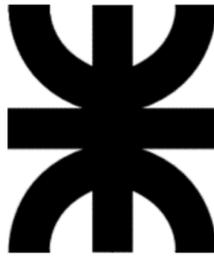


NICOLAS MARTINEZ



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Reconquista

CAMILLA DE TRANSFERENCIA

Reconquista

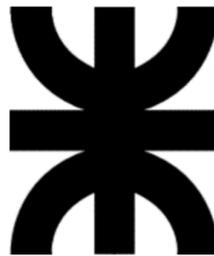
Año 2019



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final de Carrera
Camilla de Transferencia
Estudiante: Nicolás Martínez

NICOLAS MARTINEZ



UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL

Facultad Regional Reconquista

CAMILLA DE TRANSFERENCIA

Proyecto Final presentado en cumplimiento de las exigencias de la Carrera Ingeniería Electromecánica de la Facultad Regional Reconquista.

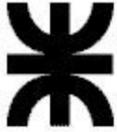
Asesores: Ing. Aldo Grenon

Dr. Ricardo Fáriz

Reconquista, Santa Fe

República Argentina

Año 2019

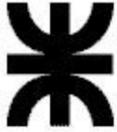


Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final de Carrera
Camilla de Transferencia
Estudiante: Nicolás Martínez

DEDICATORIA

Quiero dedicar este logro a mis Padres, quienes me dieron todo lo necesario para poder encaminarme en esta carrera.



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final de Carrera
Camilla de Transferencia
Estudiante: Nicolás Martínez

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por darme la posibilidad de estudiar y acompañarme en todo momento.

A mis abuelos y tíos por atenderme en estos años de estudios.

A mi novia quien siempre me dio fuerzas para seguir.

A la Facultad Regional Reconquista por brindarme la posibilidad de formarme como profesional.

A el Ingeniero Aldo Grenon, el Doctor Ricardo Fáriz y al Ingeniero Ezequiel Rosatti por asesorarme y guiarme en este proyecto.

A los Ingenieros Antón Daniel y Colman Gabriel, docentes de la asignatura Proyecto Final, y a todos los docentes que participaron en mi formación como profesional.

A todos los que estuvieron y están; familia, amigos, conocidos y compañeros de facultad que de alguna u otra manera me ayudaron en la carrera.



INDICE

1. INTRODUCCIÓN	7
2. MEMORIA DESCRIPTIVA.....	9
3. OTROS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA	14
4. CÁLCULOS PARA EL DISEÑO	18
4.1. ANÁLISIS ESTÁTICO.....	18
4.2. ESFUERZO TORSOR.....	20
4.3. CÁLCULOS RODILLOS	23
4.3.1. CÁLCULOS POR RIGIDEZ	23
4.3.2. CALCULO POR RESISTENCIA DE MATERIALES.....	25
4.3.2.1. Solicitud a flexión.....	27
4.3.2.2. Solicitud a torsión	28
4.4. DISEÑO DE RODILLO POR RESISTENCIA A LA FATIGA	31
4.4.1. Rodillo Superior.....	31
4.4.2. Rodillo Inferior	41
4.5. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	50
4.6. CÁLCULO DE POTENCIA	54
4.7. ACCIONAMIENTO	55
4.8. ACOPLAMIENTO.....	56
4.9. ESTRUCTURA: PERFIL “L”	62
4.9.1. Datos de Material	62
4.9.2. Cálculo Previo.....	63
4.9.3. Módulo Resistente	69
4.9.4. Esfuerzos tangenciales.....	74
4.9.5. Deflexión en el extremo más lejano.....	75
4.10. ESTRUCTURA: APOYO PRINCIPAL	77
4.10.1. Tubo Seleccionado	77
4.10.2. Diseño de Columna	78
4.10.3. Tensiones Principales.....	80
4.10.4. Pandeo del Sostén Principal.....	82
4.11. ESTRUCTURA: APOYO AUXILIAR.....	83
4.11.1. Tensiones Principales.....	86



4.11.2.	<i>Pandeo del Apoyo Auxiliar</i>	88
4.11.3.	<i>Cálculos de elementos finitos</i>	88
5.	COSTOS	90
6.	CONCLUSIÓN	92
7.	BIBLIOGRAFIA	94
8.	LISTA DE IMAGENES	97
9.	LISTA DE TABLAS	100
10.	CATALOGOS	103
10.1.	BANDA TRANSPORTADORA	103
10.2.	TUBOS ARGENTINOS	103
10.3.	TABLA APM.....	103
10.4.	MOTORREDUCTOR.....	103
10.5.	BATERÍA	103
10.6.	RODAMIENTOS SKF	103
11.	ANEXOS COSTOS	104
12.	PLANOS	105
12.1.	PLANO N°1: COMPONENTES DE LA ESTRUCTURA.....	105
12.2.	PLANO N°2: ESTRUCTURA.....	105
12.3.	PLANO N°3: RODILLO	105
12.4.	PLANO N°4: CAMA.....	105
12.5.	PLANO N°5: DENOMINACIÓN DE COMPONENTES	105



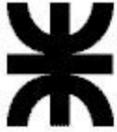
1. INTRODUCCIÓN

Hoy en día, en muchos hospitales y sanatorios, se encuentran pacientes que debido a diferentes motivos deben ser intervenidos quirúrgicamente; indistintamente de la complejidad de esta, el paciente que va a ser sometido a esta operación, se lo prepara con anestesia general o localizada, por lo que su movilidad se ve limitada y por ende se necesita de algún método para transferirlo a la mesa de operaciones.

Mediante una visita realizada al hospital de Reconquista, gracias al Dr. Fáriz y las autoridades de la misma, se pudo observar que el método empleado para el traspaso de paciente es el de “tracción a pulmón”, es decir, que la transferencia es llevada a cabo por dos o más enfermeros/as, quienes toman los extremos de la sabana y levantan el peso del paciente entre ellos hasta llevarlo a la cama de cirugía, lo cual puede ocasionar, tanto una caída accidental del paciente como lesiones en los enfermeros/as por realizar grandes esfuerzos.

Esta forma de realizar la transferencia se ve reflejada en muchas otras instituciones y sin duda son los enfermeros quienes se encuentran sometidos a riesgos ergonómicos, cuyo problema no solo les afecta a ellos particularmente, sino que también inciden en la parte social, ya que su labor de asistencia sanitaria resuena en las personas que atiende.

Los mismos pueden sufrir un conjunto de lesiones inflamatorias o degenerativas de músculos, tendones, ligamentos, nervios y articulaciones que se localizan principalmente en

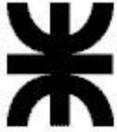


cuello, hombros, codos, muñecas, manos y columna vertebral. Siendo los diagnósticos más comunes las tendinitis, tenosinovitis, síndrome del túnel carpiano, mialgias, contracturas, artrosis y, sobre todo, las raquialgias.

El principal trastorno por el cual el personal se ve afectado es el dolor de espalda y esto tiene su origen en la realización de levantamiento incorrectos, cargas excesivas, adopción de posturas inadecuadas al realizar las transferencias.

Es por esto que se plantea el diseñar una herramienta, que permita disminuir los riesgos de lesiones musculo esqueléticas del personal de enfermería, causadas por estas metodologías. Además de poder brindar tranquilidad al personal y pacientes a la hora de realizar la transferencia de una superficie a otra.

Dicha herramienta será una camilla que permita tomar al paciente de la cama de cirugías, mediante el acercamiento manual hacia la persona y una banda transportadora, de accionamiento eléctrico.



2. MEMORIA DESCRIPTIVA

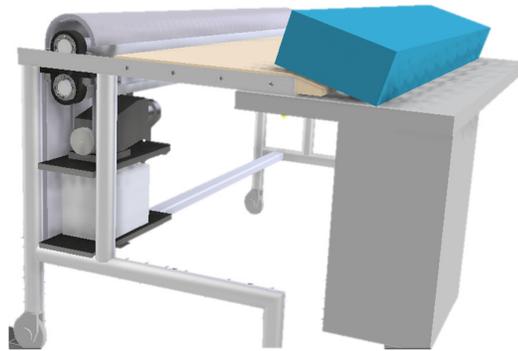
Se plantea poder trasladar un paciente de hasta 250 kg y que la tarea a desarrollar por el/la o los/las enfermeros/as con la camilla diseñada sea la siguiente:

Se deberá aproximar la camilla en forma paralela al borde del tablero de operaciones, para poder nivelar esta última y dejar ambas superficies al mismo nivel.



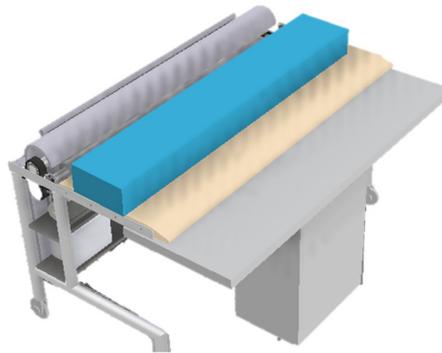
2-1: Posicionamiento Camilla

Posteriormente se realiza un acercamiento de la camilla al paciente, para así poder introducir parte de la tabla de la misma por debajo de éste y al mismo tiempo, accionar el movimiento de la banda transportadora que posee la camilla.



2-2: Toma de paciente

La banda transportadora ayudará a subir al paciente a la camilla sin tener que realizar grandes esfuerzos. Para poder lograr el movimiento de la banda transportadora, se consideró optar por una tabla de PEAD (polietileno de alta densidad), que cuenta con poca fricción y con dos rodillos que aprisionaran la banda transportadora.



2-3: Colocación del Paciente

Mediante el movimiento de rotación por parte de los rodillos y la fricción entre estos y la banda, hará que el movimiento de rodadura realizado por los rodillos se vea reflejado en el desplazamiento de la banda transportadora. Los rodillos se encuentran comunicados mediante polea y correa de perfil trapecial, a un motorreductor eléctrico de corriente continua alimentado por una batería.



La banda transportadora seleccionada es de la marca Madfel¹ con denominación DEL/ROC, ya que cuenta con características favorables como son; la fácil limpieza, resistencia a la abrasión, a los ataques químicos, a la tracción y posee un buen coeficiente de fricción ($\mu=0,2$ para PEAD y $\mu=0,5$ para acero inoxidable). Cabe destacar que además este tipo de banda fue adoptado ya que es el utilizado para la industria alimenticia.

Los rodillos están conformados cada uno, por un tubo circular de acero inoxidable de 4 pulgadas de diámetro y 1,89 metros de longitud. En sus extremos contarán con una “tapa” donde se encuentran los ejes, también de acero inoxidable de 50 mm de diámetro por medio de los cuales se acoplarán a los rodamientos de apoyo. Uno de los extremos cuenta con una longitud de 10 cm y el otro de 20 cm para ser accionado por el motorreductor mediante las poleas.

El motorreductor seleccionado es de la marca IGNIS², modelo MR20A-024150. El mismo se alimenta de 24 Vcc, tiene una potencia de 160W y entrega una velocidad de giro en la salida de 7.8 rpm con un torque de 49 Nm.

Se determinó que el motorreductor debe entregar una velocidad de giro en el eje de aproximadamente 7 rpm para que la velocidad de desplazamiento lineal de la banda transportadora, en la que se encuentra el paciente no sea elevada y por ende presente riesgos para el mismo.

En la visita realizada al hospital de Reconquista, se consultó por la cantidad de intervenciones que se realizan por día, para lo cual la respuesta fue que se realizan en promedio 10 (diez) intervenciones quirúrgicas por día, considerando únicamente las intervenciones programadas, ya que por las tardes también se suelen realizar intervenciones de urgencia.

¹ <https://www.mafdel-belts.com/>

² <http://www.ignismotor.com/DESKTOP/AR/motoreductor.html>



Teniendo en cuenta esto, se adoptó la batería de la marca TROJAN³ modelo Motive 24TMX, la cual entrega 12 Vcc y tiene una capacidad de 85Ah. Esta batería, deberá estar conectada en serie con otra de iguales características para alimentar correctamente los 24Vcc que requiere el motorreductor, y con esto le dará una autonomía de un día entero, considerando que las intervenciones quirúrgicas por día fueran 15 (quince), en consecuencia, la misma deberá ser recargada en horas nocturnas.

La estructura está constituida por un perfil “L” de acero inoxidable de 50x50x4 mm, en la cual se encuentran apoyados los rodillos de accionamiento y la tabla en la que se apoyara el paciente, tubos circulares de acero inoxidable de 4 pulgadas para la tarea de soporte y tubos rectangulares, también de acero inoxidable, de 60x40x2 mm para la unión de los extremos.

Tanto el material adoptado como las dimensiones seleccionadas, se hicieron acorde a lo investigado, acerca de las dimensiones mínimas que puede poseer una camilla, y a las medidas observada en la visita al hospital de Reconquista. A su vez, en este caso no se aplicó un mecanismo de regulación de altura, ya que las camas de cirugías cuentan con este.

³ <http://www.trojanbattery.com/>

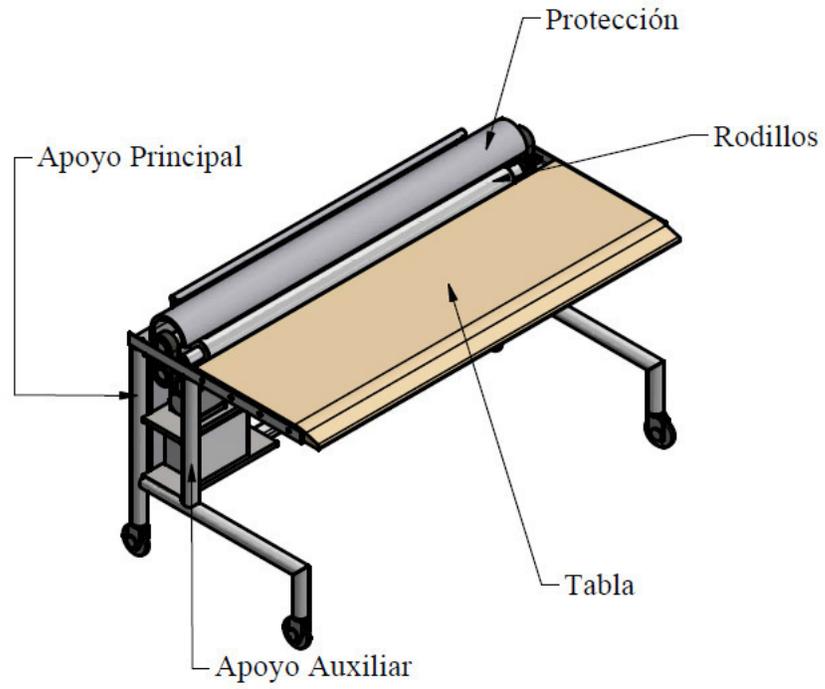
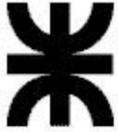
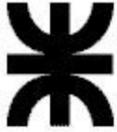


Imagen 2-1: Camilla diseñada



3. OTROS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA

Dado a la importancia de los riesgos mencionados, se han realizado muchos proyectos alrededor del mundo para poder desarrollar esta tarea de la manera más sencilla y segura posible. En la actualidad, algunos de los sistemas de transferencias de pacientes que se pueden encontrar son:

- Mediante sabanas: Este método consiste sencillamente de tomar las sabanas por sus extremos y mediante la fuerza levantar el paciente y transferirlo de superficie.



Imagen 3-1: Movilización y Colocación del paciente en quirófano. Silvestra Barrena Blásquez. Ana Maria Aguilera Velazco. (www.codem.es)



- Mediante tabla: Aquí se coloca una tabla parcialmente por debajo del paciente y se tira de los extremos de la sabana para realizar el traspaso.



Imagen 3-2: MEDI-GLIDE (medicaresystem.es)

- Mediante inflables: Se coloca un colchón hinchable sin aire debajo del paciente y posteriormente se hincha con aire para ser empujado a la cama correspondiente.



Imagen 3-3 AIR TRANSFER SYSTEM (www.cjmedical.com)

- Camillas que se acoplan a otras mediante un sistema de rieles: Como su nombre lo indica, se desplaza toda la estructura en la que se encuentra el paciente, a través de rieles a otra estructura de transporte o a la de operaciones.



Imagen 3-4: Velo transfer de la marca Mespa (medicalexpo.es)

- Mediante elevadores hidráulicos: Son estructuras más complejas que levantan al paciente y lo movilizan mediante arneses y pistones hidráulicos.



Imagen 3-5: Camilla Manual Grúa - (gidsa.com)

- Dispositivos que cuentan con cintas transportadoras: Estas cuentan con un gran diseño electrónico, en el cual la tabla se desplaza hacia al paciente y luego se activa una cinta transportadora para movilarlo hacia arriba de la misma tabla.

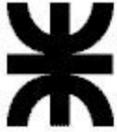


Imagen 3-6: TRANSMAQUET (gruponexus.com.mx)

A partir de esta última metodología se plantea realizar la presente camilla de transferencia, pero buscando una mayor simpleza en su estructura para una fácil construcción y por ende más económica, para lo cual se reducen características como son las de controles mediante sensores, altura regulable, movimientos transversales, controles remotos, etc. Además, la camilla a confeccionar utilizará, para el movimiento de la banda transportará, el apriete de la banda entre dos rodillos, y no la tensión de la misma, lograda por la separación de los rodillos.



4. CÁLCULOS PARA EL DISEÑO

4.1. Análisis Estático

Se plantea poder empujar un cuerpo de 250 Kg mediante el uso de una banda transportadora.

La banda seleccionada posee un coeficiente de rozamiento de 0,2 cuando se desliza sobre un PEAD y un coeficiente de rozamiento de 0,5 cuando se desliza sobre el acero inoxidable. Por lo tanto, se elabora el siguiente diagrama de cuerpo libre para el análisis:

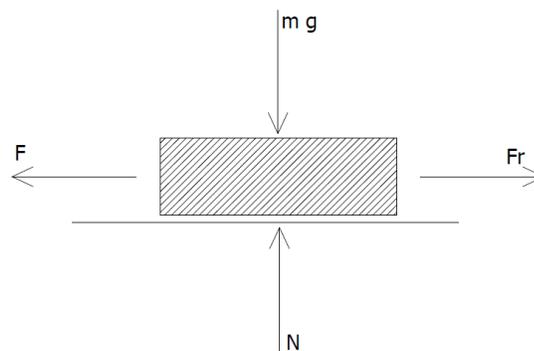


Imagen 4-1: Diagrama de cuerpo libre 1

De la misma se establecen las siguientes conclusiones:



$$\sum F = m * a$$

Donde: m = masa del rodillo; a = Aceleración

Por un lado, tenemos que:

$$\sum F_y = 0$$

$$N - m * g = 0$$

$$N = m * g$$

Donde: N = Fuerza Normal; m = masa del cuerpo; g = Gravedad

Luego se observa que:

$$\sum F_x = 0$$

$$F - F_r = 0$$

$$F = F_r$$

Donde:

F = Fuerza aplicada para el movimiento

F_r = Fuerza de Fricción, que mantiene el cuerpo en reposo

A su vez, $F_r = \mu * N$

Aquí se reemplaza el valor de la fuerza normal N , para obtener la fuerza de fricción necesaria



$$F_r = \mu * N$$

$$F_r = \mu * m * g$$

$$F_r = 0,2 * 250 \text{ Kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$F_r = 490 \text{ N}$$

Esta fuerza de fricción indica que la fuerza F que se debe aplicar tendrá que ser mayor a 490 N para poder superar el estado de reposo.

4.2. Esfuerzo Torsor

Se considera que la fuerza F será la fuerza torsionante aplicada entre el rodillo y la banda transportadora. El rodamiento del rodillo sobre la cinta hará que la cinta sea quien se desplace.

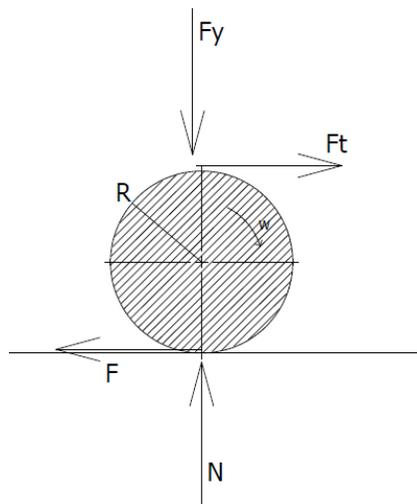


Imagen 4-2: Diagrama de cuerpo libre 2



Las fuerzas aplicadas son:

- Fuerza de Rozamiento “F”
- Fuerza Normal “N”
- Fuerza de Presión “Fy”
- Fuerza necesaria para accionar el rodillo “Ft”

Además, se encuentra el radio del rodillo como “R” y “w” como la velocidad angular.

Como se sabe que:

$$\sum F = m * a$$

Donde: m = masa del rodillo; a = Aceleración

Dado que la velocidad de accionamiento será constante, la aceleración será igual a cero.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_T - F_R = 0$$

$$F_T = F_R$$

Donde:

F_T = Fuerza de accionamiento



F_R = Fuerza de rozamiento

F_T es la fuerza calculada anteriormente, el cual nos dio un valor de 490 N. Por lo tanto, se adopta $F_R = 500$ N, lo cual supera la fuerza mínima necesaria para romper el estado de reposo.

También se calculó la fuerza ejercida del rodillo sobre la banda, para poder determinar sus dimensiones, de manera que puedan resistir los esfuerzos a los que estarán sometidos.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y - N = 0$$

$$F_y = N$$

Recordando que

$$F_R = \mu * N$$

$$N = \frac{F_R}{\mu}$$

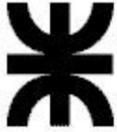
Donde:

F_R = Fuerza de Rozamiento

μ = coeficiente de rozamiento (0,5 para acero inoxidable)

N = Fuerza Normal

Reemplazando;



$$F_y = \frac{F_R}{\mu}$$

$$F_y = \frac{500 N}{0,5}$$

$$F_y = 1000 N$$

Los rodillos estarán sometidos a una carga de 1000 N en el centro de su vano.

4.3. Cálculos Rodillos

4.3.1. Cálculos por Rigidez

Para el diseño del rodillo se utilizará el cálculo por rigidez, que se basa en las deformaciones permisibles. Si en el centro de los rodillos hay demasiada deflexión, la presión en la cinta no sería uniforme.

Para una viga empotrada en ambos extremos, cargada uniformemente a todo lo largo como es el caso del rodillo de presión, la flecha máxima está localizada en el centro, donde la curva elástica tiene una tangente horizontal y viene dada por:

$$y_{max} = \frac{P * L^3}{384 * E * I}$$

Donde:

P = Fuerza

L =Longitud de rodillo

E =Modulo de elasticidad



I = Momento de Inercia de la de sección

$$I = \frac{\pi * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64}$$

Los datos del tubo circular seleccionado del catálogo “Tubos Argentinos”⁴ son los siguientes:

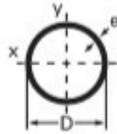


Imagen 4-3: Tubo Circular

Tubo			
	D	101,6	mm
Espesor	e	2	mm
Peso	w	4,913	kg/m
Area de la Seccion	A	6,258	cm ²
Momento de Inercia	I	79,076	cm ⁴
Modulo de Inercia	W	15,566	cm ³
Radio de Giro	r	3,555	cm

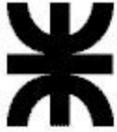
Tabla 4-1: Datos de tubo circular

Determinamos el Momento de Inercia;

$$I = \frac{\pi * ((101,6)^4 - (97,6)^4)}{64}$$

$$I = 7,763 \times 10^{-7} m^4$$

⁴ <https://tubosarg.com.ar/descargas/catalogo-tubosestructurales.pdf>



Los demás valores correspondientes son:

$$P= 1000 \text{ N}; \quad L= 1,9 \text{ m}; \quad E= 195 \text{ GPa}$$

$$y_{max} = \frac{1000 \text{ N} * 1,9^3 \text{ m}^3}{384 * 195 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 7,763 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

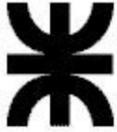
$$y_{max} = 0,12 \text{ mm}$$

Finalmente se observa que la flexión para el tubo seleccionado es insignificante, para el peso que se está manejando.

4.3.2. Calculo por resistencia de materiales

Consiste en verificar que el diámetro seleccionado soportará los esfuerzos a los que estará sometido.

Las fuerzas y momentos se determinan para una viga con dos apoyos fijos.



14 Apoyos fijos: carga central

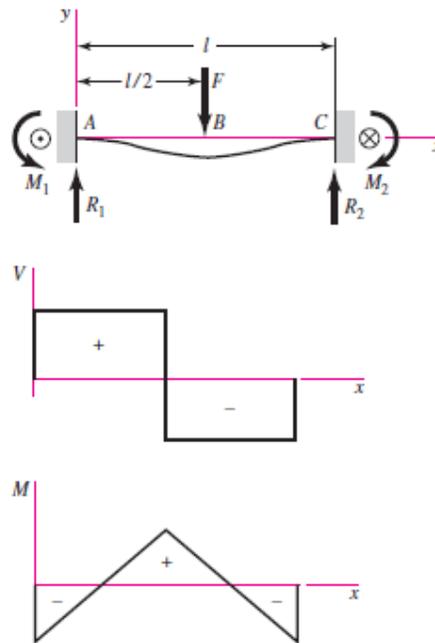


Imagen 4-4: Diagramas de Apoyos fijos con carga central

La carga aplicada es de 1000N.

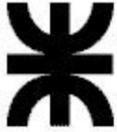
Momentos de flexión:

$$M_a = M_b = \frac{P * L}{8}$$

Reacciones en los apoyos:

$$R_a = R_b = \frac{P}{2}$$

Determinación de la fuerza cortante máxima. En la imagen 4-4 se puede ver que la fuerza cortante máxima está localizada en los extremos del rodillo.



$$R = V_{max} = 500N$$

El momento flector máximo está localizada en el centro del rodillo.

$$M = \frac{P * L}{8}$$

$$M = \frac{1000 N * 1,9 m}{8}$$

$$M = 237,5 N * m$$

4.3.2.1. Solicitud a flexión

El esfuerzo producido por el momento flector para una sección determinada está dado por:

$$\sigma = \frac{M * y}{I}$$

σ = Esfuerzo de Flexión

M = Momento flector de la sección

y = Distancia entre el eje neutro y el punto considerado de la sección

I = Momento de inercia de la sección transversal considerada

Para una sección transversal circular, el esfuerzo de flexión es máximo cuando la distancia "y" se hace igual a la mitad del diámetro.

$$y = \frac{D}{2}$$



$$I = \frac{\pi * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi * ((101,6)^4 - (97,6)^4)}{64}$$

$$I = 7,763 \times 10^{-7} m^4$$

$$\sigma = \frac{M * \frac{D_{ext}}{2}}{\frac{\pi * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64}}$$

$$\sigma = \frac{135 Nm * \frac{0,1016}{2} m}{7,763 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\sigma = 15,54 MPa$$

4.3.2.2. Solicitud a torsión

El esfuerzo producido por el momento torsionante para una sección circular esta dado por:

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

τ = Esfuerzo cortante

T = Momento torsionante

r = Distancia al eje neutro

$$r = \frac{D_{ext}}{2}$$



J = Momento polar de Inercia

$$J = \frac{\pi * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{32}$$

$$T = Ft * \frac{D_{ext}}{2}$$

$$\tau = \frac{F * \frac{D_{ext}}{2} * \frac{D_{ext}}{2}}{\frac{\pi * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{32}}$$

$$\tau = \frac{1000 N * \frac{0,1016}{2} m * \frac{0,1016}{2} m}{1,5526x10^{-6} m^4}$$

$$\tau = 0,8310 MPa$$

Dado que la tensión admisible es $\sigma_f = 510 MPa$.

La teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática

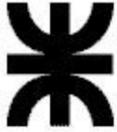
$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2}$$

τ_{max} = Resistencia de fluencia al corte

σ_f = Resistencia de fluencia del material

Empleando un factor de seguridad $n = 1,5$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 * n}$$



$$\tau_{max} = \frac{510 \text{ MPa}}{2 * 1,5}$$

$$\tau_{max} = 170 \text{ MPa}$$

En la tabla 4-2 podemos observar que los resultados obtenidos son considerablemente menores a los esfuerzos límites de los rodillos. Además, el rodillo superior al no estar accionado por el motor no posee momento torsor.

Con una fuerza aplicada de 1000 N

Resultados		
Tension Admisible	510	Mpa
Tension Tangencial Admisible	170	Mpa
Rodillo Superior		
Tension momento flector	15,54	Mpa
Tension momento torsor	0	Mpa
Rodillo Inferior		
Tension momento flector	15,54	Mpa
Tension momento torsor	0,83	Mpa

Tabla 4-2:Resultados en los rodillos con F=1000 N

Además, se analiza con una fuerza aplicada de 2000 N por si existiera la posibilidad de tener que recurrir a una mayor presión entre los rodillos y la banda transportadora para un mejor arrastre.



Resultados		
Tension Admisible	510	Mpa
Tension Tangencial Admisible	170	Mpa
Rodillo Superior		
Tension momento flector	29,45	Mpa
Tension momento torsor	0	Mpa
Rodillo Inferior		
Tension momento flector	29,45	Mpa
Tension momento torsor	1,66	Mpa

Tabla 4-3: Resultados en los rodillos con $F = 2000\text{ N}$

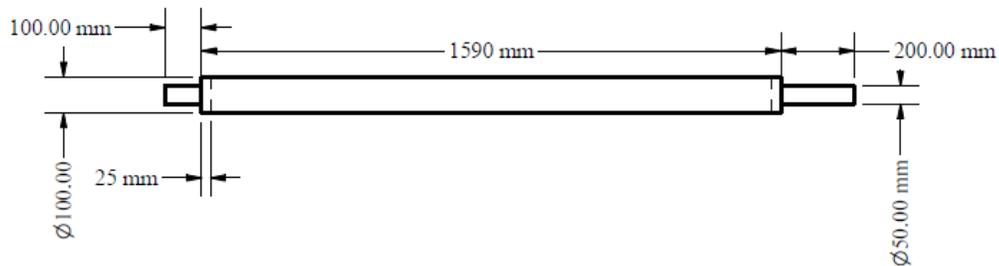


Imagen 4-5: Rodillo

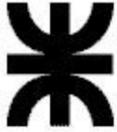
4.4. Diseño de Rodillo por Resistencia a la Fatiga

4.4.1. Rodillo Superior

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir las cargas variables. Examinando la imagen 4-5 que representa al rodillo superior, es probable que se produzca una falla en los extremos, ya que estos son los que cuentan con menor sección transversal y mayor concentración de esfuerzo.

Se estima el valor del límite de resistencia (S'_e) bajo el siguiente criterio:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$



Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión ultima.

$$S_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0,5 * 570 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 285 \text{ MPa}$$

Para el diseño se tiene en cuenta una serie de factores que modifican el valor límite a la fatiga.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Donde:

K_a = factor de modificación de la condición superficial

K_b = factor de modificación del tamaño

K_c = factor de modificación de la carga

K_d = factor de modificación de la temperatura

K_e = factor de confiabilidad

K_f = factor de modificación de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso



- Cálculo de K_a

En la determinación del factor de modificación de la condición superficial se utiliza la tabla 4-5, obtenida del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008). Se tiene en cuenta que los rodillos son “maquinado o laminados en frío” establecemos el valor de K_a .

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
● Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51 ●	-0.265 ●
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tabla 4-4: Parámetros en el factor de la condición superficial (Nisbett, 2008)

Donde:

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = 4,51 * 570^{-0,265}$$

$$K_a = 0,84$$

- Cálculo de K_b



El diámetro determinado para los extremos es de 50 mm. En la tabla 4-6 se observa que ecuación deberá utilizarse. La misma fue obtenida del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008).

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Tabla 4-5: Factor de modificación K_b (Nisbett, 2008)

$$K_b = 1,24 d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24 * 50^{-0,107}$$

$$K_b = 0,82$$

- Cálculo de K_c

Encontramos que el valor del factor de modificación de la carga es igual a 1. El valor fue tomado de la tabla 4-7, obtenida del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

Tabla 4-6: Factor de modificación K_c (Nisbett, 2008)

$$K_c = 1$$

- Cálculo de K_d



Como las temperaturas de operación se encuentran cercanas a la temperatura de ambiente; se usará:

$$K_d = 1$$

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
[S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \dot{\sigma} \leq 0.110$]

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

*Fuente de datos: figura 2-9.

Tabla 4-7: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero (Nisbett, 2008)

La tabla 4-8, fue obtenida del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008)

- Cálculo de K_e

Para el Factor de confiabilidad se considera una confiabilidad del 50% por lo que:

$$K_e = 1$$



Tabla 6-5

	Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_u
Factores de confiabilidad k_u correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

Tabla 4-8: Factores de confiabilidad K_e (Nisbett, 2008)

La tabla 4-9, fue obtenida del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008)

- Cálculo de K_f

Primeramente, se debe determinar el valor de K_t para lo cual se consideran el diámetro del eje en su extremo “d” y el radio de curvatura en la unión “r” para tomar los valores de las imágenes 4-6 y 4-7, obtenidas del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008)

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{50} = 2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{50} = 0.2$$



Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_D = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

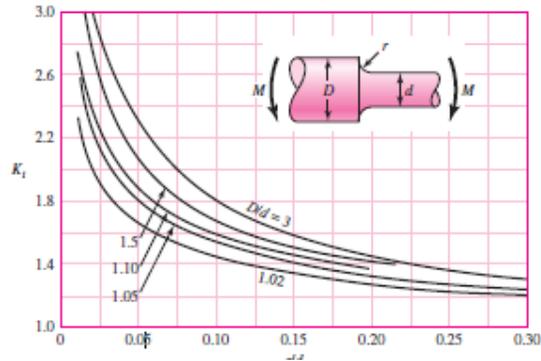


Imagen 4-6: Figura A. Eje redondo con filete en el hombro a flexión (Nisbett, 2008)

$$K_t = 1,42$$

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Watsman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

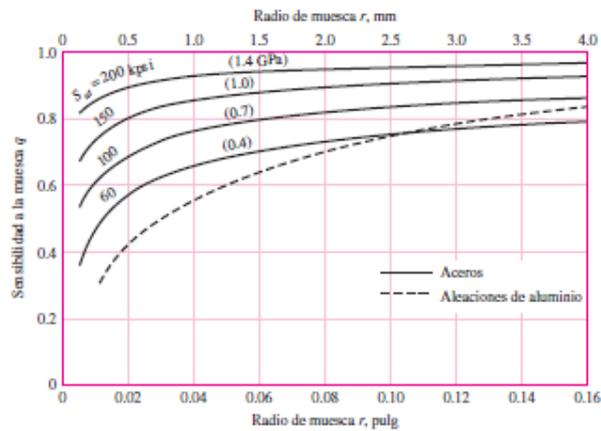


Imagen 4-7: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros (Nisbett, 2008)

El valor de “q” es

$$q = 0,98$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$



$$K_f = 1 + 0,98 * (1,42 - 1)$$

$$K_f = 1,41$$

Finalmente se reemplaza los valores obtenidos concluyendo en que el valor del límite a la fatiga es de 275 MPa.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0,84 * 0,82 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1,41 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_e = 275 \text{ MPa}$$

A continuación, se determina el esfuerzo presente en los extremos del rodillo, debido al momento por flexión.

Momento Flector

$$M = \frac{F * L}{4}$$

$$M = \frac{1000 \text{ N} * 1,9 \text{ m}}{4}$$

$$M = 475 \text{ Nm}$$

Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$



$$I = \frac{\pi * 0.1^4 m^4}{64}$$

$$I = 4,91E - 06 m^4$$

Distancia al eje neutro

$$c = \frac{D}{2}$$

$$c = \frac{0,1 m}{2}$$

$$c = 0,05 m$$

Tensión

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$\sigma = \frac{475 Nm * 0,05 m}{4,91E - 06 m^4}$$

$$\sigma = 4838310,27 Pa$$

En conclusión, el factor de seguridad es de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$n = \frac{275000000 Pa}{4838310,27 Pa}$$

$$n = 56,93$$



Si se considera que la fuerza aplicada puede aumentar hasta 2000 N el factor de seguridad será:

Momento flector:

$$M = \frac{F * L}{4}$$

$$M = \frac{2000 \text{ N} * 1,9 \text{ m}}{4}$$

$$M = 950 \text{ Nm}$$

Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * 0,1^4 \text{ m}^4}{64}$$

$$I = 4,91E(-06) \text{ m}^4$$

Distancia al eje neutro

$$c = \frac{D}{2}$$

$$c = \frac{0,1 \text{ m}}{2}$$

$$c = 0,05 \text{ m}$$

Tensión



$$\sigma = \frac{950 \text{ Nm} * 0,05 \text{ m}}{4,91E(-06) \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 9676620,54 \text{ Pa}$$

Coefficiente de Seguridad

$$n = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$n = \frac{275000000 \text{ Pa}}{9676620,54 \text{ Pa}}$$

$$n = 28,47$$

4.4.2. Rodillo Inferior

Aquí únicamente se modifica el valor de K_t ya que este rodillo está sometido a torsión

Para determinar K_f se consideran, nuevamente, el diámetro del eje en su extremo “d” y el radio de curvatura en la unión “r” para tomar los valores de las imágenes 4-8 y 4-9, obtenidas del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Nisbett, 2008)

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{50} = 2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{50} = 0.2$$



Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

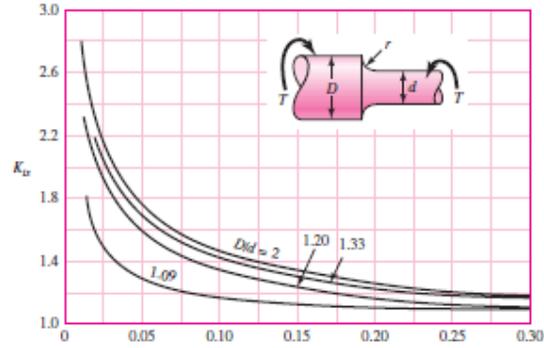


Imagen 4-8: Figura A. Eje redondo con filete en el hombro a torsión (Nisbett, 2008)

$$K_t = 1,21$$

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión Inversa de cargas axiales Inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg [4 mm]. [De George Stines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

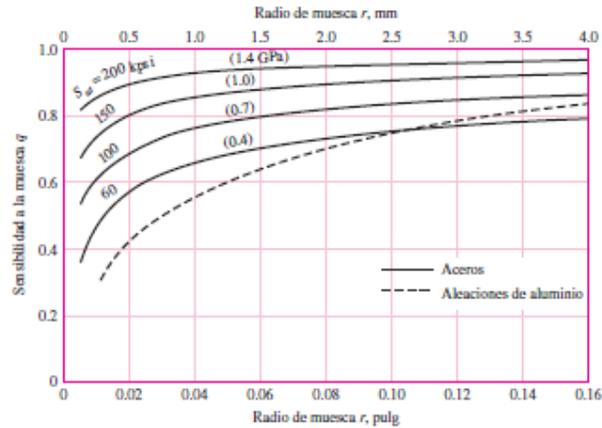
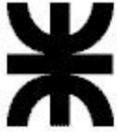


Imagen 4-9: Sensibilidad a la muesca en el caso de acero (Nisbett, 2008)

El valor de q es:

$$q = 0,98$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$



$$K_f = 1 + 0,98 * (1,21 - 1)$$

$$K_f = 1,21$$

Finalmente se reemplaza los valores obtenidos concluyendo que el valor del límite a la fatiga es de 275 MPa.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0,84 * 0,82 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1,21 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_e = 235 \text{ MPa}$$

A continuación, se determina el esfuerzo presente en los extremos del rodillo, debido al momento por flexión.

Momento Flector

$$M = \frac{F * L}{4}$$

$$M = \frac{1000 \text{ N} * 1,9 \text{ m}}{4}$$

$$M = 475 \text{ Nm}$$

Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * 0,1^4 \text{ m}^4}{64}$$



$$I = 4,91E - 06 m^4$$

Distancia al eje neutro

$$c = \frac{D}{2}$$

$$c = \frac{0,1 m}{2}$$

$$c = 0,05 m$$

Tensión

$$\sigma = \frac{475 Nm * 0,05 m}{4,91E - 06 m^4}$$

$$\sigma = 4838310,27 Pa$$

Esfuerzo cortante

$$T = F_t * R$$

$$T = 500 N * 0,05 m$$

$$T = 25 Nm$$

Momento polar

$$J = \frac{\pi * D^4}{32}$$



$$J = \frac{\pi * 0,1^4 m^4}{32}$$

$$I = 9,82E - 06 m^4$$

Distancia al eje neutro

$$y = \frac{D}{2}$$

$$y = \frac{0,1 m}{2}$$

$$y = 0,05 m$$

Tensión tangencial

$$\tau = \frac{T * y}{J}$$

$$\tau = \frac{25 Nm * 0,05 m}{9,82E - 06 m^4}$$

$$\tau = 127323,95 Pa$$

Mediante la fórmula de las tensiones principales determina que el esfuerzo máximo es

$$\sigma = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{4838310,27 Pa}{2} + \sqrt{\left(\frac{4838310,27 Pa}{2}\right)^2 + 127323,95 Pa^2}$$



$$\sigma = 4841658,58 Pa$$

En conclusión, el factor de seguridad es de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$n = \frac{235000000 Pa}{4841658,58 Pa}$$

$$n = 49$$

Si se considera que la fuerza aplicada puede aumentar hasta 2000 N el factor de seguridad será:

Momento Flector

$$M = \frac{F * L}{4}$$

$$M = \frac{2000 N * 1,9 m}{4}$$

$$M = 950 Nm$$

Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi * 0,1^4 m^4}{64}$$

$$I = 4,91E - 06 m^4$$



Distancia al eje neutro

$$c = \frac{D}{2}$$

$$c = \frac{0,1 \text{ m}}{2}$$

$$c = 0,05 \text{ m}$$

Tensión

$$\sigma = \frac{950 \text{ Nm} * 0,05 \text{ m}}{4,91E - 06 \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 9676620,54 \text{ Pa}$$

El factor de seguridad, para el rodillo superior es de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$n = \frac{275000000 \text{ Pa}}{9676620,54 \text{ Pa}}$$

$$n = 28,47$$

Si se ahora se aplica el esfuerzo cortante, se puede establecer el coeficiente de seguridad para el rodillo inferior.

Esfuerzo cortante

$$T = F_t * R$$



$$T = 1000 \text{ N} * 0,05 \text{ m}$$

$$T = 50 \text{ Nm}$$

Momento Cortante

$$J = \frac{\pi * D^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * 0,1^4 \text{ m}^4}{32}$$

$$I = 9,82E - 06 \text{ m}^4$$

Distancia al eje neutro

$$y = \frac{D}{2}$$

$$y = \frac{0,1 \text{ m}}{2}$$

$$y = 0,05 \text{ m}$$

Tensión tangencial

$$\tau = \frac{T * y}{J}$$

$$\tau = \frac{50 \text{ Nm} * 0,05 \text{ m}}{9,82E - 06 \text{ m}^4}$$

$$\tau = 254647,91 \text{ Pa}$$



Mediante la fórmula de las tensiones principales determina que el esfuerzo máximo es

$$\sigma = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{9676620,54 Pa}{2} + \sqrt{\left(\frac{9676620,54 Pa}{2}\right)^2 + (254647,91 Pa)^2}$$

$$\sigma = 9683317,17 Pa$$

En conclusión, el factor de seguridad es de:

$$n = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$n = \frac{235000000 Pa}{9683317,17,3 Pa}$$

$$n = 24,3$$

Se observa en la tabla 4-9 que todos los coeficientes de seguridad son elevados por lo que no se espera tener falla debido a la fatiga.

	Aplicado 1000 N		Aplicado 2000N	
	Rodillo superior	Rodillo Inferior	Rodillo superior	Rodillo Inferior
Coef. de Seguridad	56,93	49	28,47	24,30

Tabla 4-9: Coef. de seguridad para distintas cargas



4.5. Selección de Rodamientos

Los rodamientos estarán sometidos especialmente de manera radial debido al peso propio de los rodillos, por lo que se utiliza este único cálculo para los cuatro rodamientos necesarios (dos para el eje superior y dos para el eje inferior).

Para dimensionar los rodamientos, que ayudarán al giro de los rodillos, se emplea el catálogo general de rodamientos SKF⁵ y se tuvo en cuenta:

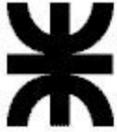
- Las dimensiones seleccionadas del eje
- Carga estática requerida
- La carga mínima requerida
- La cantidad de horas de vida esperadas

El diámetro del eje en el que ira colocado el rodamiento es de 50 mm, por lo cual se selecciona en primera instancia el rodamiento que cumple con esta medida y un diámetro exterior de 80 mm, cuya designación es W6010-2Z.

La carga a la cual están sometidos los rodamientos en puramente axial y corresponde a un valor máximo de 2000 N.

El rodamiento seleccionado cuenta con los siguientes valores que serán necesarios para los demás cálculos:

⁵ SKF, Svenska Kullagerfabriken AB



$$d = 50 \text{ mm}; \quad D = 80 \text{ mm}; \quad C_0 = 16 \text{ kN}; \quad C = 18.2 \text{ kN};$$

$$k_r = 0.025$$

Como el eje gira a menos de 10 rpm se debe cumplir que la carga estática C_0 responda a la siguiente ecuación

$$C_0 = S_0 * P_0$$

Dado que $S_0 = 1$ para rodamientos a bolas tenemos que $C_0 = P_0$. Pero a su vez, se tiene en cuenta que, al estar sometido únicamente a carga axial, también se debe cumplir que

$$C_0 > \frac{P}{0.25}$$

$$C_0 > \frac{2000 \text{ N}}{0,25}$$

$$C_0 > 8000 \text{ N}$$

Además, en la tabla 4-10 se determina la carga mínima requerida, mediante la siguiente ecuación:

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{v * n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{D_m}{100} \right)^2$$

Carga minima			
Factor de carga minima	Kr	0,025	
Viscosidad del aceite	v	74	mm ² /s
Velocidad	n	7	rpm
Diametro medio	Dm	65	mm
Carga minima	Frm	0,0068	kN

Tabla 4-10: Carga mínima Rodamiento



Se observa del catálogo general de rodamientos, perteneciente a la marca SKF⁶ que la viscosidad pertenece a grasa no toxica, que posee como aceite base “jabón de litio”, por lo que posee una viscosidad de 74 mm²/s a 40°C. Y el diámetro medio responde a la siguiente ecuación:

$$D_m = \frac{d + D}{2}$$

Finalmente se comprueba las horas de vida útil que tendrá el rodamiento seleccionado.

Del manual general de SKF se observa que la vida esperada del rodamiento deberá ser mayor a 3000hs. Para determinar la vida útil se utiliza la siguiente formula:

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^p$$

Y para el caso en que las velocidades son constantes también se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \cdot L_{10}$$

Lo valores utilizados y los resultados obtenidos están representados en la tabla 4-11.

⁶ SKF, Svenska Kullagerfabriken AB



Vida nominal de un Rodamiento			
Exponente para Rodamientos a bolas	p	3	
Capacidad de carga dinámica	C	18,2	kN
Carga dinámica equivalente	P	2	kN
Velocidad	n	7	rpm
L10		753,571	millones de rev
L10h		17942166,667	hs de func.

Tabla 4-11: Vida nominal del Rodamiento

A continuación, se observan las imágenes 4-10 y 4-11, tomadas del catálogo general de rodamientos SKF⁷.

Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable con obturaciones
d 25 – 50 mm

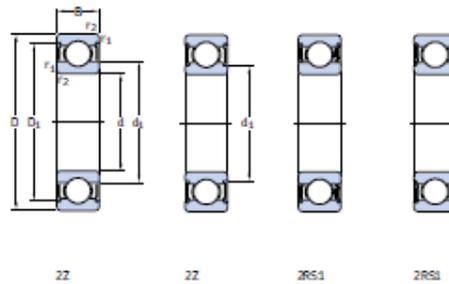


Imagen 4-10: Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con obturaciones (SKF)⁷

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
50	80	16	18,2	16	0,71	18 000	11 000	0,26	W 6010
	90	20	29,6	22,4	0,98	15 000	10 000	0,46	W 6210

Imagen 4-11: Dimensiones Rodamiento (SKF)

⁷ SKF, Svenska Kullagerfabriken AB



4.6. Cálculo de Potencia

La velocidad de desplazamiento adoptada es de 2,4 m/min, ya que la misma será una velocidad segura para el paciente.

De aquí se puede determinar la velocidad de rotación que deberá tener el rodillo de 10 cm de diámetro, sobre la banda transportadora.

$$\omega = \frac{v}{\pi * D}$$

$$\omega = \frac{2,4 * \frac{m}{min}}{\pi * 0,1 m}$$

$$\omega = 7,64 rpm$$

Luego con la fuerza ($F_r = 500 N$) generada por el torque se establece que la potencia necesaria para seleccionar el motor.

$$P(W) = T(Nm) * w\left(\frac{rad}{seg}\right)$$

$$P = \frac{F_T * D}{2} * \frac{\omega * 2 * \pi}{60}$$

$$P = \frac{F_T * D * \omega * \pi}{60}$$

$$P = \frac{500 N * 0,1 m * 7,64 rpm * \pi}{60}$$

$$P = 20 W$$



Por lo tanto, la potencia mínima necesaria para poder accionar el mecanismo es de 20 W. Determinada la potencia se puede seleccionar el motor eléctrico adecuado.

4.7. Accionamiento

El accionamiento de los rodillos se realiza mediante un motor de corriente continua (CC) debido a que presenta las siguientes características:

- Alto torque de arranque
- En caso de ser necesario, puede aplicarse electrónica de control para modificar su corriente para aumentar o reducir el torque y la velocidad de giro.

A su vez el motor tendrá acoplado un reductor que le permitirá entregar los 7 rpm necesarios para tener la velocidad de desplazamiento de 2,4 m/min.

Como se determinó en el apartado anterior el motor deberá tener una potencia mayor a 20W.

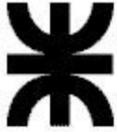
El motor seleccionado es de la marca IGNIS⁸, modelo MR20A-024150. El mismo se alimenta de 24 Vcc, tiene una potencia de 160W entrega una velocidad de giro en la salida de 7.8 rpm con un torque de 49 Nm.

Las características y dimensiones se pueden ver en el Anexo “Catálogos”

Las características de la batería se determinaron de la siguiente manera:

En primer lugar, se utiliza una batería cíclica debido a que estas están diseñadas para ser descargadas repetidas veces, algo que agotaría prontamente una batería estacionaria. Luego

⁸ <http://www.ignismotor.com/DESKTOP/AR/motoreductor.html>



como ya se ha mencionado la banda transportadora se desplazará entre los rodillos a una velocidad de 2,4 m/min y recorrerá una distancia aproximada de 2 metros, por lo que el motor se encontrará activo durante aproximadamente 8 minutos con 20 segundos. Además, se estima que la camilla se manipulará unas 30 veces al día, considerando el momento en que se toma al paciente y el momento en el que se lo deja sobre la cama de operaciones. Con estas consideraciones se establece que la camilla estará activa 4 horas con 10 minutos por día.

La batería tendrá autonomía de 1 solo día por lo que se deberá recargar la batería todas las noches.

El motor seleccionado consume 160 W por lo que se necesitan 666,67Wh por día. Teniendo en cuenta que la profundidad de descarga de la batería es de 75%, la potencia real necesaria es de 833,33 Wh. Dado que el motor requiere una tensión de 12Vcc la capacidad de la batería a seleccionar tendrá que ser mayor a 69,44 Ah.

Por todo lo mencionado es que se aplicará dos baterías en serie de la marca TROJAN⁹, modelo Motive 24TMX, la cual es liviana, pequeña, entrega 12 Vcc y tiene una capacidad de 70Ah.

Las características y dimensiones se pueden ver en el Anexo “Catálogos”.

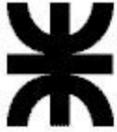
4.8. Acoplamiento

Para transmitir el movimiento realizado por el eje del motor al rodillo inferior se utiliza un sistema de polea, para lo cual se utilizó el manual técnico Optibelt¹⁰ “Para transmisiones por correas trapeciales”¹¹.

⁹ <http://www.trojanbattery.com/>

¹⁰ <https://www.optibelt.com/sp/home/>

¹¹ https://basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf



Los datos iniciales con lo que se cuentan son:

- La potencia del motor es de 160 W
- Las revoluciones de salida del motor son las mismas que se de desean transmitir (7,8 rpm), por lo que la relación de transmisión $i=1$
- La distancia entre centros es de aproximadamente 195 mm
- El diámetro de la polea, que esta acoplada al motor es de 50 mm
- La polea que se encentra en el rodillo inferior es de 50 mm
- Se tendrá un servicio diario de aproximadamente 4 horas
- La máquina tendrá estimativamente 30 arranques al día.
- Las condiciones de servicio son: a temperatura ambiente normal, sin influencia de aceites, agua o polvo.
- El arranque será bajo carga y la misma será constante.

Para comenzar el cálculo se determina el factor de carga dado por la tabla 4-12.



Tabla 17

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Gullotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, Impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadores de carga pesada, expulsos (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangliones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de pistón, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6

Tabla 4-12: Factor C2 (Optibelt)

El valor adoptado es $C_2=1,6$

Se prosigue calculando la potencia teórica para posteriormente; determinar el perfil de la correa.

$$P_B = P \cdot C_2$$

$$P_B = 160 W \cdot 1,6$$

$$P_B = 256 W$$



Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales y correas múltiples Kraftband

Diagrama 4: Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 Parte 1

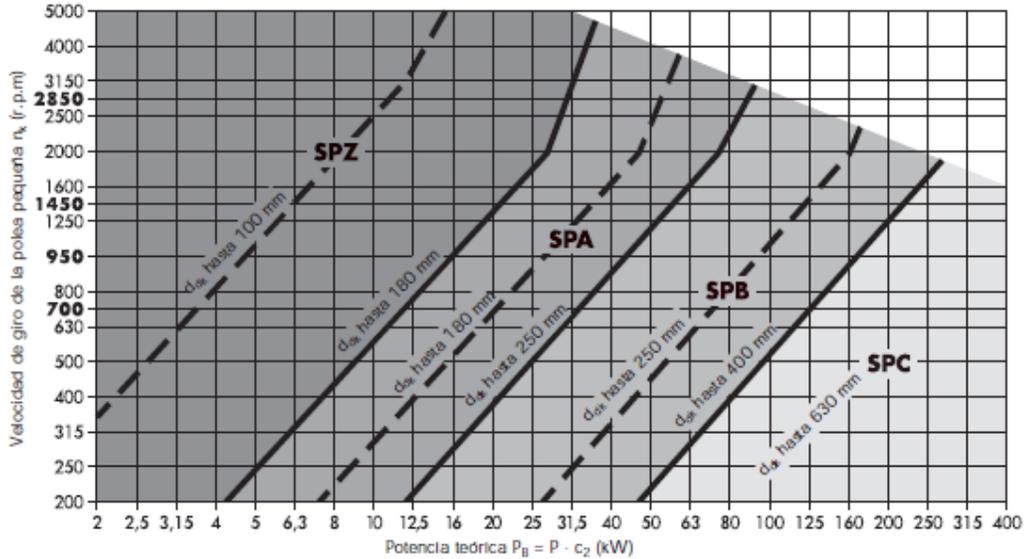


Imagen 4-12: Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales (Optibelt)

Ingresando con este valor de P_B al diagrama de la imagen 4-12, se concluye que se debe utilizar un perfil de correa SPZ.

A continuación, se realizarán cálculos teóricos, de lo que sería recomendable en las instalaciones de estas selecciones de poleas y correas.

Tomando como parámetros de diseño que las poleas tienen 50 mm de diámetro, determinamos la distancia entre ejes. Esta distancia debería encontrarse dentro del siguiente rango

$$a > 0,7(d_1 + d_2)$$

$$a > 0,7(50\text{mm} + 50\text{mm}) = 70\text{ mm}$$



$$a > 2 (d_1 + d_2)$$

$$a > 2 (50 \text{ mm} + 50 \text{ mm}) = 200 \text{ mm}$$

El valor adoptado es de 195 mm de distancia entre ejes. Ahora se puede establecer de manera estimativa que el desarrollo de referencia de la correa es de

$$L_{dth} = 2 a + 1,57 * (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 a}$$

$$L_{dth} = 2 * 195 \text{ mm} + 1,57 * (50 \text{ mm} + 50 \text{ mm}) + \frac{(50 \text{ mm} - 50 \text{ mm})^2}{4 * 195 \text{ mm}}$$

$$L_{dth} = 547 \text{ mm}$$

De la imagen 4-13 se determina que el desarrollo de referencia será $L_{dst} = 630 \text{ mm}$ para el perfil SPZ adoptado.

Perfil SPZ, XPZ	
Desarrollo de referencia (mm)	c_2
630	0,83

Imagen 4-13: Desarrollo de Referencia (Optibelt)

La distancia entre ejes teórica es:

$$a_{nom} = a + \frac{L_{dth} - L_{dst}}{2}$$

$$a_{nom} = 195 + \frac{547 \text{ mm} - 630 \text{ mm}}{2}$$



$$a_{nom} = 236,5 \text{ mm}$$

De la tabla 14-13 se determina el ajuste mínimo en las distancias x e y para la distancia entre ejes teórica:

Desarrollo de referencia (mm)	Ajuste mínimo x (mm) – para tensado o retensado	Ajuste mínimo y (mm) para montaje			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	—	—

Tabla 4-13: Desarrollo de referencia para correas trapeciales estrechas Optibelt (Optibelt)

$$x = 10 \text{ mm} ; \quad y = 10 \text{ mm}$$

La velocidad y frecuencia de flexión de la correa se determinan a continuación:

$$v = \frac{d_1 n_1}{19100}$$

$$v = \frac{50 \text{ mm } 7 \text{ rpm}}{19100}$$

$$v = 0,02 \text{ m/s}$$

$$f_b = \frac{2 * 1000 * v}{L_{dth}}$$

$$f_b = \frac{2 * 1000 * 0,02 \text{ m/s}}{630}$$

$$f_b = 0,06 * 1 / s$$



4.9. Estructura: Perfil “L”

La estructura superior va a ser analizada de las siguientes maneras:

- Se determina el Módulo Resistente “W” mínimo requerido
- Se verificar la pendiente y deflexión que se producirá en el extremo libre
- Se verificar que las tensiones tangenciales no exceden las tensiones permisibles

4.9.1. Datos de Material

Aquí, se realiza el cálculo, que justifica las dimensiones del perfil elegido. El mismo es un perfil “L” de 50x50x4 mm de acero inoxidable.

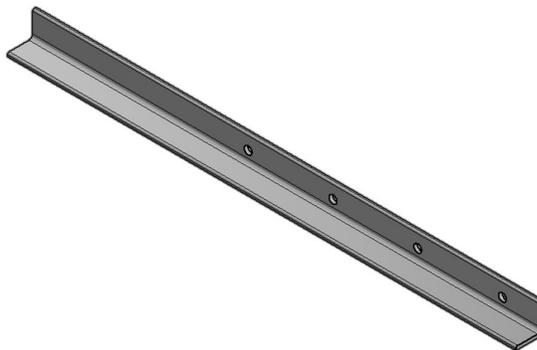


Imagen 4-14: Perfil "L" de alas iguales

INFORMACION DEL MATERIAL ELEGIDO			
ACERO INOXIDABLE AISI 304			
Tensión límite a la Fluencia	σ	510	MPa
Tensión Tangencial Admisible	τ	170	MPa
Modulo de Young	E	195	Gpa
Modulo de Rigidez Cortante	G	75	MPA

Tabla 4-14: Datos del acero inoxidable adoptado



4.9.2. Cálculo Previo

Antes de comenzar con los cálculos del perfil, se determina los esfuerzos que se estarán aplicando sobre la tabla donde se apoyará el paciente.

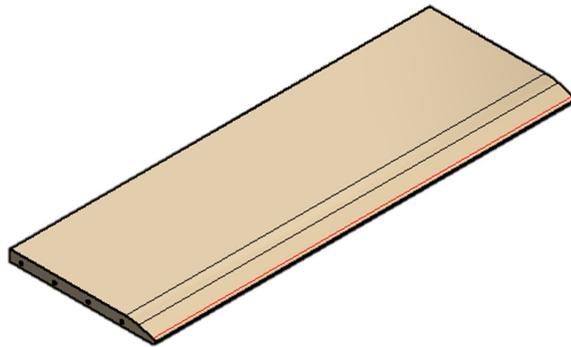


Imagen 4-15: Tabla APM

El material del cual está hecha la tabla es polietileno de alta densidad. El mismo es un termoplástico que presenta como principales características, una baja fricción, lo cual es conveniente para que la banda transportadora deslice sin presentar gran oposición y por lo tanto fuerza, que se vería traducido en un aumento de la potencia en el motor de accionamiento. Además, tiene una excelente resistencia química, resistencia a la abrasión y al desgaste. Es hidrófugo y no muestra fenómenos de hinchamiento.

Consideraciones para el cálculo

- La tabla tendrá las siguientes dimensiones 1900 x 650 x 50 mm, una densidad de $0,95 \text{ g/cm}^3$, se tiene una tabla que ejerce, aproximadamente 59 kgf.
- Se adopta un paciente que ejerce una fuerza de 250 kgf.
- Se analiza con el concepto de una viga doblemente empotrada

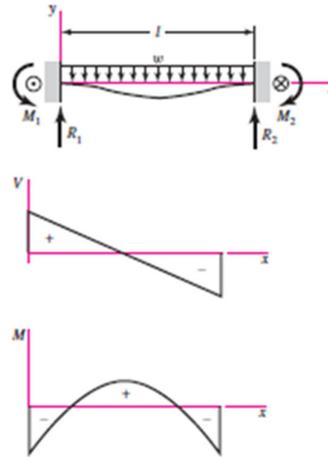


Imagen 4-16: Diagrama y ecuaciones de apoyo fijo con carga distribuida (Nisbett, 2008)

La ecuación para las reacciones en los apoyos, momentos en los apoyos, esfuerzo cortante y deflexión máxima son presentadas a continuación en el respectivo orden:

$$R_1 = R_2 = \frac{wL}{2}$$

$$M_1 = M_2 = \frac{wL^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}$$

$$y_{max} = \frac{wL^4}{384 EI}$$

Cálculos



Dimensiones de la tabla		
h	0,05	m
b	0,6	m

Tabla 4-15: Dimensiones de la tabla

Datos Material		
E	900,00	Mpa
I	6,25E-06	m ⁴
Datos		
Peso de la tabla	590,00	N
Peso de la persona	2500,00	N
Longitud	1,90	m
Calculos		
Carga distribuida	1626,32	N/m
R1=R2	1545,00	N
M1=M2	489,25	Nm
V	1545,00	N
Ymax	0,010	m

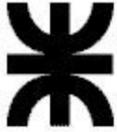
Tabla 4-16: Resultados de Esfuerzos en la Viga

De la tabla 4-16 se puede observar que la tabla de apoyo tendrá una deflexión de 9 mm en el centro de su vano.

Para la sujeción de la tabla con el perfil “L” se utilizan 4 tornillos M12 en cada extremo.

Para demostrar que los tornillos M12 utilizados soportan la carga existente en ellos, se utilizan la siguiente información:

- Resistencia mínima de prueba del tornillo S_p 33 kpsi (227,53MPa) como puede verse en la tabla 4-17
- El área del diámetro del vástago A es de 113,1mm²



- El área del diámetro menor A_r es de 86 mm^2 (tabla 4-18)
- La resistencia límite de fluencia del perfil “L” es de $S_y = 505 \text{ MPa}$
- El perfil “L” cuenta con un espesor de $t = 4 \text{ mm}$
- Se utiliza un coeficiente de diseño de $n_d = 1,5$

En primer lugar, se determina la fuerza límite de aplastamiento que soportan los tornillos y los materiales a unir.

Aplastamiento de pernos:

$$\sigma = \frac{F}{t d} = \frac{S_p}{n_d}$$

$$F = \frac{t d S_p}{n_d}$$

$$F = \frac{4 \text{ mm} * 12 \text{ mm} * 227,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5}$$

$$F = 7280,86 \text{ N}$$

Aplastamiento de los elementos:

$$\sigma = \frac{F}{t d} = \frac{S_y}{n_d}$$

$$F = \frac{t d S_y}{n_d}$$



$$F = \frac{4 \text{ mm} * 12 \text{ mm} * 505 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5}$$

$$F = 16160 \text{ N}$$

A continuación, se determina la fuerza necesaria para que se produzca el esfuerzo cortante admisible en los tornillos en distintas situaciones, las cuales son:

Las roscas de los tornillos no se extienden en los planos de cortante

$$\tau = \frac{F}{n A} = 0,577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$F = 0,577 \frac{n A S_p}{n_d}$$

$$F = 0,577 \frac{4 * 113,1 \text{ mm}^2 * 227,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5}$$

$$F = 39594,04 \text{ N}$$

Las roscas de los pernos se extienden en los planos de cortante

$$\tau = \frac{F}{n A_r} = 0,577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$F = 0,577 \frac{n A_r S_p}{n_d}$$

$$F = 0,577 \frac{4 * 86 \text{ mm}^2 * 227,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5}$$



$$F = 30107,59 N$$

Queda demostrado que la fuerza necesaria para producir un corte en los tornillos es mucho mayor que aquella a la que se encuentran sometidos.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	

Tabla 4-17: Especificaciones SAE para pernos de acero (Nisbett, 2008)

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso		Serie de paso fino			
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

Tabla 4-18: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino (Nisbett, 2008)



4.9.3. Módulo Resistente

En el presente apartado se verifica que el módulo resistente del perfil seleccionado es mayor al que debería tener el sistema propuesto.

Para ello se seleccionó el perfil "L" de alas iguales (imagen 4-17)

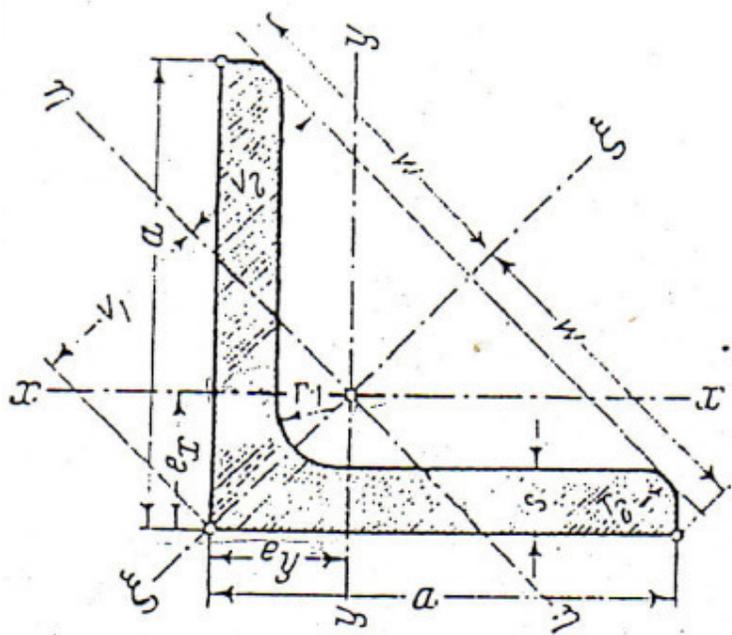


Imagen 4-17: Perfil "L" Seleccionado



Abreviatura L	Dimensiones en mm para				F cm ²	G kg/m	U m ² /m	Distancias para los ejes				Referido al eje de flexión							
	a	s	r ₁	r ₂				e _x = e _y cm	w cm	v ₁ cm	v ₂ cm	x--x = y--y		ξ--ξ		η--η		i _η = i ₁ cm	
												J _x = J _y cm ⁴	W _x = W _y cm ³	i _x = i _y cm	J _ξ	i _ξ	J _η		W _η
4	4				3,89	3,06													
5	5				4,80	3,77													
6	6				5,69	4,47													
50 x	7	7	3,5		6,56	5,15	0,194	1,45	3,54	2,04	1,77	12,8	3,61	1,50	20,4	1,89	5,24	2,57	0,96
7	8				6,56	5,15		1,49		2,11	1,78	14,6	4,15	1,49	23,1	1,88	6,02	2,85	0,96
8	8				7,41	5,82		1,52		2,16	1,80	16,3	4,68	1,48	25,7	1,86	6,87	3,19	0,96
9	9				8,24	6,47		1,56		2,21	1,82	17,9	5,20	1,47	28,1	1,85	7,67	3,47	0,97

Tabla 4-19: Características del perfil "L"

En la tabla 4-19 se encuentra la sección (F), el peso (G), momento de inercia (J), momento resistente (W), radio de giro (i).

De la tabla 4-19, se destaca que la estructura tiene un peso propio de 3,06 kg/m su perfil representa un módulo de resistencia de 2,46 cm³, y su momento de inercia es de 8,97 cm⁴.

Esquema de fuerzas y momentos aplicados

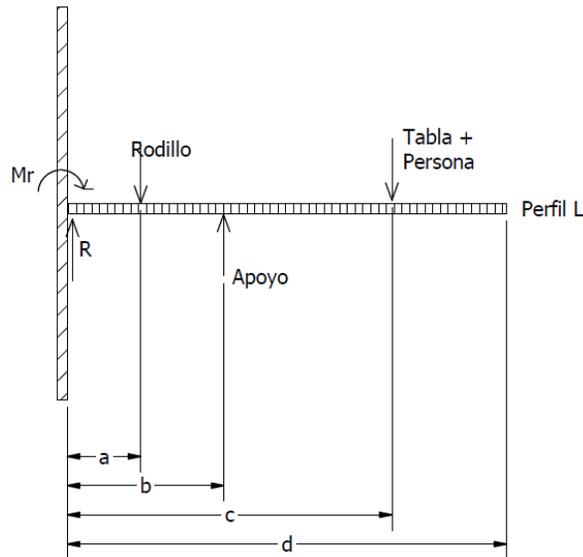


Imagen 4-18: Esquema de viga. Perfil "L"



Datos Dimensiones		
a	0,15	m
b	0,32	m
c	0,66	m
d	0,9	m
Datos Fuerzas		
Rodillo [R]	1000	N
Tabla + Persona [T]	1545,00	N
Perfil [q]	30,6	N/m
Calculos		
Apoyo [Fy]	1572,54	N
Reaccion R	1000	N
Momento Mr	678,88	Nm

Tabla 4-20: Resultados de esfuerzos. Viga Perfil "L"

La fuerza ejercida por el rodillo [R] se tomó como 1000N, debido a que, en los cálculos para el dimensionamiento del rodillo, se utiliza una fuerza máxima aplicada de 2000 N y la fuerza se distribuirá en partes iguales en cada apoyo del rodillo.

Para determinar las reacciones de los apoyos y momentos flectores de la viga se llegó a las siguientes ecuaciones y posteriormente se realizaron los despejes, con el software "Mathematica"¹².

$$\sum F_{\uparrow} = 0$$

$$R_y + F_y - R - T - q * l = 0$$

$$\sum M_0 = 0$$

¹² Wolfram Research, Inc., Mathematica, Version 9.0, Champaign, IL (2012).



$$M_r - R * a + F_y * b - T * c - q * \frac{d^2}{2} = 0$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$M_r - R_y * a + R * (b - a) - T * (c - b) - q * d * \left(\frac{d}{2} - b\right) = 0$$

```
In[1]:= Solve[Ry - R + Fy - T - q*d = 0, Ry]
Out[1]= {{Ry -> -Fy + d q + R - T}}

In[2]:= Solve[Mr - R*a + Fy*b - T*c - q*d^2/2 = 0, Fy]
Out[2]= {{Fy -> (-2 Mr + d^2 q + 2 a R + 2 c T)/2 b}}

In[3]:= Solve[Mr - Ry*a + R*(b - a) - T*(c - b) - q*d*(d/2 - b) = 0, Mr]
Out[3]= {{Mr -> 1/2 (-2 b d q + d^2 q + 2 a R - 2 b R - 2 a Ry - 2 b T + 2 c T)}}

In[4]:= Solve[Mr == 1/2 (-2 b d q + d^2 q + 2 a R - 2 b R + 2 a (-(-2 Mr + d^2 q + 2 a R + 2 c T)/2 b) + d q + R + T) - 2 b T + 2 c T, Mr]
Out[4]= {{Mr -> 1/2 (-2 b d q + d^2 q + 2 a R - 2 b R - 2 b T + 2 c T)}}

```

Imagen 4-19: Despejes. Wolfram Mathematica¹³

En la tabla 4-20 se presentan los resultados obtenidos para las reacciones en los apoyos y momento flector.

A continuación, se realiza un análisis de esfuerzos cortantes y momentos flectores, en distintos puntos de la viga. Posteriormente se utiliza el momento máximo y junto con la resistencia máxima a la tracción (505MPa – valor tomado de inventor), se determina el módulo

¹³ Wolfram Research, Inc., Mathematica, Version 9.0, Champaign, IL (2012).



resistente mínimo necesario. Finalmente se verifica que la viga seleccionada tenga un módulo resistente superior al requerido.

Punto	0	1	2	3	4
Cortante [N]	1000	-4,59	1562,748	7,344	0,00
Momento [Nm]	-678,88	-529,22	-530,45	-0,88	0,00

Tabla 4-21: Esfuerzo Cortante y Momento en la viga perfil "L"

$$W_{req} = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

W_{req} = Modulo Resistente Requerido

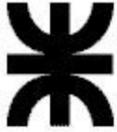
M_{max} = Momento Máximo

σ_{adm} = Tensión Admisible

Tension Admisible	505,00	Mpa
Momento Flector	678,88	Nm
Modulo Resistente Requerido	1,34	cm ⁴

Tabla 4-22: Modulo resistente requerido

En la tabla 4-19 indica que el módulo resistente del perfil "L" de lados iguales es de 2,46 cm⁴ y el módulo resistente requerido, reflejado en la tabla 4-22, es de 1,34, por lo que el módulo resistente del material seleccionado es casi 2 veces mayor.



4.9.4. Esfuerzos tangenciales

También se confirma que el esfuerzo cortante sea menor al admisible por el material.

$$\tau = \frac{V * Q}{I * b}$$

τ = Tension Tangencial

V = Esfuerzo Cortante

Q = Momento estático

I = Momento de Inercia

b = Ancho

En primer lugar, se determina el momento estático “Q” necesario.

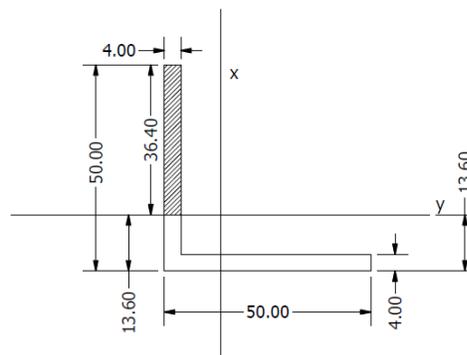


Imagen 4-20: Esquema perfil "L". Momento estático Q

$$A = 4 \text{ mm} * (50 \text{ mm} - 16,6 \text{ mm})$$

$$A = 145,6 \text{ mm}^2$$



$$\bar{x} = 18,2 \text{ mm}$$

$$Q = \bar{x} * A$$

$$Q = 18,2 \text{ mm} * 145,6 \text{ mm}^2$$

$$Q = 2649,92 \text{ mm}^3$$

Cortante	1562,75	N
Momento estatico	2649,92	mm ³
Momento de Inercia	8,97	cm ⁴
Ancho	5,00	mm
Tensión cortante	9,23	Mpa
Tensión cortante admisible	170,00	Mpa

Tabla 4-23: Tensión cortante admisible

En la tabla 4-23 se observa que la tensión cortante aplicada es holgadamente menor a la tensión cortante admisible por el material.

4.9.5. Deflexión en el extremo más lejano

Simplificando la estructura a una viga en voladizo con una fuerza aplicada a una distancia “a”, la deflexión en su extremo más lejano viene expresado por:

$$\delta_B = \frac{P * a^2}{6 * E * I} (3L - a)$$

Donde:

P = Carga

E = Modulo de Elasticidad (195 GPa)



$I = \text{Momento de Inercia } (2,54 \text{ cm}^4)$

$L = \text{Longitud } (0,9 \text{ m})$

$a = \text{distancia de la carga aplicada respecto del empotramiento}$

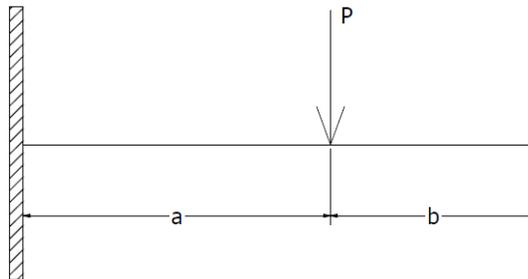
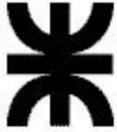


Imagen 4-21: Diagrama cuerpo libre deflexión en viga empotrada

En la tabla 4-24 se indica la deflexión posible en la viga de perfil “L” de lados iguales para distintos pesos de los pacientes:

Carga	Deflexion
70 Kg	3,81 mm
90 Kg	4,66 mm
110 Kg	5,50 mm
130 Kg	6,35 mm
150 Kg	7,20 mm
200 Kg	9,31 mm
250 Kg	11,43 mm

Tabla 4-24: deflexión según peso del paciente



4.10. Estructura: Apoyo Principal

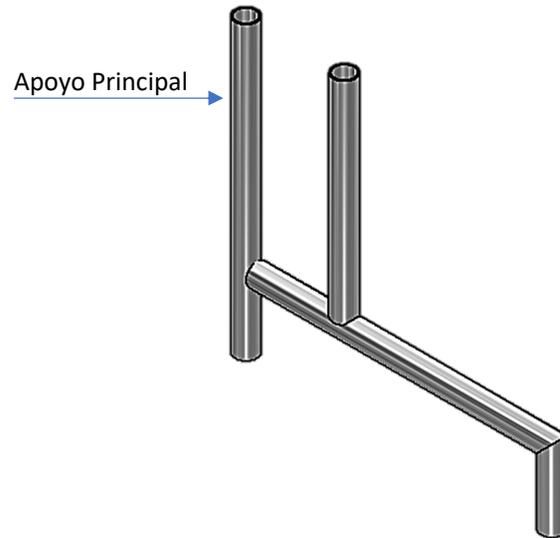


Imagen 4-22: Apoyo Principal

4.10.1. Tubo Seleccionado

Selección del catálogo de “Tubos Argentinos”¹⁴

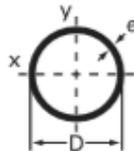


Imagen 4-23: Tubo circular

¹⁴ <https://tubosarg.com.ar/descargas/catalogo-tubosestructurales.pdf>



Tubo			
Diámetro	D	50,80	mm
Espesor	e	2,00	mm
Peso	w	2,41	kg/m
Área de la Sección	A	3,07	cm ²
Momento de Inercia	I	9,31	cm ⁴
Módulo de Inercia	W	3,67	cm ³
Radio de Giro	r	1,74	cm

Tabla 4-25: Característica del tubo circular

4.10.2. Diseño de Columna

En la estructura de soporte vertical, se encuentra aplicada una fuerza axial de 1000 N, por lo que se determina la fuerza permisible a la estructura y la misma debe ser mayor a esta fuerza axial.

DISEÑO		
Modulo de Elasticidad	1,95E+11	N/m ²
Límite de Fluencia	5,05E+08	N/m ²
Longitud	0,80	m
Coef K	1,00	
Radio de giro	0,0174	m
Área	0,0003066	m ²

Tabla 4-26: Datos de diseño

Se determina inicialmente la esbeltez crítica y la esbeltez real de la columna:

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_y}}$$

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 195 \times 10^9}{505 \times 10^6}}$$



$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = 87,3$$

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}$$

$$\left(\frac{1 * 0,8}{0,0174}\right)_{real} = 45,9$$

Debido a que la esbeltez real es menor a la crítica se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}}{\left(\frac{K * L}{r}\right)_c} - \frac{\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}^3}{\left(\frac{K * L}{r}\right)_c^3}$$

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} * \frac{45,9}{87,3} - \frac{45,9^3}{87,3^3}$$

Donde el factor de seguridad es:

$$n = 1,72$$

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{n_1} \left[1 - \frac{\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}^2}{2 * \left(\frac{K * L}{r}\right)_c^2} \right]$$

$$\sigma_{perm} = \frac{505 \times 10^6}{1,72} \left[1 - \frac{45,9^2}{2 * 87,3^2} \right]$$

La tensión permisible es:

$$\sigma_{perm} = 253,25 \text{ MPa}$$



Finalmente, la carga crítica es:

$$P_{perm} = \sigma_{perm} * Area$$

$$P_{perm} = 253,25 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 0,0003066 m^2$$

$$P_{perm} = 77,65 kN$$

Supera holgadamente los 1000 N que son aplicados debido a la fuerza calculada en el apartado de “4.10.3 Módulo Resistente”.

4.10.3. Tensiones Principales

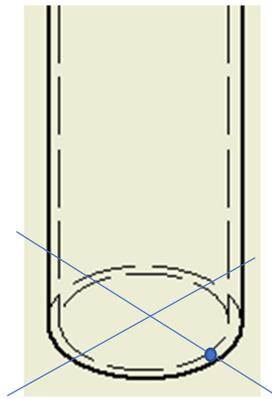


Imagen 4-24: Punto A en el sostén principal

Por cálculos previos se determinó que la estructura está sometida a

- Fuerza axial de 1000 N
- Momento flector de 678,88 Nm

A su vez, para continuar con el cálculo se debe conocer los siguientes valores:



- El momento de inercia es de $9,313 \text{ cm}^4$
- El diámetro es de $0,0508 \text{ m}$
- El área es de $3,066 \text{ cm}^2$

Las tensiones debido a la fuerza axial y al momento flector se encuentran expresados en la tabla 4-27.

Tensiones		
Tension debido a la fuerza axial	3,26	MPa
Tension debido a Flexion x-x	185,16	MPa

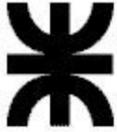
Tabla 4-27: tensiones simples en el sostén principal

Estas tensiones producen esfuerzos de tracción y compresión en el punto A (imagen 4-24), las cuales se expresan en la tabla 4-28.

Esfuerzos maximo en el Punto A		
Compresion	188,42	MPa
Traccion	181,89	MPa

Tabla 4-28: esfuerzos máximos en el punto A del sostén principal

Finalmente encontramos las tensiones principales



Tensiones Principales en el Punto A		
Por Compresion		
σ_x	0	MPa
σ_y	-188,42	MPa
τ_{xy}	0	MPa
σ_1	0	MPa
σ_2	-188,42	MPa
τ_{max}	94,21	MPa
Por Traccion		
σ_x	0	MPa
σ_y	181,89	MPa
τ_{xy}	0	MPa
σ_1	181,89	MPa
σ_2	0	MPa
τ_{max}	-90,95	MPa

Tabla 4-29: Tensiones principales en el punto A

Se verifica que las tensiones principales y tensiones tangenciales máximas, indicadas en la tabla 4-29, son menores a las tensiones permisibles del material.

$$\sigma_{perm} = 505 \text{ MP}$$

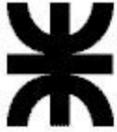
$$\tau_{perm} = 170 \text{ Mpa}$$

4.10.4. Pandeo del Sostén Principal

En este apartado se verifica que la carga crítica es mayor a la carga aplicada. La carga crítica es la carga mínima necesaria para que la estructura se encuentre en condiciones inestables.

Se considera que esta parte de la estructura esta articulada en ambos extremos.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2}$$



Modulo de Elasticidad	1,95E+11	Pa
Momento de Inercia	9,31	cm ⁴
Longitud	0,80	m
Carga Critica	280,06	kN

Tabla 4-30: Carga critica en el sostén principal

En la tabla 4-30 se observa que la carga critica es holgadamente mayor a la carga aplicada.

4.11. Estructura: Apoyo Auxiliar

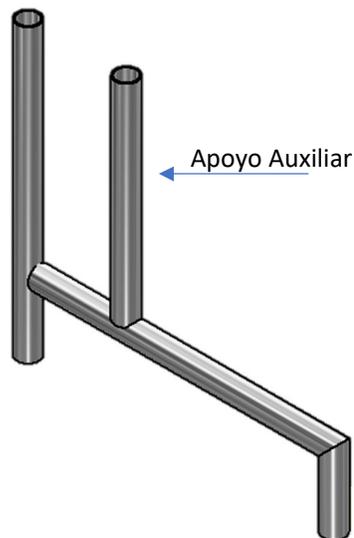
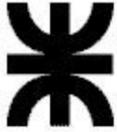


Imagen 4-25: Apoyo Auxiliar

En el apoyo auxiliar, se encuentra aplicada una fuerza axial de 1572.54 N. La misma se debe a los 1545 N que debe ejercer sobre el perfil “L” superior y 27,54 N que tiene como peso propio. Con esto se determina la fuerza permisible a la estructura, la cual deberá ser mayor a esta fuerza axial.



DISEÑO		
Modulo de Elasticidad	1,95E+11	N/m ²
Límite de Fluencia	5,05E+08	N/m ²
Longitud	0,60	m
Coef K	1,00	
Radio de giro	0,0174	m
Área	0,0003066	m ²

Tabla 4-31: Datos de diseño

Se determina en primer lugar la esbeltez crítica y la esbeltez real de la columna:

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_y}}$$

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 195x10^9}{505x10^6}}$$

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_c = 87,3$$

$$\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}$$

$$\left(\frac{1 * 0,6}{0,0174}\right)_{real} = 34,42$$

Debido a que la esbeltez real es menor a la crítica se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}}{\left(\frac{K * L}{r}\right)_c} - \frac{\left(\frac{K * L}{r}\right)_{real}^3}{\left(\frac{K * L}{r}\right)_c^3}$$



$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} * \frac{34,42}{87,3} - \frac{32,42^3}{87,3^3}$$

El factor de seguridad es de:

$$n = 1,75$$

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{n_1} \left[1 - \frac{\left(\frac{K * L}{r} \right)_{real}^2}{2 * \left(\frac{K * L}{r} \right)_c^2} \right]$$

$$\sigma_{perm} = \frac{505 \times 10^6}{1,75} \left[1 - \frac{32,42^2}{2 * 87,3^2} \right]$$

La tensión permisible es de:

$$\sigma_{perm} = 265,65 \text{ MPa}$$

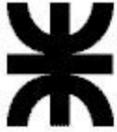
Finalmente, la carga permisible es de:

$$P_{perm} = \sigma_{perm} * \text{Area}$$

$$P_{perm} = 265,65 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,0003066 \text{ m}^2$$

$$P_{perm} = 81,45 \text{ kN}$$

La carga axial permisible supera holgadamente los aproximadamente 1572,54 N que son aplicados debido a la fuerza calculada en el apartado de “4.10.3 Módulo Resistente” y al peso propio.



4.11.1. Tensiones Principales

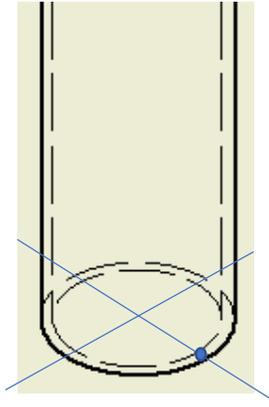


Imagen 4-26: Punto A en el apoyo auxiliar

Por cálculos previos se determinó que la estructura está sometida a

- Fuerza axial de 1572,54 N

A su vez, para continuar con el cálculo se debe conocer los siguientes valores:

- El momento de inercia es de $9,313 \text{ cm}^4$
- El diámetro es de 0,0508 m
- El área es de $3,066 \text{ cm}^2$

Las tensiones debido a la fuerza axial y al momento flector se encuentran expresados en la tabla 4-32.

Tensiones		
Tension debido a la fuerza axial	5,13	MPa
Tension debido a Flexion x-x	0,00	MPa

Tabla 4-32: Tensiones simples en el apoyo suplementario



Estas tensiones producen esfuerzos de tracción y compresión en el punto A (imagen 4-26), las cuales se expresan en la tabla 4-33.

Esfuerzos maximo en el Punto A		
Compresion	5,13	MPa
Traccion	-5,13	MPa

Tabla 4-33: Esfuerzos máximos en el punto A para apoyo suplementario

Finalmente encontramos las tensiones principales

Tensiones Principales en el Punto A		
Por Compresion		
σ_x	0	MPa
σ_y	-5,13	MPa
τ_{xy}	0	MPa
σ_1	0	MPa
σ_2	-5,13	MPa
τ_{max}	2,56	MPa
Por Traccion		
σ_x	0	MPa
σ_y	-5,13	MPa
τ_{xy}	0	MPa
σ_1	-5,13	MPa
σ_2	0	MPa
τ_{max}	2,56	MPa

Tabla 4-34: Tensiones principales en el punto A en el apoyo suplementario

En la tabla 4-34 se observa que las tensiones principales y tensiones tangenciales máximas son menores a las tensiones permisible del material.

$$\sigma_{perm} = 505 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 170 \text{ Mpa}$$



4.11.2. Pandeo del Apoyo Auxiliar

Al igual que con el sostén principal se determina la carga crítica, es decir, la mínima carga que provocaría una inestabilidad en la estructura

Se considera que esta parte de la estructura se encuentra articulada en ambos extremos.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2}$$

Modulo de Elasticidad	1,95E+11	Pa
Momento de Inercia	9,313	cm ⁴
Longitud	0,60	m
Carga Critica	497,88	kN

Tabla 4-35: Carga Critica en el apoyo suplementario

4.11.3. Cálculos de elementos finitos

Se utilizo el programa “Autodesk Inventor”¹⁵ para realizar una simulación de tensiones de la cual, además de poder visualizar las tensiones máximas y mínimas, se determinan las siguientes conclusiones:

- Se observa que la deflexión máxima, dada para las condiciones extremas es de 12,71 mm, lo cual no llega a ser significativa.
- Se corrobora que el coeficiente de seguridad que otorga el informe es mayor a 1, lo cual deja asentado que los esfuerzos aplicados pueden ser soportados por los materiales utilizados.

¹⁵ Autodesk® Inventor® 2018



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final de Carrera
Camilla de Transferencia
Estudiante: Nicolás Martínez

El informe que entrega el programa se encuentra en el anexo.



5. COSTOS

Se busca evaluar la viabilidad de implementar la camilla diseñada, desde la perspectiva económica. Para esto se realiza un presupuesto para elaborar la camilla planteada y se contrasta el precio obtenido con el precio de mercado de otras camillas alternativas.

El presupuesto puede verse con más detalle en el Anexo “Presupuesto”

El presupuesto obtenido para elaborar la camilla es de \$152642 pesos argentinos, unos US\$ 2595 dólares estadounidenses¹⁶.

En la tabla 5.1 puede verse los costos de adquisición de diferentes camillas que se encuentran en el mercado. En dicha tabla se denomina camilla tipo simple/moderno dependiendo de su simpleza y de si poseen mecanismos de transferencia de pacientes, además, todas ellas son para pesos inferiores a los 150 kg y sus mecanismos son manuales.

¹⁶ El cambio de divisa realizado el día 26/11/2019



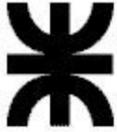
Camilla Tipo	Observacion	Precio
Simple	Repaldo elevador	\$ 12.800,00
Simple	Sin respaldo elevador	\$ 10.100,00
Simple	Altura regulable	\$ 109.000,00
Simple /moderno	Altura regulable	\$ 149.800,00
Moderno	Transf de carro por riel	\$ 90.000,00
Grua	-	\$ 51.460,00
Electromecanico	Cuenta con botoneras para el movimiento. Cuenta con cinta banda transportadora.	\$13.218.000,00

5-1: Precio Mercado Camilla¹⁷

Se observa que los valores de camillas simples son holgadamente inferiores a la camilla planteada, aunque debe tenerse en cuenta que no presentan ningún mecanismo que ayude al traspaso del paciente. Aquellos que presentan algún mecanismo de transferencia ya se acercan un poco más al precio obtenido para la camilla planteada, y una instalación electromecánica de ultimo nivel ya supera los millones de pesos.

Como las camillas simples, modernas y grúa, planteadas en la tabla 5-1 son accionamiento manual, por lo que se podría aplicar la opción de utilizar la camilla ideada sin su parte motora, para ser accionada manualmente por un brazo de palanca, lo que la dejaría con un costo de adquisición de \$105758 pesos argentinos (US\$ 2247,36 dólares estadounidenses).

¹⁷ La consulta de precios fue realizada el día 5/11/2019



6. CONCLUSIÓN

La necesidad de tener un mecanismo que ayude a los enfermeros a realizar la transferencia de paciente es indispensable, quedando a criterio del establecimiento el adoptar este u otro método.

Productos similares y de mayor avance tecnológico, que se encuentran desarrollados en otras partes del mundo, presentan un costo más elevado a los utilizados para la comparativa del apartado anterior. Además, las camillas que se comercializan soportan un peso promedio de 150kg mientras que la planteada está diseñada para una carga de 250 kg.

Si bien es una muy buena alternativa para la seguridad del paciente y el bienestar ergonómico de los enfermeros, el precio para su implementación resulta elevado, en comparación a otras alternativas más sencillas.

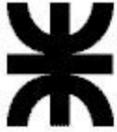
También cabe destacar que realizada una búsqueda de patentes en Argentina en la página web del INPI¹⁸ (Instituto Nacional de la Propiedad Industrial) donde únicamente se encuentra una solicitud para una camilla con características similares, pero que se encuentra en

¹⁸ <https://www.argentina.gob.ar/inpi>



desistida forzosa¹⁹, por lo cual no estaría válida la patente. Aun así, la finalidad de este proyecto no es la de comercializar un producto, sino la de buscar una alternativa económica para una metodología de traspaso. En caso de que la facultad cuente con los recursos, o con colaboración de empresas regionales para la elaboración de dicha camilla sería de manera solidaria ante quien lo requiera. Finalmente, en caso de que alguna entidad quisiera producir para la comercialización de la misma, deberá volver a realizar la búsqueda de alguna posible patente para comunicarse con el propietario y solicitar así una licencia de la misma.

¹⁹ Desistida forzosa puede ser por el art.27 y 28 de la ley de patentes. Por falta de pago de examen de fondo o porque no contesto una vista de fondo. (consultado el día 25/11/2019)



7. BIBLIOGRAFIA

Angulos y Perfiles de acero inoxidable [En línea] / aut. Group Irestal // bjaluminox.com. -
https://www.bjaluminox.com/adjuntos/documentos/angulos_y_perfiles_abiertos_acero_inoxidable-1284632875.pdf.

Catalogo General de Rodamientos [Libro] / aut. SKF.

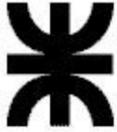
clr.es [En línea] / aut. CLR. - <https://clr.es/blog/es/motores-corriente-continua-alterna-seleccion/>.

Cyclosrl.com.ar [En línea] / aut. SRL Cyclo. - http://www.cyclosrl.com.ar/03infdat_01.htm.

Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [Libro] / aut. Nisbett Richard G. Budynas y J. Keith. - Mexico : Mc Graw-Hill, 2008.

efisioterapia.net [En línea] // efisioterapia. -
<https://www.efisioterapia.net/articulos/tecnicas-movilizacion-y-transferencias-pacientes>.

Fullwat.com [En línea] / aut. Ukai. - <http://www.fullwat.com/documentos/00056-LNK02061.pdf>.



indeletec [En línea] / aut. INDELETEC. - <http://www.indeltec.com.ar/polietileno-apm-hmw.html>.

interroll.com [En línea] / aut. INTERROLL. - https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Rollers/Catalog_2018/Conveyor_Roller_Catalog_ES.pdf.

invacare.es [En línea]. - 2013. - https://www.invacare.es/sites/es/files/product_documents/b7f1a4455dbfd3834ec804302eb9d0d6b49f2135_Normativas_Camas_01_2013.pdf.

irestal.com [En línea] / aut. Group Irestal. - <http://www.irestal.com/products/llarg/barra-redonda>.

mafdel-belts.com [En línea] / aut. Madfel. - <https://www.mafdel-belts.com/es/catalogue-correa-y-banda-transportadora/>.

Movilizacion manual de pacientes [Informe] / aut. Fernandez Santiago Martinez. - Palencia : Complejo Asistencial de Palencia y Sacyl, 2009.

Resistencia de Materiales [Libro] / aut. Gere James M.. - Madrid : Thomson, 2002.

salud.gob.sv [En línea]. - https://www.salud.gob.sv/archivos/pdf/uaci2014/licitaciones_abiertas/LAbierta232014/LAbierta232014_ANEXO_1_ESPECIFICACIONES_TECNICAS-sig.pdf.

sanmetal.er [En línea] / aut. SA Sanmetal. - <http://www.sanmetal.es/productos/termoplasticos/polietileno-apm/17>.

sc.ehu.es [En línea] / aut. Garcia Angel Franco. - Diciembre de 2010. - <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm>.



Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final de Carrera
Camilla de Transferencia
Estudiante: Nicolás Martínez

Tabla Técnica del acero inoxidable [En línea] / aut. Group Irestal. -

<http://data.irestal.com/files/files/2012030204152933979.pdf>.

tubosarg.com.ar [En línea] / aut. Argentinos Tubos. -

<https://tubosarg.com.ar/descargas/catalogo-tubosestructurales.pdf>.



8. LISTA DE IMAGENES

Imagen 2-1: Camilla diseñada	13
Imagen 3-1: Movilización y Colocación del paciente en quirófano. Silvestra Barrena Blásquez. Ana Maria Aguilera Velazco. (www.codem.es).....	14
Imagen 3-2: MEDI-GLIDE (medicaresystem.es)	15
Imagen 3-3 AIR TRANSFER SYSTEM (www.cjmedical.com).....	15
Imagen 3-4: Velo transfer de la marca Mespa (medicalexpo.es)	16
Imagen 3-5: Camilla Manual Grúa - (gidsa.com).....	16
Imagen 3-6: TRANSMAQUET (gruponexus.com.mx)	17
Imagen 4-1: Diagrama de cuerpo libre 1	18
Imagen 4-2: Diagrama de cuerpo libre 2	20
Imagen 4-3: Tubo Circular	24



Imagen 4-4: Diagramas de Apoyos fijos con carga central.....	26
Imagen 4-5: Rodillo.....	31
Imagen 4-6: Figura A. Eje redondo con filete en el hombro a flexión (Nisbett, 2008)	37
Imagen 4-7: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros (Nisbett, 2008)	37
Imagen 4-8: Figura A. Eje redondo con filete en el hombro a torsión (Nisbett, 2008)	42
Imagen 4-9: Sensibilidad a la muesca en el caso de acero (Nisbett, 2008).....	42
Imagen 4-10: Rodamiento rígido de bolas de acero inoxidable con obturaciones (SKF)	53
Imagen 4-11: Dimensiones Rodamiento (SKF)	53
Imagen 4-12: Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales (Optibelt)	59
Imagen 4-13: Desarrollo de Referencia (Optibelt).....	60
Imagen 4-14: Perfil "L" de alas iguales.....	62
Imagen 4-15: Tabla APM.....	63
Imagen 4-16: Diagrama y ecuaciones de apoyo fijo con carga distribuida (Nisbett, 2008).....	64
Imagen 4-17: Perfil "L" Seleccionado.....	69
Imagen 4-18: Esquema de viga. Perfil "L"	70



Imagen 4-19: Despejes. Wolfram Mathematica	72
Imagen 4-20: Esquema perfil "L". Momento estático Q	74
Imagen 4-21: Diagrama cuerpo libre deflexión en viga empotrada	76
Imagen 4-22: Apoyo Principal	77
Imagen 4-23: Tubo circular	77
Imagen 4-24: Punto A en el sostén principal.....	80
Imagen 4-25: Apoyo Auxiliar.....	83
Imagen 4-26: Punto A en el apoyo auxiliar.....	86



9. LISTA DE TABLAS

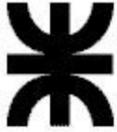
Tabla 4-1: Datos de tubo circular	24
Tabla 4-2: Resultados en los rodillos con $F=1000$ N	30
Tabla 4-3: Resultados en los rodillos con $F= 2000$ N	31
Tabla 4-4: Parámetros en el factor de la condición superficial (Nisbett, 2008)	33
Tabla 4-5: Factor de modificación K_b (Nisbett, 2008)	34
Tabla 4-6: Factor de modificación K_c (Nisbett, 2008).....	34
Tabla 4-7: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero (Nisbett, 2008)	35
Tabla 4-8: Factores de confiabilidad K_e (Nisbett, 2008)	36
Tabla 4-9: Coef. de seguridad para distintas cargas	49
Tabla 4-10: Carga mínima Rodamiento	51



Tabla 4-11: Vida nominal del Rodamiento	53
Tabla 4-12: Factor C2 (Optibelt).....	58
Tabla 4-13: Desarrollo de referencia para correas trapeciales estrechas Optibelt (Optibelt)	61
Tabla 4-14: Datos del acero inoxidable adoptado	62
Tabla 4-15: Dimensiones de la tabla	65
Tabla 4-16: Resultados de Esfuerzos en la Viga	65
Tabla 4-17: Especificaciones SAE para pernos de acero (Nisbett, 2008).....	68
Tabla 4-18: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino (Nisbett, 2008)	68
Tabla 4-19: Características del perfil "L".....	70
Tabla 4-20: Resultados de esfuerzos. Viga Perfil "L".....	71
Tabla 4-21: Esfuerzo Cortante y Momento en la viga perfil "L"	73
Tabla 4-22: Modulo resistente requerido	73
Tabla 4-23: Tensión cortante admisible	75
Tabla 4-24: deflexión según peso del paciente.....	76
Tabla 4-25: Característica del tubo circular	78



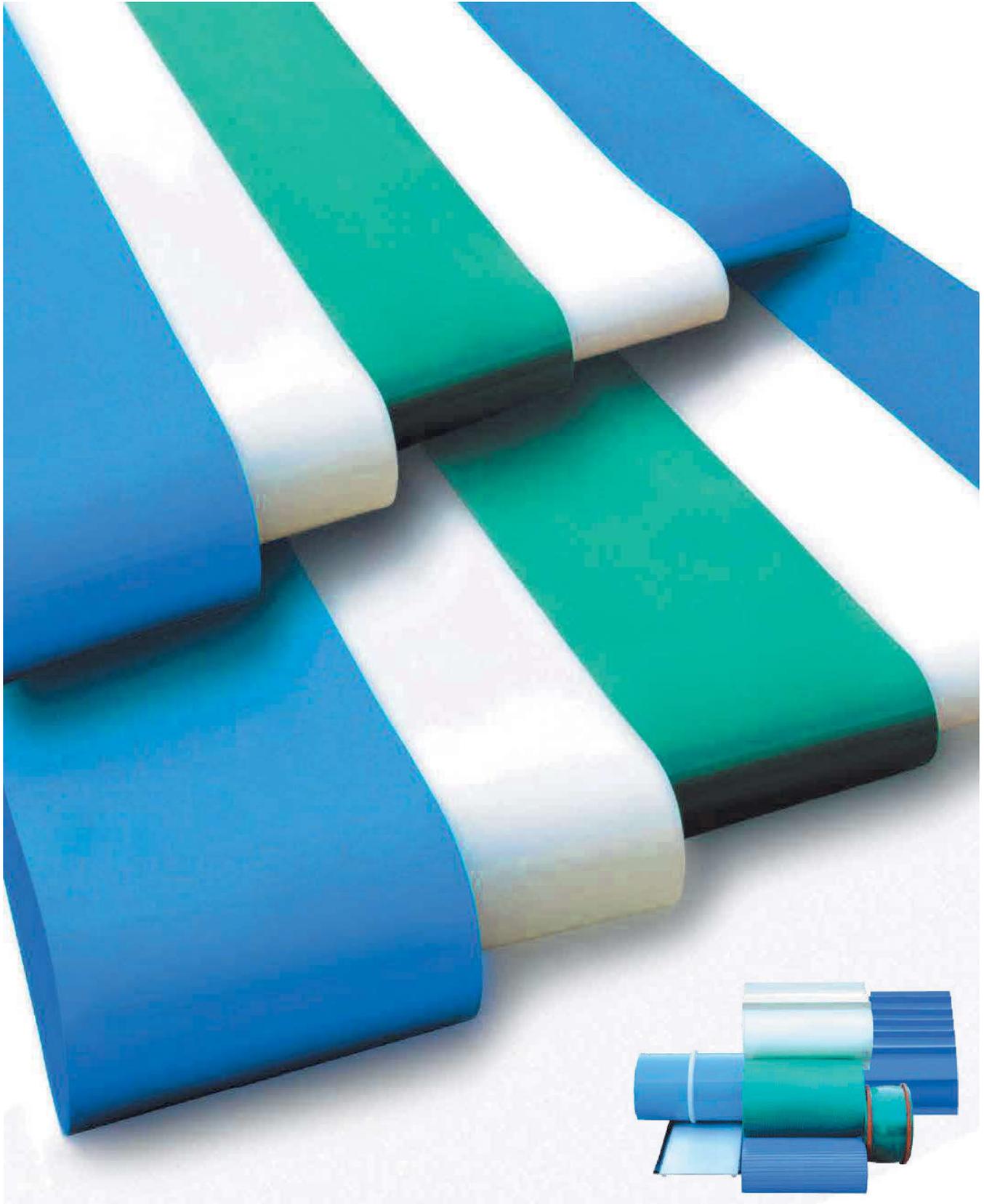
Tabla 4-26: Datos de diseño	78
Tabla 4-27: tensiones simples en el sostén principal.....	81
Tabla 4-28: esfuerzos máximos en el punto A del sostén principal	81
Tabla 4-29: Tensiones principales en el punto A	82
Tabla 4-30: Carga critica en el sostén principal	83
Tabla 4-31: Datos de diseño	84
Tabla 4-32: Tensiones simples en el apoyo suplementario	86
Tabla 4-33: Esfuerzos máximos en el punto A para apoyo suplementario	87
Tabla 4-34: Tensiones principales en el punto A en el apoyo suplementario	87
Tabla 4-35: Carga Critica en el apoyo suplementario	88



10. CATALOGOS

- 10.1. Banda transportadora**
- 10.2. Tubos Argentinos**
- 10.3. Tabla APM**
- 10.4. Motorreductor**
- 10.5. Batería**
- 10.6. Rodamientos SKF**
- 10.7. Análisis en Autodesk Inventor**

BANDAS TRANSPORTADORAS



Mafdel se reserva el derecho de completar, modificar o retirar alguna de sus fabricaciones sin aviso previo. Los parámetros y datos incorporados a este documento son proporcionados a título informativo. Mafdel no aceptará responsabilidades por el uso incorrecto de esa información.



BANDAS TRANSPORTADORAS

		Cara inferior	Cara superior	Granulado Cara sup.	Anchura maxi (mm)	Espesor (mm)							
						1,5	1,6	2	2,3	2,5	3	4	5
DEL/ROC	100 ShA 55 ShD	Lisa	Lisa	No	1850								
DEL/ROC	100 ShA 55 ShD	Estructurada	Lisa	No	1850								
DEL/FLEX	95 ShA	Lisa	Lisa	Sí	1850								
DEL/FLEX	95 ShA	Estructurada	Lisa	Sí	1850								
DEL/FLEX	93 ShA	Lisa	Lisa	Sí	1850								
DEL/FLEX	93 ShA	Estructurada	Lisa	Sí	1850								
DEL/FLEX	93 ShA	Reforzada	Lisa	Sí	1850								
SOUPLEX	85 ShA	Lisa	Lisa	Sí	1850								
SOUPLEX	85 ShA	Estructurada	Lisa	Sí	1850								
SOUPLEX	85 ShA	Lisa	Lisa	Sí	1850								
FLATBELT	95 ShA	Lisa	Lisa	No	350								
PROBELT	95 ShA	Lisa	Lisa	No	350								
ELASTOBELT	80 ShA 70 ShA	Lisa	Lisa	Sí	360								
Recubrimiento TOTALGRIP	70 ShA	Lisa	Lisa	Sí	360								
Especial PRIMAFLEX	90 ShA	Lisa o Cepillada	Lisa	Sí	360								

Bandas DEL/ROC, DEL/FLEX y SOUPLEX con guías bajo demanda

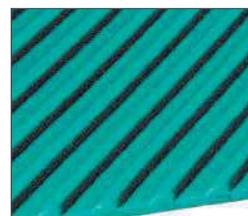
Posibilidades de granulado con picos, multicara, SG3 o rombos en cara superior (excepto con bandas DEL/ROC).
Anchura maxi : 380 mm. Color verde, blanco, azul.



Con picos (PI)



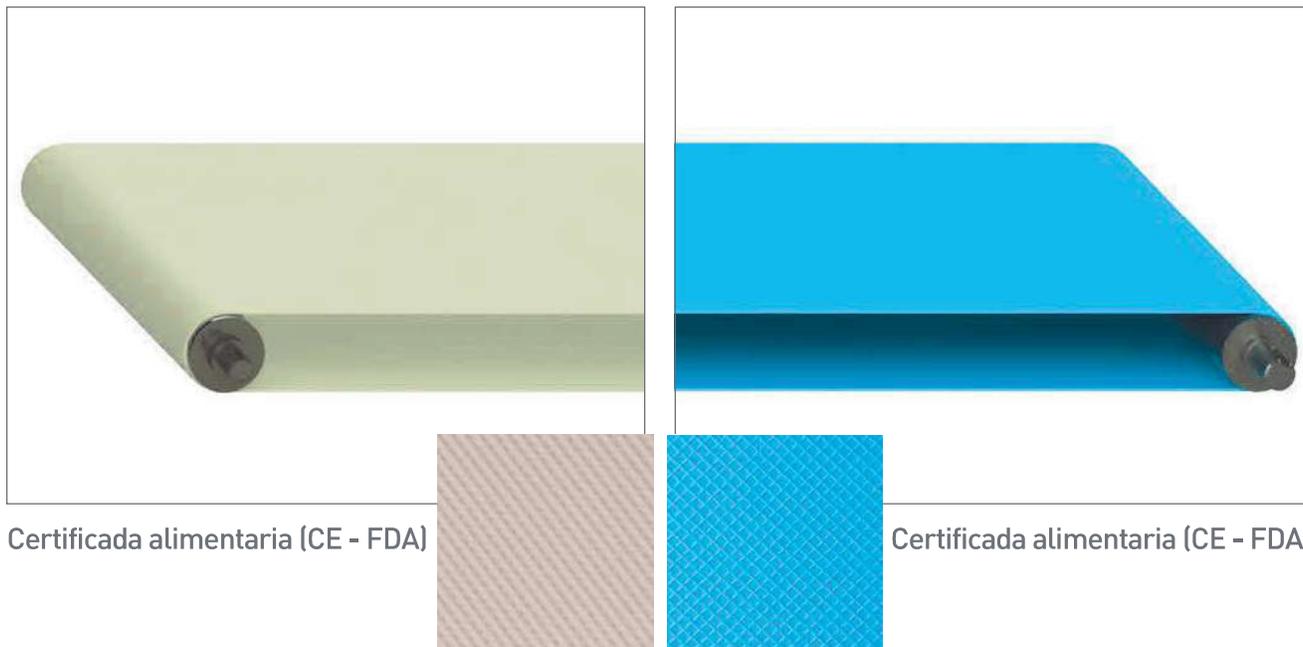
Multicara (US)



SG3 (SG)



Rombos (LO)



Características

- Cara inferior lisa o estructurada.
- Fácil de limpiar.
- Resistente a la abrasión.
- Resistente a los ataques químicos.
- Resistente a la tracción.
- Buen coeficiente de fricción.

Aplicaciones

- Transporte de cargas medianas o pesadas.
- Acumulación posible.
- Accionamiento discontinuo con carga.
- Distancia entre centros larga.

Cara inferior ESTRUCTURADA (EM)

- Mejora el rozamiento sobre soporte de acero inoxidable en entornos húmedos o grasos.
- Reduce los esfuerzos de tracción.

Uniones posibles

- Soldadura cara a cara.
- Soldadura con soplete de aire caliente.
- Unión mediante grapa plástica o inoxidable.

Colocación de guías trapezoidales, perfiles, y perforaciones... bajo demanda.



DEL/ROC

DEL/ROC		
Color	Marfil o azul	
Materia	Elastómero de Poliéster	
Dureza	100 ShA - 55 ShD	
Cara superior	Lisa	
Cara inferior	Lisa o estructurada (EM)	
Fuerza de tracción	9 daN/cm ² de sección a 0,5 % de tensión	
	18 daN/cm ² de sección a 1% de tensión	
	27 daN/cm ² de sección a 1,5% de tensión	
Tensión de funcionamiento	0,5 a 2% según condiciones	
Temperaturas extremas	-30°C / +90°C	
Coeficiente de fricción	PEAD Acero Inox	0,15 - 0,2 0,35 - 0,4 0,5

Correa plana Anchura < 100mm	Banda transportadora Anchura ≥ 100mm	Color	Espesor banda (mm)	Anchura maxi (mm)	Ø mini de arrollamiento (mm)	Peso (kg/m ²)
DRPI1.5	DRBI1.5		1,5	1850	30	1,8
DRPI2	DRBI2		2	1850	40	2,4
DRPI2EM	DRBI2EM					
DRPB2	DRBB2					
DRPB2EM	DRBB2EM		2,5	1850	60	3
DRPI2.5	DRBI2.5					
DRPI3	DRBI3					
DRPI3EM	DRBI3EM		3	1850	80	3,6
DRPB3	DRBB3					
DRPB3EM	DRBB3EM					
DRPI4	DRBI4		4	1850	160	4,8
DRPB4	DRBB4					
DRPB4EM	DRBB4EM					
DRPI5	DRBI5		5	1850	200	6
DRPB5	DRBB5					

BANDAS DEL/ROC CON GUIAS Ø mínimo de arrollamiento (mm)



Guía V/FLEX (PVC 60 ShA)



Guía V/FLEX dentada

Espesor banda (mm)	Guía V/FLEX (PVC 60 ShA)					Guía V/FLEX dentada				
	8x5	10x6	13x8	17x11	22x14	8x5	10x6	13x8	17x11	22x14
2	70	80	100	-	-	-	70	90	-	-
2,5	80	100	110	130	-	-	90	100	110	-
3	110	130	140	150	200	-	110	120	130	150
4	160	180	200	210	220	-	160	180	190	200
5	200	210	220	240	250	-	200	210	230	240



TUBOS
ARGENTINOS

TUBOS ESTRUCTURALES
Structural Tubes

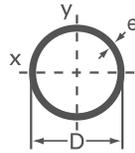


CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

Tensile Properties

DENOMINACIÓN DEL TUBO <i>Tube Denomination</i>	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MÍNIMA R (MPA) <i>Tensile Strength Minimum</i>	LÍMITE DE FLUENCIA MÍNIMO RE (MPA) <i>Yield Strength</i>		ALARGAMIENTO DE ROTURA MÍNIMO LO = 50 mm <i>Elongation in 50 mm (%)</i>	
		SECCIÓN CIRCULAR <i>Circular Section</i>	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR <i>Square and rectangular section</i>	SECCIÓN CIRCULAR <i>Circular section</i>	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR <i>Square and rectangular section</i>
TE - 20	310	228	269	15	13
TE - 22	363	216	225	12	10
TE - 30	490	294	303	10	8
TE - 36	510	353	364	9	7





DIMENSIÓN Size D		ESPESOR Thickness e	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
Pulg. Inches	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1 5/8"	41.27	0.80	0.798	1.017	2.122	1.028	1.444
		0.90	0.896	1.141	2.370	1.148	1.441
		1.10	1.090	1.388	2.854	1.383	1.434
		1.20	1.186	1.511	3.091	1.498	1.430
		1.60	1.565	1.994	4.002	1.939	1.417
		2.00	1.937	2.467	4.857	2.354	1.403
1 3/4"	44.44	2.50	2.390	3.045	5.852	2.836	1.386
		0.80	0.861	1.097	2.660	1.197	1.557
		0.90	0.966	1.231	2.973	1.338	1.554
		1.10	1.176	1.498	3.584	1.613	1.547
		1.20	1.280	1.630	3.884	1.748	1.544
		1.60	1.690	2.153	5.039	2.268	1.530
1 7/8"	47.62	2.00	2.093	2.667	6.129	2.758	1.516
		2.50	2.586	3.294	7.403	3.332	1.499
		0.80	0.924	1.177	3.285	1.380	1.671
		0.90	1.037	1.321	3.673	1.542	1.667
		1.10	1.262	1.608	4.432	1.861	1.660
		1.20	1.374	1.750	4.804	2.018	1.657
2"	50.80	1.60	1.816	2.313	6.245	2.623	1.643
		2.00	2.250	2.866	7.610	3.196	1.629
		2.50	2.782	3.544	9.214	3.870	1.612
		0.80	0.986	1.257	4.001	1.575	1.784
		0.90	1.108	1.411	4.475	1.762	1.781
		1.10	1.348	1.718	5.404	2.218	1.774
2 1/4"	57.15	1.20	1.468	1.870	5.861	2.307	1.770
		1.60	1.941	2.473	7.630	3.004	1.757
		2.00	2.407	3.066	9.313	3.666	1.743
		2.50	2.978	3.793	11.298	4.448	1.726
		3.20	3.756	4.785	13.867	5.460	1.702
		0.90	1.248	1.590	6.409	2.243	2.007
2 1/2"	63.50	1.10	1.521	1.937	7.751	2.712	2.000
		1.20	1.656	2.109	8.411	2.943	1.997
		1.60	2.192	2.792	10.980	3.842	1.983
		2.00	2.720	3.465	13.437	4.702	1.969
		2.50	3.369	4.292	16.356	5.724	1.952
		3.20	4.759	6.062	28.144	8.864	2.155
3"	76.20	4.00	5.869	7.477	33.856	10.663	2.128
		4.75	6.882	8.767	38.780	12.214	2.103
		0.90	1.671	2.129	15.737	4.035	2.687
3"	76.20	1.20	2.220	2.827	20.255	5.316	2.677
		1.60	2.944	3.750	26.583	6.977	2.663
		2.00	3.660	4.662	32.705	8.584	2.649

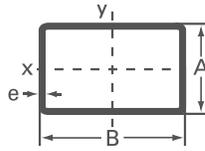
TUBOS REDONDOS

Round Tubes

DIMENSIÓN Size D		ESPESOR Thickness e	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
Pulg. Inches	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
3"	76.20	3.20	5.761	7.339	49.890	13.094	2.607
		4.75	8.370	10.662	69.611	18.271	2.555
3 1/2"	88.90	1.60	3.445	4.388	42.596	9.583	3.116
		2.00	4.286	5.460	52.527	11.817	3.102
		2.50	5.327	6.786	64.551	14.522	3.084
		3.20	6.763	8.615	80.678	18.150	3.060
		4.75	9.858	12.557	113.579	25.552	3.007
		6.35	12.927	16.468	143.730	32.335	2.954
4"	101.60	1.60	3.946	5.027	64.016	12.602	3.569
		2.00	4.913	6.258	79.076	15.566	3.555
		2.50	6.110	7.783	97.386	19.171	3.537
		3.20	7.765	9.892	122.083	24.032	3.513
		4.75	11.345	14.452	173.020	34.059	3.460
4 1/2"	114.30	1.60	4.447	5.665	91.630	16.033	4.022
		2.00	5.539	7.056	113.336	19.831	4.008
		2.50	6.893	8.781	139.811	24.464	3.990
		3.20	8.768	11.169	175.676	30.739	3.966
		4.75	12.833	16.348	250.269	43.792	3.913
		6.35	16.905	21.535	320.628	56.103	3.859
5"	127.00	1.60	4.948	6.303	126.224	19.878	4.475
		2.00	6.165	7.854	156.290	24.613	4.461
		2.50	7.676	9.778	193.056	30.403	4.443
		3.20	9.770	12.446	243.031	38.273	4.419
		4.75	14.321	18.243	347.661	54.750	4.365
		6.35	18.894	24.069	447.319	70.444	4.311
5 1/2"	139.70	3.20	10.772	13.722	325.722	46.632	4.872
		4.75	15.808	20.138	467.531	66.934	4.818
		6.35	20.883	26.602	603.666	86.423	4.764

Productos factibles de producción. Consultar disponibilidad en stock.

Products under production. Please consult stock availability.



DIMENSIÓN Size		ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A	B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
						X - X			Y - Y		
30.00	50.00	1.20	1.80	1.443	1.862	2.910	1.455	1.250	6.444	2.578	1.860
		1.60	2.40	1.895	2.458	3.743	1.871	1.234	8.358	3.343	1.844
		2.00	3.00	2.332	3.040	4.513	2.256	1.218	10.161	4.064	1.828
		2.50	3.75	2.860	3.750	5.391	2.695	1.199	12.266	4.906	1.809
		3.20	4.80	3.560	4.710	6.474	3.237	1.172	14.950	5.980	1.782
20.00	60.00	0.80	1.20	0.976	1.254	0.968	0.484	0.879	5.460	2.184	2.086
		0.90	1.35	1.094	1.408	1.076	0.538	0.874	6.101	2.440	2.082
		1.10	1.65	1.327	1.712	1.284	0.642	0.866	7.357	2.943	2.073
		1.20	1.80	1.443	1.862	1.383	0.692	0.862	7.972	3.189	2.069
		1.60	2.40	1.895	2.458	1.756	0.878	0.845	10.345	4.138	2.052
		2.00	3.00	2.332	3.040	2.089	1.044	0.829	12.585	5.034	2.035
		2.50	3.75	2.860	3.750	2.453	1.227	0.809	15.203	6.081	2.013
30.00	60.00	1.10	1.65	1.500	1.932	3.151	1.576	1.277	9.265	3.706	2.190
		1.20	1.80	1.631	2.102	3.408	1.704	1.273	10.046	4.019	2.186
		1.60	2.40	2.146	2.778	4.389	2.194	1.257	13.074	5.230	2.170
		2.00	3.00	2.646	3.440	5.298	2.649	1.241	15.950	6.380	2.153
		2.50	3.75	3.252	4.250	6.339	3.169	1.221	19.339	7.735	2.133
40.00	50.00	1.10	1.65	1.500	1.932	5.153	2.576	1.633	7.264	2.906	1.939
		1.20	1.80	1.631	2.102	5.581	2.790	1.629	7.874	3.149	1.935
		1.60	2.40	2.146	2.778	7.231	3.615	1.613	10.232	4.093	1.919
		2.00	3.00	2.646	3.440	8.782	4.391	1.598	12.466	4.986	1.904
		2.50	3.75	3.252	4.250	10.589	5.294	1.578	15.089	6.035	1.884
40.00	60.00	1.10	1.65	1.673	2.152	5.985	2.993	1.668	11.173	4.469	2.279
		1.20	1.80	1.819	2.342	6.484	3.242	1.664	12.121	4.848	2.275
		1.60	2.40	2.397	3.098	8.411	4.205	1.648	15.803	6.321	2.259
		2.00	3.00	2.960	3.840	10.227	5.114	1.632	19.315	7.726	2.243
		2.50	3.75	3.645	4.750	12.349	6.174	1.612	23.474	9.390	2.223
40.00	60.00	3.20	4.80	4.564	5.990	15.057	7.528	1.585	28.883	11.553	2.196
		4.00	6.00	5.562	7.360	17.801	8.900	1.555	34.505	13.802	2.165
		4.75	7.13	6.445	8.598	20.060	10.030	1.527	39.266	15.707	2.137
		1.10	1.65	1.673	2.152	3.611	1.806	1.295	13.547	5.419	2.509
30.00	70.00	1.20	1.80	1.819	2.342	3.906	1.953	1.291	14.699	5.880	2.505
		1.60	2.40	2.397	3.098	5.035	2.517	1.275	19.179	7.672	2.488
		2.00	3.00	2.960	3.840	6.083	3.042	1.259	23.459	9.384	2.472
		2.50	3.75	3.645	4.750	7.286	3.643	1.239	28.536	11.415	2.451
		3.20	4.80	4.564	5.990	8.784	4.392	1.211	35.156	14.062	2.423
		4.00	6.00	5.562	7.360	10.249	5.124	1.180	42.057	16.823	2.390
		4.75	7.13	6.445	8.598	11.407	5.703	1.152	47.920	19.168	2.361

El polietileno de alta densidad o alto peso molecular es un termoplástico de características sobresalientes por su baja fricción y elevada resistencia al choque a bajas temperaturas, con excelente resistencia química, abrasión y desgaste, superior a la mayoría de los termoplásticos.

Su aplicación varía desde la industria química, del papel, minera, etc. Su condición autolubrificante le permite trabajar libre de lubricación, condición excelente en la industria alimenticia.

Aprobado por SENASA para estar en contacto directo con alimentos. Según resolución N° 568/89.

Es hidrófugo y no muestra fenómenos de hinchamiento.

PROPIEDADES GENERALES

- Rango de temperatura de trabajo 0 a + 80° C.
- Buena resistencia al desgaste.
- Buena resistencia al impacto incluso a baja temperatura.
- Fisiológicamente inerte.
- Muy baja absorción de humedad.
- Resistente a agentes químicos corrosivos como ser ácido sulfúrico, clorhídrico, fosfórico, nítrico, agroquímicos, urea, etc.

APLICACIONES

- Mesas de corte en deposte de carnes en frigoríficos, tablas para alimentos.
- Guías de cadena, rascadores de paila, palas para contenedores de alimentos.
- Apoyos, defensas para muelles, patines.
- Bujes de alta velocidad pero baja presión.

PRESENTACION COMERCIAL

• Planchas

Espesores desde 4mm hasta 200 mm de espesor.
Anchos de 350mm, 500mm, 600mm, 1000mm, 1220 mm
Largos 2000 mm.

• Barras

Diametros desde 8mm hasta 320 mm
Largos 1000 mm

• Tubos

Consultar medidas disponibles.
Colores standard: Natural, negro o verde.

POLIETILENO APM -HMW



Belelli 1150 - Banfield
(B1828GIF) - Buenos Aires



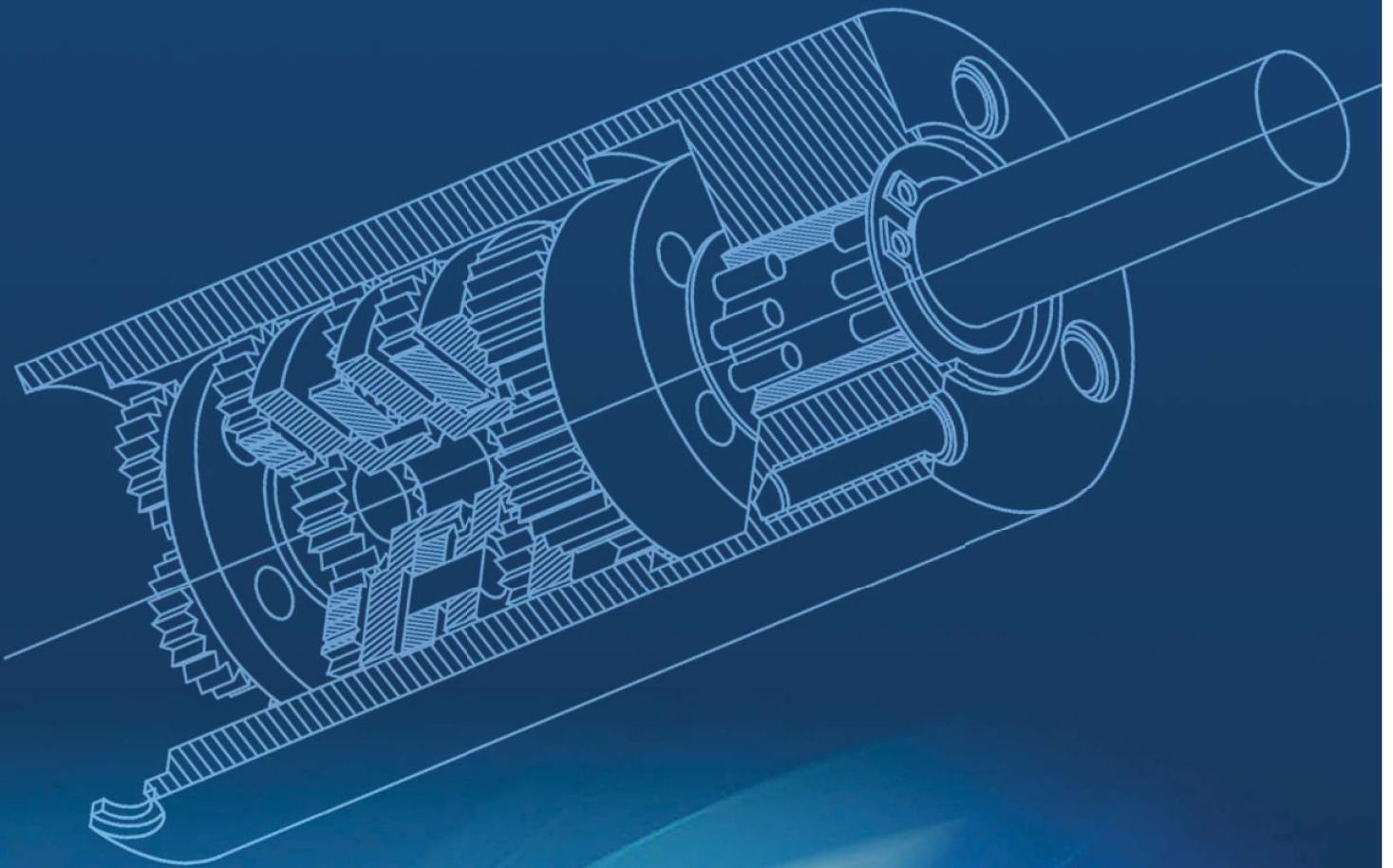
54.11. 4202-6852/0852



ventas@indeltec.com.ar



www.indeltec.com.ar

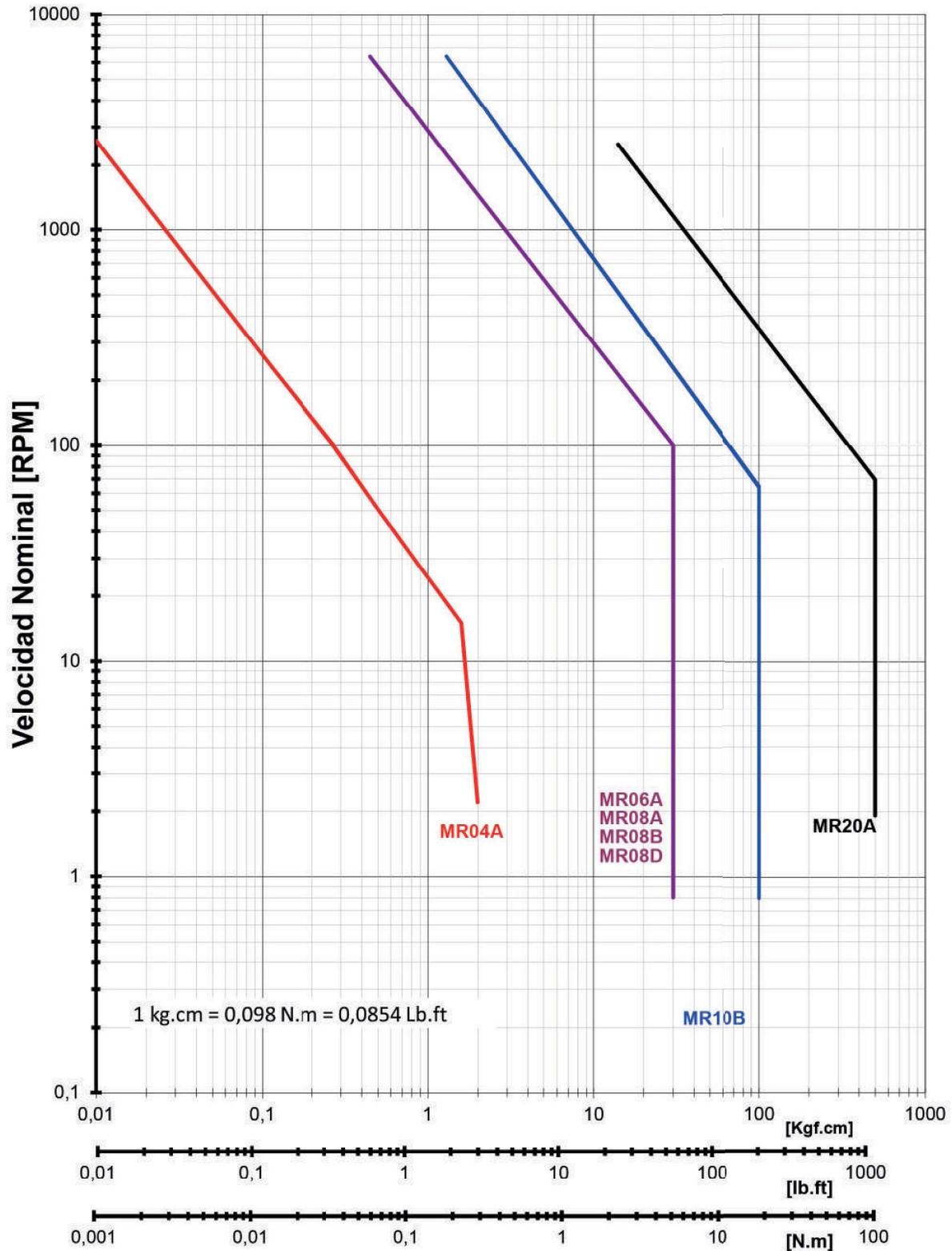


**MOTORES, MOTORREDUCTORES
BOMBAS PERISTÁLTICAS Y
TRANSMISIÓN ORTOGONAL**

www.ignismotor.com

DIAGRAMA DE SELECCIÓN

Guía de Selección
Diagrama Comparativo Cupla-Velocidad



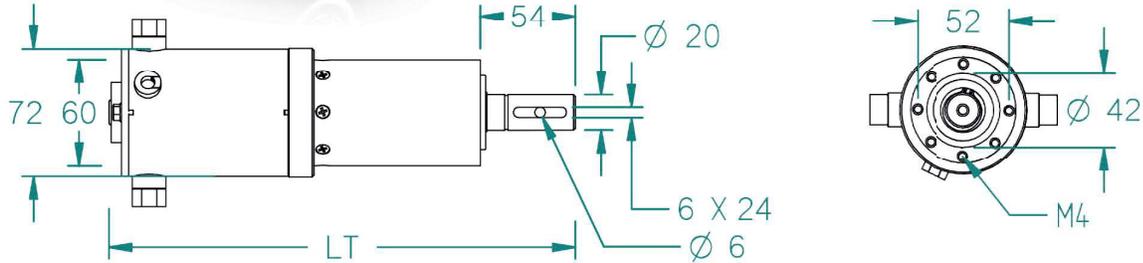
La empresa se reserva el derecho de modificar el contenido de este catálogo y los valores del mismo sin previo aviso.

MOTORREDUCTOR



MR 20 A - [] - [] - [] - []

FAMILIA VERSIÓN TENSIÓN POTENCIA VELOCIDAD OPCIONALES



GENERAL

Juego Libre (Backlash) **menor a 2°**
 Temperatura de operación **Ta + 50°C**
 Cupla de arranque / Bloqueo **Cupla nominal * 4**
 Velocidad Vacío (aprox.) **Velocidad Nominal + 15%**

SOLICITACIONES DEL EJE

Esc. de referencia 1:3

Compresión- Tracción **200 Kgf**
 Esfuerzo Axial Máximo **200 Kgf**
 Momento Flexor Máximo **25 Kgf.m**
 Origen **Argentina**

Modelo				MR20A-024060	MR20A-024075	MR20A-024150
Opcional				--	--	--
Servicio				Larga duracion		
Potencia [Hp]				0,0675	0,1215	0,216
Tensión nominal [V]				24 Vcc		
Io . Inom . Is [A]				1,0 . 2,5 . 19	1,5 . 4,5 . 27	1,5 . 8,0 . 50
Ruido máx. [DB] (Adicional única etapa 15%)				90		
RPM Nom . RPM Vacío (motor)				2000 . 2500		
Peso . Adicional por etapa [Kg]				2,80 . 0,25	3,40 . 0,25	3,90 . 0,25
Largo[LT] . Adicional por etapa				263,5 . 13	270,5 . 13	303,5 . 13
Etapas	Relación	Engranajes	Velocidad [RPM]	Cupla [Kgf.cm]	Cupla [Kgf.cm]	Cupla [Kgf.cm]
0	1:1	0	2000	2,70	3,60	7,10
	3:1	3	667	8,00	10,70	21,40
	4:1	4	500	10,60	14,30	28,60
1	6:1	6	333	15,90	21,40	42,80
	9:1	33	222	23,90	32,10	64,20
	11:1	43	182	31,80	42,80	85,70
2	16:1	44	125	42,40	57,10	114,20
	24:1	64	83	63,60	85,70	171,30
	36:1	66	56	95,40	128,50	257,00
3	46:1	443	43	127,30	171,30	342,60
	64:1	444	31	169,70	228,40	456,80
	144:1	664	14	381,80	500,00	500,00
4	216:1	666	9,3	500,00	"	"
	256:1	4444	7,8	"	"	"
	384:1	6444	5,2	"	"	"
	1296:1	6666	1,5	"	"	"
También disponible en: 2,3 . 3,5 . 21 Rpm						

La empresa se reserva el derecho de modificar el contenido de este catálogo y los valores del mismo sin previo aviso.

MODEL **24TMX with POD vent**
 VOLTAGE **12**
 MATERIAL **Polypropylene**
 DIMENSIONS **Inches (mm)**
 BATTERY **Deep-Cycle Flooded/Wet Lead-Acid Battery**
 COLOR **Maroon**
 WATERING **No Watering System Available**



WITH **T₂** TECHNOLOGY



12 VOLT

PHYSICAL SPECIFICATIONS

BCI	MODEL NAME	VOLTAGE	CELL(S)	TERMINAL TYPE ⁶	DIMENSIONS ⁶ INCHES (mm)			WEIGHT ⁸ LBS. (kg)
					LENGTH	WIDTH	HEIGHT ^F	
24	24TMX	12	6	7, 8, 9, 16	10.92 (277)	6.62 (168)	9.25 (235)	47 (21)

ELECTRICAL SPECIFICATIONS

CRANKING PERFORMANCE		CAPACITY ^A MINUTES		CAPACITY ^B AMP-HOURS (Ah)				ENERGY (kWh)	INTERNAL RESISTANCE (mΩ)	SHORT CIRCUIT CURRENT (amps)
C.C.A. ^D @ 0°F (-18°C)	C.A. ^E @ 32°F (0°C)	@ 25 Amps	@ 75 Amps	5-Hr	10-Hr	20-Hr	100-Hr	100-Hr		
—	—	140	36	70	78	85	94	1.13	—	—

CHARGING INSTRUCTIONS

CHARGER VOLTAGE SETTINGS (AT 77°F/25°C)				
SYSTEM VOLTAGE	12V	24V	36V	48V
Bulk Charge	14.82	29.64	44.46	59.28
Float Charge	13.50	27.00	40.50	54.00
Equalize Charge	16.20	32.40	48.60	64.80

Do not install or charge batteries in a sealed or non-ventilated compartment. Constant under or overcharging will damage the battery and shorten its life as with any battery.

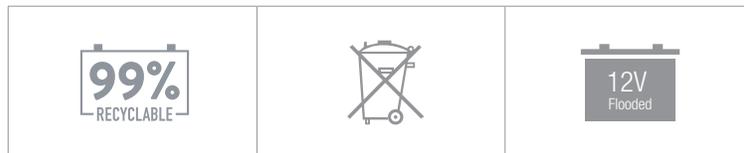
CHARGING TEMPERATURE COMPENSATION

ADD	SUBTRACT
0.005 volt per cell for every 1°C below 25°C 0.0028 volt per cell for every 1°F below 77°F	0.005 volt per cell for every 1°C above 25°C 0.0028 volt per cell for every 1°F above 77°F

OPERATIONAL DATA

OPERATING TEMPERATURE	SELF DISCHARGE
-4°F to 113°F (-20°C to +45°C). At temperatures below 32°F (0°C) maintain a state of charge greater than 60%.	5 – 15% per month depending on storage temperature conditions.

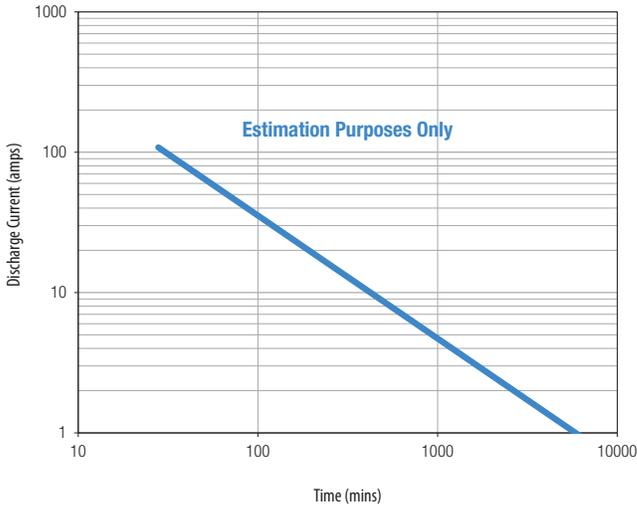
RECYCLE RESPONSIBLY



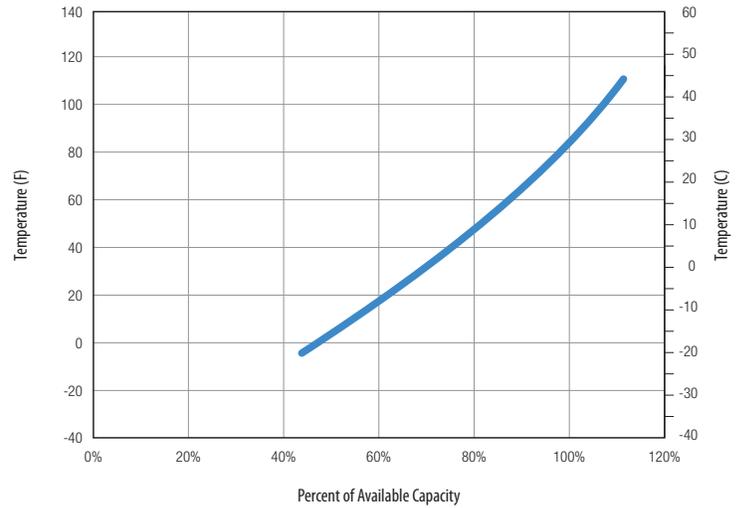
STATE OF CHARGE MEASURE OF OPEN-CIRCUIT VOLTAGE

PERCENTAGE CHARGE	SPECIFIC GRAVITY	CELL	12 VOLT
100	1.277	2.122	12.73
90	1.258	2.103	12.62
80	1.238	2.083	12.50
70	1.217	2.062	12.37
60	1.195	2.040	12.24
50	1.172	2.017	12.10
40	1.148	1.993	11.96
30	1.124	1.969	11.81
20	1.098	1.943	11.66
10	1.073	1.918	11.51

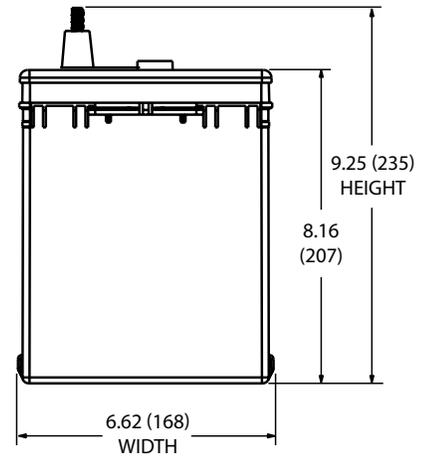
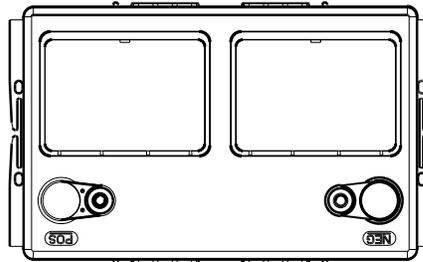
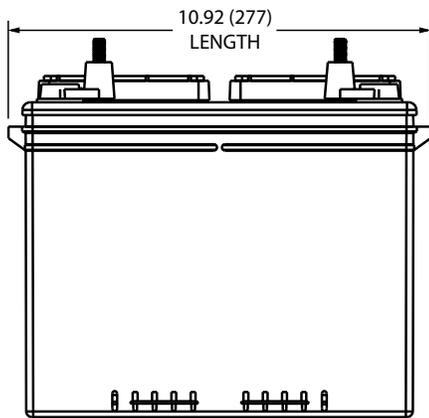
TROJAN 24TMX PERFORMANCE



PERCENT CAPACITY VS. TEMPERATURE



BATTERY DIMENSIONS (shown with WNT)



TERMINAL CONFIGURATIONS^G

7	UT	UNIVERSAL TERMINAL
	Terminal Height Inches (mm) 1.10 (28)	Torque Values in-lb (Nm) 95 – 105 (11 – 12)
	Bolt 5/16"	
9	WNT	WINGNUT TERMINAL
	Terminal Height Inches (mm) 1.50 (38)	Torque Values in-lb (Nm) 95 – 105 (11 – 12)
	Bolt 5/16"	

8	AP	AUTOMOTIVE POST TERMINAL
	Terminal Height Inches (mm) 0.83 (21)	Torque Values in-lb (Nm) 50 – 70 (6 – 8)
16	SLT	SMALL L-TERMINAL
	Terminal Height Inches (mm) 1.31 (33)	Torque Values in-lb (Nm) 95 – 105 (11 – 12)
	Bolt 5/16"	

- A. The number of minutes a battery can deliver when discharged at a constant rate at 80°F (27°C) and maintain a voltage above 1.75 V/cell. Capacities are based on peak performance.
- B. The amount of amp-hours (AH) a battery can deliver when discharged at a constant rate at 80°F (27°C) and maintain a voltage above 1.75 V/cell. Capacities are based on peak performance.
- C. Dimensions may vary depending on type of handle or terminal. Batteries should be mounted with 0.5 inches (12.7 mm) spacing minimum.
- D. C.C.A. (Cold Cranking Amps) - the discharge load in amperes which a new, fully charged battery can maintain for 30 seconds at 0°F (-18°C) at a voltage above 1.2 V/cell.

- E. C.A. (Cranking Amps) - the discharge load in amperes which a new, fully charged battery can maintain for 30 seconds at 32°F (0°C) at a voltage above 1.2 V/cell. This is sometimes referred to as marine cranking amps @ 32°F or M.C.A. @ 32°F.
- F. Height taken from bottom of the battery to the highest point on the battery. Heights may vary depending on type of terminal.
- G. Terminal images are representative only.
- H. Weight may vary.



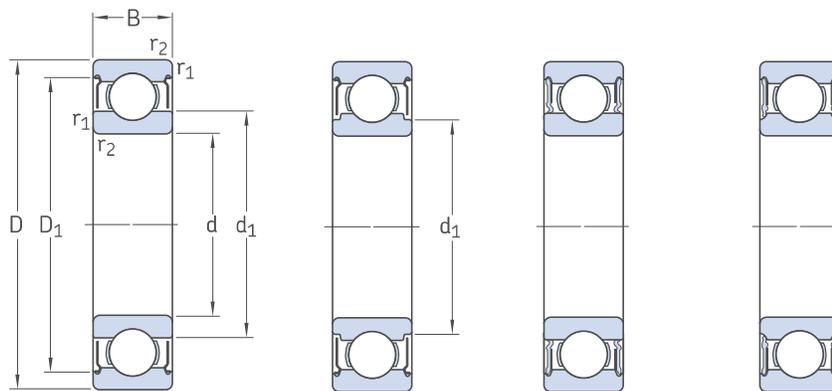
Designed in compliance with applicable BCI, DIN, BS and IEC standards.
Tested in compliance to BCI and IEC standards.



800.423.6569 / +1.562.236.3000 / trojanbattery.com

© 2019 Trojan Battery Company, LLC. All rights reserved. Trojan Battery Company is not liable for damages that may result from any information provided in or omitted from this publication, under any circumstances. Trojan Battery Company reserves the right to make adjustments to this publication at any time, without notice or obligation.

Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable con obturaciones d 25 – 50 mm



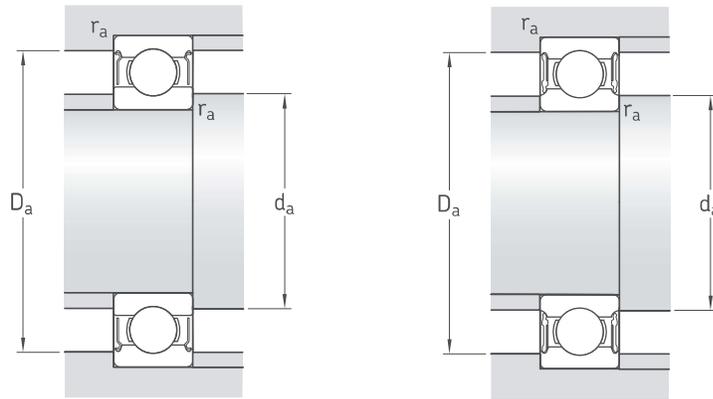
2Z

2Z

2RS1

2RS1

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	–	
25	42	9	5,92	4,15	0,193	–	10 000	0,047	W 61905-2RS1
	47	12	8,52	5,7	0,25	32 000	16 000	0,08	W 6005-2Z
25	47	12	8,52	5,7	0,25	–	9 500	0,08	W 6005-2RS1
	52	15	11,9	7,65	0,335	28 000	14 000	0,13	W 6205-2Z
	52	15	11,9	7,65	0,335	–	8 500	0,13	W 6205-2RS1
	62	17	17,2	10,8	0,475	24 000	13 000	0,23	W 6305-2Z
25	62	17	17,2	10,8	0,475	–	7 500	0,23	W 6305-2RS1
	30	55	13	11,1	8	0,355	28 000	14 000	0,12
55		13	11,1	8	0,355	–	8 000	0,12	W 6006-2RS1
30	62	16	16,3	10,8	0,475	24 000	12 000	0,2	W 6206-2Z
	62	16	16,3	10,8	0,475	–	7 500	0,2	W 6206-2RS1
30	72	19	22,5	14,6	0,64	20 000	11 000	0,35	W 6306-2Z
	72	19	22,5	14,6	0,64	–	6 300	0,35	W 6306-2RS1
35	62	14	13,5	10	0,44	24 000	12 000	0,16	W 6007-2Z
	62	14	13,5	10	0,44	–	7 000	0,16	W 6007-2RS1
35	72	17	21,6	14,6	0,655	20 000	10 000	0,29	W 6207-2Z
	72	17	21,6	14,6	0,655	–	6 300	0,29	W 6207-2RS1
40	68	15	14	10,8	0,49	22 000	11 000	0,19	W 6008-2Z
	68	15	14	10,8	0,49	–	6 300	0,19	W 6008-2RS1
40	80	18	24,7	17,3	0,75	18 000	9 000	0,37	W 6208-2Z
	80	18	24,7	17,3	0,75	–	5 600	0,37	W 6208-2RS1
45	75	16	17,8	14,6	0,64	20 000	10 000	0,25	W 6009-2Z
	75	16	17,8	14,6	0,64	–	5 600	0,25	W 6009-2RS1
45	85	19	27,6	19,6	0,865	17 000	8 500	0,41	W 6209-2Z
	85	19	27,6	19,6	0,865	–	5 000	0,41	W 6209-2RS1
50	80	16	18,2	16	0,71	18 000	9 000	0,26	W 6010-2Z
	80	16	18,2	16	0,71	–	5 000	0,26	W 6010-2RS1
50	90	20	29,6	22,4	0,98	15 000	8 000	0,46	W 6210-2Z
	90	20	29,6	22,4	0,98	–	4 800	0,46	W 6210-2RS1



Dimensiones			Dimensiones de acuerdos y resaltes				Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	r _{1,2} min	d _a min	D _a máx	r _a máx	k _r	f ₀
mm			mm				-	
25	30,9	39,5	0,3	27	40	0,3	0,020	15
	31,7	42,7	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	15
	31,7	42,7	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	15
	34	45,7	1	30,6	46,4	1	0,025	14
	34	45,7	1	30,6	46,4	1	0,025	14
38,1	53,2	1,1	32	55	1	0,030	13	
	53,2	1,1	32	55	1	0,030	13	
30	38	49,9	1	34,6	50,4	1	0,025	15
	38	49,9	1	34,6	50,4	1	0,025	15
	40,7	55,1	1	35,6	56,4	1	0,025	14
	40,7	55,1	1	35,6	56,4	1	0,025	14
	44,9	62,4	1,1	37	65	1	0,030	13
44,9	62,4	1,1	37	65	1	0,030	13	
35	44	57,1	1	39,6	57,4	1	0,025	15
	44	57,1	1	39,6	57,4	1	0,025	15
	47,6	64,9	1,1	42	65	1	0,025	14
47,6	64,9	1,1	42	65	1	0,025	14	
40	49,2	62,5	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	49,2	62,5	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	52,9	70,8	1,1	47	73	1	0,025	14
52,9	70,8	1,1	47	73	1	0,025	14	
45	54,5	69	1	49,6	70,4	1	0,025	15
	54,5	69	1	49,6	70,4	1	0,025	15
	56,6	74,5	1,1	52	78	1	0,025	14
56,6	74,5	1,1	52	78	1	0,025	14	
50	60	74,6	1	54,6	75,4	1	0,025	15
	60	74,6	1	54,6	75,4	1	0,025	15
	63,5	81,4	1,1	57	83	1	0,025	14
63,5	81,4	1,1	57	83	1	0,025	14	



11. ANEXOS COSTOS

Costos							
Material	Dim. [mm]	Largo [mm]	Precio/unid	Cant	Total [€]	Total [US\$]	Fecha
PEAD APM	600x5	2000	\$32.000,00	1	\$ 32.000,00	\$ 544,00	18/11/2019
Banda Sanitaria	4x600	2000	\$14.000,00	1	\$ 38.233,33	\$ 649,97	6/11/2019
Tubo estructural	40x60	3580	\$ 935,45	1	\$ 935,45	\$ 15,90	18/11/2019
Tubo circular	101,6	3200	\$ 1.277,11	1	\$ 1.277,11	\$ 21,71	18/11/2019
Tubo circular	50,8	4880	\$ 1.019,59	1	\$ 1.019,59	\$ 17,33	18/11/2019
Tubo circular	25,4	500	\$ 250,00	1	\$ 250,00	\$ 4,25	18/11/2019
Perfil angulo	50x50	1800	\$ 371,15	1	\$ 371,15	\$ 6,31	18/11/2019
Barra circular	50,8	600	\$ 6.625,00	1	\$ 6.625,00	\$ 112,63	18/11/2019
Rodamiento	50x80	-	\$ 1.161,60	4	\$ 4.646,40	\$ 78,99	18/11/2019
Portarodamiento	-	-	\$ 500,00	4	\$ 2.000,00	\$ 34,00	18/11/2019
Motorreductor	-	-	\$21.810,00	1	\$ 21.810,00	\$ 370,77	26/11/2019
Bateria	-	-	\$23.000,00	2	\$ 46.000,00	\$ 782,00	26/11/2019
Cables	-	2000	\$ 108,00	3	\$ 324,00	\$ 5,51	18/11/2019
Pulsadores	-	-	\$ 250,00	2	\$ 500,00	\$ 8,50	18/11/2019
Polea	-	-	\$ 500,00	2	\$ 1.000,00	\$ 17,00	18/11/2019
Correa	-	-	\$ 250,00	1	\$ 250,00	\$ 4,25	18/11/2019
Ruedas	-	-	\$ 1.300,00	4	\$ 5.200,00	\$ 88,40	18/11/2019
Mano de obra	-	-	\$13.200,00	1	\$ 13.200,00	\$ 224,40	18/11/2019
Total					\$175.642,04	\$2.985,91	

Informe de análisis de tensión



Archivo analizado:	Estructura-tubocircular - copia.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2018 (Build 220112000, 112)
Fecha de creación:	8/11/2019, 5:49 p. m.
Autor del estudio:	Nicolás Martínez
Resumen:	<p>Se puede observar los valores de tensión, máximos y mínimos. A su vez mediante este método se observa que la deflexión máxima, dada para las condiciones extremas es de 12,71 mm, lo cual no llega a ser significativo.</p> <p>Por último se corrobora que el coeficiente de seguridad que otorga el informe sea mayor a 1, lo cual deja asentado que los esfuerzos aplicados pueden ser soportados por los materiales utilizados</p>

☐ Análisis estático:2

Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	8/11/2019, 5:29 p. m.
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

☐ Material(es)

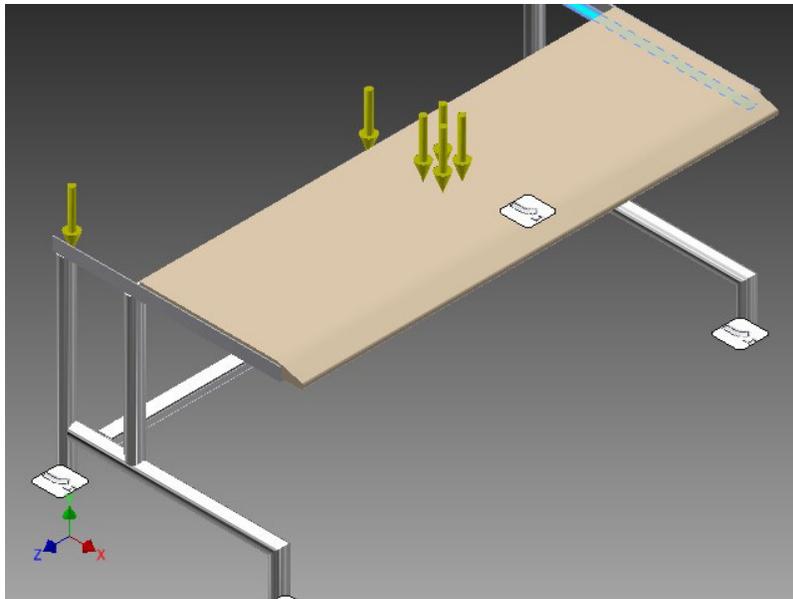
Nombre	Genérico	
General	Densidad de masa	1 g/cm ³
	Límite de elasticidad	0 MPa
	Resistencia máxima a tracción	0 MPa
Tensión	Módulo de Young	0,0000001 GPa
	Coefficiente de Poisson	0 su
	Módulo cortante	0,00000005 GPa
Nombre(s) de pieza	00 - Estructura	
Nombre	Acero inoxidable AISI 304	
General	Densidad de masa	8 g/cm ³
	Límite de elasticidad	215 MPa
	Resistencia máxima a tracción	505 MPa
Tensión	Módulo de Young	195 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	75,5814 GPa
Nombre(s) de pieza	Skeleton0001 ANSI 2 00000001.ipt ANSI 2 00000002.ipt ANSI 2 00000003.ipt ANSI 2 00000004.ipt ANSI 2 00000005.ipt ANSI 2 00000006.ipt ANSI 2 00000007.ipt ANSI 2 00000008.ipt ANSI 2 1_2 x 1 1_2 x 3_16 00000018.ipt ANSI 2 1_2 x 1 1_2 x 3_16 00000019.ipt ANSI L 2 x 2 x 1_4 00000020.ipt ANSI L 2 x 2 x 1_4 00000021.ipt	
Nombre	Polietileno, alta densidad	
General	Densidad de masa	0,952 g/cm ³
	Límite de elasticidad	20,67 MPa
	Resistencia máxima a tracción	13,78 MPa
Tensión	Módulo de Young	0,911 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,392 su
	Módulo cortante	0,327227 GPa
Nombre(s) de pieza	APM - copia	

☐ Condiciones de funcionamiento

☐ Fuerza remota:3

Tipo de carga	Fuerza remota
Magnitud	1000,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1000,000 N
Vector Z	-0,000 N
Punto remoto X	-416,000 mm
Punto remoto Y	257,000 mm
Punto remoto Z	-812,000 mm

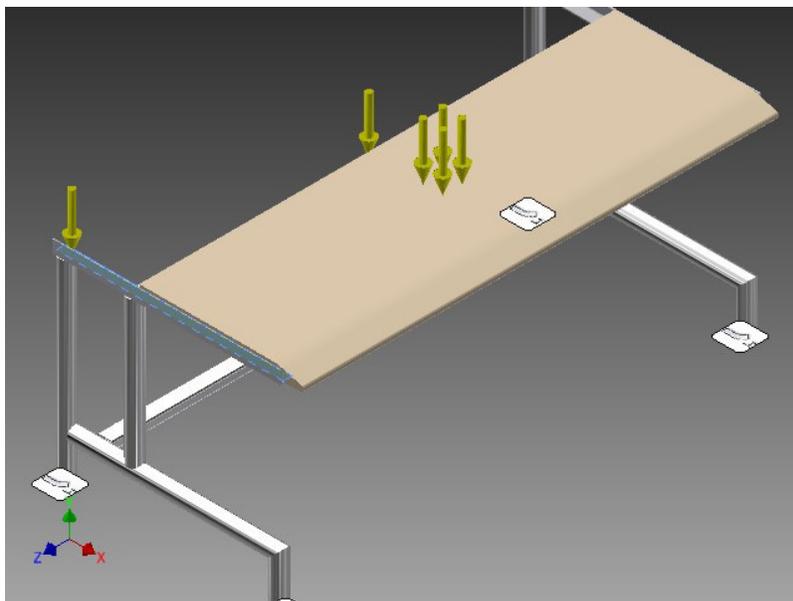
☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Fuerza remota:4**

Tipo de carga	Fuerza remota
Magnitud	1000,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1000,000 N
Vector Z	0,000 N
Punto remoto X	-416,000 mm
Punto remoto Y	257,000 mm
Punto remoto Z	1038,000 mm

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**

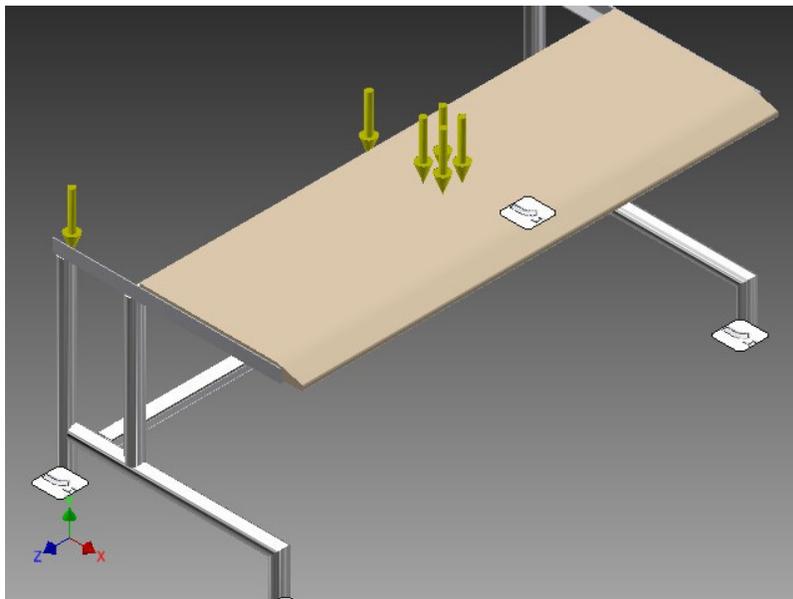


☐ **Gravedad**



Tipo de carga	Gravedad
Magnitud	9810,000 mm/s ²
Vector X	-0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	-0,000 mm/s ²

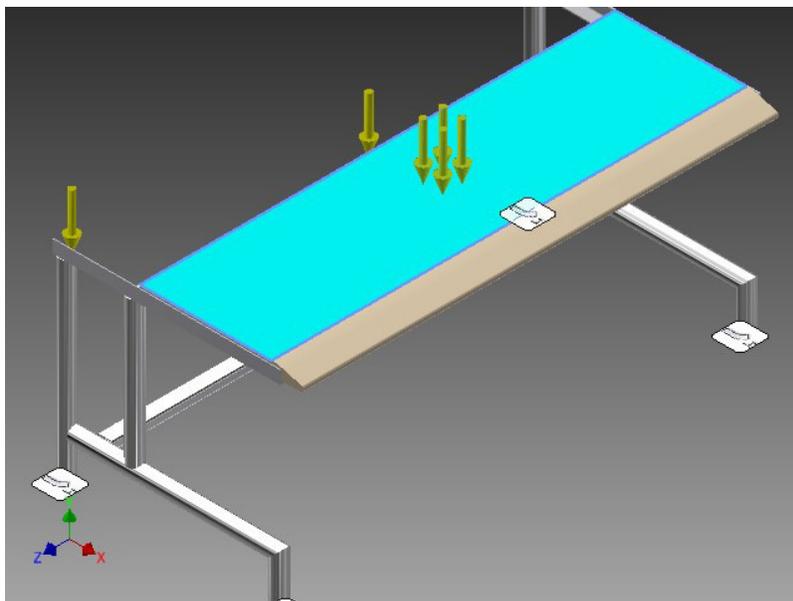
☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Presión:1**

Tipo de carga	Presión
Magnitud	0,003 MPa

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**

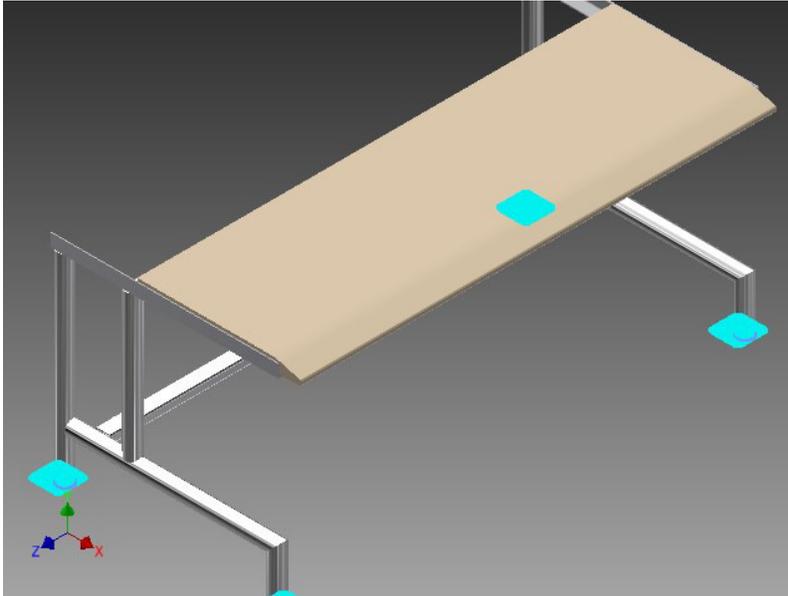


☐ **Restricción fija:1**



Tipo de restricción | Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Resultados**

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

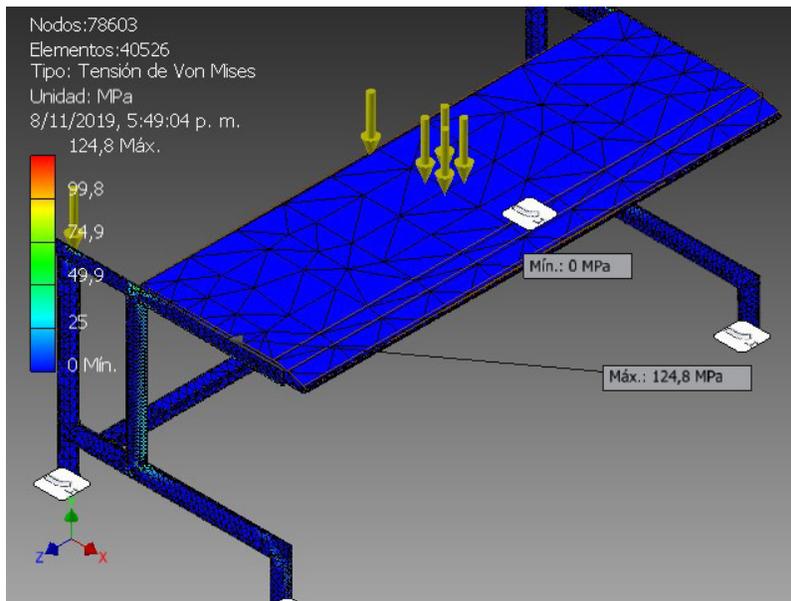
Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	5896,46 N	0 N	684,641 N m	91,9426 N m
		5896,46 N		64,4464 N m
		0 N		-675,371 N m

☐ **Resumen de resultados**

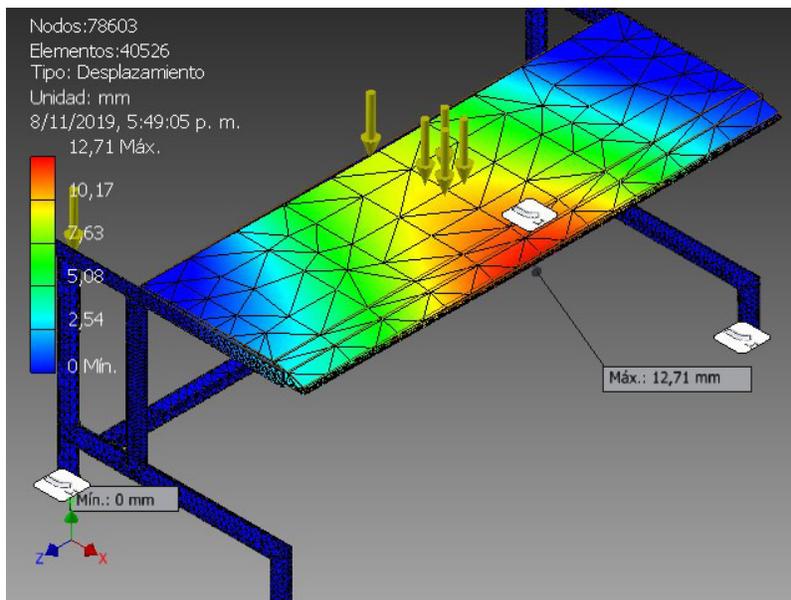
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	65484900 mm ³	
Masa	114,096 kg	
Tensión de Von Mises	0,0155516 MPa	124,806 MPa
Desplazamiento	0 mm	12,7102 mm
Coefficiente de seguridad	1,72268 su	15 su

Figuras

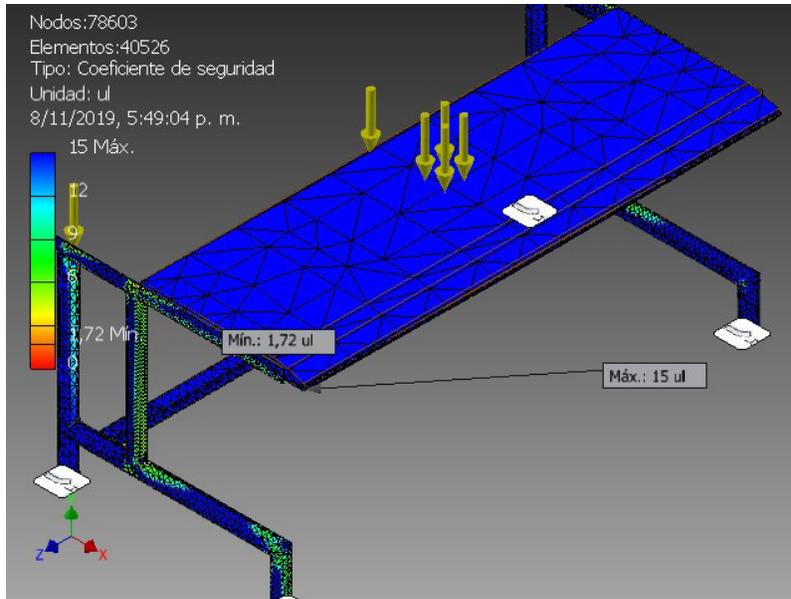
Tensión de Von Mises



Desplazamiento



☐ Coeficiente de seguridad



C:\Users\alcid\Desktop\Rodillos a presion\Estructura-tubocircular - copia.iam



12. PLANOS

12.1. Plano N°1: Componentes de la Estructura

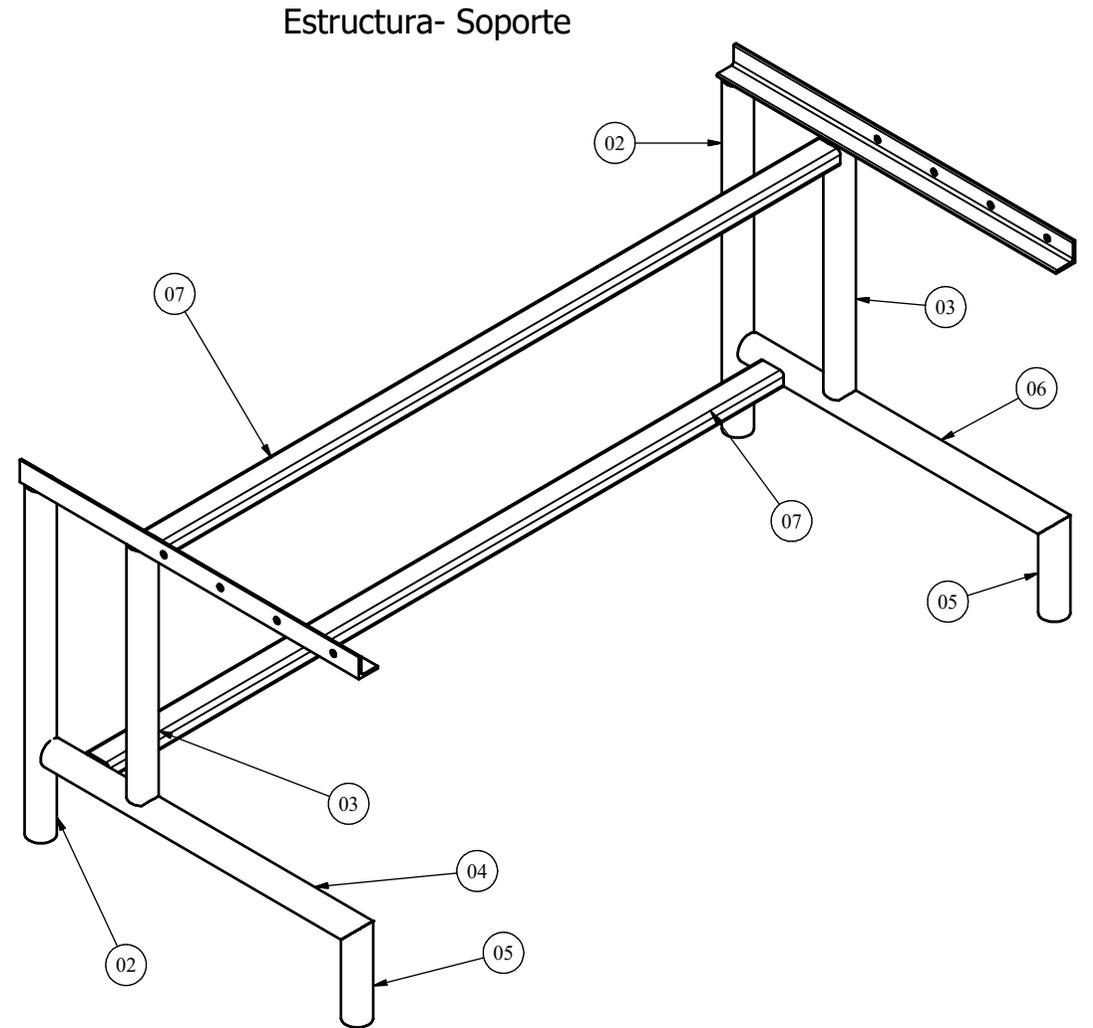
12.2. Plano N°2: Estructura

12.3. Plano N°3: Rodillo

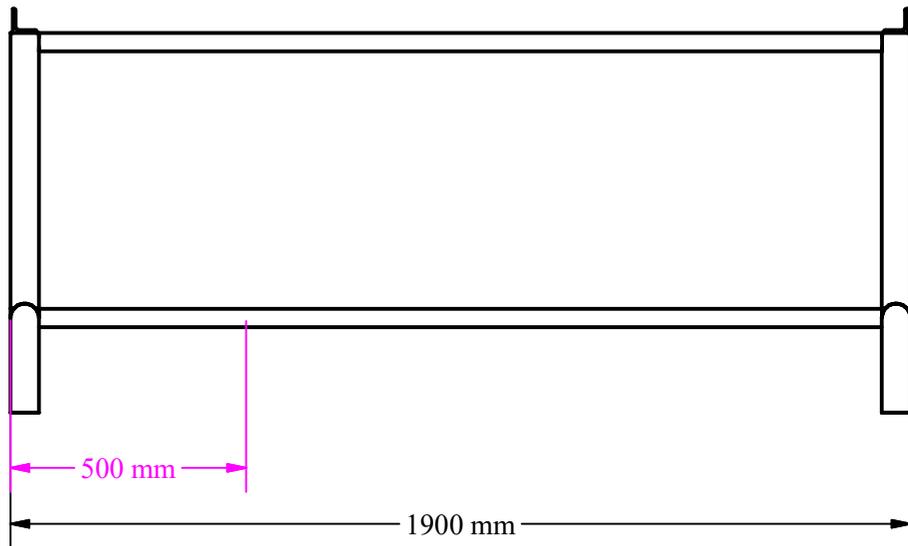
12.4. Plano N°4: Cama

12.5. Plano N°5: Denominación de Componentes

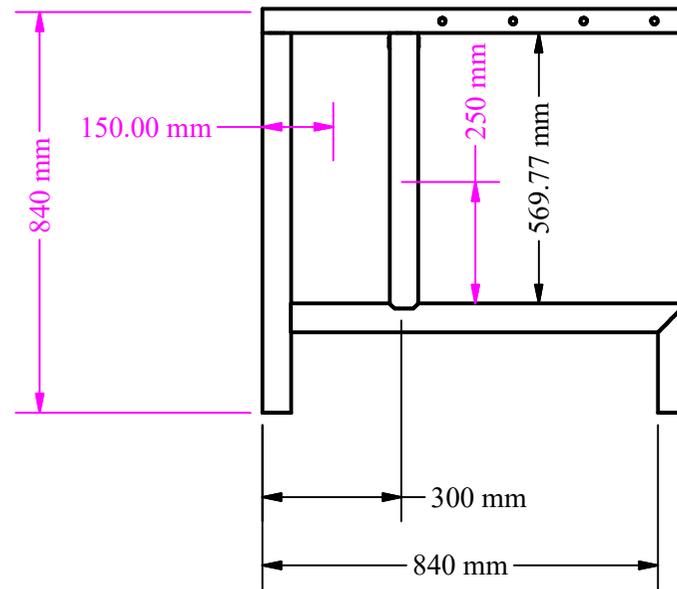
LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	NOMBRE	CTDAD ELEMENTOS	CTDAD UNIDADES	MATERIAL	DIMENSIONES
01					
02	Tubo Circular	2	800,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
03	Tubo Circular	2	580,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
04	Tubo Circular	1	840,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
05	Tubo Circular	2	230,226 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
06	Tubo Circular	1	840,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
07	Tubo Rectangular	2	1790,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	d=50.8 mm e=2 mm
11		2	900,000 mm	Acero inoxidable AISI 304	



	Fecha	Nombre	Ingeniería Electromecánica Proyecto Final Camilla de Transferencia	 U.T.N Facultad Regional Reconquista
Dib.		N. Martinez		
Rev.				
Apr.		Ing. Anton		
Escala		<h2 style="text-align: center;">Estructura de la camilla</h2>		
1/4				
				
			Plano N° 1	



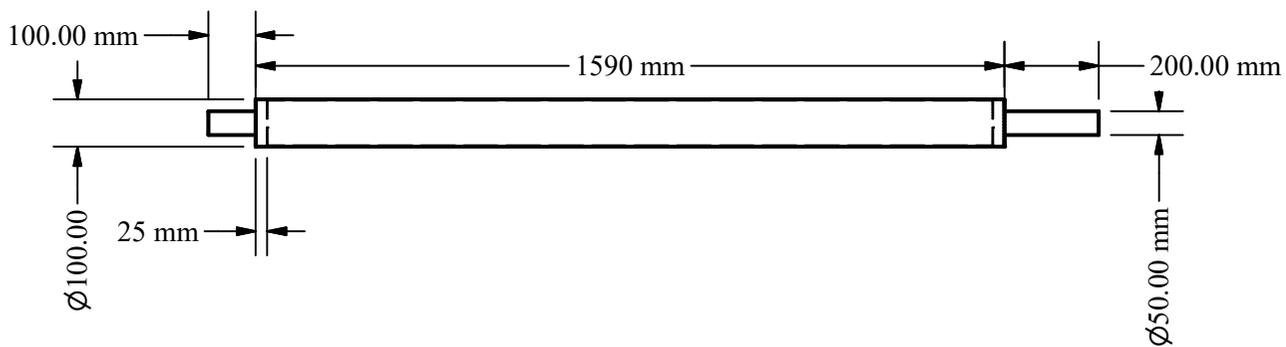
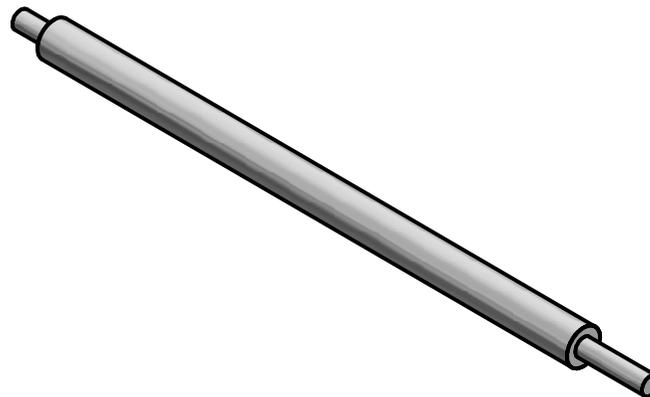
Estructura - Soporte -Vista Frontal



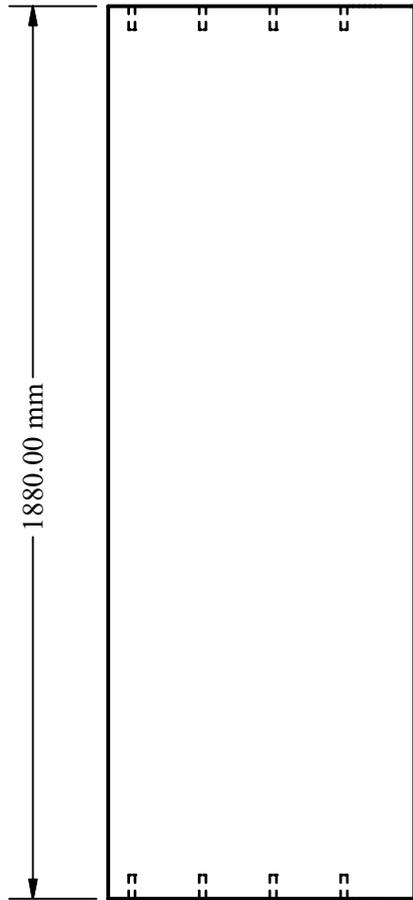
Vista Lateral Izquierda

	Fecha	Nombre	Ingeniería Electromecánica Proyecto Final Camilla de Transferencia	 U.T.N Facultad Regional Reconquista
Dib.		N. Martinez		
Rev.				
Apr.		Ing. Anton		
Escala	<div style="text-align: center;">  </div>			
$\frac{1}{4}$				
<div style="font-size: 2em; font-weight: bold;">Estructura</div>			Plano N° 2	

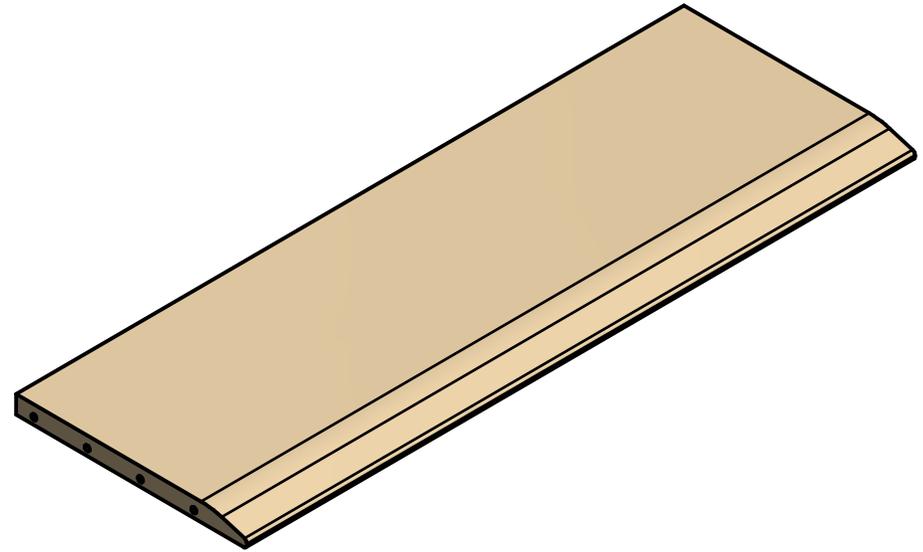
Rodillo - Superior e Inferior



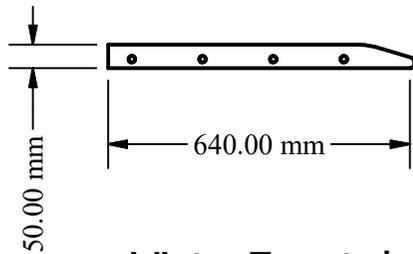
	Fecha	Nombre	Ingeniería Electromecánica Proyecto Final Camilla de Transferencia	 U.T.N Facultad Regional Reconquista
Dib.		N. Martinez		
Rev.				
Apr.		Ing. Anton		
Escala	<div style="text-align: center;">  </div>			
$\frac{1}{4}$				
	<h2>Rodillo</h2>			Plano N° 3



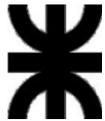
Vista Superior

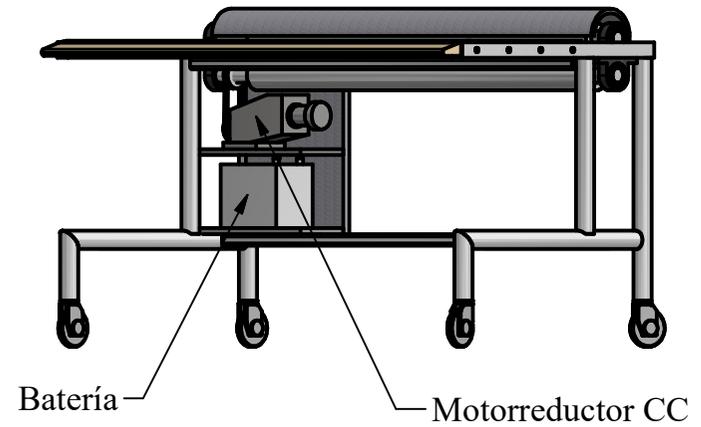
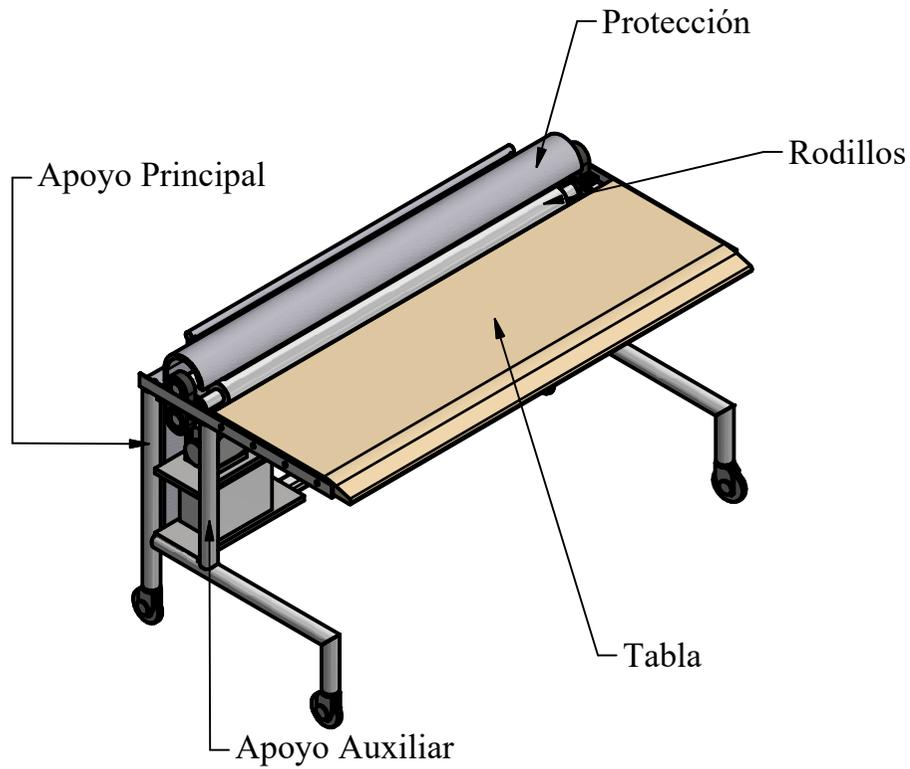


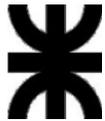
Tabla



Vista Frontal

	Fecha	Nombre	Ingeniería Electromecánica Proyecto Final Camilla de Transferencia	 U.T.N Facultad Regional Reconquista
Dib.		N. Martinez		
Rev.				
Apr.		Ing. Anton		
Escala $\frac{1}{4}$ 	<h1>Cama</h1>			
			Plano N° 4	



	Fecha	Nombre	Ingeniería Electromecánica Proyecto Final Camilla de Transferencia	 U.T.N. Facultad Regional Reconquista
Dib.		N. Martinez		
Rev.				
Apr.		Ing. Anton		
Escala $\frac{1}{4}$			Denominación de componentes	
				Plano N° 5