



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA FATIGADORA DE CABLES DE ACERO  
A FLEXIÓN SOBRE POLEAS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PASCUAL PRADO SOUZA

PROFESOR GUÍA:

ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

LEONEL NÚÑEZ LAZO

JUAN PABLO VERGARA MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE

2016



**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL  
TÍTULO DE: Ingeniero Civil Mecánico  
POR: Pascual Prado Souza  
FECHA: 18/01/2016  
PROFESOR GUÍA: Alejandro Ortiz Bernardin**

## **DISEÑO DE UNA FATIGADORA DE CABLES DE ACERO A FLEXIÓN SOBRE POLEAS**

Prodinsa es la única empresa en Chile dedicada a la fabricación de cables de acero. Generalmente, los cables utilizados en palas mineras y grúas de altas prestaciones, están sometidos a altas cargas de trabajo cíclico durante su vida útil. La reiteración de los esfuerzos de flexión, extensión y contacto que se originan en cables que operan en condiciones dinámicas genera fatiga, siendo éste su principal mecanismo de falla. La carga de trabajo y el tamaño de las poleas, son las condiciones operacionales más influyentes en la vida del cable. Así mismo, los parámetros de diseño del cable, como su diámetro y construcción, lo caracterizan y determinan su comportamiento.

Para poder realizar buenas estimaciones sobre la vida útil de distintos tipos de cables que presten servicios dinámicos, se realizan ensayos de fatiga. Mediante este tipo de ensayos, es posible obtener valiosas conclusiones sobre cómo distintos factores influyen en el comportamiento de los cables, permitiendo así determinar qué construcciones son más aptas para cada aplicación y bajo qué condiciones de operación presentan un rendimiento óptimo.

El objetivo del presente trabajo es diseñar una fatigadora de cables de acero que cumpla con estándares internacionales y que satisfaga las necesidades de Prodinsa. Para lograr el objetivo propuesto se trabaja bajo la siguiente metodología de diseño: primero, se determinan los parámetros de diseño de la máquina; luego, se estudia el estado del arte de las fatigadoras en el mundo. Finalmente, se diseña iterativamente los distintos subsistemas de la máquina. El resultado final de este trabajo incluye planos y memorias de cálculo del diseño, la definición de lógica de control de la máquina y un manual de utilización de la misma.

El principal desafío en cuanto al diseño de la fatigadora es su versatilidad, ya que se requiere que sea capaz de ensayar cables desde 10 hasta 50 milímetros de diámetro. Dado lo anterior, el diseño de la máquina incluye dos poleas intercambiables que son utilizadas para tensionar el cable y originar su movimiento.

El diseño final de la fatigadora es de disposición vertical. El movimiento del cable es inducido mediante la implementación de un motor servo de 75 kW acoplado al eje de una de las poleas. La carga del ensayo es suministrada por un cilindro hidráulico capaz de ejercer hasta 150 kN que cuenta con una carrera máxima de 812 mm. La combinación de los equipos mencionados permite realizar ensayos en el rango de diámetros de cable requerido sobre poleas de entre 200 y 1000 mm de diámetro.

La adición de un sistema óptico de inspección permite automatizar la recopilación de datos generados durante la operación de la máquina y establecer la finalización de los ensayos según criterios de descarte existentes para cables de acero que operan en condiciones dinámicas.



## **Dedicatoria**

*“A mi madre, por su apoyo incondicional e  
Infinito cariño durante mis años de estudio”*



## **Agradecimientos**

A mi futura mujer y compañera de vida Olivia Bloomfield, por amarme y acompañarme pacientemente durante mis años de formación.

A mi madre Susana, por su apoyo incondicional e infinito cariño durante mis años de estudio.

A mi padre Alberto, por sus consejos y por hacer todo lo posible para facilitarme las cosas.

A mi hermano Gaspar, por su paciencia y comprensión.

A mis profesores que me guiaron durante este proceso formativo, en especial a aquellos que me apoyaron para poder realizar este trabajo.

A la empresa Prodinsa y toda su gente, por permitirme trabajar con ellos y en especial a Juan Pablo Vergara, por creer en mí y darme la oportunidad de crecer.

Y a mis compañeros y amigos, por enseñarme las cosas realmente importantes de la universidad.



## Tabla de Contenido

1. Introducción.....	1
1.1    Objetivos .....	2
1.2    Alcances .....	2
2. Antecedentes Generales .....	3
2.1 Estructura básica del cable de acero .....	3
2.2 Esfuerzos en el cable .....	4
2.3 Origen de la fatiga en cables de acero.....	11
2.4 Fatiga por flexión en torno a poleas .....	12
2.5 Efectos de la fatiga por flexión.....	15
2.6 Rigidez de los cables y rendimiento de poleas.....	16
2.7 Alargamiento de un cable de acero .....	17
2.8 Criterios de descarte .....	20
3. Antecedentes Específicos.....	23
3.1 Ensayo de fatiga de cables de acero a flexión sobre poleas.....	23
3.2 Estado del arte de las fatigadoras de cables de acero a flexión .....	25
4. Metodología.....	37
5. Resultados y Discusión .....	39
5.1 Estudio de requisitos .....	39
5.2 Estudio de tecnologías .....	42
5.3 Diseño conceptual.....	44
5.4 Diseño básico .....	46
5.5 Diseño de detalle.....	60
5.6 Lógica de control y diseño del software.....	67
5.8 Lineamientos de utilización de la máquina .....	68
6. Conclusiones.....	69
7. Bibliografía .....	71
Anexos .....	73
Anexo A: Criterios de descarte.....	73
Anexo B: Estudio de requisitos.....	88
Anexo C: Diseño básico.....	97
Anexo D: Diseño de detalle.....	106
Anexo E: Planos .....	125



## 1. Introducción

Prodinsa es una empresa especializada en diseñar, construir e instalar soluciones para levantar, mover y fijar cargas. Cuenta además con la única fábrica de cables de acero en Chile. Dada la competitividad de este mercado, se está especializando en la fabricación de cables de alta complejidad, como son los utilizados en palas mineras y grúas portuarias. Generalmente, los cables utilizados en palas mineras y grúas de altas prestaciones, están sometidos a altas cargas de trabajo cíclico durante su vida útil. El reemplazo de un cable se determina cuando se manifiesta algún criterio de descarte, el cual depende de cada aplicación. Estos elementos, indispensables en toda operación industrial, se consideran componentes críticos, por cuanto su carencia o ruptura (falla), además de paralizar una operación, puede afectar la producción y productividad a causa de incidentes.

La reiteración de los esfuerzos de flexión, extensión y contacto que se originan en un cable genera fatiga, siendo éste el principal mecanismo de falla en cables que prestan servicios dinámicos. La carga de trabajo y el tamaño de las poleas, son las principales condiciones operacionales que influyen en la vida del cable. Así mismo, los parámetros de diseño del cable, como su diámetro, construcción y tipo de alma, lo caracterizan y determinan su comportamiento. Dada la complejidad del fenómeno de deterioro del cable, según Vogel<sup>1</sup>, hasta la fecha no se ha podido calcular analíticamente la vida máxima de un cable, aun cuando se cuenta con suficientes datos [1].

Considerando lo anterior y en base a la necesidad de poder realizar buenas estimaciones sobre la vida útil de distintos tipos de cables que presten servicios dinámicos, se realizan ensayos de fatiga comparativos. Mediante este tipo de ensayos, es posible obtener valiosas conclusiones sobre cómo distintos factores influyen en el comportamiento del cable, permitiendo así, determinar qué construcciones de cables son más aptas para cada aplicación y bajo qué condiciones de operación presentan un rendimiento óptimo.

El ensayo de fatiga por flexión en cables de acero no está normado internacionalmente, ya que las condiciones a las que se somete la probeta dependen del objetivo del estudio que se esté realizando. En líneas generales, el ensayo consiste en someter una probeta, a ciclos de flexión en torno a poleas de determinadas características, bajo una tensión de interés. En el arreglo más simple del ensayo, una porción del cable recorre la garganta de una polea en una dirección y luego en sentido contrario, mientras se encuentra sometido a tracción. En esta configuración, el cable se flexiona en torno a la polea y luego se endereza para seguir su recorrido, generándose ciclos de fatiga.

---

<sup>1</sup> Dr.-Ing. Wolfram Vogel ha dirigido el Departamento de Ingeniería y Aplicaciones del Cable de Acero de la Universidad de Stuttgart, en Alemania desde 1999. Sus aportes en el campo de la investigación sobre el cable de acero son reconocidos mundialmente.

## **1.1 Objetivos**

El objetivo general del presente trabajo de título es diseñar una fatigadora de cables de acero a flexión sobre poleas, acondicionada al Laboratorio de Tecnología y Desarrollo de Prodinsa.

Los objetivos específicos del trabajo son:

- i. Determinar los parámetros de diseño de la máquina
- ii. Definir el diseño conceptual de la máquina
- iii. Diseñar los sistemas mecánicos y la estructura de la máquina
- iv. Definir la lógica de control que gobierna la fatigadora
- v. Elaborar los lineamientos de utilización de la máquina.

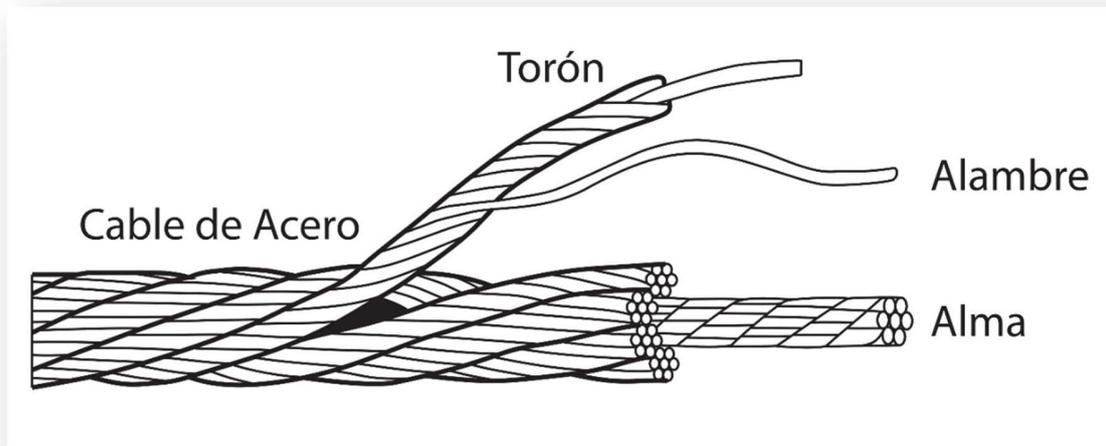
## **1.2 Alcances**

El alcance del proyecto contempla el diseño a nivel de ingeniería de detalle de los sistemas mecánicos y estructurales de la máquina, incluyendo planos y memorias de cálculo.

## 2. Antecedentes Generales

### 2.1 Estructura básica del cable de acero

Para comprender el desarrollo del presente proyecto, es imperativo establecer un lenguaje común para referirse a los componentes de un cable. El cable de acero es definido como una máquina simple, compuesto por un conjunto de elementos que transmiten fuerzas, movimientos y energía entre dos puntos, de una manera determinada para lograr un fin determinado. En la Figura 2.1 se muestran los componentes que definen la estructura de un cable, los cuales son descritos a continuación [2].



**Figura 2.1 Estructura básica del cable de acero.**  
Fuente: Elaboración propia en base a [2].

#### 2.1.1 Alambres de acero

El alambre de acero es el componente básico del cable. Es fabricado con acero de alto contenido de carbono y posee distintos grados o calidades, que dependen exclusivamente de los requerimientos finales del cable. Los alambres son torcidos helicoidalmente (en espiral) para constituir torones.

Diámetro, grado, cantidad y disposición de alambres, se escogen en función del servicio al que se destina el cable.

#### 2.1.2 Torones

Los torones están formados por un determinado número de alambres torcidos helicoidalmente en torno a un alambre central, y dispuestos en una o más capas. A cada configuración de cantidad y disposición de alambres se le llama construcción. Las construcciones más comunes de cables son *Seal*, *Warrington*, *Warrington Seal* y *Filler Seal*, distinguiéndose según su cantidad de alambres, número de capas y diámetro y disposición de alambres. Distintas construcciones presentan distintas propiedades mecánicas.

### 2.1.3 Alma o centro del cable

El alma es el eje central o núcleo de un cable. Alrededor del alma se disponen los torones. Su función es servir como base del cable, conservando su redondez, soportando la presión de los torones y manteniendo las distancias o espaciado correctos entre ellos (claro). Se distinguen dos tipos de Almas: de fibra (natural o sintética) y de acero (de distintas construcciones incluida la extruida con plástico).

### 2.1.4 Cable de acero

Se le llama cable de acero al producto final, constituido por el conjunto completo de torones torcidos en torno a un alma central. Se distinguen por su diámetro, construcción (cantidad de torones y alambres), tipo de alma, grado de alambre, tipo de lubricación, dirección de cableado (regular o cruzado, derecho o izquierdo (RD, RI, LD o LI)) y terminaciones opcionales (martillado, inyección de plástico, etc.).

En cuanto a las aplicaciones de los cables, éstas son clasificadas en dos grupos: estáticas y dinámicas. Las aplicaciones estáticas son aquellas en las que el cable permanece cargado constantemente, fijo en ambos extremos y no pasa por poleas ni tambores, como es el caso de los cables utilizados en puentes, postes y antenas. Por otro lado, las aplicaciones dinámicas son aquellas en las que los cables están sometidos a cargas variables, recorren poleas y se enrollan en tambores, como en el caso de las palas mineras, ascensores y grúas en general. El desarrollo de la fatiga por flexión aplica para el segundo grupo [3].

Mayores definiciones sobre la construcción y tipos de cables pueden ser encontradas en el catálogo técnico de Prodinsa [2].

## 2.2 Esfuerzos en el cable

Los cables que operan en aplicaciones dinámicas, es decir, que pasan por poleas o se enrollan en torno a tambores, desarrollan fatiga debido principalmente a la reiteración de 3 esfuerzos:

- esfuerzos de tracción,
- esfuerzos de flexión y
- esfuerzos de contacto.

Los esfuerzos de contacto inducen desgaste y deformaciones en la superficie de los alambres, lo que ha hecho imposible hasta la fecha calcular la vida útil del cable [1].

### 2.2.1 Esfuerzos de tracción

Se origina cuando el cable está sometido a carga axial. Mientras el cable se mantiene estático, el esfuerzo de tracción se define como

$$\sigma_o = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

donde

- $\sigma_o$ : esfuerzo de tracción estático [MPa].
- $F$ : fuerza estática o carga en el cable [kN].
- $A$ : sección metálica del cable [mm].

La sección metálica del cable es la suma de las áreas transversales de los alambres que componen el cable, lo que significa que

$$A = \frac{\pi}{4} \sum \delta_i^2 \quad (2.2)$$

donde

- $\delta_i$ : diámetro del alambre  $i$  [mm].

Si el cable opera en condiciones dinámicas, al iniciarse el movimiento se desarrolla un esfuerzo dinámico  $\sigma_d$  que depende de la aceleración del cable y de la gravedad [4].

$$\sigma_d = \frac{\sigma_o * y}{g} \quad (2.3)$$

donde

- $\sigma_d$ : esfuerzo de tracción dinámico [MPa].
- $y$ : aceleración [ $m/s^2$ ].
- $g$ : aceleración de gravedad [ $m/s^2$ ].

Si la aceleración es constante, el esfuerzo de extensión dinámico puede ser representado de la siguiente forma

$$\sigma_d = \frac{\sigma_o * V^2}{g * 2 * x} \quad (2.4)$$

donde

- $V$ : velocidad final [m/s].
- $x$ : distancia recorrida por la carga desde el reposo hasta que alcanza la velocidad final [m].

El esfuerzo total de tracción en el cable es la suma de los esfuerzos de extensión estático y dinámico, como se indica en la Ecuación (2.5).

$$\sigma_t = \frac{P}{S} + \frac{\sigma_o * V^2}{g * 2 * x} \quad (2.5)$$

Cuando la velocidad del cable no excede de 2 m/s, se suele aproximar el esfuerzo de tracción dinámico como un 10% del esfuerzo de tracción estático, como se indica en la Ecuación (2.6).

$$\sigma_t = 1,1 * \frac{P}{S} \quad (2.6)$$

El análisis anterior no considera el torcimiento helicoidal de los alambres, el cual implica que en ellos se generen esfuerzos adicionales de flexión, torsión y contacto. Por lo anterior, el esfuerzo real que experimenta un cable sometido a tracción es mayor que el esfuerzo global de tracción. Por otro lado, cuando las cargas son bajas y los tramos largos, es necesario considerar el peso del cable; ya que se torna significativo para su dimensionamiento.

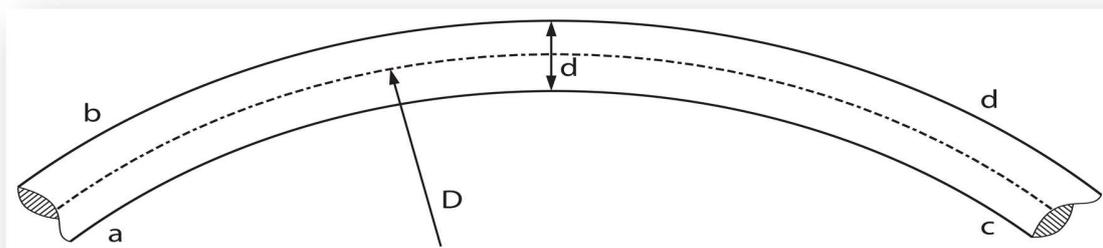
La disposición helicoidal de los alambres genera que el esfuerzo que experimenta cada uno de ellos sea distinto, dependiendo de su ángulo de torcido y del ángulo de cerrado del torón al que pertenece [5]. Por otro lado, alambres y torones pueden presentar soldadura en su base, falta de lubricación o soldaduras displicentes, entre otros factores, que pueden disminuir la resistencia de los alambres. En algunos casos la diferencia de esfuerzos que perciben los alambres puede ser muy significativa, sobre todo cuando la carga es aplicada intermitentemente pudiendo producirse cortes tempranos de alambres.

### **2.2.2 Esfuerzos de flexión**

Cada vez que un cable es sometido a flexión al pasar por una polea o enrollarse en torno a un tambor, experimenta un estiramiento de su zona externa y una contracción de su zona interna. Si la polea es de tamaño adecuado (según la construcción del cable) el esfuerzo originado en los alambres a partir de estos cambios de longitud es determinado por la Ley de Hooke. La magnitud del esfuerzo de flexión que experimentan los alambres depende de su diámetro, de la elasticidad del cable y del radio de curvatura al que se sometan. Los esfuerzos de flexión son máximos cuando el alambre pasa cerca del núcleo, por lo que es esperable que los cortes de alambre originados debido a los esfuerzos de flexión se concentren al interior del cable, lo cual no es visible desde el exterior.

Cuando el cable se pliega en una longitud de contacto igual al paso del cableado, se tiene una flexión completa, situación en la cual el esfuerzo de flexión es máximo; cuando la longitud de plegado es menor al paso del cable se tiene una flexión incompleta originándose un esfuerzo de flexión proporcional al arco de contacto. Si el cable se pliega más y la longitud de contacto con la polea es mayor, no experimenta un mayor esfuerzo de flexión, sino que el valor de éste permanece constante e igual al alcanzado por el cable al efectuar la flexión completa. En dicho caso la zona flectada se desplaza desde el punto de tangencia de entrada del cable a la polea, hasta el de salida, sin que por ello el cable experimente mayor doblez ni esfuerzo.

En la Figura 2.2 se ve representado un alambre de diámetro  $d$  que se flecta con un diámetro de curvatura  $D$ . Como es posible observar en la figura, la sección a-c es más corta que la sección b-d. El alargamiento unitario  $i$  de la fibra b-d es definido como la variación de la longitud de la fibra en función de su longitud inicial, como se indica en la Ecuación (2.7) [4].



**Figura 2.2: Esquema del origen del esfuerzo de flexión.**  
Fuente: Elaboración propia en base a [4].

$$i = \frac{L_{final} - L_{inicial}}{L_{inicial}} = \frac{\pi * (D + d_w) - \pi * D}{\pi * D} = \frac{d_w}{D} \quad (2.7)$$

donde

- $i$ : alargamiento unitario.
- $L_{final}$ : largo final de la fibra [m].
- $L_{inicial}$ : largo inicial de la fibra [m].
- $d_w$  = diámetro del alambre [mm].
- $D$  = diámetro de polea [mm].

Debido al efecto hélice que experimentan los alambres por el proceso de torcido y los torones por el de cerrado, la elasticidad del cable es mayor que la elasticidad de sus alambres. Por lo tanto, al calcular el esfuerzo que origina el alargamiento de las fibras de un cable por flexión se debe considerar el módulo de elasticidad del cable, como se indica en la Ecuación (2.8).

$$\sigma_f = E_r * i = E_r * \frac{d_w}{D} \quad (2.8)$$

donde

- $\sigma_f$ : esfuerzos de flexión [MPa].
- $E_r$ : módulo de elasticidad del alambre [MPa].

La mayor flexión es experimentada por los alambres exteriores del cable y dicha flexión es máxima cuando el alambre pasa cerca del núcleo del cable. La mínima razón admitida entre el diámetro de la polea y el diámetro de los alambres exteriores es 400, pero si la instalación lo permite y con el fin de extender la vida útil del cable, se recomienda trabajar con razones entre 800 y 1000 [5]. En base a la construcción y diámetro del cable los fabricantes de cables de acero proporcionan un diámetro mínimo de polea recomendado, como se indica en la Tabla 2.1.

Una fuerza en el cable que provoca el mismo esfuerzo que el esfuerzo de flexión es llamada “carga de flexión equivalente” y es calculada considerando la sección metálica del cable  $A_m = 0,38 * d^2$ , como se indica en Ecuación (2.9).

$$F_b = \sigma_f * A_m = \frac{E_r * d_w * A_m}{D} \quad (2.9)$$

donde

- $F_b$ : carga de flexión equivalente [kN].
- $A_m$ : sección metálica del cable [mm<sup>2</sup>].

**Tabla 2.1: Tamaño mínimo de polea recomendado.**

Construcción	Diámetro mínimo de polea sugerido (relación D/d)
6x26 Warrington Seale	30
6x25 Filler Wire 6x31 Warrington Seale	26
6x36 Warrington Seale 6x43 Filler Wire Seale	23
6x50 Seale Filler Wire Seale	22
6x41 Warrington Seale 6x41 Seale Filler Wire 6x49 Filler Wire Seale 8x25 Filler Wire 8x31 Warrington Seale	20
8x36 Warrington Seale 6x57 Seale Filler Wire Seale 6x64 Seale Filler Wire Seale 6x70 Seale Filler Wire Seale 6x77 Seale Filler Wire Seale	18

**Fuente: Elaboración propia en base a [2].**

La flexibilidad que presenta un cable aumenta, a igual sección metálica, junto al número de alambres y torones de los que esté compuesto. Es decir, que cuanto más delgados sean los alambres y torones, mayor es la flexibilidad del cable y cuanto más gruesos, mayor la rigidez. En base a la experiencia se ha concluido que la flexibilidad de los cables aumenta más rápido al aumentar el número de alambres en torones, que el número de torones en el cable [4].

Por otro lado, un cable es más flexible, a igualdad de diámetro, cuando la relación entre su sección textil, en caso de almas de fibra, y su sección total es elevada. Igualmente, hay mayor flexibilidad si el cableado es regular que si el cableado es cruzado. La preformación también influye en la flexibilidad, en este proceso los alambres son deformados helicoidalmente antes de alcanzar la zona de formación del cable; un cable preformado es más flexible que otro cable de iguales características pero que no sea preformado. Por último, los cables construidos de aceros de resistencia específica elevada, son más rígidos que los que se construyen con aceros de baja resistencia.

Por lo tanto, la flexibilidad del cable depende de:

- su construcción,
- el diámetro y grado de sus alambres,
- su sección textil (en el caso de constar con alma de fibra),
- su tipo de cableado y
- su preformación.

Por consiguiente el esfuerzo por flexión de un cable es menor si se eligen estructuras:

- de alto número de alambres,
- de almas textiles,
- de cableado regular y preformados y
- con aceros de baja resistencia específica.

Al disminuir el diámetro de los elementos que constituyen el cable, se debe tener precaución de no descender por debajo de cierto límite, ya que la flexibilidad de los cables de alambres muy delgados está limitada por el rozamiento interior de los mismos. En efecto, la fricción aumenta con el número y delgadez de los alambres, disminuyendo, por consiguiente, la flexibilidad que se quiere obtener.

### **2.2.3 Esfuerzos de contacto**

Existen dos tipos de esfuerzos de contacto: esfuerzos de contacto entre elementos internos del cable; y esfuerzos de contacto entre el cable y la polea. Aún no existe un modelo matemático que logre cuantificar correctamente los esfuerzos del primer tipo, pero es sabido que dependen principalmente de la construcción del cable y de la carga a la que se someta [1].

Los esfuerzos de contacto entre el cable y la polea se originan debido a que el cable, al plegarse sobre la polea, ejerce una presión sobre el fondo de la garganta que produce desgaste, aplasta el cable y puede romper sus alambres. Al aplastarse de forma excesiva el cable, se alteran las posiciones relativas de sus elementos, resultando en un debilitamiento de éste para resistir esfuerzos de flexión.

En la Figura 2.3 se muestra un esquema en el que un cable pasa por una polea de diámetro  $D$ , con un ángulo de incidencia  $a$  y sometido a una fuerza de tracción  $F$  [4]. Bajo la configuración representada en el esquema, la fuerza resultante sobre la polea es

$$2 * F * \text{sen}(a) \quad (2.10)$$

donde

- $F$ : carga en el cable [kN].
- $a$ : ángulo de incidencia del cable [rad].

El esfuerzo sobre el fondo de la garganta está determinado por el área de contacto del cable, de éste modo

$$\sigma_p = \frac{2 * F * \text{sen}(a)}{L * m} \quad (2.11)$$

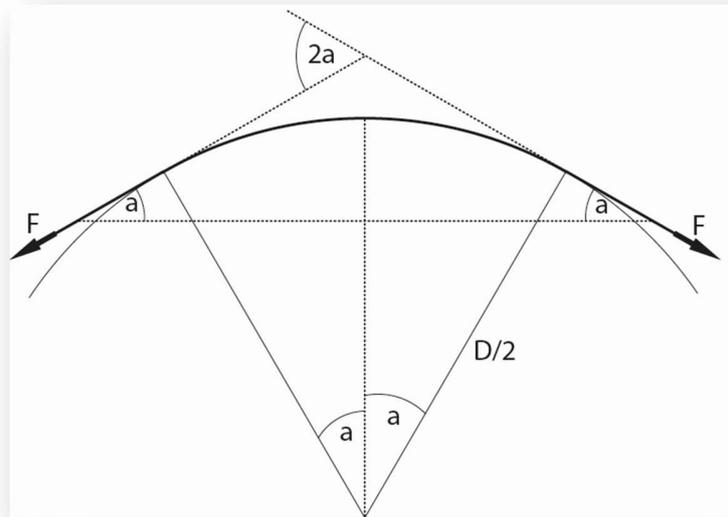
donde

- $\sigma_p$ : esfuerzo de aplastamiento [MPa].
- $L$ : longitud de contacto del cable [m].
- $m$ : ancho transversal de contacto del cable [mm].

Considerando la figura, la longitud de contacto es

$$L = D * \text{sen}(a) \quad (2.12)$$

donde  $D$  es el diámetro de la polea.



**Figura 2.3: Esquema del origen del esfuerzo de contacto.**  
Fuente: Elaboración propia en base a [4].

resultando

$$p = \frac{2 * F * \text{sen}(a)}{D * \text{sen}(a) * m} = \frac{2 * F}{D * m} \quad (2.13)$$

Como es posible observar en la Ecuación (2.13), el esfuerzo de aplastamiento no depende del ángulo de incidencia del cable, por lo que no depende del arco de abrazamiento del cable sobre la polea. Por otro lado, el ancho de contacto  $m$  del cable con la polea, es una fracción del diámetro del cable, dependiendo del correcto perfil de la garganta de la polea y de la construcción del cable.

La construcción del cable influye fuertemente en su capacidad de resistir el aplastamiento. Los cables constituidos de alambres gruesos resisten mejor el

aplastamiento que los fabricados con alambres finos. En contraparte, un cable con alma de fibra es menos resistente al aplastamiento que un cable con alma metálica. Así mismo, cuanto mayor es el número de alambres y torones para un mismo diámetro de cable, más flexible es éste, pero también es menos resistente a la compresión y abrasión.

Si bien los esfuerzos de contacto entre alambres y los esfuerzos de aplastamiento dependen de las mismas variables, al aumentar la carga los esfuerzos de contacto inducen una mayor cantidad de cortes de alambres [5].

### **2.3 Origen de la fatiga en cables de acero**

La fatiga en metales, es un mecanismo de deterioro donde el material puede fallar estando sometido a cargas muy inferiores a su límite elástico. En este proceso, la acción de una fuerza fluctuante origina una microgrieta en algún defecto o punto de acumulación de esfuerzos, la cual se propaga mediante un mecanismo de plasticidad local. En la práctica, existen múltiples factores, tanto del material como del entorno, que pueden dar origen a la microgrieta, tales como los cambios abruptos de geometría de un eje o alguna raya en la superficie del material. Esfuerzos superficiales localizados (rozamiento) son comúnmente relacionados con etapas iniciales de la propagación de grietas por fatiga [6].

En experimentos de laboratorio, es común observar una gran dispersión en cuanto a los registros del número de ciclos que es capaz de soportar un componente antes de fallar por fatiga. El parámetro que domina la resistencia a la fatiga de un material o el número de ciclos capzantes de fallar, es el rango de la carga.

Los cables están constituidos por un arreglo particular de alambres de acero. Generalmente, el acero utilizado en los alambres es de alta resistencia, pudiendo llegar a ser 5 veces más resistente que el empleado típicamente en construcción. Esta alta resistencia se consigue mediante el uso de un acero al carbono con alto contenido de carbono y una estructura de grano muy fino, logrado a través de una transformación isotérmica y un trabajo de endurecimiento mediante estirado. La distribución de la carga entre varios alambres “paralelos” tiene esencialmente dos beneficios: Asegura la combinación de alta resistencia y rigidez axial con flexibilidad; y permite el uso estructural de un acero esencialmente frágil a muy altas tensiones mediante la subdivisión de la estructura para aislar las fracturas locales, de la misma manera en que un compuesto de fibra logra su tenacidad. Este último punto es importante para garantizar que un cable es “duro” en el sentido de que es tolerante a daños locales, particularmente en forma de alambres rotos.

Los cables de acero operan a altos niveles de esfuerzos y son casi invariablemente sometidos a cargas fluctuantes. En cables que operan en condiciones dinámicas, una fuente importante de fluctuación de esfuerzos es la repetición de doblar y estirar el cable, como ocurre al pasar por poleas y al entrar y salir de tambores.

Por otro lado, debido a la soldadura que existe entre alambres, para que se produzca la falla total del cable (rompimiento de al menos un torón), se requiere que varios alambres individuales se corten en una vecindad. La fatiga de un alambre es inevitable, no solamente por el hecho de estar sometido a esfuerzos fluctuantes, sino porque existen otros procesos que magnifican y aceleran los efectos de la fatiga y que conducen al

deterioro de una zona en específico. Estos procesos pueden ser el rozamiento entre alambres, o el enlace con otro mecanismo de deterioro, como desgaste o corrosión.

Considerando lo anterior, el concepto de fatiga de un cable de acero es más amplio que la sola consideración de la fatiga de sus alambres, pues involucra también la reiteración de esfuerzos de contacto que generan fricción y por lo tanto, desgaste superficial en los alambres.

En la práctica la fatiga del cable involucra gran cantidad de zonas fatigadas a lo largo del cable, manifestándose en términos de cortes de alambres. El rompimiento del cable ocurre cuando la concentración de cortes de alambres es suficiente para que el material restante no sea capaz de resistir la carga. Una consecuencia interesante de este requisito de múltiples fallos de alambres por fatiga, es que, como existe una gran dispersión estadística del número de ciclos que inducen al fallo aislado de un alambre, se distinguen muchos alambres rotos distribuidos a lo largo del cable antes de su fallo total. Lo anterior conduce a que, para muestras de cable de una longitud determinada, exista una muy pequeña dispersión estadística de la cantidad de ciclos de fatiga que inducen el fallo total del cable.

El origen de los esfuerzos fluctuantes que inducen a los distintos tipos de fatiga del cable de acero puede ser clasificado en cuatro categorías: tensión-tensión; flexión en torno a poleas; flexión libre; y torsión. Por otro lado, la fatiga puede ser inducida también por vibraciones mecánicas en el cable o por distorsiones térmicas. A continuación se trata solamente el mecanismo de fatiga por flexión en torno a poleas.

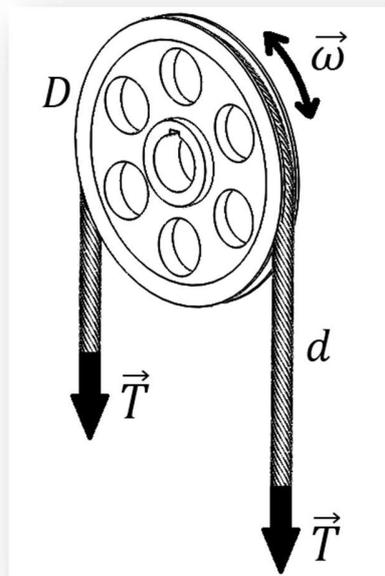
## **2.4 Fatiga por flexión en torno a poleas**

*Bending-over-sheaves fatigue* es el nombre usado tradicionalmente para describir el proceso de flexión repetida sobre poleas bajo carga constante: es un tema que ha sido objeto de considerable experimentación, especialmente en Stuttgart por Feyrer (1995) y antes de él por Muller (1961), pero también en particular por Scoble (1930) y Gibson (1980).

La fuente de fluctuaciones de esfuerzos en este mecanismo son los cambios de curvatura locales del alambre cuando el cable se adapta al radio de una polea o tambor y cuando vuelve a enderezarse. En dichos casos se generan esfuerzos fluctuantes de flexión, de contacto entre alambres y de aplastamiento con la polea o tambor. Los esfuerzos mencionados se manifiestan simultáneamente, presentando mayor o menor relevancia según las condiciones de trabajo del cable.

Para que el alambre pueda adaptarse a los cambios de curvatura del cable, se requiere que los alambres puedan deslizar entre sí. Cualquier restricción a esta libertad, por ejemplo, mediante una lubricación ineficaz o por corrosión interna, origina desgaste en los alambres disminuyendo su resistencia a la fatiga.

En la Figura 2.4 se representa un cable de diámetro  $d$  que recorre la garganta circular de una polea de diámetro  $D$ , a una velocidad  $\omega$ , bajo una tensión  $T$ . La reiteración de los esfuerzos originados en esta situación induce al desarrollo de fatiga en los alambres del cable, por lo que las variables que gobiernan dichos esfuerzos y la forma en que interactúan los materiales, son factores determinantes en cuanto a la duración del cable en servicio.



**Figura 2.4 Cable operando en condiciones dinámicas.**

La vida del cable se ve influenciada por parámetros del mismo, como:

- su diseño (construcción),
- su diámetro,
- el diámetro y grado de sus alambres,
- el tipo de alma,
- la mínima carga de rotura de diseño,
- el lubricante, etc.

Así como por las condiciones de trabajo bajo las cuales presta servicio, entre ellas se encuentran:

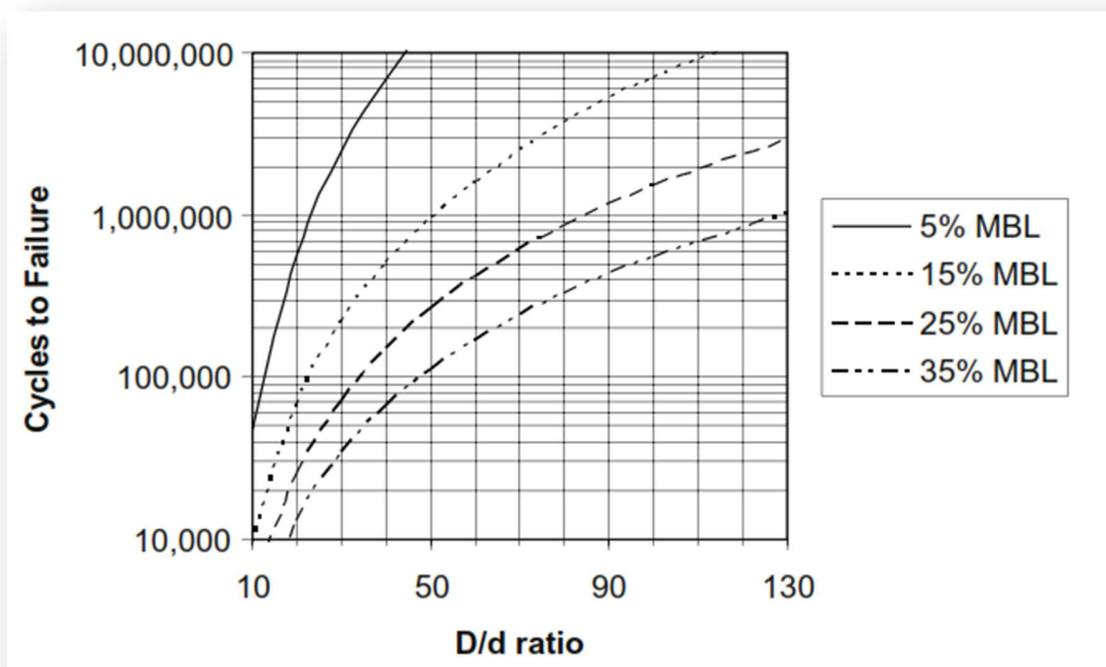
- la carga de trabajo,
- la relación  $D/d$  del diámetro de la polea y el diámetro del cable,
- el perfil de garganta de la polea,
- el material de la garganta de la polea,
- el ambiente de trabajo,
- el tipo de flexión, etc.

De los parámetros indicados anteriormente, para un sistema bien mantenido, la carga en el cable y su relación de diámetros con la polea son los más determinantes. Sin embargo, longitudes de flexión pequeñas o ángulos de abrazamiento acotados, pueden conducir a un aumento significativo en la vida del cable, ya que éste no se ajustaría plenamente a la curvatura de la polea y por lo tanto la flexión no sería completa. Por otro lado, combinaciones adversas de los ángulos de desviación (*fleet angle*) o una inadecuada geometría de la ranura, pueden causar degradación adicional, comprometiendo el comportamiento de la flexión del cable, provocando desgaste o induciendo torsión. En la Figura 2.5 se presenta la predicción del número medio de ciclos que es capaz de realizar un cable antes de fallar a causa de fatiga por flexión,

usando un modelo numérico presentado por Feyrer (1995). El cable representado es de 6 x 36 de 32 mm con alma de torón y los resultados son graficados en función de la relación  $D/d$  para cargas constantes, en base a la carga mínima de rotura (MBL) garantizada por el fabricante. Si bien, como se mencionó con anterioridad, los modelos numéricos no son capaces de predecir por completo el comportamiento del cable, sirven de referencia para poder entender su comportamiento bajo ciertas condiciones [6].

Como se ha mencionado, son múltiples las variables que influyen en el desarrollo de la fatiga en el cable, sin embargo, dependiendo de las condiciones en que opera, alguno de los esfuerzos puede ser mucho más significativo que los otros, por lo que las variables que lo gobiernan son más influyentes que el resto [7].

Cuando el cable opera en condiciones severas, es decir, alta carga de trabajo y poleas relativamente pequeñas, la falla se origina generalmente en la zona de contacto entre torones (valles). Las fuerzas de contacto inducen deformaciones en los alambres, y cuando la deformación supera cierto límite crítico, esfuerzos multiaxiales producen el rompimiento del alambre. Cuando la sección metálica del cable se ve reducida lo suficiente debido a cortes de alambres individuales, el cable completo falla.



**Figura 2.5 Ciclos a la falla vs relación de diámetros D/d**  
Fuente: Elaboración propia en base a [6].

Cuando el cable opera a baja carga y en poleas relativamente pequeñas, el esfuerzo predominante es el de flexión. Los alambres exteriores de los torones experimentan el mayor esfuerzo de flexión, el cual es máximo cuando los alambres pasan cerca del núcleo del cable. Progresivamente aparecen grietas en los alambres exteriores, las cuales se propagan originando cortes de alambres. Los cortes de alambre reducen la sección metálica del cable, induciendo la falla total del cable. Debido a que los alambres

exteriores fallan primero cerca del núcleo, el cable puede fallar sin manifestar signos previos que puedan ser detectados a simple vista.

Cuando el cable trabaja en condiciones moderadas, es decir, con cargas entre medias y bajas, y poleas del tamaño recomendado, la mayoría de los alambres se cortan debido al contacto de los alambres con la polea. En estos casos los cortes de alambres son visibles antes de que la falla total del cable ocurra.

Cabe destacar que, generalmente, el cable falla porque la distribución de carga en sus alambres no es pareja. Al flectarse el cable en torno a una polea se reduce la posibilidad de deslizamiento de sus alambres debido al aplastamiento del cable. Lo anterior forma zonas de alta carga donde puede originarse la falla total de un torón.

Por otro lado, la construcción del cable es sumamente influyente en términos del desarrollo de la fatiga por flexión, sobre todo por la respuesta a la carga transversal sobre poleas o tambores. En cables con construcciones de torcido regular y de una sola capa de torones exteriores, las fuerzas se transmiten entre los alambres por líneas de contacto, mientras que en cables multicapa o construcciones resistentes a la rotación de varias capas, existen contactos puntuales entre los alambres. En este último caso, se tiende a inducir fallas por fatiga de alambres internos, que no son visibles desde el exterior, lo cual es una característica que debe ser considerada en la definición de los métodos de inspección y criterios de descarte.

## **2.5 Efectos de la fatiga por flexión**

En general, como ha sido posible notar, la fatiga por flexión en torno a poleas es producto de la reiteración de varios esfuerzos que se producen de forma simultánea. La degradación del cable, por consiguiente, se manifiesta también de múltiples formas.

La reiteración de los esfuerzos de flexión y contacto, tiene como consecuencia final cortes de alambres en el cable, ya sea en su interior o en capas exteriores. Cuando la sección metálica del cable se ve reducida lo suficiente, el cable completo falla, pero antes de que eso ocurra, existen cambios en la geometría del cable que indican que la fatiga se está desarrollando [7].

El aumento de la longitud del cable es uno de los síntomas más evidentes del deterioro del cable. El desgaste superficial de los alambres debido a la fricción y los cortes de alambres que se presentan a medida que se completan los ciclos de fatiga, reducen la sección metálica del cable. Si la carga se mantiene constante, el esfuerzo en tracción percibido por el cable aumenta y por ende, aumenta su longitud. En este mismo proceso el cable puede experimentar también destorcimiento axial, aumentando la longitud de su paso.

Producto de la elongación del cable se genera una reducción general de su diámetro, lo cual es esperable, sin embargo reducciones locales de diámetro o deformaciones en el cable, pueden ser originadas debido a defectos en su fabricación y manifestarse a medida que se desarrolla su vida. Es importante detectar estos defectos de fabricación, ya que pueden originar una falla total del cable a los pocos ciclos luego de manifestarse.

En resumen, los principales efectos del desarrollo de la fatiga en el cable son:

- elongación del cable,
- alargamiento del paso del cable,
- disminución del diámetro del cable,
- deformaciones locales,
- cortes de alambres y
- la falla total del cable

## 2.6 Rigidez de los cables y rendimiento de las poleas

Como se indicó en la sección 2.2.2 cables que operan en condiciones dinámicas presentan una resistencia a la flexión producida por la resistencia elástica de los alambres que lo constituyen, pero además el rozamiento interno de sus elementos provoca un esfuerzo adicional proporcional a la carga en el cable [4].

La resistencia elástica de los alambres es independiente del diámetro de polea sobre el cual se pliegue el cable, en cambio el rozamiento interno de los elementos del cable depende de dicho diámetro y aumenta con el número de capas de alambres y torones. En efecto, si el cable está sujeto a una carga de tracción  $T$ , al pasar por la polea se origina una compresión radial debido a la inclinación respecto al vector fuerza. La compresión radial producida por la fuerza es:

$$T * \cotag(\alpha) \quad (2.14)$$

donde

- $\alpha$ : ángulo de inclinación de los alambres sobre el eje del cable [rad].

De esta forma, la compresión de cada alambre contra los de la capa subyacente es, por paso de cableado

$$2 * \pi * t * \cotag(\alpha) \quad (2.15)$$

donde

- $t$ : carga en un alambre [N].

La compresión descrita en la Ecuación (2.15) produce un rozamiento en cada alambre equivalente a

$$2 * \pi * t * \cotan(\alpha) * f \quad (2.16)$$

donde

- $f$ : coeficiente de roce entre acero y acero engrasado ( $f=0,10$ ).

Este rozamiento producido por la compresión radial de los alambres es muy considerable y limita, cuando el cable se dobla, la capacidad de deslizamiento de los

elementos fundamentales del cable. Su valor excede por mucho al de la resistencia elástica de todos los alambres del cable juntos. Debido a lo anterior, al calcular la rigidez de un cable se desprecia, sin gran error, la resistencia elástica de sus alambres y se considera tan sólo la producida por el rozamiento interno.

La rigidez de un cable puede ser estimada mediante la diferencia de tensiones que existe entre el tramo conductor de la polea y el conducido, definiéndose así el rendimiento de polea.

Considerando lo anterior, al dimensionar la potencia de un motor que es utilizado para generar la elevación de un objeto mediante un cable que pasa por una polea fija, se debe considerar un esfuerzo para vencer la rigidez del cable y otro para vencer el rozamiento de los rodamientos de la polea, aparte del requerido para generar el levantamiento de la carga.

Aunque la rigidez del cable depende de múltiples factores, a modo de aproximación se considera que el esfuerzo necesario para vencer la rigidez del cable y el roce de los rodamientos de la polea es

$$s + s' = 0,03 * T \quad (2.17)$$

donde

- $s$ : fuerza necesaria para vencer la rigidez del cable [kN].
- $s'$ : fuerza necesaria para vencer el roce de los rodamientos [kN].

La eficiencia de polea  $k_f$  es definida como la razón entre la carga a elevar y la carga percibida por el equipo de levante, como se indica en la Ecuación (2.18)

$$k_f = \frac{T}{T + s + s'} [\%] \quad (2.18)$$

Finalmente, la eficiencia de poleas montadas sobre rodamientos es, aproximadamente

$$k_f = \frac{T}{T + 0,04 * T} = \frac{1}{1,04} = 97\% \quad (2.19)$$

## 2.7 Alargamiento de un cable de acero

El alargamiento de un cable de acero puede ser producto de varios factores, algunos de ellos producen elongaciones muy pequeñas, por lo que generalmente pueden ser despreciadas. A continuación se presentan las principales causas que originan el alargamiento de un cable. Las dos primeras son las más importantes y la tercera tiene una cierta influencia en determinadas circunstancias [2].

- i. Elongación estructural por construcción: se debe al asentamiento de alambres en torones y de torones en el alma. El valor práctico de esta elongación depende de muchos factores, los más importantes son: el tipo de cable; el rango de cargas aplicadas; y la cantidad y frecuencia de los

ciclos de operación. No es posible afirmar cifras exactas para los distintos cables en uso, sin embargo los valores presentados en la Tabla 2.2 pueden ser considerados para conseguir resultados razonablemente acertados.

**Tabla 2.2: Elongación estructural por construcción.**

Carga	Elongación [%]	
	Alma de fibra	Alma de acero
Liviana (FD 8:1)	0,250	0,125
Normal (FD 5:1)	0,500	0,250
Pesada (FD 3:1)	0,750	0,500
Pesada, con muchos dobleces y deflexiones	Hasta 2,000	Hasta 1,000

**Fuente: Elaboración propia en base a [2].**

FD: factor de diseño.

- ii. Alargamiento elástico debido a la aplicación de una carga axial: su comportamiento puede ser estimado, dentro de ciertos límites, según la Ley de Hooke, como se indica en la Ecuación (2.20).

$$\varepsilon_e = \frac{F * L}{E * A} \quad (2.20)$$

donde

- $\varepsilon_e$ : alargamiento elástico [mm].
- $L$ : longitud inicial del cable [mm].
- $F$ : fuerza o carga [N].
- $A$ : área transversal del cable [mm<sup>2</sup>].
- $E$ : módulo de elasticidad del cable [GPa].

El módulo de elasticidad del cable varía según su construcción y la etapa de vida en la que se encuentre, pero depende principalmente de su área transversal. En la Tabla 2.3 se muestra el módulo de elasticidad de cables nuevos según su construcción.

Usando los valores de la tabla, es posible obtener una estimación razonable del alargamiento elástico. Si se requiere mayor exactitud en la información es necesario realizar una prueba experimental con una muestra del cable. Las cifras mencionadas son aproximadas y son aplicables a cables trabajando con un factor de diseño alrededor de 5:1. Es posible obtener módulos de elasticidad más altos trabajando con factores de diseño inferiores a 5:1.

**Tabla 2.3: Elongación estructural por construcción.**

<b>Construcción de cables negros</b>	<b>Módulo de Elasticidad [GPa]</b>
Serie 6 x 7 AF	63
Serie 6 x 7 AA	70
Serie 6 x 19 AF	50
Serie 6 x 19 AA	60
Serie 6 x 37 AF	47
Serie 6 x 37 AA	56
Serie 18 x 7 AF	43
Serie 18 x 7 AA	45
<b>Torones galvanizados</b>	
1 x 7 (6/1)	110
1 x 19 (12/6/1)	100
1 x 37 (18/12/6/1)	95

**Fuente: Elaboración propia en base a [2]**

- iii. Expansión o contracción térmica debido a variaciones en la temperatura: el coeficiente de expansión térmica lineal de un cable de acero es aproximadamente  $12,5 \times 10^{-6} \text{ C}^{-1}$ , por lo tanto, el cambio en longitud de un cable producto del cambio de temperatura es:

$$\varepsilon_t = \alpha_L * L * \Delta t \quad (2.21)$$

donde

- $\varepsilon_t$  = expansión o contracción térmica [mm].
- $\alpha_L$  = coeficiente de expansión térmica lineal [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ].
- L = longitud original del cable [mm].
- $\Delta t$  = cambio de temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ].

La Ecuación (2.21) implica un aumento en longitud del cable si la temperatura aumenta, y una reducción de longitud si la temperatura disminuye.

- iv. Alargamiento causado por la rotación de un extremo libre del cable: en general, se evita la implementación de cables que no sean anti giratorios en configuraciones que sometan al cable a carga axial con un extremo libre. Sin embargo, si se da el caso, debido al destorcimiento de los torones, el alargamiento puede ser muy considerable.
- v. Alargamiento debido al desgaste por fricción interna de los alambres en el cable: en este caso se reduce el área transversal del cable, originando un alargamiento permanente, de un modo similar a la elongación permanente por construcción.

La elongación total del cable es la suma de todos los factores presentados con anterioridad. Al calcular la elongación total que puede experimentar un cable mediante las ecuaciones presentadas recientemente, se obtiene un orden de magnitud cercano a 0,5%. Sin embargo, mediante pruebas de vida se han llegado a medir elongaciones de hasta un 1,2%, lo cual es atribuible al alargamiento debido al desgaste por fricción interna [2].

Por otro lado, mediante ensayos de tracción, la máxima elongación que se registra para cables de construcciones relativamente flexibles es cercana a un 5% de su largo original [7].

## **2.8 Criterios de descarte**

En esta sección se presentan los criterios de descarte que gobiernan el uso y reemplazo de cables de acero utilizados para el izaje de cargas. Los criterios son presentados de forma generalizada, con el fin de indicar qué variables los gobiernan.

En el Anexo A se adjunta el detalle de la norma ISO 4309 donde se hace referencia a los principios generales de cuidado y mantención, métodos de inspección y criterios de descarte de cables de acero usados en grúas y polipastos [8].

Cabe destacar que basta con que se manifieste uno de los criterios de descarte expuestos a continuación, para que el cable deba ser desechado, pero además, pueden presentarse efectos combinados que por sí solos no serían motivos de descarte, pero que al manifestarse de forma simultánea deben ser tomados en cuenta para un análisis más profundo.

### **2.8.1 Alambres cortados visibles**

Este criterio de descarte depende de la naturaleza y distribución de los cortes de alambres que se manifiesten en el cable.

Si los cortes de alambre se presentan distribuidos de forma aleatoria en secciones del cable que se flectan al pasar por poleas o enrollarse en torno a tambores, se debe contar el número visible de alambres cortados en un largo equivalente a 6 veces el diámetro del cable y en un largo equivalente a 30 veces el diámetro del cable. Este criterio depende del tipo de cable que se analice, sus condiciones de operación y, como se mencionó, de la distribución de alambres cortados en torones exteriores que se presenten. Si alguno de los conteos alcanza lo descrito en las Tablas A-1 y A-2 del Anexo A, según corresponda, el cable debe ser descartado.

Por otro lado, cuando se presentan grupos localizados de alambres cortados visibles en secciones del cable que no están sometidas a flexión, si la concentración se presenta en uno o dos torones vecinos, sería necesario descartar el cable, aun cuando no se alcance el número de alambres cortados descritos en las Tablas A-1 y A-2 del Anexo A.

También se debe desechar el cable cuando se presentan 2 o más cortes de alambres en valles (entre torones) en un largo equivalente a 6 veces el diámetro nominal del cable.

Por último, el cable debe ser descartado cuando se detectan 2 o más cortes de alambre en una terminación del cable.

En el caso en que producto del transporte, almacenamiento, instalación o producción del cable se produzca el corte de alguno de sus alambres, éste no debe ser considerado en el conteo de alambres que se describió con anterioridad, ya que no es resultado de la operación del cable.

### **2.8.2 Decrecimiento del diámetro del cable**

Se debe hacer la distinción entre el decrecimiento general del diámetro del cable y el decrecimiento local. Mientras el primero puede ser resultado del estiramiento natural del cable, el segundo implica un daño localizado que debe ser estudiado y puede resultar en el descarte inmediato de cable.

En la Tabla 3 del Anexo A se presenta el porcentaje de daño que percibe un cable al reducirse su diámetro uniformemente. La reducción del diámetro del cable es calculada según la Ecuación (2.22) y su severidad depende del tipo de cable que se estudie.

$$[\% \text{ de reducción de diámetro}] = \frac{[d_{ref} - d_m]}{d} * 100\% \quad (2.22)$$

donde

- $d_{ref}$ : diámetro de referencia, medido antes de la puesta en servicio [mm].
- $d_m$ : diámetro medido al inspeccionar el cable [mm].
- $d$ : diámetro nominal del cable [mm].

### **2.8.3 Rompimiento de un torón**

El rompimiento de un torón se considera como la falla total del cable, por lo que debe ser descartado inmediatamente.

### **2.8.4 Corrosión**

El criterio de descarte para la corrosión y sus distintos grados de severidad son presentados en la Tabla A-4 del Anexo A. En el Anexo H de la norma ISO 4309, es posible observar imágenes sobre cómo evoluciona el grado de severidad de la corrosión en el cable, sirviendo de punto de comparación para poder evaluar cables que presenten grados de corrosión intermedios [8].

Cuando se examina un cable para estudiar sus niveles de corrosión, es de suma importancia distinguir la diferencia entre la corrosión del cable y la corrosión de partículas ajenas al cable que puedan estar adheridas a éste. Por lo anterior, antes de valorar los niveles de corrosión del cable, se debe limpiar su superficie removiendo partículas extrañas.

### **2.8.5 Deformaciones y daño del cable**

Las deformaciones locales del cable, así como el daño localizado que éste pueda tener, deben ser valorizadas de forma independiente estudiando su naturaleza y la incidencia que pueden tener en el desempeño de las funciones del cable.

En Anexo A son descritas las deformaciones más comunes que se evidencian en cables, entre ellas se encuentran ondulamiento, protrusiones del alama o de torones, aumentos locales de diámetro y aplastamientos. Además, se incluyen imágenes donde se ejemplifica para su identificación [9].

### **3. Antecedentes Específicos**

#### **3.1 Ensayo de fatiga de cables de acero a flexión sobre poleas**

El ensayo de fatiga de cables de acero a flexión sobre poleas no está normado internacionalmente. Su objetivo depende del estudio que se esté realizando y su configuración de las instalaciones con las que se cuente. Pese a las grandes diferencias que pueden ser observadas entre las distintas fatigadoras que existen en el mundo, todas comparten el mismo principio de funcionamiento en común.

El ensayo consiste en someter a una muestra de cable de acero a ciclos de flexión en torno a poleas de determinadas características y bajo una tensión de interés. Las principales variables involucradas en el ensayo son el tamaño de las poleas y la carga a la que se somete el cable. En general, el diámetro de las poleas se cuantifica en función de su razón con respecto al diámetro nominal del cable, alcanzando valores típicos de entre 10 y 30, dependiendo del objetivo del estudio. Así mismo, la carga se determina en función del MBL del cable, típicamente entre un 10 y 30% [7].

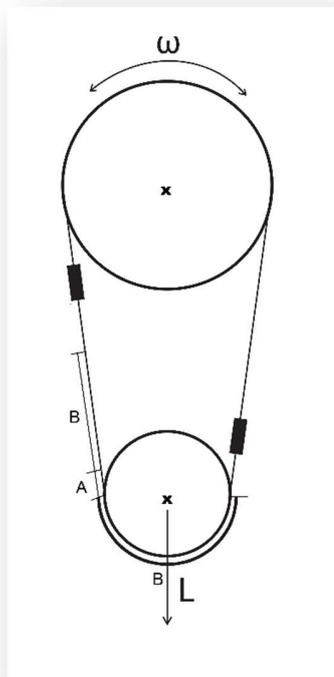
Las variables a medir están determinadas por los efectos que produce la fatiga en el cable y los criterios de descarte que se consideren. En general, se registran los ciclos efectuados por la fatigadora, la elongación del cable y la carga real aplicada, expresándose los resultados en términos de elongación y carga en función de la cantidad de ciclos completados.

Se debe tener muy claro cuáles son los alcances del ensayo de fatiga por flexión, ya que, como se indicó en el capítulo de antecedentes generales, el mecanismo mediante el cual se manifiesta la fatiga depende de las condiciones a las que se someta el cable. De este modo, las conclusiones que puedan ser obtenidas en base a este tipo de ensayos son válidas para una vecindad cercana a las condiciones que se sometió el cable durante la prueba. Lo anterior significa que por ejemplo, si se realiza un ensayo de un cable en condiciones de trabajo ligeras, no es correcto extrapolar las conclusiones obtenidas a cables que operen en condiciones más severas, aunque se trate del mismo cable.

Lo anterior implica que para poder obtener conclusiones sobre el comportamiento global que exhibe un cable, es necesario realizar series de ensayos que abarquen ampliamente rangos de carga y tamaños de polea distintos. Realizando series de ensayo es posible comparar de forma holística el desempeño que presenta un cable y valorar, de forma relativa, su comportamiento.

Por otro lado, cuando se hace referencia a condiciones ligeras, medias o severas, dichas denominaciones dependen del tipo de cable que se esté estudiando, por lo que no es posible cuantificar de forma global porcentajes de carga ni relaciones de diámetros de polea.

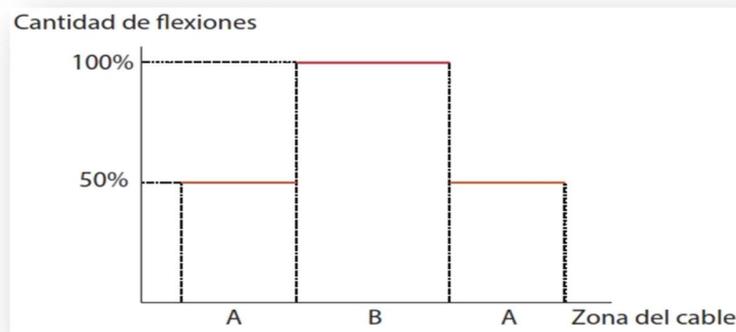
En la Figura 3.1 se muestra el esquema de la configuración más simple de este tipo de ensayos, donde se cuenta con una polea motriz que gira a una velocidad  $\omega$  y con una polea fatigadora sujeta a una carga  $L$ . La fatiga se produce en la polea de menor diámetro a medida que el cable se flexa en torno a la polea y se endereza al salir de ésta. Una restricción que comparten las fatigadoras es que los soquetes que unen las muestras de cable no pueden pasar por las poleas, por lo que se debe generar un movimiento oscilante en el cable para concebir los ciclos de fatiga en una zona determinada.



**Figura 3.1 Esquema de funcionamiento de una fatigadora simple.**

En el caso descrito en la Figura 3.1, una porción del cable experimenta cuatro flexiones por cada ciclo de la máquina: Una al doblarse en torno a la polea y otra al enderezarse, luego dos más al realizar el mismo recorrido en sentido contrario. Esta área estará rodeada por dos zonas que experimentan solamente dos flexiones, ya que no alcanzan a salir de la polea, como se indica en la Figura 3.2. La zona B representada en la figura es la porción de cable que experimenta mayor cantidad de ciclos de fatiga, mientras que las zonas aledañas A experimentan solo la mitad. El largo de las zonas A y B de la figura dependen de las condiciones geométricas del sistema.

Fatigadoras más elaboradas son capaces de ensayar cables con flexiones en sentido contrario y con carga fluctuante, con el fin de replicar de mejor manera las condiciones de operación de los cables.



**Figura 3.2 Esquema de zonas fatigadas en una fatigadora simple.**

### 3.2 Estado del arte de las fatigadoras de cables de acero a flexión

Actualmente, la mayoría de las fatigadoras de cables de acero a flexión sobre poleas existentes en el mundo pertenecen a fabricantes de cables de acero, respondiendo a necesidades particulares de cada empresa. En menor medida, laboratorios especializados en investigación sobre cables de acero, como el *Institute of Mechanical Handling and Logistics* de la Universidad de Stuttgart, en Alemania, o el *Pittsburgh Research Center*, en Estados Unidos, cuentan con fatigadoras altamente tecnológicas destinadas a investigación. Por otro lado, existen empresas especializadas en la elaboración de máquinas de ensayo que cuentan con modelos básicos disponibles a la venta.

A continuación se presentan las más destacadas fatigadoras existentes en el mundo y se resumen sus principales características.

#### 3.2.1 *Medium Size Fatigue Testing Machine, Wire Rope Industries*

Pertenciente a *Wire Rope Industries* (WRI), esta fatigadora de disposición horizontal en su configuración normal ensaya dos muestras de cable simultáneamente unidas entre sí, como muestra el esquema de la Figura 3.3. Bajo esta configuración cada muestra experimenta ciclos simples de fatiga [11].

El movimiento oscilante es inducido por un motor servo conectado directamente al eje de una de las poleas. Por otro lado, la carga en el cable es aplicada mediante un cilindro hidráulico que actúa sobre uno de los ejes de las poleas. Una de las características de esta máquina es que puede ser configurada para realizar ensayos de fatiga doble, en tal caso, sólo una muestra puede ser testeada por ensayo.



**Figura 3.3: Esquema de montaje simple de la fatigadora de WRI.**

En la Figura 3.4 se muestra la fatigadora WRI en su configuración de flexión simple. En la figura, además de presentarse una vista general de la máquina, es posible apreciar el sistema de carga, la disposición de las poleas y el panel de control [11].



**Figura 3.4: WRI Medium Size Fatigue Testing Machine.**  
Fuente: [11].

A medida que se desarrolla el ensayo, la cantidad de ciclos completados, la presión del cilindro y la elongación del cable son registradas y graficadas en tiempo real. La Figura 3.5 muestra el monitor de la máquina, donde en verde se ve graficada la carga versus los ciclos de fatiga y en amarillo la elongación en relación a la misma variable. Los datos recopilados son guardados en archivos para su posterior utilización [11].



**Figura 3.5: Pantalla del controlador de la fatigadora de WRI.**  
Fuente: [11].

Por otro lado, las poleas utilizadas para el montaje no son especiales, por lo que pueden ser utilizadas poleas comunes comerciales. El diámetro de las poleas depende del diámetro del cable a ensayar y del estudio que se realice. En la Tabla 3.2 se indican las relaciones de diámetro admisibles por la máquina al realizar ensayos [11]. Si bien en la tabla se muestran sólo algunos diámetros admitidos, la fatigadora es capaz de efectuar ensayos en cables que presenten diámetros intermedios.

**Tabla 3.2: Relación de diámetro entre el cable a ensayar y las poleas fatigadoras.**

Diámetro del cable "d" [in]	Diámetro del cable "d" [mm]	Mínimo diámetro de polea	Máximo diámetro de polea
0,5	12,7	10 x d	25 x d
0,75	19,05	10 x d	25 x d
1	25,4	15 x d	20 x d
1,25	31,75	15 x d	20 x d

Fuente: Elaboración propia en base a [11].

En la Tabla 3.3 se resumen las principales características de la fatigadora WRI. Una de las propiedades más destacables de esta fatigadora es su nivel de automatización y vinculación con el software de control.

**Tabla 3.3: Resumen de características de la fatigadora WRI.**

Rango de diámetros de cable admisibles	De 1/2" a 1-1/4" (12,7 – 31,75 mm.)
Recorrido libre	40"
Velocidad	30 in/s o 10 in/s
Aceleración al cambiar de dirección	11 in/s <sup>2</sup>
Carga máxima	75.000 lb
Disposición	Horizontal
Origen de movimiento	Motor servo
Aplicación de carga	Cilindro hidráulico
Tipo de flexión	Simple y doble
Rango de diámetros de cables admisibles	[12,7 – 31,75 mm.]
Variables registradas computacionalmente	Carga, Elongación y número de ciclos

Las limitaciones del diseño de esta fatigadora son los siguientes:

- el rango de diámetros de cables admitido es acotado;
- no se registran computacionalmente cortes de alambres ni cambios en la geometría del cable; y
- el intercambio de poleas es costoso debido a que cuentan con rodamientos a ambos lados de sus ejes.

### **3.2.2 Bending Fatigue Machine: Simple and Reverse, Matron Rope & Wire Rope Engineering**

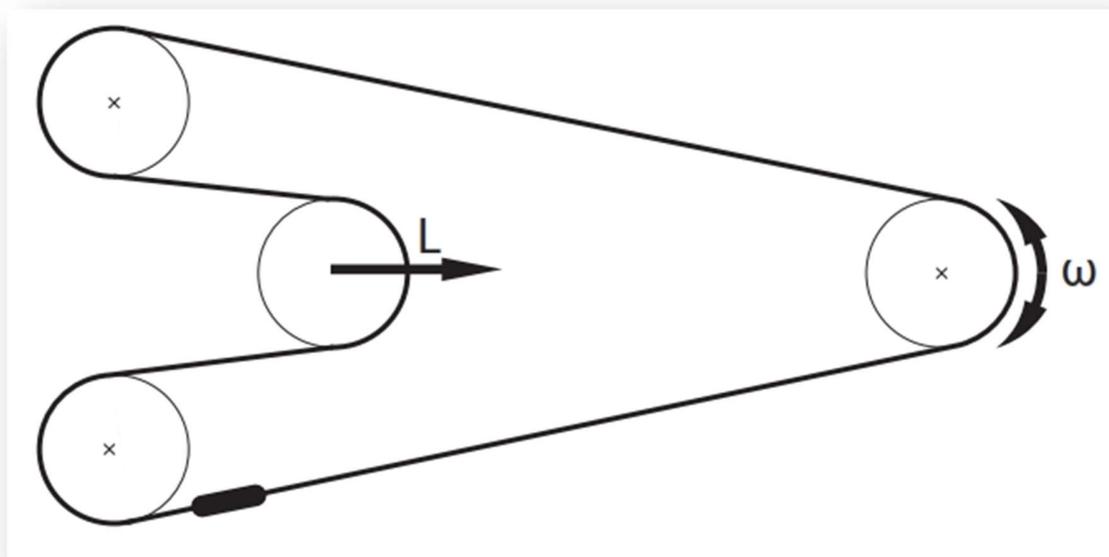
Los ensayos de fatiga a flexión sobre poleas de *Matron Rope & Wire Rope Engineering* (MRE), simulan las condiciones de operación de cualquier equipo de levante considerando las condiciones de carga específicas de cada aplicación. MRE desarrolla el diseño de sus máquinas de ensayos con el fin de recrear de la mejor manera

posible las condiciones de operación del cable. Trabajan desde la premisa de que cualquier configuración de la máquina que no se ajuste a la realidad, proporcionará resultados irrelevantes, por lo que significará una pérdida de tiempo y dinero [12].

MRE ha construido varias máquinas de ensayo que simulan condiciones de operación específicas. A continuación se describe una de sus máquinas diseñada para ensayar cables de grúas de agarre.

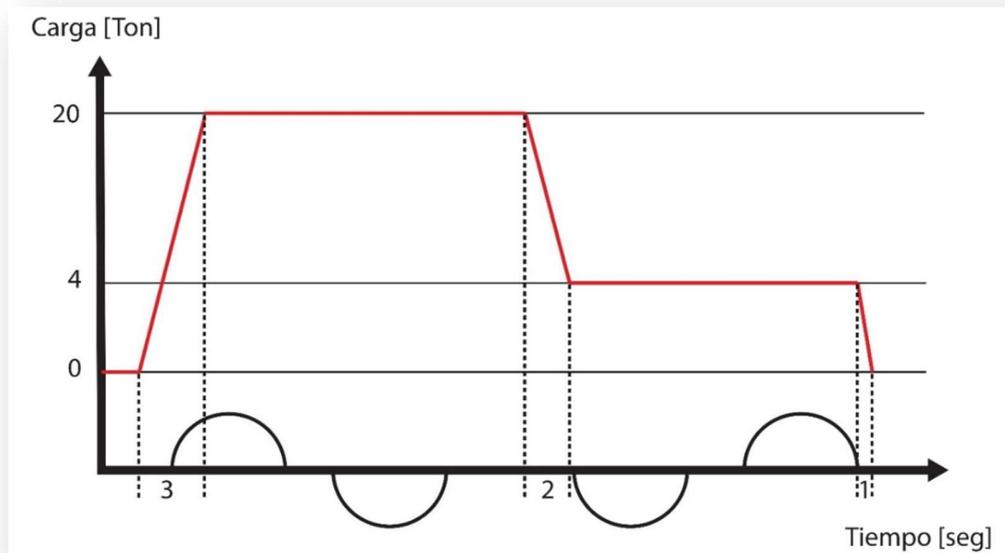
En la Figura 3.4 se muestra la configuración de 4 poleas de la máquina. La carga se induce mediante un actuador hidráulico ubicado en la polea del lado derecho de la figura, mientras que el movimiento del cable se induce mediante un motor DC acoplado a una cadena. Esta máquina es capaz de realizar ensayos en flexión simple y doble.

La fatigadora MRE para grúas de agarre es de disposición horizontal y su configuración de 4 poleas le permite realizar ensayos de flexión doble. Esta máquina sirve para someter a ciclos de fatiga cables de 38 y 70 mm.



**Figura 3.6: Esquema de funcionamiento de la fatigadora MRE para grúas de agarre.**

Una de las características más interesantes de esta fatigadora es su capacidad de realizar ensayos bajo cargas fluctuantes. La idea es simular los ciclos de carga y descarga de un sistema de izaje en operación. En la Figura 3.7, se puede observar el esquema de cargas durante un ensayo de este tipo. La simbología de la parte inferior de la figura representa las flexiones que experimenta el cable. La primera flexión es percibida cuando el cable entra a la polea, luego, ocurre una flexión en sentido contrario al enderezarse el cable. Como es posible observar, al ingresar a la segunda polea las flexiones ocurren en sentido opuesto, lo cual significa que se realiza una flexión en sentido contrario [12].



**Figura 3.7: Esquema de carga de la fatigadora MRE para grúas de agarre.**  
**Fuente: Elaboración propia en base a [12].**

En la Tabla 3.4 se resumen las principales características que definen la fatigadora MRE.

**Tabla 3.4: Resumen de características de la fatigadora MRE.**

Disposición	Horizontal
Origen de movimiento	Motor DC acoplado a una cadena
Aplicación de carga	Cilindro hidráulico, capacidad de realizar ensayos bajo carga fluctuante
Tipo de flexión	Simple y doble
Rango de diámetros de cables admisibles	[38 – 70 mm.]
Variables registradas computacionalmente	Carga, Elongación y número de ciclos

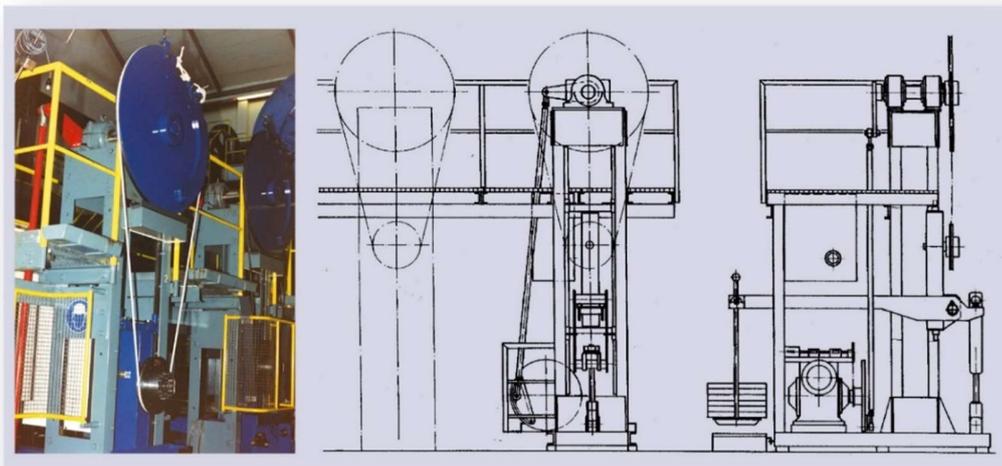
Las limitaciones del diseño de esta fatigadora son los siguientes:

- para muestras de cable de alto diámetro no se alcanza a ensayar una zona equivalente a 30 veces el diámetro nominal del cable;
- las zonas sometidas a flexión doble son sumamente cortas;
- el rango de diámetros de cables admitido es muy acotado;
- no se registran computacionalmente cortes de alambres en el cable ni cambios en su forma;
- el reemplazo de poleas es lento, ya que se cuenta con rodamientos a ambos lados del eje de las poleas; y
- el sistema motriz es sumamente mecánico, por lo que el control sobre la cinemática de la fatigadora es acotado.

### 3.2.3 Fatigadora del *Institute of Mechanical Handling and Logistics* de la Universidad de Stuttgart y similares

Pertenciente al *Institute of Mechanical Handling and Logistics* de la Universidad de Stuttgart [1], esta máquina es el modelo más básico que se puede encontrar en el mercado, siendo replicado y comercializado por varias compañías<sup>2</sup>. Su montaje está compuesto por una polea fatigadora y una polea conductora de gran diámetro. El sistema de transmisión de potencia es tipo biela – manivela acoplado a un motor DC y la carga es aplicada por un sistema gravitacional. Este tipo de máquinas solo permite fatigar cables en flexión simple. En la Figura 3.8 se puede observar la configuración general de la fatigadora [1].

La velocidad a la cual se desplaza el cable durante el ensayo es ajustada de modo que la temperatura del cable no supere 50°C. En la tabla 3.5, se detallan las características de esta fatigadora.



**Figura 3.8: Fatigadora Stuttgart.**  
Fuente: [1].

**Tabla 3.5: Resumen de características de la fatigadora Stuttgart.**

Velocidad del cable	1250 rev/h (20,8 ciclos/minuto)
Porción del cable ensayado	30 x d
Relación de Diámetro polea fatigadora	25 x d
Disposición	Vertical
Origen de movimiento	Sistema mecánico tipo biela – manivela acoplado a un motor DC
Aplicación de carga	Gravitacional
Tipo de flexión	Simple
Rango de diámetros de cables admisibles	[10 – 12 mm.]
Variables registradas computacionalmente	Número de ciclos

<sup>2</sup> El modelo ha sido replicado principalmente por fabricantes chinos quienes generalmente comercializan este tipo de fatigadoras para efectuar ensayos en cuerdas de fibra.

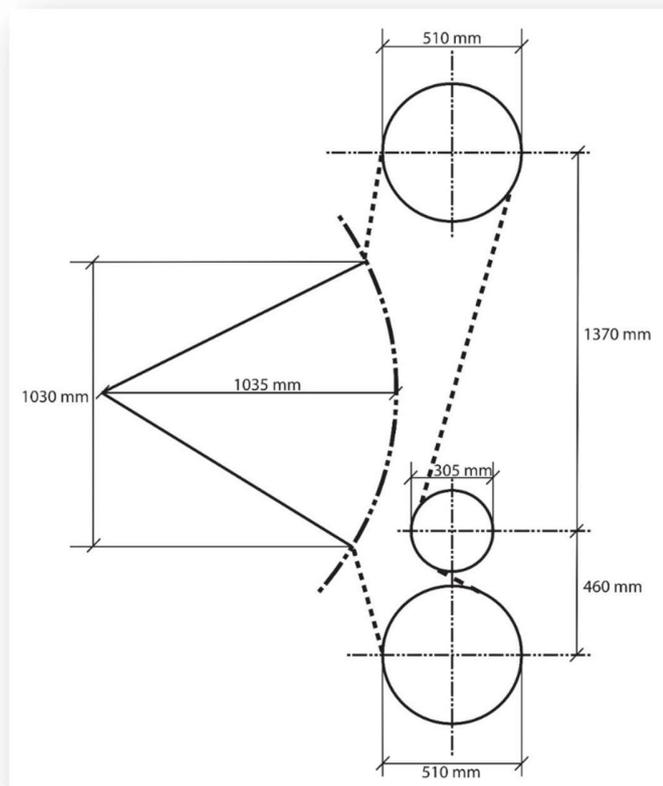
Las limitaciones del diseño de esta fatigadora son los siguientes:

- el rango de diámetros de cables admitido es muy acotado;
- solo se registra computacionalmente el número de alambres cortados; y
- el método de carga no permite determinar con exactitud la carga aplicada ni variarla significativamente.

Modelos similares al de la fatigadora de Stuttgart pueden ser adquiridos de fabricantes chinos. Un ejemplo de lo anterior es una de las fatigadoras producidas por *Shanghai Shenli Testing Machine Co., Ltd.* Esta máquina realiza 40 ciclos por minuto y cuenta con 3 medidas de polea fatigadora, permitiendo ensayar cables o cuerdas de fibra de 9- 9,5 y 16mm [13].

### 3.2.4 Fatigadora descrita en la Norma UNE 36480 IN

La norma UNE 36480 describe la funcionalidad de una máquina para hacer ensayos de fatiga a flexión doble en cables de acero. El objeto de esta norma es establecer un método para valorar el comportamiento de cables utilizados en ascensores y montacargas. La prueba de vida descrita es válida solamente para la máquina a la cual hace referencia. En la Figura 3.9 se muestra un esquema de la máquina, la cual consta de 3 poleas y un brazo metálico que se desplaza para inducir el movimiento en el cable [14].



**Figura 3.9: Esquema de funcionamiento de la fatigadora, norma UNE 36480.  
Fuente: Elaboración Propia en base a [14].**

La norma de referencia, aparte de describir la máquina de ensayos, contiene el procedimiento experimental, el cual está compuesto de tres fases: instalación, ensayo y retirada del cable. Además, se presenta una guía para poder valorar los resultados obtenidos [14].

La máquina descrita por la norma UNE 36480 es la misma con la que cuenta Prodinsa en su laboratorio, presentada en la Figura 3.10. Como se puede observar, la máquina es capaz de ensayar 2 muestras de cable a la vez.



**Figura 3.10: Fatigadora de Prodinsa.**

En la Tabla 3.8 se resumen las características que definen este tipo de fatigadoras.

**Tabla 3.8: Resumen de características de la fatigadora de Prodinsa.**

Disposición	Vertical
Origen de movimiento	Sistema mecánico tipo biela – manivela acoplado a un motor DC
Aplicación de carga	Gravitacional
Tipo de flexión	Simple
Rango de diámetros de cables admisibles	[9 – 12]
Variables registradas computacionalmente	Número de ciclos
Diámetro de gargantas de las poleas	Entre 1,02 y 1,04 veces el diámetro nominal del cable
Material de las poleas	Las poleas deben ser piezas de fundición según se especifica en la norma UNE 36111, tipo FG26.
Dureza superficial de las poleas	de 197 a 223 Brinell
Frecuencia	1 ciclo/segundo ( $\pm 15\%$ )
Carga de ensayo (F)	Carga de rotura nominal/ 12.

Las limitaciones del diseño de esta fatigadora son los siguientes:

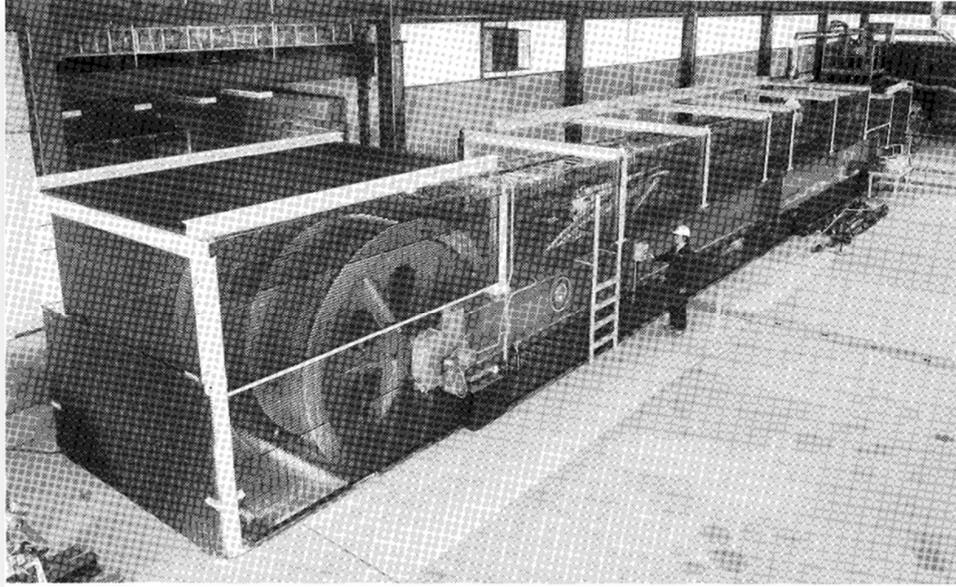
- el rango de diámetros de cables admitido es muy acotado;
- solo se registra computacionalmente el número de alambres cortados;
- el método de carga no permite determinar con exactitud la carga aplicada ni realizar variaciones significativas; y
- no es posible variar el diámetro de p Polea.

### **3.2.5 Pittsburgh Research Center Large Testing Fatigue Machine**

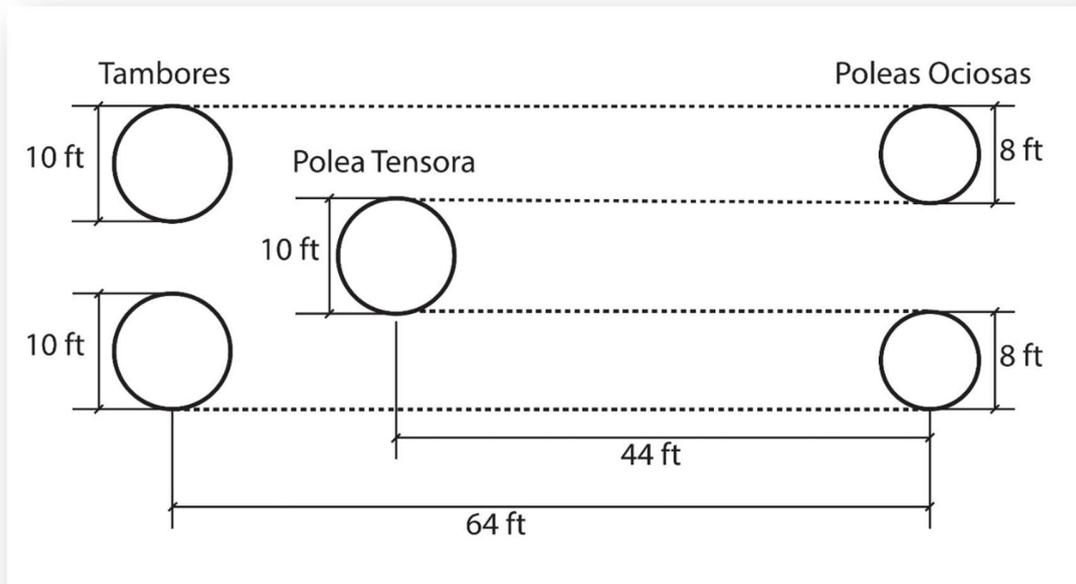
Esta máquina sirve para ensayar muestras largas de cable permitiendo la obtención de gran cantidad de datos cada vez que se ejecuta un ensayo. El control general de esta máquina es computarizado, incluyendo el sistema de carga y el sistema conductor. La carga es realizada mediante un cilindro hidráulico, el cual mantiene la tensión constante durante el ensayo compensando la elongación del cable. El sistema computarizado administra también el freno de emergencia, el cual se activa frente a cualquier suceso anormal detectado. El movimiento del cable se logra a través de un sistema de motores eléctricos regenerativos que cambian de dirección luego de que el cable haya realizado su recorrido completo. El sistema computacional de esta máquina está programado para identificar y reaccionar frente a emergencias, tales como el movimiento descontrolado del pistón, el acercamiento del cable al final de su recorrido o el rompimiento total del cable. Los sensores que cumplen con la tarea descrita anteriormente monitorean constantemente las condiciones de operación del ensayo [15].

El tambor está compuesto por una cara plana, en cambio las poleas están compuestas por piezas empernadas, pudiendo cambiarse el perfil de las gargantas con el fin de poder ensayar cables de distinto diámetro.

En la Figura 3.11 se muestra la fatigadora, la cual está compuesta por un sistema de tres poleas y dos tambores. La configuración de esta máquina se describe esquemáticamente en la Figura 3.12. [15].

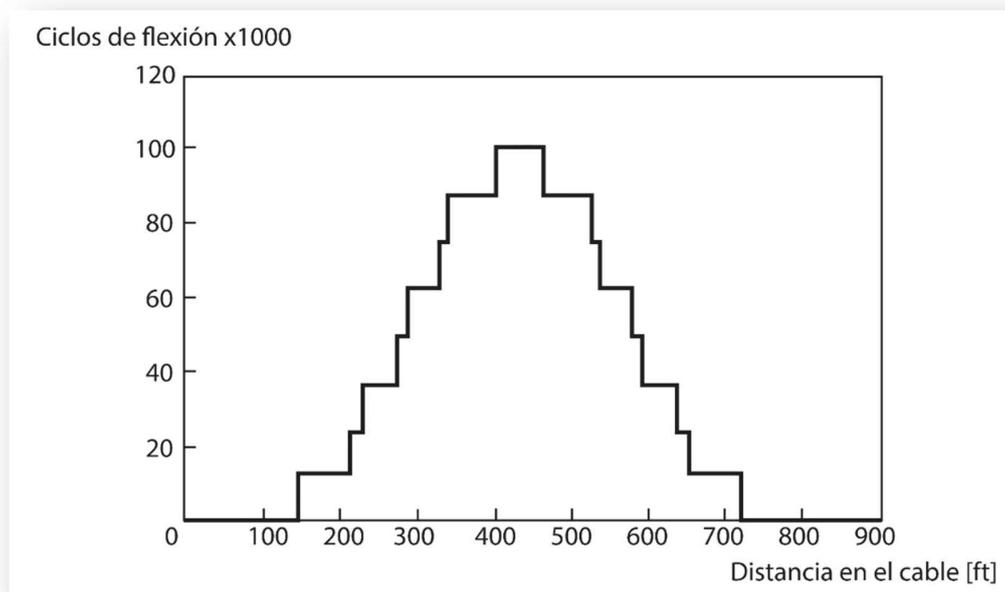


**Figura 3.11: Fatigadora del Pittsburgh Research Center.**  
Fuente: [15].



**Figura 3.12: Esquema de la fatigadora del Pittsburgh Research Center.**  
Fuente: Elaboración Propia en base a [15].

La configuración de 3 poleas acorta el marco de carga, reduciendo el espacio requerido por la fatigadora y multiplica el número de ciclos de carga en los segmentos más críticos del cable. De esta forma, se generan 9 niveles distintos de degradación en una sola muestra. El perfil de los ciclos de fatiga completados para una muestra de cable de 2 in de diámetro se observa en la Figura 3.13 [15].



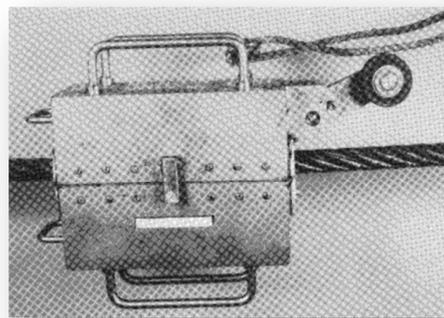
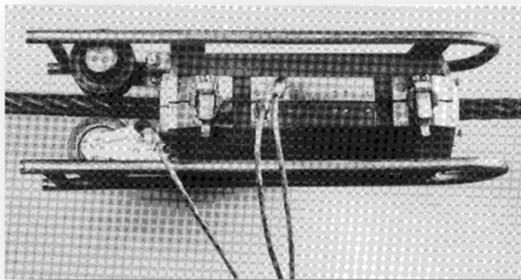
**Figura 3.13: Perfil de ciclos de fatiga.**  
**Fuente: Elaboración Propia en Base a [15].**

Las principales características de esta máquina se resumen en la Tabla 3.9

**Tabla 3.9: Características de la fatigadora del Pittsburgh Research Center.**

Tensión Máxima	300.000 [lb]
Velocidad Máxima	1000 [ft/min] (5 m/s)
Máximo fleet angle	2,9°
Máximo estiramiento del cable admisible	20 [ft]
Diámetro del cable	Hasta 2,5 [in]
Largo del cable	Hasta 1.100 [ft]
Diámetro del tambor	10 [ft]
Ancho del tambor	8,4 [ft]
Diámetro de polea tensora	10 [ft]
Diámetro de polea ociosa	8 [ft]

Esta fatigadora cuenta también con 2 sistemas electromagnéticos independientes para detectar el corte de alambres: el primero, observable al lado izquierdo de la Figura 3.14, es un magnetógrafo modelo MAG-1; el segundo es el NDT Technologies, modelo LMA-250. El funcionamiento de estos equipos es mediante el estudio del flujo electromagnético que circula a través del cable, el cual disminuye al disminuir la sección transversal del cable, lo cual ocurre al cortarse un alambre.



**Figura 3.14: Equipos electromagnéticos de detección de cortes de alambres.**  
Fuente: [16].

En la Tabla 3.10 se resumen las principales características que definen esta fatigadora.

**Tabla 3.10: Resumen de características de la fatigadora del Pittsburgh Research Center.**

Disposición	Horizontal
Origen de movimiento	Motores regenerativos
Aplicación de carga	Pistón hidráulico
Tipo de flexión	Simple y Doble
Rango de diámetros de cables admisibles	[25,4 – 63,5 mm.]
Variables registradas computacionalmente	Número de ciclos, cantidad de alambres cortados, elongación del cable.

La principal limitación del diseño de esta fatigadora es que la máquina es de muy grandes dimensiones y requiere de muestras muy largas. Debido al largo de las muestras los ensayos realizados en esta máquina tardan mucho tiempo.

## 4. Metodología

La metodología de trabajo contempla las siguientes etapas:

**Estudio y recopilación de antecedentes:** En esta primera etapa se estudia el fenómeno de fatiga por flexión en cables de acero, con el fin de documentar los antecedentes necesarios para contextualizar el trabajo y determinar qué variables están involucradas en el deterioro de cables que operan en condiciones dinámicas.

**Estudio de requisitos:** El objetivo de este estudio es definir los parámetros de diseño de la máquina y determinar otras consideraciones no cuantificables que caracterizarán a la fatigadora.

**Estudio de tecnologías:** En esta etapa se concluye sobre el estado del arte de las fatigadoras de cables de acero más destacadas existentes en el mundo para obtener una referencia en cuanto al diseño de estas máquinas y a su funcionamiento en general. También se incluye el estudio de equipos que dan respuesta a necesidades resultantes del estudio de requisitos, como sensores y sistemas de detección de falla.

**Diseño conceptual:** Considerando las conclusiones obtenidas en los dos estudios anteriores, se define el concepto de funcionamiento bajo el cual operará la máquina y la disposición de sus principales componentes.

**Ingeniería básica:** Una vez definido el concepto bajo el cual se desarrollarán los ensayos, es posible diseñar los distintos subsistemas de la máquina. La ingeniería básica contempla el posicionamiento general de los componentes de la fatigadora y cálculos básicos para el dimensionamiento de sistemas mecánicos y estructurales.

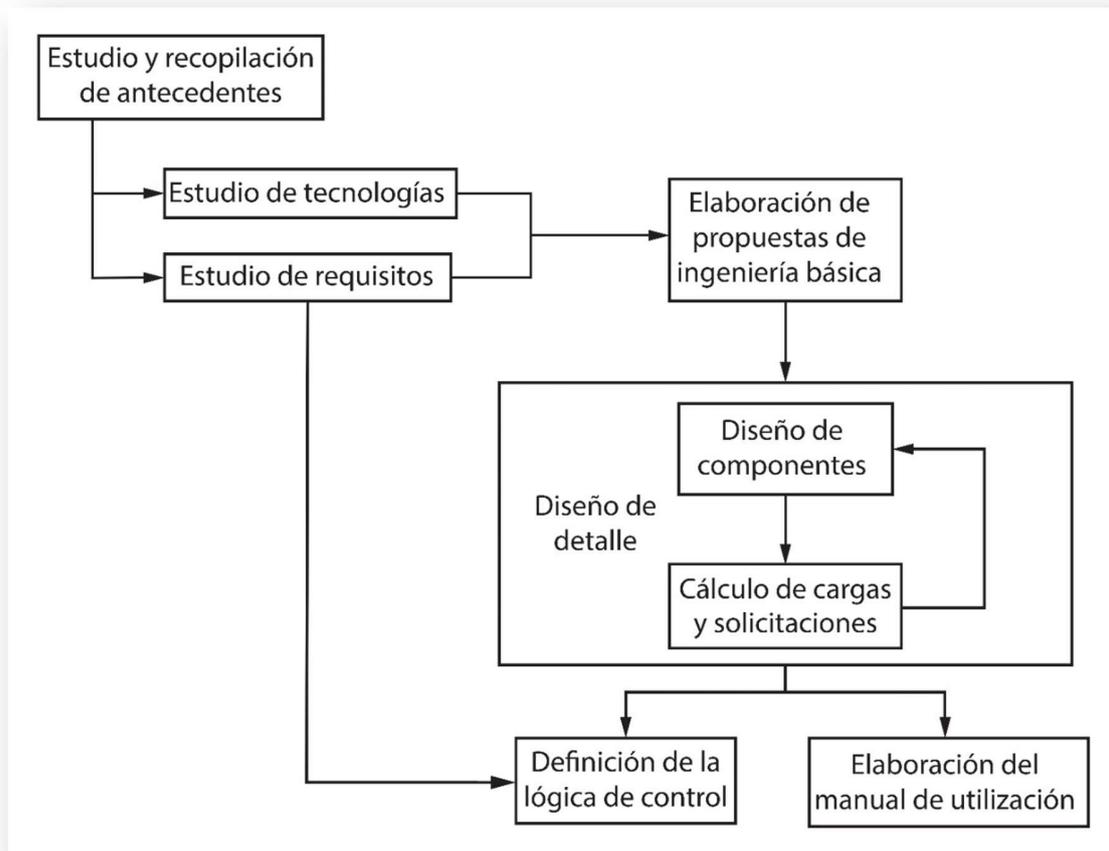
**Diseño de detalle:** En esta etapa se desarrollan cálculos a nivel de ingeniería de detalle sobre el diseño básico y se incluye el diseño de sistemas auxiliares. La metodología de diseño implementada consiste en diseñar detalladamente todas las partes que componen la máquina, para luego proceder a realizar cálculos estructurales y mecánicos. En base a los cálculos se determina el factor de utilización de los equipos. Luego, se ajustan las dimensiones según el factor de seguridad solicitado, alcanzando así el diseño final. Cabe destacar que el diseño es un proceso iterativo, por lo que esta es la etapa más crítica del proyecto, pudiendo ser necesarias varias iteraciones para llegar al diseño definitivo.

**Definición de la lógica de control:** En base al estudio de requisitos de la máquina y a los equipos seleccionados en la etapa de diseño de detalle, es posible definir la lógica de control que gobierna la máquina.

**Elaboración de los lineamientos de utilización:** Una vez concluida la etapa de diseño se incluyen los lineamientos de un manual de utilización de la máquina donde se indican los principales procedimientos de configuración del ensayo.

Al finalizar cada etapa se genera un informe que documenta el trabajo realizado y sirve de apoyo para las siguientes tareas. Así mismo, se adjuntan planos y diagramas cuando es necesario.

En la Figura 4.1 se muestra un esquema de las etapas descritas anteriormente. Como es posible observar, la etapa más crítica del trabajo es la de diseño de detalle, ya que en ella se presenta recursividad.



**Figura 4.1 Metodología de trabajo.**

## 5. Resultados y Discusión

A continuación se presentan los resultados de las distintas etapas descritas en la metodología y se discute sobre sus implicancias. Las consideraciones abordadas al final de cada punto influyen en el desarrollo de las siguientes tareas y orientan el diseño de la máquina.

### 5.1 Estudio de requisitos

Es fundamental determinar las condiciones que caracterizan el ensayo de fatiga por flexión sobre poleas y lo que la empresa requiere de la máquina, de modo que el diseño de la fatigadora se evoque, desde las primeras etapas de diseño, a solucionar la problemática vigente. El objetivo del presente estudio es definir los parámetros de diseño de la máquina.

Es importante recalcar en este punto que Prodinsa, para poder valorizar el desempeño que tendrán cables de acero diseñados en base a nuevas recetas, requiere de una fatigadora altamente confiable y versátil. Además, es requerido por la gerencia de operaciones de la empresa, que se incluya la tecnología necesaria para disminuir al mínimo la incidencia del operador en los resultados del ensayo. A modo de consigna, se debe diseñar la máquina de modo que todos sus componentes tengan un alto grado de mantenibilidad y confiabilidad.

En el Anexo B se adjunta el detalle del estudio de requisitos, cuya metodología contempla las siguientes etapas:

- estudio de normativas respecto al uso de cables de acero;
- estudio de catálogos de fabricantes de cables de acero;
- relación de la información proporcionada en el capítulo de antecedentes con los requerimientos del ensayo de fatiga por flexión sobre poleas;
- recopilación de información e indicaciones del personal de la empresa;
- relación y clasificación de requisitos en base a su naturaleza; y
- definición y jerarquización de parámetros de diseño

En la Tabla 5.1 se presentan jerarquizados los parámetros de diseño de la máquina. Para realizar este ordenamiento se considera que la característica que distingue el diseño de la fatigadora es el amplio rango de diámetros de cables que es capaz de ensayar. Considerando lo anterior, es precisamente el rango de diámetros el parámetro de diseño más importante de la máquina. El resto de los parámetros de diseño, a excepción de los últimos dos, indican cómo deben ser realizados los ensayos de modo que los resultados sean comparables.

Consideraciones no cuantificables que hacen referencia al control del ensayo y la interacción con el operador son presentadas en la Tabla 5.2.

En base a los parámetros determinados en ambas tablas, es posible elaborar propuestas sobre el diseño conceptual de la fatigadora.

**Tabla 5.1: Parámetros de diseño.**

<b>Parámetro de diseño</b>	<b>Referencia</b>	<b>Detalle</b>	<b>Cuantificación</b>
Diámetro de cables a ensayar	Requerido por la gerencia de operaciones de Prodinsa	Fatigadora diseñada para ensayar cables del catálogo Portoflex de Prodinsa	De 10 a 50 mm.
Longitud mínima de la zona a fatigar	Extrapolación de la Norma ISO 4344	Equivalente a 30 veces “d”	1500 mm. para el cable de 50 mm.
Geometría de la garganta de las poleas	Norma ISO 4309	Diámetro de la garganta: equivalente a un 107,5% de “d”; Profundidad mínima equivalente a 1,5 veces “d”; ángulo entre lados 30°	Depende de “d”, por lo que se requiere poleas específicas para cada cable
Diámetro de poleas	Experiencia en el uso de cables y referencias de estudios previos. Diámetros acotados por la gerencia de operaciones de Prodinsa	Entre 10 y 30 veces “d”	De 200 a 1000 mm., según “d” y objetivo del ensayo
Carga en el cable	Experiencia general del uso de cables y referencias de estudios previos. Carga acotada por la gerencia de operaciones de Prodinsa	Ensayos con carga entre 10 y 30% del MBL del cable. Carga mínima de ensayo: 20% del MBL del cable 10 mm. Carga máxima de ensayo: 20% del MBL del cable de 50 mm.	Entre 14 y 420 kN
Temperatura del cable	Referencia de estudios previos	Criterio de estandarización	Máximo 50 °C
Velocidad del cable	Referencia de fatigadoras existentes; Norma ISO 4308; Calor generado; y velocidad máxima de lectura de equipos de detección de falla	En principio, la restricción que limita en mayor medida la velocidad del cable es la velocidad de medición de los equipos	Menor o igual a 3 m/s
Aceleración del cable	Referencia de fatigadoras existentes	Aceleración acotada por inducción de componentes inerciales	Menor o igual a 1 m/s <sup>2</sup>
Tiempo de montaje y configuración del ensayo	Requerido por la gerencia de operaciones de Prodinsa	Montaje manual o con ayuda de maquinaria externa. Configuración del ensayo mediante software	Menor a 1 hora
Espacio Disponible	Layout del laboratorio de Tecnología y Desarrollo	Espacio utilizado por la fatigadora actual	6 m <sup>2</sup> con cielo a 8 m

En la tabla anterior “d” es el diámetro nominal del cable.

**Tabla 5.2: Consideraciones no cuantificables.**

<b>Parámetro</b>	<b>Fundamento</b>	<b>Consideración</b>
Falla total del cable	Si el cable falla repentinamente el sistema de carga puede experimentar un avance descontrolado, poniendo en riesgo la integridad del equipo y del personal del laboratorio	Debe ser detectada de forma inmediata. El ensayo debe detenerse automáticamente
Software y sistemas de control	Controlar la máquina desde un único software es fundamental para optimizar la interacción del operador	Se deben incluir controladores para cada subsistema y vincularlos a un único software
Adquisición y procesamiento de datos	Con el fin de disminuir la incidencia del operador en la validez de los ensayos, la adquisición y el procesamiento de las variables que gobiernan el ensayo deben ser realizados por la máquina	Se deben incluir sensores y equipos especializados de adquisición de datos. Así mismo, el software debe ser capaz de procesar dichos datos y mostrarlos en tiempo real en forma de tablas y gráficos
Carga en el cable	Controlar esta variable es fundamental para garantizar la validez del ensayo	Debe ser medida constantemente y estar vinculada con el software para su regulación
Ciclos	Contabilizar los ciclos de fatiga inducidos por la máquina es la base para la valorización de la vida del cable	Se debe incluir un contador de ciclos vinculado al software que controla la máquina
Elongación del cable	El aumento de la longitud del cable es el síntoma más evidente de su deterioro	Debe ser medida constantemente y estar vinculada con el software
Cortes de alambres	Los cortes de alambres constituyen uno de los principales criterios de descarte en cables que operan en condiciones dinámicas	Se requiere incluir sistemas de detección de cortes de alambres ópticos o electromagnéticos
Puesta en marcha	Se solicita que la puesta en marcha pueda ser efectuada de forma inmediata o temporizada	Se debe vincular al software de control
Geometría del cable	Cambios en la geometría del cable como alargamiento del paso, ondulaciones y reducciones locales de diámetro deben ser detectadas y cuantificadas por la máquina	Se deben incluir sistemas ópticos específicos de detección de falla que permitan percibir cambios en la geometría del cable.

## 5.2 Estudio de tecnologías

En la presente sección se discute sobre las principales características de las fatigadoras presentadas en el capítulo de antecedentes específicos y se presentan de modo general tipos de sensores capaces de medir las variables determinadas en el estudio de requisitos de la máquina.

### 5.2.1 Fatigadoras

Como se detalló en el capítulo de antecedentes específicos, las condiciones bajo las que se desarrolla el ensayo de fatiga por flexión sobre poleas dependen del objetivo del estudio que se realice. De este modo, el diseño de las fatigadoras se evoca a responder a necesidades específicas y por lo tanto, sus características pueden ser muy disímiles. Pese a lo anterior, comparten en común el principio de funcionamiento de sus principales componentes

En este tipo de máquinas, los ciclos de fatiga son logrados induciendo un movimiento oscilante en el cable, el cual realiza su recorrido en una dirección y luego en sentido contrario. Se identificaron 4 formas de inducir el movimiento oscilante de la probeta:

- mediante la implementación de un motor servo o similar;
- mediante un motor DC acoplado a un mecanismo tipo biela – manivela;
- mediante un motor DC acoplado a una cadena de transmisión; y
- mediante motores regenerativos.

La ventaja de la implementación de un motor servo radica en su versatilidad de control. Dentro de ciertos parámetros, es posible variar el rango de giro y controlar tanto la velocidad como la aceleración. La principal desventaja de este tipo de motores es el alto precio que usualmente presentan en el mercado. Por otro lado, se debe considerar que las condiciones demandadas por el ensayo implican exponer al motor a altas cargas de trabajo durante extensos períodos de tiempo, lo cual puede afectar la vida de este componente crítico.

El sistema mecánico tipo biela manivela acoplado a un motor DC, es ampliamente utilizado en fatigadoras de baja envergadura. Debido a que la amplitud del movimiento que origina depende del brazo de la manivela, para poder variar este parámetro es necesario interferir su sistema mecánico. La ventaja que presenta frente a otras alternativas es que el motor DC gira siempre en la misma dirección.

Otra configuración que involucra un motor DC girando siempre en una misma dirección considera un sistema de engranajes y una cadena de transmisión. La cadena se sitúa entorno al eje de una de las poleas y es el eje del motor el que se desplaza entre dos piñones. El cambio de dirección en este tipo de fatigadoras es lento, por lo que los ensayos tardan mucho tiempo en concluir. Este sistema es utilizado en fatigadoras que ensayan cables de gran diámetro (mayor a 40 mm.).

La implementación de motores regenerativos se justifica cuando se ensayan muestras de cable largas, ya que operan preferentemente en estado estacionario, y si la muestra de cable es corta se interrumpe su funcionamiento sistemáticamente.

Debido a la versatilidad de la fatigadora requerida por Prodinsa, se opta por la implementación de un motor servo acoplado directamente al eje de una de las poleas.

Por otro lado, la carga en el cable es suministrada por cilindros hidráulicos o por sistemas gravitacionales. No cabe duda de que lo más apropiado es implementar un sistema hidráulico, ya que permite aplicar altas cargas y controlar su magnitud con gran precisión.

### 5.2.2 Sensores

En el estudio de requisitos se concluyó que se deben monitorear las condiciones de operación de la máquina y estudiar el estado del cable mientras se desarrolla el ensayo. Para esto, es necesario incluir sensores específicos para cada variable que se necesite medir. Las variables a controlar son las expuestas a continuación.

**Carga del ensayo:** Debe ser medida y controlada en todo momento. Para medir la carga, pueden ser implementadas celdas de carga, las cuales registran la fuerza ejercida ya sea en tracción o compresión, permitiendo versatilidad en el diseño. Las celdas de carga pueden ser vinculadas con un sistema PLC para generar un sistema de control de lazo cerrado con el actuador hidráulico. Se debe tener especial cuidado al seleccionar la celda de carga, ya que tienen rangos de operación en cuanto a la carga medida. La celda puede estar integrada en el circuito hidráulico del cilindro, registrando la presión interna de éste.

**Temperatura:** Su registro es un referente para la velocidad del cable, por lo que es relevante para la calibración y configuración del ensayo. Los medidores de temperatura laser son la tecnología más apta para esta tarea, ya que pueden medir la temperatura del cable sin necesidad de hacer contacto con él. En este tipo de equipos se debe considerar su tiempo de lectura, pudiendo ser necesario detener el ensayo por algunos segundos para poder realizar la medición. Su vinculación con el software no es indispensable, pero puede ayudar a aumentar el grado de automaticidad de la máquina. En tal caso, los sensores de temperatura podrían integrar un sistema de control de lazo cerrado en el que si se sobrepasa cierta temperatura se reduzca la velocidad de oscilación de la máquina.

**Aceleración:** Aceleraciones muy altas pueden inducir fuertes componentes inerciales y sobreesfuerzos en motores. Es importante controlar esta variable directamente desde el sistema de generación de movimiento para configurar el ensayo.

**Velocidad:** Como se mencionó, altas velocidades implican una alta tasa de generación de calor. Sin embargo, no es necesario medir esta variable, ya que está directamente relacionada con la aceleración.

**Ciclos:** Para contar los ciclos de fatiga inducidos en el cable durante el ensayo se puede utilizar un cuenta ciclos digital vinculado directamente al controlador.

**Elongación del cable:** La elongación del cable debe ser medida y registrada en todo momento. Para esto, puede ser implementado un transductor lineal *Inductosyn*, que indique el desplazamiento que experimenta la polea tensora. En

el caso de que se monten dos probetas formando un *loop* cerrado es necesario registrar también las posiciones relativas de las uniones.

**Medidores de Forma del Cable:** Instrumentos ópticos como el “*Winspect rope inspection system*”, permiten detectar, entre otras cosas, deformaciones del cable. Este instrumento cuenta con 4 cámaras con luces LED que escanean el cable, proporcionando una evaluación de su desgaste.

**Detectores de cortes de alambre:** Cortes de alambre también pueden ser detectados con instrumentos ópticos, los cuales arrojan buenos resultados en el caso de cortes de alambres registrados en la corona del torón. Sin embargo, estos instrumentos no son capaces de detectar cortes de alambre en cables plastificados y son poco precisos para identificar cortes en valles. Una alternativa complementaria a esta tecnología es la implementación de detectores electromagnéticos.

**Sensores de contacto:** Pueden ser requeridos sensores de contacto para complementar los sistemas de seguridad de la máquina. Éstos serían probablemente binarios.

Como es posible notar, la mayoría de los sensores requeridos por la máquina son comerciales, por lo que su adquisición no representaría mayor dificultad. Los únicos sensores específicos requeridos, son los detectores de cortes de alambres y medidores de forma del cable. Considerando lo anterior, los sensores serán especificados a medida que el nivel de detalle del diseño de la fatigadora lo requiera.

### 5.3 Diseño conceptual

La Figura 5.1 muestra el diseño conceptual más básico de este tipo de máquinas. Está compuesto por una polea motriz y una polea de carga, permitiendo la ejecución de ensayos a flexión simple. Bajo esta configuración es posible ensayar 2 muestras de cable a la vez.

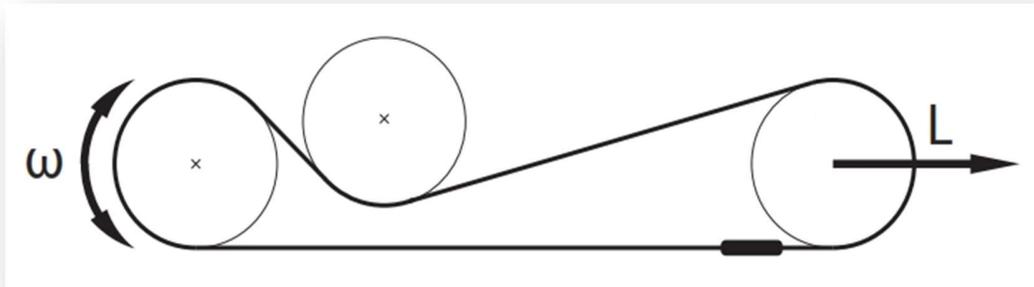
Este diseño cumple, conceptualmente, con todos los parámetros de diseño definidos en el estudio de requisitos.



**Figura 5.1: Diseño conceptual de una fatigadora a flexión simple.**

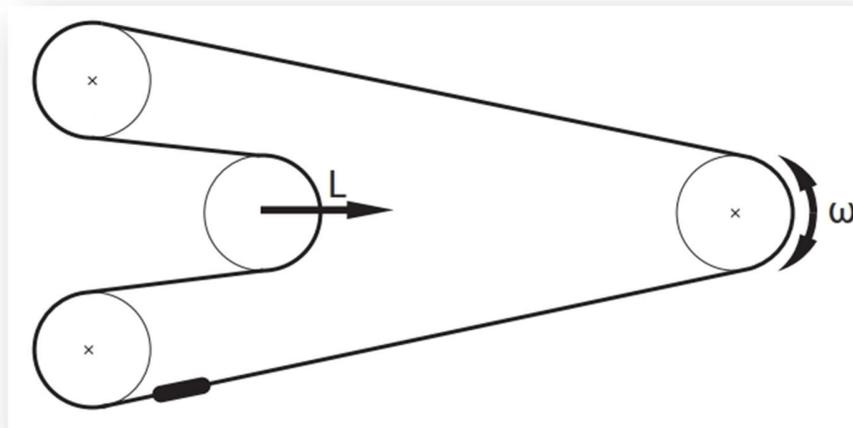
El diseño exhibido en la Figura 5.2 es una adaptación del primer diseño para la realización de ensayos de fatiga a flexión doble mediante la adición de una polea inversora. Bajo esta configuración, sólo se puede ensayar una muestra a la vez y la

distancia mínima que debe existir entre la polea motriz y la polea de carga es mayor. La principal desventaja de esta configuración es que al variar el tamaño de polea es necesario desplazar la polea inversora para mantener un correcto ángulo de abrazamiento, lo cual agrega mayor cantidad de partes móviles al sistema.



**Figura 5.2: Fatigadora a flexión doble.**

Diseños de más poleas, como el presentado en la Figura 5.3, permiten realizar gran cantidad de estudios, pero al aumentar la cantidad de poleas de la máquina aumenta también su costo y el espacio que requiere, se disminuye su mantenibilidad y se complejizan los sistemas.



**Figura 5.3: Fatigadora a flexión doble de 4 poleas.**

Para definir bajo qué concepto se concebirá el diseño de la máquina es necesario determinar si la fatigadora debe ser capaz de realizar ensayos a flexión doble o no.

Por un lado las flexiones en sentido contrario son sumamente nocivas para el cable, por lo que en el diseño de equipos de levante se ha evitado, progresivamente, incluir configuraciones que sometan al cable a flexiones en ambos sentidos. Lo anterior implica que incluir flexiones en sentido contrario no aumenta necesariamente el realismo del ensayo.

Por otro lado, la ventaja que presentan los ensayos a flexión doble es que degradan el cable más uniformemente y en menor cantidad de ciclos que los ensayos a flexión simple. De este modo, la cantidad de ciclos que es capaz de realizar un cable sometido a flexión doble antes de fallar es menor que bajo flexión simple, lo cual disminuye el tiempo que tarda el ensayo en concluir.

Finalmente es importante destacar que al graficar los resultados de los ensayos, la tendencia de las curvas de carga y elongación en función del número de ciclos es la misma en ensayos de flexión doble y flexión simple [1, 5, 7].

Considerando lo anterior y en virtud del objetivo de la máquina se opta por que ésta sea capaz de realizar solamente ensayos a flexión simple, luego, el concepto bajo el cual se diseñará la fatigadora es el presentado en la Figura 5.1. En la Tabla 5.3 se resumen sus características.

**Tabla 5.3: Resumen de características del diseño conceptual.**

Disposición	Vertical
Tipo de ensayo	Flexión Simple
Muestras ensayadas	Dos probetas iguales simultáneamente
Disposición de poleas	En uno de los extremos libres del eje
Sistema de carga	Mediante un cilindro hidráulico actuando en uno de los ejes
Movimiento oscilante	Mediante la implementación de un motor servo

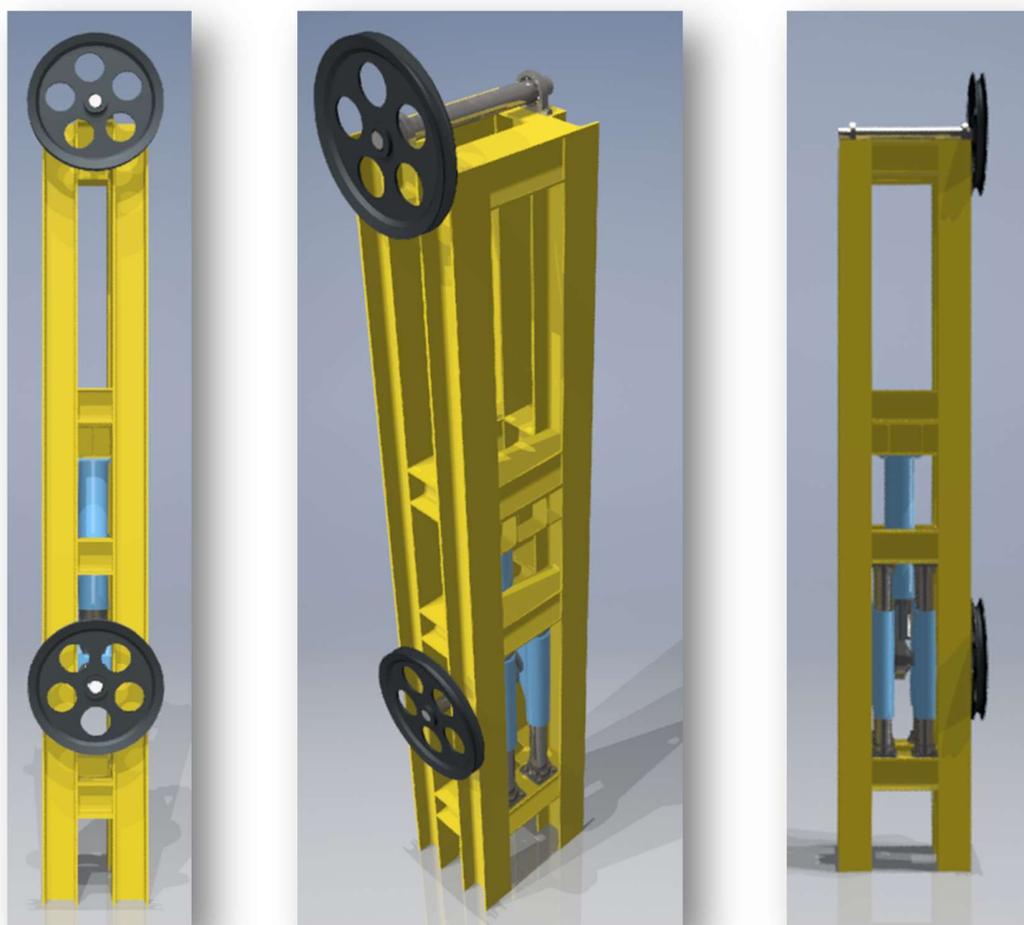
## 5.4 Diseño básico

El diseño básico de la fatigadora es la consolidación del diseño conceptual definido en la sección anterior. La Figura 5.4 muestra tres vistas generales del diseño básico donde es posible observar la disposición de las poleas, el sistema de carga y la estructura de la máquina.

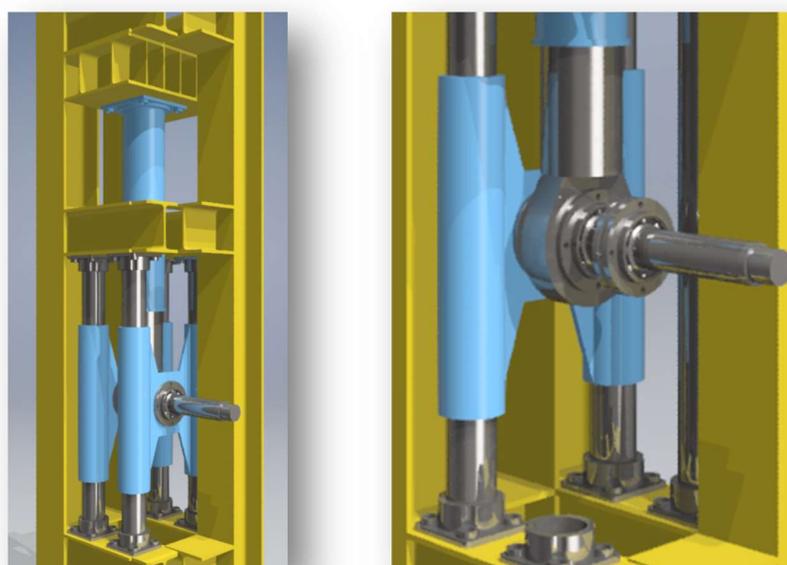
La polea superior de la figura corresponde a la polea motriz, por lo que su eje debe estar acoplado a un motor servo en el lado opuesto al que se ubica la polea. La representación del motor será incluida en el diseño de detalle.

La polea inferior es la polea de carga. Sobre su eje actúa el cilindro hidráulico que origina la tensión en el cable, por lo que debe ser capaz de desplazarse longitudinalmente. Para lo anterior, los rodamientos que sustentan el eje de la polea son montados sobre piezas metálicas dotadas de bujes capaces de deslizarse sobre barras paralelas. En la Figura 5.5 se muestra un detalle del sistema de bujes y rodamientos que transmiten la carga al eje y le permiten desplazarse.

A continuación se presentan cálculos realizados sobre el diseño para determinar las cargas a las que están sometidas las partes más críticas de la máquina. De este modo será posible dimensionar los componentes de la máquina.



**Figura 5.4: Diseño básico.**



**Figura 5.5: Detalle del sistema de carga.**

### 5.4.1 Medidas características

La principal medida que caracteriza el dimensionamiento de la máquina es su altura, la cual depende de la separación que debe existir entre sus poleas. Para determinar la distancia mínima que debe existir entre estos elementos, es primordial considerar que los soquetes que unen las muestras de cable, no pueden hacer contacto con las gargantas de las poleas ni con los equipos de medición mientras se desarrolla el ensayo.

El desplazamiento total de la muestra es determinado por la longitud de la zona a ensayar, el recorrido de la garganta de la polea, el espacio requerido por la instrumentación y la holgura de separación entre la polea y el equipo de medición de cortes de alambre. Como es de esperar, el cable de mayor diámetro es el que demanda un mayor recorrido, por lo que el dimensionamiento mostrado a continuación, en la Tabla 5.4, es respecto a una muestra de cable de 50 mm., operando sobre una polea de 1000 mm.

Una vez precisado el recorrido que deben experimentar las muestras de cable, se debe considerar el espacio requerido por los soquetes que las unen y una holgura de seguridad que aleje los soquetes de las gargantas de las poleas. En la Tabla 5.5 se resumen las longitudes especificadas y se concluye sobre la mínima distancia que debe existir entre poleas para el caso estudiado.

En la Tabla C-1 del Anexo C se indica el detalle de los recorridos y distancias de separación requeridas para cada diámetro de cable. En las siguientes tablas  $d$  es el diámetro nominal del cable, mientras que  $D$  es el diámetro de polea.

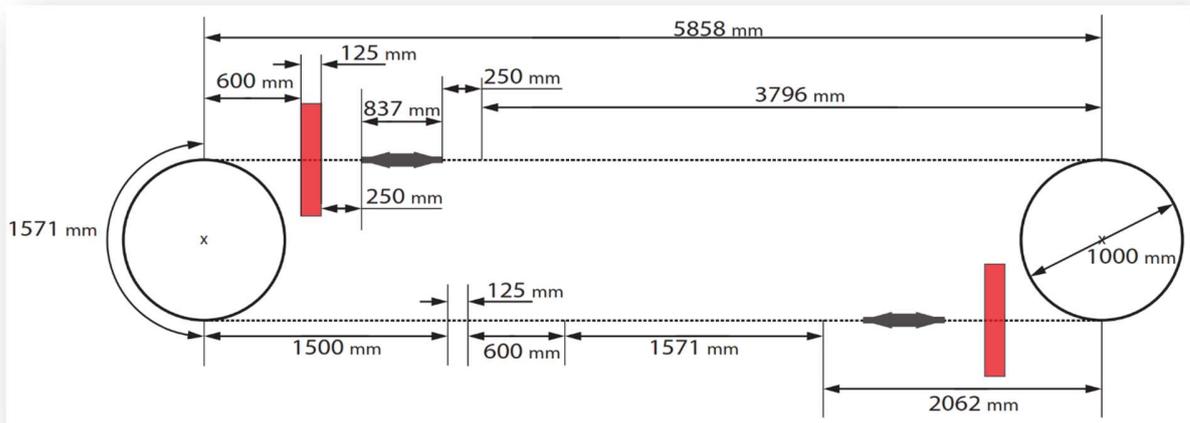
**Tabla 5.4: Recorrido del cable de 50 milímetros.**

<b>Longitud a considerar</b>	<b>Detalle</b>	<b>Dimensión equivalente [mm]</b>
<b>Largo a ensayar</b>	$30 * d$ (mínimo 600 mm.)	1.500
<b>Arco de abrazamiento</b>	$\pi * \frac{D}{2}$	1.571
<b>Instrumentación</b>	Espacio aproximado requerido por el instrumento de detección de cortes de alambres	125
<b>Holgura</b>	Separación entre el centro de la polea y el equipo de detección de corte de alambres ( $\frac{D}{2} + 100 \text{ mm.}$ )	600
<b>Total</b>	-	3.796

En las Figura 5.6 se muestran representadas las dimensiones mencionadas en las Tablas 5.4 y 5.5. En la figura, las poleas son representadas por circunferencias de línea continua, mientras que los cables por líneas punteadas. Así mismo, la instrumentación es simbolizada por rectángulos rojos y los soquetes por figuras geométricas.

**Tabla 5.5: Distancia mínima entre poleas para el cable de 50 milímetros.**

<b>Longitud a considerar</b>	<b>Detalle</b>	<b>Dimensión equivalente [mm]</b>
<b>Desplazamiento</b>	Recorrido total del cable determinado en la Tabla 5.3	3.796
<b>Soquetes</b>	Espacio requerido por soquetes	837
<b>Instrumentación</b>	Espacio aproximado requerido por instrumentos de detección de cortes de alambre	125
<b>Holguras de seguridad</b>	Separación entre el centro de la polea y el equipo de detección de corte de alambres y entre soquetes y otros elementos	1.100
<b>Total</b>	-	<b>5.858</b>



**Figura 5.6: Distancia mínima entre poleas para un cable de 50 mm. operando sobre poleas de 1000 mm.**

#### 5.4.2 Carga del cilindro

Como se indicó en el estudio de requisitos, se diseña la fatigadora con una capacidad de carga máxima equivalente al 20% del MBL del cable tipo Portoflex de 50 mm. de mayor resistencia del catálogo de Gruas e izajes de Prodinsa [19]. Según el catálogo, el cable de 50 mm. de mayor MBL es de la serie 8C, 8 x 31, compactado, con alma de acero plastificada. Su MBL es de aproximadamente 2100 kN, por lo que se debe aplicar una tensión máxima de 420 kN en el cable. Así mismo, la carga mínima requerida es del 20% del MBL del cable de 10 mm de menor resistencia, equivalente a 14 kN. Como es posible observar en la Figura 5.1, la carga aplicada se reparte equitativamente entre las dos muestras de cable, por lo que la carga total máxima que debe ser capaz de efectuar el cilindro hidráulico es de 840 kN.

### 5.4.3 Carrera del cilindro

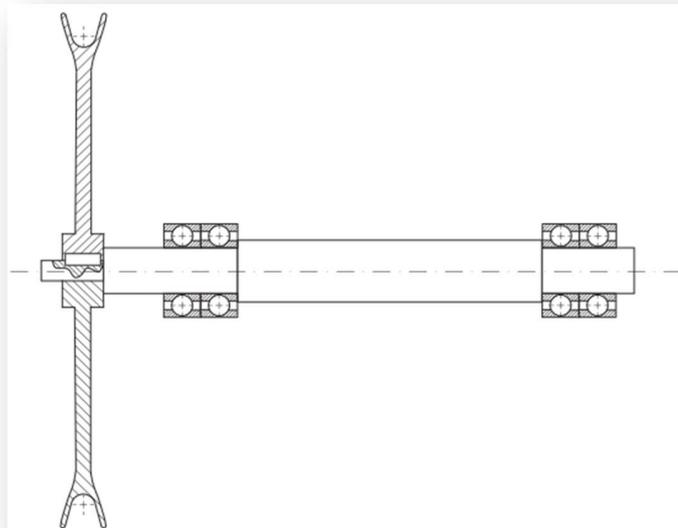
En el capítulo de antecedentes se indicó que a medida que se desarrollan los ciclos de fatiga, las muestras de cable aumentan su largo progresivamente. Como el cilindro hidráulico que imprime la tensión en el cable debe ser capaz de mantener su carga durante todo el ensayo, su carrera debe ser suficiente para compensar la elongación del cable. Si bien ensayos de fatiga realizados muestran que la elongación máxima de un cable no supera el 1,2% de su largo original, se considera como límite superior la elongación máxima que usualmente experimentan los cables que son sometidos a ensayos de tracción, es decir, un 5% del largo original de las muestras[1, 5, 7].

Como se observa en la Figura 5.6, el largo máximo de las muestras de cable es de 13.184 milímetros, considerando ambas muestras. El recorrido del cilindro debe ser el 5% de la mitad del largo total considerado. Luego, el cilindro debe ser capaz de recorrer 330 milímetros. Por otro lado, para facilitar el montaje de las muestras de mayor diámetro se deben acercar las poleas. Además, no es recomendable que el cilindro alcance los límites de su carrera. Considerando lo anterior, se determina que la carrera del cilindro debe ser 600 milímetros.

### 5.4.4 Disposición de poleas y cargas sobre rodamientos

Como se mencionó con anterioridad, cada diámetro de cable requiere ser montado sobre una polea con un diámetro de garganta específico. Con el fin de facilitar el intercambio de poleas, éstas están montadas en uno de los extremos del eje, disponiendo de dos rodamientos consecutivos que compensan el torque generado.

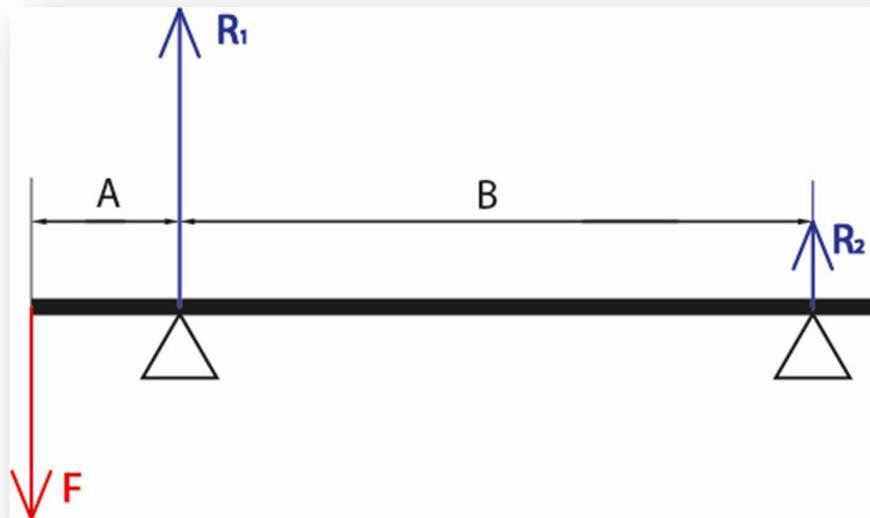
En la Figura 5.7 se muestra un corte que representa la disposición descrita para la polea motriz. Al lado izquierdo se puede observar la polea, mientras que al lado derecho se ubican dos rodamientos de dos hileras de bolas en forma sucesiva (sólo para representación gráfica). El motor servo va acoplado al lado derecho del eje, pero se excluye de este análisis.



**Figura 5.7: Disposición de polea motriz.**

En la figura anterior la polea es conducida por el eje mediante la inclusión de una chaveta, sin embargo para facilitar el intercambio de poleas, en vez de chavetas pueden ser utilizados manguitos de fijación.

Los rodamientos son modelados como apoyos simples, de esta forma, es posible elaborar el diagrama de cargas que se muestra en la Figura 5.8. En la figura,  $F$  simboliza la carga sobre la polea motriz y  $R_1$  y  $R_2$  representan la carga en los rodamientos. Por otro lado,  $A$  y  $B$  son las distancias que existen entre  $F$  y  $R_1$  y entre  $R_1$  y  $R_2$  respectivamente.



**Figura 5.8: Diagrama de cargas en el eje de la polea motriz.**

Para determinar las cargas  $R_1$  y  $R_2$ , se verifica el equilibrio de fuerzas y momentos que garantizan la estática del eje. La sumatoria de fuerzas debe ser igual a cero, como se indica en la Ecuación (5.1), al igual que la sumatoria de momentos, como se indica en la Ecuación (5.2).

$$\sum_y F_i = 0 \Rightarrow F = R_1 + R_2 \quad (5.1)$$

donde

- $F$ : carga en la polea motriz [kN].
- $R_1$ : carga en el rodamiento 1 [kN].
- $R_2$ : carga en el rodamiento 2 [kN].

$$\sum_z M_i = 0 \Rightarrow F * A = -R_2 * B \quad (5.2)$$

donde

- $A$ : distancia existente entre  $F$  y  $R_1$  [mm].
- $B$ : distancia existente entre  $R_1$  y  $R_2$  [mm].

De las Ecuaciones 5.1 y 5.2 se deduce que:

$$R_1 = F * \left(1 + \frac{A}{B}\right) \quad (5.3)$$

y también que

$$R_2 = -F * \frac{A}{B} \quad (5.4)$$

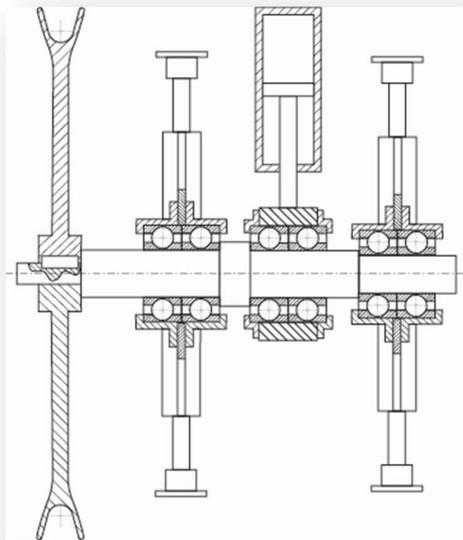
En la Tabla 5.6 se muestran los resultados de las Ecuaciones 5.3 y 5.4 en base a las dimensiones establecidas en el diseño básico de la máquina.

**Tabla 5.6: Cargas en rodamientos del eje motriz.**

Parámetro	Valor
$A$	0,2 [m]
$B$	1,0 [m]
$F$	840 [kN]
$R_1$	1.008 [kN]
$R_2$	-168 [kN]

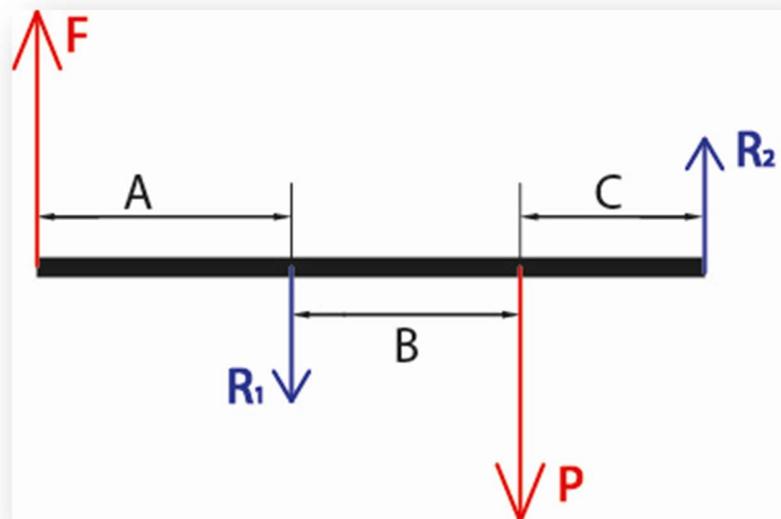
En la Figura 5.9, el corte representa la disposición de la polea de carga. Al igual que en caso anterior, al lado izquierdo se monta la polea, mientras que al lado derecho se ubican dos rodamientos en forma sucesiva. La diferencia con la configuración de la polea motriz recae en que el cilindro hidráulico que origina la carga del ensayo aplica su fuerza en el eje entre los rodamientos. Por otro lado, los rodamientos se encuentran montados sobre una pieza capaz de deslizar por barras paralelas, permitiendo el desplazamiento de la polea según la carrera del cilindro.

Si bien el sistema puede funcionar en la presente configuración, una mejora para este diseño contempla la inclusión de una viga que une las piezas que deslizan por las barras y recibe la fuerza del cilindro. De este modo se reduce la flexión a la que se ve sometido el eje en un 30%.



**Figura 5.9: Disposición de polea de carga.**

En este caso particular, si bien no debería existir restricción al desplazamiento vertical del eje, de todas formas los rodamientos son modelados como apoyos simples, ya que a través de ellos se transmite la fuerza que compensa el momento generado. En la Figura 5.10 se muestra el diagrama de cargas de la situación representada. En la figura,  $F$  simboliza la carga sobre la polea motriz y  $P$  la carga aplicada por el cilindro. Así mismo,  $R_1$  y  $R_2$  representan las reacciones originadas en los rodamientos. Por otro lado,  $A$  es la distancia entre el posicionamiento del centro de la polea y el primer rodamiento,  $B$  es la distancia entre el primer rodamiento y el rodamiento que recibe la carga del cilindro y  $C$  es la distancia entre el rodamiento que recibe la carga del cilindro y el último rodamiento.



**Figura 5.10: Diagrama de cargas en el eje de la polea de carga.**

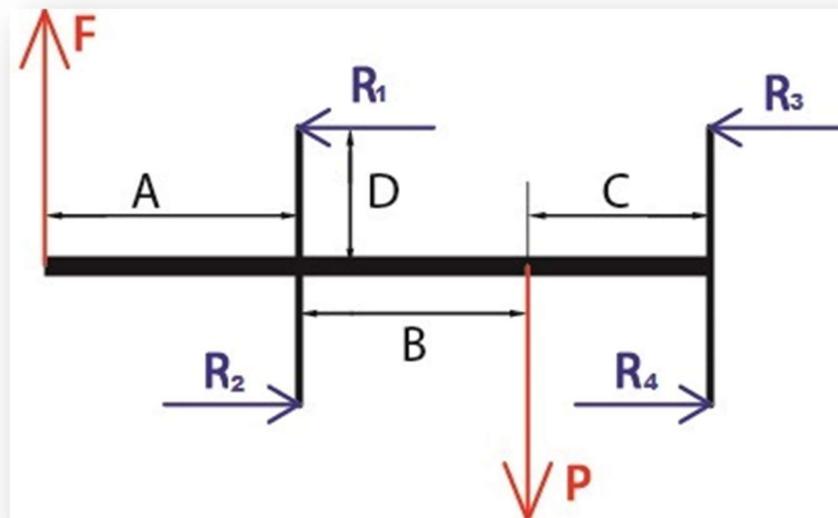
La Ecuación (5.5), cuyos parámetros son los mismos detallados para la Figura 5.10, representa el equilibrio de momentos del eje de carga.

$$F * (A + B + C) = R_1 * (B + C) + P * C \quad (5.5)$$

Despreciando pérdidas por el rozamiento del sistema de deslizamiento que previenen la rotación del eje, es posible afirmar que  $F = P$ , con lo cual se concluye que  $R_1 = R_2$ . Despejando  $R_1$  de la ecuación anterior es posible determinar las cargas sobre los rodamientos, como se indica en la Ecuación (5.6).

$$R_1 = \frac{A + B}{B + C} * F \quad (5.6)$$

Sin perjuicio de lo anterior, son las barras los elementos que realmente previenen el volcamiento del eje. En la Figura 5.11 se ven representadas las cargas sobre los bujes de las barras. Las cotas y cargas representadas son análogas a las de la Figura 5.10,  $R_r$  son las reacciones sobre los bujes (con r desde 1 hasta 4) y  $D$  el brazo de la carga.



**Figura 5.11: Diagrama de cargas en los bujes de los soportes del eje de la polea de carga.**

Como es posible verificar, la configuración descrita en la Figura 5.11 es hiperestática, por lo que el cálculo de las cargas debe ser realizado mediante algún método que considere la deflexión del eje. Sin embargo, recordando que realmente son dos barras paralelas las que evitan el volcamiento del eje y suponiendo que el eje se encuentra correctamente alineado, mediante equilibrio de momentos es posible

establecer una cota superior que abarca todas las reacciones  $R_r$ , como se indica en Ecuación (5.7).

$$F * \frac{A + B}{4 * D} > R_r \quad (5.7)$$

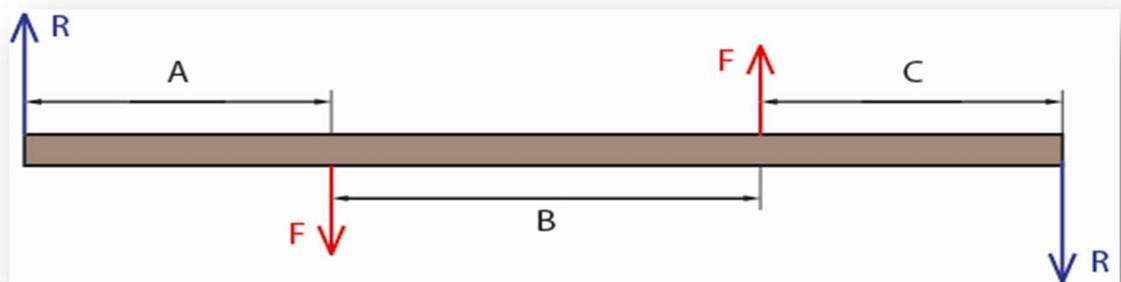
En la Tabla 5.7 se muestran las dimensiones del conjunto de carga determinadas en el diseño básico y las cargas determinadas en las Ecuaciones 5.6 y 5.7.

**Tabla 5.7: Cargas en bujes y rodamientos del eje de carga.**

Parámetro	Valor
$A$	0,5 [m]
$B$	0,3 [m]
$C$	0,3 [m]
$D$	0,6 [m]
$F$	840 [kN]
$R_1, R_2$	1.120[kN]
$R_r$	280[kN]

#### 5.4.5 Cálculo de reacciones en barras

Las barras por las que deslizan los ejes se encuentran fijadas en ambos extremos por piezas mecanizadas que evitan su desplazamiento. Este tipo de fijación puede ser modelado como un apoyo simple. La Figura 5.12 representa una de las barras paralelas, sus cargas y las reacciones que se generan en sus ejes.



**Figura 5.12: Diagrama de cargas en los rieles del eje de la polea de carga.**

En la figura anterior  $F$  representa la carga transmitida a las barras a través de los bujes y  $R$  representa las reacciones en los soportes. Por otro lado,  $B$  es la distancia que separa a ambos bujes y por último  $A$  y  $C$  son el recorrido libre hasta las fijaciones superior e inferior respectivamente. Mediante equilibrio de momentos es posible verificar que la magnitud de las reacciones es la descrita en la Ecuación (5.8).

$$R = \frac{B}{A + B + C} * F \quad (5.8)$$

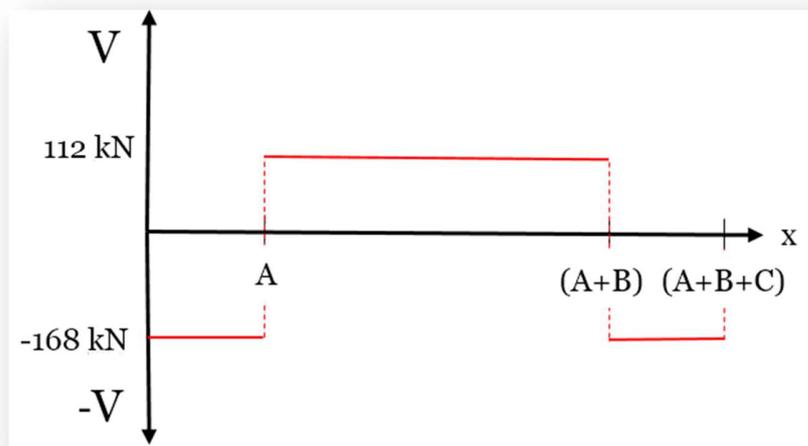
donde las variables de la ecuación anterior son las mismas que las descritas para la Figura 5.12.

Como se detalló en la sección anterior,  $F$  se encuentra acotada superiormente por 280 kN y  $B$  mide 1,2 m. Por otro lado  $A + C$  debe ser igual a la carrera del cilindro, es decir 0,6 m., para considerar las fijaciones y un margen de seguridad la suma de estas dimensiones será igual a 0,8 m. Lo anterior es resumido en la Tabla 5.8.

**Tabla 5.8: Cargas y dimensiones de las barras.**

Parámetro	Valor
$A, C_{min}$	0,1 [m]
$A, C_{máx}$	0,7 [m]
$B$	1,2 [m]
$F$	280 [kN]
$R$	168 [kN]

En base a la tabla anterior es posible determinar las reacciones internas de la barra en términos de esfuerzo de corte y momento flector, para esto se divide la viga en 3 tramos y se resuelven las ecuaciones de equilibrio. En la Figura 5.13 es posible observar el esfuerzo de corte interno según su ubicación en la viga.



**Figura 5.13: Esfuerzo de corte interno en barras.**

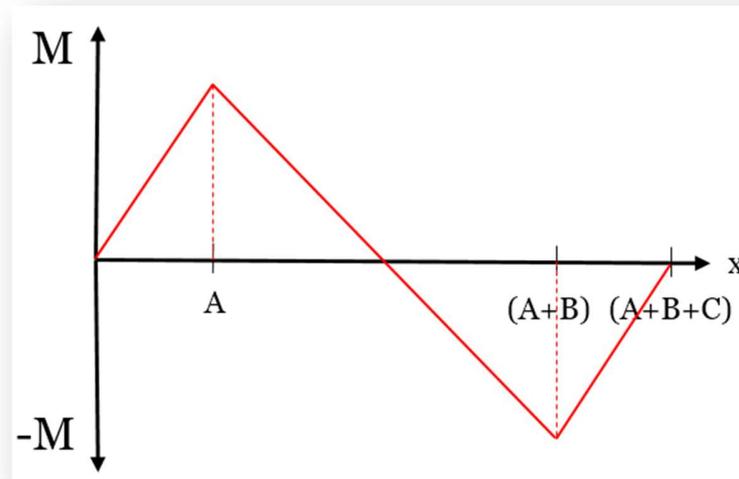
El momento flector depende de las magnitudes de  $A$ ,  $B$  y  $C$ . En las Ecuaciones 5.9, 5.10 y 5.11 se expresa el momento flector para la barra según el tramo correspondiente

$$0 < x < A; M(x) = R * x \quad (5.9)$$

$$A < x < A + B; M(x) = (R - F) * x + A * F \quad (5.10)$$

$$B < x < A + B + C; M(x) = R * x - BF \quad (5.11)$$

donde  $x$  es la distancia desde el extremo izquierdo de barra hasta la posición estudiada. En la Figura 5.14 se muestra la representación gráfica del momento flector.



**Figura 5.14: Momento flector interno en barras.**

Como es posible observar en la figura, el momento flector será máximo en la posición A y mínimo en la posición C, por lo que su magnitud máxima es alcanzada cuando A es máximo o mínimo. Considerando lo anterior, el momento máximo alcanza 118 kNm.

El esfuerzo máximo por flexión se calcula según la Ecuación (5.12).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = -\frac{M_{m\acute{a}x}}{I_z} * y_{m\acute{a}x} \quad (5.12)$$

donde

- $\sigma_{m\acute{a}x}$ : esfuerzo normal máximo por flexión [MPa].
- $M_{m\acute{a}x}$ : momento de flexión máximo de la barra [Nm].
- $I_z$ : segundo momento de área de la barra en la dirección z [m<sup>4</sup>].
- $y_{m\acute{a}x}$ : distancia máxima desde el eje neutro [m].

El segundo momento de área de una barra de sección circular es equivalente a  $0,5 * \pi * r^4$ , donde  $r$  es el radio de la barra. Además, su eje neutro se encuentra en el centro de la barra. En el diseño de detalle se determina el diámetro de las barras.

### 5.4.5 Cinemática de la fatigadora

El desplazamiento que debe experimentar el cable, dependiendo de su diámetro y del diámetro de polea seleccionado, se encuentra entre 1239 y 3796 milímetros, como es posible observar en Tabla C-1 del Anexo C.

El rango de rotación que debe experimentar el eje de las poleas desde que se inicia el movimiento hasta que debe cambiar de dirección, se encuentra acotado por 360 y 720 grados. Dentro de dicho rango, se debe tener libertad para poder seleccionar cualquier ángulo máximo de rotación, lo cual justifica la implementación de un motor servo.

En primera instancia, se considera que el cable acelera constantemente a  $1 \text{ m/s}^2$  hasta la mitad de su recorrido, para luego desacelerar a la misma tasa durante la segunda mitad del trayecto. El retorno del cable es realizado análogamente, resultando un movimiento suave que no genera sobrecarga al cambiar de dirección.

En la Tabla C-2 del Anexo C se indican las componentes cinemáticas de las poleas en función del diámetro del cable y del diámetro de polea seleccionado, lo cual permite determinar las revoluciones por minuto que debe suministrar el motor servo y la duración aproximada del ensayo. En dicha tabla se incluye: el tiempo de aceleración del cable (hasta que alcanza la mitad del recorrido); el tiempo de ciclo; la velocidad máxima del cable; la velocidad angular máxima y revoluciones por minuto; el tiempo requerido para completar 100.000, 200.000 y 300.000 ciclos; y la aceleración angular.

La Figura 5.15 muestra el desplazamiento, la velocidad y la aceleración que experimenta un cable de 50 mm. operando sobre una polea de 1000 mm. durante un ciclo completo, lo cual representa el ensayo más exigente desde el punto de vista del cable. Como es posible observar en la figura, la velocidad máxima alcanzada es de 2 m/s, lo cual respeta ampliamente el criterio de diseño establecido. Por otro lado la duración de un ciclo completo es aproximadamente 8 segundos, lo cual implica que para completar un ensayo que en condiciones ligeras puede alcanzar 300.000 ciclos, son requeridos casi 28 días de funcionamiento continuado.

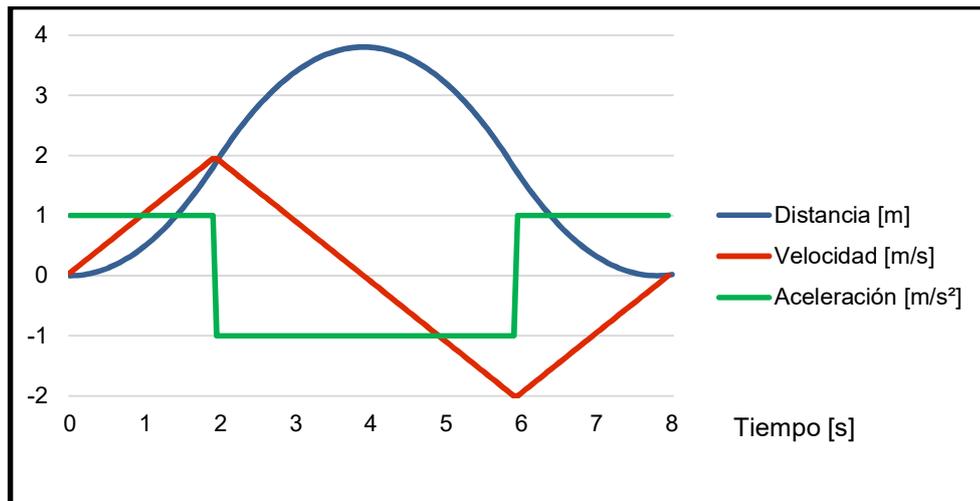


Figura 5.15: Cinemática de un cable de 50 mm. sobre polea de 1000 mm.

Para dimensionar la potencia del motor servo se deben estudiar las condiciones más severas en términos de velocidad angular máxima del eje motriz y torque requerido. La potencia requerida será máxima cuando se ensaye un cable de 50 mm. sobre una polea de 1000 mm. En dicha situación el motor debe girar a un máximo de 38,2 RPM.

#### 5.4.6 Dinámica de la fatigadora

El torque requerido por el motor servo debe ser suficiente para compensar el rendimiento de las poleas y vencer la inercia de las partes móviles de la máquina.

Como se indicó en el capítulo de antecedentes, el rendimiento de las poleas puede ser estimado como un porcentaje de la carga del cable, se debe ponderar por el radio de la polea, para llevarlo a términos de torque, y luego por la velocidad angular de la polea, para obtener la potencia requerida, como es posible observar en la Ecuación (5.13).

$$P = 0,03 * F * \frac{D}{2} * \omega \quad (5.13)$$

donde

- $P$ : potencia requerida [W].
- $F$ : carga durante el ensayo [N].
- $D$ : diámetro de polea [m].
- $\omega$ : velocidad angular [rad/s].

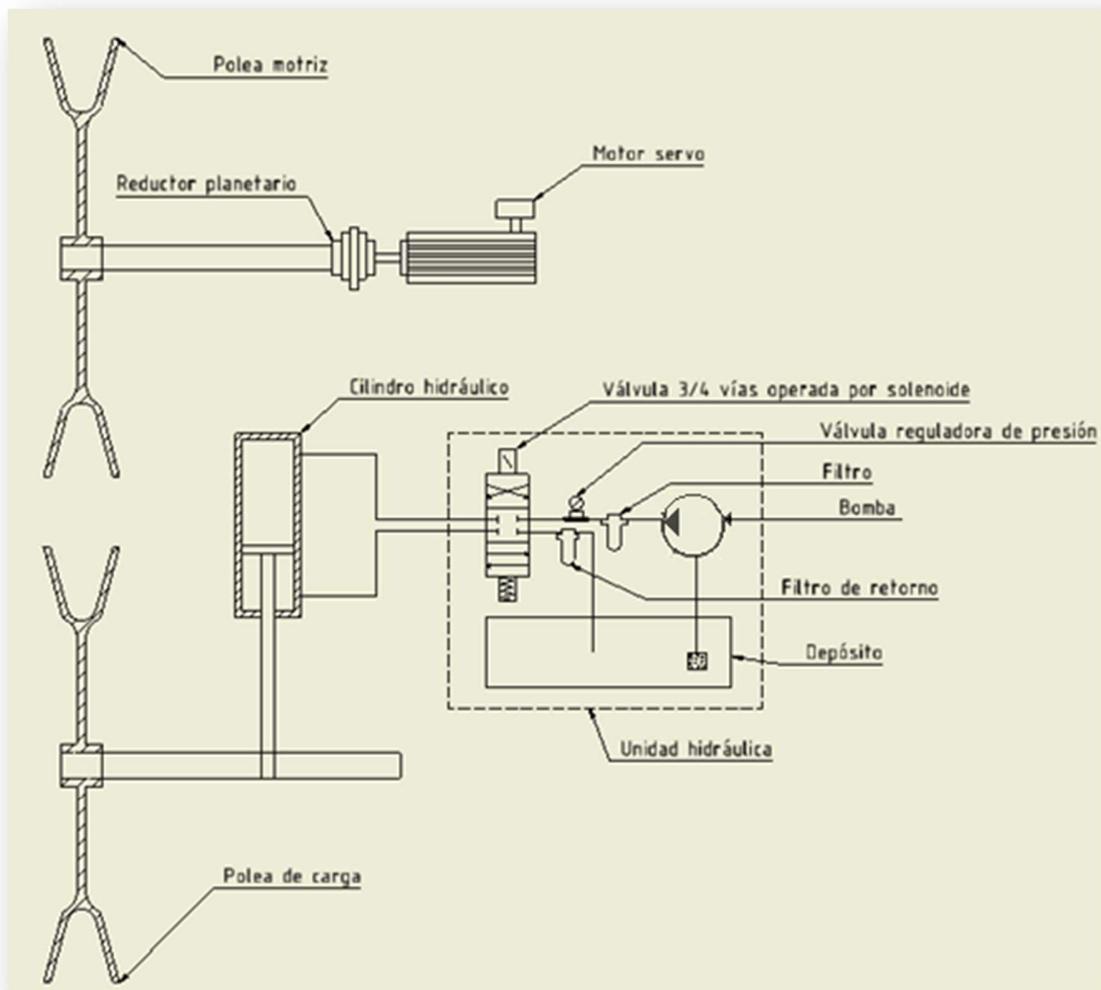
La potencia requerida para vencer la inercia de las poleas y mover el cable no es considerada, ya que es despreciable en comparación a la potencia resultante de la Ecuación (5.13). En la Tabla 5.9 se muestran los requerimientos del motor servo para una carga de 25,2 kN y una polea de 500 mm.

**Tabla 5.9: Resumen de requerimientos del motor servo.**

Velocidad de rotación	38,2 [RPM]
Torque	12,6 [kNm]
Potencia	50,4 [kW]

#### 5.4.7 P&ID

En la Figura 5.16 se muestra un esquema básico del diagrama de instrumentación y control de la máquina. Los principales componentes representados son el motor servo, encargado de inducir el movimiento oscilante en el cable, y el cilindro hidráulico, el cual suministra la carga al ensayo. El circuito hidráulico del cilindro es representado sin mayor detalle como una unidad hidráulica, ya que su diseño queda fuera del alcance del proyecto.



**Figura 5.16: Diagrama básico de instrumentación y control.**

El sistema de control de la máquina también está fuera del alcance del proyecto, pero es posible destacar tanto el cilindro como el motor servo debe estar gobernados por lazos de control cerrados, ya que es necesario regular su funcionamiento en función del desempeño que presenten.

## 5.5 Diseño de detalle

En base a los cálculos realizados sobre el diseño básico de la fatigadora, a continuación se procede a seleccionar los equipos que cumplen con las solicitudes especificadas y a dimensionar la estructura que los sustenta.

Los planos finales de la máquina se adjuntan en el Anexo E.

### 5.5.1 Motor servo y servo reductor

El motor servo es seleccionado desde el catálogo *Kinetix Rotary Motion Specifications* de Rockwell, en particular de la serie HPK de motores servo asincrónicos [21]. Una de las características más destacables de los motores HPK es que son capaces de mantener altos niveles de torque al operar a velocidades muy alejadas de su velocidad base.

Por recomendación del fabricante, para trabajos continuos con cambios de dirección constantes se debe sobredimensionar la potencia del motor en un 50%. Al considerar esta recomendación se garantiza que el motor sea capaz de realizar sus propósitos tomando en cuenta también las pérdidas por transmisión de potencia.

El motor seleccionado es el HPK-E2010C, cuyas especificaciones se detallan en la Tabla 5.10. En función de la velocidad base y torque del motor nace la necesidad de implementar una caja reductora. En el Anexo D se adjuntan dimensiones del motor y mayores especificaciones técnicas.

**Tabla 5.10: Especificaciones técnicas del motor servo.**

Modelo	HPK-E2010C
Velocidad base	1.500 [RPM]
Torque continuo	482 [Nm]
Torque máximo	870[Nm]
Potencia a velocidad base	75 [kW]
Inercia del Rotor	0,885 [kgm <sup>2</sup> ]
Peso del motor	531 [kg]

Teniendo en cuenta que las condiciones de trabajo solicitan que el motor cambie de dirección constantemente, se debe seleccionar una reducción apta para este tipo de solicitudes. Los transmisores de potencia planetarios del catálogo de soluciones de Wittenstein Alpha son diseñados especialmente para trabajar con alta precisión de posicionamiento en ambos sentidos de giro, lo cual los hace apropiados para aplicaciones en las que se requiere una alta rigidez torsional [22].

El servo reductor que cumple de mejor manera las solicitudes de trabajo de la fatigadora es el TP+ High Torque de 3 etapas con relación de transmisión 66. Las características del reductor se especifican en la Tabla 5.11. En el Anexo D también se adjuntan especificaciones técnicas y dimensiones del servo reductor.

**Tabla 5.11: Especificaciones técnicas del servo reductor.**

Modelo	TP+ 2000 MA High Torque
Relación de transmisión	66
Torque de aceleración máximo	22,0[kNm]
Torque nominal	13,5[kNm]
Velocidad de entrada media	2.000 [RPM]
Juego torsional máximo	<3[arcmin]
Rigidez torsional	3.000 [Nm/arcmin]
Rendimiento a plena carga	93%
Peso	185 [kg]
Lubricación	No requiere relubricación

La relación de transmisión del reductor permite que el motor opere entorno a su velocidad base durante la mayor parte del ciclo de operación, obteniéndose un rendimiento óptimo del motor.

### **5.5.2 Rodamientos**

En la ingeniería básica se determinó que los descansos de los ejes de la máquina se encuentran sometidos exclusivamente a cargas radiales, por lo tanto, son requeridos rodamientos capaces de soportar este tipo de fuerzas. Los rodamientos son seleccionados desde el catálogo general de SKF adoptando las recomendaciones del fabricante [23].

El eje motriz cuenta con 2 rodamientos, el primero debe ser capaz de soportar una carga neta máxima de 1008 kN, mientras que el segundo una de 168 kN. El eje de carga cuenta con 3 rodamientos, dos de ellos sometidos una carga neta máxima de 1120 kN, mientras que el tercero a una carga neta máxima de 840 kN.

Se seleccionará un solo rodamiento para las cinco posiciones de la máquina, de este modo, se reduce el almacenaje de repuestos requeridos. Además, mediante una rotación periódica de las posiciones de los rodamientos es posible extender su vida útil. Las consideraciones anteriores aumentan la mantenibilidad de la máquina.

El dimensionamiento de un rodamiento para una aplicación en específico, debe ser realizado en función de las cargas que tendrá que soportar y según exigencias de duración y fiabilidad. La selección de los rodamientos es realizada de modo que se garantice, con un 90% de confiabilidad, que la máquina pueda operar a plena carga durante 1 año. Considerando que la fatigadora opere 24 horas diarias durante 20 días al mes y 10 meses al año, los rodamientos deben ser capaces de realizar aproximadamente 3 millones de ciclos sin fatigarse.

En las tablas de productos se indican la capacidad de carga dinámica  $C$  y la capacidad de carga estática  $C_0$ , en base a los cuales es posible estimar su vida y el factor de seguridad estático que presentan. Las condiciones de carga estática y dinámica del rodamiento deben ser verificadas de forma independiente. Considerando que la principal causa de falla en rodamientos es por la fatiga del metal de las superficies de contacto, para seleccionar un rodamiento generalmente basta con un criterio basado en la fatiga del camino de rodadura.

Debido a la disposición de los rodamientos sobre los ejes, el fabricante recomienda que se dispongan rodamientos de rodillos a rótula sobre un manguito de fijación. Este tipo de rodamientos presentan altas capacidades de cargas estáticas y dinámicas en función de su radio interior. Además presentan un alto grado de rigidez, pudiendo compensar desalineaciones originadas durante su funcionamiento.

El rodamiento seleccionado es el 23236 CCK/W33 + H 2336, cuyo diámetro de eje es 160 mm. En el Anexo D se adjunta la memoria de cálculo de la selección de los rodamientos de la máquina y las características del rodamiento seleccionado.

### **5.5.3 Soportes y accesorios para rodamientos**

Los rodamientos deben ser montados preferentemente sobre soportes para rodamiento, sin embargo existen situaciones en las que los soportes que provee el

fabricante no son compatibles con la disposición requerida. En este caso particular, son requeridos soportes de pie para los rodamientos del eje motriz y piezas mecanizadas para alojar los rodamientos del eje de carga.

La selección de los soportes de pie es realizada desde el catálogo de soportes para rodamientos y unidades de rodamiento de SKF respetando la compatibilidad que presentan [24]. Los soportes de pie son capaces de resistir cargas radiales de compresión muy superiores a la resistencia de los rodamientos que alojan, pero presentan una capacidad limitada para soportar cargas radiales de tracción. El soporte de pie seleccionado es el SBDD 3236 de la serie SBD, cuyas dimensiones se adjuntan en el Anexo D. Este soporte es capaz de cargas axiales de tracción de hasta 475 kN, lo cual implica un factor de seguridad 2,8 para el rodamiento del extremo derecho del eje de carga (según la Figura 5.7).

Los rodamientos del eje motriz son montados sobre piezas mecanizadas cuyos planos se adjuntan en el Anexo D junto con el resto de los planos de la máquina.

#### 5.5.4 Diseño de ejes

Para diseñar los ejes de la máquina se calculará el mínimo diámetro que deberían tener para presentar vida infinita bajo las condiciones de carga determinadas en la ingeniería básica. Lo anterior será considerado solo como una referencia, ya que el diámetro real de los ejes será determinado en función del diámetro interior de los rodamientos. De este modo se evitará añadir piezas de adaptación, garantizando la mantenibilidad y confiabilidad del equipo.

El diámetro mínimo que deben tener los ejes de la máquina es calculado en función del criterio de falla a la fatiga Goodman modificado, considerando los esfuerzos de flexión determinados en la ingeniería básica. Para el eje motriz se debe considerar también la torsión generada a causa de la transmisión de potencia del motor [25].

Pese a lo anterior, es posible que el eje falle de forma estática al primer ciclo de operación, para verificar que esto no ocurra se puede comparar el esfuerzo de fluencia del material con el esfuerzo de Von Mises calculado en la zona más desfavorable del eje y así determinar el factor de seguridad estático.

En el Anexo D se adjunta la memoria de cálculo de los ejes de la fatigadora. Las consideraciones adoptadas necesarias para confeccionar el diseño, así como el mínimo diámetro determinado para ambos ejes se resumen en la Tabla 5.12.

**Tabla 5.12: Consideraciones de diseño y resultados del dimensionamiento de ejes.**

Material	Acero SAE 4340
Factor de seguridad a la fatiga ( $n$ )	5,0
Relación entre diámetro mayor y diámetro menor ( $D/d$ )	1,1
relación entre radio de curvatura entre filete y diámetro menor ( $r/d$ )	0,1
Diámetro mínimo eje motriz ( $d$ )	40 mm.
Diámetro mínimo eje de carga ( $d$ )	65 mm.
Factor de seguridad estático eje motriz ( $n_y$ )	13,7
Factor de seguridad estático eje de carga ( $n_y$ )	14,7

El diámetro de los ejes es de 160 mm., lo cual implica que están sobredimensionados. Para conectar el eje motriz al servo reductor se debe reducir el diámetro del eje a 140 mm. y para acoplar las poleas se debe reducir a 100 mm. En ambos casos se sigue superando ampliamente el diámetro mínimo calculado.

El acoplamiento del eje motriz mediante al servo reductor es realizado mediante una brida de acople de 16 pernos. Los detalles de la brida se adjuntan el Anexo E junto al resto de los planos de la máquina.

### 5.5.5 Poleas

Las poleas utilizadas por la fatigadora son de tipo comercial y pueden ser adquiridas desde cualquier fabricante de poleas. Se recomienda seleccionar las poleas desde el catálogo Crosby encargando su fabricación según las especificaciones de la Tabla 5.13 [26].

**Tabla 5.13: Especificaciones técnicas de poleas.**

Material	Hierro fundido
Dureza	60 HRB
Diámetro de garganta	$107,5 \times d$
Profundidad del canal	$1,5 \times d$
Ángulo entre los lados de la garganta	$30^\circ$
Factor de seguridad estático	5
Diámetro de eje	100 mm.
Dimensiones de la ranura de chaveta	30 x 30 x 15 mm.

En la tabla anterior  $d$  es el diámetro nominal del cable. En el Anexo D se adjunta la memoria de cálculo de la chaveta, mientras que en el Anexo E se incluyen los planos de una polea de 1000 mm. para un cable de 50 mm.

### 5.5.6 Sistema de desplazamiento lineal

En la sección 5.4.5 se estableció un método para calcular el esfuerzo máximo al que están sujetas las barras que actúan como guías para el eje de carga y que evitan su volcamiento. Las barras son diseñadas bajo la teoría del esfuerzo normal máximo con un factor de seguridad 2. Si las barras son fabricadas en acero SAE 1020 (límite de fluencia 205 MPa), deben tener un diámetro de 180 mm.

Las barras son ancladas a la estructura mediante soportes apernados que evitan su desplazamiento. El diseño de los soportes se adjunta en el Anexo E junto con los demás planos de la estructura.

Por otro lado, los soportes de los rodamientos que sustentan al eje de carga son soldados a vigas UPN 200 fabricadas en acero A36. Las vigas son soldadas a ambos lados a tubos de acero mannesmann de diámetro exterior 8 pulgadas fabricados bajo la norma SCH-80. Los tubos son dotados de bujes en sus extremos permitiendo que el conjunto deslice por las barras. Lo anterior puede ser apreciado en el Anexo E junto con el resto de los planos de la máquina.

Los bujes de bronce deben ser fabricados a medida según especificaciones dadas en el Anexo D. El material seleccionado es Bronce ASTM B-438 Grado 1 Clase A Tipo II,

el cual es capaz de soportar una carga máxima de 31 MPa. Se diseñan bujes de un largo total de 150 mm. Considerando la carga máxima sobre los bujes determinada en la sección 5.4.4 (280 MPa) el factor de seguridad estático de los bujes es 4,7.

### **5.5.7 Cilindro hidráulico**

El cilindro hidráulico que suministra la carga al sistema es seleccionado desde el catálogo de herramientas industriales de Enerpac. Por recomendación del fabricante, con el objetivo de extender la vida útil del cilindro se recomienda que su capacidad máxima de carga sea al menos un 50% mayor a su sollicitación [27].

Considerando la magnitud de la carga y el recorrido que debe ser capaz de ejecutar el cilindro, se selecciona un cilindro de doble acción de la serie RR. El cilindro seleccionado es RR-15032, capaz de ejercer hasta 150 kN y con una carrera máxima de 812 mm. Se solicita que el cilindro esté dotado de una placa metálica en su base para facilitar el montaje y dotado de hilo en el extremo de su vástago. Sus dimensiones y especificaciones pueden ser encontradas en el Anexo D.

El diseño del circuito hidráulico del cilindro será solicitado al proveedor del cilindro, pero se indica que debe estar compuesto por una unidad hidráulica y una batería de acumuladores. La unidad hidráulica es la responsable de mantener los acumuladores cargados a una presión determinada, de forma tal, que estos automáticamente aseguren una presión constante al interior del cilindro. La unidad hidráulica debe estar compuesta de al menos de:

- una bomba hidráulica;
- una válvula de control direccional accionada por solenoide;
- una válvula de control direccional manual;
- un depósito de aceite; y
- sistemas de filtración.

Por otro lado, el sistema de control del cilindro debe ser capaz de mantener la carga constante durante todo el ensayo y de detectar caídas abruptas de presión del cilindro, lo cual ocurre ante la falla total del cable. Además, se debe solicitar que el cilindro incorpore un traductor lineal que permita determinar la posición del émbolo.

### **5.5.8 Winspect Visual Rope-inspector**

Consiste en un equipo de inspección visual dotado de 4 cámaras que escanean el cable formando una representación tridimensional [28]. Este equipo es capaz de detectar cortes de alambres en capas externas, medir el diámetro del cable, detectar cambios en su geometría y medir variaciones en la longitud y en el paso del cable.

La vinculación de este equipo con el sistema de control del motor servo y del cilindro hidráulico es crucial para el buen funcionamiento de la máquina, ya que la mayoría de los criterios de finalización de los ensayos dependen del estado del cable. En el Anexo D se adjunta una descripción general del equipo.

### 5.5.9 Estructura

LA estructura de la máquina está conformada principalmente de vigas HEB 300, para calcular su desempeño se utiliza la norma ANSI/AISC 360 – 10. Son calculadas las vigas de mayor sollicitación en cuanto a pandeo, compresión flexión y corte cuando la máquina funciona a su máxima capacidad. La zona de la máquina más propensa a pandearse son los pilares de la estructura entre la base del cilindro y la base del rodamiento del eje motriz. La zona expuesta a mayor esfuerzo de corte es la viga que se encuentra en la base del cilindro. Por último, las vigas sujetas a mayor momento flector son las vigas que transmiten la carga de la viga base del cilindro. Es calculada también una fundación de 160 x 180 x 100 cm.

El comportamiento de la estructura bajo un momento sísmico es determinado mediante la norma Nch 2369 of. 2003. Se calcula la flexión en la estructura generada por un momento sísmico y el esfuerzo que se origina en la fundación.

En el Anexo D se adjunta la memoria de cálculo estructural de la máquina. Los factores de seguridad calculados se incluyen en la Tabla 5.14

**Tabla 5.13: Factores de seguridad del cálculo estructural.**

Parámetro	Factor de seguridad
Pandeo Global	2
Pandeo Local	1,3
Compresión	3
Flexión	3
Corte	9
Fundación	1,6
Sismo - flexión	2,6
Sismo – fundación	1,7

El pandeo local es el parámetro que cuenta con un menor factor de seguridad, sin embargo su determinación fue realizada sin considerar las vigas paralelas que previenen de este fenómeno, por lo que en realidad este parámetro es mayor.

### 5.5.10 Equipos auxiliares

Para el intercambio de poleas se requiere una plataforma de elevación y un teclé. En el mercado existen múltiples proveedores que ofrecen los productos mencionados, por lo que los siguientes equipos pueden ser considerados como una sugerencia.

Se propone adquirir la plataforma Sinoboom GT JZ0608S, la cual es capaz de proporcionar una altura de trabajo de hasta 7,8 metros con una capacidad de carga de 230 kg.

Para elevar las poleas es posible utilizar un teclé eléctrico modelo SMO-S(D)1000, con capacidad de levante de hasta 1000 kg.

## 5.6 Lógica de control y diseño del software

El software de la máquina debe permitir la configuración del ensayo iniciando con una ventana en la que el usuario ingrese los siguientes parámetros:

- tipo de cable;
- diámetro nominal de cable;
- diámetro real de cable;
- MBL del cable;
- porcentaje de carga del ensayo;
- diámetro de polea; y
- criterio de finalización del ensayo.

Las celdas en las que se ingresen los datos deben contener restricciones que respeten la capacidad de la máquina. La celda de criterio de finalización del ensayo debe contener una lista desplegable que contenga al menos las siguientes opciones, todas ellas en relación a la norma ISO 4309:

- falla total del cable;
- cantidad de alambres cortados;
- elongación;
- deformación del cable;
- cantidad de ciclos completados; y
- cualquiera de los anteriores.

Una vez configurada la máquina su inicio debe ordenarse de forma inmediata o temporizada.

En relación al tamaño de polea seleccionado, el motor servo debe iniciar su operación respetando el ángulo de giro máximo que garantiza la seguridad del ensayo. Su aceleración debe ser determinada previamente en relación a pruebas realizadas en la puesta en marcha de la máquina. Se debe poder pausar la operación del motor según el requerimiento del usuario. Así mismo, si se alcanza el criterio de finalización del ensayo seleccionado o se detecta la falla total del cable, el motor debe detenerse.

Al iniciar el ensayo el sistema hidráulico debe elevar lentamente la presión interna del cilindro hasta la carga requerida. La carga del cilindro debe permanecer constante durante todo el ensayo. Si el cable elonga, el émbolo del cilindro se desplazará, experimentando una pérdida de carga interna. La batería de acumuladores es utilizada para compensar la caída de carga del cilindro evitando que se pierda tensión en el cable. Si se alcanza el criterio de finalización del ensayo se debe liberar la carga interna del cilindro. Un avance descontrolado del vástago del cilindro ocurre ante la falla total del cable. Se debe poder detectar la brusca caída de presión que ocurre en dicha situación, ordenando la liberación de la carga del cilindro y la detención del motor servo.

Un contador de ciclos digital debe registrar la cantidad de ciclos completados por el cable. A medida que se desarrollan los ciclos de fatiga, se deben registrar en documentos de texto la carga del cilindro, la elongación del cable y la cantidad de alambres cortados según localización. A medida que se recopilan los datos, se deben graficar en relación a la cantidad de ciclos completados.

## **5.8 Lineamientos de utilización de la máquina**

Las muestras de cable fabricadas deben contar con soquetes en sus extremos. El largo total de las muestras debe ser de 13.200 mm., medidos desde el centro del pasador de los soquetes.

Una vez seleccionadas las poleas en las que se desarrollará el ensayo se debe proceder a su instalación. Primero se debe retirar la tuerca de seguridad que mantenía a la polea del ensayo ejecutado previamente. Luego, con la ayuda del teclé, el operador debe retirar la polea y disponerla para su almacenaje. Nuevamente con la ayuda del teclé se debe instalar la nueva polea y colocar la tuerca de seguridad. Debido a que la polea del sistema de motriz se encuentra en altura, se debe utilizar la plataforma de elevación para permitir su instalación.

Una vez instaladas las poleas se procede a la instalación de la probeta. Para esto, se utiliza la válvula manual del sistema hidráulico para retraer el cilindro a su longitud mínima. Las muestras de cable, unidas entre sí formando un bucle, son elevadas con la ayuda del teclé y dispuestas sobre la garganta de la polea motriz. Se debe corroborar la posición de los soquetes y mediante la válvula manual cargar el cable hasta que esté tenso. Con la muestra posicionada se procede a instalar el equipo de detección de cortes de alambre.

Con las muestras instaladas se procede a configurar el ensayo desde el software de la máquina. Luego, da inicio al ensayo según se requiera. Una vez finalizado el ensayo se deben retirar las muestras ensayadas de forma análoga a su montaje: con la válvula manual se hace retroceder el cilindro hasta que sea posible retirar la muestra de cable y con ayuda del teclé se retira la muestra desde la posición de la polea motriz.

Para obtener mayores conclusiones respecto al mecanismo de falla del cable en el ensayo se debe realizar un análisis de la naturaleza de los cortes de alambre registrados. Adicionalmente, es posible realizar un ensayo de tracción sobre las muestras retiradas para cuantificar su pérdida de resistencia a la tracción. Para poder realizar una comparación adecuada se debe ensayar una muestra de cable de la misma partida que no haya sido fatigada con el fin de determinar su resistencia a la tracción real.

## 6. Conclusiones

Los principales esfuerzos que dan origen a la fatiga por flexión en cables de acero son: esfuerzos de flexión; esfuerzos de contacto con la polea; y esfuerzos de contacto entre alambres. El esfuerzo que gobierna el deterioro de un cable sometido a un ensayo por flexión sobre poleas depende de las condiciones a las que se someta la probeta.

En términos generales, es posible afirmar que cuando se realizan ensayos bajo condiciones severas, es decir, cargas superiores al 30 % del MBL del cable y tamaños de polea inferiores a lo recomendado, el deterioro del cable se debe principalmente a los esfuerzos de contacto entre alambres. Cuando las cargas son cercanas a un 10% del MBL del cable y las poleas son de un tamaño inferior al recomendado, son los esfuerzos de flexión los que gobiernan el desarrollo de la fatiga. Cuando las condiciones son moderadas, es decir, cuando se realizan ensayos con carga cercanas al 20% del MBL del cable y con tamaños de polea recomendados, predominan los esfuerzos de contacto entre el cable y la polea. Considerando lo anterior, para poder caracterizar completamente el desempeño de un cable que opera en condiciones dinámicas, se deben realizar ensayos bajo diversas condiciones.

Las conclusiones obtenidas sobre el desempeño de un cable en particular, son válidas en torno a una vecindad de condiciones en términos de carga y tamaño de polea, por lo que los ensayos individuales no pueden ser considerados concluyentes. Sin embargo, es esperable que las conclusiones obtenidas a partir de ensayos comparativos sean extrapolables al desempeño que el cable tendrá en servicio. De este modo, si un cable tarda una mayor cantidad de ciclos en manifestar algún criterio de descarte que otro cable ensayado bajo las mismas condiciones, es altamente probable que su desempeño en terreno sea superior.

Los parámetros de diseño de la máquina son definidos considerando las conclusiones presentadas en párrafos anteriores, concibiéndose un concepto de funcionamiento sumamente versátil desde las primeras etapas de diseño. El análisis realizado para determinar la totalidad de los parámetros de diseño es profundo y permite evocar elaborar sólidamente el diseño conceptual.

Los sistemas mecánicos y la estructura de la máquina son diseñados satisfactoriamente. Si bien no se adjuntan planos de despiece, los planos de conjunto presentados y las especificaciones del informe permiten la construcción de la máquina.

Se define la lógica de control de la fatigadora y se elaboran los lineamientos de su utilización de modo que se garantiza una operación segura y confiable.

La implementación de un motor servo permite la versatilidad requerida para poder variar el tamaño de las poleas entre 200 y 1000 mm. de diámetro y proporcionar el torque requerido para ensayar cables desde 10 hasta 50 mm. de diámetro nominal. De este mismo modo, la implementación de un cilindro hidráulico permite alcanzar las altas cargas de trabajo requeridas con gran precisión.

La disposición vertical de la máquina permite que sea instalada en laboratorios que cuenten con un espacio reducido. Además, debido a que la fatigadora fue diseñada para que exista un alto nivel de control de sus componentes, la interacción con el operador es mínima.



## 7. Bibliografía

- [1] Vogel, Wolfram. 2004. "On the use of small-diameter steel wire ropes as suspension means". [en línea]. Lift-Report. Issue 6/2004 < <http://www.lift-report.de/index.php/news/128/393/On-the-use-of-small-diameter-steel-wire-ropes-as-suspension-means>> [Consulta: 03 septiembre 2015].
- [2] PRODINSA: Información Técnica, Catálogo: junio 2013. Santiago: Prodinsa 2013.
- [3] CODELCO-Chile, División Chuquicamata: Norma /Estándar Operacional, Manejo de Cargas con Cables de Acero, Eslingas/Estrobos: diciembre 2012. Santiago: Codelco 2012.
- [4] Sociedad Franco-Española de Alambres y Cables de Acero S.A., Catálogo: marzo 2007. Bilbao: SFEACA 2007.
- [5] Feyrer, Klaus. "Wire Ropes: Tension, Endurance, Reliability". Segunda edición. Berlin, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015. 343 p.
- [6] Chaplin, C.R. "The Fatigue and Degradation Mechanisms of Hoisting Ropes", Hoist and Haul, 2005, Australian Inst of Mining and Metallurgy, Perth, september 2005, pp359-366.
- [7] Gibson P.T., White F.G., Schalit L. A., Thomas R. E., Cote W., Cress H.A. 1994 "A Study Of Parameters That Influence Wire-Rope Fatigue Life". California, Naval ship systems command.
- [8] International Organization for Standardization. Cranes - Wire ropes - Care and maintenance, in-spection and discard -. ISO 4309:2010. Cuarta edición. Suiza: ISO 2010.
- [9] Prodinsa. Información Técnica, Criterios en el Uso del Cable de Acero [en línea] <[http://www.prodinsa.cl/index.php?option=com\\_content&task=view&id=50&Itemid=51](http://www.prodinsa.cl/index.php?option=com_content&task=view&id=50&Itemid=51)> [consulta: 9 octubre 2015].
- [10] International Organization for Standardization. Cranes and lifting applicances – Classification. ISO 4301-1:2014. Segunda edición. Suiza: ISO 2014.
- [11] Wire Rope Industries. 2003. "Wire Rope Industries Medium Fatigue Testing Machine Specification". Montreal, septiembre 2003.
- [12] Matron Rope & Wire Rope Engineering. Fatigue Testing for drum winders mining, heavy duty cranes and large rope diameters [en línea] < <http://www.mre-rope.com/PAGE9.asp>> [Consulta: 15 septiembre 2015].
- [13] Shanghai Shenli Testing Machine Co., Ltd. Wire Rope Fatigue Testing Machine (New Designed) <<http://shenlitest.en.made-in-china.com/product/zXenfWgrgPcj/China-Wire-Rope-Fatigue-Testing-Machine-New-Designed-.html>> [consulta: 15 septiembre 2015].
- [14] Asociación Española de Normalización y Certificación. Ensayo de fatiga a flexión doble en cables de acero. UNE 36480 IN. Primera edición. Madrid: UNE 1997.

- [15] Bartels, J.R., McKewan, W.M., Miscoe A. J. 1992. “Bending Fatigue Test 2 and 3 on 2-Inch 6x25 Fiber Core Wire Rope”. Bruceton, Report Of Investigation 9429: Bureau of Mines, United States Department of The Interior.
- [16] International Organization for Standardization. Steel wire ropes for lifts – Minimum requirements. ISO 4344:2004. Segunda edición. Suiza: ISO 2004.
- [17] Verreet R., Teissier J.M. 2011. OIEEC Conference – College Station: A new and innovative wire rope bending fatigue machine. Marzo del 2011. 11 p.
- [18] Instituto Nacional de Normalización. Cables de Acero - Selección, diseño de la instalación, seguridad uso y cuidado. NCh 885: EOf72. Primera edición. Chile: NCh 1972.
- [19] International Organization for Standardization. Cranes and lifting appliances - Selection of wire ropes -. ISO 4308-1:2003. Tercera edición. Suiza: ISO 2003.
- [20] PRODINSA: Grúas e Izajes, Catálogo: junio 2014. Santiago: Prodinsa 2014.
- [21] ROCKWELL: Kinetix Rotary Motion Specifications, Catálogo: abril 2014. Diegem: Rockwell 2014.
- [22] WITTENSTEIN: Catálogo de soluciones, Catálogo: septiembre 2015. Madrid: Wittenstein Alpha 2015.
- [23] SKF: Catálogo general, Catálogo: Mayo 2013. Estocolmo: SKF.
- [24] SKF: Catálogo de unidades de rodamiento y soportes para rodamientos, Catálogo: Febrero 2015. Estocolmo: SKF.
- [25] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. 2011. “Shigley’s Mechanical Engineering Design”. Novena edición, New York, McGraw-Hill, 2011. 1109p.
- [26] Crosby: Catálogo de poleas Crosby, Catálogo: Junio 2014. Ontario: Crosby.
- [27] ENERPAC: Industrial tools, Catálogo: Mayo 2014. Wisconsin: Enerpac.
- [28] WINSPECT: Winspect Visual Rope-inspection, product information: Mayo 2014. Múnich: Winspect GmbH.
- [29] American Institute of Steel Construction. Specification for Structural Steel Buildings. ANSI/AISC 360 – 10. Edición 2010. Chicago: ANSI/AISC 360 – 10.
- [30] Instituto Nacional de Normalización. Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales. NCh 2369: EOf 2003. Segunda edición. Chile: NCh 2003.

## Anexos

### Anexo A: Criterios de descarte

#### A-1. Cortes de alambre

La Tabla A-1 indica el número de alambres cortados visibles, alcanzado o excedido, en cables de una sola capa de cerrado paralelo, que indican que el cable debe ser descartado. Como es posible observar, el número de alambres cortados que inducen al descarte de un cable, depende de la categoría del cable o cantidad de alambres exteriores cargados (Ver anexo G de la norma ISO 4309 [8]), de sus condiciones de operación, de su tipo de cableado, de su clase (ver norma ISO 4301[10]) y de la distribución que presenten los cortes de alambre [8].

**Tabla A-1: Número de alambres cortados visibles, alcanzado o excedido, en cables de una sola capa de cerrado paralelo, que indican que el cable debe ser descartado.**

Número de Categoría del Cable RCN	Numero de alambres exteriores cargados en torones exteriores <sup>b</sup>  n	Número de alambres exteriores cortados visibles <sup>c</sup>					
		Sección del cable trabajando en poleas de acero o enrollándose en torno a tambores de una sola capa				Secciones del cable enrollándose en torno a tambores multicapa <sup>d</sup>	
		Clases de M1 a M4 o desconocidas <sup>e</sup>				Todas las clases	
		Regular		Lang		Regular y Lang	
		En un largo de 6d <sup>f</sup>	En un largo de 30d <sup>f</sup>	En un largo de 6d <sup>f</sup>	En un largo de 30d <sup>f</sup>	En un largo de 6d <sup>f</sup>	En un largo de 30d <sup>f</sup>
<b>1</b>	<b>n ≤ 50</b>	2	4	1	2	4	8
<b>2</b>	<b>51 ≤ n ≤ 75</b>	3	6	2	3	6	12
<b>3</b>	<b>76 ≤ n ≤ 100</b>	4	8	2	4	8	16
<b>4</b>	<b>101 ≤ n ≤ 120</b>	5	10	2	5	10	20
<b>5</b>	<b>121 ≤ n ≤ 140</b>	6	11	3	6	12	22
<b>6</b>	<b>141 ≤ n ≤ 160</b>	6	13	3	6	12	26
<b>7</b>	<b>161 ≤ n ≤ 180</b>	7	14	4	7	14	28
<b>8</b>	<b>181 ≤ n ≤ 200</b>	8	16	4	8	16	32
<b>9</b>	<b>201 ≤ n ≤ 220</b>	9	18	4	9	18	36
<b>10</b>	<b>221 ≤ n ≤ 240</b>	10	19	5	10	20	38
<b>11</b>	<b>241 ≤ n ≤ 260</b>	10	21	5	10	20	42
<b>12</b>	<b>261 ≤ n ≤ 280</b>	11	22	6	11	22	44
<b>13</b>	<b>281 ≤ n ≤ 300</b>	12	24	6	12	24	48
	<b>n &gt; 300</b>	0,04 x n	0,08 x n	0,02 x n	0,04 x n	0,08 x n	0,16 x n

Fuente: Elaboración propia en base a [8].

Consideraciones:

- a) Cables con torones exteriores de construcción tipo Seale, donde el número de alambres en cada torón es 19 o menos (ej. 6 x 19 Seale), son situados dos filas más arriba en esta tabla de lo que normalmente correspondería a en base al número de alambres exteriores cargados en torones exteriores.
- b) Para los fines de este criterio, los alambres de relleno no son contabilizados como alambres cargados, por lo que no son considerados en el valor de  $n$ .
- c) Para contabilizar los alambres cortados se debe considerar que un alambre roto tiene dos extremos.
- d) Los valores presentados aplican solamente para aquellas secciones que se enrollan en el tambor en más de una capa, presentando interacción con otras zonas del cable.
- e) El doble del número de alambres rotos listados deben ser considerados en mecanismos cuya clasificación sea de M5 a M8.
- f)  $d$  es el diámetro nominal del cable.

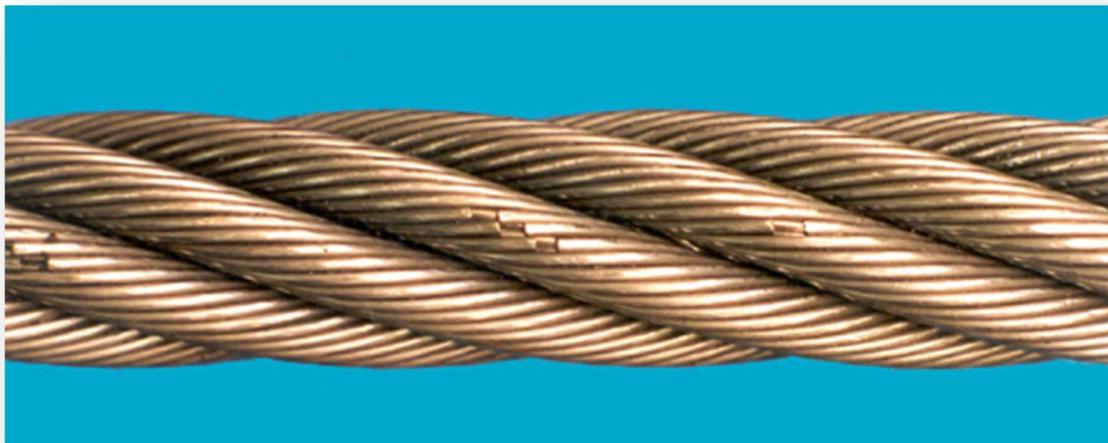
La Tabla A-2 indica el número de alambres cortados visibles, alcanzado o excedido, en cables resistentes a la rotación, que indican que el cable debe ser descartado. Como es posible observar, a diferencia del criterio de descarte especificado en la Tabla A-1, en este caso, el número de alambres cortados que inducen al descarte de un cable depende de la categoría del cable o de la cantidad de torones y de alambres exteriores cargados, de su condición de operación y de la distribución que presenten los cortes de alambre. Las mismas consideraciones presentadas luego de la Tabla A-1 aplican para la Tabla A-2 [8].

**Tabla A-2: Número de alambres cortados visibles, alcanzado o excedido, en cables resistentes a la rotación, que indican que el cable debe ser descartado.**

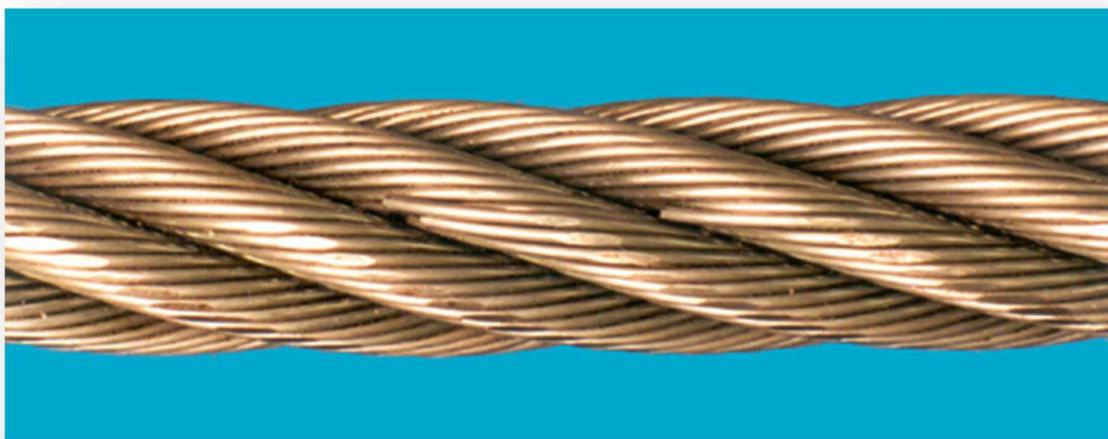
Número de Categoría del Cable RCN	Número de torones exteriores y número de alambres exteriores cargados en torones exteriores n	Número de alambres exteriores cortados visibles			
		Sección del cable trabajando en poleas de acero o enrollándose en torno a tambores de una sola capa		Secciones del cable enrollándose en torno a tambores multicapa	
		En un largo de 6d	En un largo de 30d	En un largo de 6d	En un largo de 30d
<b>21</b>	<b>4 torones n ≤ 100</b>	2	4	2	4
<b>22</b>	<b>3 o 4 torones n ≥ 100</b>	2	4	4	8
	<b>Al menos 11 torones exteriores</b>				
<b>23.1</b>	<b>71 ≤ n ≤ 100</b>	2	4	4	8
<b>23.2</b>	<b>101 ≤ n ≤ 120</b>	3	5	5	10
<b>23.3</b>	<b>121 ≤ n ≤ 140</b>	3	5	6	11
<b>24</b>	<b>141 ≤ n ≤ 160</b>	3	6	6	13
<b>25</b>	<b>161 ≤ n ≤ 180</b>	4	7	7	14
<b>26</b>	<b>181 ≤ n ≤ 200</b>	4	8	8	16
<b>27</b>	<b>201 ≤ n ≤ 220</b>	4	9	9	18
<b>28</b>	<b>221 ≤ n ≤ 240</b>	5	10	10	19
<b>29</b>	<b>241 ≤ n ≤ 260</b>	5	10	10	21
<b>30</b>	<b>261 ≤ n ≤ 280</b>	6	11	11	22
<b>31</b>	<b>281 ≤ n ≤ 300</b>	6	12	12	24
	<b>n &gt; 300</b>	6	12	12	24

Fuente: Elaboración propia en base a [8].

Los cortes de alambres mencionados en esta sección pueden ocurrir en la corona del cable, como se muestra en la Figura A-1, o en alguno de sus valles, como se muestra en la Figura A-2. En el primer caso, su identificación resulta relativamente sencilla visualmente, mientras que en el segundo puede ser necesario flexionar el cable para que se exhiban sus alambres cortados [10].



**Figura A-1: Corte de alambres en la corona del cable**  
Fuente: [9].



**Figura A-2: Corte de alambres en valles del cable**  
Fuente: [9].

Si bien se especifica que la inspección debe ser llevada a cabo de forma visual, existen instrumentos de detección de corte de alambres ópticos y electromagnéticos que pueden ayudar a realizar esta tarea de forma mucho más expedita.

## A-2. Decrecimiento uniforme del diámetro

El criterio de descarte para el decrecimiento uniforme del diámetro de secciones de cable que operan en poleas de acero, o se enrollan en torno a tambores de una sola capa, es presentado en la Tabla A-3. El grado de severidad del daño del cable, manifestado mediante el decrecimiento uniforme de su diámetro, depende del tipo de cable. La Tabla A-3 no aplica para secciones del cable que experimenten deformaciones debido al enrollamiento en tambores multicapa [8].

**Tabla A-3: Criterio de descarte para el decrecimiento uniforme del diámetro de cables operando en poleas de acero o enrollándose en tambores de una sola capa.**

Tipo de Cable	Decrecimiento uniforme del diámetro (expresado como un porcentaje del diámetro nominal del cable)	Grado de severidad	
		Descripción	[%]
Cables de una capa con alma de fibra	$[\% \text{ de daño}] < 6\%$	-	0
	$6\% \leq [\% \text{ de daño}] < 7\%$	Bajo	20
	$7\% \leq [\% \text{ de daño}] < 8\%$	Medio	40
	$8\% \leq [\% \text{ de daño}] < 9\%$	Alto	60
	$9\% \leq [\% \text{ de daño}] < 10\%$	Muy alto	80
	$10\% < [\% \text{ de daño}]$	Descarte	100
Cables de una capa con alma de acero o cables de cerrado paralelo	$[\% \text{ de daño}] < 3,5\%$	-	0
	$3,5\% \leq [\% \text{ de daño}] < 4,5\%$	Bajo	20
	$4,5\% \leq [\% \text{ de daño}] < 5,5\%$	Medio	40
	$5,5\% \leq [\% \text{ de daño}] < 6,5\%$	Alto	60
	$6,5\% \leq [\% \text{ de daño}] < 7,5\%$	Muy alto	80
	$7,5\% < [\% \text{ de daño}]$	Descarte	100
Cables resistentes a la rotación	$[\% \text{ de daño}] < 1\%$	-	0
	$1\% \leq [\% \text{ de daño}] < 2\%$	Bajo	20
	$2\% \leq [\% \text{ de daño}] < 3\%$	Medio	40
	$3\% \leq [\% \text{ de daño}] < 4\%$	Alto	60
	$4\% \leq [\% \text{ de daño}] < 5\%$	Muy alto	80
	$5\% < [\% \text{ de daño}]$	Descarte	100

Fuente: Elaboración propia en base a [8].

### A-3. Corrosión

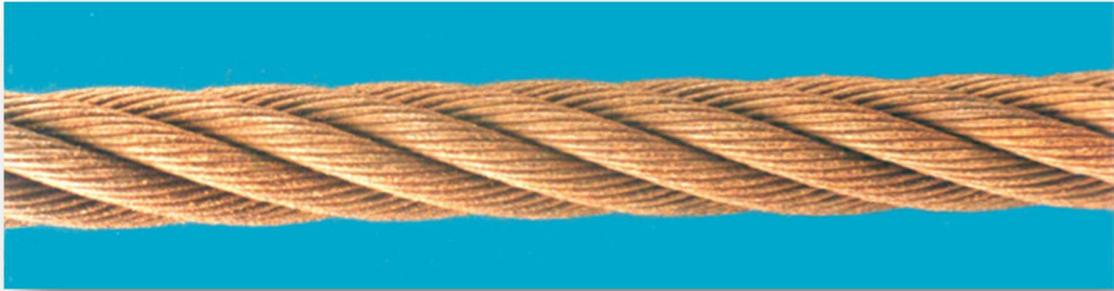
El criterio de descarte y grados intermedios de severidad para la corrosión en el cable se presentan en la Tabla A-4. La tabla presentada a continuación es sumamente cualitativa, por lo que depende de la experiencia del examinador del cable determinar el real grado de severidad de la corrosión presente en el cable [8].

**Tabla A-4: Criterio de descarte y grados intermedios de severidad para la corrosión.**

<b>Tipo de Corrosión</b>	<b>Condición</b>	<b>Grado de severidad</b>
<b>Corrosión externa</b>	Signos de oxidación superficial que puede ser limpiado	superficial - 0%
	Superficie del alambre rugoso al tacto	Alto - 60%
	Superficie del alambre altamente desgastada y soldadura entre alambres	Descarte - 100%
<b>Corrosión interna</b>	Signos visibles de corrosión interna, es decir, restos de corrosión que exuda de los valles entre los torones exteriores	Descarte - 100% o Puede ser validado mediante un procedimiento de examen descrito en el Anexo C de la norma ISO 4309 [8]
<b>Corrosión por fricción</b>	El proceso de fricción involucra la remoción de finas partículas de acero del cable, debido a alambres secos y al roce constante entre torones. Esta acción es oxidante y crea desechos de corrosión interna, que se manifiesta como un polvo seco de color rojizo	Ante evidencia de dichas características debe investigarse a fondo y si hay cualquier duda respecto a su gravedad el cable debe ser descartado (100%)

**Fuente: Elaboración propia en base a [8].**

En la Figura A-3 se muestra un cable con corrosión externa, donde se puede apreciar claramente la coloración característica de su condición. En la Figura A-4 se muestra un acercamiento del cable exhibido en la Figura A-3, donde se puede apreciar la pérdida de material que experimentan los alambres debido a la corrosión [9].

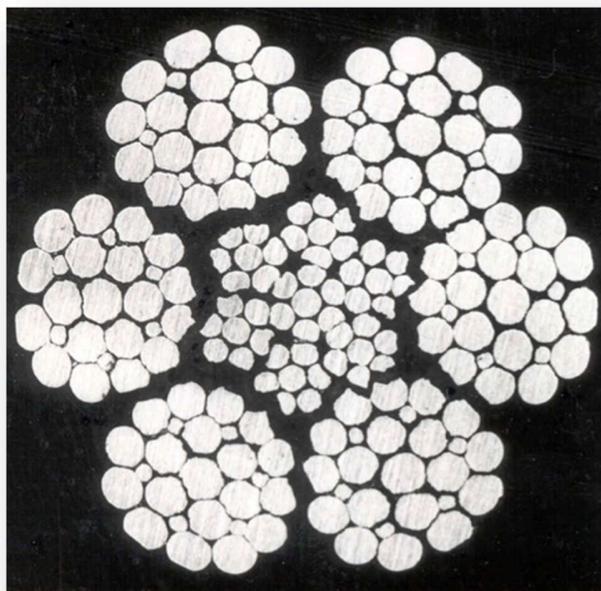


**Figura A-3: Corrosión externa**  
**Fuente: [9].**



**Figura A-4: Detalle de corrosión externa**  
**Fuente: [9].**

La corrosión interna, como se indica en la Tabla A-4, es un proceso de degradación del cable que involucra pérdida de material de los alambres que componen el alma y de la parte interna de los torones. En la Figura A-5 se muestra el corte transversal de un cable que presenta corrosión interna [9].



**Figura A-5: Corrosión interna**  
**Fuente: [9].**

#### **A-4. Deformaciones locales**

Se entiende por deformación la distorsión visible de la forma natural del cable. Por lo general, resulta en una distribución desigual de la tensión en el cable en la zona de la deformación, generalmente esta distribución es localizada en una zona del cable.

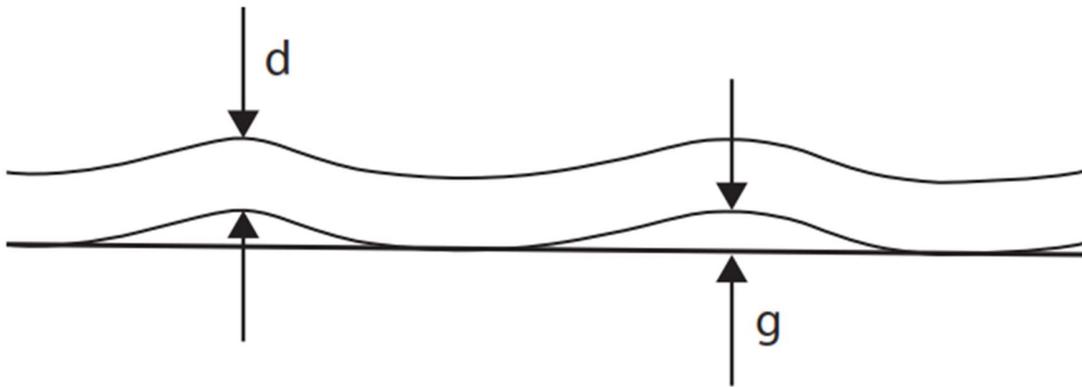
La deformación y el daño puede manifestarse de varias formas y los criterios de descarte de los tipos más comunes son presentados a continuación con imágenes de apoyo que ayudan a entender de mejor forma lo descrito.

El criterio general de descarte aplicado es que cualquier cable que se considera que está en una condición peligrosa se debe ser descartado inmediatamente.

#### A-4.1 Ondulamiento

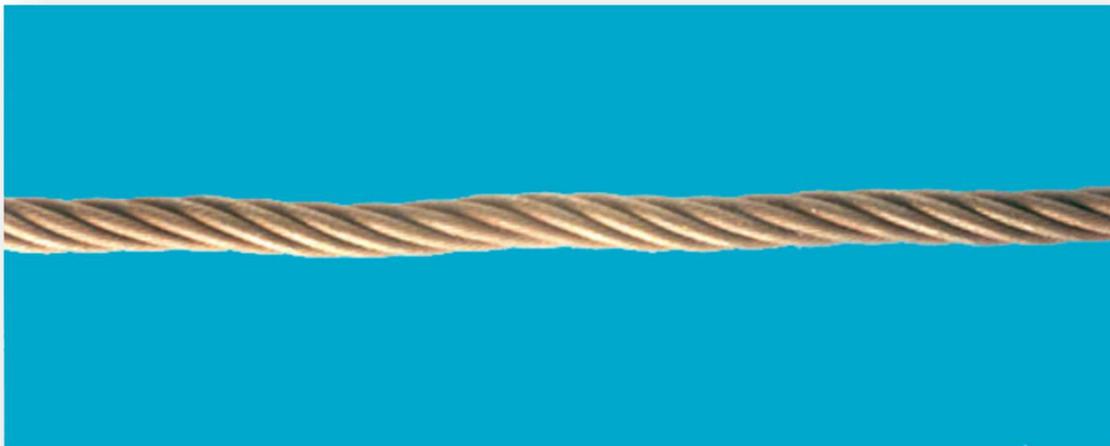
En la Figura A-6 se representa un cable de diámetro  $d$  que presenta una brecha  $g$  al colocarse una regla bajo él. El cable debe ser descartado, bajo cualquier condición, si una de las siguientes condiciones se manifiesta [8]:

- en una porción recta de la cuerda, que nunca pasa a través de una polea si se enrolla en torno a un tambor, la brecha entre una regla y la parte inferior del cable es de  $1/3 \times d$  o superior;
- en una porción del cable, que se pasa por una polea o se enrolla en torno a un tambor, la brecha entre una regla y la parte inferior de la hélice es  $1/10 \times d$  o mayor.



**Figura A-6: Representación de ondulamiento en un cable**  
Fuente: Elaboración propia en base a [8]

En la Figura A-7, que se muestra a continuación, es posible observar un cable que presenta ondulamiento [8].



**Figura A-7: Ondulamiento en el cable**  
Fuente: [9].

#### ***A-4.2 Deformación tipo canasto***

Cables que presentan una deformación en forma de canasto, como el cable de la Figura A-8, deben ser descartados o, cuando la longitud restante del cable lo permita y esté en buen estado, removida la sección dañada [9].

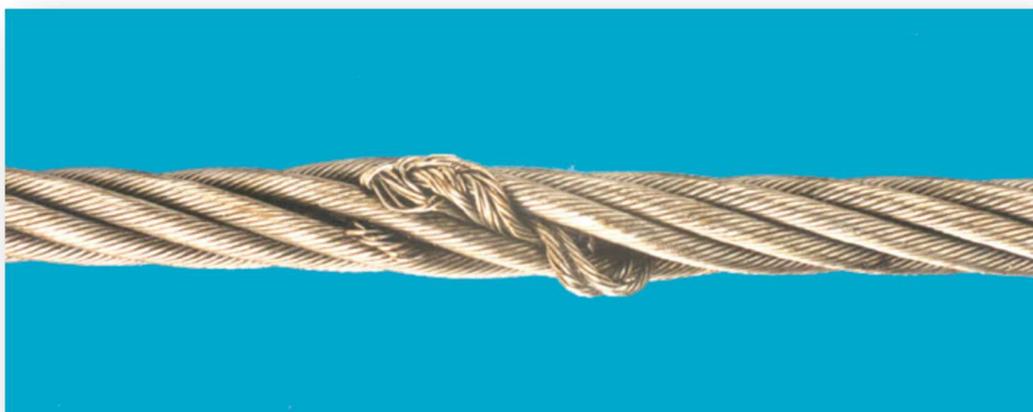


**Figura A-8: Deformación tipo canasto**  
Fuente: [9].

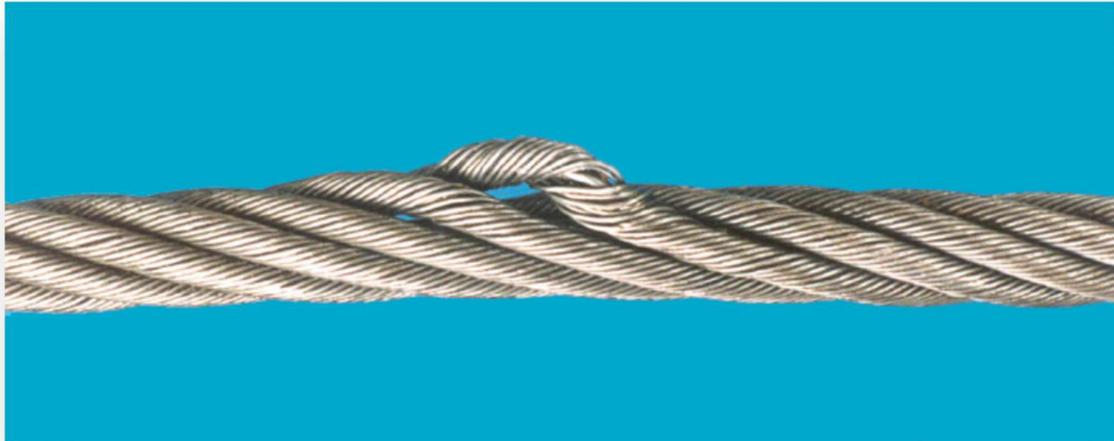
#### ***A-4.3 Protrusión o distorsión del alma o de algún torón***

Cables que presentan protrusión de su alma o de algún torón, como se muestra en las Imágenes A-9 y A-10, deben ser descartados o, cuando la longitud restante del cable lo permita y esté en buen estado, removida la sección dañada [9].

Este tipo de falla es un caso particular de la deformación tipo canasto, en el que el desequilibrio del cable se caracteriza por la protrusión de alguno de sus elementos estructurales a través de la soltura que se produce entre los torones exteriores.



**Figura A-9: Protrusión del alma**  
Fuente: [9].



**Figura A-10: Protrusión de un torón**  
Fuente: [9].

#### ***A-4.4 Alambres sobresalientes***

La protrusión de un alambre en un cable, por lo general, ocurre en grupos en el lado opuesto del cable que está en contacto con la garganta de una la polea. Un ejemplo de protrusión de un alambre se muestra en la Figura A-11. Si esta se presenta esta condición, se debe desechar inmediatamente el cable [9]

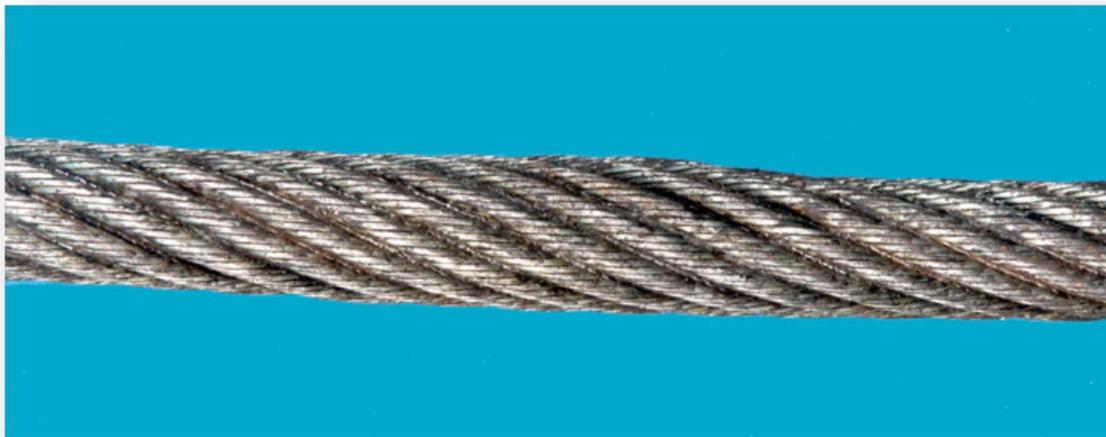


**Figura A-11: Protrusión de un alambre**  
Fuente: [9].

En algunos casos, ocurre la protrusión de un alambre proveniente del alma entre torones exteriores, lo cual no significa necesariamente que el cable deba ser descartado, ya que podría ser removido o no interferir con otros elementos durante la operación del cable.

#### ***A-4.5 Aumento local del diámetro del cable***

Si el diámetro de un cable con alma de acero aumenta en un 5% o más, si el diámetro de un cable con alma de fibra aumenta en un 10% o más, durante la operación, se debe estudiar el origen de la deformación y estudiar si es necesario descartar el cable o no. La Figura A-12 muestra un cable con un aumento local de su diámetro [9].



**Figura 12: Aumento local del diámetro del cable**  
Fuente: [9].

Es importante destacar que un aumento en el diámetro del cable, pueden afectar a una relativamente larga porción de su longitud, como ocurre cuando un alma de fibra natural se hincha, lo que puede ocurrir debido a la absorción excesiva de humedad, creando un desequilibrio en los torones exteriores.

#### ***A-4.6 Porción del cable aplanada***

Porciones aplanadas del cable que pasan a través de poleas, son propensos a deteriorarse más rápidamente y presentar mayor rompimiento de alambres. En tales casos, pero dependiendo de la extensión del aplanamiento, se debe considerar descartar el cable.

Partes aplanadas del cable pueden sufrir un mayor grado de corrosión que otras partes que no presenten esta condición, más aún cuando los torones exteriores se abren y permiten la entrada de humedad. Si se decide mantener en servicio un cable que presente dicha condición, deberán realizarse inspecciones con mayor frecuencia, de lo contrario, se debe considerar cambiar el cable.

Por otro lado, es posible considerar que partes aplanadas del cable, resultantes del enrollamiento multicapa en torno a tambores, no induzcan al descarte del cable, siempre y cuando no se sobre pase el número máximo de alambres cortados admisibles para la instalación.

En la Figura A-13 se muestran un cable con un aplanamiento severo [9].

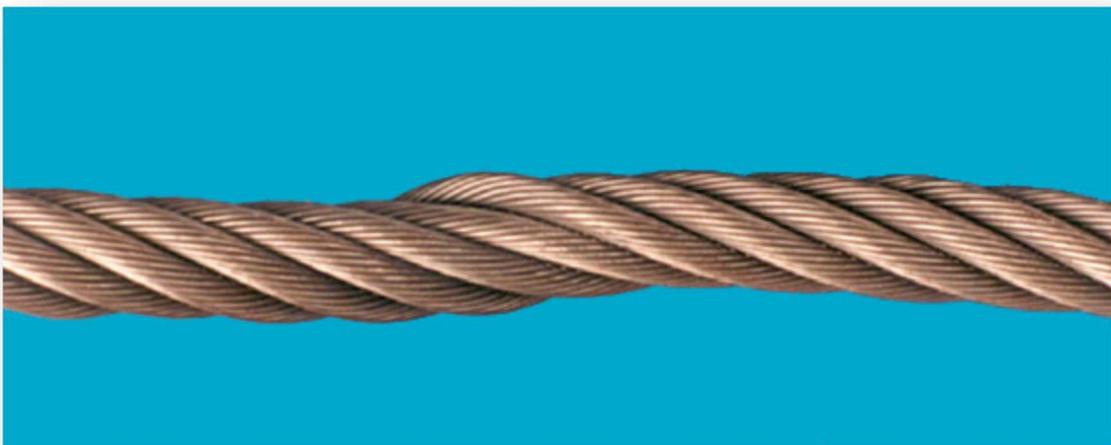


**Figura A-13: Cable aplanado**  
Fuente: [9].

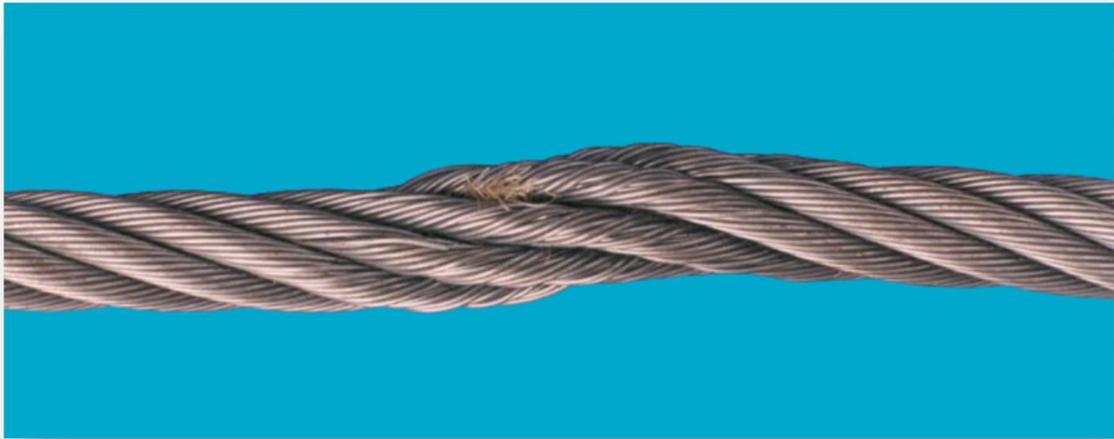
#### ***A-4.7 Torceduras***

Las torceduras son deformaciones del cable originadas por fuerzas rotacionales mientras está impedido el libre movimiento del cable en torno a su eje. Lo anterior genera un desequilibrio en la longitud del paso del cable, lo cual induce a un desgaste excesivo y, en casos severos, el cable se puede distorsionar tanto su resistencia máxima a la rotura se ve disminuida a una pequeña fracción de la original. Cuando se presenta esta condición, en un grado evidente, el cable debe ser descartado.

En las Imágenes A-14 y A-15 se muestran cables que han experimentado torsiones en torno a su eje en sentido positivo y negativo respectivamente. En la Figura A-16, por otro lado se muestra un caso extremo, en que la torcedura del cable ocurre en sentido perpendicular, formando un bucle [9].



**Figura A-14: Cable con torsión en sentido positivo**  
Fuente: [9].



**Figura A-15: Cable con torsión en sentido negativo**  
Fuente: [9].



**Figura 16: Cable torcido en forma de bucle**  
Fuente: [9].

#### ***A-4.8 Cables doblados***

Las curvas son deformaciones angulares del cable, causadas por influencias externas. Porciones del cable que pasan a través de poleas y que presentan una curvatura severa, son propensos a deteriorarse y a exhibir cortes de alambre más rápidamente. En tales casos, el cable se debe descartar inmediatamente.

Si el grado de curvatura no se considera grave y el cable se mantiene en servicio, se debe inspeccionar con mayor frecuencia, de lo contrario, se debe considerar la posibilidad de descartar el cable.

La evaluación de la severidad de la curvatura es subjetiva, pero se debe considerar que si hay un pliegue en el cable en la parte inferior de la curva, se debe considerar como curvatura grave, aunque el cable no opere en condiciones dinámicas.

#### ***A-4.9 Daños por calor o por la formación de un arco eléctrico***

Cables que no operan normalmente a altas temperaturas, sino que han sido expuestos a altos efectos térmicos de manera excepcional, exhiben exteriormente una coloración característica de los efectos de la temperatura en sus alambres y/o una clara pérdida de su grasa lubricante. Si el daño en el cable es considerado severo, se debe descartar inmediatamente.

Si dos o más alambres se han visto afectadas a nivel local, debido a la formación de un arco eléctrico, como resulta en alambres de soldadura incorrectamente conectados a tierra, el cable debe ser desechado. Esta condición se puede manifestar en el punto donde la corriente entra o sale del cable.

#### ***A-4.10 Desgaste externo***

El desgaste externo de un cable que trabaja en condiciones dinámicas es ocasionado, generalmente, por condiciones de operación severas. El roce del cable con la polea genera el desgaste de los alambres de las capas exteriores del cable, como es posible observar en la Figura A-17. El grado de desgaste que ha sufrido el cable se evidencia en el tamaño de la huella ovalada que se puede apreciar en la Figura. Si el desgaste es severo, el cable debe ser reemplazado [9].



**Figura A-17: Desgaste externo**  
Fuente: [9].

## **Anexo B: Estudio de requisitos**

### **B-1. Requisitos operacionales**

Los requisitos operacionales de la máquina tienen relación con el desarrollo del ensayo y con la interacción del operador con la máquina, incluyendo: montaje, puesta en marcha, operación, adquisición de datos y presentación de resultados. Su origen recae principalmente en las expectativas de la gerencia de operaciones de Prodinsa, partiendo de la premisa de que las distintas etapas del ensayo deben poder ser llevadas a cabo de modo que el operador no tenga incidencia en la validez del ensayo.

#### ***B-1.1 Montaje, configuración y puesta en marcha de la fatigadora***

El montaje de la probeta y de las partes intercambiables de la máquina debe ser realizado de forma segura, rápida y en pocos pasos. Si el montaje no es realizado de forma correcta, el controlador tiene que indicarlo e impedir la puesta en marcha de la máquina.

El ensayo debe ser configurado seleccionando computacionalmente las variables que lo caracterizan. Se tiene que indicar al menos: diámetro y paso del cable, diámetro de polea, carga durante el ensayo, velocidad de operación de la máquina y criterio de finalización del ensayo.

Una vez montada la probeta y configurado el ensayo, la puesta en marcha debe poder concretarse mediante el mismo software con que se configuró el ensayo, ya sea de forma inmediata o temporizada.

El tiempo necesario para realizar el montaje y configurar el ensayo no debe ser mayor a 1 hora, lo cual representa un tiempo marginal respecto a la duración total del ensayo. Debido a lo anterior, el montaje de poleas y muestras puede ser realizado manualmente o con la ayuda de maquinaria externa.

#### ***B-1.2 Duración del ensayo***

La duración del ensayo debe ser determinada por el usuario en su configuración. Se proponen tres criterios de finalización del ensayo:

- a) Según la cantidad de ciclos completados: en este caso, la duración del ensayo estaría determinada por la cantidad de ciclos seleccionados y la cantidad de ciclos que completa la máquina por unidad de tiempo. Este criterio de finalización es interesante cuando se somete al cable a condiciones de baja carga y alta relación de diámetro de polea. Una vez concluido el ensayo, la probeta puede ser sometida a un ensayo de tracción para evaluar cuánto decae su resistencia máxima a la rotura, realizando una comparación con una probeta de la misma partida que no haya sido sometida al ensayo de fatiga.
- b) Según la condición del cable: Para esta configuración se utilizaría la vinculación con el software para que cuando se alcance algún criterio de descarte, el ensayo termine. Por ejemplo, el ensayo debe concluir cuando se detecten una determinada cantidad de alambres cortados o se presenten deformaciones locales mayores a cierta tolerancia. Este criterio es relevante

cuando se evalúan cables destinados a aplicaciones específicas donde la seguridad es fundamental.

- c) Falla total del cable: En el caso de que ocurra una falla total del cable (rompimiento de al menos un torón), el ensayo debe detenerse de forma automática e inmediata, independiente del criterio de finalización seleccionado.

Puede que para completar algunos ensayos se requieran gran cantidad de ciclos, lo cual podría disminuir significativamente la productividad de la máquina. Para estos casos se plantea la posibilidad de realizar ensayos simultáneos en los que se testeé más de una muestra a la vez.

### ***B-1.3 Adquisición y procesamiento de datos***

Es necesario adquirir datos sobre el estado del cable y las condiciones en que éste opera durante el ensayo. Los datos recopilados, deben ser procesados y presentados en forma de tablas y gráficos a medida que se van generando, de esta manera, se tiene información en tiempo real sobre el estado del cable e información almacenada para análisis posteriores.

Entre los datos relevantes se encuentran: La carga en el cable, la elongación de la probeta y el número de ciclos completados. Más adelante se indagará más sobre este punto.

### ***B-1.4 Software y sistemas de control***

Se solicita que el operador de la máquina interfiera lo menos posible a medida que se desarrolla el ensayo. Para esto, se requiere que la máquina cuente con un sistema de control que mantenga las condiciones de operación a lo largo de todo el ensayo. Además, a través de un único software se debe poder configurar el ensayo, controlar los sistemas, adquirir y procesar datos y presentar resultados.

## **B-2. Requisitos técnicos**

Los requisitos técnicos de la máquina, hacen referencia a las condiciones a las que se exponen las muestras de cable que definen el ensayo de fatiga por flexión sobre poleas. Son consideradas normas que tienen relación con el uso general de cables y referencias de otras fatigadoras. De esta manera, los parámetros que caracterizan el ensayo son definidos a partir de antecedentes específicos presentados para cada caso en particular.

### ***B-2.1 Longitud de la zona a fatigar***

Según la norma ISO 4344, para obtener resultados representativos en ensayos de tracción, se debe ensayar una porción de cable de al menos 30 veces su diámetro nominal, y para cables de diámetro menor a 20mm se deben ensayar al menos 600mm [16]. Lo anterior con el fin de no caer en particularidades y mitigar las condiciones de borde. En el caso del ensayo de fatiga por flexión sobre poleas, se busca evitar que defectos puntuales escapen de la zona de ensayo mediante un mecanismo de ordeñamiento, por lo que este criterio puede ser extrapolado [17].

### ***B-2.2 Relación de diámetros D/d***

La relación de diámetros, entre la polea fatigadora y el diámetro nominal del cable que induce a la fatiga, depende de las variables de diseño del cable, en particular de su construcción. Construcciones más flexibles requieren de una menor relación de diámetros para que se manifiesten los efectos de fatiga. La norma NCH 885 recomienda que cables flexibles operen a razón de 19:1 y para otras construcciones 24:1 [18]. La fatigadora utilizada en la Universidad de Stuttgart realiza sus ensayos bajo una relación de diámetros de aproximadamente 20:1 [1].

Por otro lado, considerando lo expuesto en el capítulo de antecedentes, el mecanismo de falla que gobierna el deterioro del cable depende de la severidad de las condiciones a las que se someta la muestras, por lo que es interesante poder realizar series de ensayos en los cuales se estudie el desarrollo de la fatiga variando el tamaño de polea.

Se propone que la máquina admita relaciones de diámetros de entre 10 y 30, de modo que se puedan realizar ensayos en serie. Según estudios realizados por Gibson, el rango descrito abarca un intervalo suficientemente amplio, permitiendo obtener conclusiones sobre la forma en que inciden las distintas variables en el desarrollo de la fatiga en el cable [7].

Sin perjuicio de lo anterior, como el objetivo principal de la máquina es poder realizar ensayos comparativos de cables, la relación de diámetros base a considerar es 20.

### ***B-2.3 Relación de diámetro de la polea conductora (si existe)***

Algunas fatigadoras cuentan con una polea conductora que sirve para transmitir el movimiento oscilatorio al cable. La fatigadora del laboratorio de Stuttgart utiliza una relación 30:1 respecto al diámetro del cable, de esta forma los efectos de la fatiga que ocurren en esta zona son despreciables con respecto a los que ocurren en la zona de la polea fatigadora.

### ***B-2.4 Geometría de la garganta de las Poleas***

Para evitar puntos de sobrepresión en el cable que puedan inducir deformaciones permanentes, según la norma ISO 4309, las gargantas de las poleas deben tener un diámetro 5 a 10% mayor al diámetro nominal del cable, siendo el óptimo recomendado 7.5% [8]. La misma norma citada indica que la profundidad mínima de la garganta debe ser 1.5 veces el diámetro nominal de cable, y que el ángulo entre los lados de la garganta debe estar entre 30° y 60°.

### ***B-2.5 Carga en el Cable***

Para que la fatiga se desarrolle, el cable debe estar sometido a tracción al mismo tiempo que pasa por la polea fatigadora. La magnitud de la carga depende del objetivo del estudio, alcanzando valores de entre un 10 y 30% del MBL del cable [7].

Como se mencionó con anterioridad, con el fin de permitir la realización de ensayos en serie, se propone la implementación de carga de entre un 10 y 30% del MBL

del cable. Usualmente es considerado un caso base en que la carga aplicada durante el ensayo equivale al 20% del MBL del cable [1, 5, 7].

### ***B-2.6 Temperatura del cable***

Debido a la deformación de los alambres, la fricción de los componentes internos del cable y al roce del cable con la polea, se genera calor. El calor contenido en el cable es evacuado principalmente mediante conducción a través del mismo cable y hacia la polea [17]. Si bien los cables son capaces de soportar temperaturas de hasta 100°C sin inconvenientes, las altas temperaturas pueden afectar los componentes mecánicos de la fatigadora y presentar un riesgo para los operadores [1, 7].

La fatigadora del laboratorio de la Universidad de Stuttgart establece que la temperatura del cable durante el ensayo debe ser inferior a 50°C [1]. Si la temperatura supera dicho límite, se debe bajar la velocidad de oscilación de la máquina. Se propone adoptar este mismo criterio, aunque debe ser ajustado más detalladamente una vez construida la máquina.

### ***B-2.7 Velocidad del Cable***

Se busca que la velocidad del cable sea la mayor posible, de modo que se reduzca la duración del ensayo. Pero, si la velocidad del cable es muy alta, se puede inducir una alta tasa de generación de calor. La norma ISO 4308 indica que si la velocidad del cable es mayor a 4 m/s se deben tomar consideraciones especiales (mayor diámetro de poleas) [19]. A modo de referencia, la fatigadora de cables de diámetros medianos de WRI opera a 762 mm/s, acelerando a 279.4 mm/s<sup>2</sup> al cambiar de dirección [11]. Así mismo, la fatigadora descrita en la Norma UNE 36480 IN completa 1 ciclo por segundo, siendo el recorrido total de aproximadamente 2 metros, lo cual implica una velocidad promedio de 2m/s [14]. Por otro lado, la norma ISO 4308 recomienda también un lapso de tiempo de 0.25 segundos al realizar flexiones inversas, lo cual puede limitar la velocidad de cables que operen en dicha configuración.

Todo indica que la velocidad del cable se verá limitada principalmente por el calor generado y, en menor medida, por los componentes mecánicos de la fatigadora. Como criterio se propone que el cable alcance una velocidad máxima de 2 m/s.

### ***B-2.8 Aceleración del Cable***

El cable debe acelerar para cambiar de dirección. La magnitud de dicha aceleración se verá acotada por la incidencia que puedan tener las componentes inerciales en el cable. A modo de referencia, la mayor aceleración que presentan las fatigadoras de cables de acero estudiadas es de 1 m/s<sup>2</sup> correspondiente a la fatigadora descrita en la Norma UNE 36480 IN [14]. Se deberá estudiar la incidencia de mayores aceleraciones en los resultados de los ensayos una vez construida la máquina.

### ***B-2.9 Grado de flexión***

Se considera que un cable es flectado completamente cuando se apoya un paso completo sobre la polea [4]. Un paso es equivalente a aproximadamente 6,5 veces el diámetro del cable [2]. Considerando una polea de diámetro nominal 20 veces el diámetro del cable, equivale a un ángulo de abrazamiento cercano a 40°. Esta

consideración es importante al disponer las poleas si se desea realizar ensayos con flexiones en sentido contrario.

### **B-3. Requisitos estructurales**

Las necesidades internas de la empresa, así como la combinación de requisitos técnicos y operacionales, generan una serie de requisitos estructurales que determinan el dimensionamiento general de la máquina, además de resumir sus necesidades mecánicas. Como criterio general se establece que los componentes estructurales deben ser diseñados para vida infinita y con un alto grado de mantenibilidad, con especial énfasis en la calidad de los componentes principales de la máquina. El dimensionamiento general de la máquina se realiza considerando el cable de mayor diámetro sometido a la mayor carga de diseño.

#### ***B-3.1 Diámetro de cables a ensayar***

Es requerido por la gerencia de operaciones de Prodinsa que la máquina tenga la capacidad fatigar cables de diámetro nominal de 10 a 50 mm.

#### ***B-3.2 Largo de la zona a fatigar de probeta***

Para el caso de cables de 50 mm. se requiere ensayar al menos 1500 mm.

#### ***B-3.3 Diámetro de poleas***

Considerando el requisito técnico de relación de diámetros y el rango de diámetros a ensayar, el diámetro de las poleas puede variar entre 100 y 1500 mm. Sin embargo, con el fin de no sobre dimensionar la máquina y poder adaptarse a las condiciones del laboratorio de tecnología y desarrollo de Prodinsa, se limita el tamaño máximo de polea a 1000 mm.

#### ***B-3.4 Carga del cable en el ensayo***

La máquina es requerida para ensayar cables tipo Portoflex del catálogo de Grúas e Izajes de Prodinsa [20]. La mínima carga de rotura de dichos cables varía entre 73 y 2116 kN, según su diámetro nominal, construcción y tipo de alma, entre otros factores [2]. En acuerdo con la gerencia de operaciones de Prodinsa, en primera instancia se establece que la fatigadora se diseñará para una carga máxima de un 20% del MBL del cable de 50 mm. de mayor resistencia. Luego, la carga máxima que se debe aplicar en el cable es de aproximadamente 420 kN.

#### ***B-3.5 Recorrido suficientemente largo***

El recorrido hace referencia al espacio libre que debe separar las poleas de modo que la unión del cable no tope con la garganta de las poleas ni con los equipos de medición. El cable de 50 mm., montado en la polea fatigadora de 1000 mm., requiere aproximadamente de 5,5 metros de recorrido libre.

### ***B-3.6 Espacio disponible***

En principio, el espacio disponible para ubicar la fatigadora en el laboratorio de tecnología y desarrollo de Prokinsa, es el mismo en el cual está ubicada la fatigadora antigua. El sector es de 2 por 3 metros, con una altura de cielo de 8 metros.

## **B-4. Variables a medir**

Es de interés conocer el estado del cable a medida que transcurren los ciclos de fatiga, para esto, es importante detectar los cambios que ocurren en su geometría y los cortes de alambre que se generan en la superficie o al interior del cable. Las variables medidas deben ser registradas, procesadas y vinculadas con el controlador para fijar criterios de finalización del ensayo.

### ***B-4.1 Elongación del cable***

A medida que avanzan los ciclos de fatiga, el cable aumenta su largo progresivamente. En una etapa temprana, la elongación se debe a la deformación estructural propia del acomodamiento de los elementos del cable y a su elasticidad. Posteriormente, puede presentarse deformación permanente producto los efectos de la fatiga. Medir esta variable entrega valiosa información sobre el estado del cable y en qué etapa de su vida se encuentra.

### ***B-4.2 Reducción de diámetro del cable***

La reducción del área transversal del cable es una consecuencia natural de su elongación, sin embargo también pueden existir deformaciones locales tales como ovalamientos, ondulaciones o reducciones locales de diámetro, que implican defectos en la fabricación y que deben ser detectadas.

### ***B-4.3 Alargamiento del paso del cable***

Al igual que con las variables anteriores, medir el paso del cable puede entregar información sobre su estado y el deterioro que ha sufrido a medida que se desarrolla el ensayo.

### ***B-4.4 Cortes de alambres***

Es una de las variables más importantes de detectar, ya que los cortes de alambres constituyen uno de los principales criterios de descarte en cables que operan en condiciones dinámicas. Según la severidad de las condiciones bajo las cuáles se desarrolle el ensayo, los alambres se cortan en la corona del torón o en valles. EL primer caso permite su detección mediante instrumentos ópticos, mientras que el segundo es detectable mediante métodos electromagnéticos.

### ***B-4.5 Falla total del cable***

Si al menos uno de los torones del cable se corta, se trata de una falla total del cable, lo cual debe ser detectado inmediatamente. En tal caso, para proteger la integridad del personal del laboratorio y de los equipos que este alberga, el ensayo debe detenerse de forma inmediata.

#### **B-4.6 Carga en el cable**

La carga aplicada por el sistema de carga debe ser medida y controlada en todo momento para garantizar que el ensayo sea realizado a carga constante. Lo anterior es sumamente importante, ya que, en máquinas de este tipo, la carga es proporcionada por un actuador hidráulico, por lo que si el cable elonga durante el ensayo, el pistón avanzará en su carrera, disminuyendo su presión interna y, por lo tanto, su carga.

#### **B-4.7 Ciclos**

Contabilizar los ciclos de fatiga inducidos por la máquina es básico para poder valorizar la vida del cable. Se deben contar todos los ciclos que efectúe la máquina y vincular este conteo con el controlador, con el fin de fijar criterios de finalización del ensayo.

### **B-5. Discusión sobre los requisitos estudiados**

Del estudio de requisitos de la máquina se deduce que la característica más importante de la fatigadora requerida por Prodinsa es la versatilidad, ya que debe ser capaz de ensayar una amplia variedad de diámetros de cables bajo distintas condiciones. Considerando lo anterior, la máquina debe ser diseñada de modo que sus poleas puedan ser fácilmente intercambiadas, así como cualquier otro sistema que dependa del diámetro del cable o de la carga del ensayo. Por otro lado, el dimensionamiento general de la máquina se realiza para el ensayo más demandante, es decir, el cable de 50 mm. operando sobre una polea de 1000 mm. bajo una carga de 420 kN.

Como se mencionó, se requiere ensayar cables con diámetro nominal desde 10 hasta 50 mm., pudiendo ser necesario ensayar cables de cualquier diámetro que se encuentren dentro del rango. Para que se cumpla la relación de diámetros entre las poleas fatigadoras y el cable, y entre las gargantas de las poleas y el cable, se debe considerar una polea específica para cada diámetro. Así mismo, en el caso de realizarse series de ensayos donde se estudie la incidencia del tamaño de la polea en el desarrollo de la fatiga, se debe contar con arreglos de poleas específicas para cada diámetro. Lo anterior implica que el diseño debe considerar un método de intercambio de poleas que sea fácil, económico y seguro. Además, considerando la gran cantidad de poleas que se pueden llegar a necesitar, el diseño de la máquina debe contemplar también un lugar para almacenarlas. Por otro lado, las poleas pueden ser adquiridas a medida que se vayan necesitando, reduciendo así la inversión inicial de la máquina.

Al ensayar cables de 50 mm. se requiere que el cable recorra aproximadamente 5 metros. Dado que el laboratorio de tecnología y desarrollo de Prodinsa cuenta con un espacio muy limitado, se plantea diseñar la máquina en disposición vertical. Por seguridad se debe diseñar la estructura metálica en base a la normativa sísmica vigente en Chile.

La carga a ser aplicada en el cable alcanza valores hasta 420kN, siendo necesario un sistema capaz de aplicar dicha carga. El sistema de carga más utilizado para solicitaciones de este tipo es el cilindro hidráulico, el cual, mediante una celda de carga y un sistema de control de lazo cerrado es capaz de mantener una carga constante a medida que se desarrolla el ensayo. Lo anterior considerando que a medida que se

desarrollan los ciclos de fatiga el cable elonga progresivamente, por lo que el cilindro también se extiende, disminuyendo su presión interna y, por lo tanto, su carga.

Las flexiones en sentido contrario aceleran el desarrollo de la fatiga en cables de acero, sin embargo este mismo efecto puede ser logrado al someter el cable a condiciones más severas, disminuyendo el tamaño de polea y aumentando la carga. Como se requiere un diseño económico, confiable, seguro, con buena mantenibilidad y constructibilidad, se busca simplificar lo más posible la máquina, disminuyendo su cantidad de partes móviles y piezas complejas. En base a lo anterior, la flexión en sentido contrario se hace dispensable, por lo que el diseño de la fatigadora considerará la ejecución solamente ensayos de flexión simple.

La temperatura del cable debe ser monitoreada a medida que se desarrolla el ensayo, ya que si supera la temperatura máxima de servicio indicada por el fabricante, no se obtendrán resultados representativos. Así mismo, si la temperatura varía significativamente entre un ensayo y otro, los resultados no serán comparables. En ensayos de fatiga, el cable debe realizar una cantidad de ciclos por minuto mucho mayor a la realizada normalmente en servicio. La tasa de calor generado por el roce y la deformación de los alambres, aumenta a medida que los ciclos de fatiga se realizan en menor tiempo, por lo que el aumento de la temperatura del cable está directamente relacionado con su velocidad durante el ensayo. Por otro lado, en fatigadoras que ensayan dos muestras a la vez formando un *loop* cerrado, los cables presentan un gran aumento de temperatura. En estos casos, el calor sólo puede ser evacuado a través de las poleas, debido a que al lado opuesto se genera la misma cantidad de calor. Se debe fijar un criterio sobre la temperatura admisible del cable durante el ensayo, con el fin de que los ensayos sean comparables. Además, se debe evaluar la implementación de un sistema de refrigeración que permita regular la temperatura cuando sea necesario.

No existe un consenso sobre la velocidad o aceleraciones del cable admisibles durante el ensayo, sin embargo estarán limitadas principalmente por la tasa de calor generado durante los ensayos. En menor medida, las condiciones cinemáticas de la máquina se verán limitadas por sus propios componentes mecánicos.

A partir de los requisitos operacionales de la máquina, es posible definir el nivel de automatización que ésta requiere. Se propone realizar el montaje de las probetas, así como el intercambio de poleas, de forma manual (o con ayuda de maquinaria externa), ya que ésta acción debiera tomar un tiempo marginal en comparación a la duración del ensayo. Por otro lado la configuración del ensayo debe realizarse computacionalmente: se debe seleccionar el tipo de cable y su diámetro nominal, el criterio de finalización del ensayo y mostrar en tiempo real las variables que indican su estado. Para lograr lo anterior es necesario que la mayoría de los sensores estén conectados en línea, ya que de ellos dependen muchos de los criterios de finalización del ensayo. Una vez montada la probeta y realizada la configuración, el operador solamente debe dar la orden de iniciar el ensayo y monitorear el estado del cable observando la pantalla del controlador. El ensayo se desarrolla hasta que ocurra alguna de las condiciones de finalización, ya sea seleccionada por el usuario o automática (por razones de seguridad).

A medida que se desarrolla el ensayo, el controlador debe mantener las condiciones de operación determinadas por el usuario entorno a los valores seleccionados. La única condición que requeriría regulación constante, es la carga del

cable. Como se mencionó, si para dar tensión al cable se implementan actuadores hidráulicos, la carga decaerá a medida que se desarrollan los ciclos de fatiga, por lo que el controlador debe resguardar que la carga se mantenga dentro de los parámetros establecidos.

En base al nivel de automatización requerido para la máquina y a las variables de interés definidas en el estudio, ha sido posible determinar qué variables deben ser controladas mientras se desarrollan los ensayos. Se deben incluir sensores específicos para medir cada variable y de ser necesario deben ser vinculados directamente con el controlador. Se debe medir:

- la carga durante el ensayo,
- la temperatura alcanzada en régimen permanente,
- la elongación del cable a medida que se completan los ciclos de fatiga,
- los cambios en la geometría del cable a medida que se desarrolla el ensayo,
- cortes de alambres y
- los ciclos completados.

## Anexo C: Diseño básico

Las Tablas C-1 y C-2 son construidas en base a diámetros de polea equivalentes a 10, 20 y 30 veces el diámetro nominal del cable, sin embargo son admisibles cualquier diámetro de polea que se encuentre entre 200 y 1000 milímetros.

**Tabla C-1: Recorrido del cable y distancia mínima entre poleas.**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]	Largo a ensayar [mm]	Arco de abrazamiento [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Total desplazamiento [mm]	Soquetes [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Holguras de seguridad [mm]	Distancia total [mm]	Rotación del Eje [rad]	Rotación del Eje [grados]	
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J			
10	20 x d	200	600	314	125	200	1239	201	125	200	500	2265	6,2	355,0
	30 x d	300	600	471	125	250	1446	201	125	250	500	2522	4,8	276,2
11	20 x d	220	600	346	125	210	1281	224	125	210	500	2340	5,8	333,5
	30 x d	330	600	518	125	265	1508	224	125	265	500	2622	4,6	261,9
12	20 x d	240	600	377	125	220	1322	224	125	220	500	2391	5,5	315,6
	30 x d	360	600	565	125	280	1570	224	125	280	500	2699	4,4	250,0
13	20 x d	260	600	408	125	230	1363	224	125	230	500	2442	5,2	300,5
	30 x d	390	600	613	125	295	1633	224	125	295	500	2777	4,2	239,9
14	20 x d	280	600	440	125	240	1405	264	125	240	500	2534	5,0	287,5
	30 x d	420	600	660	125	310	1695	264	125	310	500	2894	4,0	231,2
15	20 x d	300	600	471	125	250	1446	264	125	250	500	2585	4,8	276,2
	30 x d	450	600	707	125	325	1757	264	125	325	500	2971	3,9	223,7
16	20 x d	320	600	503	125	260	1488	264	125	260	500	2637	4,6	266,4
	30 x d	480	600	754	125	340	1819	264	125	340	500	3048	3,8	217,1
17	20 x d	340	600	534	125	270	1529	314	125	270	500	2738	4,5	257,7
	30 x d	510	600	801	125	355	1881	314	125	355	500	3175	3,7	211,3
18	20 x d	360	600	565	125	280	1570	314	125	280	500	2789	4,4	250,0
	30 x d	540	600	848	125	370	1943	314	125	370	500	3252	3,6	206,2
19	20 x d	380	600	597	125	290	1612	360	125	290	500	2887	4,2	243,0
	30 x d	570	600	895	125	385	2005	360	125	385	500	3375	3,5	201,6
20	10 x d	200	600	314	125	200	1239	360	125	200	500	2424	6,2	355,0
	20 x d	400	600	628	125	300	1653	360	125	300	500	2938	4,1	236,8
	30 x d	600	600	942	125	400	2067	360	125	400	500	3452	3,4	197,4

**Tabla C-1: Recorrido del cable y distancia mínima entre poleas (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Largo a ensayar [mm]	Arco de abrazamiento [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Total desplazamiento [mm]	Soquetes [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Holguras de seguridad [mm]	Distancia total [mm]	Rotación del Eje [rad]	Rotación del Eje [grados]
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J		
21	10 x d	210	630	330	125	205	1290	360	125	205	500	2480	6,1	351,9
	20 x d	420	630	660	125	310	1725	360	125	310	500	3020	4,1	235,3
	30 x d	630	630	990	125	415	2160	360	125	415	500	3560	3,4	196,4
22	10 x d	220	660	346	125	210	1341	360	125	210	500	2536	6,1	349,1
	20 x d	440	660	691	125	320	1796	360	125	320	500	3101	4,1	233,9
	30 x d	660	660	1037	125	430	2252	360	125	430	500	3667	3,4	195,5
23	10 x d	230	690	361	125	215	1391	406	125	215	500	2637	6,0	346,6
	20 x d	460	690	723	125	330	1868	406	125	330	500	3229	4,1	232,6
	30 x d	690	690	1084	125	445	2344	406	125	445	500	3820	3,4	194,6
24	10 x d	240	720	377	125	220	1442	406	125	220	500	2693	6,0	344,3
	20 x d	480	720	754	125	340	1939	406	125	340	500	3310	4,0	231,4
	30 x d	720	720	1131	125	460	2436	406	125	460	500	3927	3,4	193,8
25	10 x d	250	750	393	125	225	1493	406	125	225	500	2749	6,0	342,1
	20 x d	500	750	785	125	350	2010	406	125	350	500	3391	4,0	230,4
	30 x d	750	750	1178	125	475	2528	406	125	475	500	4034	3,4	193,1
26	10 x d	260	780	408	125	230	1543	406	125	230	500	2804	5,9	340,1
	20 x d	520	780	817	125	360	2082	406	125	360	500	3473	4,0	229,4
	30 x d	780	780	1225	125	490	2620	406	125	490	500	4141	3,4	192,5
27	10 x d	270	810	424	125	235	1594	457	125	235	500	2911	5,9	338,3
	20 x d	540	810	848	125	370	2153	457	125	370	500	3605	4,0	228,5
	30 x d	810	810	1272	125	505	2712	457	125	505	500	4299	3,3	191,9
28	10 x d	280	840	440	125	240	1645	457	125	240	500	2967	5,9	336,6
	20 x d	560	840	880	125	380	2225	457	125	380	500	3687	4,0	227,6
	30 x d	840	840	1319	125	520	2804	457	125	520	500	4406	3,3	191,3
29	10 x d	290	870	456	125	245	1696	457	125	245	500	3023	5,8	335,0
	20 x d	580	870	911	125	390	2296	457	125	390	500	3768	4,0	226,8
	30 x d	870	870	1367	125	535	2897	457	125	535	500	4514	3,3	190,8

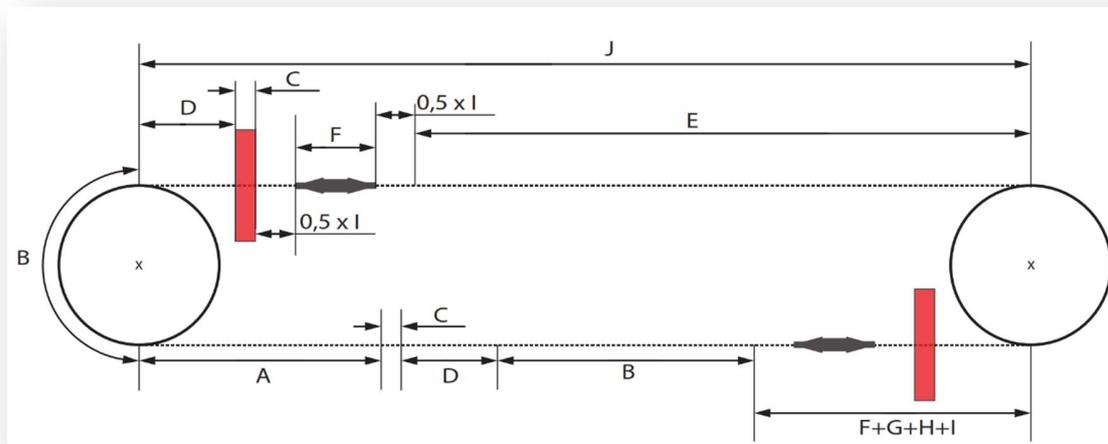
**Tabla C-1: Recorrido del cable y distancia mínima entre poleas (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Largo a ensayar [mm]	Arco de abrazamiento [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Total desplazamiento [mm]	Soquetes [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Holguras de seguridad [mm]	Distancia total [mm]	Rotación del Eje [rad]	Rotación del Eje [grados]
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J		
30	10 x d	300	900	471	125	250	1746	457	125	250	500	3078	5,8	333,5
	20 x d	600	900	942	125	400	2367	457	125	400	500	3849	3,9	226,1
	30 x d	900	900	1414	125	550	2989	457	125	550	500	4621	3,3	190,3
31	10 x d	310	930	487	125	255	1797	502	125	255	500	3179	5,8	332,1
	20 x d	620	930	974	125	410	2439	502	125	410	500	3976	3,9	225,4
	30 x d	930	930	1461	125	565	3081	502	125	565	500	4773	3,3	189,8
32	10 x d	320	960	503	125	260	1848	502	125	260	500	3235	5,8	330,8
	20 x d	640	960	1005	125	420	2510	502	125	420	500	4057	3,9	224,7
	30 x d	960	960	1508	125	580	3173	502	125	580	500	4880	3,3	189,4
33	10 x d	330	990	518	125	265	1898	502	125	265	500	3290	5,8	329,6
	20 x d	660	990	1037	125	430	2582	502	125	430	500	4139	3,9	224,1
	30 x d	990	990	1555	125	595	3265	502	125	595	500	4987	3,3	189,0
34	10 x d	340	1020	534	125	270	1949	502	125	270	500	3346	5,7	328,5
	20 x d	680	1020	1068	125	440	2653	502	125	440	500	4220	3,9	223,5
35	10 x d	350	1050	550	125	275	2000	502	125	275	500	3402	5,7	327,4
	20 x d	700	1050	1100	125	450	2725	502	125	450	500	4302	3,9	223,0
36	10 x d	360	1080	565	125	280	2050	575	125	280	500	3530	5,7	326,3
	20 x d	720	1080	1131	125	460	2796	575	125	460	500	4456	3,9	222,5
37	10 x d	370	1110	581	125	285	2101	575	125	285	500	3586	5,7	325,4
	20 x d	740	1110	1162	125	470	2867	575	125	470	500	4537	3,9	222,0
38	10 x d	380	1140	597	125	290	2152	575	125	290	500	3642	5,7	324,5
	20 x d	760	1140	1194	125	480	2939	575	125	480	500	4619	3,9	221,6
39	10 x d	390	1170	613	125	295	2203	622	125	295	500	3745	5,6	323,6
	20 x d	780	1170	1225	125	490	3010	622	125	490	500	4747	3,9	221,1
40	10 x d	400	1200	628	125	300	2253	622	125	300	500	3800	5,6	322,8
	20 x d	800	1200	1257	125	500	3082	622	125	500	500	4829	3,9	220,7
41	10 x d	410	1230	644	125	305	2304	622	125	305	500	3856	5,6	322,0
	20 x d	820	1230	1288	125	510	3153	622	125	510	500	4910	3,8	220,3

**Tabla C-1: Recorrido del cable y distancia mínima entre poleas (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]	Largo a ensayar [mm]	Arco de abrazamiento [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Total desplazamiento [mm]	Soquetes [mm]	Instrumentación [mm]	Holgura instrumentación [mm]	Holguras de seguridad [mm]	Distancia total [mm]	Rotación del Eje [rad]	Rotación del Eje [grados]	
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J			
42	10 x d	420	1260	660	125	310	2355	622	125	310	500	3912	5,6	321,2
	20 x d	840	1260	1319	125	520	3224	622	125	520	500	4991	3,8	219,9
43	10 x d	430	1290	675	125	315	2405	706	125	315	500	4051	5,6	320,5
	20 x d	860	1290	1351	125	530	3296	706	125	530	500	5157	3,8	219,6
44	10 x d	440	1320	691	125	320	2456	706	125	320	500	4107	5,6	319,8
	20 x d	880	1320	1382	125	540	3367	706	125	540	500	5238	3,8	219,2
45	10 x d	450	1350	707	125	325	2507	706	125	325	500	4163	5,6	319,2
	20 x d	900	1350	1414	125	550	3439	706	125	550	500	5320	3,8	218,9
46	10 x d	460	1380	723	125	330	2558	706	125	330	500	4219	5,6	318,6
	20 x d	920	1380	1445	125	560	3510	706	125	560	500	5401	3,8	218,6
47	10 x d	470	1410	738	125	335	2608	706	125	335	500	4274	5,5	318,0
	20 x d	940	1410	1477	125	570	3582	706	125	570	500	5483	3,8	218,3
48	10 x d	480	1440	754	125	340	2659	706	125	340	500	4330	5,5	317,4
	20 x d	960	1440	1508	125	580	3653	706	125	580	500	5564	3,8	218,0
49	10 x d	490	1470	770	125	345	2710	837	125	345	500	4517	5,5	316,8
	20 x d	980	1470	1539	125	590	3724	837	125	590	500	5776	3,8	217,7
50	10 x d	500	1500	785	125	350	2760	837	125	350	500	4572	5,5	316,3
	20 x d	1000	1500	1571	125	600	3796	837	125	600	500	5858	3,8	217,5

En la Figura C-1 se incluyen cotas genéricas que corresponden a las distancias descritas en la Tabla C-1.



**Figura C-1: Recorrido del cable y distancia mínima entre poleas.**

En la Tabla C.2 es posible observar el desplazamiento total que debe realizar el cable, el tiempo durante el cual acelera (equivalente al tiempo de desaceleración), el tiempo requerido para que la fatigadora realice 1 ciclo, 100.000 ciclos, 200.000 ciclos y 300.000 ciclos, la velocidad máxima del cable, la velocidad angular máxima de las poleas, las RPM máximas y la aceleración angular máxima.

**Tabla C-2: Tiempo de ciclo y cinemática del eje.**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Desplazamiento total [mm]	Tiempo de aceleración [s]	Tiempo de ciclo [s]	Tiempo 100.000 ciclos [días]	Tiempo 200.000 ciclos [días]	Tiempo 300.000 ciclos [días]	Velocidad máxima [m/s]	Velocidad angular máxima [rad/s]	RPM máximas [min <sup>-1</sup> ]	Aceleración Angular [rad/s <sup>2</sup> ]
	20 x d	30 x d										
10	20 x d	200	1239	1,11	4,45	5,15	10,31	15,46	1,11	11,1318	106,3	10,00
	30 x d	300	1446	1,20	4,81	5,57	11,14	16,70	1,20	8,0173	76,6	6,67
11	20 x d	220	1281	1,13	4,53	5,24	10,48	15,72	1,13	10,2875	98,2	9,09
	30 x d	330	1508	1,23	4,91	5,69	11,37	17,06	1,23	7,4434	71,1	6,06
12	20 x d	240	1322	1,15	4,60	5,32	10,65	15,97	1,15	9,5815	91,5	8,33
	30 x d	360	1570	1,25	5,01	5,80	11,60	17,41	1,25	6,9622	66,5	5,56
13	20 x d	260	1363	1,17	4,67	5,41	10,81	16,22	1,17	8,9819	85,8	7,69
	30 x d	390	1633	1,28	5,11	5,92	11,83	17,75	1,28	6,5525	62,6	5,13
14	20 x d	280	1405	1,19	4,74	5,49	10,97	16,46	1,19	8,4661	80,8	7,14
	30 x d	420	1695	1,30	5,21	6,03	12,05	18,08	1,30	6,1991	59,2	4,76
15	20 x d	300	1446	1,20	4,81	5,57	11,14	16,70	1,20	8,0173	76,6	6,67
	30 x d	450	1757	1,33	5,30	6,14	12,27	18,41	1,33	5,8910	56,3	4,44
16	20 x d	320	1488	1,22	4,88	5,65	11,29	16,94	1,22	7,6231	72,8	6,25
	30 x d	480	1819	1,35	5,39	6,24	12,49	18,73	1,35	5,6196	53,7	4,17
17	20 x d	340	1529	1,24	4,95	5,72	11,45	17,17	1,24	7,2739	69,5	5,88
	30 x d	510	1881	1,37	5,49	6,35	12,70	19,05	1,37	5,3786	51,4	3,92
18	20 x d	360	1570	1,25	5,01	5,80	11,60	17,41	1,25	6,9622	66,5	5,56
	30 x d	540	1943	1,39	5,58	6,45	12,91	19,36	1,39	5,1630	49,3	3,70
19	20 x d	380	1612	1,27	5,08	5,88	11,76	17,63	1,27	6,6821	63,8	5,26
	30 x d	570	2005	1,42	5,66	6,56	13,11	19,67	1,42	4,9688	47,4	3,51
20	10 x d	200	1239	1,11	4,45	5,15	10,31	15,46	1,11	11,1318	106,3	10,00
	20 x d	400	1653	1,29	5,14	5,95	11,91	17,86	1,29	6,4291	61,4	5,00
	30 x d	600	2067	1,44	5,75	6,66	13,31	19,97	1,44	4,7929	45,8	3,33

**Tabla C-2: Tiempo de ciclo y cinemática del eje (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Desplazamiento total [mm]	Tiempo de aceleración [s]	Tiempo de ciclo [s]	Tiempo 100.000 ciclos [días]	Tiempo 200.000 ciclos [días]	Tiempo 300.000 ciclos [días]	Velocidad máxima [m/s]	Velocidad angular máxima [rad/s]	RPM máximas [min <sup>-1</sup> ]	Aceleración Angular [rad/s <sup>2</sup> ]
	10 x d	210										
21	10 x d	210	1290	1,14	4,54	5,26	10,52	15,77	1,14	10,82	103,29	9,52
	20 x d	420	1725	1,31	5,25	6,08	12,16	18,24	1,31	6,25	59,72	4,76
	30 x d	630	2160	1,47	5,88	6,80	13,61	20,41	1,47	4,67	44,55	3,17
22	10 x d	220	1341	1,16	4,63	5,36	10,72	16,08	1,16	10,53	100,51	9,09
	20 x d	440	1796	1,34	5,36	6,20	12,41	18,61	1,34	6,09	58,17	4,55
	30 x d	660	2252	1,50	6,00	6,95	13,89	20,84	1,50	4,55	43,42	3,03
23	10 x d	230	1391	1,18	4,72	5,46	10,92	16,38	1,18	10,26	97,94	8,70
	20 x d	460	1868	1,37	5,47	6,33	12,65	18,98	1,37	5,94	56,74	4,35
	30 x d	690	2344	1,53	6,12	7,09	14,18	21,26	1,53	4,44	42,38	2,90
24	10 x d	240	1442	1,20	4,80	5,56	11,12	16,68	1,20	10,01	95,56	8,33
	20 x d	480	1939	1,39	5,57	6,45	12,89	19,34	1,39	5,80	55,40	4,17
	30 x d	720	2436	1,56	6,24	7,23	14,45	21,68	1,56	4,34	41,40	2,78
25	10 x d	250	1493	1,22	4,89	5,66	11,31	16,97	1,22	9,77	93,34	8,00
	20 x d	500	2010	1,42	5,67	6,56	13,13	19,69	1,42	5,67	54,16	4,00
	30 x d	750	2528	1,59	6,36	7,36	14,72	22,08	1,59	4,24	40,49	2,67
26	10 x d	260	1543	1,24	4,97	5,75	11,50	17,25	1,24	9,56	91,26	7,69
	20 x d	520	2082	1,44	5,77	6,68	13,36	20,04	1,44	5,55	52,99	3,85
	30 x d	780	2620	1,62	6,47	7,49	14,99	22,48	1,62	4,15	39,63	2,56
27	10 x d	270	1594	1,26	5,05	5,85	11,69	17,54	1,26	9,35	89,31	7,41
	20 x d	540	2153	1,47	5,87	6,79	13,59	20,38	1,47	5,43	51,90	3,70
	30 x d	810	2712	1,65	6,59	7,62	15,25	22,87	1,65	4,07	38,83	2,47
28	10 x d	280	1645	1,28	5,13	5,94	11,88	17,81	1,28	9,16	87,48	7,14
	20 x d	560	2225	1,49	5,97	6,91	13,81	20,72	1,49	5,33	50,87	3,57
	30 x d	840	2804	1,67	6,70	7,75	15,51	23,26	1,67	3,99	38,08	2,38
29	10 x d	290	1696	1,30	5,21	6,03	12,06	18,09	1,30	8,98	85,75	6,90
	20 x d	580	2296	1,52	6,06	7,02	14,03	21,05	1,52	5,23	49,90	3,45
	30 x d	870	2897	1,70	6,81	7,88	15,76	23,64	1,70	3,91	37,36	2,30

**Tabla C-2: Tiempo de ciclo y cinemática del eje (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Desplazamiento total [mm]	Tiempo de aceleración [s]	Tiempo de ciclo [s]	Tiempo 100.000 ciclos [días]	Tiempo 200.000 ciclos [días]	Tiempo 300.000 ciclos [días]	Velocidad máxima [m/s]	Velocidad angular máxima [rad/s]	RPM máximas [min <sup>-1</sup> ]	Aceleración Angular [rad/s <sup>2</sup> ]
	10 x d	300										
30	10 x d	300	1746	1,32	5,29	6,12	12,24	18,35	1,32	8,81	84,13	6,67
	20 x d	600	2367	1,54	6,15	7,12	14,25	21,37	1,54	5,13	48,98	3,33
	30 x d	900	2989	1,73	6,92	8,00	16,01	24,01	1,73	3,84	36,69	2,22
31	10 x d	310	1797	1,34	5,36	6,21	12,41	18,62	1,34	8,65	82,59	6,45
	20 x d	620	2439	1,56	6,25	7,23	14,46	21,69	1,56	5,04	48,11	3,23
	30 x d	930	3081	1,76	7,02	8,13	16,25	24,38	1,76	3,77	36,05	2,15
32	10 x d	320	1848	1,36	5,44	6,29	12,59	18,88	1,36	8,50	81,13	6,25
	20 x d	640	2510	1,58	6,34	7,34	14,67	22,01	1,58	4,95	47,28	3,13
	30 x d	960	3173	1,78	7,13	8,25	16,49	24,74	1,78	3,71	35,44	2,08
33	10 x d	330	1898	1,38	5,51	6,38	12,76	19,14	1,38	8,35	79,74	6,06
	20 x d	660	2582	1,61	6,43	7,44	14,88	22,32	1,61	4,87	46,50	3,03
	30 x d	990	3265	1,81	7,23	8,37	16,73	25,10	1,81	3,65	34,86	2,02
34	10 x d	340	1949	1,40	5,58	6,46	12,93	19,39	1,40	8,21	78,42	5,88
	20 x d	680	2653	1,63	6,52	7,54	15,08	22,62	1,63	4,79	45,75	2,94
35	10 x d	350	2000	1,41	5,66	6,55	13,09	19,64	1,41	8,08	77,17	5,71
	20 x d	700	2725	1,65	6,60	7,64	15,28	22,93	1,65	4,72	45,04	2,86
36	10 x d	360	2050	1,43	5,73	6,63	13,26	19,89	1,43	7,96	75,97	5,56
	20 x d	720	2796	1,67	6,69	7,74	15,48	23,22	1,67	4,64	44,35	2,78
37	10 x d	370	2101	1,45	5,80	6,71	13,42	20,13	1,45	7,84	74,82	5,41
	20 x d	740	2867	1,69	6,77	7,84	15,68	23,52	1,69	4,58	43,70	2,70
38	10 x d	380	2152	1,47	5,87	6,79	13,58	20,37	1,47	7,72	73,73	5,26
	20 x d	760	2939	1,71	6,86	7,94	15,87	23,81	1,71	4,51	43,08	2,63
39	10 x d	390	2203	1,48	5,94	6,87	13,74	20,61	1,48	7,61	72,68	5,13
	20 x d	780	3010	1,73	6,94	8,03	16,06	24,10	1,73	4,45	42,48	2,56
40	10 x d	400	2253	1,50	6,00	6,95	13,90	20,85	1,50	7,51	71,67	5,00
	20 x d	800	3082	1,76	7,02	8,13	16,25	24,38	1,76	4,39	41,91	2,50
41	10 x d	410	2304	1,52	6,07	7,03	14,05	21,08	1,52	7,40	70,71	4,88
	20 x d	820	3153	1,78	7,10	8,22	16,44	24,66	1,78	4,33	41,36	2,44

**Tabla C-2: Tiempo de ciclo y cinemática del eje (Continuación).**

Diámetro nominal del cable [mm]	Diámetro de polea [mm]		Desplazamiento total [mm]	Tiempo de aceleración [s]	Tiempo de ciclo [s]	Tiempo 100.000 ciclos [días]	Tiempo 200.000 ciclos [días]	Tiempo 300.000 ciclos [días]	Velocidad máxima [m/s]	Velocidad angular máxima [rad/s]	RPM máximas [min <sup>-1</sup> ]	Aceleración Angular [rad/s <sup>2</sup> ]
	10 x d	20 x d										
42	10 x d	420	2355	1,53	6,14	7,10	14,21	21,31	1,53	7,31	69,78	4,76
	20 x d	840	3224	1,80	7,18	8,31	16,63	24,94	1,80	4,28	40,83	2,38
43	10 x d	430	2405	1,55	6,20	7,18	14,36	21,54	1,55	7,21	68,89	4,65
	20 x d	860	3296	1,82	7,26	8,40	16,81	25,21	1,82	4,22	40,32	2,33
44	10 x d	440	2456	1,57	6,27	7,26	14,51	21,77	1,57	7,12	68,03	4,55
	20 x d	880	3367	1,84	7,34	8,50	16,99	25,49	1,84	4,17	39,83	2,27
45	10 x d	450	2507	1,58	6,33	7,33	14,66	21,99	1,58	7,04	67,20	4,44
	20 x d	900	3439	1,85	7,42	8,59	17,17	25,76	1,85	4,12	39,35	2,22
46	10 x d	460	2558	1,60	6,40	7,40	14,81	22,21	1,60	6,95	66,40	4,35
	20 x d	920	3510	1,87	7,49	8,67	17,35	26,02	1,87	4,07	38,89	2,17
47	10 x d	470	2608	1,62	6,46	7,48	14,95	22,43	1,62	6,87	65,63	4,26
	20 x d	940	3582	1,89	7,57	8,76	17,52	26,28	1,89	4,03	38,45	2,13
48	10 x d	480	2659	1,63	6,52	7,55	15,10	22,65	1,63	6,79	64,88	4,17
	20 x d	960	3653	1,91	7,65	8,85	17,70	26,55	1,91	3,98	38,02	2,08
49	10 x d	490	2710	1,65	6,58	7,62	15,24	22,86	1,65	6,72	64,16	4,08
	20 x d	980	3724	1,93	7,72	8,93	17,87	26,80	1,93	3,94	37,61	2,04
50	10 x d	500	2760	1,66	6,65	7,69	15,38	23,08	1,66	6,65	63,46	4,00
	20 x d	1000	3796	1,95	7,79	9,02	18,04	27,06	1,95	3,90	37,21	2,00

## Anexo D: Diseño de detalle

### D-1. Dimensiones y especificaciones del motor servo

En la Figura D-1 se muestran las dimensiones del motor servo seleccionado (HPK-E2010C) y las tolerancias de su eje.

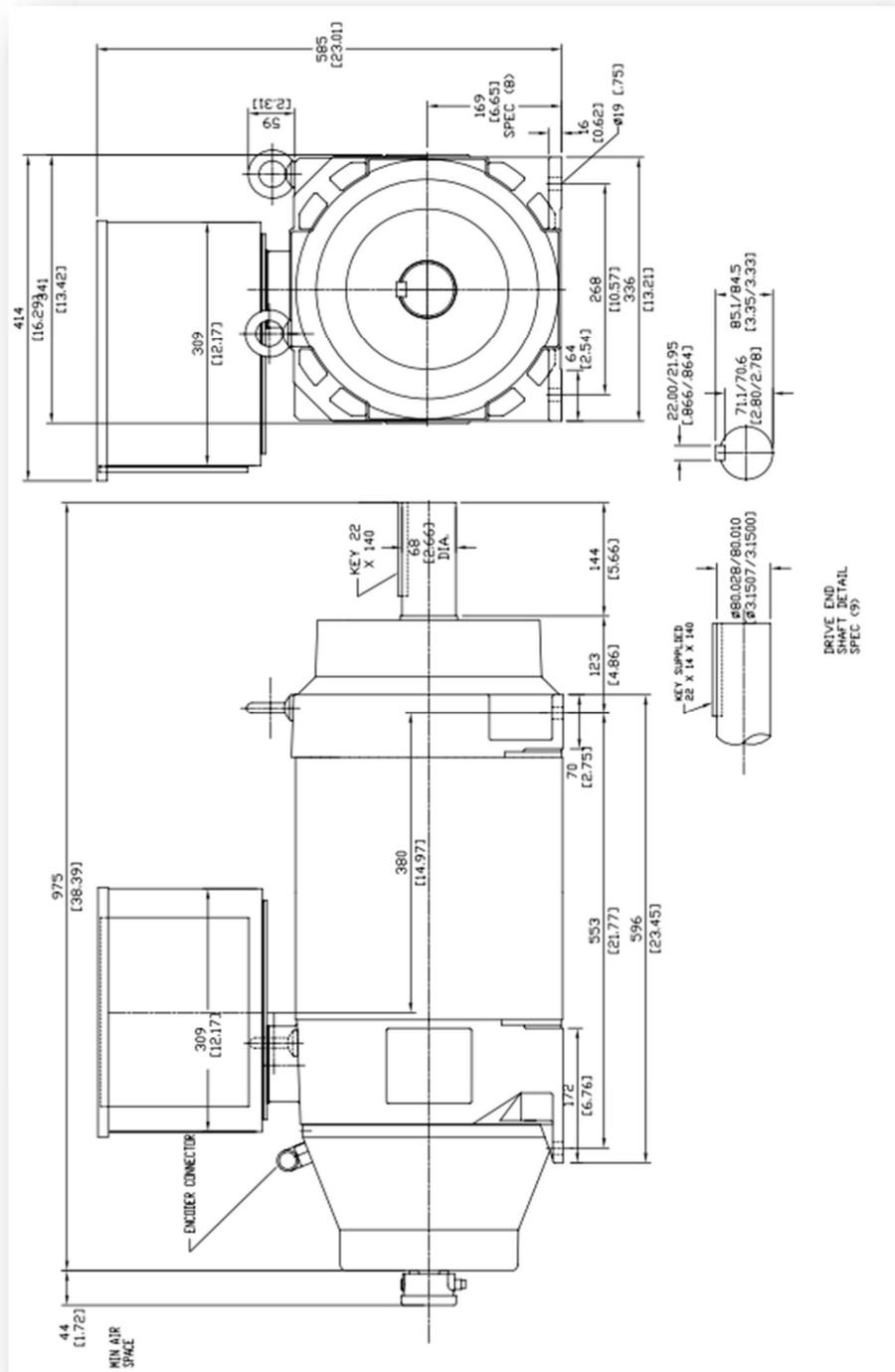


Figura D-1: Dimensiones del motor servo HPK-E2010C.  
Fuente: [21].

Código de producto: HPK-E2010C-MA42BA

Descripción: HPK-Series, 400 V, 1500 RPM, Multi-turn High Resolution Encoder (absolute feedback), InlineBlower, F3 Junction Box, Feedback – Right Angle, No brake, IEC Metric, Free Mounting Holes (Type FF), Foot Mount Only/Keyed Shaft.

## D-2. Dimensiones y especificaciones del servo reductor

En la Tabla D-1 se muestran especificaciones técnicas del servo reductor, mientras que en la Figura D-2 es posible observar dimensiones del reductor.

**Tabla D-1: Especificaciones técnicas del servo reductor.**

Reductor: TP 2000S-MA3-66-0M1	TP 2000S-MA3-66-0M1
Tipo de reductor TP+	Tipo de reductor TP+
Tamaño 2000	Tamaño 2000
Código del reductor	High Torque
Variante de reductor	Reductor, acoplamiento motor
Ejecución del reductor	Estándar
Número de etapas	3
Reducción	66
Forma de la salida 1	Brida
Forma de la salida 2	Sin salida
Diámetro de rosca del cubo de fijación [mm]	48
Código de pedido reductor	TP 2000S-MA3-66-0M1
Par de parada de emergencia [Nm]	44000
Par de aceleración [Nm]	22000
Par nominal [Nm]	13500
Velocidad máxima de entrada [RPM]	3500
Velocidad nominal de entrada [RPM]	2500
Par de pérdidas por fricción [Nm]	7.5
Par de vuelco [Nm]	31600
Fuerzas axiales [N]	100000
Juego del reductor [arcmin]	≤ 3
Rigidez de vuelco [Nm/arcmin]	13000
Rigidez torsional [Nm/arcmin]	3000
Inercia [kgcm <sup>2</sup> ]	52
Peso [kg]	185
Lubricación	Lubricado de por vida
Temperatura de operación [°C]	90
Clase de protección	IP 65
Ruido de funcionamiento [dbA]	≤66

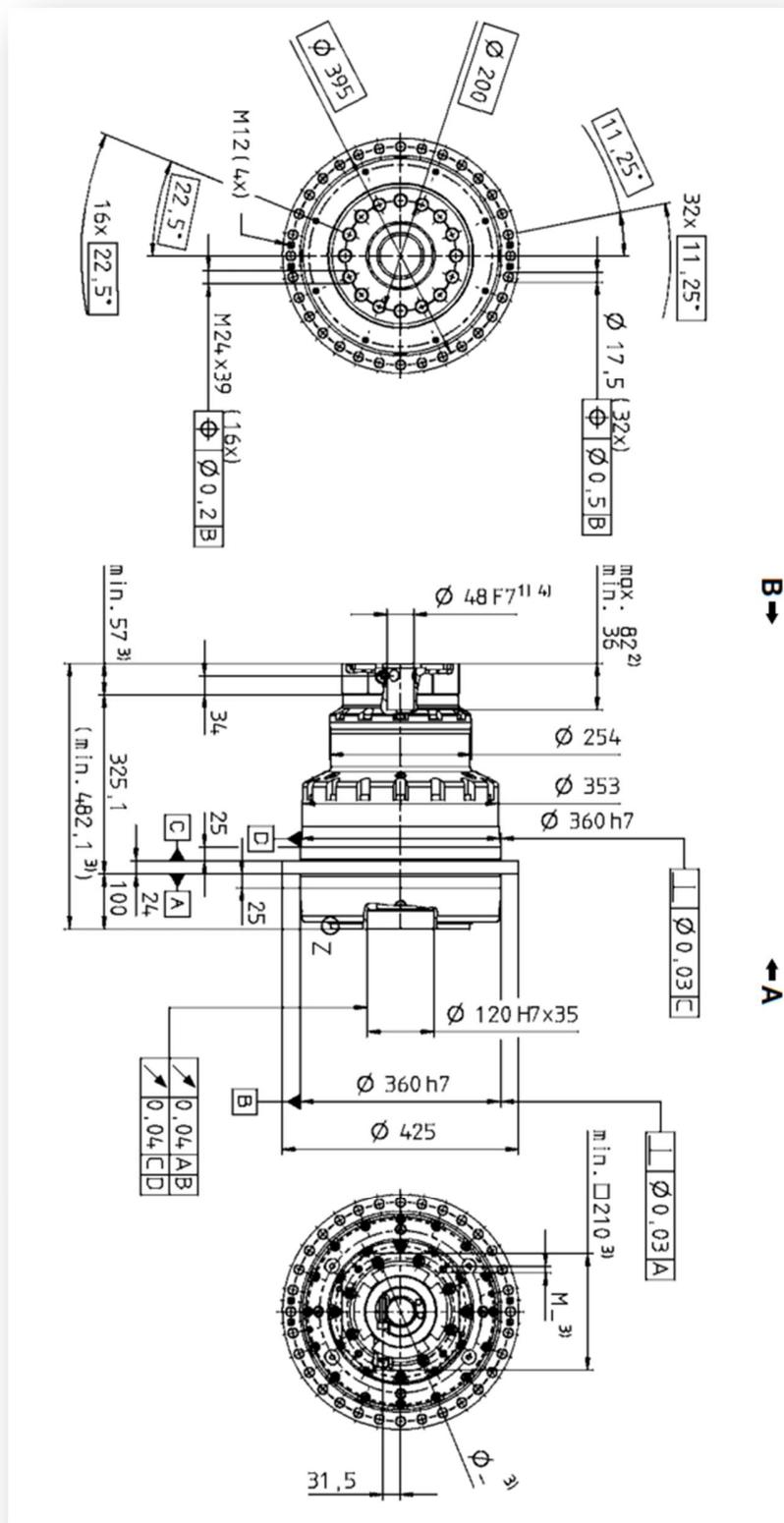


Figura D-2: Dimensiones del servoreductor TP+ 2000 MA High Torque. Fuente: [22].

### D-3. Memoria de cálculo de selección de rodamientos

Mediante la Ecuación (D-1) es posible estimar la vida nominal de un rodamiento de rodillos, como se indica en la norma ISO 281:1990. El resultado de la ecuación son los millones de ciclos que el componente es capaz de realizar antes de fallar por fatiga con una confiabilidad del 90%.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (D-1)$$

donde

$L_{10}$ : vida nominal en millones de revoluciones (con 90% de confiabilidad).  
 $C$ : capacidad de carga dinámica [kN].  
 $P$ : carga dinámica equivalente [kN].

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se calcula según la Ecuación (D-2).

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (D-2)$$

donde

$S_0$ : factor de seguridad estático.  
 $C_0$ : capacidad de carga estática [kN].  
 $P_0$ : carga estática equivalente [kN].

La selección de los rodamientos es realizada de modo que se garantice, con un 90% de confiabilidad, que la máquina pueda operar a plena carga durante 1 año. Considerando que la fatigadora opere 24 horas diarias durante 20 días al mes y 10 meses al año, los rodamientos deben realizar aproximadamente 3 millones de ciclos.

Es seleccionado un solo tipo de rodamiento para todas las disposiciones de la máquina. En la Tabla D-2 se indica el rodamiento seleccionado y su capacidad de carga. En la Tabla D-3 se indica el factor de seguridad estático del rodamiento y su vida esperada según su ubicación.

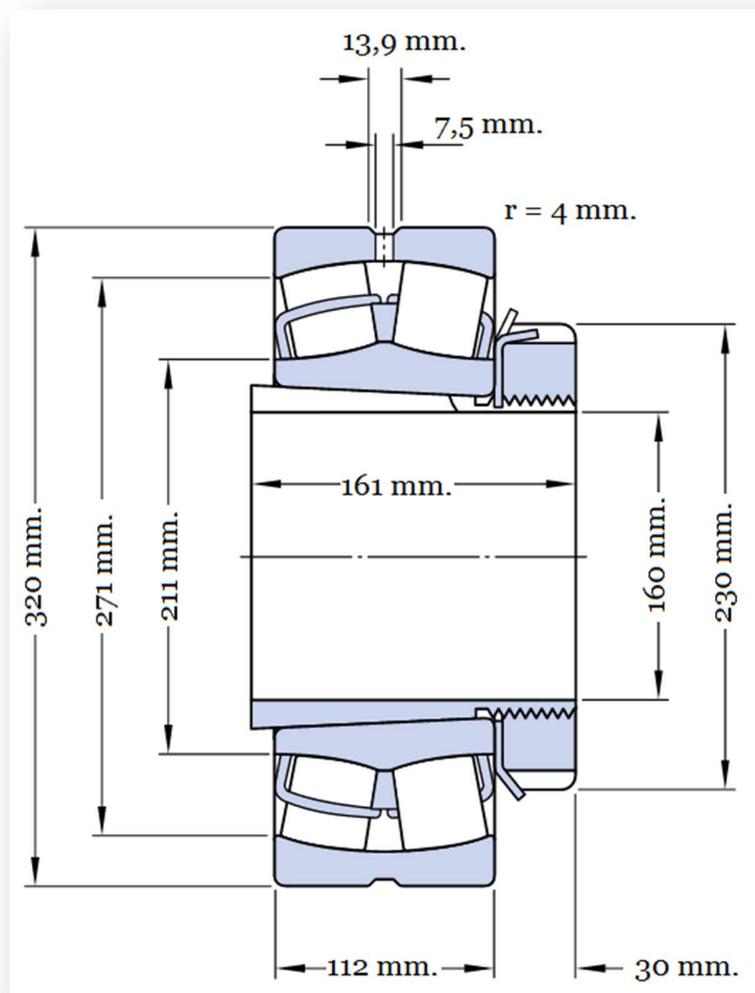
**Tabla D-2: Rodamiento seleccionado, propiedades y comportamiento.**

Tipo de rodamiento	Rodamientos de rodillos a rótula sobre un manguito de fijación
Rodamiento	23236 CCK/W33 + H 2336
Capacidad de carga dinámica (C)	1557 [kN]
Capacidad de carga estática (C <sub>0</sub> )	2120 [kN]

**Tabla D-3: Rodamiento seleccionado, propiedades y comportamiento.**

Ubicación del rodamiento	Carga [kN]	Factor de seguridad estático [ $S_0$ ]	vida nominal en millones de revoluciones
Eje motriz, extremo izquierdo	1008	2,1	4,3
Eje motriz, extremo derecho	168	12,6	1672,1
Eje de carga, extremo izquierdo	1120	1,9	3,0
Eje de carga, extremo derecho	1120	1,9	3,0
Eje de carga, pistón	840	2,5	7,8

En la Figuras D-3 y se indican las dimensiones del rodamiento junto a su manguito de fijación.



**Figura D-3: dimensiones del conjunto 23236 CCK/W33 + H 2336.  
Fuente: Elaboración propia en base a [23].**

#### D-4. Accesorios, dimensiones y especificaciones técnicas del soporte de pie para rodamientos.

En las Figuras D-4, D-5 es posible observar las dimensiones del soporte de pie seleccionado. Para montar el rodamiento 23236 CCK/W33 sobre un eje de 160 mm. es necesario incluir un adaptador tipo camisa modelo H2336 y un anillo de adaptación modelo PSBD 160. Los mismo accesorios mencionados son necesarios para montar los rodamientos sobre las piezas mecanizadas diseñadas.

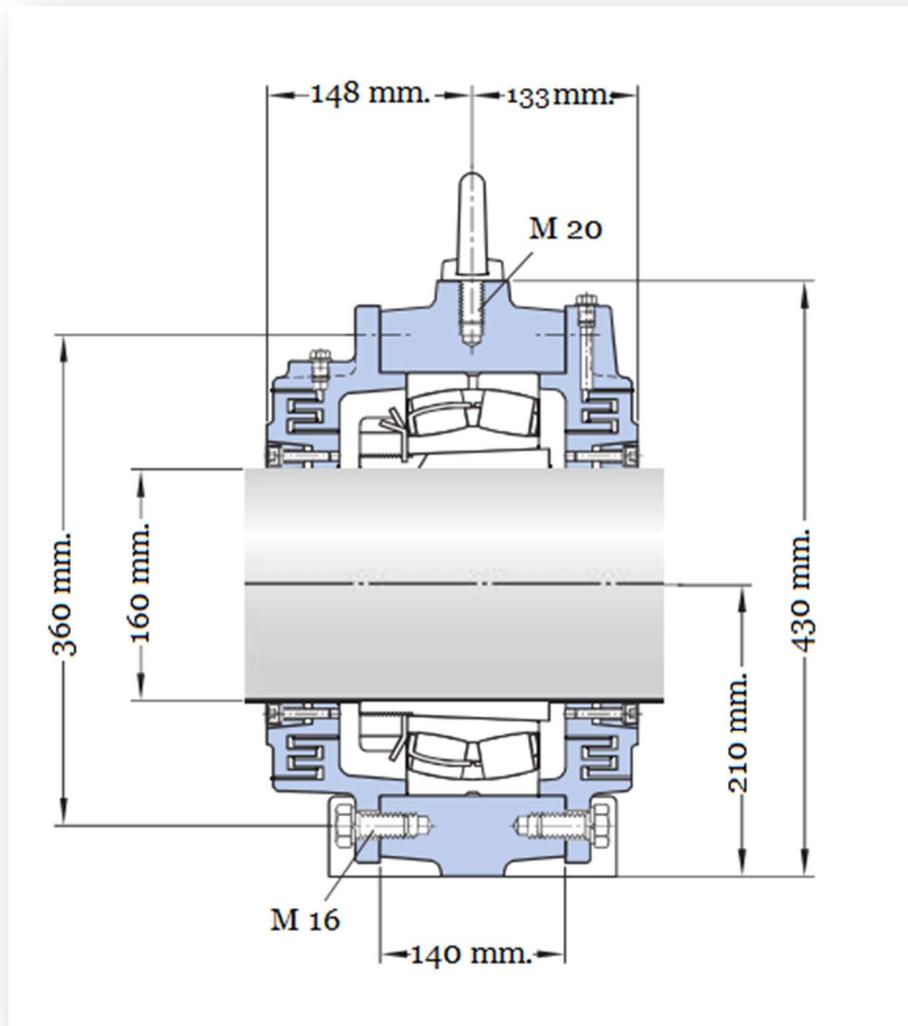
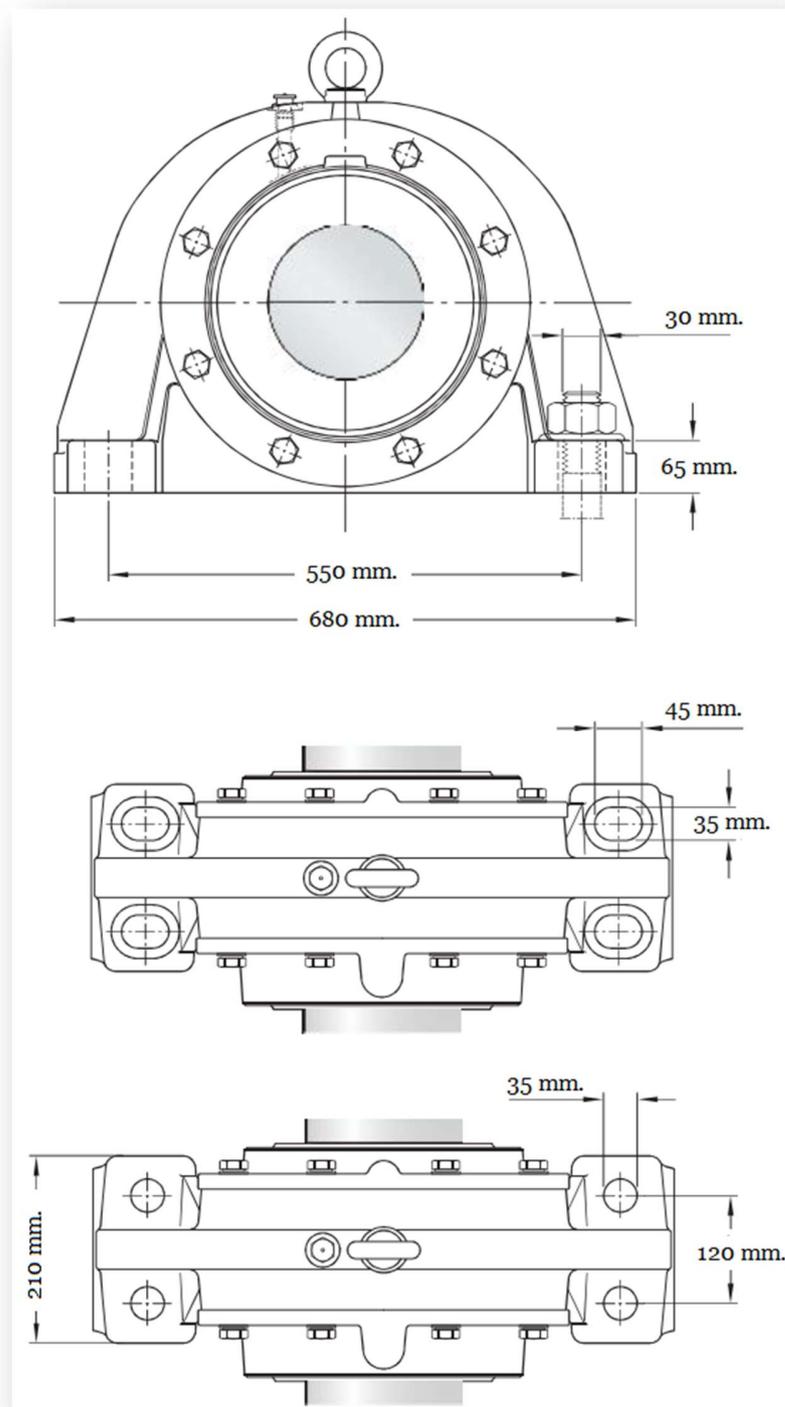


Figura D-4: Dimensiones internas del soporte SBDD 3236.  
Fuente: Elaboración propia en base a [24].



**Figura D-5: Dimensiones externas del soporte SBDD 3236.**  
**Fuente: Elaboración propia en base a [24].**

### D-5. Memoria de cálculo de ejes

Para determinar la vida de un eje se debe verificar su resistencia a la fatiga y su fluencia al primer ciclo. La Ecuación (D-3) representa el diámetro mínimo que un eje debe contemplar para tener vida infinita, según el criterio de fatiga de Goodman modificado. Por otro lado, la Ecuación (D-4) entrega como resultado el factor de seguridad estático del eje, comparando su esfuerzo de Von Mises con la fluencia del material [25].

$$d = \frac{16 * n}{\pi} * \left\{ \frac{1}{S_e} * [4 * (K_f * M_a)^2 + 3(K_{fs} * T_a)^2] \right\}^{0,5} \quad (D-3)$$

donde

- $d$ : diámetro mínimo del eje [m].
- $n$ : factor de seguridad a la fatiga.
- $S_e$ : límite de resistencia a la fatiga [MPa].
- $K_f$ : factor de acumulación de esfuerzos de flexión.
- $K_{fs}$ : factor de acumulación de esfuerzos de torsión.
- $M_a$ : momento alternante [kNm].
- $T_a$ : torque alternante [kNm].

$$n_y = S_y / \left[ \left( \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 * \left( \frac{16 * K_{fs} * T_a}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (D-4)$$

donde

- $n_y$ : factor de seguridad estático.
- $S_y$ : límite elástico del material [MPa].
- $K_f$ : factor de acumulación de esfuerzos de flexión.
- $K_{fs}$ : factor de acumulación de esfuerzos de torsión.
- $M_a$ : momento alternante [kNm].
- $T_a$ : torque alternante [kNm].
- $d$ : diámetro mínimo del eje [m].

A continuación se determinan los parámetros que componen las Ecuaciones D-3 y D-4 para poder determinar el diámetro mínimo para cada eje.

#### **Factor de seguridad a la fatiga ( $n$ ):**

Con el fin de enfatizar en la calidad de estos componentes críticos se diseña con un factor de seguridad a la fatiga igual a 5.

### **Factor de acumulación de esfuerzos de flexión ( $K_f$ ):**

Considerando una relación de diámetros entre las secciones del eje igual a 1,1 y una relación entre el radio de curvatura entre filete y el diámetro menor igual a 0,1, el factor de acumulación de esfuerzos de flexión es igual a 1,6

### **Factor de acumulación de esfuerzos de torsión ( $K_{fs}$ ):**

Para las mismas condiciones del factor de acumulación de esfuerzos de flexión el factor de acumulación de esfuerzos de torsión es igual a 1.5.

### **Límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ):**

El límite de resistencia a la fatiga resulta aplicar los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga de una barra ensayada en condiciones ideales, como se indica en la Ecuación (D-5). La función de los factores de Marín modificar el límite de resistencia a la fatiga de modo que sean representadas las condiciones reales del material.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (D-5)$$

donde

- $S_e$ : límite de resistencia a la fatiga [MPa].
- $S_e'$ : límite de resistencia a la fatiga para una barra ensayada [MPa].
- $k_a$ : factor de superficial.
- $k_b$ : factor de tamaño.
- $k_c$ : factor de carga.
- $k_d$ : factor de temperatura.
- $k_e$ : factor de confiabilidad.
- $k_f$ : factor de efectos varios.

### **Límite de resistencia a la fatiga para una barra ensayada ( $S_e'$ ):**

Para materiales cuya resistencia última a la tracción es menor a 1400 MPa el límite de resistencia a la fatiga para una barra ensayada puede ser aproximado como la mitad de dicha resistencia. En el caso del acero SAE 4340, material ampliamente utilizado en el diseño de ejes,  $S_e'$  equivale a al menos 475 Mpa.

### **Factor de superficie ( $k_a$ ):**

La barra ideal ensayada en laboratorio cuenta con una superficie súmamenet pulida, lo cual previene la aparición de microgrietas que posteriormente son propagadas en los ciclos de fatiga. El factor de superficie considera la rugosidad del material según su acabado superficial, pudiendo ser determinado según la Ecuación (D-6).

$$k_a = a * S_u^{-b} \quad (D-6)$$

donde

- $k_a$ : factor de superficial.
- $a$ : parámetro  $a$ .
- $b$ : parámetro  $b$ .

Los parámetros  $a$  y  $b$  son determinados a partir de regresiones realizada a resultados de ensayos que relacionaban el límite de resistencia a la tracción con la vida a la fatiga de la probeta. Para el caso de materiales maquinados  $a$  es igual a 4.51 y  $b$  es igual a -0.265. Considerando lo anterior, en este caso,  $k_a$  es igual a 0,733.

#### **Factor de tamaño ( $k_b$ ):**

Mediante ensayos experimentales se ha determinado que el diámetro del eje tiene influencia en su resistencia a la fatiga, en base a lo que se ha logrado determinar que para diámetros menores a 51 mm. el factor de forma puede ser calculado según la Ecuación (D-7), mientras que para diámetros mayores a 51 mm. es calculado según la Ecuación (D-8).

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad (D-7)$$

$$k_b = 1,51 * d^{-0,157} \quad (D-8)$$

Iterando junto a la Ecuación (D-3) se determinó que para el eje motriz el valor de  $k_b$  es 0,847, mientras que para el eje de carga es 0,733.

#### **Factor de carga ( $k_c$ ):**

En el caso de que el eje esté sometido a cargas de flexión pura o en combinación con cargas de torsión, este factor es igual a 1.

#### **Factor de temperatura ( $k_d$ ):**

Este factor es relevante cuando las condiciones ambientales de operación del eje difieren considerablemente en relación a las condiciones del ensayo. En el caso de los ejes de la fatigadora este factor es igual a 1, ya que los ensayos son llevados a cabo en un ambiente controlado con condiciones normales.

#### **Factor de confiabilidad ( $k_e$ ):**

Debido a que muchos los factores anteriores están cuantificados en función de datos experimentales, las curvas que entregan su valor numérico están construidas en base a promedios de datos recolectados. El factor de confiabilidad ayuda a absorber la desviación del promedio que presentan los datos. Para una confiabilidad del 99,99% el factor  $k_e$  es igual a 0.702.

#### **Factor de efectos varios ( $k_f$ ):**

Debe ser considerado si existen otros efectos que puedan afectar en la vida del componente. En el caso de los ejes de la fatigadora este factor es igual a 1.

### ***Cuantificación del límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ):***

Como se indica en la Ecuación (D-3), el límite de resistencia a la fatiga es calculado como el producto del límite de resistencia a la fatiga para una barra ensayada y los factores de Marin. Para el caso del eje motriz  $S_e$  es igual a 216 MPa, mientras que para el eje de carga es 206 MPa. La diferencia entre los valores anteriores recae en el factor de forma.

### ***Momento alternante eje motriz ( $M_a$ ):***

Como es posible observar en la Figura 5.8 y en relación a la Tabla 5.6, la zona más crítica del eje, donde se produce el mayor momento de flexión es aquella en la que se monta la polea y limita con el primer rodamiento. En dicha zona el momento alternante equivale a 168 kNm.

### ***Torque alternante eje motriz ( $T_a$ ):***

El torque alternante está relacionado con el mayor torque suministrado por el motor servo. Dicha situación ocurre cuando se ensaya una muestra de cable de 50 mm. sobre una polea de 1000 mm. de diámetro. Como no todos los ensayos son llevados a cabo bajo esta configuración es posible afirmar que asumir este torque es una condición de diseño conservadora. El torque máximo suministrado por el motor equivale a 12,6 kNm.

### ***Momento alternante eje de carga ( $M_a$ ):***

Como es posible observar en la Figura 5.10 y en relación a la Tabla 5.7, es posible afirmar que la zona sometida a un mayor momento flector es la zona central del eje, donde el momento alternante equivale a 672 kNm.

### ***Torque alternante eje de carga ( $T_a$ ):***

El eje de carga no está sometido a esfuerzos de torsión por lo que el valor del torque alternante para este eje es 0.

### ***Diámetro mínimo eje motriz ( $d$ ):***

Evaluando la Ecuación (D-1) se concluye que el mínimo diámetro de eje que garantiza la vida infinita del eje motriz es igual a 39,7 mm.

### ***Diámetro mínimo eje de carga ( $d$ ):***

Evaluando la Ecuación (D-1) se concluye que el mínimo diámetro de eje que garantiza la vida infinita del eje de carga es igual a 64,3 mm.

### ***Factor de seguridad estático eje motriz ( $n_y$ ):***

Evaluando la Ecuación (D-4) se concluye que el factor de seguridad estático del eje motriz es 13,7

### **Factor de seguridad estático eje de carga ( $n_y$ ):**

Finalmente, evaluando la Ecuación (D-4) se concluye que el factor de seguridad estático del eje de carga es 14,5.

### **D-6. Memoria de cálculo de chaveta**

La Chaveta que conecta el eje con la polea es diseñada conforme a la norma DIN 6880 en acero SAE 1045, cuyo límite de fluencia es de al menos 390 Mpa.

El largo de la chaveta es calculado según su capacidad de resistir los esfuerzos de cizalle originados a partir del toque transmitido bajo el criterio de Tresca, como se indica en la Ecuación (D-9).

$$l \geq \frac{4 * T * n_s}{D * b * S_y} \quad (D-9)$$

donde

- $l$ : largo de la chaveta [m].
- $T$ : toque transmitido [Nm].
- $n_s$ : factor de seguridad al cizalle.
- $D$ : Diámetro del eje
- $b$ : ancho de la chaveta [mm]
- $S_y$ : esfuerzo de fluencia del material de la chaveta [MPa]

Considerando un torque máximo de 12.200 Nm, un factor de seguridad igual a 3, un diámetro de eje de 100 mm. y un ancho de chaveta de 30 mm., se concluye que el largo mínimo de la chaveta debe ser 123 mm.

Es necesario comprobar que la chaveta no fallará por el esfuerzo de compresión sobre la cara que recibe la carga (esfuerzo aplastante). La magnitud de dicho esfuerzo depende de la carga aplicada y del área expuesta. Considerando una chaveta de igual ancho y alto se verifica que el factor de seguridad para el cizalle y para el aplastamiento es el mismo. Finalmente se considera una sola chaveta de 30 x 30 x 125 mm. para transmitir la potencia hacia las poleas.

### **D-7. Cilindro hidráulico**

En la Figura D-6 es posible observar cotas genéricas de las principales dimensiones del cilindro. En la Tabla D-10 se adjuntan el valor de las cotas y especificaciones técnicas del cilindro.

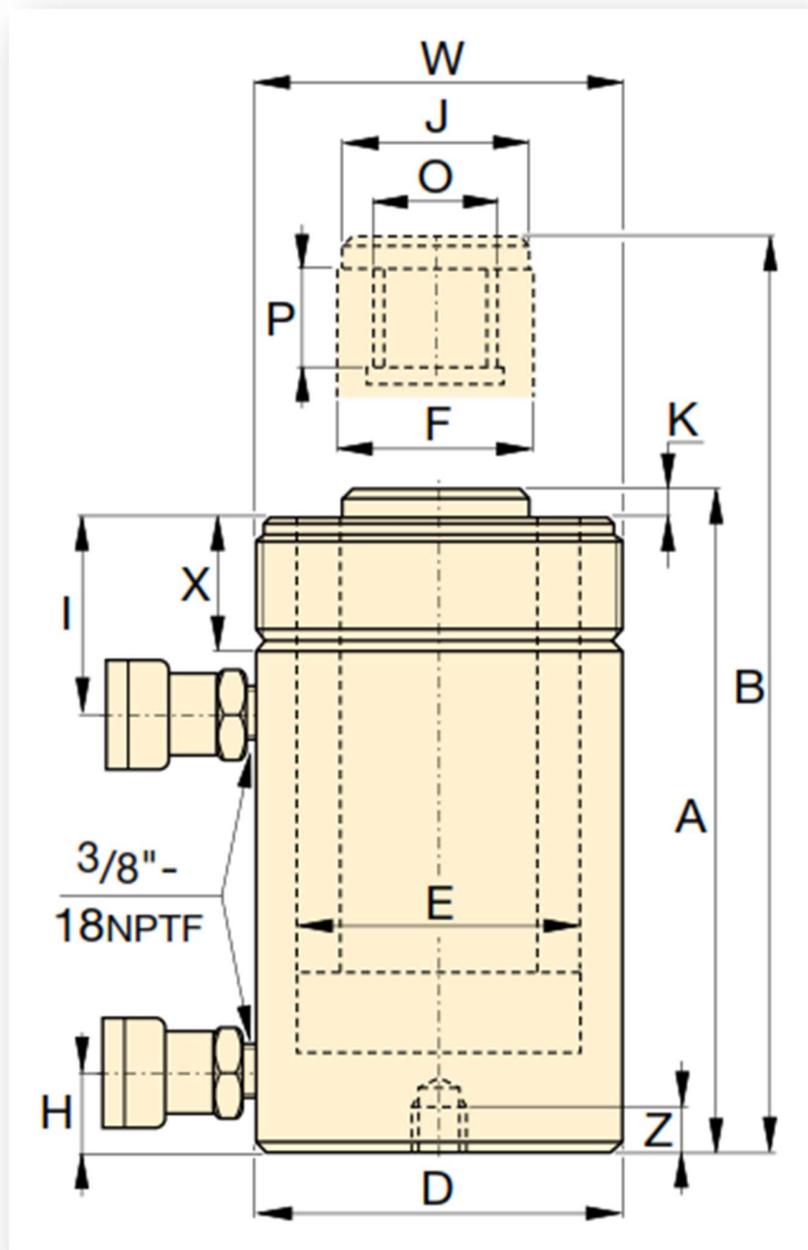


Figura D-6: Cotas genéricas para cilindros hidráulicos Enerpac de la serie RR.  
Fuente: [27].

**Tabla D-4: dimensiones y características del cilindro RR-15032.**

Capacidad nominal	150 [Ton]
Carrera	31 MPa
Capacidad máxima del cilindro	253,5 [Ton]
Área efectiva del cilindro (empuje)	30,71 [in <sup>2</sup> ]
Área efectiva del cilindro (tirar)	14,80 [in <sup>2</sup> ]
Volumen de aceite (empuje)	986,84 [in <sup>3</sup> ]
Volumen de aceite (tirar)	475,00 [in <sup>3</sup> ]
Altura retraído (A)	43,94 [in]
Altura extendido (B)	76,06 [in]
Diámetro externo (D)	8,00 [in]
Diámetro interno del cilindro (E)	6,25 [in]
Diámetro del émbolo (F)	4,50 [in]
Base a conexión de avance (H)	3,31 [in]
Parte superior a conexión de ret. (I)	3,31 [in]
Diámetro de la silleta (J)	4,49 [in]
Extensión de la silleta desde el émbolo (K)	0,75 [in]
Rosca interna del émbolo (O)	3 3/8 – 16 [in]
Longitud de la rosca del émbolo (P)	1,38 [in]
Rosca del collar (W)	8-12 [in]
Longitud de la rosca del collar (X)	2,36 [in]
Peso	525 [libras]

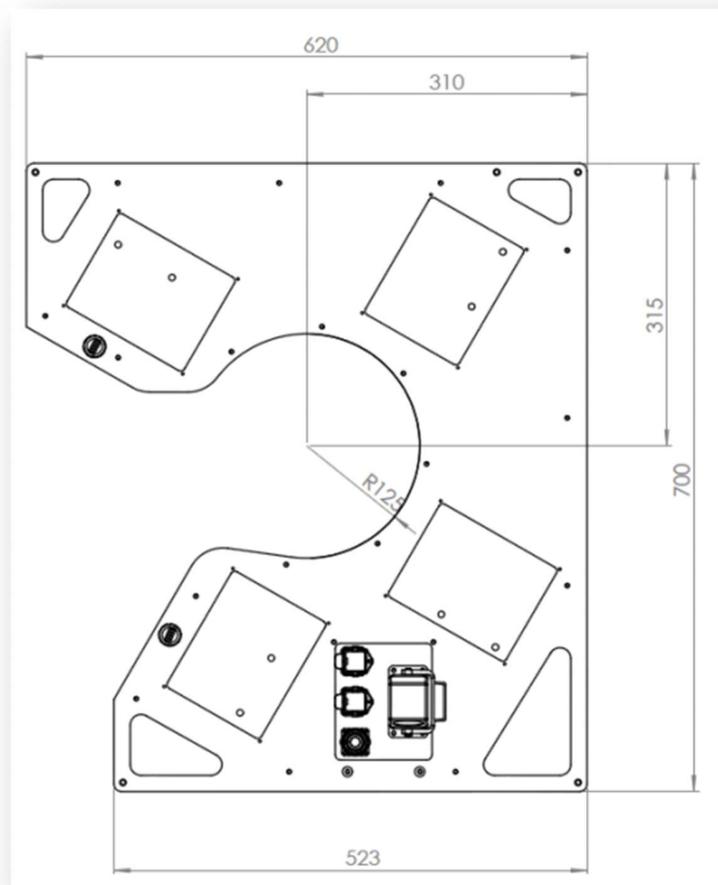
Fuente: elaboración propia en base a [27].

### **D-8. Winspect Visual Rope-inspector**

El equipo de inspección visual *Winspect Visual Rope-inspector* es capaz de efectuar lecturas en cables que se desplacen a una velocidad de hasta 3 m/s. El rango de diámetros de cables que este equipo es capaz de inspeccionar es desde 18 mm. hasta 56mm., sin embargo es posible ampliar dicho rango mediante la solicitud de un diseño personalizado.

El Winspect es provisto de un computador mediante en el cual se registran los datos recopilados y se muestran representaciones tridimensionales de las zonas de interés.

En la Figura D-7 es posible observar en milímetros las principales dimensiones del equipo.



**Figura D-7: Cotas genéricas del Winspect Visual Rope-inspector.**  
Fuente: [28].

## **D-9. Estructura**

Memoria de cálculo estructural.

### **9.1. Bases de Cálculo.**

Materiales a utilizar:

Hormigón de Fundaciones: H 25 - 80% conf.  
Acero para estructuras: A 36 Gr 42  
Placas de anclaje y conexión: A 52 - 34ES

Normas consideradas:

Diseño Sísmico: NCh 2369 of.2009  
Estructuras de Acero: ANSI/AISC 360 - 10

Solicitaciones de Diseño:

Peso propio: 7850 kg/m<sup>3</sup>

Viga implementada: HEB 300

En la Tabla D-5 se indican las propiedades de la viga.

**Tabla D-5: Propiedades de la viga HEB 300**

H [cm]	300	I <sub>x</sub> [cm <sup>4</sup> ]	25.166
b [cm]	300	I <sub>y</sub> [cm <sup>4</sup> ]	8.563
t [cm]	11	W <sub>x</sub> [cm <sup>3</sup> ]	1.678
e [cm]	19	W <sub>y</sub> [cm <sup>3</sup> ]	571
Ag [cm <sup>2</sup> ]	149,1	i <sub>x</sub> [cm]	13
		i <sub>y</sub> [cm]	7,6

## 9.2 Cálculo estático

Los cálculos siguientes son realizados según la norma ANSI/AISC 360 – 10. Se estudia solamente el comportamiento de la viga en la zona de mayor sollicitación. Para estudiar el pandeo de la viga se considera el tramo de viga vertical que se encuentra entre la base del cilindro y la base del eje motriz. De este mismo modo, se debe estudiar la flexión y el corte de las vigas de la base del cilindro. Los parámetros de las siguientes ecuaciones son los mismo que los de la norma ANSI/AISC 360 – 10.

Pandeo Global:

Para la longitud de pandeo se considera la distancia que hay entre la base del cilindro y el rodamiento de apoyo del eje motriz y equivale a 4,2 [m]. Se considera un factor de pandeo de K = 2.

$$l \frac{(K \cdot L)}{r} = \frac{2 \cdot 420 [cm]}{7,6 [cm]} = 110,5 \quad (D-10)$$

$$1,5 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 135 \quad (D-11)$$

$$135 > 110,5 \quad (D-12)$$

Pandeo Local:

Ala:

$$\frac{b}{t} = \frac{300}{2 \cdot 19} = 7,9 \quad (D-13)$$

$$1,4 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 40 \quad (D-14)$$

$$40 > 7,9 \quad (D-15)$$

Alma:

$$\frac{b}{t} = \frac{300}{11} = 27,3 \quad (D-16)$$

$$1,4 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 40 \quad (D-17)$$

$$40 > 27,3 \quad (D-18)$$

Resistencia a compresión:

Carga axial:

$$P = 42 \text{ ton}$$

$$K \cdot \frac{L}{r} < 4,71 \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}} \Rightarrow \text{Perfil compacto} \quad (D-19)$$

$$F_e = 1,7 \text{ ton/cm}^2$$

$$F_{cr} = 1,4 \text{ ton/cm}^2$$

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g = 202,1 \text{ ton}$$

$$F_{adm} = \frac{P_n}{1,67} = 121 \text{ ton} > 42 \text{ ton} \quad (D-20)$$

Resistencia a flexión:

$$L = 1,0 \text{ [m]}$$

$$\text{Carga} = 42 \text{ ton}$$

Se considera una carga puntual en el centro de la viga.

$$M = P \cdot \frac{L}{4} = 1050 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad (D-21)$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = 625,6 \text{ kg/cm}^2 \quad (D-22)$$

$$\sigma_{adm} = 0,6 \cdot F_y = 1518 \text{ kg/cm}^2 \quad (D-23)$$

Resistencia al corte:

$$\text{Carga} = 84 \text{ Ton}$$

Se considera una carga puntual en el centro de la viga.

$$M = \frac{P}{2} = 42 \text{ ton} \quad (D-24)$$

$$\sigma_{adm} = F_y \cdot A_g = 377,2 \text{ ton} \quad (D-25)$$

Fundaciones:

Fundación F1 (160 x 180)

$$\begin{aligned}
H &= 1,0 \text{ m} \\
\text{Área fundación} &= 22.400 \text{ cm}^2 \\
\text{Peso estructura} &= 7,5 \text{ ton} \\
\text{Peso fundación} &= 7,2 \text{ ton} \\
N &= 14,7 \text{ ton} \\
\sigma_{est} &= 14.700 \text{ kg} / (160 \text{ cm} \times 180 \text{ cm}) = 0,51 \text{ kg/cm}^2 \\
\sigma_{adm} &= 0,8 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

### 9.3. Cálculo sísmico

Para el diseño sísmico del edificio se utiliza la norma NCh 2369 of 2003, la que está calibrada para mantener la operación en estructuras de bodegas o edificios de vocación industrial. Estos edificios difieren de los destinados a viviendas y servicios, que se diseñan bajo la prescripción de la NCh 433, ya que tienen menos elementos estructurales resistentes y menos estructuras secundarias por lo que el amortiguamiento propio de los edificios industriales es inferior. En la Tabla D-6 se indican los datos del edificio que son necesarios para realizar el cálculo sísmico.

**Tabla D-6: Datos del edificio.**

Zona sísmica	2
Tipo de suelo	III
Factor de importancia	1
R	3
$\xi$	2%

La estructura tiene un peso total de 7,5 toneladas

Se utiliza el factor  $C_{m\acute{a}x}$  indicado en la tabla 5.7 de la NCh 2369 of.2003.

$$\begin{aligned}
C_{m\acute{a}x} &= 0,4 \times 0,75 = 0,3. \\
Q_0 &= 0,3 \times 7,5 \text{ ton} = 2,25 \text{ ton}
\end{aligned}$$

Flexión:

Se calcula la flexión del perfil vertical sometido a una carga puntual en su parte superior.

$$\begin{aligned}
L &= 4,2 \text{ m} \\
P &= 2,25 \text{ Ton} \\
M &= P * L = 9450 \text{ kg*m} \\
\sigma &= \frac{M}{W} = 563,2 \text{ kg/cm}^2 \\
\sigma_{adm} &= 0,6 * F_y = 1518 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

Fundaciones:

Caso sísmico :

$$M = 8,4 \text{ ton} \times m$$

$N = 14,7 \text{ kg}$

Peso fundación = 7,2 ton

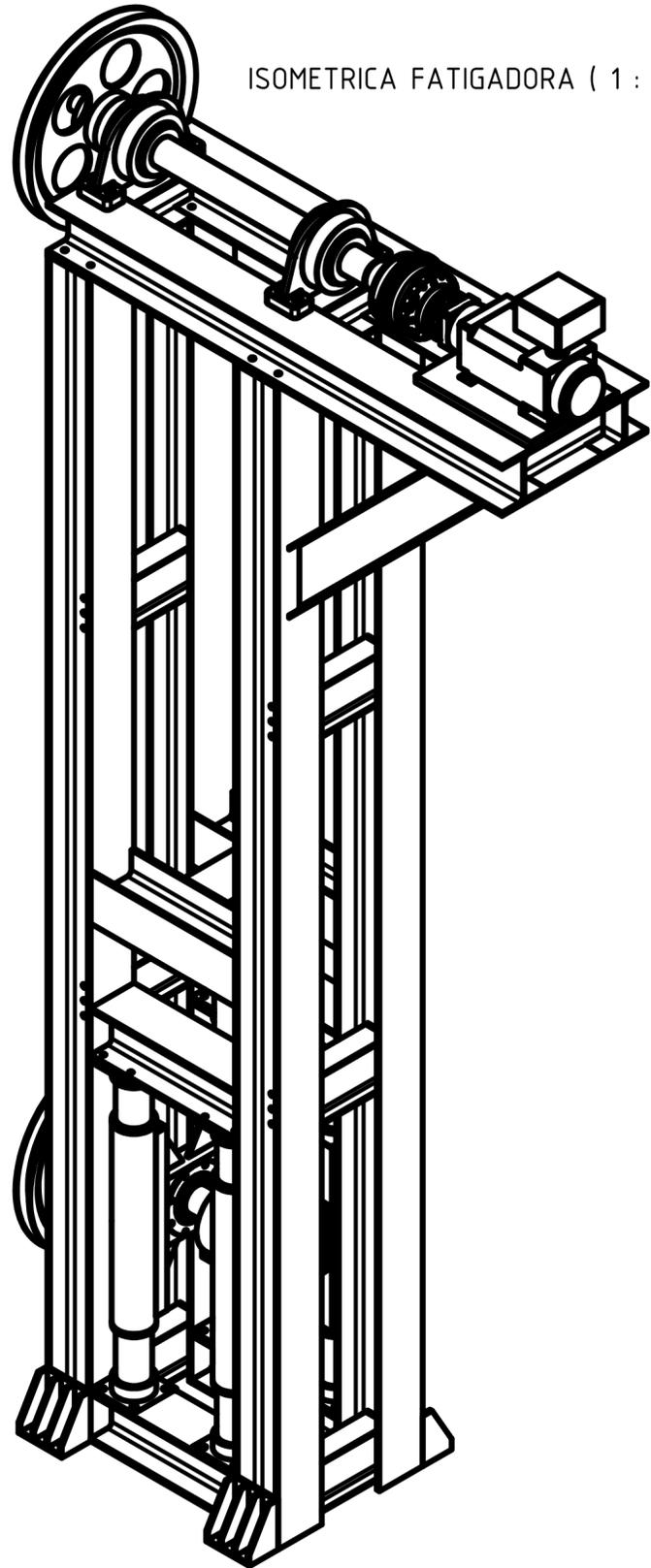
$$\sigma_{sismico} = \frac{N}{Af} \pm \frac{M}{Wf} = 0,51 \frac{kg}{cm^2} + 0,2 \frac{kg}{cm^2} \quad (\text{D-26})$$

$$\sigma_{sismico} = 0,7 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{D-27})$$

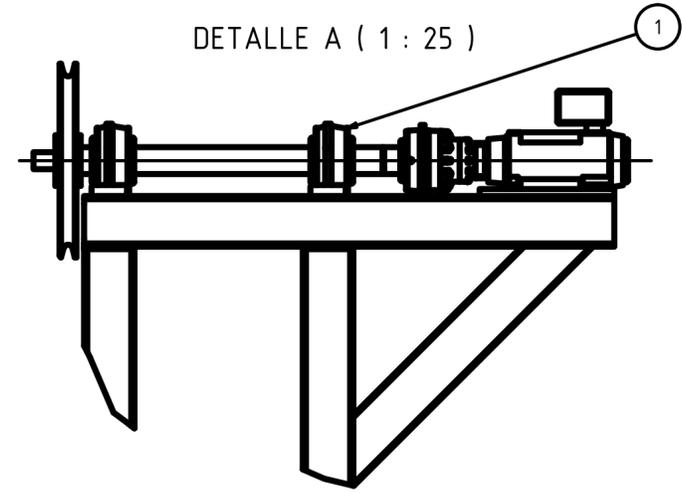
$$\sigma_{admisible} = 1,2 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{D-28})$$

## **Anexo E: Planos**

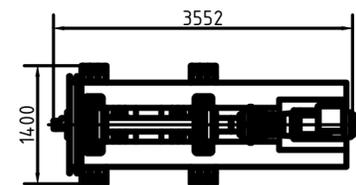
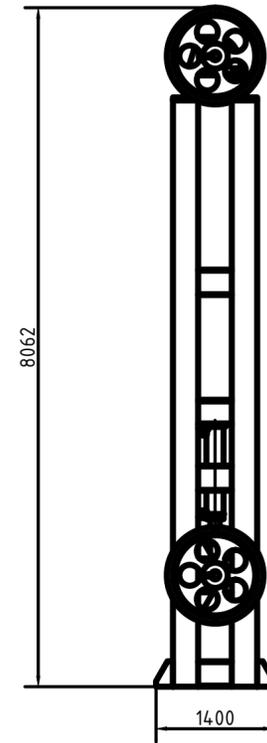
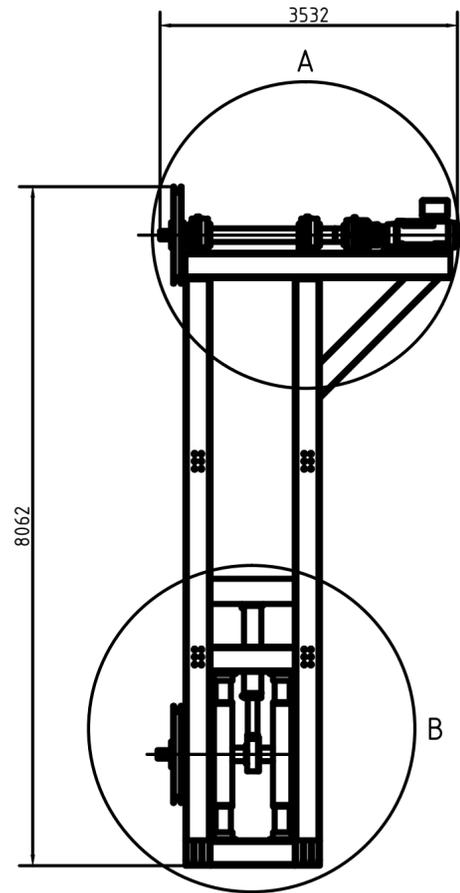
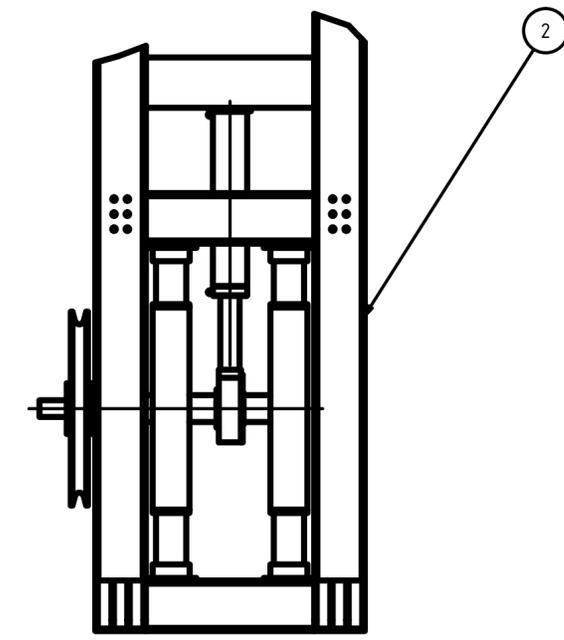
ISOMETRICA FATIGADORA ( 1 : 20 )



DETALLE A ( 1 : 25 )



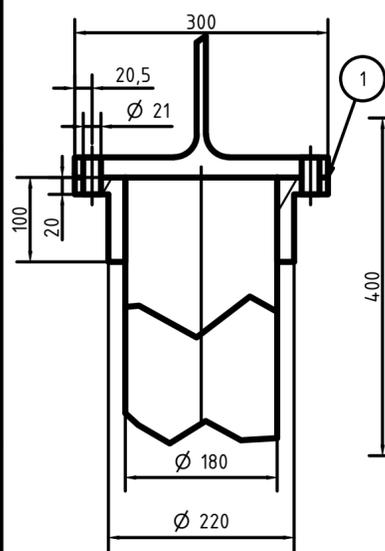
DETALLE B B ( 1 : 25 )



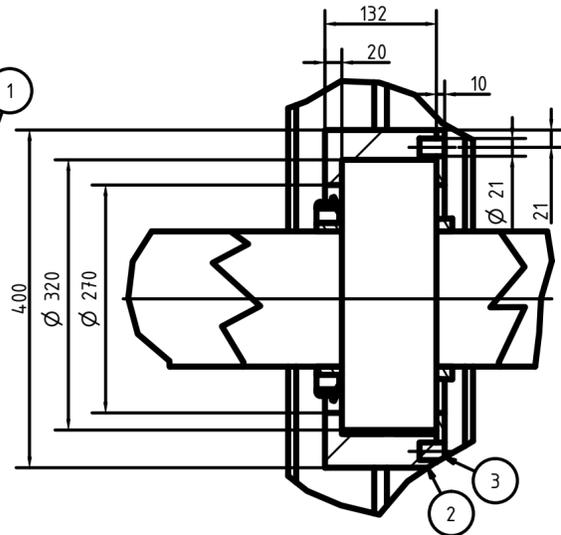
LISTA DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NUMERO DE PIEZA	DESCRIPCION
1	1	Sistema motriz	Conjunto motriz
2	1	Sistema de carga	Conjunto de carga

Date		Name	
Drawn	28-12-2015	Checked	Pascual Prad
Standard			
Fatigadora 84ton			1
			A2

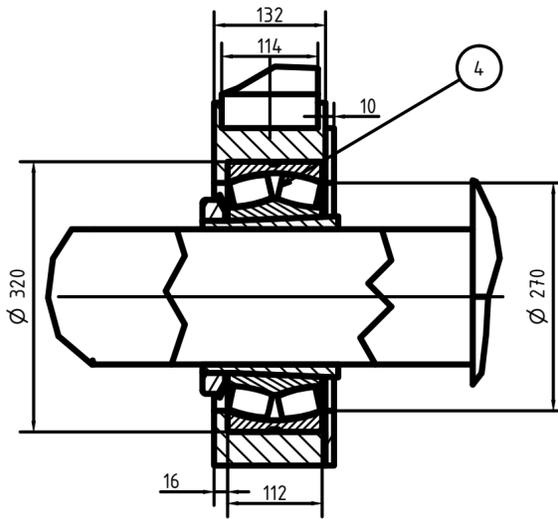
DETALLE C ( 1 : 5 )



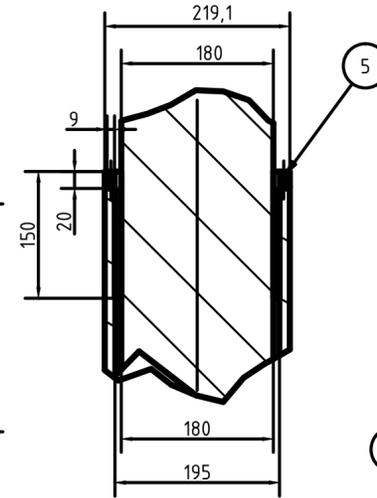
DETALLE A ( 1 : 5 )



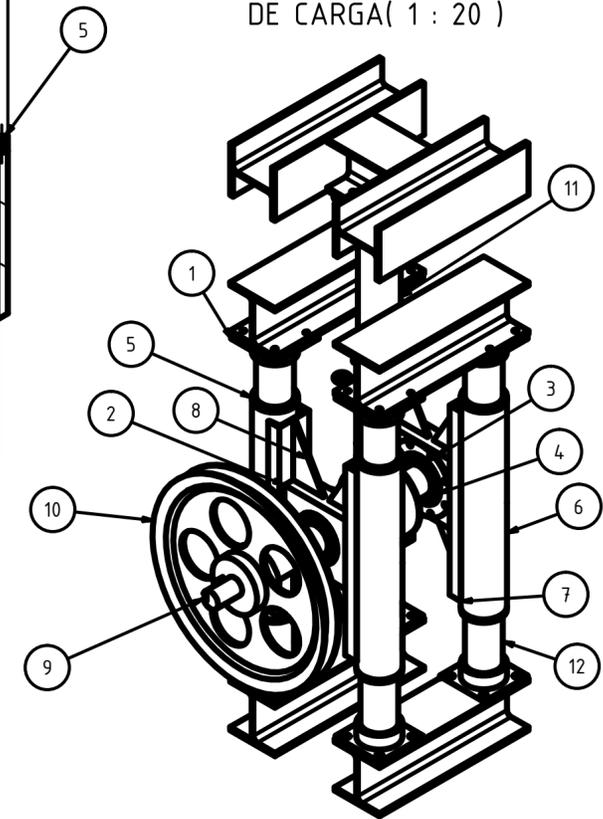
DETALLE B ( 1 : 5 )



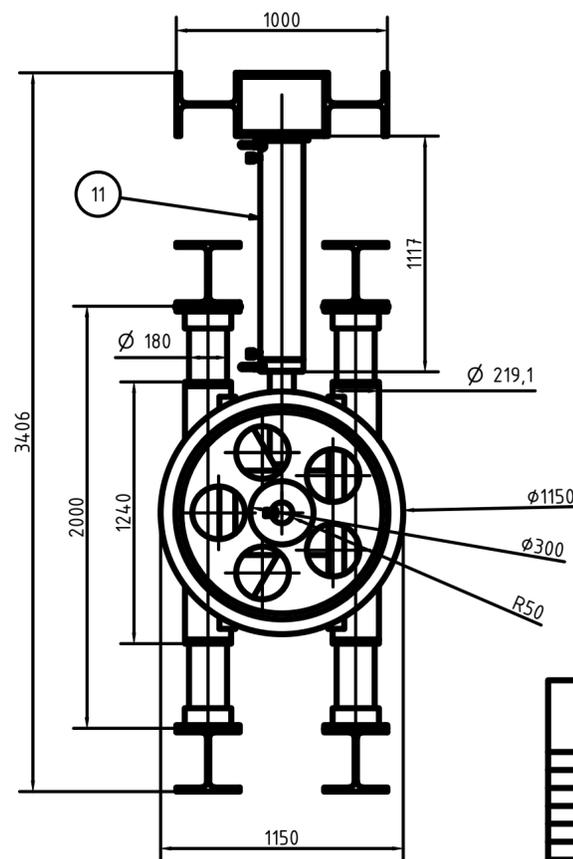
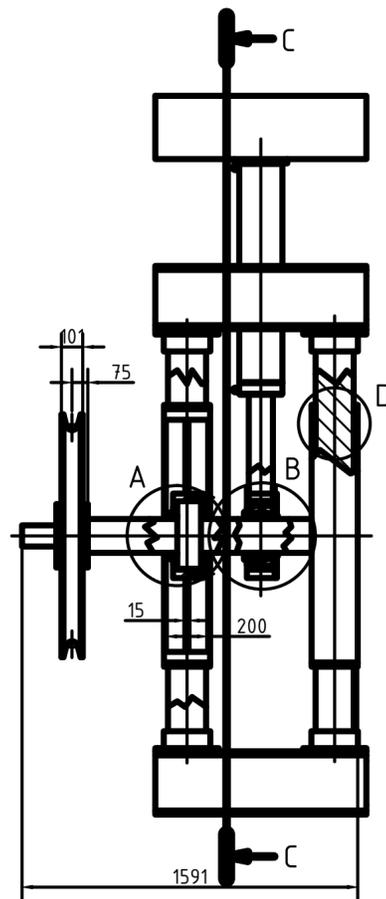
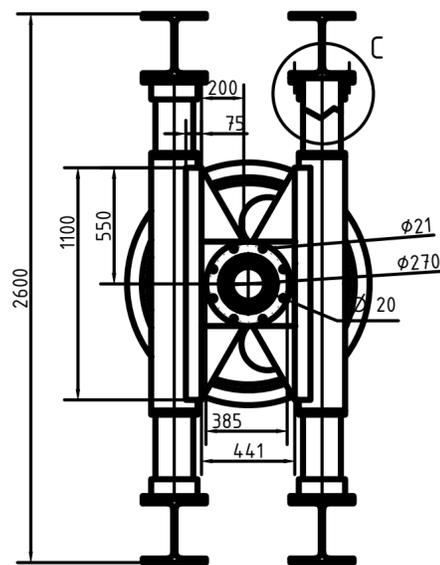
DETALLE D ( 1 : 5 )



ISOMETRICA CONJUNTO DE CARGA ( 1 : 20 )



C-C ( 1 : 20 )



LISTA DE PIEZAS			
ITEM	CANT.	NUMERO DE PIEZA	DESCRIPCION
1	1	Soporte barras paralelas	Acero SAE 1020
2	2	Soportes maquinado para rodamiento	Acero SAE 1020
3	3	Flanje	Acero SAE 1020
4	3	Rodamiento 2326 CCK/W33	Conjunto de rodamiento con adaptador H23336
5	8	Buje de bronce	Bronce ASTM B-438 Grado 1 Clase A Tipo II
6	4	Tubos	Tubos mannesman de 8 in.
7	4	Viga UPN	Viga UPN 200
8	8	Nervio	Acero SAE 1020
9	1	Eje de carga	Acero SAE 1045
10	1	Polea de Carga	Polea de 1000 mm. para cable de 50 mm.
11	1	Cilindro hidráulico	Cilindro Enerpac RR-15032
12	4	barras paralelas	Acero SAE 1045

Date		Name	
Drawn	27-12-2015	Pascual	
Checked			
Standard			
Sistema de carga			
			1
			A2

