

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA
SECCIÓN INGENIERÍA MECÁNICA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA ESTACIONARIO DE TRANSPORTE RURAL POR CABLE PARA 1 TONELADA ENTRE PERSONAS Y CARGA PARA EL CRUCE DE UN RÍO EN EL DEPARTAMENTO DE HUÁNCAVELICA, PROVINCIA DE HUAYTARÁ.

ANEXOS

Tesis a fin de optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el alumno:

RICARDO ANDRÉS CHÁVEZ MOROCHO

ASESOR: Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

Lima, Diciembre del 2015

ÍNDICE

ANEXO A	DISEÑO DEL TAMBOR DE ARROLLAMIENTO	3
A.1.	DIÁMETRO DEL TAMBOR	3
A.2.	GEOMETRÍA DE LA GARGANTA DEL TAMBOR	3
A.3.	LONGITUD DEL TAMBOR	4
A.4.	ESPESOR DEL TAMBOR	4
A.4.1.	Esfuerzo normal de compresión	5
A.4.2.	Esfuerzo normal de flexión	6
A.4.3.	Esfuerzo cortante por torsión	7
A.4.4.	Esfuerzos principales y equivalentes	7
A.5.	CÁLCULO DE LA TAPA IZQUIERDA	8
A.6.	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE EN LA TAPA DERECHA	9
A.6.1.	Rodamientos en el soporte de eje	12
A.7.	PESO DEL TAMBOR	13
ANEXO B	DISEÑO DEL COMPENSADOR DE ÁNGULO DE ATAQUE	14
B.1.	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE COMPENSADOR	14
B.2.	JUEGO DESLIZANTE ENTRE POLEA Y EJE	15
B.3.	POLEA COMPENSADORA	15
B.4.	APOYOS DEL EJE DEL COMPENSADOR	16
ANEXO C	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SISTEMA MOTRIZ	17
C.1.	FUERZAS TRASLADADAS A LA ESTRUCTURA DE SOPORTE	17
C.2.	CÁLCULO ANALÍTICO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE	19
C.2.1.	Perfil longitudinal trasero	19
C.2.2.	Perfil transversal izquierdo	26
C.2.3.	Pandeo de las patas	31
C.3.	ANÁLISIS ESTÁTICO POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	32

ANEXO D	CÁLCULO DE LOS TORNILLOS EN EL SISTEMA MOTRIZ	34
D.1.	TORNILLOS DEL SOPORTE DEL REDUCTOR	34
D.1.1.	Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación	34
D.1.2.	Constantes de rigidez	35
D.1.3.	Fuerza de asentamiento	36
D.1.4.	Fuerza de montaje	37
D.1.5.	Momento de montaje y esfuerzo equivalente	38
D.2.	TORNILLOS DEL SOPORTE DEL FRENO DE EMERGENCIA	38
D.2.1.	Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación	38
D.2.2.	Parámetros de la unión atornillada	39
D.3.	TORNILLOS EN EL APOYO DEL EJE DE LA POLEA COMPENSADORA	40
D.3.1.	Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación	40
D.3.2.	Parámetros de la unión atornillada	40
D.4.	TORNILLOS DE TRANSMISIÓN DE TORQUE EN EL ACOPLE DEL REDUCTOR	41
D.4.1.	Fuerzas en los tornillos	41
D.4.2.	Parámetros de la unión atornillada	42

ANEXO A DISEÑO DEL TAMBOR DE ARROLLAMIENTO

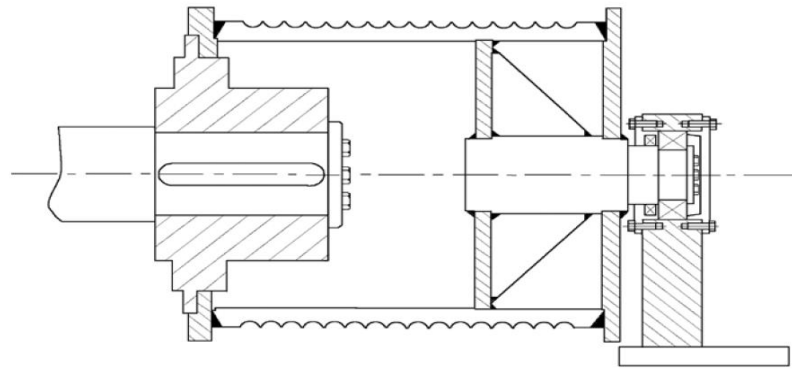


Figura A.1: Tambor motriz tipo TMA MIGUEL ABAD
Catálogo de tambores de enrollamiento tipo TMA MIGUEL ABAD

A.1. DIÁMETRO DEL TAMBOR

El diámetro del tambor de arrollamiento se elige mediante una relación con el diámetro del cable que acoge dictada en la norma europea (ver figura A.2) para instalaciones de transporte de personas y asegura que el cable no sufra excesivas flexiones y aplastamientos. En la figura A.2 se muestra un extracto de la norma europea mostrando dicha relación.

	Enrollamiento con movimiento en servicio	80	
Cable tractor	Tambor de torno	80	
	Tambor de sujeción	22	

Figura A.2: Coeficientes de seguridad según tipo de cable.
UNE-EN 12927-2. Requisitos de seguridad de las instalaciones por cable destinadas a personas. Pág 11

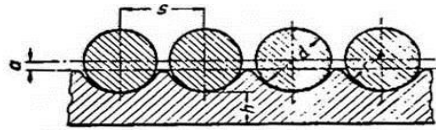
Sabiendo que el cable tractor es de 10mm. El diámetro del tambor será el siguiente:

$$D_{tambor} = 80 * d_{tractor} = 800 \text{ mm}$$

A.2. GEOMETRÍA DE LA GARGANTA DEL TAMBOR

Los cables operan en contacto continuo con el tambor y se alojan en la garganta, esto puede generar abrasiones severas si las dimensiones no son correctas. Una garganta en exceso estrecha puede presionar el cable, mientras que una garganta muy holgada no lo alojará adecuadamente y concentrará el esfuerzo de presión en un solo punto favoreciendo el aplastamiento. La norma de cables europea NTP 155 dicta esta geometría y es también tomada en cuenta por los fabricantes de tambores, esta depende únicamente del diámetro del cable tractor. En la figura A.3 se observa el paso entre

espiras, radio y distancia del centro del canal ranurado del tambor de arrollamiento para distintos diámetros de cable, se elige en este caso el cable de diámetro 10 mm.



Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
<i>s</i>	12	15	18	22	25	31	37	45	49
<i>r</i>	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
<i>a</i>	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Figura A.3: Geometría de gargantas en tambores de arrollamiento Ernst, H. (1970). Aparatos de elevación y transporte VOL 1. Pág 29

A.3. LONGITUD DEL TAMBOR

La longitud del tambor se calcula con la condición de alojar al cable en su totalidad en una sola capa. El cálculo de esta longitud depende también del diámetro del tambor y el paso entre espiras mediante ecuación 1.

$$L_{tambor} = \text{paso} * \left(\frac{L_{cable}}{\pi * D} + 3 \right) \tag{1}$$

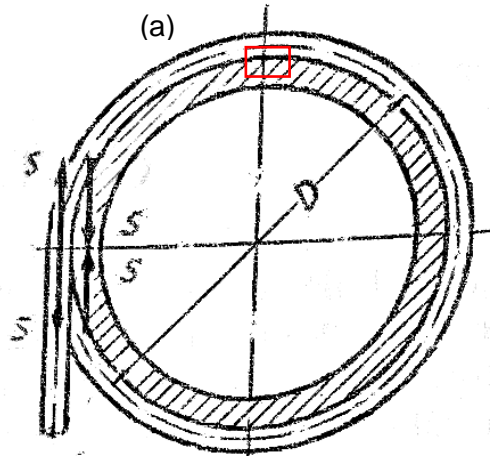
Se añade 3 al número de espiras calculado para evitar que en algún momento el cable se suelte del tambor.

$$L_{tambor} = 12 * \left(\frac{253}{\pi * 0.8} + 3 \right) = 1.243 \text{ m}$$

Se usará 1.25 m de longitud de tambor.

A.4. ESPESOR DEL TAMBOR

Se estimará este valor con la condición de que resista tanto la compresión, flexión y torsión a la que se verá sometida su sección. El proceso es iterativo, por lo que se asumirá inicialmente un espesor de 8mm y corroborará su resistencia. Se considerará un factor de seguridad de 3.5 como mínimo en el diseño del tambor.



Figuras A.4: El diámetro interno del tambor (a) es la zona con mayor sollicitación.
Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Pág 30

En la zona de mayor sollicitación mostrada en la figura A.4 se encuentra un estado plano de esfuerzos cuyos componentes se hallarán a continuación y se pueden observar en la figura A.5.

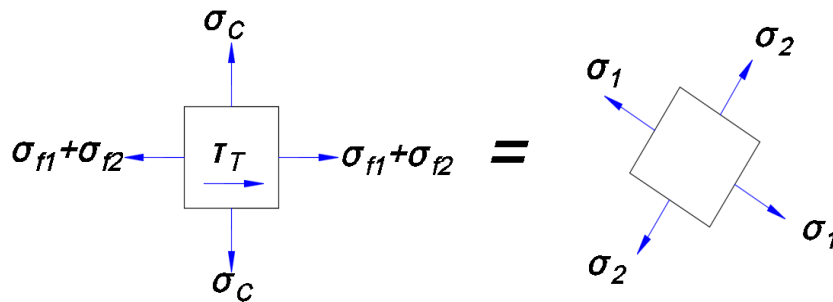


Figura A.5: Estado plano de esfuerzos (zona a en la figura A.4) y equivalencia con esfuerzos principales.

La tensión de diseño será la máxima presentada en el cable hallada en el capítulo 3.1 de la memoria descriptiva.

$$T_{tracción} = T_{bajada\ max} + T_i = 3.472\ kN$$

A.4.1. Esfuerzo normal de compresión

Para conocer el esfuerzo normal ocasionado por la compresión se utiliza la siguiente ecuación aproximada para un tambor enrollado por un cable con $T_{tracción}$ (3472N) de tensión (2)¹. En la ecuación h es el espesor del tambor y s el paso entre espiras conocidos también.

$$\sigma_c = \frac{T_{tracción}}{h * s} = \sigma_c = \frac{3472 \text{ N}}{8\text{mm} * 12\text{mm}} = 36.16 \text{ MPa} \quad (2)$$

A.4.2. Esfuerzo normal de flexión

El esfuerzo de flexión causado por el apriete del cable en el tambor se calcula mediante la ecuación 3², este depende del diámetro del tambor D y del espesor h nuevamente.

$$\sigma_{f1} = 0.96 * T_{tracción} * \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 * h^6}} = 5.20 \text{ MPa} \quad (3)$$

Además del anterior, existe un esfuerzo de flexión por el peso propio del cable tractor (figura A.6) calculado mediante la ecuación 4, sumados ambos se obtendrá el esfuerzo de flexión total.

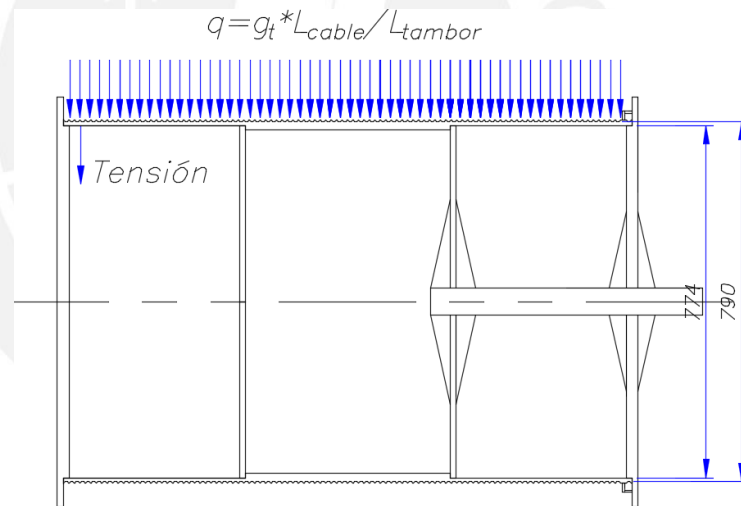


Figura A.6: Acción del peso del cable sobre el tambor de arrollamiento y diámetros dispuestos.
Fuente: Elaboración propia

$$\sigma_{f2} = \frac{32 * M_{max} * d_{ext}}{\pi * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad (4)$$

Para cargas distribuidas se calcula el momento máximo (M_{max}) ocurrido en la flexión:

$$M_{max} = \frac{q * l_{tambor}^2}{8} = \frac{g_t * l_{cable} * l_{tambor}}{8} = \frac{0.49 * 9.81 * 253 * 1.25}{8} = 190 \text{ N * m}$$

$$\sigma_{f2} = \frac{32 * 190000 * 790}{\pi * (790^4 - 774^4)} = 0.05 \text{ MPa}$$

Resultado muy pequeño pues la longitud del tambor es pequeña en relación a su diámetro. El esfuerzo flector será entonces la suma de ambos:

$$\sigma_f = \sigma_{f1} + \sigma_{f2} = 5.20 + 0.05 = 5.24 \text{ MPa}$$

A.4.3. Esfuerzo cortante por torsión

Finalmente se el esfuerzo de torsión máximo al enrollar el cable se determina para secciones huecas con la ecuación 5.

$$\tau_t = \frac{16 * M_{max} * d_{ext}}{\pi * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad (5)$$

Donde nuevamente se calcula el momento máximo ocurrido en la torsión:

$$M_{max} = T_{tracción} * \frac{D_{tambor}}{2} = 3.472 * \frac{0.8}{2} = 1388 \text{ N} * m$$

$$\tau_t = \frac{16 * 1388000 * 790}{\pi * (790^4 - 774^4)} = 0.18 \text{ MPa}$$

A.4.4. Esfuerzos principales y equivalentes

Ya conocido el estado general de esfuerzos se hallarán los esfuerzos principales (figura A.5) mediante las ecuaciones para un caso de estado plano de esfuerzos con esfuerzo cortante (ecuación 6), se tiene en cuenta el signo positivo del esfuerzo de tracción y signo negativo para un esfuerzo de compresión ocurrido en la flexión al encontrarse arriba del eje neutro de la sección:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_f + \sigma_c}{2} \pm \frac{\sqrt{(\sigma_f + \sigma_c)^2 - 4 * (\sigma_f * \sigma_c - \tau_t^2)}}{2} \quad (6)$$

Con esto se conocen los dos esfuerzos principales en el plano, luego se calcula el esfuerzo equivalente según Von Mises con la ecuación 7:

$$\sigma_1 = -5.24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -36.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2} = 33.84 \text{ MPa} \quad (7)$$

Se utilizará una plancha de acero A36 con resistencia a la fluencia de 240 MPa por su buena maquinabilidad y soldabilidad. Se halla luego el factor de seguridad con la

ecuación 8 y comprueba que el espesor elegido tentativamente tiene un factor de seguridad confiable mayor a 3.5.

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_{adm}}{FS} \tag{8}$$

$$FS = \frac{240}{33.84} = 7.09$$

A.5. CALCULO DE LA TAPA IZQUIERDA

El tambor será diseñado siguiendo las formas constructivas de la figura A.7, se añadieron dos nervios internos que controlarán la deflexión de la zona intermedia del tambor, un eje soldado a la tapa derecha y una tapa soldada izquierda por la cual se transmitirá el torque mediante una unión atornillada.

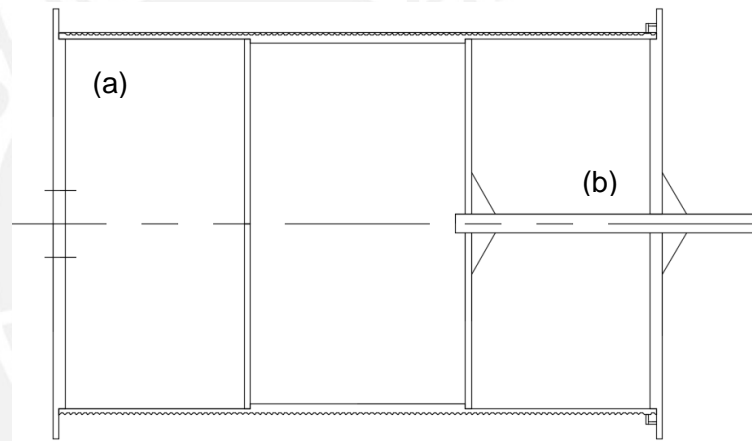
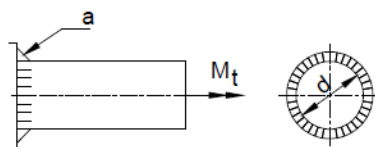


Figura A.7: Tapa de transmisión de potencia y frenado: Soldadura entre la tapa izquierda y el tambor (a), soldadura entre la tapa derecha y el tambor (b). Fuente: Elaboración propia

Esta tapa será la que transmitirá el torque principal desde el reductor al cable, además en esta tapa estará situado el freno de emergencia, por esto se realizará el cálculo del espesor de soldadura asumiendo que este transmitirá el momento máximo de frenado calculado en el capítulo 3.2.4. Se utilizará la ecuación 9 de esfuerzo torsor en soldaduras circulares para conocer el esfuerzo cortante.



$$\tau_t = \frac{M_{max} * r}{I_o} = \frac{16 * M_{max} * (d + 2a)}{\pi * [(d + 2a)^4 - d^4]} \tag{9}$$

Se asumirá un espesor de soldadura de 3 mm por ser el mínimo recomendado para planchas de 8 mm. Con esto, el momento torsor de frenado y la geometría del tambor se conoce el esfuerzo en la soldadura.

$$\tau_t = \frac{16 * 3152000 * (796)}{\pi * [(796)^4 - 790^4]} = 1.06 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante muy pequeño que indica que la soldadura podrá transmitir el torque requerido ya que el esfuerzo de fluencia del material de aporte se encuentra cercano a los 250 MPa, y el factor de seguridad es sin duda mayor a 3.5.

A.6. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE EN LA TAPA DERECHA

La suma de los pesos del tambor y el cable, además de la tensión de este último actuando en la zona derecha del tambor son el caso para el cual la reacción R2 es máxima, con una sumatoria de momentos se conoce este valor en la figura A.8 y se puede diseñar el eje. Es importante señalar que la tensión del cable tiene un ángulo de salida y no está enteramente en el plano vertical.

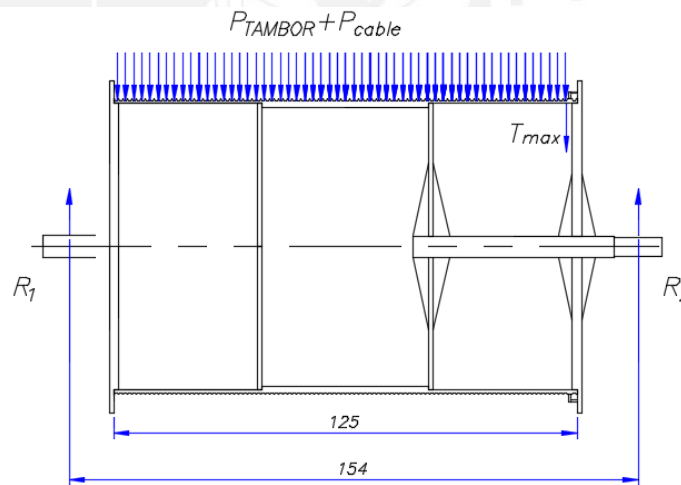


Figura A.8: Esquema de apoyos para tambor. Medidas en centímetros.

Con esto se puede realizar las sumatorias de momentos en el apoyo izquierdo y calcular la reacción del apoyo derecho, estas reacciones tienen componentes en ambos planos. A esta dirección vertical le llamaremos y-y.

$$\sum M_{R1y} = 154 * R_{2y} - 77 * P_{tambor+cable} - 139.5 * T_{max} * \sin(61) = 0$$

$$\sum M_{R1y} = 154 * R_{2y} - 77 * (4.044 + 1.216) - 139.5 * 3.472 * 0.874 = 0$$

$$R_{2y} = 5.38 \text{ kN}$$

Además se calcula la reacción perpendicular al plano de la figura A.8, en este plano no actúan los pesos solo la tensión de cable que tiene un ángulo de salida de 61° . A esta dirección le llamaremos x-x.

$$\sum M_{R1x} = 154 * R_{2x} - 139.5 * T_{max} * \cos(61) = 0$$

$$R_{2x} = 1.52 \text{ kN}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2x}^2} = 5.6 \text{ kN}$$

Con esto se muestra el diagrama de fuerzas y momentos en el eje. Ver figura A.9. Además de estos diagramas se puede conocer el momento máximo actuante y su posición.

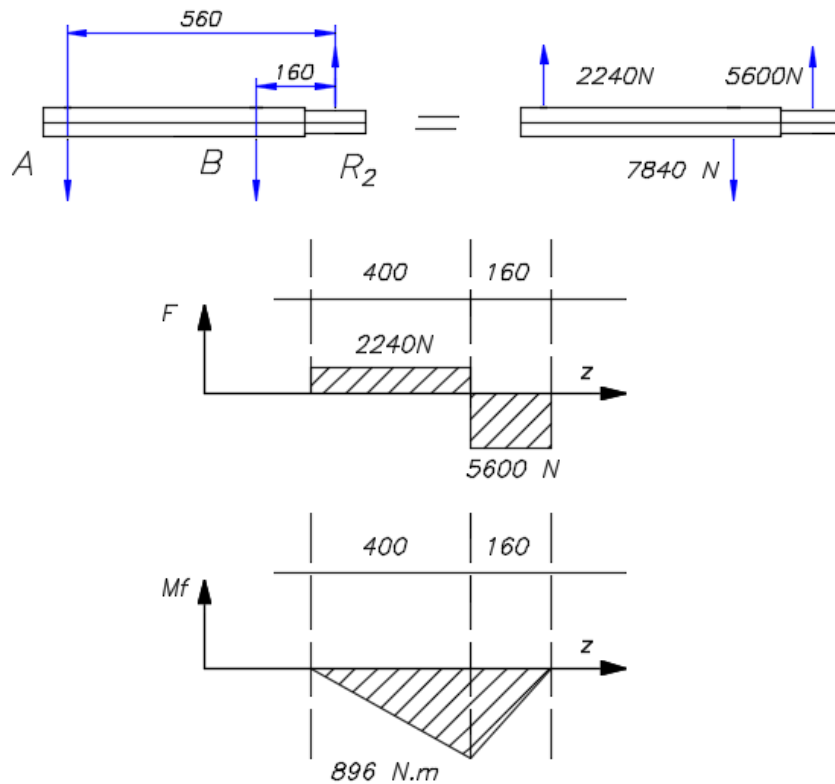


Figura A.9: Diagrama de fuerzas y momentos para el eje del tambor

$$Mt = 896 \text{ N.m}$$

Una vez conocidos los momentos que afectan al eje es posible hallar el diámetro mínimo de la zona B partiendo de la ecuación general de factor de seguridad para ejes sometidos a fatiga (10)³.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a\ eq}}{\sigma_{alt}} + \frac{\sigma_{m\ eq}}{\sigma_B} \quad (10)$$

Sabiendo que las secciones a flexión trabajan con un esfuerzo alternante puro (esfuerzo medio nulo), y no hay torsión transmitida y la fuerza axial genera un esfuerzo muy pequeño en este eje por ser de gran diámetro.

$$\sigma'_{a\ eq} = \sigma_{a\ eq} * \frac{\beta}{c_s * c_{tam} * c_{tem} * c_{car} * c_{conf}} \quad (11)$$

$$\sigma_{m\ eq} = \sqrt{\sigma_m + 3 * \tau_m} = 0 \quad (12)$$

Donde los coeficientes de fatiga utilizados son:

- ✓ β : Concentración de esfuerzos para secciones continuas (1)
- ✓ c_s : Para superficies de torneado fino (0.95)
- ✓ c_{tam} : Para un eje de 40 mm de diámetro aproximado (0.80)
- ✓ c_{tem} : Para temperaturas máximas de 50°C (1.01)
- ✓ c_{car} : Para carga de flexión (1)
- ✓ c_{conf} : Para una confiabilidad de 90% (0.897)

Lo que resulta en:

$$\sigma'_{a\ eq} = \sigma_{a\ eq} * \frac{1}{0.95 * 0.80 * 1.01 * 1 * 0.897} = 1.452 * \sigma_{a\ eq}$$

Introduciendo las ecuaciones 11 y 12 en la ecuación 10, y conociendo el esfuerzo generado por un momento para un eje a flexión y torsión se tiene la ecuación directa para hallar el diámetro mínimo generalizada del eje (ecuación 13):

$$d_{min} > \sqrt[3]{FS * \left\{ \frac{32 * 2.89 * M_f}{\pi * \sigma_{alt}} \right\}} \quad (13)$$

Con esta fórmula se puede calcular rápidamente el diámetro mínimo para cada sección conocidos sus momentos. Es importante mencionar que el eje será diseñado con un acero AISI 1045 con las siguientes propiedades:

$$\sigma_{alt} = 250 \text{ MPa}, \sigma_B = 600 \text{ MPa}$$

Además el factor de seguridad para la fatiga será 2.

$$d_{B \min} > \sqrt[3]{2 * \left\{ \frac{32 * 1.452 * 565000}{\pi * 250} \right\}} = 39.1 \text{ mm}$$

El diámetro elegido será entonces de 40 mm.

A.6.1. Rodamientos en el soporte de eje

Se prefirió trabajar con rodamientos en lugar de cojinetes lisos para el apoyo del tambor por las condiciones dificultosas de engrase que tendrá el sistema al estar ubicado en una zona rural y sin operadores que revisen constantemente la operación del sistema. Se eligió el siguiente rodamiento.

- Rodamiento SKF 22209 EK. Con diámetro interno 40 mm y externo 85 mm.

A continuación se hallarán las horas de vida para los rodamientos con la ecuación 14. Se sigue el siguiente procedimiento de cálculo⁴ obtenido del catálogo de rodamientos SKF edición 2008:

$$L_{10m} = a_1 * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (14)$$

- ✓ Dado $d_m=62.5$ mm y $n= v_{\text{cable}}/D_{\text{tambor}}=1.5*30/0.63*\pi= 35$ rpm, entonces $v_1 = 400$ mm²/s.
- ✓ Dado $d_m=62.5$ mm y un grado de contaminación ligera, entonces $\dot{\eta}_c = 0.5$.
- ✓ Considerando $v=320$ mm²/s para un lubricante ISO VG 460 con aditivos AW y EP, entonces $k= v/ v_1 = 320/400 = 0.8$.
- ✓ Dado $P= F_{\text{radial}}=6.13$ kN, $P_u= 10.8$ kN (característica del rodamiento) y $\dot{\eta}_c = 0.5$; entonces $\dot{\eta}_c * P_u / P= 0.88$. (P será igual a la F_{radial} solo cuando es la única que actúa)
- ✓ Dado $k= 0.8$ y $\dot{\eta}_c * P/P_u = 0.88$, entonces $a_{skf} = 0.3$.
- ✓ Con una confiabilidad de 90%, $a_1 = 1$.

- ✓ Siendo $C = 104$ kN (característica del rodamiento) y $P = F_{\text{radial}} = 6.15$ kN, finalmente:

$$L_{10m} = 1 * 0.3 * \left(\frac{104}{6.15}\right)^3 = 1450 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = 1000000 * \frac{L_{10m}}{60 * n} = 1000000 * \frac{21.07}{60 * 22.7} = 69\,047 \text{ horas}$$

Esto significa que el rodamiento podría estar trabajando 8 horas al día durante más de 20 años, el rodamiento seleccionado si cumple los requerimientos impuestos.

A.7. PESO DEL TAMBOR

Con la geometría ya definida se aproxima el volumen y peso del tambor asumiendo que las tapas serán planchas de acero soldadas de 10mm de espesor.

$$V_{\text{tambor}} = \frac{(d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * \pi * L_{\text{tambor}}}{4} + \frac{2 * d_{\text{tapa}}^2 * \pi * e}{4} \quad (15)$$

$$V_{\text{tambor}} = \frac{(80.0^2 - 77.4^2) * \pi * 125.0}{4} + \frac{2 * 90^2 * \pi * 1}{4} = 52900 \text{ cm}^3$$

Considerando la densidad del acero 7.8 g/cm^3 se estima finalmente el peso con la ecuación 16.

$$P_{\text{tambor}} = V_{\text{tambor}} * \rho * \frac{g}{1000^2} \text{ kN} \quad (16)$$

$$P_{\text{tambor}} = 52900 * 7.8 * \frac{9.81}{1000^2} = 4.04 \text{ kN}$$

ANEXO B DISEÑO DEL COMPENSADOR DE ÁNGULO DE ATAQUE

B.1. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE COMPENSADOR

El compensador de ángulo de ataque en el tambor trabajará siguiendo la geometría de la figura B.1, el cable ira desde el tambor hacia la polea desviadora formando los ángulos mostrados, lo que significaría una fuerza resultante vertical en el compensador que posteriormente se trasladará a sus apoyos mediante el eje.

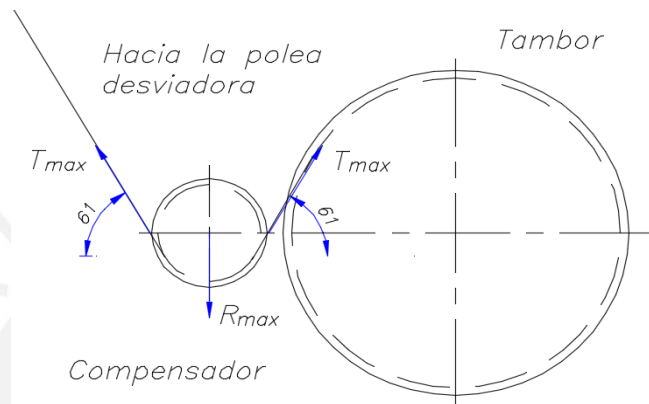


Figura B.1: Esquema del compensador junto al tambor de arrollamiento

Se calcula la fuerza vertical máxima de reacción en el compensador sabiendo que la tensión máxima ocurrida en el cable es de 3.472 kN se realiza el diagrama de momentos en el eje para el peor de los casos, la tensión en el medio del eje. Figura B.2.

$$R_{max} = 2 * T_{max} * \sin(61^\circ) = 6.07 \text{ kN}$$

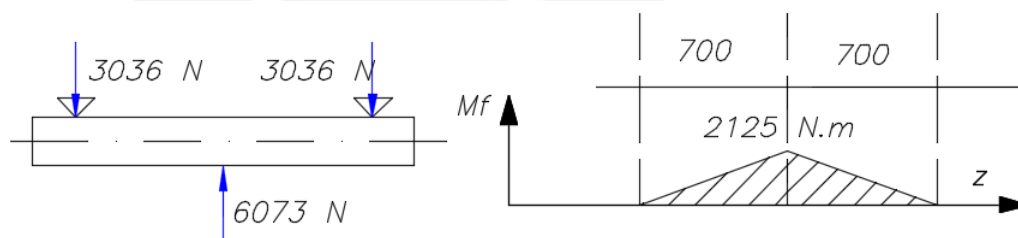


Figura B.2: Diagrama de momentos para el eje del compensador

Mediante la ecuación del esfuerzo equivalente de Von Mises (ecuación 17) se estima el factor de seguridad en el eje dado un diámetro tentativo.

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{\sigma_f} * \sqrt{\left(\frac{32 * M_f}{\pi * d_{eje}^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * F}{\pi * d_{eje}^2}\right)^2} \tag{17}$$

Para un material de ejes AISI 1045, y un diámetro de eje de 60 mm, el factor de seguridad será mayor de 3.5, este diámetro será el usado entonces.

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{390} * \sqrt{\left(\frac{32 * 2504000}{\pi * 60^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * F}{\pi * 60^2}\right)^2} = \frac{1}{3.89}$$

B.2. JUEGO DESLIZANTE ENTRE POLEA Y EJE

Para lograr el libre deslizamiento entre la polea y el eje del compensador se requiere combinar la precisión de una tolerancia de juego con la elección correcta de materiales de contacto, es por esta razón que se escogió el cojinete de deslizamiento SKF PSM Sintered Bronze, una gama de cojinetes deslizantes de larga duración para condiciones de difícil mantenimiento.



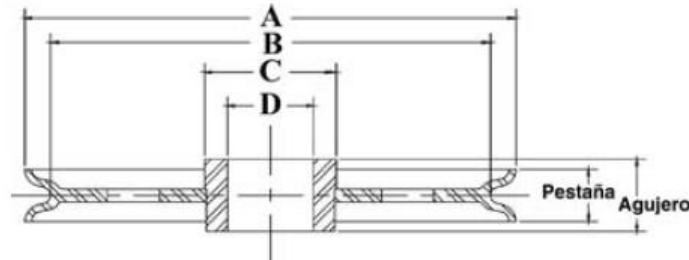
Figura B.3: Cojinetes PSM Sintered Bronze SKF
SKF Bushings Catalog. Pag 7

El material de estos cojinetes es un compuesto de bronce sinterizado y una matriz de grafito, con aceite impregnado de propiedades auto lubricantes y para mayores velocidades que los ofrecidos en otros cojinetes.

Se escogió el cojinete para un diámetro de eje de 60 mm y diámetro externo de 77 mm PSM 607750 A51, este incluye una tolerancia en el diámetro interno de H7, y recomienda una tolerancia en el eje de h8 a la vez de una rugosidad máxima de 0.8.

B.3. POLEA COMPENSADORA

Para seleccionar la polea se utilizó el catálogo de un fabricante americano de poleas, Crosby, el cual ofrece poleas con dimensiones en pulgadas, el equivalente para el cable de 10mm es el de 3/8", con esto en la figura B.4 se selecciona el diámetro exterior más cercano a 250 mm (9 7/8") y se tiene la polea de acuerdo a las necesidades del compensador.



"A" Diámetro nominal exterior (plg)	No. de parte	Número del modelo	Diám. cable (plg)	Diám. "D" (plg)	Ancho del muñón (plg)	Ancho de la pestaña (plg)	"C" Diám. nominal del muñón (plg)	"B" Diám. nominal pista polea (plg)	Material	Peso Aprox. (lbs.)
9-7/8	51918	10-11	3/8	3.000	1-3/4	1-1/8	3-3/4	8-9/16	F.S.	14.00
9-7/8	51749	10-1	1/2	1.375	1-1/2	1-3/8	3-1/4	8-1/2	F.S.	9.50
9-7/8	51785	10-2	1/2	1.875	1-3/4	1-5/8	2-9/16	8-5/16	F.S.	14.50
9-7/8	6040	10-11	1/2	3.000	1-3/4	1-1/8	3-3/4	8-9/16	B.S.	14.00
9-7/8	5675	10-1	5/8	1.375	1-1/2	1-3/8	3-1/4	8-1/2	F.S.	9.50
9-7/8	51801	10-2	5/8	1.875	1-3/4	1-5/8	2-9/16	8-5/16	F.S.	14.50
9-7/8	1633	10-2	3/4	1.875	1-3/4	1-5/8	2-9/16	8-5/16	F.S.	14.50
9-7/8	60846	10NS-2	3/4	2.561	2-5/16	2-3/16	3-1/2	8-1/8	F.S.	16.10
9-7/8	2605	10NS-2	7/8	2.500	2-5/16	2-3/16	3-1/2	8-1/8	F.S.	15.00
9-7/8	51972	10NS-2	1	2.500	2-5/16	2-3/16	3-1/2	8-1/8	F.S.	15.00

Figura B.4: Polea desviadora para cable de 10 mm.
Catálogo de Poleas McKissick Crosby. Pág 249

B.4. APOYOS DEL EJE DEL COMPENSADOR

Finalmente, el eje descansará sobre dos apoyos que restringirán su movimiento, pues la polea será el elemento con los grados de libertad suficientes como para cumplir con su función. Los apoyos elegidos pertenecen a Bosch Rexroth modelo R10556000 para ejes de 60 mm.



Figura B.5: Bosch Rexroth Bloque de soporte de ejes modelo R1055
<http://www.boschrexroth.com/en/us/products/product-groups/linear-motion-technology/linear-bushings-and-shafts/shaft-support-block/index>

ANEXO C DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SISTEMA MOTRIZ

C.1. FUERZAS TRASLADADAS A LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Las cargas sobre las vigas varían no solo con el porcentaje de cable arrollado, también con la posición relativa de la tensión en el cable. Cuando la cabina se encuentre cerca de la estación superior y a la vez se activa el freno de emergencia se presenta el caso más desfavorable de estado de esfuerzos, pues todo el cable se encuentra arrollado y la tensión en el cable es máxima, estas reacciones serán con las cuales se calculará la estructura y su factor de seguridad. En la figura C.1 se muestran las fuerzas y momentos trasladados a la estructura.

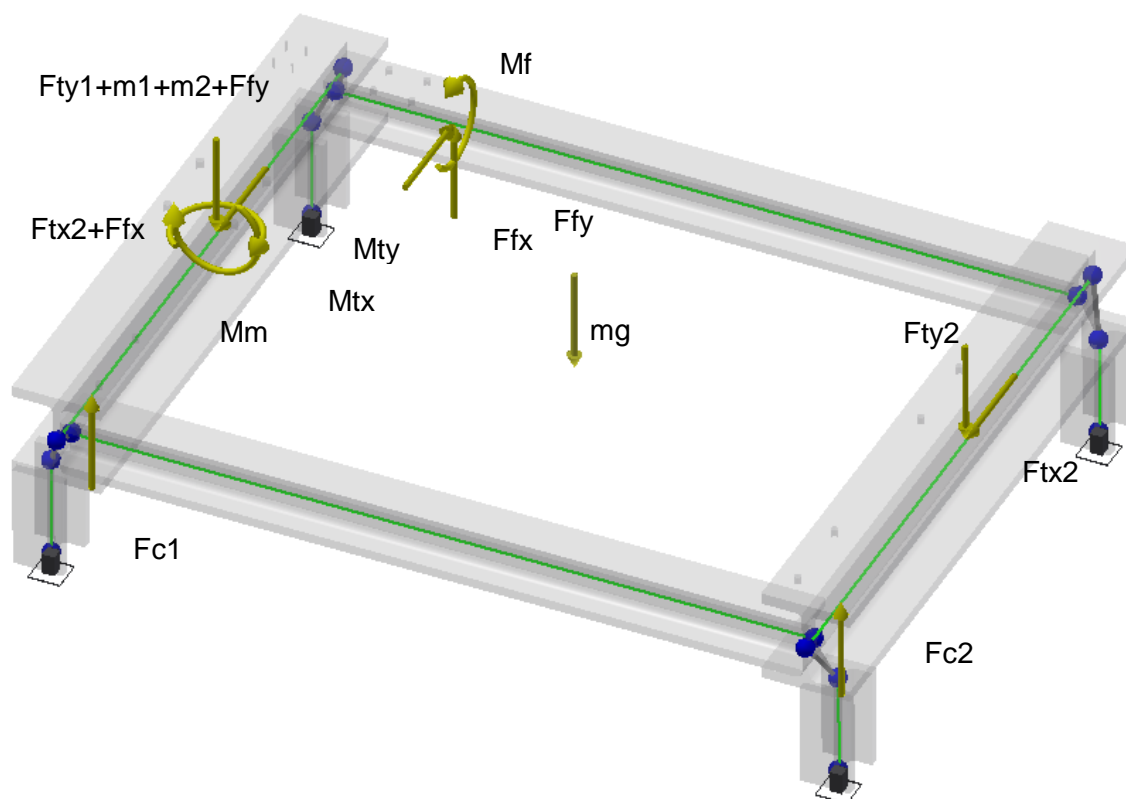


Figura C.1: Fuerzas y momentos del sistema trasladados a la estructura (sin contar las reacciones en los apoyos al suelo). Fuente: Elaboración propia

Se utilizó el sufijo 1 para las reacciones en la izquierda y 2 para las reacciones en la derecha de los mismos elementos (F_{c1} para la reacción del compensador en la viga izquierda y F_{c2} para la reacción del mismo elemento en la derecha):

- ✓ F_c : Reacciones en los apoyos de la polea compensadora. (Anexo B)

- ✓ Ft: Reacciones horizontales y verticales (x e y) en los apoyos del tambor (Anexo A)
- ✓ Ff: Reacciones de la fuerza del freno de emergencia con un ángulo de 80° de la horizontal (Capítulo 3.2.4).
- ✓ m1+m2: Pesos del motor y reductor (Capítulos 3.2.2 y 3.2.3)
- ✓ mg: Peso de la estructura de soporte (360 kg = 3.5 kN)
- ✓ Mf: Momento trasladado de la zapata de freno a sus tornillos de anclaje ($F_f \cdot 0.0725m$)
- ✓ Mt: Momentos trasladados del eje del reductor a sus tornillos de anclaje ($(F_{ty1} + F_{fy}) \cdot 0.15m$ y $F_{tx1} \cdot 0.15m$)
- ✓ Mm: Torque del motor eléctrico (Capitulo 3.2.3)

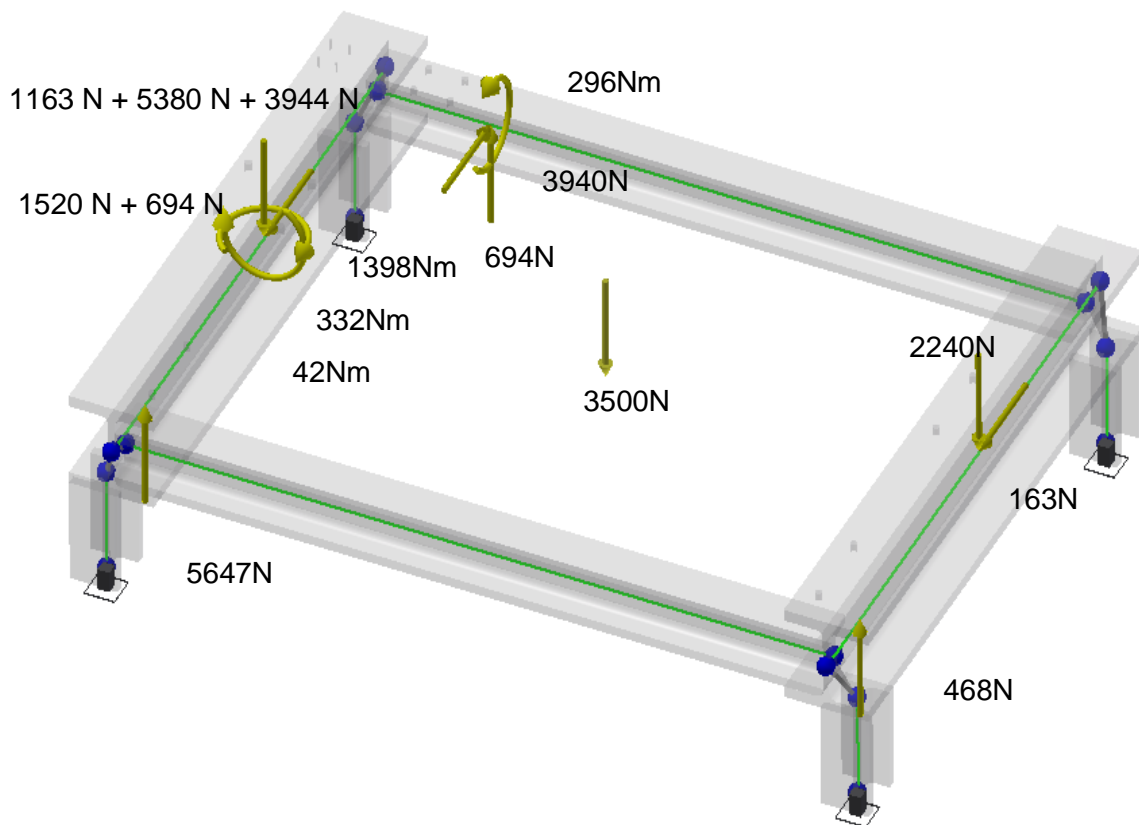


Figura C.2: Fuerzas para la estructura de soporte del sistema motriz.
Fuente: Elaboración propia

C.2. CÁLCULO ANALÍTICO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

La estructura es un conjunto de cuatro vigas soldadas a tope, estas uniones transmitirán momentos de manera hiperestática con el estado de esfuerzos mostrado en la figura C.2. Se calculará el perfil longitudinal trasero donde está montado el freno, luego el perfil transversal izquierdo donde se encuentra el Motofreno y reductor, además de la polea compensadora.

C.2.1. Perfil longitudinal trasero

a. Reacciones en los empotramientos

El perfil trasero está empotrado en sus dos extremos y presenta las cargas debidas únicamente al freno de emergencia y es dividida en dos zonas por tres puntos A, B y C como mostrado en la figura C.3.

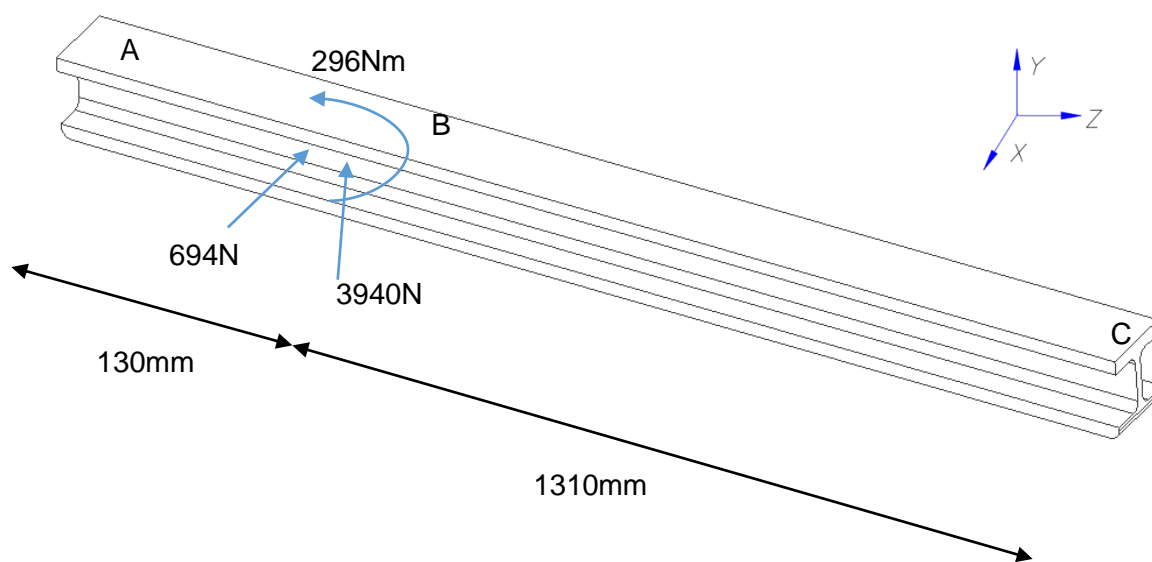


Figura C.3: Estado de fuerzas del perfil longitudinal trasero
Fuente: Elaboración propia

Se utilizan las ecuaciones de resistencia de materiales para resolver la hiperestaticidad causada por los dos empotramientos en A y C. Son dos momentos flectores (en el eje X y Y), un momento torsor (en el eje Z) además de dos fuerzas transversales (ejes X y Y nuevamente) las fuerzas causadas por cada empotramiento. Las ecuaciones 18 y 19 se usan para calcular las fuerzas y momentos en los apoyos respectivamente para el caso

de una viga empotrada y una fuerza a una distancia a del primer extremo y b del segundo.

$$R_A = \frac{F * b^2}{l^2} \left(3 - 2 * \frac{b}{l} \right); R_B = \frac{F * a^2}{l^2} \left(3 - 2 * \frac{a}{l} \right) \quad (18)$$

$$M_A = \frac{F * a * b^2}{l^2}; M_B = \frac{F * b * a^2}{l^2} \quad (19)$$

Se utilizan estas ecuaciones en cada eje para hallar las reacciones en el empotramiento:

Para el eje X:

$$R_{Ax} = \frac{694 * 1310^2}{1440^2} \left(3 - 2 * \frac{1310}{1440} \right) = 678N; R_{Bx} = \frac{694 * 130^2}{1440^2} \left(3 - 2 * \frac{130}{1440} \right) = 16N$$

$$M_{Ay} = \frac{694 * 130 * 1310^2}{1440^2} = 74.6N.m; M_{By} = \frac{694 * 1310 * 130^2}{1440^2} = 7.4N.m$$

Para el eje Y:

$$R_{Ay} = \frac{3940 * 1310^2}{1440^2} \left(3 - 2 * \frac{1310}{1440} \right) = 3849N; R_{By} = \frac{3940 * 130^2}{1440^2} \left(3 - 2 * \frac{130}{1440} \right) = 90N$$

$$M_{Ax} = \frac{3940 * 130 * 1310^2}{1440^2} = 423.8N.m; M_{Bx} = \frac{3940 * 1310 * 130^2}{1440^2} = 42N.m$$

Finalmente el momento torsor se reparte inversamente proporcional a la distancia al empotramiento (ecuación 20):

$$M_A = \frac{M_T * b}{l}; M_B = \frac{M_T * a}{l} \quad (20)$$

$$M_{Az} = \frac{296 * 1310}{1440} = 269.3N.m; M_{Bz} = \frac{296 * 130}{1440} = 26.7 N.m$$

b. Resistencia del perfil

Con estas reacciones se puede realizar los diagramas de momentos en la viga y hallar sus mayores esfuerzos. En la figura C.4 se puede observar que las mayores solicitaciones del perfil ocurren en el apoyo izquierdo, por lo que se calculará el esfuerzo equivalente en este punto para confirmar que el perfil no falle a la fluencia.

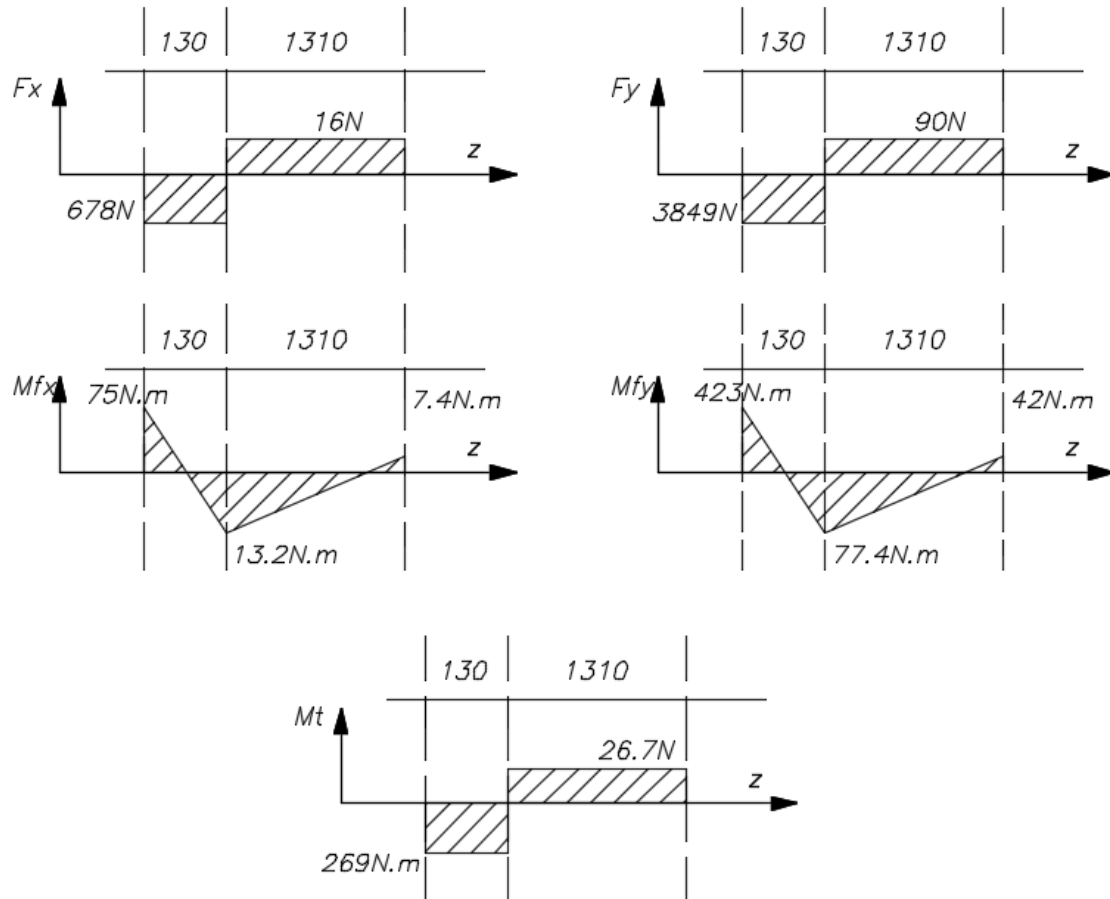
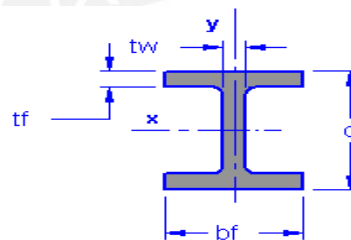


Figura C.4: Diagrama de fuerzas y momentos en el perfil longitudinal trasero.
Fuente: Elaboración propia

Las dimensiones y características del perfil utilizado (W4x13) se muestran en la figura C.5.



in x lb/ft	Area (in ²)	d (in)	bf (in)	tf (in)	tw (in)	I _{xx} (in ⁴)	I _{yy} (in ⁴)
W4x13	3.83	4.16	4.06	0.345	0.28	11.3	3.86

Figura C.5: Características para perfiles estructurales W4x13.
http://www.engineersedge.com/standard_material/Steel_ibeam_properties.ht

Estas fuerzas y momentos trasladados a la sección A se muestran en la figura C.6. Encerrado en rojo se muestra el punto de mayor sollicitación en el perfil y cuyo estado de esfuerzos será analizado.

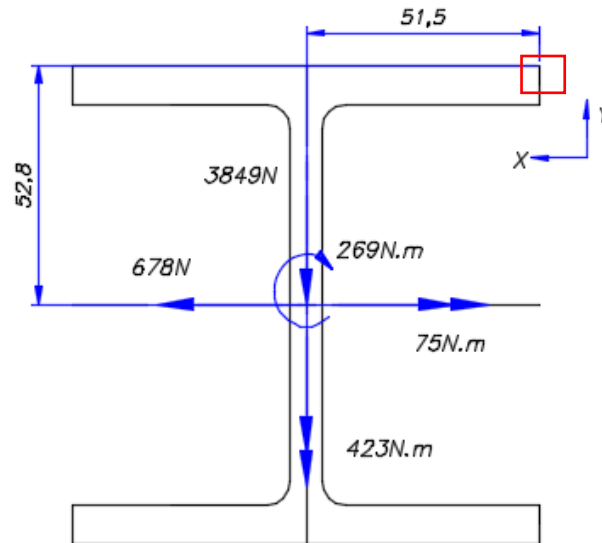


Figura C.6: Fuerzas y momentos en la sección A y punto crítico del perfil.
Fuente: Elaboración propia

Debido a ser una esquina, la sección crítica no presentará esfuerzos cortantes debidos al momento torsor, además el esfuerzo cortante generado por la fuerza axial en X no se considerará en el cálculo por ser muy pequeño. Mencionado esto, el esfuerzo en el punto crítico es causado por ambos momentos flectores sumados.

$$\sigma_n = \frac{M_f * d}{I} \tag{21}$$

Conocidos los momentos de la figura C.6 y las inercias de la figura C.5, se tiene el momento normal máximo.

$$\sigma_1 = \frac{M_{fx} * b}{I_{xx}} = \frac{75000 * 52.8}{11.3 * (25.4)^4} = 0.84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{fy} * b}{I_{yy}} = \frac{423000 * 51.5}{3.86 * (25.4)^4} = 13.55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_n = \sigma_1 + \sigma_2 = 0.84 + 13.55 = 14.4 \text{ MPa}$$

Además el esfuerzo cortante mediante la ecuación 22.

$$\tau_c = \frac{F}{A} \tag{22}$$

$$\tau_c = \frac{3849}{3.83 * 25.4^2} = 1.55 \text{ MPa}$$

Se halla el coeficiente de seguridad con la siguiente ecuación confirmándose que los esfuerzos generados en el perfil son muy pequeños al compararlos con la fluencia del material A36 (250 MPa). El factor de seguridad es de 17 para este perfil.

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{250} * \sqrt{(14.4)^2 + 3 * (1.55)^2} = \frac{1}{17}$$

c. Resistencia de la soldadura

El perfil irá soldado a las almas de los perfiles transversales con la soldadura mostrada en la figura C.7 de cateto 3 mm por ser el menor recomendado para el alma de 7 mm.

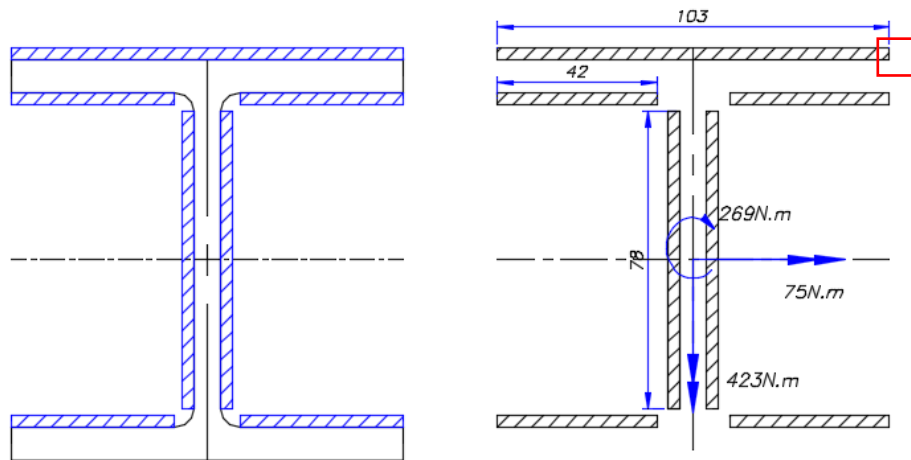


Figura C.7: Esquema de la soldadura para los perfiles longitudinales.
Fuente: Elaboración propia

Antes de hallar los esfuerzos nominales, se debe hallar el centroide del conjunto de áreas y la inercia de la soldadura, puesto que no son simétricas en el eje X, con las ecuaciones 23 y 24 respectivamente.

$$\bar{x} = \frac{\sum(x_i * A_i)}{\sum A_i} \tag{23}$$

$$I_{xx} = \sum(I_{xxi} + d^2 * A_i) \tag{24}$$

$$\bar{x} = \frac{(103 * 3) * 54.3}{103 * 3 + 2 * 42 * 3 + 2 * 78 * 3} = 16.3 \text{ mm}$$

Con el centroide posicionado se calcula el momento de inercia total de la unión soldada para ambos ejes utilizando las dimensiones de la figura C.8.

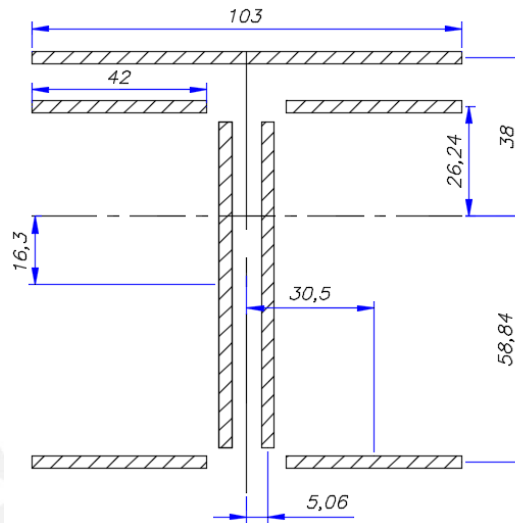


Figura C.8: Dimensiones generales de la unión soldada y su centroide.
Fuente: Elaboración propia

Para el eje X:

$$I_{xx} = \sum(I_{xxi} + y_i^2 * A_i)$$

$$I_{xx} = 2 * \left(\frac{3 * 78^3}{12} + 3 * 78 * 16,3^2 \right) + 2 * \left(\frac{42 * 3^3}{12} + 3 * 42 * 58,84^2 \right) + 2 * \left(\frac{42 * 3^3}{12} + 3 * 42 * 26,24^2 \right) + \left(\frac{103 * 3^3}{12} + 3 * 103 * 38^2 \right)$$

$$= 1854394 \text{ mm}^4$$

Además para el eje Y:

$$I_{yy} = \sum(I_{yyi} + x_i^2 * A_i)$$

$$I_{yy} = 2 * \left(\frac{78 * 3^3}{12} + 3 * 78 * 5,06^2 \right) + 4 * \left(\frac{3 * 42^3}{12} + 3 * 42 * 30,5^2 \right) + \left(\frac{3 * 103^3}{12} \right)$$

$$I_{yy} = 878447 \text{ mm}^4$$

Finalmente se puede hallar los esfuerzos en el plano del cateto para la zona más crítica mediante las ecuaciones 25 y 26.

$$n_i = \frac{M_i * d_i}{I} \tag{25}$$

$$t_i = \frac{F_i}{A} \quad (26)$$

$$n_1 = \frac{M_x * d}{I_{xx}} = \frac{75000 * (38 + 1.5)}{1854394} = 1.6 \text{ MPa}$$

$$n_2 = \frac{M_y * d}{I_{yy}} = \frac{423000 * (51.5)}{878447} = 24.8 \text{ MPa}$$

$$n_t = n_1 + n_2 = 1.6 + 24.8 = 26.4 \text{ MPa}$$

$$t_t = \frac{F_t}{A} = \frac{3849}{1281} = 3 \text{ MPa}$$

Ahora se calculan los esfuerzos principales.

$$\sigma_n = \frac{n_t + t_t}{\sqrt{2}} \quad (27)$$

$$\tau_n = \frac{n_t - t_t}{\sqrt{2}} \quad (28)$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad con el esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$\sigma_n = \frac{26.4 + 3}{\sqrt{2}} = 20.8 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{26.4 - 3}{\sqrt{2}} = 16.5 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{1.25 * 0.8}{360} * \sqrt{(20.8)^2 + 3 * (16.5)^2} = \frac{1}{10.1}$$

Se puede observar que con un factor de 10.1, las uniones soldadas de este perfil también resisten las exigencias a las cuales son sometidas.

d. Deflexión máxima

Para el cálculo de la deflexión se puede asumir que el perfil está articulado pues la deflexión saldrá mayor, resultando en un cálculo más conservador (ver figura C.9). Se utiliza la ecuación 29 para hallar directamente la deflexión máxima en el eje X.

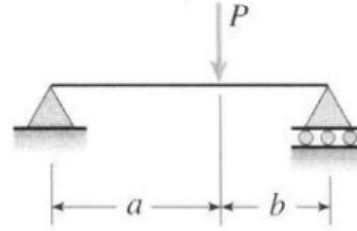


Figura C.9: Esquema de una viga apoyada sometida a fuerza única
https://eva.fing.edu.uy/pluginfile.php/65866/mod_resource/content/1/tabla_deflexiones_vigas_simpl_apoyadas.pdf

$$\delta_{max} = \frac{P * b}{15.57 * L * E * I} * (L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}} \quad (29)$$

$$\delta_{max} = \frac{3940 * 130}{15.57 * 1440 * 210000 * 11.3 * 25.4^4} * (1440^2 - 130^2)^{\frac{3}{2}} = 0.068mm$$

Deflexión menor a la milésima e la longitud total del perfil y por lo tanto aceptable.

C.2.2. Perfil transversal izquierdo

a. Reacciones en los empotramientos

El perfil izquierdo es el sometido a las mayores fuerzas de los dos perfiles transversales pues en este se encuentra el motor y reductor, además de recibir las fuerzas del empotramiento del perfil trasero. Este perfil está soldado a las patas y se considerará como empotrado en los extremos, además en la figura C.10 se muestran las fuerzas y momentos a los cuales es sometido.

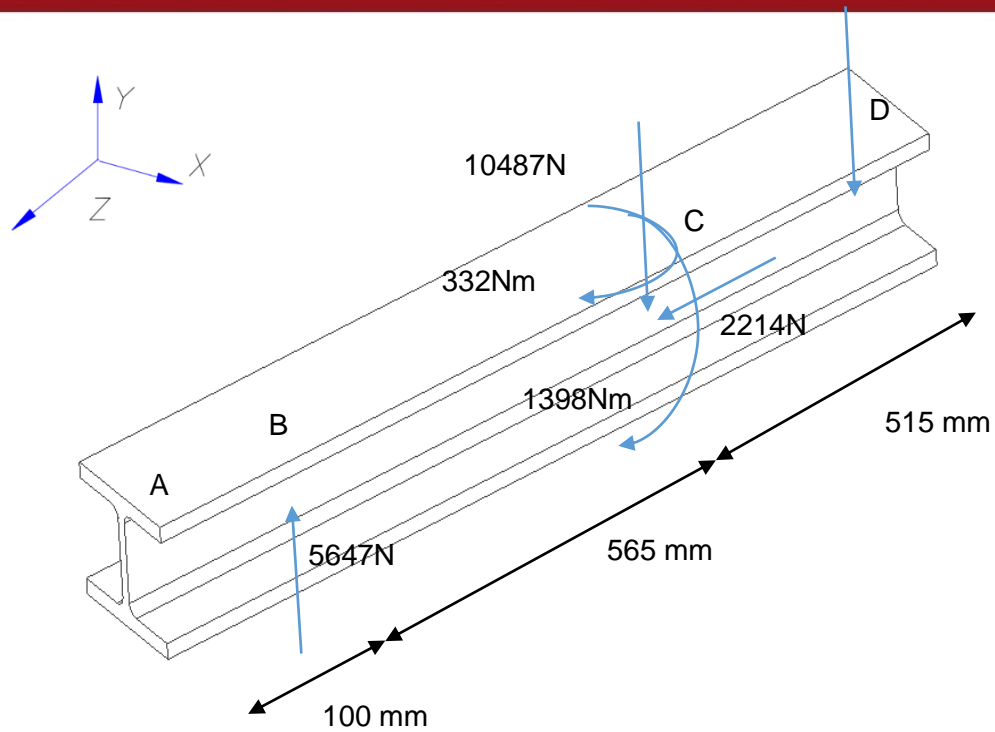
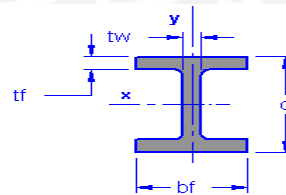


Figura C.10: Estado de fuerzas del perfil transversal izquierdo
Fuente: Elaboración propia

Además sus características se muestran en la figura C.11 sabiendo que es un perfil W5x16.



in x lb/ft	Area (in ²)	d (in)	bf (in)	tf (in)	tw (in)	Ixx (in ⁴)	Iyy (in ⁴)
W5x16	4.68	5.01	5	0.36	0.24	21.3	7.51

Figura C.11: Características para perfiles estructurales en W5x16.
http://www.engineersedge.com/standard_material/Steel_ibeam_properties.htm

Nuevamente se utilizan las ecuaciones 18, 19 y 20 para calcular las reacciones en los extremos para los ejes X e Y causadas por fuerzas transversales y momentos torsores, así como las ecuaciones 30 y 31 para las reacciones causadas por un momento flector M_A .

$$R_A = m * \frac{6 * a * b}{l^3} ; R_B = -m * \frac{6 * a * b}{l^3} \quad (30)$$

$$M_A = m * \frac{a}{l} * \left(2 - 3 * \frac{b}{l}\right) ; M_B = m * \frac{b}{l} * \left(2 - 3 * \frac{a}{l}\right) \quad (31)$$

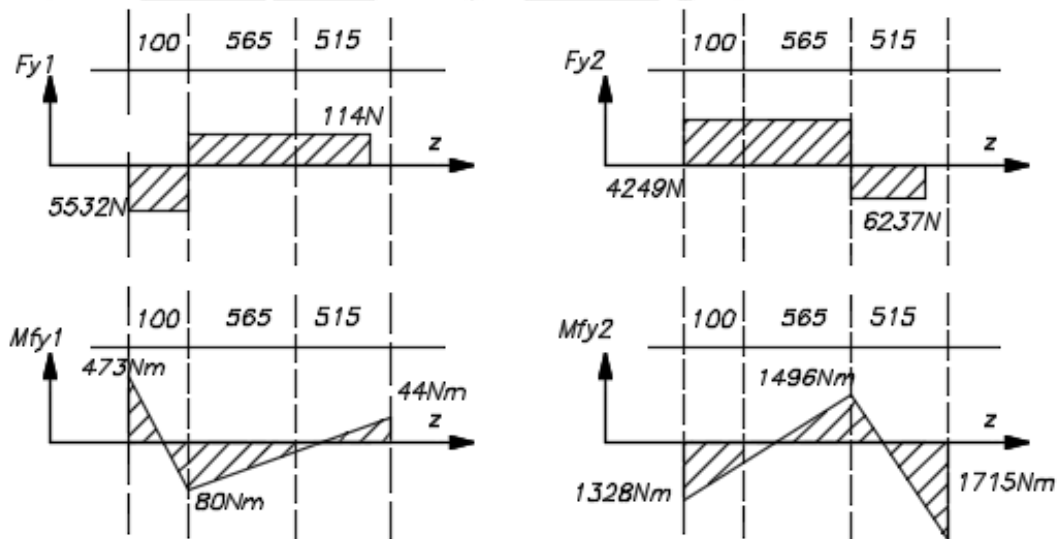
Con los datos de la figura C.10 se tiene para el eje X:

$$R_{Ax} = 1398000 * \frac{6 * 665 * 515}{1180^3} = 1748 N ; R_D = -1748 N$$

$$M_{AY} = 1398 * \frac{665}{1180} * \left(2 - 3 * \frac{515}{1180}\right) = 554 N.m ;$$

$$M_{DY} = 1398 * \frac{515}{1180} * \left(2 - 3 * \frac{665}{1180}\right) = 188 N.m$$

La fuerza axial se reparte inversamente proporcional a la distancia al empotramiento, sin embargo no se considerará en este análisis por resultar en un esfuerzo pequeño. Con los datos de la figura C.12 se muestran los siguientes diagramas de fuerzas y momentos.



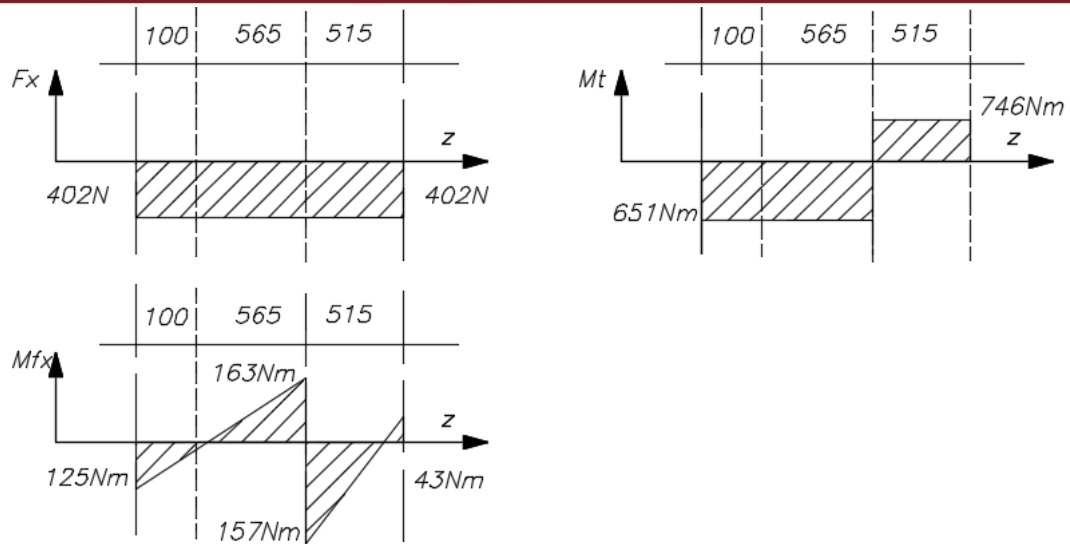


Figura C.12: Diagramas de fuerzas y momentos para el perfil transversal izquierdo.
Fuente: Elaboración propia

De la figura anterior se puede deducir que el punto más crítico en la viga es el punto D, con un momento en Y total de 1671Nm y en X de 43Nm, así como un torsor de 746N.m.

b. Resistencia de la soldadura

A diferencia del anterior, el empotramiento en este perfil se da en la cara inferior como mostrado en la figura C.13, por lo que los momentos anteriormente hallados tienen ahora otra dirección al querer analizar la zona empotrada. Debido a que la soldadura es más crítica que el perfil en sí, esta será la única a calcularse.



Figura C.13: Unión entre patas y perfiles transversales
Fuente: Elaboración propia

Nuevamente se utiliza un cateto de soldadura de 3 mm y su distribución así como las fuerzas y momentos en este se encuentra en la figura C.14.

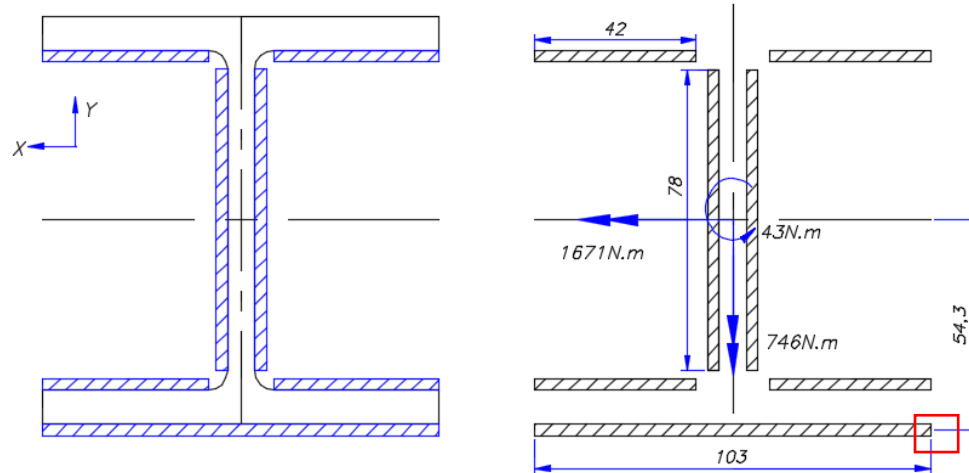


Figura C.14: Esquema de la soldadura para los perfiles transversales.
Fuente: Elaboración propia

Por tener la misma geometría que la anterior unión soldada el centroide e inercia son iguales a los hallados con las ecuaciones 23 y 24.

$$\bar{x} = \frac{(103 * 3) * 54.3}{103 * 3 + 2 * 42 * 3 + 2 * 78 * 3} = 16.3 \text{ mm}$$

$$I_{xx} = 1854394 \text{ mm}^4$$

$$I_{yy} = 878447 \text{ mm}^4$$

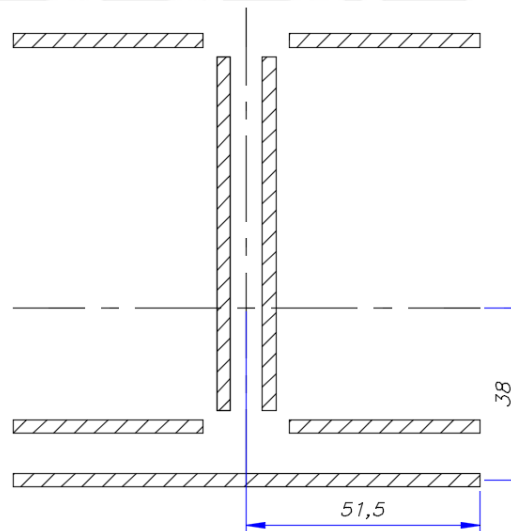


Figura C.15: Distancia del centroide al punto critico
Fuente: Elaboración propia

Nuevamente se puede hallar los esfuerzos en el plano del cateto para la zona más crítica mediante las ecuaciones 25 y 26.

$$n_1 = \frac{M_x * d}{I_{xx}} = \frac{1671000 * (38 + 1.5)}{1854394} = 35.59 \text{ MPa}$$

$$n_2 = \frac{M_y * d}{I_{yy}} = \frac{746000 * (51.5)}{878447} = 43.73 \text{ MPa}$$

$$n_t = n_1 + n_2 = 35.6 + 43.7 = 79.32 \text{ MPa}$$

$$t_t = \frac{F_i}{A} = \frac{6123}{1281} = 4.77 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula el esfuerzo de seguridad con el esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$\sigma_n = \frac{79.3 + 4.77}{\sqrt{2}} = 59.45 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{26.4 - 3}{\sqrt{2}} = 52.75 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{1.25 * 0.8}{360} * \sqrt{(59.45)^2 + 3 * (52.75)^2} = \frac{1}{3.3}$$

Se puede observar que con un factor mayor a 3 las uniones soldadas de este perfil también resisten las exigencias a las cuales son sometidas.

C.2.3. Pandeo de las patas

Se realizó el cálculo de la esbeltez de las patas con la ecuación 32, se sabe que son perfiles W4x13 con las mismas características mostradas en la figura C.5.

$$i_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} \quad (32)$$

$$i_{yy} = \sqrt{\frac{3.86}{3.83}} = 1.0039 \text{ in} = 25.5 \text{ mm}$$

Luego se calcula la esbeltez con la ecuación 33.

$$\lambda = \frac{L}{i_{yy}} \quad (33)$$

$$\lambda = \frac{220}{25.5} = 8.6$$

La esbeltez es muy pequeña y la pata se encuentra en la zona de fluencia, por lo que no presentará problemas de pandeo.

C.3. ANÁLISIS ESTÁTICO POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Se utilizó la herramienta de simulación de marcos de Autodesk Inventor, para modelar las cargas estáticas en el sistema. Considerando todas las fuerzas y momentos trasladados a la estructura por medio de los apoyos se muestran los resultados del análisis para los esfuerzos normales máximos, cortantes máximos, cortantes torsores y desplazamientos de la estructura para el peor estado de carga.

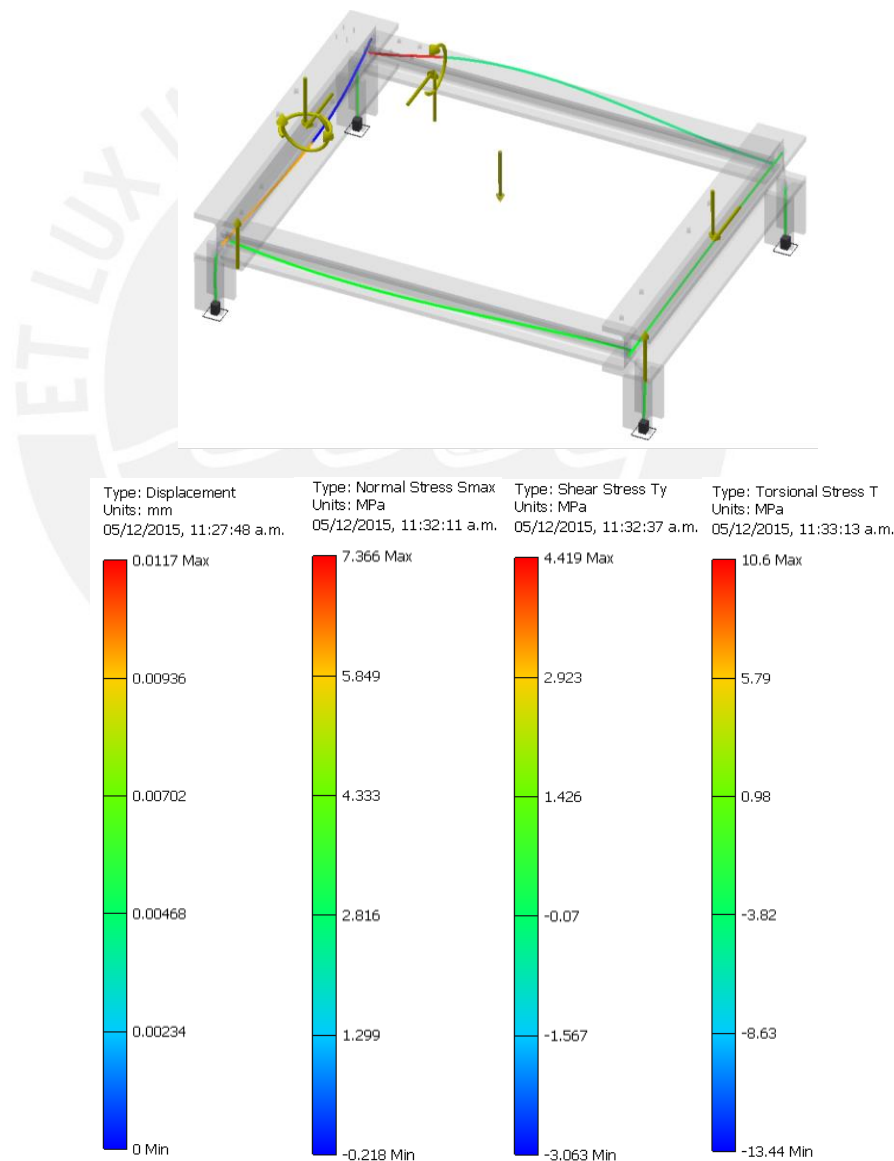


Figura C.16: Desplazamiento, esfuerzo normal, esfuerzo cortante puro, y esfuerzo cortante torsional máximos en la estructura.

Los desplazamientos son muy pequeños para la estructura (0.01 mm) por ser vigas robustas de gran rigidez, además los resultados obtenidos para los esfuerzos máximos están muy lejos del esfuerzo admisible tomando en cuenta que estos esfuerzos máximos individuales no se dan en el mismo punto de la estructura. Se puede observar que la estructura sí resiste las sollicitaciones.



ANEXO D CÁLCULO DE LOS TORNILLOS EN EL SISTEMA MOTRIZ

D.1. TORNILLOS DEL SOPORTE DEL REDUCTOR

D.1.1. Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación

El reductor se une a la estructura mediante cuatro tornillos con la geometría y fuerzas mostradas en la figura D.1.

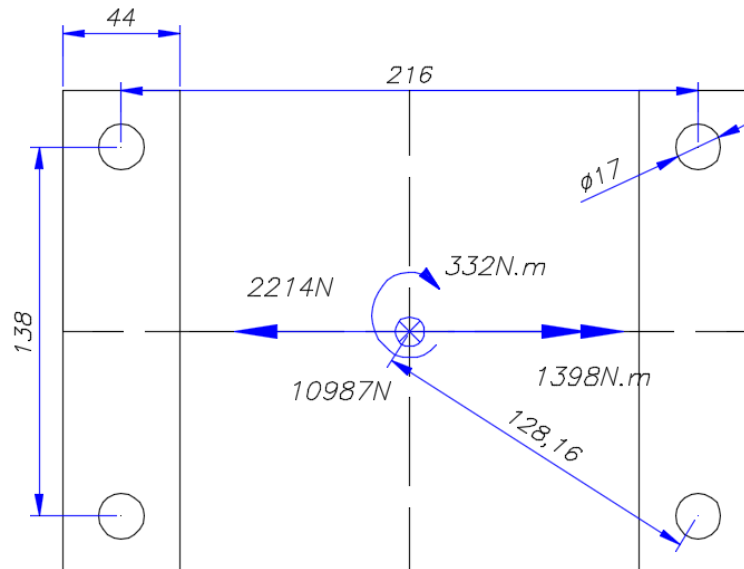


Figura D.1: Dimensiones de unión atornillada de reductor para tornillos M16.
Fuente: Elaboración propia

Para cualquiera de los tornillos superiores, se realiza el análisis de fuerzas para hallar las resultantes normal y cortante externas. Siendo una unión multi-tornillo de 4 tornillos se tiene la fuerza cortante individual causada por la fuerza cortante total y el momento torsor:

$$F_{c1} = \frac{F_c}{n} = \frac{2244}{4} = 551 \text{ N}$$

$$F_{c2} = \frac{M_t}{r * n} = \frac{332000}{128.1 * 4} = 643 \text{ N}$$

$$F_c = \sqrt{(F_{c1} - F_{c1} * \sin(53))^2 + (F_{c1} * \cos(53))^2} = 552 \text{ N}$$

Además de la fuerza normal causada por el momento flector y la fuerza normal distribuida:

$$F_{N1} = -\frac{F_c}{n} = -\frac{10487}{4} = -2621 \text{ N}$$

$$F_{N2} = \frac{M_f}{d * n} = \frac{1398000}{69 * 2} = 10130 \text{ N}$$

$$F_N = F_{N1} + F_{N2} = 7509 \text{ N}$$

D.1.2. Constantes de rigidez

a. Constante de rigidez del tornillo

A continuación se halla la rigidez del tornillo teniendo en cuenta todos los tramos de la unión atornillada, sabiendo que el tornillo es M16 de cabeza hexagonal bajo la norma DIN 933, se recopilan los datos de la figura D.2.

Constante rigidez tornillo		Di(mm)	Li(mm)	Ai(mm ²)	Li/Ai
Tramo I	Cabeza	16	8	201.06	0.04
Tramo II	Tramo sin rosca	16	30	201.06	0.15
Tramo III	Tramo área red.	-	-	-	-
Tramo IV	Tramo roscado libre	13.546	3.8	144.12	0.03
Tramo V	Tramo roscado dentro de la tuerca	13.546	8	144.12	0.06
Tramo VI	Filetes en contacto	16	6.4	201.06	0.03

Figura D.2: Datos de la unión atornillada
Fuente: Elaboración propia

La constante de rigidez del tornillo se halla mediante la ecuación 34.

$$\frac{1}{C_T} = \frac{1}{E} * \sum \frac{L_i}{A_i} \quad (34)$$

$$\frac{1}{C_T} = \frac{1}{200000} * (0.04 + 0.15 + 0.03 + 0.06 + 0.03) = \frac{1}{660708} \text{ mm/N}$$

b. Constante de rigidez de la placa

Las placas forman una unión UTT con placa de espesor grande comparado con su ancho (ver figura D.3).

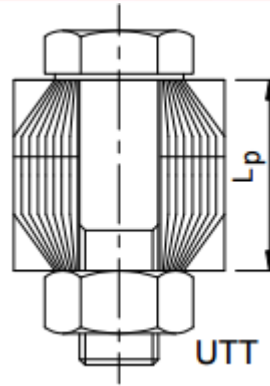


Figura D.3: Unión UTT de ancho pequeño.

Para hallar la rigidez de las placas se tiene que utilizar las ecuaciones 35 y 36.

$$\beta_l = \frac{L_p}{d_1} ; \varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1}$$

$$\gamma = \text{atan} \left[0.362 + 0.032 * \ln \left(\frac{\beta_l}{2} \right) + 0.153 * \ln(\varepsilon) \right] \quad (35)$$

$$C_{cono} = \frac{\pi * E * d_{ag} * \text{tg}(\gamma)}{\ln \left[\frac{(d_{max} - d_{ag}) * (d_1 + d_{ag})}{(d_{max} + d_{ag}) * (d_1 - d_{ag})} \right]} \quad (36)$$

Donde L_p es la longitud de las placas (37 mm), d_1 es el diámetro de la cabeza del tornillo (24 mm) y D_{ext} es el ancho mínimo de la placa (42 mm).

$$\beta_l = 1.54^\circ ; \varepsilon = 1.83^\circ$$

$$\gamma = 24.06^\circ$$

$$C_{cono} = \frac{\pi * 200000 * 17 * 0.45}{\ln \left[\frac{40.52 - 17}{40.52 + 17} * \frac{24 + 17}{24 - 17} \right]} = 5460036 \frac{N}{mm}$$

$$C_{placa} = \frac{C_{cono}}{2} = 2730018 \frac{N}{mm}$$

D.1.3. Fuerza de asentamiento

Asumiendo una rugosidad de 25 micras y una fuerza actuante normal, se calcula el asentamiento total de la unión atornillada mediante la ecuación (37).

$$\partial_t = \partial_{hilos} + \partial_{cabeza} + \partial_{placas} \quad (37)$$

De la figura D.4 se puede conocer los asentamientos recomendados según la rugosidad promedio y el tipo de carga para uniones atornilladas.

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

Figura D.4: Valores de asentamiento para uniones atornilladas.
Fuente: VDI (Sociedad de Ingenieros Alemanes)

$$\partial_t = 3 + 3 + 2 = 8 \mu\text{m}$$

Luego la fuerza de asentamiento calculada mediante la ecuación 38.

$$F_{as} = \frac{c_t * c_{placa}}{c_t + c_{placa}} * \partial_t \quad (38)$$

$$F_{as} = \frac{660708 * 2730018}{660708 + 2730018} * 0.008 = 4255 \text{ N}$$

D.1.4. Fuerza de montaje

Para calcular la fuerza de montaje se debe tener en cuenta que la fuerza residual mínima ha de ser suficiente como para mantener las placas unidas por fricción para la fuerza de corte de 552N. Con lo que la fuerza residual mínima considerando un coeficiente de fricción de 0.15 debe de ser de 3680N. Con esto se halla la fuerza de montaje mínima con la ecuación 39.

$$F_{Mmin} = F_{res} + \frac{c_{placa}}{c_t + c_{placa}} * F_N + F_{as} \quad (39)$$

$$F_{Mmin} = 3680 + \frac{2730018}{660708 + 2730018} * 7509 + 4255 = 18261 \text{ N}$$

Ahora sabiendo que se ajustará con un torquímetro cuya relación de ajuste es de 1.5 se conoce la fuerza máxima de montaje.

$$F_{Mmax} = F_{Mmin} * \alpha = 18261 * 1.5 = 27392 \text{ N}$$

D.1.5. Momento de montaje y esfuerzo equivalente

El momento de montaje depende de la fuerza máxima de montaje según la ecuación 39.

$$M_{tM} = F_{Mmax} * tg(\rho + \omega) * \frac{d_2}{2} \quad (40)$$

$$M_{tM} = 27392 * tg(12.31) * \frac{14.701}{2} = 43.9 \text{ N.m}$$

Con la fuerza axial y el momento, se calcula el factor de seguridad con el esfuerzo de Von Mises si el tornillo es de grado 8.8 (640 MPa de esfuerzo a la fluencia).

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{0.9 * \sigma_f} * \sqrt{\left(\frac{4 * F_{Mmax}}{\pi * d_0^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * M_{tM}}{\pi * d_0^3}\right)^2}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{1}{0.9 * 640} * \sqrt{\left(\frac{4 * 27392}{\pi * 21.47^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 43900}{\pi * 21.47^3}\right)^2} = \frac{1}{6.76}$$

Además se confirma la presión en los filetes del tornillo.

$$P_{fil} = \frac{F_{Mmax}}{A_c} = \frac{4 * F_{Mmax}}{\pi * (d_1^2 - d_{ag}^2)} \quad (41)$$

$$P_{fil} = \frac{4 * 27392}{\pi * (24^2 - 17^2)} = 121 \text{ MPa}$$

Es un valor menor a la presión admisible para el tornillo de 1000 MPa.

D.2. TORNILLOS DEL SOPORTE DEL FRENO DE EMERGENCIA

D.2.1. Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación

El freno de emergencia se une a la estructura mediante cuatro tornillos con la geometría y fuerzas mostradas en la figura D.5. Los tornillos utilizados son hexagonales M12 bajo la norma DIN 933 y sus fuerzas se reducen de la misma forma que la anterior unión multi tornillo.

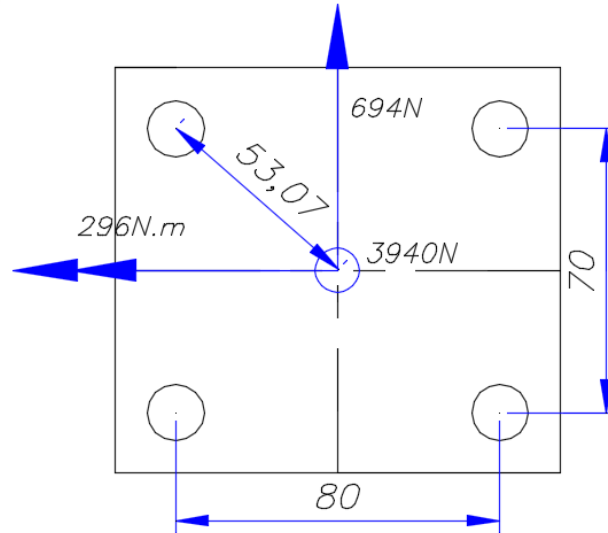


Figura D.5: Dimensiones de unión atornillada de reductor para tornillos M12.
Fuente: Elaboración propia

$$F_c = \frac{F_{ct}}{n} = \frac{694}{4} = 173.5 \text{ N}$$

$$F_{N1} = \frac{F_c}{n} = \frac{3940}{4} = 985 \text{ N}$$

$$F_{N2} = \frac{M_f}{d * n} = \frac{296000}{35 * 2} = 4228 \text{ N}$$

$$F_N = F_{N1} + F_{N2} = 5213 \text{ N}$$

D.2.2. Parámetros de la unión atornillada

El procedimiento es el mismo que en el anexo D.1, por esta razón se resumieron los cálculos a una tabla y con esta se halla directamente el factor de seguridad y la presión en los filetes. En la figura D.6 se puede observar que el tornillo resiste con un factor de seguridad de 10 las solicitaciones impuestas.

Fuerzas en la placa		
Axial	5213.00	N
Transversal	173.50	N
Constante de rigidez del tornillo		
Ct	473143.17	N/mm
Constante de rigidez de la placa		
Cp	1625055.71	N/mm
Fuerza de asentamiento		
Fas	2931.60	N
Fres	1156.67	N
Fext/p	4037.47	N
FMmin	8125.73	N
FMmáx	12188.60	N
Momento de ajuste durante montaje		
Mfp.t	14626.32	N.mm
Majuste	29064.58	N.mm
Verificación por fluencia		
MtM	14438.26	N.mm
σM	49.91	N/mm ²
τtM	13.41	N/mm ²
$\sigma_{eq}M$	55.05	N/mm ²
FS	10.46244987	
Verificación por presión admisible en los filetes		
Ac	100.53	mm ²
p	121.24	N/mm ²

Figura D.6: Parámetros de la unión atornillada y resistencia del tornillo M12x55
Fuente: Elaboración propia

D.3. TORNILLOS EN EL APOYO DEL EJE DE LA POLEA COMPENSADORA

D.3.1. Fuerzas en el tornillo de mayor sollicitación

La polea compensadora se une a la estructura mediante 2 tornillos con la geometría y fuerzas mostradas en la figura A.25. Los tornillos utilizados son de cabeza cilíndrica y agujero hexagonal M12 bajo la norma DIN 912 y solo cuenta con una fuerza normal de 5647N repartida entre los dos tornillos.

$$F_N = \frac{5647}{2} = 2824N$$

D.3.2. Parámetros de la unión atornillada

Nuevamente las características de la unión atornillada se resumen en una tabla ya que el procedimiento seguido es el mismo al de los anteriores apartados.

Fuerzas en la placa		
Axial	0.00	N
Transversal	0.00	N
Constante de rigidez del tornillo		
Ct	473143.17	N/mm
Constante de rigidez de la placa		
Cp	1624006.43	N/mm
Fuerza de asentamiento		
Fas	2931.17	N
Fres	0.00	N
Fext/p	0.00	N
FMmin	2931.17	N
FMmáx	4396.75	N
Momento de ajuste durante montaje		
Mfp.t	5193.67	N.mm
Majuste	10401.93	N.mm
Verificación por fluencia		
MtM	5208.27	N.mm
σM	18.00	N/mm ²
τtM	4.84	N/mm ²
$\sigma_{eq}M$	19.86	N/mm ²
FS	29.00380984	
Verificación por presión admisible en los filetes		
Ac	111.33	mm ²
p	39.49	N/mm ²

Figura D.7: Parámetros de la unión atornillada y resistencia del tornillo de cabeza cilíndrica M12x55
Fuente: Elaboración propia

D.4. TORNILLOS DE TRANSMISIÓN DE TORQUE EN EL ACOPLER DEL REDUCTOR

El acople del eje estriado del reductor cuenta con 6 agujeros para tornillos M10, se eligió entonces un tornillo hexagonal DIN 933 para cumplir con esta función. A continuación se confirmarán los tornillos del acople para el reductor Bonfiglioli seleccionado en el capítulo 3.2.2.

D.4.1. Fuerzas en los tornillos

El acople se une al tambor y transmite su torque mediante 6 tornillos M10 de grado 12.9 DIN 933, estos tornillos se ajustan mediante una placa roscada.

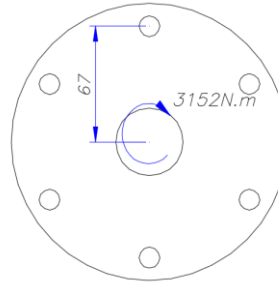


Figura D.8: Esquema de acople para el reductor.
Fuente: Elaboración propia

$$F_c = \frac{M_t}{n * r} = \frac{3152000}{6 * 67} = 7840 \text{ N}$$

D.4.2. Parámetros de la unión atornillada

Antes de resumir los parámetros en una tabla, es importante tener en consideración los cambios que se realiza al utilizar uniones atornilladas con placa roscada, pues la constante de rigidez de la placa cuenta únicamente para la placa menor de agujero pasante, además la variación en la constante de rigidez del tornillo en el último tramo. Con todo esto en cuenta, se resumió en la figura D.9 y confirmó la seguridad en el trabajo de los tornillos.

Fuerzas en la placa		
Axial	0.00	N
Transversal	7840.00	N
Constante de rigidez del tornillo		
Ct	632374.30	N/mm
Constante de rigidez de la placa		
Cp	6359855.16	N/mm
Fuerza de asentamiento		
Fas	5751.83	N
Fres	52266.67	N
Fext/p	0.00	N
FMmin	58018.49	N
FMmáx	87027.74	N
Momento de ajuste durante montaje		
Mfp.t	102801.52	N.mm
Majuste	188425.52	N.mm
Verificación por fluencia		
MtM	85624.00	N.mm
σM	444.26	N/mm ²
τtM	110.71	N/mm ²
σeqM	483.87	N/mm ²
FS	2.008784946	
Verificación por presión admisible en los filetes		
Ac	111.33	mm ²
p	781.71	N/mm ²

Figura D.9: Parámetros de la unión atornillada y resistencia del tornillo de cabeza hexagonal M10x40
Fuente: Elaboración propia

-
- ¹ Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Barcelona: Editorial Blume. 30 p.
² Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte VOL 1*. Barcelona: Editorial Blume. 31 p.
³ Rodríguez, J. (2013). *Resistencia de Materiales 2*. Lima: Sección de Ingeniería Mecánica PUCP. 3.35 p.
⁴ SKF. (2009). *Catálogo General*. Estocolmo: FSC. 52 p.

