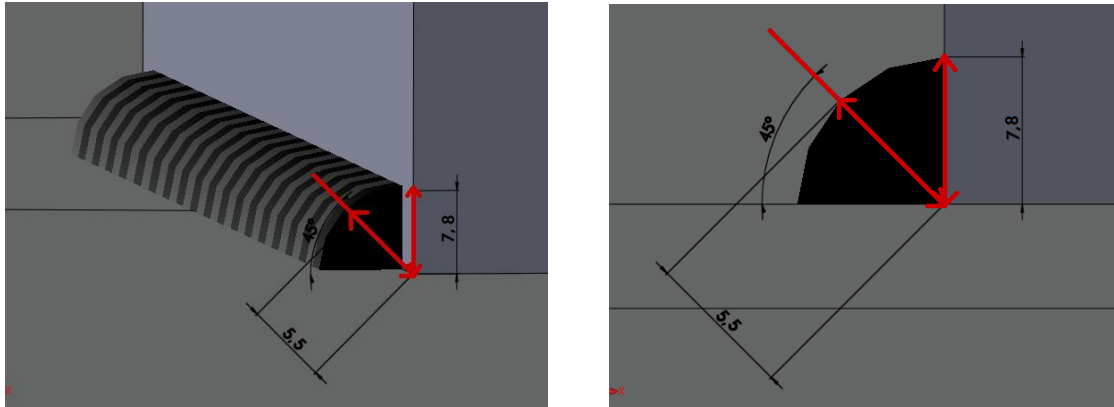


Figura N° 2.27: Garganta teórica y lado mínimo del filete.

2.3.7 CÁLCULO DE LAS TENSIONES Y DEFORMACIONES DEL TRAVESAÑO CON SOLIDWORKS:

Partiendo del perfil seleccionado anteriormente, se procedió a calcular las tensiones y deformaciones, definiendo en primer lugar las restricciones, considerando a la viga empotrada en un extremo y libre en el otro, dicha restricción se marcó con color verde en la siguiente imagen.

En segundo lugar se definió el estado de carga, se consideró la carga distribuida anterior Q2 aplicada a los 82.75 cm de voladizo de la viga que da una fuerza de 940 kg aplicada en el área superior, la cual se definió en otro color. Luego se consideró la elección de la malla para la evaluación de elementos finitos, estas consideraciones se muestran en las siguientes imágenes:

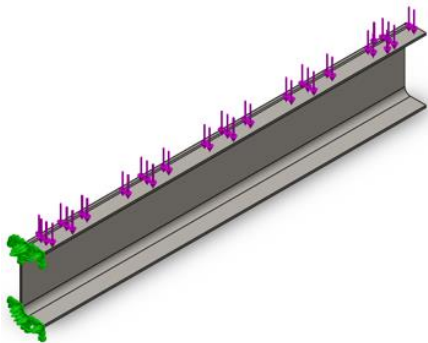


Figura N° 2.28: Detalle de la restricción y aplicación de la fuerza.

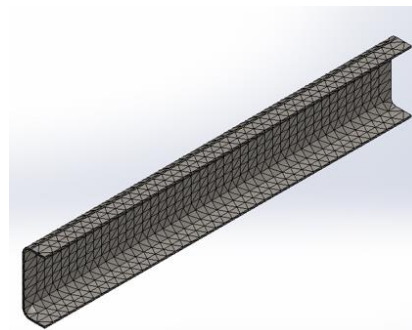


Figura N° 2.29: Detalle del mallado.



Las tensiones alcanzadas se detallan en las siguientes figuras, donde la tensión máxima es de 4355 Kg/cm² dando un coeficiente de seguridad N= 1.6 y las deformaciones máximas encontradas son de 1.2 mm en la punta.

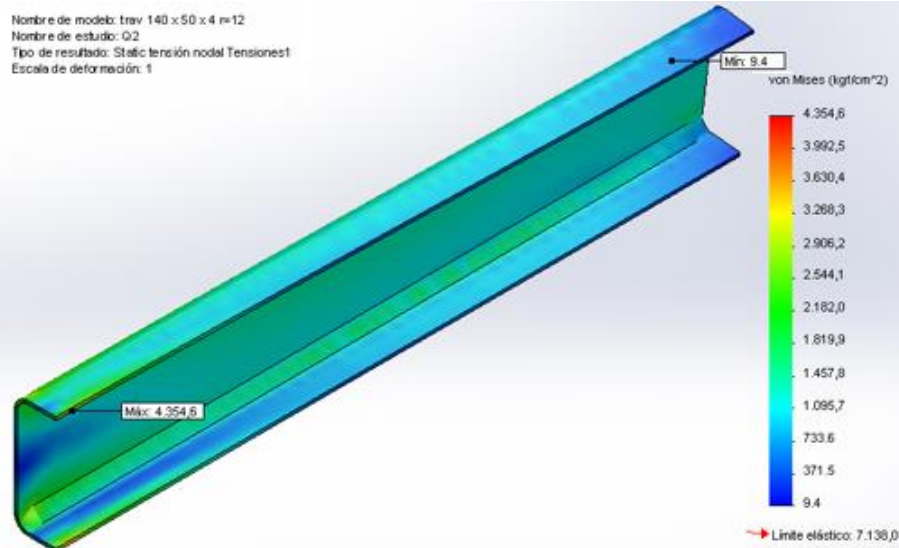


Figura N° 2.30: Tensiones de Von mises en el travesaño.

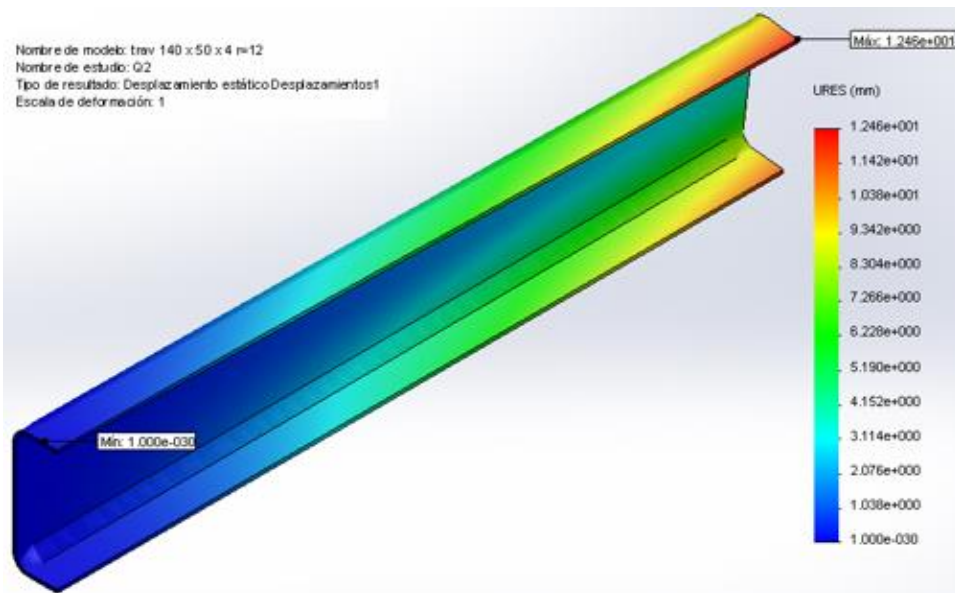


Figura N° 2.31: Deformación del travesaño.

Tanto la tensión como la flecha son excesivas, pero como se mencionó anteriormente, se consideraron cargas por sobrepeso, por incrementos dinámicos y no se tuvo en cuenta los faldones (perfil que rodea a los travesaños) que le otorga mayor rigidez en los extremos, por lo



que se deduce que los datos obtenidos son aceptables y similares a los utilizados por otros fabricantes del mismo rubro.

Instaladas las vigas travesaño, su distancia será de 64.5 cm una respecto de la otra y por cuestión de diseño la última estará a una distancia de 63 cm del faldón final, como se mostrará a continuación. Para darle una forma final al chasis se colocan los faldones, los cuales son perfiles C que brindan una mayor rigidez y uniformidad a los travesaños, ya que los vincula entre sí.

Para el perfil del mismo se utilizará el mismo formato que el utilizado para los travesaños, con la diferencia que su altura será de 21 cm para servir de apoyo al piso móvil que se instalara por encima del mismo.

Una vez ensamblado el sistema que forma el cuerpo de la unidad se procederá a verificar el comportamiento del conjunto y cada una de las deformaciones antes mencionadas.

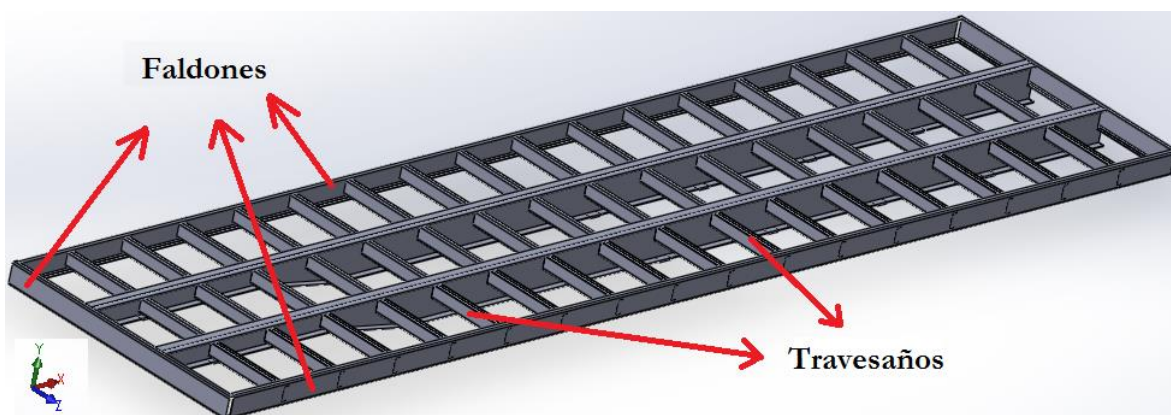


Figura N° 2.32: Chasis del semirremolque trasero.

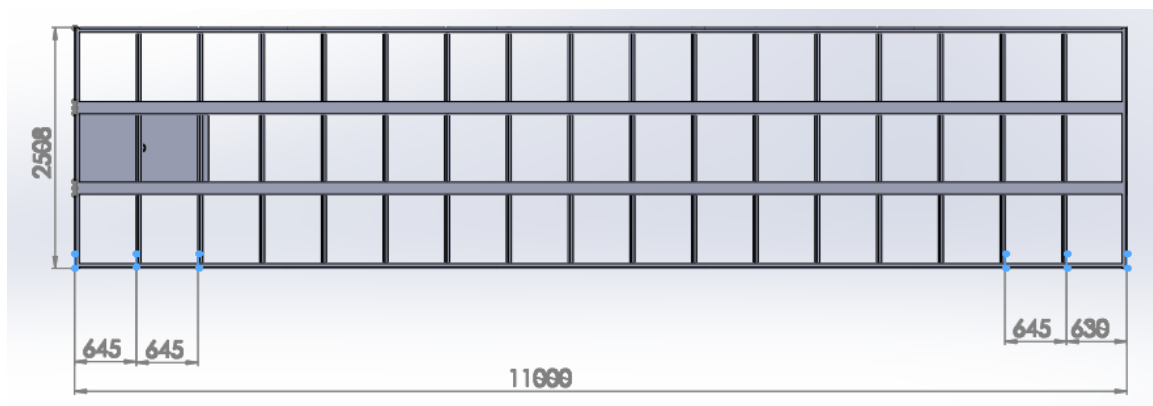


Figura N° 2.33: Ubicación de los travesaños.

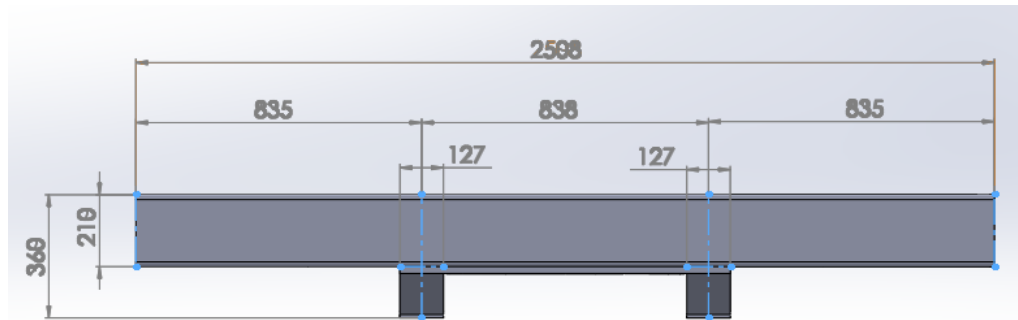


Figura N° 2.34: Ubicación de las vigas principales

2.4 DIMENSIONAMIENTO DE LA QUINTA RUEDA

El plato de giro se encuentra en contacto con la quinta rueda transmitiendo parte de las cargas de operación del semirremolque al tractocamión, lo que hace necesario analizar su resistencia por flexión, aplastamiento y fatiga.

En el centro de este se localiza el King Pin o perno rey, el cual sirve de nexo entre el plato de giro y la quinta rueda.

Las fuerzas actuantes sobre la placa están compuestas por:

- La fuerza vertical RA calculada previamente en el punto 3 para cada viga principal, con un total de 12.000 kg sobre el tándem triple del semirremolque delantero. Se utilizará la mayor de estas para los siguientes cálculos.
- La fuerza horizontal debida al arrastre, donde definimos el valor de D como la fuerza teórica de referencia con respecto a la fuerza horizontal que existe entre el vehículo tractor y el remolque. Se tomará como base para las cargas horizontales en los ensayos dinámicos ^[6], fórmula utilizada ampliamente por fabricantes:

$$D := g \times \frac{0.6 \times T \times R}{T + R - U}$$

En donde:

T = Masa máxima técnicamente autorizada del vehículo tractor incluyendo la masa U, se tendrán en cuenta el eje delantero y los dos ejes traseros de dicho vehículo.

R = Masa máxima técnicamente autorizada en t del remolque cargado.

g = Aceleración causada por la gravedad (9,81 m/s²).



U = Carga vertical aplicada en la quinta rueda en t del remolque cargado, en la que se tomará en cuenta las 14t del límite legal del vehículo tractor con una sobrecarga del 10% y su incremento por irregularidades de la vía.



Figura N° 2.35: Cargas en el perno rey.

Para el cálculo del perno de enganche se tomará en cuenta la carga dinámica D, la cual se considera repetida e invertida para el cálculo de fatiga. Se procederá a calcular la carga horizontal en el perno del semirremolque delantero, el cual estará más solicitado al tener que soportar los esfuerzos del semirremolque trasero:

$$g := 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$R := 75000 \text{ Kg}$$

$$U := (14000 \text{ Kg} + 1400 \text{ Kg}) \cdot 1.3$$

$$20020.0 \text{ Kg}$$

$$T := 6500 \text{ Kg} + 18000 \text{ Kg}$$

$$24500 \text{ Kg}$$

$$D := g \times \frac{0.6 \times T \times R}{T + R - U}$$

$$\frac{1.360785732 \cdot 10^5 \text{ m Kg}}{s^2}$$

Lo que da como resultado una fuerza horizontal de 136 kN o 13870 kg, a partir de este valor de D se procede a seleccionar el King Pin de un fabricante conocido en la región:

Utilización según las normas

Datos de carga admisibles

Tipo	Marca de homologación	King pin	Valor D [kN]
KZ 10	E1 55R - 01 0145	KZ 1006-1012	162
KZ 1016	E1 55R - 01 0150	KZ 1016	320
KZ 11	E1 55R - 01 0146	KZ 1108-1112	152
KZ 1116	E1 55R - 01 0151	KZ 1116	260
KZ 14	E1 55R - 01 0147	KZ 1410-1412	162
KZ 1416	E1 55R - 01 1572	KZ 1416	170
KZ 15	E1 55R - 01 0148	KZ 1516	170
KZ 1312	F 3458	KZ 1312	105
	RDW 17010244	KZ 2816	152

Tabla N° 2.5: Selección del King Pin [7].



Se utilizará el modelo KZ 10 cuyo valor de carga horizontal admisible es de 162 kN. Se procede a realizar el cálculo a fatiga con la fuerza obtenida anteriormente y comprobar si el perno seleccionado resiste, considerando como máximo esfuerzo el corte producido entre el perno y la quinta rueda:

$$F := 13870 \text{ kg}$$

$$d := 5.08 \text{ cm}$$

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4}$$

$$20.2683 \text{ cm}^2$$

$$Sms := 0$$

$$Sy := \frac{7138 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sas := \frac{F}{A}$$

$$\frac{684.3198492 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sys := 0.6 \times Sy$$

$$\frac{4282.8 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$sn := \frac{4249.278 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$k1 := 0.6$$

$$k2 := 0.85$$

$$k3 := 0.9$$

$$Sns := sn \times k1 \times k2 \times k3$$

$$\frac{1950.42 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$Ec_1 := \frac{1}{N} = \frac{Sms}{Sys} + \frac{Sas}{Sns}$$

$$\frac{1}{N} = 0.3508579381$$

$$\text{solve}(Ec_1);$$

$$2.850156406$$

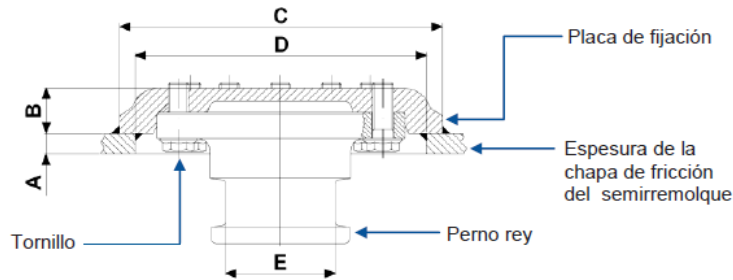
Se obtiene un coeficiente de cálculo de 2.85 basándonos en la línea de Soderberg, considerando el esfuerzo de corte en la sección más desfavorable del perno, lo que se considera aceptable para su empleo. Las dimensiones de la placa de fijación para tener en cuenta a la hora de dimensionar la quinta rueda se detallan en la siguiente figura.

Otra posibilidad de calcular la fuerza máxima horizontal, es considerar que los frenos están aplicados y se intenta avanzar. Las cargas a considerarse serán tanto del semirremolque trasero, como las del delantero para el cálculo del perno rey del semirremolque delantero. Se considera que el coeficiente de rozamiento del asfalto es igual a 0,70.

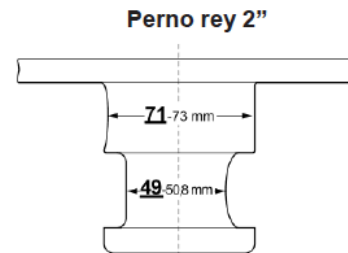


Perno rey 2" y 3.1/2" JOST

Conjunto perno rey, tornillos y placa de fijación



Límites de desgastes



Dimensional

Código conjunto perno rey, tornillo y placa	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E	Valor D (kN)
260000085 (2" - 8 tornillos)	8	37	Ø260	Ø235	Ø2"	162
260000086 (2" - 8 tornillos)	10	34	Ø260	Ø235	Ø2"	162
260000192 (2" - 8 tornillos)	12	33	Ø260	Ø235	Ø2"	162
260000101 (3.1/2" - 8 tornillos)	10	34	Ø260	Ø235	Ø3.1/2"	162
260000196 (3.1/2" - 8 tornillos)	12	34	Ø260	Ø235	Ø3.1/2"	162
260000161 (3.1/2" - 12 tornillos)	16	37	Ø260	Ø235	Ø3.1/2"	200
PR00006J00 (3.1/2" - 12 tornillos - agujero central)	16	37	Ø260	Ø235	Ø3.1/2"	200

Figura N° 2.36: Dimensiones del perno rey.

$$u := 0.7$$

$$d := 5.08 \text{ cm}$$

$$F := 25000 \text{ kg} + 25000 \text{ kg} + 14000 \text{ kg}$$

$$64000 \text{ kg}$$

$$F_{Hmáx} := F \times u$$

$$44800.0 \text{ kg}$$

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4}$$

$$20.2683 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_t := \frac{F_{Hmáx}}{A}$$

$$\frac{2210.348179 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y := \frac{7381 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ys} := 0.6 \times S_y$$

$$\frac{4428.6 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N := \frac{S_{ys}}{\sigma_t}$$

$$2,00$$



El coeficiente de cálculo $N=2$, resultando satisfactorio el diámetro utilizado para el perno rey. Se procede a elegir la quinta rueda, teniendo en cuenta el diámetro del perno seleccionado. En la elección de la quinta rueda, se deben tener en cuenta los factores a los que está sometido la misma, ya sea el tipo de terreno sobre el que transita normalmente el equipo, como el tipo de carga transportada y la capacidad del camión.

Considerando todas estas condiciones, se definió un modelo a partir de la recomendación de uno de los fabricantes más reconocidos en el tema:

Configurador de la Quinta Rueda

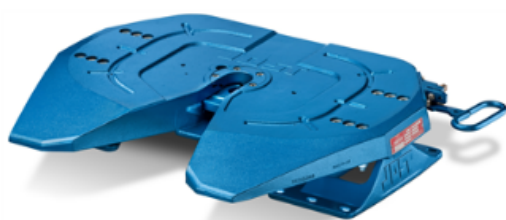


DESCUBRE EL MODELO DE LA QUINTA RUEDA IDEAL PARA SU APLICACIÓN

Seleccione en las opciones de abajo las características de su Implemento.

Camión	Modelo Semirremolque	Configuración Semirremolque	Utilización
6x4	Furgón Carga General	Bitren 9 ejes	Carretero

EL MODELO DE QUINTA RUEDA IDEAL PARA SU APLICACIÓN ES:



Ampliar Imagen

Quinta Rueda JSK 37CX

Detalles

- Acoplamiento para perno rey 2";
- Bloquea la quinta rueda más robusto, con alivio central para evitar concentración de carga en el sistema de acoplamiento;
- 4 tornillos para fijación del disco de fricción;
- Amortiguación por cojinetes de goma;
- Zapatas fijadas por 6 tornillos cada;
- Alturas de 160mm, 185mm, 220mm y 250mm;
- Pintura automotriz e-coat o top-coat;
- Aprobación en la Unión Europea (TUV).

Recomendada para combinaciones de vehículos que aplican torsiones elevadas en la quinta rueda, como semirremolques tanques y basculantes con chasis rígido y bitrenes 9 ejes.

Figura N° 2.37: Selección de la quinta rueda.



Quinta Rueda JSK 37CX

Especificaciones Técnicas

Acoplamiento para perno rey 2"

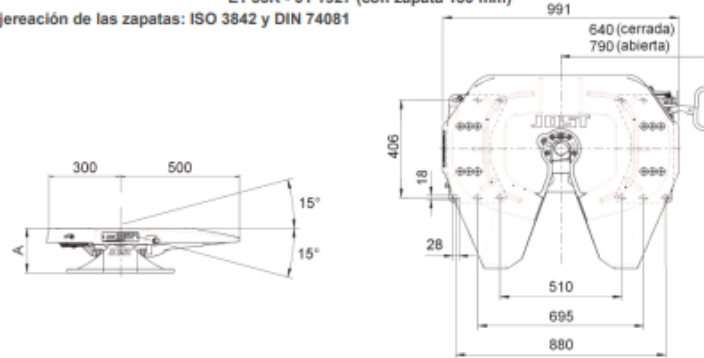
Valor D: 170 kN (con zapatas 185 mm, 220 mm e 250 mm) y 162 kN (con zapata 150 mm)

Carga vertical: 24 ton (con zapatas 185 mm, 220 mm e 250 mm) y 22 ton (con zapata 150 mm)

Aprobación en la Unión Europea: E1 55R - 01 1929 (con zapatas 185 mm, 220 mm y 250 mm)

E1 55R - 01 1927 (con zapata 150 mm)

Agujereación de las zapatas: ISO 3842 y DIN 74081



Código	(A) Altura	Carga vertical	Valor D	Peso	Agujereación para rueda de repuesto	Lubricación central
QR00235J01	150 mm	22 ton	162 kN	156 kg	x	x
QR00219J01	150 mm	22 ton	162 kN	156 kg	-	-
QR00231J01	150 mm	22 ton	162 kN	156 kg	x	-
QR00223J01	150 mm	22 ton	162 kN	156 kg	-	x
QR00236J01	185 mm	24 ton	170 kN	161 kg	x	x
QR00220J01	185 mm	24 ton	170 kN	161 kg	-	-
QR00232J01	185 mm	24 ton	170 kN	161 kg	x	-

Figura N° 2.38: Dimensiones de la quinta rueda [7].

Se seleccionó el modelo JSK 37CX, para el acople del perno rey al camión. El área de apoyo de la quinta rueda sobre dicho perno nos dará la presión a la que está sometida la placa donde se aloja el perno, la cual se utilizará para verificar los esfuerzos de la misma al estar apoyado el semirremolque sobre la unidad. Debido a la ranura para insertar el perno y a la forma irregular de la misma, se tomará un área para el cálculo suponiendo un diámetro aproximado de 510 mm como puede observarse en la figura anterior.

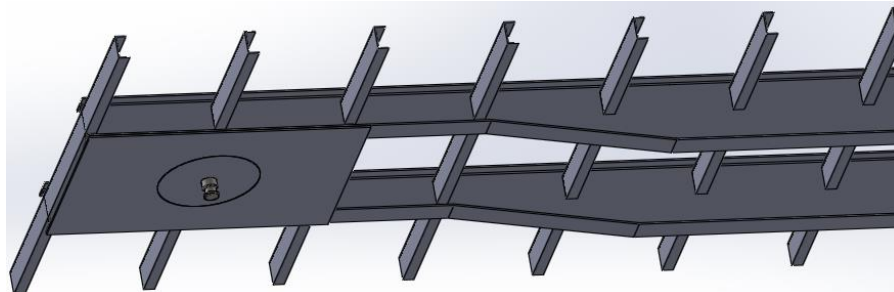


Figura N° 2.39: Ubicación del perno rey.

El principal esfuerzo al que está sometida la placa es al aplastamiento producido por la descarga del semirremolque al apoyarse la misma a la quinta rueda. El aplastamiento es mayor cuando se



apoya a la quinta rueda del camión, como se mencionó anteriormente la carga máxima será de 20.020 kg (carga vertical U):

$$F := 20020 \text{ kg}$$

$$S_y := \frac{7381 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d := 51 \text{ cm}$$

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4}$$

$$2042.8 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_t := \frac{F}{A}$$

$$\frac{9,80 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

Debido a que la superficie de apoyo es grande, el esfuerzo de compresión en la placa es bajo en comparación a los esfuerzos evaluados anteriormente. El ancho de la placa será igual al espacio entre las dos vigas principales de manera que pueda apoyarse sobre cada una de estas logrando un apoyo unirme.

Para el cálculo de los soportes del perno rey se considera que la fuerza de reacción del perno es soportada por dos perfiles C, los cuales estarán unidos a las vigas principales por soldaduras como puede observarse en la siguiente figura:

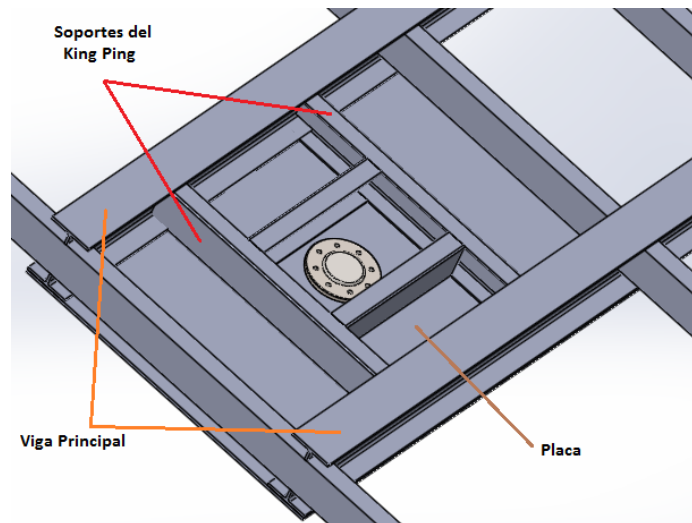


Figura N° 2.40: Soportes del Perno Rey.

$$F_{perno} := 20020 \text{ Kg}$$

$$L := 83.1 \text{ cm}$$

$$w := \frac{F_{perno}}{2L}$$

$$\frac{120.4572804 \text{ Kg}}{\text{cm}}$$



$$R_a := w \times \frac{L}{2}$$

$$5005.000001 \text{ Kg}$$

$$R_b = R_a$$

$$M_b = M_a$$

$$M_a := -w \times \frac{L^2}{12}$$

$$-69319.25001 \text{ Kg cm}$$

$$M_{\max} := w \times \frac{L^2}{24}$$

$$34659.62500 \text{ Kg cm}$$

$$E := \frac{2100000 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\frac{2100000 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Y_{\max} := 0.0886 \text{ cm} = \frac{w \times L^4}{384 \times E \times J}$$

$$0.0886 \text{ cm} = \frac{7.123388482 \text{ cm}^5}{J}$$

$$\text{solve}(Y_{\max});$$

$$\{J = J, \text{cm} = 0.\}, \{J = 80.39941853 \text{ cm}^4, \text{cm} = \text{cm}\}$$

$$S_y := \frac{7138 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N := 3.5$$

$$\sigma_{adm} := \frac{S_y}{N}$$

$$\frac{2039.428571 \text{ Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$W := \frac{-M_a}{\sigma_{adm}}$$

$$33.98954540 \text{ cm}^3$$

El modulo resistente obtenido anteriormente se asemeja bastante al del perfil seleccionado para los travesaños (37 cm^3), por lo que se utilizará dicho perfil C de 140 mm de altura con un espesor de 4 mm. Se procede a ensayar el conjunto de soporte del perno rey en Solidworks, considerando la fuerza horizontal D calculada previamente de 13.870 kg y la fuerza vertical de 20.020 kg:

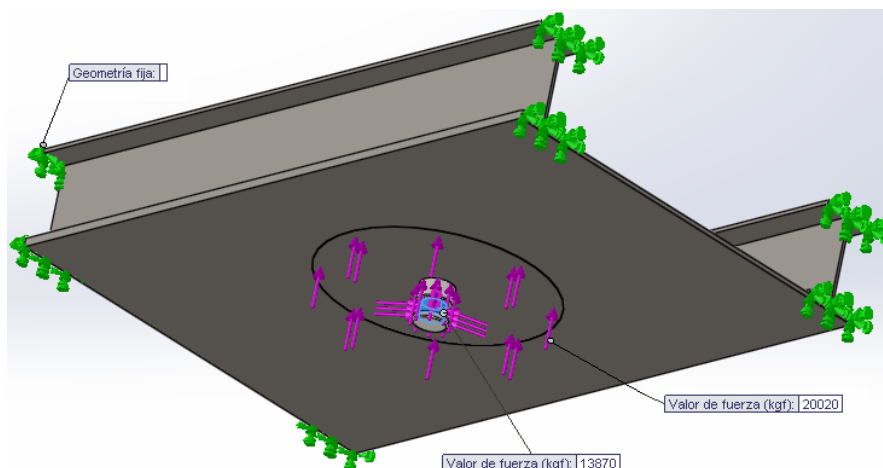


Figura N° 2.41: Fuerzas aplicadas al soporte del Perno Rey.



Las tensiones máximas alcanzadas en el conjunto son de 2.957 kg/cm^2 , dando un coeficiente de seguridad $N= 2.4$ y una deformación máxima de 2 mm en la zona donde se asienta el semirremolque sobre la quinta rueda del camión.

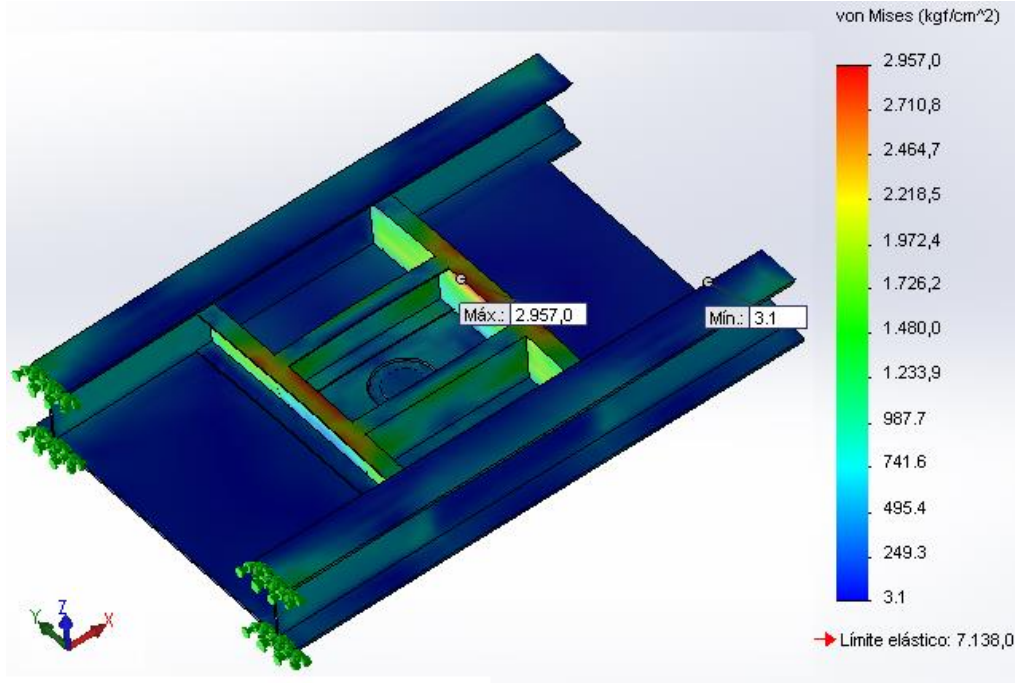


Figura N° 2.42: Tensión máxima del soporte del Perno Rey.

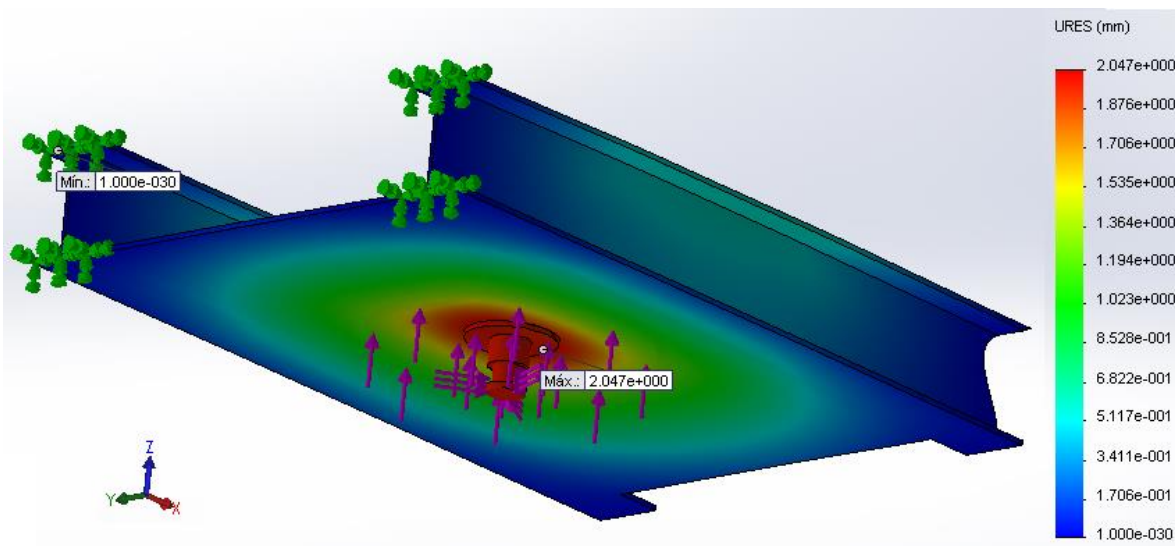


Figura N° 2.43: Deformación máxima del soporte del Perno Rey.



Capítulo III

3.1 SISTEMA PISO MÓVIL

En estos últimos años se está utilizando cada vez más el sistema de piso móvil, debido a su versatilidad para el transporte en varios sectores, como por ejemplo el agropecuario (transporte de granos, cereales), la industria metalúrgica (transporte de rollos, tubos, bobinas) o el sector industrial general (pallets, sacos). Su principal ventaja es la posibilidad de carga y descarga del material de una forma controlada, dosificada, rápida y con la máxima seguridad.

El sistema está formado por tres cilindros hidráulicos de empuje ubicados debajo del piso del semirremolque, el cual está integrado por perfilera de sección cuadrada que está soldada sobre un travesaño. Los perfiles de aluminio se colocan sobre las cuñas deslizantes.

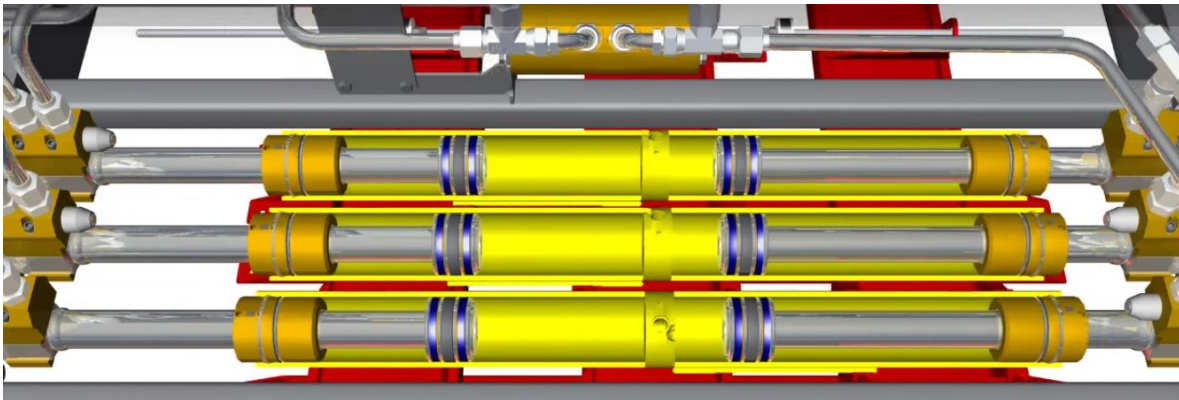


Figura N° 3.1: Cilindros en el piso móvil.

El piso móvil se desplaza hidráulicamente mediante un mando auxiliar, las conexiones hidráulicas suelen estar situadas en la pared del extremo u opcionalmente cerca de los soportes.

El funcionamiento del sistema es el siguiente: primero un tercio de los perfiles de piso se desplaza por debajo de la carga y en una dirección, como el material esta soportado por dos tercios de piso permanece inmóvil a este desplazamiento parcial del piso. En una segunda instancia, otro tercio de los perfiles se desplaza por debajo en la misma dirección anterior, permaneciendo la carga sin variación. Luego el tercio restante se desplaza en la misma dirección quedando todos los perfiles en la misma línea y por último se desplazan todos juntos hacia la dirección inversa a la que se movieron inicialmente, logrando el desplazamiento de la carga.

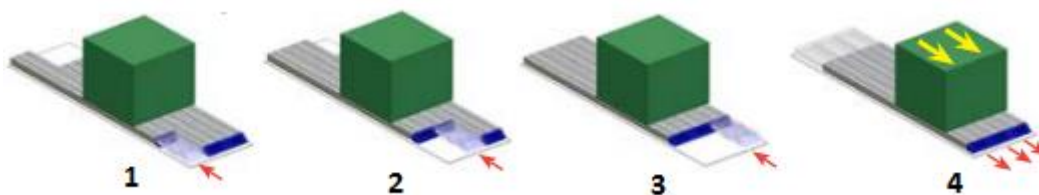


Figura N° 3.2: Fases del movimiento de los perfiles en descarga.

De esta manera, el proceso se repite hasta lograr descargar toda la caja de treinta y siete toneladas en un tiempo aproximado de 30 minutos y esto únicamente con un operario.

El sistema está compuesto por los perfiles donde asientan los palets, instalados longitudinalmente y paralelos entre sí, y por un compuesto plástico único que normalmente durará más que el aluminio. El sello entre ambas ha sido diseñado para asegurar que la carga no se pueda filtrar a través del suelo y bloquea la suciedad que pueda entrar al remolque al salpicar agua en la carretera.

Las tapas de los perfiles de aluminio tienen un ángulo de 45 grados para sellar los extremos, logrando un buen sellado en la parte trasera y evitar atascos. Las tiras de bloques de rodamientos de plástico pueden montarse directamente en la parte superior del travesaño y pueden fijarse con tornillos o bastidores.

Este bloque crea una banda de rodamiento integral de una sola pieza, el moldeo por inyección en lugar de la extrusión logra una mayor densidad y estabilidad dimensional precisa. A pesar de la gran superficie del bloque presenta una fricción extremadamente baja y muy alta resistencia al desgaste, que se espera del bloque de cojinetes del piso de carga.

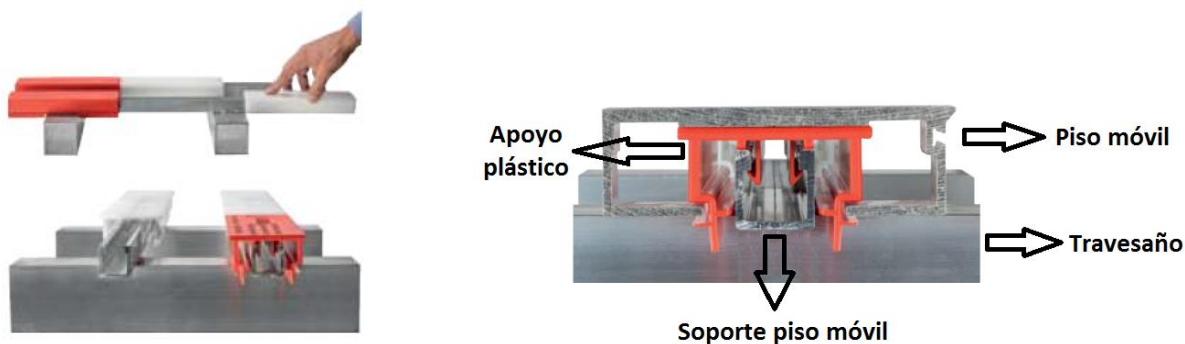


Figura N° 3.3: Elementos del piso móvil.



3.2 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO

Secuencia de operación de carga

- I. Los tres cilindros retroceden al mismo tiempo una distancia de 20 cm previamente definida, moviendo la carga hacia el interior del equipo.
- II. El primer cilindro avanza la misma distancia previamente retrocedida.
- III. El segundo cilindro realiza el mismo recorrido.
- IV. El tercer cilindro realiza el mismo recorrido.
- V. Se repiten los pasos anteriores hasta completar 6 ciclos y luego se detiene el sistema.
La distancia retrocedida de la carga en estos 6 ciclos es igual al largo de un pallets (1.2 m), dando el tiempo necesario para cargarlos antes de comenzar de nuevo.

Secuencia de operación de descarga

- I. El primer cilindro retrocede una distancia de 20 cm previamente definida.
- II. El segundo cilindro retrocede el mismo recorrido.
- III. El tercer cilindro realiza el mismo recorrido que los anteriores.
- IV. Los tres cilindros avanzan al mismo tiempo la distancia retrocedida previamente, produciendo el movimiento de la descarga.
- V. Se repiten los pasos anteriores hasta completar 6 ciclos y luego se detiene el sistema.
La distancia avanzada de la descarga en estos 6 ciclos es igual al ancho de un pallets, dando el tiempo necesario para descargarlos antes de comenzar de nuevo.

Una vez definidos los parámetros, se procede a elegir un método para realizar la automatización del sistema. Se eligió la forma de representación GRAFCET, también llamado diagrama de etapa-transición.

El método se basa en la representación de etapas del automatismo y transiciones entre ellas, en cada una de las etapas se tienen acciones asociadas (normalmente salidas), que se activan cuando la etapa esta activa. Las etapas se activan con el Seteo de la misma (Set) y permanecerá activa hasta que otra acción la desactive (Reset). Al final de la secuencia de las etapas se colocan cada una de las salidas del programa con las etapas asociadas a estas, de manera que al activarse una de estas etapas se activa el contacto de dicha salida.



Las secuencias de automatización para realizar la carga y descarga del equipo serán las siguientes:

Secuencia de automatización de descarga

- 1) Puesta en marcha con pulsador de marcha (Pm), se activa el contactor de la bomba (Kmb) y al mismo tiempo se conecta el sensor de presión de la bomba (SP) y los sensores de inicio y fin de carrera de los cilindros (SI1-SI2-SI3).
- 2) Con la bomba encendida, activando el pulsador de descarga, se activa la Electroválvula Ev1 y el cilindro de doble efecto C1 que está en su inicio de carrera se mueve hacia el final de carrera SF1, estando activado el sensor de presión y los tres sensores de inicio de carrera (SI1 – SI2 – SI3).
- 3) Cuando el cilindro 1 llega a su final de carrera se activa el sensor SF1 que desplaza la electroválvula Ev2 que activa al cilindro C2, el cual se mueve hacia su final de carrera SF2, estando activado el sensor de presión y los dos sensores de inicio de carrera (SI1 – SI2). Los cilindros C1 y C2 quedan entonces en su final de carrera.
- 4) Una vez que llega el cilindro C2 a su final de carrera el sensor SF2 desplaza la electroválvula Ev3 que activa al cilindro C3 y se mueve hacia su final de carrera SF3, estando activado el sensor de presión, el sensor de inicio de carrera del cilindro 3 y los dos sensores de final de carrera (SF1 – SF2).
- 5) Activados los sensores de final de carrera de los tres cilindros (SF1 – SF2 - SF3) y el sensor de presión, se activa el temporizador T1 de 2 segundos para estabilizar el sistema antes de desplazar la carga.
- 6) Luego el temporizador T1 desplaza las 3 electroválvulas (Ev1-Ev2-Ev3) produciendo el cierre de los tres cilindros (C1-C2-C3), los cuales mueven la carga hacia el interior del semirremolque y además, activa el contador.
- 7) Activados los 3 sensores de inicio de carrera de los cilindros (SF1 – SF2 – SF3), se cumple 1 ciclo y se repite la secuencia hasta que se realizan 6 ciclos. Como el contador es menor a 6, en esta etapa se reinicia el programa a la etapa 2, realizando la misma secuencia hasta que el contador marque los 6 ciclos.
- 8) Una vez que el contador se ha activado 6 veces se detiene la bomba para realizar la descarga de los pallets.



Secuencia de automatización de carga

- 9) Con la bomba encendida estando activados el sensor de presión, los tres sensores de inicio de carrera (SI1 – SI2 – SI3) y el pulsador de carga, se activan las tres Electroválvulas (Ev1 – Ev2 – Ev3) y los tres cilindros de doble efecto (C1 – C2 – C3) que están en su inicio de carrera se mueven hacia su final de carrera (SF1 – SF2 – SF3) desplazando los pallets hacia el interior del semirremolque.
- 10) Activados los tres sensores de final de carrera, el pulsador de carga y el sensor de presión, se desplaza la electroválvula Ev1 y cilindro C1 se mueve hacia su inicio de carrera SI1. Los cilindros C2 y C3 permanecen en su final de carrera.
- 11) Activados los dos sensores de final de carrera (SF2 – SF3), el sensor de inicio de carrera SI1, el pulsador de carga y el sensor de presión, se desplaza la electroválvula Ev2 y cilindro C2 se mueve hacia su inicio de carrera SI2. El cilindro C3 permanece en su final de carrera.
- 12) Activados los dos sensores de inicio de carrera (SI1 – SI2), el sensor de fin de carrera SF3, el pulsador de carga y el sensor de presión, se desplaza la electroválvula Ev3 y cilindro C3 se mueve hacia su inicio de carrera SI3. Los tres cilindros permanecen entonces en su inicio de carrera.
- 13) Activados los tres sensores de inicio de carrera (SI1 – SI2 - SI3) y el sensor de presión, se activa el temporizador T1 de dos segundos para estabilizar el sistema antes de desplazar la carga.
- 14) Pasados los dos segundos, el temporizador T1 activa el contador y se cumple 1 ciclo. El proceso se repite hasta que se cumplen los 6 ciclos y se recorre una distancia total de 1.2 m.
- 15) Como el contador es menor a 6, en esta etapa se reinicia el programa a la etapa 9, realizando la misma secuencia hasta que el contador marque los 6 ciclos y se detiene la bomba para dar el tiempo suficiente para que el operario vuelva a cargar los pallets que se trasladaron hacia el interior del semirremolque.



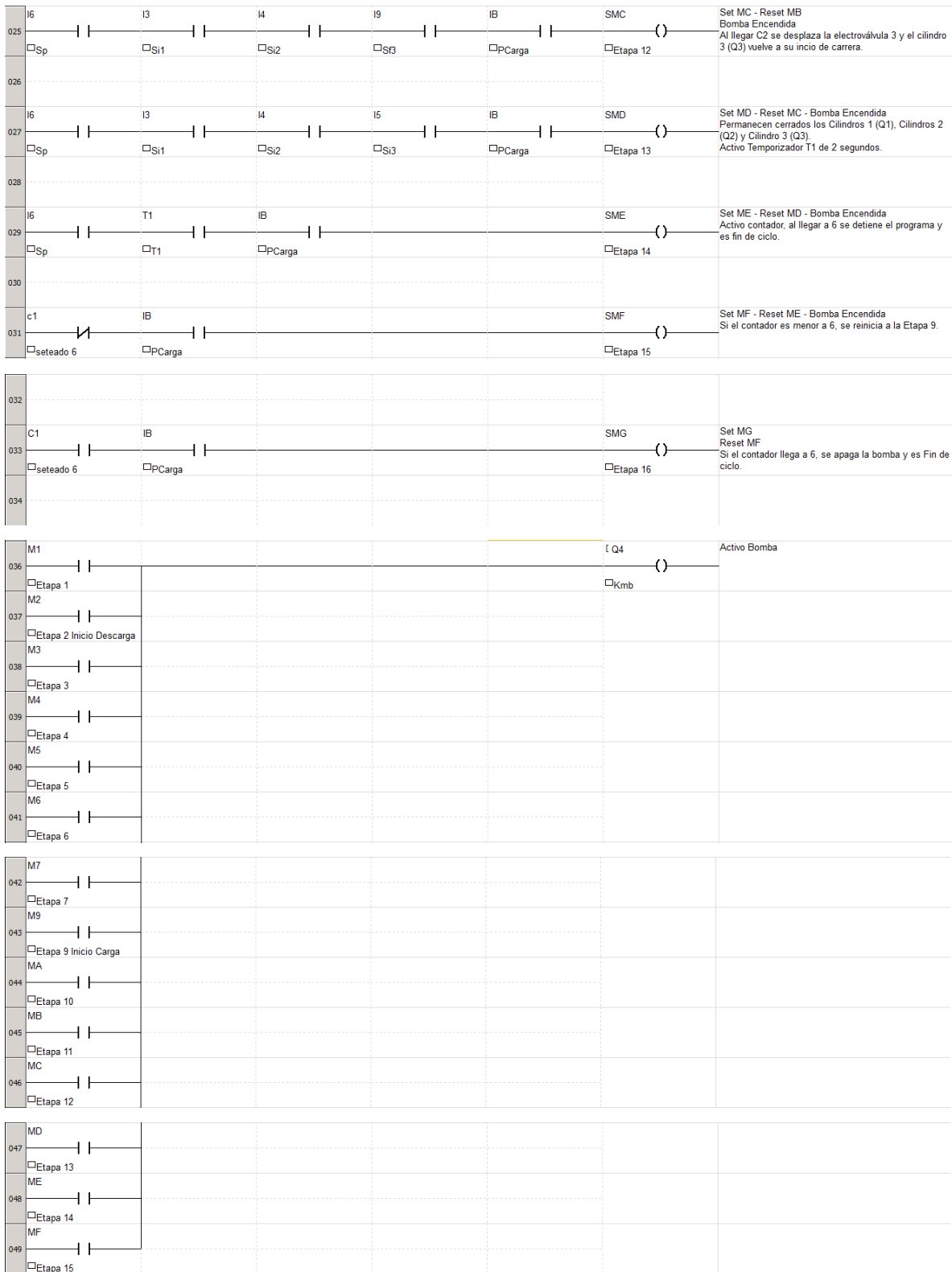
Programación del Relé programable con el software ZelioSoft

No	Contacto 1	Contacto 2	Contacto 3	Contacto 4	Contacto 5	Bobina	Comentario
001	I1 □PM	I2 □PP				SM1 □Etapa 1	Set M1 Pulsador de marcha activa la bomba y los sensores de presión, de inicio y fin de carrera.
002							
003	I6 □Sp M7	I3 □Si1	I4 □Si2	IA □PDescarga	q5 □Ciclo completo	SM2 □Etapa 2 Inicio Descarga	Set M2 Reset M1 Bomba Encendida y pulsador de descarga activado Activo Cilindro 1 (Q1)
004	□Etapa 7						
005							
006	I6 □Sp	I7 □Sf1	I4 □Si2	I5 □Si3	IA □PDescarga	SM3 □Etapa 3	Set M3 Reset M2 Bomba Encendida Cilindro 1 sigue abierto (Q1) y Activo Cilindro 2 (Q2).
007							
008	I6 □Sp	I8 □Si2	I5 □Si3	I7 □Sf1	IA □PDescarga	SM4 □Etapa 4	Set M4 - Reset M3 - Bomba Encendida Cilindro 1 (Q1) y Cilindro 2 (Q2) permanecen abiertos. Activo Cilindro 3 (Q3)
009							
010	I6 □Sp	I9 □Sf3	I7 □Sf1	I8 □Sf2	IA □PDescarga	SM5 □Etapa 5	Set M5 - Reset M4 - Bomba Encendida Permanecen abiertos Cilindros 1 (Q1), Cilindros 2 (Q2) y Cilindro 3 (Q3). Activo Temporizador T1 de 2 segundos.
011							
012	I6 □Sp	T1 □T1	IA □PDescarga			SM6 □Etapa 6	Set M6 - Reset M5 - Bomba Encendida Activo contador, al llegar a 6 se detiene el programa Los 3 cilindros vuelven al inicio de carrera.
013							
014	c1 □seteado 6	IA □PDescarga				SM7 □Etapa 7	Set M7 - Reset M6 - Bomba Encendida Si el contador es menor a 6, se reinicia a la Etapa 2.
015							
016	C1 □seteado 6	IA □PDescarga				SM8 □Etapa 8	Set M8 Reset M7 Si el contador llega a 6, se apaga la bomba y es Fin de ciclo.
017							
018	I6 □Sp MF	I3 □Si1 I5	I4 □Si2	IB □PCarga	q5 □Ciclo completo	SM9 □Etapa 9 Inicio Carga	Set M9 Reset M1 Bomba Encendida y pulsador de carga activado Activo los Cilindros 1, 2 y 3 hacia su final de carrera.
019	□Etapa 15	□Si3					
020							
021	I6 □Sp	I7 □Sf1	I8 □Sf2	I9 □Sf3	IB □PCarga	SMA □Etapa 10	Set MA - Reset M9 Bomba Encendida y sensores de final de carrera activados, se desplaza la electroválvula 1 y el cilindro 1 (Q1) vuelve a su inicio de carrera.
022							
023	I6 □Sp	I3 □Si1	I8 □Sf2	I9 □Sf3	IB □PCarga	SMB □Etapa 11	Set MB - Reset MA Bomba Encendida Al llegar C1 se desplaza la electroválvula 2 y el cilindro 2 (Q2) vuelve a su inicio de carrera.
024							



Universidad Tecnológica Nacional

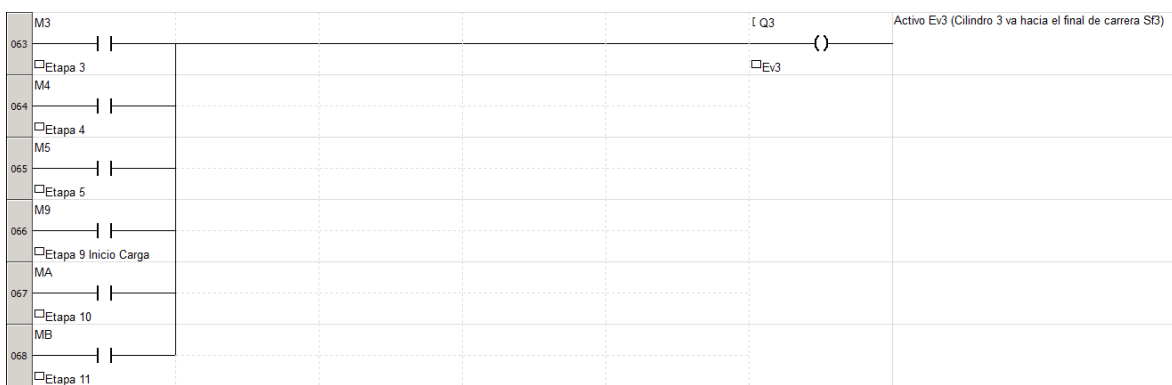
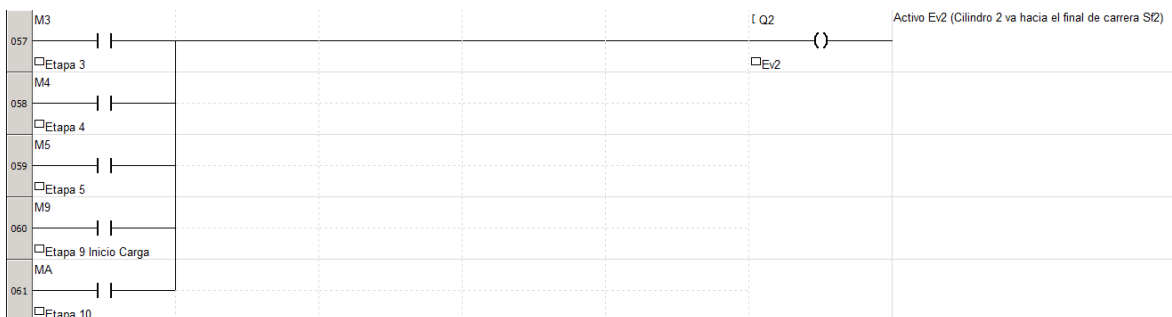
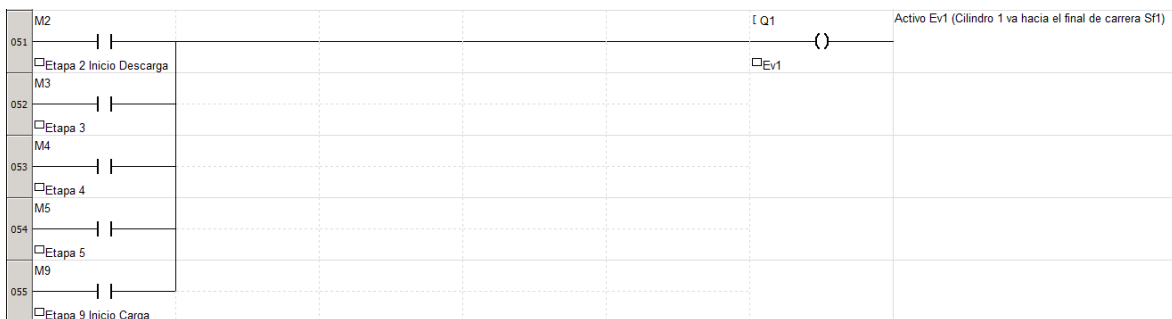
Facultad regional Villa María





Universidad Tecnológica Nacional

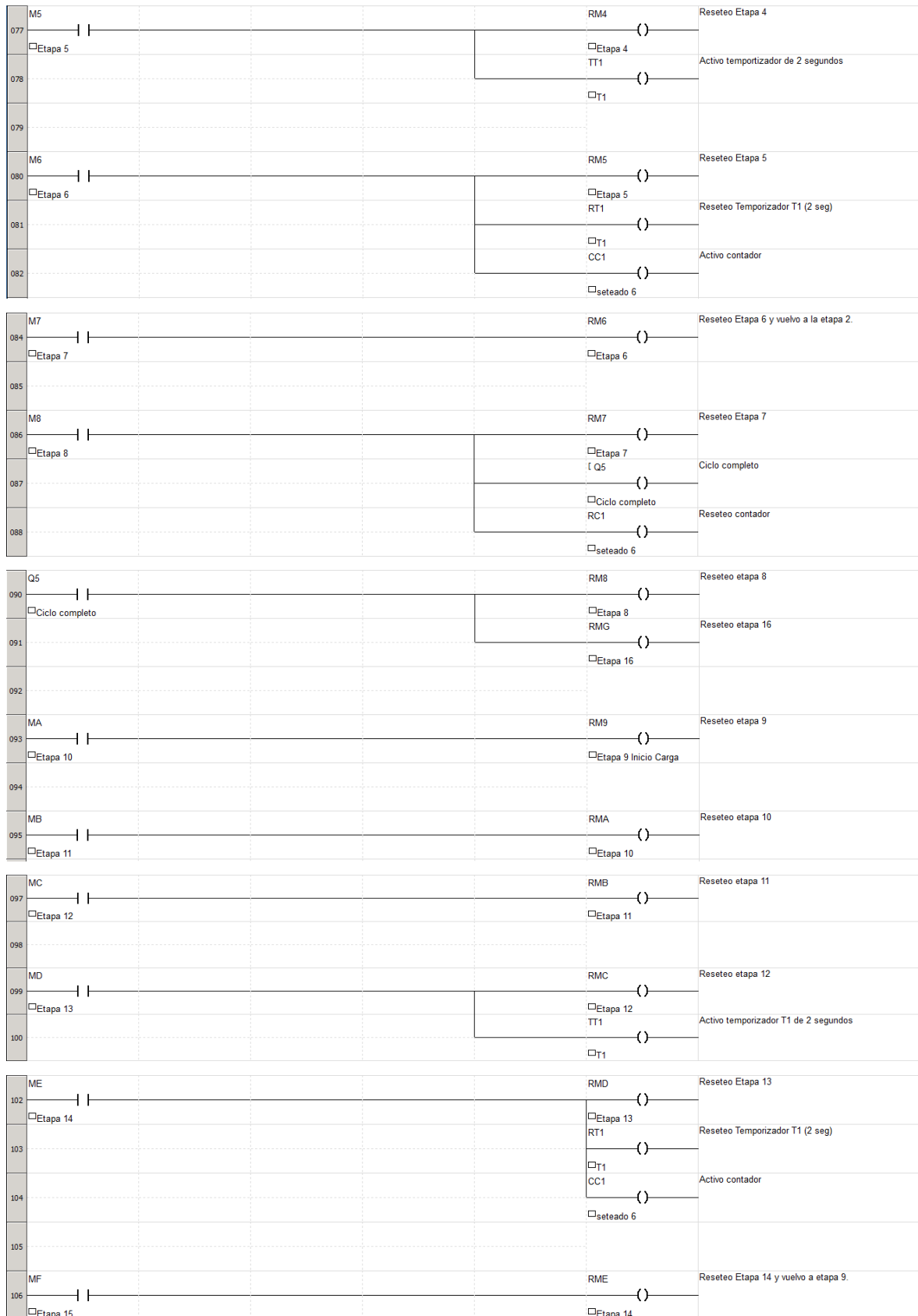
Facultad regional Villa María



No	Contacto 1	Contacto 2	Contacto 3	Contacto 4	Contacto 5	Bobina	Comentario
070	M2					RM1	Reseteo Etapa 1
	□ Etapa 2 Inicio Descarga					□ Etapa 1	
071	M9						
	□ Etapa 9 Inicio Carga						
072							
073	M3					RM2	Reseteo Etapa 2
	□ Etapa 3					□ Etapa 2 Inicio Descarga	
074							
075	M4					RM3	Reseteo Etapa 3
	□ Etapa 4					□ Etapa 3	



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad regional Villa María



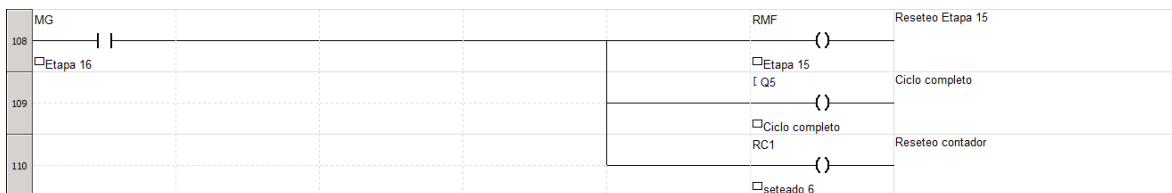


TABLA DE ENTRADAS Y SALIDAS

Entradas	Salidas
Puesta en marcha (Pm)	Electroválvula cilindro1 (Ev1)
Parada (Pp)	Electroválvula cilindro2 (Ev2)
Sensor inicio de carrera cilindro (SI1)	Electroválvula cilindro3 (Ev3)
Sensor de final de carrera cilindro (SF1)	Contactador bomba (Kmb)
Sensor inicio de carrera cilindro (SI2)	Temporizador cilindros 1-2-3 (T1)
Sensor de final de carrera cilindro (SF2)	
Sensor inicio de carrera cilindro (SI3)	
Sensor de final de carrera cilindro (SF3)	
Sensor de presión (SP)	
Pulsador de Carga (Pc)	
Pulsador de Descarga (Pd)	
TOTAL: 11	TOTAL: 5

Tabla N° 3.1: Entradas y salidas del sistema.



DIAGRAMA DE ONDAS – CICLO DE DESCARGA

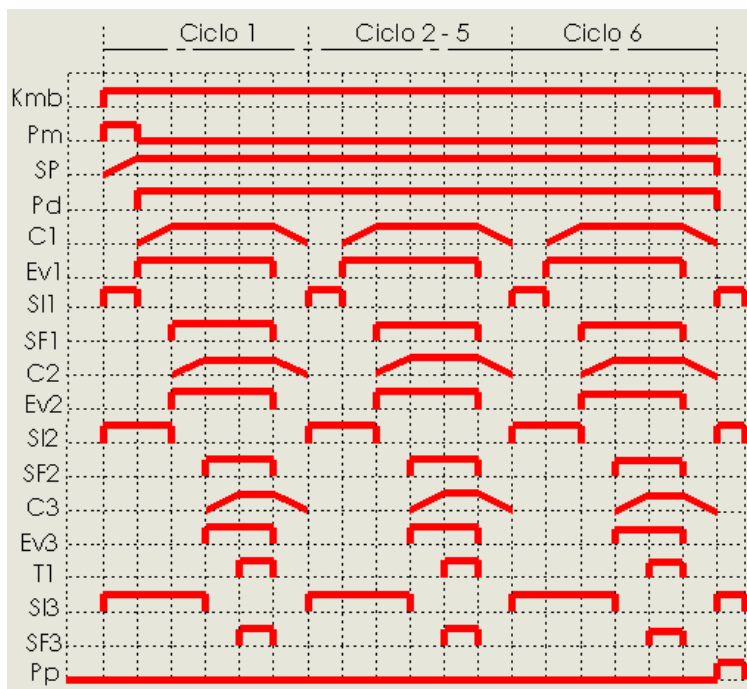


Figura N° 3.4: Diagrama de Ondas, ciclo descarga.

DIAGRAMA DE ONDAS – CICLO DE CARGA

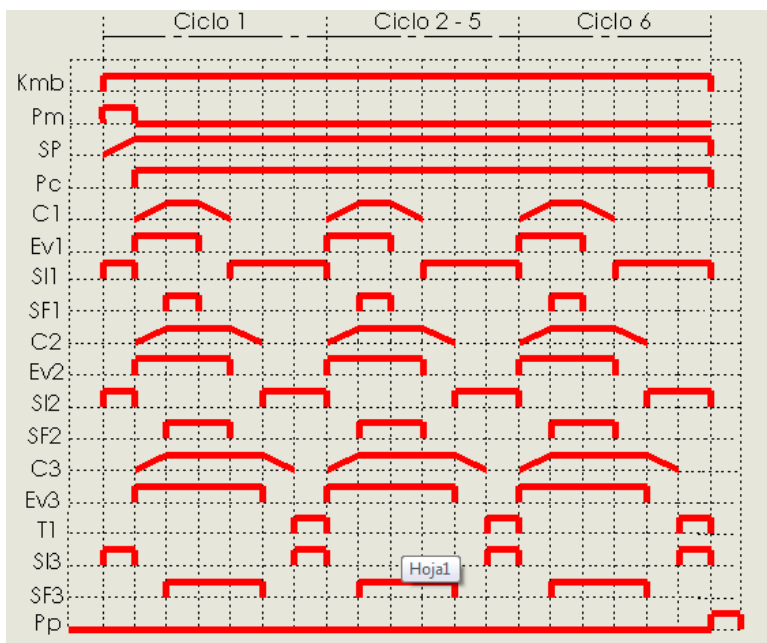


Figura N° 3.5: Diagrama de Ondas, ciclo carga.



3.3 CÁLCULO DE LOS CILINDROS

Para el cálculo de los cilindros de doble efecto, se tiene en cuenta que la tara aproximada de los semirremolques ronda los 7.000 kg, por lo que la carga útil a transportar rondará los 30.000 kg para el semirremolque trasero sobre el cual se tomara referencia en los cálculos. Al ser 3 los cilindros utilizados para el desplazamiento de los pallets, la carga que deberá impulsar cada uno estará en función de la carga útil (N) y de la fricción entre el perfil de aluminio y el plástico donde se aloja el mismo (μ).

Se tomará una presión de referencia $P = \frac{150 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$ como valor estándar y a partir de estos datos se procede a calcular el diámetro del cilindro:

$$N := \frac{30000 \text{ kg}}{3} \quad 10000 \text{ kg}$$

$$\mu := 0.25$$

$$F := N \times \mu \quad 2500.00 \text{ kg}$$

$$P := \frac{150 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

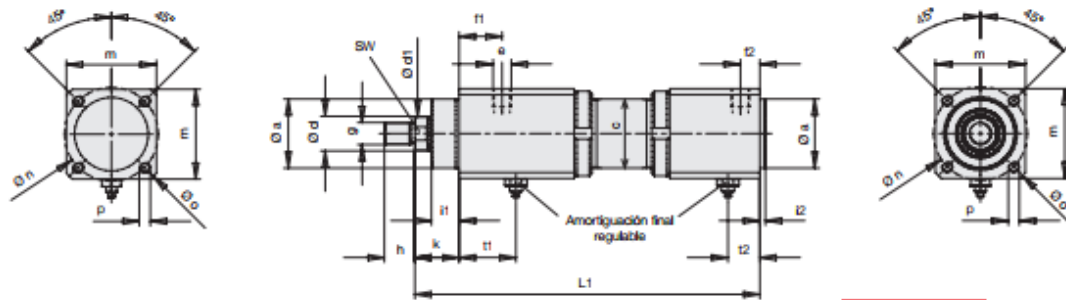
$$S := \frac{F}{P} = \frac{3.1416 \times d^2}{4} \quad 16.66666667 \text{ cm}^2 = 0.7854000000 d^2$$

$$\text{solve}(S); \quad 4.6 \text{ cm}$$

Se obtiene así un diámetro de 4.6 cm, el cual se tomará como referencia para el cálculo de la superficie anular, ya que al ser esta la menor área, será la condición más desfavorable a tener en cuenta:

$$A_{\min} := \frac{3.1416 \times d^2}{4} \quad 16.61906400 \text{ cm}^2$$

Resulta una presión de 150 kg/cm² o de 147 bar, presión menor a la utilizada por otros fabricantes (225 bar) y un área mínima anular de 16.62 cm² para desplazar la carga dentro del semirremolque al cargar o descargar el mismo. A partir de estos datos selecciona el siguiente cilindro:



Ø pistón D	[mm]	25	32	40	50	63	80
Ø vástago d *)	[mm]	16	20	25	32	40	50
Fuerza nominal	Presión [kN]	9,8	16	25	39,2	62,3	100,5
a 200 bar	Tracción [kN]	5,7	9,8	15,3	23,1	37,2	61,2
Superficie pistón	[cm²]	4,91	8,04	12,56	19,63	31,17	50,26
Superficie anular	[cm²]	2,89	4,90	7,65	11,59	18,61	30,63
Recorrido de amortiguación	[mm]	16	16	20	25	32	40
L	[mm]	38	44	52	65	80	97
L1 = Carrera +	[mm]	108 (150)	121 (170)	149 (190)	162 (205)	189 (224)	226 (250)
L2 = Carrera +	[mm]	120 (162)	137 (186)	165 (206)	182 (225)	214 (249)	258 (282)
L3 = Carrera +	[mm]	140 (178)	162 (206)	195 (231)	219 (257)	259 (289)	313 (332)
Ø a f7	[mm]	32	40	50	60	70	85
Ø c	[mm]	35	42	50	60	75	95
Ø d1	[mm]	15	19	24	31	39	48,5
e		G 1/4	G 1/4 (3/8)	G 1/4 (1/2)	G 1/2	G 1/2 (3/4)	G 1/2 (3/4)
f1 *)	[mm]	21	22,5	31	34	41	46
f2 *)	[mm]	11	11	14	17	22	28
g	[mm]	M 12 x 1,25	M 14 x 1,5	M 16 x 1,5	M 20 x 1,5	M 27 x 2	M 33 x 2
h	[mm]	16	18	22	28	36	45
i1	[mm]	15	20 *)	20 *)	24	29	37 *)
i2	[mm]	3	3	4	4	4	4
k	[mm]	28	32	32	38	45	54
m *)	[mm]	50	55	65	80	95	115
Ø n	[mm]	45	58	68	82	95	115
Ø o *)	[mm]	61	73	86	104	119	144
p x Profundidad rosca	[mm]	M 6 x 12	M 8 x 15	M 8 x 15	M 10 x 20	M 12 x 20	M 16 x 28
Ø r	[mm]	90	110	125	150	170	195
s	[mm]	12	16	16	20	25	32
t1	[mm]	25	29	41	44	54	60
t2	[mm]	15	17	23	27	35	42
Ø u	[mm]	75	92	106	126	145	165
Ø v	[mm]	7	9	9	11	14	18
SW	[mm]	13	17	22	27	36	46
Carrera mínima ± 1,5	[mm]	70	70	60	70	80	80
Carrera máxima ± 1,5	[mm]	750	950	1200	1200	1200	1200

Figura N° 3.6: Cilindro del piso móvil.

Se procederá a calcular el caudal de la bomba necesario para el desplazamiento de los tres cilindros, definiendo la carrera del cilindro $L=20\text{cm}$ para completar el largo total de un pallets en 6 ciclos (1,2 mts) y un tiempo de apertura del cilindro de 5 segundos:

$$L := 20 \text{ cm}$$

$$A_{cil} := 31.17 \text{ cm}^2$$

$$V_c := A_{cil} \times L$$

$$623.40 \text{ cm}^3$$

$$V := 0.623 \text{ lts}$$

$$t := 5 \text{ seg}$$

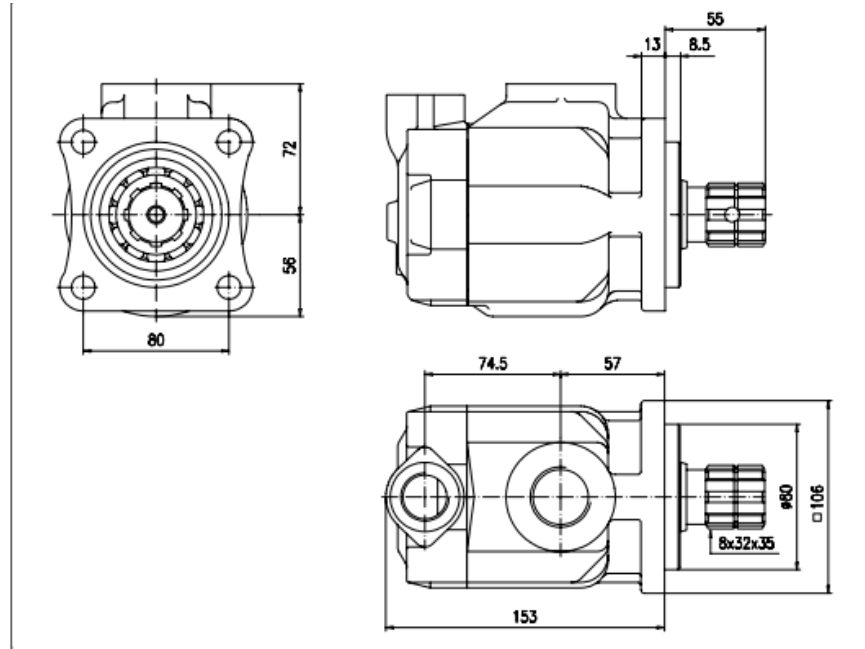
$$Q_t := 3 \times \frac{V}{t} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

$$\frac{22.42800000 \text{ lts}}{\text{min}}$$

A partir del volumen del cilindro de 623 cm^3 se pudo calcular el caudal teórico de la bomba para llenar los tres cilindros en 5 segundos ($Q_t=22.43 \text{ lts/min}$). Se tomó un tiempo estimado de 5



segundos en recorrer su carrera el pistón y el caudal se toma como referencia a 1000 rpm para seleccionar la bomba que más se asemeje a las solicitudes desarrolladas anteriormente según los datos del siguiente proveedor:



MODELO	CAUDAL a 1000 rpm	ENTRADA	SALIDA	Velocidad máxima
BP03-20	19 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2500 rpm
BP03-25	24 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2500 rpm
BP03-30	28 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2500 rpm
BP03-35	34 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2500 rpm
BP03-40	37 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2500 rpm
BP03-45	43 l. / min.	1" BSP	3/4" BSP	2000 rpm

Figura N° 3.7: Selección de la bomba.

Las bombas BP03 son bombas de paletas utilizadas para diversas prestaciones en los camiones, su presión máxima es de 175 Bar y sus principales características son:

- 1) Muy bajo nivel sonoro y reducidísimas pulsaciones de presión.
- 2) Tamaño muy reducido, con brida estándar para compactar.
- 3) Larga duración por los materiales empleados y el diseño equilibrado hidrostáticamente, que anula la fuerzas sobre el eje y los rodamientos.
- 4) Rápida y fácil reparación, incluso sin sacar la bomba del camión, gracias su sistema de cartucho intercambiable.
- 5) Velocidad mínima: 600 rpm.



- 6) Velocidad máxima: Ver tablas en las siguientes páginas. Las velocidades indicadas se entienden en condiciones óptimas de aspiración y viscosidad del aceite.
- 7) Sentido de giro: Modificable, invirtiendo la posición de estator, rotor y paletas.
- 8) Aceite: Utilizar aceite hidráulico mineral de alta calidad con viscosidad a la temperatura de trabajo de 3.5 a 6.5^aE. (25 a 49 cSt.)
- 9) Filtración: Si se desea conseguir una gran duración de la bomba y los demás elementos del circuito, es necesario utilizar un filtro de retorno de 25 micras o más fino. En ambientes contaminados, es recomendable montar un filtro de aire en el depósito para evitar que la suciedad llegue a entrar en el mismo.

La bomba a utilizar será de 24 lts/min a 1000 rpm, resultando un tiempo de apertura (T_A) de:

$$Q_r := \frac{24 \text{ lts}}{\text{min}} \qquad \frac{24 \text{ lts}}{\text{min}}$$

$$T_A := \frac{V}{\frac{Q_r}{3}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \qquad 4,67 \text{ seg}$$

$$V_{el} := \frac{L}{T_A} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \qquad \frac{2,57 \text{ m}}{\text{min}}$$

Dicha velocidad del cilindro es aproximada a las empleadas por los distintos fabricantes. La potencia consumida por dicha bomba estará en función de la presión, el caudal entregado y del rendimiento de la misma (n):

$$n := 0.9 \qquad P_r := 150 \text{ bar}$$

$$N := \frac{P_r \times Q_r}{450 \times n} \qquad 8.9 \text{ HP}$$

Se obtiene así una potencia de 8,9 HP mínimos para el accionamiento de la bomba. El tiempo de cierre del cilindro está en función del caudal y del volumen de ingreso en la superficie anular, dando un tiempo menor al de apertura como puede observarse en la siguiente figura:

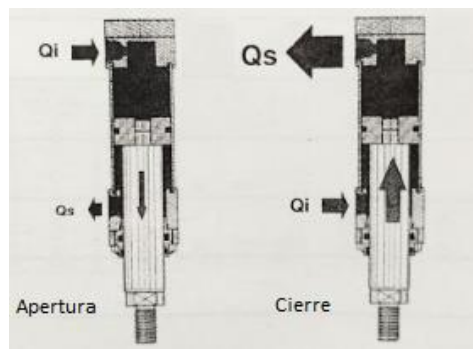


Figura N° 3.8: Caudales de ingreso y de salida.



$$A_a := 18.61 \text{ cm}^2$$

$$L := 20 \text{ cm}$$

$$V_i := A_a \times L$$

$$372.20 \text{ cm}^3$$

$$Q_i := \frac{24 \text{ lts}}{\text{min}}$$

$$V_s := 623 \text{ cm}^3$$

$$t = \frac{V_i}{Q_i} \times \frac{V_s}{Q_s}$$

$$Q_s := Q_i \times \frac{V_s}{V_i}$$

$$\frac{40.17 \text{ lts}}{\text{min}}$$

$$V_i := 0.3722 \text{ lts}$$

$$t_2 := \frac{V_i}{Q_i} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

$$.93 \text{ seg}$$

Resultando un tiempo de cierre de 0.93 segundos y un caudal de salida al cierre de 40.17 litros. A partir de este caudal se calcularán los diámetros de las tuberías de aspiración, presión y descarga, cuyos valores orientativos para velocidades máximas del flujo de fluidos hidráulicos en tubos flexibles son:

- Tubos de presión: 5 m/s
- Tubos de retorno: 2.5 m/s
- Tubos de aspiración: 1,5 m/s

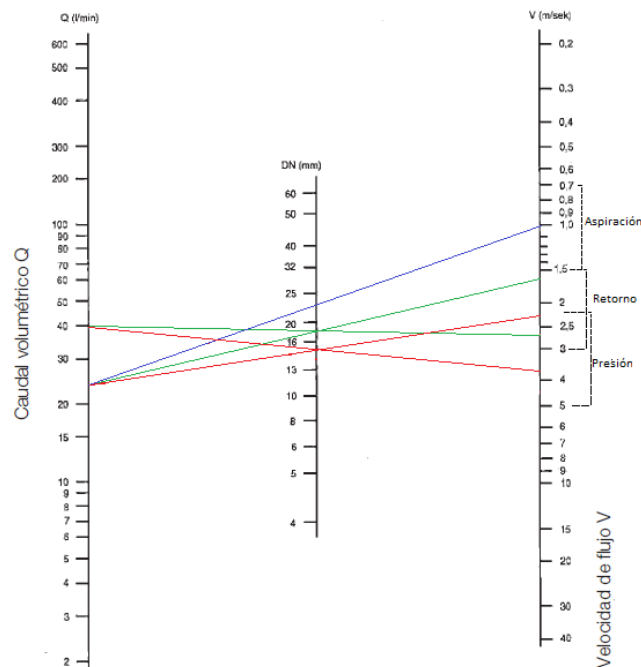


Figura N° 3.9: Abaco para definir el diámetro del tubo a partir de Q y V.



A partir del ábaco anterior se define el diámetro del tubo a utilizar y se comprueba las velocidades del fluido no superen el máximo establecido anteriormente:

$$Q_s := \frac{40.17 \text{ lts}}{\text{min}} \times \frac{1000 \text{ cm}^3}{1 \text{ lts}} = \frac{40170.00 \text{ cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q_i := \frac{24 \text{ lts}}{\text{min}} \times \frac{1000 \text{ cm}^3}{1 \text{ lts}} = \frac{24000 \text{ cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = A \times Vel \quad d_p := 1.5 \text{ cm}$$

$$Vel_{p1} := \frac{4 \times Q_i}{3.1416 \times d_p^2} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = \frac{2,26 \text{ m}}{\text{seg}}$$

$$Vel_{p2} := \frac{4 \times Q_s}{3.1416 \times d_p^2} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = \frac{3,79 \text{ m}}{\text{seg}}$$

$$d_r := 1.8 \text{ cm}$$

$$Vel_{r1} := \frac{4 \times Q_i}{3.1416 \times d_r^2} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = \frac{1,57 \text{ m}}{\text{seg}}$$

$$Vel_{r2} := \frac{4 \times Q_s}{3.1416 \times d_r^2} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = \frac{2,63 \text{ m}}{\text{seg}}$$

$$d_a := 2.4 \text{ cm}$$

$$Vel_a := \frac{4 \times Q_i}{3.1416 \times d_a^2} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = \frac{,88 \text{ m}}{\text{seg}}$$

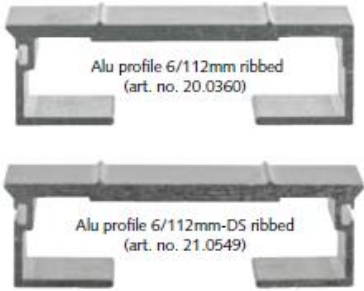
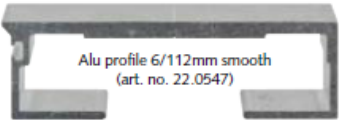

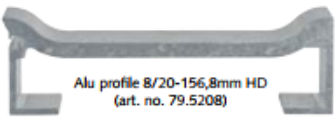

Como puede observarse, las velocidades están comprendidas dentro de los valores orientativos máximos, resultando el diámetro para las tuberías de presión de 15 mm, las tuberías de retorno de 18 mm y la de aspiración de 24 mm.

Para el accionamiento de la bomba, se utiliza una toma de fuerza, la cual es accionada por el eje intermediario de la caja de cambios y está instalada en la pared posterior de esta.

Las tomas de fuerza dependientes del embrague (montadas en la caja de cambios) sólo se pueden utilizar cuando el vehículo se encuentra detenido, siendo activada la toma de fuerza mediante un sistema neumático.

3.4 SOPORTES DEL PISO MÓVIL

Existen distintos tipos de perfiles usados para soportar las cargas y realizar el movimiento del piso móvil para cargar y descargar el equipo. A continuación se describirán algunos de los perfiles más utilizados en este sistema y para qué tipo de materiales se los emplea normalmente:

TIPO DE PERFIL	DESCRIPCIÓN
 <p>Alu profile 6/112mm ribbed (art. no. 20.0360)</p> <p>Alu profile 6/112mm-DS ribbed (art. no. 21.0549)</p>	<p>Perfil estándar: El peso equilibrado y las fuertes proporciones hacen que este perfil sea adecuado para casi todos los productos que necesitan ser transportados. Las costillas solo están destinadas a proporcionar tracción y orientación al producto (para evitar la torsión de las paletas). Para sellar ambos lados de la superficie del piso móvil, se proporciona un doble perfil de sellado. Con este doble perfil de sellado, el piso puede girarse fácilmente después de varios años, para prolongar la vida útil. Este perfil se puede montar en la mayoría de los bloques y subcajas de plástico disponibles.</p> <p>Los cojinetes de plástico debajo están protegidos y encerrados dentro de la forma del perfil de aluminio, esto brinda una excelente estabilidad al perfil del piso y también está protegido contra la suciedad de la calle. Los perfiles no necesitan mantenimiento, pero si una limpieza..</p>
 <p>Alu profile 6/112mm smooth (art. no. 22.0547)</p>	<p>Este perfil completamente liso para la protección del producto, es casi idéntico en lo que respecta a la forma y el peso a los 6 mm del perfil estándar, con la excepción de que las dos costillas superiores se han omitido. Esto se ha hecho para evitar daños a los productos.</p> <p>Si el piso se ha montado correctamente, este perfil tiene las mismas cualidades excelentes que el estándar. Este perfil es muy adecuado para el transporte de rollos de papel y productos agrícolas.</p>
 <p>Alu profile 8/112 mm ribbed (art. no. 24.3752)</p> <p>Alu profile 8/112 mm smooth (art. no. 37.1505)</p>	<p>El compromiso entre peso e impacto. Este perfil "intermedio" tiene la misma forma y cualidades que el perfil estándar. La única diferencia es que este perfil es de 2 mm. más grueso. Esto da como resultado una estabilidad aún mayor, más adecuada para un uso más intenso, mientras que se reduce el riesgo de deformación del perfil debido al impacto del producto en el piso o al conducir sobre el piso con un montacargas. Si uno puede pasar por alto el aumento de peso este perfil es muy recomendable.</p>
 <p>Alu profile 8/20-156,8mm HD (art. no. 79.5208)</p>	<p>Un perfil dedicado a las tareas pesadas, diseñado para el transporte de productos especiales (principalmente extremos). Debido a las dos almejas redondas que sobresalen, este perfil tiene una resistencia al impacto muy alta y la forma redonda especial hace que sea fácil de limpiar. No es adecuado para el transporte de paletas y productos envasados por el movimiento del piso y tiene la desventaja de ser más pesado que los de 6mm anteriores.</p>
 <p>Alu profile 10/22-156,8mm XHDI (art. no. 81.5440)</p>	<p>Perfil especialmente diseñado para el transporte de productos especiales (principalmente extremos). Debido a las tres almejas redondas que sobresalen, tiene una resistencia al impacto muy alta y la forma redonda especial hace que sea fácil de limpiar.</p> <p>Este perfil es menos útil para el transporte de paletas y productos envasados, estos deben cargarse y descargarse con la ayuda de una carretilla elevadora. Al ser de 8mm aumenta el peso del sistema con respecto a los estándar de 6mm.</p>



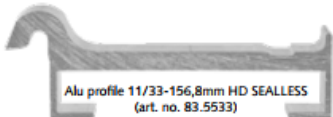
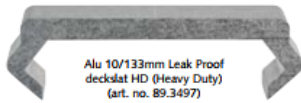
 <p>Alu profile 11/33-156,8mm HD SEALLESS (art. no. 83.5533)</p>	<p>Perfil dedicado, diseñado para el transporte de productos especiales (principalmente extremos y casi a prueba de fugas). Debido a las dos almejas redondas que sobresalen, este perfil tiene una resistencia al impacto muy alta y la forma redonda especial hace que sea fácil de limpiar.</p>
 <p>Alu 10/133mm Leak Proof deckslat HD (Heavy Duty) (art. no. 89.3497)</p>	<p>Este perfil está especialmente diseñado para las aplicaciones a prueba de fugas y resistencia a fugas del piso de carga. Se ajusta sobre una tira de rodamiento de plástico sólido de longitud completa y no puede levantarse. Sigue habiendo un canal entre las lamas móviles para hacer posible la limpieza a alta presión. El perfil solo se puede combinar con un T-subdeck especial. ¡La configuración total del bloque de rodamiento macizo T-subdeck y de este perfil de plataforma hace que la resistencia sea máxima contra impactos fuertes! No es adecuado para transportar materiales y paletas finos.</p>

Tabla N° 3.2: Perfiles para el piso móvil [8].

Se selecciona el perfil estándar para realizar la carga y descarga de los materiales que se van a transportar en el equipo, ya que no presentan riesgos de impacto o fugas durante el transporte del mismo. Además se prioriza disminuir la tara de estos equipos para poder llevar la mayor cantidad de carga posible y disminuir los costos.

Se utilizarán 20 perfiles en total, de los cuales los dos de los extremos serán fijos para servir de apoyo y sujetar a los pallets mediante los agarres instalados en los mismos. Los 18 restantes realizan el movimiento alternativo de avance y retroceso, donde 6 de estos estarán fijos al primer cilindro, otros 6 estarán fijos al segundo cilindro y los 6 restantes fijos al tercer cilindro. Su ancho será de 120 mm de manera tal que al colocar los 20 perfiles y tomar una distancia de 5 mm entre ellos (salvo los dos perfiles que se ubican al lado de los fijos cuya distancia será de 7.5 mm por cuestiones de diseño), su ancho total será de 2500 mm. El espesor de estos perfiles resultará del siguiente cálculo.

El material empleado para el diseño de los perfiles será de aluminio, ya que este material es uno de los más versátiles y económicos para este tipo de aplicaciones. Las aleaciones de aluminio ocupan el segundo lugar (con respecto a los aceros) en los materiales que se utilizan con fines estructurales, logrando una densidad de sólo 2,7 g/cm³ (aproximadamente un tercio del acero 7,83 g/cm³). El aluminio resiste el tipo de corrosión progresiva que causa en los aceros una degradación progresiva, la superficie expuesta del aluminio se combina con el oxígeno del aire para formar una película de óxido de aluminio (inerte). A diferencia del óxido de hierro, la película de óxido de aluminio no se desprende con lo cual no se expone ninguna parte de su superficie a la posterior oxidación.



El aluminio y sus aleaciones son comúnmente agrupados en series, las series utilizadas para reemplazar el acero son generalmente las series:

4xxx: El principal elemento de aleación en esta serie es el silicio, que se puede añadir en cantidades suficientes (hasta 12%) a causa de una reducción en el rango de fusión sin producir fragilidad. Por esta razón, las aleaciones de aluminio-silicio se utilizan en alambres de soldadura dando un intervalo de fusión más bajo que el del metal base. La mayoría de las aleaciones de esta serie son no tratables térmicamente, salvo cuando se lo utiliza en soldadura. La aleación 4032 tiene un bajo coeficiente de expansión térmica y alta resistencia al desgaste, por lo que es así apta para la producción de pistones de motores fabricados por forja.

5xxx: El principal elemento de aleación en aleaciones de la serie es el magnesio. Cuando se utiliza como un elemento de aleación o con manganeso, el resultado es una aleación endurecible por acritud de moderada a alta resistencia. El magnesio es considerablemente más eficaz que el manganeso como endurecedor, aproximadamente 0,8% de Mg que es igual a 1,25% de Mn, y puede ser añadido en cantidades mayores. Las aleaciones de esta serie poseen buenas características de soldadura y buena resistencia a la corrosión en ambientes marinos.

6xxx: Las aleaciones de la serie 6xxx contienen silicio y magnesio en las proporciones requeridas para la formación de siliciuro de magnesio (Mg_2Si). Este compuesto las hace tratables térmicamente. Aunque no tan resistentes como la mayoría de las aleaciones de las series 2xxx y 7xxx, las aleaciones de la serie 6xxx tienen buena conformabilidad, soldabilidad, maquinabilidad y resistencia a la corrosión. Las aleaciones de este grupo pueden ser conformadas en el temper T4 (tratamiento térmico de solución, pero no de precipitación) y fortalecidas después mediante tratamiento térmico de precipitación completo (T6).

7xxx: Contiene Zinc, en cantidades de 1 a 8%, es el principal elemento de aleación en aleaciones de la serie 7xxx, y cuando se combina con un porcentaje menor de magnesio, resulta en las aleaciones tratables térmicamente de moderada a muy alta resistencia. Las aleaciones de la serie 7xxx se utilizan en estructuras de fuselajes, equipos móviles, y piezas sujetas a altas tensiones de trabajo.

En la industria, se utilizan distintos materiales para los perfiles, como el Aluminio AA 6262 que posee una buena maquinabilidad, alta resistencia a la corrosión, alta resistencia a los esfuerzos y



buenas características para las terminaciones superficiales; el AA 6082 con buena soldabilidad, resistencia a la corrosión, formabilidad, y maquinabilidad, comparando esta aleación con la aleación 6061, ofrece características físicas similares pero no equivalentes, y en la condición de temple T6, sus propiedades mecánicas son ligeramente mejores y ofrece buenas características a la hora de soldar y responde bien al anodizado.

Se utilizará el perfil AL 6082 T6 para el piso del semirremolque, ya que presenta una buena conformabilidad para la obtención de la forma del perfil y buena resistencia para las solicitaciones mencionadas anteriormente. En la siguiente figura se muestran algunas de sus propiedades:



Figura N° 3.10: Propiedades del perfil del piso móvil.

El termino T contempla que al material se le ha realizado un tratamiento térmico para endurecer la aleación y el número 6 indica los procesos a los que fue sometida la pieza, en este caso se refiere a una solución tratada térmicamente y envejecida artificialmente. Son designados de esta forma los productos que después de un proceso de conformado a alta temperatura (moldeo o extrusión) no son endurecidos en frío, sino que sufren un envejecimiento artificial.

Como se explicó anteriormente, la carga total a la que estará sometido este sistema serán los 33.000 kg de carga dinámica, que resultan de restar el peso total del equipo de 37.000 kg con los



4.000 de tara del equipo, más los 3.300 kg por el 10% de sobrecarga por negligencia, y además 10.890 kg por la carga de impacto del 30% de la carga viva máxima (suma de la carga dinámica con la sobrecarga), resultando un total de 47.190 kg de carga máxima sobre los 20 perfiles.

La carga aplicada a cada uno de estos perfiles se transfiere directamente a los travesaños mediante el apoyo de material plástico resistente al desgaste, ubicado entre ellos. Los esfuerzos máximos a los que están sometidos cada uno de estos perfiles son de compresión en la zona del apoyo y flexión debido al espacio que hay entre cada uno de los travesaños como puede observarse en la siguiente figura.



Figura N° 3.11: Sistema de apoyo del piso móvil.

Para determinar los esfuerzos se consideran los 18 travesaños definidos anteriormente y los 20 perfiles del piso móvil. A continuación se realizará el cálculo de los esfuerzos máximos en el perfil C utilizado como guía para el desplazamiento del perfil mediante el programa Maple:

$$F := 33000 \text{ kg} + 3300 \text{ kg} + 10890 \text{ kg} \qquad 47190 \text{ kg}$$

$$n_t := 18 \qquad n_p := 20$$

$$F_c := \frac{F}{n_t \times n_p} \qquad 131,08 \text{ kg}$$

Se considera esta fuerza de compresión aplicada perfil del piso, como referencia para el esfuerzo de compresión y flexión entre dos travesaños consecutivos. Este esfuerzo de flexión es máximo



en los apoyos debido a que el perfil se encuentra bi-empotrado. Se estima un perfil acorde al diseño del piso móvil y se corrobora su resistencia:

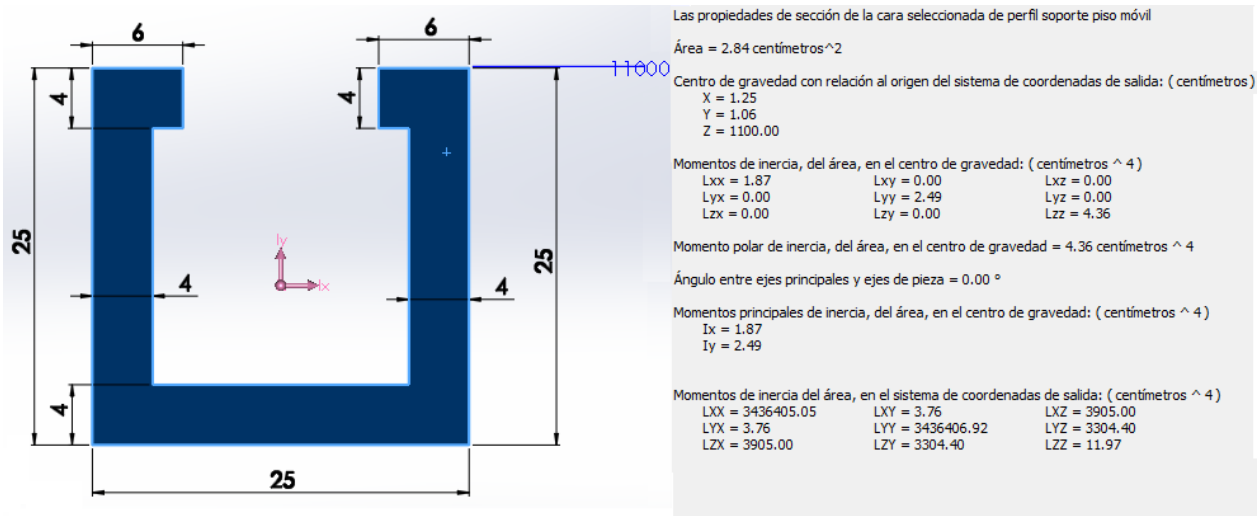


Figura N° 3.12: Soporte del piso móvil.

Una vez definidas las medidas principales se calculan las sollicitudes del perfil. Se considera el ancho del travesaño (a_t) y la suma de los dos espesores del perfil seleccionado anteriormente para definir el área sometida a la compresión (A_c):

$$a_t := 3.4 \text{ cm}$$

$$e := 0.4 \text{ cm}$$

$$A_c := 2 \times e \times a_t$$

$$2.72 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_f := \frac{310 \text{ N}}{\text{mm}^2} \times \frac{1 \text{ mm}^2}{0.01 \text{ cm}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{9.81 \text{ N}}$$

$$\frac{3160,04 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$\sigma_c := \frac{F_c}{A_c}$$

$$\frac{48,19 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$L := 64.5 \text{ cm}$$

$$M_{fmax} := \frac{F_c \times L}{12}$$

$$704,57 \text{ kg cm}$$

$$J_{xx} := 1.87 \text{ cm}^4$$

$$c_1 := 1.25 \text{ cm}$$

$$\sigma := -\sigma_c - \frac{M_{fmax} \times c_1}{J_{xx}}$$

$$\frac{519,16 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$



$$N := \frac{\sigma_f}{\sigma} \quad 6,1$$

Estos esfuerzos principales se dan en la misma fibra del material, por lo que se suman y dan como resultado una tensión máxima de 520 kg/cm^2 , resultando un coeficiente de seguridad (N) mínimo de 6.1. El coeficiente de seguridad para cargas con choques está comprendido de 5 a 7 para metales dúctiles por lo que se considera acorde al uso.

Para bloque de rodamientos se utilizará un material plástico resistente al desgaste y con las propiedades mecánicas suficientes para soportar los esfuerzos de compresión y flexión mencionados anteriormente. Dentro de estos materiales se puede encontrar el grilon, teflón y los polímeros entre otros, los cuales poseen las siguientes propiedades:

- Polietileno: Gran resistencia al choque y a la flexión, escaso desgaste, buenas propiedades de deslizamiento. Puede soportar temperaturas de hasta $80 \text{ }^\circ\text{C}$, sin someterlo a grandes exigencias mecánicas, conductividad térmica muy baja y tiene propiedades autolubricantes, especialmente en la fricción seca deslizante con metales, tales como: acero, latón, cobre. Valor medio del coeficiente de fricción: 0.25
- Grilón: Poliamida obtenida por extrusión., posee muy buena resistencia mecánica, buena resistencia a la fatiga y al desgaste. Absorbe humedad, lo cual debe tenerse en cuenta en el cálculo de los elementos mecánicos que requieran tolerancias (ejes, engranajes, etc.).
- Celcon/ Derlin: Polioximetileno (POM), Polióxido de metileno, también llamado Poliacetal, es un Termoplástico cristalino de alta rigidez, usado en piezas de precisión que requieren alta rigidez, baja fricción y una excelente estabilidad dimensional. Comercialmente se los conoce como Celcon o Derlin según el tipo de fabricante, es uno de los pocos materiales de soporte que puede emplearse para aplicaciones que exijan mínima o nula lubricación adicional. Puede operar durante prolongados períodos en agua hasta $90 \text{ }^\circ\text{C}$ y en aire hasta $105 \text{ }^\circ\text{C}$. Cuando las condiciones mecánicas del grilón estén en su límite, puede utilizarse ventajosamente pero con la desventaja de su elevado costo.

Las principales propiedades de estos materiales se detallarán en la siguiente figura:



Propiedades						
			GRILON®	DELRIN® CELCON®	Polietileno APM	POLIPROPILENO
ENSAYOS	Método de ensayo	Unidad	Valores	Valores	Valores	Valores
Peso específico	DIN 53479	g/cm ³	1,13	1,42	0,96	0,90 a 0,93
Temperatura de uso:						
En forma continua sin carga	-	°C	80 a 100	90	-60 a 80	60 a 70
Absorción de agua:						
23°C hasta saturación		%	6	0,9	0,01	0,22
Resistencia a la tracción	DIN 53455	kg/cm ²	540	705	230	280
	ASTM D 638	kg/cm ²	700	650	280	300
Alargamiento a la rotura	DIN 53454	%	100 - 300	75	400	350
Resistencia a la flexión	DIN 53452	kg/cm ²	450	1.000	280	230
	ASTM D 790	kg/cm ²	650	800	300	350
Resistencia a la compresión	ASTM D 695	kg/cm ²	650	1.000	250	380
Coefficiente de deslizamiento	-	-	0,35 - 0,43	0,34	0,25	0,30
Resistencia a la abrasión	TRABER	%	0,15	0,28	0,16	0,41
Dilatación	-	%	0,8	0,66	0,60	0,70
Dureza	DIN 53505	Shore D	85 - 83	85	63	76 a 74
Dureza Rockwell (escala "E")	ASTM D 785	-	54,5 - 54	59 - 61,5	39-41	10 a 11,5
Calor específico	-	Kcal/mH °C	0,40	0,35	0,45	0,40
Coefficiente de conductibilidad térmica	DIN 52612	W/km	0,28	0,22	0,36	0,22
Módulo de elasticidad	D 638	kg/cm ²	1,88 x10 ⁴	3,88 x10 ⁴	3,5 a 13 x10 ³	1,3 x10 ⁴

Figura N° 3.13: Materiales plásticos para el deslizamiento lineal.

Se empleará el material de Grilón para el desplazamiento lineal de los perfiles, ya que posee buenas cualidades mecánicas como su resistencia, bajo coeficiente de deslizamiento y dureza, aunque no son mejores que las de los materiales de Poliacetal (Derlin y Celcon) pero su elevado costo hace que no sea rentable en caso en particular.

El material se colocará por tramos, definiendo un largo del mismo de 21.5 cm, donde al colocar tres perfiles de grilón consecutivos se cubre la distancia que existe entre dos travesaños (64.5 cm). El esfuerzo máximo en estos perfiles será el de compresión, ya que la flexión será mínima en cada una de las partes que completan el largo entre ambos travesaños.

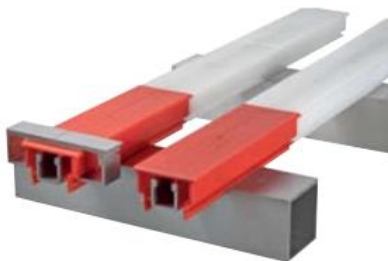


Figura N° 3.14: Ubicación de los perfiles plásticos.



El esfuerzo máximo en cada perfil plástico estará definido por la carga de 131 kg calculada previamente aplicada a un área de compresión definida por el contacto entre el perfil plástico y el perfil C (Ac), resultando del producto del ancho del travesaño (a_t) y las dos alas del perfil de aluminio (a_p):

$$F_c := \frac{F}{n_t \times n_p} \quad 131,08 \text{ kg}$$

$$a_p := 0.6 \text{ cm} \quad a_t := 3.4 \text{ cm}$$

$$A_c := 2 \times a_p \times a_t \quad 4.08 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_f := \frac{650 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_c := \frac{F_c}{A_c} \quad \frac{32,13 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$N := \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \quad 20,23$$

Como resultado, el coeficiente de seguridad (N) calculado es de 20. Como esta fuerza aplicada sobre los perfiles se considera de choque debido a las irregularidades de la vía y además se busca que su vida útil sea lo más extensa posible, el perfil plástico se considera aceptable y comprendido dentro de los coeficientes empleados por otros proyectistas para cargas de choque en materiales quebradizos empleando valores de 15 a 20 veces la resistencia del material^[1].

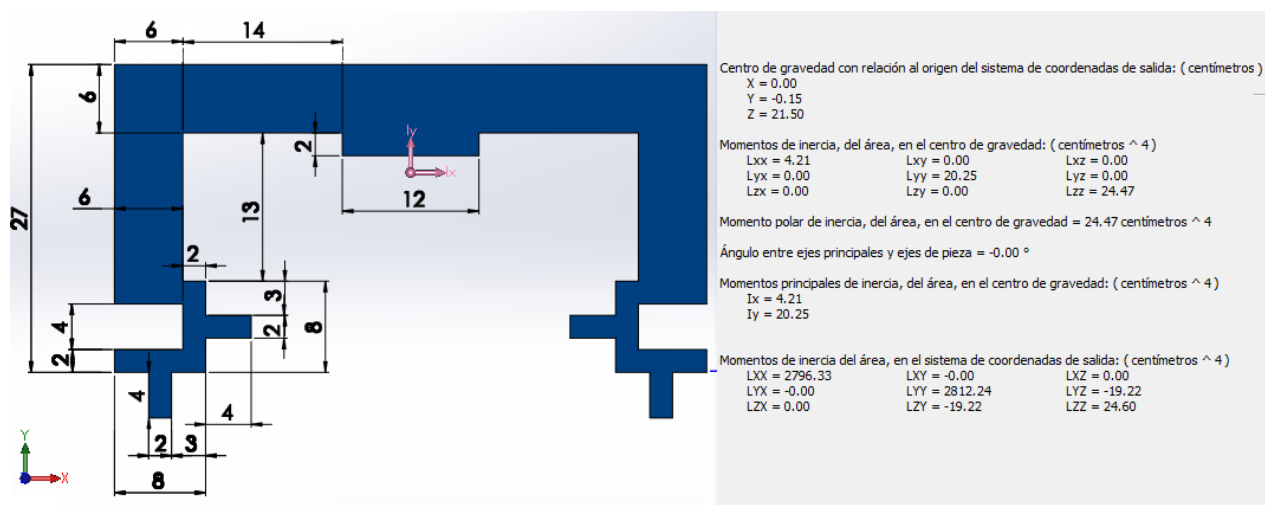


Figura N° 3.15: Perfil plástico para piso móvil.



Por último, se definirán las dimensiones del perfil de aluminio donde asientan los pallets, donde se consideran los mismos esfuerzos a los que está solicitado el perfil C, con la diferencia de que su área de compresión (A_c) está determinada por el ancho del travesaño (a_t) y el ancho superior del perfil plástico (A_p). Se procede a definir un modelo acorde al diseño de los perfiles diseñados anteriormente y se comprueba su resistencia:

$$F_c := \frac{F}{n_t \times n_p} \quad 131,08 \text{ kg}$$

$$a_t := 3.4 \text{ cm} \quad a_p := 5.2 \text{ cm}$$

$$A_c := a_p \times a_t \quad 17.68 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_f := \frac{310 \text{ N}}{\text{mm}^2} \times \frac{1 \text{ mm}^2}{0.01 \text{ cm}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{9.81 \text{ N}} \quad \frac{3160,04 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$\sigma_c := \frac{F_c}{A_c} \quad \frac{7,41 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

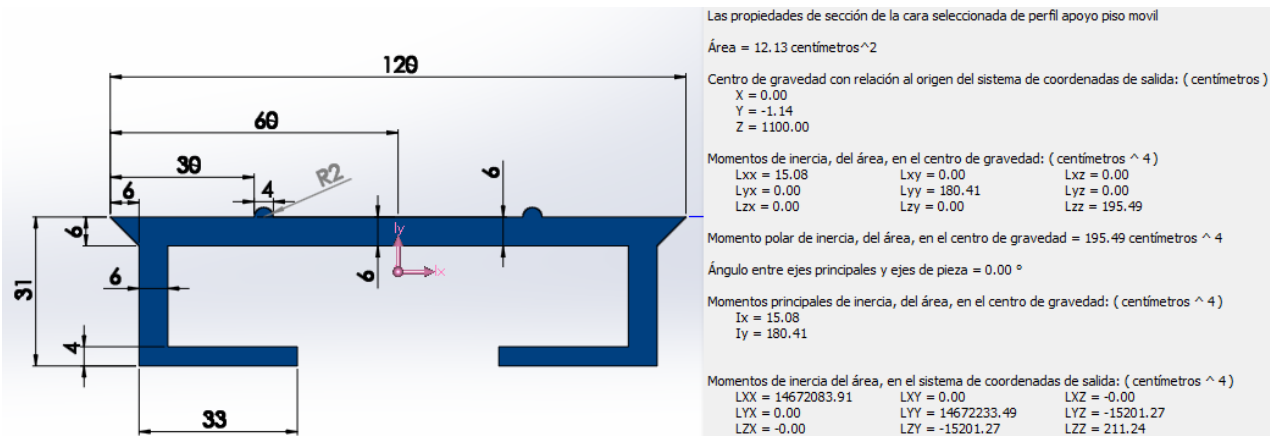


Figura N° 3.16: Perfil apoyo para piso móvil.

Como este esfuerzo de compresión es muy pequeño, solo se considera el esfuerzo a la flexión para el cálculo y se tomará la distancia a la fibra más alejada del eje neutro (C1):

$$L := 64.5 \text{ cm} \quad J_{xx} := 15.08 \text{ cm}^4$$

$$M_{fmax} := \frac{F_c \times L}{12} \quad 704,57 \text{ kg cm}$$

$$c_1 := 1.96 \text{ cm}$$



$$\sigma := \frac{M_{fmax} \times c_1}{J_{xx}} \quad \frac{91,58 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$N := \frac{\sigma_f}{\sigma} \quad 34,4$$

El coeficiente de seguridad (N) para materiales dúctiles está comprendido entre valores de 5 a 7, por lo que está sobredimensionado el perfil.

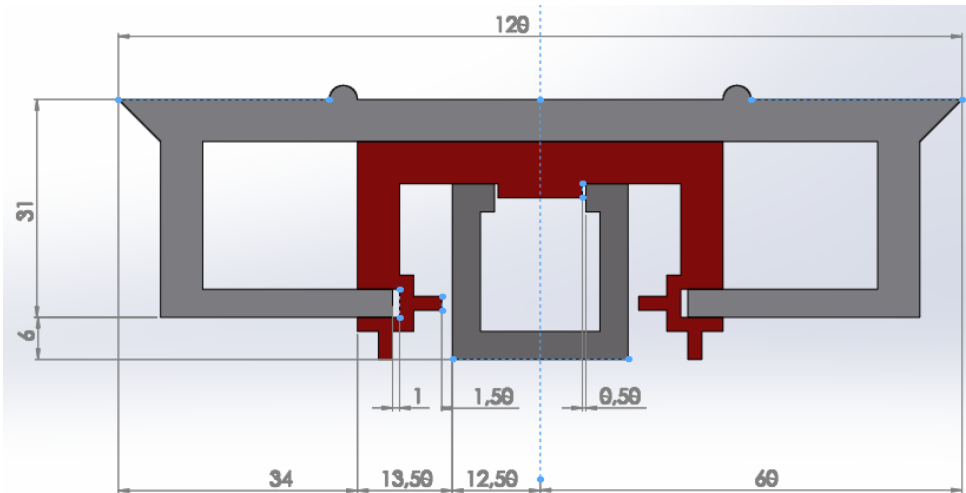


Figura N° 3.17: Perfiles del piso móvil.

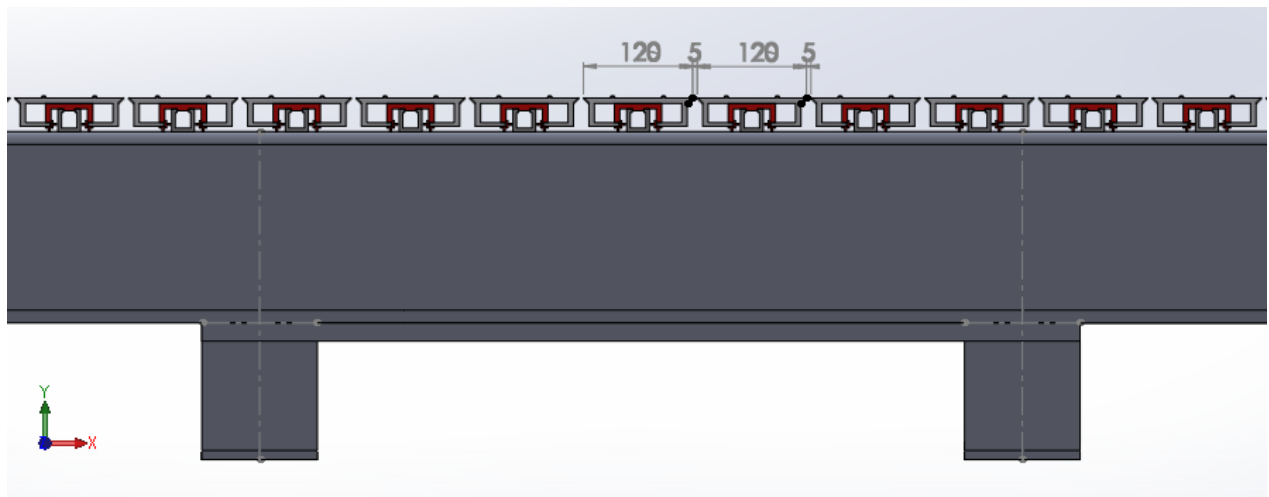


Figura N° 3.18: Luz entre los perfiles de apoyo del piso móvil.



Capítulo IV

4.1 SELECCIÓN DE EJES

Existen ejes redondos y ejes cuadrados para diferentes capacidades de carga. Los elementos más comunes que deben tener los sistemas de estos ejes son: zapata de freno, leva de soporte, anillos de seguridad, retenedor de grasa, pasador de zapatas, etc.

La carga que debe soportar el sistema de ejes tándem triple es de 25.000 kg como puede observarse en la figura 6, al cual se le agrega además la sobrecarga del 10% y los incrementos dinámicos del 30% como se explicó anteriormente. Esto da como resultado una capacidad máxima por eje de:

$$F_{3\text{ eje}} := (25000\text{ Kg} + 2500\text{ Kg}) \times 1.3 \quad 35750.0\text{ Kg}$$

$$F_{\text{ eje}} := \frac{F_{3\text{ eje}}}{3} \quad 11916.66667\text{ Kg}$$

A partir de esta carga seleccionamos un eje de una marca nacional conocida con suspensión neumática ITG, que brinda la posibilidad de agregar ABS y EBS con una capacidad máxima de 12 tn. Con los datos de este eje se procede a verificar si cumple con las cargas a las que estará sometido.

La fuerza por eje va a ser transmitida a la suspensión mediante la conexión eje-suspensión, como puede observarse en la siguiente figura:

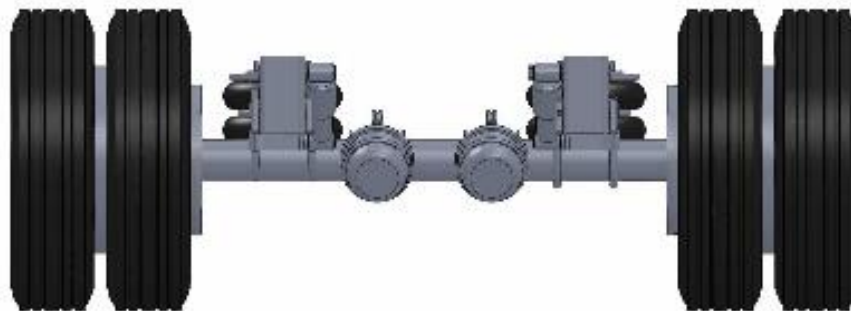


Figura N° 4.1: Disposición de los ejes.



Además de esta fuerza, también se puede mencionar otro esfuerzo importante en el eje que es el provocado por el frenado, lo que genera conjuntamente con la carga a transportar dos momentos flectores en dos planos diferentes y un momento torsor. Por lo que se analiza primero el plano XY donde actúan las fuerzas producidas por la carga, luego se analizará el plano ZX donde actúan las fuerzas producidas por el frenado.

La fuerza de frenado está limitada por la adherencia entre la rueda y el suelo, su valor máximo se obtiene siempre que no se bloquee la rueda, siendo igual a la carga vertical en el neumático por el coeficiente de adherencia máximo. El coeficiente de adherencia máximo seleccionado será de 0,8 para Asfalto seco [9].

Plano XY:

$$F_1 := \frac{F_{eje}}{2} \quad 5958.333335 \text{ Kg}$$

$$F_2 := F_1 = R_1 = R_2 \quad 5958.333335 \text{ Kg}$$

$$M_{max} := F_1 \times \left(\frac{188.9 \text{ cm} - 96.5 \text{ cm}}{2} \right) \quad 2.752750001 \cdot 10^5 \text{ Kg cm}$$

Tr (mm)	LTr (mm)	ECCm (mm)	D (mm)	I (mm)	J (mm)	K (mm)
1844	2170	920	920	793	818	1176
1889	2215	965	965	838	863	1221
1944	2270	1020	1020	893	918	1276
2100	2347	1280	1280	1153	1178	1536

E (mm)			G (mm)	H (mm)
ALT. TRAB.	TOPE SUP.	TOPE INF.		
355	264	460	202	433
380	300	460	202	433
432	338	526	254	485
472	368	577	305	536

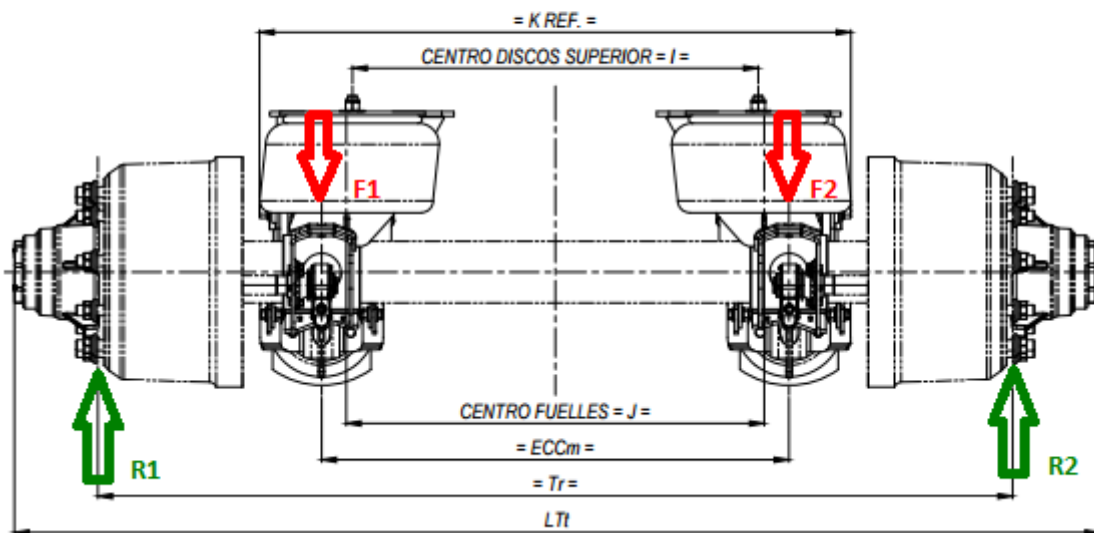


Figura N° 4.2: Aplicación de las cargas en el eje [10].



Plano ZX:

$$u_{\max} := 0.8 \quad 0.8$$

$$F_f := R_1 \times u_{\max} \quad 4766.666668 \text{ Kg}$$

$$M_{\max(xz)} := F_f \times \left(\frac{188.9 \text{ cm} - 96.5 \text{ cm}}{2} \right) \quad 2.202200001 \cdot 10^5 \text{ Kg cm}$$

$$r_c := \frac{105 \text{ cm}}{2} \quad \frac{105}{2} \text{ cm}$$

$$M_T := F_f \times r_c \quad 2.502500001 \cdot 10^5 \text{ Kg cm}$$

$$M_{\max} := \sqrt{(M_{\max(xy)})^2 + (M_{\max(xz)})^2} \quad 3.525240050 \cdot 10^5 \sqrt{\text{Kg}^2 \text{ cm}^2}$$

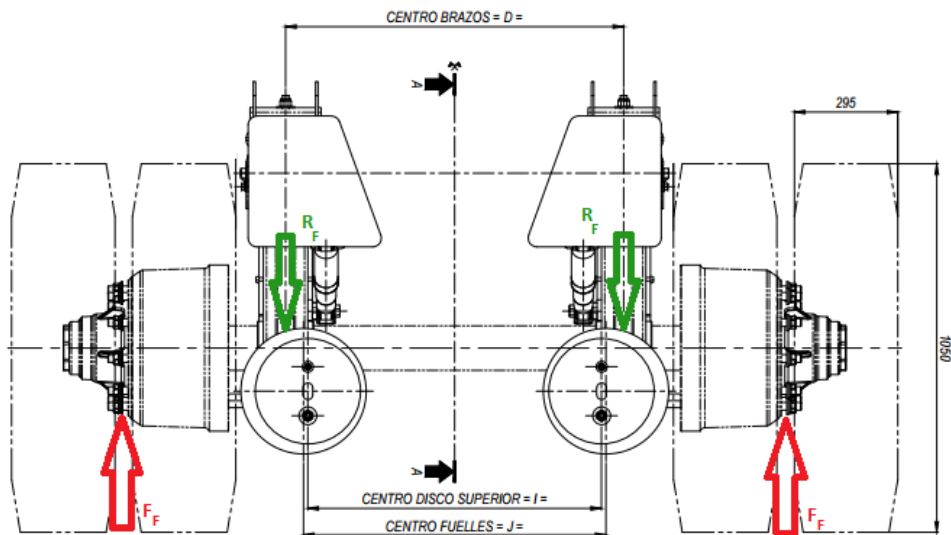


Figura N° 4.3: Fuerzas de frenado.

$$S_u := 7724 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad k1 := 1$$

$$k2 := 1 \quad k3 := 0.86$$

$$S_n := 0.5 \times S_u \times k1 \times k2 \times k3 \quad \frac{3321.320 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ns} := 0.6 S_n \quad \frac{1992.7920 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y := 4921 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad w := 89.964 \text{ cm}^3$$



$$S_{ys} := 0.6 \times S_y \quad \frac{2952.6 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_m := \frac{M_{\max}}{w} \quad \frac{3918.500789 \sqrt{\text{kg}^2 \text{ cm}^2}}{\text{cm}^3}$$

$$S_a := 0 \quad K_f := 1$$

$$S_e := \frac{S_n}{S_y} \times S_m + K_f \times S_a \quad \frac{2644.705353 \sqrt{\text{kg}^2 \text{ cm}^2}}{\text{cm}^3}$$

$$w_o := 2 w \quad 179.928 \text{ cm}^3$$

$$S_{ms} := \frac{M_T}{w_o} \quad \frac{1390.834112 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{as} := 0$$

$$S_{es} := \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_f \times S_{as} \quad \frac{938.7126911 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Ec1 := \frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \quad \frac{1}{N^2} = 0.8559559684$$

$$\text{solve}(Ec1); \quad -1.080872053, 1.080872053$$

La ecuación de Soderberg permitió calcular la sollicitación del eje anterior, arrojando un coeficiente de seguridad $N=1,08$. Como las fuerzas seleccionadas fueron una combinación de los peores casos (freno del equipo + irregularidad del terreno + exceso de carga), se deduce que por más que el coeficiente sea próximo a 1, dicho eje soportará los esfuerzos durante su vida útil.

El material del eje es un acero forjado SAE 1040 templado y revenido, con una resistencia de fluencia de 7724 kg/cm^2 y un diámetro exterior de 12.7 cm , con un espesor de 1.75 cm . El módulo resistente del mismo es de 90 cm^2 aproximadamente, el coeficiente k_1 utilizado es de 1 debido al tipo de esfuerzo de flexión, el k_2 es igual a 1 ya que su área de 32.5 cm^2 es menor a un área de un tubo de media pulgada (123 cm^2) y el k_3 es igual a 0.86 debido a la terminación de la superficie.

Las especificaciones técnicas se detallan a continuación:



Especificaciones Técnicas de Eje				
Código: BE0100444	Denominación: EJE DN EZ189 D10B090P C175 8QP L554-GRS-OB			Revisión: 5
Centro de eje				
Tubo	Acero norma TA550T	Templado y revenido	ø127mm E=17.5mm	
Punta	Acero forjado SAE 1040	Templado y revenido	Sobre pistas de rod. y retén	Maciza
Peso y Dimensiones				
Diámetro localización bulón de rueda (ØPCD)	10 x 335mm			
Diámetro encastre de llanta (ØH)	281mm			
Largo total (LTI)	2229mm			
Trocha (Tr)	1889mm			
Entre centro cámaras de aire (ECCm)	409mm			
Entre centro soporte elástico (ECSp)	-			
Flecha de comba	5mm (+/-0,5mm) en 1metro			
Tara aproximada	373 Kg			
Capacidad de carga				
Capacidad normal	12000 Kg			
Capacidad máxima a 20Km/h	21000 Kg			
Notas				
Procedimiento de soldadura de accesorios	GMAW (Gas metal arc welding)	MIG (Metal inert gas)		
* Repuestos intercambiables con Suspensys				

Figura N° 4.4: Eje empleado.

4.11 RODAMIENTO DE LA PUNTA DE EJE

La punta de eje es una parte fundamental en los ejes, ya que se utiliza para soportar los rodamientos instalados en la misma, permitiendo el giro de las ruedas. Para el cálculo de los rodamientos, se comenzará a evaluar las fuerzas que están afectadas a la punta de eje, que derivan en los esfuerzos del mismo.

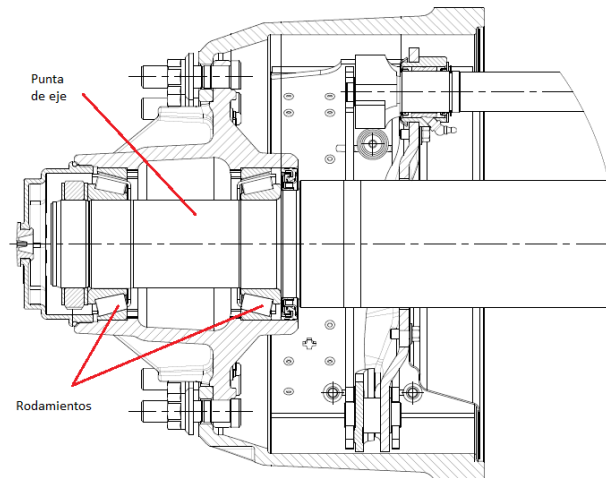


Figura N° 4.5: Esquema de la punta de eje.

Cuando el bitren se encuentra recorriendo una curva, se produce una fuerza centrífuga (F_Y) que tiende a conservar su movimiento en línea recta. Para mantener el régimen estacionario, ante esta acción deberán existir reacciones (F_{Y1} , F_{Y2} , F_{Y3}) correspondientes a los ejes cuya resultante sea igual a la acción, en módulo, aunque en sentido opuesto.

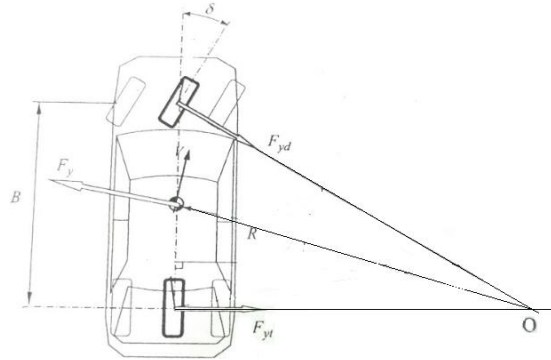


Figura N° 4.6: Fuerzas actuantes en el giro de un vehículo [9].

El radio de curvatura mínimo es el valor más bajo que brinda seguridad en el tránsito a una velocidad de diseño, estando en función del máximo peralte (e) y el coeficiente de fricción lateral correspondiente (f). Para nuestro caso, la velocidad máxima tomada por límite de velocidad para el transporte de carga es 80 km/h, la cual nos limita un coeficiente de fricción lateral máximo de 0.14, como puede apreciarse en la siguiente figura.

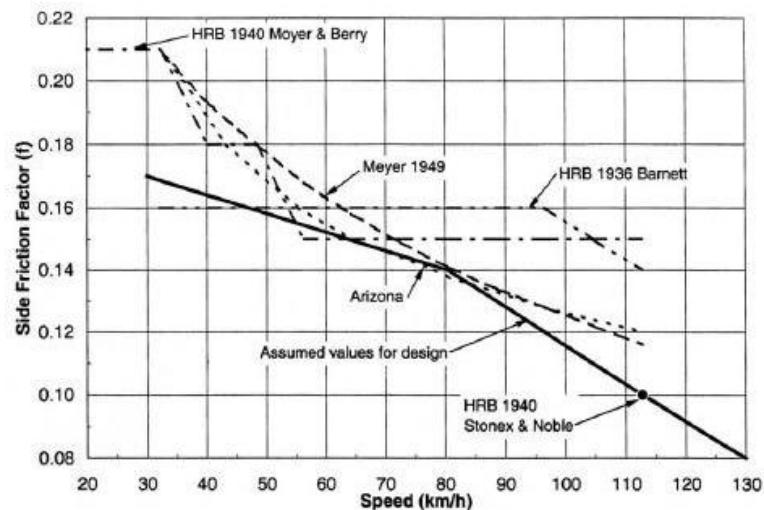


Figura N° 4.7: Coeficiente de fricción en función de la velocidad [11].

Para lograr un mejor equilibrio dinámico, se inclina la calzada un determinado ángulo, para disminuir la proyección de la fuerza centrífuga sobre la calzada. Se expresa como la tangente de ese ángulo y puede tomar diferentes valores según el tipo de calzada, empleándose un 4% para zonas urbanas, 6% en zonas rurales, 8% en zonas rurales con nevadas y 10-12% en zonas montañosas. Se empleará el mayor valor debido a la amplia gama de rutas por las que circulan este tipo de unidades.



El radio mínimo (R) en condiciones de seguridad puede calcularse con la siguiente fórmula, según el modelo matemático detallado por AASHTO ^[11]:

$$R_{\min} := \frac{V^2}{127 \times (e + f)} \quad 193.8219261 \text{ m}$$

$$V := \frac{80 \text{ km}}{h} \quad \frac{80 \text{ km}}{h}$$

$$f := 0.14 \quad 0.14$$

$$e := 0.12 \quad 0.12$$

Una vez obtenido el radio mínimo, se procede a calcular la fuerza centrífuga que afectará al bitren y las reacciones de los neumáticos mientras se desplaza sobre la curva. Se plantearán las condiciones de equilibrio del sistema, en las direcciones transversal y vertical para un peralte ζ dado.

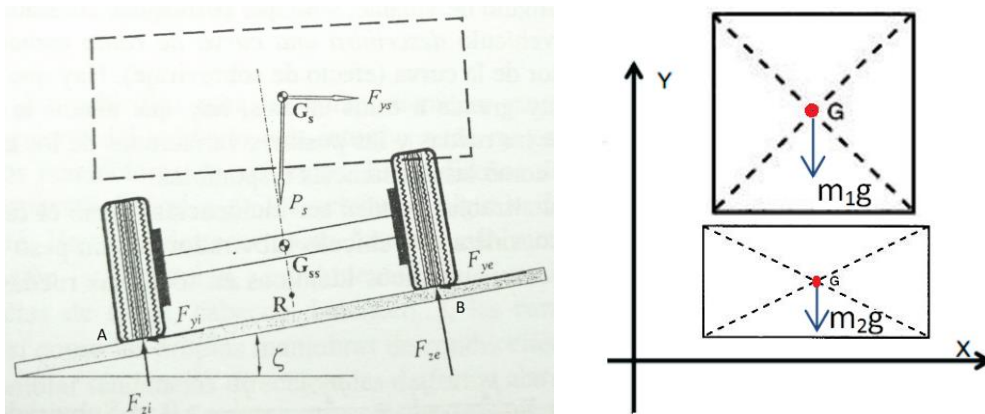


Figura N° 4.8: Cálculo del centro de gravedad del equipo.

Para conocer el centro de gravedad del equipo, se representarán las masas de cada una de las partes como la suma de dos rectángulos. El primer rectángulo representa la masa de la carga del total de pallets cargados en el semirremolque, más los elementos de la carrocería y el chasis que corresponde a las vigas principales, los largueros y las teleras. El segundo rectángulo representa la masa de los 3 ejes y la masa de los elementos de la suspensión.

El centro de gravedad del segundo rectángulo se ubicará en el centro de los ejes, a una altura $Y=525 \text{ mm}$, medida del radio de una cubierta usadas en estos equipos. El centro de gravedad del primer rectángulo estará a ubicado en la zona de apoyo de los pallets sobre el piso del



semirremolque a una distancia de 1555mm, resultando de la suma del radio de la cubierta (525 mm), la altura de trabajo de la suspensión neumática (380mm), la altura de la viga principal (350mm) y los perfiles del piso móvil (37mm).

$$\begin{aligned}
 P_{eje} &:= 373 \text{ kg} & P_{susp} &:= 200 \text{ kg} \\
 P_{rueda} &:= 100 \text{ kg} \\
 m1 &:= 3 \times P_{eje} + 3 \times P_{susp} + 12 \times P_{rueda} & & 2919 \text{ kg} \\
 m2 &:= 37000 \text{ kg} - m1 & & 34081 \text{ kg} \\
 M_t &:= m1 + m2 & & 37000 \text{ kg} \\
 y1 &:= 525 \text{ mm} & y2 &:= 1292 \text{ mm} \\
 ec1 &:= M_t \times y_g = m1 \times y1 + m2 \times y2 & & 37000 \text{ kg} \cdot y_g = 45565127 \text{ kg mm} \\
 y_g &:= 1231 \text{ mm} & & 1231 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Una vez obtenido el centro de gravedad del equipo, se procede a calcular las reacciones en la dirección transversal y vertical descritas en la figura N° 72, aplicando la sumatoria de fuerzas en ambas direcciones y tomando momento en el apoyo de la rueda exterior. Se considera para el cálculo un peso (Ps) soportado por cada eje del conjunto tándem de 12.000 kg, como se explicó anteriormente en la selección de los mismos y una fuerza centrífuga (F_y) calculada a una velocidad de 80 km/h o 22,22 m/s con un radio mínimo de 193.8 m.

$$\begin{aligned}
 P_s &:= 12000 \text{ kg} \times \frac{9.81 \text{ m}}{s^2} & & \frac{1.1772000 \cdot 10^5 \text{ kg m}}{s^2} \\
 a_y &:= \frac{v^2}{r} = \frac{\left(22.2222 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{193.8 \text{ m}} & & \frac{2.548122667 \text{ m}}{\text{seg}^2} \\
 F_{ys} &:= 12000 \text{ kg} \times a_y & & \frac{30577.47200 \text{ kg m}}{\text{seg}^2} \\
 \alpha &:= 0.21 \text{ rad} & u_y &:= 0.14 \\
 \sum F_y &:= F_{ye} + F_{yi} = -P_s \times \sin(\alpha) + F_{ys} \times \cos(\alpha) & F_{ye} + F_{yi} &= \frac{5365,813 \text{ kg m}}{\text{seg}^{2,000}} \\
 \sum F_z &:= F_{ze} + F_{zi} = P_s \times \cos(\alpha) + F_{ys} \times \sin(\alpha) & F_{ze} + F_{zi} &= \frac{121507,976 \text{ kg m}}{\text{seg}^{2,000}} \\
 M_B &:= F_{zi} \times 1.889 \text{ m} - P_s \times \cos(\alpha) \times 0.9445 \text{ m} - P_s \times \sin(\alpha) & & 1.889 F_{zi} \text{ m} - \frac{1.023888125 \cdot 10^5 \text{ kg m}^2}{\text{seg}^2} \\
 &\quad \times 1.292 \text{ m} - F_{ys} \times \sin(\alpha) \times 0.9445 \text{ m} + F_{ys} \times \cos(\alpha) \times 1.474 \text{ m}
 \end{aligned}$$



$solve(M_B);$

$$\left\{ kg = kg, m = 0., seg = seg, F_{zi} = F_{zi} \right\}, \left\{ kg = kg, m = m, seg = seg, F_{zi} \right\}$$

$$= \frac{54202.65352 \text{ kg m}}{seg^2}$$

$F_{zi} := 5525 \text{ kg}$

$F_{ze} := 6861 \text{ kg}$

De donde, suponiendo que la adherencia es igual en los neumáticos interiores y en los exteriores, se tiene:

$F_{ye} := F_{ze} \times f \quad 960.54 \text{ kg}$

$F_{yi} := F_{zi} \times f \quad 773.50 \text{ kg}$

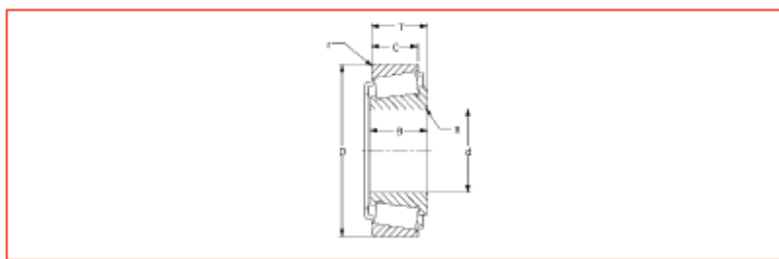
Teniendo en cuenta que la suma de las fuerzas laterales en los neumáticos es la reacción ante la sollicitación generada en el centro de gravedad por la aceleración (a_y), se tiene que:

$$-P_s \times \sin(\alpha) + F_{ys} \times \cos(\alpha) = F_{ye} + F_{yi}$$

$553.95 \text{ kg} < 1734.06 \text{ kg}$

Lo que puede decirse que el bitren no se desplaza transversalmente mientras recorre la curva. Además de esta fuerza transversal máxima (F_{ye}), el rodamiento debe soportar una fuerza radial comprendida por la carga vertical debida al peso (F_{ze}) y la fuerza de frenado (F_f) calculada previamente en la selección de ejes. En el eje seleccionado, el rodamiento utilizado es de tipo cubeta N° 518410/518445 premium, representados en la siguiente figura de distintos fabricantes:

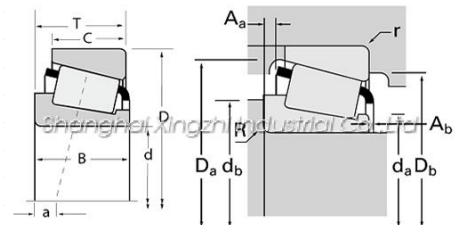
RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS
SERIES



HM518445/HM518410 Rodamientos tamaño Deta

Marcas:	TIMKEN Rodamientos
categoría:	Rodamientos de rodillos cónicos
Modelo:	HM518445/HM518410
Diámetro interior(Di):	152.400 mm
Diámetro exterior(De):	152.400 mm
Ancho(B):	39.688 mm
Cr:	275000 N
Cór:	404000 N
peso(m):	2.79 kg

HM518445/HM518410 Rodamientos de dibujo:



CONO				CUBETA			Conjunto		Capacidad de Carga	
Número	Agujero de Eje d	Ancho Cono B	Radio Máximo del Eje R	Número	Diámetro Exterior D	Ancho Cubeta B	Radio Máximo del Alojamiento R	Ancho Total del Conjunto T	Dinámica Q (kN)	Estática Cor (kN)
Series HM518400										
HM51844	88.90	39.68	6.4	HM51841	152.40	30.16	3.3	39.688	250.5	379.8
	3.5000	1.5625	.25		6.0000	1.1875	.13	1.5625		

Figura N° 4.9: Rodamientos 518445-518410.



A partir de los datos obtenidos por los distintos fabricantes de rodamientos, se procederá a comprobar si dichos elementos soportan los esfuerzos obtenidos previamente. Primero se definirán ciertos conceptos para comprender el procedimiento de cálculo y luego se evaluarán los mismos.

Existen distintos tipos de rodamientos, que según sea el tipo de funcionamiento, se adaptan mejor unos que otros. Los más comunes son los rodamientos de bolas por su sencillez, utilizados para pequeños montajes. Otro tipo de rodamiento muy empleado son los de rodillos, empleados para soportes de grandes dimensiones y fuertemente cargados o si es acompañada de choques.

En caso de existir empujes axiales importantes que deben ser soportados por un rodamiento axial, se utilizan los rodamientos rígidos de bolas si la velocidad de giro es elevada o los de bolas con contacto angular, los de rodillo a rótula y los rodillos cónicos.

El tamaño del rodamiento está determinado por las cargas que deberá soportar y por las exigencias sobre la duración y la seguridad de funcionamiento. Para la selección de un rodamiento, se procede a seguir los pasos de los catálogos proporcionados por los fabricantes.

Primero se define la carga estática equivalente (P_o) que resulta de descomponer la carga afectada al rodamiento en una componente radial (F_R) y otra axial (F_A), afectadas por un coeficiente en función del tipo de rodamiento empleado (X_o - Y_o).

En función del tipo de funcionamiento, si es normal, con choques o giro sin vibraciones, se emplea un factor de seguridad (S_o) que relaciona la carga estática equivalente (P_o) con la capacidad básica de carga estática (C_o). A partir de esta podemos calcular los coeficientes afectados a la carga radial constante real (X) y a la carga axial constante real (Y), que sumadas me dan la carga combinada (P) sobre e rodamiento.

Definiendo la duración nominal del rodamiento en horas de funcionamiento, basándonos de la experiencia de los fabricantes se procede a calcular la capacidad básica de carga dinámica (C) y a partir de esta, seleccionar el rodamiento que más se aproxime a dicha carga, verificando que su duración sea satisfactoria.



La carga combinada (P) sobre un rodamiento radial, es la resultante de fuerzas radiales y axiales, afectadas de los coeficientes X e Y obtenidos de tablas. En el caso de rodamientos de una hilera, la carga axial no empieza a influir sobre la equivalente hasta que la relación $\frac{F_a}{F_r}$ pasa de un cierto valor e. En el caso de rodamientos cónicos, una carga radial origina una fuerza axial, la cual debe tenerse en cuenta en el cálculo. Los rodamientos de estos tipos se montan generalmente opuestos entre sí, como puede observarse en la siguiente figura, quedando los rodamientos casi sin juego; las fuerzas axiales pueden calcularse de la siguiente manera:

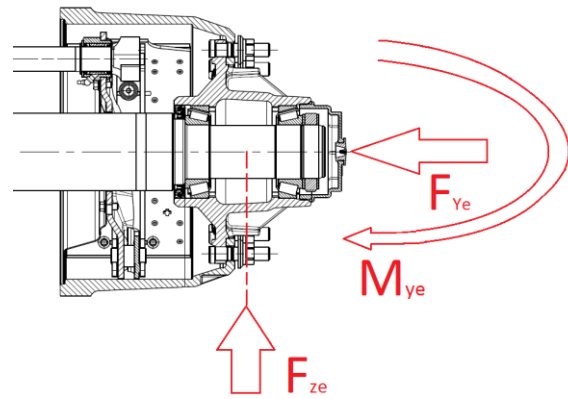
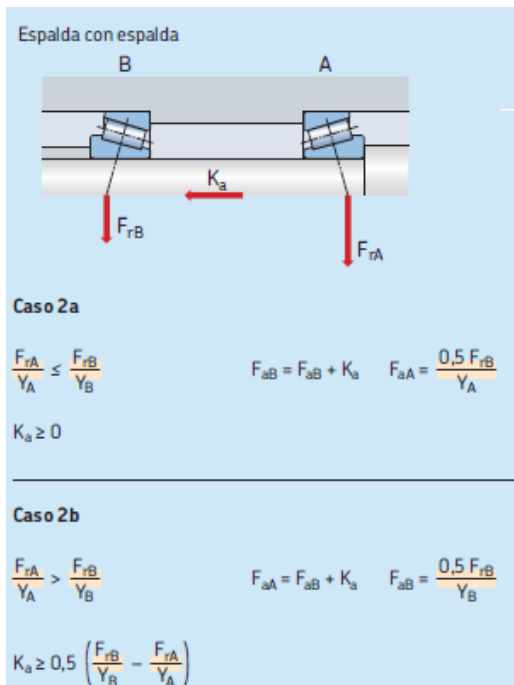


Figura N° 4.10: Fuerzas actuantes en el rodamiento.

Al estar la fuerza F_{ze} soportada por ambos rodamientos, se considera la mitad para el cálculo de cada rodamiento. La fuerza F_{ye} calculada previamente se reemplaza por la fuerza axial K_A , y se procede de la siguiente manera:

$$F_{Ra} := \frac{6860 \text{ kg}}{2} \quad 3430 \text{ kg}$$

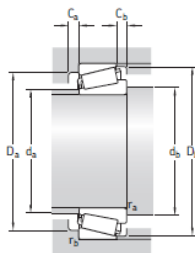
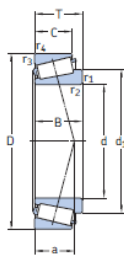
$$F_{Rb} := F_{Ra} \quad 3430 \text{ kg}$$

$$K_A := 960 \text{ kg} \quad \frac{F_{Ra}}{Y_a} = \frac{F_{Rb}}{Y_b}$$



Los coeficientes Y y X se obtienen de las siguientes tablas:

7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos
d 85=100mm



Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga		Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ASMA)	Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo						Factores de cálculo						
d	D	T	C	C ₀	P ₀	V _n	V _l	kg	-	-	d	d ₁	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d ₁ máx.	d ₆ min.	D ₂ min.	D ₃ máx.	D ₄ min.	C ₁ min.	C ₂ min.	r ₁ máx.	r ₂ máx.	e	Y	Y ₀
mm				kN	kN	r. p. m.					mm							mm											
85	150	38,5	212	285	33,5	3 200	4 300	2,6	32217 J2/Q	3EC	85	113	36	30	2,5	2	33	96	95	130	140	142	5	8,5	2,5	2	0,43	1,4	0,8
cont.	150	49	286	430	48	3 000	4 300	3,55	33217/Q	3EE	cont.	117	49	37	2,5	2	37	95	95	128	140	144	7	12	2,5	2	0,43	1,4	0,8
	180	44,5	303	365	40,5	2 800	4 000	4,85	30317 J2	2GB		126	41	34	4	3	35	107	99	156	166	167	6	10,5	4	3	0,35	1,7	0,9
	180	44,5	242	285	32	2 600	3 800	4,6	31317 J2	7GB		131	41	28	4	3	54	103	99	143	166	169	6	16,5	4	3	0,83	0,72	0,4
	180	63,5	391	560	62	2 800	4 000	7,6	32317 BJ2	5GD		135	60	49	4	3	52	102	99	138	166	169	7	14,5	4	3	0,54	1,1	0,6
	180	63,5	402	530	60	2 800	4 000	7,1	32317 J2	2GD		127	60	49	4	3	42	103	99	150	166	167	8	14,5	4	3	0,35	1,7	0,9
90	140	32	168	270	31	3 200	4 300	1,75	32018 X/Q	3CC	90	115	32	24	2	1,5	30	100	99	125	131	134	6	8	2	1,5	0,43	1,4	0,8
	140	39	216	355	39	3 200	4 500	2,2	33018/Q	2CE		114	39	32,5	2	1,5	27	100	99	127	131	135	7	6,5	2	1,5	0,27	2,2	1,3
	150	45	251	390	43	3 000	4 300	3,1	33118/Q	3DE		120	45	35	2,5	2	35	100	100	130	140	144	7	10	2,5	2	0,4	1,5	0,8
	160	32,5	194	245	28,5	3 000	4 000	2,5	30218 J2	3FB		120	30	26	2,5	2	31	103	100	140	150	150	5	6,5	2,5	2	0,43	1,4	0,8
	160	42,5	251	340	38	3 000	4 000	3,35	32218 J2/Q	3FC		121	40	34	2,5	2	36	102	100	138	150	152	5	8,5	2,5	2	0,43	1,4	0,8

Tabla N° 4.1: Catálogo SKF, coeficiente Y [12].

Tipo de rodamiento	$\frac{F_a}{F_r} \leq \epsilon$		$\frac{F_a}{F_r} > \epsilon$		ϵ
	X	Y	X	Y	
Rodamientos de rodillos cónicos					
32005—32024					1,35 0,44
30203—30204					1,75 0,34
05— 08	1	0	0,4		1,6 0,37
07— 22					1,45 0,41
24— 30					1,35 0,44
32206—32208					1,6 0,37
09— 22	1	0	0,4		1,45 0,41
24— 30					1,35 0,44
30302—30303					2,1 0,28
04— 07	1	0	0,4		1,95 0,31
08— 24					1,75 0,34
31305—31318	1	0	0,4		0,73 0,82
32303					2,1 0,28
32304—32307	1	0	0,4		1,95 0,31
08— 24					1,75 0,34

Tabla N° 4.2: Catálogo SKF, coeficiente X [12].

$Y_a := 1.5$

1.5

$Y_b := Y_a$

1.5

$F_{Aa} := \frac{0.5 \times F_{Ra}}{Y_a}$

1143.333334 kg

$F_{Ab} := F_{Aa} + K_A$

2103.333334 kg



$$e_a := \frac{F_{Aa}}{F_{Ra}} \quad 0.3333333335$$

$$e_b := \frac{F_{Ab}}{F_{Rb}} \quad 0.6132167155$$

Como la relación $\frac{Fa}{Fr}$ es mayor que el $e=0.4$ obtenido por la tabla para el rodamiento B, la fuerza axial F_{Ab} tiene influencia sobre el cálculo. Para el rodamiento A solo se tiene en cuenta la fuerza radial F_{Ra} :

$$X_1 := 1 \quad Y_1 := 0$$

$$P_1 := X_1 \times F_{Ra} + Y_1 \times F_{Aa} \quad 3430 \text{ kg}$$

$$X_2 := 0.4 \quad Y_2 := 1.5$$

$$P_2 := X_2 \times F_{Rb} + Y_2 \times F_{Ab} \quad 4527.000001 \text{ kg}$$

$$C_1 := \frac{251000}{9.81} \text{ kg} \quad 25586.13660 \text{ kg}$$

$$C_2 := C_1 \quad 25586.13660 \text{ kg}$$

A partir de la capacidad básica de carga dinámica de cada rodamiento (C) y de la carga equivalente en el rodamiento (P) calculada previamente, se procede a calcular la duración nominal del mismo expresada en millones de revoluciones (L). Dicha duración está en función de la seguridad de carga ($S_c = C/P$) elevada a la inversa del exponente $p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos:

$$S_{c1} := \frac{C_1}{P_1} \quad 7.459515044$$

$$S_{c2} := \frac{C_2}{P_2} \quad 5.651896752$$

$$\rho := \frac{10}{3}$$

$$L_1 := S_{c1}^\rho \quad 811.0270023$$

$$L_2 := S_{c2}^\rho \quad 321.5985377$$



Según la experiencia de los fabricantes, se define una duración nominal en horas de funcionamiento (L_h), considerada normalmente como admisible y se definen ciertos valores en función al tipo de funcionamiento como puede observarse en la siguiente figura:

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento L_h
<i>Instrumentos y aparatos de poco uso:</i> Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas ...	500
<i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i> Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, aparatos domésticos	4000-8000
<i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i> Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso	8000- 12 000
<i>Máquinas para 8 horas de servicio diario, no totalmente utilizadas:</i> Motores eléctricos estacionarios, engranajes para usos generales	12 000- 20 000
<i>Máquinas para 8 horas de servicio diario, totalmente utilizadas:</i> Máquinas para talleres industriales en general, grúas para trabajo continuo, ventiladores, transmisiones intermedias	20 000- 30 000
<i>Máquinas para servicio continuo (24 horas diarias):</i> Separadoras centrifugas, compresores, bombas, ascensores de minas, motores eléctricos estacionarios, máquinas de servicio continuo en navios de guerra ...	40 000- 60 000
<i>Máquinas para 24 horas diarias de servicio con gran seguridad:</i> Máquinas para la fabricación de celulosa y papel, máquinas para el servicio público de fuerza motriz, bombas de minas, bombas de abastecimientos públicos de agua, máquinas de servicio continuo en buques mercantes	100 000-200 000

Figura N° 4.11: Valores de L_h según el tipo de funcionamiento.

. La relación entre estas dos duraciones se determina a continuación:

$$L_h := L \times \frac{1000000}{60 \times n}$$

$$v := \frac{80000 \text{ m}}{3600 \text{ s}}$$

$$\frac{200 \text{ m}}{9 \text{ s}}$$

$$r := 0.525 \text{ m}$$

$$0.525 \text{ m}$$

$$w := \frac{v}{r}$$

$$\frac{42.32804232}{\text{s}}$$

$$n := \frac{w \times 60}{2 \times \pi} \text{ rpm}$$

$$404.2020848 \text{ rpm}$$

$$L_{1h} := L_1 \times \frac{1000000}{60 \times n}$$

$$33441.48190$$

$$L_{2h} := L_2 \times \frac{1000000}{60 \times n}$$

$$13260.63330$$



Como puede observarse, el rodamiento de rodillos cónicos interior es el más solicitado y su duración en horas de funcionamiento es mayor a 12.000, valor teórico de referencia para máquinas con 8 hs de funcionamiento diario. Se concluye que el rodamiento seleccionado es satisfactorio.

4.2 SELECCIÓN DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA:

Cuando diferencia de carga en una suspensión varía mucho en función de que el vehículo esté vacío o con la carga máxima, los sistemas de suspensión basados en resortes mecánicos no se adaptan muy bien, resultando demasiado blandos con la carga máxima o demasiado duros cuando está vacío.

La diferencia fundamental entre una suspensión basada en resortes mecánicos y otra neumática se centra en que las primeras tienen rigidez constante, mientras que las neumáticas esta rigidez es variable, en donde a medida que se incrementa la carga lo hace la rigidez.

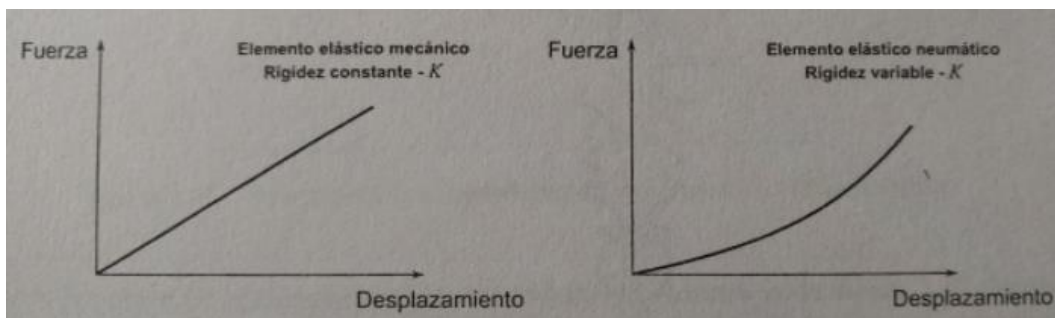


Figura N° 4.12: Diferencias entre suspensión Mecánica y Neumática [9].

Cuando un muelle se deforma ante un aumento de carga vertical, el aire que contiene en su interior se comprime, donde la presión del gas y las características elásticas serán diferentes en función de si el proceso de compresión es adiabático, isoterma o politrópico. Para explicar esto se toma un pulmón de aire con una carga F_1 , dando un estado $p_1-v_1-h_1$ y otra fuerza mayor F_2 dando $p_2-v_2-h_2$:

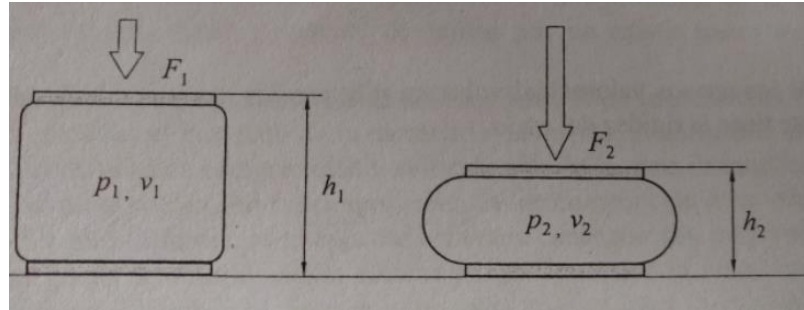


Figura N° 4.13: Funcionamiento del pulmón neumático.

Al mismo tiempo, siempre se cumplirá que la diferencia de presiones entre el interior y exterior del pulmón, multiplicada por su sección, tiene que ser igual a la carga externa:

$$F_1 = S_1 \times (p_1 - p_a)$$

$$F_2 = S_1 \times (p_2 - p_a)$$

Donde p_a es la presión atmosférica. Al producirse una variación de carga se tiene:

$$F + dF = (S + dS) \times (p + dp - p_a)$$

$$dF = S \times dp + (p - p_a) \times dS$$

La compresión isoterma (temperatura constante) se da cuando el proceso es suficientemente lento, mientras más rápido se produzca la compresión más se asemeja al adiabático (sin pérdidas de calor); lo habitual es que existan pérdidas en forma de calor (compresión politrópica).

Cuando el vehículo se encuentra en marcha los movimientos de los pulmones de aire son muy rápidos, por lo que puede considerarse que no hay transferencia de calor (proceso adiabático). La ley de compresión viene dada por la siguiente ecuación, siendo en las suspensiones $\gamma=1,38$:

$$p \times v^\gamma = Cte$$

En el diseño de los cojines neumáticos, se trata de que la variación de la superficie efectiva del cojín en función del desplazamiento vertical sea lo menor posible. Por lo que la rigidez queda expresada por:

$$K = S^2 \times \frac{p \times \gamma}{v}$$

Cuando se produce la dinámica de marcha y el pulmón comienza a moverse, en cada instante va a existir un valor diferente de rigidez, ya que esta depende en todo momento de la presión y del volumen.



Para la selección de la suspensión neumática del semirremolque se deben tener en cuenta una serie de factores que afectan al desempeño del mismo, estos son:

- La carga que distribuye el equipo a cada eje.
- Las cargas dinámicas producidas por aceleración y desaceleración en el movimiento.
- La absorción de cargas de impacto producidas por las irregularidades del terreno.
- La estabilidad que brinda el sistema, la alineación de los ejes y la resistencia al vuelco.
- El rango de altura que puede obtenerse para el semirremolque.

Por lo tanto no sólo debe soportar la carga transmitida para lograr la estabilidad del equipo, sino también tener una buena absorción de cargas de impacto generadas por las irregularidades del terreno y en caso de circular por curvas pronunciadas presentar una buena resistencia al vuelco para evitar accidentes.

La suspensión neumática estará compuesta por pulmones neumáticos y amortiguadores para mantener la estabilidad del producto. Cada eje compone un módulo de la suspensión, tornándolas independiente unas de la otras, estando interconectadas entre sí por líneas neumáticas longitudinales. Su principio de funcionamiento tiene como base el mantenimiento constante de la distancia entre el chasis y el suelo, que es efectuado a través de la válvula nivelación, la que como consecuencia de una variación de carga vertical que se traduce en una variación de altura permanece constante (normalmente 5 segundos), la presión dentro del fuelle se modifica para ajustar dicha altura.

Los sensores de altura controlan en todo momento la posición de la carrocería, enviando señal a un control electrónico que gobierna la electroválvula. El aire a presión es generado por un compresor movido por el motor y almacenado en un tanque, que es común con el sistema de frenos.

4.2.1 CÁLCULO DE LA SUSPENSIÓN

Se utilizará el sistema ILAS (Control de elevación de ejes automático en función de la carga), el cual permitirá elevar el primer eje del conjunto tándem cuando no se requiera el uso del mismo.



Este sistema brinda una serie de ventajas, una de ellas es la reducción del desgaste en los neumáticos cuando el mismo realiza un traslado con media carga o vacío; otra ventaja es proporcionar mayor tracción al aumentar la carga en los restantes ejes.

La fuerza vertical máxima obtenida previamente para un peralte de 12° (Fze), se utilizará como reacción del suelo y se calculará la fuerza aplicada a cada pulmón. El diámetro necesario para dicho pulmón utilizando una presión de 6 Bar, estará en función de esta reacción como puede observarse en la siguiente figura:

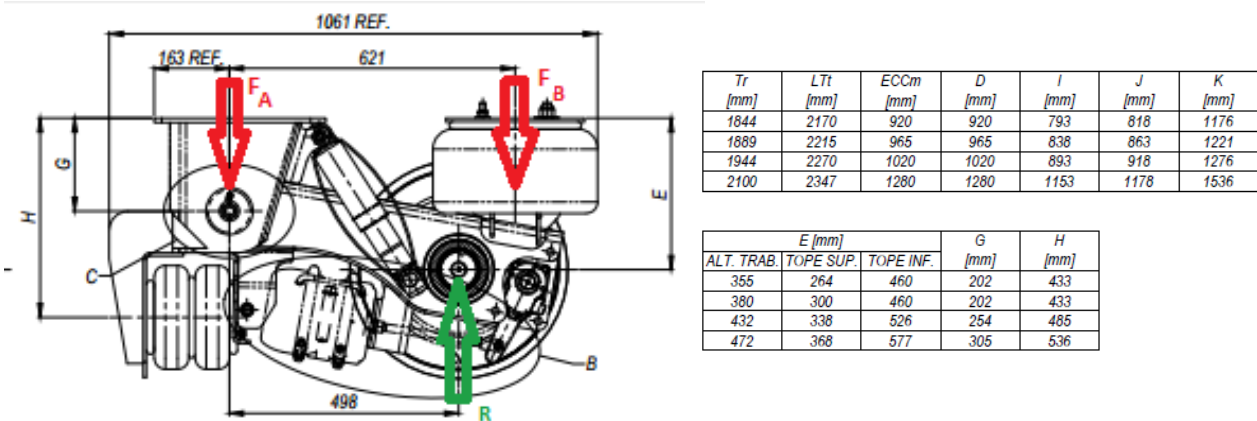


Figura N° 4.14: Fuerza resultante en el pulmón.

$$R := 6861 \text{ kg}$$

$$M_A := R \times 49.8 \text{ cm} - F_B \times 62.1 \text{ cm} = 0 \quad 3.416778 \cdot 10^5 \text{ kg cm} - 62.1 F_B \text{ cm} = 0$$

$$\text{solve}(M_A); \quad \{cm = 0., kg = kg, F_B = F_B\}, \{cm = cm, kg = kg, F_B = 5502.057971 \text{ kg}\}$$

$$F_B := 5502 \text{ kg} \quad 5502 \text{ kg}$$

$$P := 6 \text{ Bar} \times \frac{1.02 \text{ kg}}{\text{cm}^2 \times 1 \text{ Bar}} \quad \frac{6.12 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A := \frac{F_B}{P} \quad 899.0196078 \text{ cm}^2$$

$$d := \sqrt{4 \times \frac{A}{3.1416}} \quad 33,83 \text{ cm}$$

El diámetro mínimo del pulmón para una presión de 6 Bar debe ser de 34 cm. A medida que la presión de este disminuye, el área del pulmón debe ser mayor para mantener la misma fuerza ejercida por el sistema. Si altura de trabajo (E) es mejor a los 38 cm, el radio fijo entre FA y R



(529 mm) hace que la distancia perpendicular entre R y FB se achique y resulte en un aumento en la fuerza en el pulmón. De esto se deduce que la fuerza FB es máxima para el tope superior de la suspensión en 300 mm y resulta una fuerza $FB = 5745 \text{ cm}$, con lo que el diámetro del pulmón se mantiene dentro de los 34 cm al prácticamente no variar esta fuerza.

4.2.2 CÁLCULO DEL PERNO DE LA MANOTA DE LA SUSPENSIÓN

Como se vio anteriormente la suspensión posee una altura de trabajo $E=380 \text{ mm}$, la cual puede variar entre un tope superior de $E=300 \text{ mm}$ y un tope inferior de $E=460 \text{ mm}$. En el caso anterior la fuerza en el pulmón es máxima cuando más se aproxima la reacción R a esta, dando el caso de la posición de tope superior como puede apreciarse en la figura n° 4.14.

En el caso del perno, la fuerza sobre este (F_A) es máxima cuando más se acerca R a este. Se procederá a calcular la fuerza en el perno con E_{\min} y luego con E_{\max} para demostrar lo dicho anteriormente. Cuando la suspensión llega a su tope superior, la distancia entre el centro del perno al centro del eje que es de 498 mm pasa a ser de 520 mm y cuando llega a su tope inferior es de 462 mm.

Se toma como la reacción en el eje, la fuerza F_{ze} calculada anteriormente cuando el bitren circula por un peralte para obtener el máximo esfuerzo. Durante el recorrido del bitren, este elemento está sometido a esfuerzos variables hasta su destino, por lo que se definirá una fuerza mínima $F_{A\min}$ y una máxima $F_{A\max}$ para obtener su resistencia a la fatiga:

$$E_{\min} := 300 \text{ mm}$$

$$G := 202 \text{ mm}$$

$$R := 6861 \text{ kg}$$

$$a_1 := 621 \text{ mm} - 520 \text{ mm} \qquad 101 \text{ mm}$$

$$M_B := R \times a_1 - F_{A\min} \times 621 \text{ mm} \qquad 692961 \text{ kg mm} - 621 F_{A\min} \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{solve}(M_B); & \quad \left\{ \text{kg} = \text{kg}, \text{mm} = 0, F_{A\min} = F_{A\min} \right\}, \left\{ \text{kg} = \text{kg}, \text{mm} = \text{mm}, F_{A\min} \right. \\ & \quad \left. = \frac{230987}{207} \text{ kg} \right\} \end{aligned}$$



$$F_{Amin} := 1115.9 \text{ kg}$$

La F_{Amax} resulta cuando la suspensión se encuentra en su tope inferior y es de:

$$E_{max} := 460 \text{ mm}$$

$$a_2 := 621 \text{ mm} - 462 \text{ mm} \qquad 159 \text{ mm}$$

$$M_B := R \times a_2 - F_{Amax} \times 621 \text{ mm} \qquad 1090899 \text{ kg mm} - 621 F_{Amax} \text{ mm}$$

$$\text{solve}(M_B); \qquad \left\{ \text{kg} = \text{kg}, \text{mm} = 0, F_{Amax} = F_{Amax} \right\}, \left\{ \text{kg} = \text{kg}, \text{mm} = \text{mm}, F_{Amax} \right. \\ \left. = \frac{121211}{69} \text{ kg} \right\}$$

$$F_{Amax} := 1756.7 \text{ kg}$$

En este caso la distancia horizontal entre FB y R (a_2) es de 159 mm, obtenida de relaciones trigonométricas al permanecer constante el radio entre FA y R igual a 529 mm. En su tope superior el ángulo es mínimo e igual a 10.68° y para su tope inferior el ángulo es máximo e igual a 29.19° .

De esta manera comprobamos que FA es máxima para el tope inferior ($E=460$ mm) y de magnitud igual a 1757 kg, y es mínima para el tope superior ($E=300$ mm) y de magnitud igual a 1116 kg.

Se define como material del perno el acero 1045 laminado simple, con una rosca normalizada UNF (rosca fina) usadas cuando existe trepidación y vibración, y cuando los agujeros roscados lo son de acero. Para calcular el par del apriete del perno (T) se utilizará la propuesta de Maney^[2], calculando un diámetro aproximado del perno mediante un cálculo estático propuesto por Seaton y Routhewaite^[2], considerando la fuerza externa máxima debido al peso obtenida previamente y además la fuerza de frenado máxima:

$$F_{Amax} := 1756.7 \text{ kg}$$

$$F_f := 4767 \text{ kg}$$

$$S_y := \frac{4148 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F_t := \sqrt{F_f^2 + F_{Amax}^2} \qquad 5080,38 \text{ kg}$$

$$A_s := \left(\frac{15,24 \times F_t}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \qquad 7,04 \text{ cm}^{2,00}$$



A partir de este cálculo estático, se obtiene un diámetro del perno aproximado para usar en los siguientes pasos. Se define un diámetro de 3.175 cm o de $1\frac{1}{4}$ pulgada, cuyo diámetro de fondo es de 2,73 cm que nos da un área de esfuerzo a tracción $A_s=6.923 \text{ cm}^2$ definida como la correspondiente a un diámetro igual al promedio entre el diámetro de paso y el diámetro menor (fondo).

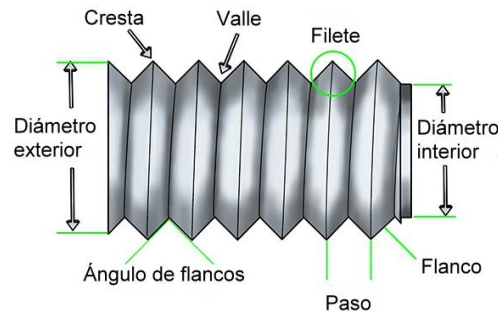


Figura N° 4.15: Nomenclatura de la rosca.

Se realizará un análisis elástico para juntas, donde se busca apretar el perno de modo que la tracción inicial sea mayor que la carga externa aplicada. Al apretar la tuerca, la carga en el perno aumenta y su deformación también. Dentro del intervalo elástico de la ley de Hooke y la curva fuerza-deformación para el perno es una recta representada por OAM en la siguiente figura. Los elementos sometidos a compresión, que son elásticos, su curva de fuerza-deformación es reta y representada por CA. Mientras más rígido es el elemento, mayor será la pendiente de su curva. Normalmente los elementos unidos son más rígidos que el perno ($\alpha > \theta$):

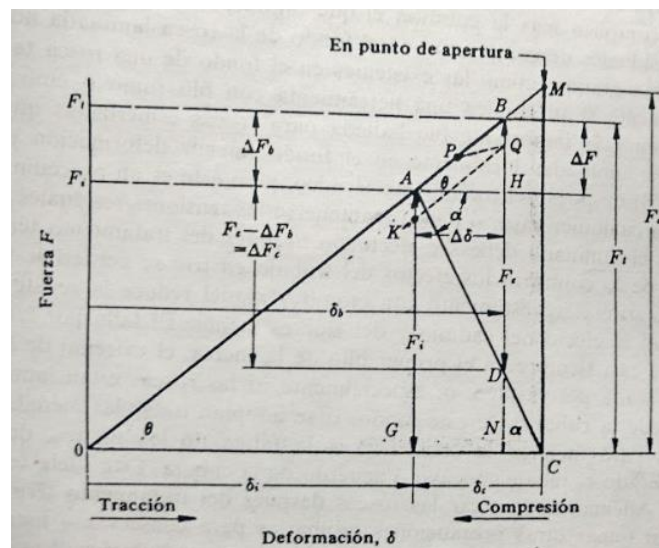


Figura N° 4.16: Fuerzas actuantes en la unión por tornillo [4].



Se toma como triángulos semejantes el OGA y OCM, resultando la siguiente relación:

$$F_o := \frac{(k_b + k_j)}{k_j} \times F_i$$

Las constantes elásticas (k) tanto del bulón como de la junta están en función del área contacto, su módulo de elasticidad longitudinal y su longitud. Para el caso de la junta se utiliza un área equivalente ya que su extensión es indefinida, definiendo un diámetro equivalente (d_e) igual a la suma entre el ancho de la cabeza del tornillo A y la mitad del largo de la misma).

Para el cálculo de F_i se toma un coeficiente Q de 1,2 a 2. Donde F_0 (fuerza de apertura de junta) resulta ser Q veces el valor de fuerza externa. Debido a las fuerzas máxima y mínima que actúan en la suspensión, el perno está sometido a esfuerzos variables que desencadenará en la rotura del material por el deslizamiento de los cristales, a partir del bulón seleccionado anteriormente se procede a calcular su coeficiente de seguridad:

$$S_y := \frac{4148 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A_s := 6.923 \text{ cm}^2$$

$$d_p := 3.175 \text{ cm}$$

$$F_{Amin} := 1115.9 \text{ kg}$$

$$F_{Amax} := 1756.7 \text{ kg}$$

$$E := \frac{2100000 \text{ kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A_b := \pi \times \frac{d_p^2}{4}$$

$$7.917322875 \text{ cm}^2$$

$$L_b := 20 \text{ cm}$$

$$k_b := A_b \times \frac{E}{L_b}$$

$$\frac{8.313189019 \cdot 10^5 \text{ kg}}{\text{cm}}$$

$$A := 3.33 \text{ cm}$$

$$d_e := A + \frac{10 \text{ cm}}{2}$$

$$8.33 \text{ cm}$$

$$A_e := \pi \times \frac{d_e^2}{4} - \pi \times \frac{d_p^2}{4}$$

$$46.58071918 \text{ cm}^2$$

$$k_j := A_e \times \frac{E}{L_b}$$

$$\frac{4.890975514 \cdot 10^6 \text{ kg}}{\text{cm}}$$

$$Q := 2$$

$$F_t := 5080 \text{ kg}$$



$$F_i := Q \times F_t \frac{(k_b + k_j)}{k_j} \quad 11886,89 \text{ kg}$$

$$F_o := \frac{(k_b + k_j)}{k_j} \times F_i \quad 13907,31 \text{ kg}$$

$$\Delta F_{b1} := F_{Amax} \times \frac{k_b}{(k_j + k_b)} \quad 255,21 \text{ kg}$$

$$\Delta F_{b2} := F_{Amin} \times \frac{k_b}{(k_j + k_b)} \quad 162,11 \text{ kg}$$

$$F_{tb1} := F_i + \Delta F_{b1} \quad 12142,10 \text{ kg}$$

$$F_{tb2} := F_i + \Delta F_{b2} \quad 12049,01 \text{ kg}$$

$$F_m := \frac{F_{tb1} + F_{tb2}}{2} \quad 12095,56 \text{ kg}$$

$$F_a := \frac{F_{tb1} - F_{tb2}}{2} \quad 46,55 \text{ kg}$$

$$S_m := \frac{F_m}{As} \quad \frac{1747,15 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$S_a := \frac{F_a}{As} \quad \frac{6,72 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

$$Ecl := \frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} \quad \frac{1}{N} = 0.4212042765$$

$$\text{solve}(Ecl); \quad 2.374144936$$

$$N := 2.37$$

Debido a que la tensión alterna es muy chica, se desprecia y el coeficiente de seguridad resultante para la línea de Soderberg es $N= 2,4$ por lo que el bulón es apto para soportar este tipo de esfuerzos. Se define el estado del perno como lubricado (C), para el cálculo de la tracción inicial de apriete:

$$C := 0.15$$

$$T := C \times F_i \times d_p \quad 5661.133636 \text{ kg cm}$$

La tracción inicial para apretar el bulón es de $T=5.700 \text{ kgcm}$.



4.3 SELECCIÓN DE FRENOS

En la actualidad se exige cada vez más a los frenos, la normativa es cada vez es más estricta y el freno moderno debe absorber más energía en un espacio menor. Se pueden observar dos tipos de frenos comúnmente utilizados, los frenos neumáticos y los hidráulicos. Para la elección del sistema se debe tener en cuenta:

- La capacidad de frenado.
- Mínimo Mantenimiento.
- Correlación con el sistema –ABS- y –EBS-.
- Camión tractor.

Se utilizará el sistema de frenos de accionamiento neumático, por normativa deberá estar integrado con los siguientes dispositivos: Antibloqueo de Frenos -ABS-, Sistema electrónico de Frenos -EBS-, ambos de actuación en el primer y último eje de cada conjunto tándem.

El sistema ABS monitorea las velocidades de las ruedas en todo momento y controla el frenado en situaciones de bloqueo de ruedas. Así, el sistema mejora la estabilidad direccional y el control del vehículo, reduciendo el bloqueo de las ruedas al disminuir la presión durante el frenado.

Cuando una rueda está bloqueada, su capacidad para absorber esfuerzos transversales es muy baja, y ante pequeñas solicitaciones el vehículo pierde el control y estabilidad direccional. El sensor de revoluciones de la rueda analiza el movimiento de la misma, si se presenta tendencia al bloqueo y se superan ciertos valores críticos, la unidad de control modifica la presión del freno de la rueda hasta que se elimine el peligro de bloqueo. Luego debe incrementar la presión de frenado para que la rueda no quede poco frenada.

Los elementos operativos básicos de un sistema antibloqueo:

- Sistemas controlados: El vehículo completo, las ruedas y la adherencia entre los neumáticos y la calzada.
- Factores perturbadores: Condiciones de la carretera, condiciones de frenado, de carga de vehículo y neumáticos.
- Controladores: Sensores de velocidad en las ruedas y unidad de control del ABS.



- Variables controladas: Velocidad de las ruedas y todos los datos derivados de la desaceleración en la periferia del neumático.
- Variable manipulada: Presión de frenado.

El ABS utiliza anillos ranurados conectados en el interior de la rueda para monitorizar su velocidad de rotación individual. Mientras giran, los anillos generan impulsos en los sensores estacionarios de la velocidad de la rueda, pulsos que son proporcionales en frecuencia a la velocidad de rotación de la rueda. La unidad electrónica de control de etapas de entrada, basada en tecnología digital, transforma las señales de entrada senoidales provenientes del sensor de velocidad en ondas cuadradas y con esta información se calcula la velocidad de rotación de la rueda y la relación de aceleración.

Los procesadores también usan la velocidad de dos ruedas diagonalmente opuestas a fin de calcular una velocidad de referencia para el vehículo. El deslizamiento de cada rueda se obtiene por comparación de esa velocidad de referencia y la velocidad de cada una de las ruedas, el cual sirve de referencia para una posible tendencia al bloqueo. Se utilizará el modelo RSSplus™ sistema electrónico de auto monitoreo que funciona con los frenos neumáticos estándar, incluye capacidad de comunicación por Línea Portadora de Corriente (PLC) y Sistema Antivolcadura (RSS). Los principales componentes del sistema son el Conjunto de Unidad de Control Electrónica (ECU), válvulas, el aro dentado y el sensor de la velocidad de la rueda.

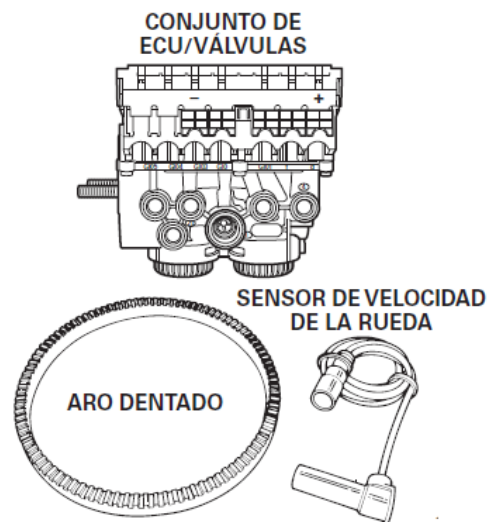


Figura N° 4.17: Elementos del sistema ABS [13].



La unidad electrónica también incorpora una serie de dispositivos para detectar errores en el sistema y en caso de una avería, el ABS en la rueda se deshabilitará y retornará a frenado normal mientras las otras ruedas mantienen su función ABS. Dos lámparas indicadoras de ABS (una en el tablero y otra en un lado del semirremolque) indican al conductor el estado del sistema.

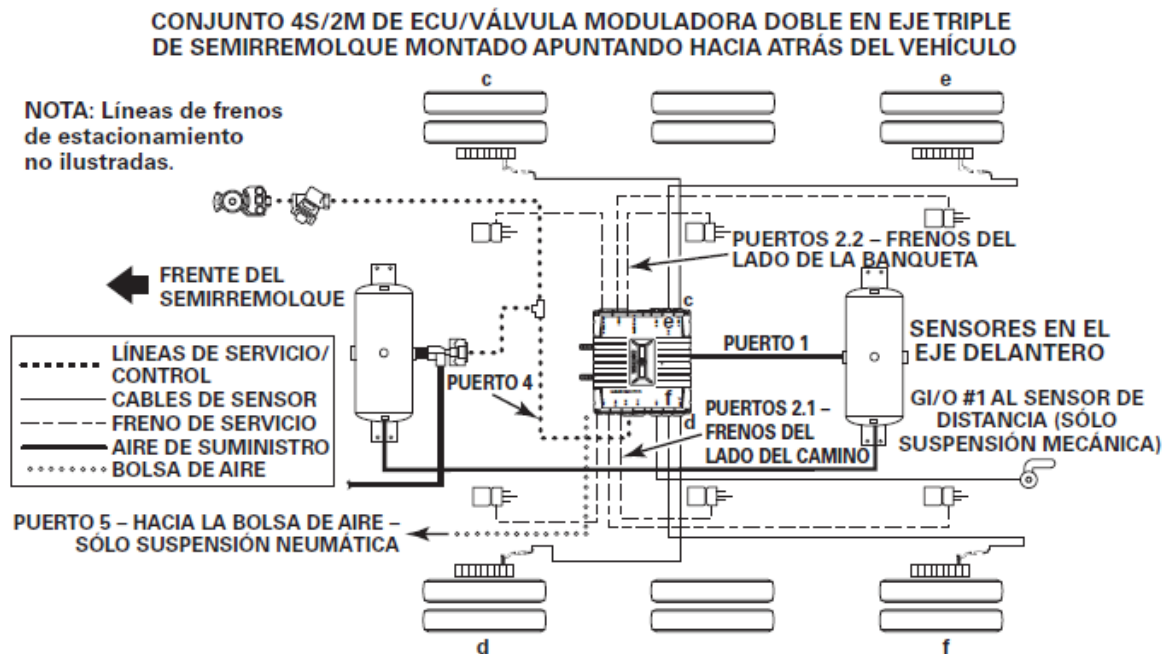


Figura N° 4.18: Configuración 4S/2M del sistema ABS.

Se utilizara la configuración **4S/2M**, en donde **S** hace referencia a los sensores de la velocidad de la rueda y **M** para las válvulas relevadoras ABS.

El sistema EBS (Sistema Electrónico de Frenado) le otorga el mayor control de frenado posible. Proporciona una respuesta de frenado instantánea, presionando y soltando el freno en directa proporción con la presión del pedal. Además, debido a que soltar el freno rápida y simultáneamente ayuda a superar la “resistencia al frenado”, economiza combustible. La resistencia al frenado se produce cuando el soltado del freno se demora, de forma momentánea, en algunos ejes (un sistema neumático de frenado tradicional reacciona con mayor lentitud que el accionamiento electrónico).

Este sistema mejora considerablemente la estabilidad en todas las condiciones y elimina gran parte del estrés innecesario asociado con las detenciones de emergencia. Una respuesta tan inmediata, equilibrada y estable no es posible, ni siquiera, con el sistema neumático más



sofisticado. Además el freno controlado electrónicamente dispone de un control electro-automático de frenada en función de la carga del vehículo el cual se sincroniza con un sistema de antibloqueo (ABS).

El sistema EBS para remolques consiste en una válvula relé de urgencia EBS (1) la cual incorpora en su interior un sensor de presión (5) y un interruptor de frenada (6), un módulo EBS (2) compacto con una unidad de control electrónica, sensores de presión integrados (5) y válvula redundante (7) también integrada en el módulo EBS y finalmente por un sensor de carga del eje (4) además del correspondiente cableado de los componentes. Dependiendo del número de sensores de velocidad (3) que se monten, el sistema se configurará como EBS 2S/2M o 4S/2M.

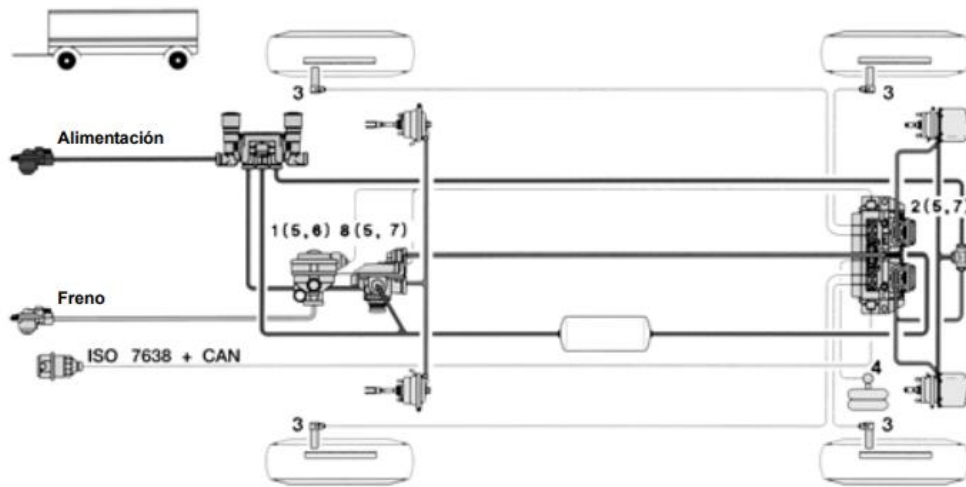


Figura N° 4.19: Esquema del sistema EBS [13].

La Válvula Relé de Urgencia EBS actúa el sistema de frenos neumáticamente como sistema suplente al sistema de frenada electrónica del remolque. Esta válvula dispone de un sensor de presión interno que cuando el remolque es enganchado a cabezas tractoras con frenos convencionales emite el valor index de frenada, es decir la potencia de frenada demandada por el conductor. Además, en su interior también se aloja un interruptor de presión (interruptor de freno) cuya función es monitorizar el funcionamiento del sensor de presión y roturas en la línea de alimentación. La evaluación y monitorización de los procesos electrónicos corresponden al módulo EBS. Para obtener mejores tiempos de respuesta del sistema de frenos del remolque, se aconseja de forma rigurosa el montaje de la Válvula Relé de Urgencia EBS lo más cercanamente posible a la cabeza de acoplamiento.



Figura N° 4.20: Válvula relé de urgencia.

El módulo EBS funciona como controlador y monitor del sistema de frenos electro-neumático. Se instala en el chasis del vehículo en el travesaño a la altura del 2° eje. El módulo controla la presión de frenada de cámaras de frenos en ambos laterales ya sea el vehículo de uno dos o tres ejes. El módulo EBS dispone de dos canales independientes de control de presión neumática, silenciosos, válvula suplente, sensores de presión y una electrónica de control compartida. Si el remolque se conecta a una tractora con EBS, la frenada (deseada) index del vehículo se computa a través del valor CAN index. Si por el contrario la tractora no dispone de EBS (CAN), la frenada deseada (index) se calcula a través de la señal recibida del sensor de presión alojado en la Válvula Relé de Urgencia EBS.

El sensor de carga del eje se conecta a un puerto de conexión del módulo EBS y las fuerzas de frenado dependerán evidentemente de la señal de este sensor, es decir, del estado de carga del vehículo. Además, la velocidad de las ruedas, se detecta gracias a los cuatro sensores de velocidad. Con esta señal de los sensores de velocidad, se evalúa si existe tendencia al bloqueo, controlándose la presión de frenada a través de un circuito de control ABS.



Figura N° 4.21: Módulo EBS.

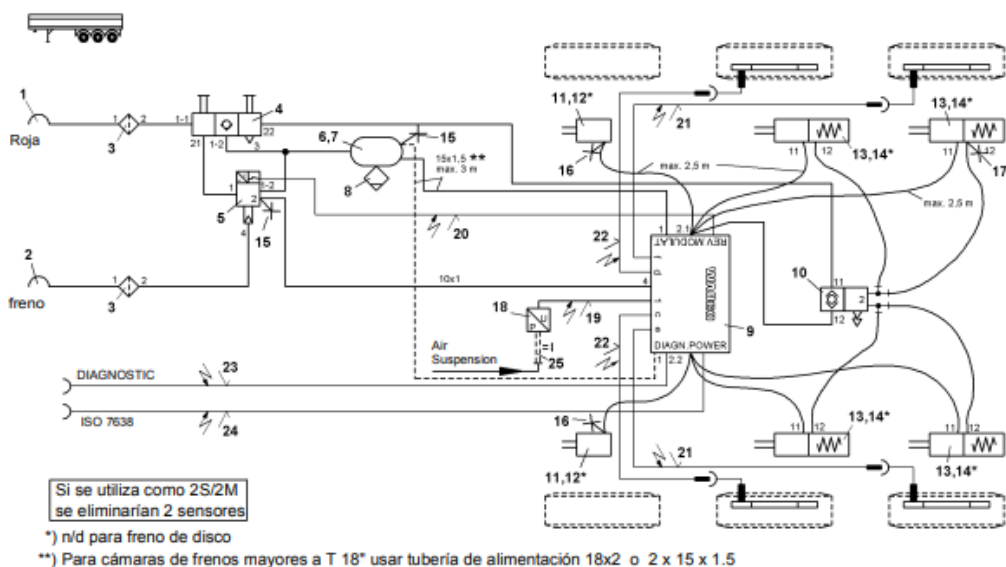
Dentro de lo que se comprende como sistema de frenos electroneumático, el tercer modulador EBS tiene la función de suministrar presión de frenos al tercer eje de un semirremolque. En el interior de esta válvula se aloja una válvula relé (modulador) con dos electroválvulas (entrada y salida), una válvula suplente y un sensor de presión. Es actuada y monitorizada por el módulo EBS.



Figura N° 4.22: Tercer modulador EBS.

Con el montaje de la válvula automática del eje elevable en combinación con el sistema EBS se puede llegar a controlar automáticamente hasta dos ejes elevables y cuyo comportamiento depende de la carga por eje. El chequeo, monitorización y accionamiento eléctrico se lleva a cabo por el módulo EBS.

Semirremolque de 3 Ejes 4S/2M y 2S/2M



N°	Cant.	Descripción	Número	N°	Cant.	Descripción	Número
1	1	Válv. Relé de Urgen. EBS	971 002 80 . 0	14	1	Doble retenc.+ escape rápido	973 500 051 0
2	1	Cable Val. relé de Urgen.	449 472 . . . 0	15	2	Cámara de freno	423 0
3	1	3er. Modulador EBS	480 207 0 . . 0	16	2	Kit de montaje *	423 2
4	1	Cable 3er. Modulad. EBS	449 372 0 . . 0	17	4	Actuador de freno	925 0
5				18	4	Kit de montaje *	423 903 532 2
6	1	Modulo EBS	480 102 0 . . 0	19	1	Depósito	950 0
7	1	Cable alimentación	449 272 . . . 0	20	2	Abrazadera	451 999 . . . 2
8	1	Sensor carga de eje	441 040 007 0	21	1	Purga	934 300 001 0
9	1	Cable sensor carga del eje	449 752 0 . . 0	22	1	Cabeza acoplam. roja	952 200 021 0
10	2	Cable de sensor ABS	449 712 . . . 0	23	1	Cabeza acoplam. amarilla	952 200 022 0
11	2	Cable de sensor ABS	449 712 . . . 0	24	2	Filtro tubería	432 500 02 . 0
12	1	Cable diagnóstico	449 672 . . . 0	25	4	Racor de prueba	463 703 036 0
13		Válvula de doble parking con retención	963 001 051 0	26	1	Alternativa	463 710 998 0

Figura N° 4.23: Configuración 4S/2M para el sistema EBS.



El sensor de carga del eje (sensor de presión) detecta la presión de aire existente en los colchones de suspensión y las fuerzas de frenado se ajustan a la carga en relación con la presión de dichos colchones. La alimentación eléctrica y su monitorización esta a cargo del módulo EBS.

4.4 SELECCIÓN DE LOS PATINES DE APOYO

Este elemento se utiliza para nivelar la plataforma para luego acoplar el King pin con la quinta rueda soportando parte de la carga del semirremolque, y además en caso que se requiera de algún tipo de mantenimiento del equipo.

Generalmente se ajustan a su posición utilizando una palanca o brazo que se encuentra al alcance del conductor:

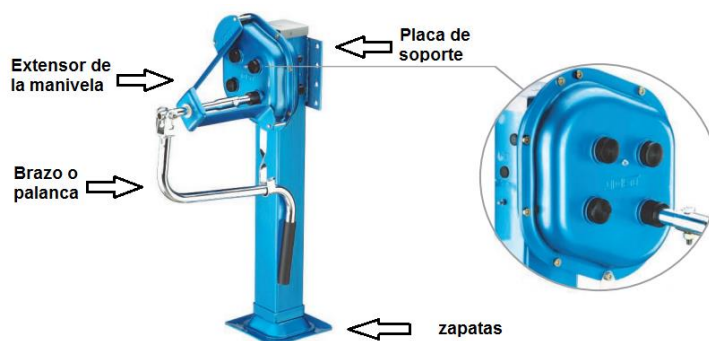


Figura N° 4.24: Patines de apoyo del semirremolque [7].

Se selecciona la pata de apoyo B280, la cual presenta un conjunto de engranajes con doble reducción de velocidad, proporcionando una mayor capacidad de levantamiento, con menor esfuerzo por parte del operador. Este tipo de apoyo se recomienda para el bitren delantero, debido a la mayor concentración de carga en esta configuración.

Se utilizará la zapata S, recomendada para semirremolques con suspensión neumática, ya que compensa inclinaciones para el frente y para atrás, y las placas de fijación estándar.

Especificaciones Técnicas

Característica	Valor
Capacidad de levantamiento	28 ton
Capacidad de carga estática	50 ton
Avance de aproximación del zapata al suelo (velocidad alta)	10,6 mm / vuelta
Avance de trabajo con carga (velocidad baja)	0,65 mm / vuelta
Peso del conjunto (aproximado)	100 Kg
Fuerza del operador en la manivela:	
- Con 20 ton de carga	17 Kg
- Con 24 ton de carga	21 Kg
- Con 28 ton de carga	26 Kg

Figura N° 4.25: Patines de apoyo del semirremolque.



Capítulo V

5.1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS BARANDAS LATERALES

En el dimensionamiento de estas barandas se tendrá en cuenta que el material a transportar es del tipo granel, el cuál ejerce una presión sobre las paredes de la carrocería debido a la carga en el remolque.

Se definirá como material a transportar el trigo y se aplicará la ley de Fuerzas Hidrostáticas^[4], que me dice que al permanecer un fluido en reposo no pueden existir fuerzas tangenciales y todas las fuerzas son normales a las superficies consideradas y en general la presión variable sobre las paredes y en función de la profundidad de las mismas.

La fuerza total sobre un plano cualquiera se halla multiplicando el peso específico del material por el producto del área por la profundidad del centro de gravedad, como lo expresa dicha teoría donde la fuerza es independiente del ángulo de inclinación del plano mientras no se varíe la profundidad de su centro de gravedad.

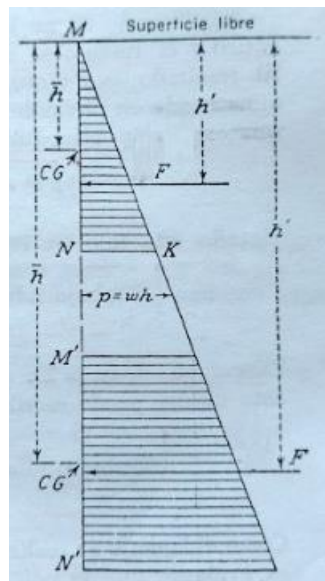


Figura N° 5.1: Fuerzas actuantes en un plano vertical ^[14].

El peso específico de los materiales agrícolas sólidos varían de 700 a 850 kg/m³, por lo que se considera su peso máximo para obtener el valor de la fuerza máxima ya que la altura de las paredes es siempre la misma y la profundidad no variará.



El punto de aplicación de la fuerza resultante sobre el área se llama centro de presión (C_p), el cual se ubica por debajo del centro de gravedad y es igual a la suma del centro de gravedad h_m más el cociente entre el momento de inercia del área respecto a su eje de gravedad y el producto del área y el centro de gravedad.

Se define como altura de las barandas laterales 1 m y su ancho de 2m:

$$\begin{aligned}\rho &:= \frac{850 \text{ kg}}{\text{m}^3} & g &:= \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \\ w &:= \rho \times g & & \frac{8338.50 \text{ kg}}{\text{m}^2 \text{ s}^2} \\ b &:= 2 \text{ m} & h &:= 1 \text{ m} \\ h_m &:= \frac{h}{2} & & ,50 \text{ m} \\ A &:= b \times h & & 2 \text{ m}^2 \\ F &:= w \times h_m \times A & & \frac{8338,50 \text{ kg m}}{\text{s}^{2,00}} \\ J_g &:= b \times \frac{h^3}{12} & & ,167 \text{ m}^{4,000} \\ C_p &:= h_m + \frac{J_g}{A \times h_m} & & ,67 \text{ m}\end{aligned}$$

La fuerza total en la pared es de 8.339 N o 850 Kg y aplicada a una distancia de 67 cm de la superficie. Para el estudio se reemplazaran las paredes laterales por paredes lisas del mismo espesor, logrando simplificación para los cálculos y posterior simulación de elementos finitos.

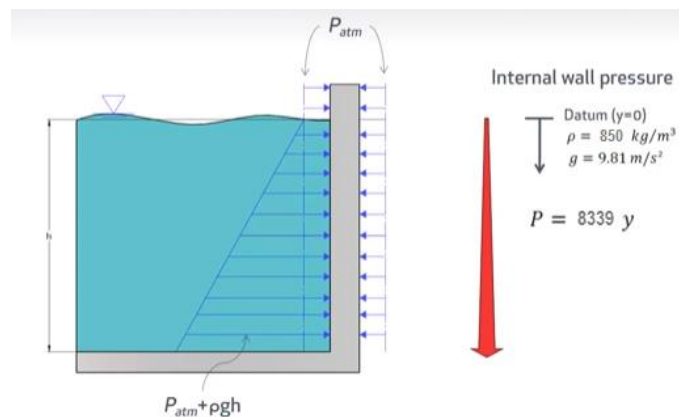


Figura N° 5.2: Presión hidrostática.



La presión elegida para realizar el estudio de la baranda estará en función de la presión atmosférica encontrada en la superficie del material cargado más la presión hidrostática debido a la acumulación de material.

$$\rho := \frac{850 \text{ kg}}{\text{m}^3}$$

$$g := \frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$h_{Max} := 1 \text{ m}$$

$$P_{Hidrostatica} := \frac{F}{A} = \frac{m \times g}{A} = \frac{\rho \times V \times g}{A} = \rho \times h \times g$$

$$P_{Hidrostatica} := \rho \times h_{Max} \times g \quad \frac{8338.50 \text{ kg}}{\text{m}^2}$$

$$P_{Atmosférica} := \frac{101325 \text{ kg}}{\text{m}^2}$$

$$P_{Max} := P_{Hidrostatica} + P_{Atmosférica} \quad \frac{109664 \text{ N}}{\text{m}^2}$$

$$P_{Max} := \frac{111331 \text{ kg}}{\text{s}^2 \times \text{m}} \times \frac{1 \text{ m}^2}{10000 \text{ cm}^2} \times \frac{1 \times \text{s}^2}{9.81 \text{ m}} \quad \frac{1,13 \text{ kg}}{\text{cm}^{2,00}}$$

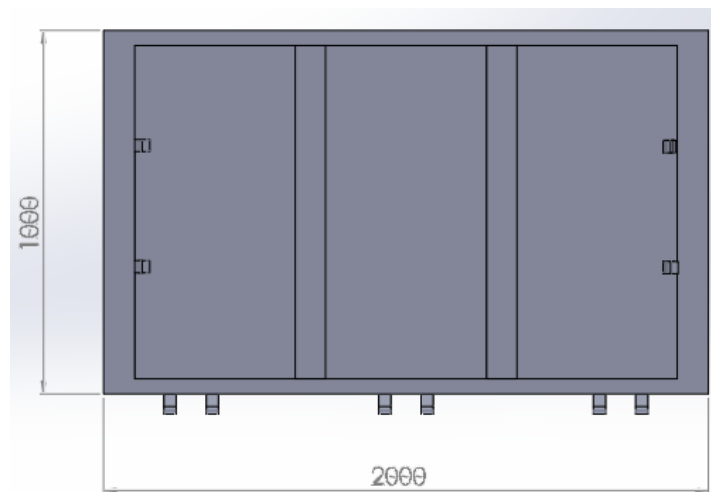


Figura N° 5.3: Baranda lateral.

Además de esta presión aplicada a la baranda, se considera la fuerza centrífuga F_c debido a la acción de la carga de conservar su movimiento de línea recta cuando el vehículo toma una curva. Se selecciona la aceleración de 2.55 m/s^2 como se mencionó en el capítulo IV, al tomar una curva de 193.8 m de radio a una velocidad de 80 km/h , y resultando dicha fuerza del peso de la



carga considerando el volumen total del semirremolque con Trigo y teniendo en cuenta que en los 11 metros se colocarán 5 barandas laterales completando 10 metros y con los 11 soportes colocados entre cada baranda se completan los 11 metros:

$$a_y := \frac{v^2}{r} = \frac{\left(\frac{22.22 \text{ m}}{\text{seg}}\right)^2}{193.8 \text{ m}}$$

$$\frac{2.55 \text{ m}}{\text{s}^2}$$

$$n_p := 5$$

$$\rho := \frac{850 \text{ kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Vol} := 11 \text{ m} \times 2.5 \text{ m} \times 1 \text{ m}$$

$$27.5 \text{ m}^3$$

$$M := \frac{\rho \times \text{Vol}}{n_p}$$

$$4675,00 \text{ kg}$$

$$F_c := M \times a_y \times \frac{1}{\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2}}$$

$$1215,21 \text{ kg}$$

La fuerza centrífuga F_y resultante es de 1215 kg, la cual se combinará con la fuerza resultante aplicada a la pared $F=850$ kg, dando una fuerza total $F_T=2.065$ kg. Se procede a realizar la simulación considerando ambas fuerzas, aplicada a 2/3 del total de la altura ya que nunca se carga el material hasta arriba por posibles derrames:

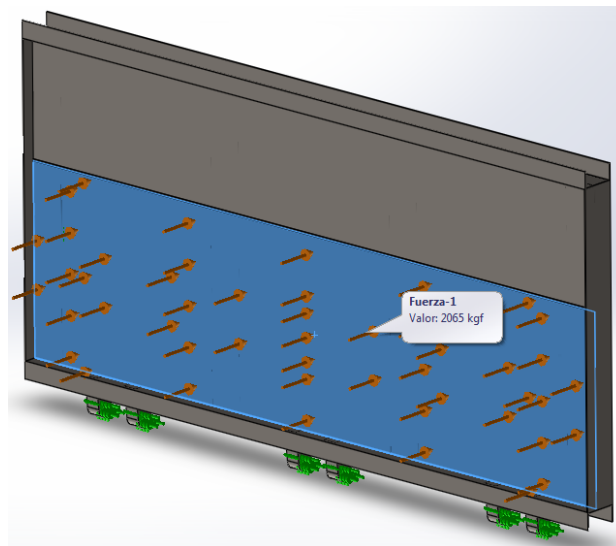


Figura N° 5.4: Restricciones y fuerzas actuantes en la baranda lateral.

Para la restricción se consideran los apoyos de los pasadores laterales que fijan la puerta a los soportes ubicados de forma consecutiva entre puerta y puerta, y los apoyos inferiores que permiten la rotación de 180° de la baranda permitiendo el acceso directo a la carga.

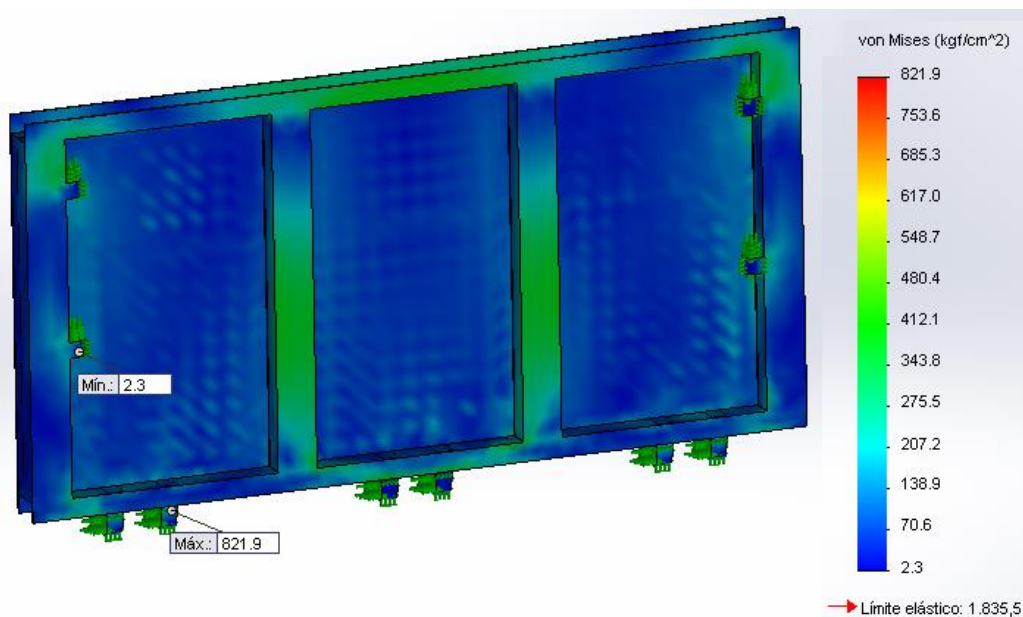


Figura N° 5.5: Tensión máxima en la baranda lateral.

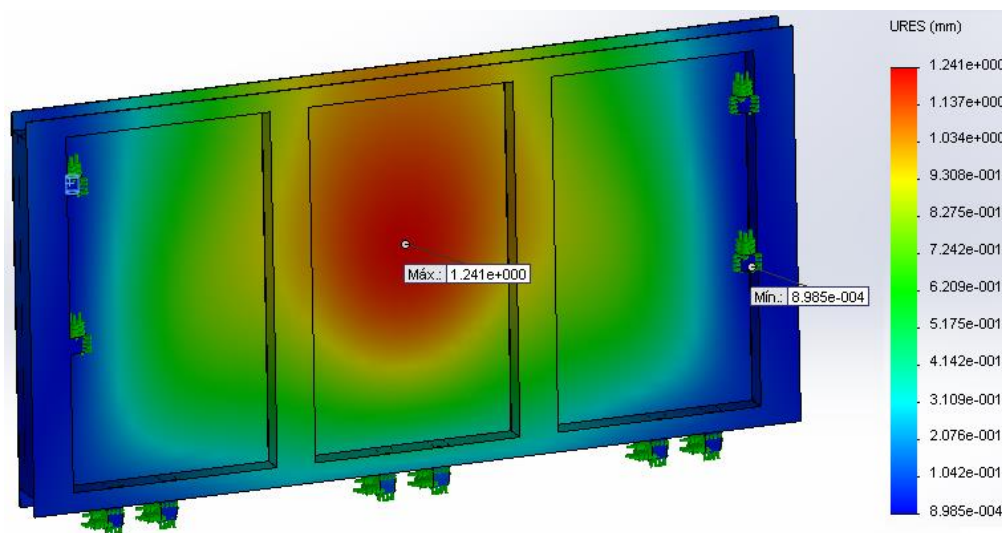


Figura N° 5.6: Deformación máxima en la baranda lateral.

La tensión máxima alcanzada es de 822 kg/cm², arrojando un coeficiente de seguridad $N= 2.2$, resultando satisfactorio. La deformación máxima alcanzada es de 1.2 mm, un poco excedida del máximo propuesto de 1 mm por metro. En este caso para la simulación de la puerta se consideró la fuerza centrífuga que no está aplicada en todo momento y además se consideró a la chapa como plana pero en realidad esta chapa en la zona donde apoya la carga tiene pliegues que



aumentan su rigidez y por lo tanto disminuyen su deformación, lo que se definen las medidas anteriores de la baranda son aceptables.

5.1.1 APERTURA Y CIERRE DE LAS BARANDAS LATERALES

En caso de se requiera abrir una de las puertas laterales, sin utilizar el sistema de piso móvil, para descargar un material específico o realizar la inspección de los mismos, se dispone de un sistema de bujes donde se apoyan los vástagos que soportan la carga de la baranda y unos apoyos laterales que sirven de contención para impedir la apertura de la baranda.

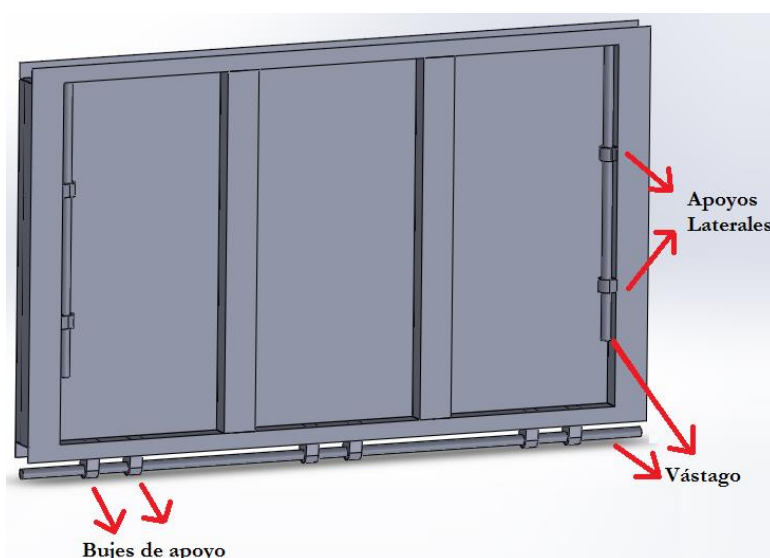


Figura N° 5.7: Soportes de la baranda lateral.

5.2 DIMENSIONAMIENTO DEL PARAGOLPE TRASERO

Los paragolpes son dispositivos que se utilizan para la protección del semirremolque tanto en la zona trasera como en los laterales, para el caso de los bitrenes se dispone de la norma IRAM-AITA 10276^[15] para la configuración de los paragolpes laterales y la norma IRAM-AITA 10260^[16] para los paragolpes traseros.

Para el dimensionamiento de los paragolpes traseros se tiene en cuenta que estos no deben presentar bordes filosos, ni estar curvados hacia afuera y su resistencia mínima no menor a 370 MPa. El bitren al ser de categoría N3, su altura del borde inferior del dispositivo trasero de protección medido con su masa, debe ser menor o igual a 450 mm respecto del plano de apoyo.

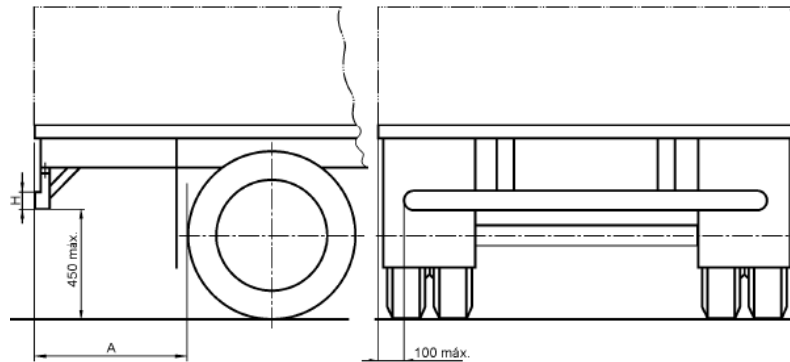


Figura N° 5.8: Paragolpes trasero norma IRAM-AITA 10260.

También se tendrá en cuenta la seguridad que ofrece el mismo a la hora de recibir un coche, donde se tomará en cuenta las pruebas realizadas por el instituto de seguros para la seguridad vial (IIHS), que se basaron para recomendar y actualizar las normas en EEUU.



Figura N° 5.9: Paragolpes trasero sin soporte de protección.



Figura N° 5.10: Paragolpes trasero con soporte de protección.

Se diseñará un perfil que sirva de contención para evitar que el paragolpes trasero se deforme al recibir el impacto de vehículo y permita la incrustación del mismo al equipo como pudo apreciarse en las figuras anteriores.



Se define como medida de la parte inferior del paragolpes al plano del suelo estando cargado el semirremolque de 400 mm, tomando una distancia de parte inferior del chasis al suelo de 905 mm (suma del radio de la cubierta de 525 mm más la altura de trabajo de la suspensión 380 mm). Las otras dimensiones están definidas a continuación:

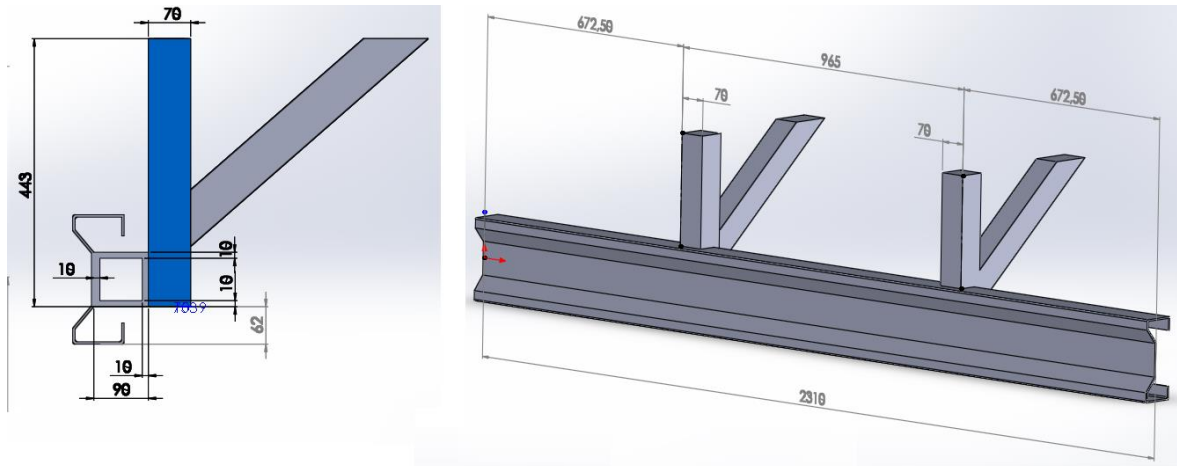


Figura N° 5.11: Paragolpes del semirremolque trasero.

El largo total del paragolpes será de 231 cm, respetando la distancia máxima de 100 mm de cada extremo del chasis. El perfil estructural rectangular que forma parte de unión del paragolpes al chasis del semirremolque es hueco para reducir el peso de los componentes y de esta forma bajar la tara.

Estos dispositivos de protección deben llevar marcados con caracteres claros la marca registrada de empresa encargada de la fabricación o comercialización y el código para su trazabilidad.

Para la simulación del sistema se tiene en cuenta las cargas definidas por la normativa, en la cual se toman diferentes cargas en puntos de aplicación definidos y cuya resistencia será aceptable siempre que no existan grietas en la soldadura o deformación permanente mayor a 200 mm en cualquiera de los puntos donde se aplicaron las cargas:

Masa total máximo del vehículo MT (kg)	Fuerzas aplicadas en P1 (daN)	Fuerzas aplicadas en P2 (daN)	Fuerzas aplicadas en P3 (daN)	Secuencia de aplicación de las fuerzas
$10\ 000 < MT \leq 24\ 000$	8 000	12 000	8 000	P1, P3 y P2
$MT > 24\ 000$	10 000	15 000	10 000	P1, P3 y P2

Tabla N° 5.1: Cargas según el peso máximo del equipo.



Se procede a simular el sistema respetando las cargas mencionadas anteriormente y su punto de aplicación como puede observarse a continuación:

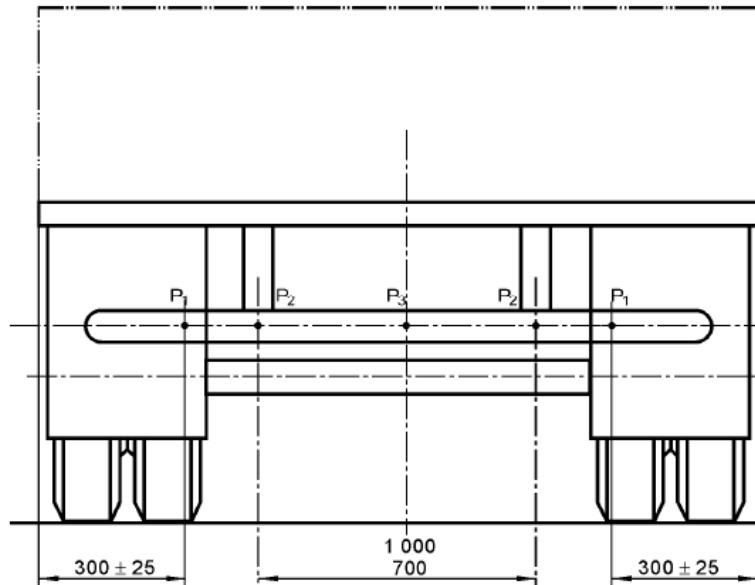


Figura N° 5.12: Aplicación de cargas en el paragolpes del semirremolque trasero.

Una vez definidos los puntos de aplicación de las cargas, se procede a realizar la simulación con el programa SOLIDWORKS para evaluar las deformaciones resultantes y corroborar que cumpla con las condiciones mencionadas anteriormente para su aprobación.

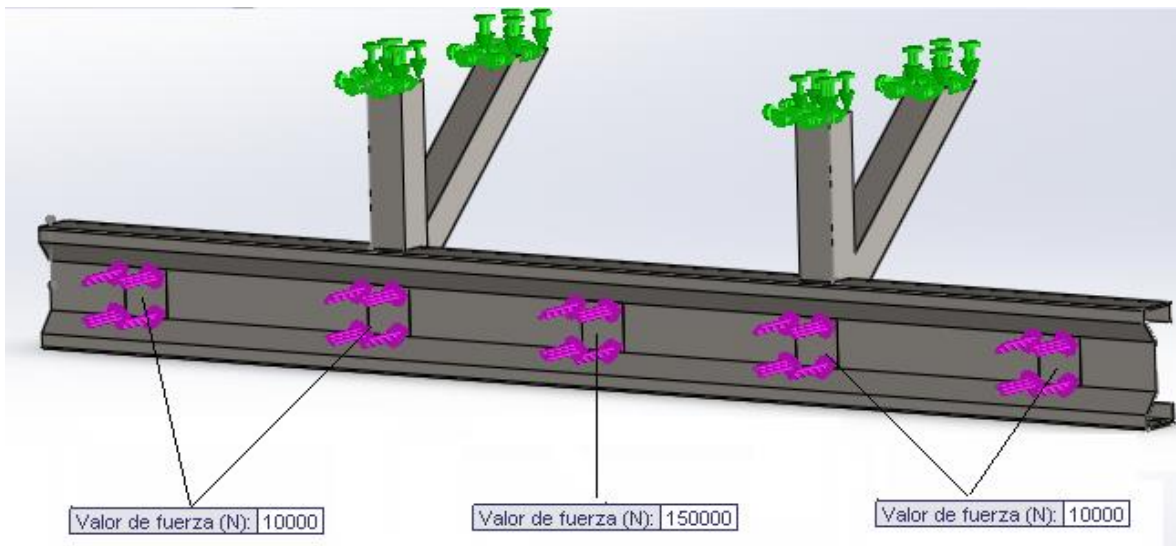


Figura N° 5.13: Cargas aplicadas en el paragolpes.

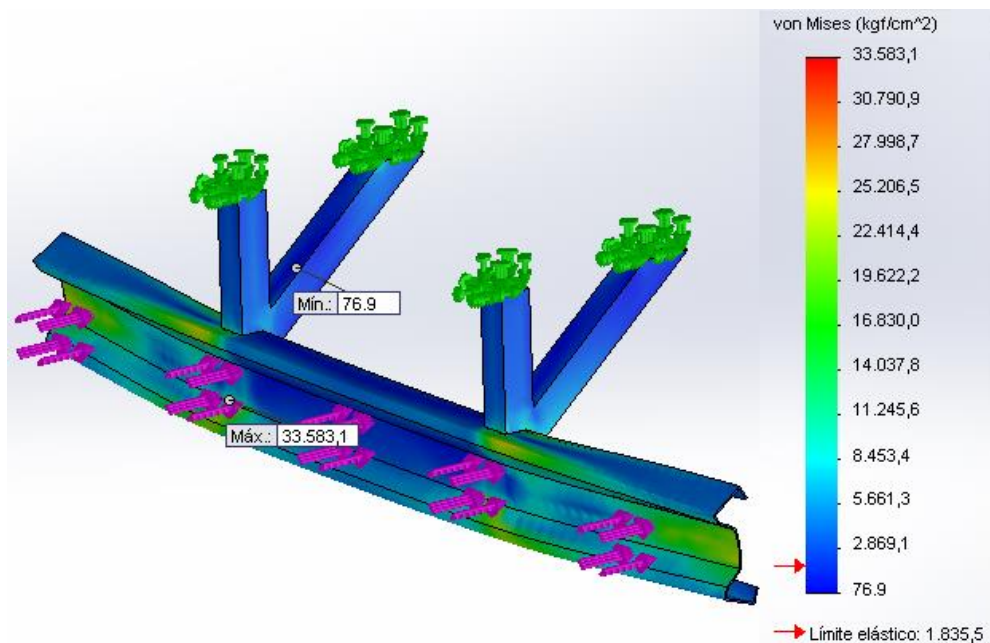


Figura N° 5.14: Tensión máxima en el paragolpes.

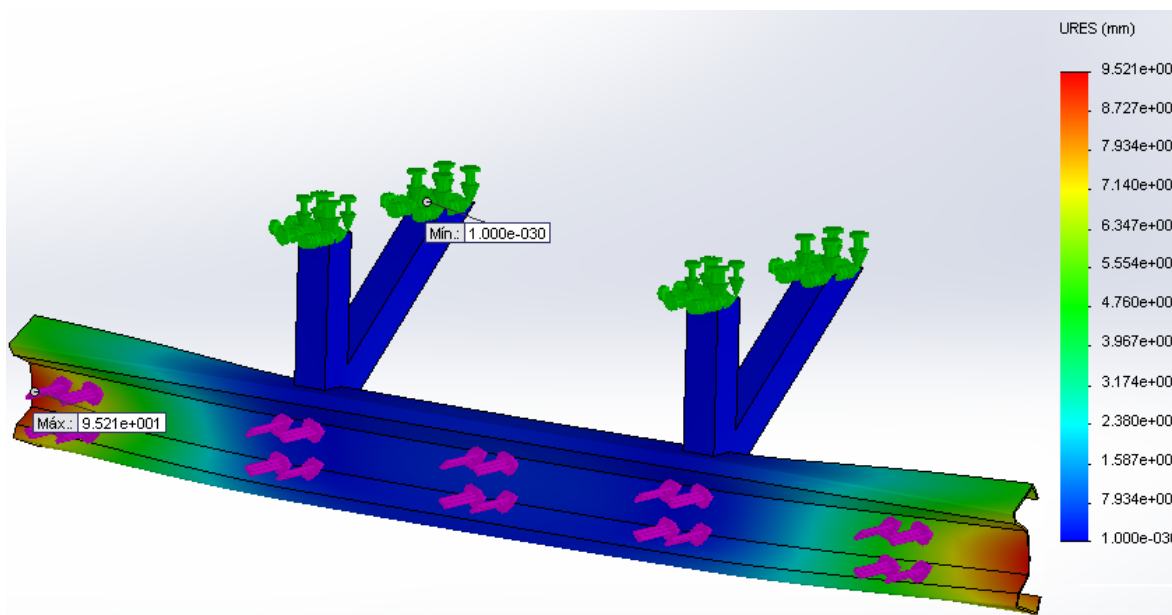


Figura N° 5.15: Deformación máxima en el paragolpes.

Las tensiones máximas alcanzadas son de 33.500 kg/cm^2 , muy superior a su límite elástico y la deformación máxima alcanzada es de 95 mm , menor a los 200 mm máximos permitidos para este tipo de pieza.



5.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS PARAGOLPES LATERALES

Como se mencionó anteriormente, los paragolpes son dispositivos que se utilizan para la protección del semirremolque y para el caso de los bitrenes, al ser un vehículo completo categoría N3, se dispone de la norma IRAM-AITA 10276 para la configuración de los paragolpes laterales. Para el dimensionamiento de los paragolpes laterales se tiene en cuenta entre otras consideraciones de la normativa, que dicha protección no debe aumentar el ancho máximo del vehículo, no debe tener salientes en su cara externa para evitar que produzcan enganches y los tornillos o remaches utilizados para su unión no deben tener aristas cortantes. Además, la distancia del inicio del paragolpe a las patas de arrastre debe ser de 250 mm como máximo y 2700 mm como máximo al perno rey. Teniendo en cuenta dicha normativa, las medidas principales de los paragolpes laterales serán las siguientes:

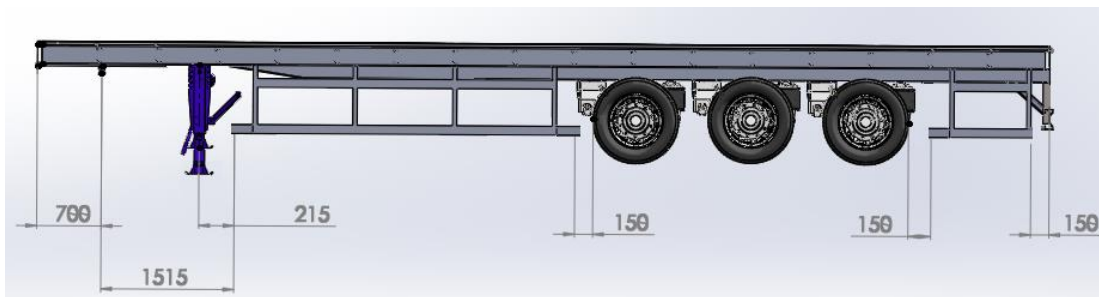


Figura N° 5.16: Ubicación de los paragolpes.

Dicha protección lateral debe soportar una fuerza estática horizontal de 1.000 N o 102 Kg aplicada perpendicularmente en su cara externa por el centro de un ariete circular plano con un diámetro de 220 mm y su deformación debe ser menor a los 30 mm en los extremos, y menor a 150 mm en el resto de la protección.

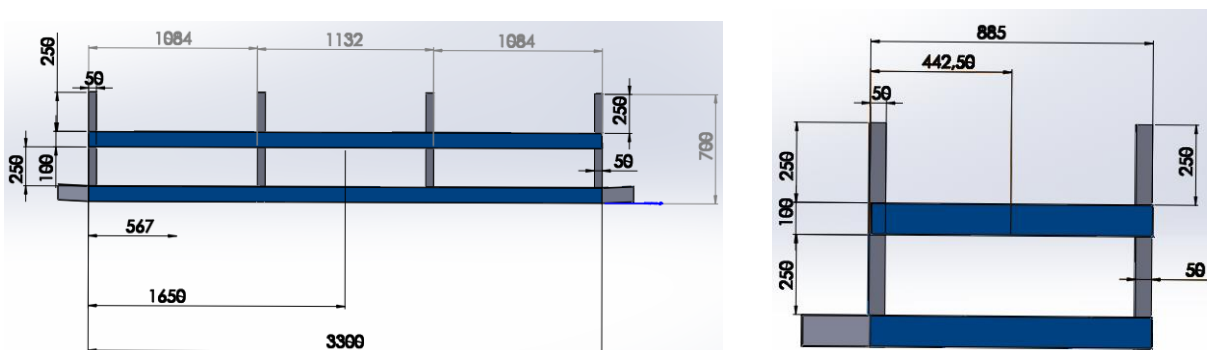


Figura N° 5.17: Longitudes de los paragolpes.



Se procede a diseñar el ariete en la zona central del paragolpe de 230 mm de diámetro, aplicando una fuerza de 102 kg a cada uno y luego se realiza la simulación del mismo.

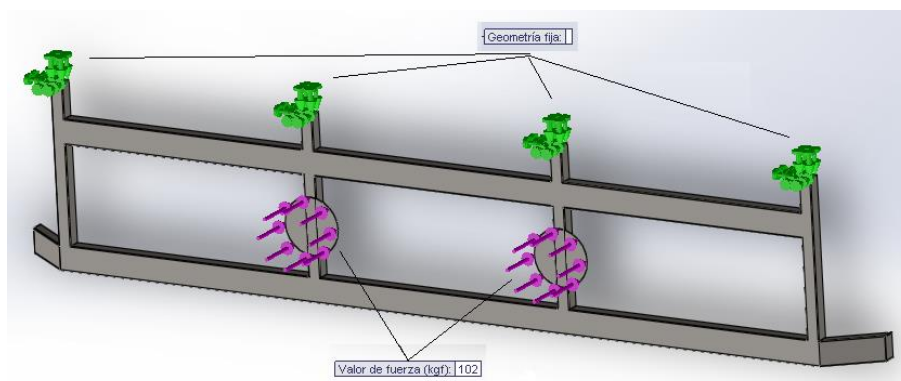


Figura N° 5.18: Fuerzas y restricciones del paragolpe lateral.

Como puede observarse en las siguientes figuras, la tensión máxima alcanzada es de 256 kg/cm² y su deformación máxima de 0.35 mm en la zona central. Ambos resultados son satisfactorios según lo establecido por la norma por lo que el paragolpe lateral es aceptable para su empleo.

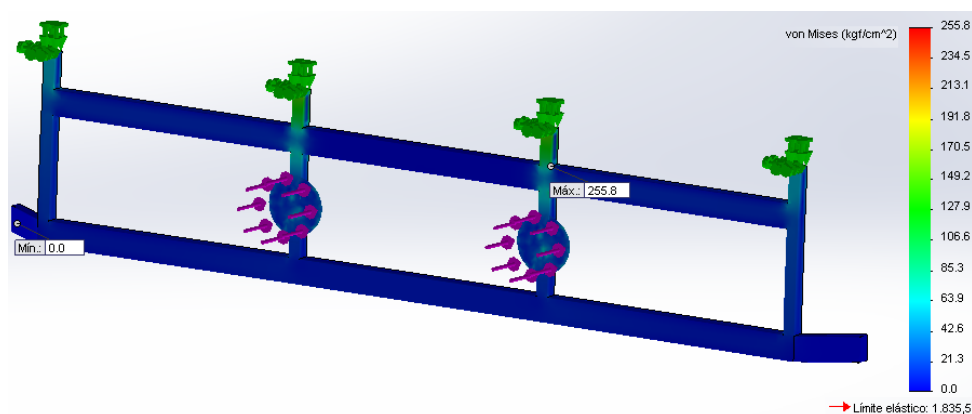


Figura N° 5.19: Tensiones máximas en el paragolpe lateral.

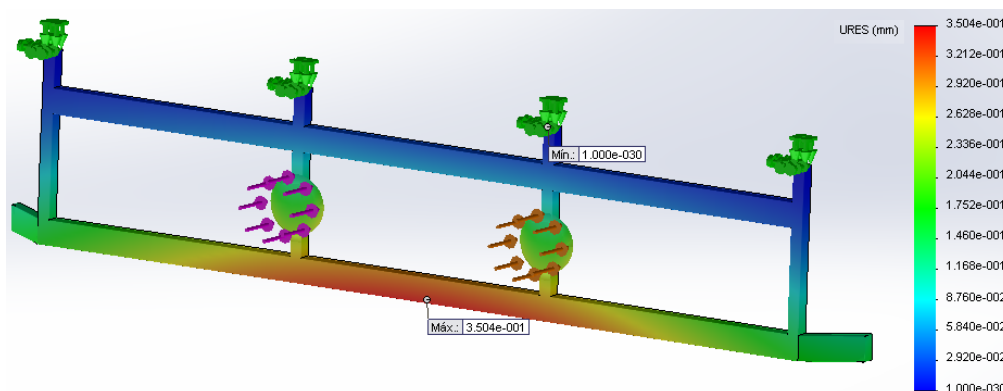


Figura N° 5.20: Deformaciones máximas en el paragolpe lateral.



Capítulo VI

6.1 SISTEMA DE ILUMINACIÓN

Para el sistema de Iluminación del bitren se utiliza la ley Nacional de Tránsito 24.449 y su decreto reglamentario 779/93, que define las siguientes señales de iluminación:

Luz de Giro, con la función de advertir al conductor de la puesta en funcionamiento real de las luces externas de giro o indicadores de dirección. Se utiliza el color ambar.

Luz de Posición, indica dimensión y sentido de marcha desde los puntos de observación reglamentados. Se utiliza el color rojo.

Luz de Freno, con la función de encenderse al accionarse el mando de frenos antes de actuar éste. Se utiliza el color rojo.

Luz de Retroceso, indica el sentido de marcha de reversa del vehículo desde los puntos de observación reglamentados. Se utiliza el color cristal.

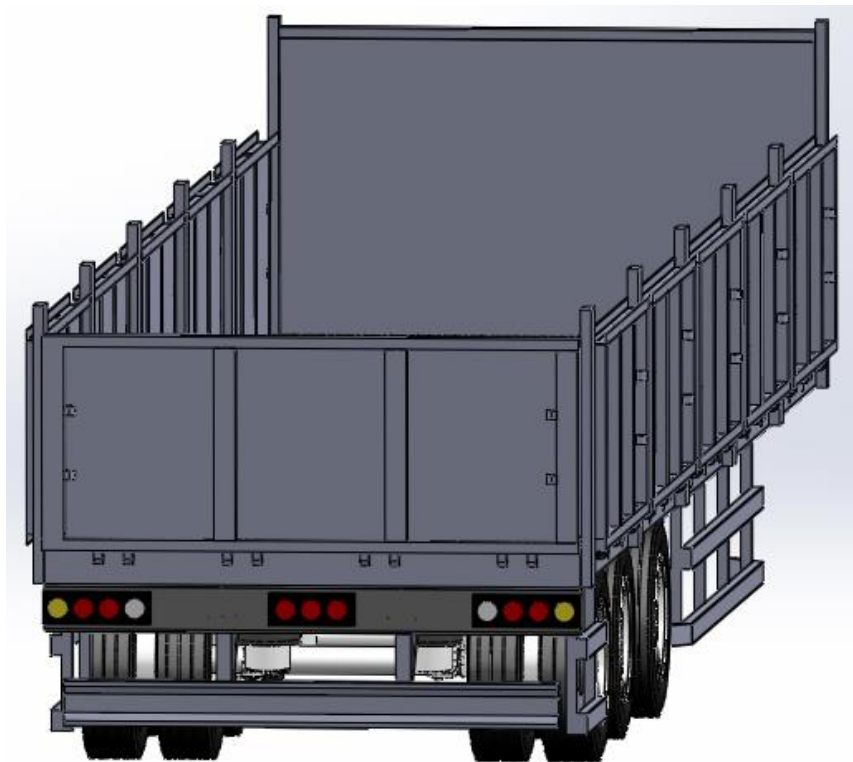


Figura N° 6.1: Ubicación de las luces traseras.



De esta manera se utilizarán un total de 11 luces traseras, 2 de color ambar como luz de giro, 2 de color cristal para el retroceso y 7 de color rojo, de las cuales las 4 de los extremos se utilizan como luz de freno y las restantes de posición.

Además se utilizan faros y retro reflectores laterales para la señalización del equipo, con un total de 6 luces color ambar como diferencial delimitador lateral y 6 reflectores color ambar.

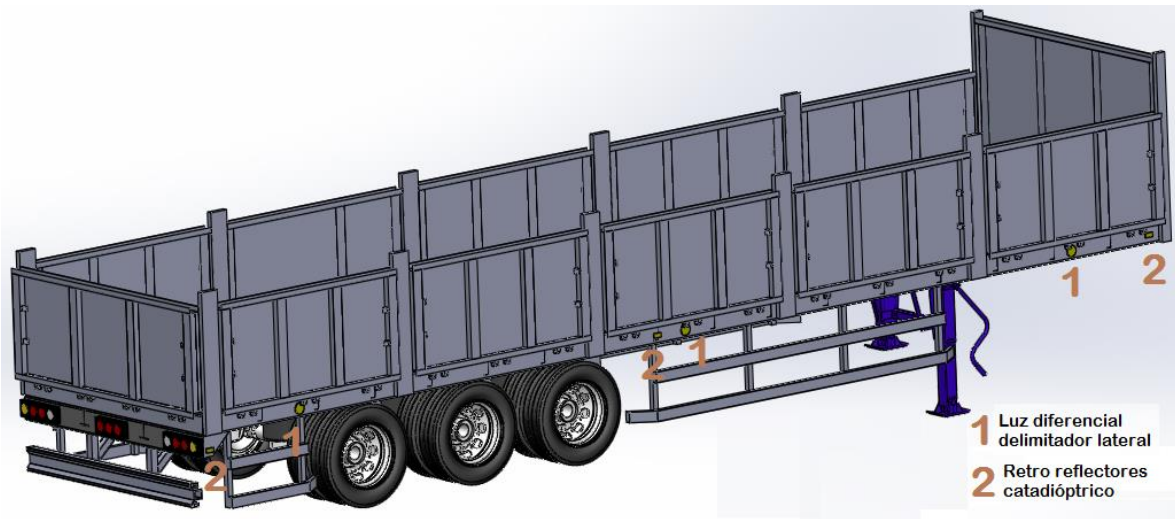


Figura N° 6.2: Ubicación de las luces laterales.

6.2 SISTEMA DE CODIFICACIÓN

Los sistemas de codificación surgen de la necesidad de distinguir un producto de otro, permitiendo clasificar, registrar, ordenar, identificar y agrupar, permitiendo su trazabilidad en caso de producirse algún fallo en el mismo.

Los Sistemas de Trazabilidad son una herramienta fundamental de las empresas, estos surgen con la necesidad de responder efectivamente con las exigencias de los clientes o consumidores, bajo la realidad que viven las empresas de lograr adquirir datos de forma rápida y precisa a lo largo de la cadena logística de abastecimiento, para que de esta manera se puedan tomar decisiones veraces y oportunas ante cualquier adversidad. Además son empleados por las empresas de certificación de calidad como las Normas ISO, definiendo la trazabilidad como la capacidad para seguir la historia, la aplicación o la localización de todos aquellos que está en consideración.

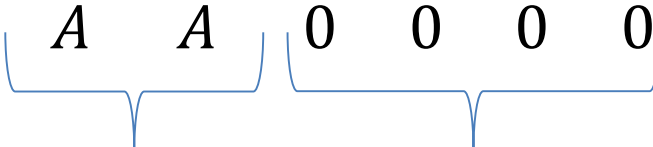


Sus principales ventajas son:

- Permite controlar la lucha hacia los productos falsificados.
- Brinda protección de las marcas.
- Mayor seguridad de compra en los consumidores.
- Aumentar los niveles de servicio.
- Facilitar la localización de los productos.
- Mejorar la imagen comercial
- Optimizar inventarios
- Disminución de los errores de producción.

Cuando hablamos de codificación nos referimos al método que permite convertir un caracter de un lenguaje natural (alfabeto o silabario) en un símbolo de otro sistema de representación, por ejemplo en un número, con la finalidad de facilitar la identificación de los mismos. Existen una gran variedad de métodos de codificación, en función a los símbolos que utilizan como numéricos, letras, alfanuméricos u Otros.

Para la codificación de los planos se utilizara la siguiente combinación:

Código: 

Conjunto Alfabético: Cada campo contará con 26 letras (Alfabeto Americano). El cálculo de las combinaciones posibles se hace a través de variaciones con repetición dando una combinaciones de:
 $m^n = 26^2 = 676.$

Conjunto Numérico: Cada campo contara con 10 números (0...9). El cálculo de las combinaciones posibles es:
 $m^n = 10^4 = 10.000.$

La combinación total es de 6.760.000 entre números y letras. Si la empresa utiliza este sistema como codificación externa (piezas terminadas) y tomando en cuenta que un automóvil cuenta con alrededor de 20.000 piezas, tiene suficiente vida útil el código para varias décadas. Esto implicara el uso de otro sistema de codificación Interna para, por ejemplo, el seguimiento de piezas.



Lo más importante de este sistema, es utilizar la totalidad de combinaciones posibles. Para ello, el código de letras, por ejemplo, no tiene necesariamente una correspondencia directa con la máquina, modelo o lote. Por lo que es evidente la necesidad del uso de la informática para consultar y almacenar el listado de piezas.

A continuación proponemos la fijación del primer campo alfabético, para facilitar la lectura rápida del código.

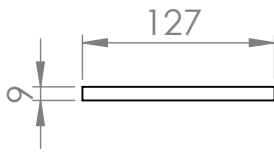
Además, definimos los Conjuntos con las letras “A”, “B” y “C” Que nos brinda una capacidad de 780.000 de Conjuntos. Los Subconjuntos con las letras “D”, “E”, “F” y “G”. Que nos posibilita ingresar hasta 1.040.000 opciones. Y a las piezas comerciales les asignamos a partir de la letra “H”, quedando abierto a la ampliación de letras.

Las piezas que requieran algún tipo de modificación comenzarán por orden descendente alfabéticamente, comenzando con las letras ZZ, pero por orden ascendente numéricamente comenzando con 0000.



BIBLIOGRAFIA

- [1] Bitren en otras partes del mundo, URL:
https://www.bcr.com.ar/Pages/Publicaciones/informativosemanal_noticias.aspx?IdNoticia=1043
- [2] AASHTO, geometric design highways and streets, año 2008.
- [3] Domex – Aceros de alta resistencia laminados en caliente. URL:
<http://brugsa.com.ar/wp-content/uploads/2014/12/domex.pdf>
- [4] Virgil Moring Faires, Diseño de Elementos de Máquina, Año 1983.
- [5] CIRSOC, Reglamento Argentino para la soldadura de estructuras en Acero, Año 2007.
- [6] Directiva 94/20/ce del parlamento europeo y del consejo relativa a los dispositivos mecánicos de acoplamiento de los vehículos de motor y sus remolques y a su sujeción a dichos vehículos, Año 1994.
- [7] Jost, Accesorios para remolques. URL: <http://www.jost.com.br/es>
- [8] Cargo Floor, Soluciones logísticas. URL:
<https://www.cargofloor.com/>
- [9] Pablo Luque, Ingeniería del Automóvil, Año 2008.
- [10] Boero, Ejes y suspensiones. URL: <http://carlosboero.com.ar/>
- [11] SKF, Catalogo de Rodamientos. URL:
http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf
- [12] Wabco, Vehicle control systems EBS, Edición 2000.
- [13] R. L. Daugherty, Mecánica de los Fluidos, Año 1964.
- [14] Norma IRAM – AITA 10276, Vehículos comerciales de carretera – Dispositivos laterales de protección, año 2012.
- [15] Norma IRAM – AITA 10260, Vehículos comerciales de carretera – Dispositivos traseros de protección, año 2012.

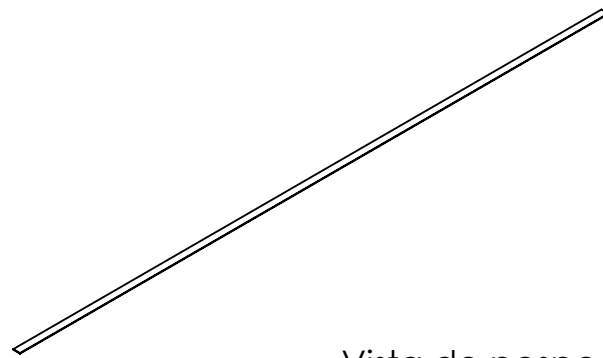


Vista Anterior

Escala 1 : 5



Vista Lateral
Izquierda



Vista de perspectiva
Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL		HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
			A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: Acero Domex 700 MC

Escala
1 : 100



Titulo:

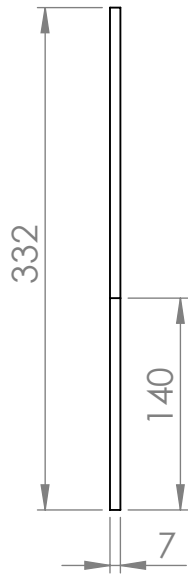
PLATABANDA SUPERIOR E INFERIOR

REVISIÓN :

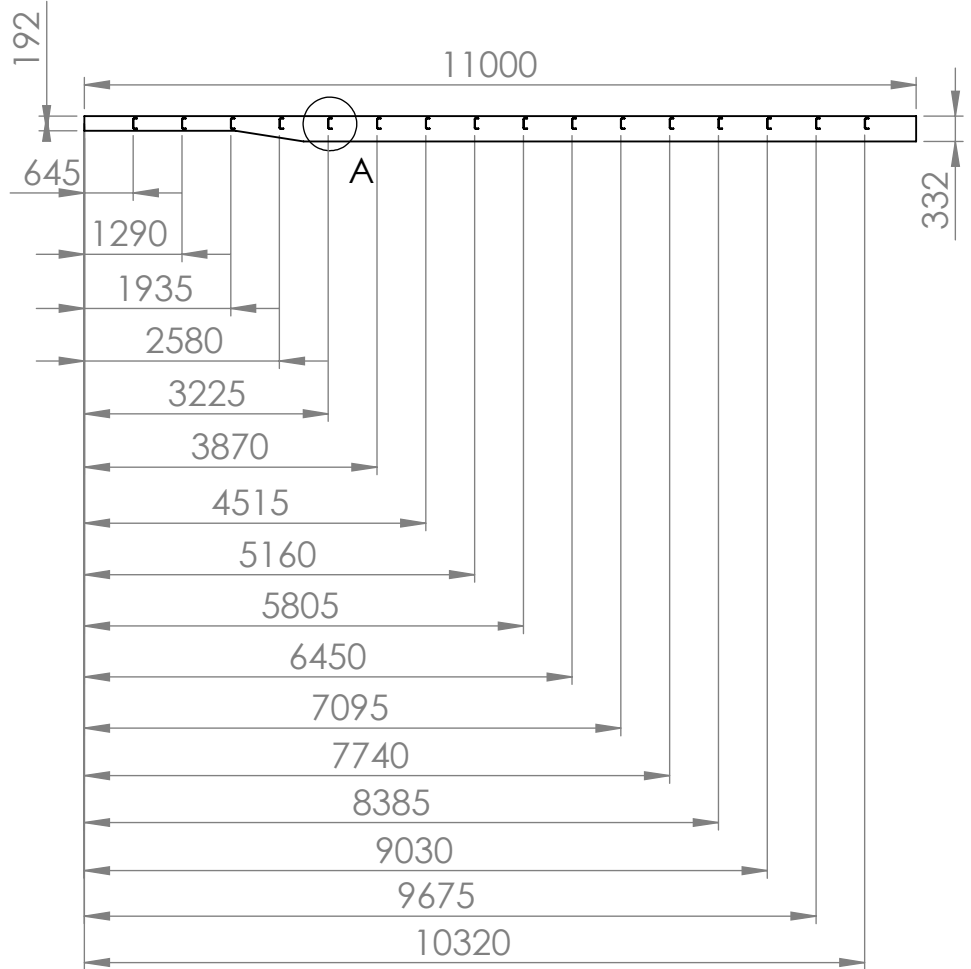
00

PLANO N° :

SB-ZZ-0010

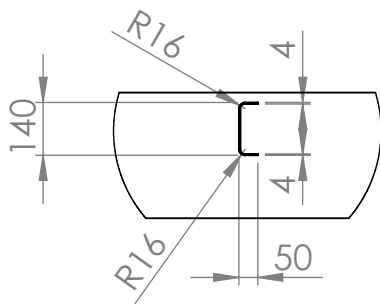


Vista Anterior



Vista Lateral Izquierda

Escala 1:100



DETALLE A
ESCALA 1 : 20

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSIVO	>20	>100	>500	>1000	>5000
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: Acero Domex 700 MC

Escala

1:5

Norma



Título:

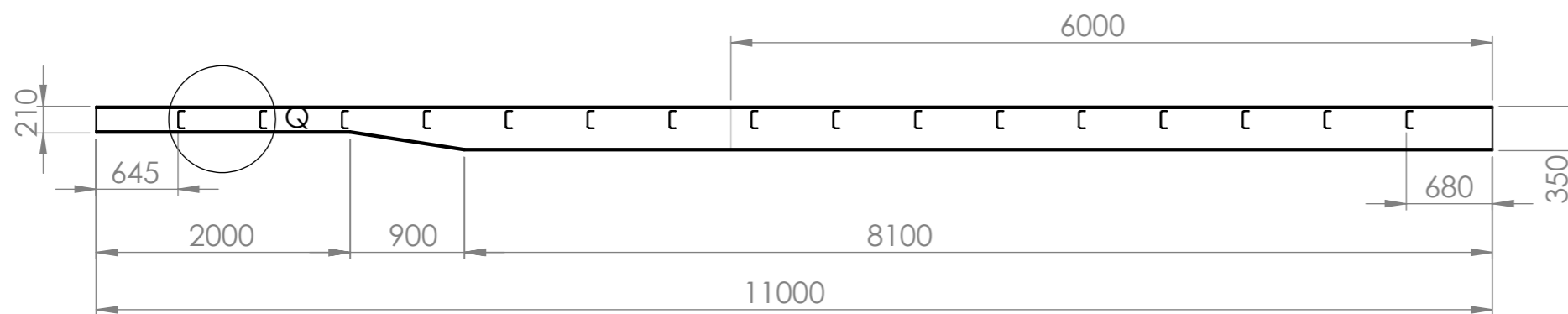
ALMA DE PERFIL VIGA PRINCIPAL

REVISIÓN :

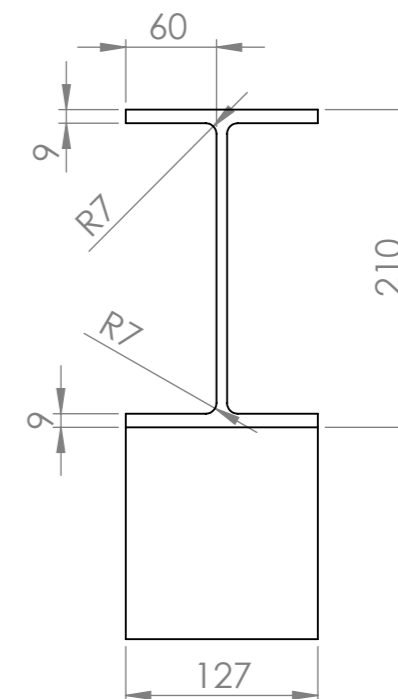
00

PLANO N° :

SB-ZZ-0020

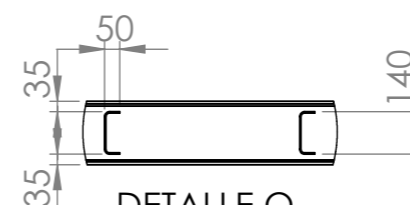


Vista Lateral Derecha

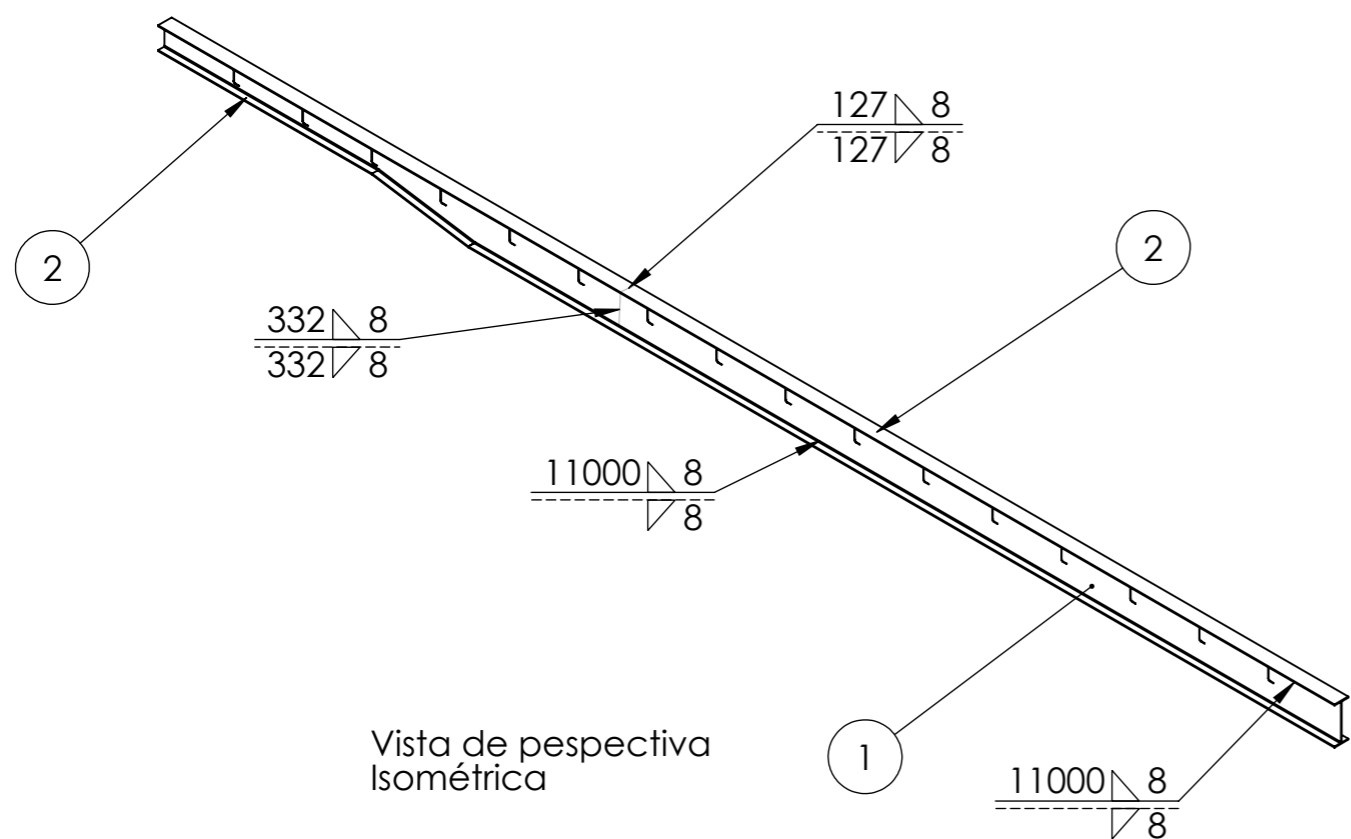


Vista Anterior

Escala 1 : 5



DETALLE Q
ESCALA 1 : 25



Vista de perspectiva Isométrica

2	2	Platabanda Superior e Inferior	ZZ-0010	Acero Domex 700 Mc	Unidos por soldadura
1	1	Alma de perfil Viga Principal	ZZ-0020	Acero Domex 700 Mc	Unidos por soldadura
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL ±	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha 1/03/18

UTN

Firma

Material: Acero Domex 700 MC

Escala 1: 50

Norma

Título:

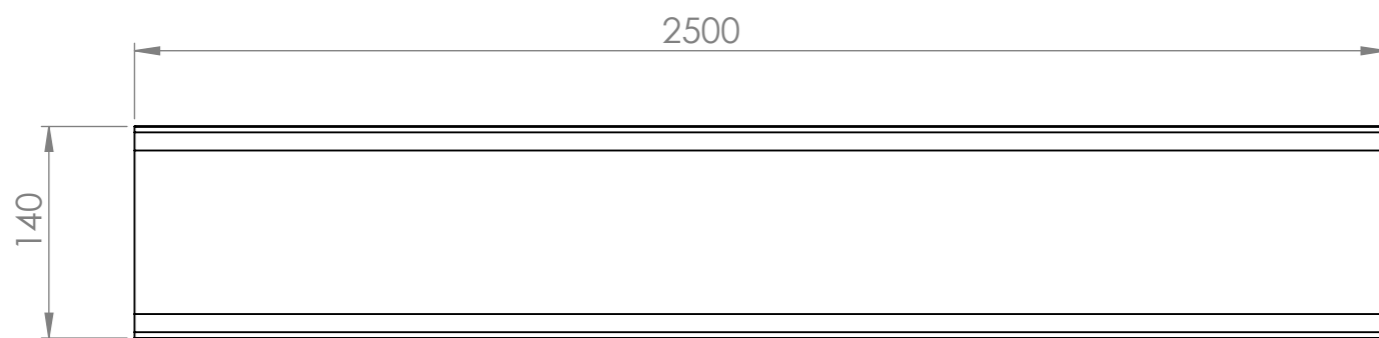
VIGA PRINCIPAL PERFIL DOBLE T

REVISIÓN:

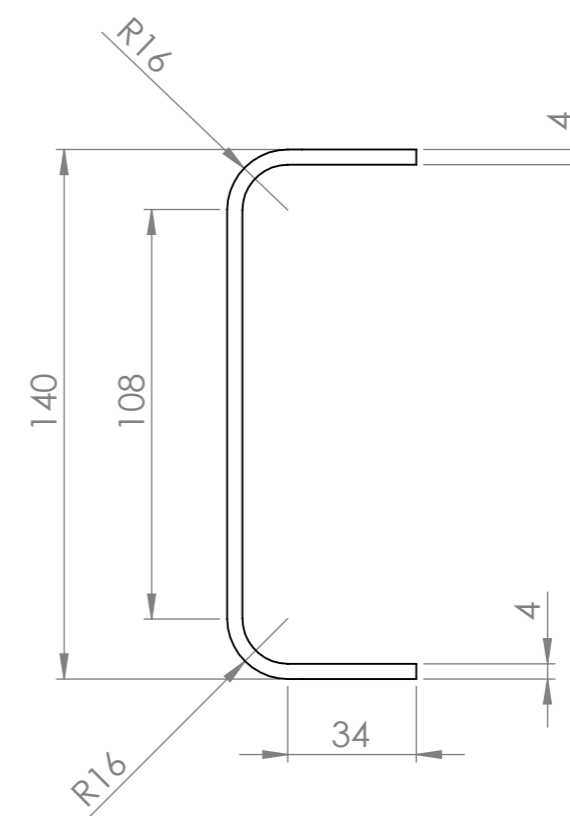
00

PLANO Nº

SB-ZZ-0030

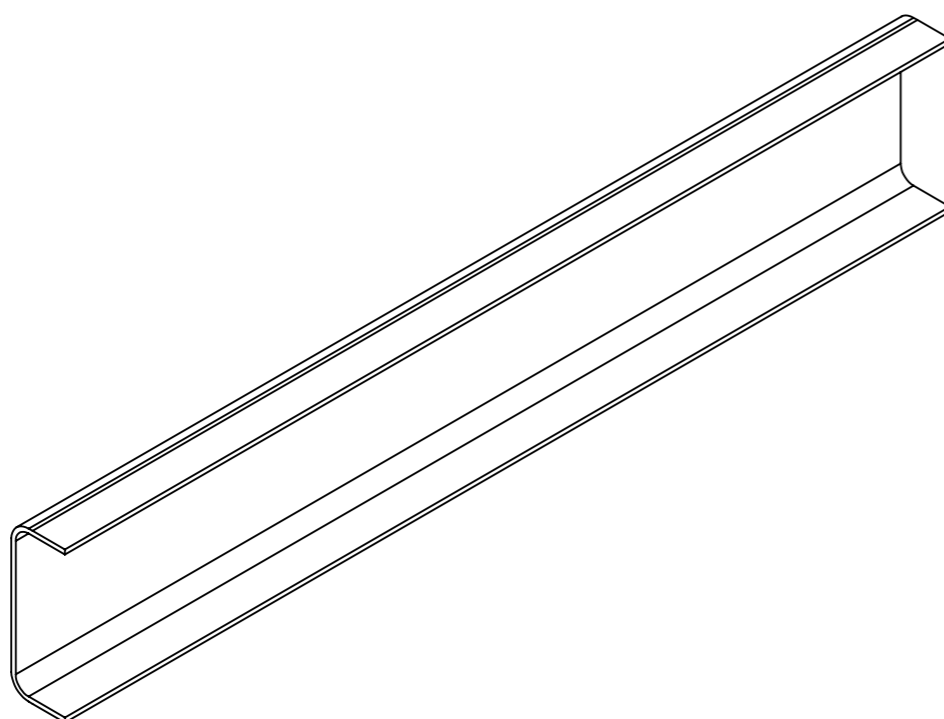


Vista Anterior



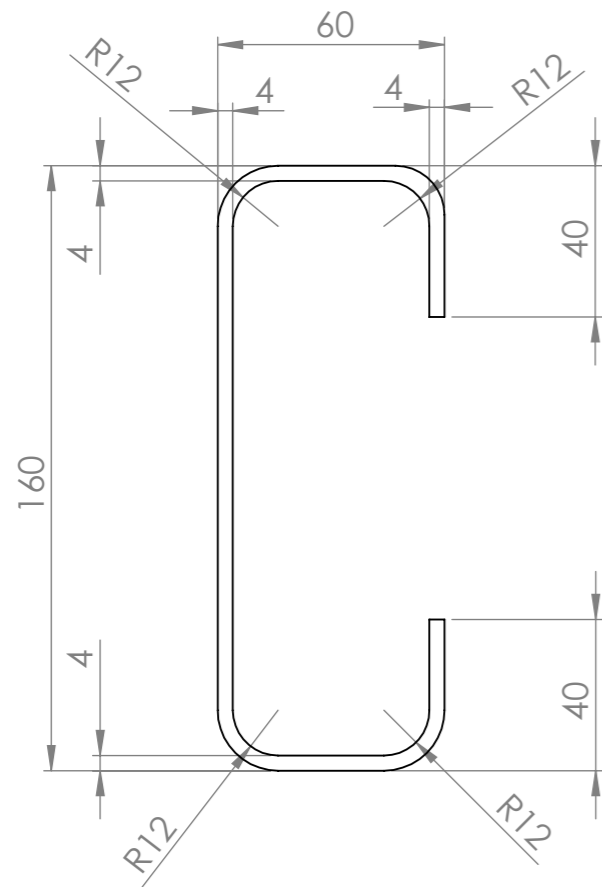
Vista Lateral

Escala 1:2

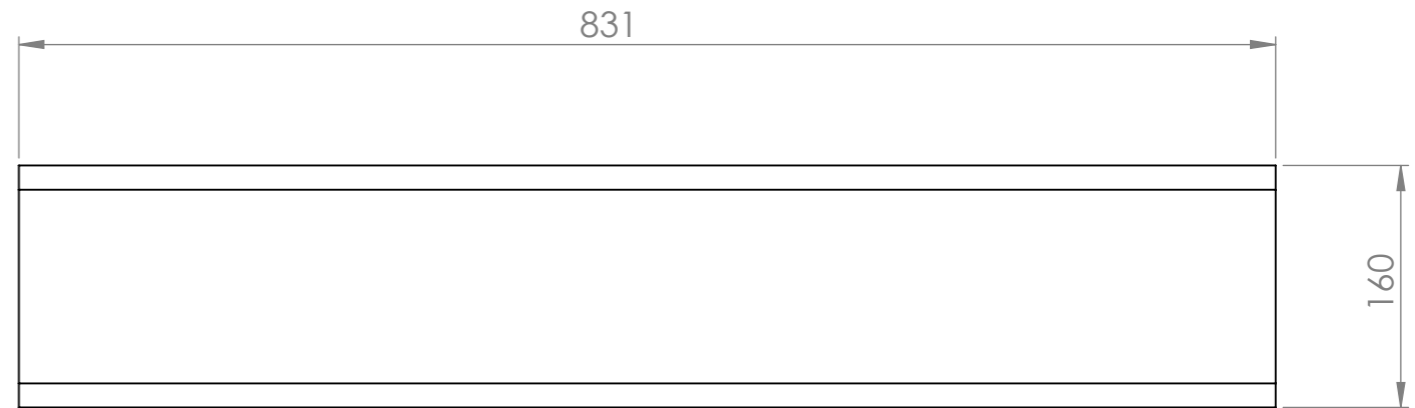


Vista de perspectiva
Isométrica

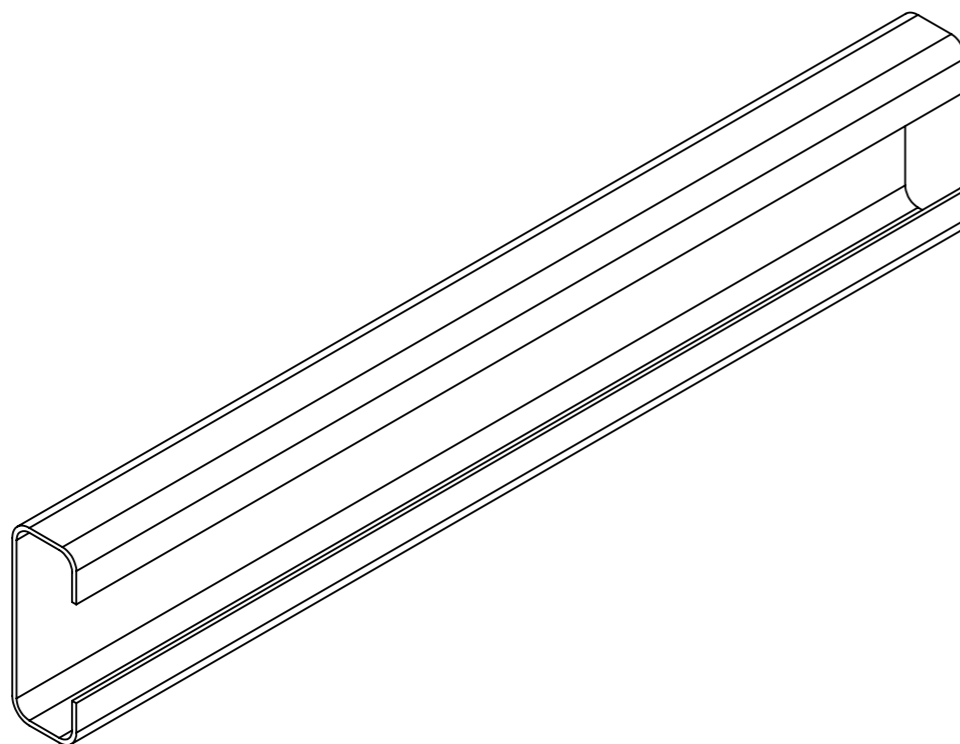
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado		Aprobado					
Fecha	1/03/18						
Firma							
				Material: Acero Domex 700 MC			
Escala 1:5	Norma ASME	Titulo: TRAVESAÑOS		REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-ZZ-0040		



Vista Anterior
Escala 1 : 2

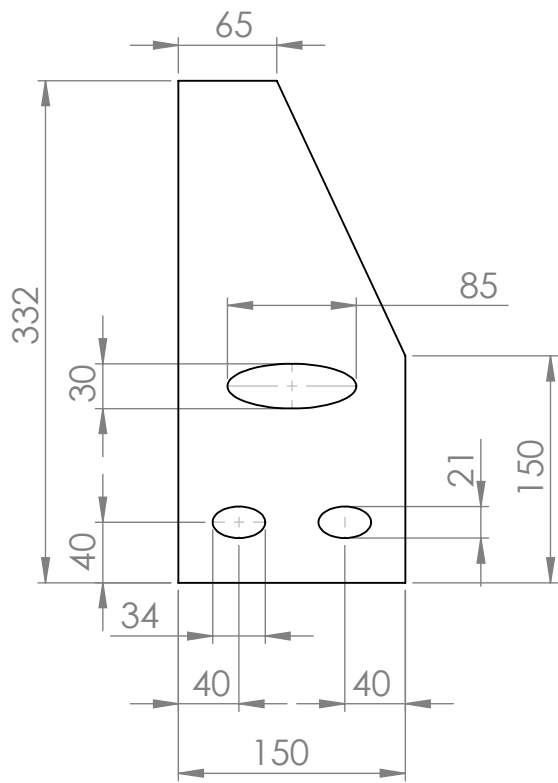


Vista Lateral
Izquierda

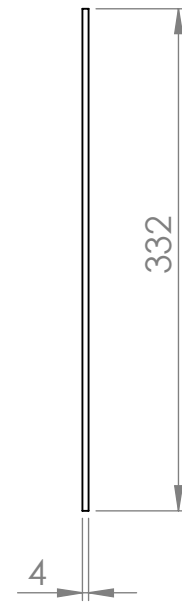


Vista de perspectiva
Isométrica

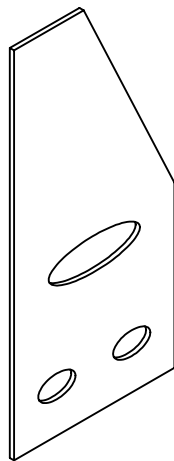
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN Material: Acero Domex 700 MC			
Dibujado		Aprobado					
Fecha	1/03/18						
Firma							
Escala	Norma	Titulo:		REVISIÓN:	PLANO N°		
1 : 5	☐ ⊕	TRAVESAÑO INTERIOR		00	SB-ZZ-0050		



Vista Anterior



Vista Lateral Izquierda



Vista de perspectiva Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL		HASTA 20 INCLUSIVO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
			A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-		LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: Acero SAE 1010

Escala

1:5

Norma



Título:

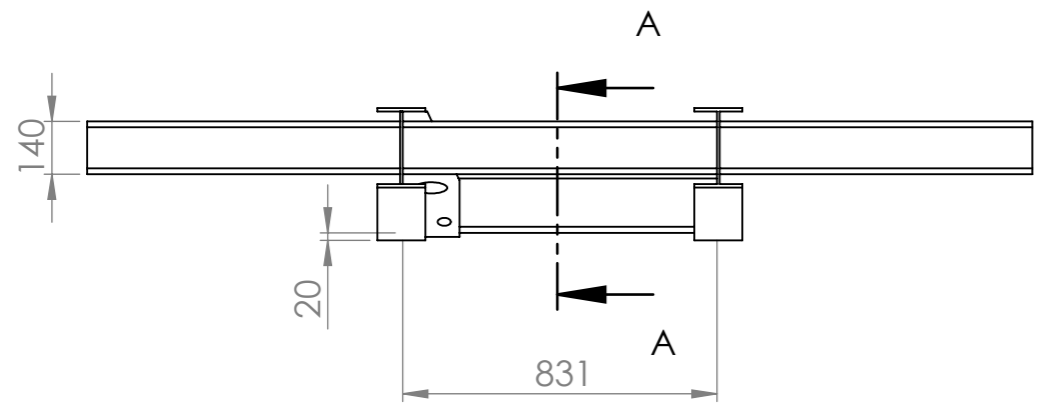
SOPORTE DEL TRAVESAÑO INTERIOR

REVISIÓN :

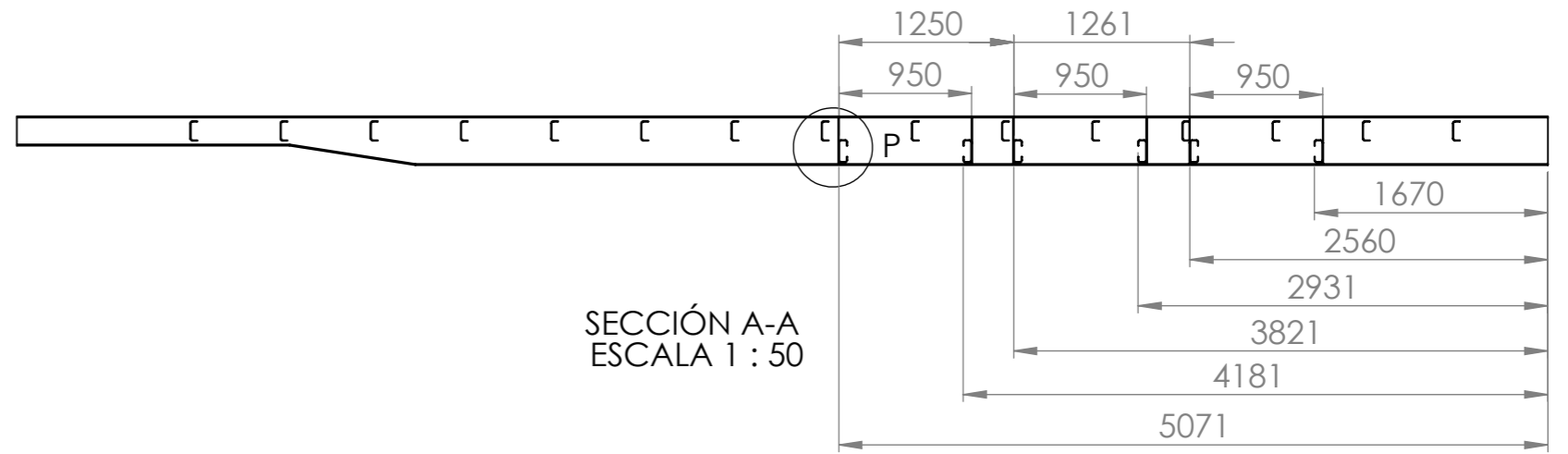
00

PLANO N° :

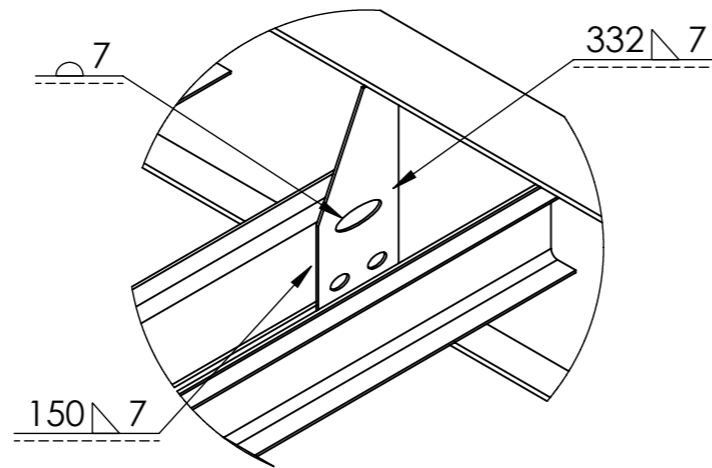
SB-ZZ-0060



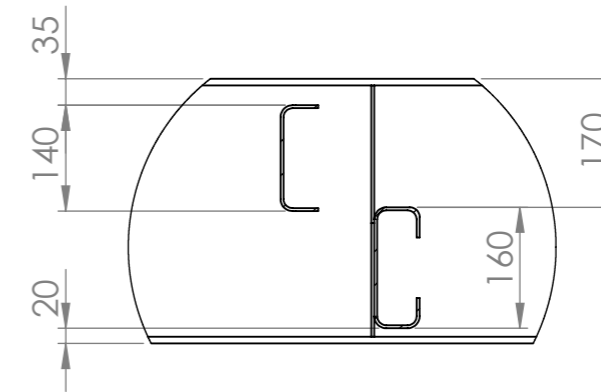
Vista Anterior
Escala 1 : 20



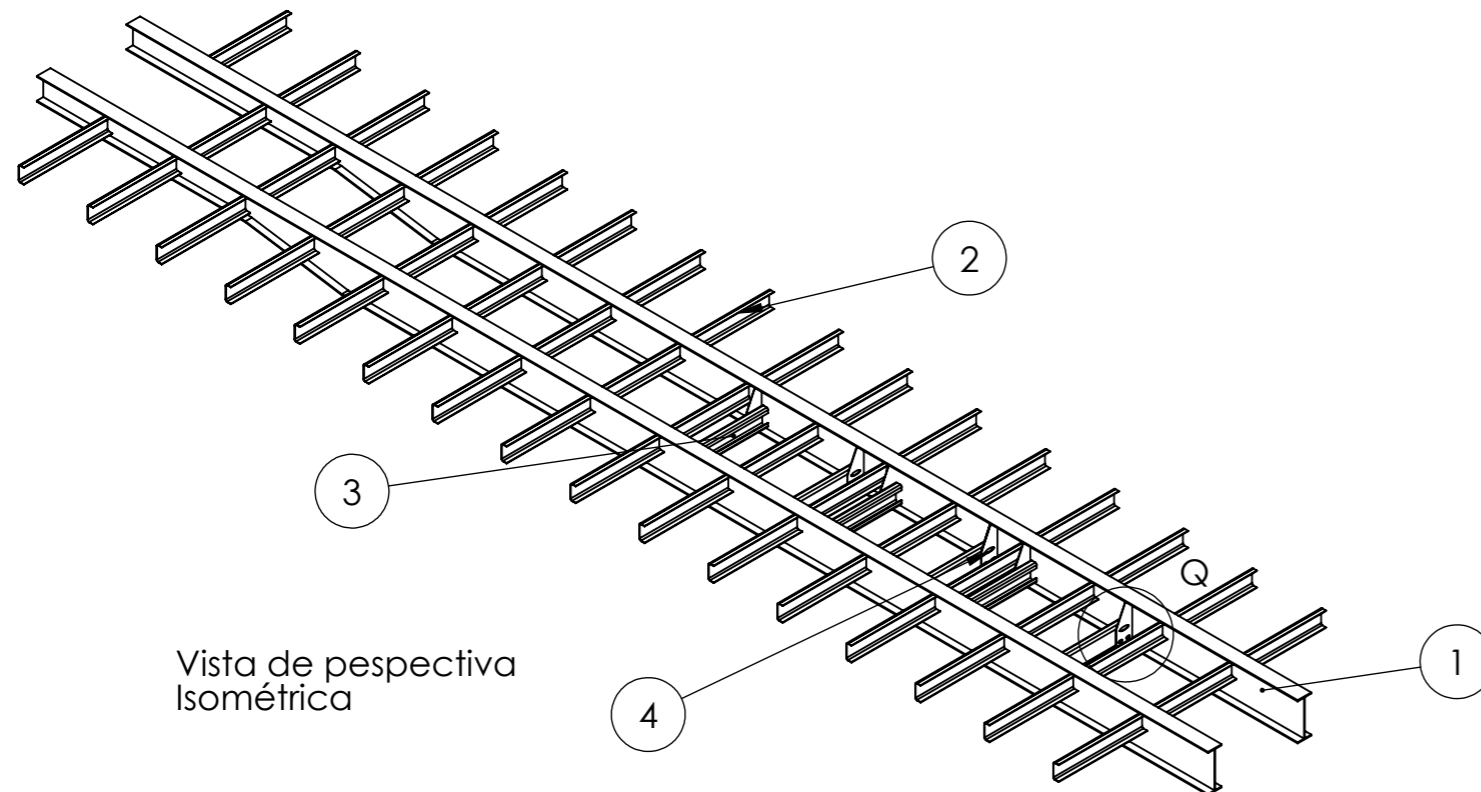
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 50



DETALLE Q
ESCALA 1 : 10



DETALLE P
ESCALA 1 : 10



Vista de perspectiva
Isométrica

PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	12	Soporte del Travesaño Interior	SB-ZZ-0060	Acero 1010	-
3	6	Travesaño Interior	SB-ZZ-0050	Acero Domex 700 MC	-
2	16	Travesaño	SB-ZZ-0040	Acero Domex 700 MC	-
1	2	Viga Principal Perfil Doble T	SB-ZZ-0030	Acero Domex 700 MC	-

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL ±	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala
1 : 50

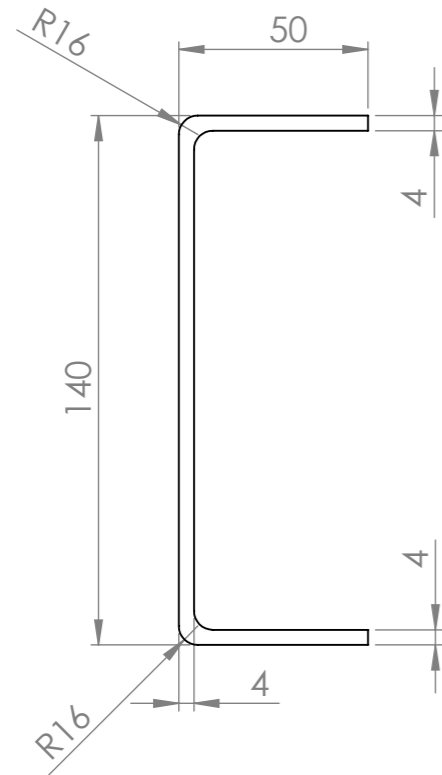
Norma
⊕ ⊗

Título:

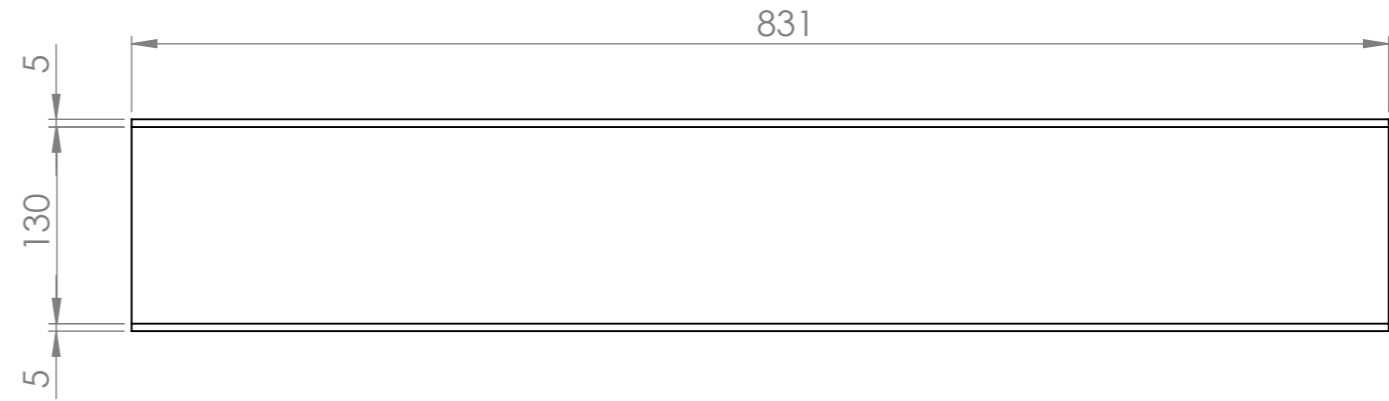
SUBCONJUNTO UNION DE VIGAS
PRINCIPALES Y TRAVESAÑOS

REVISIÓN:
00

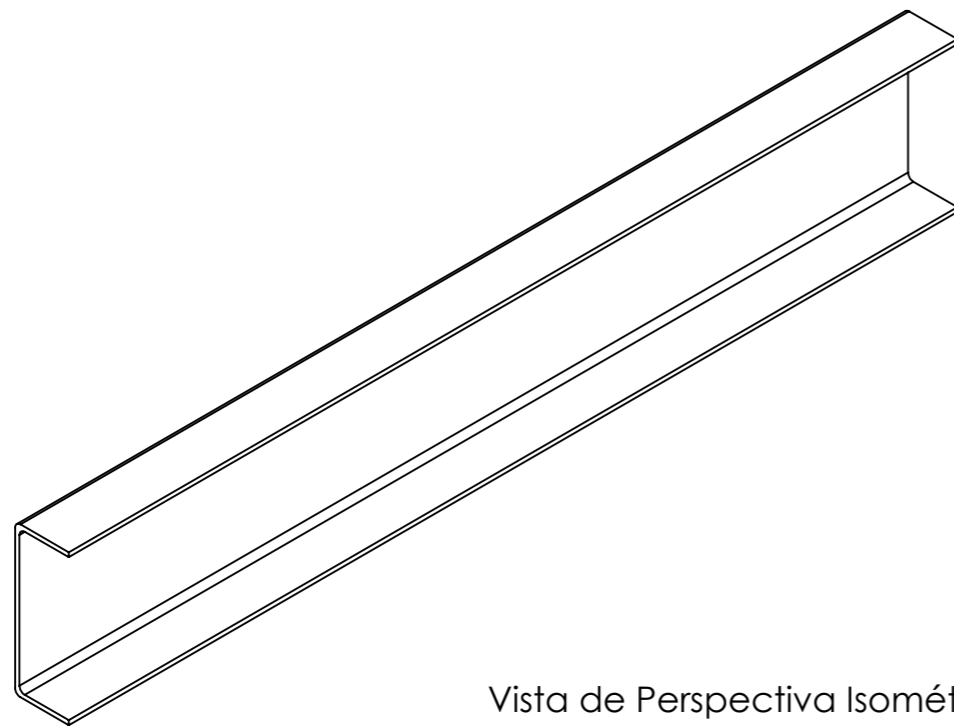
PLANO Nº
SB-DA-0010



Vista Anterior
Escala 1 : 2

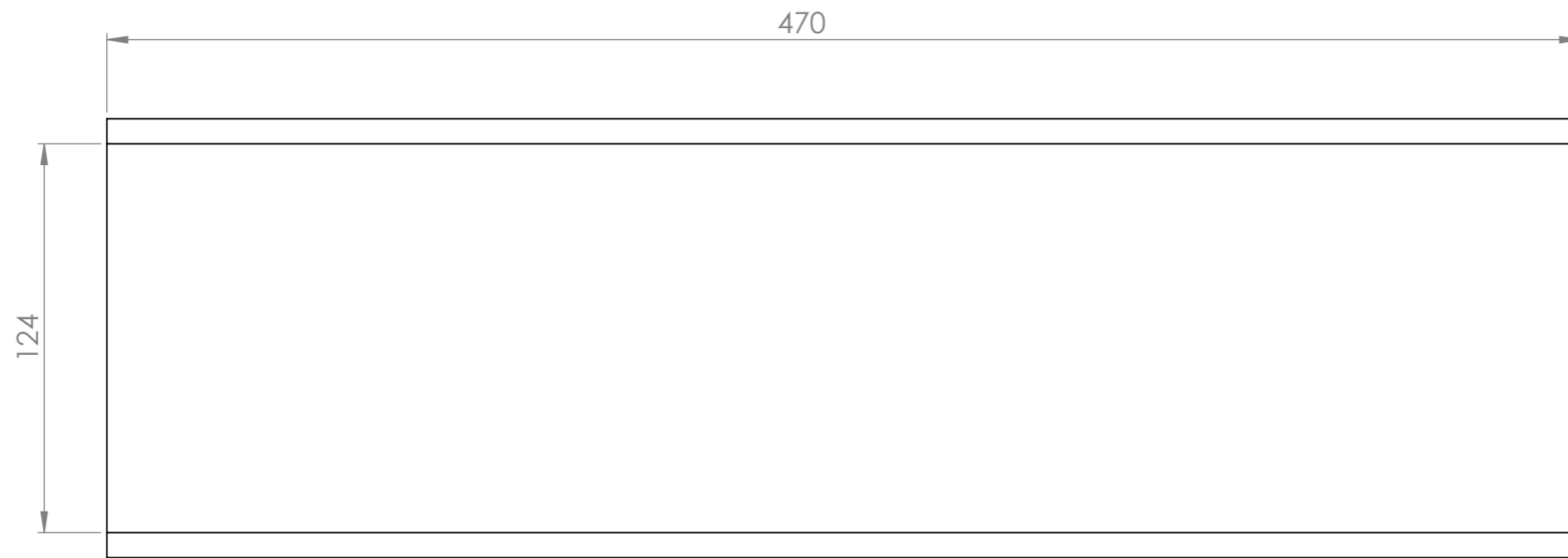


Vista Lateral Izquierda

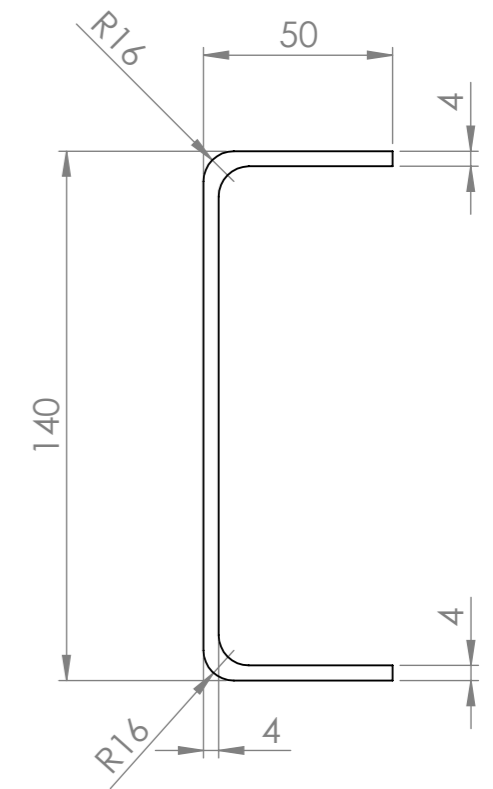


Vista de Perspectiva Isométrica

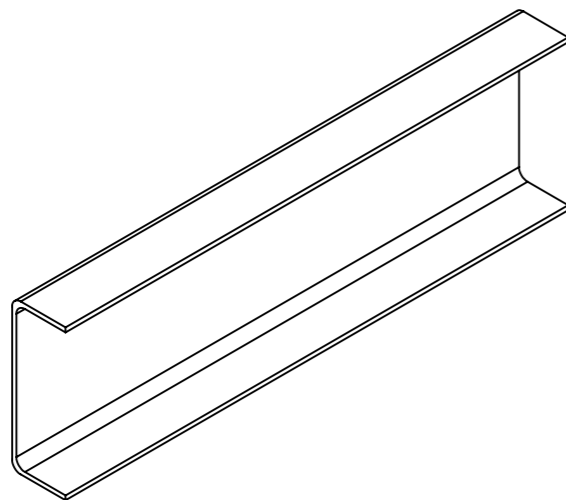
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Acero Domex 700 MC				
Escala 1:5	Norma	Titulo: Soporte Transversal del Perno Rey			REVISIÓN: 00	PLANO N° : SB-ZZ-0070	



Vista Lateral Derecha



Vista Anterior



Vista de Perspectiva Isométrica

Escala 1:5

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha 1/03/18

UTN

Firma

Material: Acero Domex 700 MC

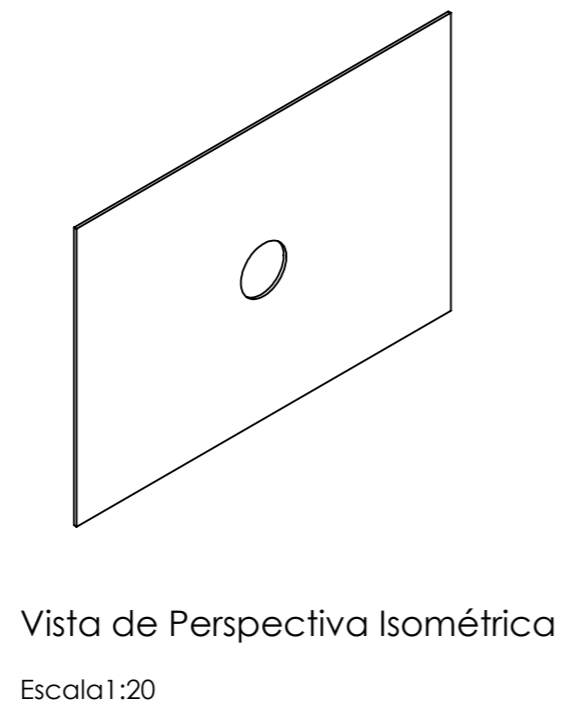
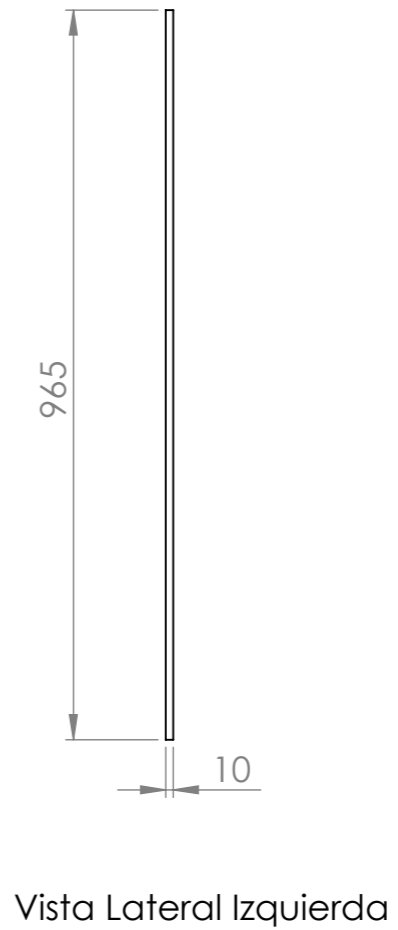
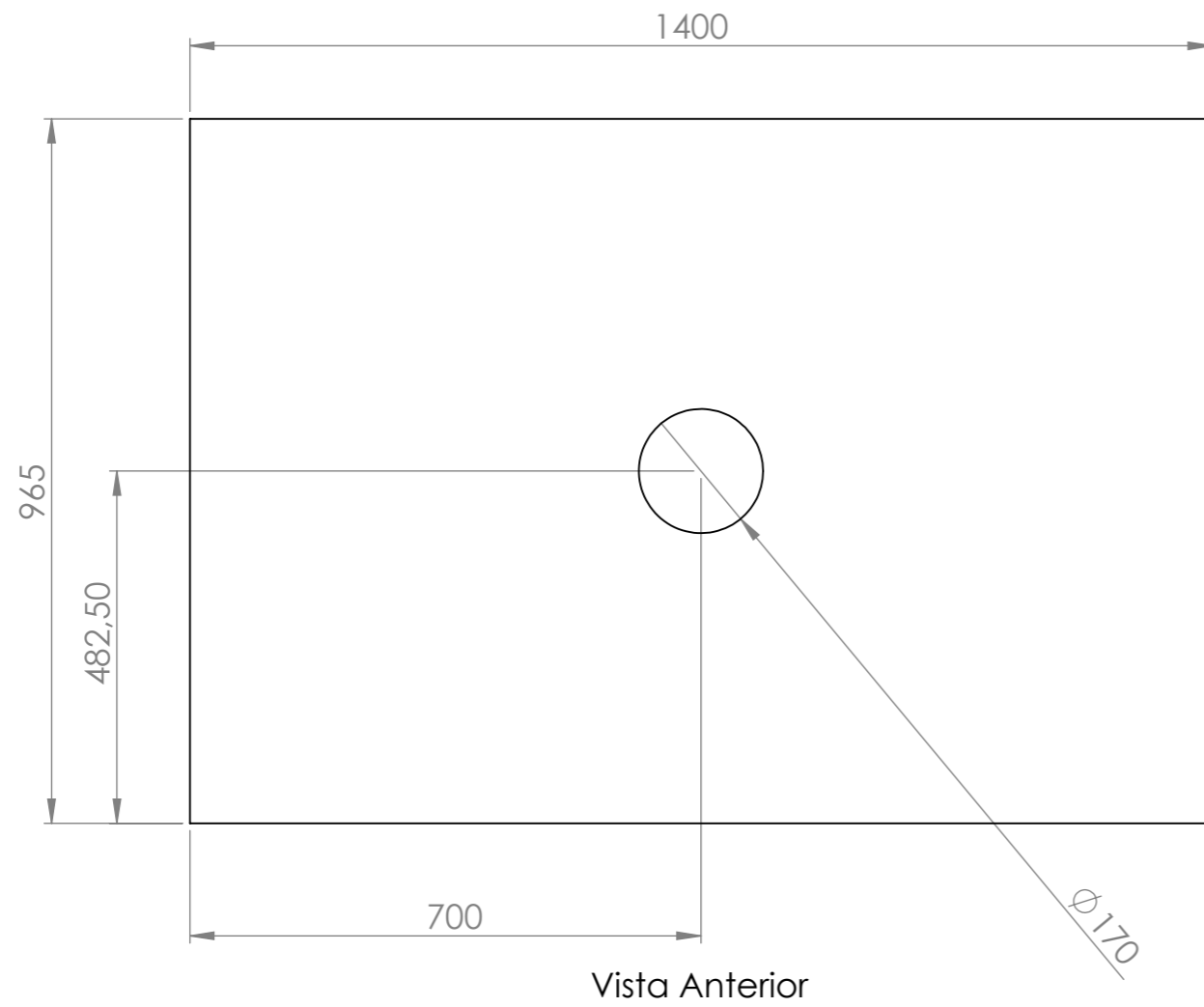
Escala 1:2

Norma

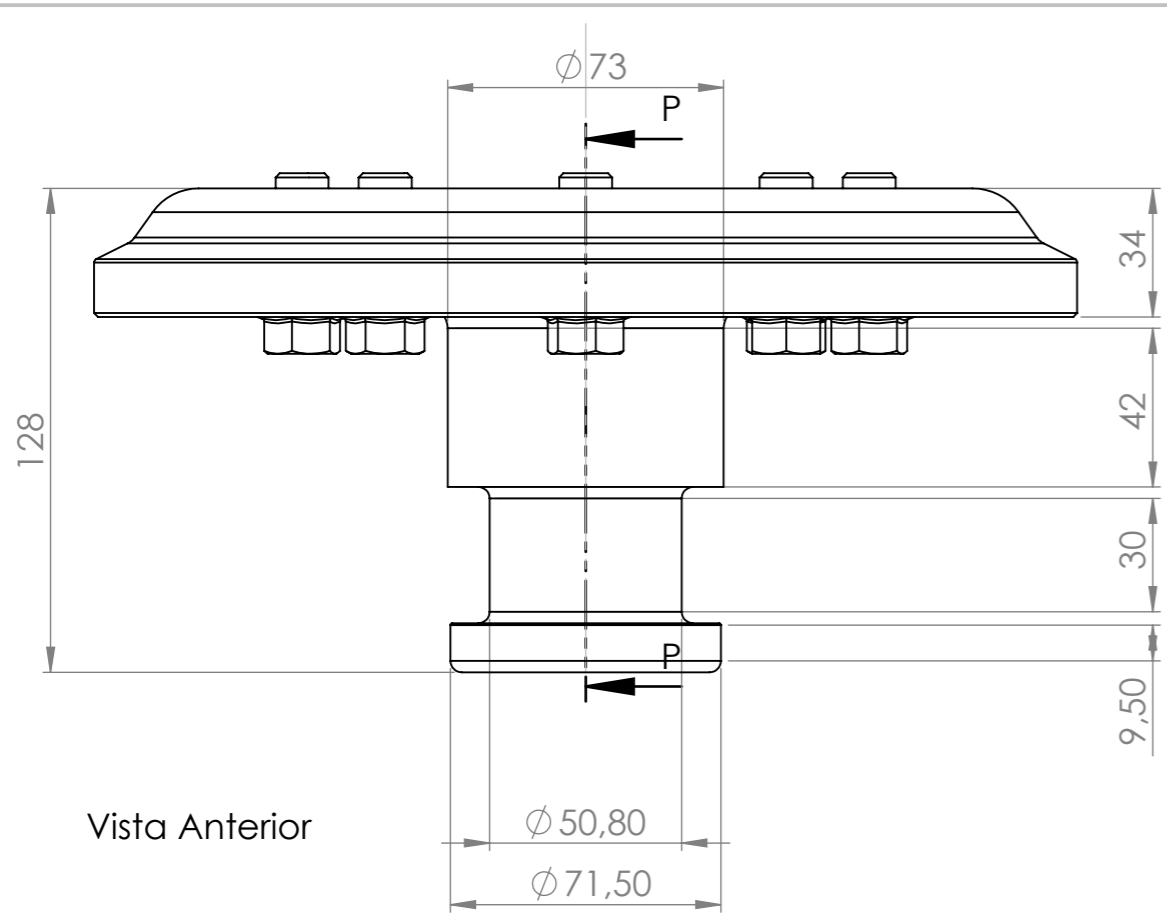
Título: Soporte Longitudinal del Perno Rey

REVISIÓN: 00

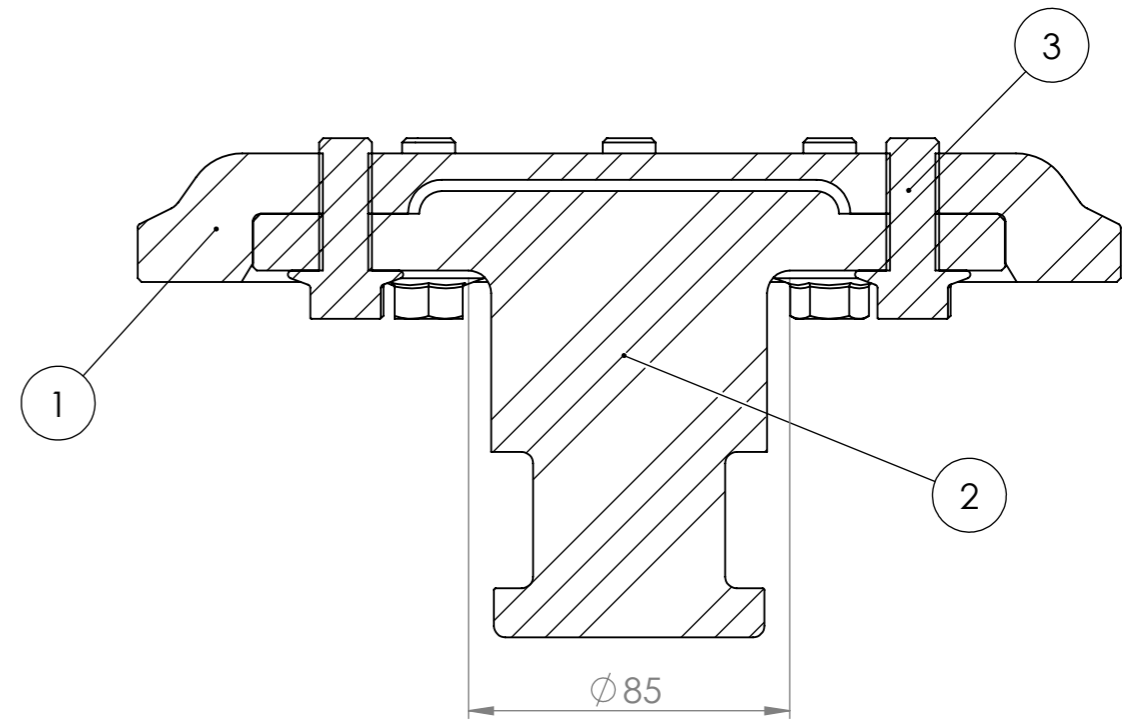
PLANO Nº: SB-ZZ-0080



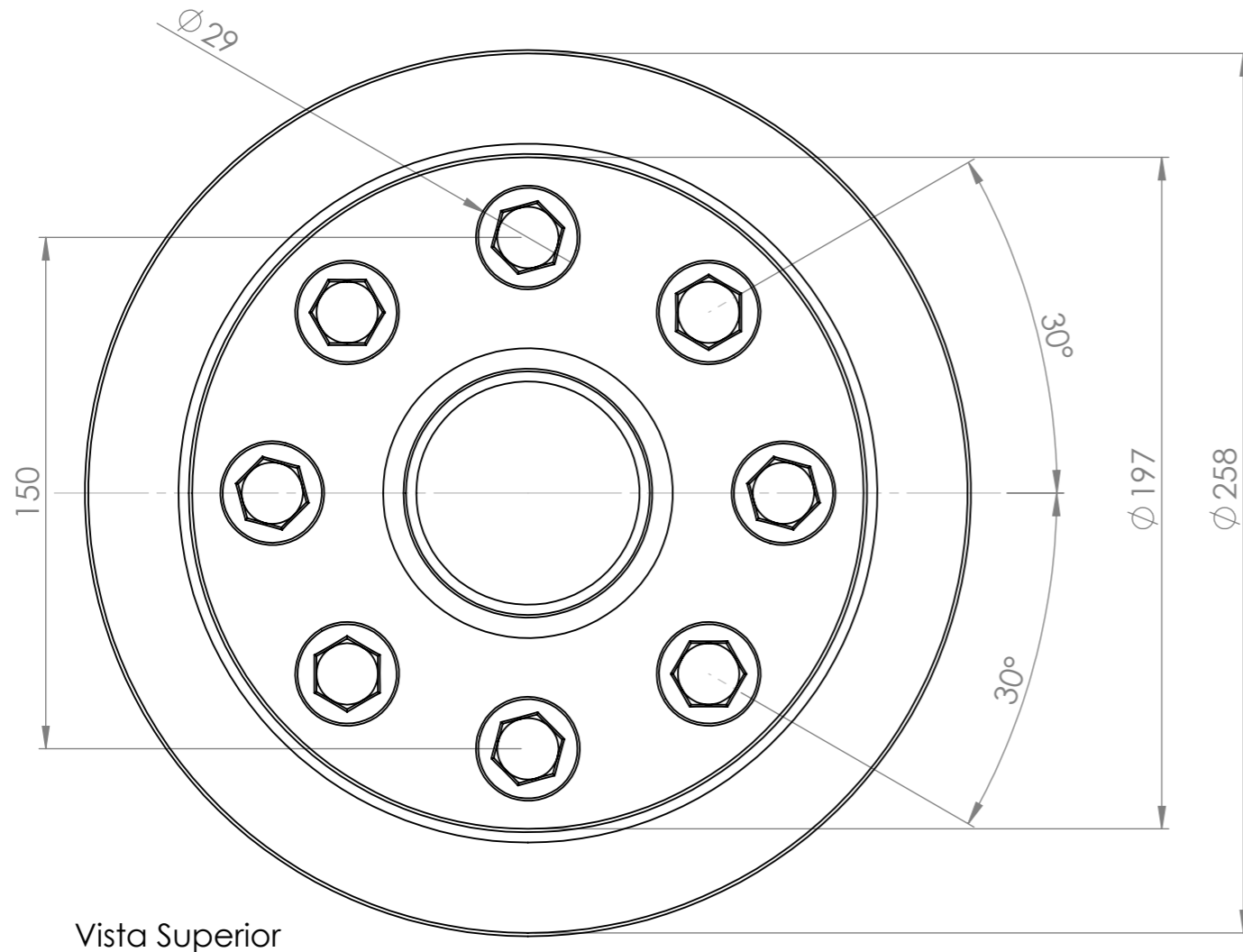
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Acero Domex 700 MC				
Escala 1: 10	Norma ☐ ⊕	Titulo: CHAPA DE REFUERZO PLATO DE GIRO			REVISIÓN : 00	PLANO N°: SB-ZZ-0090	



Vista Anterior



SECCIÓN P-P
ESCALA 1 : 2



Vista Superior

3	1	Bulones M 14 x 35	-	-	Comercial
2	1	Plato de soporte del perno rey	-	-	Comercial
1	1	Perno de arrastre	-	SAE 1040	Comercial
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: COMERCIAL

Escala
1:2

Norma
ISO

Título:

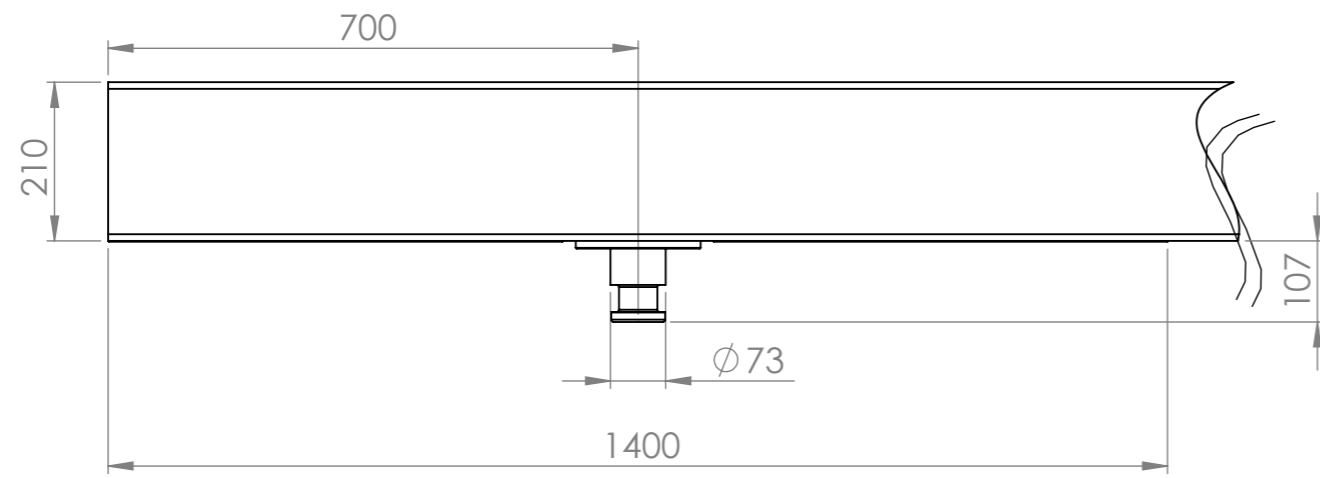
PERNO REY

REVISIÓN:

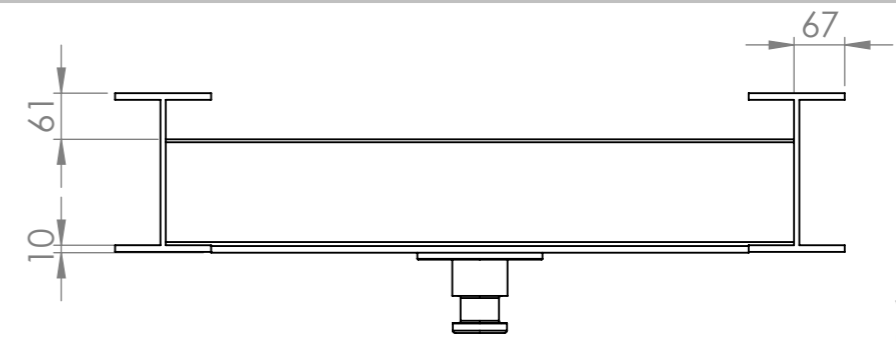
00

PLANO Nº

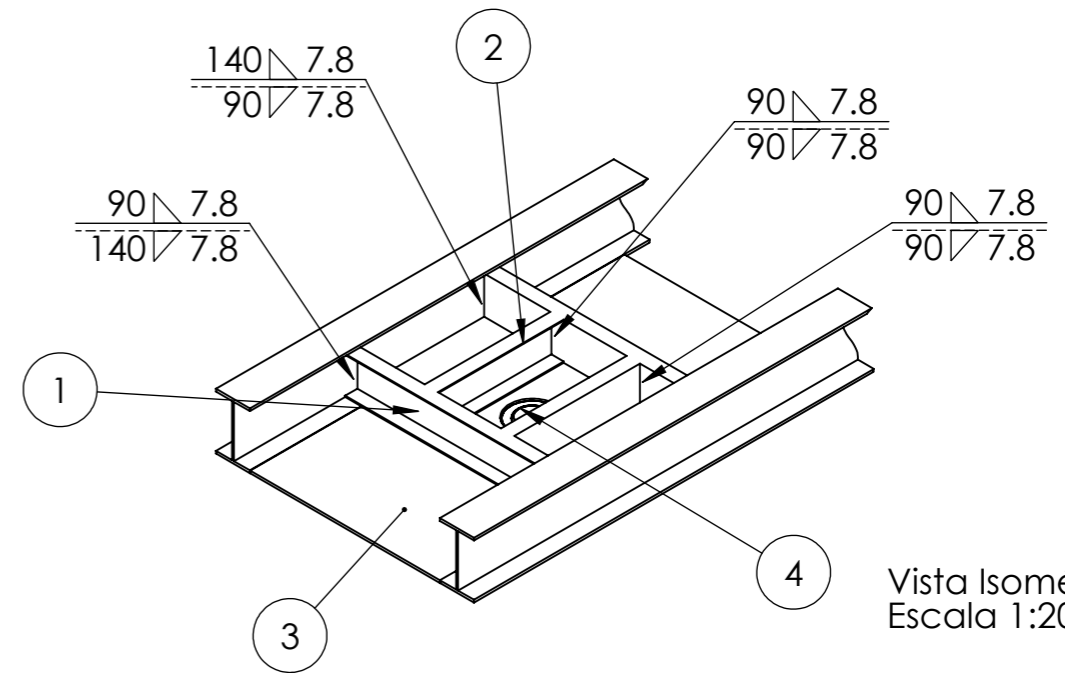
SB-HA-0010



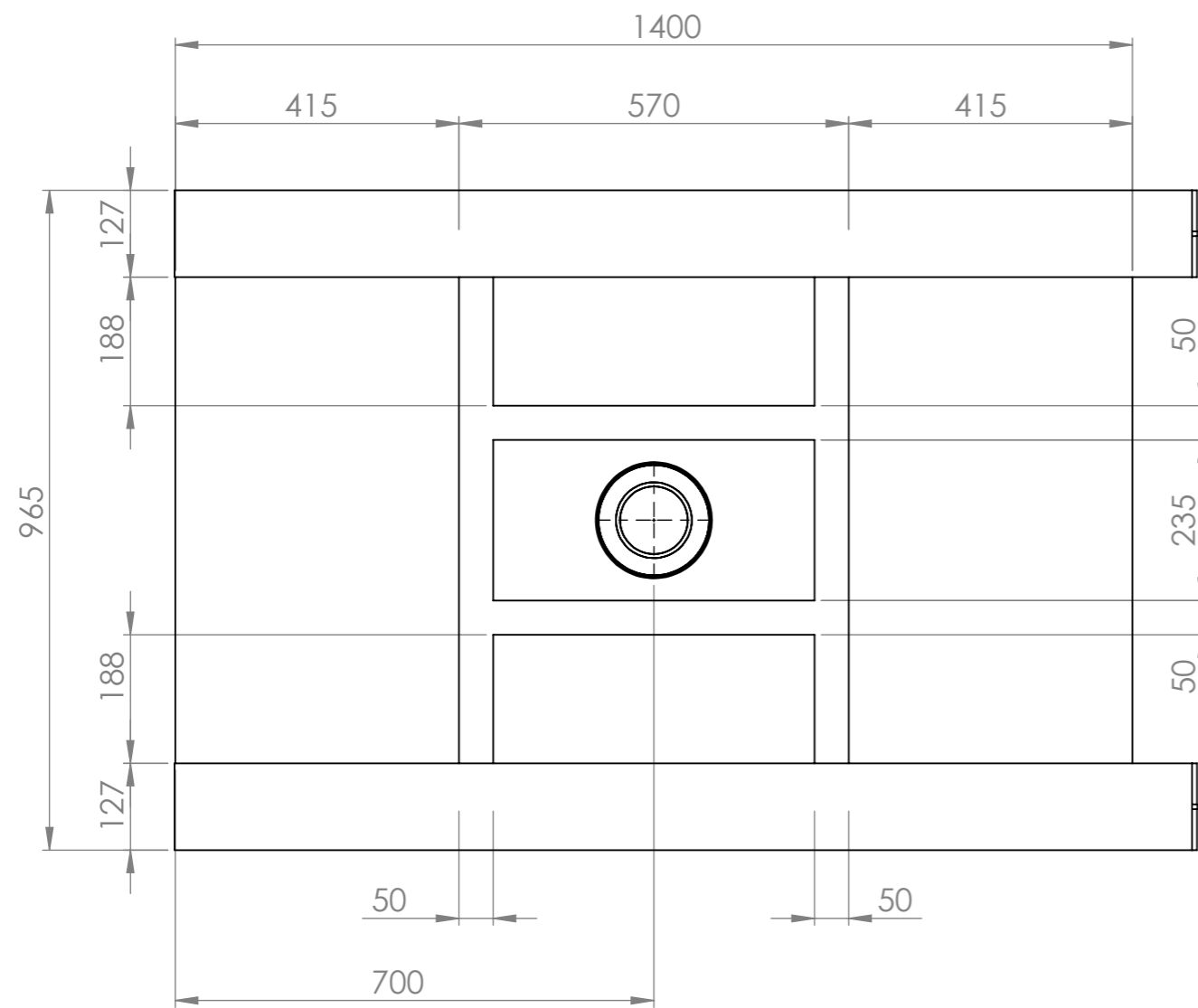
Vista Anterior



Vista Lateral Izquierda



Vista Isométrica Escala 1:20



Vista Superior

4	1	Perno Rey	SB-HA-0010	Acero	Comercial
3	1	Chapa de refuerzo inferior del perno rey	SB-ZZ-0090	Acero Domex 700 MC	-
2	2	Soporte longitudinal del perno rey	SB-ZZ-0080	Acero Domex 700 MC	-
1	2	Soporte transversal del perno rey	SB-ZZ-0070	Acero Domex 700 MC	-
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Escala 1: 10

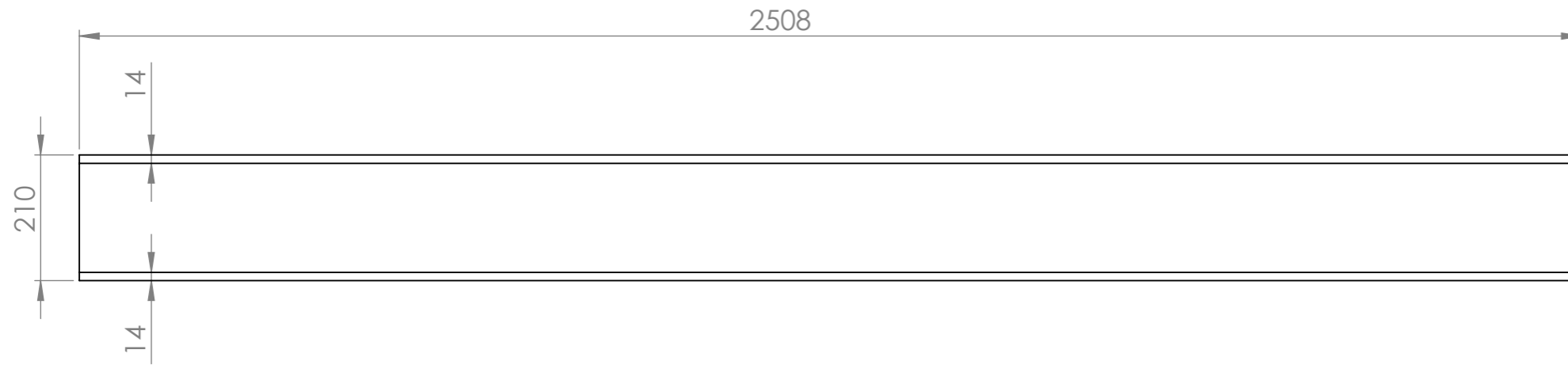
Norma

Título:

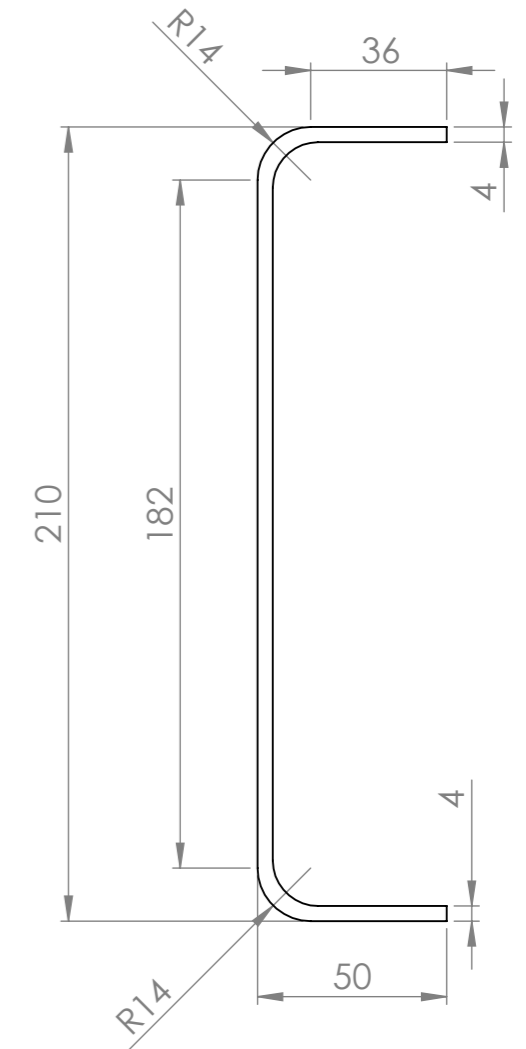
Subconjunto Quinta Rueda

REVISIÓN: 00

PLANO Nº : SB-DA-0020

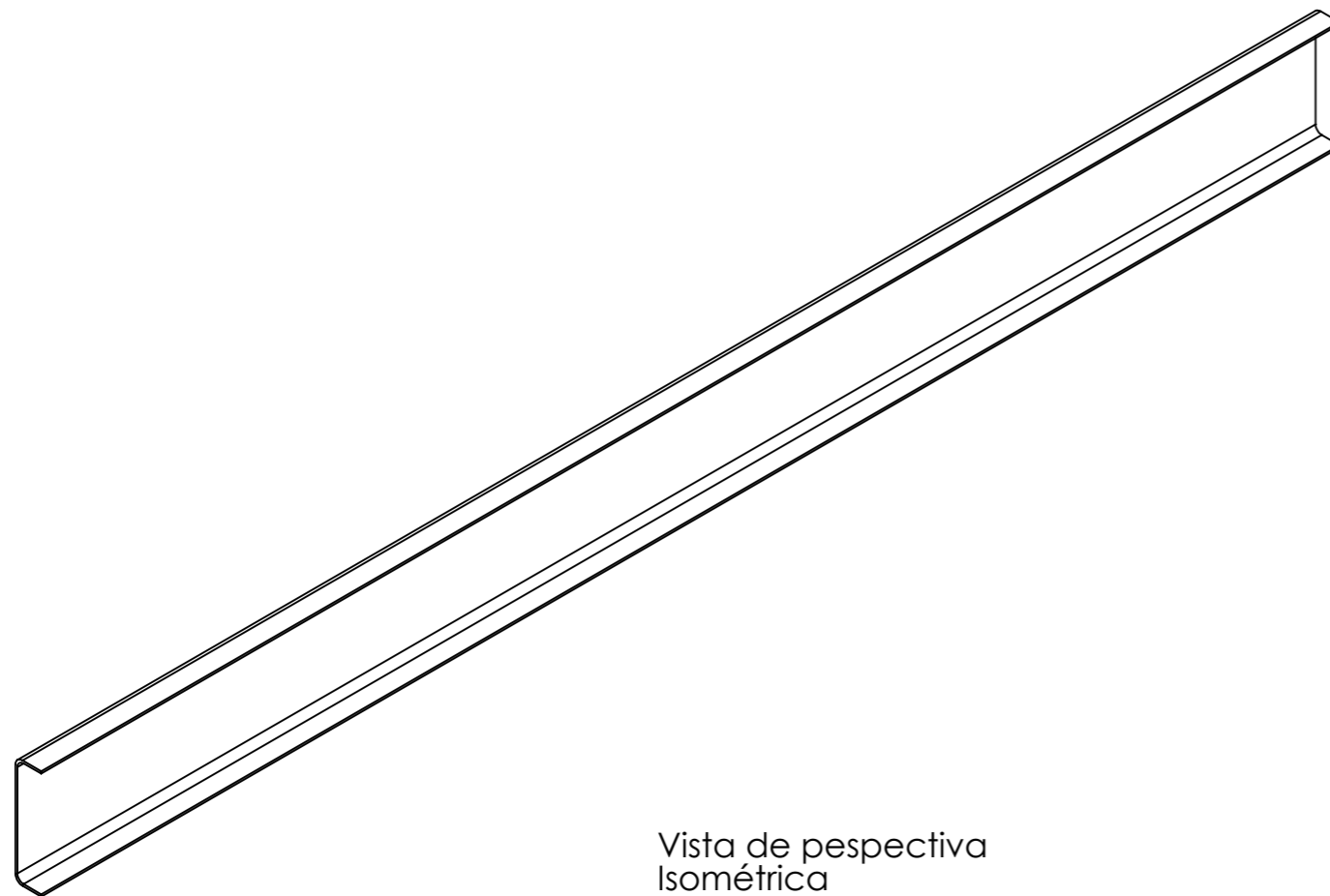


Vista Anterior



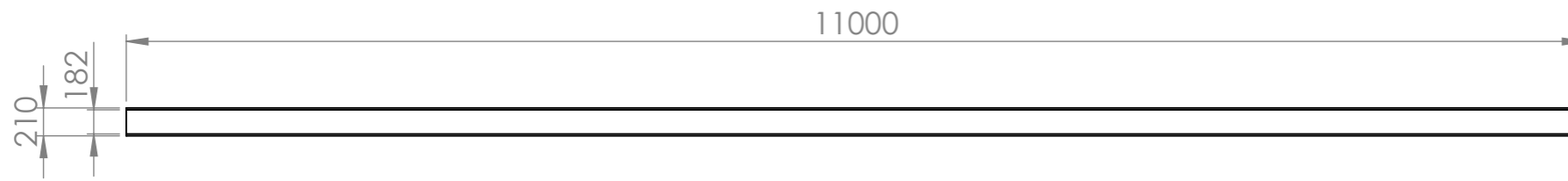
Vista Lateral Derecha

Escala 1:2

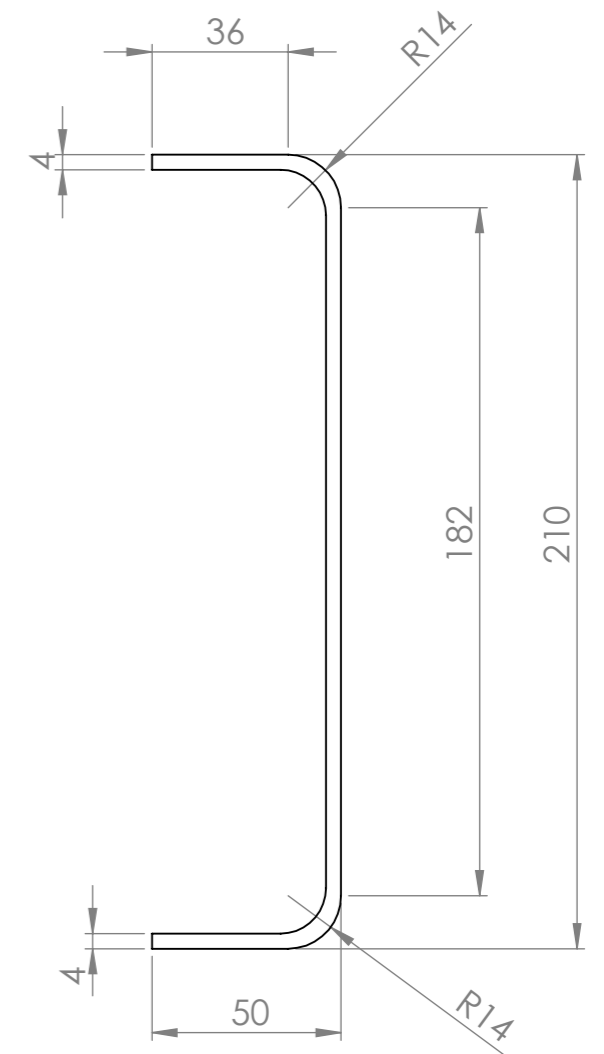


Vista de perspectiva Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Acero Domex 700 MC				
Escala 1:10	Norma	Titulo: FALDÓN LONGITUDINAL		REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-ZZ-0100		

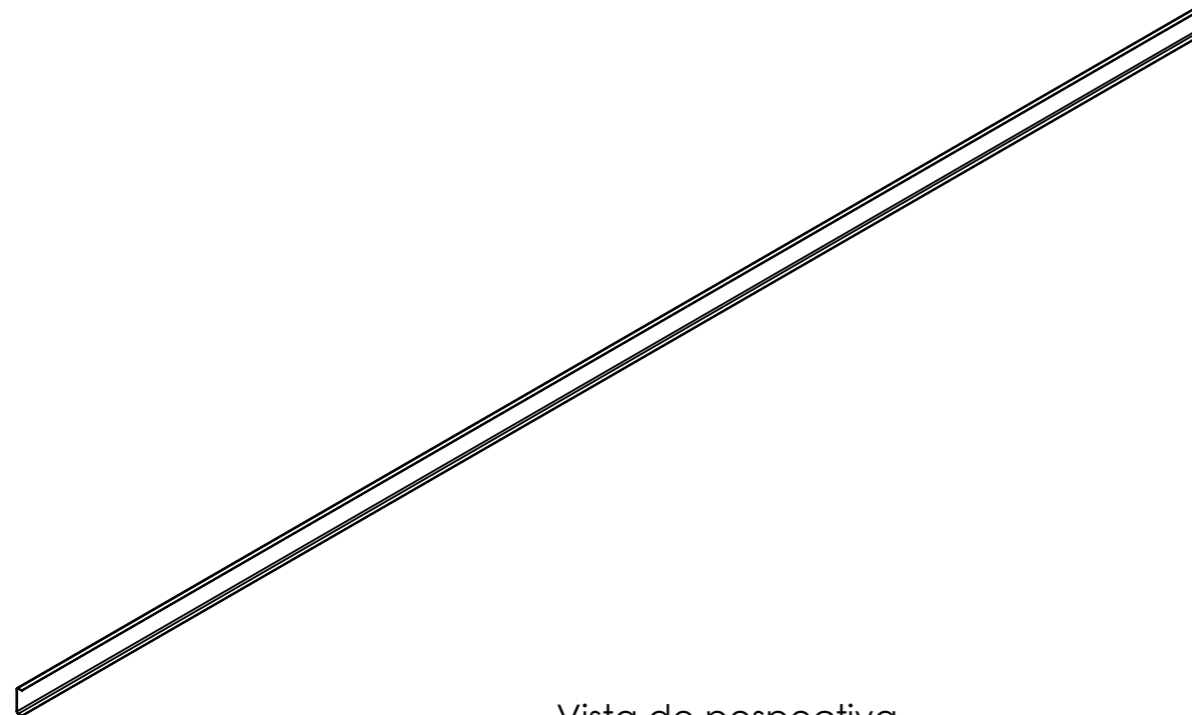


Vista Anterior



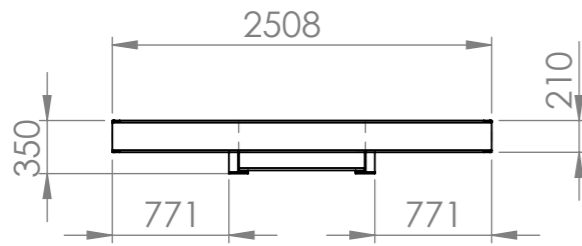
Vista Lateral Derecha

Escala 1:2

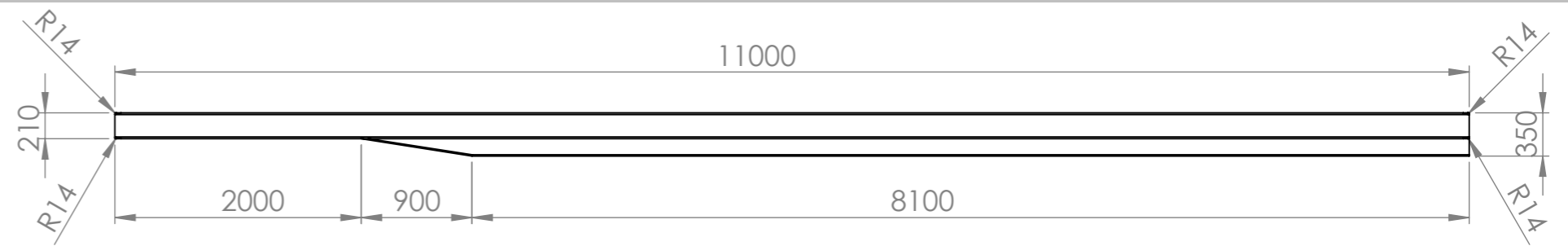


Vista de perspectiva Isométrica

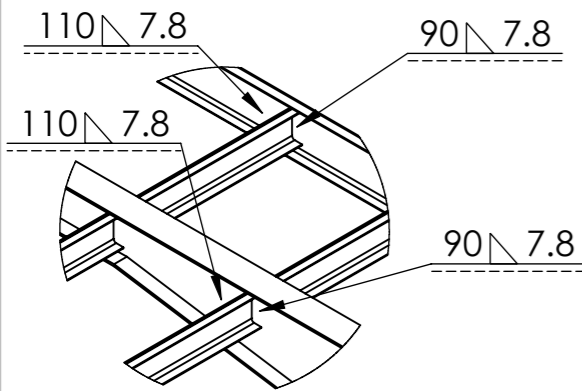
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Acero Domex 700 MC				
Escala 1:50	Norma	Titulo: FALDON TRANSVERSAL		REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-ZZ-0110		



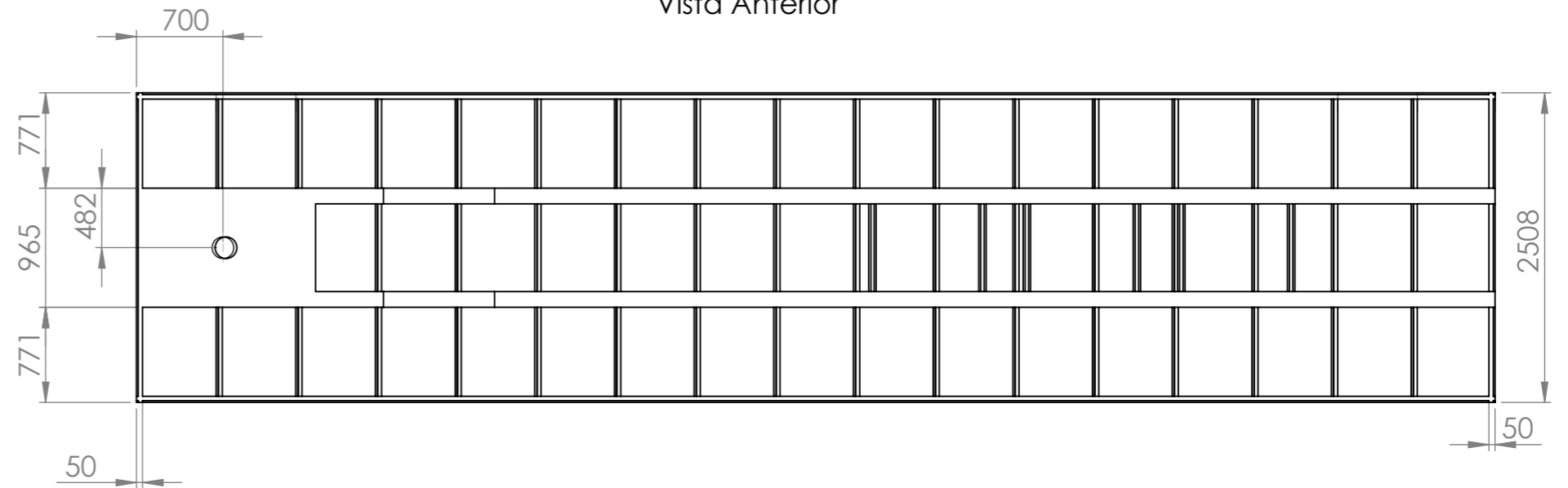
Vista Lateral Derecha



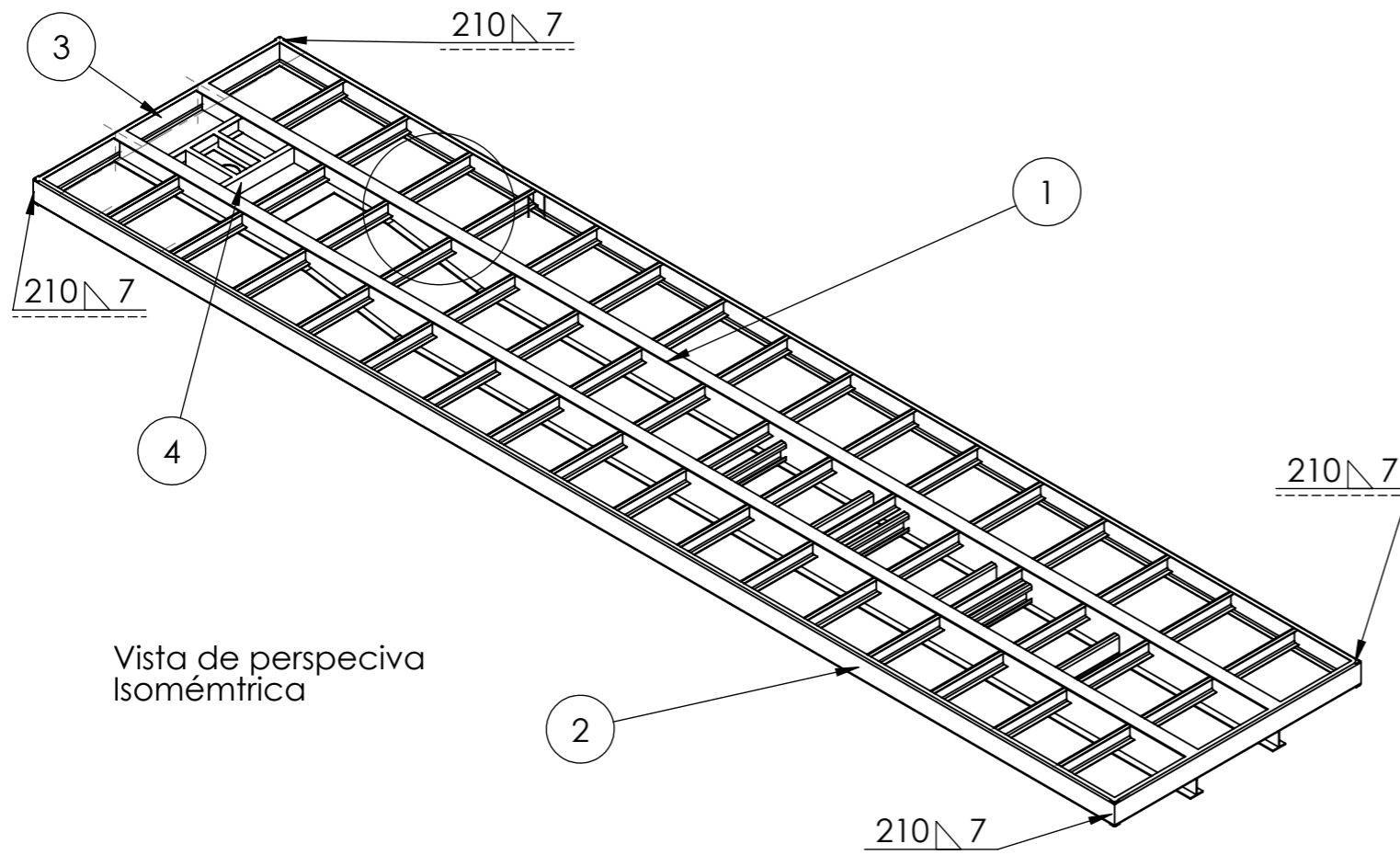
Vista Anterior



DETALLE N
ESCALA 1 : 25



Vista Superior



Vista de perspectiva
Isométrica

4	1	Subconjunto Quinta Rueda	SB-DA-0020	Acero Domex 700 MC	-
3	2	Faldon transversal	SB-ZZ-0110	Acero Domex 700 MC	-
2	2	Faldon longitudinal	SB-ZZ-0100	Acero Domex 700 MC	-
1	1	Subconjunto Union de Vigas Principales y Travesaños	SB-DA-0010	Acero Domex 700 MC	-

PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
-------	----------	--------------	-------------	----------	---------------

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha 1/03/18

Firma

UTN

Escala 1:50

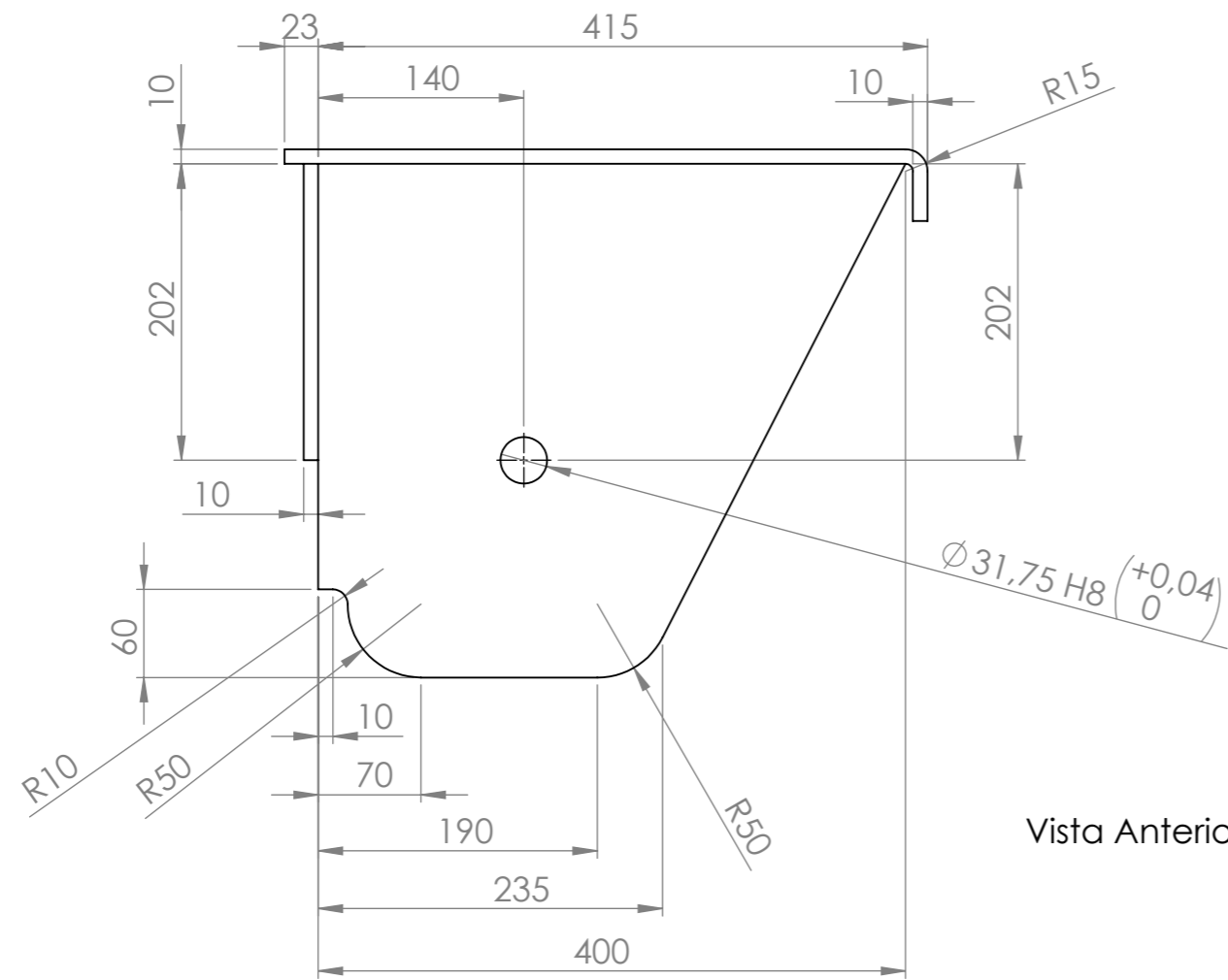
Norma

Título:

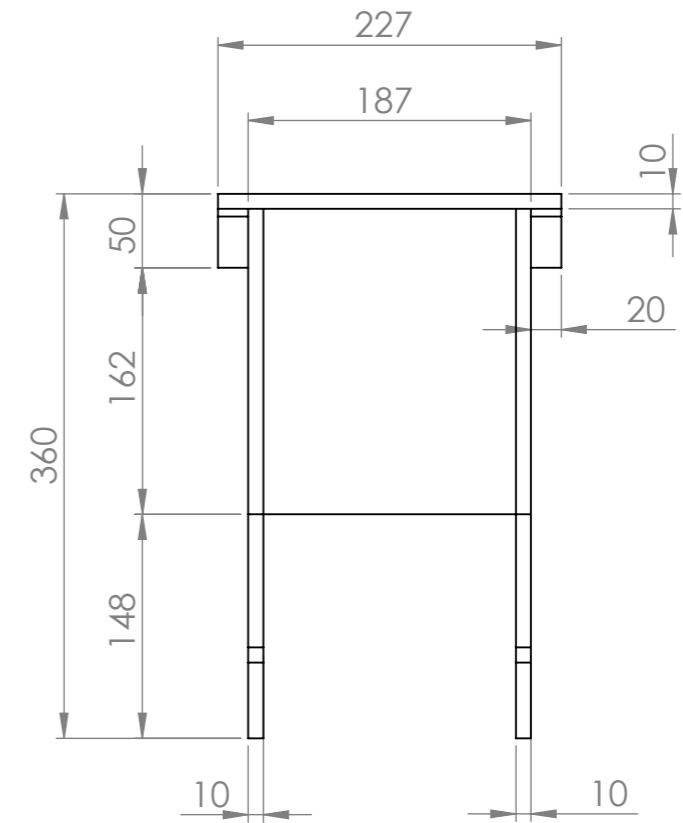
CONJUNTO CHASIS

REVISIÓN: 00

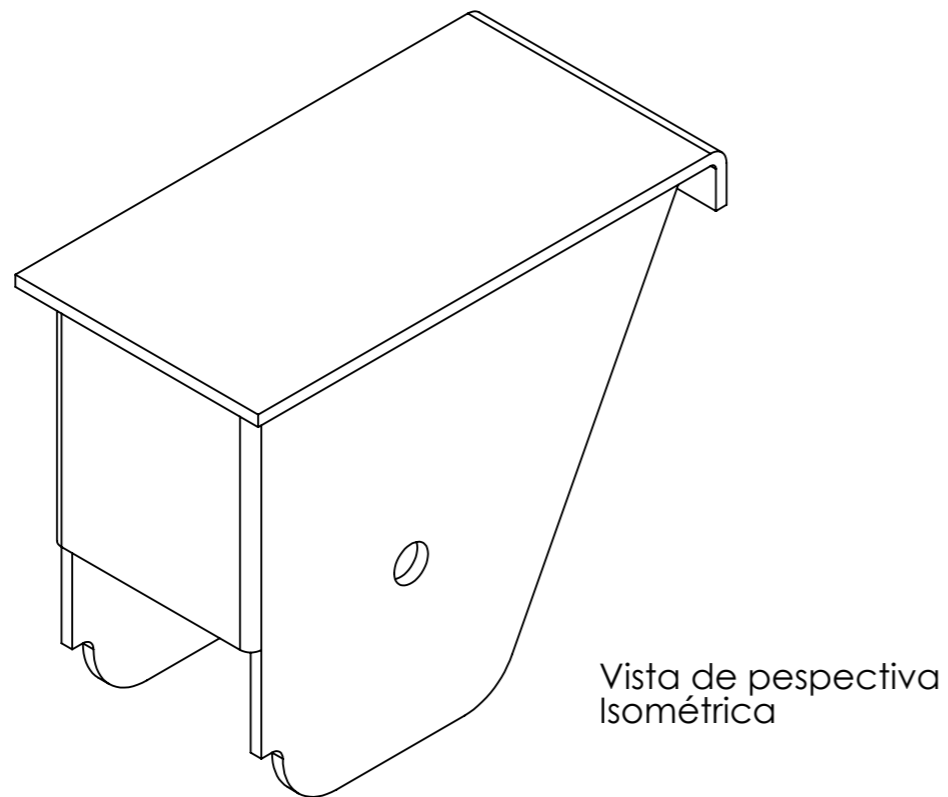
PLANO Nº: SB-AA-0010



Vista Anterior

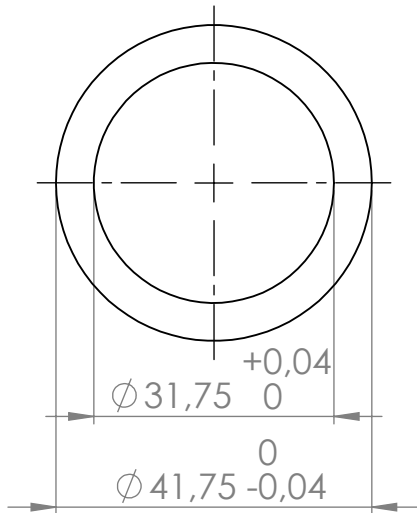


Vista Lateral Derecha



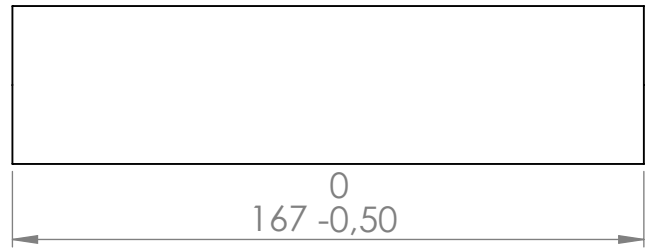
Vista de perspectiva Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS						
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN Material: Comercial		
Dibujado		Aprobado				
Fecha	1/12/18					
Firma						
Escala	Norma	Titulo: MANOTA DE SUSPENSIÓN			REVISIÓN:	PLANO Nº
1: 5					00	SB-HA-0020

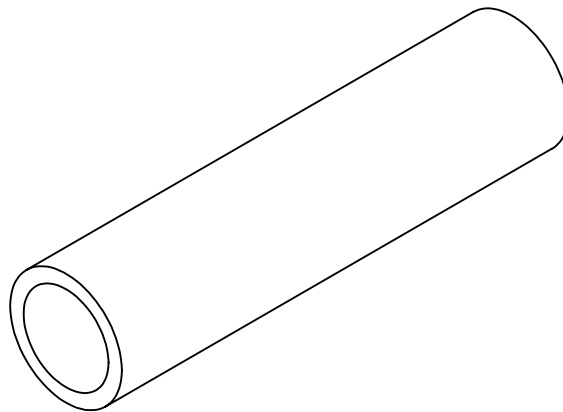


Vista Anterior

Escala 1:1



Vista Lateral Izquierda



Vista de perspectiva Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: Comercial

Escala
1 : 2



Titulo:

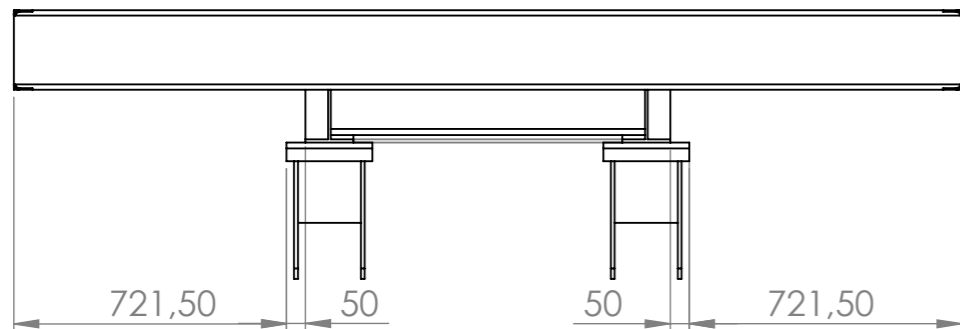
BUJE PARA SUSPENSIÓN

REVISIÓN :

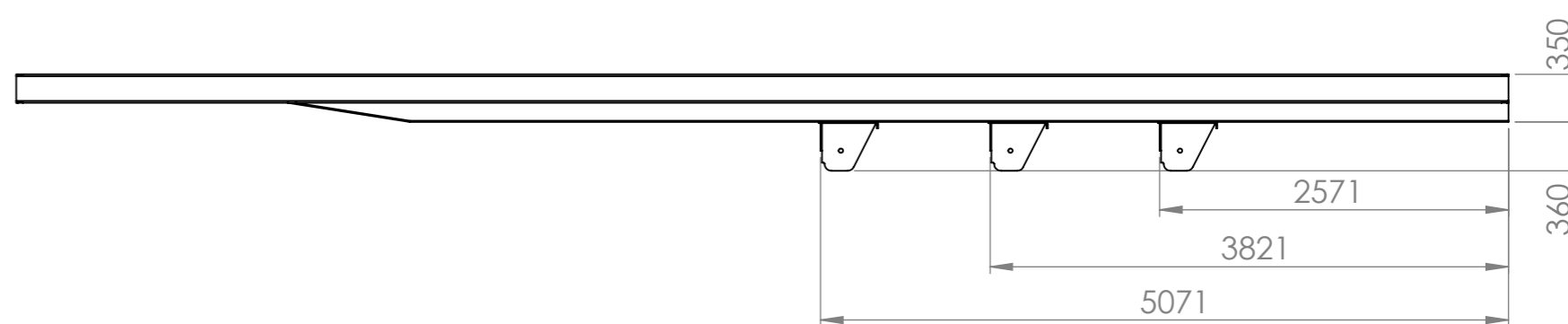
00

PLANO Nº :

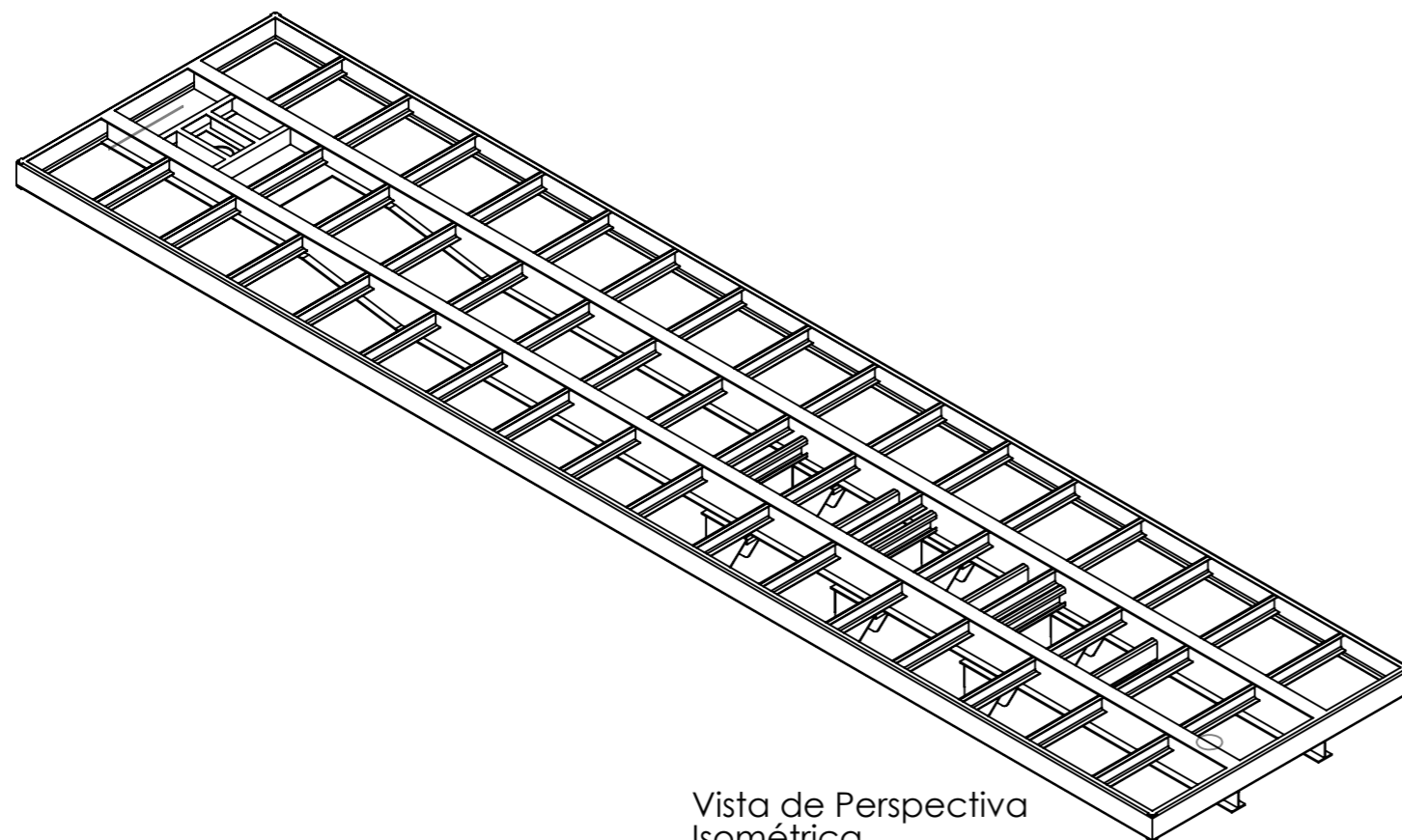
SB-HA-0030



Vista Anterior
Escala 1 : 20

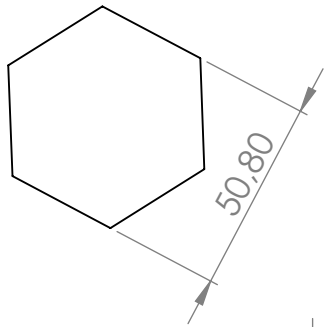


Vista Lateral
Izquierda

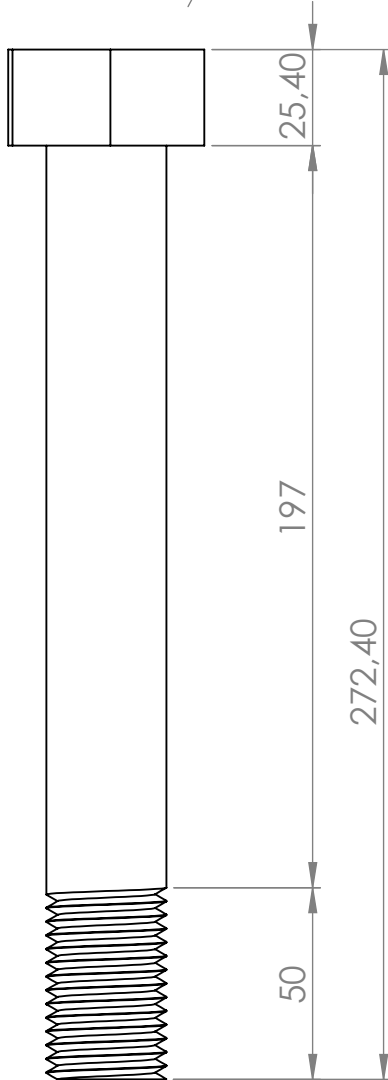


Vista de Perspectiva
Isométrica

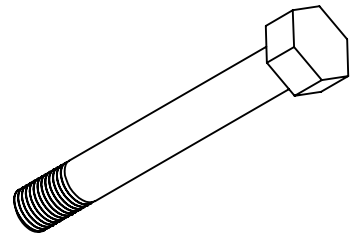
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL ±	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado		Aprobado					
Fecha	1/12/18						
Firma							
Escala 1: 10	Norma	Titulo: SUBCONJUNTO CHASIS Y MANOTAS DE SUSPENSIÓN			REVISIÓN: 00	PLANO Nº SB-DA-0030	



Vista Superior



Vista Anterior



Vista de perspectiva Isométrica

Escala 1:5

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSIVO	>20	>100	>500	>1000	>5000
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

Material: Comercial

Escala
1 : 2



Título:

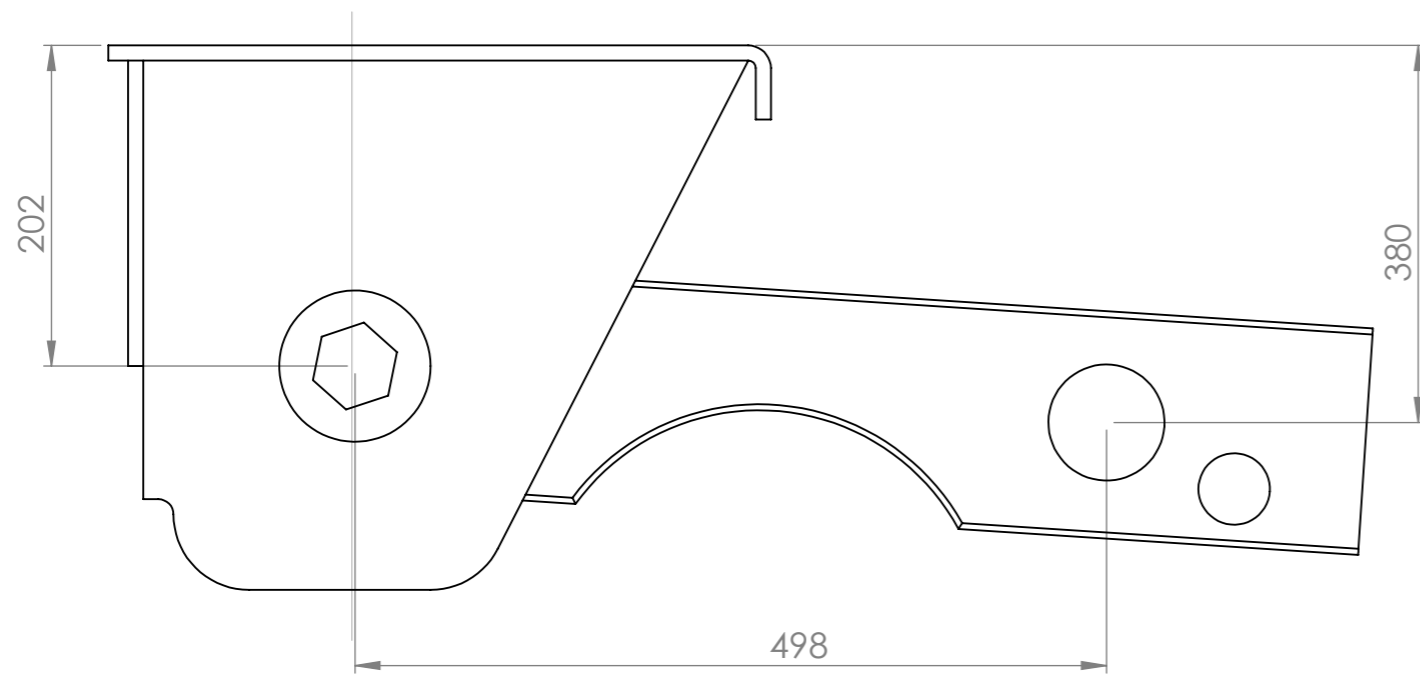
BULÓN DE SUSPENSIÓN

REVISIÓN :

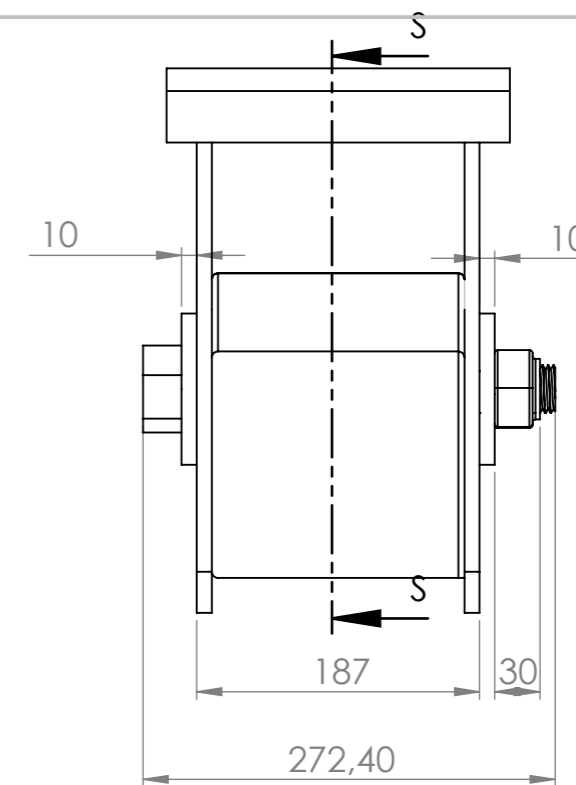
00

PLANO N° :

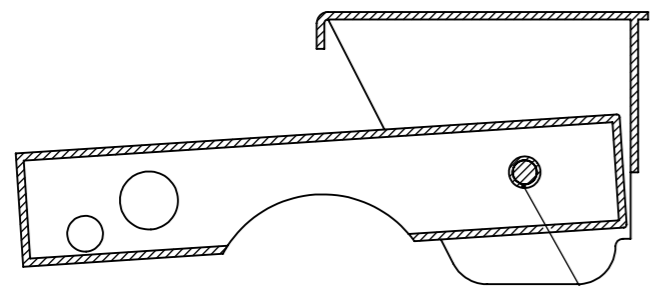
SB-HA-0040



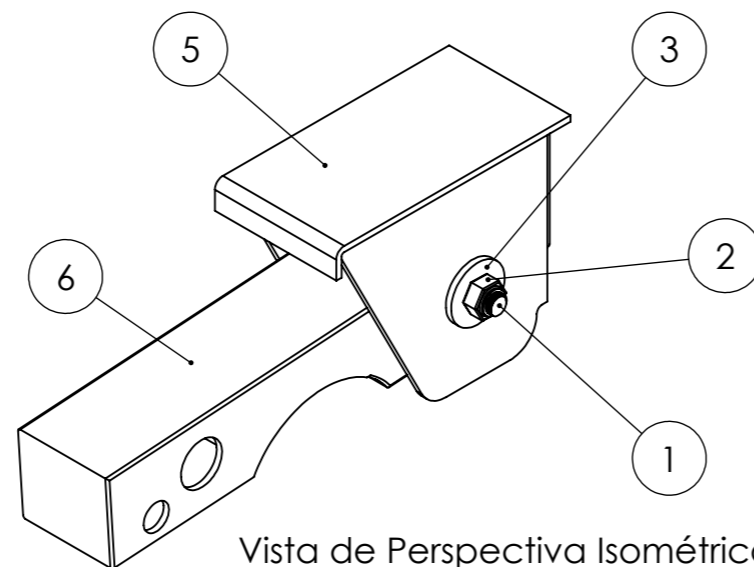
Vista Anterior



Vista Lateral Izquierda



SECCIÓN S-S
ESCALA 1 : 10



Vista de Perspectiva Isométrica
Escala 1: 10

6	1	Ejede suspensión	-	Acero 1045	Comercial
5	1	Manota de suspensión	SB-HA-0020	Acero 1010	Comercial
4	1	Buje para suspensión	SB-HA-0030	Grilón	Comercial
3	2	Arandela de refuerzo	-	Acero 1010	Comercial
2	1	Tuerca autofrenante	-	Acero 1045	Comercial
1	1	Bulón de Suspensión	SB-HA-0040	Acero 1045	Comercial
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	N° DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala
1: 5

Norma
ISO

Título:

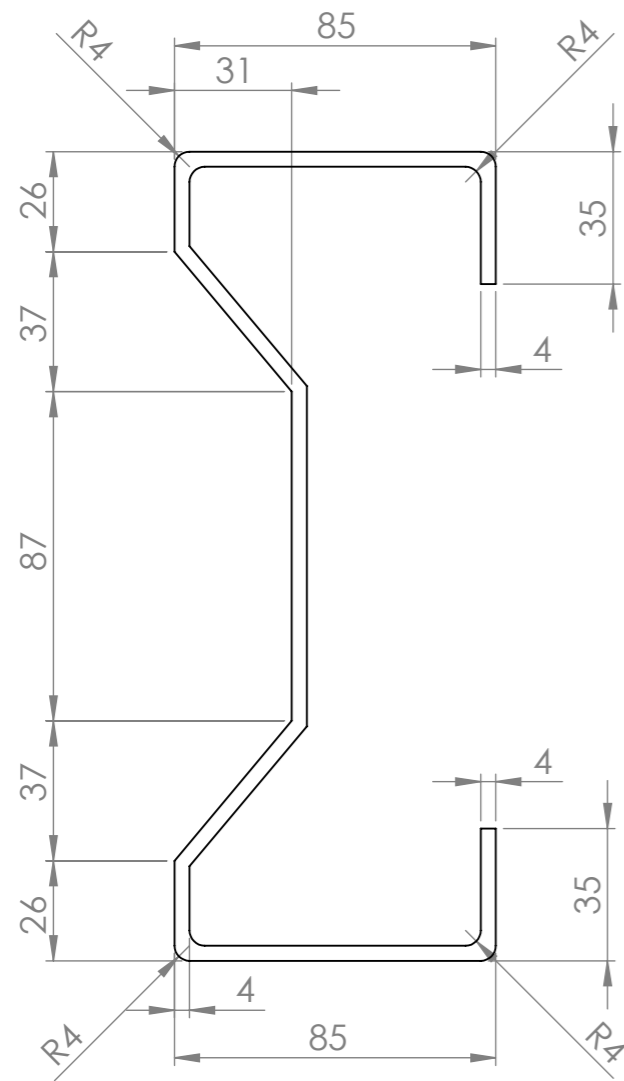
SUBCONJUNTO SUSPENSIÓN

REVISIÓN:

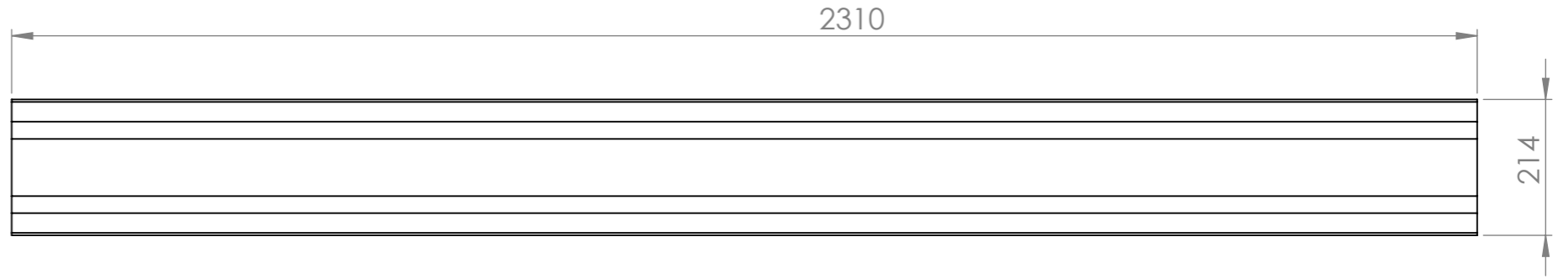
00

PLANO N°

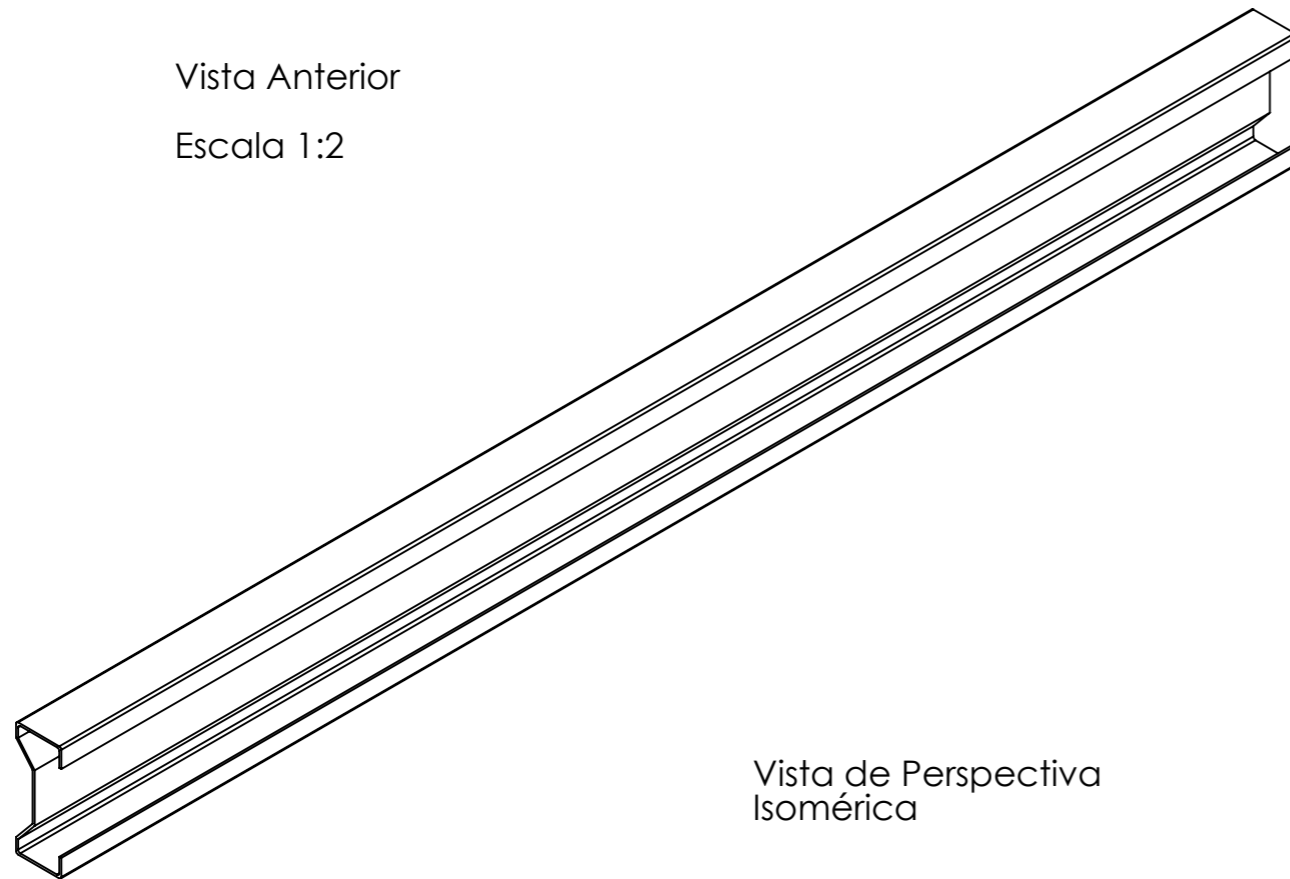
SB-DA-0040



Vista Anterior
Escala 1:2

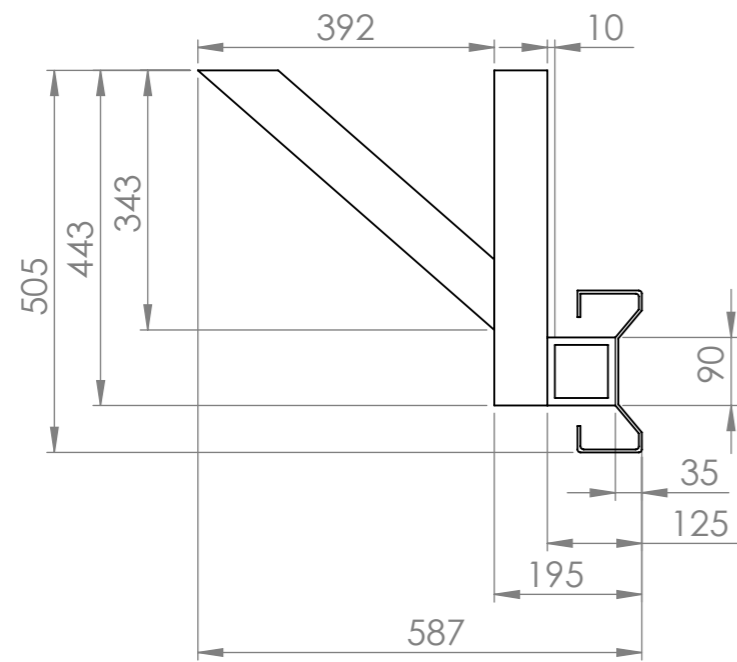


Vista Lateral
Izquierda



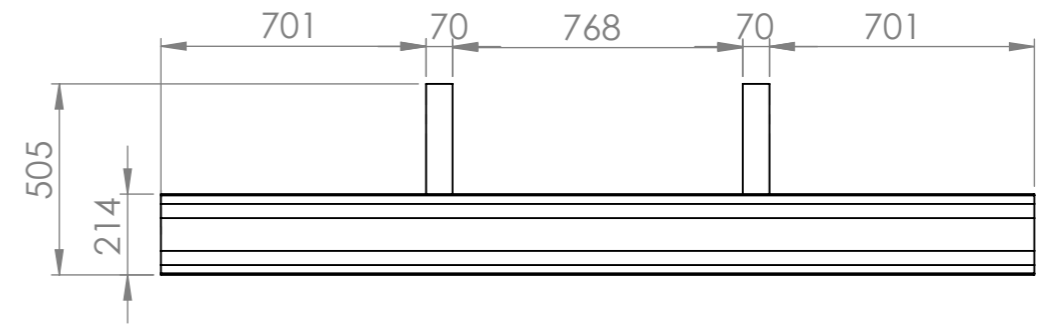
Vista de Perspectiva
Isométrica

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL ±	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado		Aprobado					
Fecha	1/03/18						
Firma							
				Material:	Acero 1010		
Escala	Norma	Titulo:			REVISIÓN :	PLANO Nº :	
1: 10	☐ ⊕	CHAPA DE PROTECCIÓN			00	SB-ZZ-0120	

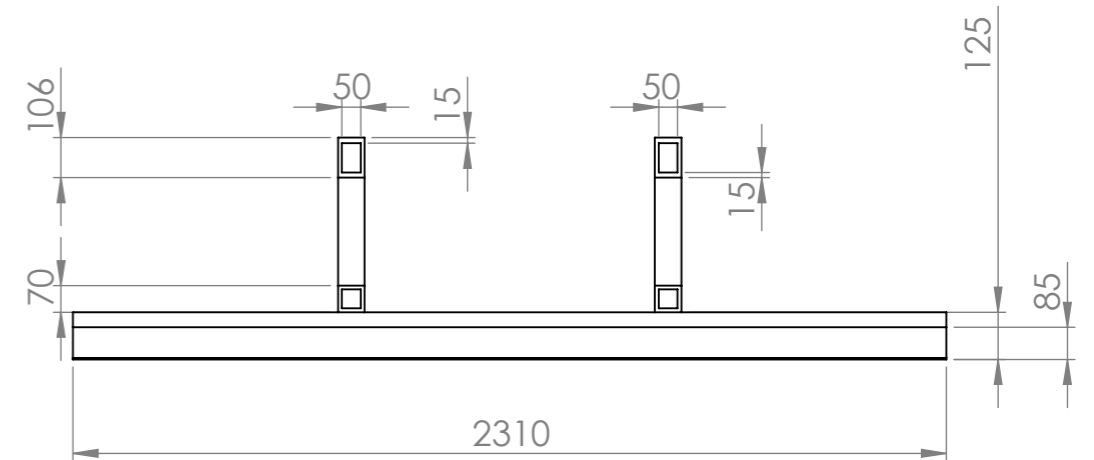


Vista Lateral Derecha

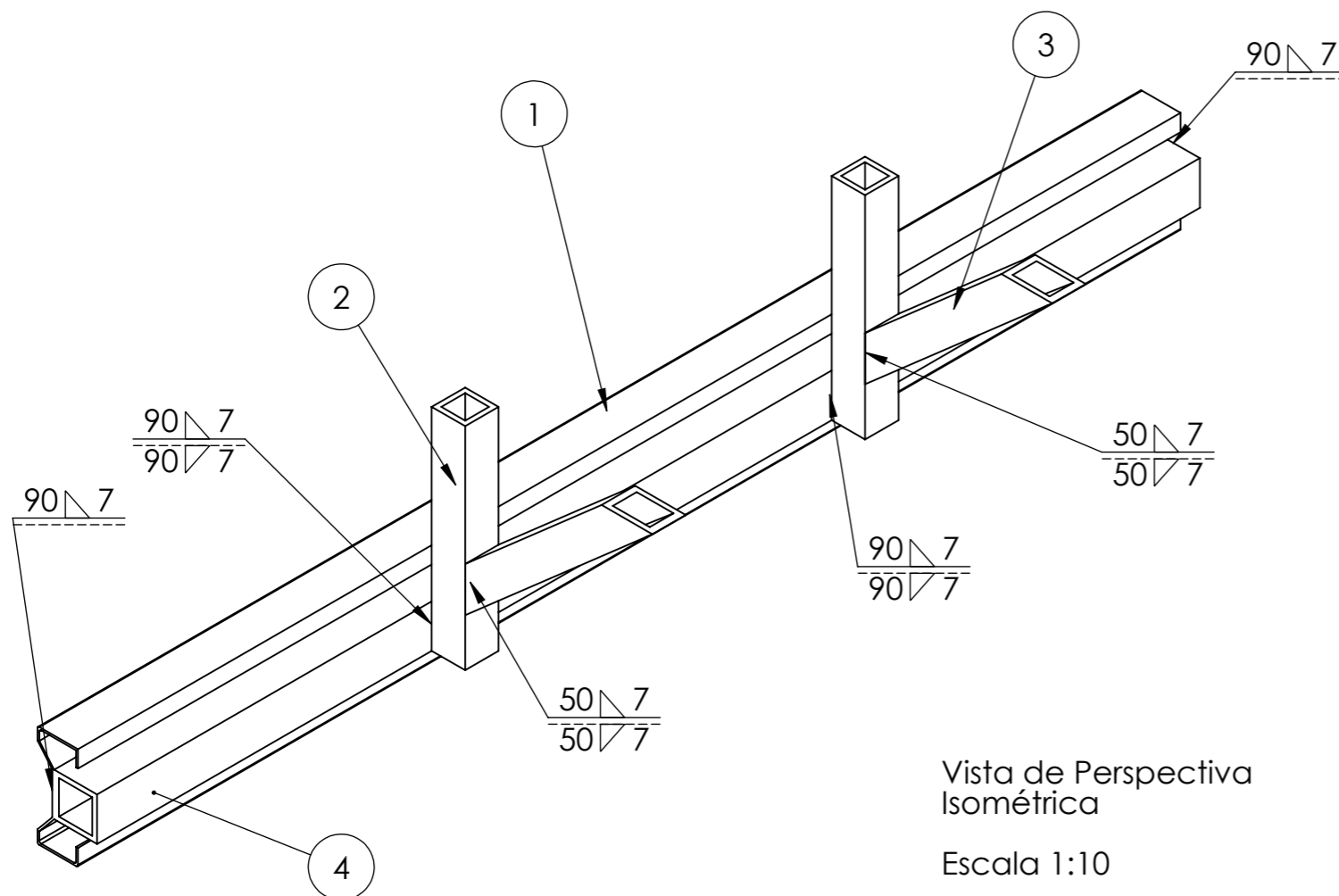
Escala 1 : 10



Vista Anterior



Vista Superior



Vista de Perspectiva Isométrica

Escala 1:10

4	2	Perfil C 9 x 4.5 x 231 cm	-	Acero 1010	Pieza Comercial
3	2	Perfil Cuadrado 7 x 7 x 0.4	-	Acero 1010	Pieza Comercial
2	2	Perfil Cuadrado 7 x 7 x 0.4	-	Acero 1010	Pieza Comercial
1	1	Chapa de protección	SB-ZZ-0120	Acero 1010	Chapa plegada
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000
TOL ±	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala 1: 20

Norma

Titulo:

SUB CONJUNTO PARAGOLPE TRASERO

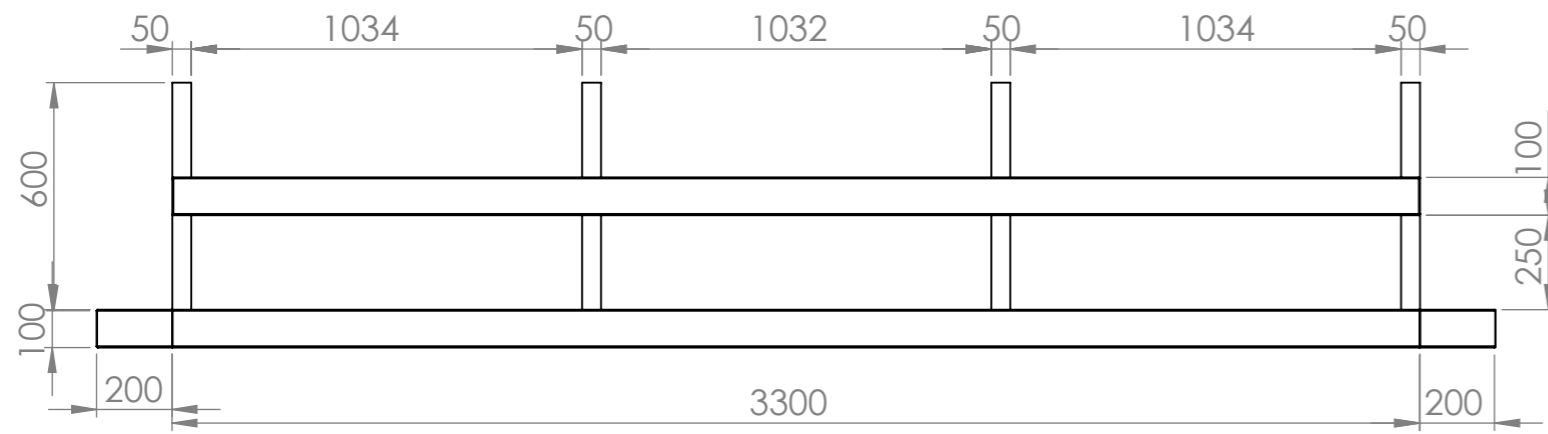
REVISIÓN:

00

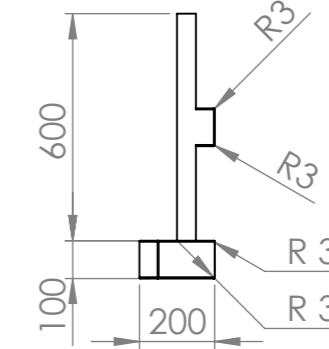
PLANO Nº

SB-DA-0050

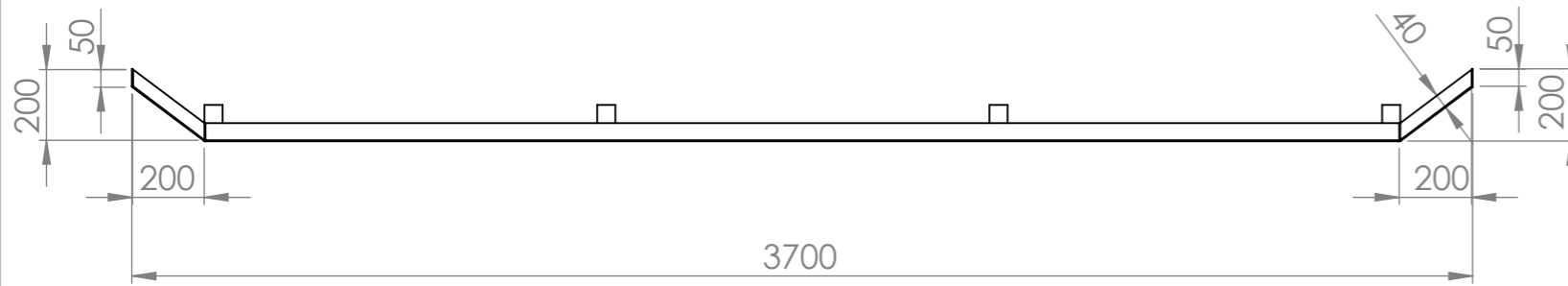
Nota: Radio no acotado R= 3 mm



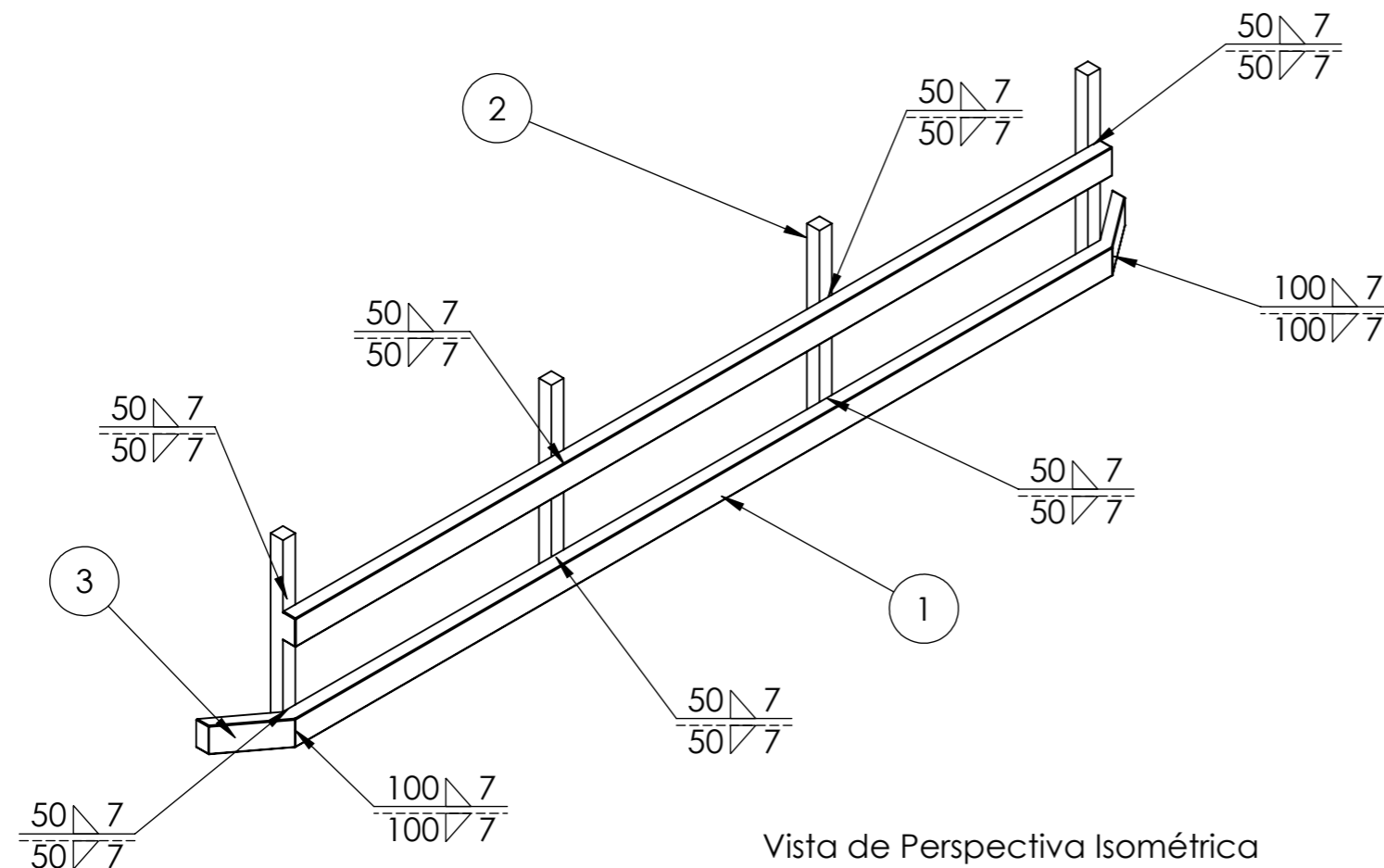
Vista Anterior



Vista Lateral izquierda



Vista Superior



Vista de Perspectiva Isométrica

PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	2	Perfil rectangular 20 x 10 x 4	-	Acero 1010	Comercial
2	4	Perfil cuadrado 64 x 5	-	Acero 1010	Comercial
1	2	Perfil cuadrado 320 x 10	-	Acero 1010	Comercial

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha 1/03/18

Firma

UTN

Escala 1: 20

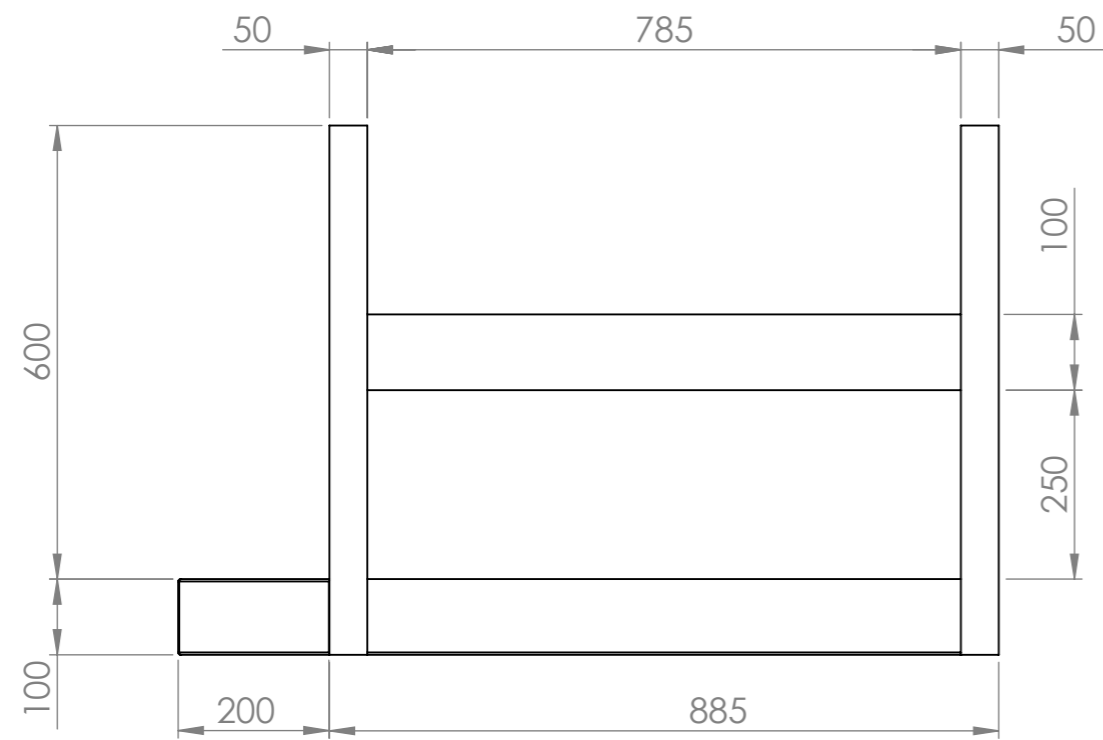
Norma

Título:

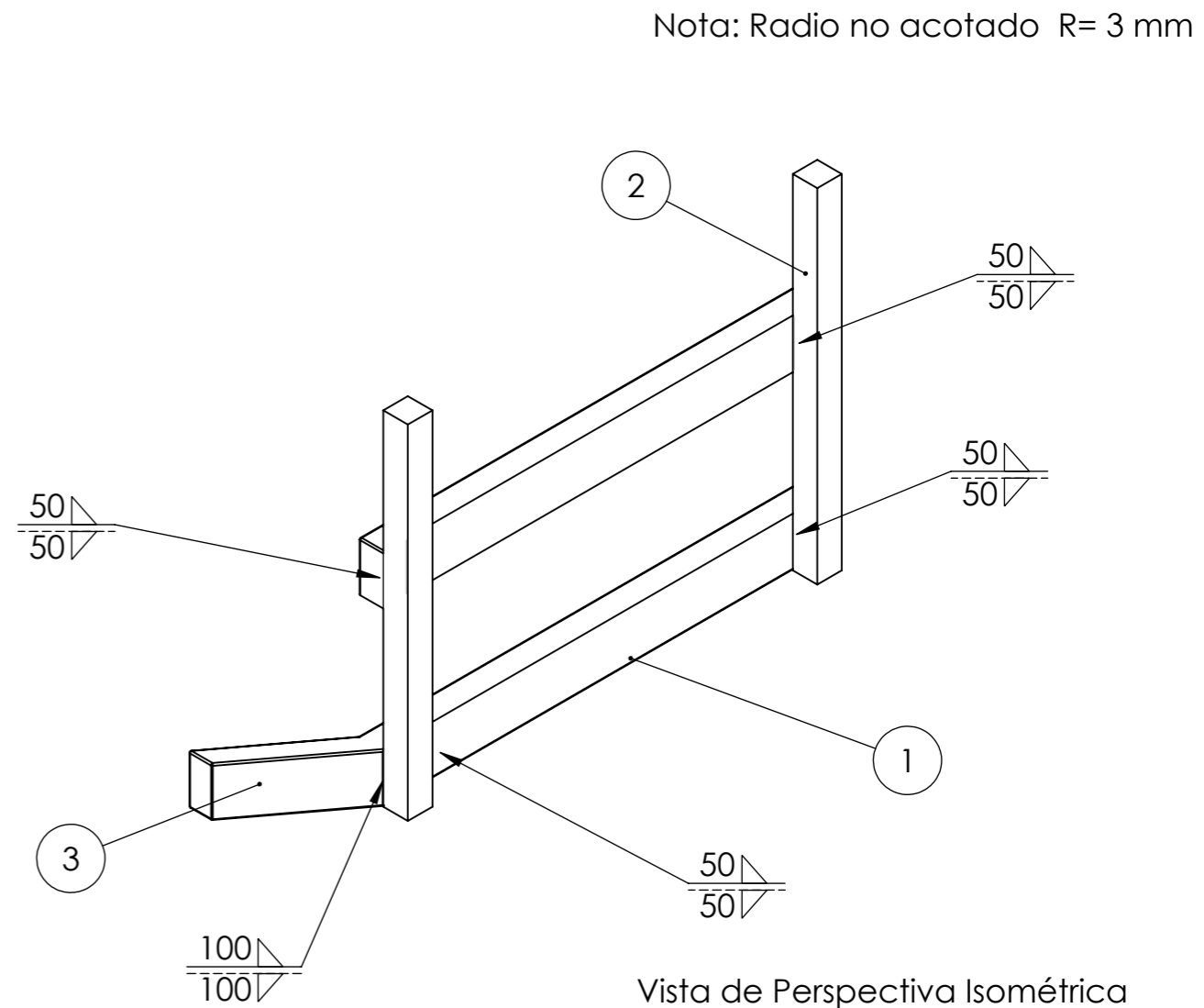
PARAGOLPE LATERAL CENTRAL

REVISIÓN : 00

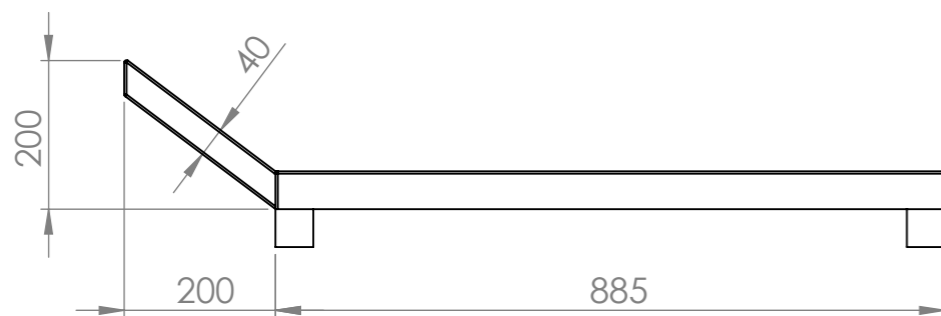
PLANO Nº : SB-ZZ-0130



Vista Anterior



Vista de Perspectiva Isométrica



Vista Superior

3	1	Perfil rectangular 20 x 10 x 4	-	Acero 1010	Comercial
2	2	Perfil cuadrado 64 x 5	-	Acero 1010	Comercial
1	2	Perfil cuadrado 88.5 x 10	-	Acero 1010	Comercial
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala
1: 10

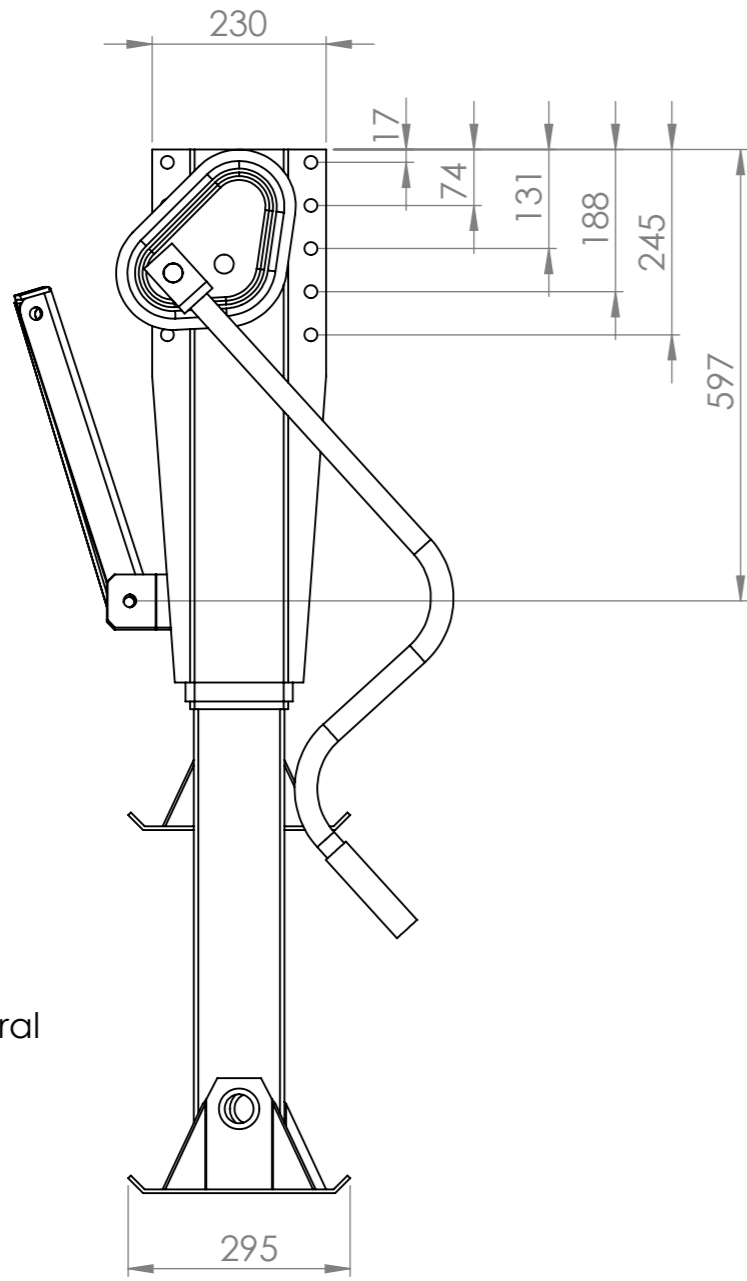
Norma

Título:

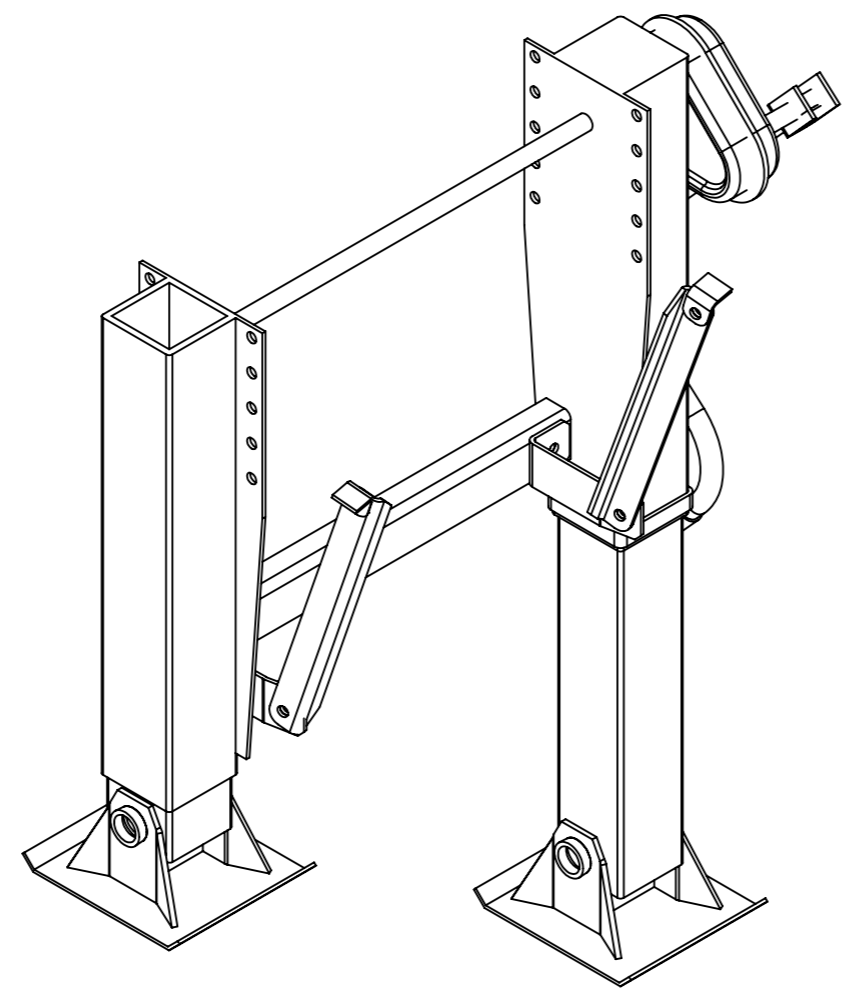
PARAGOLPE LATERAL TRASERO

REVISIÓN :
00

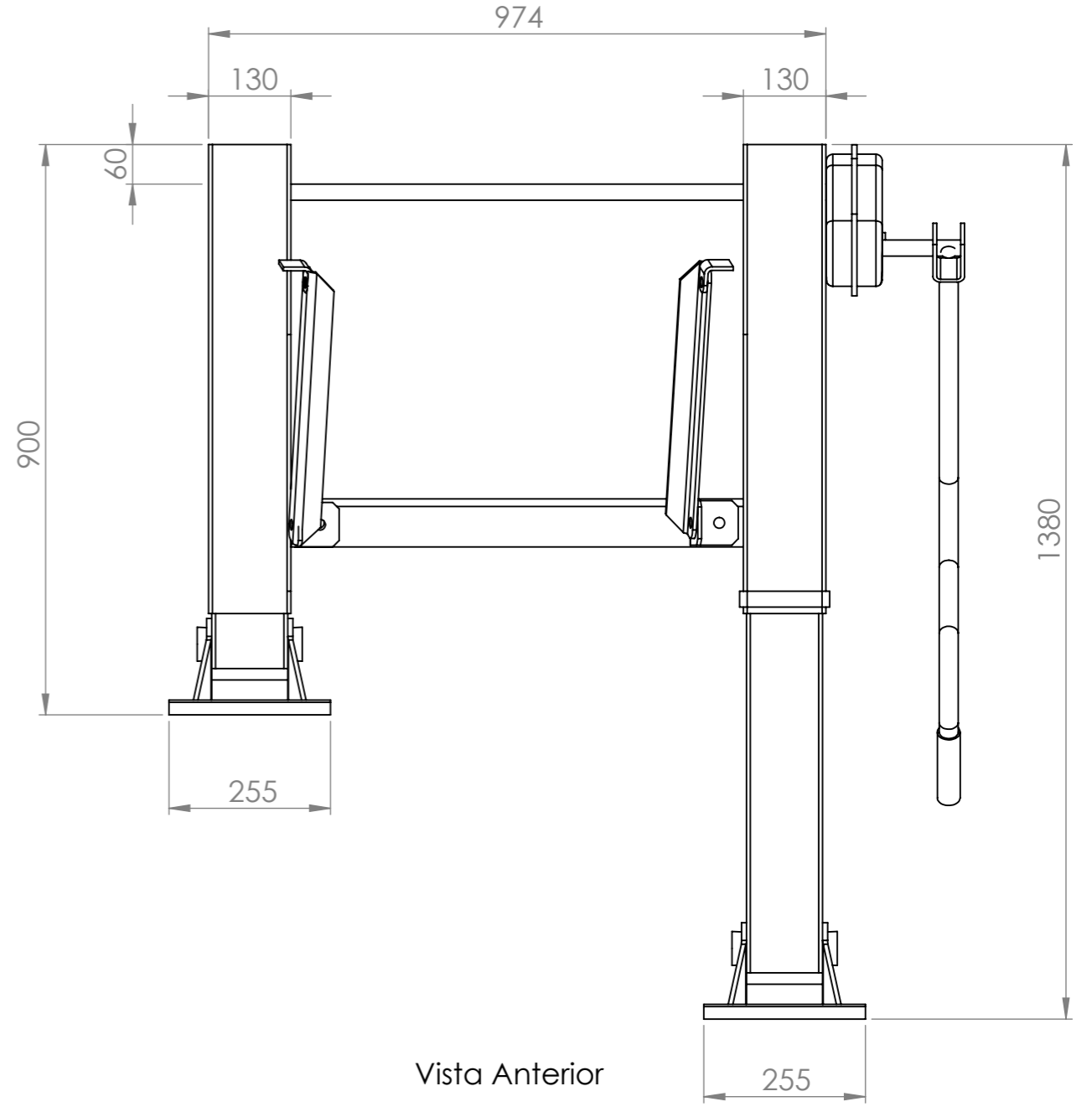
PLANO Nº :
SB-ZZ-0140



Vista Lateral Derecha

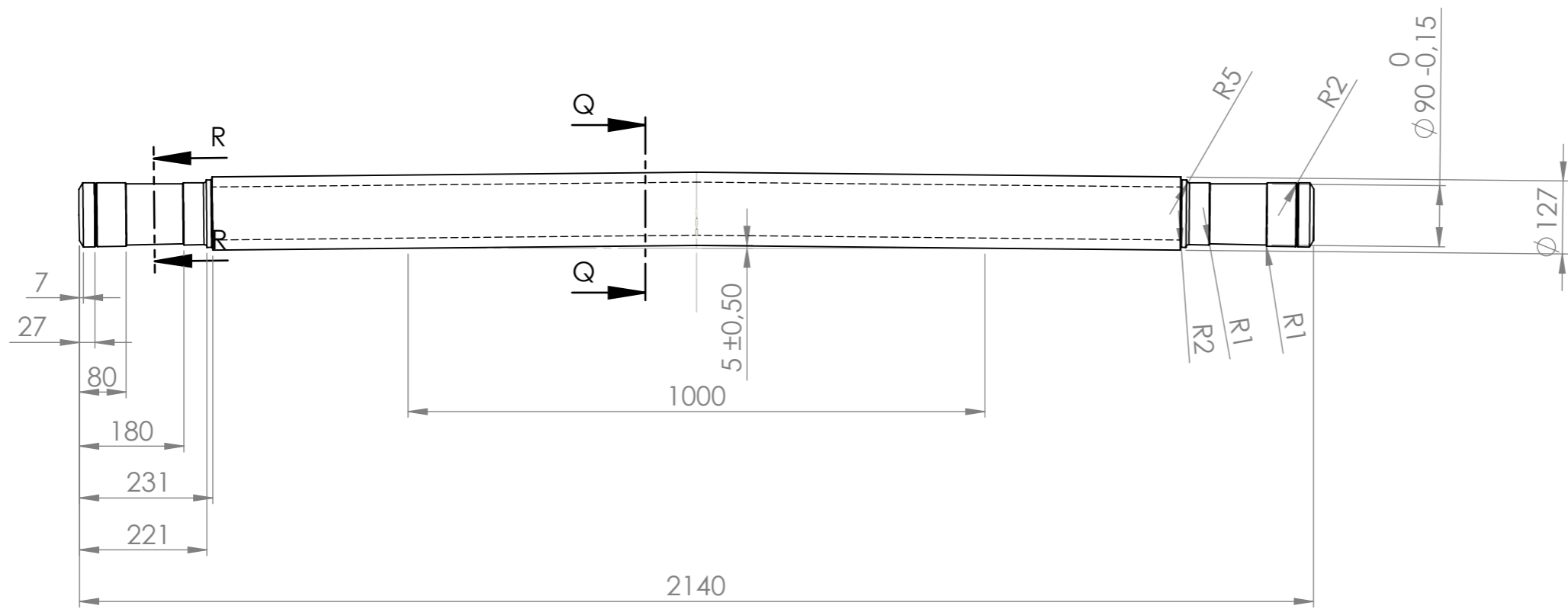


Vista de Perspectiva Isométrica

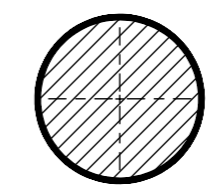


Vista Anterior

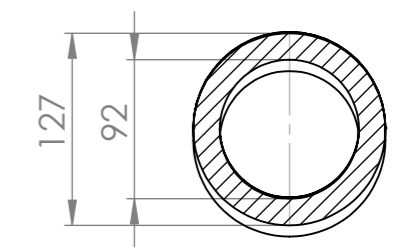
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material:		Comercial		
Escala 1:2	Norma	Titulo: PATINES DE APOYO			REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-HA-0020	



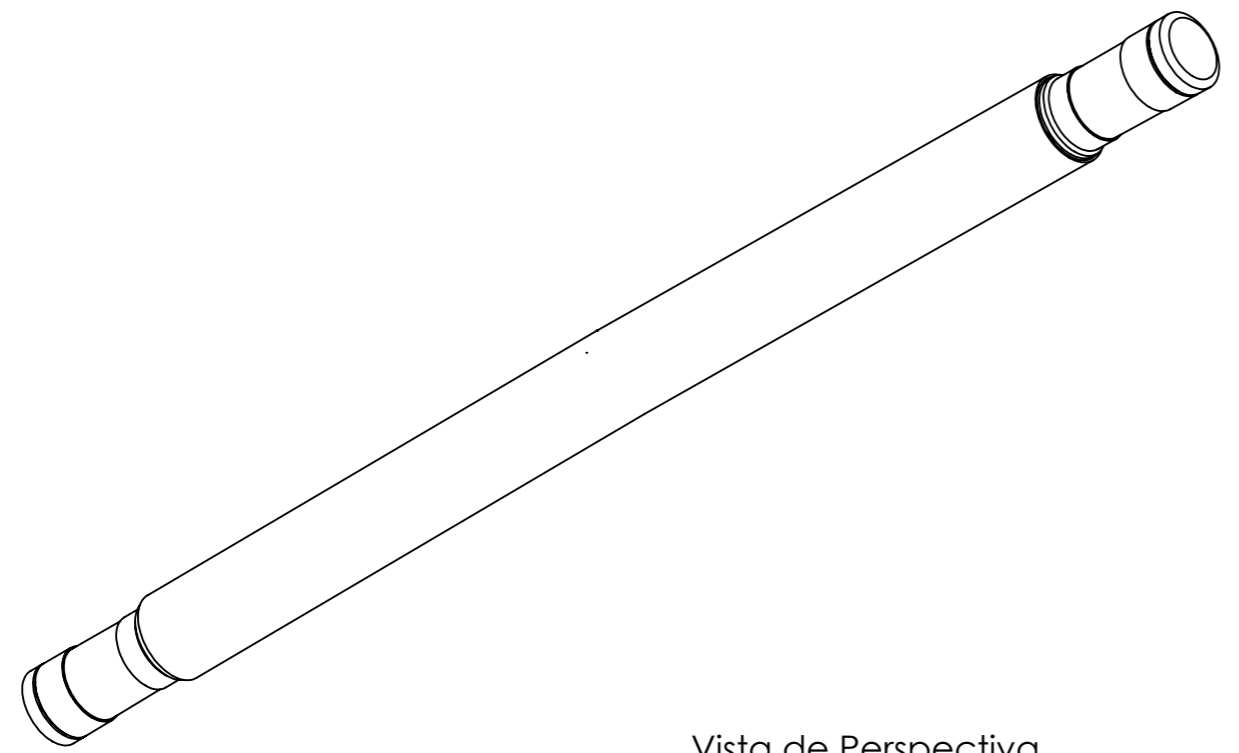
Vista Anterior



SECCIÓN R-R
ESCALA 1 : 5



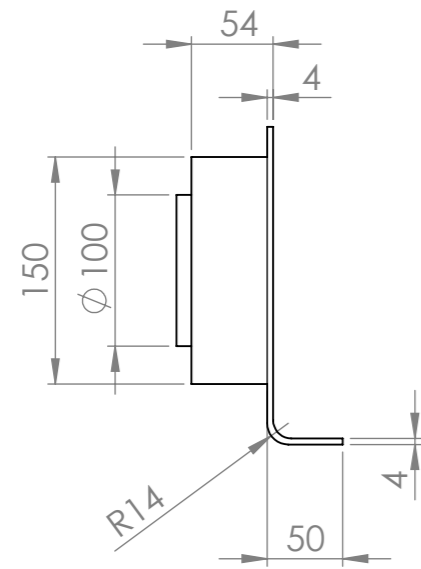
SECCIÓN Q-Q
ESCALA 1 : 5



Vista de Perspectiva
Isométrica

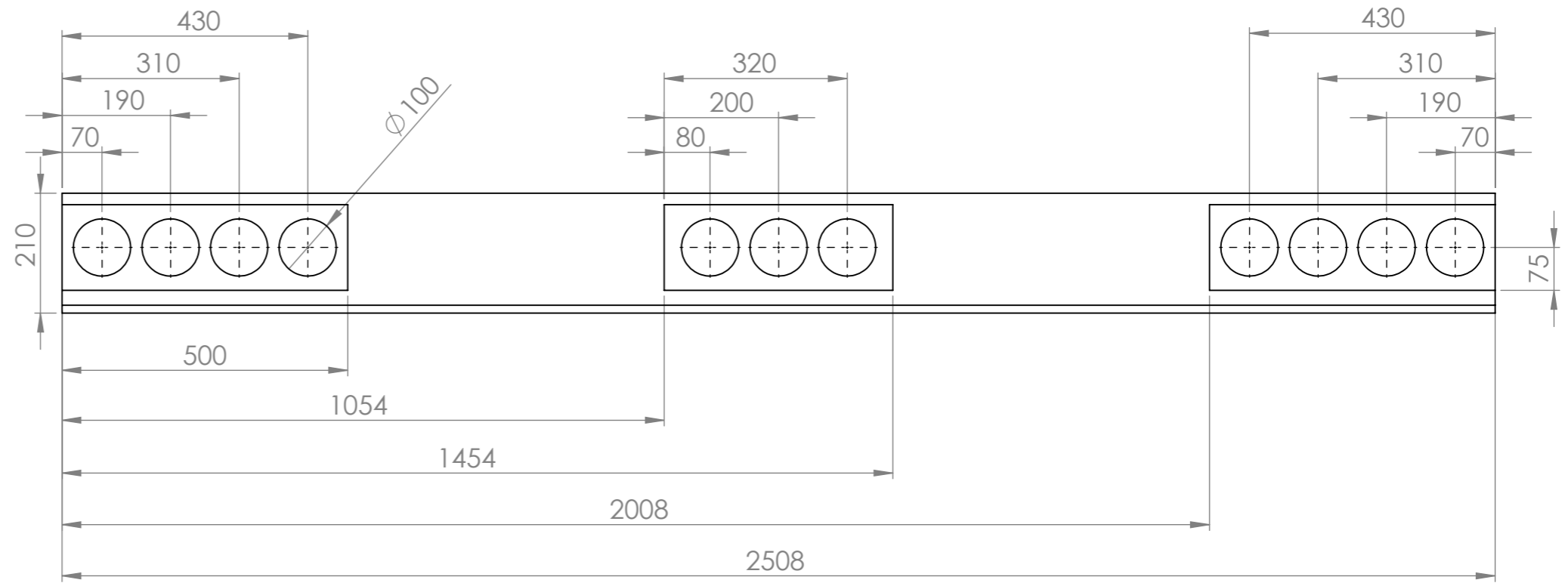
Nota: Comba 5 ± 0.5 mm en 1 metro.

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Tubo Acero norma TA550T Eje Acero forjado SAE 1040				
Escala 1: 10	Norma	Titulo: EJE DE SUSPENSIÓN		REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-HA-0030		

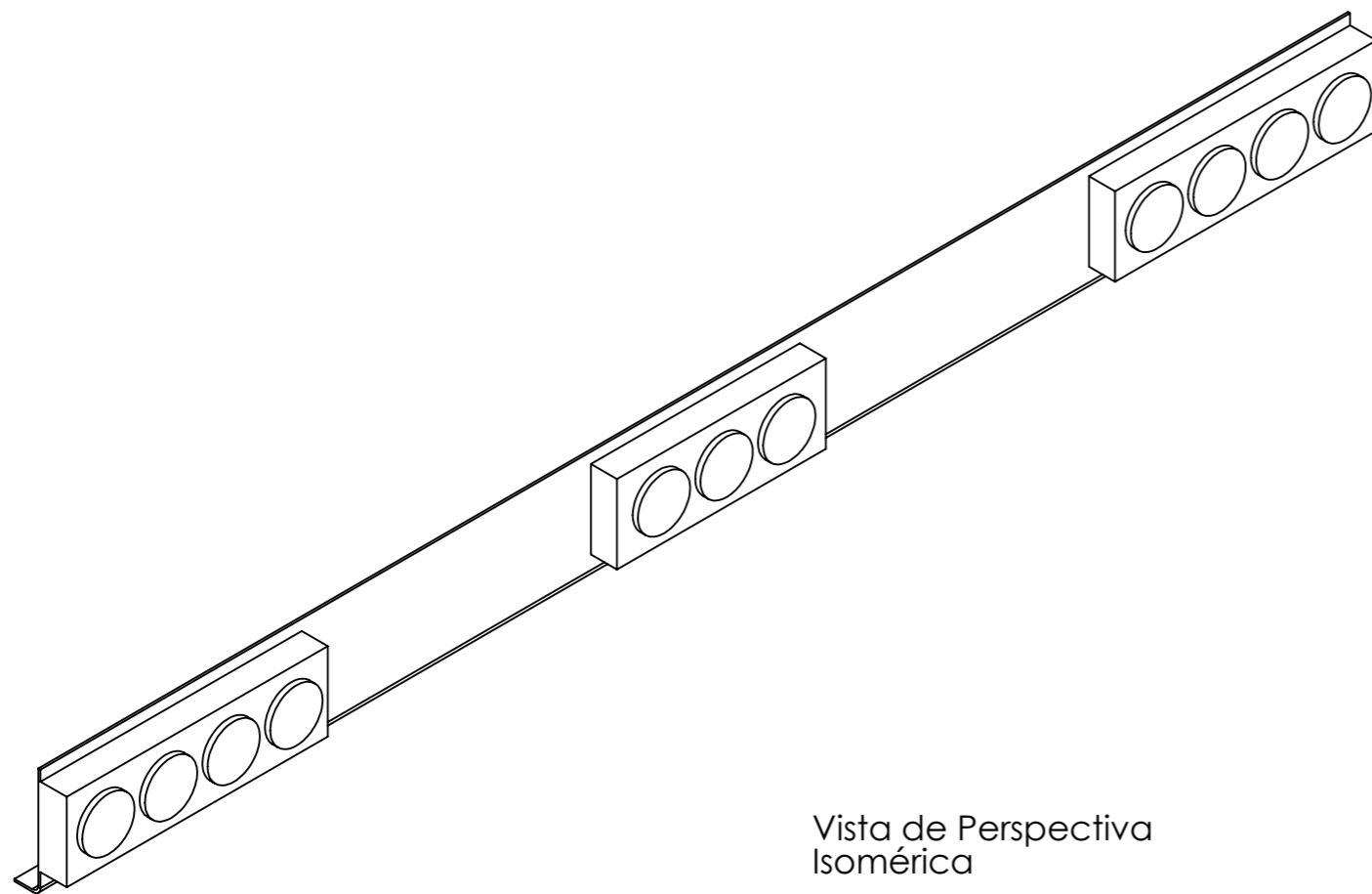


Vista Lateral Derecha

Escala 1 : 5

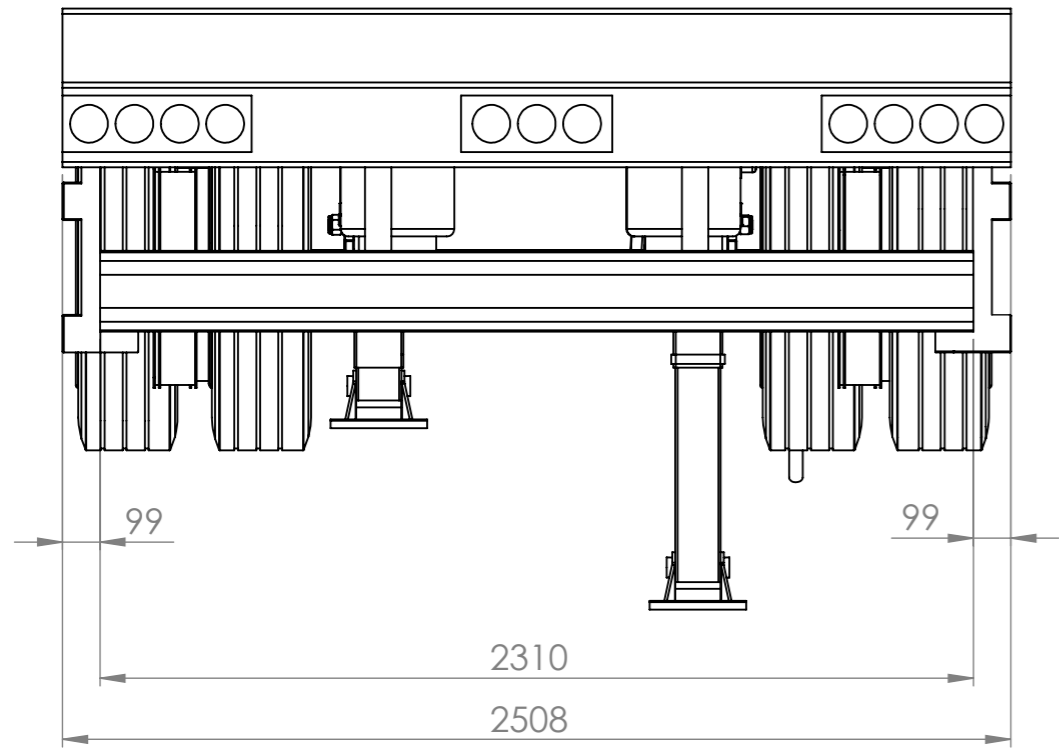


Vista Anterior

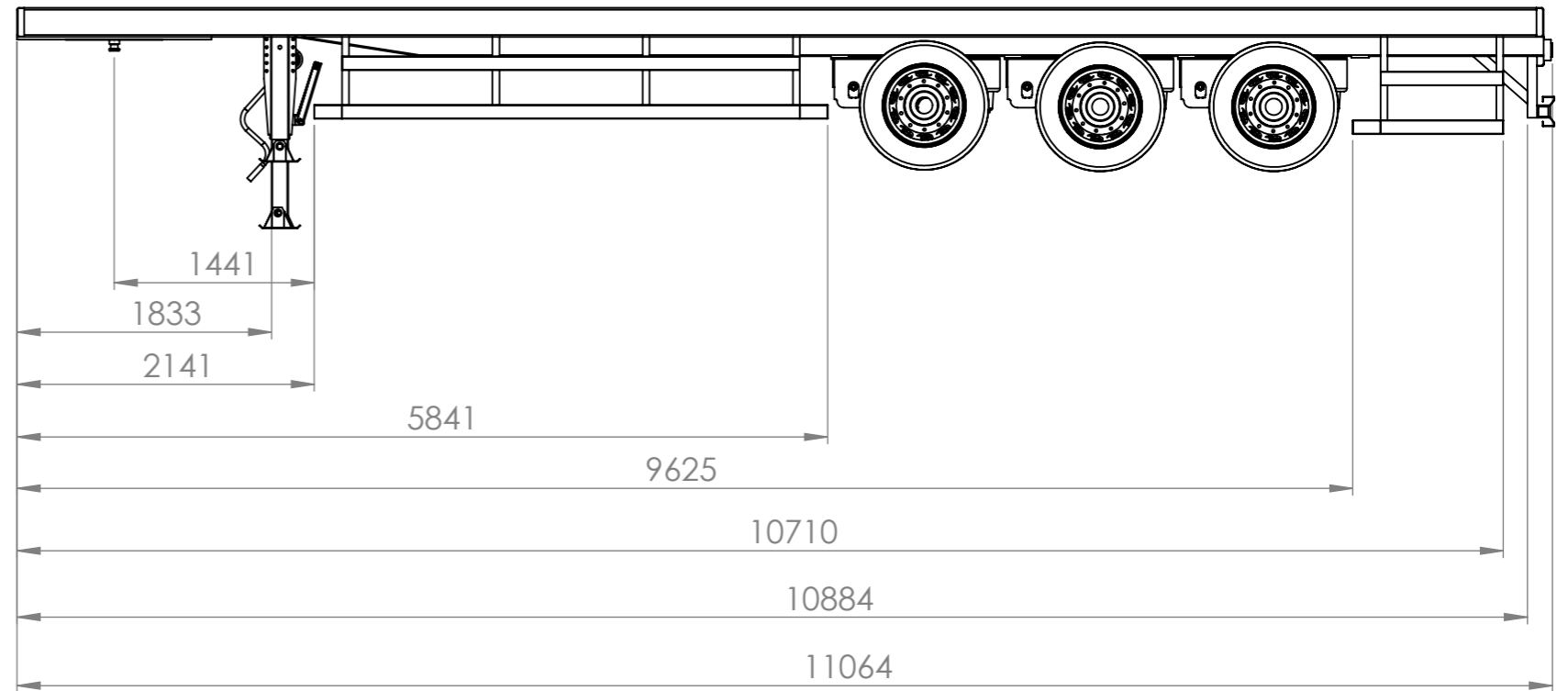


Vista de Perspectiva Isométrica

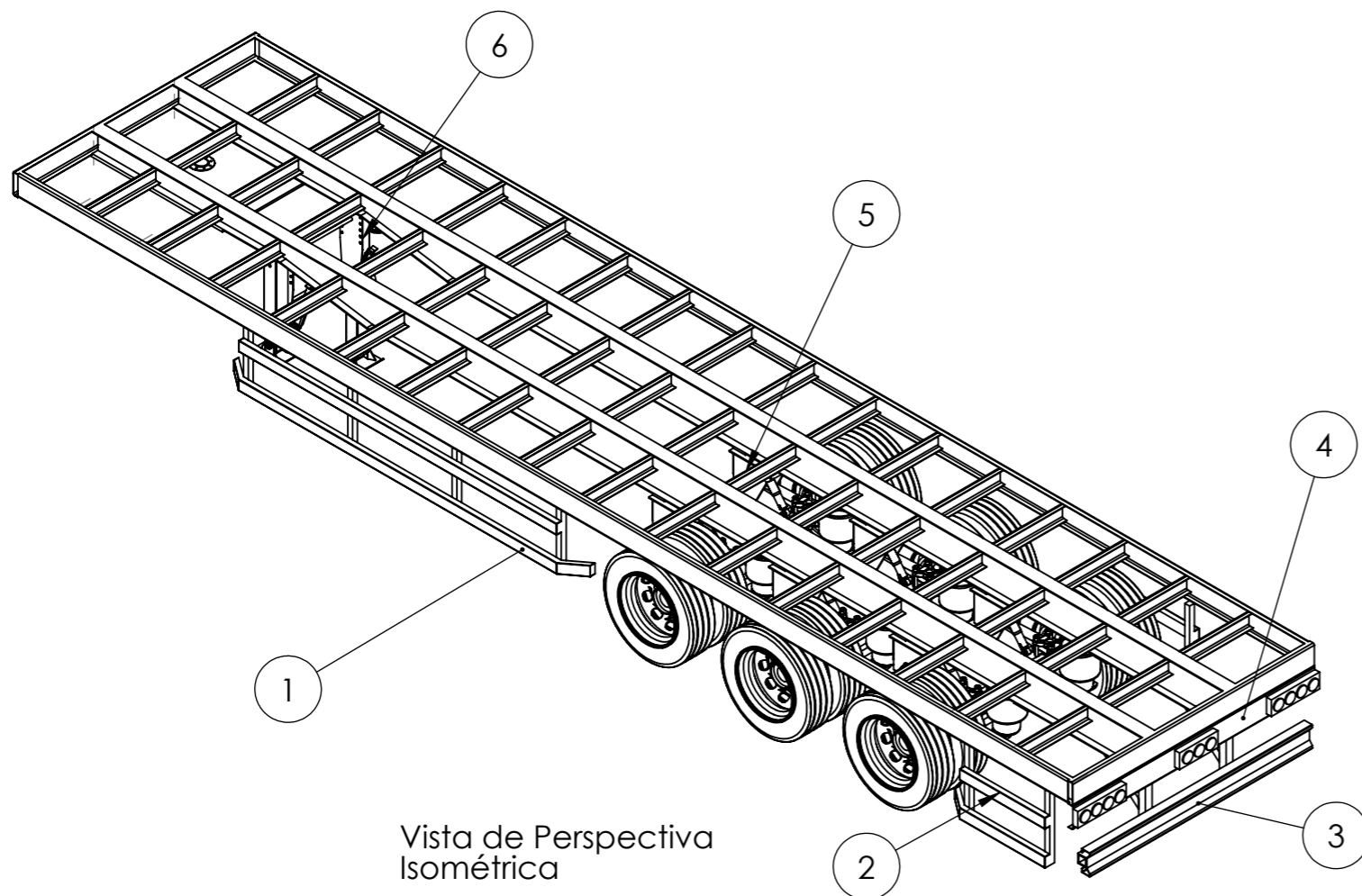
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Acero 1010				
Escala 1: 10	Norma $\begin{matrix} \square \\ \oplus \end{matrix}$	Titulo: LUCES TRASERAS			REVISIÓN : 00	PLANO Nº : SB-ZZ-0150	



Vista Anterior
Escala 1 : 20



Vista Lateral Izquierda



Vista de Perspectiva
Isométrica

6	1	Patines de Apoyo	SB-HA-0020	-	Comercial
5	6	Subconjunto Suspensión	SB-DA-0040	-	Comercial
4	1	Soporte de Luces Traseras	SB-ZZ-0150	Acero 1010	-
3	1	Subconjunto Paragolpe Traseño	SB-DA-0050	Acero 1010	-
2	2	Paragolpe Lateral Central Traseño	SB-ZZ-0140	Acero 1010	-
1	2	Paragolpe Lateral Central	SB-ZZ-0130	Acero 1010	-

PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
-------	----------	--------------	-------------	----------	---------------

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala
1: 50

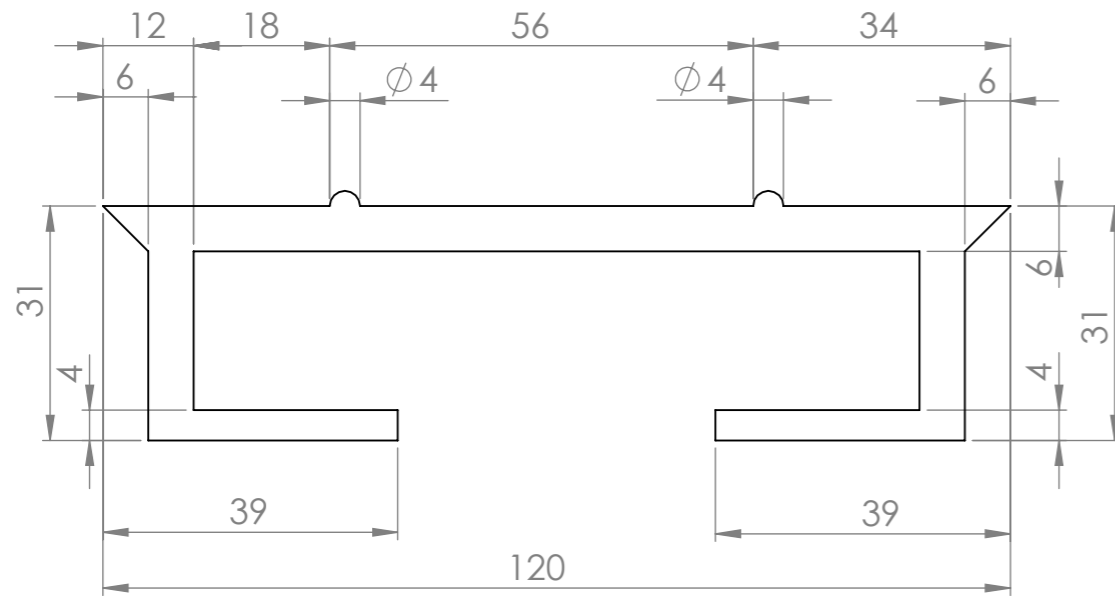
Norma
☐ ⊕

Título:

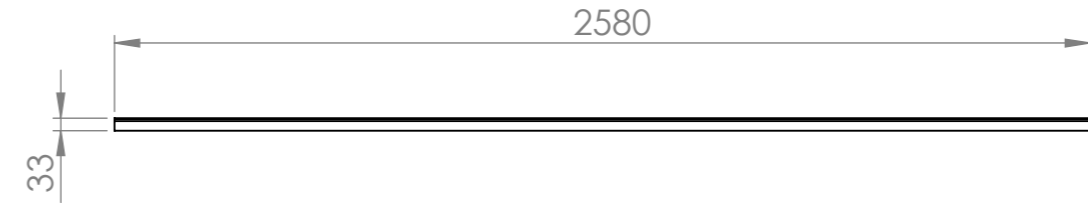
CONJUNTO CHASIS Y
ACCESORIOS

REVISIÓN:
00

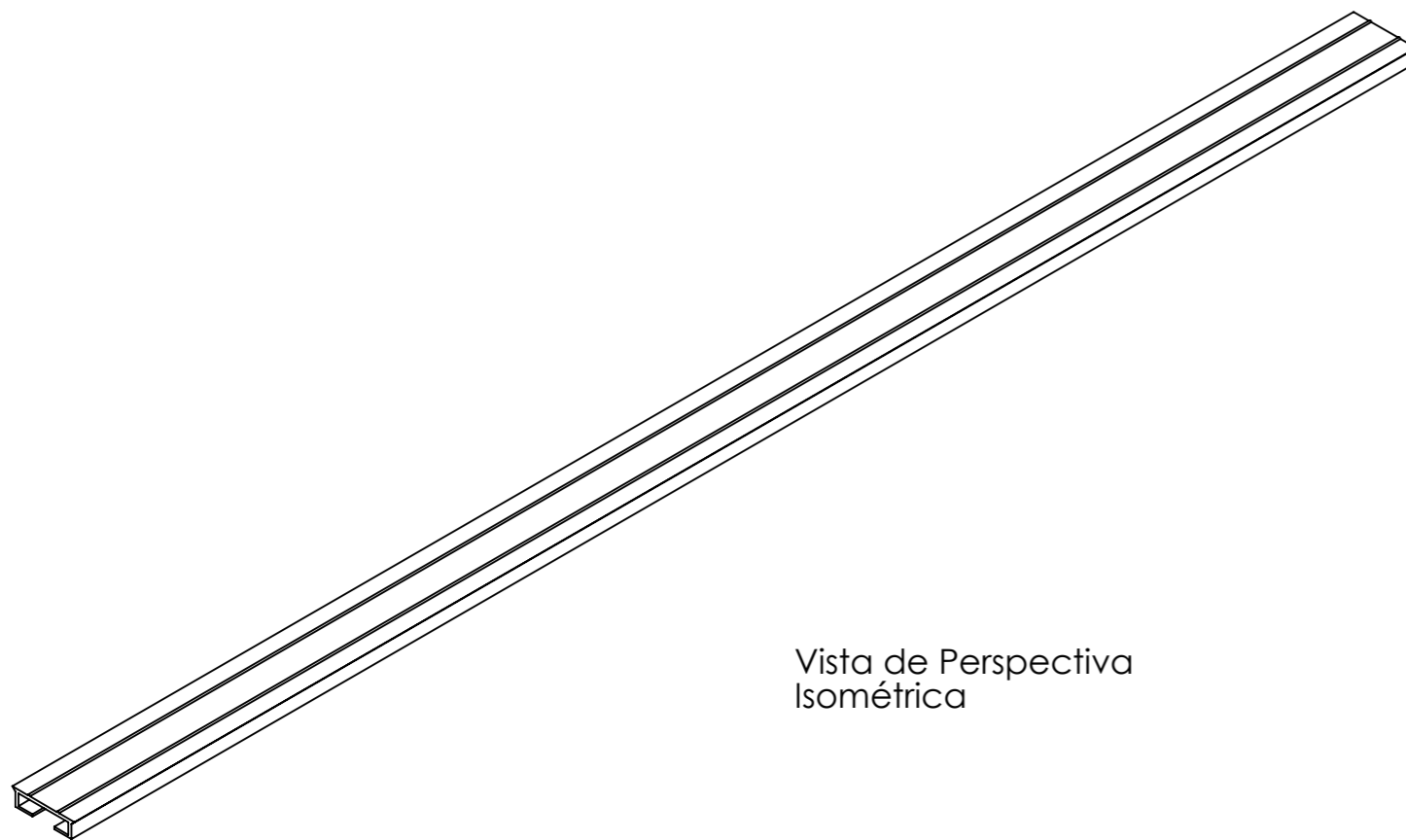
PLANO Nº :
SB-AA-0020



Vista Anterior
Escala 1:1

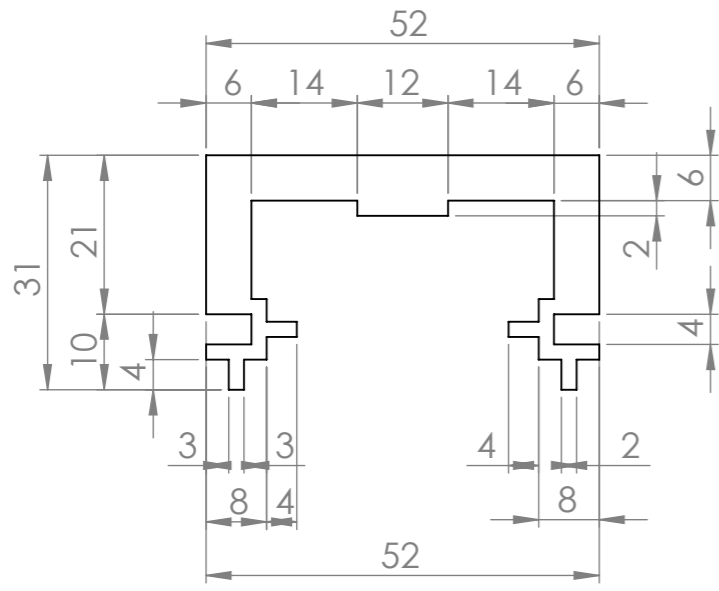


Vista Lateral
Izquierda
Escala 1:10

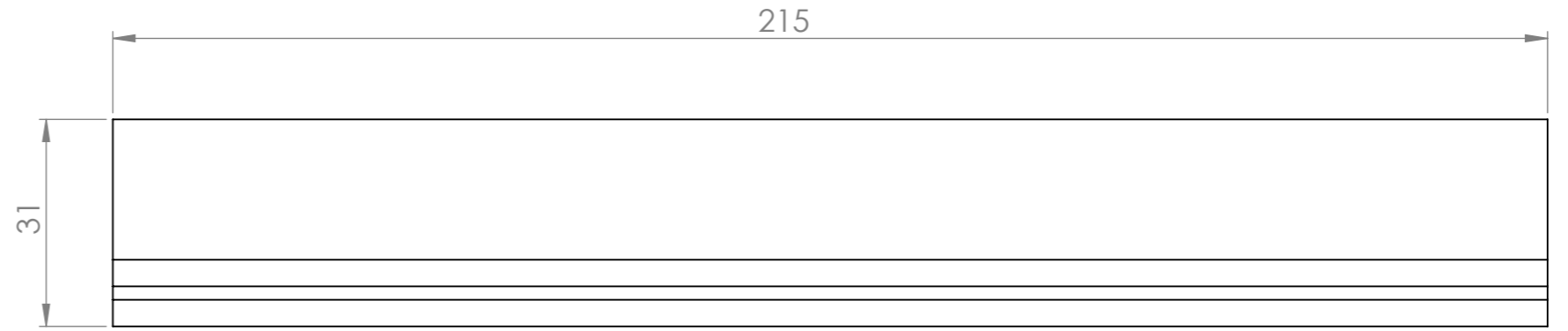


Vista de Perspectiva
Isométrica

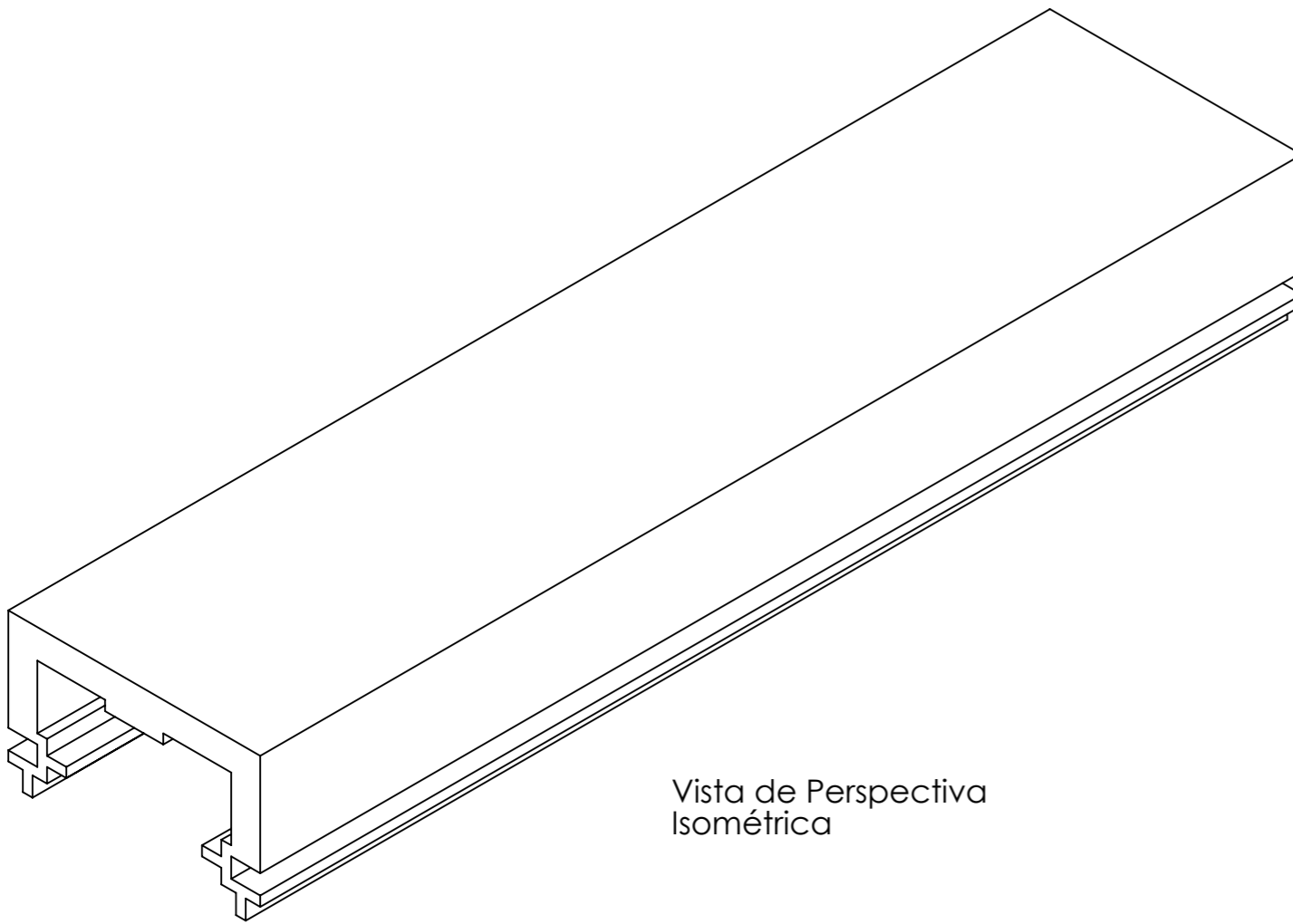
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Aluminio 6082 T6				
Escala 1: 20	Norma ☐ ⊕	Titulo: PERFIL DE APOYO PISO MÓVIL			REVISIÓN : 00	PLANO N°: SB-HA-0040	



Vista Anterior

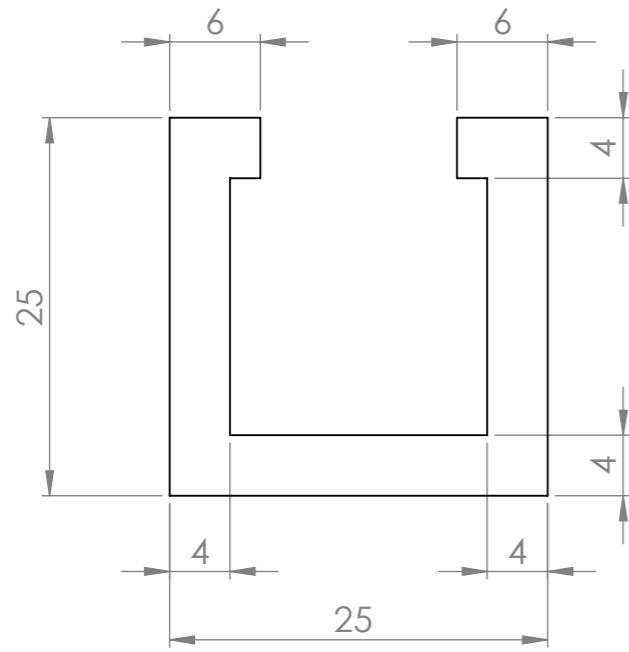


Vista Lateral Izquierda



Vista de Perspectiva Isométrica

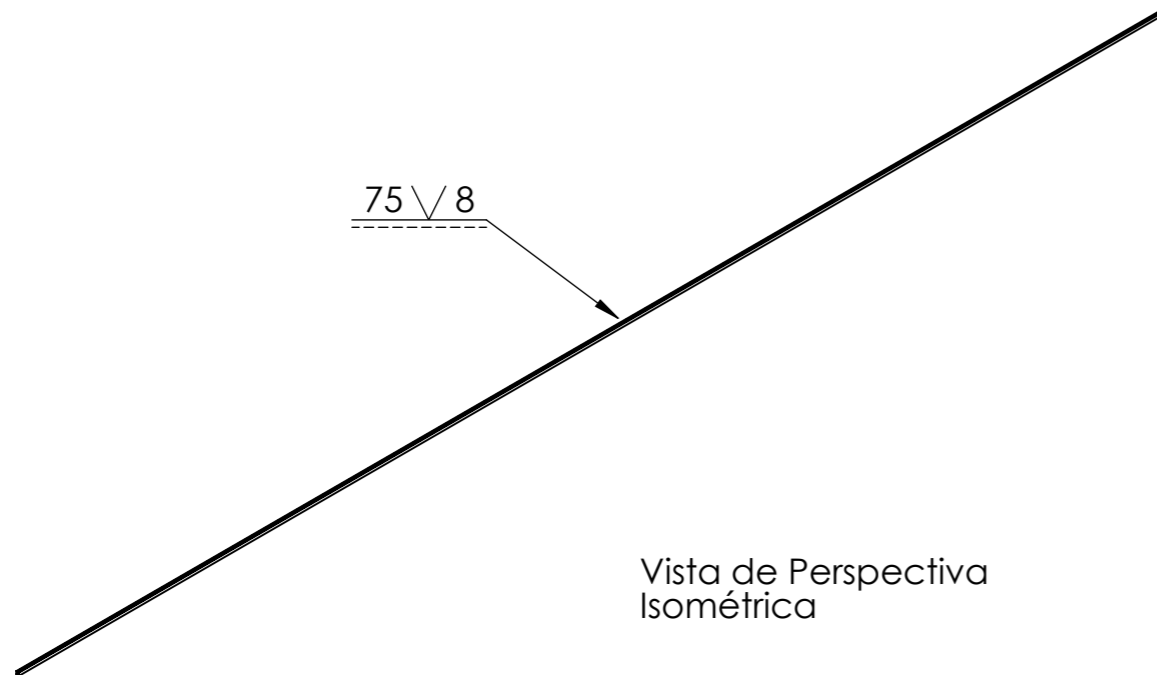
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Grilón				
Escala 1:1	Norma	Titulo: PERFIL PLÁSTICO PISO MÓVIL			REVISIÓN: 00	PLANO N°: SB-HA-0050	



Vista Anterior
Escala 2 : 1



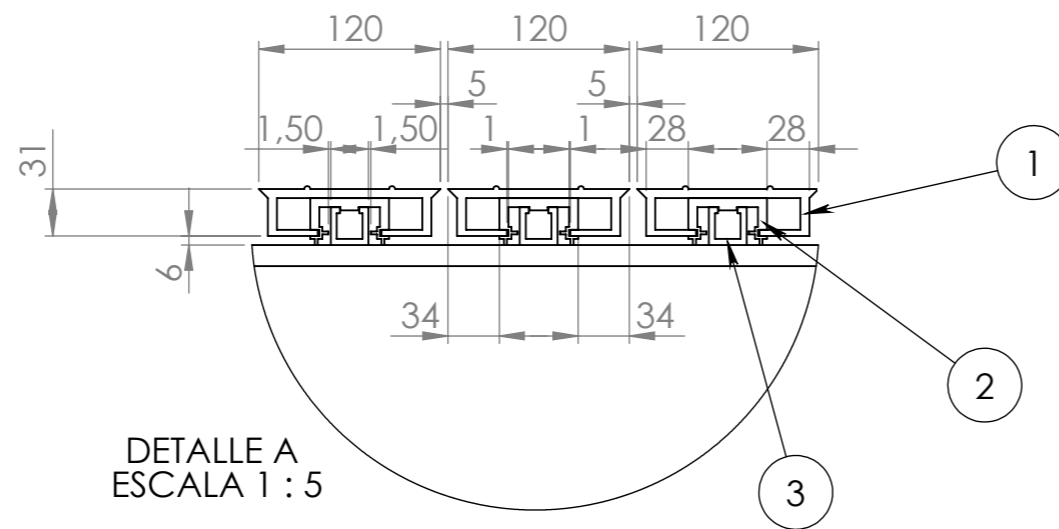
Vista Lateral
Derecha



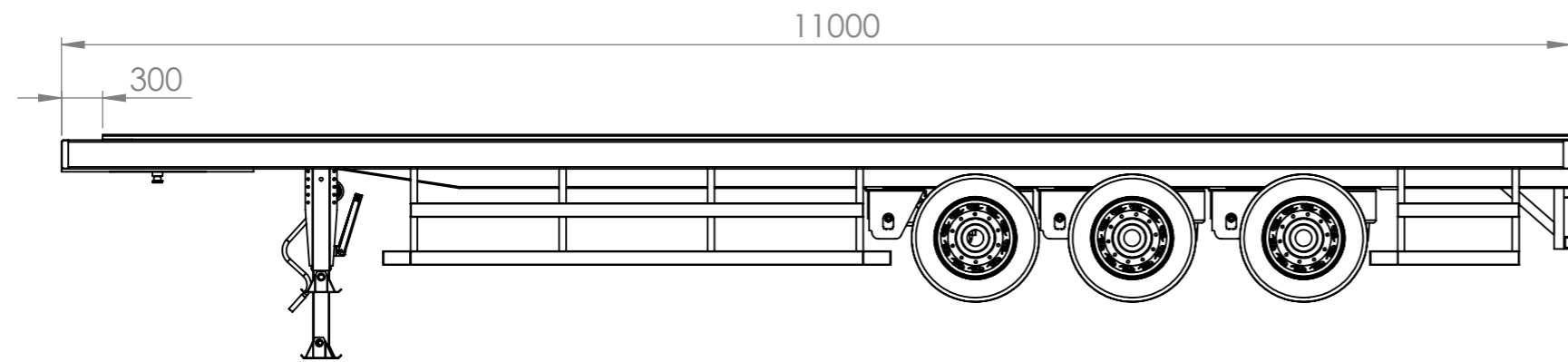
Vista de Perspectiva
Isométrica

Nota: Unión por soldadura de los perfiles en su punto medio.

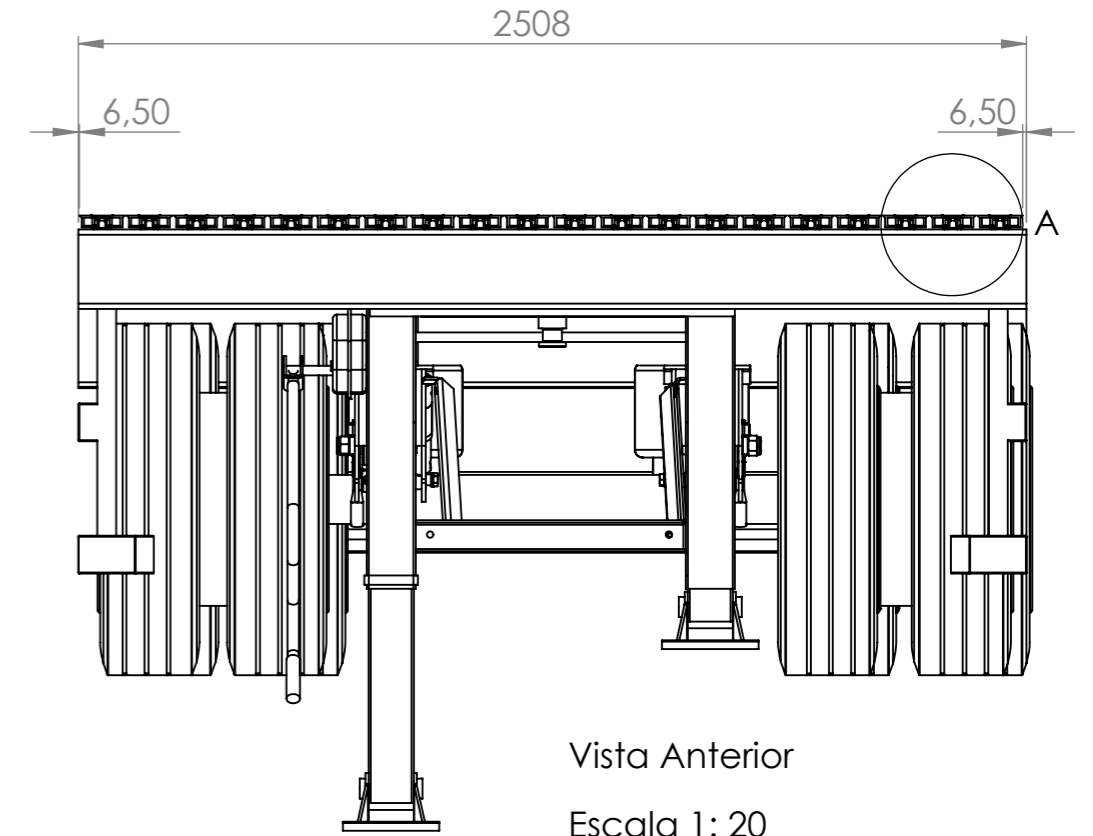
TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS							
MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL + -	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5
COSTAMAGNA AGUSTIN				FACULTAD REGIONAL			
Dibujado		Aprobado		VILLA MARIA			
Fecha	1/03/18		UTN				
Firma			Material: Aluminio 6082 T6				
Escala 1:2	Norma	Titulo: PERFIL SOPORTE PISO MOVIL		REVISIÓN: 00	PLANO N° SB-HA-0060		



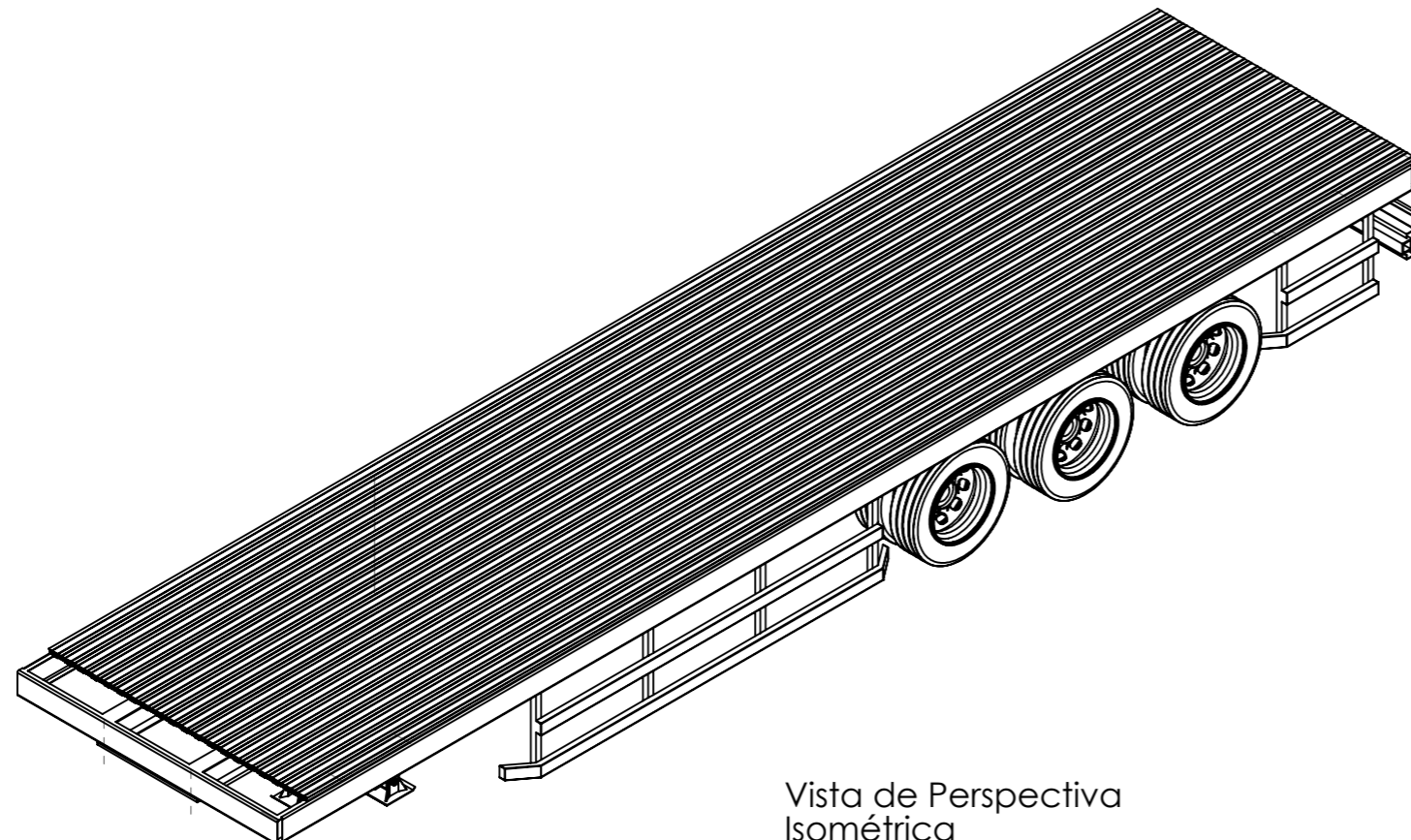
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



Vista Lateral
Derecha



Vista Anterior
Escala 1: 20



Vista de Perspectiva
Isométrica

3	20	Perfil soporte piso móvil	SB-HA-0060	Aluminio 6082	Comercial
2	1000	Perfil plástico piso móvil	SB-HA-0050	Grilón	Comercial
1	20	Perfil de apoyo piso móvil	SB-HA-0040	Aluminio 6082	Comercial
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala
1 : 50

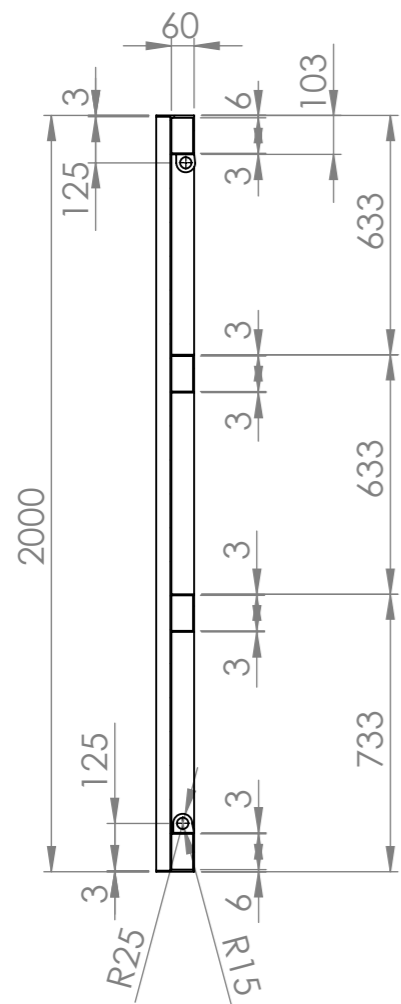
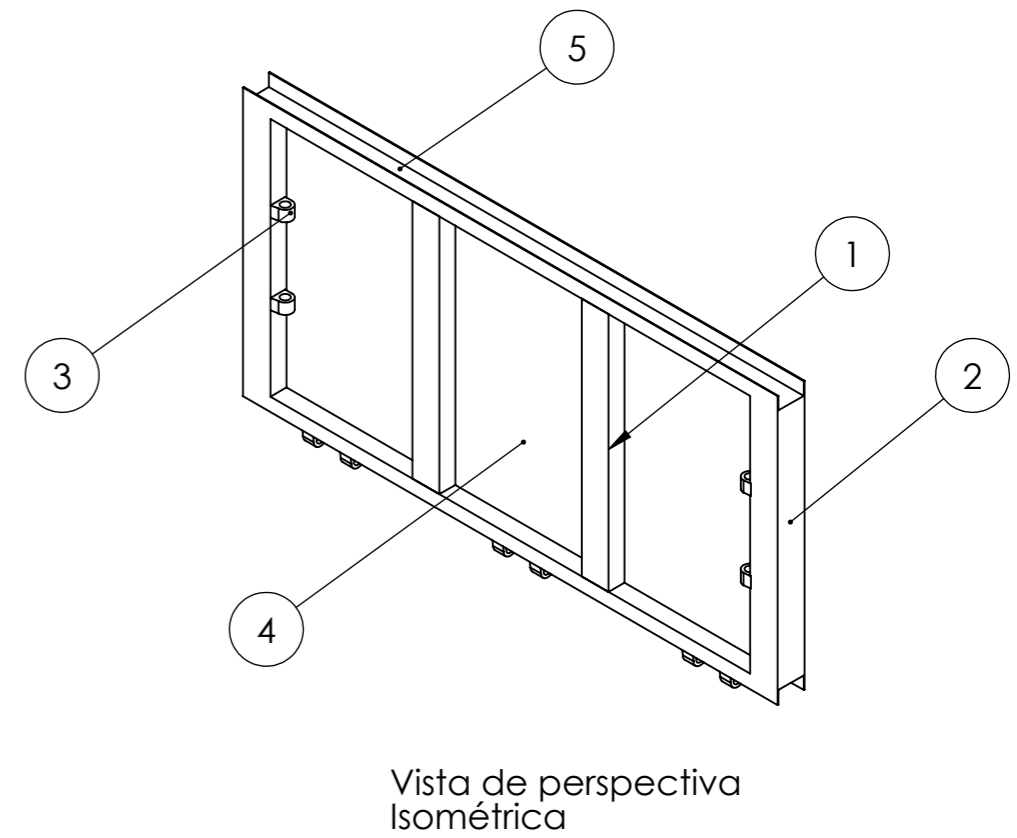
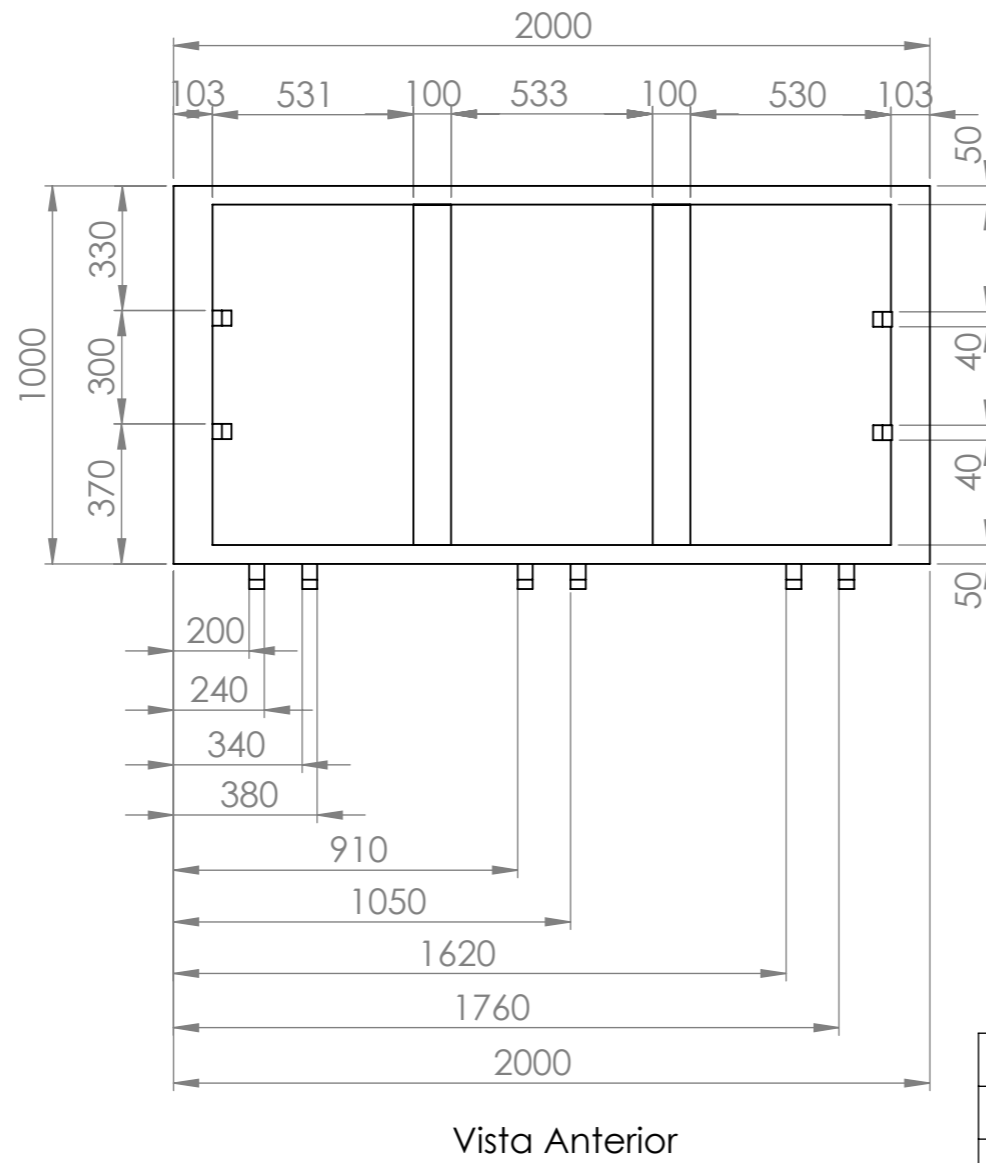
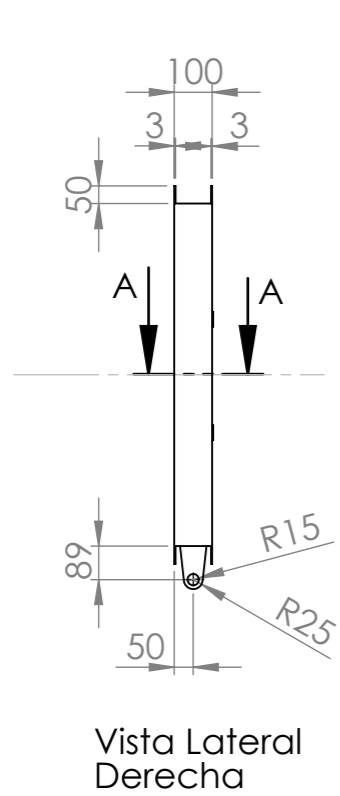
Norma

Título:

SUB CONJUNTO PISO MÓVIL

REVISIÓN :
00

PLANO Nº :
SB-DA-0060



5	2	Perfil C 200 x 5 x 0.3	-	Acero 1010	Pieza Comercial
4	1	Chapa 179.4 x 90 x 0.3	-	Acero 1010	Pieza Comercial
3	10	Buje 15 x 10	-	Acero 1010	Pieza Comercial
2	2	Chapa 90 x 10 x 0.3	-	Acero 1010	Pieza Comercial
1	4	Perfil C 90 x 10 x 6 x 0.3	-	Acero 1010	Pieza Comercial
PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000		
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000		
TOL	+	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG.	0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

UTN

Firma

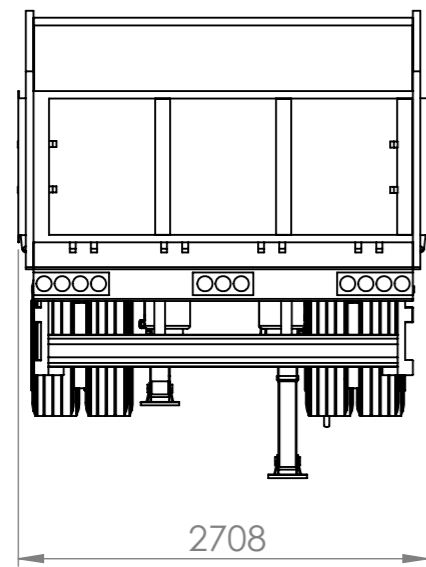
Escala
1: 20

Norma
☐ ⊕

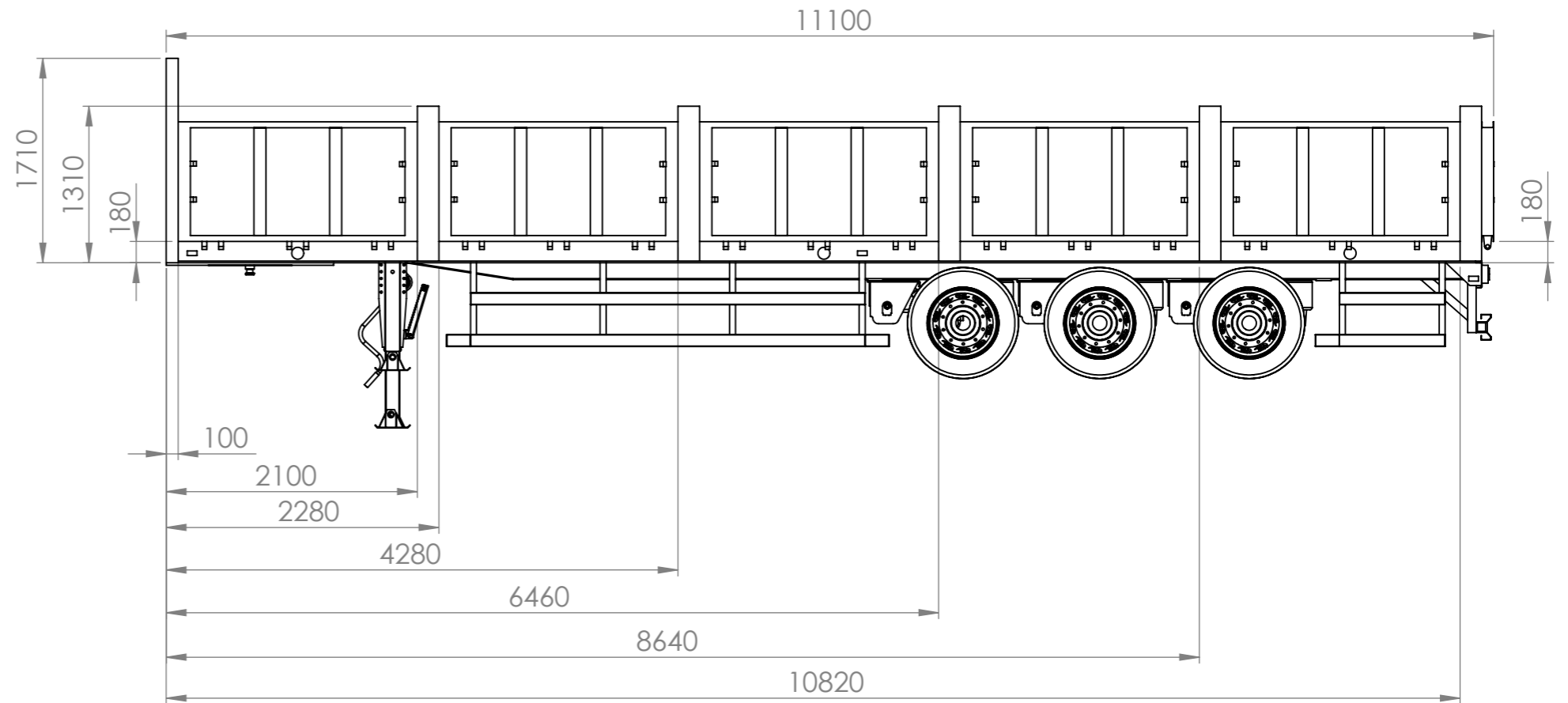
Título:
SUBCONJUNTO BARANDA LATERAL

REVISIÓN:
00

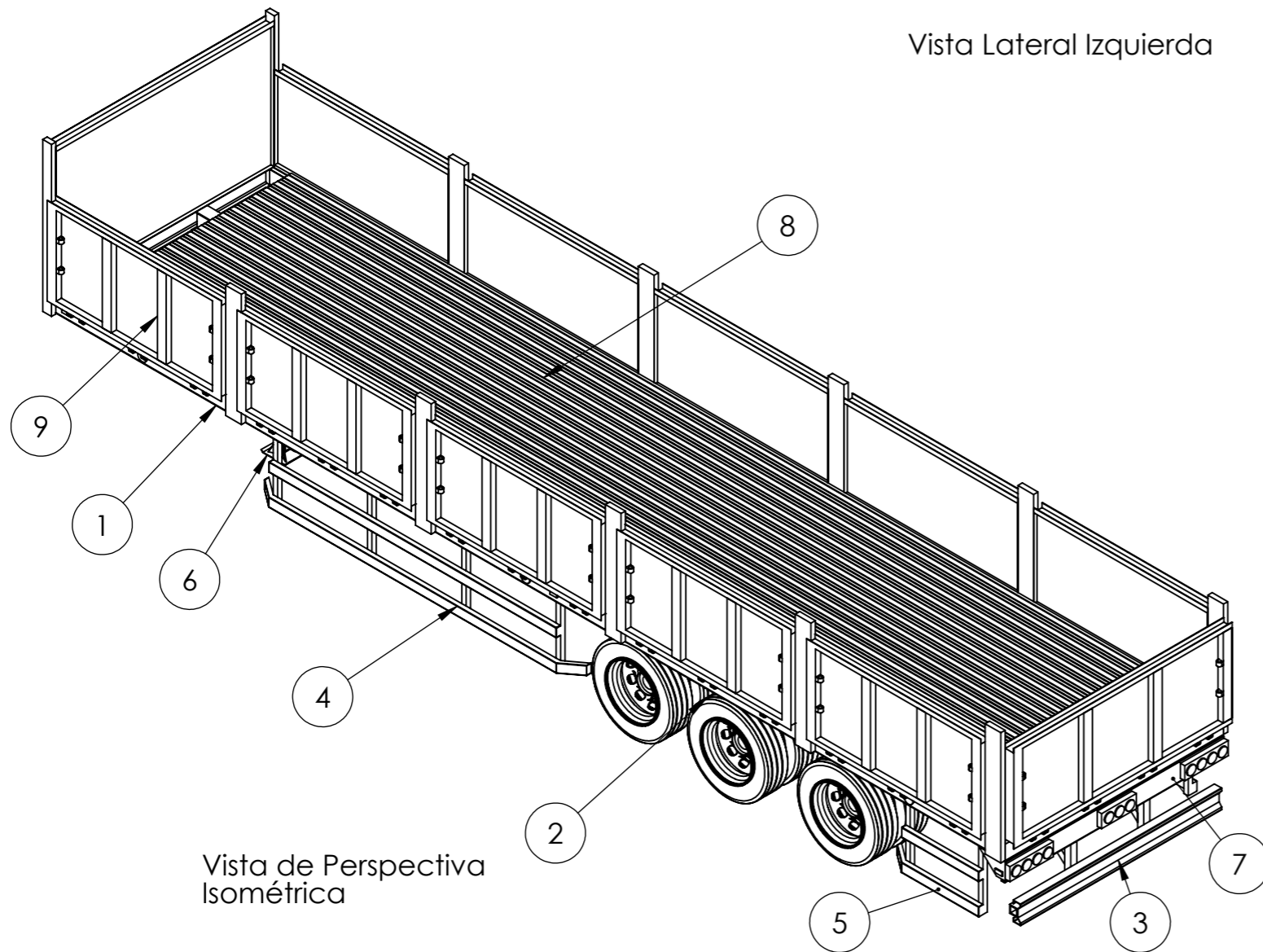
PLANO Nº :
SB-DA-0070



Vista Anterior



Vista Lateral Izquierda



Vista de Perspectiva Isométrica

9	10	Subconjunto Baranda Lateral	SB-DA-0070	Acero SAE 1010	-
8	1	Subconjunto Piso Móvil	SB-DA-0060	-	-
7	1	Luces Treaseras	SB-ZZ-0150	Acero SAE 1010	-
6	1	Patines de Apoyo	SB-HA-0020	-	Comercial
5	2	Paragolpe Lateral Trasero	SB-ZZ-0140	Acero SAE 1010	-
4	2	Paragolpe Lateral Central	SB-ZZ-0130	Acero SAE 1010	-
3	1	Subconjunto Paragolpe Trasero	SB-DA-0050	Acero SAE 1010	-
2	6	Subconjunto Suspensión	SB-DA-0040	-	Comercial
1	1	Conjunto Chasis	SB-AA-0010	Acero Domex 700 MC	-

PIEZA	CANTIDAD	DENOMINACION	Nº DE PLANO	MATERIAL	OBSERVACIONES
-------	----------	--------------	-------------	----------	---------------

TOLERANCIAS (SALVO ESPECIFICACIÓN) EN MILÍMETROS

MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20	>100	>500	>1000	>5000	
		A 100	A 500	A 1000	A 5000	A 12000	
TOL	+	DIAM. 0.1	0.15	0.5	1	2	5
	-	LONG. 0.5	0.5	1	1.5	2	5

COSTAMAGNA AGUSTIN

FACULTAD REGIONAL

Dibujado

Aprobado

VILLA MARIA

Fecha

1/03/18

Firma

UTN

Escala 1:50

Norma

Titulo:

CONJUNTO SEMIRREMOLQUE BITREN TRASERO

REVISIÓN: 00

PLANO Nº: SB-AA-0030