

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO

MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO DE POLEAS MOTRICES DE SECCIÓN T PARA
FAJAS TRANSPORTADORAS CLASIFICADAS ENTRE
800 Y 2 500 PIW**

Tesis para optar el Grado de Magister en Ciencias con
mención en Ingeniería Mecánica

Presentado por:

Ing. César Antonio Lengua Huertas

Asesor:

Mg. Ing. Miguel Angel Alvarez Rojas

Jurado:

Dipl.-Ing. Benjamín Barriga Gamarra

Mg. Ing. Víctor Girón Medina

Septiembre 2016

Lima - Perú



© 2016, César Antonio Lengua Huertas

Se autoriza la reproducción total o parcial,
con fines académicos a través de cualquier
medio o procedimiento, incluyendo la cita
bibliográfica del documento.



*Dedicado a Dios, a mis Padres Luzmila y
Manuel, a mis hermanos Manuel y
Juan Carlos, a Miriam con todo mi amor y a
la memoria del maestro M.Sc. Ing.
Federico Coz Pancorbo.*

Agradecimientos

A mi familia, por su amor, apoyo constante y comprensión.

A mi asesor, el Mg. Ing. Miguel Alvarez Rojas por su apoyo y orientación desde el inicio de esta tesis. De igual manera deseo expresar mi agradecimiento a los miembros del jurado calificador: Dipl.-Ing. Benjamín Barriga Gamarra y al Mg. Ing. Víctor Girón Medina, por su apoyo en la culminación de esta tesis.

A cada uno de mis profesores de la maestría de la Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP), por sus aportes académicos, orientación, consejos y amistad.

A FIMA S.A. (Perú), donde nació la motivación para investigar el tema desarrollado.

Al Dr. Ing. Andrew Hustrulid de Hustrulid Technologies Inc. (EEUU), al Ing. Julio Parada Piagneri de Revesol S.A. (Chile) y al Dipl.-Ing. Zlatko Dizdarevic de BIKON – Technik GmbH (Alemania) por su orientación en diferentes etapas de la investigación.

A mis amigos y colegas de la maestría, quienes siempre estuvieron pendientes del desarrollo de este proyecto, brindándome siempre su apoyo y amistad.

Resumen

Este documento de tesis tiene el propósito de desarrollar una herramienta gráfica de selección que permite dimensionar una polea motriz de sección T en un rango de 800 a 2 500 PIW¹ para un ancho constante de correa de 1 800 mm (72 in). Esta herramienta se obtiene como resultado de estudiar y evaluar un total dieciocho (18) casos de poleas con variación constante de PIW y características similares de operación. Su desarrollo abarca cinco capítulos más las conclusiones y recomendaciones.

En primer capítulo está dedicado al estado del arte, partiendo de la descripción de una faja transportadora, pasando por los sistemas y partes de la transmisión utilizados actualmente, para finalmente enfocarse en el diseño y clasificación de la polea motriz basada en una bibliografía especializada incluyendo publicaciones académicas entre tesis y artículos técnicos.

El segundo capítulo desarrolla la ingeniería del proyecto donde se propone el rango de casos de estudio y se evalúa el caso 1 a 800 PIW, con el objetivo de determinar la configuración de su sistema de transmisión y los factores actuantes en el diseño de la polea motriz; para ello se inicia con el cálculo de la faja transportadora, para luego determinar mediante la metodología de diseño la configuración del sistema de transmisión a evaluar.

En el tercer capítulo se desarrollan los cálculos analíticos de cada parte de la polea: árbol, cilindro, discos laterales y la selección del dispositivo de fijación utilizando metodologías existentes, además se calcula el ensamble de la polea utilizando un programa de elementos finitos, para finalmente realizar una comparación y análisis de resultados.

En el cuarto capítulo se realiza el estudio de todos los casos, repitiendo la metodología del capítulo anterior y cuyo análisis de resultados permite obtener una racionalización de tamaños de cada parte de la polea con la que se desarrolla una herramienta de selección.

Finalmente a través de las conclusiones y recomendaciones se dan a conocer los beneficios que traería el uso de la herramienta de selección de poleas motrices de sección T en la industria, la cual puede considerarse como una propuesta para su estandarización. Además permite la continuidad de la investigación por alumnos de pre grado y posgrado de la especialidad de Ingeniería Mecánica.

¹ Las siglas PIW significa libras por la pulgada de la anchura de la correa (*Pound per inch of width of the belt*) y están indicando la tensión de trabajo en operación de una correa transportadora y serán utilizadas bajo sus unidades originales *lbf/in*, muy utilizadas en la bibliografía Norteamericana; en el sistema internacional de unidades se pueden convertir en *kN/m*. Esta misma unidad también se utiliza para la tensión de deformación o rotura de la correa.

Índice

Resumen.....	iii
Índice.....	iv
Simbología.....	vii
Introducción.....	1
Capítulo 1 – Estado del Arte.....	4
1.1 Fajas Transportadoras.....	4
1.1.1 Componentes.....	5
1.1.2 Clasificación de las fajas transportadoras.....	7
1.2 Sistema de transmisión para servicio medio y pesado.....	7
1.2.1 Montaje de sistema.....	9
1.2.2 Cantidad de sistemas motrices.....	11
1.3 Polea motriz.....	13
1.3.1 Clasificación de las poleas motrices.....	15
1.3.2 Poleas con sección T.....	19
1.3.3 Publicaciones realizadas sobre poleas y sus partes.....	23
Capítulo 2 - Ingeniería del Proyecto.....	30
2.1 Datos de entrada y cálculo de la faja transportadora.....	31
2.2 Metodología del diseño.....	33
2.2.1 Proyecto optimo.....	33
2.2.2 Cálculo de transmisión.....	34
2.3 Dimensiones básicas de la polea motriz.....	34
Capítulo 3 – Cálculo de la polea motriz.....	38
3.1 Diseño de la polea motriz de sección T.....	38
3.1.1 Materiales para partes de la polea.....	39
3.1.2 Criterios de diseño para partes de la polea.....	39
3.2 Cálculo del árbol de transmisión.....	42
3.2.1 Cálculo de reacciones y cargas internas.....	42
3.2.2 Cálculo por resistencia.....	47
3.2.3 Deformación por flexión.....	60
3.3 Cálculo del tambor y selección del dispositivo de fijación.....	63
3.3.1 Cálculo del cilindro.....	63
3.3.2 Cálculo del disco lateral.....	71

3.4	Pre proceso de simulación por el Método de Elementos Finitos	87
3.4.1	Tambor	87
3.4.2	Árbol de transmisión	89
3.4.3	Ensamble	89
3.5	Cálculo de uniones soldadas	93
3.6	Evaluación de vibraciones	99
3.7	Análisis de resultados	102
3.7.1	Ensamble general	103
3.7.2	Tambor	105
3.7.3	Árbol de transmisión	111
Capítulo 4 – Análisis de casos y diseño de la herramienta de selección		113
4.1	Análisis de casos	113
4.2	Racionalización de tamaños	122
4.3	Herramienta de selección	123
Conclusiones y recomendaciones		128
Bibliografía		131
Anexo A – Cálculo de la faja transportadora del caso 1		A.1
A.1	Capacidad de la faja transportadora	A.1
A.2	Resistencia al movimiento de la correa	A.3
A.3	Fuerzas periféricas o tangenciales	A.7
A.4	Resistencia a la fricción y carga de inercia	A.8
A.5	Tensiones en la polea motriz	A.9
A.6	Corrección de la tensión	A.14
A.7	Tensión admisible en la correa (PIW)	A.17
Anexo B – Proyecto preliminar del sistema de transmisión del caso 1		B.1
B.1	Selección de alternativas	B.1
B.2	Evaluación de alternativas	B.1
Anexo C – Cálculo del sistema de transmisión del caso 1		C.1
C.1	Selección de la correa	C.1
C.2	Dimensiones del tambor de la polea motriz	C.2
C.3	Cálculo del torque requerido en la polea motriz	C.3
C.4	Cálculo de la potencia requerida en la polea motriz	C.4
C.5	Selección del motor	C.5
C.6	Selección del reductor	C.5
C.7	Selección de acoplamientos:	C.9

C.8	Determinación de carga en voladizo.....	C.10
Anexo D – Tablas y figuras para cálculo de la polea motriz.....		D.1
D.1	Materiales de fabricación de la polea.....	D.1
D.2	Dimensiones principales de la polea.....	D.2
D.3	Dimensionado del árbol.....	D.3
D.4	Dimensionado del cilindro.....	D.5
D.5	Dimensionado del disco lateral.....	D.6
D.6	Selección del dispositivo de fijación.....	D.8
D.7	Uniones soldadas.....	D.10
Anexo E – Resultados por MEF del caso 1.....		E.1
E.1	Cilindro – Deformaciones y esfuerzos longitudinales para $\varphi = +70^\circ$ y $+110^\circ$ en MEF ensamble.....	E.1
E.2	Zona A (corte medio transversal del cilindro).....	E.4
E.3	Zona B (Unión circunferencial entre cilindro y disco lateral).....	E.7
E.4	Zona C y D (disco lateral).....	E.9
E.5	Zona E (árbol de transmisión).....	E.12
Anexo F – Selección de rodamientos del caso 1.....		F.1

Simbología

$A''B$	Distancia entre inicio de cambio de sección para montaje del rodamiento y el centro del rodamiento, igual a EF''
AA''	Distancia libre entre acoplamiento y el inicio del cambio de sección para montaje del rodamiento, igual a $F''F'$
AF	Longitud total del árbol
a_A	Aceleración en el arranque
$B'C$	Separación entre inicio de cambio de sección para montaje del dispositivo de fijación y el centro del dispositivo de fijación, igual a DE'
BB'	Longitud entre centro del rodamiento y el inicio del cambio de sección para montaje del dispositivo de fijación, igual a EE'
BC	Distancia entre centro del rodamiento y dispositivo de fijación, igual a DE
BE	Distancia entre centros de rodamientos
BW	Ancho de la correa transportadora
$C_{1,2}$	Factor de apriete de la correa en operación-lado de carga (1), lado de retorno (2)
$C_{A1,2}$	Factor de apriete de la correa en arranque-lado de carga (1), lado de retorno (2)
C_L	Factor de corrección de longitud
C_{Ri}	Factor para calcular las masas de los rodillos reducidas a su periferia
C_{Tr}	Coefficiente de determinación del diámetro mínimo del tambor
C_{carga}	Factor de carga
C_{conf}	Factor de confiabilidad
C_r	Capacidad de carga dinámica del rodamiento
C_{sup}	Factor de superficie para árboles maquinados
$C_{tamaño}$	Factor de tamaño
C_{temp}	Factor de temperatura para temperatura
C	Tipo de ensamble del dispositivo de fijación
CC'	Longitud entre el centro del dispositivo de fijación y el inicio del cambio de sección a la zona centro del árbol, igual a DD'
CD	Distancia entre centros de dispositivos de fijación
$D_{1,2,3,4}$	Diámetro del árbol en la zona de acoplamiento de baja (1), rodamiento (2), dispositivo de fijación (3), central (4)
D_N	Diámetro externo del cubo del disco lateral
D_{Tr}	Diámetro teórico de la polea motriz
D_{min}	Diámetro estándar respecto al D_{Tr} determinado para la polea motriz.
D	Diámetro exterior del dispositivo de fijación
DP	Diámetro externo de polea motriz sin revestimiento
DR	Diámetro de rodillos de carga, impacto y retorno

$d_{1,2,3}$	<i>Diametro preliminar del arbol en zona de acoplamiento de baja (1), rodamiento (2), dispositivo de fijación (3)</i>
d_{GK}	<i>Espesor mínimo o diámetro del cable de acero de la correa</i>
dN	<i>Diferencial de la fuerza normal</i>
$d\varphi$	<i>Angulo del elemento diferencial</i>
E	<i>Modulo de elasticidad ($2,1 * 10^5 \text{ N/mm}^2$)</i>
F_A	<i>Fuerza periférica / arranque</i>
F_F	<i>Factor de carga pico en reductor</i>
$F_{H,N,S}$	<i>Resistencias al movimiento de la correa – principales (H), secundarias (N), especiales (S)</i>
FS_R	<i>Factor de seguridad recomendado</i>
$FS_{R,P}$	<i>Factor de seguridad recomendado para diámetro preliminar</i>
F_{Smin}	<i>Factor de servicio del reductor</i>
F_{St}	<i>Resistencia al movimiento de la correa debida a la pendiente</i>
$F_{Sto,u}$	<i>Resistencia a la pendiente - lado de carga (o), lado de retorno (u)</i>
F_U	<i>Fuerza periférica / operación</i>
F_a	<i>Carga axial del rodamiento</i>
$F_{ao,u}$	<i>Resistencia a la inercia - lado de carga (o), lado de retorno (u)</i>
F_o	<i>Resistencia a la fricción en lado de carga de la correa</i>
F_r	<i>Carga radial del rodamiento</i>
F_{re}	<i>Fuerza restauradora por linealidad en el rango elástico</i>
F_{start}	<i>Factor de arranque de acoplamiento hidrodinámico con cámara</i>
F_u	<i>Resistencia a la fricción en lado de retorno de la correa</i>
F	<i>Tensión resultante de la correa en arranque</i>
FD	<i>Factor de diseño de la faja transportadora</i>
FS	<i>Factor de seguridad calculado</i>
f_L	<i>Factor de vida del rodamiento</i>
f_n	<i>Factor de velocidad del rodamiento</i>
f_o	<i>Frecuencia natural del sistema</i>
f	<i>Coefficiente de fricción hipotético de las partes giratorias</i>
G_r	<i>Granulometria del material transportado</i>
G	<i>Tamaño máximo de terrón</i>
GAP	<i>Espacio entre extremos del acoplamiento de baja</i>
g	<i>Aceleración de la gravedad (9,81 m/s)</i>
H	<i>Altura de la faja transportadora (entre centros)</i>
$h'_{c,o}$	<i>Espesor corregido del perfil en su radio externo(c), en su base o radio interno(o)</i>
$h_{c,o}$	<i>Espesor del perfil en su radio externo (c), en su base o radio interno (o)</i>
h_m	<i>Ancho del cubo del disco lateral, igual a L_2</i>

h_{rel}	<i>Flecha admisible de la correa o valor de comprobación de hundimiento de correa</i>
hum	<i>Humedad del material transportado</i>
$I_{3,4}$	<i>Inercia de la sección – rodamiento (3), centro (4)</i>
i_{ex}	<i>Relacion exacta de transmisión del reductor (ratio real)</i>
I	<i>Inercia aproximada de las secciones circulares entre la zona del rodamiento D_2 y la zona del dispositivo de fijación D_3</i>
K_1	<i>Coefficiente de compresión circunferencial</i>
$K_{AT,DL}$	<i>Rigidez flexional del árbol de transmisión (AT), disco lateral (DL)</i>
K_N	<i>Resistencia a la rotura nominal de la correa, igual a T_u</i>
K_p	<i>Rigidez flexional del perfil</i>
K_{c3}	<i>Coefficiente rigidez del disco lateral de espesor variable</i>
K_{eq}	<i>Rigidez equivalente del árbol</i>
K_{max}	<i>Tensión de la correa en operación respecto al ancho de la polea, igual a PIW</i>
K_t	<i>Factor geométrico de concentración de esfuerzos (estático)</i>
$k_{s3a,b}$	<i>Coefficiente de esfuerzo en radio exterior (a), interior (b)</i>
k	<i>Coefficiente de cambio de curvatura del arco circular (del cilindro)</i>
L	<i>Largo de la faja transportadora (entre centros)</i>
L_1	<i>Ancho de la pista externa del dispositivo de fijación</i>
L_2	<i>Ancho total del dispositivo de fijación, igual a h_m</i>
L_h	<i>Vida nominal del rodamiento</i>
$L_{A,B,C,D,E}$	<i>Distancia entre el eje de salida y centro de gravedad del reductor (A); entre el eje de salida y centro de gravedad del acoplamiento de alta (B); entre el eje de salida y centro de gravedad de la base soporte (C); entre el eje de salida y centro de gravedad del motor (D) y entre eje de salida y brazo del reductor (E)</i>
L_{CG}	<i>Distancia del centro de gravedad del sistema de transmisión al árbol de salida del reductor</i>
L_a	<i>Ancho del aro del disco lateral</i>
L_{ab}	<i>Longitud del acoplamiento de baja, igual a AA'</i>
L_b	<i>Distancia entre caras del cilindro donde se aplicará la soldadura para la unión del cilindro y los discos laterales</i>
L_c	<i>Longitud del cilindro para efectos de cálculo, igual a BW o CD</i>
$M_{A'',F''}$	<i>Momento resultante en cambio de sección entre zona de acoplamiento de baja y rodamiento</i>
$M_{A'',y,z}$	<i>Momento en cambio de sección entre zona de acoplamiento de baja y rodamiento en eje y,z (sección A''), igual a $M_{F'',y,z}$</i>
$M_{B',E'}$	<i>Momento resultante en cambio de sección entre zona de rodamiento y dispositivo de fijación</i>
$M_{B',y,z}$	<i>Momento en cambio de sección entre zona de rodamiento y dispositivo de fijación en eje y,z (sección B'), igual a $M_{E',y,z}$</i>
$M_{A,F}$	<i>Momento resultante en acoplamiento de baja en sección (A) y (F)</i>

$M_{AT,DL}$	Momento resultante en árbol de transmisión (AT) en el disco lateral (DL)
$M_{Ay,z}$	Momento en acoplamiento de baja en eje y,z (sección A), igual a $M_{Fy,z}$
$M_{B,E}$	Momento resultante en rodamiento en sección (B) y (E)
$M_{By,z}$	Momento en rodamiento en eje y,z (sección B), igual a $M_{Ey,z}$
$M_{C,D}$	Momento resultante en dispositivo de fijación en sección (C) y (D)
$M_{Cy,z}$	Momento en dispositivo de fijación en eje y,z (sección C), igual a $M_{Dy,z}$
M_{K2max}	Torque pico máximo del reductor, basado en la potencia nominal del motor
M_{K2zul}	Torque pico permitido en reductor
M_{N2}	Torque nominal del reductor seleccionado
M_{TF}	Momento torsor equivalente
$M_V max$	Momento máximo en la viga curva
$M_{b,t}$	Capacidad de momento flector (b), torsor (t) en dispositivo de fijación
$M_{f,fc}$	Momento flector en el extremo del cilindro - disco (f), máx. en cilindro (fc)
$m'_{Redo,u}$	Masa reducida de los rodillos de carga (o), retorno (u)
$m'_{Ro,u}$	Masa relativa a la longitud entre las estaciones de rodillos de carga (o), retorno (u)
$m_{AA,AB}$	Masa del acoplamiento de alta: Motor – Reductor (AA), Reductor – Polea (AB)
$m_{G,L}$	Masa por metro lineal de la correa (G), material transportado (L)
$m_{M,RE,S}$	Masa del motor (M), reductor (RE), Masa de base soporte flotante (swing base) (S)
m_R	Masa relativa a la longitud entre las estaciones de rodillos en ambos recorridos: superior y de retorno
$m_{Ro,u}$	Masa de los componentes giratorios de una estación de rodillos de carga (o), retorno (u)
m_T	Masa total del sistema de transmisión
$m_{aAF,aCD}$	Masa del árbol entre acoplamientos (aAF), entre dispositivos (aCD)
$m_{cil,dis,df}$	Masa del cilindro (cil), de cada disco lateral (dis), dispositivo de fijación (df)
m_{eq}	Masa equivalente
$m_{tam,pAF}$	Masa del tambor (tam) total de la polea entre acoplamientos (pAF)
$N_{1,2}$	Velocidad a la entrada del reductor (1), salida del reductor (2)
N_{m1}	Velocidad nominal de cada motor
n	Factor de perfil del disco lateral
OH	Longitud del árbol de salida del reductor, desde el centro del reductor a la cara externa del acoplamiento de baja
OS	Longitud de voladizo (arbol de salida del reductor)
P_A	Carga en voladizo durante el arranque (cada extremo)
$P_{M1,N1}$	La potencia nominal requerida para cada motor (M1) - de cada motor (N1)
P_T	Potencia total requerida en la polea motriz
P_{T1}	Potencia requerida en cada extremo de la polea

$P_{max,min}$	Presión de contacto del dispositivo de fijación sobre el árbol – máxima (max), mínima (min)
P_w	Presión de contacto del dispositivo sobre el árbol
P	Carga dinámica equivalente del rodamiento
PIW	Tensión de trabajo en operación de una correa transportadora, igual a K_{max}
p_A	Factor de arranque
p_N	Presión superficial entre dispositivo de fijación y alojamiento de cubo
p_f	Presión equivalente de contacto sobre el árbol
p_i'	Relación de radios corregidos
p	Presión radial uniforme
Q_{100}	Capacidad por 100 ft/min
$Q_{d,n,v}$	Capacidad de diseño (d), nominal (n), volumétrica (v)
q_{cr}	Carga crítica requerida para que falle por pandeo el cilindro
R_A	Reacción en el brazo del reductor en arranque
R_B	Reacción resultante en el rodamiento (sección B), igual a R_E
R_{By}	Reacción en el rodamiento en eje y (sección B), igual a R_{Ey}
R_{Bz}	Reacción en el rodamiento en eje z (sección B), igual a R_{Ez}
R_t	Profundidad de la rugosidad
R_z	Rugosidad promedio
$r'_{a,b}$	Radio corregido del perfil del disco lateral externo (a), interno (b)
$r_{a,b}$	Radio del perfil - externo (a), interno del perfil (b) del disco lateral
$r_{c,r,d}$	Radio de la entalla en zona de acoplamiento (e), rodamiento (r), dispositivo de fijación (d)
$r_{e,i}$	Radio aliviador de esfuerzos en el perfil - externo (e), interno (i)
r_p	Radio interno del cilindro
R	Carga resultante sobre los dispositivos de fijación
$S_{c,i,r}$	Espaciamiento entre estaciones de carga (c), impacto (i), retorno (r)
$slip$	Deslizamiento del acoplamiento hidrodinámico (entre motor - reductor)
$T_{1,2}$	Tensión en la correa (polea motriz) / operación - lado de carga (1), lado de retorno (2)
$T_{3,4}$	Tensión en la correa (polea de cola) /operación - lado de retorno (3), lado de carga (4)
$T_{A1,2}$	Tensión en la correa (polea motriz) / arranque - lado de carga (1), lado de retorno (2)
$T_{A3,4}$	Tensión en la correa (polea de cola) /arranque - lado de retorno (3), lado de carga (4)
$TR_{1,A1}$	Torque requerido en cada extremo - operación (1), arranque (A1)
$Te_{1,A1}$	Tensión efectiva cada extremo del árbol - operación (1), arranque (A1)
T_g	Tensión del contrapeso

T_m	Tensión mínima necesaria para que no exista flecha entre estaciones de rodillos de carga
$T_{max,min}$	Temperatura del ambiente máxima (max), mínima (min)
T_u	Tensión de rotura de la correa transportadora, igual a K_N
T_v	Periodo de las vibraciones
t_A	Tiempo de arranque
t_c	Espesor del cilindro
T	Tensión del lado de carga en elemento diferencial
$T(\varphi)$	Tensión del lado de carga durante el arranque en función del ángulo φ
V	Velocidad de la correa
v	Factor de carga estática
v_{1n}, v_{1c}, v_2	Factor de concentración de esfuerzos en soldadura en flexión (1n) en corte (1c), calidad de unión (2)
W_{AB}	Peso del acoplamiento de baja
$W_{b,p}$	Peso por metro de correa (b), total de la polea motriz (p)
W	Momento máximo resistente
WP	Ancho de la polea o tambor
w_o	Frecuencia circular natural o propia del sistema
X_r	Factor radial del rodamiento
Y_r	Factor axial del rodamiento
y_{adm}	Deflexión admisible del árbol
Y	Componente tangencial de la carga en la polea
Z	Carga radial en la polea
z	Altura del centroide

Símbolos Griegos

α_0	Factor de relación de trabajos de carga (Constante de Bach)
$\alpha_{AT,C,DL,DF,P}$	Angulo de rotación del árbol (AT), cubo (C), disco lateral (DL), Dispositivo de fijación (DF), perfil de disco lateral (P)
β	Angulo de abarquillamiento de rodillos de carga e impacto
$\beta_{f,t}$	Factor de concentración de esfuerzos – flexión (f), torsión (t)
γ	Angulo donde actua el momento resultante entre las secciones C y D
δ	Densidad del material transportado
η_r	Eficiencia de la transmisión, para reductor con ejes ortogonales
η_{slip}	Eficiencia de acople hidrodinámico (entre motor - reductor)
η	Factor de sensibilidad de entalla
θ	Angulo de abrazamiento
$\theta_{A1,A2}$	Angulo de salida de abrazamiento - entrada (A1), salida (A2)
λ	Angulo de inclinación de la faja transportadora

μ	Coeficiente de fricción de correa - polea motriz en operación
μ_A	Coeficiente de fricción de correa - polea motriz en arranque
σ'_{Alt}	Límite de resistencia a la fatiga corregida
σ'_{fa}	Esfuerzo alternante para flexión
σ_{Alt}	Esfuerzo alternante tracción – compresión
σ_B	Resistencia a la tracción del material
σ_F	Esfuerzo de fluencia del materia
σ_{adme}	Esfuerzo admisible a falla por fluencia
$\sigma_{adm f}$	Esfuerzo de trabajo
$\sigma_{eq a,m}$	Esfuerzo equivalente alternante (a), medio (m)
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente
$\sigma_{eq a,b}$	Esfuerzo equivalente en el perfil del disco – radio externo (a), interno (b)
$\sigma_{f Alt,Pul}$	Esfuerzo a la fatiga en flexión del material - Alternante (Alt), Pulsante (Pul)
$\sigma_{fa,s,m}$	Esfuerzo de flexión – alternante (a), superior (s), medio (m)
σ_{meq}	Esfuerzo equivalente medio o estático (según von Mises)
$\sigma_{na,\varphi a}$	Esfuerzo radial alternante (n_a), circunferencial alternante (φa)
$\sigma_{nfm,a}$	Esfuerzo normal debido a momento flector – medio (m), alternante(a)
$\sigma_{nfs,i}$	Esfuerzo normal debido a la flexión - superior (s), inferior (i)
$\sigma_{nm,\varphi m}$	Esfuerzo radial medio (n_m), circunferencial medio (φm)
$\sigma_{ns,i}$	Esfuerzo radial superior (s), inferior (i)
$\sigma_{ra,b}$	Esfuerzo radial en el disco lateral, radio exterior (a), interior (b)
$\sigma_{s eq}$	Esfuerzo equivalente superior
$\sigma_{\varphi a,b}$	Esfuerzo tangencial en disco lateral – radio exterior (a), interior (b)
$\sigma_{\varphi s,i}$	Esfuerzo circunferencial superior (s), inferior (i)
τ'_{ta}	Esfuerzo alternante para torsión
$\tau_{am,a}$	Esfuerzo debido a corte longitudinal – medio (m), alternante (a)
$\tau_{as,i}$	Esfuerzo de corte longitudinal – superior (s), inferior (i)
$\tau_{nm,a}$	Esfuerzo debido a corte transversal – medio (m), alternante (a)
$\tau_{ns,i}$	Esfuerzo de corte transversal – superior (s), inferior (i)
$\tau_{r\varphi a,b}$	Esfuerzo cortante por par de arranque, radio exterior (a), interior (b)
$\tau_{r\varphi m,a}$	Esfuerzo cortante medio (m), alternante (a)
$\tau_{r\varphi s,i}$	Esfuerzo cortante superior (s), inferior (i)
$\tau_{t Alt,Pul}$	Esfuerzo a la fatiga en torsión del material - Alternante (Alt), Pulsante (Pul)
$\tau_{ta,s,m}$	Esfuerzo de torsión – alternante (a), superior (s), medio (m)
φ	Distancia angular en cualquier punto del cilindro / disco
$\varphi_{r,s}$	Angulo de reposo (r), sobrecarga (s)

Introducción

Planteamiento y Justificación

En el Perú, suele ser frecuente que cuando una empresa minera solicita una polea motriz para faja transportadora, lo realiza con especificaciones técnicas que precisan que si esta será instalada en una faja transportadora menor a 800 PIW (*pounds per inch of belt width*) se seguirán las recomendaciones dadas por CEMA² y cuando es mayor o igual a 800 PIW se solicita poleas de sección T.

La clasificación de poleas por PIW es utilizada por fabricantes internacionales para diferenciar los tipos de poleas según su confiabilidad, costo y rendimiento. Otra manera asociada de clasificar las poleas es si éstas son estándares o no estándares. Para el caso de las poleas motrices estándar se cuenta con las recomendaciones dadas por CEMA, conocida en nuestra industria como la metodología de cálculo para diseñar poleas soldadas, orientadas a servicio liviano – mediano, utilizada cuando no sobrepasa los 800 PIW (CEMA 2014: 316).

Cuando se supera los 800 PIW se utilizan poleas no estandarizadas también conocidas como “poleas de ingeniería” normalmente utilizadas en servicio mediano - pesado. Es a partir de esta clasificación que se han diseñado y fabricado varios tipos de poleas para fajas transportadoras diferenciadas principalmente por la sección de

² CEMA: *Conveyor Equipment Manufacturers Association*, tiene publicaciones como manuales para cálculo de fajas transportadoras y normas técnicas referidas a la fabricación de poleas soldadas.

los discos laterales, encontrándose las poleas de sección T fabricadas normalmente a partir de 2 500 PIW.

Otro aspecto a considerar para las poleas no estandarizadas es que los ingenieros y fabricantes alrededor del mundo aplican su experiencia para el diseño de las poleas de ingeniería, dando como resultado que cada fabricante adopte diferentes criterios de diseño y adopte su propio método de cálculo de acuerdo a publicaciones académicas, las cuales han podido identificar posibles fallas por resistencia, rigidez y vibración. Avances que no han sido determinantes para que se tenga una estandarización y metodología de cálculo, lo cual nos permitiría:

- Racionalización de los tamaños de acuerdo a un rango de trabajo.
- Un mejor número de poleas de repuesto
- Coherencia en los diseños
- Optimización de costos
- Producto de calidad

De acuerdo a lo indicado para cubrir una solicitud de poleas en nuestro mercado, específicamente para las poleas no estandarizadas, no se seguiría la clasificación dada por fabricantes internacionales quienes han desarrollado varios tipos de poleas de ingeniería, teniendo una nueva clasificación basada solo en un tipo de polea. Entonces para un rango de capacidad de carga de fajas transportadora entre 800 y 2 500 PIW, independientemente de lo que los fabricantes internacionales se basen para no utilizar poleas de sección T en ese rango; se plantea la necesidad proponer una herramienta de selección basada en los métodos de cálculo publicados para saber cómo cambiarían las dimensiones teniendo el ancho de correa constante.

Para ubicar un caso representativo de estudio de poleas, se considerará los datos técnicos de un proyecto real desarrollado en la provincia de Piura – Perú, cuyas propiedades del material a transportar, condiciones de operación ya se encuentran definidas.

Objetivos

1 Objetivo General:

Estudiar poleas motrices de sección T para fajas transportadoras clasificadas entre 800 a 2 500 PIW con ancho y velocidad constante de correa, que permitan elaborar una herramienta de selección.

2 Objetivos Específicos:

- a. Determinar los factores actuantes en el diseño de una polea motriz, mediante el estudio de una faja transportadora y su sistema de transmisión.
- b. Presentar una metodología de cálculo de la polea motriz.
- c. Estudiar un rango de casos de estudio que permitan establecer una racionalización de tamaños y elaborar una herramienta de selección.

Exclusiones del diseño

Las siguientes son exclusiones para el diseño de la polea:

- Estudios del efecto de un anillo central rigidizador.
- Estudios sobre fallas realizados.
- Efectos del revestimiento en la polea.

Metodología de trabajo

- a. Buscar y recopilar bibliografía especializada, tesis, artículos técnicos, especificaciones técnicas de empresas de ingeniería, manuales y catálogos de los fabricantes especializados e información de internet. (revisión del estado del arte).
- d. Determinar casos de estudio y desarrollar la ingeniería de proyecto de un primer caso aplicativo de faja transportadora de servicio pesado, con la finalidad de determinar cuáles son los factores actuantes que intervienen en el diseño de la polea motriz.
- b. Estudiar la polea motriz del primer caso, aplicando los cálculos desarrollados más representativos para el diseño de cada una de las partes y en conjunto.
- c. En base a la metodología del cálculo aplicada para el primer caso, se realiza el análisis del resto de casos, en un rango de estudio entre 800 y 2 500 PIW, a fin de determinar los cambios en las dimensiones de las partes de la polea.
- d. Establecer una racionalización de tamaños y elaborar una herramienta de selección.
- e. Establecer las conclusiones y recomendaciones.

Capítulo 1 – Estado del Arte

En la actualidad las poleas motrices han tomado un papel preponderante dentro del diseño de una faja transportadora, existiendo varios diseños, los cuales se puede clasificar principalmente según la tensión admisible que soportan y/o su estandarización. Por lo que es necesario tener claro las funciones que cumple en la faja transportadora y su relación dentro de la configuración del sistema de transmisión seleccionado.

1.1 Fajas Transportadoras

La faja transportadora es un sistema de transporte continuo y son ampliamente utilizados en los procesos industriales para el traslado de materiales a granel, tanto a cortas como a largas distancias, pueden tener un número infinito de recorridos entre estos horizontales, inclinados con pendiente positiva, pendiente negativa, curvas cóncavas y convexas o cualquier combinación de estas. Pudiendo ser también fijas, móviles o de giro radial. Las fajas transportadoras han logrado una posición muy importante dentro del transporte de materiales debido a sus ventajas económicas, seguridad de operación, fiabilidad, versatilidad y por el rango casi ilimitado de capacidades. Al diseñar una faja transportadora no solo se debe considerar la correa, también están involucrados los diseños de rodillos, poleas, sistema de transmisión, soportes, chutes de descarga y accesorios.

Actualmente las fajas transportadoras, son capaces de operar con capacidades muy altas, llevando toneladas de materiales a granel que serían más costosas de transportar por otros medios.

Existen varias recomendaciones que establecen metodologías de cálculo y selección, y entre los principales tenemos:

- CEMA : *Conveyor Equipment Manufacturers Association.*
- DIN 22101: *Basics for the design of belt conveyors*

1.1.1 Componentes

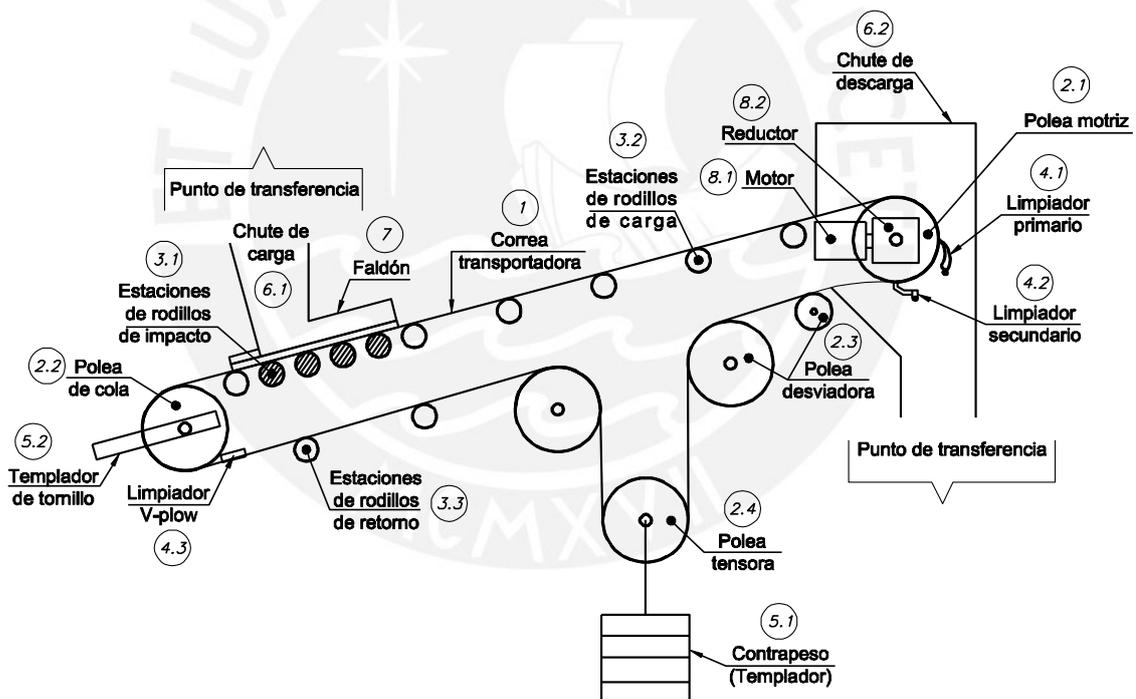


Figura 1.1 Componentes básicos de una faja transportadora

El diseño de una faja transportadora típica, consta de los siguientes componentes básicos indicados en la Figura 1.1, donde cada componente descrito tiene una función específica dentro de la operación de la faja transportadora:

1. **Correa transportadora:** Elemento que soporta directamente al material a transportar y desplazarlo desde el punto de transferencia de carga hasta el de transferencia de descarga.
2. **Poleas:** Se utilizan para cambiar la dirección de la correa, estos pueden ser motrices o no motrices y según su ubicación, puede tipificarse como: Motriz (2.1), de cola (2.2), desviadora (2.3) y tensora (2.4).
3. **Estaciones de rodillos:** tienen como función principal soportar la correa transportadora y según su ubicación, estos pueden ser de **Rodillos de impacto** (3.1), cuando se ubican en la zona de carga y deben recibir la caída del material; **Rodillos de carga** (3.2), que se ubican en la zona de transporte del material entre la zona de carga hasta la zona de descarga; **Rodillos de retorno** (3.3), que se encargan de soportar la banda de retorno desde la polea motriz a la polea de cola.
4. **Limpiadores:** Estos elementos ayudan a mantener la correa libre de elementos extraños, durante el retorno de la correa, pudiendo ser este limpiador primario (4.1) y secundario (4.2) ubicado en la zona de descarga; y el limpiador *V-plow* (4.3) que se encuentra en la zona de descarga.
5. **Tensores:** Logran el adecuado tensado de la correa en sus distintas zonas al mismo tiempo, además impiden el derramamiento de material debido a la falta de tensión en la correa. Los tensores se clasifican en: automáticos: como el contrapeso (5.1) y fijos como los de tornillo (5.2), normalmente los tensores son ubicados en la zona de carga o de descarga.
6. **Chutes:** Son elementos que ayudan a la transferencia y guía del material tanto cuando el material entra a la faja (6.1) como cuando el material saliente (6.2).
7. **Faldón:** son elementos de guía luego que el material ha ingresado a la faja por la zona de carga, pudiendo ser su longitud variable según el diseño de la faja transportadora.
8. **Sistema de transmisión:** formada principalmente por el motor (8.1), reductor (8.2) y la polea motriz (2.1). También lo conforman los elementos accesorios como: acoplamientos y la base de transmisión, necesarios para la accionar la correa transportadora.
9. **Estructura de soporte:** Constituye la estructura metálica que soporta todos los elementos indicados anteriormente (no mostrada en la Figura 1.1).

1.1.2 Clasificación de las fajas transportadoras

En nuestro medio la clasificación de las fajas transportadoras puede definirse de varias maneras, según la Tabla 1.1:

- Según el tipo de servicio: liviano, medio o pesado.
- Según la clasificación CEMA: Tipificación B, C, D, E y F acompañado del diámetro del rodillo.

Otras clasificaciones pueden darse según el tamaño del transportador, tipo de estructura y/o configuración del sistema de transmisión.

Tabla 1.1 Clasificación según CEMA (adaptado de CEMA 2007: 66)

Clasificación CEMA	Diámetro del rodillo (pulgadas)	Ancho de correa (pulgadas)	Descripción
B4	4	18 - 48	Servicio liviano
B5	5	18 - 48	Servicio liviano
C4	4	18 - 60	Servicio medio
C5	5	18 - 60	Servicio medio
C6	6	24 - 60	Servicio medio
D5	5	24 - 72	Servicio medio
D6	6	24 - 72	Servicio medio
E6	6	36 - 96	Servicio pesado
E7	7	36 - 96	Servicio pesado
F6	6	60 - 96	Servicio pesado
F7	7	60 - 96	Servicio pesado
F8	8	60 - 96	Servicio pesado

1.2 Sistema de transmisión para servicio medio y pesado

El sistema de transmisión típico consiste en el conjunto de: Polea motriz, motor, reductor, base soporte y acoplamientos, Figura 1.2. Su ubicación es normalmente en la zona de cabeza o en la zona de cola, salvo casos especiales. La selección de sus partes y configuración del sistema dependerá de la funcionalidad de la faja transportadora, mantenimiento, tamaño o la potencia empleada y condiciones del fabricante, para ello se propone la siguiente clasificación:

- Por montaje del sistema
- Por la cantidad de sistemas motrices

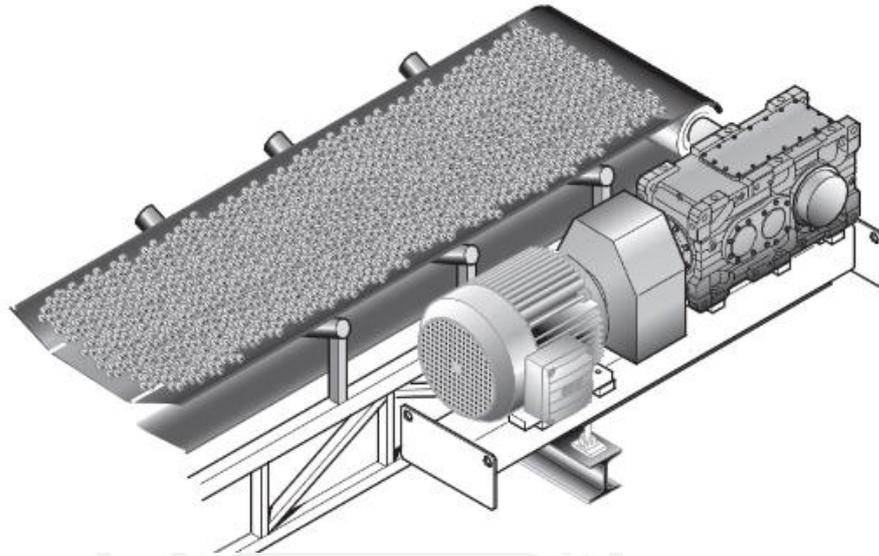


Figura 1.2 Sistema de transmisión de fajas transportadoras (SEW: 2014: 114).

Los motores normalmente utilizados son los de alta eficiencia y de media tensión, siendo seleccionados de acuerdo a sus especificaciones técnicas. Hoy se ha sumado el motor gearless, que es un motor síncrono que obvia el uso de reductor y alternativamente los acoplamientos, porque tiene la particularidad de tener el árbol de la polea motriz montado al mismo motor; se emplean para potencias superiores a los 3 500 kW (Takraf 2014: 1) Siendo una alternativa viable en fajas transportadoras de servicio pesado. Figura 1.3.

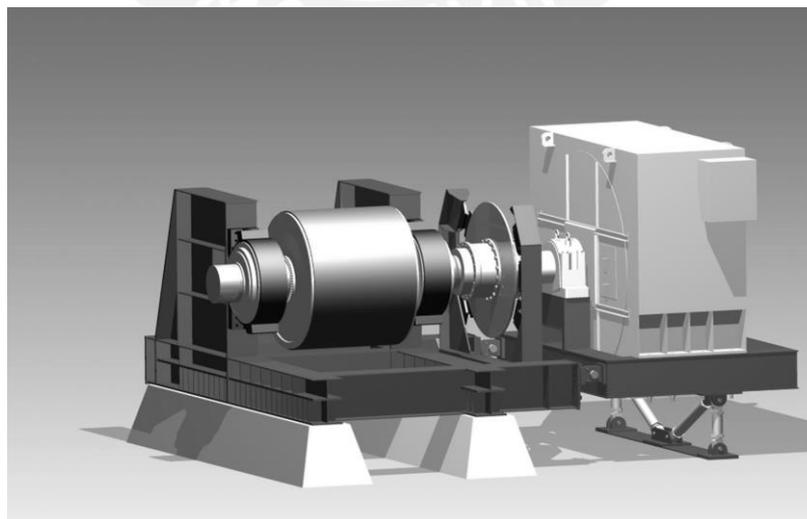


Figura 1.3 Sistema de transmisión de fajas transportadoras con motor gearless (Takraf 2014: 4)

1.2.1 Montaje de sistema

Dentro de esta clasificación, se pueden encontrar los sistemas típicos de transmisión de base fija y base flotante, detallados a continuación:

Con base soporte fija

La base soporte fija (*base frame*) se fija directamente a una plataforma o cimentación. Son utilizados con sistemas medios y pesados que exigen una potencia superior a 110 - 185 kW (Wolf 2000: 2), su configuración puede contener reductores de ejes paralelos o de ejes ortogonales, los reductores de ejes paralelos son más económicos en comparación de los de ejes ortogonales y es la primera alternativa en servicio pesado, ver Figura 1.4.

Acoplamientos

Polea – Reductor: Cuando la polea es de baja velocidad se puede utilizar un acople flexible, siendo el más utilizado en nuestro medio el tipo engranaje

Motor – Reductor: Puede utilizar cualquier tipo de acoplamiento, siendo los más recomendables los flexibles, siendo los acoplos: hidráulico y de resorte serpentiforme o rejilla los más utilizados para sistemas medianos y pesados.

Carga en voladizo (*overhung*)

Estas son mínimas y pueden ser no consideradas para el cálculo del sistema.

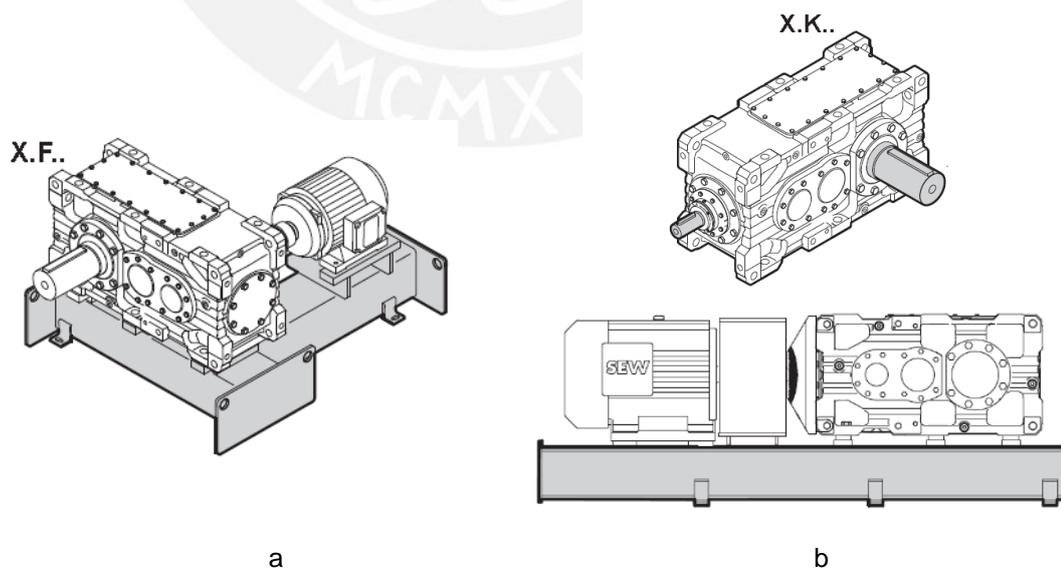


Figura 1.4 Sistema con base soporte fija para motor-reductor, a: Base soporte fija - reductor de ejes paralelos, b: Base soporte fija - reductor de ejes ortogonales (SEW 2014: 20,115)

Con base soporte flotante

Cuando el sistema de transmisión se fija sobre una plataforma o cimentación mediante un brazo (*torque arm*) que impide el giro del sistema y soporta la reacción de torque. El brazo en los sistemas con reductores de ejes paralelos frecuentemente es montado directamente al reductor, este sistema son muy utilizados para servicios livianos y medios que utilizan reductores que exigen una potencia menor a 110 – 185 kW (Wolf 2000: 2), en cambio los reductores de ejes ortogonales utilizan una base soporte flotante (*swing base*) y son adecuados para altas potencias en servicio medio y pesado siendo en la actualidad muy popular por su ahorro de espacio lateral y menor tiempo cuando se requiere un mantenimiento, ver Figura 1.5.

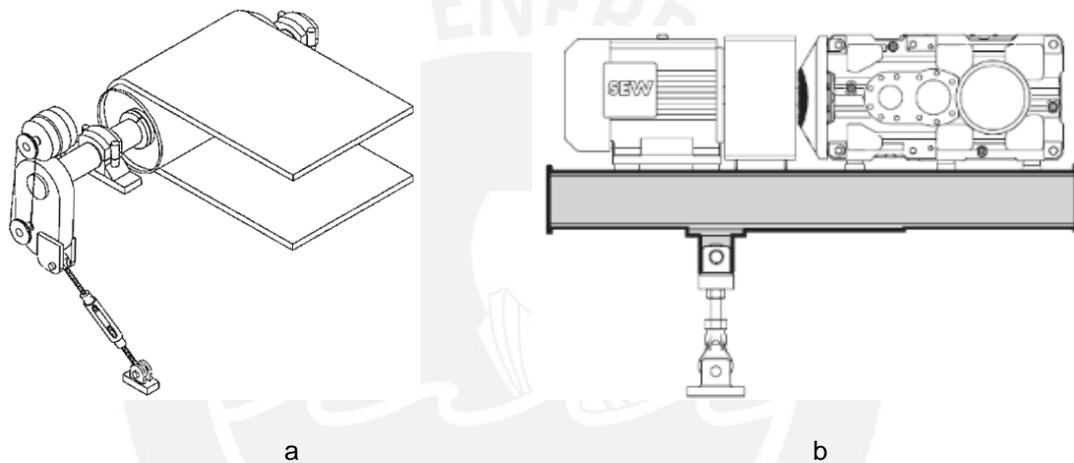


Figura 1.5 Sistema con base flotante para motor-reductor, a: con reductor de ejes paralelos (Wolf 2000: 2), b: con reductor de ejes ortogonales (SEW: 2014: 114).

Acoplamiento

Polea – Reductor: Esta configuración utiliza normalmente un acoplamiento tipo rígido³, siendo uno de los más utilizados el de tipo brida con montaje por interferencia o chaveta.

Existen dos configuraciones disponibles con uso de reductor de ejes ortogonales, ver Figura 1.6:

- Con eje montado, sin uso de acoplamiento
- Con acoplamiento

³ El acoplamiento rígido de brida, permite una rigidez de la conexión permite la transmisión de potencia sin pérdidas, pero a expensas de cero aislamiento contra vibraciones, de una pequeña tolerancia para desalineamiento en línea y de ninguna tolerancia para desalineamiento angular o paralelo (Orthwein 1996: 493).

Motor – Reductor: Esta configuración se realiza con acoplamientos flexibles, siendo los acoples: hidrodinámico y de resorte serpentiforme o rejilla, los más utilizados para sistemas medianos y pesados, seleccionados de acuerdo a las características de la faja.

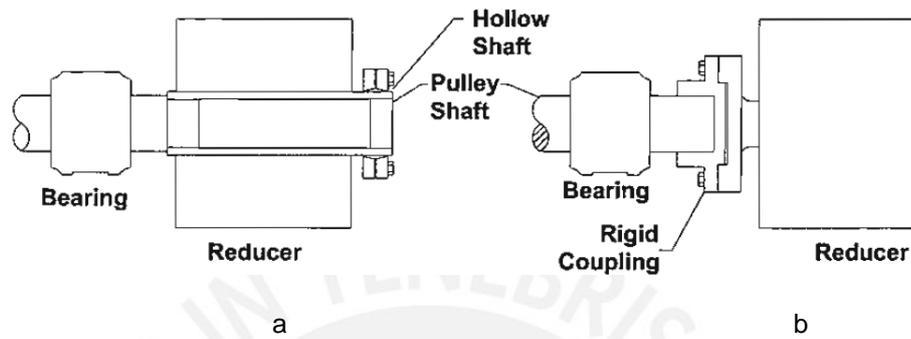


Figura 1.6 a: con eje montado en el reductor, b: con acoplamiento tipo rígido (Wolf 2000: 3)

Carga en voladizo (overhung)

Son de magnitud considerables y tienen que ser tomadas en cuenta en el diseño del eje de la polea motriz.

Brazo (torque arm)

De acuerdo al fabricante SEW, el brazo tiene un diseño que puede ajustarse dentro de un cierto rango establecido como se aprecia en la Figura 1.7:

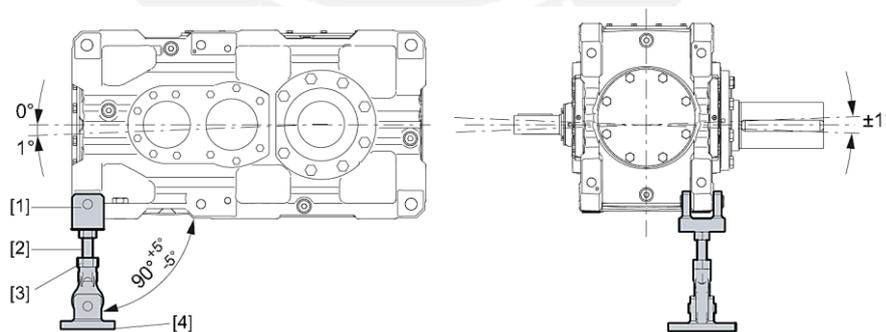


Figura 1.7 Polea motriz de servicio pesado (SEW 2014: 107)

1.2.2 Cantidad de sistemas motrices

De acuerdo a la cantidad de transmisiones utilizadas para toda la faja transportadora, se pueden clasificar como sistemas simples o duales, ver Figura 1.8:

Sistema simple

- Sistema de transmisión que utiliza un solo reductor.
- Utilizados normalmente en fajas transportadoras de servicio medio o pesado, donde la potencia requerida es menor a 132 kW (Rulmeca 2010: 44), para potencias superiores se puede optar por utilizar más de un motor, llamándose a este sistema dual.

Sistema dual

De motorización similar a la de los sistemas simples, sólo que utilizan más de un motor o poleas según sea el caso:

Sistema dual con dos reductores por cada polea

- Utilizados normalmente en fajas transportadoras de servicio pesado, con potencia requerida mayor a 132 kW (Rulmeca 2010: 44).

Sistema dual de dos poleas motrices

- Utilizados cuando hay alto requerimiento de energía y equipamiento de servicio pesado.
- Por regla general la distribución de la potencia puede ser: 1:1 o 1/3: 2/3 (Dunlop - Enerka 1994: 3.2).
- Puede reducir costos al reducir las tensiones de la faja.

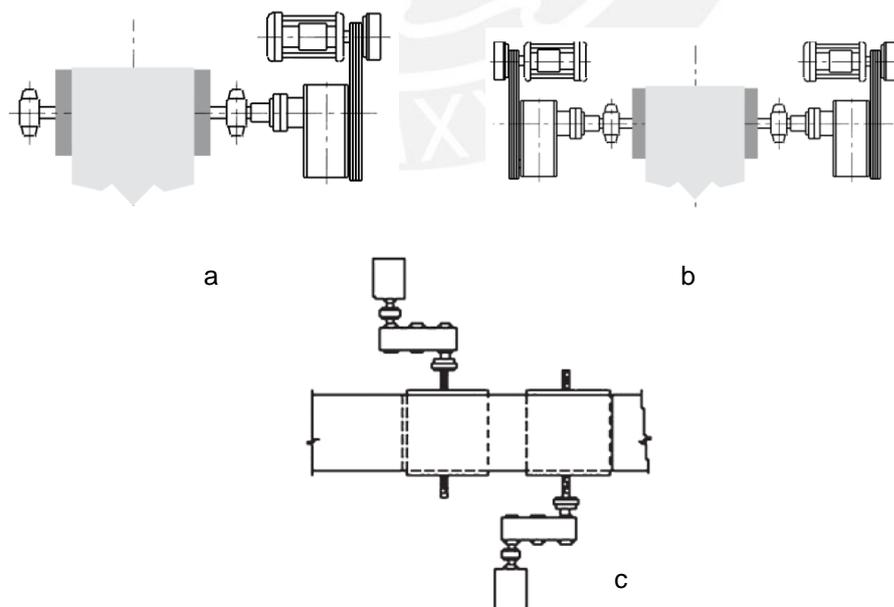


Figura 1.8 Tipos de sistemas de transmisión, a: Sistema simple, b: Sistema dual con dos reductores en cada extremo de la polea, c: Sistema dual de dos poleas motrices.

(Rulmeca 2010: 44)

1.3 Polea motriz

También conocida como polea de cabeza o tambor de accionamiento, son utilizadas para transmitir el torque a la correa, haciendo que esta tenga una operación continua, por ello se trata de una parte crítica dentro de la faja transportadora y debe ser considerada como una parte de larga vida útil y bajo mantenimiento a pesar de su operación en condiciones extremas.

Su diseño ha tenido grandes cambios, desde las fabricadas de madera, pasando por las de hierro fundido, hasta las actuales de acero soldadas; las cuales inician su evolución a partir de los años 60, debido a la crisis del petróleo, la cual demandó mayor carbón, teniendo un aumento importante en la necesidad de tener fajas transportadoras de mayor capacidad y por ende un estudio más profundo de las poleas (Lloyd 1981). Estándares, tesis y artículos técnicos publicados son tratados en la sección 1.3.3.

El diseño típico de la polea de acuerdo a la publicación hecha por Ravikumar y Chattopadhyay (1997) trae una relación entre las deformaciones y esfuerzos de las partes y su interconexión entre ellas en el ensamble, por lo que el diseño puede ser desarrollado de varias maneras:

- a. El árbol tiene tan alta rigidez que incluso teniendo discos rígidos, la deformación será mínima y no podrá causar efectos severos. Este es el diseño que comúnmente se fabrica.
- b. La polea puede ser construida con más de dos cubos para prevenir cualquier deformación excesiva del árbol. Este método es obsoleto y se limita a las poleas de acero fundido.
- c. La polea puede ser tan pesada y robusta que no permitiría la flexión del árbol. Es un diseño poco convencional.
- d. La polea puede contener discos flexibles que ante la flexión del árbol este no se vería sometido a esfuerzos fuera de su límite. Este diseño sería el más económico por que aligeraría el peso de la polea, pero requiere un gran estudio de la flexión de sus partes y la interconexión entre ellas.

La Figura 1.9, muestra una polea de servicio pesado o alta capacidad en la actualidad.

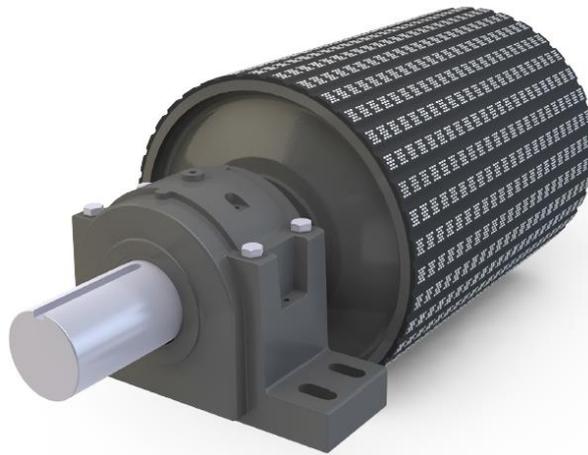


Figura 1.9 Polea motriz de servicio pesado (PPI 2012: 1)

Partes de la polea motriz

Las diferentes partes de la polea motriz mostradas en la Figura 1.10 y Figura 1.11, corresponden a una polea de servicio pesado llamada de sección T, este tipo de polea respecto a otras tendrá una variación en la sección de los discos laterales del tambor como se verá más adelante en la clasificación de poleas motrices.

1. Árbol de transmisión
2. Tambor
3. Dispositivo de fijación (elemento de unión eje - cubo)

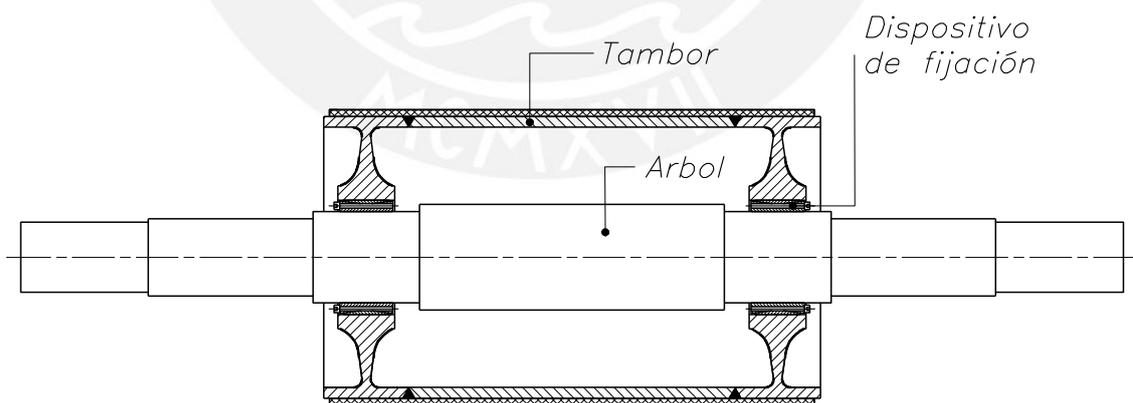


Figura 1.10 Partes de la polea motriz de sección T

El tambor de la polea, contiene las siguientes partes, mostradas en la Figura 1.11:

1. Disco
2. Cilindro
3. Revestimiento

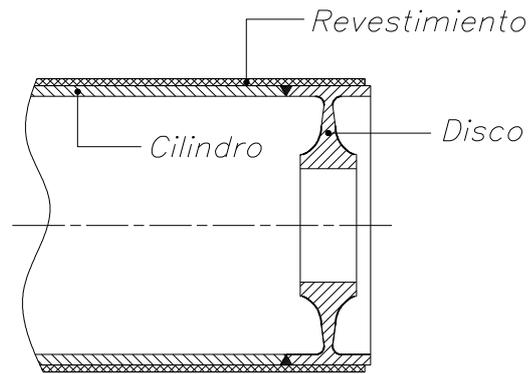


Figura 1.11 Partes del tambor de la polea motriz de sección T

1.3.1 Clasificación de las poleas motrices

Como se ha comentado no existe una directriz clara para su clasificación, pero podría indicarse que en la actualidad las poleas motrices se clasifican principalmente de dos maneras:

- Según su estandarización y
- Por su tensión admisible

Estas clasificaciones pueden combinarse con el servicio que presta la faja transportadora.

Clasificación según su estandarización

Estas se dividen en dos bloques principales, abarcando el servicio y construcción:

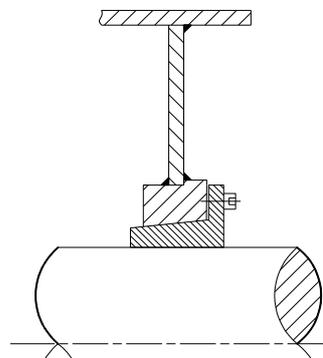


Figura 1.12 Sección de polea estándar

Polea motriz estándar

Definidas por ANSI / CEMA B105.1 y utilizadas por lo general para servicio liviano, su diseño consiste en un cilindro externo o tambor soldado a los discos laterales con cubo soldado, buje de compresión con chaveta y árbol, ver Figura 1.12. La construcción puede contemplar llevar un disco rigidizador interno o disco central.

Polea motriz no estándar

Estas poleas no siguen una norma ANSI/CEMA B105.1, cada fabricante ha establecido sus propias especificaciones, donde sus componentes estarán sometidos a mayores esfuerzos y tendrán menores desviaciones que un tambor estándar.

- a. Poleas de servicio mina
- b. Poleas de ingeniería

a) Poleas pesadas para minas

Las poleas pesadas para minas, son similares en tamaño que los tambores estándar, sólo que a éstas se les ha aumentado el espesor de los discos laterales, para tener un diseño más rígido conservando las mismas características de construcción. Se clasifican de dos maneras:

- Las que utilizan un cubo soldado para montaje del buje Figura 1.13a y
- Cuando el disco servirá también como cubo para montaje del buje, este tipo es también llamado: “*Integral hub*” Figura 1.13b.

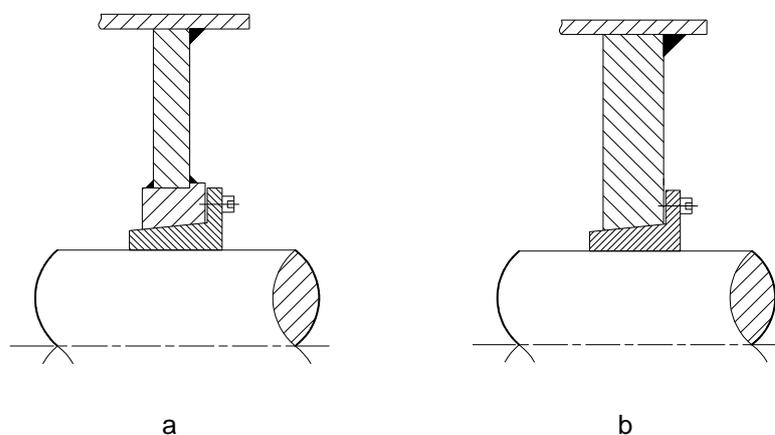


Figura 1.13 Sección de polea pesada para minas a: con cubo soldado, b: con cubo integrado al disco ó “*integral hub*”

b) Poleas de ingeniería

También llamadas poleas diseñadas, fabricadas para condiciones particulares de trabajo y tensiones admisibles mayores al rango de PIW dado por CEMA, por lo que se requiere información específica para que su diseño proporcione el esfuerzo específico en el dispositivo de fijación sin chaveta, discos laterales y árbol, para garantizar las especificaciones requeridas por la faja transportadora.

Dentro de las poleas de ingeniería más utilizadas, diferenciados según el tipo de sección de discos laterales, unión de soldadura y rango de trabajo, se pueden encontrar principalmente:

1. Sección perfilada (*simple profiled*) Figura 1.14a
2. Sección turbina (*double profiled*) Figura 1.14b
3. Sección T (*T – Bottom, T-Shaped o Turbine T*) Figura 1.15

Los nombres pueden variar según los fabricantes y pudiendo existir combinaciones entre ellas.

Características principales:

- Exceden las cargas permitidas y tamaños dados para las poleas estándar.
- Permite el uso de correas con cables de acero, mallas de acero o cualquier carcasa de correa de alto módulo.
- Permite reducir costos, dada su larga vida útil.
- Opera a bajas y altas velocidades con un mantenimiento mínimo.

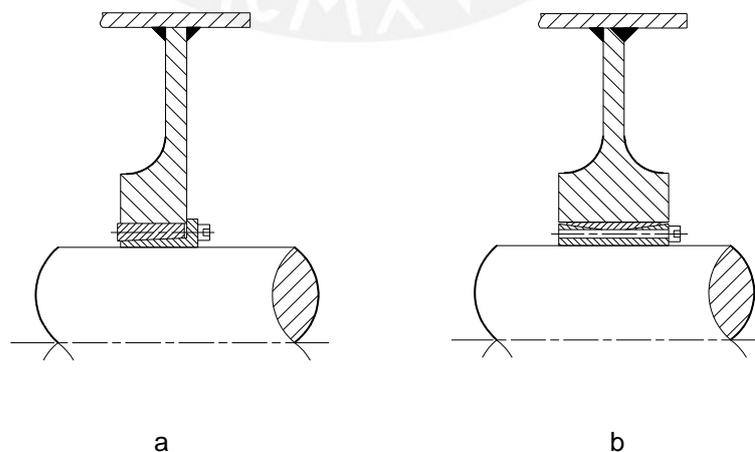


Figura 1.14 Polea de ingeniería, a: Sección perfilada, b: Sección turbina

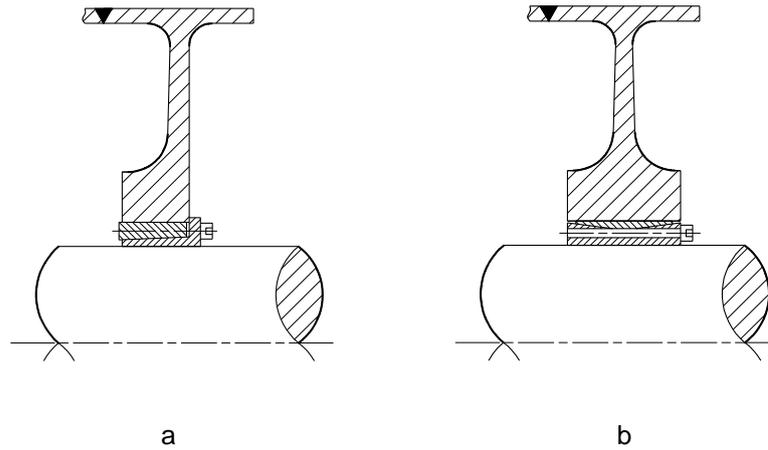


Figura 1.15 Polea de ingeniería con sección T, a: sección no simétrica, b: sección simétrica

Clasificación según su tensión admisible

En base a la clasificación estandarizada de poleas se ha elaborado la Tabla 1.2, donde se han colocado los tipos de poleas más representativos, clasificándolos según su rango de capacidad dada por el PIW y tipo de servicio aplicado.

La tensión admisible en la correa en operación (PIW), es un valor que normalmente dan los fabricantes de acuerdo a su experiencia para definir el rango de operación de cada tipo de polea, Para el caso de Perú y Chile, se pudo apreciar que las empresas de Ingeniería dictan cual será el rango empleado y para que tipos de poleas se utilizará.

Tabla 1.2 Clasificación de poleas motrices según PIW

Id.	Tipo de polea motriz	Poleas estándar ANSI/CEMA B105.1	Poleas no estándar			
			Poleas pesadas para minas	Poleas de ingeniería		
				Sección Perfilada	Sección turbina	Sección T
Servicio aplicado	Liviano - Medio	Medio	Medio	Medio - Pesado	Pesado	
1.0	Clasificación: CEMA	< 800 PIW	-			
2.0	Clasificación: Fabricante: Dodge	-	≤ 1 000 PIW	> 1 000 PIW ≤ 1 250 PIW	> 1 250 PIW ≤ 2 500 PIW	> 2 500 PIW
3.0	Clasificación: Fabricante: PPI	≤ 750 PIW	> 750 PIW ≤ 1 100 PIW	> 900 PIW ≤ 2 000 PIW	-	> 1 700 PIW
4.0	Clasificación: Artículo técnico: Patel 2011	≤ 782 PIW	-	> 782 PIW ≤ 2 569 PIW		> 2 569 PIW a + 10 000PIW
5.0	Empresas de Ingeniería en Perú	≤ 800 PIW	-			> 800 PIW
6.0	Empresas de ingeniería en Chile	≤ 800 PIW	-			> 800 PIW

1.3.2 Poleas con sección T

La polea con discos laterales se sección T, cuya característica principal es su sección de espesor variable unida por soldadura en el extremo del cilindro. Este tipo de construcción soporta un alto par de transmisión y puede encontrarse en el mercado industrial con dos alternativas: simétricos y no simétricos (Figura 1.15), las cuales a diferencia de las poleas de sección perfilada y turbina (Figura 1.14), pueden soportar altas tensiones, evitando la unión soldada en los radios aliviadores de concentraciones de esfuerzos, por lo que la unión soldadura se envía a una zona donde se puede realizar de manera más eficiente y con menores esfuerzos. Por ello sin duda la polea de sección T es la mejor alternativa que la perfilada y la turbina, siendo su alto costo la principal razón por la cual esta no es estandarizada dentro de las poleas de ingeniería en para servicio medio y pesado (Lloyd 1981).

A raíz de estas diferentes propuestas como se verá más adelante también existen diferentes tipos de dispositivos de fijación adecuado para discos de sección simétrica y no simétrica.

Otro aspecto a considerar es que dado que este tipo de construcción es especialmente adecuado para aplicaciones de servicio pesado (alta capacidad) y además de un factor económico, no es muy común emplear este tipo de tambor cuando la polea no es motriz, aunque si se da en casos especiales.

Su diseño ha sido estudiado ampliamente y dado que no existe una metodología única para su cálculo, este ha sido desarrollado por recomendaciones dadas por estándares, publicaciones académicas y criterios de diseño dadas por empresas de ingeniería y fabricantes especializados.

En el Perú, como se observa en la Tabla 1.2, este tipo de polea es solicitado por las empresas mineras como única alternativa, si trabajará en un rango superior a los 800 PIW.

Diseño del árbol de transmisión

El diseño dependerá del tipo de solicitaciones que este tiene, entre ellas el estudio de la carga en voladizo (*overhung*), su ciclo de flexión invertida, el torque constante y las presiones provenientes del dispositivo de fijación han traído varias metodologías para cálculo del árbol a fatiga.

Diseño del Tambor

El disco lateral de sección T está fabricado de una sola pieza que consta de tres partes diferenciadas: aro, perfil y cubo (Figura 1.16) y esta soldada al cilindro en una de las caras del aro y unida al árbol por el cubo a través del dispositivo de fijación. El aro es considerado también como continuación del cilindro y está conectado al perfil o alma en su diámetro interno; el perfil es el elemento placa circular de espesor variable unido al aro y al cubo mediante radios de transición, mientras que el cubo es el componente cilíndrico donde reposa el perfil y aloja el dispositivo de fijación y además soportará la presión externa del dispositivo.

El espesor variable del perfil del disco lateral en las poleas de ingeniería, se justifica porque permitirá una flexibilidad del tambor que disminuirá esfuerzos en el árbol y dispositivo de fijación, además porque se asegura que el esfuerzo sea constante en todo el perfil al limitar las áreas de concentración de esfuerzos en los extremos (Lloyd 1981).

Para el diseño del cubo, destaca la contribución de empresas fabricantes de dispositivos de fijación como: BIKON y Ringfeder, quienes añadieron mediante estudios diversos, criterios para llegar a equilibrar la flexión y torque a los que el disco y árbol están sometidos.

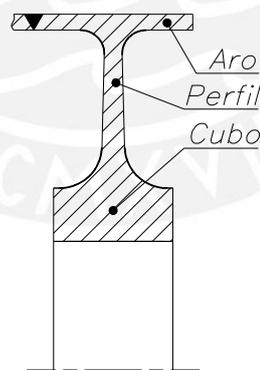


Figura 1.16 Esquema del disco lateral y sus partes

Dispositivo de fijación

Es el elemento de unión eje – cubo conformado por un conjunto de anillos, es utilizado en las poleas de ingeniería por su gran capacidad de transmitir potencia y por ser capaces de soportar una flexión cíclica en torno a un eje diametral perpendicular a la

resultante de las sollicitaciones externas de la polea, debido a la oposición de los discos laterales a adaptarse a la forma que toma el árbol una vez cargado.

Una de las propiedades más importantes que tiene es su rigidez, la cual es su capacidad para flectarse sin mayores alteraciones de su rendimiento. Esta depende de la cantidad y disposición de sus partes, sus conicidad, su ancho, y la presión que su superficie de contacto ejerce sobre el árbol y cubo de disco lateral. El dispositivo de fijación al flectarse o deformarse se alteran las áreas de contacto de sus partes, registrándose variaciones cíclicas de las presiones de contacto, los cuales en las superficies de contacto pueden superar hasta un 90% la presión del catálogo.

Por esta naturaleza cíclica, al variar positivamente la presión de contacto en una zona de superficie con el árbol o cubo del disco lateral (aumenta), la zona diametralmente opuesta lo hace negativamente (disminuye). Los dispositivos de fijación fabricados por BIKON, son particularmente sensibles a este fenómeno, por la deformación permanente o fatiga que pueden evidenciar los componentes involucrados y el riesgo de contaminación y corrosión una vez que la presión superficial baja de los 80 N/mm^2 , con el consecuente peligro de resbalamiento del anillo interior, y posterior falla de la fijación de la polea.

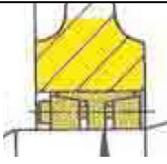
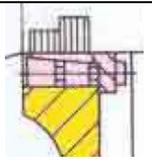
Por lo tanto, es importante conocer la resistencia a la flexión de todo dispositivo de fijación. Definiendo a esta como el momento máximo que puede soportar sin presentar variaciones en las presiones de contacto que conduzcan a la deformación permanente o corrosión, tanto en las partes del dispositivo como en el árbol y el cubo del disco lateral (Parada 1994).

La selección del tamaño está en función del diámetro resultante del árbol en su zona de montaje, por ello una vez seleccionado se debe comprobar su funcionalidad según los momentos que soportará.

De acuerdo al tipo de sección de la polea de sección T (Figura 1.15) se puede seleccionar comúnmente tres tipos de diseños de dispositivos tipos cuya diferencia principal radica en la presión que ejerce y su rango de rotación admisible (Tabla 1.3).

Adicionalmente a lo indicado el dispositivo de fijación tiene fácil desmontaje, lo que permite que el tambor pueda separarse del árbol para cualquier mantenimiento previsto.

Tabla 1.3 Tipos de dispositivos de fijación (adaptado de BIKON 2008:46 y Parada 1994)

			
Clasificación	DOBIKON 1012	DOBIKON 1015	BIKON 2006
Angulo de rotación admisible (α_{DF})	2,5 – 3 min	2 – 2,5 min	3 min
Características principales	Alta rigidez para soportar mayor flexión, autocentrante y autoblocante. Baja presión de contacto	Alta rigidez para soportar mayor flexión autocentrante y autoblocante. Alta presión de contacto	Su rigidez minimiza la presión de contacto y las variaciones de la misma a presencia de flexión, autocentrante y autoblocante.

Beneficios respecto al manguito cónico con chaveta:

La elección de un dispositivo de fijación en vez de un manguito cónico con chaveta, se debe a que investigaciones dieron como resultado que se disminuía las concentraciones de esfuerzo y choques internos por los juegos entre piezas, además se concluyó que las caídas de presión de contacto derivadas de la deformación de los componentes involucrados (árbol, dispositivo de fijación y cubo), debían ser menores que la presión de precarga de la unión, mientras que la suma de estas presiones debía estar bastante por debajo de los respectivos esfuerzos límites de fluencia. Otros beneficios es que al tener mayor cantidad de tornillos aumenta su capacidad de transmitir torsión a grandes diámetros de árbol (Parada: 1994).

Materiales para partes de la polea

Se pudo observar que las empresas de ingeniería peruanas, chilenas y alemanas coinciden en las especificaciones técnicas para la fabricación y operación de las poleas se sección T, recomendando para el **árbol**: acero bonificado de mediano carbono con alta resistencia mecánica; **disco**: para reducir las concentraciones de esfuerzos por soldadura, se considera fabricarlo de una sola pieza obtenida por acero al carbono fundido o forjado de buena soldabilidad, y para el **cilindro**: acero estructural, de buena soldabilidad y comportamiento ante el conformado mecánico por flexión (rolado).

1.3.3 Publicaciones realizadas sobre poleas y sus partes

Estándares

Existen varias asociaciones reconocidas mundialmente, como CEMA (*Conveyor Equipment Manufacturers Association*), quien en su libro fajas transportadoras y el estándar ANSI / CEMA B105.1 "*Welded Steel Conveyor Pulleys*", para poleas tambor de acero (motrices y no motrices), se dan recomendaciones básicas para poleas soldadas con buje de compresión, aunque se dan recomendaciones para todo tipo de servicio de fajas transportadoras, el rango de estudio está dado para servicio liviano – medio (hasta 800 PIW). Este estándar también da pautas para el cálculo del árbol por fatiga utilizando el método simplificado para el diseño de árboles, desarrollado por el estándar ANSI / ASME B106.1M-1985, este método fue abandonado por ASME, pero hoy en día es utilizado por CEMA, quien ha encontrado en él un método adecuado para determinar el diámetro mínimo del árbol.

Otras organizaciones importantes que tienen estándar de poleas son: SANS (*South African National Standard*) con su estándar 1669-1 y 2 donde se dan recomendaciones para dimensiones, fabricación, revestimiento y se mencionan diseños típicos de poleas utilizados en Sudáfrica, IS (*Bureau of Indian Standards*) con su estándar 8531 donde se dan dimensiones de poleas y recomendaciones para su diseño y fabricación, y AS 1403 "*Design of rotating steel shafts*" que es una recomendación bastante utilizada en Europa.

Dado que CEMA es el pionero al lanzar una metodología que no es completa para el cálculo de poleas, esta se conoce como el "estándar", por lo que cuando se requiere mayores tensiones y tamaños que el mercado minero empieza a requerir, los usuarios han adoptado por tomar estándares independientes, dictados por fabricantes, los cuales guardan en varios casos muchas similitudes unos contra otros.

Finalmente, se indica que en el Perú para muchos fabricantes de poleas, CEMA es una guía de como diseñar poleas, pero en muchos casos en su mayoría pequeños fabricantes desconocen su alcance y la importancia del diseño según su servicio.

Publicaciones académicas

En la Tabla 1.4 se mencionan las principales publicaciones revisadas entre tesis y artículos técnicos relacionados con el estudio de las poleas de fajas transportadoras. Destacando los primeros estudios realizados en Australia en 1948 y Alemania entre los años 1963 a 1975, como los fundamentales en el estudio de poleas de ingeniería. A partir de los años 80 hasta la actualidad, se inicia una serie de investigaciones que tienen incidencia en el estudio analítico de las partes, criterios de diseño y fabricación, análisis de fallas por fatiga, dibujo paramétrico de poleas y con cada más frecuencia el uso del método de elementos finitos (MEF) y programas MEF para realizar un análisis estructural y dinámico por partes e integral de la polea.

Como se ha indicado al no existir un estándar de poleas de ingeniería de servicio pesado, el aporte de las empresas y las universidades estudiando casos reales y representativos ha sido fundamental y es reflejado en la mayoría de artículos técnicos, destacando el interés por su estudio a autores de la India, Estados Unidos, China, Sudáfrica, Alemania, Australia entre otros países.

Programas informáticos especializados

En la actualidad se han desarrollado programas especializados para cálculo de poleas que son basados en las publicaciones académicas mostradas en la Tabla 1.4. Se mencionan algunos de ellos:

- Pulley Marven, desarrollado por Hustrulid Technologies Inc. (USA).
- PStress (Pulley Stress Analysis Software), desarrollado por Conveyor Dynamics Inc. (USA)
- P-Flex, desarrollado por RAS Industries Ltd. (Canada)
- Pulley Design, desarrollado por Watkins Godwin Pty Ltd. (Australia)

Tabla 1.4 Principales publicaciones académicas sobre poleas.

Id	Año	Publicación	País	Autor(es)	Título	Tema principal	Cálculos	MEF	Programa Informático	Criterios diseño	Criterios fabricación	Análisis de fallas	Contenido
1	1948	Tesis	Australia	SITZWOHL, Josef Maria	Welded Conveyor Pulleys	Cilindro	x			x			Desarrolla un método de calculo para determinar el espesor del cilindro de una polea a partir del esfuerzo más influyente dado por momento de flexión circunferencial.
2	1963	Tesis Doc.	Alemania	LANGE, Hellmuth	Untersuchungen zur Beanspruchung von Förderbandtrommeln	Polea	x			x			Desarrolla una metodología analítica para determinar los esfuerzos actuantes en la polea, para el cilindro utiliza el estudio de la teoría de láminas cilíndricas y para el disco: utiliza la teoría de placas circulares empotradas externamente para discos laterales de espesor constante y variable.
3	1965	Artículo técnico	Alemania	SCHOLICH, Siegfried	Spannungen und Verformungen an Gurtbandtrommeln	Polea	x			x			Análisis teórico de esfuerzos y deformaciones de una polea, con tensiones linealmente distribuidas para un ángulo de abrazamiento de 180°.
4	1974	Tesis Doc.	Alemania	SCHMOLTZI, Walter	Zur Auslegung von Trommeln mit durchgeführter Welle für Gurtförderanlagen	Polea	x			x			Estudia la polea enfocado en el diseño del disco lateral y su conexión con dispositivo de fijación (sin chaveta).
5	1975	Artículo técnico	Alemania	LINDNER, Christian	Berechnung einer Bandtrommel mit dem Finite-Elemente-Programm TPS 10	Tambor			x	x			Estudia los esfuerzos en discos laterales de sección variable y dispositivo de fijación por un programa MEF.
6	1981	Artículo técnico	Sudáfrica	LLOYD, B. E.	The Design of Conveyor Pulleys	Disco	x			x			Análisis teórico del diseño de discos laterales basados en los estudios de Roark y Schmolitz.
7	1982	Artículo técnico	Australia	VODSTRCIL, R.	Analysis of Belt Conveyor Pulley using Finite Element Method	Tambor	x	x		x			Análisis de un caso específico, comparando el método de calculo de Lange con resultados obtenidos por MEF.
8	1983	Artículo técnico	Sudáfrica	KING, Terry	Belt Conveyor Pulley Design- Why the Failures?	Polea	x			x		x	Análisis de fallas comunes en poleas
9	1985	Artículo técnico	Sudáfrica	KING, Terry	The Function and Mechanism of Conveyor Pulley Drums	Cilindro	x			x		x	Modelo de calculo para cilindro considerando la mejora por análisis de fallas minimizando el maquinado mientras se reduce el esfuerzo de soldadura, comparación de resultados por MEF.
10	1987	Artículo técnico	India	DAS, S. P. Y M.C. PAL	Stresses and Deformations of a Conveyor Power Pulley Shell Under Exponential Belt Tensions	Cilindro	x			x			Análisis teórico de esfuerzos y deformaciones de un cilindro formulando ecuaciones diferenciales de equilibrio, variando ángulos de abrazamiento y tensiones.
11	1988	Artículo técnico	China	HONG-SHENG, Lu	Shell Strength of Conveyor Belt Pulleys; Theory and Design	Cilindro	x						Desarrolla un modelo de calculo para determinar expresiones analíticas que permitirán calcular el desplazamiento y esfuerzo resultante en el cilindro.
12	1990	Artículo técnico	India	SIVA PRASAD, N. Y RADHA SARMA	A Finite Element Analysis for the Design of a Conveyor Pulley Shell	Cilindro	x	x					Desarrolla un método semi analítico para determinar esfuerzos y deformaciones por MEF, expandiendo una carga en dirección circunferencial a través de una serie de Fourier, se comparan resultados con el análisis de Lange.

Tabla 1.4 Principales publicaciones académicas sobre poleas. (Continuación)

Id	Año	Publicación	País	Autor(es)	Título	Tema principal	Cálculos	MEF	Programa Informático	Criterios diseño	Criterios fabricación	Análisis de fallas	Contenido
13	1991	Artículo técnico	Sudáfrica	BELL A.E.M. y M.F. SCHENCK	Conveyor Pulley Standards - A Possible Solution	Estandarización				x	x		Propuesta de estandarización de poleas considerando dimensiones, ventajas y desventajas de los diversos diseños.
14	1991	Artículo técnico	India	DHAL B. B. y M.C. PAL	Stresses and Deformations of a Power Pulley Shell with Exponential Belt Tensions and Variable Thickness	Cilindro	x			x			Estudia las ecuaciones de equilibrio resueltas mediante el método de Galerkin, para determinar el desplazamiento del cilindro de espesor variable (parabólico) sometido a tensiones.
15	1993	Artículo técnico	USA	QU, Xiangjun y Vinit SETHI	A New Pulley Stress Analysis Method Based on Modified Transfer Matrix	Polea	x	x					Desarrolla un método de análisis de esfuerzos para la polea, basado en la modificación de matrices de transferencia utilizando conceptos de MEF.
16	1993	Artículo técnico	USA	SETHI, Vinit y Lawrence K. NORDELL	Modern Pulley Design Techniques and Failure Analysis Methods	Polea				x	x	x	Discute sobre criterios de diseño y técnicas de análisis de esfuerzos enfatizando en el IMEF, fatiga, criterios de fallas, límites de diseño, soldadura y requerimientos de fabricación, evaluando para ello una variedad de tipos de poleas.
17	1994	Artículo técnico	Australia	LONGMAN D.J.	Design of Belt Conveyor Pulley Drum	Cilindro	x		x				Análisis de un caso específico, comparando el método de calculo de Lange con resultados obtenidos por un programa MEF.
18	1994	Artículo técnico	Chile	PARADA, Julio	Dispositivos de Fijación para Poleas	Dispositivo de fijación	x			x	x		Fundamentos y cálculos para seleccionar el dispositivo de fijación.
19	1995	Artículo técnico	Gran Bretaña	JONES, D.R.H.	Fatigue failures of welded conveyor drums	Tambor				x		x	Estudio de un numero de poleas, cuyas soldaduras son analizadas según las curvas de fatiga del soldadura (BS 5400: Parte 10) y de acuerdo a los esfuerzos a la que es sometida en operación.
20	1996	Artículo técnico	USA	REICKS, Allen V.	Weld Notch Affects on Pulley and Belt Conveyor Reliability	Tambor				x	x		Estudia la fatiga en entallas y fractura mecánica en las juntas soldadas.
21	1996	Artículo técnico	USA	KEECH, David, Rick SARKISIAN y Albert D. BONNEAU	Design and Manufacture of Conveyor Pulley Assemblies for Drummond Coal Shoal Creek Slope Belt	Polea				x	x		Descripción de criterios de diseño y fabricación empleados para dos poleas motrices de sección T.
22	1997	Artículo técnico	India	RAVIKUMAR M. y Avijit CHATTOPADHYAY	On the Design of Conveyor Belt Pulley Supplementing Codal Knowledge with Finite Element Analysis	Polea		x	x	x			Demostración del uso de un programa MEF en el diseño integral de polea de sección T. Analizando además sus bondades en pro de optimización del diseño.
23	1998	Artículo técnico	USA	WOLF, Tim	Application of Weldment Fatigue Methods to Conveyor Pulley Design	Tambor				x		x	Estudia la predicción de vida de una junta soldada, recomendando el modelo de iniciación y propagación de Lawrence aplicado con MEF para mejorar la confiabilidad del diseño.
24	1999	Artículo técnico	India	RAVIKUMAR M. y Avijit CHATTOPADHYAY	Integral Analysis of Conveyor Pulley Using Finite Element Method	Polea		x	x	x			Desarrolla un programa MEF semi analítico utilizando una lamina cónica y un anillo de elemento triangular, validando sus resultados con los métodos analíticos realizados en investigaciones anteriores.

Tabla 1.4 Principales publicaciones académicas sobre poleas. (Continuación)

Id	Año	Publicación	País	Autor(es)	Título	Tema principal	Cálculos	MEF	Programa Informático	Criterios diseño	Criterios fabricación	Análisis de fallas	Contenido
25	2000	Artículo técnico	USA	WOLF, Tim	Effects of Drive Assembly – Overhung Loads on Belt Conveyor and Pulley Design	Sistema de Transmisión	x			x			Estudia las diversas configuraciones del sistema de transmisión, evaluando el efecto de la carga en voladizo (overhung) según sea el caso.
26	2002	Artículo técnico	USA	LAUGHLIN, Leo. J.	A Comparison of Turbine Pulley Design Philosophies with Historical Perspective	Disco			x	x			Descripción y comparación con programa MEF de diversos diseños de discos con perfil tipo T (turbina), rescatando la importancia de su relación de factores de esfuerzo ,relación de diámetros árbol y cilindro para una adecuada deflexión y balance a fin de obtener una rigidez adecuada que mejore su performance
27	2004	Artículo técnico	USA	LAUGHLIN, Leo. J.	Comparison of Shaft Designs for Conveyor Pulleys and Idler Rolls	Arbol				x			Explora y compara los criterios de esfuerzos y deflexión de diseño del árbol de poleas y rodillos. Determinando el impacto que tiene el diseño de los rodillos al utilizar un rodamiento que disminuye la deflexión y prolonga la vida útil del árbol.
28	2004	Artículo técnico	China	WEN Fu-Cheng	The Design and the Application of Locking Assemblies in the Pulley of Belt Conveyor	Dispositivo de fijación	x			x			Estudia las fuerzas a la que esta sometido las partes internas de un dispositivo de fijación en una polea.
29	2005	Tesis Maestría	China	WANG ZHI St.	The research of optimization design and cad system of belt conveyor's drum	Polea	x			x			Estudia el desarrollo de una aplicación en Visual basic y AutoCAD que optimiza los parámetros de diseño y dibuja la polea de acuerdo a los requerimientos ingresados.
30	2007	Artículo técnico	Suiza	AFFOLTER, Ch., G. PISKOTY, R. KOLLER, M. ZGRAGGEN Y T.F. RÜTTI	Fatigue in the Shell of a Conveyor Drum	Tambor			x	x		x	Estudia las fallas en operación de la zona de unión soldada del cilindro por programa MEF, determinando la necesidad de reforzar la conexión entre los discos laterales y el cilindro para su mejor operación.
31	2007	Artículo técnico	Sudáfrica	LILL, Allan	Conveyor Pulley Design	Polea		x		x			Destaca el uso de MEF para el calculo efectivo de cargas que afectan a la zona de soldadura a fin de minimizar los riesgos en el diseño de poleas.
32	2008	Artículo técnico	China	LI Jia, ZHENG Xiaodong, WANG Lei y XIE Li-yang	Finite Element Analysis Method for Belt Conveyor Drum Based on Dynamic Nonlinear Model	Cilindro			x				Propuesta para aplicar un programa MEF con carga dinámica no lineal.
33	2008	Artículo técnico	China	CHEN Qing - hua, ZHANG Li - xiang y GUAN Wei - juan	Design of Belt Conveyor Driving Drum Parametric Drawing System	Polea			x				Desarrolla el dibujo paramétrico de poleas mediante AutoCAD - VBA.
34	2010	Artículo técnico	China	ZHANG Wei y Li Cheng-hua	Parameter Calculation for Drive Pulley of Belt Conveyor	Polea			x				Diseño de una polea mediante el programa MEF ANSYS - ADPL ingresando la información de la polea con una interface paramétrica.
35	2011	Artículo técnico	India	PATEL, Ronak R., JOSHI, S. P. y AGRAWAL, P.M.	Studies on Some Aspects of Conveyor Drive Pulley Design	Polea				x			Estudio descriptivo y reflexivo de los diferentes métodos empleados para el calculo de poleas y sus partes, criterios de diseño y fabricación, poniendo de manifiesto que no existe un estándar de diseño.

Tabla 1.4 Principales publicaciones académicas sobre poleas. (Continuación)

Id	Año	Publicación	País	Autor(es)	Título	Tema principal	Cálculos	MEF	Programa Informático	Criterios diseño	Criterios fabricación	Análisis de Fallas	Contenido
36	2011	Artículo técnico	Sudáfrica	STYGER, G. Y R.F. LAUBSCHER	An Investigation into the Effect of the Manufacturing Process on the Fatigue Performance of Conveyor Pulleys	Tambor	x		x	x	x		Estudia y compara analíticamente por MEF y experimentalmente los efectos en las partes y juntas soldadas sometidas a fatiga, además estudio de las tensiones residuales luego de los procesos de manufactura en las partes del tambor de una polea de sección T.
37	2011	Artículo técnico	India	KUMAR, D. Satish, Pradeep AGARWAL, V..JAGDESH Y Madhu RANJAN	Investigation of Conveyor Pulley Shaft Failures	Arbol				x		x	Estudia las fallas por corte provocadas por sobrecarga, originadas por una mala selección del material de los discos laterales que sufre cambios metalúrgicos durante el proceso de soldadura, provocando desalineamiento y desbalance que conducen a la falla.
38	2011	Artículo técnico	Sudáfrica	CURRY, Simon	Pulley Practicalities	Polea				x			Amplia el entendimiento sobre los tipos de poleas descritos por la norma SANS 1669, tanto para poleas con rodamiento interno y con dispositivo de fijación. Describiendo sobre su alineación, fijaciones con chumaceras de pie, lubricación, costos y su enfoque internacional.
39	2011	Artículo técnico	China	LIU Kai, ZHANG An-ning y YE Guo-hui	Finite Element Analysis of Driving Pulley of Belt Conveyor Based on Ansys	Polea			x	x			Aplicación de una análisis estático de una polea motriz mediante el programa MEF Ansys, pudiéndose detectar defectos y posibles optimizaciones del diseño.
40	2012	Artículo técnico	Brazil	MARTINS, Jairo A. Y István KÖVESDY	Overview in the Application of FEM in Mining and Study of Case: Stress Analysis in Pulleys of Stacker - Reclaimers: FEM vs Analytical	Polea	x		x	x			Visión general de las limitaciones que tienen los cálculos analíticos en comparación con programa MEF para poleas de fajas Stacker - Reclaimers. Se utiliza el Inventor para modelar y para MEF: Simulation Mechanical.
41	2012	Artículo técnico	India	FENN DANIEL, X. Oscar y A. Hussain LAL	Stress Analysis in Pulley of Stacker - Reclaimer by Using Fem vs Analytical	Polea Disco central			x	x			Estudia la optimización de la polea mediante la mejora de deformación del cilindro y árbol de una polea de una faja tipo Stacker - Reclaimer, cuando se utilizan hasta 2 discos centrales. Análisis realizado con programa MEF Ansys.
42	2012	Artículo técnico	India	MALLIKARJUNA RAO, A., G. S. V. SURESH y D. PRIYADARSHINI	Alternate Design and Optimization of Conveyor Pulley using Finite Element Analysis	Polea	x		x	x			Estudia el diseño y modelado paramétrico en Pro/Engineer y con MEF de SolidWorks.

Tabla 1.4 Principales publicaciones académicas sobre poleas. (Continuación)

Id	Año	Publicación	País	Autor(es)	Título	Tema principal	Cálculos	MEF	Programa Informático	Criterios diseño	Criterios fabricación	Análisis de fallas	Contenido
43	2012	Artículo técnico	China	WANG De-sheng, ZHOU Ai-ping y GAO Guo-fu	Stress Calculation of Large Scale Driven Drum Supporting Plates of Belt Conveyor	Disco	x			x			Estudia la deflexión de los discos laterales, detectando hasta 6 variables cuantitativas; estos parámetros son estudiando según su contribución al esfuerzo radial actuante en los discos laterales.
44	2012	Artículo técnico	USA	LAUGHLIN, Leo. J.	Development of Center Disc Design Using Finite Element Analysis	Disco central Cilindro			x	x			Análisis mediante programa MEF sobre el diseño conjunto y relación entre el cilindro y los discos centrales de refuerzo.
45	2012	Artículo técnico	India	BANSODE, Vinod M. y Abhay A. UTPAT	Fatigue Life Prediction of a Butt Weld Joint in a Drum Pulley Assembly Using Non-linear Static Structural Analysis	Polea			x	x		x	Estudia mediante un programa MEF la predicción de falla por fatiga de juntas soldadas por métodos convencionales. Se utiliza criterios analíticos y se compara resultados de MEF con métodos analíticos. Estudio realizado con Ansys.
46	2013	Artículo técnico	Arabia Saudita	VAN ZYL, Gys y Abduimoisin AL-SAHLI	Failure Analysis of Conveyor Pulley Shaft	Arbol			x	x		x	Estudia la determinación de la causa raíz de una falla, se aplican varios ensayos destructivos y no destructivos y programa MEF para cuantificar la distribución de esfuerzos. Se determino falla por fatiga por errores radios concentradores de esfuerzo y por mala reparación superficial.
47	2014	Artículo técnico	India	PATEL, Tapan R. Ronak R. Pately Shashank P. JOSHI	Conveyor Pulley Failure Analysis	Polea						x	Análisis descriptivo de los estudios de realizados buscando la mejor ratio entre el diámetro exterior del cilindro y diámetro del árbol para lograr una flexibilidad natural del disco lateral. Así disminuir el índice de fallas. Se discuten criterios de falla de varios autores.
48	2014	Artículo técnico	USA	QIU, Xiangjun y Chang CHAI y Ryan LEMMON	Precise Finite-Element Model for Pulleys Based on the Hamiltonian Form of Elasticity	Polea	x	x					Desarrolla un método para análisis de esfuerzos en la polea, empleando series de Fourier y sistemas de ecuaciones Hamiltonianas.
49	2015	Artículo técnico	Grecia	MIHAILIDIS A. E. BOURAS y E. ATHANASOPOULOS	FEM Analysis of a belt conveyor driving drum	Cilindro			x	x			Estudia el modelado y resultados del programa MEF ANSA y JETA para una polea con cilindro reforzado.
50	2015	Artículo técnico	China	WANG, Q. Xiong W. y Wang X.	Modal Analysis of Belt Conveyor Roller	Polea			x				Estudia el análisis modal para una polea enfocándose en su optimización mediante algoritmos.

Capítulo 2 - Ingeniería del Proyecto

Para iniciar con el diseño de una herramienta de selección de poleas motrices se propone estudiar una faja transportadora alimentadora como la mostrada en la Figura 2.1, con dieciocho (18) variaciones equidistantes de carga sobre la polea sin variación del ancho de la correa, para un rango de 800 a 2 500 PIW (tensión de trabajo en operación de la correa), como se muestra en la Tabla 2.1. En el presente capítulo se estudiará el **Caso 1** de esta tabla como representativo para determinar las cargas y los factores que la afectan a la polea motriz, así como las dimensiones básicas que permitirán calcularla y dimensionarla completamente en el capítulo 3.

La ingeniería de proyecto del caso 1 se desarrollará en tres etapas, la primera etapa referida a la definición de los parámetros iniciales o datos de entrada para diseño de la faja transportadora, la segunda etapa desarrolla la configuración del sistema de transmisión mediante la metodología del diseño, y finalmente en la tercera etapa se realiza el cálculo del sistema de transmisión.

Tabla 2.1 Casos de estudio de poleas motrices en PIW

Caso	1	2	3	4	5	6	7	8	9
PIW	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600
Caso	10	11	12	13	14	15	16	17	18
PIW	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500

2.1 Datos de entrada y cálculo de la faja transportadora

La faja transportadora modelo para el caso 1 (Figura 2.1) considera propiedades del material a transportar, condiciones de operación y especificaciones técnicas básicas extraídas de datos reales de la ingeniería básica de un proyecto en la provincia de Piura – Perú (Tabla 2.2). El cálculo de la faja transportadora se realiza en el Anexo A, mostrándose los resultados obtenidos en la Tabla 2.3 para la capacidad y tensión de la correa en la polea.

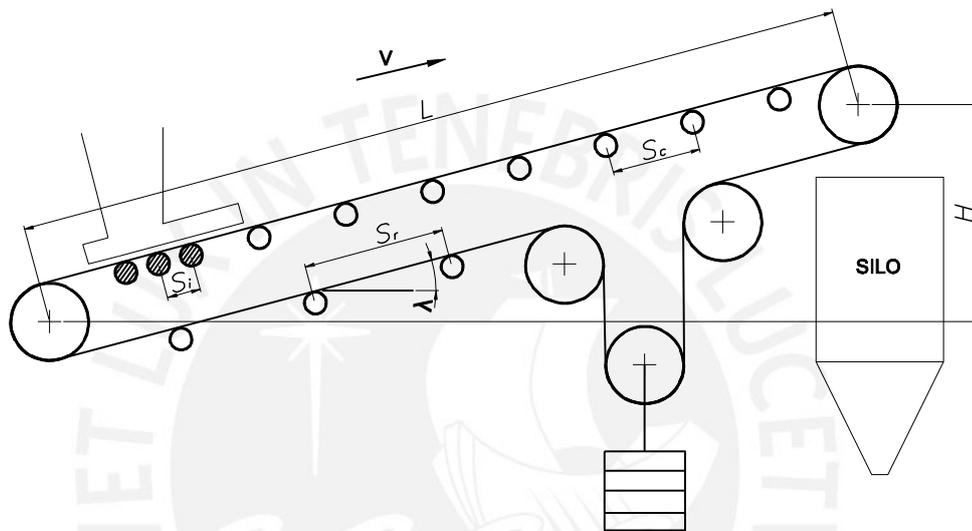


Figura 2.1 Dimensiones principales de faja transportadora modelo

Tabla 2.2 Datos de entrada para diseño de la faja transportadora (Figura 2.1)

Item	Descripción	Símbolo	Unidades	Datos: Caso 1
1.0	FUNCION PRINCIPAL			
	Tipo de faja transportadora			Alimentación de silo
2.0	CICLO DE TRABAJO			
	Horas por día		<i>h</i>	24
	días por semana		<i>dps</i>	7
	Días por año		<i>dpa</i>	365
	Arranques y paradas		-	>600 año
3.0	CONDICIONES AMBIENTALES			
	Ubicación de la planta		-	Piura- Perú
	Interior o exterior		-	Exterior
	Ambiente, limpio o polvoriento		-	Polvoriento
	Ambiente, húmedo o seco		-	Húmedo
	Elevación	<i>Elv</i>	<i>m.s.n.m.</i>	32
	Temperatura máxima	<i>T_{max}</i>	°C	33,4
	Temperatura mínima	<i>T_{min}</i>	°C	14,6

Tabla 2.2 Datos de entrada para el diseño de la faja transportadora (continuación)

Item	Descripción	Símbolo	Unidades	Datos: Caso 1
4.0	OPERACIÓN Y DISEÑO			
4.1	Operación			
	Capacidad nominal	Q_n	t/h	2 500
	Factor de diseño	FD		1,2
	Tipo de velocidad y dirección		-	Fija, unidireccional
	Tensado de faja, según corresponda		-	Contrapeso en zona de cabeza
	Velocidad de la correa	V	m/s	2
	Factor de arranque	p_A	-	1,4
	Disponibilidad del equipo		%	87
4.2	Material a transportar			
	Tipo de material		-	Phosphate ore
	Clase de material		-	D36
	Densidad	δ	t/m^3 (lb/ft^3)	1,36 (72)
	Granulometría	G_r	%	90% gruesos 10% finos
	Tamaño máximo de terrón	G	mm	50
	Angulo de reposo	φ_r	°	33
	Angulo de sobrecarga	φ_s	°	15
	Humedad	hum	%	32
4.3	Datos específicos			
	Ancho de la correa (Aprox. Estándar CEMA)	BW	mm (in)	1800 (72)
	Largo de la faja transportadora (entre centros)	L	m	300
	Altura de la faja	H	m	26,15
	Angulo de inclinación de la faja	λ	°	5
	Angulo de entrada a polea motriz	θ_{A1}	°	0
	Angulo de salida de polea motriz	θ_{A2}	°	0
	Angulo de abrazamiento	θ	°	180
	Coefficiente de fricción correa - polea motriz en operación	μ	-	0,3
	Coefficiente de fricción correa - polea motriz en arranque / parada	μ_A	-	0,35
5.0	ESTACIONES DE RODILLOS			
	Clasificación CEMA			CEMA E6
	Diámetro de rodillos de carga, retorno e impacto	DR	in	6
	Abarquillado de rodillos de carga e impacto	β	°	35
	Espaciamiento e/ estaciones de impacto	S_i	mm	300
	Espaciamiento e/ estaciones de carga	S_c	mm	1 000
	Espaciamiento e/ estaciones de retorno	S_r	mm	2 500
6.0	SUMINISTRO DE ENERGIA			
	Motor de alta eficiencia ≤ 200 kW		-	460 V / 3ϕ / 60 Hz
	Motor de media tensión > 200 kW		-	4,16 kV / 3ϕ / 60 Hz

Tabla 2.3 Resultados del diseño de la faja transportadora / polea motriz

Item	Descripción	Símbolo	Unidades	Datos: Caso 1
1.0	CAPACIDAD			
	Capacidad de diseño	Q_d	t/h	3 000
	Capacidad volumétrica	Q_v	m^3/s	0,613
	Porcentaje de carga		%	85
2.0	TENSIONES DE LA CORREA EN POLEA MOTRIZ			
	Tensión en la correa / Operación (lado de carga)	T_1	kN	257,38
	Tensión en la correa / Operación (lado de retorno)	T_2	kN	105,9
	Tensión en la correa / Arranque (lado de carga)	T_{A1}	kN	317,98
	Tensión en la correa / Arranque (lado de retorno)	T_{A2}	kN	105,9
	Fuerza periférica / Operación	F_U	kN	151,49
	Fuerza periférica / Arranque	F_A	kN	212,09
	Aceleración en el arranque	a_A	m/s^2	0,35
	Tiempo de arranque	t_A	s	5,7
	Tension de trabajo en operación de la correa transportadora	PIW	lbf/in (kN/m)	816 (143)

2.2 Metodología del diseño

Para definir la configuración del sistema de transmisión de servicio pesado y dar las dimensiones básicas del diseño de la polea motriz de sección T, se empleará la metodología del diseño. Este método también conocido como el “Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño” (Pahl y Beitz 2007) enmarca dentro de sus diversos tipos de diseño el designado como: “**Diseño de variantes**” donde se dan por conocidos los conceptos, tales como los principios de efectos, elementos, disposición del diseño y dimensiones parciales. Quedando por definir la ingeniería del proyecto, la cual consistirá en determinar el diseño que tendrá el sistema de transmisión a emplearse; para ello se desarrolla en una primera etapa preliminar de configuración y en una segunda etapa definitiva las dimensiones finales de sus elementos donde se incluye los datos de ingreso para el diseño de la polea motriz de sección T.

2.2.1 Proyecto optimo

Luego del estudio del proyecto preliminar (Anexo B), donde se selecciona y evalúa las mejores alternativas para la construcción del sistema de transmisión, se determina el proyecto optimo mostrado en la Figura 2.2.

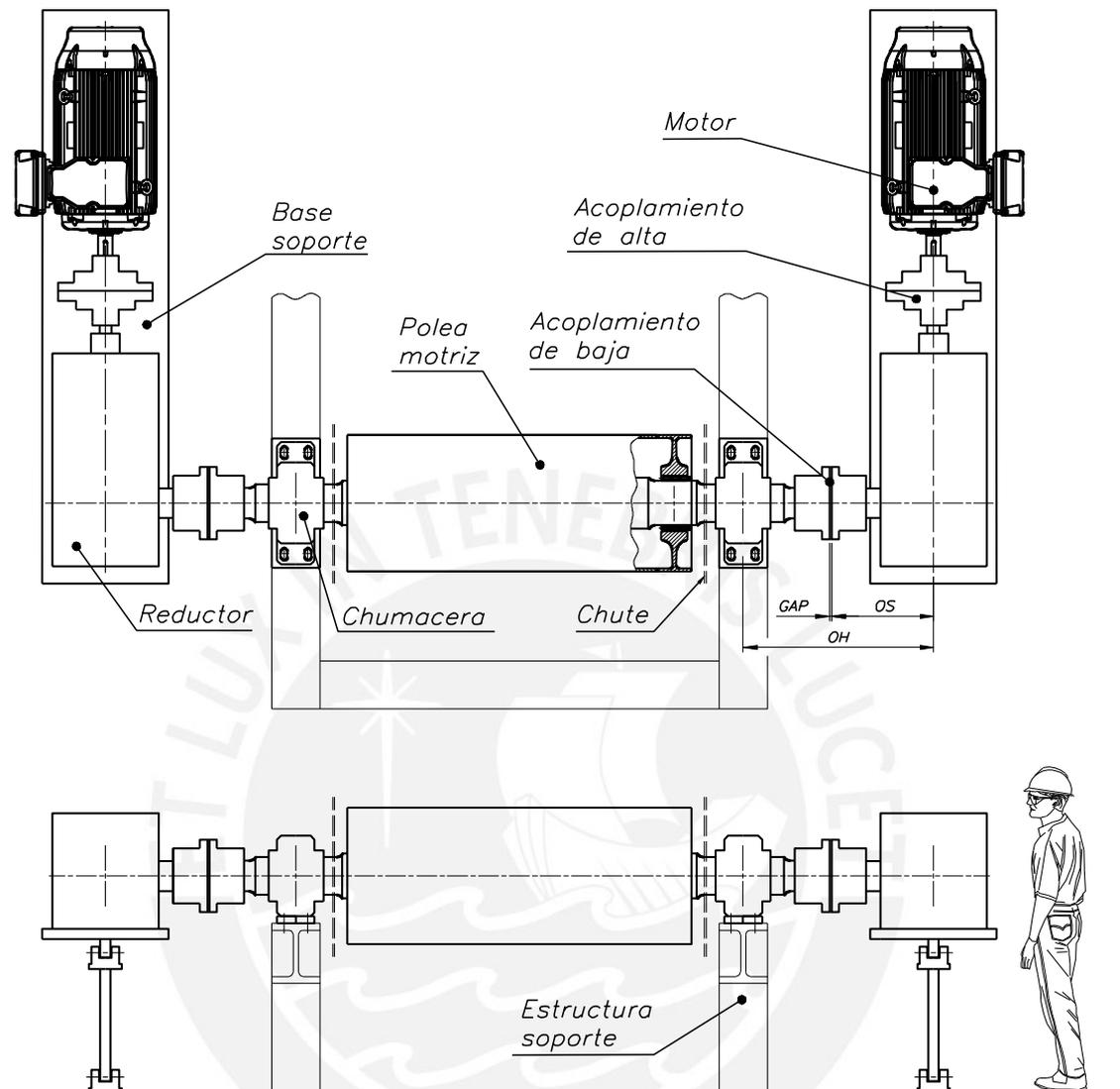


Figura 2.2 Proyecto óptimo del sistema de transmisión

2.2.2 Cálculo de transmisión

Los cálculos para el sistema de transmisión se desarrollan en el Anexo C y los resultados son mostrados en la Tabla 2.4.

2.3 Dimensiones básicas de la polea motriz

De acuerdo a los cálculos desarrollados para la transmisión y recomendaciones obtenidas de especificaciones técnicas de empresas de ingeniería se puede realizar un primer esquema de la polea (Figura 2.3) y tambor con dimensiones definidas

(Figura 2.4), las dimensiones y ecuaciones de cómo han sido obtenidas están la Tabla 2.5.

Además se considerará que espesor del cilindro es igual al espesor del aro y este será uniforme durante toda su longitud, por lo que no se tendrá coronación⁴.

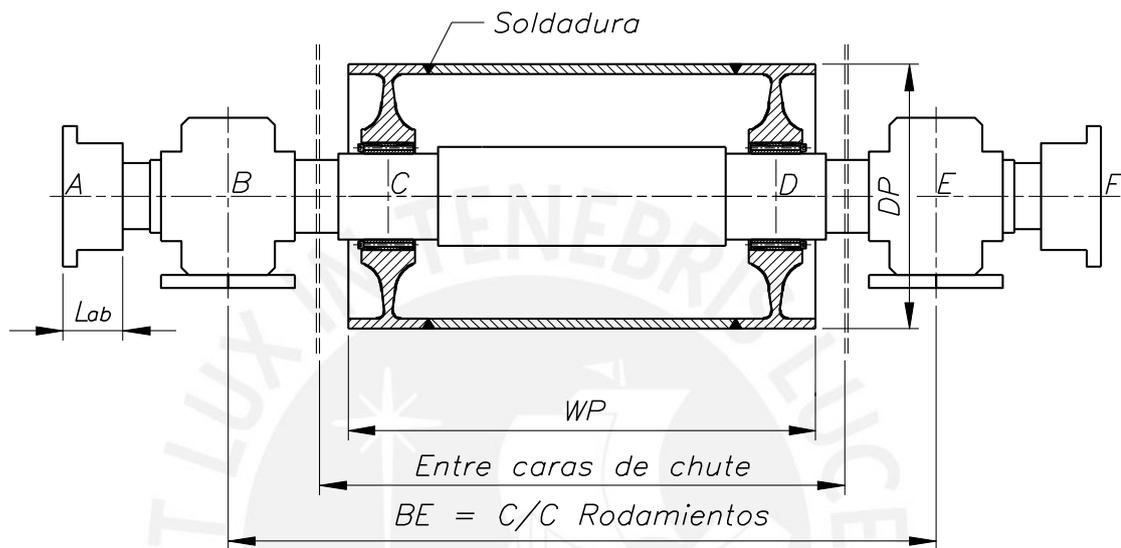


Figura 2.3 Dimensiones básicas de la polea motriz de sección T (Tabla 2.4 y Tabla 2.5)

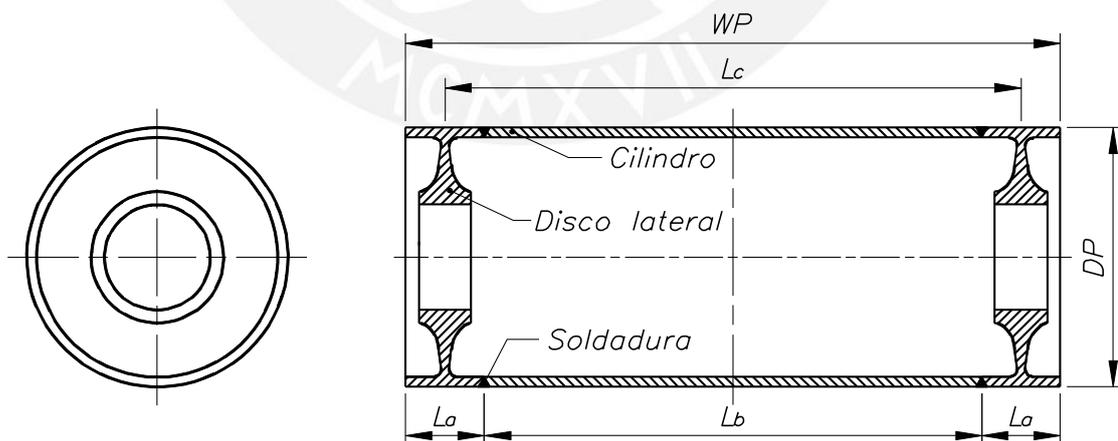


Figura 2.4 Dimensiones básicas del tambor (Tabla 2.4 y Tabla 2.5)

⁴ Cambio de espesor que se le da al cilindro de algunas poleas motrices para temas de desalineación de la correa transportadora.

Tabla 2.4 Parámetros de diseño para el sistema de transmisión (Figura 2.2)

Item	Descripción	Símbolo	Unidades	Datos: Caso 1
1.0	SISTEMA DE TRANSMISION			
	Tipo de sistema de transmisión			Sistema dual con base flotante
	Ubicación			Cabeza
	Potencia total requerida en la polea	P_T	Kw	302,98
	Potencia requerida en cada extremo de la polea	P_{T1}	kw	151,49
	Velocidad de la polea motriz (salida del reductor)	$N2$	rpm	47,78
	Torque requerido en la polea / Operación (cada extremo)	TR_1	$kN*m$	30,3
	Toque requerido en la polea / Arranque (cada extremo)	TR_{A1}	$kN*m$	42,42
	Carga en voladizo durante el arranque (cada extremo)	P_A	kN	33,71
	Masa total del sistema de transmisión	m_T	kg	2 997
	Tipo de correa	-	-	Goodyear ST 1250
2.0	Polea motriz			
	Tipo de polea			Ingeniería / Sección T
	Diámetro de la polea / sin revestimiento	DP	mm	800
	Ancho de la polea	WP	mm	2 000
3.0	Motor			WEG TEFC-W22 NEMA
	Velocidad nominal de cada motor	N_{m1}	rpm	1 785
	Potencia nominal de cada motor	P_{N1}	kW (hp)	185 (250)
	Masa del motor	m_M	kg	1 150
4.0	Reductor			SEW X3KR 180
	Torque nominal del reductor	M_{N2}	$kN * m$	58
	Ratio real	i_{ex}	$kN * m$	36,24
	Velocidad a la entrada del reductor	$N1$	rpm	1 731,45
	Masa del reductor	m_{RE}	kg	1 400
	Longitud del voladizo (overhung) (SEW 2014: 253)	OS	mm	592
5.0	Base soporte flotante (swing base) para acoplamiento hidrodinámico			SEW X3KH X180
	Masa de base soporte flotante	m_S	kg	400
6.0	Acoplamiento de alta: Motor - reductor			FALK HFD 1480 20 1030 G20
	Tipo de acoplamiento			Hidrodinámico
	Masa del acoplamiento	m_{AA}	kg	154
7.0	Acoplamiento de baja: Reductor - Polea			FARR - Lovejoy 5.5
	Tipo de acoplamiento			Rígido
	Masa del acoplamiento	m_{AB}	kg	222,5
	Longitud del acoplamiento (AA')	L_{ab}	mm	185
	Espacio entre extremos del acoplamiento de baja	GAP	mm	41,42

Tabla 2.5 Dimensiones básicas de la polea motriz de sección T
 (Figura 2.3 y Figura 2.4)

Descripción	Simbolo	Dimensión
Ancho del aro del disco lateral (porción del cilindro que comparten el cilindro y el disco lateral). $L_a = WP - L_b$	L_a	200 mm
Distancia entre caras del cilindro donde se aplicara la soldadura de unión de del cilindro y los discos laterales. $L_b = WP - 2 * L_a$	L_b	1 600 mm
Longitud del cilindro para efectos de cálculo, igual al ancho de la correa e igual a la distancia de separación entre dispositivos de fijación CD , $L_c = BW = CD$	L_c y CD	1 800 mm
Distancia entre centros de rodamientos (Tabla D.4)	BE	2 600 mm
Distancia entre centro del rodamiento y centro del dispositivo de fijación $(BE - CD)/2$	BC y DE	400 mm

Capítulo 3 – Cálculo de la polea motriz

3.1 Diseño de la polea motriz de sección T

Luego de definir en la ingeniería del proyecto la configuración del sistema de transmisión, las cargas actuantes y las dimensiones básicas de la polea motriz de sección T, se procede al estudio de los casos mostrados en la Tabla 2.1, iniciándose con el estudio del **Caso 1** y cuya metodología de desarrollo se propone de la siguiente manera:

- Cálculo de partes mediante métodos de cálculo analítico
- Pre proceso de simulación.
- Cálculo de uniones soldadas
- Frecuencia natural de vibración.
- Post proceso y análisis de resultados.

El cálculo con metodologías analíticas para cada parte son complementadas y revisadas por un programa computacional de análisis de elementos finitos (programa MEF) para el estudio individual y el ensamble, evaluando los resultados al compararlos con criterios de diseño de deformación y fallas mecánicas por fluencia y fatiga seleccionadas de la bibliografía y publicaciones revisadas en la sección 1.3.3.

Finalmente, se realiza el cálculo y análisis de los casos restantes, aplicando la metodología de cálculo desarrollada y planteándose para ello el escenario en que la faja transportadora aumentará de longitud, sin variar el ancho de correa, para de esta manera transportar la misma capacidad de material.

Para el diseño de las partes y el ensamble de la polea, se considerará las tensiones de la correa desarrolladas durante el arranque al 100%.

3.1.1 Materiales para partes de la polea

Los materiales seleccionados de acuerdo a las indicaciones de la sección 1.3.2, son mostrados en la Tabla 3.1, siendo sus propiedades mecánicas indicadas en la Tabla D.1 y Tabla D.2.

Tabla 3.1 Materiales utilizados en la polea

Id	Parte	Material / Norma
1	Árbol	Ck45 / DIN EN 10083
2	Cilindro	S235 / DIN EN 10025
3	Disco lateral	GS-60 / DIN 1681

- El material de aporte para la soldadura será definido en la sección 3.5.
- La serie del dispositivo de fijación utilizado es DOBIKON 1012 de acuerdo a los criterios dados en la sección 1.3.

3.1.2 Criterios de diseño para partes de la polea

Los criterios que se presentan a continuación fueron obtenidos de las diversas publicaciones revisadas para poleas de ingeniería (Tabla 1.4) y por bibliografía especializada en diseño de elementos de máquinas.

Criterio de diámetros

Criterio desarrollado por Leo Laughlin (2002) quien obtuvo la siguiente relación entre el diámetro del tambor (DP) y diámetro del árbol en la zona del dispositivo de fijación (D_3) que permitiría un balance entre el esfuerzo y deflexión para obtener un diseño rígido del disco lateral:

$$\frac{DP}{D_3} = 3 \text{ a } 5 \quad (3.1)$$

Criterios de falla estática

Dados de acuerdo a las investigaciones realizadas por Sethi y Nordell (1993), quienes determinan que un esfuerzo admisible conservador para cada parte de la polea (Tabla 3.2).

Criterios de falla por fatiga

Teniendo que la polea girara a una velocidad $N_2 = 47,78 \text{ rpm}$ (Tabla 2.4) y de acuerdo a las condiciones de operación de Tabla 2.2, trabajará durante 24 horas por día y 365 días al año, lo que resulta: $2,51 * 10^7$ ciclos de carga al año, por lo tanto todas las partes deben ser diseñadas para la vida infinita.

Los criterios de falla se especifican para cada parte de la polea en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Criterios de diseño de cada parte de la polea de ingeniería

Fuentes: Sethi y Nordell 1993 (*), CEMA 2014: 316 (**), CEMA 2007: 225 (***) y Niemann 1987: 85 (****)

Id	Parte de la polea	Falla por fluencia		Falla por fatiga	Flexión máxima
		Criterio de falla	σ_{adme} (N/mm^2)	Criterio de falla	
1	Árbol	(*) $\leq 0,7 * \sigma_F$	273	(***) $FS_R = 1,5$	(**) $y_{adm} = 0,0015 \frac{mm}{mm}$ ó $\alpha_{Adm} = 5min$
2	Cilindro		164,5	Nota 1	Nota 2
3	Disco		252	(****) $FS_R = 1,5 \text{ a } 3$	Nota 3

Nota 1: Criterio de falla dado por las uniones soldadas (ver abajo)

Nota 2: Criterio de deflexión central referencial (ver abajo)

Nota 3: Durante el cálculo del disco lateral se determinará una rotación admisible del perfil (α_p)

Nota 1: Soldadura del tambor

La soldadura del tambor será calculada como una unión soldada para elementos de máquinas, diferenciándose de otros estudios realizados⁵ basados en estándares recomendados para unión de elementos estructurales.

Se considerará que la soldadura de unión circunferencial y longitudinal del tambor se realizará con una unión a tope con penetración completa y posterior maquinado (*ground flush*); y dado que se requerirá realizar múltiples pasadas con un alto rendimiento del material de aporte en un proceso automatizado se propone utilizar el proceso de soldadura por arco sumergido (SAW).

Los factores de seguridad recomendados se indican en la Tabla 3.3:

Tabla 3.3 Factores de seguridad recomendados para la unión soldada (Niemann 1987: 85)

Al esfuerzo admisible estático	A la resistencia a la fatiga admisible
$FS_R = 1,2 \text{ a } 2$	$FS_R = 1,5 \text{ a } 3$

Nota 2: Deflexión del cilindro

Durante la revisión de las publicaciones para poleas de ingeniería (Tabla 1.4), no se pudo encontrar un criterio de la deformación en la zona central del cilindro, por ello se planteara de forma referencial una rigidez estándar considerando al cilindro como una estructura soldada montada sobre dos apoyos (Tabla 3.4), utilizando como medida de la rigidez la división de la deflexión central (δ) entre la longitud del cilindro (L_c).

Tabla 3.4 Deflexión unitaria en estructuras soldadas⁶ (Blodgett 1963: 2.9-15)

δ/L_c (mm/mm)
0,0001 a 0,0005

⁵ Los artículos técnicos de la Tabla 1.4 determinan criterios técnicos para las uniones soldadas a partir de las recomendaciones dadas por los siguientes estándares: Para los esfuerzos estáticos: Código AISC y para resistencia a la fatiga: BS 5400 parte 10, BS 7608 o Eurocodigo 3 1993-1-9.

⁶ El rango indicado corresponde a valores intermedios entre un componente de uso estructural y una estructura de una máquina herramienta.

3.2 Cálculo del árbol de transmisión

El cálculo del árbol se realiza teniendo previamente definidos: la transmisión que se requiere para movilizar la polea y las dimensiones básicas determinadas en el Capítulo 2. Se propone entonces según el esquema del árbol mostrado en la Figura 3.1 determinar los diámetros mínimos del árbol simétrico, utilizando el estándar ANSI / CEMA B105.1.

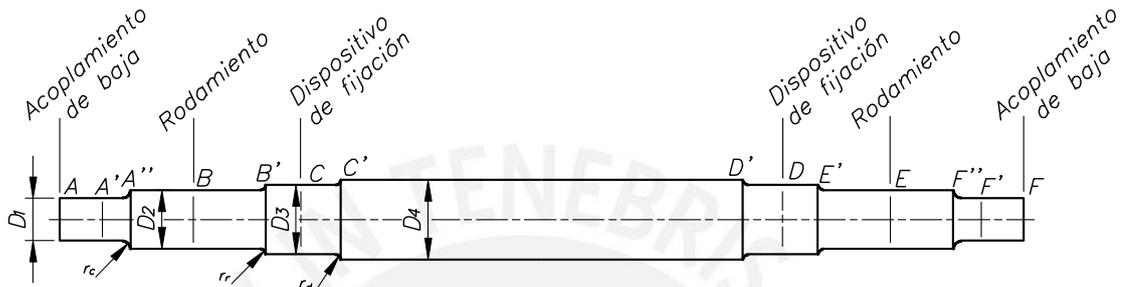


Figura 3.1 Esquema del árbol de transmisión

3.2.1 Cálculo de reacciones y cargas internas

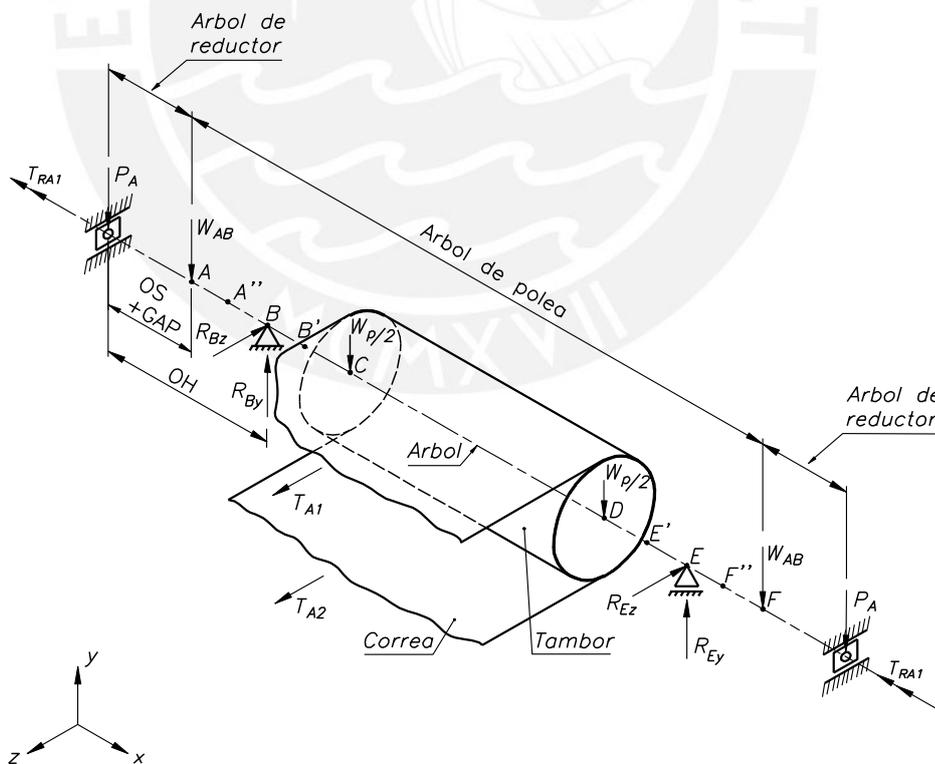


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del árbol - eje de reductor

A partir de las dimensiones básicas del árbol, vistas en la Tabla 2.5 y el esquema de la Figura 3.1, se realiza el diagrama de cuerpo libre del árbol (Figura 3.2), adicionándole los arboles de los reductores por su estrecha relación al unirse al árbol mediante acoplamientos rígidos, Para proceder con el cálculo de las reacciones, previamente se proponen las dimensiones complementarias de la Tabla 3.6, que luego del cálculo iterativo con los elementos montados en el árbol estos se fijaran.

Tabla 3.5 Configuración de apoyos del árbol

Apoyo	Traslación libre			Rotación libre			Comentario
	x	y	z	x	y	z	
B	No	No	No	Si	Si	Si	Apoyo articulado que representa al rodamiento fijo
E	Si	No	No	Si	Si	Si	Apoyo articulado - deslizante que representa al rodamiento libre

Tabla 3.6 Longitudes complementarias para el árbol (Figura 2.2 y Figura 3.2)

Descripción	Simbolo	Dimensión
Distancia libre entre acoplamiento y el inicio del cambio de seccion para montaje del rodamiento	$A'A''$ y $F''F'$	80 mm
Separacion entre inicio de cambio de seccion para montaje del rodamiento y el centro del rodamiento	$A''B$ y EF''	235 mm
Longitud entre centro del rodamiento y el inicio del cambio de sección para montaje del dispositivo de fijación	BB' y EE'	270 mm
Longitud entre el centro del dispositivo de fijación y el inicio del cambio de sección a la zona centro del arbol	CC' y DD'	150 mm
Longitud total del árbol	AF	3 600 mm
Longitud del arbol de salida del reductor, desde el centro del reductor a la cara externa del acoplamiento de baja ($OS + GAP + AB$)	OH	1 133,4 mm

Como se puede apreciar en el DCL, las reacciones en el árbol se dan en los puntos de apoyo de las secciones B y E, donde se encuentran los rodamientos y cuya configuración se da en la Tabla 3.5, además recibe cargas en las secciones C y D (donde se encuentran los dispositivos de fijación) proveniente del peso del tambor y las tensiones de la correa y por ultimo recibe cargas en las secciones extremas A y F (que coinciden con los centros de gravedad de los acoplamientos de baja) por el peso de los acoplamientos y de la carga en voladizo proveniente del sistema de transmisión.

Para la carga en voladizo, se tiene la consideración que esta no tiene componente en el eje z, dado su apoyo deslizante deducido en la sección C.8.

Entonces, de acuerdo al diagrama de cuerpo libre (Figura 3.2), se determina:

- **Reacciones en las secciones B y E:**

Para el eje y:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Ey} = 2 * \left(P_A + W_{AB} + \frac{W_p}{2} \right) \quad (3.2)$$

Donde:

P_A : Carga en voladizo (overhung), $P_A = 33,71 kN$, Tabla 2.4

W_{AB} : Peso del acoplamiento de baja

$$W_{AB} = m_{AB} * g = 2,18 kN \quad (3.3)$$

Donde:

m_{AB} : Masa del acoplamiento de baja (reductor – polea), $m_{AB} = 222,5 kg$, Tabla 2.4

W_p : Peso total de la polea entre acoplamientos

$$W_p = m_{PAF} * g = 26,13 kN \quad (3.4)$$

Donde:

m_{PAF} : Masa aproximada de la polea, $m_{PAF} = 1 479,8 kg$, Tabla 3.19

Obteniéndose por simetría:

$$R_{By} = R_{Ey} = 48,96 kN$$

Para el eje z:

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Bz} + R_{Ez} = \frac{T_{A1} + T_{A2}}{2} \quad (3.5)$$

Obteniéndose por simetría:

$$R_{Bz} = R_{Ez} = 211,94 \text{ kN}$$

Determinando las reacciones resultantes en B y E:

$$R_B = R_E = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 217,52 \text{ kN} \quad (3.6)$$

• **Momentos actuantes en cada sección:**

En las secciones A y F (Acoplamiento de baja):

$$M_{Az} = M_{Fz} = P_A * (OH - AB) = 21,35 \text{ kN} * m \quad (3.7)$$

$$M_{Ay} = M_{Fy} = 0$$

En las secciones A'' y F'' (Acoplamiento de baja - Rodamiento):

$$M_{A''z} = M_{F''z} = P_A * (OH - A''B) + W_{AB} * AA'' = 30,86 \text{ kN} * m \quad (3.8)$$

$$M_{A''y} = M_{F''y} = 0$$

En las secciones B y E (Rodamientos):

$$M_{Bz} = M_{Ez} = P_A * OH + W_{AB} * AB = 39,3 \text{ kN} * m \quad (3.9)$$

$$M_{By} = M_{Ey} = 0$$

En las secciones B' y E' (Rodamiento – Dispositivo de fijación):

$$\begin{aligned} M_{B'z} = M_{E'z} &= P_A * (OH + BB') + W_{AB} * (AB + BB') - (R_{By} * BB') \\ &= 35,77 \text{ kN} * m \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$M_{B'y} = M_{E'y} = R_{Bz} * BB' = 57,22 \text{ kN} * m \quad (3.11)$$

En secciones C y D (Dispositivo de fijación):

$$\begin{aligned} M_{Cz} = M_{Dz} &= P_A * (OH + BC) + W_{AB} * (AB + BC) - (R_{By} * BC) \\ &= 34,07 \text{ kN} * m \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$M_{Cy} = M_{Dy} = R_{Bz} * BC = 84,78 \text{ kN} * m \quad (3.13)$$

Siendo el ángulo del plano donde actúa el momento resultante entre secciones C y D:

$$\tan \gamma = \tan \left(\frac{M_{Cz}}{M_{Cy}} \right) = 0,425 \quad (3.14)$$

$$\gamma = 156,97^\circ \approx 157^\circ$$

Con los valores determinados, se elabora los diagramas de fuerza cortante (DFC), momento flector (DMF) y momento torsor (DMT); determinando los valores resultantes y los diagramas de fuerzas internas, Figura 3.3 y Figura 3.4, determinamos que la sección crítica es la "C".

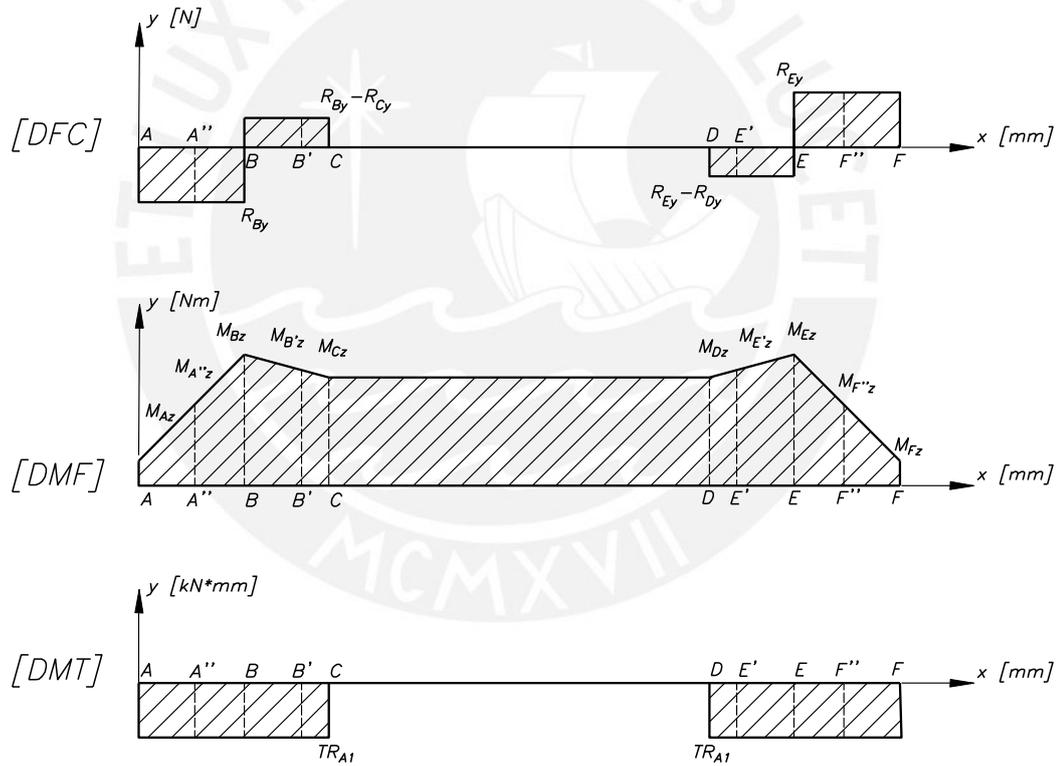


Figura 3.3 Diagramas de fuerzas internas: cortante, momento flector y momento torsor en el árbol plano XY

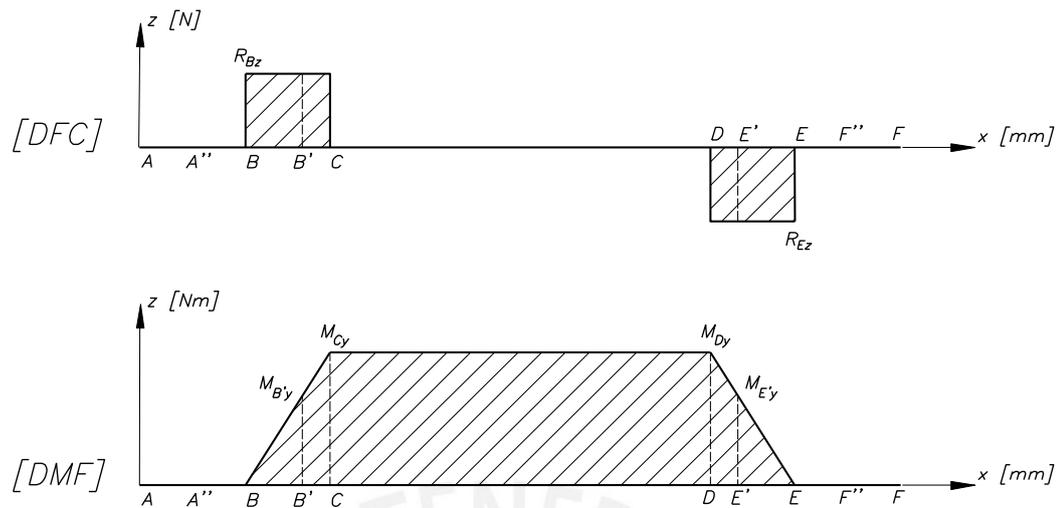


Figura 3.4 Diagramas de fuerzas internas: cortante, momento flector y momento torsor en el árbol plano XZ

Momentos resultantes:

$$M_C = M_D = \sqrt{M_{Cy}^2 + M_{Cz}^2} = 91,37 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.15)$$

$$M_{B'} = M_{E'} = \sqrt{M_{B'y}^2 + M_{B'z}^2} = 67,48 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.16)$$

$$M_B = M_E = M_{Bz} = 39,3 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.17)$$

$$M_{A''} = M_{F''} = M_{A'y} = 30,86 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.18)$$

$$M_{AT} = M_F = M_{Az} = 21,35 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.19)$$

3.2.2 Cálculo por resistencia

Cálculo de diámetros preliminares del árbol

Conociendo la potencia, velocidad de giro y flexión se tiene obtiene la siguiente expresión a partir de la ecuación de von Mises – Hencky para el esfuerzo equivalente:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{32 * FS_{R,P}}{\pi * \sigma_{f Alt}} * \sqrt{M_X^2 + \frac{3}{4} * (\alpha_0 * TR_{A1})^2}} \quad (3.20)$$

Donde:

d_n : Diámetro preliminar en sección a evaluar

$FS_{R,P}$: Factor de seguridad para un diámetro preliminar, según Bach este podría variar entre 3 y 5 para casos en que se conozcan la potencia, velocidad de giro y flexión. Por lo que seleccionando el factor de seguridad mayor cubrirá la ausencia de coeficientes desconocidos hasta el momento, entonces $FS_{R,P} = 5$

M_X : Momento resultante en la sección a evaluar

TR_{A1} : Torque requerido en la polea durante el arranque, $TR_{A1} = 42,42 \text{ N/mm}^2$, Tabla 2.4

α_0 : Factor de relación de trabajos de carga o constante de Bach (Roloff – Matek⁷ 2013: 42)

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{f \text{ Alt}}}{\sqrt{3} * \tau_{t \text{ Pul}}} = 0,962 \quad (3.21)$$

Donde:

$\sigma_{f \text{ Alt}}$: Resistencia a la fatiga para el material del árbol, $\sigma_{f \text{ Alt}} = 350 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.2

$\tau_{t \text{ Pul}}$: Resistencia a la fatiga en torsión pulsante para el material del árbol, la cual se considerará durante el arranque, $\tau_{t \text{ Pul}} = 220 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.2

Ahora, remplazando valores para las distintas zonas del árbol en la ecuación (3.20) se determinan los diámetros preliminares (Tabla 3.7):

Tabla 3.7 Diámetros preliminares del árbol

Zona del árbol	Sección	Diámetro preliminar
Acoplamiento	A'	$d_1 = 189,71 \text{ mm}$
Rodamiento	B'	$d_2 = 222,97 \text{ mm}$
Dispositivo de fijación	C	$d_3 = 242,47 \text{ mm}$

⁷ Autores: WITTEL, Herbert, Dieter MUHS, Dieter JANNASCH y Joachim VOBIEK

Factores de reducción de la resistencia a la fatiga

Antes de determinar los diámetros definitivos, es necesario obtener previamente los factores de reducción de la resistencia a la fatiga teórica indicados en la Tabla 3.8:

Tabla 3.8 factores de reducción de la resistencia

Factor	Zona del árbol		
	Acoplamiento	Rodamiento	Dispositivo de fijación
C_{carga}	1	1	1
$C_{tamaño}$	0,72	0,7	0,6
C_{sup}	0,9	0,9	0,85
C_{temp}	1	1	1
C_{conf}	1	1	1

De la tabla:

C_{carga} : Factor de carga, $C_{carga} = 1$ (flexión / torsión) (Norton 2011: 260)

$C_{tamaño}$: Factor de tamaño, de $8\text{ mm} < D_n \leq 250\text{ mm} = 1.189D_n^{-0,097}$

En caso de ser: $D_n > 250\text{ mm} = 0,6$ (Norton 2011: 261)

C_{sup} : Factor de superficie para arboles maquinados (Figura D.1). Para determinarlo se consideran las sugerencias para el acabado superficial dado por los fabricantes de los distintos elementos a montar en el árbol (Tabla 3.9).

C_{temp} : Factor de temperatura, $C_{temp} = 1$, para temperatura $\leq 450^\circ\text{C}$ (Norton 2011: 265)

C_{conf} : Factor de confiabilidad, $C_{conf} = 1$, asumiendo 50% de confiabilidad (Norton 2011: 265)

Tabla 3.9 Acabado superficial del árbol según los distintos elementos a montar.

Elemento	Acabado superficial	Fuente
Acoplamiento rígido	$R_t = 4 \mu m$	Lovejoy 2009: 3 / ISO 286-2
Manguito de montaje para rodamiento	$R_t = 4 \mu m$ (tolerancia h9)	FAG 2000: 111
Dispositivo de fijación	$R_t = 15 \mu m$ ($R_z = 10 \mu m$)	BIKON 2011: 17

Cálculo de diámetros definitivos del árbol

Se utiliza el método simplificado para el diseño de árboles, desarrollado por el estándar ANSI / ASME B106.1M-1985, este método fue abandonado por ASME, pero hoy en día es utilizado por CEMA (2014: 225) y el estándar ANSI / CEMA B105.1 (2009: 9), quienes han encontrado en él un método adecuado para determinar el diámetro mínimo del árbol sometido a fatiga.

Este método ha sido explicado por Robert Norton, quien aclara que este estándar supone que la carga es de ciclo de flexión invertida y torque constante, además que usa el procedimiento de reducción de resistencia a la fatiga S_f por el factor de concentración de esfuerzos a la flexión (β_f) y supone que la concentración de esfuerzos para el esfuerzo medio k_{fsm} es 1 que es decir: $\beta_t = 1$ en todos los casos, razón por la cual este factor no aparece multiplicando al torque (2011: 419 – 420).

Entonces de acuerdo al método ANSI / ASME B106.1M-1985:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{32 * FS_R}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{\beta_f * M_X}{\sigma'_{Alt}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{TR_{A1}}{\sigma_F}\right)^2}} \quad (3.22)$$

Donde:

D_n : Diámetro de la sección a evaluar

FS_R : Factor de seguridad a la fatiga recomendado, $FS_R = 1,5$, Tabla 3.2

M_X : Momento resultante en la sección a evaluar

β_f : Factor de concentración de esfuerzos a la flexión (dinámico)

σ'_{Alt} : Límite de resistencia a la fatiga corregida

σ_F : Esfuerzo de fluencia del material, $\sigma_F = 390 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.1

Estimación del límite de resistencia a la fatiga:

$$\sigma'_{Alt} = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * \sigma_{Alt} \quad (3.23)$$

Donde:

σ_{Alt} : Esfuerzo alternante del material, $\sigma_{Alt} = 290 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.1

Diámetro definitivo en sección A' - Zona de acoplamiento

Obteniendo los valores para remplazarlos en la ecuación (3.22)

Límite de resistencia a la fatiga corregida:

$$\sigma'_{Alt} = 187,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Determinando el factor de concentración de esfuerzos a la flexión:

$$\beta_f = 1 + \eta(K_t - 1) \quad (3.24)$$

Donde:

η : Factor de sensibilidad de entalla, varía entre 0 y 1

K_t : Factor geométrico de concentración de esfuerzos (estático)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r_e} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (3.25)$$

Donde:

r_c : Radio de la entalla en zona de acoplamiento

Considerado un radio:

$$r_c = 40 \text{ mm}$$

$$\eta = 0,99$$

Ahora, considerando del proceso iterativo los siguientes diámetros:

$$D_1 = 180 \text{ mm} \text{ y } D_2 = 220 \text{ mm}$$

Teniendo las relaciones:

$$\frac{D_1}{D_2} = 1,22 \quad (3.26)$$

$$\frac{r_c}{D_1} = 0,22 \quad (3.27)$$

Remplazando los valores hallados, se encuentra en la Figura D.3 el factor geométrico de concentración de esfuerzos:

$$K_t = 1,37$$

Y se obtiene de la ecuación (3.24), el factor de concentración de esfuerzos a la flexión:

$$\beta_f = 1,37$$

Remplazando valores en la ecuación (3.22) se obtiene el diámetro:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS_R}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{\beta_f * M_{AII}}{\sigma'_{Alt}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{TR_{A1}}{\sigma_F}\right)^2}} = 154,98 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Estandarizando el diámetro:

$$D_1 = 180 \text{ mm}$$

Factores de seguridad

El factor de seguridad a la fatiga para vida infinita ciclos quedará definido mediante el diagrama modificado del Goodman (Figura D.4), pero dado que el diagrama no protege ante deformación plástica, debe evaluarse también el factor de seguridad a la fluencia:

Se considera el momento torsor como un esfuerzo pulsante puro, siendo este despreciable, debido a que tiene un bajo número de ciclos según se indica en la Tabla 2.2. Además debido al giro del árbol, se tendrá un esfuerzo de flexión alternante puro. Del cual se deduce para el caso de cargas combinadas:

Esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32 * M_{AII}}{\pi * D_1^3} = 53,9 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (3.29)$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Donde:

σ_{fa} : Esfuerzo de flexión alternante

σ_{fs} : Esfuerzo de flexión superior

σ_{fm} : Esfuerzo de flexión medio

Esfuerzos de torsión:

$$\tau_{tm} = \tau_{ts} = \frac{16 * TR_{A1}}{\pi * D_1^3} = 37,04 \frac{N}{mm^2} \quad (3.30)$$

$$\tau_{ta} = 0$$

Donde:

τ_{ta} : Esfuerzo de torsión alternante

τ_{ts} : Esfuerzo de torsión superior

τ_{tm} : Esfuerzo de torsión medio

Esfuerzo equivalente medio o estático (según von Mises):

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 * \tau_{tm}^2} = 64,15 \frac{N}{mm^2} \quad (3.31)$$

Esfuerzo equivalente alternante:

Esfuerzo equivalente alternante para flexión:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf}} \right) * \sigma_{fa} = 113,81 \frac{N}{mm^2} \quad (3.32)$$

Esfuerzo equivalente alternante para torsión:

$$\tau'_{ta} = 0 \quad (3.33)$$

Esfuerzo equivalente alternante (según von Mises):

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}^2 + 3 * \tau'_{ta}^2} = 113,81 \frac{N}{mm^2} \quad (3.34)$$

- Factor de seguridad a la fatiga (de la Figura D.4):

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}}} = 2,46 \geq FS_R = 1,5 \quad (3.35)$$

El cual cumple con el criterio de diseño de la Tabla 3.2.

- Factor de seguridad a la fluencia:

Dado que el esfuerzo equivalente superior (según von Mises) cumple el criterio de diseño de la Tabla 3.2:

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 * \tau_{ts}^2} = 83,44 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adme} = 0,7 * \sigma_F = 273 \frac{N}{mm^2} \quad (3.36)$$

Entonces:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 4,65 \quad (3.37)$$

Diámetro definitivo en sección B' - Zona de rodamiento

Obteniendo los valores para remplazarlos en la ecuación (3.22) de forma análoga a la sección A'

Límite de resistencia a la fatiga corregida:

$$\sigma'_{Alt} = 183,91 \frac{N}{mm^2}$$

Considerado un radio:

$$r_r = 40 \text{ mm}$$

Factor de sensibilidad de entalla:

$$\eta = 0,99$$

Ahora, considerando del proceso iterativo los siguientes diámetros:

$$D_2 = 220 \text{ mm} \text{ y } D_3 = 260 \text{ mm}$$

Teniendo las relaciones:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1,18 \quad (3.38)$$

$$\frac{r_r}{D_2} = 0,18 \quad (3.39)$$

Remplazando los valores hallados, se encuentra en la Figura D.3 el factor geométrico de concentración de esfuerzos:

$$K_t = 1,4$$

Obteniendo de la ecuación (3.24), el factor real de concentración de esfuerzos:

$$\beta_f = 1,39$$

Remplazando valores en la ecuación (3.22) se obtiene el diámetro:

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS_R}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{\beta_f * M_{Bf}}{\sigma'_{Alt}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{TR_{A1}}{\sigma_F}\right)^2}} = 199,6 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Estandarizando el diámetro con el manguito de montaje de la chumacera a utilizar:

$$D_2 = 220 \text{ mm}$$

Factores de seguridad

Esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32 * M_{Bf}}{\pi * D_2^3} = 64,56 \frac{N}{mm^2} \quad (3.41)$$

$$\sigma_{fm} = 0 \quad (3.42)$$

Esfuerzos de torsión:

$$\tau_{tm} = \tau_{ts} = \frac{16 * TR_{A1}}{\pi * D_2^3} = 20,28 \frac{N}{mm^2} \quad (3.43)$$

$$\tau_{ta} = 0$$

Esfuerzo equivalente medio o estático (según von Mises):

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 * \tau_{tm}^2} = 35,13 \frac{N}{mm^2} \quad (3.44)$$

Esfuerzo equivalente alternante:

Esfuerzo equivalente alternante para flexión:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf}} \right) * \sigma_{fa} = 142 \frac{N}{mm^2} \quad (3.45)$$

Esfuerzo equivalente alternante para torsión:

$$\tau'_{ta} = 0 \quad (3.46)$$

Esfuerzo equivalente alternante (según von Mises):

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 * \tau'_{ta}{}^2} = 142 \frac{N}{mm^2} \quad (3.47)$$

- Factor de seguridad a la fatiga:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}}} = 2,18 \geq FS_R = 1,5 \quad (3.48)$$

El cual cumple con el criterio de diseño de la Tabla 3.2.

- Factor de seguridad a la fluencia:

Dado que el esfuerzo equivalente superior (según von Mises) cumple el criterio de diseño de la Tabla 3.2:

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fs}{}^2 + 3 * \tau_{ts}{}^2} = 73,43 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adme} = 0,7 * \sigma_F = 273 \frac{N}{mm^2} \quad (3.49)$$

Entonces:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 5,31 \quad (3.50)$$

Diámetro definitivo en sección C - Zona de dispositivo de fijación

Obteniendo los valores para remplazarlos en la ecuación (3.22) de forma análoga a la sección A'

Límite de resistencia a la fatiga corregida:

$$\sigma'_{Alt} = 178,5 \frac{N}{mm^2}$$

Considerado un radio:

$$r_d = 40 \text{ mm}$$

Factor de sensibilidad de entalla:

$$\eta = 0,99$$

Ahora, considerando del proceso iterativo los siguientes diámetros:

$$D_3 = 260 \text{ mm} \text{ y } D_4 = 300 \text{ mm}$$

Teniendo las relaciones:

$$\frac{D_4}{D_3} = 1,15 \quad (3.51)$$

$$\frac{r_d}{D_2} = 0,15 \quad (3.52)$$

Remplazando los valores hallados, se encuentra en la Figura D.3 el factor geométrico de concentración de esfuerzos:

$$K_t = 1,45$$

Obteniendo de la ecuación (3.24), el factor real de concentración de esfuerzos:

$$\beta_f = 1,44$$

Remplazando valores en la ecuación (3.22) se obtiene el diámetro:

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS_R}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{\beta_f * M_C}{\sigma'_{Alt}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{TR_{A1}}{\sigma_F}\right)^2}} = 224,97 \text{ mm} \quad (3.53)$$

Estandarizando el diámetro con el dispositivo de fijación a utilizar:

$$D_3 = 260 \text{ mm}$$

Factores de seguridad

Esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32 * M_C}{\pi * D_3^3} = 52,95 \frac{N}{mm^2} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Esfuerzos de torsión:

$$\tau_{tm} = \tau_{ts} = \frac{16 * TR_{A1}}{\pi * D_3^3} = 12,29 \frac{N}{mm^2} \quad (3.55)$$

$$\tau_{ta} = 0$$

Esfuerzo equivalente medio o estático (según von Mises):

$$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 * \tau_{tm}^2} = 21,29 \frac{N}{mm^2} \quad (3.56)$$

Esfuerzo equivalente alternante

Esfuerzo equivalente alternante para flexión:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf}} \right) * \sigma_{fa} = 149,95 \frac{N}{mm^2} \quad (3.57)$$

Esfuerzo equivalente alternante para torsión:

$$\tau'_{ta} = 0 \quad (3.58)$$

Esfuerzo equivalente alternante (según von Mises):

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}^2 + 3 * \tau'_{ta}^2} = 149,95 \frac{N}{mm^2} \quad (3.59)$$

- Factor de seguridad a la fatiga:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}}} = 2,17 \geq FS_R = 1,5 \quad (3.60)$$

El cual cumple con el criterio de diseño de la Tabla 3.2.

- Factor de seguridad a la fluencia:

Dado que el esfuerzo equivalente superior (según von Mises) cumple el criterio de diseño de la Tabla 3.2:

$$\sigma_{seq} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 * \tau_{ts}^2} = 57,04 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adme} = 0,7 * \sigma_F = 273 \frac{N}{mm^2} \quad (3.61)$$

Entonces:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}} = 6,83 \quad (3.62)$$

Verificación del factor de seguridad a la fatiga en la sección C (zona de montaje del dispositivo de fijación):

En primer lugar, se determinara el factor efectivo de concentración de esfuerzos a la flexión (β_f) cuando se utiliza un dispositivo de fijación en el árbol, el cual de acuerdo a Roloff – Matek (2013: 403) su valor se encuentra en el siguiente rango: $\beta_k \approx 1,4$ a $2,5$ y cuya selección dependerá del ángulo de la conicidad interna del dispositivo de fijación.

Se observó que el ángulo de conicidad del dispositivo de fijación puede variar entre 2° y 14° según sea su clasificación, teniendo para el DOBIKON 1012 un ángulo aproximadamente de 5° (BIKON 2008).

Por lo tanto se tiene:

$$\beta_f \approx 1,6 \quad (3.63)$$

Factor de seguridad a la fatiga

Considerando los mismos pasos y resultados obtenidos para determinación de los esfuerzos en la sección C, a excepción del valor correspondiente al esfuerzo alternante para flexión, el cual se recalcula con el nuevo valor del factor efectivo de concentración de esfuerzos a la flexión (β_f) para determinar el factor de seguridad a la fatiga.

Esfuerzo alternante para flexión:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf}} \right) * \sigma_{fa} = 166,12 \frac{N}{mm^2} \quad (3.64)$$

Esfuerzo equivalente alternante (según von Mises):

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 * \tau'_{ta}{}^2} = 166,12 \frac{N}{mm^2} \quad (3.65)$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}}} = 1,97 \geq FS_R = 1,5 \quad (3.66)$$

El cual cumple con el criterio de diseño de la Tabla 3.2.

Resumen de resultados

Los resultados de factores de seguridad mostrados en la Tabla 3.10, verifican que el árbol no fallará por fluencia y fatiga, debido a que los factores de seguridad son mayores a los permisibles indicados en la Tabla 3.2. Además se determina que la zona más crítica es donde ira montado el dispositivo de fijación.

Tabla 3.10 Resumen de resultados para factor de seguridad

Zona evaluada	Diámetro D_n	Factor de seguridad		Puntos de concentración de esfuerzos evaluados
		Fluencia FS	Fatiga FS	
Acoplamiento (Sección A')	180 mm	4,65	2,46	Cambio de sección D_1 y D_2
Rodamiento (Sección B')	220 mm	5,31	2,18	Cambio de sección D_2 y D_3
Dispositivo de fijación (Sección C)	260 mm	6,83	2,17	Cambio de sección D_3 y D_4
			1,97	Dispositivo de fijación

3.2.3 Deformación por flexión

La deflexión del árbol en la secciones C y D será determinada de manera aproximada utilizando la recomendación dada por CEMA B105.1, como una libre deflexión determinada por el método de la superposición realizada en el tramo de comprendido entre el rodamientos (Figura 3.5).

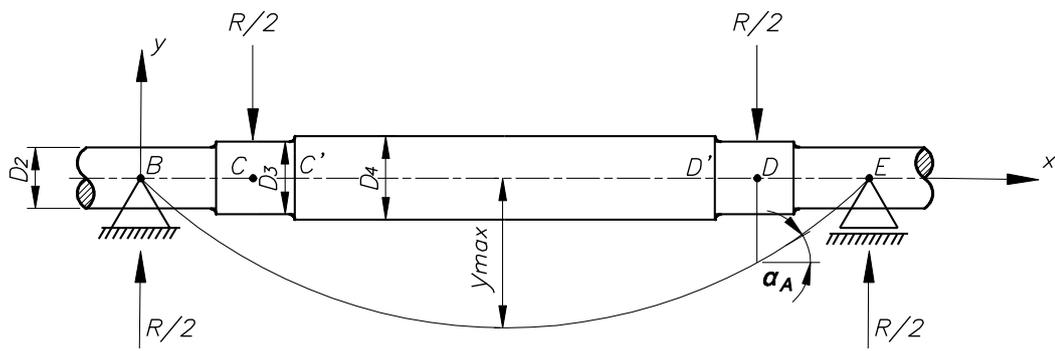


Figura 3.5 Deflexión y ángulo de rotación del árbol

Para el cálculo de la deflexión utilizaremos la ecuación definida por CEMA (2006: 227), esta ecuación es dada para cuando se tiene un doble cambio de sección entre la zona de rodamiento y la zona central, por lo que el resultado será aproximado, al promediar el diámetro de la zona de rodamiento con el del dispositivo de fijación.

$$\alpha_A = \frac{R * BC}{2 * E} * \left[\left(\frac{CC'}{I} \right) + \left(\frac{BE - 2 * BC - 2 * CC'}{2 * I_4} \right) \right] \quad (3.67)$$

Donde:

R : Carga resultante

CC' : Distancia propuesta (inicio de D_4 y el punto de aplicación de la carga resultante R), $CC' = 150mm$, Tabla 3.6

I : Inercia aproximada de las secciones circulares entre la zona del rodamiento D_2 y la zona del dispositivo de fijación D_3

I_4 : Inercia de la sección circular en zona de mayor diámetro D_4

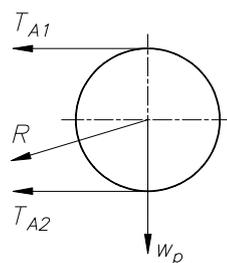


Figura 3.6 Diagrama de carga radial resultante

La carga resultante, Figura 3.6, definida por la ecuación dada por CEMA (2006: 224):

$$R = \sqrt{(T_{A1} + T_{A2})^2 + W_p^2} = 424,68 \text{ kN} \quad (3.68)$$

Cálculo de inercia aproximada:

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{D_3 + D_4}{2}\right)^4}{64} = 301\,718\,558,45 \text{ mm}^4 \quad (3.69)$$

Cálculo de inercia de la sección circular en zona de mayor diámetro:

$$I_4 = \frac{\pi * D_4^4}{64} = 397\,607\,820,22 \text{ mm}^4 \quad (3.70)$$

Reemplazando valores, se verifica que el ángulo de rotación aproximado está dentro del admisible (Tabla 3.2):

$$\alpha_A = 3,31 \text{ min} \leq \alpha_{Aadm} = 5 \text{ min}$$

Este ángulo de deflexión α_A es verificado mediante elementos finitos. Los resultados son mostrados y comparados en la Tabla 3.33.

Ahora, obteniendo la relación de diámetros de la polea entre diámetro de la zona del dispositivo de fijación

$$\frac{DP}{D_3} = 3,1 \quad (3.71)$$

Indicaría según Laughlin (2002: 1) que la polea tendrá un diseño rígido.

3.3 Cálculo del tambor y selección del dispositivo de fijación

3.3.1 Cálculo del cilindro

Parte de la determinación de las cargas actuantes sobre la superficie del cilindro mediante la ecuación de Euler – Eytelwein, con estas cargas y un espesor definido para el cilindro se determinan los desplazamientos y esfuerzos utilizando la teoría dada por Hellmuth Lange (1967). El espesor requerido para realizar los cálculos indicados será determinado de manera aproximada utilizando la metodología de Josef Maria Sitzwohl (1948).

El uso de un programa MEF para el cilindro en la sección 3.4, ayudará a verificar si el espesor propuesto es correcto, mediante la obtención de resultados de deformación, esfuerzos y factores de seguridad.

Cargas actuantes en el cilindro

Las tensiones actuantes en la polea siguen una distribución dada por la ecuación de Euler – Eytelwein, por lo que de acuerdo a la Figura 3.7, la tensión del lado de carga se distribuirá alrededor del cilindro de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 T(\varphi) &= 0 && \text{Para: } -\pi \leq \varphi < -\pi/2 \\
 T(\varphi) &= T_{A2} * e^{\mu_A \varphi} && \text{Para: } -\pi/2 \leq \varphi < \pi/2 \\
 T(\varphi) &= 0 && \text{Para: } \pi/2 \leq \varphi < \pi
 \end{aligned} \quad (3.72)$$

Donde:

$T(\varphi)$: Tensión del lado de carga durante el arranque en función del ángulo φ

T_{A2} : Tensión del lado de retorno de la correa en arranque, $T_{A2} = 105,9kN$, Tabla 2.3

μ_A : Coeficiente de fricción de correa - polea motriz en arranque, $\mu_A = 0,35$ Tabla 2.2

φ : Distancia angular a cualquier punto de la lámina del cilindro.

Ahora, para determinar las cargas generadas sobre superficie del cilindro en cualquier punto "P" (Figura 3.7), se empezará considerando la ecuación (A.29) del Anexo A:

$$T * d\varphi = dN \quad (3.73)$$

Donde:

T : Tension del lado de carga en elemento diferencial

$d\varphi$: Angulo del elemento diferencial

dN : Diferencial de la fuerza normal

Y considerando que en este punto "P" actuará una carga radial (Z) por unidad de área, por lo que se deduce:

$$dN = Z * r_p * L_c * d\varphi \quad (3.74)$$

Donde:

r_p : Radio interior de la polea

L_c : Longitud del cilindro

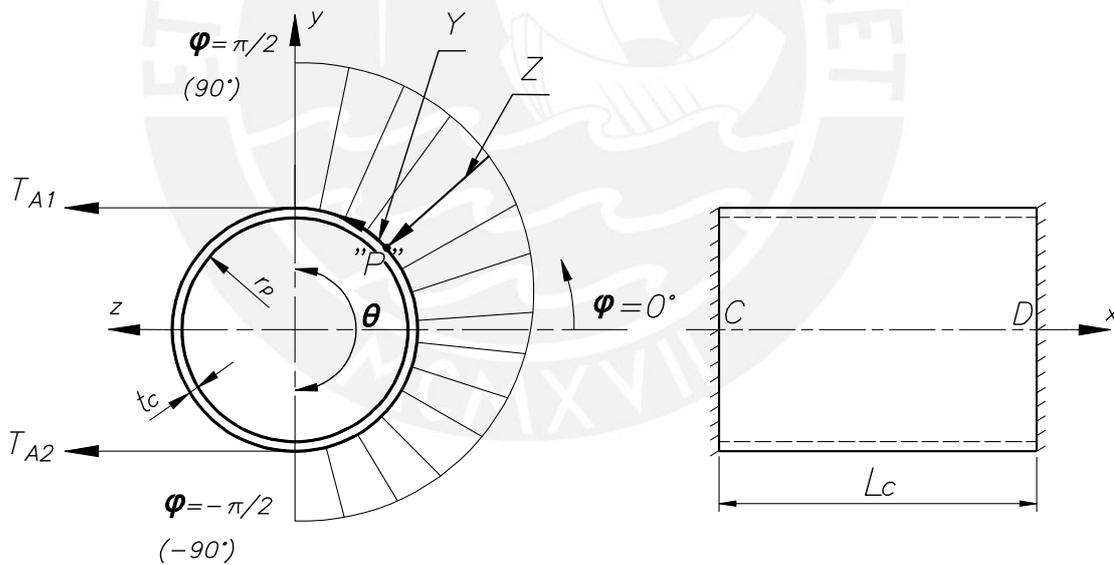


Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre del cilindro

Al sustituir el valor de dN de la ecuación (3.74) en (3.73) se obtiene:

$$T * d\varphi = Z * r_p * L_c * d\varphi \quad (3.75)$$

Resultando:

$$Z = \frac{T}{r_p * L_c} \quad (3.76)$$

Por lo que para cualquier punto del cilindro:

$$\begin{aligned}
 Z &= 0 && \text{Para: } -\pi \leq \varphi < -\pi/2 \\
 Z &= \frac{T_2 * e^{\mu A \varphi}}{r_p * L_c} && \text{Para: } -\pi/2 \leq \varphi < \pi/2 \\
 Z &= 0 && \text{Para: } \pi/2 \leq \varphi < \pi
 \end{aligned}
 \tag{3.77}$$

Ahora para determinar la carga en el componente tangencial (Y), dado que este está ligado al rozamiento de la correa con el cilindro, se tendrá:

$$Y = \mu * Z \tag{3.78}$$

Por lo que para cualquier punto del cilindro:

$$\begin{aligned}
 Y &= 0 && \text{Para: } -\pi \leq \varphi < -\pi/2 \\
 Y &= \frac{T_2 * \mu * e^{\mu A \varphi}}{r_p * L_c} && \text{Para: } -\pi/2 \leq \varphi < \pi/2 \\
 Y &= 0 && \text{Para: } \pi/2 \leq \varphi < \pi
 \end{aligned}
 \tag{3.79}$$

Reemplazando valores en las ecuaciones: (3.77) y (3.79) se obtienen las cargas generadas sobre el cilindro en sus componentes radial y tangencial para cualquier punto "P" en la zona de acción del ángulo de abrazamiento (Figura 3.8):

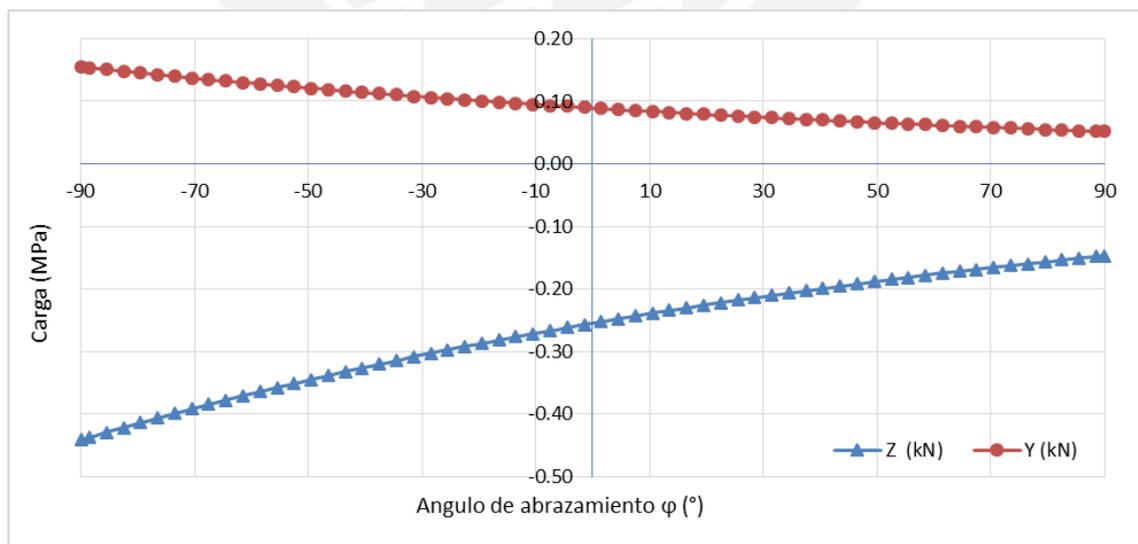


Figura 3.8 Carga ejercida sobre la superficie del cilindro

Determinación del espesor aproximado del cilindro

La metodología dada por Sitzwohl (1948), determina el espesor del cilindro a partir del estudio aproximado de los esfuerzos producidos en el cilindro (radial, circunferencial, flexión y corte), los cuales determino que eran muy pequeños, sin embargo el esfuerzo radial en el arco de acción del ángulo de abrazamiento produce un esfuerzo de flexión circunferencial, el cual no causará deformaciones severas del cilindro siempre y cuando se encuentre dentro del límite elástico.

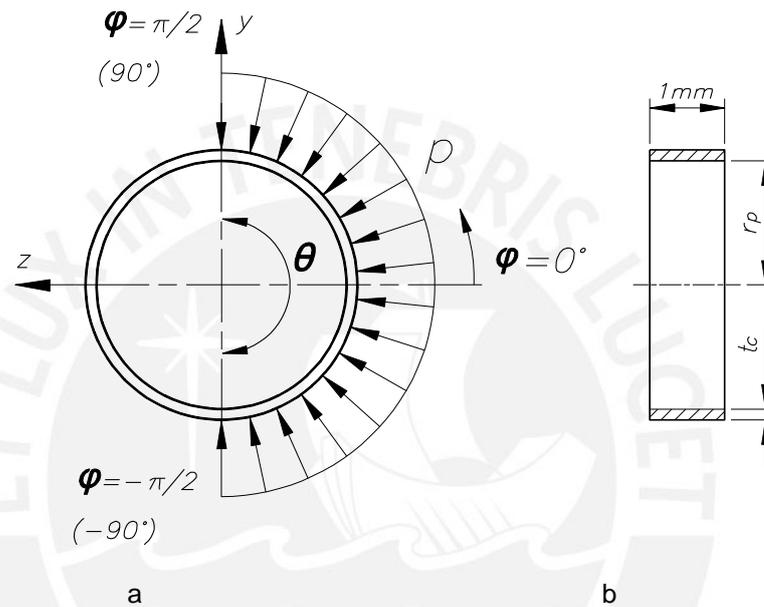


Figura 3.9 Presión sobre el anillo del cilindro (a) y su sección transversal (b), según Sitzwohl

Para determinar el esfuerzo de flexión circunferencial, se parte de una porción del cilindro de ancho igual a 1 mm en $x = L_c/2$ (Figura 3.9b), la cual será sometida a una presión radial uniforme⁸ en todo el ángulo de abrazamiento $\theta = 180^\circ$ (Figura 3.9a).

Para obtener la carga radial, se considera de forma aproximada que esta es igual a la presión media en toda la superficie de contacto (Figura 3.9a), por lo tanto la tensión resultante de la correa en la polea durante el arranque es:

$$F = T_{A1} + T_{A2} = 423,88\text{ kN} \quad (3.80)$$

⁸ La metodología dada por Sitzwohl con el propósito de simplificar los cálculos, considera que la presión radial es uniforme, la cual justifica considerando que el esfuerzo de flexión circunferencial solo aumentaría levemente y que el coeficiente de compresión circunferencial (K_1) contiene un margen de factor de seguridad que excede el error implicado (Sitzwohl 1948).

Como se considera una presión radial uniforme (p) ejercida por la correa sobre el cilindro en su área de contacto, la cual también puede representar una fuerza radial en kN/mm lineal. Reemplazando valores se obtiene:

$$p = \frac{F}{2 * r_p * BW} = 0,29 \frac{N}{mm^2} \quad (3.81)$$

Ahora, teniendo su semi-circunferencia (Figura 3.10a) donde se aplicará la teoría de vigas curvas, según Sitzwohl se producirá un momento máximo ($M_{V\ max}$) en el punto de mayor deflexión del arco que estará en función de un coeficiente K_1 (Tabla D.6), del esfuerzo radial y el radio de curvatura.

Sitzwohl determino que el momento máximo ocurre en $\varphi = 66^\circ 54'$ para un ángulo de abrazamiento $\theta/2 = 90^\circ$ como se puede apreciar en la Figura 3.10b. Este ángulo es muy cercano a lo que ocurre si se tratara de una circunferencia (Figura 3.12).

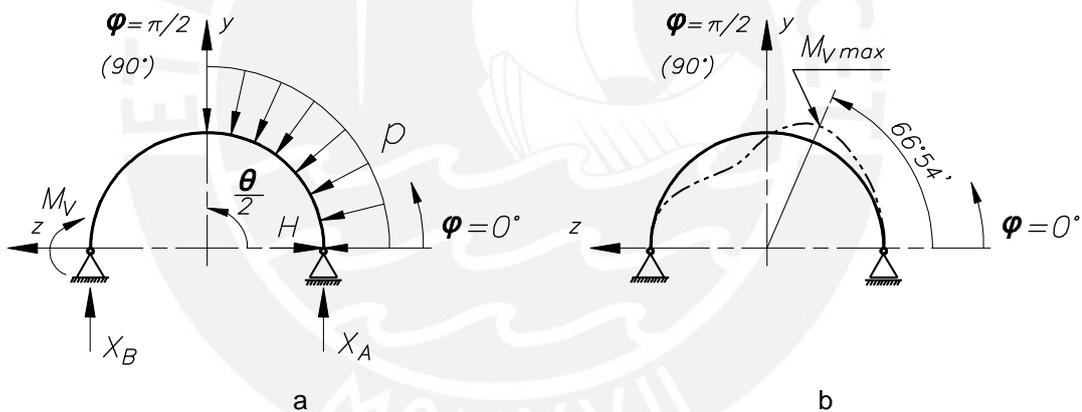


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre para la semi circunferencia del anillo de cilindro (a) y ubicación del momento máximo (b), según Sitzwohl

Entonces el esfuerzo de flexión circunferencial se determina de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{M_{V\ max}}{W} = \frac{6 * K_1 * p * r_p^2}{t_c\ min^2} = 6 * K_1 * p * \left(\frac{r_p}{t_c}\right)^2 \quad (3.82)$$

Donde:

W : Momento resistente de la sección transversal del anillo del cilindro (Figura 3.9) a la flexión, donde: $W = I/c_{max} = t_c/6$

$M_{V\ max}$: Momento máximo en la viga curva, donde $M_{V\ max} = K_1 * p * r_p^2$

K_1 : Coeficiente de compresión circunferencial, $K_1 = 0.1$, Para un ángulo de abrazamiento de $\theta = 180^\circ$, Tabla D.6

p : Presión radial uniforme.

Despejando de la ecuación (3.82) el espesor del cilindro se obtiene:

$$t_{c \min} = 2.45 * r_p * \sqrt{K_1 * \frac{p}{\sigma_{adm f}}} \quad (3.83)$$

Donde:

$\sigma_{adm f}$: Esfuerzo de trabajo, $\sigma_{adm f} = 77 \text{ N/mm}^2$, valor considerado como el menor esfuerzo admisible a la fatiga⁹ al que estará sometido el tambor en su unión longitudinal y circunferenciales soldadas a tope y maquinadas (Sethi y Nordell 1993).

Entonces, reemplazando valores en la ecuación (3.83) se determina el espesor aproximado del cilindro:

$$t_{c \min} = 19,16 \text{ mm}$$

Estandarizando el espesor de la plancha de acero a rolar y luego del torneado se tiene:

$$t_c = 20 \text{ mm}$$

En el Anexo D, sección D.4, se realiza la verificación aproximada de resistencia al pandeo.

Criterios para la determinación de desplazamientos y esfuerzos

La determinación de los desplazamientos y esfuerzos de cilindros sometidos a cargas exponenciales ha sido estudiado en varias publicaciones (Tabla 1.4) la mayoría basadas en la aplicación de la teoría de láminas cilíndricas¹⁰ utilizando un elemento diferencial como el mostrado en el Figura 3.11 bajo las siguientes premisas:

⁹ Valor determinado utilizando el estándar británico BS5400: 1980 Parte 10 - Code of practice for fatigue (Sethi y Nordell 1993).

¹⁰ La teoría de láminas cilíndricas es estudiada en la publicación de Stephen Timoshenko (2014: 507) y para el caso de flexión de una lámina cilíndrica de Wilhelm Flügge (1973: 204).

- a) El espesor de la lámina es pequeño en relación con el radio y la longitud del cilindro, por lo que también será considerado como un cilindro de pared delgada porque su espesor será menor al 10% de su radio interior.
- b) La deflexión del cilindro es pequeña en relación al espesor de la lámina.
- c) Los esfuerzos normales se consideran despreciables $\sigma_z = 0$.

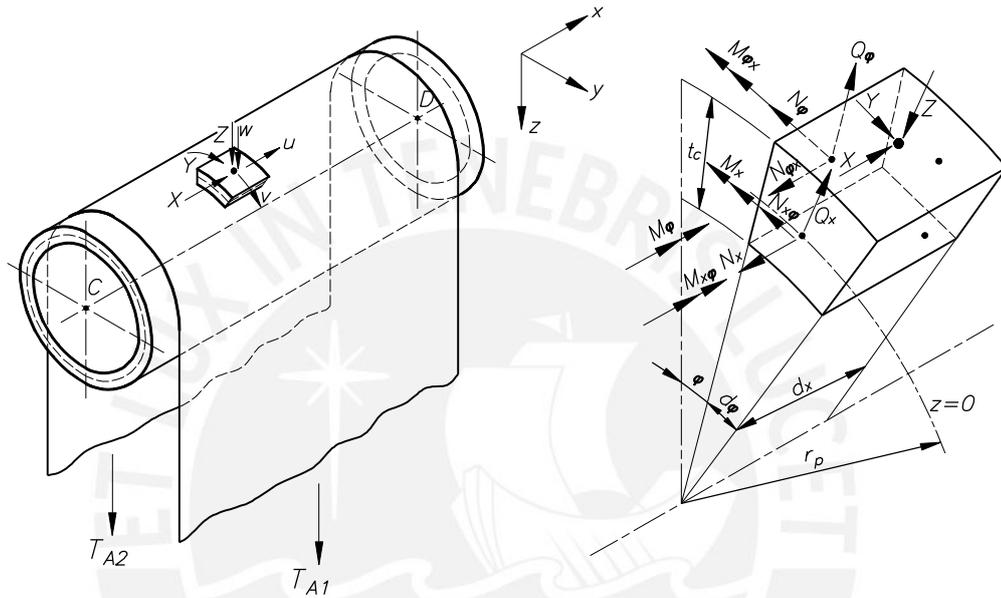


Figura 3.11 Elemento diferencial con dimensiones axial, radial y tangencial, extraído de la lámina del cilindro mostrado

El primer estudio publicado fue realizado por Hellmuth Lange (1963), quien desarrolla una solución analítica utilizando la doble serie de Fourier¹¹ o doble serie trigonométrica para aproximar las cargas y desplazamientos, para luego por la ley de Hooke determinar los esfuerzos.

Los resultados de este estudio determinaron que los esfuerzos máximos se encontrarían en las siguientes ubicaciones:

¹¹ La doble serie de Fourier (para dos variables) aplicada en aproximaciones de carga y desplazamiento en casos de placas y láminas es estudiada teóricamente por Rudolph Szilard en ZILARD 2004: 994

- En la fibra externa de la lámina (Figura 3.12):

Esfuerzos axiales (σ_x) para $\varphi = \pm 70^\circ$ y $\pm 110^\circ$ cuando $x = L_c/2$

Esfuerzos tangenciales (σ_φ) para $\varphi = \pm 70^\circ$ y $\pm 110^\circ$ cuando $x = L_c/2$

- En la fibra interna de la lámina:

Esfuerzos cortantes ($\tau_{x\varphi}$) para $\varphi = \pm 90^\circ$ cuando $x = 0$ y $x = L_c$

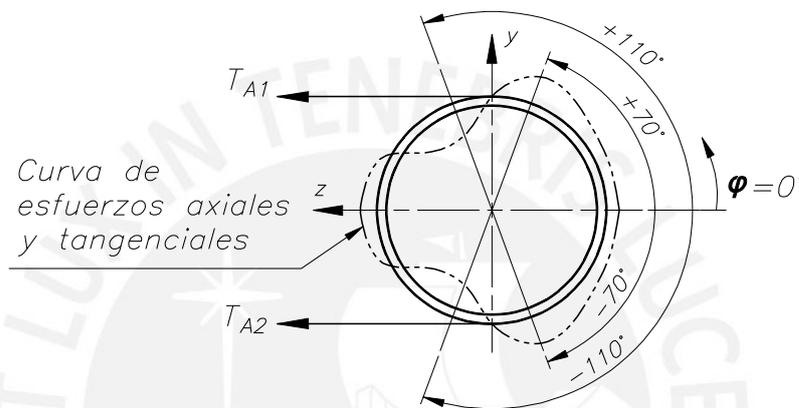


Figura 3.12 Ubicación de máximas deformaciones y esfuerzos en el cilindro cuando $x = L_c/2$, según Lange

Condiciones de borde

Considerando que el cilindro tiene los extremos o bordes empotrados, simulando que los discos laterales son rígidos y no se deformarán. Entonces según el sistema de coordenadas de la Figura 3.11 y el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.7 :

Tabla 3.11 Configuración de apoyos del cilindro

Apoyo	Traslación libre			Rotación libre			Comentario
	x	y	z	x	y	z	
Extremos	No	No	No	No	No	No	Extremos del cilindro son empotrados

3.3.2 Cálculo del disco lateral

El cálculo individual del disco lateral se adapta de la metodología de Hellmuth Lange (1963) y Walter Schmoltzi (1974) las cuales se desarrollan basadas en la teoría de flexión de una placa circular de espesor constante¹² con contorno externo empotrado (Tabla 3.12) radio exterior (r_a) y con cubo central rígido de radio (r_b) como la mostrada en la Figura 3.13, la cual propone que la rotación del cubo (α_{AT}) al aplicar un momento M_{DL} sobre el plano resultante (que se encuentra en $\gamma \approx 157^\circ$) es igual a la rotación de la placa circular (α_{DL}). Análogamente, sucede en el disco de espesor variable, el cual considera que el cubo estaría conformado por el árbol, el dispositivo de fijación y el cubo del disco, y la placa por el perfil. De esta relación se puede obtener la rigidez flexional del cubo y el perfil, con los cuales se obtendrá el momento restaurador (M_{DL}) lo cual permitirá evaluar el perfil del disco lateral y seleccionar el dispositivo de fijación.

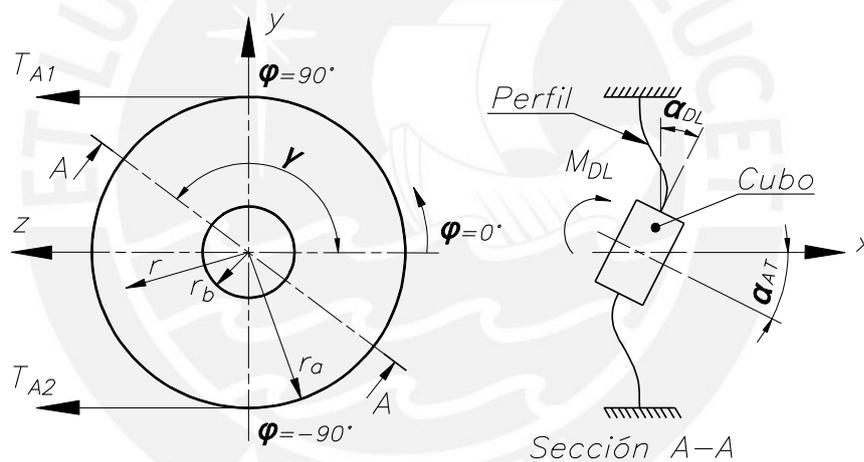


Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre del disco lateral y deflexión del disco con cubo interno según Roark (Young y Budynas 2002: 494)

De acuerdo a lo indicado:

$$\alpha_{AT} = \alpha_{DL} \quad (3.84)$$

Ahora, teniendo en cuenta que la rotación máxima admisible del árbol es $\alpha_{ATadm} = 5 \text{ min}$ y que la rotación del disco lateral contempla los ángulos de rotación del perfil (α_P), cubo (α_C) y dispositivo de fijación (α_{DF}), se define apoyado en la Figura 3.14:

¹² La teoría de placas circulares es estudiada por Stephen Timoshenko (2014: 282) y por el compendio de fórmulas de Raymond J. Roark que resume experiencias con placas circulares (Young y Budynas 2002: 494).

$$\alpha_{DL} = \alpha_P + \alpha_C + \alpha_{DF} \tag{3.85}$$

Donde:

α_{DF} : Angulo de rotación límite del dispositivo de fijación serie DOBIKON 1012, Tabla 1.3:

$$\alpha_{DF} = 2,5 \text{ a } 3 \text{ min}$$

α_C : Angulo de rotación del cubo, la cual será considerada nula:

$$\alpha_C = 0$$

α_P : Angulo de rotación del perfil, el cual por la ecuación (3.85) se considera:

$$\alpha_{Padm} = 2 \text{ a } 2,5 \text{ min}$$

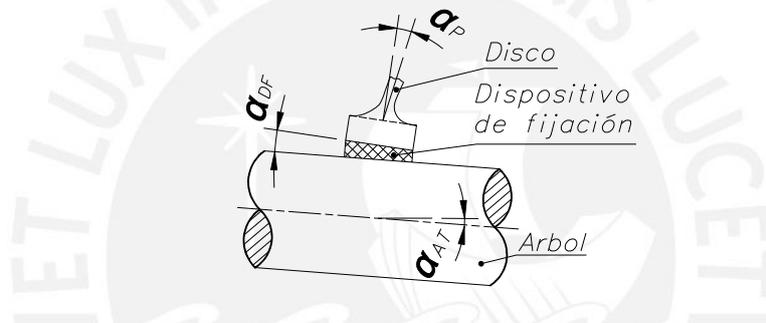


Figura 3.14 Angulo de rotación máximos

Ahora, considerando el momento máximo del árbol en las secciones C y D (M_C y M_D), el cual en un instante luego del punto de la sección se dividirá en dos momentos, uno para el árbol (M_{AT}) y otro para el disco lateral (M_{DL}), se define apoyado en el diagrama de momentos flectores (Figura 3.15):

$$M_C = M_{max} = M_{AT} + M_{DL} \tag{3.86}$$

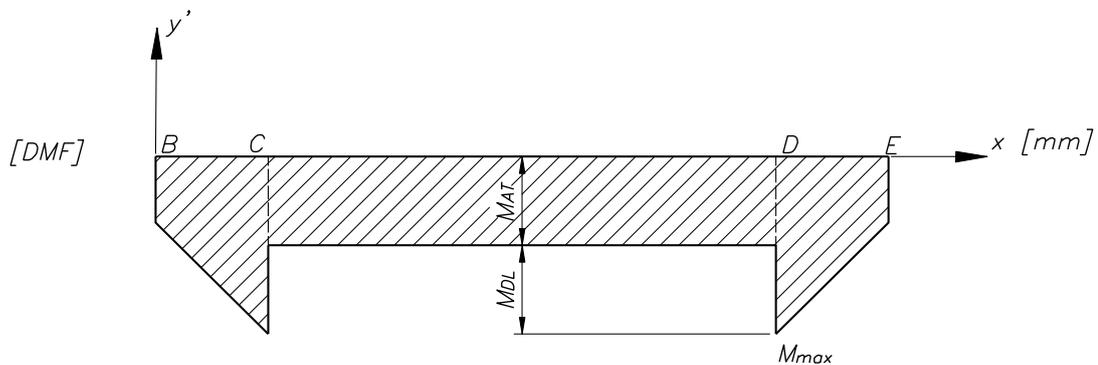


Figura 3.15 Diagrama de momentos actuantes en el árbol y base de disco

Considerando el cubo y el dispositivo de fijación como rígidos (este último luego de su giro admisible), se tendrá que la rigidez flexional del disco lateral es aproximadamente igual al del perfil del disco:

$$K_{DL} \approx K_P \quad (3.87)$$

Lo que considera también:

$$\alpha_{DL} \approx \alpha_P \quad (3.88)$$

Por lo que se obtiene la siguiente relación de rigidez flexional:

$$\frac{M_{DL}}{M_{AT}} = \frac{K_P}{K_{AT}} \quad (3.89)$$

Donde:

K_P : Rigidez flexional del perfil, $= M_{DL}/\alpha_P$

K_{AT} : Rigidez flexional del árbol de transmisión, $= M_{AT}/\alpha_{AT}$

Para determinar la rigidez flexional del perfil, Lange desarrolla un coeficiente de rigidez para un disco lateral de espesor variable (K_{c3}) determinado en la base del perfil (h_o), el cual además dependerá del factor de perfil (n) utilizado (como se verá más adelante en el dimensionado del perfil). Por lo que utilizando el mismo concepto de la placa empotrada de Roark (Figura 3.13) se tiene:

$$K_P = \frac{M_{DL}}{\alpha_P} = \frac{E * h_o^3}{K_{c3}} \quad (3.90)$$

Donde:

E : Modulo de elasticidad del acero utilizado en el árbol $(2,1 * 10^5 \frac{N}{mm^2})$

h_o : Ancho en la base del perfil, Figura 3.17

K_{c3} : Coeficiente de rigidez del disco lateral de espesor variable, Tabla D.7

Y por la ecuación de flexión pura se obtiene la rigidez flexional del árbol:

$$K_{AT} = \frac{I_3 * E}{\frac{L_c}{2}} \quad (3.91)$$

Donde:

L_c : Distancia entre discos laterales, $L_c = 1\ 800\text{mm}$, Tabla 2.5

I_3 : Inercia de la sección circular en zona de mayor diámetro D_3

$$I_3 = \frac{\pi * D_3^4}{64} = 224\ 317\ 569,45\ \text{mm}^4 \quad (3.92)$$

Remplazando M_{AT} obtenido de la ecuación (3.89) en (3.86) se obtiene:

$$M_{DL} + \frac{2 * M_{DL} * I_3 * K_{c3}}{L_c * h_o^3} = M_C \quad (3.93)$$

Por lo tanto, el momento restaurador del disco lateral será:

$$M_{DL} = \frac{M_C}{1 + \frac{2 * I_3 * K_{c3}}{L_c * h_o^3}} \quad (3.94)$$

Para resolver esta ecuación hay que definir los parámetros faltantes que son relacionados al dimensionado del perfil.

Condiciones de borde

Las condiciones de borde están dadas para el apoyo interior y exterior de cada disco lateral, según el sistema de coordenadas de la Figura 3.13:

Tabla 3.12 Configuración de apoyos del disco

Apoyo	Traslación libre			Rotación libre			Comentario
	x	y	z	x	y	z	
Apoyo interior	No	No	No	No	Si	Si	Apoyo simple
Aro exterior	No	No	No	No	No	No	Apoyo empotrado en radio exterior

Dimensiones del cubo

Por un tema de orden en esta sección se determinará las dimensiones del cubo (Figura 3.16) antes de dimensionar el perfil, entonces tomando las recomendaciones dadas por BIKON (2011), para determinar el diámetro externo del cubo del dispositivo de fijación se utiliza la siguiente ecuación:

$$D_N = D_3 * \sqrt{\frac{\sigma_F + p_N * C}{\sigma_F - p_N * C}} \quad (3.95)$$

Donde:

D_3 : Diámetro del árbol en la zona del dispositivo de fijación, que es igual al diámetro exterior del dispositivo de fijación, $D_3 = 260mm$, Tabla 3.10

σ_F : Esfuerzo de fluencia del material, $\sigma_F = 360 N/mm^2$, Tabla D.1

C : Tipo de ensamble del dispositivo de fijación, $C = 1$, (BIKON 2011: 53) donde el ancho del dispositivo de fijación es igual al ancho del cubo (L_2) el cual permite una distribución teórica uniforme de las presiones que se generaran cuando se realiza el ajuste del dispositivo.

p_N : Presión superficial entre dispositivo de fijación y alojamiento, $p_N = 119 N/mm^2$, Tabla D.9

Remplazando valores y redondeando el resultado se obtiene:

$$D_N = 460 \text{ mm}$$

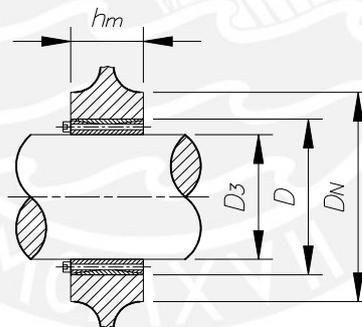


Figura 3.16 Dimensiones del cubo con factor $C = 1$, para el dispositivo de fijación.

(BIKON: 2011:53)

El ancho del cubo (h_m) es definido como:

$$L_1 \leq h_m < 2 * L_1 \quad (3.96)$$

Donde:

L_1 : Ancho de la pista externa del dispositivo de fijación, $L_1 = 128mm$, Tabla D.9

Por lo que considerando igual al ancho del dispositivo de fijación:

$$h_m = L_2 = 150 \text{ mm}$$

Dimensiones del perfil

El diseño del perfil variable fue planteado por Lange (1963: 57), quien definió la relación geométrica¹³:

$$h_c = h_o * \left(\frac{r_b}{r_a}\right)^{n/3} \quad (3.97)$$

Donde:

h_c : Espesor del perfil en su radio externo

n : Factor de perfil, se selecciona inicialmente, $n = 3$, Lange utilizó este mismo factor por ser este el más representativo en la reducción y estabilidad de los esfuerzos radiales, como así lo muestra la Figura D.6, pudiéndose elegir entre -3 ; -2 ; -1 ; 0 ; $3,07$ según se requiera.

r_a : Radio mayor del perfil, Figura 3.13

r_b : Radio menor del perfil, Figura 3.13

Radio mayor del perfil:

$$r_a = \frac{DP - 2 * t_c}{2} = 380 \text{ mm} \quad (3.98)$$

Radio menor del perfil:

$$r_b = \frac{D_N}{2} = 230 \text{ mm} \quad (3.99)$$

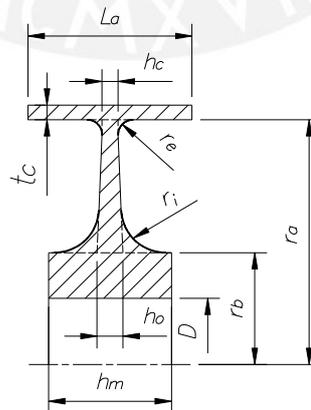


Figura 3.17 Dimensiones del disco lateral

¹³ La utilización de una aproximación del perfil por curvas para determinar esfuerzos en una placa circular de espesor no uniforme también es estudiada por Stephen Timoshenko (2014: 298).

Para resolver el diseño de forma paramétrica, se propone que la geometría del perfil, parte de que el espesor menor en el radio externo del perfil (h_c) es igual al radio aliviador de concentrador de esfuerzos entre el aro y el cilindro (r_e) quien a su vez es igual al espesor del cilindro (t_c) (Figura 3.17):

$$h_c = r_e = t_c = 20 \text{ mm}$$

Remplazando valores en la ecuación (3.97), se obtiene el espesor inferior del perfil:

$$h_o = 33,04 \text{ mm}$$

Y para el radio aliviador de tensiones en parte inferior del perfil se propone la siguiente consideración geoméricamente:

$$r_i = \frac{h_m - h_o}{2} - 5 \text{ mm} = 53 \text{ mm} \quad (3.100)$$

Aumento de rigidez del perfil

De acuerdo a Schmolzi (1974: 119) los radios aliviadores de concentración de esfuerzos aumentaran la rigidez del perfil al disminuir sus radios superior e inferior, como se muestra la Figura 3.18:

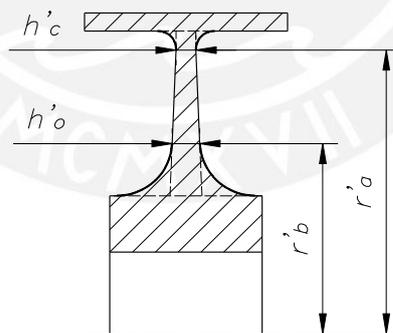


Figura 3.18 Esquema de corrección del perfil para cálculo de esfuerzos

Determinando gráficamente:

$$h'_c = 21,88 \text{ mm}$$

$$h'_o = 28,63 \text{ mm}$$

Radios corregidos:

$$r'_a = r_a - r_e = 359 \text{ mm} \quad (3.101)$$

$$r'_b = r_b + r_i = 281 \text{ mm} \quad (3.102)$$

Coeficiente de rigidez

Para determinar el coeficiente de rigidez del perfil (K_{c3}) para un disco de espesor variable con factor de perfil $n = -3$, se utiliza la Tabla D.7, cuyo estudio está basado en la relación de los radios corregidos r'_b y r'_a del perfil del disco.

Donde de acuerdo a la relación de radios corregidos:

$$\rho i' = \frac{r'_b}{r'_a} = 0,78 \quad (3.103)$$

Donde interpolando de la Tabla D.7, se obtiene el coeficiente de rigidez para el perfil:

$$K_{c3} = 0,007$$

Remplazando los valores obtenidos en la ecuaciones (3.90) y (3.91) se obtienen la rigidez flexional del perfil corregido (K_P) y del árbol (K_{AT}) respectivamente:

$$K_P = 728\,667,01 \text{ kN} * \text{m}$$

$$K_{AT} = 52\,340,77 \text{ kN} * \text{m}$$

Momento restaurador

Remplazando valores en ecuación (3.94), se obtiene el momento flector en el disco lateral:

$$M_{DL} = \frac{M_C}{1 + \frac{2 * I_3 * K_{c3}}{L_i * h_o'^3}} = 85,21 \text{ kN} * \text{m} \quad (3.104)$$

Angulo del perfil

A partir de la ecuación (3.90) se obtiene el ángulo en la base del perfil, el cual resulta ser menor al ángulo admisible de perfil:

$$\alpha_P = \frac{M_{DL}}{K_P} = 1,86 \text{ min} \leq \alpha_{Padm} = 2 \text{ min} \quad (3.105)$$

De acuerdo a la serie DOBIKON 1012 del catálogo BIKON (Tabla D.9), se plantea dos condiciones de validación:

La primera condición confirmará que la serie escogida es correcta, para ello el momento restaurador (M_{DL}) debe ser menor o igual $\approx 0,45$ de la capacidad de momento torsor del dispositivo de fijación (M_t):

$$M_{DL} = 85,21 \text{ kN} * m \leq M_b \approx 0,45 * M_t = 105,6 \text{ kN} * m \quad (3.106)$$

Lo que comprueba también que el momento restaurador es menor que la capacidad de momento flector del dispositivo de fijación (M_b)

Momento torsor equivalente

Dado que el dispositivo de fijación debe transmitir torque en combinación con la flexión, se debe calcular el momento torsor equivalente, el cual debe ser menor que el momento torsor admisible M_t del dispositivo de fijación seleccionado del catálogo BIKON (Tabla D.9). Para ello Schmolzi (1975: 112) enunció la siguiente ecuación basada en sus estudios con estos dispositivos:

$$M_{TF} = \frac{P_w}{P_w - P_f} \sqrt{T_{RA1}^2 + (2 * M_{DL})^2} \quad (3.107)$$

Donde:

P_w : Presión de contacto del dispositivo de fijación sobre el árbol,
 $P_w = 171 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.9

P_f : Presión equivalente de contacto (aproximada), debida a la resultante de las tensiones sobre el árbol por cada dispositivo de fijación

$$P_f = \frac{R}{2 * D_3 * L_2} = 5,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.108)$$

Donde:

R : Carga resultante sobre los dispositivos de fijación, $R = 424,68 \text{ kN}$, (sección 3.2.3)

L_2 : Ancho total del dispositivo de fijación, $L_2 = 150 \text{ mm}$, Tabla D.9

Finalmente se obtiene el momento torsor equivalente (3.107) y se puede comprobar la segunda condición, que es la comprobación de la capacidad del momento torsor del dispositivo de fijación:

$$M_{TF} = 181,47 \text{ kN} * m \leq M_t = 234,8 \text{ kN} * m$$

De acuerdo a las comprobaciones realizadas con los radios aliviadores de tensión, se determina que la selección del dispositivo de fijación es correcta para la polea motriz.

En el Anexo D, sección D.6, se realiza una verificación adicional con respecto a determinar la presión mínima y máxima proveniente del dispositivo de fijación y como actúa esta en el árbol.

Determinación de esfuerzos actuantes en el perfil del disco lateral

Los esfuerzos actuantes para la deflexión del disco fueron estudiados de forma analítica por Lange y simplificados por Schmoltzi. El estudio parte de un estado de esfuerzos en un elemento diferencial, determinando que los esfuerzos máximos se producen sobre el plano del momento restaurador actuante en la superficie del perfil en el radio mayor (r_a) y radio menor (r_b), como se muestra en la Figura 3.19. Pudiéndose determinar curvas de los esfuerzos producidos en el perfil como se muestra el caso - ejemplo de la Figura D.7 en un perfil tipo: $n = -3$.

Esfuerzo radial:

De acuerdo a Schmoltzi¹⁴ (1974: 53), se determinan los valores máximos de acuerdo a la ecuación:

$$\sigma_{ra,b} = \frac{M_{DL}}{r'_a * h'_o{}^2} * k_{s3a,b} = \frac{E * h'_o * \alpha_P}{r'_a} * \frac{k_{s3a,b}}{k_{c3}} \quad (3.109)$$

Donde:

M_{DL} : Momento restaurador del disco lateral

r'_a : Radio externo corregido del perfil

h'_o : Espesor corregido en la base del perfil

$k_{s3a,b}$: Coeficiente de esfuerzo radial disco con espesor variable donde el subíndice b corresponde al radio exterior r_a y a al radio interior r_b . Para un factor de perfil $n = -3$, Tabla D.8.

¹⁴ La ecuación enunciada para el esfuerzo radial es similar a la utilizada por Roark (Young y Budynas 2002: 494) para placas circulares de espesor constante.

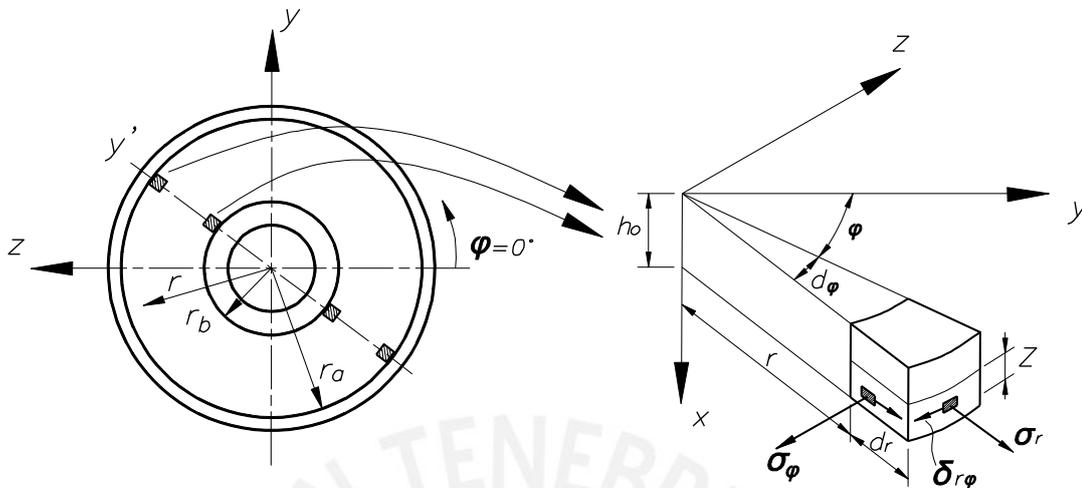


Figura 3.19 Ubicación de máximos esfuerzos en el perfil del disco lateral y su elemento diferencial.

Ahora, dado que se ha corregido el perfil para aumentar su rigidez, se utilizarán las medidas corregidas, por lo que de acuerdo a la relación de radios (3.103):

$$\rho i' = 0,78$$

Interpolando se obtiene de la Tabla D.8:

$$K_{s3a} = -0,327 \text{ y } K_{s3b} = 0,329$$

Remplazando valores, esfuerzo radial en el radio exterior:

$$\sigma_{ra} = \frac{M'_{DL}}{r'_a * h'_o{}^2} * k_{s3a} = -95,45 \frac{N}{mm^2} \quad (3.110)$$

Esfuerzo radial en el radio inferior:

$$\sigma_{rb} = \frac{M'_{DL}}{r'_a * h'_o{}^2} * k_{s3b} = 94,86 \frac{N}{mm^2} \quad (3.111)$$

Esfuerzo circunferencial o tangencial:

De acuerdo a Schmoltzi (1974: 55), se determina para el valor máximo acuerdo a la ecuación:

$$\sigma_{\phi a} = \frac{E * h'_o * \alpha_P}{r'_a} * \left(\frac{A_1 * (-1,41) + A_3 * 2,42}{A_2} - \frac{0,3}{\rho i'} \right) \quad (3.112)$$

Donde:

$$A_1 : \text{Coeficiente} = 1,69 + 4,87 * \rho i'^{1,42} = 4,89$$

$$A_2 : \text{Coeficiente} = 2,37 * \rho i'^{2,41} + 1,71 * \rho i'^{-1,42} = 3,76$$

$$A_3 : \text{Coeficiente} = 1,69 - 3,93 * \rho i'^{-2,41} = -6,32$$

Los coeficientes A_n , son obtenidos de las investigaciones experimentales y estudio de las aproximaciones por series de Fourier (Lange 1963: 44).

Remplazando valores se obtiene el esfuerzo circunferencial para el radio exterior:

$$\sigma_{\varphi a} = -11,4 \frac{N}{mm^2}$$

El esfuerzo circunferencial para el radio interior, puede ser obtenido a partir la Figura D.7:

$$\sigma_{\varphi b} \approx -1,8 * \sigma_{\varphi a} = 20,53 \frac{N}{mm^2} \quad (3.113)$$

Esfuerzo cortante por par de arranque

De acuerdo a Schmoltzi (1974: 54), se enuncia la siguiente ecuación para espesores variables:

$$\tau_{r\varphi a,b} = \frac{T_{A1} - T_{A2}}{4 * \pi * h'_o} * \frac{r'_a}{r'_b} * \frac{1}{r'} \quad (3.114)$$

En el radio exterior ($r' = r'_a$):

$$\tau_{r\varphi a} := 2,1 \frac{N}{mm^2}$$

En el radio interior ($r' = r'_b$):

$$\tau_{r\varphi b} := 2,68 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo equivalente:

Utilizando von Mises.

El esfuerzo equivalente en el radio externo del perfil:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_{ra}^2 + \sigma_{\phi a}^2 - \sigma_{ra} * \sigma_{\phi a} + 3 * \tau_{r\phi a}^2} = 90,36 \frac{N}{mm^2} \quad (3.115)$$

El esfuerzo equivalente en el radio interno del perfil:

$$\sigma_{eqb} = \sqrt{\sigma_{rb}^2 + \sigma_{\phi b}^2 - \sigma_{rb} * \sigma_{\phi b} + 3 * \tau_{r\phi b}^2} = 86,57 \frac{N}{mm^2} \quad (3.116)$$

Factores de seguridad:

De acuerdo a los resultados obtenidos, el máximo esfuerzo ocurre en un punto ubicado en el contorno del perfil del radio exterior r_a' a $\pm 90^\circ$.

- Factor de seguridad a la fluencia:

Para el radio externo del perfil:

$$\sigma_{eqa} = 90,32 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adme} = 0,7 * \sigma_F = 252 \frac{N}{mm^2} \quad (3.117)$$

Entonces:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqa}} = 3,98 \quad (3.118)$$

Para el radio interno del perfil:

$$\sigma_{eqa} = 86,53 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{adme} = 0,7 * \sigma_F = 252 \frac{N}{mm^2} \quad (3.119)$$

Entonces:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqa}} = 4,16 \quad (3.120)$$

Cumpléndose en ambos casos el criterio de diseño de la Tabla 3.2.

- Factor de seguridad a la fatiga:

Para determinar el factor de seguridad en cada extremo del perfil quedara definido mediante el diagrama de Goodman modificado (Figura D.4). Dado que el esfuerzo radial es predominante respecto al tangencial y corte, se considerara que el perfil durante cada giro de la polea se estará flexionando variando su posición de forma positiva y negativa, lo que permitirá hallar los esfuerzos alternantes (σ_a) y medios (σ_m) a partir de los esfuerzos determinados en esta sección.

Para el radio externo del perfil:

Obteniendo los esfuerzos superior e inferior:

Tabla 3.13 Esfuerzos actuantes en el radio externo del perfil

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzo radial superior	$\sigma_{ns} = -\sigma_{ra}$	95,45 N/mm ²
Esfuerzo radial inferior	$\sigma_{ni} = \sigma_{ra}$	-95,45 N/mm ²
Esfuerzo circunferencial superior	$\sigma_{\phi s} = -\sigma_{\phi a}$	11,4 N/mm ²
Esfuerzo circunferencial inferior	$\sigma_{\phi i} = \sigma_{\phi a}$	-11,4 N/mm ²
Esfuerzo cortante superior	$\tau_{r\phi s} = \tau_{r\phi a}$	2,1 N/mm ²
Esfuerzo cortante inferior	$\tau_{r\phi i} = -\tau_{r\phi a}$	-2,1 N/mm ²

Determinando los esfuerzos alternantes y medios,

Esfuerzos radiales:

$$\sigma_{nm} = \frac{\sigma_{ns} + \sigma_{ni}}{2} = 0 \quad (3.121)$$

$$\sigma_{na} = \frac{\sigma_{ns} - \sigma_{ni}}{2} = 95,45 \frac{N}{mm^2} \quad (3.122)$$

Esfuerzos circunferenciales:

$$\sigma_{\phi m} = \frac{\sigma_{\phi s} + \sigma_{\phi i}}{2} = 0 \quad (3.123)$$

$$\sigma_{\phi a} = \frac{\sigma_{\phi s} - \sigma_{\phi i}}{2} = 11,4 \frac{N}{mm^2} \quad (3.124)$$

Esfuerzos cortantes:

$$\tau_{r\phi m} = \frac{\tau_{r\phi s} + \tau_{r\phi i}}{2} = 0 \quad (3.125)$$

$$\tau_{r\phi a} = \frac{\tau_{r\phi s} - \tau_{r\phi i}}{2} = 2,1 \frac{N}{mm^2} \quad (3.126)$$

Entonces el esfuerzo equivalente por von Mises:

$$\sigma_{eq a} = \sqrt{\sigma_{na}^2 + \sigma_{\varphi a}^2 - \sigma_{na} * \sigma_{\varphi a} + 3 * \tau_{r\varphi a}^2} = 90,36 \frac{N}{mm^2} \quad (3.127)$$

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eq m} = \sqrt{\sigma_{nm}^2 + \sigma_{\varphi m}^2 - \sigma_{nm} * \sigma_{\varphi m} + 3 * \tau_{r\varphi m}^2} = 0 \quad (3.128)$$

Entonces mediante la ecuación (3.129) se obtiene el factor de seguridad el cual debe ser mayor o igual al factor de seguridad recomendado (Tabla 3.2):

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq a}}{\sigma_{fAlt}} + \frac{\sigma_{eq m}}{\sigma_B}} = 2,32 \geq FS_R = 1,5 \text{ a } 3 \quad (3.129)$$

Para el radio interno del perfil:

De forma análoga al radio externo, se determinan los esfuerzos superior e inferior actuantes:

Tabla 3.14 Esfuerzos actuantes en el radio interno del perfil

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzo radial superior	$\sigma_{ns} = -\sigma_{rb}$	$-94,86 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzo radial inferior	$\sigma_{ni} = \sigma_{rb}$	$94,86 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzo circunferencial superior	$\sigma_{\varphi s} = -\sigma_{\varphi b}$	$-20,53 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzo circunferencial inferior	$\sigma_{\varphi i} = \sigma_{\varphi b}$	$20,53 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzo cortante superior	$\tau_{r\varphi s} = \tau_{r\varphi b}$	$2,68 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzo cortante inferior	$\tau_{r\varphi i} = -\tau_{r\varphi b}$	$-2,68 \text{ N/mm}^2$

Determinando los esfuerzos alternantes y medios:

Tabla 3.15 Esfuerzos alternantes y medios actuantes en la unión soldada longitudinal

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzos debido a tracción - compresión	σ_{nm}	0
	σ_{na}	$-94,86 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzos debido a corte transversal	τ_{nm}	0
	τ_{na}	$-20,53 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzos debido a corte longitudinal	τ_{am}	0
	τ_{aa}	$2,68 \text{ N/mm}^2$

Entonces el esfuerzo equivalente alternante aumentado:

$$\sigma'_{eq a} = 86,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eq m} = 0$$

Entonces mediante la ecuación (3.129) se obtiene el factor de seguridad el cual debe ser mayor o igual al factor de seguridad recomendado (Tabla 3.2):

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma'_{eq a}}{\sigma_{fAlt}} + \frac{\sigma_{eq m}}{\sigma_B}} = 2,43 \geq FS_R = 1,5 a 3 \quad (3.130)$$

3.4 Pre proceso de simulación por el Método de Elementos Finitos

En esta sección se darán indicaciones para realizar el pre procesamiento de cada parte y el ensamble de la polea utilizando el programa MEF: ANSYS¹⁵, precisando la particularidad de cada estudio realizado como parte del proceso de análisis previo al procesamiento y post procesamiento.

3.4.1 Tambor

Cilindro

- Modelamiento tridimensional del cilindro mostrado en la Figura 3.20a incluye las dos mitades de aros de los discos laterales (desde la unión con el cilindro hasta el centro del disco) y dado que sobre ellos actúan las cargas provenientes de las tensiones de la correa (Figura 3.8) por ello la superficie externa donde actúa el ángulo de abrazamiento de la correa se ha dividido en sesenta impresiones a iguales separaciones, para simular los elementos diferenciales donde actuarán estas cargas (Figura 3.20b).
- Ingreso de las propiedades de los materiales (Tabla D.1).
- Ingreso de las condiciones de borde de acuerdo a la Tabla 3.11.
- Ingreso de cargas actuantes de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.7.
- Mallado configurado según la Tabla 3.16.

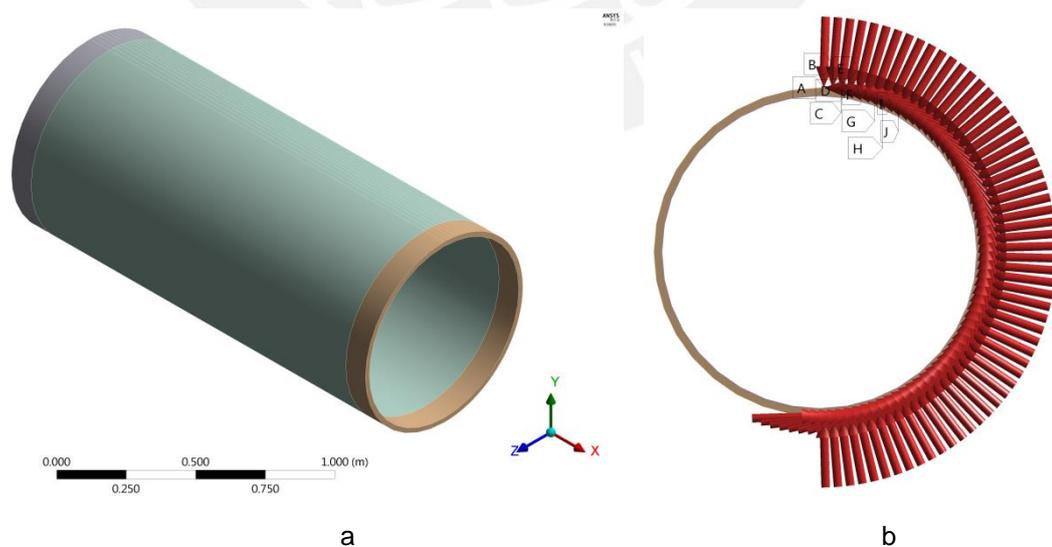


Figura 3.20 Cilindro, Modelado (a) ingreso de cargas radiales y tangenciales (b)

¹⁵ ANSYS: Es un software para simulación por elementos finitos, desarrollado por la empresa ANSYS, Inc.

Tabla 3.16 Características del mallado del cilindro

Tamaño de elementos	20 mm
Nodos totales: cilindro + aros	249 799
Tipo de elementos	Tetraedros
Calidad promedio de malla	78%

Disco lateral

- Modelamiento tridimensional del disco (Figura 3.21).
- Ingreso de las propiedades del material (Tabla D.1).
- Ingreso de las condiciones de borde de acuerdo a la Tabla 3.12.
- Ingreso de las cargas actuantes de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.13.
- Mallado configurado según la Tabla 3.17.



Figura 3.21 Modelado del disco lateral

Tabla 3.17 Características del mallado del disco

Tamaño de elementos	15 mm
Nodos	170 848
Tipo de elementos	Tetraedros (dominante) / Hexaedros
Calidad promedio de malla	82%

3.4.2 Árbol de transmisión

- Modelamiento bidimensional del árbol (Figura 3.22).
- Ingreso de las propiedades del material (Tabla D.1).
- Ingreso de condiciones de borde de acuerdo a la Tabla 3.5.
- Ingreso de cargas actuantes de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.2.
- Mallado configurado según la Tabla 3.18.

Tabla 3.18 Características del mallado del árbol

Tamaño de elementos	5 mm
Nodos	1 441

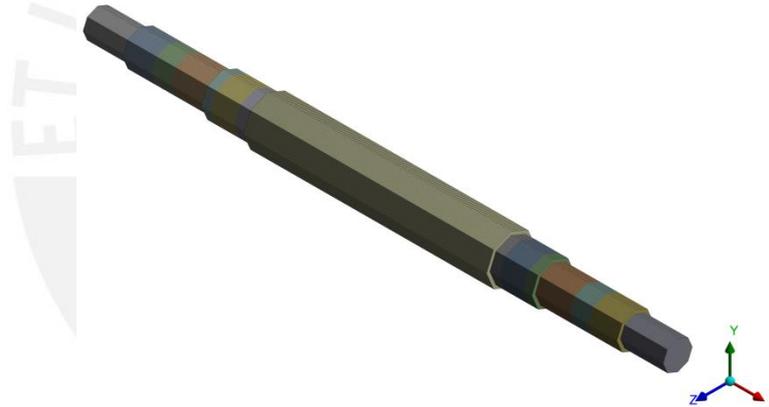


Figura 3.22 Modelado del árbol de transmisión

3.4.3 Ensamble

- Modelamiento tridimensional de la polea desarrollado como multi-cuerpo, dividiendo la superficie donde actúa el ángulo de abrazamiento según las mismas consideraciones dadas para el cilindro. Para el caso específico del dispositivo de fijación se ha modelado como un sólido debido a solo se cuenta con sus medidas externas (Tabla D.9).
- Los materiales utilizados en la polea y sus propiedades mecánicas se encuentran en la Tabla D.1. El dispositivo de fijación se ha considerado con el mismo material del disco lateral.

- Ingreso de las condiciones de borde de acuerdo a la Tabla 3.20 de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.24, para el ingreso de las cargas en los apoyos B y E se encuentran las chumaceras con rodamiento oscilante con doble hilera de rodillos. La selección de los rodamientos se encuentra en el Anexo F.
- Ingreso de cargas actuantes de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.24 son obtenidas durante la ingeniería del proyecto y diseño de la polea motriz, estas se resumen en la Tabla 3.21, el ingreso de las cargas se realizara de la misma manera que para el cilindro.
- Mallado configurado según la Tabla 3.22.

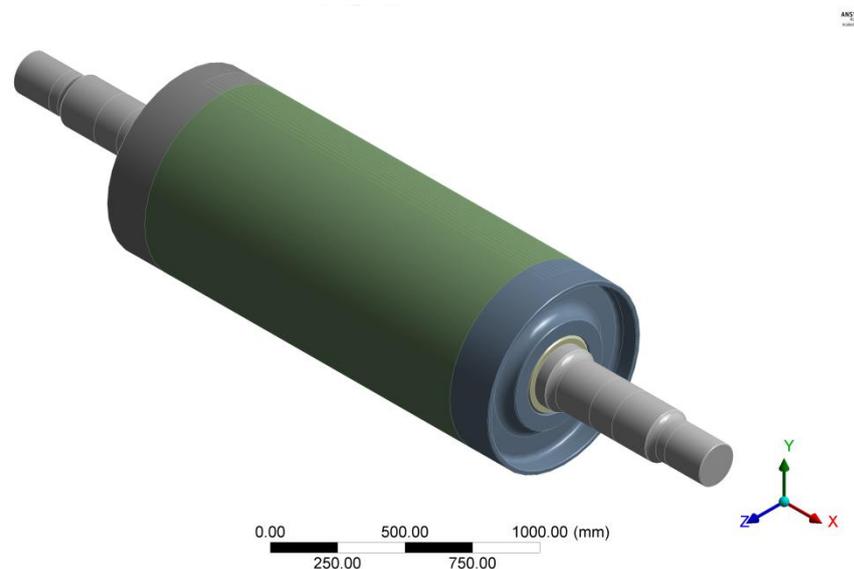


Figura 3.23 modelado del ensamble de polea motriz en el programa ANSYS.

Masas de la polea

Las masas determinadas para cada parte y el total de la polea se muestran en la Tabla 3.19; para el caso del dispositivo de fijación este se ha aproximado a la masa real que es indicada la Tabla D.9.

Tabla 3.19 Masas de la polea.

Id	Descripción	Símbolo	Cantidad
1	Masa del árbol – Sección AF (entre acoplamientos)	m_{aAF}	1 479,8 kg
1	Masa del árbol – Sección CD (entre dispositivos)	m_{aCD}	951,26 kg
3	Masa del cilindro	m_{cil}	615,55 kg
4	Masa de cada disco lateral	m_{dis}	249,71 kg
5	Masa de cada dispositivo de fijación (Tabla D.9)	m_{df}	31,60 kg
7	Masa del tambor ($m_{cil} + 2 * m_{dis}$)	m_{tam}	1 114,97 kg
9	Masa total de la polea AF ($m_{tam} + m_{aAF} + 2 * m_{df}$)	m_{pAF}	2 657,97 kg

Tabla 3.20 Configuración de apoyos en la polea

Apoyo	Traslación libre			Rotación libre			Comentario
	x	y	z	x	y	z	
B	No	No	No	Si	Si	Si	Apoyo articulado que representa al rodamiento fijo
E	Si	No	No	Si	Si	Si	Apoyo articulado - deslizante que representa al rodamiento deslizante

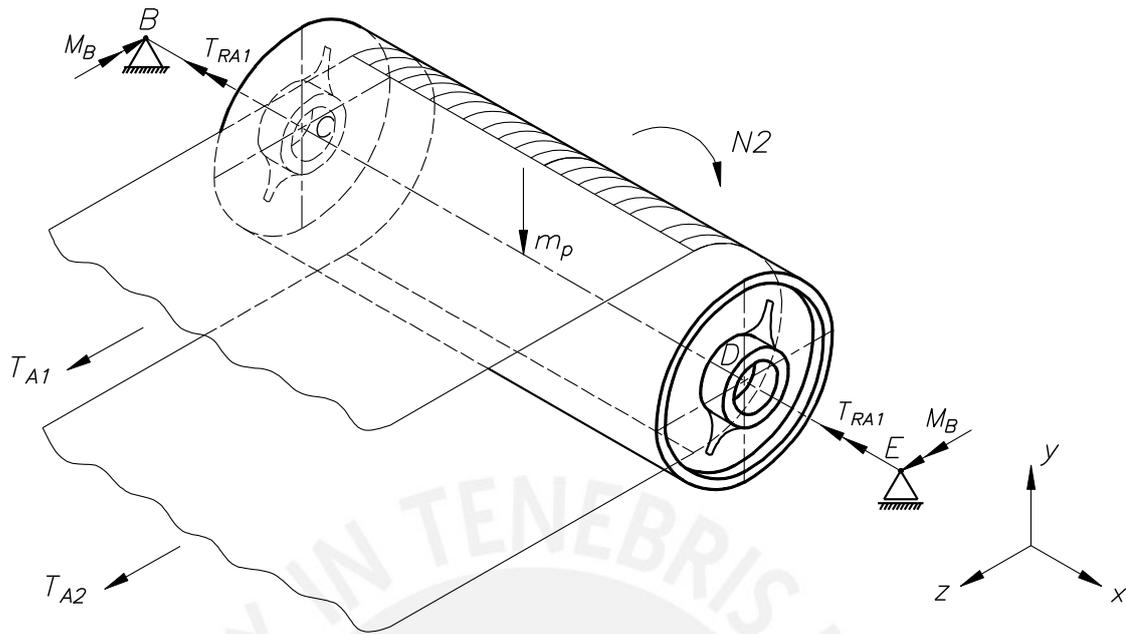


Figura 3.24 Diagrama de cuerpo libre con cargas actuantes en la polea

Tabla 3.21 Cargas ingresantes al diagrama de cuerpo libre

Descripción	Simbología	Valor
Torque en el arranque (Tabla 2.4)	TR_{A1}	42,41 kN * m
Momento actuante en la zona de rodamiento, proveniente de la carga en voladizo (Sección 3.2.1)	M_B	39,3 kN * m
Tensión del lado de carga de polea motriz en arranque (Tabla 2.3)	T_{A1}	317,99 kN
Tensión del lado de retorno de polea motriz en arranque (Tabla 2.3)	T_{A2}	105,9 kN
Masa de la polea (Tabla 3.19)	m_p	2 657,97 kg
Velocidad de giro de la polea (Tabla 2.4)	$N2$	47,78 rpm

Tabla 3.22 Características del mallado de la polea

Parte de la polea	Árbol	20 mm
	Cilindro	20 mm
	Disco lateral	15 mm
	Dispositivo de fijación	10 mm
Total de nodos ensamble	Ensamble general	918 294
Tipo de elemento dominante según la parte	Arbol	Hexaedros
	Cilindro, discos laterales y dispositivos de fijación	Tetraedros
Calidad promedio del mallado	Ensamble general	75%

3.5 Cálculo de uniones soldadas

De acuerdo a los criterios de diseño de la sección 3.1.2, las uniones soldadas de la polea son realizadas a tope. Para su cálculo se utilizará la metodología empleada en los apuntes del curso de Elementos de Maquinas 1 de Kurt Paulsen (2014: 5-12) cuya determinación de esfuerzos nominales o teóricos para uniones soldadas a tope, considera que si las juntas están preparadas correctamente, solo será necesario el cálculo del elemento en la zona del material base.

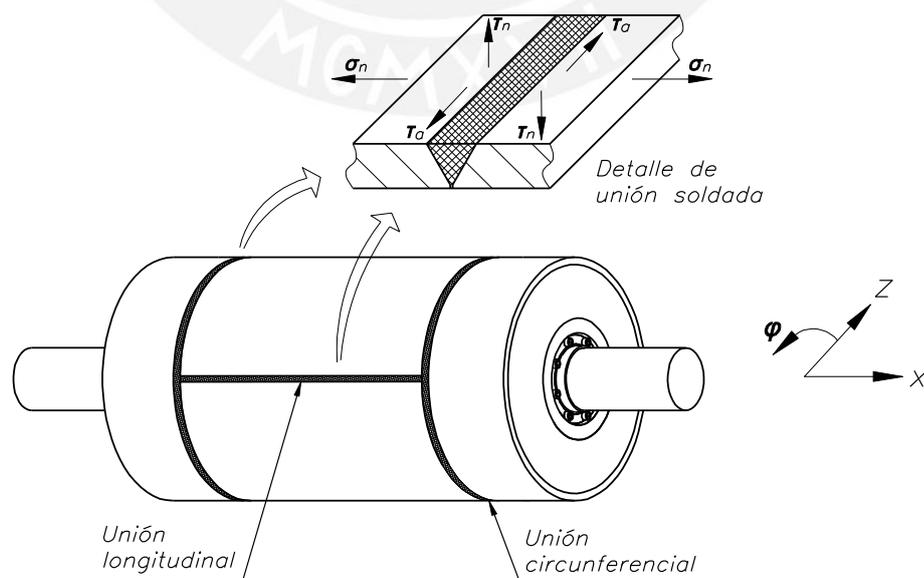


Figura 3.25 Tipos de uniones y esfuerzos en soldadura

La polea tiene uniones de soldadura circunferencial y longitudinal como se muestra en la Figura 3.25, las cuales están sometidas a cargas estáticas y fluctuantes en el tiempo. La unión circunferencial es la soldadura realizada entre el extremo del cilindro y el aro del disco lateral, esta soldadura es realizada entre dos materiales diferentes, por lo que para efectos de cálculo se debe considerar el material del cilindro el cual tiene menores propiedades mecánicas respecto al del disco lateral.

La soldadura longitudinal es la unión que se realiza luego del proceso de rolado de la plancha del cilindro.

Para esfuerzos estáticos

Debe determinarse el esfuerzo admisible según el tipo de unión y material base, el cual debe ser mayor o igual al esfuerzo equivalente que es obtenido del ensamble realizado en el programa MEF.

Esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adme} = v * v_2 * \frac{\sigma_F}{FS_R} \quad (3.131)$$

Dónde:

v : Factor de carga estática, $v = 1$, Tabla D.10

v_2 : Factor de calidad de unión, $v_2 = 1$, Tabla D.12

σ_F : Esfuerzo de fluencia del material base, para el caso de la tesis se utilizara el dado para el material del cilindro, $\sigma_F = 235 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.1

FS_R : Factor de seguridad recomendado, considerando $FS_R = 2$, Tabla 3.3

A continuación se comparan los resultados de los esfuerzos equivalentes con el esfuerzo admisible obtenido, según sea la ubicación de la soldadura:

- **Unión circunferencial**, cuyo esfuerzo equivalente es obtenido de la Figura E.12

$$\sigma_{eq} = 40,27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{adme} = 117,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- **Unión longitudinal**, cuyo esfuerzo equivalente es obtenido de la Figura E.20

$$\sigma_{eq} = 34,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{adme} = 117,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ambas uniones tienen esfuerzos equivalentes menores al esfuerzo admisible, por lo tanto la soldadura no fallara por esfuerzos estáticos.

Para esfuerzos dinámicos

Para asegurar que la soldadura no fallara debido a los esfuerzos fluctuantes, se requerirá determinar el factor de seguridad de falla por fatiga el cual debe ser mayor o igual al valor recomendado en los criterios de diseño de la Tabla 3.3.

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga, será necesario determinar los esfuerzos equivalentes alternante y medio, los cuales se determinaran a partir de los esfuerzos máximos fluctuantes correspondientes al esfuerzo normal debido al momento flector y los esfuerzos cortantes transversal y longitudinal según el detalle de unión soldada de la Figura 3.25.

Los valores para estos esfuerzos son obtenidos por un programa MEF tanto para el radio exterior e interior de la soldadura longitudinal y circunferencial del cilindro en ensamble con el fin de determinar cuáles serán los mayores esfuerzos a los que estará sometido el cilindro (ver secciones E.2 y E.3). De acuerdo a los resultados obtenidos los mayores esfuerzos ocurren en el radio exterior de la unión longitudinal y en el radio interior de la unión circunferencial.

A continuación se determinan los factores de seguridad a la fatiga para el cilindro en ensamble, debiéndose aplicar el mismo procedimiento al cilindro evaluado de forma individual. Los resultados para todos los casos son mostrados en la Tabla 3.28 y Tabla 3.30.

- **Unión longitudinal**

En primer lugar se procede a calcular los esfuerzos superior e inferior, los cuales son mostrados en la Tabla 3.23:

Tabla 3.23 Esfuerzos actuantes en la unión soldada longitudinal – radio ext. (Ver sección E.2)

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzo normal debido a la flexión - superior	σ_{nfs}	26,27 N/mm ²
Esfuerzo normal debido a la flexión - inferior	σ_{nfi}	-33,48 N/mm ²
Esfuerzo corte transversal - superior	τ_{ns}	1,02 N/mm ²
Esfuerzo corte transversal - inferior	τ_{ni}	-0,45 N/mm ²
Esfuerzo corte longitudinal – superior	τ_{as}	0,02 N/mm ²
Esfuerzo corte longitudinal - inferior	τ_{ai}	-0,04 N/mm ²

Determinando los esfuerzos alternantes y medios,

Esfuerzo normal debido a un momento flector:

$$\sigma_{nfm} = \frac{\sigma_{nfs} + \sigma_{nfi}}{2} = -3,61 \frac{N}{mm^2} \quad (3.132)$$

$$\sigma_{nfa} = \frac{\sigma_{nfs} - \sigma_{nfi}}{2} = 29,88 \frac{N}{mm^2} \quad (3.133)$$

Esfuerzos debido a corte transversal:

$$\tau_{nm} = \frac{\tau_{ns} + \tau_{ni}}{2} = 0,29 \frac{N}{mm^2} \quad (3.134)$$

$$\tau_{na} = \frac{\tau_{ns} - \tau_{ni}}{2} = 0,74 \frac{N}{mm^2} \quad (3.135)$$

Esfuerzos debido a corte longitudinal:

$$\tau_{am} = \frac{\tau_{as} + \tau_{ai}}{2} = -0,01 \frac{N}{mm^2} \quad (3.136)$$

$$\tau_{aa} = \frac{\tau_{ns} - \tau_{ni}}{2} = 0,03 \frac{N}{mm^2} \quad (3.137)$$

Entonces el esfuerzo equivalente aumentado:

$$\sigma_{eq a} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{nfa}}{v_{1n}}\right)^2 + 1,8 * \left(\left(\frac{\tau_{na}}{v_{1c}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{aa}}{v_{1c}}\right)^2\right)} = 27,18 \frac{N}{mm^2} \quad (3.138)$$

Donde:

v_{1n} : Factor de concentración de esfuerzos en soldadura a tope en flexión,
 $v_{1n} = 1,1$ Tabla D.11

v_{1c} : Factor de concentración de esfuerzos en soldadura a tope en corte,
 $v_{1c} = 0,73$, Tabla D.11

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eq m} = \sqrt{(\sigma_{nfm})^2 + 1,8 * (\tau_{nm}^2 + \tau_{am}^2)} = 3,63 \frac{N}{mm^2} \quad (3.139)$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{eq a}}{v_2 * \sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{eq m}}{\sigma_B} \quad (3.140)$$

Donde:

v_2 : Factor de calidad de la unión, $v_2 = 1$, Tabla D.12

σ_{Alt} : Resistencia a la fatiga del cilindro, $\sigma_{Alt} = 170 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.2

σ_B : Resistencia a la rotura del cilindro, $\sigma_B = 360 \text{ N/mm}^2$, Tabla D.1

Remplazando valores en la ecuación (3.140), se obtiene el factor de seguridad de falla a la fatiga, el cual al compararlo con el factor de seguridad recomendado en la Tabla 3.3, resulta ser mayor.

$$FS = 5,88 \geq FS_R = 3$$

- **Unión circunferencial**

De forma análoga a la unión longitudinal, se procede en primer lugar determinar los esfuerzos superior e inferior actuantes, mostrados en la Tabla 3.24:

Tabla 3.24 Esfuerzos actuantes en unión soldada circunferencial – radio int. (Ver sección E.3)

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzo normal debido a la flexión - superior	σ_{nfs}	7,43 N/mm^2
Esfuerzo normal debido a la flexión - inferior	σ_{nfi}	-5,63 N/mm^2
Esfuerzo corte transversal - superior	τ_{ns}	0,37 N/mm^2
Esfuerzo corte transversal - inferior	τ_{ni}	-0,4 N/mm^2
Esfuerzo corte longitudinal – superior	τ_{as}	5,95 N/mm^2
Esfuerzo corte longitudinal - inferior	τ_{ai}	22,56 N/mm^2

Determinando los esfuerzos alternantes y medios:

Tabla 3.25 Esfuerzos alternantes y medios actuantes en la unión soldada longitudinal

Tipo de esfuerzo	Símbolo	Valor
Esfuerzos debido a tracción - compresión	σ_{nfm}	$0,9 \text{ N/mm}^2$
	σ_{nfa}	$6,53 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzos debido a corte transversal	τ_{nm}	$-0,015 \text{ N/mm}^2$
	τ_{na}	$0,39 \text{ N/mm}^2$
Esfuerzos debido a corte longitudinal	τ_{am}	$-8,31 \text{ N/mm}^2$
	τ_{aa}	$14,26 \text{ N/mm}^2$

Entonces el esfuerzo equivalente alternante aumentado:

$$\sigma_{eq a} = 23,17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eq m} = 11,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reemplazando valores en la ecuación (3.140), se obtiene el factor de seguridad de falla a la fatiga, el cual al compararlo con el factor de seguridad recomendado en la Tabla 3.3, resulta ser mayor.

$$FS = 5,98 \geq FS_R = 3$$

Dado que la selección del material de aporte para la soldadura estarán sujetas al proceso de arco sumergido (SAW), se seguirán las recomendaciones del manual del fabricante Indura, seleccionándose el material AWS: EM13K-H400, según AWS 5.17, cuyas propiedades mecánicas se encuentran en Tabla D.3.

3.6 Evaluación de vibraciones

En la presente tesis, con el fin de solo verificar que la frecuencia de operación de la polea está alejada de la frecuencia natural del sistema donde se produciría resonancia, se procede a determinar la frecuencia natural, realizando un modelo discreto en un sistema de un grado de libertad con vibración transversal libre sin amortiguamiento.

El modelo consiste en simplificar el sistema real (Figura 2.3) a uno equivalente como un árbol apoyado simplemente con masa concentrada (tambor y su sección del árbol), así se demuestra en la Figura 3.26:

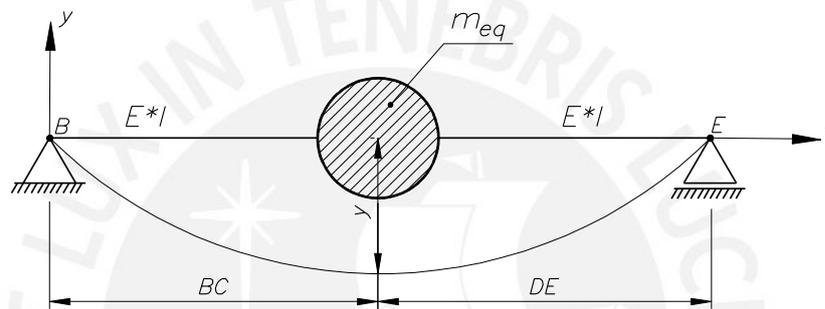


Figura 3.26 Sistema equivalente

Para este tipo de sistema, se tiene en cuenta las suposiciones indicadas en los apuntes del curso de Vibraciones de Jorge Alencastre (2013: 2-20):

- La masa (m_{eq}) se toma como puntual, en consecuencia se desprecia la inercia de giro.
- La secciones fuera del tambor tendrán masa despreciable en comparación a m_{eq}
- Se analizarán pequeñas oscilaciones de tal manera que la trayectoria de la masa es aproximadamente vertical.

Dado que el árbol simplemente apoyado tiene la una deflexión máxima de acuerdo a la ecuación:

$$y = \frac{F_{re} * (2 * BC)^3}{48 * E * I} \tag{3.141}$$

Donde:

F_{re} : Fuerza restauradora

BC : Distancia entre las secciones B y C del árbol, $BC = 400mm$, Tabla 2.5

E : Modulo de elasticidad del acero utilizado en el árbol $\left(2,1 * 10^5 \frac{N}{mm^2}\right)$

I : Inercia promedio del árbol

La fuerza restauradora por linealidad en el rango elástico:

$$F_{re} = K_{eq} * y \quad (3.142)$$

Donde:

K_{eq} : Rigidez equivalente del árbol

Por lo tanto, la rigidez equivalente es:

$$K_{eq} = \frac{48 * E * I}{(2 * BC)^3} \quad (3.143)$$

Considerando el diámetro del árbol como un promedio de las secciones B y C, la inercia aproximada del árbol es:

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{D_2 + D_3}{2}\right)^4}{64} = 162860163,16 \text{ mm}^4 \quad (3.144)$$

Por lo tanto la rigidez equivalente es:

$$K_{eq} = 3\,206,31 \frac{kN}{mm}$$

Ahora, teniendo por la segunda ley de Newton la predicción del comportamiento dinámico del sistema:

$$K_{eq} * y = m_{eq} * \ddot{y} \quad (3.145)$$

De donde se obtiene la ecuación diferencial homogénea de 2° orden con coeficientes constantes y caracteriza al movimiento armónico simple:

$$\ddot{y} + \frac{K_{eq}}{m_{eq}} * y = 0 \quad (3.146)$$

Donde:

\ddot{y} : Aceleración de la masa

m_{eq} : Masa equivalente

En consecuencia, la masa m_{eq} se mueve según oscilaciones armónicas en la dirección y con la frecuencia circular natural o propia del sistema:

$$w_0 = \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_{eq}}} \quad (3.147)$$

Donde la masa equivalente es:

$$m_{eq} = m_{tam} + 2 * m_{df} + m_{aCD} \quad (3.148)$$

Donde:

m_{tam} : Masa del tambor (Cilindro + discos), $m_{tam} = 1\,114,97\,kg$, Tabla 3.19

m_{df} : Masa del dispositivo de fijación, $m_{df} = 31,60\,kg$, Tabla 3.19

m_{aCD} : Masa de la sección del árbol entre apoyos, $m_{aCD} = 951,26\,kg$, Tabla 3.19

$$m_{eq} = 2\,129,43\,kg$$

Resolviendo la raíz se determina la velocidad crítica del sistema:

$$w_0 = 1\,227,07 \frac{rad}{s}$$

Ahora, de acuerdo al periodo de las vibraciones:

$$T_v = \frac{2 * \pi}{w_0} = 0,005\,s \quad (3.149)$$

Se obtiene la frecuencia natural del sistema:

$$f_0 = \frac{1}{T_v} = \frac{w_0}{2 * \pi} = 195,3\,Hz \quad (3.150)$$

Por lo tanto:

Frecuencia circular natural >> frecuencia de operación de la polea: $N2 = 5,004 \frac{rad}{s}$

Al comparar el resultado de la frecuencia circular natural con la frecuencia de operación del sistema, se observa que el que el sistema no fallara por vibración.

3.7 Análisis de resultados

En esta sección se analizan los resultados para desplazamientos, esfuerzos equivalentes y flexión obtenidos para el **caso 1**, por las metodologías analíticas utilizadas y la simulación por un programa MEF de cada parte estudiada de manera individual (MEF Nombre de parte) según condiciones de borde utilizadas en la metodología analítica y el estudio de cada parte dentro del ensamble (MEF Ensamble) según las condiciones de borde del ensamble; determinando además la variación porcentual entre los resultados del método analítico versus el MEF parte; cumpliendo todos los resultados obtenidos con los criterios de diseño dados en la Tabla 3.2, Tabla 3.3 y Tabla 3.4. Los resultados detallados para deformación y esfuerzos son mostrados en el Anexo E.

Para el análisis de resultados se propone el estudio de cinco zonas las cuales se definirán como críticas para la polea, tal como se aprecia en la Figura 3.27 cuyas ubicaciones son: zona A corte medio transversal del cilindro, zona B en la unión circunferencial entre cilindro y disco lateral, zona C en el radio externo de perfil del disco lateral, zona D en el radio interior de perfil del disco lateral y zona E en corte transversal del árbol en la zona de montaje del dispositivo de fijación.

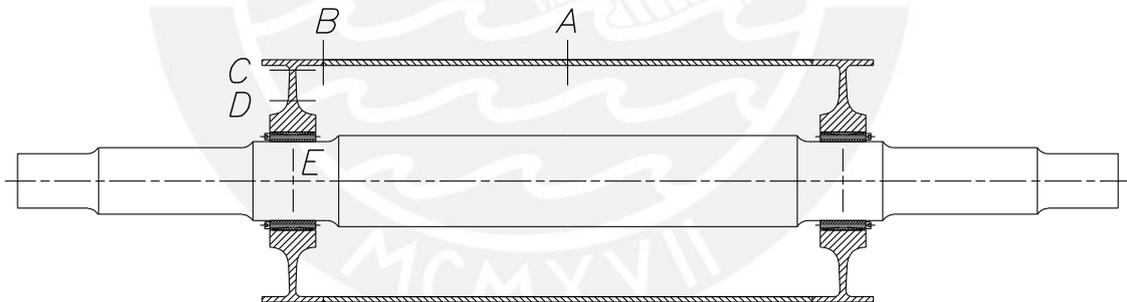


Figura 3.27 Zonas críticas de evaluación en la polea

Los resultados obtenidos tienen dentro de sus objetivos demostrar que el perfil de espesor variable es ideal para oponerse a la deformación que sufriría el árbol cuando es cargado, para ello se muestra el diagrama teórico de momentos flectores resultantes de la Figura 3.28, en donde se puede observar que la magnitud del momento flector debería crecer de forma lineal en el árbol desde la zona del rodamiento hasta la zona donde se ubican los dispositivos de fijación, parte de este momento se traslada al dispositivo de fijación que a su vez lo lleva hacia los discos laterales. Es allí donde los discos laterales ofrecen una oposición a la flexión por la geometría del perfil considerando además por una flexión proveniente del cilindro por

el empotramiento de la unión disco lateral – cilindro, que para el caso de la evaluación de la polea en ensamble esta unión no es considerada como rígida.

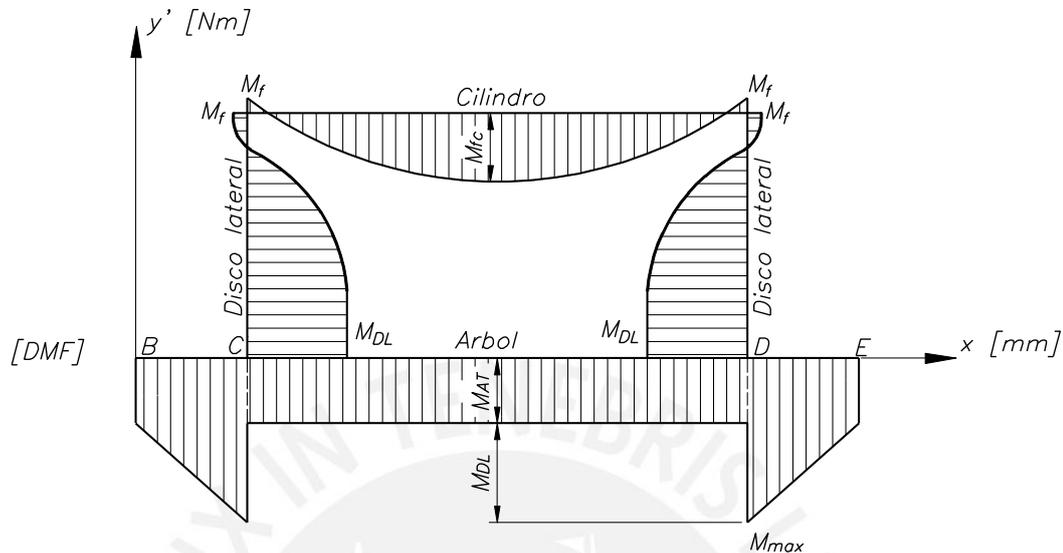


Figura 3.28 Diagrama teórico de momentos flectores resultantes entre apoyos de la polea

3.7.1 Ensamble general

Los resultados generales para el ensamble son obtenidos aplicando el programa MEF y se muestran en la Tabla 3.26, determinando lo siguiente:

- Se cumplen los criterios de diseño dados en la Tabla 3.2 y Tabla 3.3.
- Se aprecian mayores desplazamientos y esfuerzos equivalentes máximos en la zona central del cilindro (Figura 3.29 y Figura 3.30) acorde con los resultados de Hellmuth Lange (1963) representado en la Figura 3.12, este punto se ampliará en el análisis de resultados del cilindro.
- Se aprecia mayores esfuerzos equivalentes en la zona de montaje del dispositivo de fijación y árbol (Figura 3.31 y Figura 3.32) dado que el dispositivo de fijación durante el modelado no contempla las medidas internas de este, material específico, ni la capacidad de flectarse o deformarse según su ángulo de rotación: $\alpha_{DF} = 2,5 \text{ a } 3 \text{ min}$ con el cual los valores de esfuerzo probablemente disminuirían en esta zona, por ellos estos esfuerzos no serán considerados en el estudio de resultados.
- Determinada la velocidad crítica del sistema de forma analítica para un grado de libertad, se resuelve que el sistema no alcanzara la resonancia pues está muy lejos de la frecuencia de operación de la polea, lo que verifica que el sistema no fallara por vibración.

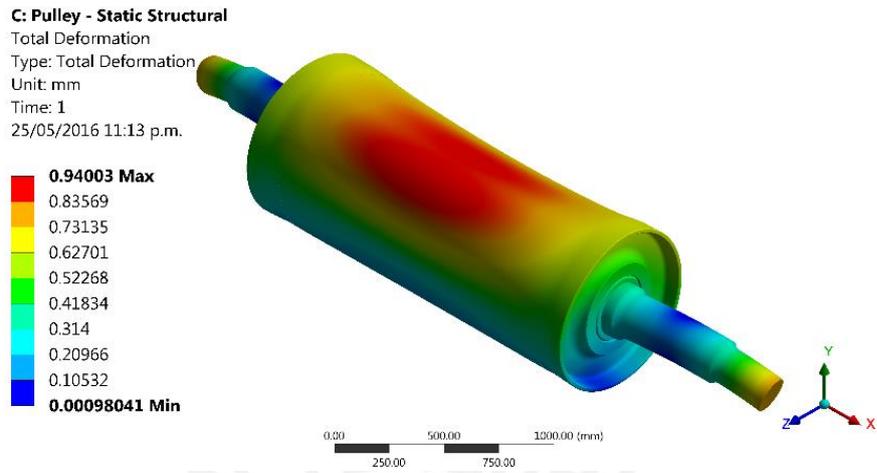


Figura 3.29 Simulación de la deformación de la polea

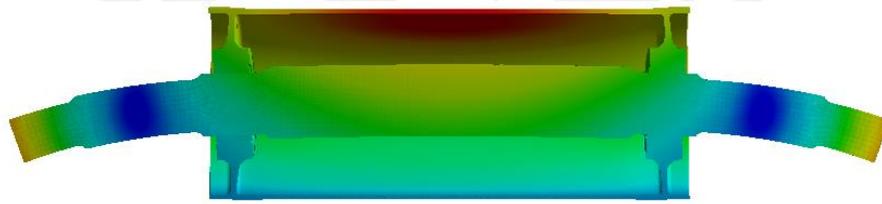


Figura 3.30 Simulación de la deformación de la polea en vista de corte

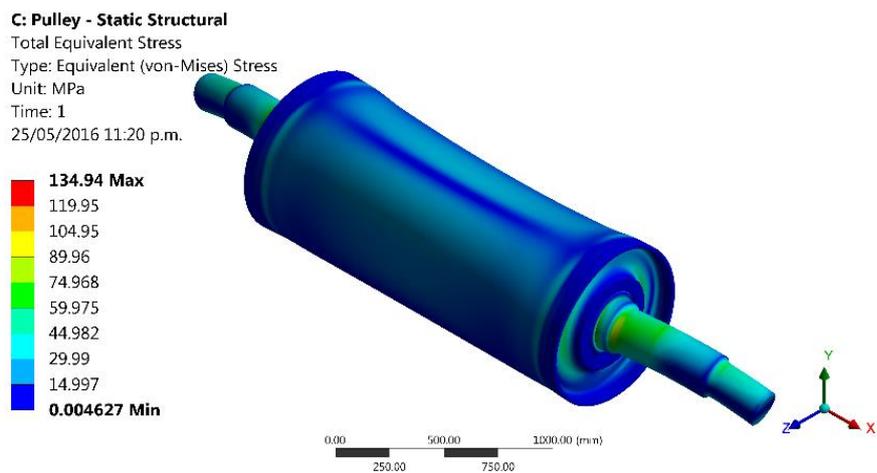


Figura 3.31 Simulación de los esfuerzos equivalentes de la polea

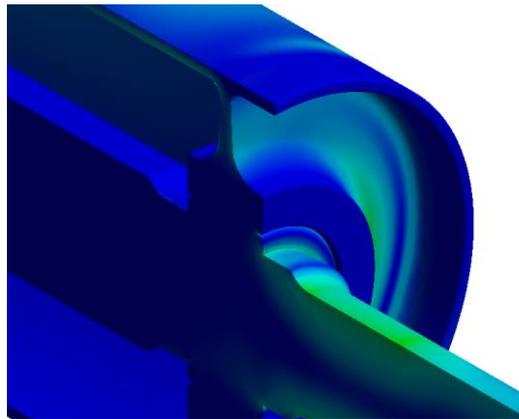


Figura 3.32 Detalle de la simulación de los esfuerzos equivalentes de la polea

Tabla 3.26 Resultados para el ensamble general (Figura 3.29 y Figura 3.31)

	Símbolo (unidad)	MEF Ensamble
Deformación máxima	Δ (mm)	0,94
Esfuerzo equivalente máximo (*)	σ_{eq} (N/mm^2)	90,59
Factor de seguridad a la fluencia	FS	4,31
Factor de seguridad a la fatiga	FS	2,29
Velocidad crítica del sistema (**)	w_0 (rad/s)	1 227,07

(*) No considera al dispositivo de fijación, (**) Obtenido de forma analítica (ver sección 3.6)

3.7.2 Tambor

Cilindro (Zonas A y B)

Los resultados obtenidos del programa MEF para el cilindro medido entre las soldaduras circunferenciales, son mostrados para la zona A en la Tabla 3.27 y Tabla 3.28 y para la zona B en la Tabla 3.29 y Tabla 3.30, así mismo los valores detallados para el ancho de la polea y para cualquier ángulo φ de desplazamiento y esfuerzos pueden observarse en las secciones E.1, E.2 y E.3.

Entonces, de acuerdo a los resultados obtenidos se determina lo siguiente:

- Se cumplen los criterios de diseño dados en la Tabla 3.2, Tabla 3.3 y Tabla 3.4, siendo en la zona A en su radio exterior y para la zona B en su radio interior, las que soportaran menos fatiga del material.
- Se evidencian variaciones admisibles en los desplazamientos y esfuerzos del MEF cilindro y MEF ensamble, debido a que el MEF cilindro es evaluado en condiciones de borde ideales como se vio en la sección 3.3.1, a pesar de ello los valores resultantes se encuentran dentro de los límites de los criterios de diseño.
- Se observa que las deformaciones y esfuerzos equivalentes resultantes en el MEF cilindro y MEF ensamble son mayores en la zona A respecto a la zona B, debido a que en la zona A tiene una menor rigidez, sumándose además en el ensamble momentos provenientes de los discos laterales.
- Existen dos zonas marcadas de máximo esfuerzo, que comprueban la teoría de Hellmuth Lange (1963). En ensamble, para la zona A (Figura 3.33a) los esfuerzos radiales y tangenciales se producen aproximadamente en los ángulos $\varphi = \pm 70^\circ$ y $\varphi = \pm 110^\circ$ siendo los esfuerzos mayores en los ángulos positivos por encontrarse del lado de mayor tensión de la correa. Para la zona B (Figura 3.33b) el esfuerzo cortante se produce aproximadamente en $\varphi = \pm 90^\circ$.
- Se verifica que los resultados en el ancho de la polea, confirman lo indicado en puntos anteriores, para ello se han representado gráficamente estos los resultados obtenidos para los ángulos $\varphi = +70^\circ$ y $\varphi = +110^\circ$ (ver sección E.1) pudiéndose observar adicionalmente la variación irregular que estas tienen cuando se encuentran en la zona del aro del disco lateral, no viéndose principalmente afectados los esfuerzos equivalentes o deformaciones en las zonas A y B por estos resultados.

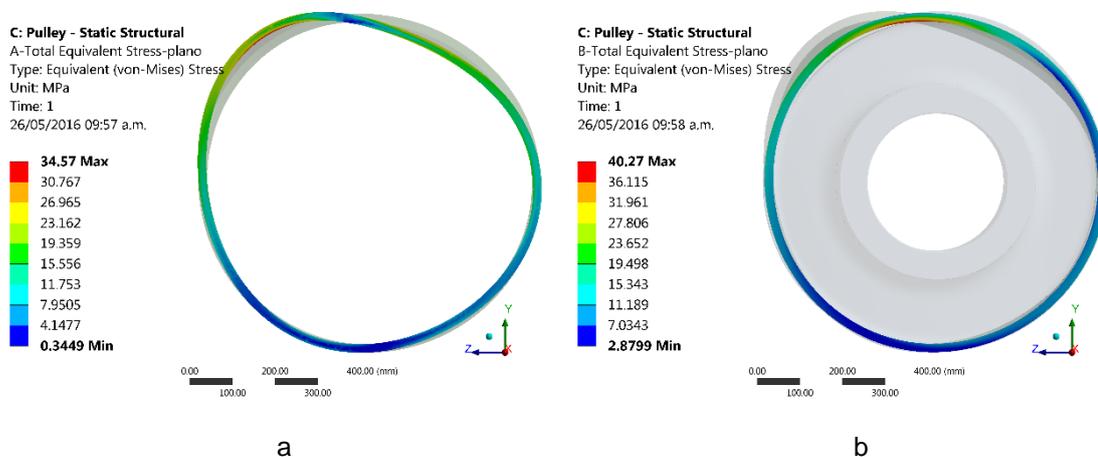


Figura 3.33 Esfuerzos en el cilindro ensamblado, zona A (a), zona B (b)

Tabla 3.27 Desplazamientos en la zona A

	Símbolo (unidad)	MEF Cilindro	MEF Ensamble
Desplazamiento en fibra neutra	u (mm)	$6,48 * 10^{-7}$	$6,53 * 10^{-4}$
	v (mm)	0,19	0,89
	w (mm)	0,29	0,69
Deflexión en fibra neutra	δ/L_c	0,00016	0,00038

Tabla 3.28 Resultados para la zona A

	Símbolo (unidad)	MEF Cilindro	MEF Ensamble
Esfuerzo equivalente máximo	σ_{eq} (N/mm ²)	27,45	34,57
Factor de seguridad a la fluencia	FS	8,56	6,8
Factor de seguridad a la fatiga	FS	6,19	3,69
Factor de seguridad a la fatiga de soldadura - Radio externo	FS	6,41	5,88
Factor de seguridad a la fatiga de soldadura - Radio interno	FS	7,01	6,36

Tabla 3.29 Desplazamientos en la zona B

	Símbolo (unidad)	MEF Cilindro	MEF Ensamble
Desplazamiento en fibra neutra	u (mm)	0,019	0,069
	v (mm)	0,043	0,69
	w (mm)	0,072	0,39

Tabla 3.30 Resultados para la zona B

	Símbolo (unidad)	MEF Cilindro	MEF Ensamble
Esfuerzo equivalente	σ_{eqe} (N/mm^2)	39,64	40,27
Factor de seguridad a la fluencia	FS	5,98	5,84
Factor de seguridad a la fatiga	FS	4,33	3,17
Factor de seguridad a la fatiga de soldadura - Radio externo	FS	10,66	11,65
Factor de seguridad a la fatiga de soldadura - Radio interno	FS	5,64	5,98

Disco lateral (zonas C y D)

Los resultados obtenidos con el método analítico y con el programa MEF para el perfil del disco lateral, son mostrados para la zona C en la Tabla 3.31 y para la zona D en la Tabla 3.32, así mismo los valores detallados para deformación y esfuerzos pueden observarse en la sección E.4.

Entonces, de acuerdo a los resultados obtenidos se determina lo siguiente:

- Se cumplen los criterios de diseño dados en la Tabla 3.2 y Tabla 3.3.
- Se evidencian variaciones admisibles bajas en las deformaciones y esfuerzos de resultados analíticos con MEF disco y admisibles altas del MEF disco con MEF ensamble, debido a que el MEF disco es evaluado en condiciones de borde ideales como se vio en la sección 3.3.2, a pesar de ello los valores resultantes se encuentran dentro de los límites de los criterios de diseño.
- Las deformaciones y esfuerzos equivalentes durante el cálculo analítico y MEF disco son máximos sobre el eje de acción del momento resultante M_{DL} (Figura 3.13), esto puede comprobarse en el MEF ensamble (Figura 3.34) donde se aprecia que la deformación y esfuerzos equivalentes máximos son dados en un ángulo de $\varphi \approx +157^\circ$ y $\varphi \approx -23^\circ$, además se aprecia una ligera deformación sobre el aro del disco debido a las diferentes en las condiciones de borde, que también se pueden apreciar para $\varphi = 70^\circ$ y 110° del cilindro (ver sección E.1) y cuyos resultantes no son relevantes en deformación y esfuerzos equivalentes.
- Las deformaciones en la zona C y D son menores a la flexión admisible: $\alpha_{padm} = 2$ a $2,5$ min.
- Los factores de seguridad a la fatiga son determinados utilizando el diagrama de Goodman modificado (Figura D.4), a partir de los esfuerzos alterantes y medios determinados con las ecuaciones empleadas en la sección 3.3.2, con los valores de esfuerzos obtenidos en las gráficas de la sección E.4.

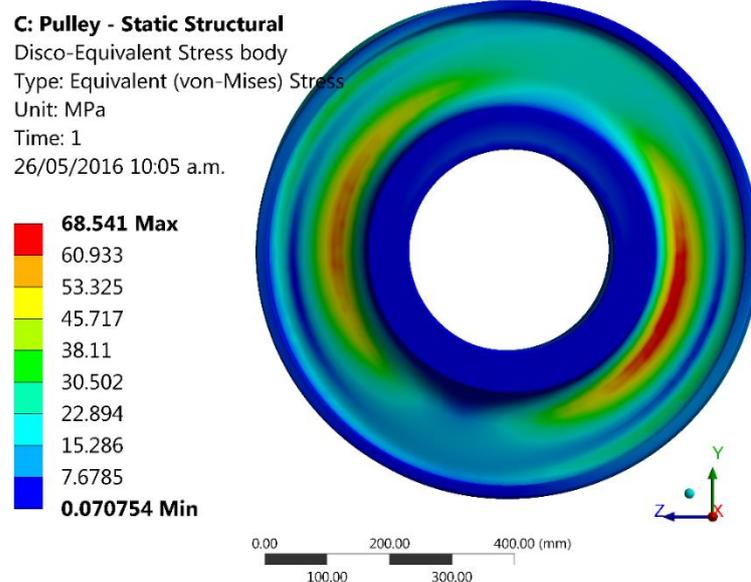


Figura 3.34 Esfuerzos equivalentes en el disco del ensamble

Tabla 3.31 Resultados para la zona C (radio externo del perfil)

	Símbolo (unidad)	Analítico	MEF Disco	Variación Analítico – MEF Disco (%)	MEF Ensamble
Angulo de flexión del perfil	α_p (<i>min</i>)	–	2,87	–	2,27
Esfuerzo equivalente	σ_{eqa} (<i>N/mm²</i>)	90,32	84,62	6,31	41,14
Factor de seguridad a la fluencia	<i>FS</i>	3,98	4,23	6,28	8,75
Factor de seguridad a la fatiga	<i>FS</i>	2,32	2,19	5,6	3,83

Tabla 3.32 Resultados para la zona D (radio interno del perfil)

	Símbolo (unidad)	Analítico	MEF Disco	Variación Analítico – MEF Disco (%)	MEF Ensamble
Angulo de flexión del perfil	α_p (<i>min</i>)	1,86	2,38	27,96	1,06
Esfuerzo equivalente	σ_{eqb} (<i>N/mm²</i>)	86,53	88,2	1,93	66,82
Factor de seguridad a la fluencia	<i>FS</i>	4,16	4,08	1,92	5,39
Factor de seguridad a la fatiga	<i>FS</i>	2,43	2,38	2,06	2,36

3.7.3 Árbol de transmisión

Zona E (zona de montaje del dispositivo de fijación)

Los resultados obtenidos con el método analítico y con el programa MEF para el árbol de transmisión, son mostrados para la zona E en la Tabla 3.33, así mismo los valores detallados para deformación y esfuerzos pueden observarse en la sección E.5.

Entonces, de acuerdo a los resultados obtenidos se determina lo siguiente:

- Se cumplen los criterios de diseño dados en la Tabla 3.2 y Tabla 3.3.
- Se evidencian variaciones admisibles bajas en las deformaciones y esfuerzos de resultados analíticos con MEF árbol y MEF árbol con MEF ensamble, debido a que los cálculos analíticos y MEF árbol son evaluados con condiciones de borde muy similares como se vio en la sección 3.2.1, pero es la rigidez proveniente de los discos laterales la que hace disminuir la flexión, además la no consideración de la capacidad de flectarse o deformarse del dispositivo de fijación durante la modelación trae consigo concentración de esfuerzos en esta zona y el material del dispositivo de fijación (Figura 3.35).

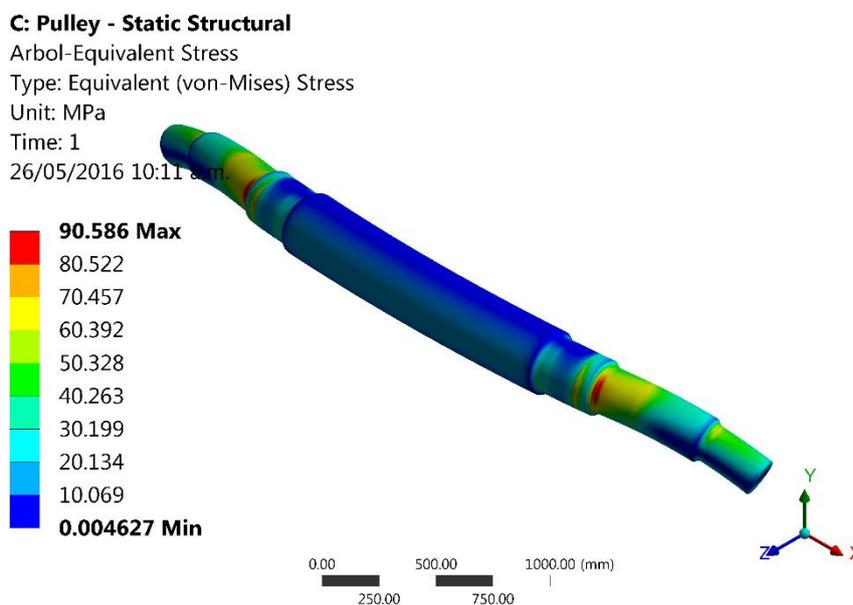


Figura 3.35 Esfuerzos equivalentes del árbol en ensamble

Tabla 3.33 Resultados para la zona E

	Símbolo (unidad)	Analítico	MEF Árbol	Variación Analítico – MEF Árbol (%)	MEF Ensamble
Angulo de rotación por flexión	α_{AT} (<i>min</i>)	3,31	3,63	9,67	1,68
Esfuerzo equivalente	σ_{eq} (<i>N/mm²</i>)	57,04	54,85	3,84	90,59
Factor de seguridad a la fluencia	<i>FS</i>	6,83	7,11	4,1	4,31
Factor de seguridad a la fatiga	<i>FS</i>	1,97	1,9	3,6	2,4

Capítulo 4 – Análisis de casos y diseño de la herramienta de selección

El objetivo de este capítulo es desarrollar en primer lugar el cálculo y análisis de dieciocho (18) casos de poleas en un rango equidistante entre 800 y 2 500 PIW tal como se planteó en la ingeniería del proyecto y en segundo lugar es que con los resultados del análisis se desarrolle una herramienta de selección de poleas motrices. Para su desarrollo se buscará realizar una racionalización de tamaños siguiendo una similitud o semi-similitud de sus dimensiones, las cuales permitan ventajas para el fabricante y usuario.

4.1 Análisis de casos

El estudio de estos casos se realiza siguiendo el procedimiento de cálculo desarrollado para el **Caso 1** y según la premisa dada a inicio del presente capítulo, donde en un escenario de cambio de longitud de faja transportadora (L) y sin variar el ancho de la correa transportadora (BW), se logra el aumento de tensiones en la correa que permite evaluar los distintos casos propuestos.

Según lo indicado, se tendrán las siguientes consideraciones para la evaluación:

Tabla 4.1 Consideraciones de evaluación (Caso 1 al 18)

Id.	Parámetro de diseño	Consideración
1	Condiciones de operación	De acuerdo con las indicadas de la Tabla 2.2, a excepción de la velocidad de la correa transportadora (V), la cual se mantendrá constante.
2	Diseño de polea	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema de transmisión: Dual con dos reductores para la polea motriz. • Tipo de polea: De ingeniería de sección T simétrica.
3	Dimensiones	De acuerdo a las dimensiones básicas de la polea (Tabla 2.5) y dimensiones complementarias para el árbol (Tabla 3.6), teniendo en cuenta que algunas dimensiones variaran según sea el caso de estudio, como el diámetro del tambor (DP) y la dimensión del árbol (AA') correspondiente al ancho del acoplamiento.
4	Materiales	<ul style="list-style-type: none"> • Uso de los mismos materiales para fabricación (Tabla 3.1). • Uso de correa transportadora reforzada con cables de acero (Tabla C.1). • Uso de dispositivo de fijación de la serie DOBIKON 1012 (Tabla D.9).

De acuerdo a lo indicado, se procederá a desarrollar el análisis de casos en dos etapas, cuyos datos y resultados se irán validando durante su desarrollo de manera iterativa.

Primera etapa:

Desarrollar en primer lugar la Tabla 4.2, donde se presentan los datos de entrada para el cálculo de cada caso, empezando por definir las tensiones de la correa a partir del PIW a estudiar, para luego proceder a determinar de manera iterativa los datos faltantes. En segundo lugar se desarrolla la Tabla 4.3, donde se presentan las dimensiones de la polea y sus partes tratando en lo posible tener mínimos cambios de dimensiones entre un caso y otro con el fin de ir estandarizando resultados, luego de realizar los cálculos analíticos que involucran cada caso, por tanto de la Tabla 4.2 y Tabla 4.3 se determina lo siguiente:

- En búsqueda de la carga en voladizo se calculan los sistemas de transmisión para cada caso, obteniéndose los siguiente resultados:
 - Cinco (05) tamaños de motores, los cuales varían entre dos tipos: los de alta eficiencia de baja tensión y alta eficiencia de media tensión, según las indicaciones de la Tabla 2.2.
 - Diez (10) tamaños de reductores adecuados para las velocidades y torques necesarios. Los que se clasifican como reductores de ejes ortogonales de tres etapas.
 - Tres (03) tamaños diferentes de acoplamientos de alta: hidrodinámicos con cámara de retardo.
 - Los resultados de la carga en voladizo en todos los casos fluctúan entre 11 y 15 % de la tensión en la correa del lado de carga en operación.
- Los cálculos previos para determinar la menor cantidad de cambio de dimensiones en las poleas motrices, tuvo los siguientes resultados:
 - El uso de una correa que utiliza refuerzo de cables de acero, permitió tener solo tres (03) tamaños de diámetros mínimos.
 - El ángulo del momento resultante entre dispositivos de fijación tiene una ubicación entre $\gamma = 140^\circ$ y 160° . El cual varia de menor a mayor conforme aumenta el diámetro de la polea motriz.
- En búsqueda de dimensiones con menor cantidad de variaciones conforme se aumenta el PIW en el rango de estudio, se revisó constantemente si un mismo tamaño podía ser utilizado en un mayor rango de PIW sin que sus factores de seguridad sean menores que los admisibles. Por lo que se obtuvo los siguientes resultados para la polea motriz y acoplamiento de baja:
 - Cuatro (04) diámetros de polea, para nueve (09) espesores diferentes de cilindros.
 - Cinco (05) tamaños diferentes de acoplamientos de baja: rígidos, lo que origina igual cantidad de longitudes diferentes de árboles.
 - Ocho (08) diferentes tamaños de diámetros de árboles, considerando que entre cada tamaño se conserva todos los diámetros de cada sección con igual dimensión. Además se tiene tres (03) diferentes radios de cambio de sección los cuales se conservan iguales en cada tamaño de árbol.
 - Tres (03) diferentes anchos de dispositivos de fijación, los cuales combinados con sus diferentes tamaños de diámetros interiores dan como resultado: ocho (08) diferentes tamaños de dispositivos de fijación.

Segunda etapa:

Aquí se desarrolla la Tabla 4.4, donde se presentan y analizan los resultados de deformaciones y esfuerzos obtenidos por el MEF ensamble para los casos: 1, 3, 6, 9, 12, 15 y 18 para ir validando resultados y recalculando de manera iterativa las diferentes dimensiones de todos los casos, por lo que analizando los resultados se puede indicar lo siguiente:

- Todos los resultados se encuentran dentro de los criterios diseño dados en la Tabla 3.2, Tabla 3.3 y Tabla 3.4.
- El factor de diámetros de Laughlin se conserva entre 3,1 y 3,7
- Evaluando la desviación estándar y el coeficiente de variación para el ensamble general, se obtienen los siguientes resultados significativos:
 - La mayor desviación estándar y coeficiente de variación se obtienen para la velocidad crítica y frecuencia natural dado que estos aumentan casi al doble en el rango de PIW evaluado.
 - La deformación máxima tiene una disminución del $\approx 25\%$ conforme aumenta el PIW, lo cual significa un alto del coeficiente de variación.
- El estudio de la desviación estándar de las partes ensambladas da como resultados:
 - Es máxima para los esfuerzos equivalentes del disco en las zonas C y D, dado que estos disminuyen aproximadamente un $\approx 50\%$ conforme aumenta el PIW evaluado.
 - Es mínimo para los desplazamientos del cilindro en las zonas A y B dado su mínima dispersión de variantes.
- El estudio del coeficiente de variación de las partes ensambladas da como resultados:
 - Es máximo para el ángulo de flexión del perfil en la zona D dado que sus valores disminuyen en un $\approx 80\%$ conforme aumenta el PIW y para el esfuerzo equivalente y factores de seguridad en la zona C dado que disminuyen sus valores en un $\approx 55\%$ conforme aumenta el PIW.

Tabla 4.2 Datos de entrada

Id	Descripción	Símbolo	Figura	Und	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12	CASO 13	CASO 14	CASO 15	CASO 16	CASO 17	CASO 18
1.0 Operación de Faja Transportadora																						
	Tensión admisible de la correa en operación	P_{W}	-	lb/in	816	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500
	Ancho de la correa	BW	-	mm	143	158	175	193	210	228	245	263	280	298	315	333	350	368	385	403	420	438
	Ángulo de abrazamiento	θ	A.2	$^{\circ}$	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
	Velocidad de la correa	V	A.4	m/s	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	Tensión en la correa / Operación (lado carga)	T_1	A.5	kN	257.38	283.69	315.21	346.73	378.26	409.78	441.30	472.82	504.34	535.86	567.38	598.90	630.43	661.95	693.47	724.99	756.51	788.03
	Tensión en la correa / Operación (lado de retorno)	T_2	A.5	kN	105.90	110.54	122.83	135.11	147.39	159.67	171.96	184.24	196.52	208.80	221.09	233.37	245.65	257.93	270.22	282.50	294.78	307.07
	Tensión en la correa / Arranque (lado carga)	T_{A1}	A.5	kN	317.99	331.94	368.83	405.71	442.59	479.47	516.36	553.24	590.12	627.01	663.89	700.77	737.65	774.54	811.42	848.30	885.18	922.07
	Tensión en la correa / Arranque (lado de retorno)	T_{A2}	A.5	kN	105.90	110.54	122.83	135.11	147.39	159.67	171.96	184.24	196.52	208.80	221.09	233.37	245.65	257.93	270.22	282.50	294.78	307.07
	Torque requerido en la polea / Arranque	TR_{A1}	C.2	$kN*m$	42.41	55.35	61.50	67.65	73.80	79.95	86.10	92.25	98.40	104.55	138.38	146.06	153.75	161.44	169.13	176.81	206.64	215.25
	Potencia total requerida	P_T	-	kW	302.98	346.39	384.87	423.36	461.85	500.34	538.82	577.31	615.80	654.29	692.77	731.26	769.75	808.24	846.72	885.21	923.70	962.19
2.0 Sistema de transmisión																						
2.1 Motor																						
	Marca: WEG / Linea: TEFC -	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Carcasa	-	-	-	W22	W22	5009/10/11T	5009/10/11T	5009/10/11T	5009/8/9T	5807/8/9T	5807/8/9T	5810/8/9T	5810/11/12T	5810/11/12T	5810/11/12T	5810/11/12T	5810/11/12T	5810/7/8T	6806/7/8T	6806/7/8T	6806/7/8T
	N° de polos	-	-	-	4	4	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
	Velocidad nominal	N_{m1}	-	rpm	1785	1785	1182	1184	1184	1189	1189	1189	1189	1189	1189	1190	1190	1190	1190	1190	1190	1190
	Potencia	P_{M1}	-	kW	185	185	220	260	260	300	300	330	330	370	370	440	440	440	440	515	515	515
	Masa del motor	m_M	-	kg	1150	1150	1570	1940	1940	2210	2210	2380	2380	2740	2740	3070	3070	3070	3070	3500	3500	3500
2.2 Reductor y base soporte																						
	Marca: SEW / Serie: X -	-	-	-	X3K180	X3K190	X3K200	X3K210	X3K210	X3K220	X3K220	X3K220	X3K230	X3K230	X3K250	X3K260	X3K260	X3K260	X3K260	X3K270	X3K280	X3K280
	Velocidad de entrada al reductor	N_1	-	rpm	1731.45	1731.45	1146.54	1148.48	1148.48	1153.33	1153.33	1153.33	1153.33	1153.33	1153.33	1154.30	1154.30	1154.30	1154.30	1154.30	1154.30	1154.30
	Velocidad de la polea	N_2	-	rpm	47.78	39.82	39.31	39.43	39.43	41.34	41.34	41.34	40.28	40.28	33.06	33.06	33.06	33.27	33.27	30.60	27.32	27.32
	Ratio exacto del reductor	i_{ex}	-	-	36.24	43.48	29.17	29.13	29.13	27.90	27.90	27.90	28.63	28.63	34.89	34.89	34.70	34.70	34.70	37.72	42.25	42.25
	Distancia del centro al extremo del eje del reductor	O_5	2.2	mm	592	592	612	662	662	703	703	703	763	763	811	811	847	847	847	920	920	920
	Masa del reductor	m_{Rg}	-	kg	1400	1510	2020	2120	2120	2640	2640	2640	2800	2800	3705	3705	4570	4570	4570	5070	5520	5520
	Masa del base soporte	m_{Sg}	-	kg	400	400	980	980	980	1100	1100	1100	1100	1100	1300	1300	1400	1400	1500	1500	1500	1500
2.3 Acoplamiento de alta																						
	Marca: Falk / Tipo: HFD -	-	-	-	1480	1480	1480	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1584	1660	1660	1660	1660
	Masa de acoplamiento	m_{MA}	-	kg	154	154	154	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	369	369	369
3.0 Carga en voladizo																						
	Distancia entre el eje de salida y C.G. del reductor	L_A	C.1	mm	416	641	470	482	482	528	528	528	541	541	581	581	633	633	633	645	684	684
	Distancia entre el eje de salida y C.G. del acoplamiento - alta	L_B	C.1	mm	1135	1372	1515	1551	1551	1659	1659	1659	1699	1699	1849	1849	1996	1996	2029	2064	2116	2116
	Distancia entre el eje de salida y C.G. de la base soporte	L_C	C.1	mm	1313	1355	1480	1505	1505	1535	1535	1535	1560	1685	1755	1755	1755	1755	1755	1805	1840	1840
	Distancia entre el eje de salida y C.G. del motor	L_D	C.1	mm	2181	2400	2800	2800	2800	3000	3000	3000	3100	3100	3207	3207	3354	3354	3429	3500	3600	3600
	Distancia entre el eje de salida y brazo del reductor	L_E	C.1	mm	1600	1600	1800	1800	1800	1900	1900	1900	1900	1900	2000	2000	2300	2300	2300	2500	2500	2500
	Distancia del C.G. del sistema al árbol de salida del reductor	L_{CG}	C.2	mm	1221.25	1394.27	1487.96	1572.08	1572.08	1633.45	1633.45	1669.87	1689.68	1783.21	1711.67	1770.88	1738.20	1738.20	1838.77	1819.07	1829.05	1829.05
	Masa total del sistema de transmisión	m_T	C.2	kg	3104	3214	4724	5299	5299	6209	6209	6379	6539	8004	8334	9299	9299	9299	9299	10439	10889	10889
	Carga en voladizo	P_A	C.2	kW	33.71	38.65	42.20	44.17	47.58	50.62	53.86	56.13	58.89	59.19	80.51	82.40	89.13	92.47	93.09	96.62	111.33	114.77

Tabla 4.3 Cuadro de dimensiones resultantes

Id	Descripción	Símbolo	Figura	Und	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12	CASO 13	CASO 14	CASO 15	CASO 16	CASO 17	CASO 18
1.0 Datos generales de la polea																						
	Díametro de la polea / sin revestimiento	DP	2.3	mm	800	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.250	1.250	1.250	1.250	1.250	1.400	1.400
	Ancho de la polea	WP	2.3	mm	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000	2.000
	Ancho del aro del disco lateral	L _a	2.4	mm	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
	Distancia entre caras del cilindro	L _b	2.4	mm	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600	1.600
	Distancia entre dispositivos de fijación	L _c	2.4	mm	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
	Distancia entre rodamientos	BE	2.3	mm	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600	2.600
	Massa total de la polea (aproximada)	m _{PAF}	-	kg	2.665	3.150	3.665	3.665	3.665	4.110	4.110	4.650	4.650	4.650	5.990	5.990	6.690	6.690	7.290	7.290	8.560	8.560
	Material del árbol: DIN EN 10083 -	-	-	-	CK45																	
	Material del cilindro: DIN EN 10025 -	-	-	-	S235																	
	Material de los discos laterales: DIN 1681 -	-	-	-	GS-60																	
2.0 Dimensiones del árbol																						
	Longitud - Acoplamiento	AA'	3.1	mm	185	185	206	206	206	206	206	229	229	229	229	229	229	282	282	282	282	300
	Longitud - Acoplamiento	AA''	3.1	mm	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
	Longitud - Rodamiento	A'B'	3.1	mm	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235
	Longitud - Rodamiento	BB'	3.1	mm	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270
	Longitud - Dispositivo	B'C	3.1	mm	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
	Longitud - Dispositivo	CC'	3.1	mm	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
	Longitud - Centro	C'D'	3.1	mm	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500	1.500
	Longitud total del árbol	AF	3.1	mm	3.600	3.600	3.642	3.642	3.642	3.642	3.642	3.688	3.688	3.688	3.688	3.688	3.688	3.794	3.794	3.794	3.830	3.830
	Distancia de carga en voladizo	OH	3.2	mm	1.133,40	1.133,40	1.174,40	1.224,40	1.224,40	1.265,40	1.265,40	1.320,15	1.380,15	1.380,15	1.428,15	1.428,15	1.428,15	1.517,15	1.517,15	1.517,15	1.590,15	1.608,15
	Díametro AA' - Acoplamiento	D1	3.1	mm	180	180	200	200	200	200	220	240	240	240	260	260	260	280	280	280	300	320
	Díametro AB' - Rodamiento	D2	3.1	mm	220	220	240	240	240	260	260	280	280	280	300	300	300	320	320	340	340	360
	Díametro BB' - Rodamiento	D2	3.1	mm	220	220	240	240	240	260	260	280	280	280	300	300	300	320	320	340	340	360
	Díametro B'C - Dispositivo	D3	3.1	mm	260	260	280	280	280	300	300	320	320	320	340	340	340	360	360	380	380	400
	Díametro CC' - Dispositivo	D3	3.1	mm	260	260	280	280	280	300	300	320	320	320	340	340	340	360	360	380	380	400
	Díametro C'D' - Centro	D4	3.1	mm	300	300	320	320	340	340	360	360	360	360	380	380	380	400	400	420	440	440
	Radio en zona de acoplamiento	rc	3.1	mm	40	40	40	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	60	60	60	60	60
	Radio en zona de rodamiento	rr	3.1	mm	40	40	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60
	Radio en zona de dispositivo	rd	3.1	mm	40	40	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60

Tabla 4.3 Cuadro de dimensiones resultantes (continuación)

Id	Descripción	Símbolo	Figura	Und	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12	CASO 13	CASO 14	CASO 15	CASO 16	CASO 17	CASO 18
3.0	Dimensiones del cilindro																					
	Longitud del cilindro	L_c	2.4		1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
	Espesor del cilindro	t_c	3.7		20	22	25	25	25	28	28	32	32	32	36	36	38	38	42	42	45	45
4.0	Dimensiones de discos laterales																					
	Longitud del aro	L_a	3.17		200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
	Espesor superior	h_c	3.17		20	22	25	25	25	28	28	32	32	32	36	36	38	38	42	42	45	45
	Espesor inferior	h_b	3.17		33,04	45,72	46,12	46,12	46,12	48,50	48,50	51,64	51,64	51,64	69,52	69,52	68,63	68,63	72,02	72,02	83,03	83,03
	Radio superior	r_e	3.17		20	22	25	25	25	28	28	32	32	32	36	36	38	38	42	42	45	45
	Radio inferior	r_i	3.17		53	47	62	62	62	61	61	59	59	59	50	50	64	64	62	62	56	56
	Diámetro externo del perfil	D_e	3.17		760	956	950	950	950	944	944	936	936	936	1.178	1.178	1.174	1.174	1.166	1.166	1.310	1.310
	Diámetro externo del cubo	D_e	3.16		460	460	515	515	515	545	545	580	580	580	610	610	650	650	680	680	710	710
	Diámetro interno del cubo	D	3.16		325	325	355	355	355	375	375	405	405	405	425	425	455	455	475	475	495	495
	Ancho de masa	h_m	3.16		150	150	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	206	206	206	206	206	206
5.0	Dispositivo de fijación																					
	Serie BOBIKON 1012 -		-		260-325	260-325	280-355	280-355	280-355	300-375	300-375	320-405	320-405	320-405	340-425	340-425	360-455	360-455	380-475	380-475	400-495	400-495
	Masa del dispositivo de fijación	m_{df}	-		31,60	31,60	47,00	47,00	47,00	50,00	50,00	62,00	62,00	62,00	65,00	65,00	88,00	88,00	92,00	92,00	97,00	97,00
6.0	Rodamiento																					
	Serie de rodamiento seleccionado:		-		24048	24048	23052	23056	23056	24056	24056	23160	23160	23160	23164	23164	24068	24068	23172	23072	23176	23176
7.0	Acoplamiento de baja																					
	Marca: Lovejoy / Tamaño:		-		5.5	5.5	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	8.0	8.0	8.0	8.0	9.0	9.0
	Masa del acoplamiento de baja	m_{AB}	-		222,50	222,50	271,70	271,70	271,70	271,70	271,70	405,70	405,70	405,70	405,70	405,70	630,50	630,50	630,50	630,50	838,20	838,20
	Luz en acoplamiento	GAP	2.2		41,40	41,40	41,40	41,40	41,40	41,40	41,40	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15	73,15
	Ancho de acoplamiento	L_{ab}	2.3		185	185	206	206	206	206	206	229	229	229	229	229	282	282	282	282	300	300

Tabla 4.4 Cuadro de evaluación de resultados MEF – ensamble

Item	Descripción	Símbolo	Figura	Unidad	Criterios límite	Resultados: MEF- Ensamble						Estudio estadístico				
						CASO 1	CASO 3	CASO 6	CASO 9	CASO 12	CASO 15	CASO 18	Media de datos	Desviación estándar	Coefficiente de variación (%)	
1.0 General																
	Factor de diámetros de Laughlin	-	-	-	3 a 5	3.08	3.57	3.33	3.13	3.68	3.29	3.50	3.37	0.23	6.70	
	Deformación máxima	Δ	3.29	mm	-	0.94	0.85	0.84	0.78	0.89	0.66	0.71	0.81	0.10	12.26	
	Esfuerzo equivalente (sin dispositivo de fijación)	σ_{eq}	-	N/mm ²	-	90.59	98.62	94.32	91.45	101.83	99.27	108.79	97.84	6.38	6.52	
	Factor de seguridad a la fluencia (sin dispositivo de fijación)	FS	-	-	-	4.31	3.95	4.14	4.26	3.83	3.93	3.58	4.00	0.26	6.42	
	factor de seguridad a la fatiga (sin dispositivo de fijación)	FS	-	-	-	2.29	2.21	2.31	2.38	2.14	2.19	1.99	2.22	0.13	5.81	
	Velocidad crítica del sistema	w_0	-	rad/s	-	1 227.07	1 436.28	1 572.71	1 694.75	1 727.96	1 996.47	2 076.57	1 675.97	298.85	17.83	
	Frecuencia natural	f_0	-	Hz	-	195.30	228.59	250.30	269.73	275.01	317.75	330.50	266.74	47.56	17.83	
2.0 Zona A (Cilindro)																
	Desplazamiento fibra neutra	u	3.8	mm	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	9.49E-04	2.51E-04	26.43	
	Desplazamiento fibra neutra	v	3.8	mm	-	0.89	0.83	0.82	0.76	0.88	0.65	0.69	0.79	0.09	11.70	
	Desplazamiento fibra neutra	w	3.8	mm	-	0.69	0.54	0.55	0.52	0.53	0.41	0.42	0.52	0.09	17.86	
	Deflexión de fibra neutra	δ/L_c	-	mm/mm	0.0001 - 0.0005	0.00038	0.00030	0.00031	0.00029	0.00029	0.00023	0.00023	2.90E-04	5.19E-05	17.86	
	Esfuerzo equivalente máximo	σ_{eq}	-	N/mm ²	164.5	34.57	25.90	28.62	28.82	25.73	23.79	22.91	27.19	3.93	14.47	
	Ubicación aproximada del mayor esfuerzo equivalente	ϕ	3.12 / 3.31	°	-	+110°	+110°	+110°	+110°	+110°	+110°	+110°	-	-	-	
	Factor de seguridad a la fluencia	FS	-	-	1.42	6.80	9.07	8.21	8.15	9.13	9.88	10.26	8.79	1.17	13.34	
	Factor de seguridad a la fatiga	FS	-	-	1.5 - 3	3.69	4.91	4.45	4.42	4.96	5.36	5.57	4.77	0.64	13.37	
	Factor de seguridad a la fatiga - soldadura longitudinal - radio externo	FS	-	-	1.5 - 3	4.97	6.38	5.84	5.84	6.25	6.80	6.90	6.14	0.66	10.78	
	Factor de seguridad a la fatiga - soldadura longitudinal - radio interno	FS	-	-	1.5 - 3	5.35	7.04	6.46	6.49	7.19	7.85	8.16	6.93	0.94	13.60	
3.0 Zona B (Cilindro)																
	Desplazamiento fibra neutra	u	3.11	mm	-	0.07	0.03	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.04	0.02	43.55	
	Desplazamiento fibra neutra	v	3.11	mm	-	0.69	0.70	0.67	0.62	0.77	0.55	0.60	0.66	0.07	11.10	
	Desplazamiento fibra neutra	w	3.11	mm	-	0.39	0.31	0.31	0.28	0.30	0.21	0.22	0.29	0.06	21.12	
	Esfuerzo equivalente máximo	σ_{eq}	-	N/mm ²	164.5	40.27	31.90	35.28	35.98	33.41	30.93	30.83	34.09	3.39	9.95	
	Ubicación aproximada del mayor esfuerzo equivalente	ϕ	3.12 / 3.31	°	-	+90°	+90°	+90°	+90°	+90°	+90°	+90°	-	-	-	
	Factor de seguridad a la fluencia	FS	-	-	1.42	5.84	7.37	6.66	6.53	7.03	7.60	7.62	6.95	0.65	9.39	
	Factor de seguridad a la fatiga	FS	-	-	1.5 - 3	3.17	3.99	3.62	3.54	3.82	4.12	4.14	3.77	0.35	9.35	
	Factor de seguridad a la fatiga - soldadura circunferencial - radio externo	FS	-	-	1.5 - 3	10.88	17.59	15.91	15.31	13.60	12.98	11.41	13.95	2.44	17.51	
	Factor de seguridad a la fatiga - soldadura circunferencial - radio interno	FS	-	-	1.5 - 3	5.90	7.01	6.15	5.74	5.82	6.53	5.75	6.13	0.48	7.85	

Tabla 4.4 Cuadro de evaluación de resultados MEF – ensamble (continuación)

Item	Descripción	Símbolo	Figura	Unidad	Criterios límite	Resultados: MEF - Ensamble						Estudio estadístico			
						CASO 1	CASO 3	CASO 6	CASO 9	CASO 12	CASO 15	CASO 18	Media de datos	Desviación estándar	Coefficiente de variación (%)
4.0 Zona C (Disco lateral)															
	Angulo de flexión del perfil	α_p	3.13	min	-	2,27	2,27	2,28	2,08	1,84	1,43	1,42	1,94	0,39	19,88
	Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	-	N/mm ²	252	41,14	32,70	18,62	27,82	28,43	22,38	18,58	27,10	8,14	30,04
	Ubicación aproximada del mayor esfuerzo equivalente	φ	3.13/ 3.34	°	-	+157° y -23°	+154,5° y -25,5°	+154,3° y -25,7°	+152,9° y -27,1°	+146,9° y -33,2°	+145,4° y -34,6°	+139,7° y -40,3°	-	-	-
	Factor de seguridad a la fluencia	FS	-	-	1,72	8,75	11,01	19,33	12,94	12,66	16,09	19,38	14,31	4,09	28,60
	Factor de seguridad a la fatiga	FS	-	-	1,5 - 3	3,83	4,81	8,46	5,65	5,54	7,03	8,48	6,26	1,79	28,63
5.0 Zona D (Disco lateral)															
	Angulo de flexión del perfil	α_p	3.13	min	2	1,06	0,40	0,70	0,80	0,20	0,40	0,17	0,53	0,33	62,00
	Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	-	N/mm ²	252	66,82	50,41	53,77	52,02	47,95	40,49	39,53	50,14	9,18	18,31
	Ubicación aproximada del mayor esfuerzo equivalente	φ	3.13/ 3.34	°	-	+157° y -23°	+154,5° y -25,5°	+154,3° y -25,7°	+152,9° y -27,1°	+146,9° y -33,2°	+145,4° y -34,6°	+139,7° y -40,3°	-	-	-
	Factor de seguridad a la fluencia	FS	-	-	1,42	5,39	7,14	6,70	6,92	7,51	8,89	9,11	7,38	1,29	17,49
	Factor de seguridad a la fatiga	FS	-	-	1,5 - 3	2,36	3,12	2,93	3,03	3,28	3,89	3,98	3,23	0,56	17,44
6.0 Zona E (Árbol de transmisión)															
	Angulo de rotación por flexión	α_{nr}	3.5/ 3.13	min	5	1,68	1,41	1,33	1,20	1,42	1,02	1,13	1,31	0,22	16,69
	Esfuerzo equivalente	σ_{eq}	-	N/mm ²	273	90,59	98,62	94,31	91,45	101,83	99,27	108,79	97,84	6,38	6,52
	Factor de seguridad a la fluencia	FS	-	-	1,42	4,31	3,95	4,14	4,26	3,83	3,93	3,58	4,00	0,25	6,37
	Factor de seguridad a la fatiga	FS	-	-	1,5	2,40	2,21	2,31	2,38	2,14	2,19	1,99	2,23	0,14	6,48

4.2 Racionalización de tamaños

En el cuadro de resultados (Tabla 4.4) se había podido observar que los parámetros geométricos resultantes podían ser agrupados por dimensiones, además los resultados de deformación, esfuerzos y factores de seguridad conservaron una similitud, teniendo en cuenta que se utilizaron los mismos materiales, similares diseño de las partes de la polea y condiciones de operación (Tabla 4.1).

Para comparar y comprobar la existencia de la similitud de resultados de las diferentes partes, Pahl y Beitz (2007: 466) propone utilizar la siguiente relación de parámetros para analizar el comportamiento secuencial de la geometría:

$$\omega_{xx} = \frac{\text{Parametro del tamaño superior}}{\text{Parametro del diseño basico}} \tag{4.1}$$

Aplicando esta relación a los parámetros geométricos que definen las dimensiones de las partes de la polea, se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 4.5:

Tabla 4.5 Relación de parámetros geométricos

Id	Descripción	Símbolo /Tamaño	CASO																	
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
			T1	T2	T3			T4		T5			T6		T7		T8		T9	
1	Relación de diámetros de polea	ω_{DP}	1.00	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.56	1.56	1.56	1.56	1.56	1.56	1.75	1.75
2	Relación de espesores	ω_{tc}	1.00	1.10	1.25	1.25	1.25	1.40	1.40	1.60	1.60	1.60	1.80	1.80	1.90	1.90	2.10	2.10	2.25	2.25
3	Relación de longitud de árbol	ω_{AF}	1.00	1.00	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.05	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06
4	Relación de diámetro	ω_{D_3}	1.00	1.00	1.08	1.08	1.08	1.15	1.15	1.23	1.23	1.23	1.31	1.31	1.38	1.38	1.46	1.46	1.54	1.54
5	Relación de radios de árbol	ω_{rd}	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50
6	Relación de cubo de disco	ω_{DN}	1.00	1.00	1.12	1.12	1.12	1.18	1.18	1.26	1.26	1.26	1.33	1.33	1.41	1.41	1.48	1.48	1.54	1.54

La agrupación de los resultados según Pahl y Beitz (2007: 473), implica tener un enfoque integrado de mercado, diseño, producción y ventas.

Una de las formas típicas, enfocándose en el estudio del diseño, se podría dar utilizando una consideración geométrica según los números de Renard¹⁶, pero al tener relaciones tan diferentes, no es posible ajustar todas las medidas para lograr una similitud en la simetría general, debido a que existen medidas que ya se encuentran ajustadas a una dimensión definida, como lo es por ejemplo el diámetro de la polea (DP) o el diámetro del árbol en la sección del dispositivo de fijación (D_3).

Por tanto, siguiendo un marcado patrón de resultados, se considera emplear claramente nueve (09) tipos diferentes de tamaños de poleas motrices, trazado en una variación de 100 a 300 PIW.

4.3 Herramienta de selección

De acuerdo a la racionalización de tamaños determinada en la sección anterior, se propone la herramienta de selección mostrada en la Figura 4.2, formada por dos graficas: cilindro, árbol y disco lateral, con la cual se pueden determinar todas las dimensiones de la polea motriz según las consideraciones de evaluación indicadas en la Tabla 4.1. De manera aclaratoria se muestra la Figura 4.3, donde se observa como ira cambiando la geometría de los perfiles del disco lateral conforme vaya aumentando el número de PIW.

Uso de la herramienta de selección:

Para determinar la geometría de una polea específica se indican los siguientes pasos apoyándose del esquema dado en la Figura 4.1:

- Teniendo como dato el PIW de la polea, se traza una línea horizontal de lado a lado desde la gráfica del cilindro hasta la gráfica del árbol y disco lateral, determinando con ello el tamaño de polea, diámetro de la polea (DP), longitud total del árbol (AF) y diámetro exterior del cubo (D_N).
- En el cruce de la línea horizontal con el segmento vertical de la gráfica del cilindro, se traza una línea vertical con la que se determina el espesor del cilindro (t_c).
- En el cruce de la línea horizontal con el segmento vertical de la gráfica del árbol y disco lateral, se traza una línea vertical con la que se determinan los diámetros del árbol ($D_{1,2,3,4}$) y radios aliviadores de concentración de esfuerzos ($r_{c,r,d}$). Con el

¹⁶ Es un sistema de números preferidos para estandarizar tamaños, fue creado por el ingeniero Francés Charles Renard.

diámetro (D_3) se determina el diámetro interno del dispositivo de fijación de clasificación: DOBIKON 1012, con el cual se determina el ancho del cubo (h_m) y el diámetro interno del cubo (D).

- d. Medidas complementarias deberán ser calculadas según lo indicado para la simbología de las figuras Figura 4.4, Figura 4.5 y Figura 4.6.

Simbología para la herramienta de selección y figuras complementarias:

T1 al T9 : Tamaño de poleas

PIW : Tensión admisible de la correa en operación

DP : Diámetro de polea

t_c : Espesor del cilindro y aro del disco lateral, $= h_c = r_e$

r_i : Radio en parte inferior del perfil, $r_i = \frac{h_m - h_o}{2} - 5 \text{ mm}$, donde: $h_c = h_o * \left(\frac{r_b}{r_a}\right)^{n/3}$,

$$r_a = \frac{DP - 2 * t_c}{2} \text{ y } r_b = \frac{D_N}{2} \text{ (ver sección 3.3.2)}$$

$D_{1,2,3,4}$: Diámetros del árbol en sus diferentes secciones

$r_{c,r,d}$: Radios en los cambios de secciones del árbol de transmisión

h_m : Ancho de masa, $= L_2$

h_c : Espesor del perfil en radio superior (r_a)

h_o : Espesor del perfil en su base o radio inferior (r_b)

AF : Longitud total del árbol de transmisión

D_N : Diámetro externo del cubo

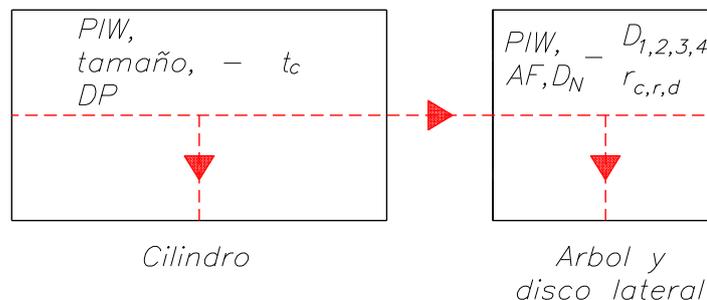


Figura 4.1 Uso de la herramienta de selección

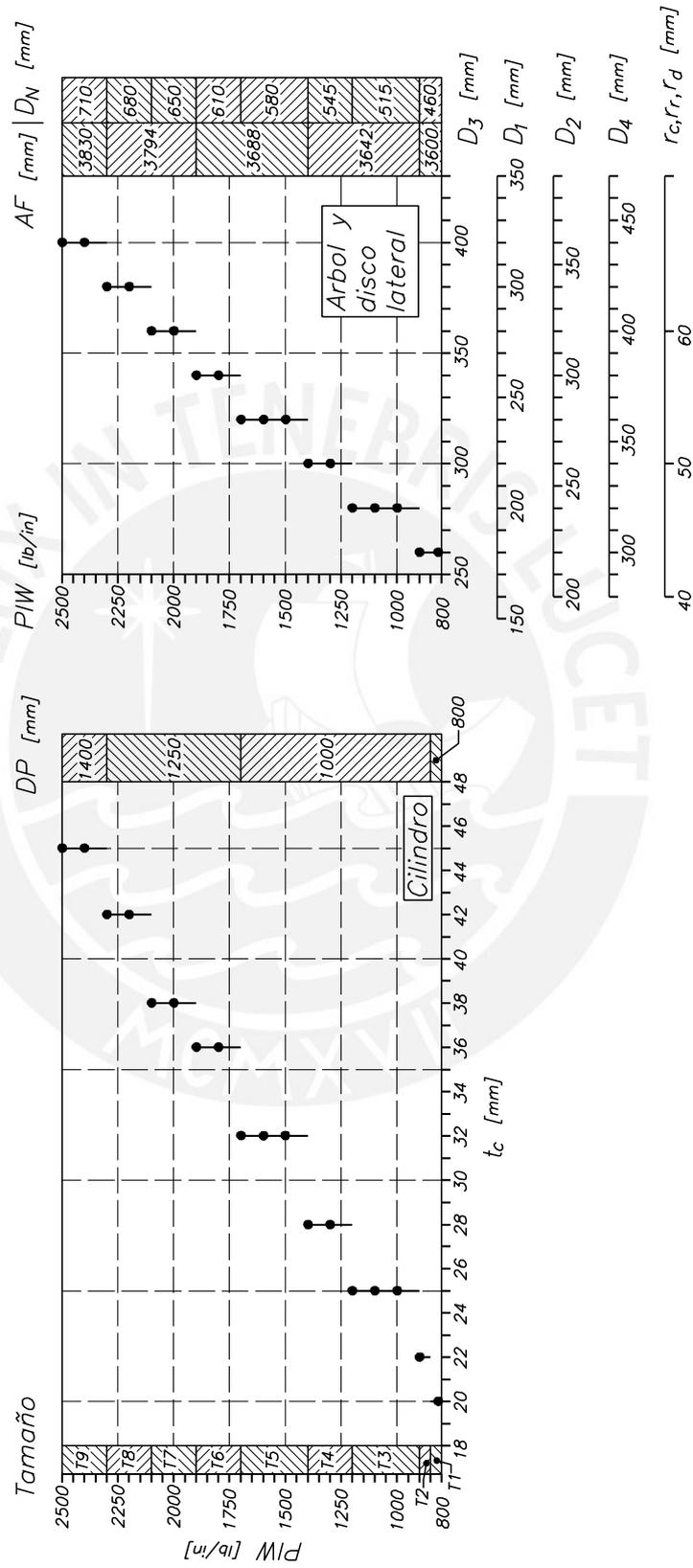


Figura 4.2 Herramienta de selección

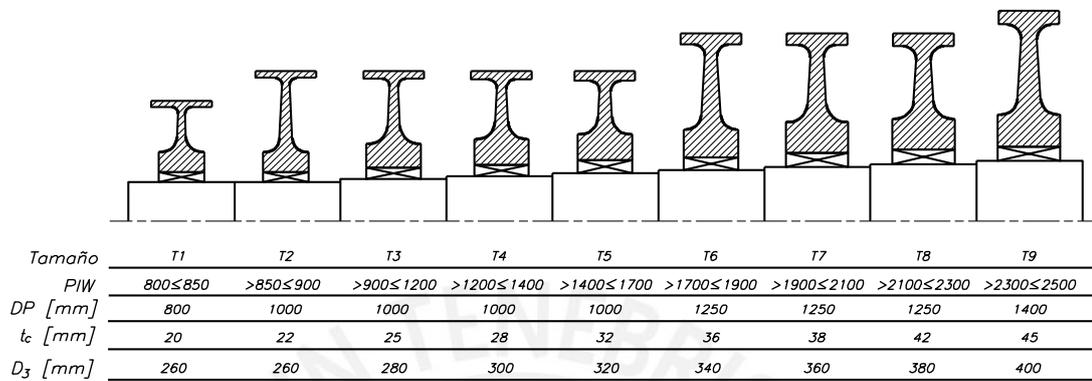


Figura 4.3 Tipos de tamaños de polea motriz de 800 a 2500 PIW

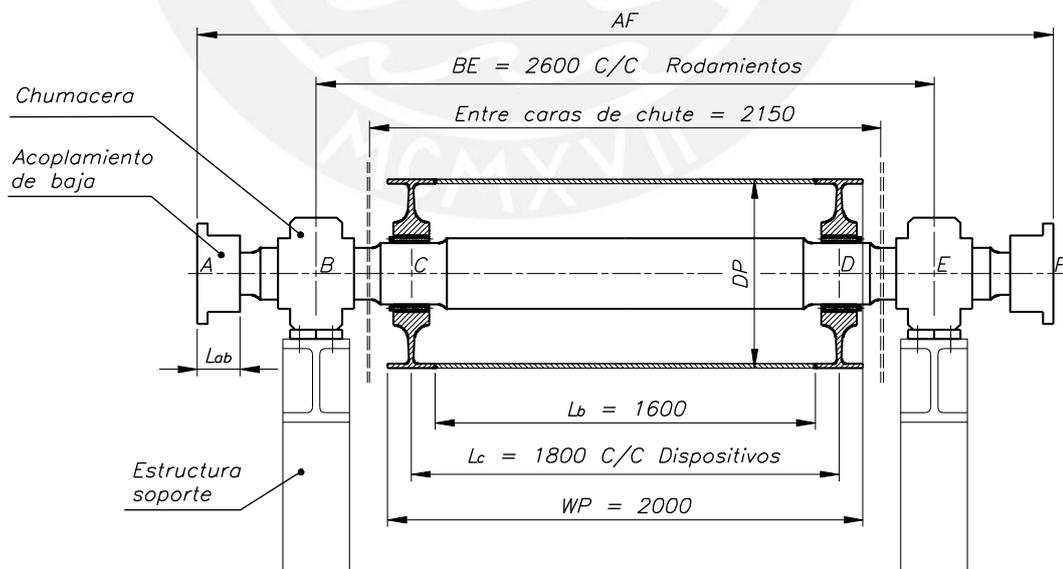


Figura 4.4 Dimensiones de polea motriz

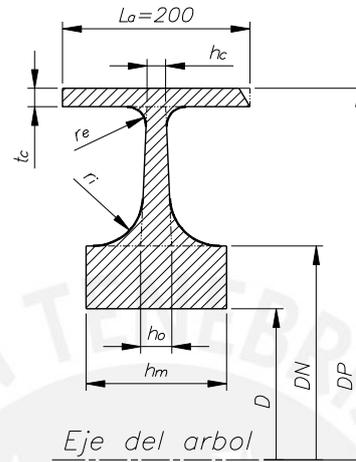


Figura 4.5 Dimensiones del disco lateral

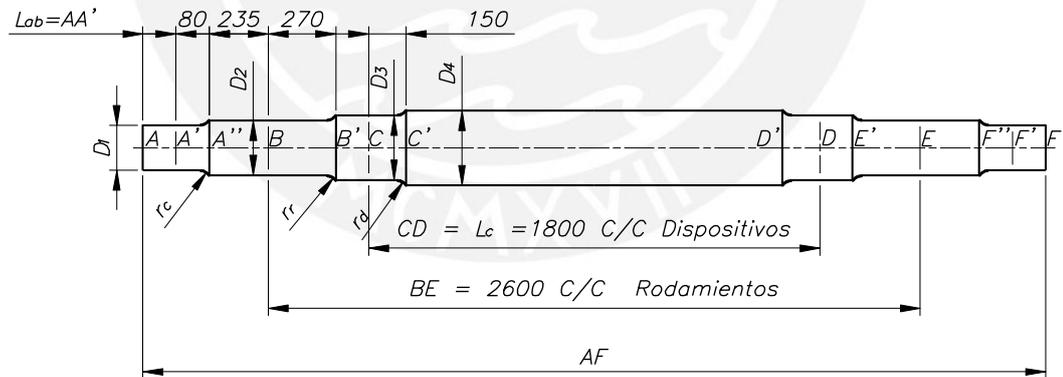


Figura 4.6 Dimensiones del árbol

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

1. El estudio de las poleas motrices de sección T simétricas, para un ancho de correa de 1 800 mm, clasificadas entre 800 y 2 500 PIW, ha permitido elaborar una herramienta de selección que permitirá al diseñador seleccionar entre tamaños definidos de poleas las dimensiones de sus diferentes partes y seleccionar el dispositivo de fijación adecuado a partir de un PIW dado. Para su desarrollo se estudió dieciocho (18) casos de poleas motrices con el cual se ha podido definir nueve (09) tamaños diferentes de poleas, las cuales operarían bajo consideraciones establecidas, con un sistema de transmisión dual, dimensiones básicas definidas y materiales de fabricación que se mantienen constantes para todos los casos de estudio.
2. El cálculo de la faja transportadora del caso 1, permitió determinar que el parámetro principal necesario para el cálculo de la polea son las tensiones de la correa actuante, permitiendo definir el PIW requerido para calcular la polea.
3. El uso de un sistema dual con accionamiento en ambos extremos de la polea, permite dividir la potencia requerida, lo que implica seleccionar menores tamaños de componentes en el sistema de transmisión, trayendo consigo menor costo en sus partes de mantenimiento o recambio, además una menor magnitud de la carga en voladizo (overhung) actuante en el árbol de la polea. Se pudo determinar que la carga en voladizo fluctúa en un rango del 11 y 15% de la tensión mayor en la polea durante la operación (T_1).
4. Las dimensiones definidas para la polea motriz pudieron ser validadas con los criterios de diseño propuestos para deflexión y factores de seguridad. Dicha validación pudo ser posible debido a que se propuso el estudio de cinco zonas de evaluación, donde se utilizó una metodología de cálculo analítica para cada parte de forma independiente, pudiéndose comparar sus resultados mediante un

programa MEF con una variación mínima admisible de aproximadamente 10%. Mientras que el cálculo por un programa MEF de las partes ensambladas tuvo una variación considerable debido a la diferencia de las condiciones de borde cuando las partes son evaluadas de manera individual. Por lo que se puede indicar también que las metodologías analíticas para cada parte, no son prácticas para validar los criterios de diseño, sin embargo son útiles para definir preliminarmente dimensiones, las cuales se pueden ir afinando con el modelado y evaluación por elementos finitos.

En búsqueda de un diseño de polea con sección T simétrico que relacione dimensiones, se logró definir dimensiones básicas para la polea y complementarias para el árbol, que no se modificaran durante el estudio de todos los casos, además se desarrolló una dependencia dimensional entre las partes de la polea.

5. El análisis de dieciocho (18) casos de evaluación permitió agrupar y racionalizar dimensiones de las partes de la polea, así como de los elementos de la transmisión y mediante un proceso iterativo se fue validando criterios de diseño conforme se iba aumentando el PIW.

Recomendaciones

1. El campo de las poleas de ingeniería es sumamente amplio, como se ha visto hay una gran variedad de estudios y a pesar de ello no ha sido suficiente para lograr una estandarización de las poleas de sección T, por lo que este apasionante campo de investigación continua abierto, por tanto es recomendable continuar los estudios realizados en la presente tesis con PIW más elevados y de forma transversal, es decir no solo cambios de diámetro sino cambios de ancho de poleas.
2. En la presente tesis un estudio tan variado de casos hace suponer que existirán tantas herramientas de selección como anchos de poleas puedan existir, incluyendo además las velocidades a las que puede operar, lo que volvería complejo el diseño de una herramienta de selección general de poleas, porque se estaría en un campo indefinido de tamaños, sin embargo el estudio de tamaños racionalizados de sus partes hace indicar que es posible establecer pautas para su

posible estandarización considerado aplicar los números de Renard para racionalizar mejor su geometría y uso de materiales, pero para ello se debe plantear no seguir por ejemplo diámetros de poleas recomendados y optimizar geometrías no perdiendo el concepto de relación de dimensiones.

3. Continuar con el estudio de otros tipos de perfil como el de sección T asimétrico, como una alternativa al uso del perfil de sección T simétrico estudiado, así mismo estudiar distintas alternativas de materiales a los aquí utilizados, para comparar si en el existen mejores resultados ante los criterios de diseño, para obtener una polea de menor masa y mayor rigidez de sus partes.
4. Para continuar el estudio de las poleas, se sugiere investigar sobre el uso de herramientas de cálculo que permita el uso combinado de un programa de elementos finitos, que permita realizar iteraciones y recopilar información en un menor tiempo, pudiendo de esta manera ampliar y mejorar la investigación de las poleas motrices.

Bibliografía

Libros

- ALENCASTRE, Jorge
2013 *Apuntes del curso de Vibraciones*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Posgrado.
- BARRIGA, Benjamín
2015 *Apuntes del curso de Métodos de Diseño en Ingeniería*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Posgrado.
- BLODGETT O. W.
1963 *Design of Weldments*. 4th Impression. Cleveland, OH: The James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
- CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION (CEMA)
2014 *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 7th Edition 1st Printing, Florida.
2007 *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 6th Edition 2nd Printing, Florida.
- FLÜGGE, Wilhelm
1973 *Stresses in Shells*. 2nd Edition. New York: Springer - Verlag.
- MULANI, Ishwar G.
2002 *Engineering Science and Application Design for Belt Conveyor*. Pune: Nachiket Mahajan & Saurabh Creations.
- NIEMANN, G.
1987 *Elementos de Máquinas*. Volumen 1. Barcelona: Labor S.A.
- ORTHWEIN, William
1996 *Diseño de Componentes de Máquinas*. México DF: CECSA
- PAHL G y W. BEITZ
2007 *Engineering Design, A Systematic Approach*. 3rd Edition. London: Springer.
- PAULSEN, Kurt F.
2014 *Apuntes del curso de Elementos de Maquinas 1*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Sección de Ingeniería Mecánica.
- RODRIGUEZ, Jorge
2008 *Resistencia de Materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Sección de Ingeniería Mecánica.

SZILARD, Rudolph

2004 *Theories and Applications of Plates Analysis*, New Jersey: Wiley.

TIMOSHENKO, Stephen y S. WOINOWSKY-KRIEGER

2014 *Theory of Plates and Shells*. 2nd Edition. 10th Reprint. Published: McGraw Hill Education.

TIMOSHENKO, Stephen y James M. GERE

2013 *Theory of Elastic Stability*. 2nd Edition. New York: Dover.

YOUNG, Warren C. y Richard BUDYNAS

2002 *Roark's Formulas for Stress and Strain*. Seventh Edition. New York: McGraw-Hill.

WITTEL, Herbert, Dieter MUHS, Dieter JANNASCH y Joachim VOßIEK

2013 *Roloff/ Matek Maschinenelemente*. 21th Edition. Augsburg: Springer.

Tesis

LANGE, Hellmuth

1963 *Untersuchungen zur Beanspruchung von Förderbandtrommeln*. Tesis de grado doctoral, Hannover: Technischen Hochschule Hannover.

SCHMOLTZI, Walter

1974 *Zur Auslegung von Trommeln mit durchgeführter Welle für Gurtförderanlagen*. Tesis de grado doctoral. Hannover: Technischen Universität Hannover.

SITZWOHL, Josef Maria

1948 *Welded Conveyor Pulleys - Analysis of stresses in pulleys shell*, St. Kilda, Victoria.

WANG ZHI St.

2005 *The Research of Optimization Design and Cad System of Belt Conveyor's Drum*. Tesis de maestría. Henan Polytechnic University. Consulta: 24 de agosto de 2014.

<<http://wenku.baidu.com/view/e61a8b25ccbff121dd3683bb.html>>

Normas técnicas

ANSI / CEMA (American National Standards Institute / Conveyor Equipment Manufacturers Association)

2009 *B105.1-2009. Specifications for Welded Steel Conveyor Pulley – With Compression Type Hubs.* Naples, FL.

AS (Australian Standard)

2004 *AS1403. Design of Rotating Steel Shafts.* Sydney.

ASTM (American Society for Testing and Materials)

2012 *A148/A148M-08. Standard Specification for Steel Castings, High Strength, for Structural Purposes.* West Conshohocken, PA.

DIN (Deutsches Institut Für Normung)

2002 *DIN 22101-2002-08. Continuous conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basis for calculation and dimensioning.* Berlin.

IS (Bureau of Indian Standards)

1986 IS 8531 – 1986 (reafirmada en 1998). *Specification for Pulley Belt Conveyors.* New Delhi.

SANS (South African National Standard)

2005 *SANS 1669-1:2005. Conveyor Belt Pulley, Part 1: Pulley Types, Construction and Dimensions.* Pretoria.

Artículos técnicos

AFFOLTER, Ch., G. PISKOTY, R. KOLLER, M. ZGRAGGEN y T.F. RÜTTI

2007 “Fatigue in the Shell of a Conveyor Drum”. *Engineering Failure Analysis.* Volumen 14, N°6 pp. 1038-1052.

BANSODE, Vinod M. y Abhay A. UTPAT

2012 “Fatigue Life Prediction of a Butt Weld Joint in a Drum Pulley Assembly Using Non-linear Static Structural Analysis”. *International Journal of Mechanical and Production Engineering (IJMPE).* Volumen 1, N°1, pp. 12-25.

BELL, A.E.M. y M.F. SCHENCK

1991 “Conveyor Pulley Standards - A Possible Solution”. *International Materials Handling Conference: Beltcon 6.* Johannesburg.

CHEN Qing - hua, ZHANG Li – xiang y GUAN Wei - juan

2008 “Design of Belt Conveyor Driving Drum Parametric Drawing System”. *Coal Mine Machine, China Academic Journal Electronic Publishing House*. Volumen 29, N°12, pp. 192-193.

CURRY, Simon

2011 “Pulley Practicalities”. *International Materials Handling Conference: Beltcon 16*. Johannesburg.

DAS, Supati Prasanna y M.C. PAL

1987 “Stresses and Deformations of a Conveyor Power Pulley Shell Under Exponential Belt Tensions”. *Computers and Structures*. Volumen 27, N°6, pp. 787-795.

DHAL B.B. y M.C. PAL

1991 “Stresses and Deformations of a Power Pulley Shell with Exponential Belt Tensions and Variable Thickness”. *Computers and Structures*. Volumen 39, N°5, pp. 425-430.

FENN DANIEL, X. Oscar y A. Hussain LAL

2012 “Stress Analysis in Pulley of Stacker - Reclaimer by Using Fem vs Analytical”. *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR – JMCE), International Conference on Recent Trends in Engineering and Management*. Volumen 7, ME-8, pp. 52-59.

HONG-SHENG, Lu

1988 “Shell Strength of Conveyor Belt Pulleys; Theory and Design”; *International Journal of Mechanical Sciences*. Volumen 30, N°5, pp. 333-345.

JONES, D.R.H.

1995 “Shell Strength of Conveyor Belt Pulleys; Theory and Design”; *Engineering Failure Analysis*. Volumen 2, N°1, pp. 59-69.

KEECH, David, Rick SARKISIAN y Albert D. BONNEAU

1996 “Design and Manufacture of Conveyor Pulley Assemblies for Drummond Coal Shoal Creek Slope Belt”. *Society of Mining Engineering (SME)*. Colorado.

KING, Terry J.

1985 "The Function and Mechanism of Conveyor Pulley Drums". *International Materials Handling Conference: Beltcon 3*. Johannesburg.

1983 "Belt Conveyor Pulley Design- Why the Failures?" *International Materials Handling Conference: Beltcon 2*. Johannesburg.

KUMAR, D. Satish, Pradeep AGARWAL, V. JAGDEESH y Madhu RANJAN

2011 "Investigation of Conveyor Pulley Shaft Failures". *Journal of Failure Analysis and Prevention*. Volumen 11, pp. 700-704.

LAUGHLIN, Leo. J.

2012 "Development of Center Disc Design Using Finite Element Analysis". *Precision Pulley & Idler (PPI)*. Consulta: 21 de septiembre de 2014.

<http://www.ppipella.com/media/documents/SME2012L2_BF29470BBCE24.pdf>

2004 "Comparison of Shaft Designs for Conveyor Pulleys and Idler Rolls". *Mining Engineering*. Volumen 56, N°11, noviembre, pp. 33-35.

2002 "A Comparison of Turbine Pulley Design Philosophies with Historical Perspective". *Bulk Material Handling by Conveyor Belt IV - SME*. Febrero.

LI Jia, ZHENG Xiao-dong, WANG Lei y XIE Li-yang

2008 "Finite Element Analysis Method for Belt Conveyor Drum Based on Dynamic Nonlinear Model". *Coal Mine Machine, China Academic Journal Electronic Publishing House*. Volumen 29, N°11, pp.55-58.

LILL, Allan

2007 "Conveyor Pulley Design". *International Materials Handling Conference: Beltcon 14*. Johannesburg.

LINDNER, Christian

1975 "Berechnung einer Bandtrommel mit dem Finite-Elemente-Programm TPS 10". *Braunkohle*. Hannover, Heft 3, marzo, pp. 81-97.

LLOYD, B.E.

1981 "The Design of Conveyor Pulleys". *International Materials Handling Conference: Beltcon 1*. Johannesburg.

- LIU Kai, ZHANG An-ning y YE Guo-hui
2011 "Finite Element Analysis of Driving Pulley of Belt Conveyor Based on Ansys". *Coal Mine Machine*. Volumen 32, N°1, pp.101-102.
- LONGMAN, D. J.
1994 "Design of Belt Conveyor Pulley Drum". *International Mechanical Engineering Congress*. Perth, mayo, pp. 121-128.
- MALLIKARJUNA RAO, A., G. S. S. V. SURESH y D. PRIYADARSHINI
2012 "Alternate Design and Optimization of Conveyor Pulley using Finite Element Analysis". *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. Volumen 1, N° 7, septiembre.
- MARTINS, Jairo A. y István KÖVESDY
2012 "Overview in the Application of FEM in Mining and Study of Case: Stress Analysis in Pulleys of stacker - reclaimers: FEM vs Analytical". *INTECH - Finite Element Analysis - Applications in Mechanical Engineering*. Capítulo 13, pp. 277-296.
- MIHAILIDIS A., E. BOURAS y E. ATHANASOPOULOS
2015 "FEM Analysis of a belt conveyor driving drum". *6th BETA CAE International Conference*.
- PARADA, Julio
1994 "Dispositivos de Fijación para Poleas". *Revesol S.A. - Chile*. Santiago, julio.
- PATEL, Ronak R., Shashank P. JOSHI y AGRAWAL, P.M.
2011 "Studies on Some Aspects of Conveyor Drive Pulley Design". *National Conference on Recent Trends in Engineering & Technology*. Gujarat, mayo.
- PATEL, Tapan R. Ronak R. Patel y Shashank P. JOSHI
2014 "Conveyor Pulley Failure Analysis". *International Journal of Engineering Development and Research (IJEDF)*. Volumen 2, N°1, 445-447.
- QIU, Xiangjun y SETHI, Vinit
1993 "A New Pulley Stress Analysis Method Based on Modified Transfer Matrix". *Bulk Solids Handling: The International Journal of Storing, Handling and Transporting Bulk*. Volumen 13, N°4, noviembre, pp.713-724.

RAVIKUMAR M. y Avijit CHATTOPADHYAY

1999 "Integral Analysis of Conveyor Pulley Using Finite Element Method". *Computers and Structures*. Volumen 71, pp. 303-332.

1997 "On the Design of Conveyor Belt Pulley Supplementing Codal Knowledge with Finite Element Analysis". *Bulk Solids Handling: The International Journal of Storing, Handling and Transporting Bulk*. Volumen 17, N°4, octubre / diciembre.

REICKS, Allen V.

1996 "Weld Notch Affects on Pulley and Belt Conveyor Reliability". *Alspaugh M.A. and Bailey R.O., Bulk material handling by conveyor belt - SME*. Colorado, pp. 25-31.

SCHOLICH, Siegfried

1965 "Spannungen und Verformungen an Gurtbandtrommeln". *Bergbautechnik*. 15 Jg., Heft 10, octubre, pp. 517-522.

SETHI, Vinit y Lawrence K NORDELL

1993 "Modern Pulley Design Techniques and Failure Analysis Methods". *Proceedings of SME Annual Meeting & Exhibit*, Reno Nevada, febrero.

SIVA PRASAD, N. y SARMA RADHA

1990 "A Finite Element Analysis for the Design of a Conveyor Pulley Shell". *Computers and Structures*. Volumen 35, N° 3, pp. 267-277.

SPRIGGS, G.H.

1999 "The Golden Rules Belt Conveyor Loadings and Forces". *International Materials Handling Conference: Beltcon 13*. Johannesburg, septiembre.

STYGER, G. y R.F. LAUBSCHER

2011 "An Investigation into the Effect of the Manufacturing Process on the Fatigue Performance of Conveyor Pulleys". *International Materials Handling Conference: Beltcon 16*. Johannesburg.

TAKRAF

2014 "Gearless Drives for High-Capacity Belt Conveyors". *Mining Engineering, Society for Mining, Metallurgy, and Exploration (SME)*. Englewood CO, Junio.

VAN ZYL, Gys y Abdulmohsin AL-SAHLI

2013 “Failure Analysis of Conveyor Pulley Shaft”. *Cases Studies in Engineering Failure Analysis*. Volumen 1, N°2, pp. 144-155.

VODSTRCIL, R.

1982 “Analysis of Belt Conveyor Pulley using Finite Element Method”. *4th International Conference in Australia on Finite Element Methods*. Melbourne, University of Melbourne, Agosto, pp. 143-148.

WANG De-sheng, ZHOU Ai-ping y GAO Guo-fu

2012 “Stress Calculation of Large Scale Driven Drum Supporting Plates of Belt Conveyor”. *Journal oh Henan Polytechnic University (Natural Science)*. Volumen 31, N°6, pp. 693-696.

WANG Quanwei, Wei XIONG y Xiaolan WANG

2015 “Modal Analysis of Belt Conveyor Roller”. *2015 International Conference on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering (ISRME 2015)*. Abril.

WEN Fu-Cheng

2004 “The Design and the Application of Locking Assemblies in the Pulley of Belt Conveyor”. *Coal Mine Machine, China Academic Journal Electronic Publishing House*. 1003-0794, N°1, pp. 18-19.

WOLF, Tim

2000 “Effects of Drive Assembly – Overhung Loads on Belt Conveyor and Pulley Design”. *Bulk Material Handling by Conveyor Belt III - SME*.

1998 “Application of Weldment Fatigue Methods to Conveyor Pulley Design”. *Bulk Material Handling by Conveyor Belt II - SME*.

ZHANG Wei y LI Cheng-hua

2010 “Parameter Calculation for Drive Pulley of Belt Conveyor”. *Journal of Shenyang Agricultural University*. Volumen 41, N°2, abril, pp. 238-240.

Manuales y catálogos

BIKON

2011 *Shaft to hub connection*. Neuss.

2008 *Trommelboden 1000-04*. Neuss.

DODGE

2010 *Conveyor Components*. Greenville.

DUNLOP – ENERKA

1994 *Conveyor Belt Technique*. Drachten.

FAG

2010 *Rodamientos FAG – Catálogo WL 41 520/3 SB*. Barcelona.

FALK

2007 *True Torque Fluid Couplings (English- Inch)*. Rexnord Industries, New Berlin.

FSQ

2015 *We Bear The Rolling World (English- Inch)*. BH2015, Taipei.

GOODYEAR

2001 *Flexsteel Conveyor Belt*.

INDURA

2013 *Manual de sistemas y materiales de soldadura*. Indura S.A., Santiago.

LOVEJOY

2009 *FARR Couplings*. Lovejoy Inc. Downers Grove, Illinois.

PRECISION PULLEY & IDLER (PPI).

2012 *Tambor Motriz y Polea de Alta Capacidad*. Pella

2011 *Conveyor pulley – Engineering & Dimensions*. Pella.

RAS

2012 *Pulleys, september*. Surrey, BC.

RULLI RULMECA S.P.A

2010 *Informaciones Técnicas y Criterios de Diseño de las Cintas Transportadoras*. Bergamo.

SEW - EURODRIVE

2014 *Catalog Industrial Gear Units, Helical and Bevel-Helical Gear Units X Series*. Bruchsal.

WEG

2016 *Selección de Motores Eléctricos*. <<http://ecatalog.weg.net/>>.