

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE  
CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE  
TUBERÍAS**

**Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:**

**DIEGO ALONSO USSEGLIO DELGADO**

**ASESOR: Ing. Benjamin Barriga Gamarra**

**Lima, mayo 2015**

## RESUMEN

Esta tesis trata de la aplicación de recubrimientos al interior de tuberías, ya que es una tarea complicada de realizar por una persona, pues muchas veces es un lugar inaccesible o muy incómodo para lograr un trabajo de calidad. Para esto se han creado maquinas capaces de pintar el interior de las tuberías; sin embargo, el avance de estas máquinas es manual, es decir, depende del operario y de esta manera no se logra una velocidad constante y por ende un espesor de recubrimiento uniforme.

El objetivo de este trabajo ha sido diseñar un sistema neumático que proporcione avance constante a equipos de aplicación de recubrimientos al interior de tuberías. Este equipo es neumático debido a que para usar los equipos de pintado siempre debe haber una fuente de aire a presión.

El sistema diseñado jala un cable que está unido al equipo de pintado mediante un rodillo de potencia y un rodillo loco. El rodillo loco proporciona la fuerza normal necesaria para que el rodillo de potencia, el cual es accionado por un motor neumático, jale el cable por fricción. El motor neumático es de 0.36 kW y desarrolla una velocidad máxima de 40 rpm, características que son transmitidas mediante un acople flexible al árbol de transmisión y este las transmite al rodillo de potencia mediante un prisionero. El diámetro del rodillo de potencia ha sido dimensionado para que a una velocidad de 32 rpm, el equipo de pintado tenga una velocidad de avance de 3 m/min, la cual es la velocidad normalmente recomendada por los fabricantes de equipos de pintado para interior de tuberías. Cabe resaltar que la velocidad del motor se regula en campo variando la presión y el caudal de aire que ingresa mediante un regulador de presión y uno de caudal, logrando así la velocidad de 32 rpm requerida.

Por diseño, el sistema requiere de 1.49 W para sacar de inercia a los equipos de pintado, este es el punto que requiere de mayor potencia. Dado que el motor seleccionado es de una potencia mucho mayor, las variaciones de carga que aparecen durante el funcionamiento no afectan la velocidad de trabajo del motor, lográndose de esta manera la velocidad constante requerida para el equipo de pintado.

## TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

### TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS

<b>ÁREA:</b>	Diseño
<b>PROPUESTO POR:</b>	Diego Alonso Usseglio Delgado
<b>ASESOR:</b>	Ing. Benjamín Barriga Gamarra
<b>TESISTA:</b>	Diego Alonso Usseglio Delgado
<b>CÓDIGO:</b>	2004.7236
<b>FECHA:</b>	17 de noviembre 2014

#### DESCRIPCION Y OBJETIVOS

En todos los lugares donde hay humedad existe el problema de la corrosión, el cual debilita los metales y con el tiempo, de no ser protegidos, no podrán cumplir con el fin para el cual fueron manufacturados. Es por esto que se han creado distintas maneras de controlar la corrosión y una de ellas es la aplicación de recubrimientos.

Esta tesis trata de la aplicación de recubrimientos al interior de tuberías, ya que es una tarea complicada de realizar por una persona, pues muchas veces es un lugar inaccesible o muy incómodo para lograr un trabajo de calidad. Para esto se han creado maquinas capaces de pintar el interior de las tuberías; sin embargo, el avance de estas máquinas es manual, es decir, depende del operario y de esta manera no se logra una velocidad constante y por ende un espesor de recubrimiento uniforme.

El objetivo de esta tesis es diseñar un sistema neumático que proporcione avance constante a los equipos de aplicación de recubrimientos al interior de tuberías. Este deberá ser neumático debido a que para usar estos equipos de pintado siempre debe haber una fuente de aire a presión, más no es necesaria una fuente de energía eléctrica.

## **TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

### **DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS**

#### Introducción

1. Determinación de los parámetros del equipo a desarrollar.
2. Diseño del equipo
3. Planos
4. Costos de fabricación

#### Conclusiones

#### Bibliografía

#### Anexos



## AGRADECIMIENTO

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres Renzo Usseglio y Deysi Delgado por el apoyo incondicional brindado durante toda la carrera de ingeniería mecánica, así como en todos los aspectos de mi vida.

Agradezco a mi asesor Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra, por haberme apoyado e impulsado a terminar con la tesis, aun cuando ya han pasado varios años de terminada la carrera.

Así mismo, agradezco a Carlos Bellido por haberme impulsado durante varios meses y motivado para que retome lo que algún día empecé y pueda llegar a titularme como ingeniero.

Finalmente, agradezco a todos mis compañeros de la sección de Ingeniería Mecánica por todo el tiempo que hemos avanzado juntos en esta carrera y un agradecimiento especial a Mario Canales quien me ha apoyado durante todo el proceso.

## INDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DEL EQUIPO A DESARROLLAR.....	3
1.1 SISTEMAS PARA TIRAR DE OBJETOS.....	3
1.2 MOTORES NEUMÁTICOS.....	6
1.2.1 Motores de pistón:.....	7
1.2.2 Motor Axial.....	7
1.2.3 Motor Radial.....	8
1.2.4 Motor de Paletas:.....	8
1.2.5 Turbomotores:.....	8
1.3 PARAMETROS DE DISEÑO.....	9
1.3.1 ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS PARA APLICACIÓN DE RECUBRIMIENTOS AL INTERIOR DE TUBERIAS.....	9
1.3.1.1 ORBITER III - CLEMCO.....	9
1.3.1.2 CENTRALIZER.....	10
1.3.1.3 INTERNAL PIPE SPRAY EQUIPMENT IPC-900.....	11
1.3.2 PRECISIÓN DE AVANCE REQUERIDA PARA EL SISTEMA.....	11
1.4 LISTA DE EXIGENCIAS BASADA EN PARAMETROS.....	12
CAPÍTULO II.....	16
DISEÑO DEL EQUIPO.....	16
2.1 CONCEPTO DE SOLUCIÓN.....	16
2.1.1 CAJA NEGRA.....	16
2.1.2 ESTRUCTURA DE FUNCIONES.....	17
2.1.3 MATRIZ MORFOLOGICA.....	20
2.1.4 CONCEPTOS DE SOLUCIÓN.....	21
2.1.4.1 CONCEPTO DE SOLUCIÓN #1.....	21
2.1.4.2 CONCEPTO DE SOLUCION #2.....	23
2.1.4.3 CONCEPTO DE SOLUCIÓN #3.....	24
2.1.5 EVALUACION DE CONCEPTOS DE SOLUCION:.....	25
2.2 DESARROLLO DEL CONCEPTO DE SOLICIÓN ÓPTIMO.....	27
2.2.1 CONSIDERACIONES PARA CÁLCULOS Y SELECCIONES.....	27
2.2.2 CIRCUITO NEUMÁTICO.....	31
2.2.3 MOTOR NEUMÁTICO.....	32
2.2.4 ÁRBOL PARA RODILLO DE POTENCIA.....	38
2.2.5 EJE PARA RODILLO LOCO.....	44
2.2.6 RODILLO DE POTENCIA.....	47
2.2.7 PRISIONERO PARA EL RODILLO DE POTENCIA.....	47
2.2.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	49
2.2.8.1 RODAMIENTOS PARA EL ÁRBOL.....	50
2.2.8.2 RODAMIENTO PARA EL RODILLO SUPERIOR.....	51
2.2.8.3 TOLERANCIAS PARA EJES Y ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS ..	52
2.2.9 RESORTE DE PRESIÓN.....	54
2.2.10 TORNILLO PASANTE.....	58
2.2.11 ESTRUCTURA DE SOPORTE SUPERIOR.....	63

2.2.12	SOPORTE PARA EL RODILLO LOCO .....	66
2.2.13	CALCULO DE SOLDADURA .....	67
2.2.13.1	SOPORTE SUPERIOR.....	67
2.2.13.2	SOPORTE INFERIOR.....	71
2.2.14	SELECCIÓN DE ACOUPLE .....	72
2.2.15	SUJECION DEL EQUIPO DE PINTADO MEDIANTE CABLE.....	73
	CAPÍTULO III .....	74
	PLANOS .....	74
3.1	ESPECIFICACIONES DE LA MAQUINA: .....	74
3.2	LISTA DE PLANOS:.....	74
	CAPÍTULO IV .....	76
	COSTOS DE FABRICACION .....	76
4.1	COSTOS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS:.....	76
4.2	COSTOS DE ELEMENTOS FABRICADOS: .....	77
4.3	COSTO DE ARMADO.....	80
4.4	CUADRO DE COSTOS RESUMEN .....	80
	CONCLUSIONES.....	81
	RECOMENDACIONES .....	83
	BIBLIOGRAFIA.....	84



## INDICE DE TABLAS

- Tabla II-1: Matriz morfológica
- Tabla II-2: Calificación de los conceptos de solución
- Tabla II-3: Datos experimentales
- Tabla III-1: Lista de planos
- Tabla IV-1: Costos de elementos seleccionados
- Tabla IV-2: Materiales de fabricación
- Tabla IV-3: Costos de fabricación
- Tabla IV-4: Resumen de costos





## INDICE DE ILUSTRACIONES

- Figura I-1: Enrollador manual.  
 Figura I-2: Mecanismo de elevación con distribuidor  
 Figura I-3: Electrical Winch [VR COATINGS]  
 Figura I-5: Winch Semi-Automático [Couto]  
 Figura I-6: Orbiter III- Clemco  
 Figura I-7: Centralizer  
 Figura I-8: IPC-900  
 Figura II-1: Caja negra  
 Figura II-2: Estructura de funciones  
 Figura II-3: Concepto de solución #1  
 Figura II-4: Concepto de solución #2  
 Figura II-5: Concepto de solución #3  
 Figura II-6: Concepto de solución  
 Figura II-7: Esquema del experimento  
 Figura II-8: DCL del sistema de rodillos  
 Figura II-9: Diseño de rodillos  
 Figura II-10: Prestaciones del motor seleccionado  
 Figura II-11: Curvas de funcionamiento del motor a diferentes presiones.  
 Figura II-12: Dimensiones del motor seleccionado  
 Figura II-13: Filtro, regulador y lubricador (FRL).  
 Figura II-14: Prestaciones del FRL  
 Figura II-15: Válvula reguladora de caudal  
 Figura II-16: Árbol de potencia  
 Figura II-17: Diagrama de cuerpo libre - Árbol  
 Figura II-18: Diagrama de fuerzas cortantes en "Z" y momento flector en "Y" ( $M_{xz}$ )  
 Figura II-19: Diagrama de fuerzas cortantes en "Y" y momento flector en "Z" ( $M_{xy}$ )  
 Figura II-20: Diagrama de momento torsor en x  
 Figura II-21: Eje rodillo loco  
 Figura II-22 : Diagrama de fuerzas cortantes en "Z"  
 Figura II-23: Diagrama de fuerzas cortantes en "Z" y momento flector en "Y" ( $M_{xz}$ )  
 Figura II-24: Rodillo de potencia  
 Figura II-25: Prisionero según ISO7436  
 Figura II-26: Directrices para selección de obturación  
 Figura II-27: Rodamiento diámetro interior 10 mm  
 Figura II-28: Rodamiento para el rodillo superior  
 Figura II-29: Precisión para asientos de rodamientos en ejes y alojamientos  
 Figura II-30: Tensión tangencial admisible  
 Figura II-31: Factor "x" para el cálculo de la distancia mínima entre espiras  
 Figura II-32: Gráfica de deformación vs fuerza del resorte  
 Figura II-33: Sistema trabajando con  
 Figura II-34: DCL tornillo pasante  
 Figura II-35: Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para el tornillo pasante  
 Figura II-36: Análisis SolidWorks - Tornillo pasante  
 Figura II-37: Fuerzas aplicadas sobre el soporte superior  
 Figura II-38: Tolerancia vs desviación del tornillo pasante

- Figura II-39: Deformación y fuerzas - Soporte rodillo loco.
- Figura II-40: Analisis SolidWorks - Soporte rodillo loco
- Figura II-41: Dimensiones - Soporte rodillo loco
- Figura II-42: Distribución de fuerzas en la estructura superior
- Figura II-43: Esquema para cálculo de esfuerzos en el cordón de soldadura
- Figura II-44: Factores de calidad de la soldadura
- Figura II-45: Diagrama de fuerzas para soldadura inferior
- Figura II-46: Esquema para cálculo de esfuerzos en el cordón de soldadura
- Figura II-47: Junta universal
- Figura II-48: Acople flexible
- Figura II-49: Sujetador
- Figura II-50: Mosquetón
- Figura IV-1: Versatilidad del equipo



## LISTA DE SIMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área de la garganta del cordón de soldadura	[mm <sup>2</sup> ]
Ac	Área de contacto	[mm <sup>2</sup> ]
Anc	Ancho de contacto	[mm]
Cc	Influencia estadística	
C <sub>carg</sub>	Influencia de carga	
C <sub>s</sub>	Influencia de acabado superficial	
C <sub>t</sub>	Influencia de tamaño	
C <sub>temp</sub>	Influencia de temperatura	
d	Diámetro del alambre del resorte	[mm]
d <sub>ab</sub>	distancia entre el punto a y el punto b	[mm]
d <sub>arb</sub>	Diámetro del árbol	[mm]
d <sub>bc</sub>	Distancia entre el punto b y el punto c	[mm]
D <sub>i</sub>	Diámetro interior del resorte	[mm]
D <sub>m</sub>	Diámetro medio del resorte	[mm]
D <sub>pr</sub>	Diámetro del prisionero	[mm]
d <sub>r</sub>	Distancia recorrida por el equipo de pintado en metros	[m]
D <sub>rp</sub>	Diámetro del rodillo de potencia	[mm]
F	Fuerza máxima requerida para sacar de inercia al equipo de pintado.	[N]
F <sub>0</sub>	Fuerza requerida para sacar de inercia al equipo de pintado.	[N]
F <sub>0max</sub>	Fuerza máxima requerida para sacar de inercia al equipo de pintado.	[N]
F <sub>1</sub>	Fuerza para tirar del equipo de pintado durante el trabajo.	[N]
F <sub>1max</sub>	Fuerza máxima para tirar del equipo de pintado durante el trabajo.	[N]
F <sub>bl</sub>	Fuerza de bloqueo del resorte	[N]
F <sub>cr</sub>	Fuerza cortante resultante	[N]
F <sub>f</sub>	Fuerza de fricción entre el cable y el rodillo de potencia	[N]
F <sub>n</sub>	Fuerza normal entre el cable y el rodillo de potencia	[N]
F <sub>rp</sub>	Fuerza resultante sobre el rodillo de potencia	[N]
FS	Factor de seguridad	
FS <sub>fat</sub>	Factor de seguridad a la fatiga	
FS <sub>flu</sub>	Factor de seguridad a la fluencia	
f <sub>tr</sub>	Deformación del resorte correspondiente a la carga de trabajo	[mm]
F <sub>tr</sub>	Carga de trabajo del resorte	[N]
G	Módulo de cizallamiento	[kgf/mm <sup>2</sup> ]
if	Numero de espiras efectivas del resorte	
ig	Numero de espiras reales del resorte	
K	Constante del resorte	

Símbolo	Descripción	Unidad
$L_{bl}$	Longitud de bloqueo del resorte	[mm]
$L_c$	Longitud de contacto	[mm]
$L_o$	Longitud del resorte sin carga	[mm]
$M_{arr}$	Momento/par de arranque del motor	[N.m]
$M_f$	Momento flector	[Nmm]
$M_t$	Momento torsor	[N.mm]
$M_{tr}$	Momento/par requerido por el motor durante el trabajo	[N.m]
$n_f$	Esfuerzo normal debido a flexión	[N/mm <sup>2</sup> ]
$n_n$	Esfuerzo normal debido a tracción	[N/mm <sup>2</sup> ]
$n_{rp}$	velocidad del rodillo de potencia	[rpm]
$n'_{rp}$	velocidad angular del rodillo de potencia	[rad/seg]
$P_m$	Potencia del motor	[Watts]
$R_t$	Profundidad de rugosidad	$\mu\text{m}$
$r_{tp}$	Radio del tornillo pasante	[mm]
$S_a$	Distancia mínima entre espiras del resorte	[mm]
$T$	Tiempo que le toma al equipo de pintado recorrer un metro	[s]
$v$	Factor de carga estática	
$v_2$	Factor de calidad de la unión soldada	
$V_a$	Velocidad de avance del equipo	[m/min]
$V_{prom}$	Velocidad de avance promedio del equipo de pintado	[m/min]
$\beta_k$	Factor efectivo de concentración de esfuerzos	
$\sigma_{adm}$	Esfuerzo admisible	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_f$	Esfuerzo flector	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fa}$	Esfuerzo flector alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fm}$	Esfuerzo flector medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fs}$	Esfuerzo flector superior	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{mat\ alt}$	Esfuerzo de flexión alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{mat\ B}$	Esfuerzo de rotura	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{mat\ f}$	Esfuerzo de fluencia	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{meq}$	Esfuerzo medio equivalente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_n$	Esfuerzo normal	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{S\ f\ eq}$	Esfuerzo flector superior equivalente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_a$	Esfuerzo de corte paralelo al cateto y paralelo al cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{adm}$	Esfuerzo torsor admisible	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{ibl}$	Esfuerzo torsor a compresión de bloqueo	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_a$	Esfuerzo torsor alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]

Símbolo	Descripción	Unidad
$\tau_{tm}$	Esfuerzo torsor medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{ts}$	Esfuerzo torsor superior	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\mu$	Coefficiente de fricción estático entre aceros	



## INTRODUCCIÓN

Actualmente se está tomando conciencia acerca de la importancia de la protección contra la corrosión en estructuras, maquinas, etc. Esto se debe a que el costo del mantenimiento periódico de los sistemas anticorrosivos, proporciona a la larga un ahorro significativo de dinero y brinda una mayor seguridad a las instalaciones, pues las mantiene en buen estado. Por otro lado está la protección de materiales que se encuentran almacenados, estos se deben proteger para su correcto desempeño en su posterior uso.

Es así que nace la necesidad de aplicar recubrimientos en el interior de tuberías. Estas pueden ser de diámetros pequeños y grandes longitudes (caso más crítico). Para este caso se catalogan como diámetros pequeños a aquellos que no conceden el espacio suficiente para que el pintor pueda realizar su trabajo de manera eficiente; y con grandes longitudes se refiere a aquellas donde la luz no es suficiente para visualizar lo que se está pintando, adicionalmente se debe tener en cuenta que cuando se pinta con *spray* se forma una neblina de pintura la cual contribuye con la dificultad para ver.

En muchas empresas donde se realizan este tipo de trabajos, consideran a las tuberías (dependiendo del diámetro y longitud) como espacios confinados, requiriendo permisos de trabajo y equipos de protección adicionales que encarecen el costo del servicio, reduciendo los márgenes de ganancia. Los permisos de trabajo generan tiempos muertos para los operarios y los equipos adicionales, como monitores de gases, generan gastos que se podrían ahorrar si las personas no requiriesen entrar en las tuberías.

Es por esto que algunas empresas han desarrollado equipos que pueden pintar el interior de las tuberías sin la necesidad de que un operario este en el interior de estos espacios confinados durante la aplicación. Este es el caso de los equipos de pintado para interior de tuberías, que buscan aplicar recubrimientos de manera más uniforme y segura en estos lugares.

Para lograr un espesor adecuado de la capa de recubrimiento, se debe tener en cuenta factores como el avance del equipo, % de sólidos, dilución de la pintura, el tamaño y

presión en la boquilla. Todos estos factores se pueden estandarizar para un proceso; sin embargo, la velocidad de avance del equipo, al depender de una persona, va a ser variable y esto tendrá como consecuencia un espesor de película no uniforme. Este tema de tesis busca automatizar el avance del equipo y así poder controlar todos los factores que influyen en el espesor del recubrimiento aplicado. Esto permitirá brindar precios más bajos a los clientes o ganancias más altas a las empresas que lo utilicen.

Para dar solución a esta necesidad se ha organizado el trabajo de la siguiente manera, en el capítulo 1 se determinarán los parámetros del equipo, lo cual incluye el estado del arte y la lista de exigencias. Luego, en el capítulo 2, se desarrolla el diseño de los equipos y sus respectivos cálculos y selección de componentes. En el capítulo 3 se presentan los planos y finalmente, en el capítulo 4, se realizará un análisis de costos.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, la presente tesis propone los siguientes objetivos.

El objetivo general de la tesis, es:

- Diseñar un sistema neumático que proporcione avance constante a los equipos de aplicación de recubrimientos al interior de tuberías de hasta 12 metros de longitud. El diseño se basará en las características de los equipos encontrados en el mercado y se deberá adaptar a una variedad de modelos de características similares.

Como objetivos específicos se tienen:

- Determinar los parámetros del equipo, lo cual incluye velocidad y potencia necesarias.
- Diseñar el sistema de avance adecuado que se adapte a los equipos en el mercado.
- Seleccionar un motor neumático capaz de adaptarse al rango de potencia y velocidad requeridas.
- Diseñar los componentes complementarios para lograr la instalación del sistema en tuberías.



## **CAPÍTULO I**

### **DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DEL EQUIPO A DESARROLLAR**

Este capítulo tiene como objetivos dar a conocer los sistemas disponibles en el mercado para desplazar equipos al interior de tuberías o sistemas que puedan adaptarse para este fin; determinar las especificaciones con las cuales se deberá diseñar el equipo y por último, definir cuáles serán, en el diseño, los parámetros críticos y cuáles no.

#### **1.1 SISTEMAS PARA TIRAR DE OBJETOS**

En esta primera parte del capítulo se presentará la actual tecnología para tirar de objetos, de tal modo que sirva como referencia y pueda aportar ideas al momento de proponer posibles conceptos de solución.

En primer lugar mostraremos sistemas utilizados para enrollar cuerdas, mangueras, etc., que puedan funcionar para tirar de objetos. Estos pueden funcionar manualmente o con un motor, dependiendo del diseño. De usar un sistema basado en este tipo, el procedimiento sería unir un extremo de cuerda al equipo de pintado y el otro extremo al tambor, el cual, con ayuda de un motor girará y tirará del equipo para obtener una velocidad constante.

En caso el diámetro del cable o manguera que se envuelva en el tambor, sea tal que pueda afectar significativamente al diámetro del tambor al envolverse la segunda hilera,

se deberá diseñar un tambor lo suficientemente amplio para abarcar el total del cable con solo una hilera. Cuando se hace referencia a “afectar significativamente el diámetro del tambor”, se quiere decir que pueda ocasionar una variación significativa en el espesor del recubrimiento aplicado. La variación máxima en la velocidad se explica en el punto 1.3.2.

En la Figura I-1 se puede apreciar un sistema manual de tambor simple para enrollar mangueras. En la Figura I-2 se aprecia un sistema más complejo que distribuye una cuerda conforme se va enrollando, de tal manera que se envuelva uniformemente sobre todo el tambor.



Figura I-1: Enrollador manual.

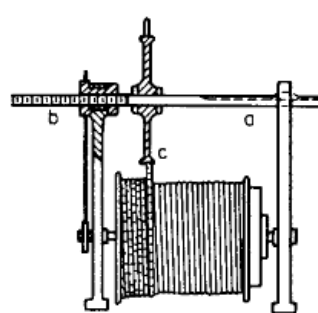


Figura I-2: Mecanismo de elevación con distribuidor

El siguiente sistema es proporcionado por la marca VRCoatings. Este sistema también es utilizado para la aplicación de recubrimientos al interior de tuberías, como se puede apreciar en la Figura I-3. El montaje depende del diámetro del tubo y se requiere de una plataforma, la cual no es proporcionada junto con el equipo. En este caso la tracción es

proporcionada por una cuerda, que no forma parte del equipo de pintado, y por un motor eléctrico. La diferencia entre este sistema y los mostrados anteriormente, es que el cable no se enrolla, sino que va pasando entre estos por fricción y así se evita el problema de una segunda hilera de cuerda sobre el rodillo, de esta manera se evita que la velocidad de avance del equipo se pueda ver afectada por este factor.

El motor que provee de avance al equipo, es eléctrico de 745 W, el cual está diseñado para trabajar a una velocidad 3m/min.

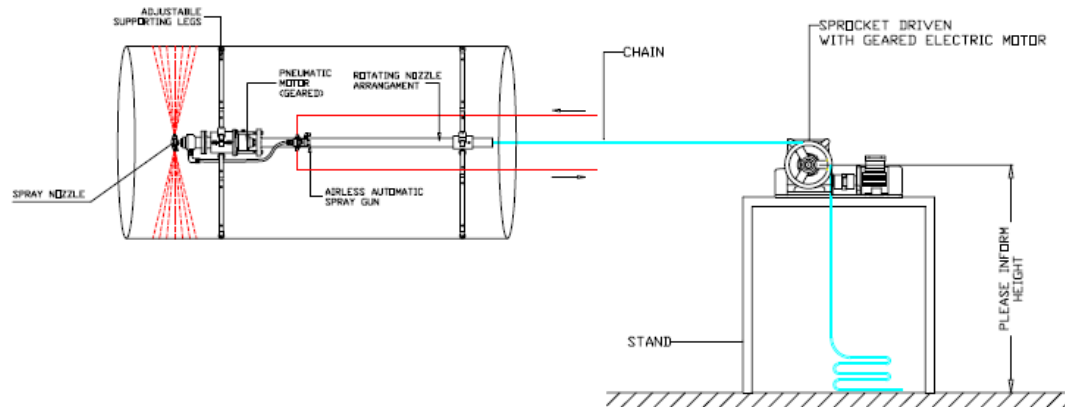


Figura I-3: Electrical Winch [VR Coating]

Por último, se muestra el sistema Winch Semi-Automático marca Couto. Este sistema también fue diseñado para proporcionar velocidad constante a los equipos para aplicación de recubrimientos al interior de tuberías. Como podemos apreciar en la este sistema consta de dos tambores ranurados en forma de media circunferencia, estos tirarán de la manguera de aire de los equipos de pintado sin alterar el flujo que pasa por esta. Los tambores se aproximan, con ayuda del mando de control, sujetando la manguera colocada previamente entre ambos. Luego, el tambor de la parte inferior, que está conectado al motor eléctrico, gira de tal modo que la manguera vaya pasando entre ellos sin deslizar.

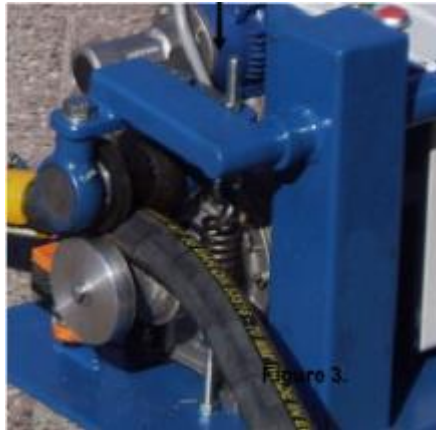


Figura I-4: Winch Semi-Automático [Couto]

Este sistema está provisto principalmente por un motor eléctrico con regulador de velocidad y un sistema de parada automático. El motor es de 120 W con una velocidad nominal de 1500 rpm, pudiendo lograr una velocidad mínima de avance de 3 m/min para el equipo de pintado.

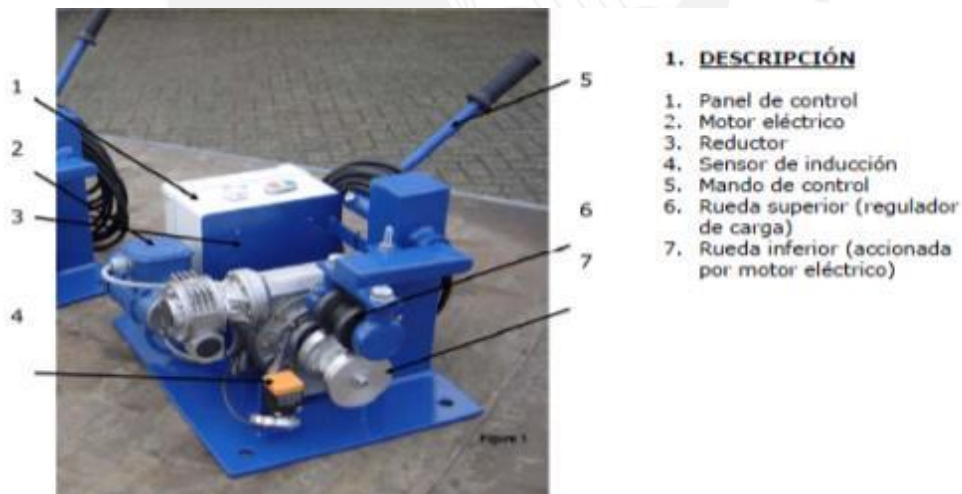


Figura I-5: Winch Semi-Automático [Couto]

## 1.2 MOTORES NEUMÁTICOS

Este tema de tesis está limitado a usar motores neumáticos, como se mencionó en la descripción y objetivos de la tesis, en para proporcionar potencia al sistema. Esto se

debe a que los equipos de pintado son, en su mayoría, neumáticos y en algunas obras no hay energía eléctrica en el área de trabajo.

En esta sección se mostrarán los diferentes tipos de motores neumáticos disponibles en el mercado y sus principales características. Se resaltarán la característica de mantener una velocidad constante.

### 1.2.1 Motores de pistón:

Estos motores pueden ser axiales o radiales y presentan indistintamente las siguientes características:

- Alta potencia.
- Alto par de arranque.
- Velocidad controlada a bajas revoluciones.
- Bajo nivel de vibración.
- La potencia desarrollada depende de la presión de entrada, del número de pistones, del área, de la carrera y de la velocidad.
- Deben estar lubricados internamente, de modo que requieren un buen mantenimiento y la revisión periódica del nivel de aceite y del grado de engrase.

### 1.2.2 Motor Axial

- Compactos.
- Ideal para altas cargas de arranque.
- Trabajan en posición horizontal y bajo carga.
- El aire de alimentación debe disponer de filtro y lubricador.
- Diseño más complejo. Más caros.
- Entregan mayor potencia a bajas velocidades.

### 1.2.3 Motor Radial

- Ideal para altas cargas de arranque.
- Robustos.
- Trabajan en posición horizontal y bajo carga.
- El aire de alimentación debe disponer de filtro y lubricador.
- Lubricados con aceite.
- Buenos para servicio continuo.
- Buen arranque con grandes cargas.

### 1.2.4 Motor de Paletas:

- Son los motores neumáticos más utilizados.
- Necesitan lubricación con el aire de entrada.
- Velocidad final del motor impredecible.
- Se le puede acoplar engranajes para reducir la velocidad y aumentar el par de salida y la potencia.
- Produce mucho ruido
- Proporcionan potencia suave

### 1.2.5 Turbomotores:

- Son los motores neumáticos más eficientes.
- No requiere ningún tipo de lubricación con el aire de entrada.
- Su potencia puede variar de fracciones de kW hasta 63kW a presiones de 6bar (90psig).
- Relación de peso desde 1.3kg-fuerza/1.4kg hasta 9kg fuerza/9kg sin engranajes reductores.
- Muy alta velocidad y potencias pequeñas.
- Se pueden acoplar a un tren de engranajes para reducir velocidad y aumentar la potencia (alto costo).

### **1.3 PARAMETROS DE DISEÑO**

En esta sección se determinarán las especificaciones con las cuales deberá cumplir el diseño tanto en velocidad, potencia, versatilidad y precisión. Para esto nos basaremos en especificaciones de equipos de pintado en el mercado y recomendaciones de estándares de calidad.

#### **1.3.1 ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS PARA APLICACIÓN DE RECUBRIMIENTOS AL INTERIOR DE TUBERIAS**

El sistema a desarrollar, deberá poder trabajar con la mayoría de los equipos disponibles en el mercado para la aplicación de recubrimientos al interior de tuberías. Es por esto que tomaremos una muestra de tres equipos y en base a estos se desarrollarán los parámetros de potencia y velocidad de avance.

##### **1.3.1.1 ORBITER III - CLEMCO**

Información técnica:

- Para tuberías: 0.18-0.95 m
- Consumo de aire: 600 l/min a 7 bar (22 CFM a 95-100 psig)
- Caudal de pintura recomendado: 9.5 l/min (2.5 U.S. Galones/min)
- Velocidad de avance recomendada: 3m/min
- Peso: 15 kg





Figura I-6: Orbiter III, Clemco

(Clemco Industries Corp, 2014)

### 1.3.1.2 CENTRALIZER

Información técnica:

- Para tuberías: 0.3 – 1.52 m
- Consumo de aire: 600 l/min a 6 bar (22 CFM a 87 psig)
- Peso: 20 kg
- Velocidad de avance recomendada: 3m/min



Figura I-7: Centralizer

### 1.3.1.3 INTERNAL PIPE SPRAY EQUIPMENT IPC-900, SPEEDO

Información técnica:

- Para tuberías: 0.26 – 0.9 m
- Presión de aire: 87 – 116 psig
- Consumo de aire: 650 l/min
- Peso: 14 kg
- Velocidad de avance recomendada: 3m/min.

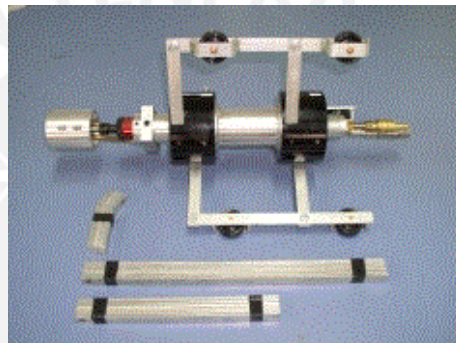


Figura I-8: IPC-900, Speedo.

(Indiamart, 2014)

### 1.3.2 PRECISIÓN DE AVANCE REQUERIDA PARA EL SISTEMA

El avance proporcionado por el sistema en desarrollo, deberá ser tal, que permita lograr un espesor de película uniforme que cumpla con algún estándar de calidad. Para este caso nos basaremos en las recomendaciones del estándar SSPC-PA2 (*The Society for Protective Coatings - Measurement of Dry Coating Thickness with Magnetic Gages*), el cual indica que la variación máxima entre el espesor ofrecido y el logrado, puede ser como máximo el 20% y el promedio de todas las mediciones debe ser como mínimo el espesor ofrecido. Según esto, el equipo podría variar su velocidad en un rango máximo del 40%, según lo establecido en la lista de exigencias este valor se limita a 30%. (The Society for Protective Coatings, 1996)

#### 1.4 LISTA DE EXIGENCIAS BASADA EN PARAMETROS

Se elabora una lista de exigencias, en la cual se encuentran los parámetros seguidos por el sistema.

LISTA DE EXIGENCIAS			
PROYECTO:		DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS	
Nº	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
1	E	<p><b>FUNCION PRINCIPAL:</b></p> <p>Desplazar equipos para la aplicación de recubrimientos al interior de tuberías a una velocidad específica de 3m/min. Los diámetros de las tuberías podrán oscilar entre 90mm y 950mm.</p> <p>Esta velocidad podrá variar como máximo en un 30% con respecto al valor deseado.</p>	D.A.U.D.
2	D	<p><b>DISEÑO:</b></p> <p>El equipo a diseñar deberá ser lo más simple y económico.</p>	D.A.U.D
3	E	<p><b>MATERIALES:</b></p> <p>Todos los materiales, de ser posible, se deberán poder comprar en el mercado local.</p>	D.A.U.D
4	E	<p><b>GEOMETRIA:</b></p> <p>El equipo a diseñar deberá ser lo más compacto posible y adaptable a los diferentes diámetros de tubería.</p>	D.A.U.D

LISTA DE EXIGENCIAS			
PROYECTO:		DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS	
Nº	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
5	E	<b>ENERGIA:</b> El equipo accionado con energía neumática.	D.A.U.D
6	E	<b>CINEMATICA:</b> El equipo deberá trabajar a una velocidad aproximada de 3 m/min, según recomendación de los fabricantes de equipos para aplicar recubrimientos al interior de tuberías. Ver punto 1.3.1.	D.A.U.D
7	D	<b>SEÑALES:</b> En caso de ser necesarias se limitaran a indicaciones tales como inicio, funcionamiento, fin y parada de emergencia.	D.A.U.D
8	E	<b>SEGURIDAD:</b> Todos los mecanismos en movimiento serán aislados o encapsulados. Todas las conexiones neumáticas contarán con garras certificadas y seguros adicionales.	D.A.U.D
9	E	<b>COSTOS</b> El costo de diseño será de S/. 20.00 la hora/hombre.	D.A.U.D.

LISTA DE EXIGENCIAS			
PROYECTO:		DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS	
Nº	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
10	D	<b>PLAZO DE ENTREGA</b> El diseño se desarrollara en un máximo de 212 horas. El costo total del diseño será de S/. 4240.00	D.A.U.D.
11	D	<b>MONTAJE:</b> Se deberá poder montar independientemente del diámetro del tubo. El montaje deberá ser rápido y simple.	D.A.U.D.
12	E	<b>MOVILIZACION EN CAMPO:</b> El equipo y sus partes deberán ser transportables y pesar menos de 20 kg. para su fácil traslado en obra.	D.A.U.D.
13	E	<b>MANTENIMIENTO:</b> El equipo se podrá desensamblar completamente. Todas las piezas se podrán conseguir fácilmente en el mercado local. Las herramientas que se usen para el mantenimiento deberán ser fáciles de obtener en el mercado local.	D.A.U.D.

LISTA DE EXIGENCIAS			
PROYECTO:		DISEÑO DE UN SISTEMA PARA PROPORCIONAR AVANCE CONSTANTE A EQUIPOS DE PINTURA PARA INTERIOR DE TUBERÍAS	
Nº	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
14	E	<b>TRANSPORTE:</b> Al ser un equipo pequeño, no deberá haber problemas para la movilización.	D.A.U.D.

## CAPÍTULO II

### DISEÑO DEL EQUIPO

En este capítulo se desarrollará todo el diseño del equipo empezando por la concepción del diseño hasta el diseño óptimo basado en la lista de exigencias.

#### 2.1 CONCEPTO DE SOLUCIÓN

##### 2.1.1 CAJA NEGRA

Este proyecto se puede representar mediante una caja negra, más conocida como black-box, de esta manera se puede visualizar fácilmente todo lo que ingresa a la máquina (energía, señales e insumos) y todo lo que sale de ella (energía, señales, desechos y producto final) como podemos apreciar en la Figura II-1.



Figura II-1: Caja negra



### ENTRADAS:

- **Materia:** Cable o manguera.
- **Energía:** Energía neumática para accionar el sistema.
- **Señales:** Señal visual de funcionamiento.  
Señal manual (válvula) para el accionamiento del motor.  
Señal visual de presión (manómetro).

### SALIDAS:

- **Materia:** Cable o manguera.
- **Energía:** Energía neumática, movimiento, ruido, vibraciones y calor.
- **Señales:** Señal manual (válvula) de parada del sistema.  
Señal visual de parada del sistema.

#### 2.1.2 ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Luego de identificar las funciones generales mediante la Caja negra, es importante poder definir las funciones específicas, las cuales se muestran a continuación:

**Preparar:** Vincular los equipos de modo que el Sistema para Proporcionar Avance Constante (SPAC) pueda tirar del equipo de pintado.

**Fijar el SPAC:** A menos que el SPAC este diseñado para desplazarse, se deberá fijar en un punto.

**Transformar energía:** Transformar la energía neumática en energía mecánica tal que el SPAC pueda proporcionar avance constante al equipo de pintado.

**Tirar del equipo de pintado.**

**Generar fuerza normal:** En el caso que se requiera tirar el equipo mediante fricción, se deberá generar una fuerza normal.

**Regular velocidad:** Regular la velocidad de desplazamiento del equipo de pintado.

**Almacenar:** El elemento utilizado para vincular los equipos se deberá apilar/enrollar de manera que no genere una obstrucción para el funcionamiento de la máquina.

**Parar:** Cortar el suministro de energía al SPAC. Esta función se debe realizar con un equipo independiente del regulador, de modo que el equipo quede regulado para operaciones repetitivas.



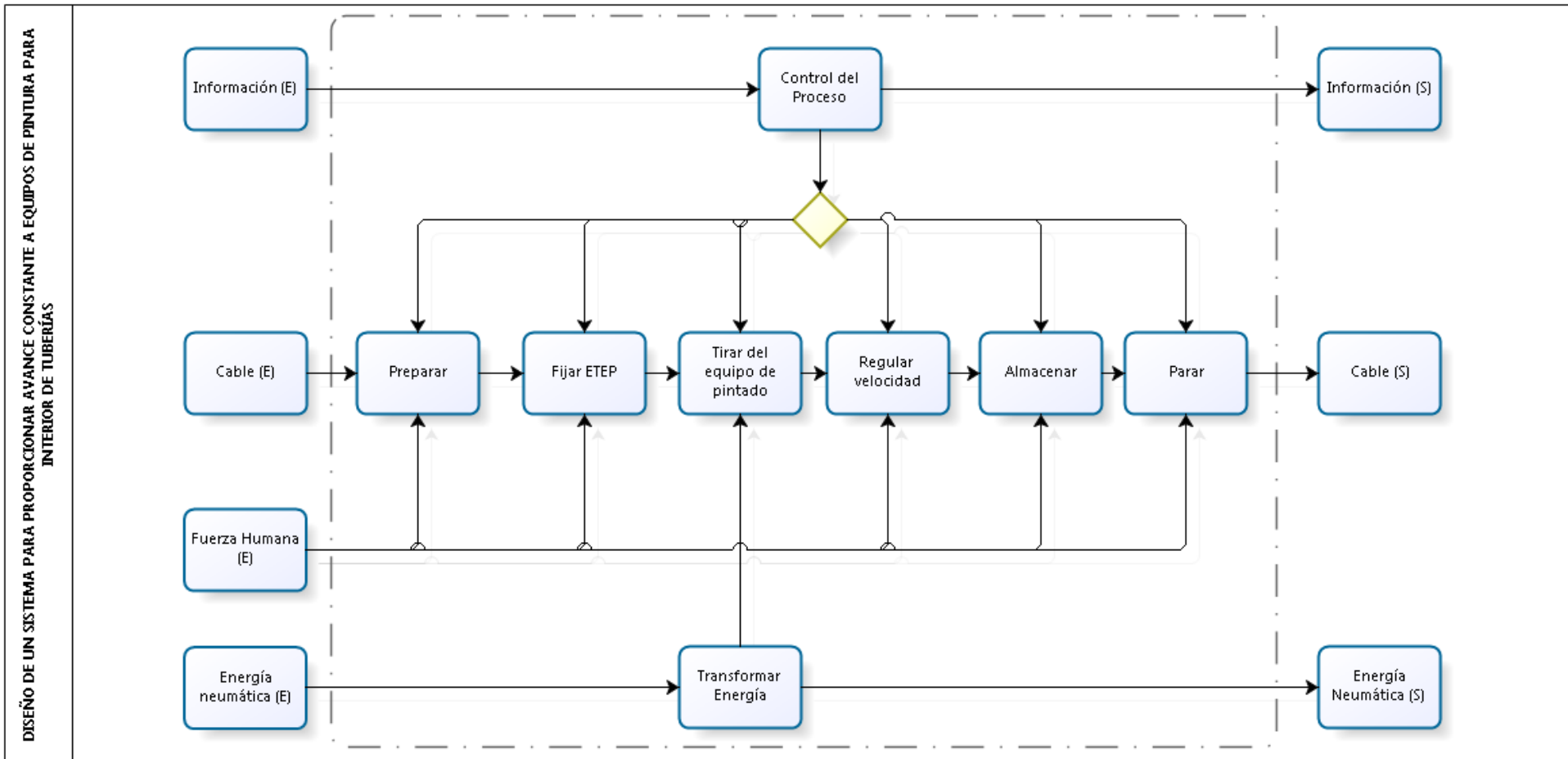





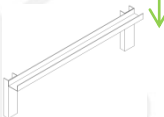






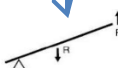











Figura II-2: Estructura de funciones

### 2.1.3 MATRIZ MORFOLOGICA BASADA EN ESTRUCTURA DE FUNCIONES

Luego de identificar las funciones es importante analizar la forma de realizarlas independientemente para luego entrelazarlas y formar los conceptos de solución, para lo cual desarrollaremos la matriz morfológica:

Tabla II-1: Matriz morfológica

FUNCION	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA A 4
VINCULAR EQUIPOS	 acoples propios del equipo	 abrazaderas	 mosquetón	
FIJAR EL SPAC	 pinzas	 anclaje	 barra antivuelco	
TRANSFORMAR ENERGIA	 motor neumático			
TIRAR DEL EQUIPO DE PINTADO	 rodillos por fricción	 envolver en un rodillo		
GENERAR FUERZA NORMAL	 pesos	 resorte a tracción	 resorte a compresión	 palanca
REGULAR VELOCIDAD	 regulador de caudal	 freno		
ALMACENAR CABLE	 enrollar automático	<del>enrollar manualmente</del>		
PARADA	 freno	 cortar energía	 Fin de carrera	

-  CONCEPTO DE SOLUCION 1
-  CONCEPTO DE SOLUCION 2
-  CONCEPTO DE SOLUCION 3

Por último, se evaluarán los conceptos de solución con respecto al aspecto técnico y económico para así poder identificar el concepto de solución óptimo.

## 2.1.4 CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

### 2.1.4.1 CONCEPTO DE SOLUCIÓN #1

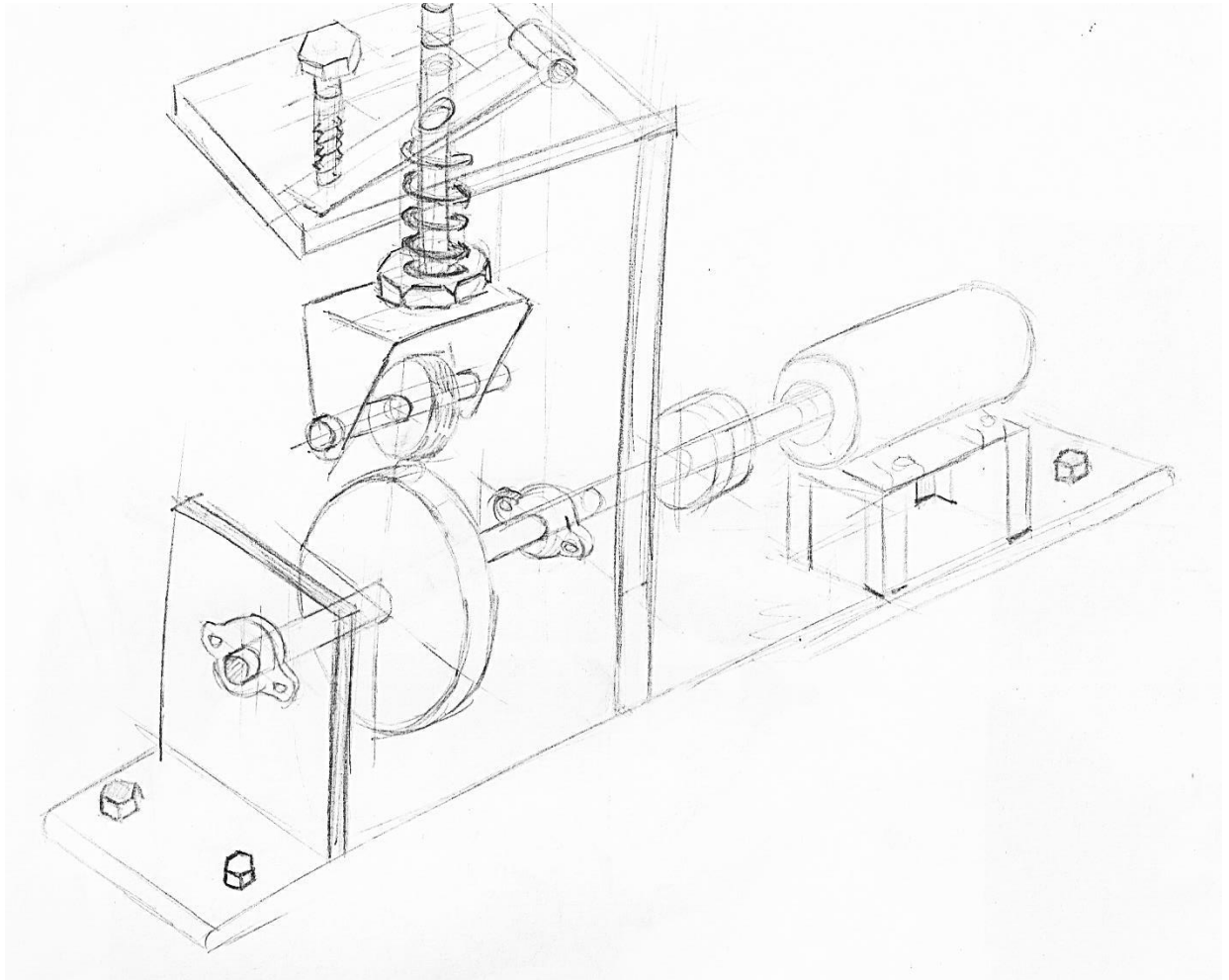


Figura II-3: Concepto de solución #1

Este concepto de solución puede adaptarse para trabajar con un cable o manguera, dado que el mecanismo de arrastre será por fricción entre 2 rodillos. Para trabajar con mangueras se deberán modificar los rodillos de acuerdo al diámetro de manguera.

El cable para vincular los equipos se podrá pasar de un lado del tubo al otro utilizando un carro a control remoto o dependiendo del diámetro del tubo lo podrá pasar el operario.

Para vincular los equipos se utiliza una abrazadera, lo cual complica el desmontaje de la unión.

Al comprimirse el resorte por un sistema de palanca como se muestra en el concepto, la regulación estará limitada al rango que permita la palanca. Conforme se quiera someter a mayor presión el resorte, el punto de contacto del resorte y la barra que lo soporta será menor y el resorte empezará a girarse.

Para fijar el equipo se está tomando la opción de anclar el equipo al suelo, lo cual puede servir cuando se trabaja con tubos de pequeño diámetro y estos se puedan desplazar: sin embargo, para tuberías de grandes diámetros es más fácil desplazar el equipo y anclarlo no resulta una opción muy útil.

Para regular la velocidad de avance del equipo, se aplicará un freno al eje, el cual elevará la carga de trabajo del motor reduciendo así la velocidad. Esta opción implica el desgaste del freno, lo cual implica que la velocidad va a ir variando conforme el freno se va desgastando.

El cable que sale del equipo se enrollará manualmente. Cabe resaltar que el cable viene enrollado de fábrica, por lo que tiende a enrollarse si no está traccionado, lo cual facilita esta etapa.

#### 2.1.4.2 CONCEPTO DE SOLUCION #2

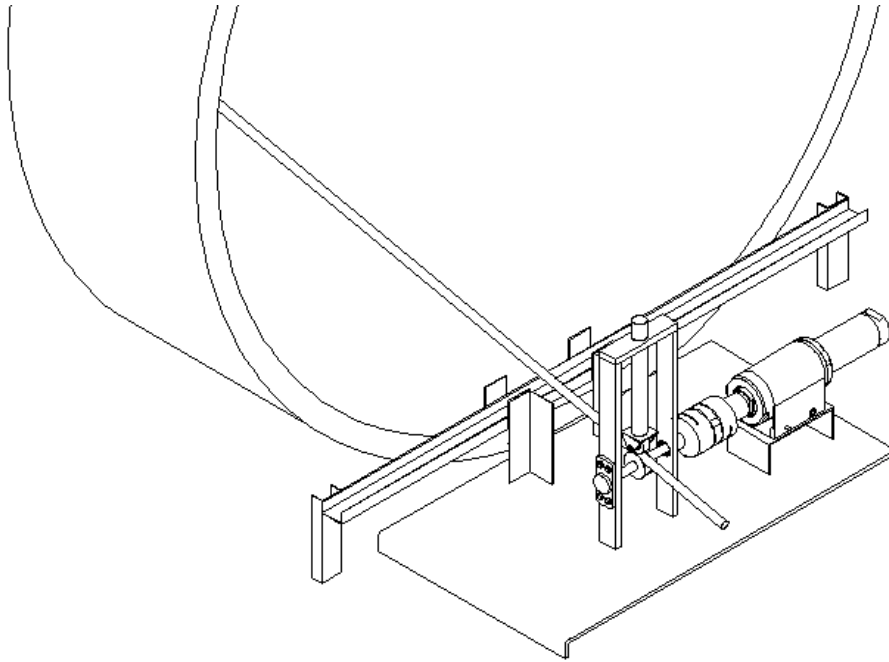


Figura II-4: Concepto de solución #2

Este concepto de solución puede adaptarse para trabajar con un cable o manguera, dado que el mecanismo de arrastre será por fricción entre 2 rodillos. Para trabajar con mangueras se deberán modificar los rodillos de acuerdo al diámetro de manguera.

El cable para vincular los equipos se podrá pasar de un lado del tubo al otro utilizando un carro a control remoto o dependiendo del diámetro del tubo lo podrá pasar el operario.

La calibración del resorte se efectúa desde un solo punto, evitando así la desalineación del eje y permite una gama amplia de valores para regular el resorte.

Para la sujeción al tubo, se cuenta con una barra antivuelco, la cual deberá estar lo más cerca al cable que tira del equipo de pintado, de modo que el momento generado entre la fuerza del cable y la barra antivuelco sea mínimo.



El cable que sale del equipo se enrollará manualmente. Cabe resaltar que el cable viene enrollado de fábrica, por lo que tiende a enrollarse si no está traccionado, lo cual facilita esta etapa.

### 2.1.4.3 CONCEPTO DE SOLUCIÓN #3

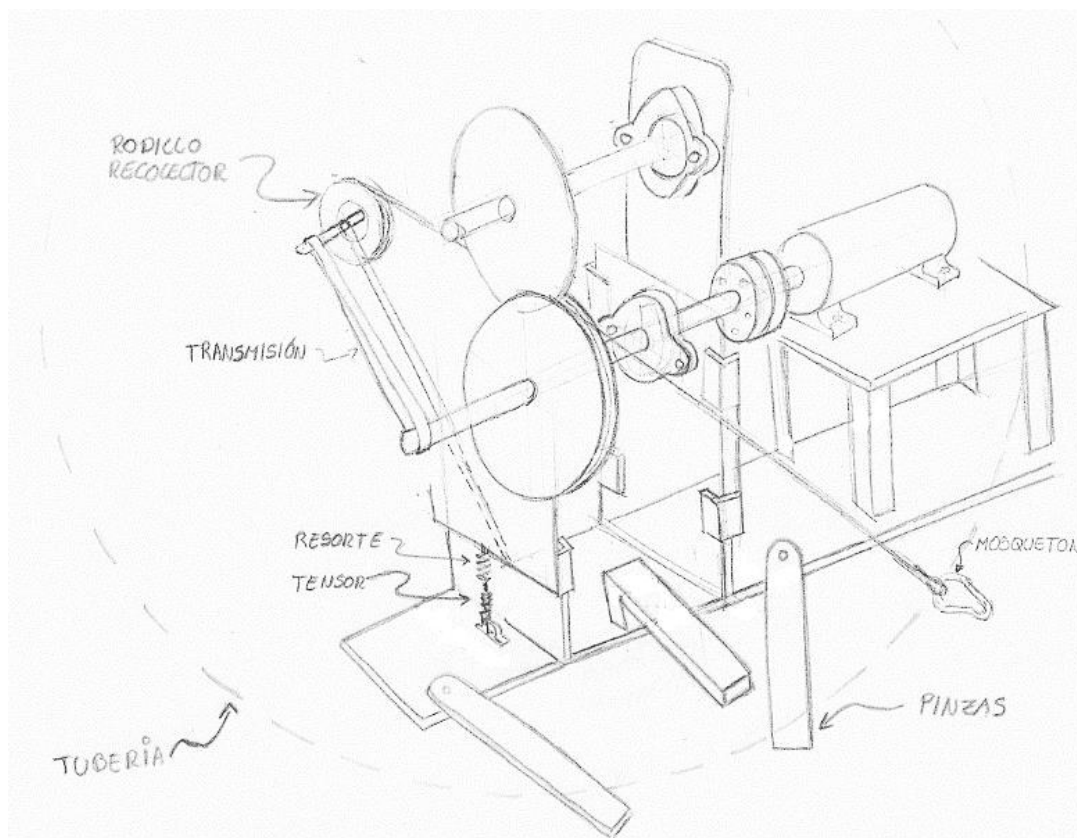


Figura II-5: Concepto de solución #3

Este concepto de solución puede adaptarse para trabajar con un cable o manguera, dado que el mecanismo de arrastre será por fricción entre 2 rodillos. Para trabajar con mangueras se deberán modificar los rodillos de acuerdo al diámetro de manguera.

El cable para vincular los equipos se podrá pasar de un lado del tubo al otro utilizando un carro a control remoto o dependiendo del diámetro del tubo lo podrá pasar el operario.

Los resortes trabajarán a tracción y cada uno será independiente. Esto en el campo podría ser el causante de una posible desalineación del eje superior. Adicionalmente, la parte móvil de la estructura de este concepto es atravesada por el eje que viene del motor, lo cual limitará el máximo diámetro de manguera a emplear.

Con respecto a la sujeción del equipo a la tubería, esta se realizará mediante unas pinzas, las cuales se posicionarán dos a los costados y exterior de la tubería y la tercera en el interior de la tubería. Las pinzas laterales serán regulables de modo que este sistema se pueda adaptar a diferentes diámetros de tuberías.

El enrollador será colocado inmediatamente después de los rodillos; sin embargo, este necesitará contar con energía para girar y envolver el cable, lo cual hace al diseño más complejo.

#### **2.1.5 EVALUACION DE CONCEPTOS DE SOLUCION:**

Se evaluarán las alternativas descritas anteriormente bajo diferentes criterios, los cuales permitirán hallar la solución óptima.

Para la evaluación se utilizarán los siguientes símbolos:

0 = No satisface; 1=Aceptable; 2=Suficiente; 3=Bien; 4= Muy bien (ideal)

p= Puntaje que va desde 0 hasta 4

g = Peso ponderado, se da en función a la importancia de los criterios de evaluación. Tiene valores desde 0 hasta 4.

La evaluación de los proyectos preliminares se realizará mediante la Tabla II-2, en la cual se asignarán los valores anteriormente descritos.

Tabla II-2: Calificación de los conceptos de solución

EVALUACIÓN DE ASPECTOS TÉCNICOS DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN										
VARIANTES DE CONCEPTO			PROYECTOS							
			SOLUCIÓN 1		SOLUCIÓN 2		SOLUCIÓN 3		SOLUCION IDEAL	
Nº	Criterios	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	P	g*p
1	Función	4	4	16	4	16	4	16	4	16
2	Diseño	4	2	8	3	12	2	8	4	16
5	Forma	3	2	6	3	9	2	6	4	12
6	Fabricación	4	1	4	3	12	2	8	4	16
7	Montaje / Ensamblaje	3	1	3	4	12	2	6	4	12
3	Facilidad de calibración	2	2	4	3	6	4	8	4	8
4	Seguridad	3	2	6	2	6	2	6	4	12
8	Mantenimiento	4	1	4	4	16	3	12	4	16
9	Transporte	2	3	6	3	6	3	6	4	8
10	Costos	4	1	4	4	16	2	8	4	16
<b>PUNTAJE MÁXIMO</b>		<b>33</b>		<b>61</b>		<b>111</b>		<b>84</b>		<b>132</b>
<i>Valor técnico Xi</i>				<i>0.46</i>		<i>0.84</i>		<i>0.64</i>		<i>1.00</i>
<b>Orden</b>				<b>3</b>		<b>1</b>		<b>2</b>		

Según la evaluación el concepto de solución óptimo a desarrollar es el concepto 2.

## 2.2 DESARROLLO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN ÓPTIMO

En este punto se desarrollará el diseño en base al concepto de solución con mayor puntaje según la evaluación en el punto 2.1.5 mostrado en la Figura II-6: Concepto de solución.

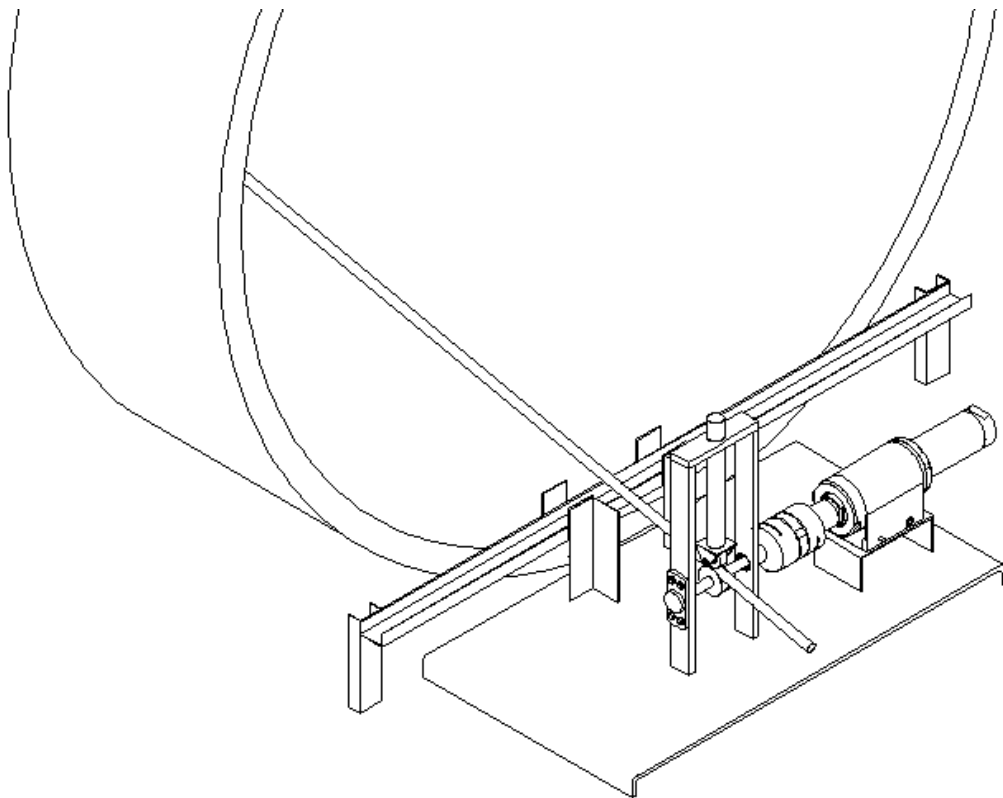


Figura II-6: Concepto de solución

### 2.2.1 CONSIDERACIONES PARA CÁLCULOS Y SELECCIONES

La velocidad de avance recomendada por los fabricantes, para los equipos de pintado, es de 3 m/min. Los valores de las fuerzas requeridas para tirar del equipo de pintado, fueron obtenidos experimentalmente utilizando el equipo ORBITER III, en las siguientes líneas se mostrará cómo se realizó el experimento y los valores obtenidos.

Los siguientes valores fueron tomados como parámetros para el experimento:

- Velocidad promedio de trabajo = 3m/min

Esta velocidad es la recomendada por los fabricantes de los equipo de pintado encontrados y mencionados en el punto 1.3.1.

- Distancia para desarrollar la velocidad de trabajo = 0.4m

Esta es la distancia en la que un pintor podrá pintar desde fuera del tubo para resanar las partes mal pintadas por la variación de velocidad del equipo.

A continuación se muestra un gráfico y una tabla con el registro de datos obtenidos:

F<sub>0</sub>: Fuerza requerida para sacar de la inercia al equipo de pintado en Newtons.

dr: Distancia recorrida por el equipo de pintado en metros.

F<sub>1</sub>: Fuerza requerida durante el trabajo en Newtons.

T: Tiempo que le toma al equipo recorrer 1 metro.

V<sub>prom</sub>: Velocidad de avance promedio en metros por minuto.

$$V_{\text{prom}} = \left( \frac{dr}{T} \right) \times 60$$

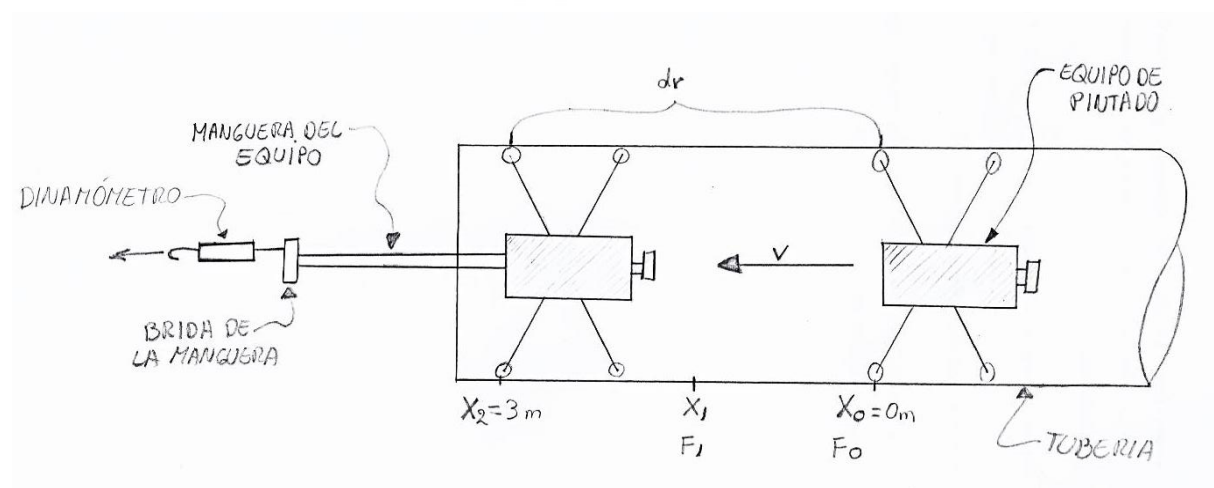


Figura II-7: Esquema del experimento

Tabla II-3: Datos experimentales

N	F0 (N)	F1 (N)	Dr (m)	T1 (seg)	V <sub>prom</sub> (m/min)
1	19.6	13.7	3.0	57.0	3.2
2	16.7	14.7	3.0	42.0	4.3
3	16.7	14.7	3.0	45.0	4.0
4	16.7	11.8	3.0	61.2	2.9
5	15.7	12.7	3.0	47.4	3.8
6	16.7	11.8	3.0	60.0	3.0
7	15.7	13.7	3.0	42.0	4.3
8	16.7	14.2	3.0	49.2	3.7
9	16.7	11.8	3.0	58.2	3.1
10	17.6	12.7	3.0	55.0	3.3
11	19.6	14.7	3.0	57.6	3.1
12	15.7	12.7	3.0	43.5	4.1

Durante la experiencia, se pudo observar que la fuerza en el dinamómetro se estabiliza muy rápido luego de sacar de la inercia del equipo; es por este motivo que se asume una velocidad constante desde el inicio del tubo.

El valor pico obtenido para F0 fue de 19.6 N para el equipo Orbiter III; sin embargo, se tomará un factor de seguridad de 2 obteniendo el valor de 40 N para F0<sub>max</sub>, esto debido a que el equipo que se está diseñando, debe adaptarse a la mayor cantidad de equipos de aplicación de recubrimientos al interior de tuberías y estos podrán variar en peso. Otro factor que se tiene en cuenta, es la posible falta de mantenimiento a los rodamientos de los equipos de pintado lo que generará mayores pérdidas y por lo tanto se requerirá una mayor fuerza. De igual manera se consideró para la fuerza durante el trabajo. Por lo tanto, las fuerzas a utilizar para los cálculos serán:

- F0<sub>max</sub> = 40 N (Fuerza para el arranque)
- F1<sub>max</sub> = 30 N (Fuerza durante el trabajo)

Estas fuerzas se tomarán como referencia en los cálculos necesarios para el diseño. A continuación se muestra el DCL para la cuerda, donde:

Ft2: Fuerza tangencial en el rodillo loco

$F_{t1}$ : Fuerza tangencial en el rodillo de potencia, esta fuerza deberá ser menor o igual a la fuerza de fricción entre la cuerda y el rodillo.

$F_n$ : fuerza normal a la cuerda.

$V$ : Velocidad. Sentido de movimiento de la cuerda.

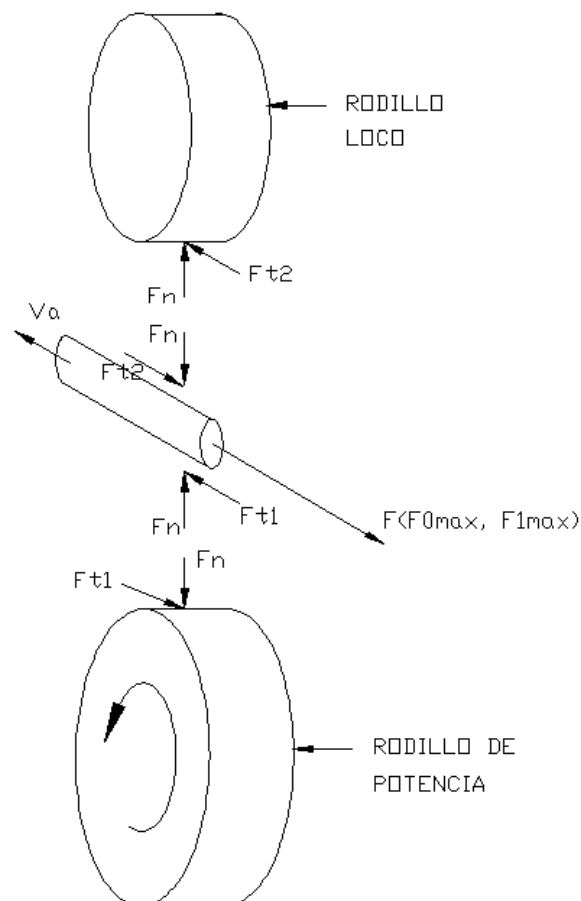


Figura II-8 DCL del sistema de rodillos

El rodillo de potencia tendrá un revestimiento de caucho, el cual aumentará el coeficiente de fricción entre el rodillo y el cable; sin embargo, el equipo deberá estar dimensionado para trabajar metal con metal ya que entre estos materiales el coeficiente de fricción estático es menor y en caso de desgastarse el caucho, los rodillos metálicos quedarán expuestos. El coeficiente de fricción estático entre aceros ( $\mu$ ) es de 0.78 según (The McGraw-Hill Companies, Inc., 2007, pp. 3-23)



Para efectos del cálculo se asumirán las siguientes relaciones:

$F_{t2} = 0 \rightarrow$  Se asume cero ya que la fuerza tangencial necesaria para hacer girar el rodillo es despreciable en comparación con  $F_{t1}$ .

$$F_{t1} = F = F_{0_{\max}} = 40\text{N}$$

$$\mu = 0.78$$

La fuerza de fricción ( $F_f$ ) debe ser mayor o igual a la fuerza  $F$  que tira del cable, de modo que no haya deslizamiento entre el rodillo de potencia y el cable.

$$F_f = F_n \times \mu \geq F_{t1}$$

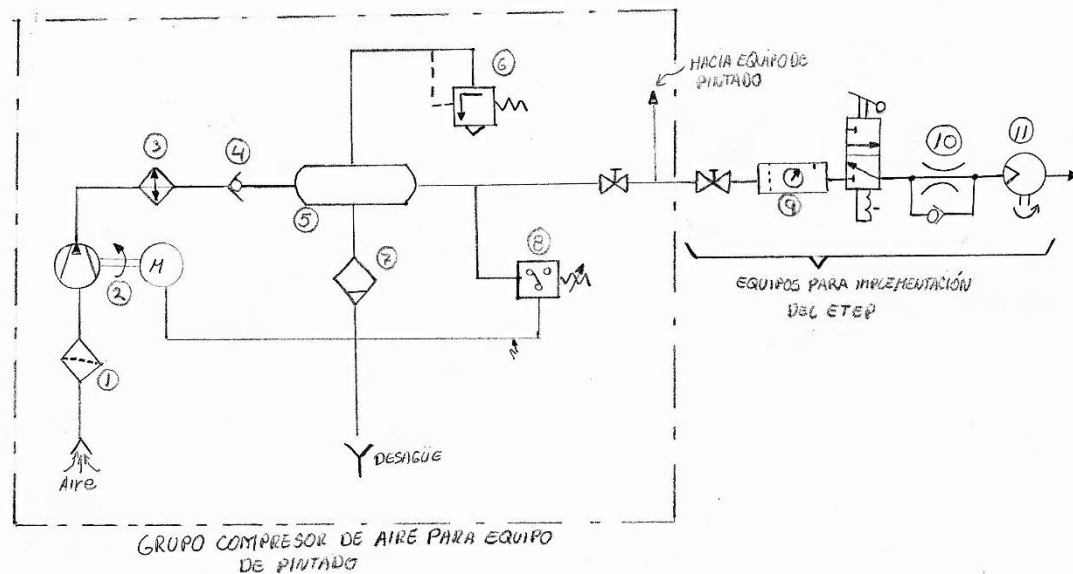
$$F_n \geq F_{t1} / \mu$$

$$F_n \geq 40 / 0.78$$

$$F_n \geq 51.3\text{ N}$$

### 2.2.2 CIRCUITO NEUMÁTICO

En este punto se representará mediante un circuito neumático los equipos complementarios que se requieren para el funcionamiento del sistema. Cabe resaltar que los equipos que se encuentran dentro del área remarcada, corresponden a los equipos que se utilizan normalmente para el funcionamiento de los equipos de pintado y no se proveerán junto con el sistema que abarca esta tesis.



- 1- Filtro de aire aspirado.
- 2- Grupo motocompresor.
- 3- Refrigerador.
- 4- Válvula antirretorno.
- 5- Acumulador de aire.
- 6- Válvula de seguridad. Alivio de presión.
- 7- Purga de agua manual.
- 8- Presostato.
- 9- Filtro regulador lubricador (FRL)
- 10- Regulador de caudal.
- 11- Motor neumático.

### 2.2.3 MOTOR NEUMÁTICO

Se procederá a seleccionar el motor con los datos de las fuerzas obtenidos experimentalmente.

El par de arranque, la potencia y las rpm del motor, están directamente relacionados al diámetro de los rodillos. Es por esto que se muestra a continuación las dimensiones de

los rodillos y la velocidad de avance del equipo, lo cual permitirá poder calcular las rpm y potencia requerida por el motor.

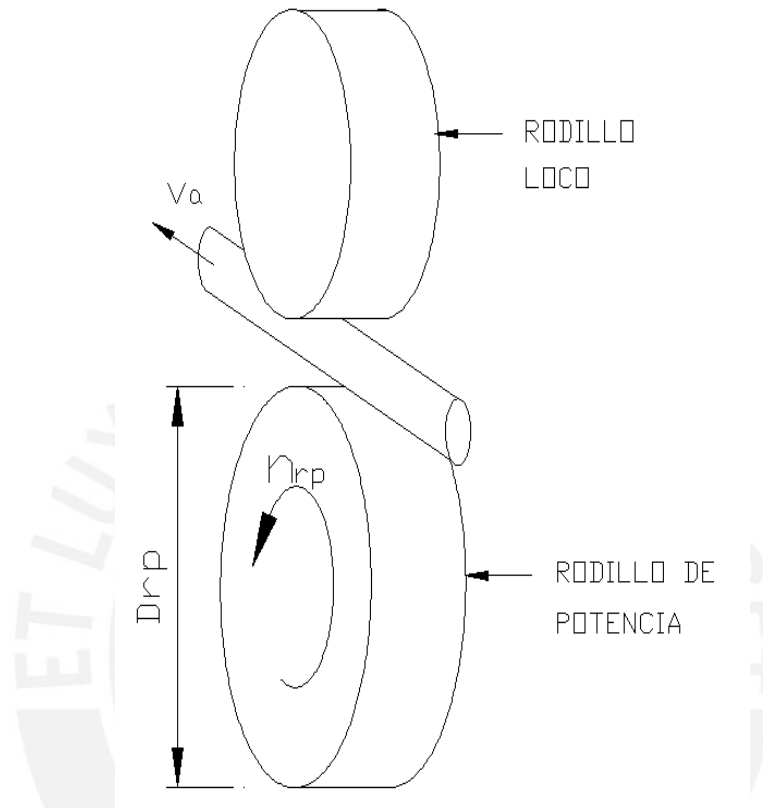


Figura II-9: Diseño de rodillos

$D_{rp} = 0.03$  m (Diámetro del rodillo de potencia)

$V_a = 3$  m/min (Velocidad de avance del equipo)

$n_{rp} =$  Velocidad del rodillo de potencia (rpm)

$n'_{rp} =$  Velocidad angular del rodillo de potencia (rad/seg)

$$n_{rp} = \frac{V_a}{\pi \times D_{rp}}$$

$n_{rp} = 32$  rpm

Con la siguiente relación:

$$1 \text{ rpm} = 2\pi / (60 \frac{\text{rad}}{\text{seg}})$$

$$n'_{rp} = 3.3 \text{ rad/seg}$$

Según los resultados obtenidos, la velocidad de trabajo del motor deberá ser de 32 rpm.

El momento o par de arranque lo calculamos con el diámetro del rodillo de potencia y  $F_{0\text{max}}$  (40N).

$M_{\text{arr}}$  = Momento/par de arranque

$$M_{\text{arr}} = F_0 \times \frac{D_{rp}}{2}$$

$$M_{\text{arr}} = 0.6 \text{ N.m}$$

La potencia de trabajo se calcula con  $F_{1\text{max}}$ , que es la fuerza necesaria para mantener constante la velocidad de trabajo del equipo de pintado.

A continuación se procederá a calcular la potencia requerida por el motor.

$M_{\text{tr}}$ : Momento requerido para mantener la velocidad de trabajo constante a 3m/min

$$M_{\text{tr}} = F_{1\text{max}} \times \frac{D_{rp}}{2}$$

$$M_{\text{tr}} = 0.45 \text{ Nm}$$

$P_m$ : Potencia del motor

$$P_m = M_{\text{tr}} \times n'_{rp}$$

$$P_m = 1.49 \text{ W}$$

Con los datos obtenidos, se consultó con el catálogo activo del proveedor local Atlas Copco (Atlas Copco, 2014), en el cual se ingresan los parámetros requeridos y el programa da como resultado todos los motores capaces de satisfacer los requerimientos. De los motores que se obtuvieron se seleccionó el motor LZB 33 A0004-11, el cual

tiene una velocidad máxima menor a los demás motores y es el de menor potencia. A continuación se presentan las prestaciones, curvas y dimensiones del motor seleccionado.

**TIPO DE MOTOR:**

LZB  LZL

**Options for LZB only:**

Sentido horario     Sentido antihorario     Reversible  
 Lubricado     Sin lubricación  
 Acero normal     Acero inoxidable  
 Sin freno     Con freno

**Opciones sólo para LZL:**

Mostrar versiones sin restricciones si las restringidas no son una opción  
 Mostrar sólo versiones restringidas  
 Mostrar versiones restringidas y sin restringir

**Buscar datos:**

Punto de trabajo:

Par [Nm] ..... 0.45    Par arranque mín. [Nm] ..... 0.6    Par ahogo mín. [Nm] .....  
 Velocidad [r/min] ... 32    Velocidad vacío mín [r/min] .....    Par ahogo máx. [Nm] .....  
 Potencia [kW] ..... 0.002    Velocidad vacío máx [r/min] .....    Presión disponible [bar(e)] .. 6.3

**Motors alternatives that meet the search conditions:**

Eje enchavetado	Eje roscado
Metric: -11 Imperial: -15	
LZB 33 A0004-11	
LZB 33 A0005-11	
LZB 42 A0005-11	
LZB 46 A0005-11	
LZL 05-BG353-A-148	
LZL 05-BG353-B-148	
LZL 05-BG414-A-240	
LZL 05-BG414-B-240	
LZL 15-BG613-A-196	
LZL 15-BG613-B-196	
LZL 15-BG613-A-165	

**PRESTACIONES DEL MOTOR:**

**RENDIMIENTO A 6.3 bar(e):**

**MAX. PUNTO DE POTENCIA:**  
 Par [Nm] ..... 192.7  
 Velocidad [r/min] ..... 18  
 Máx. potencia [kW] ..... 0.36  
 Consumo aire [l/s] ..... 8.2

**REGULAR A PUNTO DE TRABAJO:**  
 Presión de trabajo [bar(e)] ..... 3.95  
 0  
 Restringido a velocidad en vacío [r/min] ..... 32  
 Peso [kg] ..... 5.00

Par arranque mín. [Nm] ..... 360.0  
 Velocidad vacío [r/min] ..... 38.1  
 Par ahogo [Nm] ..... 402.7

Designación ..... 8411 0320 66  
 Clase ..... Ex II 2G 15 IIC D85 °C  
 Designación de certificación ..... 9834 1108 00

Pedir siempre como una entrega junto con el motor

Copia impresa completa  
 Sólo diagrama  
 Sólo diagrama de dimensiones

Figura II-10: Prestaciones del motor seleccionado

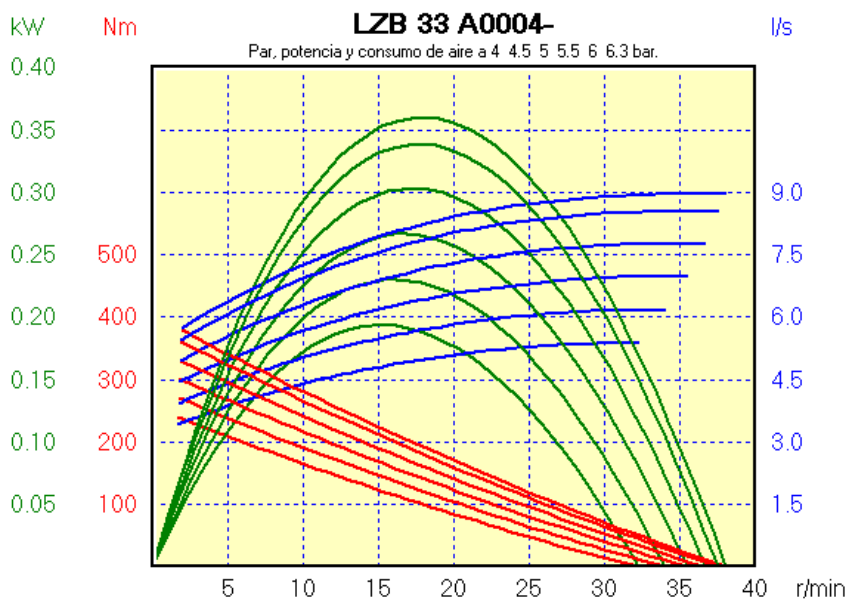


Figura II-11: Curvas de funcionamiento del motor a diferentes presiones.



Air preparation unit MINI-K's main application is to prepare the air for pneumatic components. MINI-K units have a 1/4" BSP connection thread, a composite housing made of polyamide 66 and the bowls are made of polycarbonate.

**Working temperature**  
0°C to +50°C at 10 bar

**Operating pressure**  
Inlet pressure 0-10 bar  
Outlet pressure 0.5-8 bar

**Standard filter**  
30 µm

**Pressure gauge**  
1/8" BSP



Figura II-13: Filtro, regulador y lubricador (FRL).

Model	Economical air flow l/s	Maximum air flow l/s	Bowl	Filter condensate drainage	Max condensate capacity cm <sup>3</sup>	Max oil capacity cm <sup>3</sup>	Weight kg	Ordering No.
<b>Filters</b>								
MINI FIL 08K-B	12	30	Polycarbonate	Manual	12	-	0.1	9092 0000 01
<b>Regulators</b>								
MINI REG 08K	10	20	-	-	-	-	0.11	9092 0000 61
<b>Lubricators</b>								
MINI DIM 08K	9	23	Polycarbonate	-	-	35	0.09	9092 0000 91
<b>Filter/regulator</b>								
MINI F/R 08K	12	17	Polycarbonate	Manual	12	-	0.12	9092 0001 21
<b>Filter/regulator+lubricator</b>								
MINI F/RD 08K	9	14	Polycarbonate	Manual	12	35	0.32	9092 0001 51

**NOTE:** **Economical air flow:** 8 bar inlet pressure, 6.3 bar outlet pressure, 0.2 bar pressure drop.

**Maximum air flow:** 10 bar inlet pressure, 6.3 bar outlet pressure, 1 bar pressure drop.

Figura II-14: Prestaciones del FRL

Adicionalmente, se está considerando un regulador de caudal para poder controlar la velocidad del motor. Este regulador trabaja en el rango 0 – 450 l/min (0 – 7.5 l/s) a una presión nominal de 6 bares, lo cual encaja dentro del rango de trabajo del motor. La marca es FESTO y el modelo GRLSA

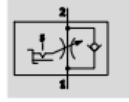





### Válvulas de estrangulación y antirretorno GRLSA, estándar

Datos técnicos: racor QS, metálico

FESTO

Función de estrangulación y antirretorno  
Aire de escape



-  Caudal  
0 ... 450 l/min
-  Temperatura  
-10 ... +60 °C
-  Presión  
0,2 ... 10 bar



Esta válvula de estrangulación y antirretorno es ideal para obtener un ajuste óptimo y sencillo del caudal en una misma unidad.

Hay dos posibilidades para realizar el ajuste:

1 Ajuste escalonado (cinco niveles) utilizando el regulador giratorio de preselección del margen de caudal: A, B, C, D, E

2 Ajuste fino continuo con hexágono interior, con escala de diez posiciones de 0 hasta 10

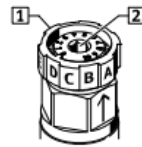


Figura II-15: Válvula reguladora de caudal

#### 2.2.4 ÁRBOL PARA RODILLO DE POTENCIA

La potencia del motor se transmitirá hacia el rodillo de potencia mediante un árbol. A continuación se realizarán los diagramas de cuerpo libre y diagramas de esfuerzos y momentos para hallar la zona que se encuentra con mayores esfuerzos. Luego se procederá a realizar los cálculos de resistencia correspondientes y así calcular el diámetro del árbol.

En el siguiente diagrama, los puntos A y C representan los puntos en los que el árbol se apoya sobre los rodamientos y el punto B representa el lugar donde se encuentra el rodillo de potencia. La fuerza  $F_{By} = F_{0max}$ ;  $F_{Bz} = F_n$  sin embargo,  $F_n$  ha sido incrementada a 120 N debido a que esta es la fuerza máxima que puede entregar el resorte como se verá en el punto 2.2.9.

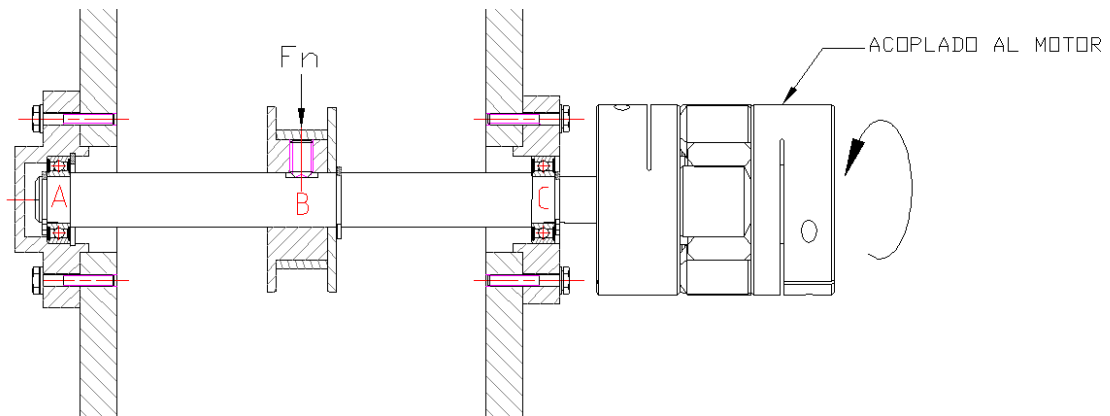


Figura II-16: Árbol de potencia

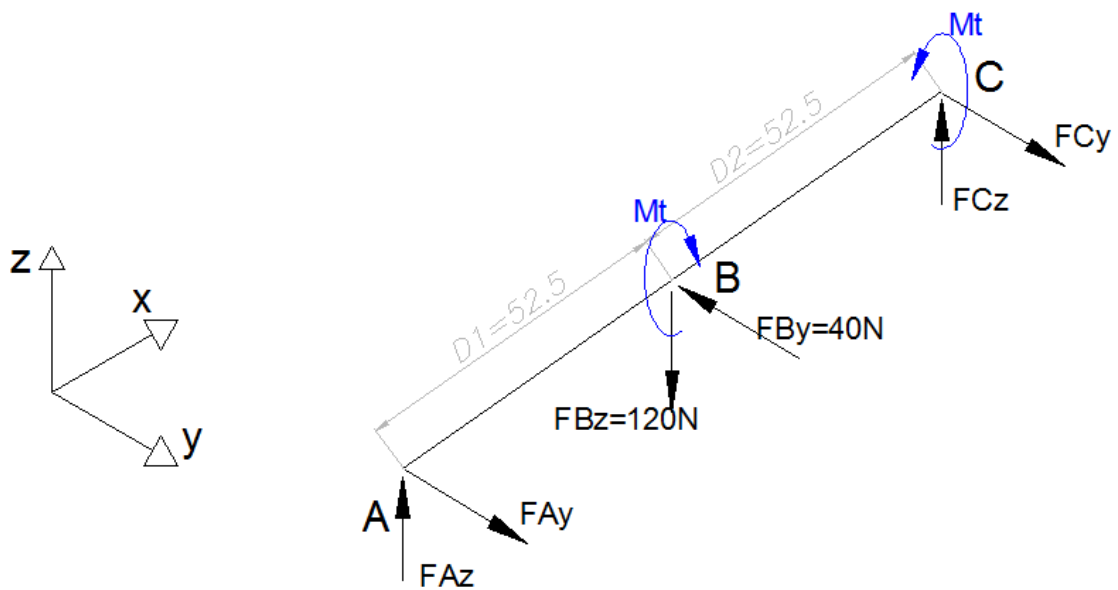


Figura II-17: Diagrama de cuerpo libre - Árbol

A continuación se realizará el cálculo para hallar el factor de seguridad a la fatiga y a la fluencia del árbol, para lo cual se definirá el material a utilizar y se asumirá un diámetro con el cual se corroborará que el factor de seguridad a la fluencia sea mayor a 2. Este es el factor recomendado para cargas medianas y que puedan calcularse, según (Rodríguez Hernández, 2008)

MATERIAL: ck45 (AISI 1045)

- Esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_{mat.f}$ ): 390 MPa
- Esfuerzo de rotura del material ( $\sigma_{mat.B}$ ): 650 MPa
- Esfuerzo de flexión alternante del material ( $\sigma_{mat.ALT}$ ): 350 MPa

Cálculo de fuerzas cortantes y momentos flectores:

$$\sum F_z = 0 \quad F_{Az} + F_{Cz} - F_{Bz} = 0 \quad : \text{Donde } F_{Bz} = 120 \text{ N}$$

$$\sum M_y B = 0 \quad -F_{Az} \times D_1 + F_{Cz} \times D_2 = 0 \quad : \text{Donde } D_1 = D_2 = 52.5 \text{ mm}$$

→  $F_{Az} = F_{Cz} = 60 \text{ N}$

Calculando el momento flector en B:  $M_{xz} B = F_{Az} \times D_1 = 3150 \text{ Nmm}$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{Cy} - F_{By} = 0 \quad : \text{donde } F_{By} = 40 \text{ N}$$

$$\sum M_y B = 0 \quad F_{Ay} \times D_1 - F_{Cy} \times D_2 = 0 \quad : \text{donde } D_1 = D_2 = 52.5 \text{ mm}$$

→  $F_{Ay} = F_{Cy} = 20 \text{ N}$

Calculando el momento flector en B:  $M_{xy} B = F_{Az} \times D_1 = 1050 \text{ Nmm}$

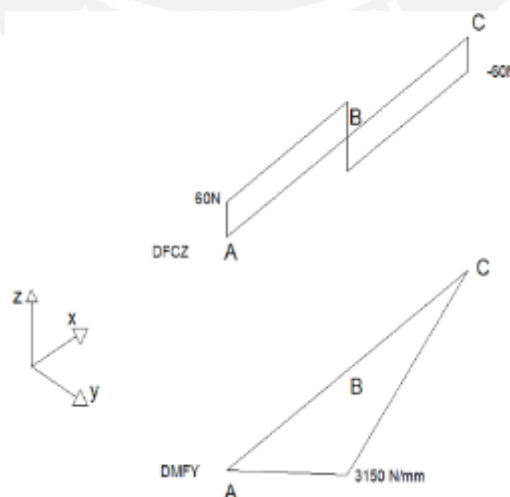


Figura II-18: Diagrama de fuerzas cortantes en "Z" y momento flector en "Y" ( $M_{xz}$ )

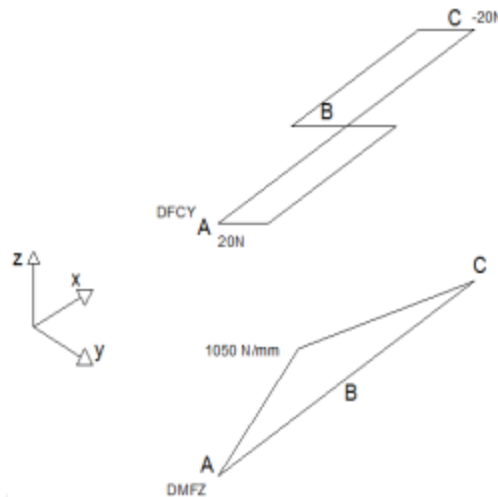


Figura II-19: Diagrama de fuerzas cortantes en “Y” y momento flector en “Z” (Mxy)

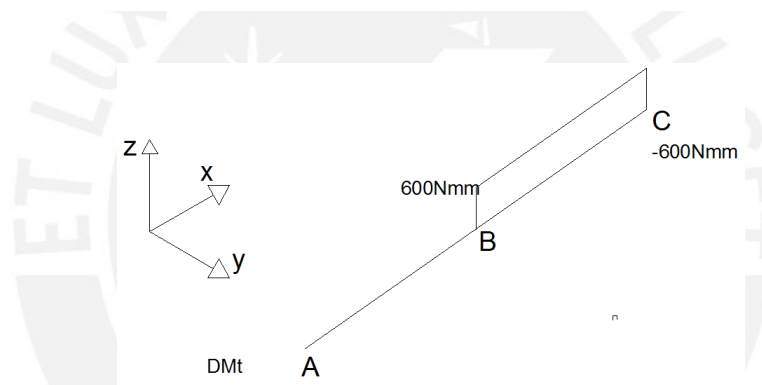


Figura II-20: Diagrama de momento torsor en x

Como se puede apreciar en los diagramas, el punto más crítico del árbol es el punto B.

Cálculo de momento torsor y fuerzas resultantes en el punto b:

$$d_{arb} = 8 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del árbol})$$

$$D_{rp} = 30 \text{ mm} \quad (\text{Diámetro del rodillo de potencia})$$

$$M_t = \frac{D_{rp}}{2} \times F_{By} = 600 \text{ Nmm} \quad \rightarrow \text{Momento torsor invariable en el tiempo}$$

$$M_{f_r} = \sqrt{M_{xzB}^2 + M_{xyB}^2} = 3320 \text{ Nmm} \quad \rightarrow \text{Momento flector resultante}$$

$$F_{C_r} = \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2} = 63 \text{ N} \quad \rightarrow \text{Fuerza cortante resultante}$$

Los esfuerzos correspondientes a las fuerzas y momentos resultantes son:

$\sigma_n = 0$  Dado que no hay fuerzas normales el esfuerzo normal es cero.

$\sigma_{fa} = \frac{(32 \times M_f r)}{(\pi \times d_{arb}^3)}$  Esfuerzo flector alternante.

$\sigma_{fs} = \sigma_{fa} = 66 \frac{N}{mm^2}$  El esfuerzo flector superior es igual al esfuerzo flector alternante.

$\sigma_{fm} = 0 \frac{N}{mm^2}$  El esfuerzo de flexión es alternante puro, dado que el árbol gira.

$\tau_{tm} = \frac{16Mt}{\pi \times d_{arb}^3}$  El esfuerzo torsor no varía en el tiempo.

$\tau_{ts} = \tau_{tm} = 5.97 \frac{N}{mm^2}$  El esfuerzo de torsor medio es igual al superior.

Para analizar si el eje falla por resistencia se deberá calcular el esfuerzo equivalente superior, este se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$\sigma_{s_{feq}} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3\tau_{ts}^2}$  Esfuerzo flector superior equivalente

$\sigma_{s_{feq}} = 66.8 \text{ N/mm}^2$

$FS_{flu} = \sigma_{mat_f} / \sigma_{s_{feq}}$

$FS_{flu} = 5.84$

El esfuerzo equivalente máximo al que está sometido el árbol es de 66.8 MPa y el límite de fluencia del material es 390 Mpa, por lo que el eje no fallará por resistencia y se tendrá un factor de seguridad igual a 5.9. Este factor de seguridad es mayor al recomendado por el libro de resistencia de materiales (Rodríguez Hernández, 2008).

Dado que el árbol no falla por resistencia, se procederá a evaluar la resistencia por fatiga.

### Cálculo de la resistencia a la fatiga:

Primero se hallarán todos los coeficientes que intervendrán en el cálculo, los cuales fueron obtenidos de (Rodríguez Hernández, 2008).

Coeficiente de superficie:  $R_t = 40 \mu\text{m}$      $\sigma_B$  del material =  $650 \text{ N/mm}^2$

Por lo tanto  $C_s=0.8$

Coeficiente de tamaño:  $d_{arb} \leq 10$

$C_t = 1$

Coeficiente de temperatura:  $C_{temp}=1$

Coeficiente de carga:  $C_{carg}=1$

Coeficiente de confiabilidad:  $C_C=1$     Los valores son tomados de tablas.

Factor de concentración de esfuerzos:

El árbol tendrá un canal para el anillo elástico  $\rightarrow \beta k=1.5$

### Esfuerzo medio equivalente según Von Mises

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = 10.34 \text{ N/mm}^2$$

### Esfuerzo equivalente alternante

Para flexión:  $\sigma_{fa} = 66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma'_{fa} = \left( \frac{\beta_k \times \sigma_{fa}}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right)$$

$$\sigma'_{fa} = 124 \text{ N/mm}^2$$

Para torsión:

$$\tau_{ta} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{El momento torsor es constante.}$$

$$\sigma'_{a_{eq}} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3 \times \tau_{ta}^2}$$

$$\sigma'_{a_{eq}} = 124 \text{ N/mm}^2$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$FS_{fat} = 1 / \left( \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_{matB}} + \frac{\sigma'_{a_{eq}}}{\sigma_{matalt}} \right)$$

$$FS_{fat} = 2.70$$

El factor de seguridad a la fatiga es mayor a 2, valor recomendado según (Rodríguez Hernández, 2008) por lo que el árbol tampoco fallará por fatiga.

### 2.2.5 EJE PARA RODILLO LOCO

Este eje tendrá un rodamiento centrado, el cual funcionará como un rodillo loco y tiene la función de proporcionar la fuerza normal necesaria para que la fuerza de fricción entre el cable y el rodillo de potencia, sea mayor a la fuerza requerida para tirar del equipo de pintado. Este eje no gira. Para este caso se ha considerado la fuerza normal igual a 120 N debido a que es la máxima fuerza que puede entregar el resorte como se verá en el punto 2.2.9.



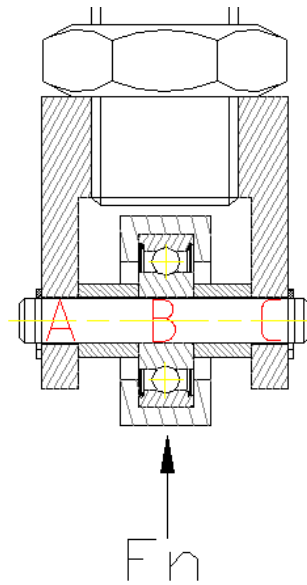


Figura II-21: Eje rodillo loco

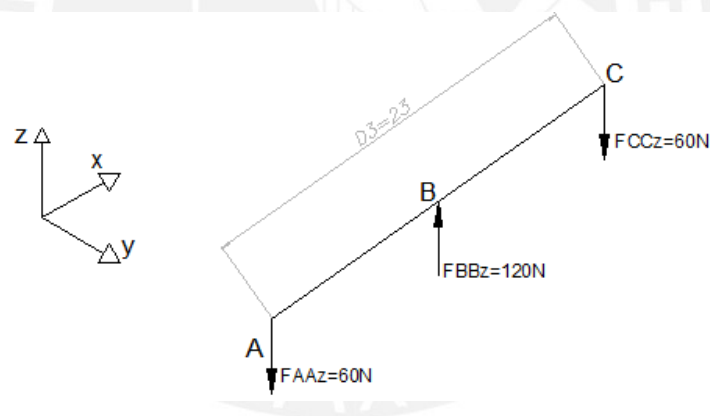


Figura II-22 : Diagrama de fuerzas cortantes en "Z"

Cálculo de fuerzas cortantes y momentos flectores

$$\sum F_z = 0 \quad F_{BBz} - F_{AAz} - F_{CCz} = 0 \quad : \text{donde } F_{BBz} = 120 \text{ N}$$

$$\sum M_y B = 0 \quad F_{AAz} \times D_3/2 - F_{CCz} \times D_3/2 = 0 : \text{donde } D_3 = 23 \text{ mm}$$

$$\rightarrow F_{Az} = F_{Cz} = 60 \text{ N}$$

Calculando el momento flector en B:  $M_{xz} B = FAz \times D3/2 = 690 \text{ Nmm}$

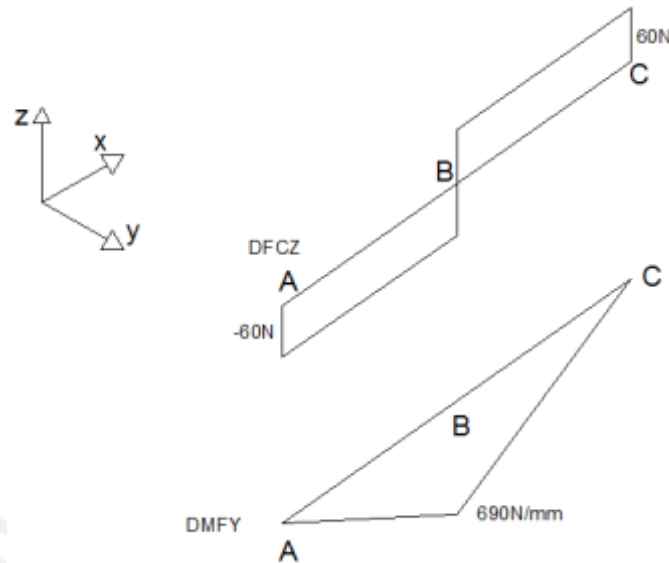


Figura II-23: Diagrama de fuerzas cortantes en “Z” y momento flector en “Y” ( $M_{xz}$ )

Como se puede apreciar en los diagramas, el punto crítico es el punto B, el cual se analizará únicamente por resistencia ya que este eje no gira. El diametro tendrá una medida tal, que el rodamiento pueda calzar directamente sobre el eje.

$D_{eje} = 5 \text{ mm}$  (Diámetro del eje)

MATERIAL: A36

- Esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_{mat.f}$ ): 250 MPa

$$\sigma_{f \text{ eje}} = \frac{(32 \times M_{f_{rxz} B})}{(\pi \times d_{eje}^3)} \quad \text{Esfuerzo flector.}$$

$$\sigma_{f \text{ eje}} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$FS_{eje} = \frac{\sigma_{f \text{ mat}}}{\sigma_{f \text{ eje}}} = 4.5$$

El eje no fallará por resistencia y tendrá un factor de seguridad mayor al recomendado según (Rodríguez Hernández, 2008).

### 2.2.6 RODILLO DE POTENCIA

El rodillo de potencia tiene la función de transmitir la potencia del eje hacia el cable, es por este motivo que estará cubierto con caucho de modo de aumentar el coeficiente de fricción entre el rodillo y el cable; adicionalmente, el rodillo deberá ser moleteado para disminuir la posibilidad de deslizamiento entre el caucho y el rodillo.

El diámetro del rodillo de potencia fue definido en la sección de selección del motor; el diámetro es de  $\varnothing 25\text{mm}$  y el ancho de 11 mm.

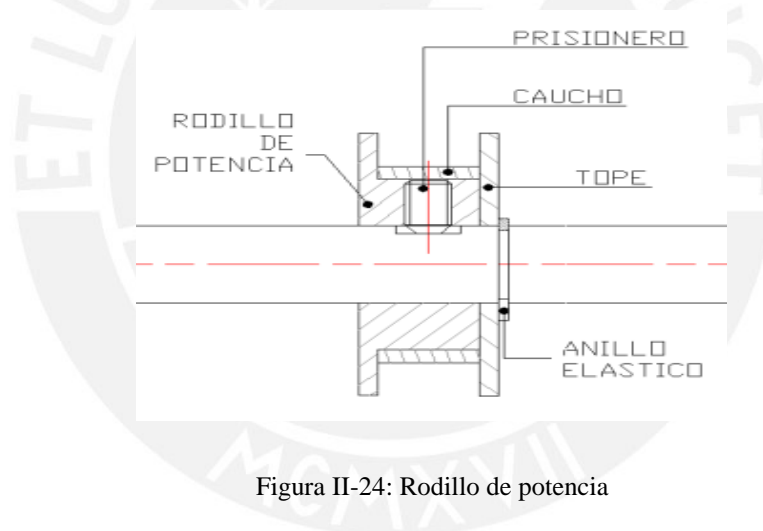


Figura II-24: Rodillo de potencia

Para evitar que el cable pueda salirse del canal del rodillo, se han considerado topes con una altura igual al diámetro del cable a ambos lados. Para facilitar la fabricación, se ha considerado un tope desmontable, el cual mantendrá su ubicación mediante un anillo elástico.

### 2.2.7 PRISIONERO PARA EL RODILLO DE POTENCIA

Para transmitir la potencia del eje al rodillo, se utilizará un prisionero. El uso de un prisionero permitirá cambiar el rodillo fácilmente. El cambio de rodillo se realizará para adaptar el equipo a otro cable o a una manguera perteneciente al equipo de pintado; esto

es necesario para que el equipo diseñado se pueda adaptar a los requerimientos de los diferentes equipos en el mercado.

$M_t = 600 \text{ N/mm}$  Momento torsor del árbol.

$d = 4.5 \text{ mm}$  Distancia del centro del árbol al prisionero.

$F_f = \frac{M_t}{d}$  Fuerza de fricción

$F_f = 133.3 \text{ N}$

$\mu_f = 0.78$  Coeficiente de fricción entre aceros según  
(The McGraw-Hill Companies, Inc., 2007)

$F_n = F_f / \mu_f$

$F_n = 171 \text{ N}$  Fuerza normal mínima que se debe aplicar para que el prisionero no deslice.

El diámetro del prisionero se calculará para que pueda resistir el esfuerzo cortante al que estará sometido y será seleccionado según ISO 7436, su clase y resistencia será 5.6 según ISO 898-1, que establece los siguientes valores:

$\sigma_f = 300 \text{ N/mm}^2$  ;  $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$

Se ha establecido que el prisionero deberá tener un factor de seguridad de 2 como mínimo.



Figura II-25: Prisionero según ISO7436

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / FS$$

$$D_{pr} = 2 \times \sqrt{F_f / (\pi \times \sigma_{adm})}$$

$$D_{pr} = 1.1 \text{ mm}$$

El diámetro del prisionero seleccionado será de 5 mm y deberá ejercer una fuerza puntual de 60 N sobre el eje para que no exista deslizamiento entre las superficies.

### 2.2.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Se trabajará con rodamientos SKF debido a que son los rodamientos más fáciles de adquirir en el mercado local y tienen una amplia gama.

Los rodamientos en el equipo a diseñar, trabajarán bajo cargas radiales. En la tabla tipos de rodamientos – diseño y características (ver anexos) se dan referencias acerca de los tipos de rodamientos y las condiciones para las cuales trabajan.

Dado que los rodamientos más económicos y comunes son los rígidos de bolas y estos trabajan aceptablemente para trabajos de cargas puramente radiales, serán nuestra primera opción.

Los rodamientos deberán contar con obturaciones en ambos lados. Esto debido a que el equipo trabajará al ras del suelo y estará expuesto a gran cantidad de partículas de polvo y tierra. Las obturaciones proporcionarán a los rodamientos un mayor tiempo de vida en esta clase de ambientes.

Tabla 1: Directrices para la selección de la obturación

Requisito	Placas de protección	Obturaciones de baja fricción		Obturaciones rozantes	
	Z	RSL	RZ	RSH	RS1
Baja fricción	+++	++	+++	o	o
Altas velocidades	+++	+++	+++	o	o
Retención de grasa	o	+++	+	+++	++
Exclusión de polvo	o	++	+	+++	+++
Exclusión de agua					
- estática	-	o	-	+++	++
- dinámica	-	o	-	+	+
- alta presión	-	o	-	+++	o

Símbolos: +++ excelente ++ muy bueno + bueno o suficiente - no recomendado

Figura II-26: Directrices para selección de obturación

Según la tabla anterior de SKF (SKF, 2011), se deberá usar obturaciones rozantes RSH o RS1 para evitar la inclusión del polvo en el rodamiento.

### 2.2.8.1 RODAMIENTOS PARA EL ÁRBOL

Para la selección de los rodamientos se trabajará con los siguientes datos:

Carga radial estática = 120N

Carga radial dinámica = 120N

Diámetro del agujero = 10 mm

Velocidad = 32 rpm

Vida requerida = 10,000 horas

Con estos datos y el catálogo en línea de SKF, se encontraron los siguientes rodamientos, uno con diámetro interior de 10mm y otro de 8mm para las diferentes secciones del eje.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados

Tolerancias , ver también el texto  
Juego radial interno , ver también el texto  
Ajustes recomendados  
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_0$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
10	19	5	1,38	0,585	0,025	-	22000	0,0055	61800-2RS1

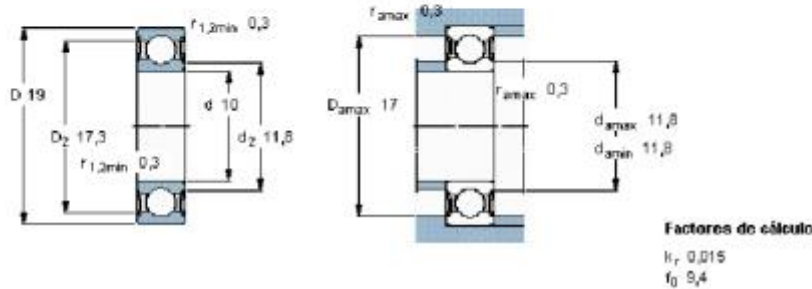


Figura II-27: Rodamiento diámetro interior 10 mm

### 2.2.8.2 RODAMIENTO PARA EL RODILLO SUPERIOR

Se calculará el rodamiento con las siguientes características:

Carga radial estática = 60N

Carga radial dinámica = 60N

Diámetro del agujero = 5 mm

Velocidad = 42 rpm

Vida requerida = 10,000 horas



**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados**

Tolerancias , ver también el texto  
 Juego radial interno , ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer
5	19	6	2,34	0,95	0,04	-	24000	0,0090	635-2RS1 *

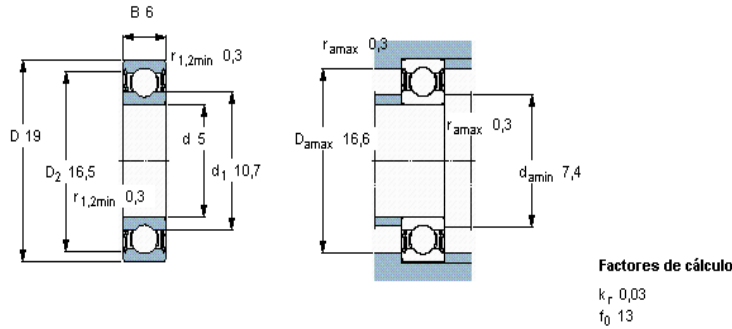


Figura II-28: Rodamiento para el rodillo superior

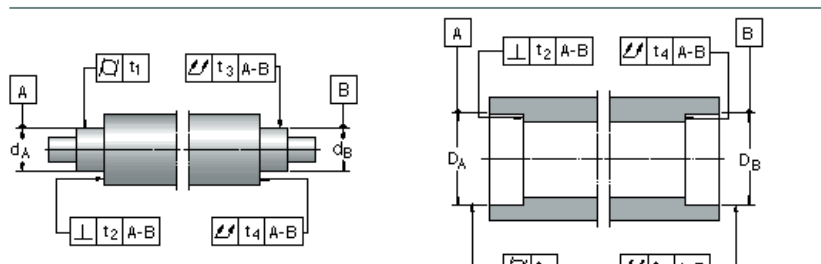
### 2.2.8.3 TOLERANCIAS PARA LOS EJES Y ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS

Los ajustes que se deberán tener entre los rodamientos y el árbol, vienen dados por la tabla T1 (ver anexos): Ajustes para ejes macizos de acero SKF. De esta tabla, ya que las cargas del rodamiento son ligeras ( $P < 0.05 C$ ), se obtiene que la tolerancia deberá ser js5.

Las recomendaciones para los ajustes del alojamiento está dado por la tabla T5 (ver anexos): Ajustes para el alojamiento de fundición y aceros – Alojamiento enterizos SKF, de la cual se obtiene que para cargas ligeras o variables ( $P < 0.05 C$ ) la tolerancia deberá ser M7.

SKF

Tabla 3: Precisión de forma y de posición para los asientos de rodamientos en ejes y alojamientos



Superficie	Característica	Símbolo de la característica zona de tolerancia	Desviaciones permisibles			Explicación	
			Rodamientos con clase de tolerancia <sup>1)</sup>				
			Normal, CLN	P6	P5		
<b>Asiento cilíndrico</b>						Para requisitos normales	
Cilindricidad		$t_1$	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	Para requisitos especiales de precisión de giro o incluso de apoyo
Variación radial total		$t_3$	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	
<b>Resalte plano</b>							
Perpendicularidad		$t_2$	IT5	IT4	IT3	IT2	
Variación axial total		$t_4$	IT5	IT4	IT3	IT2	

<sup>1)</sup> Para rodamientos de gran precisión (clase de tolerancia P4 etc.) ver el catálogo "High-precision bearings" (tabla).

Figura II-29: Precisión de forma y de posición para los asientos de rodamientos en ejes y alojamientos

De la tabla anterior se obtienen las tolerancias siguientes para los rodamientos y 10mm:

- Cilindricidad ( $t_1$ ) :  $7,5\mu\text{m}$  (este valor le corresponde a un radio, entonces al diámetro le corresponde  $5\mu\text{m}$  de tolerancia)
- Variación radial total ( $t_2$ ) :  $7,5\mu\text{m}$
- Perpendicularidad ( $t_3$ ) :  $15\mu\text{m}$
- Variación axial ( $t_4$ ) :  $15\mu\text{m}$

Para el rodamiento de 5 mm:

- Cilindricidad ( $t_1$ ) :  $2,5\mu\text{m}$  (este valor le corresponde a un radio, entonces al diámetro le corresponde  $5\mu\text{m}$  de tolerancia)

## 2.2.9 RESORTE DE PRESIÓN

Según los parámetros brindados en las consideraciones para cálculos y selecciones (2.2.1), la fuerza normal que debe ejercer el rodillo loco sobre el cable es de 51.3 N, para lo cual se han planteado que el resorte deberá cumplir con entregar una fuerza del doble, de modo que el resorte en posición de trabajo solo tenga que estar comprimido la mitad. Adicionalmente, el diámetro interior del resorte esta directa relación al diámetro del tornillo pasante, el cual se analizará en el punto 2.2.10

El cálculo del resorte se hizo en base a los siguientes datos de entrada:

- Material: Acero para resortes según DIN 17223
- Clase : B
- Módulo de cizallamiento (G): 8300 kgf/mm<sup>2</sup>

Datos de diseño del resorte:

- $F_{tr} = 120$  N (12 kgf)      Carga de trabajo
- $f_{tr} = 46$  mm      Deformación correspondiente a la carga de trabajo
- $D_i = 20$  mm      Diámetro interior del resorte.

Se deberá cumplir que:

$$\tau_{i adm} \geq \tau_{i bl}$$

Para lo cual se asumirá un diámetro del alambre (d) y se calculará la tensión tangencial a la que estará sometido el alambre mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_i = (8 \times D_m \times F_{tr}) / (\pi \times d^3)$$

$$D_m = D_i + d \quad D_m: \text{diámetro medio}$$

El valor de  $\tau_{adm}$  se obtiene del siguiente gráfico que es pertenece a la norma Din 17223

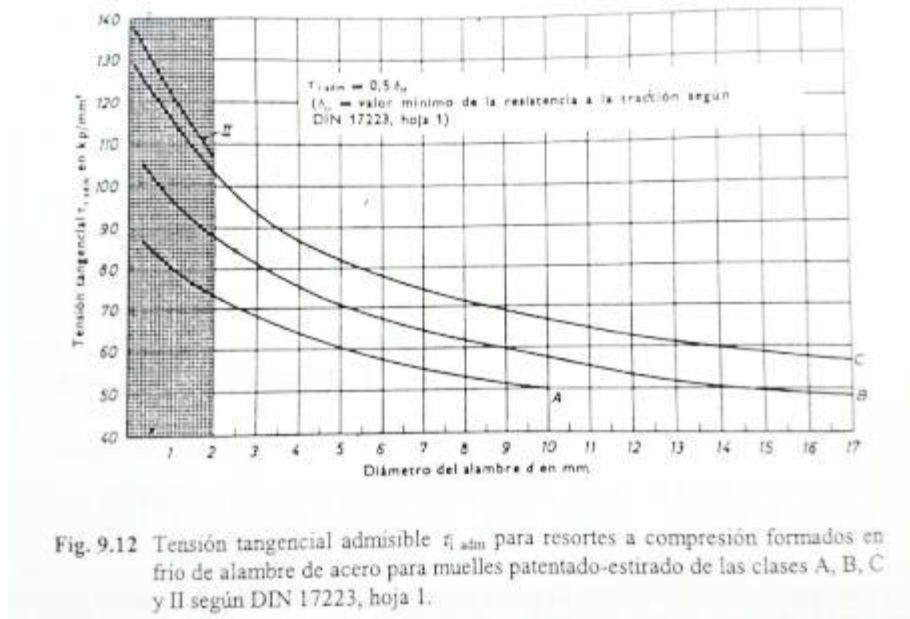


Fig. 9.12 Tensión tangencial admisible  $\tau_{adm}$  para resortes a compresión formados en frío de alambre de acero para muelles patentado-estirado de las clases A, B, C y II según DIN 17223, hoja 1.

Figura II-30: Tensión tangencial admisible

A continuación se presenta una tabla con los valores obtenidos.

Tabla II-4: Tensión tangencial en el resorte vs tensión tangencial admisible

d (mm)	Dm (mm)	$\tau_i$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$\tau_{iadm}$ (kgf/mm <sup>2</sup> )
3	23.00	26.58	81
2.5	22.50	44.92	84
2	22.00	85.79	87

OK

Según los datos obtenidos en la tabla el diámetro del alambre será de 2.5 mm y el diámetro medio de 22.5 mm.

El número de espiras efectivas ( $i_f$ ) está dado por:

$$i_f = \frac{G \times d^4}{8 \times D_m^3} \times \frac{f_{tr}}{F_{tr}}$$

$$i_f = 13.5$$

El número de espiras reales ( $i_g$ ) se obtiene de

$$i_g = i_f + 2 = 15.5$$

La suma de distancia mínima entre espiras ( $S_a$ ) está dada por:

$$S_a = x \cdot d \text{ if}$$

Donde  $x$  se calcula mediante el siguiente gráfico:

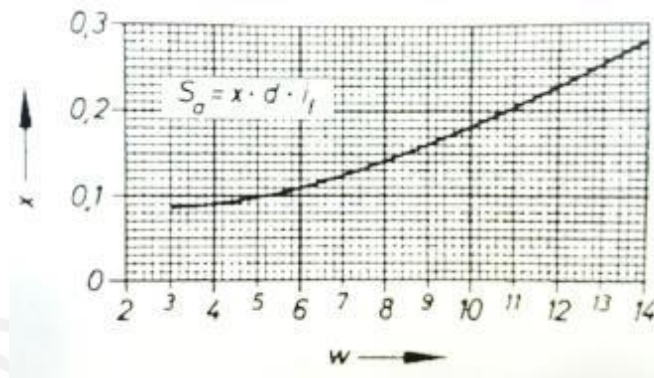


Figura II-31: Factor "x" para el cálculo de la distancia mínima entre espiras

$$w = D_m/d \rightarrow w=9 \quad \text{y por lo tanto:}$$

$$x = 0.16 \quad \rightarrow \quad S_a = 5.4 \text{ mm}$$

La longitud de bloqueo  $L_{bl} = i_g \cdot d$

$$L_{bl} = 38 \text{ mm}$$

Longitud del resorte sin carga  $L_o = f_{tr} + S_a + L_{bl}$

$$L_o = 89.4 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad L_o = 90 \text{ mm}$$

Recalculando  $S_a = 6 \text{ mm}$

La constante estará dada por:

$$K = F_{tr}/f_{tr} \quad \rightarrow \quad K = 0.26$$

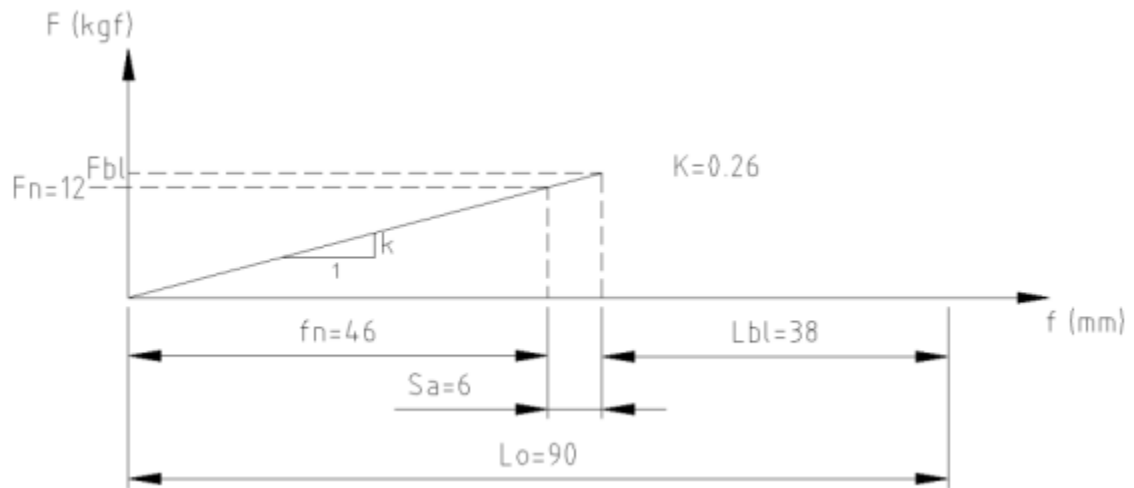


Figura II-32: Gráfica de deformación vs fuerza del resorte

Verificación de resistencia:

Longitud de bloqueo:  $f_{bl}=f_{ir}+S_a$   
 $f_{bl}=52$  mm

Con esta deformación se calcula la fuerza de bloqueo:

$$F_{bl} = \frac{f_{bl} G d^4}{8 D_m^3 i_f}$$

$$F_{bl} = 13.7 \text{ kgf}$$

$$\tau_{ibl} = \frac{8 D_m F_{bl}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{ibl} = 50 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = 83 \text{ kgf/mm}^2$$

El resorte cuenta con un factor de seguridad a la fluencia de 1.68, Por lo cual no fallará por resistencia y satisface el factor de seguridad recomendado de 1.12 (Rodríguez Hernández, 2008)

No se realizará el cálculo por pandeo, debido a que el resorte cuenta con el tornillo pasante en su interior, el cual evitará un posible pandeo.

La fuerza que se requiere del resorte es de 51.3 N según lo definido en el punto 2.2.1, para lo cual la longitud final del resorte será de 70 mm.

### **2.2.10 TORNILLO PASANTE**

El tornillo pasante será de sección circular de 18 mm de diámetro y tendrá una longitud de 150 mm; además, tendrá una sección roscada en los primeros 53 mm de longitud, los cuales permitirán comprimir el resorte mediante tuercas y así aumentar la fuerza normal sobre el cable a 78N. La fuerza normal para los cálculos se considerará de 120 N, ya que es la fuerza máxima que puede ejercer el resorte cuando se comprime hasta su longitud de bloqueo.

Este tornillo cuenta con una chaveta en la parte superior, la cual estará fabricada según Din 6885-A de extremos redondos, de modo que este fijo en una posición y por consecuencia no permita que el rodillo loco salga de su posición de trabajo.

Para el montaje se ha considerado un pin en la parte superior del tornillo, el cual una vez colocado, mantendrá al tornillo sobre el nivel del rodillo de potencia, de modo que no interfiera con el montaje de este último.

A continuación se muestra la posición de trabajo del tornillo pasante trabajando con un cable de 10 mm y el resorte regulado para entregar 120 N. La justificación del ángulo de desviación del tornillo se desarrolla en el punto 2.2.11.



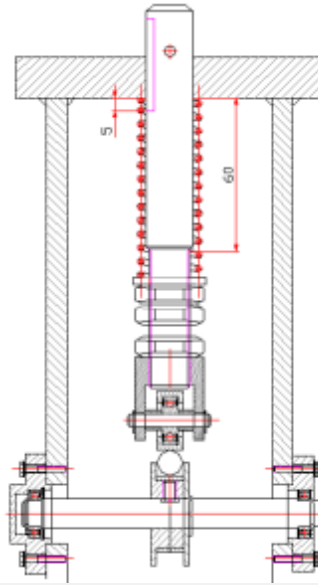


Figura II-33: Sistema trabajando con cable de 10 mm

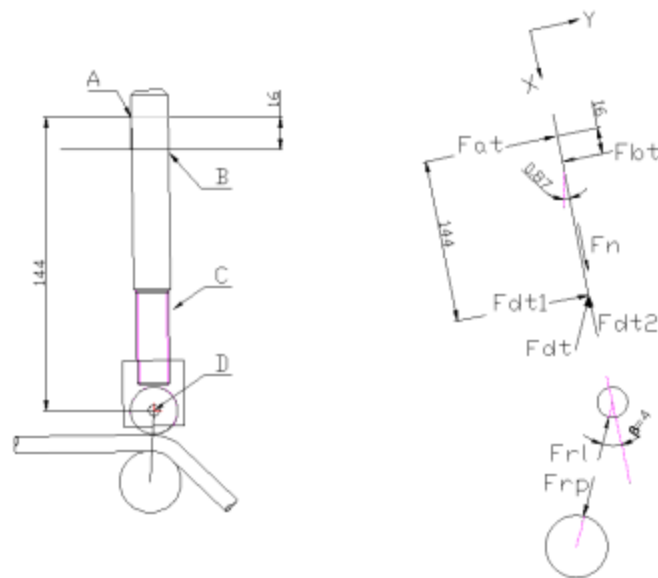


Figura II-34: DCL tornillo pasante

$$F_{bl} = 120 \text{ N}$$

Fuerza máxima del resorte a longitud de bloqueo.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{bl} = F_{dt2} = 120 \text{ N}$$

$$F_{dt1}=120.\text{tg}(4) = 8.4 \text{ N}$$

$$F_{rp}=\sqrt{F_{dt1}^2+F_{dt2}^2} \quad \rightarrow \quad F_{rp}=120.3 \text{ N}$$

Sin embargo, el ángulo  $\beta$  crecerá conforme el tornillo pasante y la estructura del soporte superior se desgasten; es por este motivo que se realizará el cálculo de resistencia en base a un ángulo  $\beta = 20^\circ$ , que representa una separación entre el tornillo pasante y el agujero de la estructura superior de 1.12 mm. Para lo cual se recalcularán los siguientes valores.

$$F_{dt1}'=120.\text{tg}(20)$$

$$F_{dt1}'= 40 \text{ N}$$

$$F_{rp}'=\sqrt{F_{dt1}'^2+F_{dt2}^2} \quad \rightarrow \quad F_{rp}'=126.5 \text{ N}$$

$$\sum M_{xy} b = 0$$

Sumatoria de momentos en Z respecto al punto B

$$F_{dt1} \cdot (d_{bc}) = F_{at} \cdot d_{ab}$$

$$F_{at} = 320 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{at} - F_{bt} + F_{dt1} = 0$$

$$F_{bt} = 360 \text{ N}$$

$$M_{fb} = F_{at} \cdot d_{ab} \quad \rightarrow \quad \text{Momento flector en el punto b}$$

$$M_{fb} = 5120 \text{ Nmm}$$

A continuación se muestran los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores, donde se puede notar claramente que el punto “B” es el punto crítico, es por esto que se usará esta sección para evaluar la resistencia del elemento.

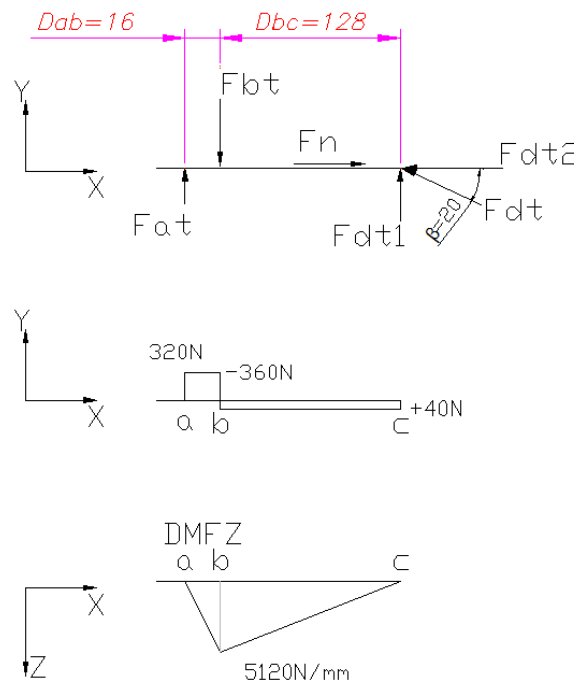


Figura II-35: Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para el tornillo pasante

El tornillo pasante se fabricará de Acero ck45 (AISI 1045):

- Esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_{mat.f}$ ):390 MPa

Para el tornillo en el punto b:

$$\sigma_f = \frac{32 M_f}{\pi \cdot dtp^3}$$

$$\sigma_f = 8.94 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{4.320}{\pi \cdot dtp^2}$$

$$\tau_c = 1.26 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_c^2}$$

$$\sigma_{eq} = 9.17 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \frac{\sigma_b}{\sigma_{eq}}$$

$$FS = 42.5$$

Luego de calculado el factor de seguridad mediante cálculos, procederemos a evaluar el tornillo pasante con ayuda del programa SolidWorks, el cual trabaja mediante el método de elementos finitos y compararemos el resultado.

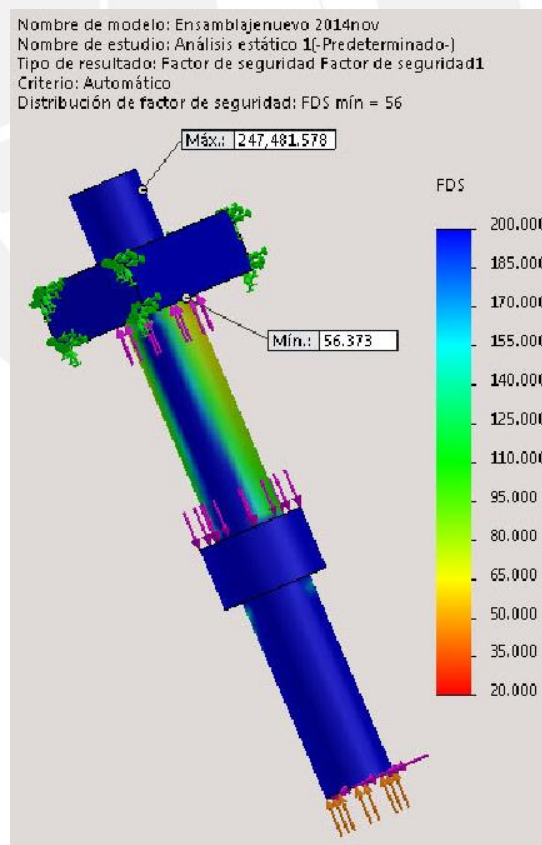


Figura II-36: Análisis SolidWorks - Tornillo pasante

El factor de seguridad brindado por el programa es de 56, mientras el calculado es de 42.5, por lo cual podemos inferir que el área de contacto, las consideraciones y los cálculos se han realizado de manera correcta.

### 2.2.11 ESTRUCTURA DE SOPORTE SUPERIOR

Este soporte también se fabricará de acero ASTM A36 y en el cálculo anterior se verificó que no que el factor de seguridad a la fluencia es de 25 como mínimo. Ahora se realizará una verificación a la resistencia por aplastamiento en las zonas de contacto. Las fuerzas y reacciones que actúan sobre este soporte se grafican a continuación. Las reacciones en las aristas son generadas por el tornillo, mientras las reacciones en la cara inferior son generadas por el resorte.

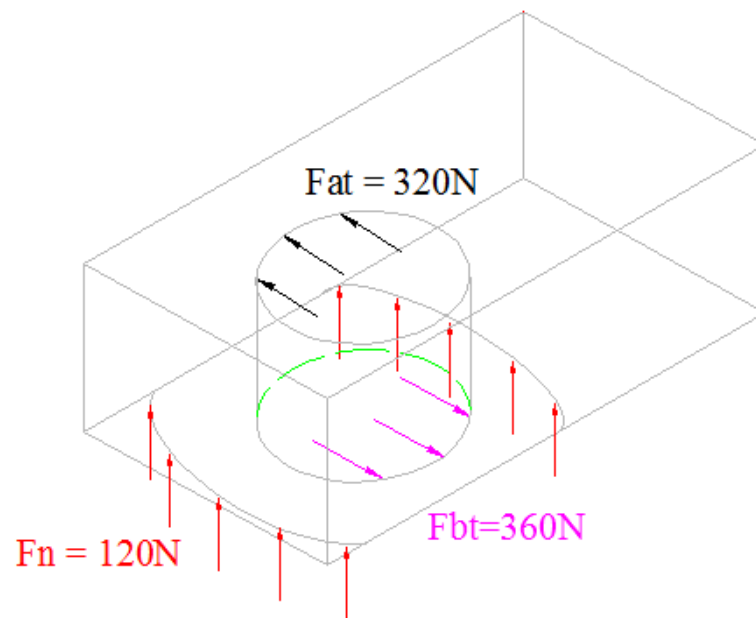


Figura II-37: Fuerzas aplicadas sobre el soporte superior

Para un espesor de plancha de 16mm, la máxima reacción que genera el tornillo pasante es de 360 N (del mismo modo sucede en el tornillo), y el cálculo que se realizará será para verificar que la plancha ni el tornillo pasante fallen por aplastamiento.

$$F=360\text{ N}$$

Para calcular el área de contacto se asumirá un ancho de 0.5 mm de contacto, debido a que los bordes contarán con redondeo.

$$\text{Ancho de contacto (Anc)} = 0.5 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud de contacto (Lc)} = 2 \cdot \pi \cdot r_{tp} = 56.5$$

Por lo tanto:

$$\text{Área de contacto} = \text{Anc} \cdot \text{Lc} = 28.3 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = F/A$$

$$\sigma_{eq} = 12.7 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \sigma_b / \sigma_{eq}$$

$$FS = 19.7$$

Con respecto al acabado superficial del tornillo y el soporte, la rugosidad promedio Rz deberá estar entre 8 y 10  $\mu\text{m}$ , ya que son superficies deslizantes y este es el acabado recomendado según (Pontificia Universidad Católica del Perú, 2006). Adicionalmente, se deberán rebajar los filos de los bordes reducir las posibilidades de entallamiento.

En la Figura II-38 se muestra la relación entre la máxima separación dada por la tolerancia entre el tornillo pasante y el soporte superior con la desviación en la base del rodillo loco.

Para las tolerancias dimensionales se deberá tener en cuenta que son superficies deslizantes, no usarán lubricación para deslizarse y el espacio entre ambas deberá ser mínimo, de tal manera que la desviación que pueda sufrir el tornillo, por el juego entre este y el agujero del soporte superior, sea mínima. Según el cálculo, apoyado en la siguiente imagen, por relaciones de triángulos rectángulos, se puede apreciar que por

cada unidad de separación entre el tornillo pasante y el agujero, se producirá una desviación 9 veces mayor en la base. Por lo tanto si se requiere una variación máxima en la base de 2 mm, la máxima separación entre el bloque superior y el tornillo deberá ser de 0.25mm. Según lo recomendado por (Pontificia Universidad Católica del Perú, 2006) para un juego deslizante y trabajo normal se deberá usar una tolerancia H11/h11 lo que me permite una separación máxima de 0.26 mm.

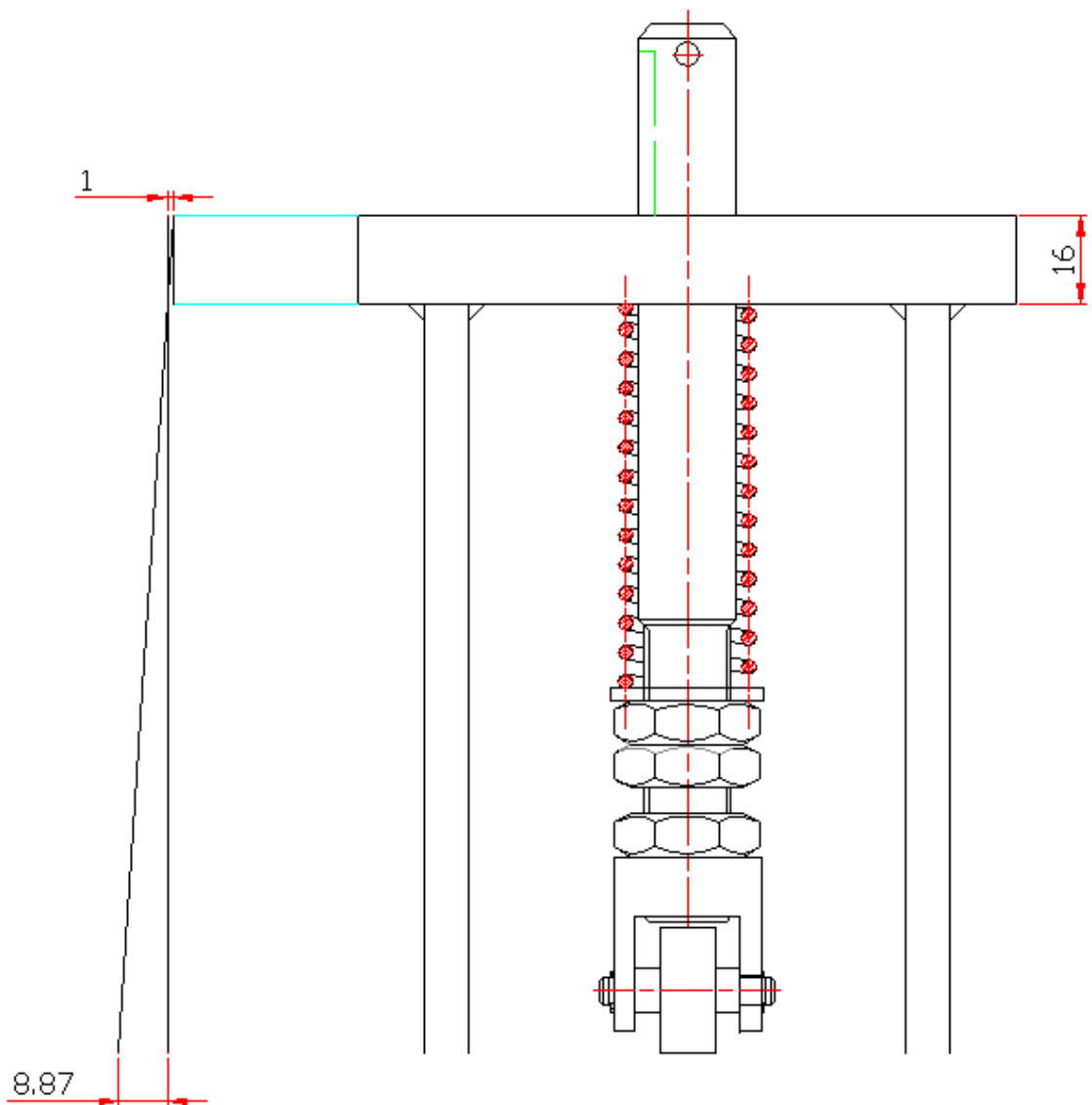


Figura II-38: Tolerancia vs desviación del tornillo pasante



### 2.2.12 SOPORTE PARA EL RODILLO LOCO

El análisis se realizó considerando un espesor de plancha de 1.5 mm de acero A36 y una desviación de 1.5 mm en los laterales como se muestra en la Figura II-39. Esto debido a tolerancias en la fabricación y a posibles deformaciones que el equipo pudiera sufrir en el campo.

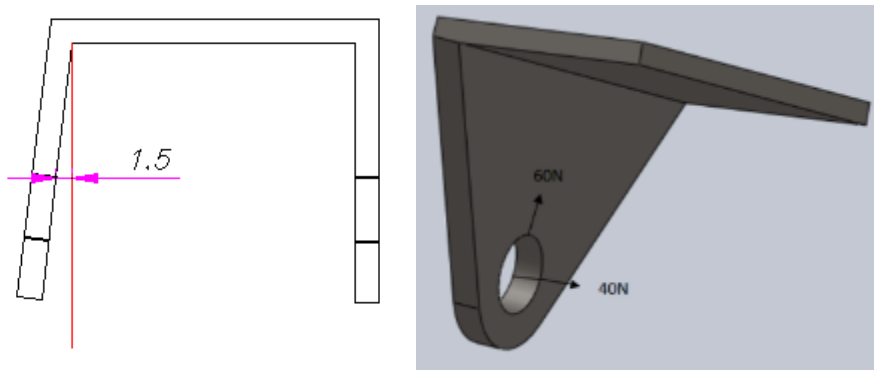


Figura II-39: Deformación y fuerzas - Soporte rodillo loco.

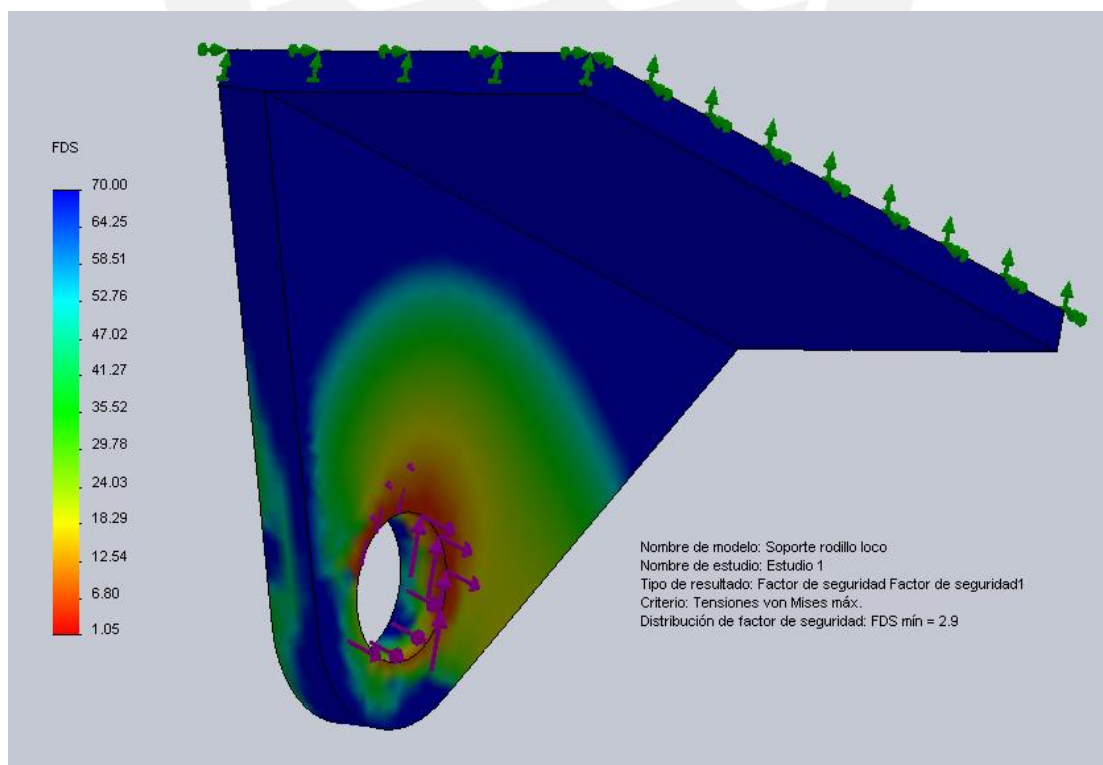


Figura II-40: Analisis SolidWorks - Soporte rodillo loco

Según el análisis por elementos finitos, el factor de seguridad mínimo para este soporte es de 2.9 con planchas de 1.5 mm; sin embargo, para la fabricación se empleará una barra cuadrada de acero ASTM A36 con dimensiones de 25.4 mm por lado y las paredes laterales serán de 3 mm de espesor, garantizando de esta manera un factor de seguridad mayor.

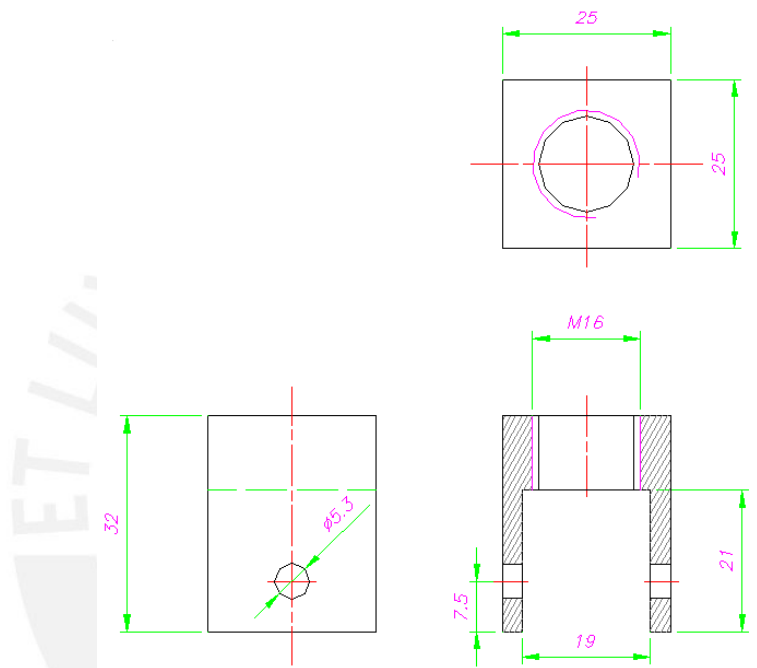


Figura II-41: Dimensiones - Soporte rodillo loco

## 2.2.13 CALCULO DE SOLDADURA

### 2.2.13.1 SOPORTE SUPERIOR

Para realizar el cálculo de soldadura, se hallarán las fuerzas que actúan en las partes soldadas y luego se procederá a calcular la soldadura necesaria para que esta no falle.

Primero analizaremos la unión del soporte superior con los parantes laterales.

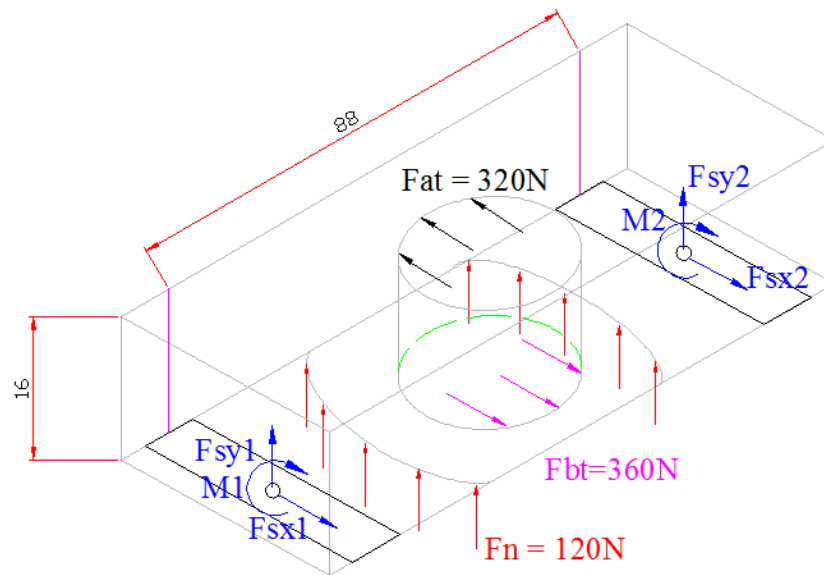


Figura II-42: Distribución de fuerzas en la estructura superior

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & \quad F_{sx1} + 360 - 320 + F_{sx2} = 0 & \quad : \text{por simetría } F_{sx1} = F_{sx2} \\ & \quad 2 \cdot F_{sx1} = 40N & \quad \rightarrow \quad F_{sx1} = F_{sx2} = 20N \\ \sum F_y = 0 & \quad F_{sy1} + F_{sy2} + 120N = 0 & \quad : \text{por simetría } F_{sy1} = F_{sy2} \\ & \quad 2 \cdot F_{sy1} = 120N & \quad \rightarrow \quad F_{sy1} = F_{sy2} = 60N \\ \sum M_m = 0 & \quad M1 + M2 - 320N \cdot 16mm = 0 & \quad : \text{por simetría } M1 = M2 \\ & \quad 2 \cdot M1 = 5120 N \cdot mm & \quad \rightarrow \quad M1 = M2 = 2560 N \cdot mm \end{aligned}$$

Los cordones de soldadura se realizarán en los laterales del parante, por lo que los esfuerzos se calcularán según lo siguiente:

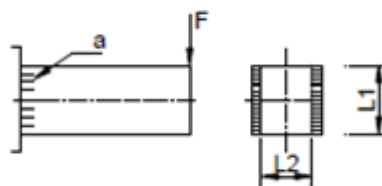


Figura II-43: Esquema para cálculo de esfuerzos en el cordón de soldadura

$n_n = F_{sy1}/A$	Esfuerzo normal debido a tracción.
$n_f = M_f y / I$	Esfuerzo normal debido a flexión.
$\tau_a = F/A$	Esfuerzo de corte paralelo al cateto y paralelo al cordón.
$I = 2 (a L_1^3/12)$	Momento de inercia de los cordones de soldadura.
$A = 2 L_1 a$	Área de la garganta del cordón.

$$n_n = \frac{F_{sy1}}{2 \times L_1 \times a} \quad n_n = 60 / (2 \cdot 25 \cdot a)$$

$$n_f = \frac{M_1 \times y \times 12}{2 \times a \times L_1^3} \quad n_f = 2560 \cdot 12.5 \cdot 12 / (2 \cdot a \cdot 25^3)$$

$$\tau_a = \frac{F_{sx1}}{2L_1a} \quad n_f = 20 / (2 \cdot 25 \cdot a)$$

Mediante la siguiente expresión basada en la hipótesis cercana a valores experimentales:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(n^2 + 1.8(\tau_n^2 + \tau_a^2))}$$

$$\sigma_{adm} = v \ v_2 \ \sigma_f / FSR$$

$v = 0.8$       Factor de carga estática.

$v_2 = 0.5$       Factor de calidad de la unión.

Factor de carga estática (v)

TIPO DE UNION	ESFUERZO	v
A tope	Tracción	1,0
	Compresión	1,0
	Flexión	1,0
	Corte	0,8
En ángulo	Todos	0,8

Factor de calidad de la unión (v<sub>2</sub>)

CALIDAD	v <sub>2</sub>
I	1,0
II	0,8
III	0,5

Guía para determinar la calidad de uniones soldadas (DIN 1912)

		Calidad		
		I	II	III
Material	Garantizado para soldar	•	•	•
Preparación	Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
Método de soldadura	Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las piezas y las cargas de la unión soldada.	•	•	•
Material de aporte	Seleccionado de acuerdo al material base	•	•	•
	Selección verificada y garantizada.	•	•	
Personal	Soldador calificado con supervisión en su Trabajo	•	•	
Verificación	Comprobación de ausencia de fallas (ultrasonido, rayos x, etc.)	•		

Figura II-44: Factores de calidad de la soldadura

$$\sigma_f = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} = v \ v_2 \ \sigma_f / FS_R \quad \rightarrow \quad FS_R = v \ v_2 \ \sigma_f / \sigma_{eq}$$

para a = 3  $\rightarrow$   $\sigma_{eq} = 4.5 \text{ N/mm}^2$

$$FS_R = 22$$

El cordón de soldadura mínimo es de 3 mm para lo cual le corresponde un factor de seguridad de 22. El factor de seguridad recomendado para materiales conocidos bajo cargas que pueden ser calculadas y condiciones ambientales promedio es 3. Por lo tanto el cordón no falla.

### 2.2.13.2 SOPORTE INFERIOR

Para la soldadura en la base se calculará el esfuerzo equivalente, si este es mayor al del soporte superior, significa que este punto es más crítico y se deberá evaluar el cordón de soldadura. De lo contrario, el cordón se realizará al igual que para el punto superior.

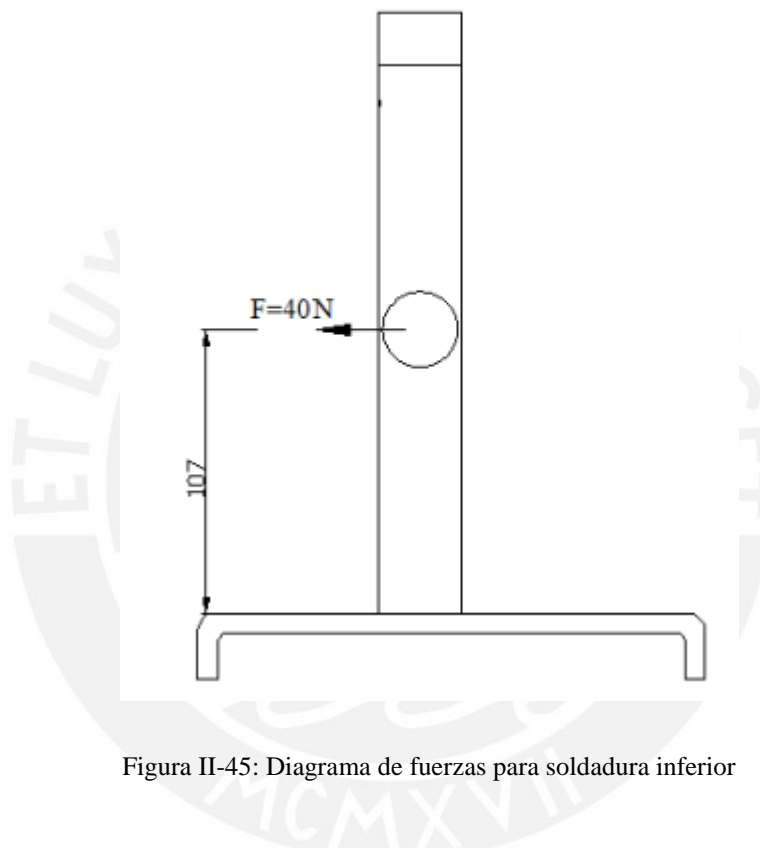


Figura II-45: Diagrama de fuerzas para soldadura inferior

Dado que la fuerza del cable es de  $40\text{ N}$  y esta fuerza se repartirá entre ambos parantes, el esquema a trabajar será el siguiente, donde  $F_{si} = 20\text{ N}$

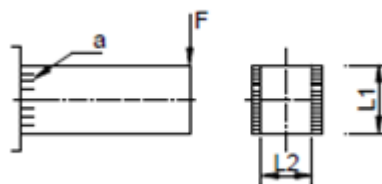


Figura II-46: Esquema para cálculo de esfuerzos en el cordón de soldadura

$$M_3 = F_{si} \cdot 107 = 2140 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$n_f = \frac{M_3 \times y \times 12}{2 \times a \times L_1^3} \quad n_f = 2140 \cdot 12 \cdot 5 \cdot 12 / (2 \cdot 3 \cdot 25^3) = 3.424 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a = \frac{F_{si}}{2L_1a} \quad n_f = 20 / (2 \cdot 25 \cdot 3) = 0.1333 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(n^2 + 1.8(\tau_n^2 + \tau_a^2))}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(3.424^2 + 1.8(0 + 0.1333^2))}$$

$$\sigma_{eq} = 3.424 \text{ N/mm}^2$$

Dado que el  $\sigma_{eq}$  para el soporte superior es de  $4.5 \text{ N/mm}^2$ , el cordón de soldadura se mantiene con un ancho de garganta de 3 mm.

#### 2.2.14 SELECCIÓN DE ACOPLE

Con los datos obtenidos experimentalmente y las dimensiones de los rodillos, en el punto 2.2.1 se obtiene que el máximo par de arranque al que estará sometido el eje es de 0.6 N.m. Este torque es muy bajo; sin embargo, las tolerancias de fabricación dadas para el equipo son amplias, lo cual dará como resultado la desalineación entre el eje del motor y el eje del rodillo de potencia. Esta desalineación podrá causar la falla de los ejes por fatiga y el desgaste prematuro de los rodamientos. Adicionalmente a los puntos anteriormente descritos, a mayor desalineación, menor tiempo de vida de los acoples.

En un primer momento se pensó en utilizar un acople articulado tipo junta universal, el cual tiene como características principales el soportar desalineaciones angulares y paralelas; sin embargo, el precio es muy similar al de un acople flexible, el cual presenta mejores prestaciones ya que dentro de sus características también está el soportar desalineaciones axiales. Por lo tanto, el acople seleccionado para esta aplicación fue el flexible.





Figura II-47: Junta universal



Figura II-48: Acople flexible

### 2.2.15 SUJECION DEL EQUIPO DE PINTADO MEDIANTE CABLE

El equipo de pintado se deberá sujetar de una manera rápida y sencilla, para lo cual se utilizará un sujetador como el que se muestra en la Figura II-49 y un mosquetón como el mostrado en la

Figura II-50. El mosquetón unirá el equipo con el cable de una manera rápida y sencilla cumpliendo así con el objetivo.



Figura II-49: Sujetador



Figura II-50: Mosquetón

## CAPÍTULO III

### PLANOS

#### 3.1 ESPECIFICACIONES DE LA MAQUINA:

- Potencia: 1.49 Watss
- Velocidad de giro: 32 rpm
- Presión de aire: 4 bares
- Caudal de aire: 5 L/s
- Alto: 305 mm
- Ancho: 160 mm
- Largo: 425 mm
- Peso: 12 kg.

Se le deberá aplicar un recubrimiento anticorrosivo a la máquina para que no se vea afectada por la corrosión.

#### 3.2 LISTA DE PLANOS:

A continuación se muestra la lista de planos y sus respectivos códigos.

Tabla III-1: Lista de planos

CODIGO	NOMBRE
SAEP-P01-A1	PLANO DE ENSAMBLE
SAEP-P02-A2	PLANO DE CORTES Y DETALLES

CODIGO	NOMBRE
SAEP-P03-A2	DESPIECE CAJAS DE RODAMIENTOS Y ARBOL
SAEP-P04-A2	DESPIECE TORNILLO PASANTE Y SOPORTE DE RODILLO
SAEP-P05-A2	DESPIECE RODILLOS, EJES Y ESPACIADOR
SAEP-P06-A2	ESTRUCTURA
SAEP-P07-A2	RESORTE
SAEP-P08-A2	CIRCUITO NEUMATICO



## CAPÍTULO IV

### COSTOS DE FABRICACION

En el presente capítulo se muestran los costos estimados del sistema para proporcionar avance constante a equipos de pintado al interior de tuberías. Los costos se dividen en costos de diseño y fabricación. Adicionalmente, los costos de fabricación se dividen en costos de elementos seleccionados y costos de elementos fabricados.

#### 4.1 COSTOS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS:

Estos elementos serán comprados de proveedores locales y lo precios corresponden a noviembre del 2013.

Tabla IV-1: Costos de elementos seleccionados

Ítem	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total(S/.)
Acople flexible	1	300.00	300.00
Anillo elástico – 19 x 1	1	1.20	1.20
Anillo elástico 5 x 0.6	2	1.00	2.00
Anillo elástico 8 x 0.8	2	1.00	2.00
Anillo elástico de 11 x 1.1	1	1.20	1.20
Arandela plana para M 16	1	0.17	0.17
Arandela plana para M5	12	0.08	0.96
Cable de 10 mm con cable interior	1	3.00	3.00
Conexión BSP 1/4"	2	5.77	11.54
Conexión doble de ¼ BSP	3	2.50	7.50
Espaciador	2	0.50	1.00

Ítem	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total(S/.)
Filtro regulador lubricador F/RD 05k	1	860.00	860.00
Funda de rodillo 1 - Caucho	1	10.00	10.00
Funda de rodillo 2 - Caucho	1	10.00	10.00
Manguera de poliuretano (m)	6	7.80	46.80
Mosquetero	1	3.00	3.00
Motor neumático	1	4500.00	4500.00
Prisionero Allen M5 x 8	1	0.70	0.70
Resorte (DIN 17223 clase B)	1	12.50	12.50
Rodamiento rígido de bolas 619/8 – 2RS1	2	11.00	22.00
Rodamiento rígido de bolas SKF 635 – 2RS1	1	14.00	14.00
Tornillo hexagonal M3	8	0.10	0.80
Tornillo Hexagonal M5x16	4	0.12	0.48
Tuerca hexagonal M16	3	0.41	1.23
Válvula 3/2 conexión BSP 1/4"	1	191.00	191.00
Válvula de bola	1	7.00	7.00
Válvula reguladora de caudal	1	52.00	52.00

#### 4.2 COSTOS DE ELEMENTOS FABRICADOS:

En la siguiente tabla se muestran los elementos de los cuales serán fabricados cada uno de los ítems.

Tabla IV-2: Materiales de fabricación

ítem	Elemento	Material	Dimensiones del material a comprar	Unidad de venta
1	Estructuras laterales	A-36	Platina 3/8"x 1"	Varilla
2	Estructura inferior	A-36	Plancha 4.0 x 1.200 x 2400	Plancha
3	Estructura superior	A-36	Barra cuadrada 1"	Varilla
4	Estructura del motor	A-36	Plancha 4.0 x 1.200 x 2400	Plancha
5	Soporte FRL		Plancha 4.0 x 1.200 x 2400	Plancha
6	Tornillo pasante	A-36	Barra redonda lisa 3/4"	Varilla
7	Chaveta de caras paralelas Din 6885	Ck-45	Barra redonda lisa 3/8"	Varilla
8	Soporte rodillo 2	A-36	Barra cuadrada 1"	Varilla
9	Eje	ck-45	Barra redonda lisa 3/8"	Varilla
10	Rodillo 1	A-36	Barra redonda lisa 2"	Varilla
11	Tapa de rodillo 1	A-36	Barra redonda lisa 2"	Varilla

ítem	Elemento	Material	Dimensiones del material a comprar	Unidad de venta
12	Caja rodamiento 1	A-36	Barra redonda lisa 2"	Varilla
13	Caja de rodamiento 2	A-36	Barra redonda lisa 2"	Varilla
14	Pin Ø4 x 30	ck-45	Barra redonda lisa 3/8"	Varilla
15	Árbol	ck-45	Barra redonda lisa 1/2"	Varilla

Para el costo de material que se muestra a continuación, se dividió el precio de los materiales entre los ítems que serán fabricados del mismo material. En el caso de las planchas, se ha considerado el precio de la plancha dividido entre la cantidad de material que se requiere ya que elevaría demasiado los costos.

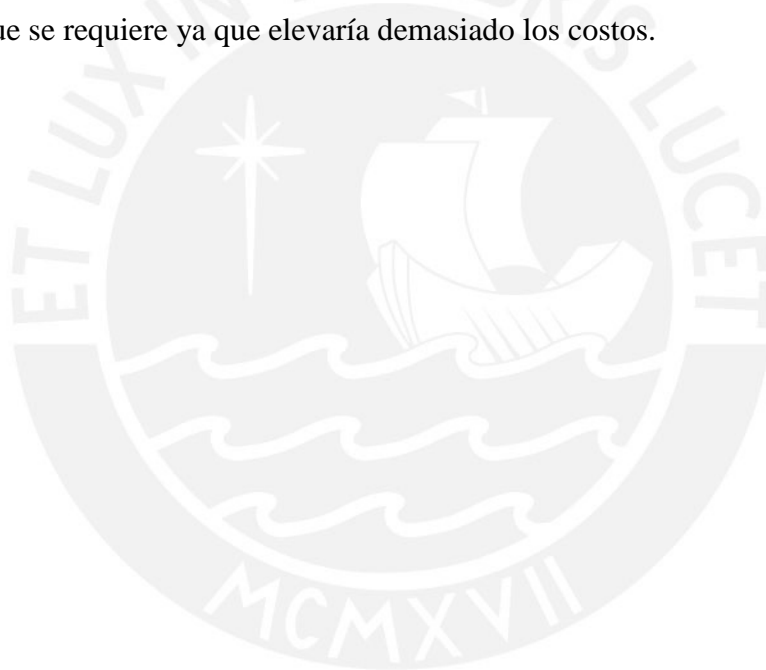


Tabla IV-3: Costos de fabricación

ítem	Elemento	Cantidad (u)	Costo total del material (S/.)	Procesos de manufactura					Costo total de procesos (S/.)	Costo por unidad (S/.)	Costo total (S/.)	
				Torno	Taladro	Fresa	Plasma	Soldadura				
1	Estructuras laterales	2.0	36.0	0.0	0.0	2.5	1.7	7.5	11.7	47.7	95.3	
2	Estructura inferior	1.0	60.0	0.0	0.0	2.5	4.2	7.5	14.2	74.2	74.2	
3	Estructura superior	1.0	50.0	0.0	0.0	5.0	4.2	7.5	16.7	66.7	66.7	
4	Estructura motor	1.0	20.0	1.0	0.0	1.0	0.0	7.5	9.5	29.5	29.5	
5	Soporte FRL	1.0	10.0	0.0	0.0	0.0	0.0	5.0	5.0	15.0	15.0	
6	Tornillo pasante	1.0	43.0	30.0	0.5	5.0	0.0	0.0	35.5	78.5	78.5	
7	Chaveta de caras paralelas Din 6885	1.0	10.0	0.0	0.0	22.5	0.0	0.0	22.5	32.5	32.5	
8	Soporte rodillo 2	1.0	50.0	15.0	0.5	30.0	0.0	0.0	45.5	95.5	95.5	
9	Eje	1.0	10.0	15.0	0.0	0.0	0.0	0.0	15.0	25.0	25.0	
10	Rodillo 1	1.0	81.3	15.0	2.5	0.0	8.3	0.0	25.8	107.1	107.1	
11	Tapa de rodillo 1	1.0	81.3	15.0	0.0	0.0	8.3	0.0	23.3	104.6	104.6	
12	Caja rodamiento 1	1.0	81.3	7.5	1.3	15.0	4.2	0.0	27.9	109.2	109.2	
13	Caja de rodamiento 2	1.0	81.3	7.5	1.3	15.0	4.2	0.0	27.9	109.2	109.2	
14	Pin Ø4 x 30	1.0	10.0	5.0	0.0	0.0	0.0	0.0	5.0	15.0	15.0	
15	Árbol	1.0	30.0	15.0	0.0	2.5	0.0	0.0	17.5	47.5	47.5	
TOTAL			690.0						TOTAL	1004.7		



### 4.3 COSTO DE ARMADO

Para el costo de armado, se ha considerado que 2 personas trabajarán durante 3 horas a un costo de 30 soles/h.hombre. El costo total del armado será de S/.180.00 (ciento ochenta con 00/100 nuevos soles)

### 4.4 COSTO DE DISEÑO

El precio considerado para este diseño es de S/.20.00 hora/hombre y se ha considerado un tiempo de diseño de 212 horas, lo cual representa un costo de S/.4240.00.

Este costo se dividirá en un estimado de 10 equipos por lo cual se cargará a este equipo el equivalente a S/.424.00

### 4.5 CUADRO DE COSTOS RESUMEN

En la siguiente tabla se resume el costo de fabricación del equipo.

Tabla IV-4: Resumen de costos

<b>COSTOS DE FABRICACION</b>	
ELEMENTOS SELECCIONADOS	S/. 6,062.00
ELEMENTOS ELABORADOS	S/. 1,005.00
<b>SUB TOTAL</b>	
COSTO DE DISEÑO	S/. 424.00
COSTO DE ARMADO	S/. 180.00
<b>COSTO TOTAL</b>	S/. 7,671.00

## CONCLUSIONES

- 1) El motor seleccionado tiene una potencia de 360W cuando lo máximo requerido para el funcionamiento del sistema es de 1.49W. Esta diferencia permite que las variaciones de carga no afecten a la velocidad de trabajo del motor, logrando así la velocidad constante requerida.
- 2) La velocidad del motor se regula mediante la presión y el caudal de ingreso de aire, logrando así una velocidad aproximada de 3m/min cumpliendo con las recomendaciones de los fabricantes de equipos de pintado.
- 3) El sistema de sujeción implementado permite que el equipo pueda trabajar en tuberías con diámetros desde 90 mm hasta 950 mm.
- 4) El equipo es pequeño y tiene un peso aproximado de 12 kg, lo cual lo hace fácil de transportar. Adicionalmente, el sistema de sujeción se puede montar y desmontar de manera rápida y sencilla, lo cual facilita el trabajo en serie.
- 5) La velocidad para tirar de equipos de pintado se podrá regular en campo mediante una válvula de estrangulamiento.
- 6) El equipo ha sido dimensionado y diseñado para que el tornillo pasante y los rodillos sean desmontables, de modo que se puedan fabricar otros accesorios en caso se requiera adaptar el equipo para tirar de cables o mangueras con diámetros de hasta 60mm. Ver Figura IV-1: Versatilidad del equipo.
- 7) El costo de cada equipo será de S/. 7,700.00.

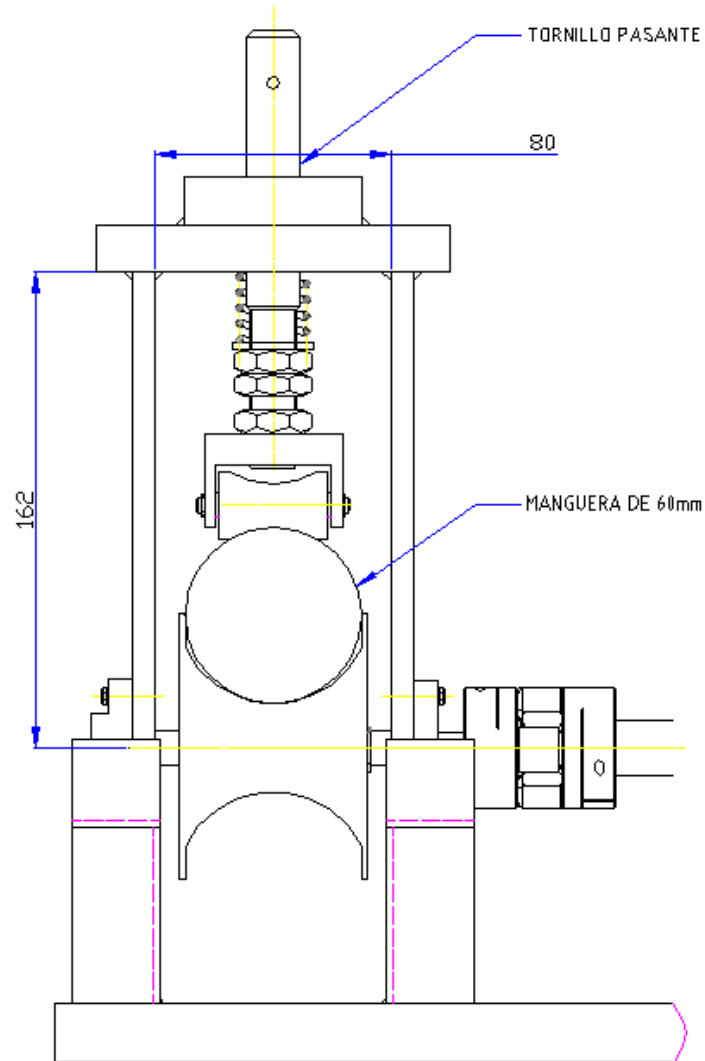


Figura IV-1: Versatilidad del equipo

## RECOMENDACIONES

- 1) El cable a utilizar deberá tener interior metálico de modo que no se estire, y al mismo tiempo deberá ser flexible, ya que el sistema no cuenta con un dispositivo para enrollar el cable a la salida del equipo.
- 2) El inicio y parada del sistema no deberá ser automático, ya que esto permitirá al operario descuidar el equipo y en caso de una eventual falla, del equipo de pintado o del presente equipo, se desperdiciará pintura en proporción al tiempo que se tome en detectar la falla.
- 3) Los equipos tanto de pintado como el que se diseña, deberán contar con mantenimiento adecuado dependiendo del lugar de operación, ya que una falla en los rodamientos, llantas, boquilla y otras partes vitales, podrá ser el causante de un espesor de película mal aplicado.
- 4) El sistema diseñado cuenta con un paquete de filtro, regulador y lubricador, comúnmente llamado FRL, el cual regula la presión del aire; adicionalmente, se ha insertado en el diseño un regulador de flujo para de esta manera la controlar la velocidad de giro del motor. Estos dispositivos deberán ser regulados en el primer tubo a pintar, de modo que el espesor de pintura aplicado sea similar en los siguientes tubos. Para esto se ha considerado una válvula 3/2 y una válvula de bola las cuáles serán las únicas que se manipulara luego de la regulación de la velocidad.
- 5) Dado que el sistema diseñado no cuenta con un equipo para enrollar la cuerda, se puede adquirir un enrollador manual (ver Figura I-1) el cual será manejado por el operario y en ningún caso se deberá enrollar la cuerda más rápido de lo que sale del sistema ya que esto afectará a la velocidad de avance del equipo de pintado.

## BIBLIOGRAFIA

1. Aceros Arequipa Corp. (21 de 11 de 2013). Obtenido de Catalogo de Productos:  
<http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/CATALOGO%20DE%20PRODUCTOS%20-%20SET10.pdf>
2. Atlas Copco. (5 de 02 de 2014). Obtenido de  
<http://www.atlascopco.com.pe/pees/>
3. Clemco Industries Corp. (29 de 03 de 2014). Obtenido de  
[http://www.clemcoindustries.com/products\\_showitem\\_clemco.php?item\\_id=325](http://www.clemcoindustries.com/products_showitem_clemco.php?item_id=325)
4. Couto Maquinaria, S. L. (07 de 04 de 2011). Obtenido de  
<http://www.coutomaquinaria.com/catalogo.php>
5. Creus Solé, A. (2007). *Neumática e Hidráulica*.
6. *Indiamart*. (29 de 03 de 2014). Obtenido de <http://www.indiamart.com/quality-spare/internal-pipe-cleaning-and-coating-equipment.html>
7. Niemann, G. (1984). *Maschinenelemente*. Berlin: Springer.
8. Pontificia Universidad Católica del Perú. ((2006)). *Dibujo Mecánico 1*. Lima: PUCP.
9. Pontificia Universidad Católica del Perú. (2006). *Dibujo Mecánico 2*. Lima: PUCP.
10. Rodríguez Hernández, J. A. (2008). *Resistencia de materiales 2*. Lima: PUCP.
11. SKF. (01 de 06 de 2011). Obtenido de <http://www.skf.com/pe/our-company/SKF-del-Peru/index.html>

12. SPEEDO MARINE (PTE) LTD. (30 de 03 de 2011). Obtenido de <http://speedo.com.sg/products/blasting-equipment/internal-pipe-blasting-coating/ipc900/>
13. The McGraw-Hill Companies, Inc. (2007). *Standard Handbook for Mechanical Engineers - edición 11*. RR Donnelley.
14. The Society for Protective Coatings. (1996). *Paint Application Standard # 2*.
15. VR COATINGS PVT. LTD. (30 de 03 de 2011). Obtenido de [http://vrcoatings.in/index.php?option=com\\_content&view=article&id=217&Itemid=76](http://vrcoatings.in/index.php?option=com_content&view=article&id=217&Itemid=76)

