



1859

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES.**



CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TEMA

**“DISEÑO DE UNA PRENSA NEUMÁTICA PARA ELABORAR PUERTAS
ENTAMBORADAS”.**

Tesis de Grado previo a
optar por el Título de
Ingeniero Electromecánico

Autor:

STALIN PAÚL HERNÁNDEZ ANGAMARCA.

Director:

ING. LUIS ARMANDO SALGADO VALAREZO, Mg. Sc.

LOJA - ECUADOR

2015

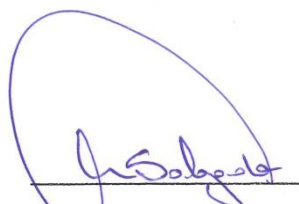
Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Diseño de una prensa neumática para elaborar puertas entamboradas**”, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Stalin Paúl Hernández Angamarca**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 12 de diciembre de 2014



Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **STALIN PAÚL HERNÁNDEZ ANGAMARCA** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula: 110419799-9

Fecha: 19-05-2015

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo **STALIN PAÚL HERNÁNDEZ ANGAMARCA**, declaro ser autor de la tesis titulada: **DISEÑO DE UNA PRENSA NEUMÁTICA PARA ELABORAR PUERTAS ENTAMBORADAS**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar al contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tengan convenio con la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los diecinueve días del mes de mayo del dos mil quince.

Firma:



Autor: Stalin Paúl Hernández Angamarca.

Cédula: 110419799-9

Dirección: Loja (Zamora Huayco: Río Santiago entre Río Napo y Río Cononaco).

Correo Electrónico: 13stalin@gmail.com

Teléfono: 2139204 / 2586053 **Celular:** 0990361316.

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Ing. José Fabricio Cuenca Granda, Mg. Sc.

Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc.

DEDICATORIA

A mi Padre Julio Cesar Hernández Carrión que me ha enseñado que nunca hay que darse por vencido, que siempre hay que salir adelante y nunca volver al pasado. Para mí siempre ha sido y será un ejemplo de superación.

A mi madre Julia Mercedes Angamarca Marin que es la mujer que siempre estuvo a mi lado en las buenas y malas, dándome consejos y fortaleza para seguir adelante.

A mis hermanos Julio, Lenin y Nathaly que de alguna manera me presionaron y me ayudaron.

El Autor

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi Dios por haberme dado la vida y fortaleza de haber llegado a superarme.

Doy gracias a la Universidad Nacional de Loja. Al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables, a la Carrera de Ingeniería en Electromecánica representada por sus autoridades y docentes a los cuales debo mi formación como profesional.

Al Ing. Luis Armando Salgado Valarezo. Director de Tesis, Mg.Sc, por todo su apoyo, interés y compromiso porque sin sus comentarios y ayuda hubiera sido imposible la culminación del proyecto de Tesis.

A quienes de manera desinteresada han estado detrás de mí respaldándome, animándome, presionándome e inspirándome para que llegue a mí objetivo propuesto.

ÍNDICE GENERAL.

CERTIFICACIÓN	I
AUTORÍA.....	II
CARTA DE AUTORIZACIÓN.....	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VII
SIMBOLOGÍA.....	XIII
1. TÍTULO	1
2. RESUMEN	2
2.1 SUMMARY.....	3
3. OBJETIVOS	4
3.1. Objetivo general	4
3.2. Objetivos específicos	4
4. INTRODUCCIÓN	5
5. REVISIÓN DE LITERATURA	6
5.1. PUERTAS ENTAMBORADAS..	6
5.2. ACTUADORES NEUMÁTICOS.	7
5.2.1. Cilindros neumáticos.	7
5.2.2. Cilindros de simple efecto.....	8
5.2.3. Cilindros de doble efecto.	8
5.2.4. Ventaja de los cilindros de doble efecto.	10
5.2.5. Cálculo de cilindros.....	10
5.2.5.1. Fuerza del émbolo.	10
5.2.5.2. Consumo de aire de los cilindros neumáticos.	11
5.3. COMPONENTES DE UN CIRCUITO HIDRÁULICO..	13
5.3.1 Flujo volumétrico.....	13
5.3.2 Área de un círculo.	13
5.4. SELECCIÓN DE UN COMPRESOR..	14
5.4.1. Componentes de un compresor.	14
5.5. VIGA CONTINUA DE DOS TRAMOS CON CARGA REPARTIDA..	16
5.6. COLUMNAS..	19
5.6.1. Longitud efectiva.	19

5.6.2.	Radio de giro.....	20
5.6.3.	Relación de esbeltez.....	21
5.5.4.	Relación de esbeltez de transición.....	21
5.5.5.	Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas.....	22
5.7.	JUNTAS SOLDADAS.....	22
5.7.1.	Proceso de cálculo.....	23
5.7.2.	Carga.....	24
5.7.3.	Carga debida a la flexión.....	24
5.7.4.	Momento flector.....	24
5.7.5.	Fuerza de corte media.....	25
5.7.6.	Fuerza máxima.....	26
5.7.7.	Resistencia a la fatiga.....	26
5.7.8.	Dimensión de soldadura.....	27
5.7.9.	Cálculo de carga permisible.....	27
5.8.	CÁLCULO DE PERNOS.....	28
5.8.1.	Constante de rigidez de un perno.....	28
5.8.2.	Rigidez de los miembros en una junta atornillada.....	29
5.8.3.	Fuerza de precarga.....	29
5.8.4.	Constante C.....	29
5.8.5.	Límite de fatiga axial.....	29
5.8.6.	Características generales de los pernos.....	30
5.8.7.	Métodos de cálculo de las uniones por pernos.....	31
5.8.8.	Falla por tracción.....	32
5.8.9.	Falla por corte puro de los pernos.....	33
5.8.10.	Falla por tracción de las partes a unir.....	33
5.8.11.	Falla por aplastamiento o compresión del perno.....	34
5.8.12.	Falla por desgarramiento de la parte a unir.....	35
6.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	36
6.1.	MATERIALES.....	36
6.2.	MÉTODOS.....	37
7.	RESULTADOS.....	38
7.1.	SELECCIÓN Y CÁLCULO DE ACTUADORES NEUMÁTICOS.....	38
7.1.1.	Cálculo de la fuerza del émbolo.....	40

7.1.2.	Cálculo del consumo de aire de los cilindros neumáticos.....	41
7.1.3.	Diámetro de la tubería.....	43
7.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS	44
7.2.1.	Barra con sus extremos fijos y carga puntual en el centro.....	44
7.2.2.	Cálculo de viga continua con carga uniformemente repartida.....	47
7.3.	CÁLCULO DE COLUMNAS.....	51
7.3.1.	Cálculo de la longitud efectiva.....	51
7.3.2.	Radio de giro.....	52
7.3.3.	Momento de inercia.....	52
7.3.4.	Área de un rectángulo hueco.....	52
7.3.5.	Razón de esbeltez.....	52
7.3.6.	Consideración de una columna.....	53
7.4.	CÁLCULO DE JUNTAS SOLDADAS	55
7.4.1.	Carga.....	55
7.4.2.	Momento flector.....	56
7.4.3.	Fuerza de corte media.....	56
7.4.4.	Resistencia a la fatiga.....	57
7.4.5.	Cálculo de la carga permisible.....	58
7.5.	CÁLCULO PERNOS.....	59
7.5.1.	Cálculo de la constante de rigidez de un perno.....	59
7.5.2.	Rigidez de los miembros de una junta atornillada.....	60
7.5.3.	Tensión inicial de un perno.....	61
7.5.4.	Constante C.....	61
7.5.5.	Límite de fatiga axial.....	62
7.5.6.	Cálculo de efecto cortante.....	63
7.6.	CÁLCULO PERNOS DE ACOPLA Y BASTIDOR.....	63
7.6.1.	Fuerza de precarga.....	64
7.6.2.	Constante C.....	65
7.6.3.	Límite de fatiga axial.....	65
7.6.4.	Cálculo de resistencia a tracción y compresión.....	66
7.6.5.	Cálculo de efecto tractivo.....	67
7.6.6.	Cálculo de aplastamiento por compresión.....	68
7.6.7.	Cálculo de efecto cortante de desgarramiento.....	68
7.7.	VALORACIÓN ECONÓMICA.....	68

8. DISCUSIÓN	72
9. CONCLUSIONES.....	73
10. RECOMENDACIONES.....	74
11. BIBLIOGRAFÍA.....	76
12. ANEXOS.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS.

Fig.1: Proceso de la puerta.....	6
Fig.2: Cilindros de simple efecto.....	8
Fig.3: Cilindros de doble efecto.....	9
Fig.4: Fuerza que ejerce sobre la superficie del émbolo.....	11
Fig.5: Consumo de aire de los cilindros.....	12
Fig.6: Componentes de un compresor.....	14
Fig.7: Viga con carga uniformemente repartida.....	16
Fig.8: Tramo 1 de viga con carga uniformemente repartida.....	17
Fig.9: Tramo 2 de viga con carga uniformemente repartida.....	17
Fig.10: Valores k para obtener la longitud efectiva.....	20
Fig.11: Ubicación del cordón de soldadura.....	23
Fig.12: Tipos de carga que soporta el filete de soldadura.....	23
Fig.13: Fuerza que produce un momento sobre una placa.....	24
Fig.14: Resultante de la suma vectorial.....	26
Fig.15: Dimendiones de la soldadura.....	27
Fig.16: Tipos de tornillos.....	31
Fig.17: Tipos de falla característicos en una unión por pernos.....	31
Fig.18: Unión empernada.....	32
Fig.19: Mecanismo de corte de un solo perno.....	33
Fig.20: Mecanismo de falla tractiva en la línea de pernos.....	33
Fig.21: Falla por aplastamiento y desgarramiento.....	34
Fig.22: Características de los actuadores neumáticos.....	39
Fig.23: Esquema neumático.....	42
Fig.24: Viga con extremos fijos.....	44

Fig.25: Sección de la máquina.	45
Fig.26: Diagrama de cuerpo libre.....	45
Fig.27: Diagrama de momentos flectores y cortantes.....	46
Fig.28: Viga con carga uniformemente repartida.	47
Fig.29: Diagrama de cuerpo libre.....	47
Fig.30: Tramo AB y BC de la viga.	48
Fig.31: Diagrama de momentos flectores y cortantes.....	50
Fig.32: Vista superior e inferior del tornillo.	59
Fig.33: Vista superior de la sujeción del cilindro con la base.....	63
Fig.34: Anclaje del bastidor con el acople.	64
Fig.35: Pernos de sujeción acople con bastidor.	66

ÍNDICE DE ANEXOS.

Anexo.1: Compresores a pistón.	79
Anexo 2.:Perfil estructural U	79
Anexo.3: Tubo estructural cuadrado	80
Anexo.4: Tubo estructural rectangular.....	81
Anexo.5: Propiedades de una soldadura consideradas como una línea.	82
Anexo.6: Características de acero AISI 1020	83
Anexo7: Características de roscas unificadas UNC y UNF.....	84
Anexo8: Especificaciones y marcas de identificación para pernos, tornillos, espárragos y pernos U.	85
Anexo.9: Factores k_f de reducción de resistencia ala fatiga.....	85
Anexo.10: Especificaciones para pernos métricos de acero	85
Anexo.11: Planos de la máquina.....	86
Anexo.12: Acoples normalizados de los actuadores.....	87
Anexo.13: Pieza #8	88
Anexo.14: Pieza #11	89
Anexo.15: Pieza #10	90
Anexo.16: Pieza #9	91
Anexo.17: Modelo de encuesta	92
Anexo.18: Certificado del idioma ingles	93

SIMBOLOGÍA

I :	Momento de inercia
D :	Diámetro
L :	Longitud
p :	kg/unidad de longitud
E :	Módulo de elasticidad
r :	Radio de giro
L_e :	Longitud efectiva
K :	Constante que depende del extremo fijo, en columnas
S_y :	Límite de fluencia
C_c :	Relación de esbeltez de transición
A :	Área
P_{er} :	Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas
P_a :	Carga admisible
N :	Factor de diseño
F_r :	Fuerza de rozamiento
μ_r :	Coefficiente de fricción
v :	Velocidad m/s
h :	Altura
k :	Parámetro adimensional
F :	Fuerza
P :	Presión
Q_c :	Caudal necesario
η :	Rendimiento
M :	Momento flector
R :	Resultante
F_x :	Componente en x
F_y :	Componente en y
F_m :	Fuerza media
F_a :	Fuerza alternativa
τ :	Esfuerzo cortante
A_s :	Área al corte

1. TÍTULO

**“DISEÑO DE UNA PRENSA
NEUMÁTICA PARA
ELABORAR PUERTAS
ENTAMBORADAS”**

2. RESUMEN

El presente proyecto de tesis comprende en el “Diseño de una prensa neumática para elaborar puertas entamboradas”. En este trabajo se presenta una metodología básica de selección de los componentes necesarios que comprende la prensa, con la finalidad de obtener unos adecuados parámetros de diseño. En el transcurso del proceso investigativo se determinó conveniente diseñar elementos no muy complejos, aprovechando la geometría de los perfiles que conforman la bancada de la prensa neumática para elaborar puertas entamboradas.

Se procedió a analizar la estructura para poder determinar los esfuerzos producidos por los actuadores y observar las posibles deformaciones que podría presentar la prensa neumática para elaborar puertas entamboradas. En el nivel de control se emplean pulsadores que envían la señal para gobernar la entrada y salida del vástago de los cilindros.

Se procedió a realizar el análisis correspondiente en uniones soldadas para así con los cálculos correspondientes tener una máquina que trabaje en óptimas condiciones y no presente ningún contratiempo en su posible construcción, se realizó el cálculo de la fuerza de avance y retroceso de los cilindros neumáticos, además se procedió a calcular el consumo de aire y el diámetro de tubería de este sistema neumático.

La construcción de un prototipo básico de ingeniería sería deseable, pero está sujeta a la financiación, por lo cual se podría considerar la construcción del prototipo pero éste es opcional.

2.1 SUMMARY

This thesis project comprises the "Design of a pneumatic press to make entamboradas doors." In this work a basic methodology for selecting the necessary components comprising the press, in order to obtain adequate design parameters is presented. During the research process was determined not desirable to design complex elements, taking advantage of the geometry of the profiles that make up the bed of the pneumatic press for making entamboradas doors.

Proceeded to analyze the structure to determine the stresses produced by the actuators and observe the possible deformations that could present the pneumatic press for making entamboradas doors. In the control level switches that send a signal to govern the input and output shaft of the cylinders are used.

Proceeded to perform the corresponding analysis in welded joints so with the calculations have a machine that works in good condition and shows no setback in its possible construction, calculation of the strength of advance and retreat of the pneumatic cylinders is performed, also proceeded to calculate the air consumption and the diameter of this pipe pneumatic system.

Building a basic engineering prototype would be desirable, but is subject to funding, so one might consider building the prototype but this is optional.

3. OBJETIVOS.

3.1 OBJETIVO GENERAL DE INVESTIGACIÓN

Diseñar una prensa neumática eficiente para elaborar puertas entamboradas.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño de una prensa para puertas entamboradas, aplicando el método necesario para el mismo.
- Definir un procedimiento que maximice la calidad y minimice costos de la prensa neumática para puertas entamboradas.
- Socializar las diversas ventajas que tiene el implementar una prensa neumática para puertas entamboradas en un taller de carpintería.

4. INTRODUCCIÓN.

En este trabajo de ingeniería se enfoca en el cálculo y selección de los componentes de la máquina como son: perfiles estructurales, unión por soldadura, unión por pernos, y todo lo que conforma el equipo neumático.

Esta máquina tendrá como propósito fundamental el prensado de puertas entamboradas, sin importar que este proyecto en su momento no sea una tecnología de punta, o bien sin importar que el costo de esta máquina sea barato, el propósito de este trabajo es dar una solución real a la pequeña industria.

La selección del equipo neumático y demás elementos físicos serán fundamentados después de haber pasado por un proceso de cálculo la cual será sustentada con las referencias consultadas.

En complemento al cálculo se realizarán esquematizaciones gráficas de los esfuerzos cortantes y flectores a los cuales está sometida la máquina, para lo cual se contó con una serie de herramientas que facilitaron un estudio minucioso para establecer cuáles son las áreas más críticas de la máquina.

Por último como resultado del desarrollo de éste diseño se contará con ideas necesarias que dan lugar a la optimización del método de trabajo. Además el desarrollo del proyecto ayudará a aumentar la producción de puertas entamboradas en la pequeña industria, y ayudará a lograr una mayor eficiencia en el proceso de fabricación.

5. REVISIÓN DE LITERATURA

5.1 Puertas entamboradas.

Son puertas con los más altos estándares de calidad, las cuales se conforman por un bastidor en madera maciza, dos refuerzos o tacos para la cerradura, una estructura interna y láminas de MDF¹ que van pegadas formando un solo elemento estructural (PIZANO, 1993).



Fig. 1: Proceso constructivo de la puerta (VALENCIA, 2009).

Este sistema constructivo forma cámaras internas de aire como lo muestra en la figura 1, lo que permite obtener puertas con un menor peso con un excelente aislamiento acústico y térmico.

La madera por ser un producto de origen natural tiene variaciones en color y textura que son características propias y normales en la apariencia de las puertas, las cuales se pueden modificar en el proceso final de terminado; esto hace que cada puerta de madera sea un elemento decorativo único e irrepetible, su peso oscila entre 12 y 16 kilos y son la opción más económica. Como ventaja encontramos la ligereza, que ayudará a la duración de las bisagras.

Para un óptimo acabado, las puertas deben ser sometidas a una presión de 4kgf/cm², un proceso de pintura realizado por personal calificado, donde se incluya los siguientes pasos: (PIZANO, 1993).

- Limpieza de la superficie.

¹ MDF es un tablero de madera unido con pegamento, resina, presión y calor.

- Preparación de superficie.
- Tinte, sellado y lacado.
- Acabado final.

5.2 Actuadores Neumáticos

En un sistema neumático los receptores son los llamados actuadores neumáticos o elementos de trabajo, cuya función es la de transformar la energía neumática del aire comprimido en trabajo mecánico.

Los actuadores neumáticos se clasifican en dos grandes grupos:

-Cilindros

-Motores

Aunque el concepto de motor se emplea para designar a una máquina que transforma energía en trabajo mecánico, en neumática sólo se habla de un motor si es generado un movimiento de rotación, aunque es también frecuente llamar a los cilindros motores lineales.

5.2.1 Cilindros Neumáticos

Los cilindros neumáticos son, por regla general, los elementos que realizan el trabajo. Su función es la de transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de retroceso.

Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en que se realiza el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

- Cilindros de simple efecto, con una entrada de aire para producir una carrera de trabajo en un sentido.
- Cilindros de doble efecto, con dos entradas de aire para producir carreras de trabajo de salida y retroceso (Fernández, Actuadores neumáticos, 2009).

5.2.2 Cilindros de simple efecto

Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc. Puede ser de tipo “normalmente dentro” o “normalmente fuera”.

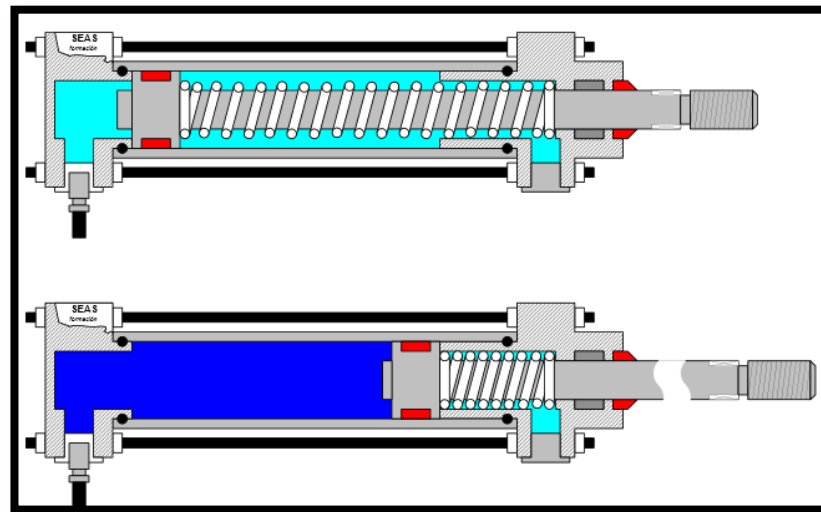


Fig. 2: Cilindros de simple efecto (Fernández, Actuadores neumáticos, 2009).

Los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar, etc. Tienen un consumo de aire algo más bajo que un cilindro de doble efecto de igual tamaño. Sin embargo, hay una reducción de impulso debida a la fuerza contraria del resorte, así que puede ser necesario un diámetro interno algo más grande para conseguir una misma fuerza. También la adecuación del resorte tiene como consecuencia una longitud global más larga y una longitud de carrera limitada, debido a un espacio muerto.

5.2.3 Cilindro de doble efecto

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo que estos componentes sí que pueden realizar trabajo en ambos sentidos.

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción. Algunas de las más notables las encontramos

en la culata anterior, que ahora ha de tener un orificio roscado para poder realizar la inyección de aire comprimido.

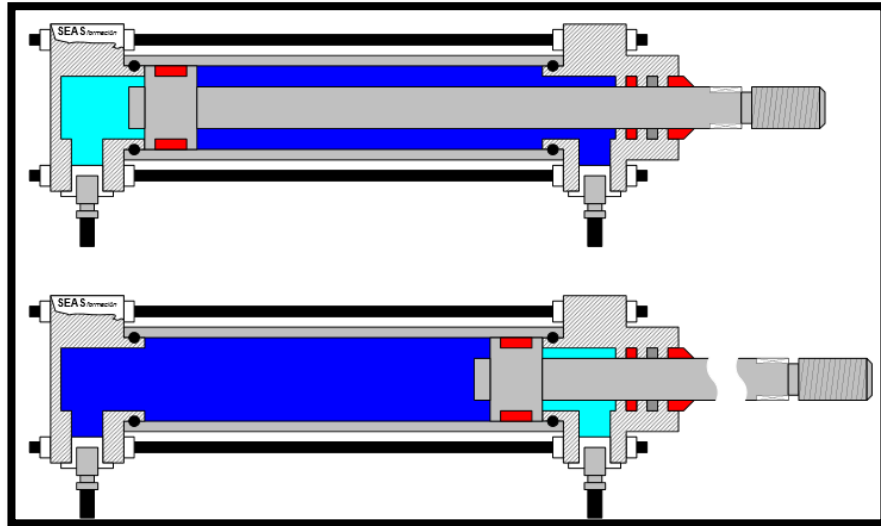


Fig. 3: Cilindros de doble efecto (Fernández, Actuadores neumáticos, 2009).

Los cilindros de doble efecto pueden ser:

- Sin amortiguación.
- Con amortiguación.

En la práctica, el empleo de unos u otros depende de factores como carga y la velocidad de desplazamiento. Por ejemplo, cuando la carga viene detenida por topes externos pueden aplicarse los cilindros sin amortiguación.

Sin embargo, cuando la carga no viene detenida por tales topes se de recurrir a la utilización de los cilindros con amortiguación.

5.2.4 Ventajas de los cilindros de doble efecto sobre los cilindros de simple efecto:

- Posibilidad de realizar trabajo en los dos sentidos.
- No se pierde fuerza para comprimir el muelle.
- No se aprovecha toda la longitud del cuerpo del cilindro con carrera útil.
- Por el contrario, tienen el inconveniente de que consumen doble cantidad de aire comprimido que un cilindro de simple efecto (Guillén).

5.2.5 Cálculos de cilindros.

Analizaremos brevemente los principales aspectos a tener en cuenta a la hora de calcular un cilindro. No obstante, lo más recomendable es acudir siempre a los datos aportados por el fabricante donde se nos mostraran tablas para los esfuerzos desarrollados, máximas longitudes de flexión y pandeo, etc.

5.2.5.1 Fuerza del émbolo

La fuerza desarrollada por un cilindro es función del diámetro del émbolo, de la presión del aire de alimentación y de la resistencia producida por el rozamiento (UPIITA, 2011).

La fuerza teórica se calcula por la expresión:

$$F_{teórica} = A * P \quad (1)$$

Donde:

Fteórica = Fuerza teórica del émbolo (en Newton).

A = Área (en m²).

P = Presión relativa en Pa (N/m²).

Para determinar la fuerza real hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presiones entre 4 y 8 bar) las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada (Fernández, Actuadores neumáticos).

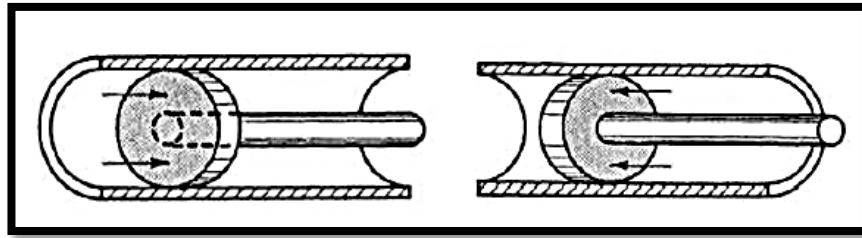


Fig. 4: Fuerza que ejerce sobre la superficie del émbolo (UPIITA, 2011).

Considerando un diámetro del cilindro D [mm], con un diámetro del vástago d [mm] y una presión de trabajo P [kg/cm²], seguimos el siguiente procedimiento:

- Calculamos la superficie del émbolo:

$$S = D^2 * \frac{\pi}{4} \quad (2)$$

- Calculamos la superficie anular del émbolo para el retroceso:

$$S' = (D^2 - d^2) * \frac{\pi}{4} \quad (3)$$

- Fuerza teórica en el empuje será:

$$Ft = S * P \quad (4)$$

- Si suponemos que el rendimiento del cilindro es η , η se encuentra también a partir del índice de rozamiento γ , donde $\eta = 1 - \gamma$

- La fuerza real será

$$Freal = Ft * \eta \quad (5)$$

- Fuerza teórica de retroceso es

$$Fn = S' * P \quad (6)$$

5.5.2 Consumo de aire en cilindros neumáticos.

El cálculo del consumo de aire en cilindros neumáticos es muy importante cuando se requiere conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer a la demanda de

una instalación. Se puede calcular por siguiente ecuación utilizando la tabla mostrada en la figura 5 (UPIITA, 2011).

El caudal máximo de en litros/ minuto viene dado por la expresión:

$$Qn = 1,41 \left(\frac{\pi * D^2 * L * Nc * (Ptrabajo + 1,013)}{4 * 10^6} \right) [l/min] \quad (7)$$

Donde:

Qn = Caudal máximo (en litros/minuto).

D = Diámetro del cilindro (en milímetros).

L = Longitud de la carrera del cilindro (en milímetros).

Nc = Número de carreras.

P = Presión de trabajo (en Bares).

Diámetro Cil.	Presión de Trabajo (bar)				
	3	4	5	6	7
20	0,174	0,217	0,260	0,304	0,347
25	0,272	0,340	0,408	0,476	0,543
32	0,446	0,557	0,668	0,779	0,890
40	0,697	0,870	1,044	1,208	1,391
50	1,088	1,360	1,631	1,903	2,174
63	1,729	2,159	2,590	3,021	3,451
80	2,790	<u>3,482</u>	4,176	4,870	5,565
100	4,355	5,440	6,525	7,611	8,696

Consumo real de aire en cilindros de doble efecto (l/100 mm de carrera)¹⁵

Fig. 5: Consumo de aire de los cilindros (Fernández, Actuadores neumáticos).

5.3 Componentes de un circuito hidráulico.

Componentes básicos para realizar una instalación hidráulica.

- ✓ Tuberías hidráulicas.
- ✓ Recipiente.
- ✓ Filtro.
- ✓ Válvula Antirretorno.
- ✓ Válvulas limitadoras de caudal.
- ✓ Válvulas de distribución.
- ✓ Accionamiento de Válvulas.
- ✓ Cilindros de doble efecto.
- ✓ Divisores de caudal.
- ✓ Manómetro.
- ✓ Etc.

5.3.1 Flujo volumétrico.

El flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo (MOTT, Mecánica de fluidos aplicada, 1996).

$$Q = v \cdot A \tag{8}$$

Donde

A = Área de la sección

v = Velocidad promedio del flujo

5.3.2 Área de un círculo

Para determinar el área de un círculo se lo realiza con la ecuación siguiente:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \tag{9}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \tag{10}$$

5.4. Selección del compresor.

El compresor es un equipo que proporciona aire comprimido para realizar trabajos mecánicos con herramientas de aire o de aplicación de pintura. El uso de los compresores es muy extenso, desde inflar llantas hasta para el funcionamiento de herramientas como pistolas para pintar, taladros, llaves de impacto en vulcanizadoras, entre otros (Elección de un compresor correcto).

5.4.1 Componentes de un compresor.

1. Cabezal, es donde se comprime el aire.
2. Motor eléctrico, hace que gire la bomba y comprima el aire.
3. Tanque, almacena el aire comprimido.
4. Manómetros, miden la presión del aire.
5. Regulador, regula la salida y la presión de aire.
6. Automático, permite el encendido y apagado cuando es necesario.

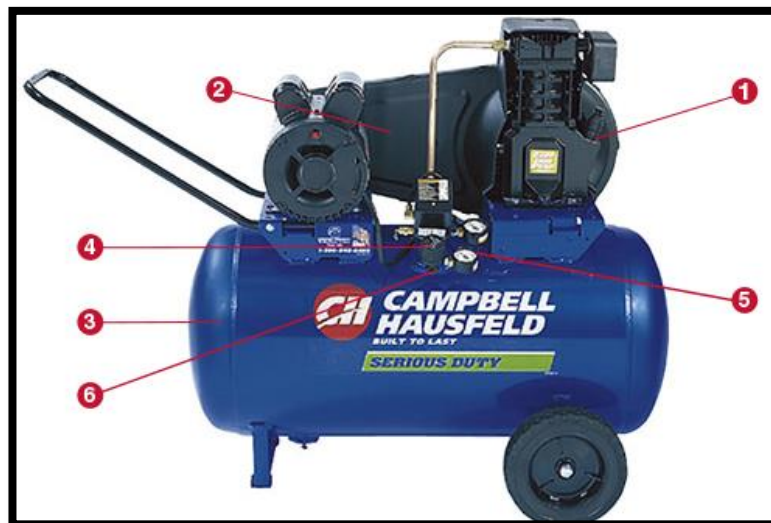


Fig.6: Componentes de un compresor (Elección de un compresor correcto).

Las especificaciones que debes considerar al elegir el compresor de aire adecuado para tus necesidades son las siguientes:

CFM (pies cúbicos por minuto). Volumen de aire que suministra el compresor a la herramienta neumática y se utiliza como medida de la capacidad del compresor.

PSI (libra fuerza por pulgada cuadrada). Es una unidad de presión en el sistema anglosajón² de unidades. La escala más común se mide en psi, cuyo cero es la presión ambiente, que equivale a una atmósfera.

Ciclo de trabajo. Relación entre el tiempo que permanece encendido y el tiempo que permanece apagado.

Tamaño del tanque. Puede ser un factor al usar herramientas que requieren un flujo continuo de aire como pistolas pulverizadoras, lijadoras, etc. Cuanto mayor sea el tanque, mayor será el trabajo que pueda realizarse con la presión necesaria para la herramienta antes de detenerse para volver a acumular presión dentro del tanque.

Caballos de fuerza (HP). Miden la capacidad de trabajo del motor que impulsa la bomba del compresor. Como regla general, a mayor cantidad de caballos de fuerza, mayor salida de CFM.

Bombas de 1 y 2 etapas. Los compresores de aire de una etapa pueden tener uno, dos o cuatro cilindros, pero el aire se comprime solamente una vez. La mayoría de los compresores de aire de una etapa tienen una presión máxima de 125 PSI.

Los compresores de aire de dos etapas comprimen el aire dos veces antes de enviarlo al tanque de almacenamiento. Un compresor de dos etapas tiene como mínimo dos cilindros, un cilindro de baja presión (mayor) y un cilindro de alta presión (menor).

²Anglosajón es un término que designa a los pueblos germánicos que invadieron el sur y el este de la Gran Bretaña.

5.5 Viga continua de dos tramos con carga uniformemente repartida.

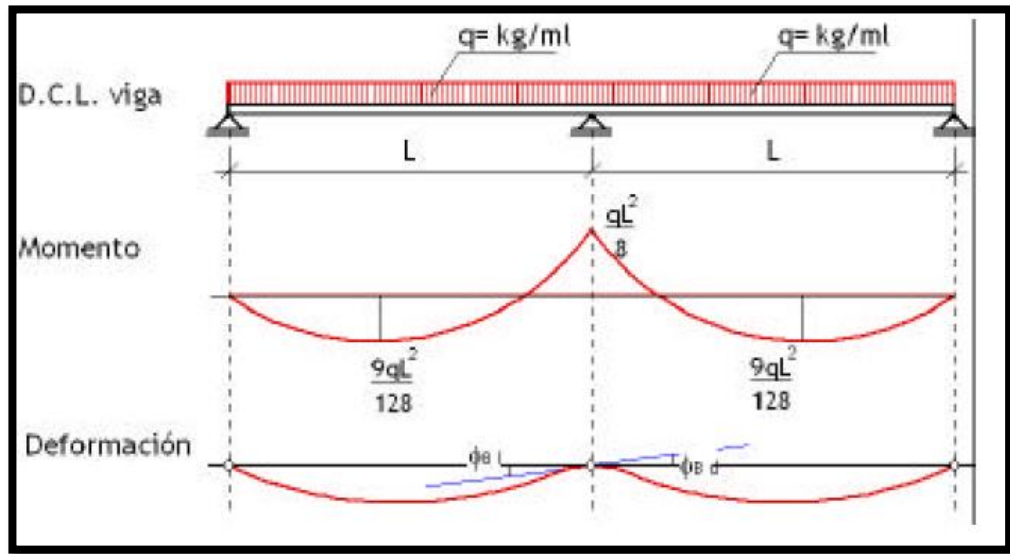


Fig.7: Viga con carga uniformemente repartida (Veas, 2000).

En este caso de viga continua, la cantidad de reacciones desconocidas también supera a las ecuaciones de la estática. Se establece entonces ecuaciones basadas en las deformaciones.

El ángulo que genera la tangente trazada en un punto de la línea estática, medido hacia la izquierda es de igual valor pero de signo contrario que si se mide a la derecha.

ϕ_B izquierdo = $-\phi_B$ derecho por ángulos opuestos por el vértice.

El momento de continuidad que se genera en este caso nuestra primera incógnita. Para resolverla se separa la viga continua en dos tramos y estos a su vez, se descomponen en dos vigas supuestas que en conjunto equivalen a la viga inicial (Veas, 2000).

Tramo 1.

- ✓ Viga simplemente apoyada con carga uniformemente repartida.
- ✓ Viga simplemente apoyada con momento aplicado en el extremo derecho.

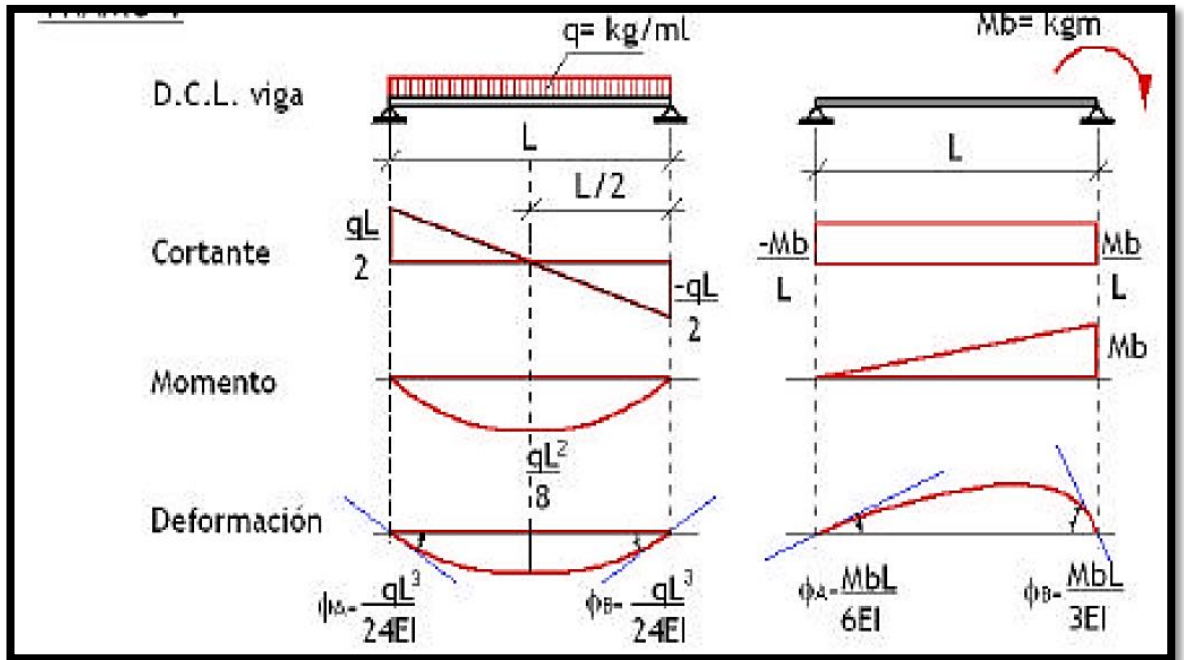


Fig.8: Tramo 1 de viga con carga uniformemente repartida (Veas, 2000).

Tramo 2.

- ✓ Viga simplemente apoyada con carga uniformemente repartida.
- ✓ Viga simplemente apoyada con momento aplicado en el extremo izquierdo.

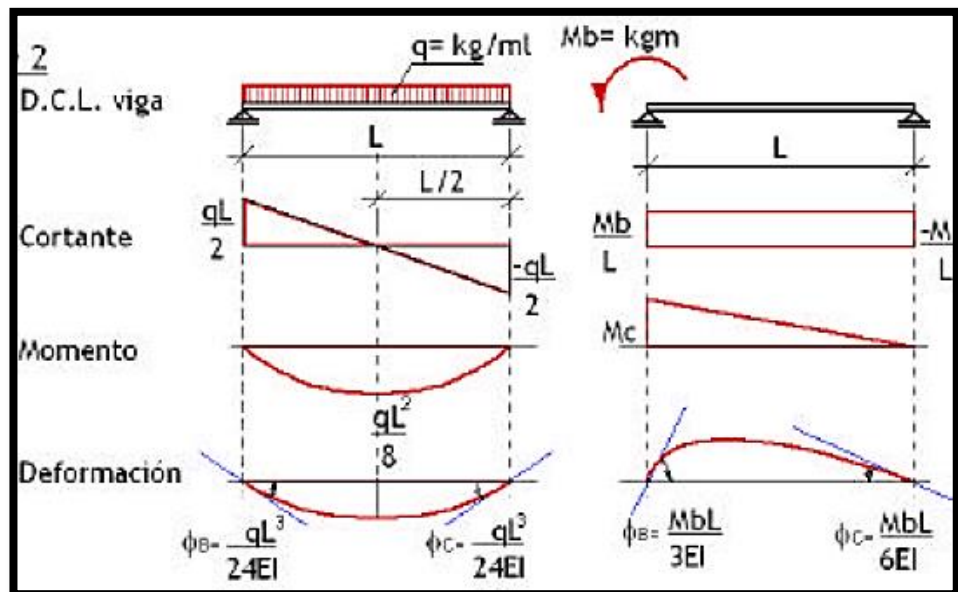


Fig.9: Tramo 2 de viga con carga uniformemente repartida (Veas, 2000).

Se igualan valores de ángulos a ambos lados del apoyo B para determinar el momento de continuidad en ambos tramos y así tenemos: (Veas, 2000).

$$\Sigma \theta_{\text{Bizquierdo}} = \Sigma \theta_{\text{Derecho}}$$

$$\frac{qL^3}{24EI} - \frac{MbL}{3EI} = -\frac{qL^3}{24EI} + \frac{MbL}{3EI}$$

$$\frac{2Mb}{3} = \frac{qL^2}{12}$$

$$Mb = \frac{qL^2}{8} \quad (11)$$

Una vez determinado el momento de continuidad, se puede analizar cada tramo de la viga como elemento isostático. El momento máximo del primer tramo, se determina considerando a este tramo por separado como una viga simplemente apoyada con una carga uniformemente repartida y un momento Mb aplicado en el extremo derecho de la viga.

Para determinar las reacciones en los apoyos se puede sumar las reacciones de las vigas supuestas en el tramo.

$$Ra = \frac{qL}{2} - \frac{Mb}{2} = \frac{qL}{2} - \frac{qL}{8}$$

$$Ra = \frac{3qL}{8} \quad (12)$$

$$R_{\text{bizquierdo}} = \left(\frac{qL}{2} + \frac{Mb}{L} \right)$$

$$R_{\text{bizquierdo}} = \left(\frac{qL}{2} + \frac{qL}{L} \right)$$

$$R_{\text{bizquierdo}} = \left(\frac{5qL}{8} \right) \quad (13)$$

Con las reacciones despejadas se establece la ecuación general de momentos para el primer tramo de la viga.

$$M_x = \frac{3qLx}{8} - \frac{qx^2}{2}$$

El momento es máximo cuando la cortante es nula

$$Q_x=0$$

$$Q_x = \frac{3qL}{8} - qx = 0$$

$$X = \frac{3L}{8} \quad \text{reemplazando } x \text{ en la ecuacion del momento se obtiene}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{3qL}{8} * \frac{3L}{8} - \frac{q}{2} * \frac{3L}{8} * \frac{3L}{8}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{9qL^2}{64} - \frac{9qL^2}{128}$$

$$M_{\text{máx}A} = \frac{9qL^2}{128} \quad (14)$$

Por simetría se deduce que este valor de momento máximo también es válido para el segundo tramo: $M_{t_1} = M_{t_2}$

5.6 Columnas.

Una columna es un miembro estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por el aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. Entonces, si no se reduce la carga, la columna se colapsará. Es obvio que este tipo de falla catastrófica debe evitarse en estructuras y en elementos de máquinas (MOTT, Diseño de elementos de máquinas, 1996).

5.6.1 Longitud efectiva.

La forma de soportar ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva de la columna, para calcular la longitud efectiva se usará las siguientes relaciones:

1. Columnas con extremos de pasador:

$$L_e = KL = 1.0(L) = L$$

2. Columnas con extremos fijos:

$$L_e = KL = 0.65(L)$$

3. Columnas con extremos libres:

$$L_e = KL = 2.10(L)$$

4. Columnas con pasadores fijos y el otro fijo:

$$L_e = KL = 0.8(L)$$

$$L_e = K.L \tag{15}$$

Donde

L= longitud real de la columna entre los soportes (en metros).

K=constante que depende de los extremos, como se ilustra en la figura 10.

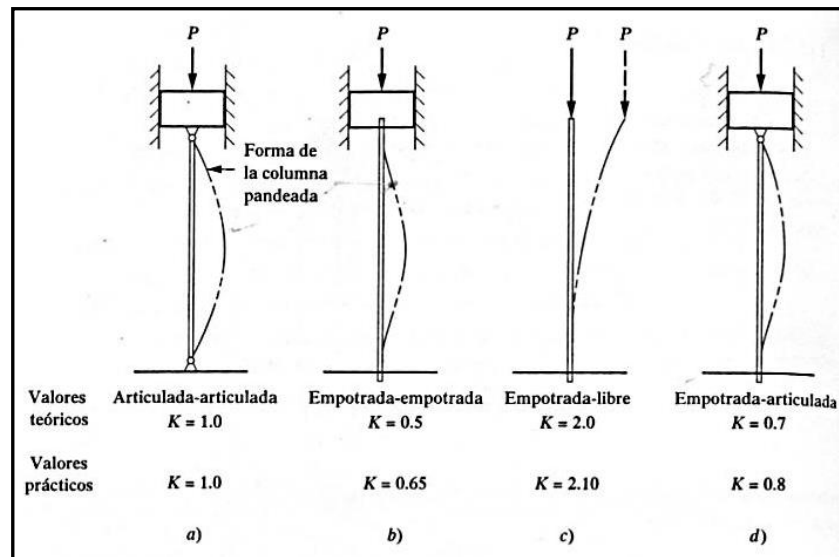


Fig.10: Valores de K para obtener longitud efectiva (MOTT, Diseño de elementos de máquinas, 1996).

5.6.2 Radio de giro.

El radio de giro se calcula con la siguiente fórmula.

$$r = \sqrt{I/A} \tag{16}$$

Para determinar el momento de inercia de una viga rectangular se empleará la siguiente ecuación: (NASH, 1993)

$$I = \frac{b.h^3}{12} \tag{17}$$

Área de un rectángulo hueco.

$$A = b \cdot h - b_i \cdot h_i$$

5.6.3 Relación de esbeltez.

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Como se observa en la siguiente ecuación.

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L_e}{r} \quad (18)$$

5.6.4 Relación de esbeltez de transición.

La elección del método apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparando con la relación de esbeltez de transición, que se define como sigue:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (19)$$

Donde

E = Módulo de elasticidad del material de la columna (GPa).

σ_y = Resistencia de fluencia del material (MPa).

Para ello las reglas siguientes tienen que ver con el valor C_c .

1. Si la relación de esbeltez efectiva real, L_e/r es mayor que C_c entonces la columna es larga, y al analizar la columna se debe usar la fórmula de Euler.
2. Si la relación real, L_e/r es menor que C_c pero mayor que 25 entonces la columna es intermedia. En este caso, se debe usar la fórmula de J.B. Jonson.
3. Si la relación L_e/r es menor que 25 entonces la columna es corta y basta con aplicar la ecuación básica de esfuerzo normal, esto es $\sigma = \frac{P}{A}$

Como se observa en el punto 2 se procede a utilizar la fórmula de J.B. Jonson para columnas intermedias.

$$P_{cr} = A\sigma_f \left[1 - \frac{\sigma_f (L_e/r)^2}{4\pi^2 E} \right]. \quad (20)$$

Donde :

A = área de la sección transversal (m²).

σ_f = resistencia a la cedencia (MPa).

L_e = longitud efectiva (en metros).

r = radio de giro (en metros).

E = módulo de elasticidad (GPa).

Luego procedemos a calcular la carga permisible segura que van a soportar las barras dividiendo el pandeo crítico para un factor de seguridad.

Un factor común utilizado en el diseño mecánico es $N = 3.0$, y la razón por la que se selecciona este valor es la incertidumbre con respecto a las propiedades del material, la fijación de los extremos, lo recto de la columna o la posibilidad de que la carga se aplique con algo de excentricidad y no a lo largo del eje de la columna.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{F.S.} \quad (21)$$

Donde:

P_a = Carga segura permisible (kg/m²).

P_{cr} = Carga de pandeo crítica (kg/m²).

F.S = Factor de seguridad.

5.7 DESARROLLO DE JUNTAS SOLDADAS

Para realizar este cálculo primeramente se designa el tipo de electrodo. “Cuando se sueldan aceros de aleación es necesario hacer coincidir la resistencia del electrodo con la resistencia de la placa” (A.S.Hall).

El límite de tracción del acero ASTM A36 varía entre 400 a 550 MPa que es el utilizado en los perfiles estructurales del bastidor, y según el manual de soldadura para aceros ASTM A36 el electrodo 7018 es el adecuado por las siguientes características:

- Resistencia a la tracción de 480 MPa(70000 lb/plg²)
- Se puede soldar en todas las posiciones.
- Con un arco medio y una penetración media.

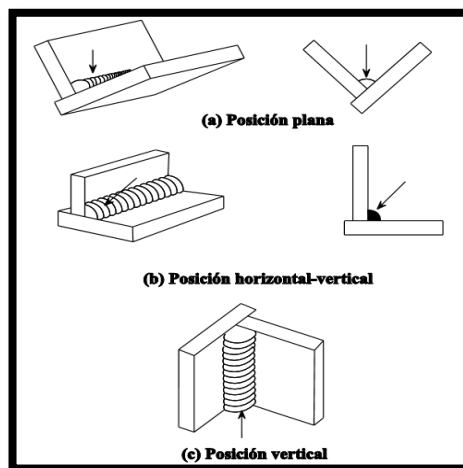


Fig.11: Ubicación del cordón de soldadura (A.S.Hall).

5.7.1 Proceso de cálculo.

Primeramente se especifica qué tipo de carga será la que tendrá que soportar el filete de soldadura.

Tipos de carga

Se clasifican en cargas paralelas y cargas transversales cómo se puede ver en la siguiente figura:

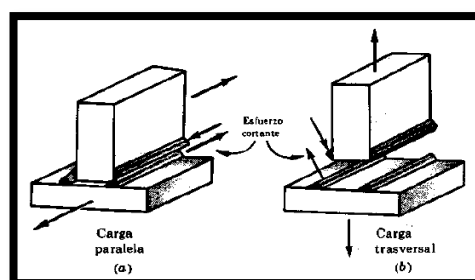


Fig. 12: Tipos de Cargas que soporta el filete de soldadura (A.S.Hall).

El esfuerzo en una soldadura de filete se considerará como un esfuerzo cortante en la garganta cualquiera que sea la dirección de aplicación de la carga.

5.7.2 Carga.

El peso que soportarán las juntas soldadas deben ser lo suficientemente resistentes como para transmitir las cargas previstas. Para conseguirlo, deben realizarse de forma que transmitan los esfuerzos de una barra a otra a lo largo de trayectorias de carga uniformes para evitar concentraciones importantes de tensión.

Cuando ocurre torsión o flexión el procedimiento aconsejado es considerar la soldadura como una línea que no tiene sección transversal.

5.7.3 Carga debida a flexión.

$$f = \frac{M}{Z_w} \quad (22)$$

Donde:

f Fuerza por pulgada de soldadura cuando se considera la soldadura como una línea. (lb/pul)

M Momento de flexión. (lb-pul)

Z_w Módulo de flexión de soldadura considerada como una línea. (plg^2)

5.7.4 Momento flector.

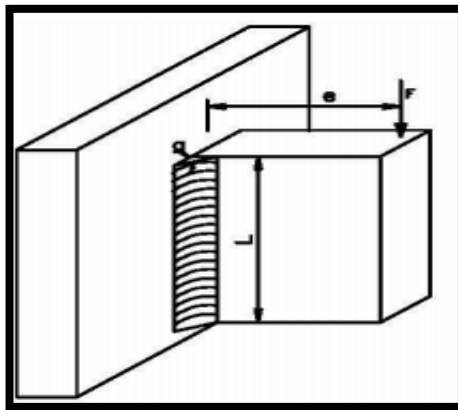


Fig. 13: Fuerza que produce un momento sobre una placa (A.S.Hall).

Se debe tener en cuenta la longitud de la junta que va a ser soldada en cualquier tipo de perfil de acuerdo con el diseño. Por lo tanto mediante la ecuación siguiente se tiene:

$$M = F * e \quad (23)$$

El módulo de la sección considerada como una línea según el anexo 5 que responde a la ecuación siguiente:

$$Z_w = bd + \frac{d^2}{3} \quad (24)$$

Donde:

b Espesor (en metros).

d Altura (en metros).

Una vez obtenido el resultado del módulo de sección se procede a aplicar la ecuación de carga debido a la flexión.

5.7.5 FUERZA DE CORTE MEDIA

Es la fuerza que soportará toda la longitud de la soldadura.

Según el anexo 5 responde a la fórmula:

$$f_m = \frac{V}{L_w} \quad (25)$$

Donde:

V Carga vertical de corte en Newton.

L_w Longitud de la soldadura en metros.

5.7.6 Fuerza máxima

Es la suma vectorial de las fuerza de corte y de la carga debida a la flexión.

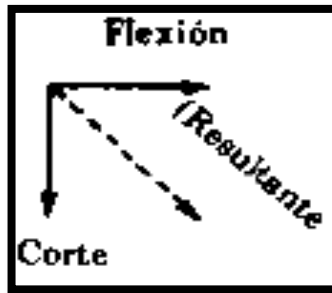


Fig. 14: Resultante de la suma vectorial.

$$f_{max} = \sqrt{fm^2 + f^2} \quad (26)$$

El diseño de un filete de soldadura sometido a una carga variable, utiliza un valor de seguridad de resistencia a la fatiga de 39075.3N (8780 lb) por pulgada de soldadura empleado en el diseño de puentes según la recomendación de AWS (American Welding Society).

5.7.7 Resistencia a la fatiga

Como se ha mencionado anteriormente la fatiga es un aspecto a tener muy en cuenta en el diseño de estructuras que soportarán cargas que se repiten en determinados ciclos como es en el caso del estudio, por eso se considera prudente realizar el diseño de estas vigas cuadradas del bastidor para una cantidad de 10000000 de ciclos (Formación, pág. 31).

Coeficiente K

Los valores que se dan para el coeficiente: K =1 para carga constante, K=-1 para carga totalmente invertida, K=0 para carga libre (A.S.Hall, pág. 306).

Resistencia de fatiga permisible para soldaduras de filete.

$$f_{2000000} = \frac{5090}{1 - \frac{1}{2}k} \quad (27)$$

Resistencia a la fatiga

$$fa = fb \left(\frac{Nb}{Na} \right)^c \quad (28)$$

Donde:

fa Resistencia a la fatiga para N_a ciclos.

fb Resistencia a la fatiga para N_b ciclos.

c Constante que varía con el tipo de soldadura, 0.13 para soldaduras a tope (A.S.Hall, pág. 306) .

5.7.8 Dimensión de la soldadura

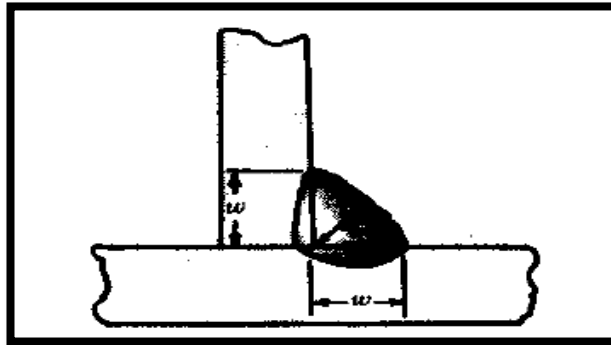


Fig. 15: Dimensiones de la soldadura (w).

$$w = \frac{f_{max}}{f_{ciclos}} \quad (29)$$

Este cálculo se deduce que para una soldadura sometida a una carga paralela y carga transversal, simultáneamente, la dimensión debe ser $\frac{3}{4}$ el espesor de la placa, la longitud de la soldadura debe ser igual a la longitud de la placa.

5.7.9 Cálculo de la carga permisible

La carga paralela permisible por pulgada de soldadura se determina con la ecuación siguiente:

$$Fall = Sall(0.707w) \quad (30)$$

Donde:

Sall: Esfuerzo cortante Permisible 13600 Psi, de acuerdo con el código AWS (American Welding Society).

w: Longitud del lado a ser soldado (en pulgadas).

5.8 CÁLCULO DE PERNOS.

Los pernos son mecanismos de sujeción, el perno está sometido generalmente a una carga inicial de sujeción W_1 y a una carga externa W_2 . El diseño del perno depende del tipo de carga que soportará, estática o variable, pero para cargas variables el perno debe ser diseñado para fatiga. (A.S.Hall)

La resistencia a la fatiga de un perno depende de las cargas W_2 máximas y mínimas a las que está sometida; lo que conlleva a que W_1 sea una fuerza grande para prevenir la separación. Además el esfuerzo fluctuante en un perno roscado debe multiplicarse por valor conveniente de concentración de esfuerzos y así disminuye el límite de fatiga de las roscas ordinarias.

Para poder empezar el cálculo en cualquier tipo de diseño de uniones atornilladas se debe optar por un diámetro de perno el mismo que debe ser comprobado posteriormente. Las características que poseen los pernos de acero ASI-SAE 1020 de grado 8.2 son; esfuerzo de fluencia 205MPa (29700PSI), esfuerzo máximo 380MPa (55100PSI), módulo de elasticidad 205GPa (29700000PSI), estos datos se puede observar en el anexo 6.

5.8.1 Constante de rigidez del perno.

Es la rigidez efectiva del perno o tornillo en la zona de sujeción (Shigley, 1983, pág. 413).

$$kb = \frac{A.E}{L} \quad (31)$$

Donde:

- A Área basada al diámetro nominal (pulg²).
- E Módulo de elasticidad (psi).
- L Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse (pulg).

5.8.2 Rigidez de los miembros de la junta atornillada.

Es donde los elementos abarcados por el agarre del sujetador actúan como resortes de compresión en serie.

$$km = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \left[5 \cdot \left(\frac{l+0.5 \cdot d}{l+2.5 \cdot d} \right) \right]} \quad (32)$$

Donde:

E Módulo de elasticidad (psi).

l Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse (en pulgadas).

d Diámetro del perno(en pulgadas).

5.8.3 Fuerza de precarga (Tensión inicial del perno).

Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternante, se utilizará:

$$fi = At * Sut - \frac{cnP}{2} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right) \quad (33)$$

Donde:

At Área de esfuerzo de tensión (en Pulgadas).

C Constante de rigidez.

Sut Resistencia en fluencia (kpsi).

n Factor de seguridad.

P Carga exterior (lb).

Se Límite de fatiga axial (kpsi).

5.8.4 Constante C

Se determina con la siguiente ecuación que relaciona la rigidez de los pernos con la junta atornillada.

$$C = \frac{kb}{kb+km} \quad (34)$$

5.8.5 Límite de fatiga axial.

Esta ecuación da como resultado los límites de fatiga, aproximadamente en 50% de la resistencia última para casos de baja resistencia, pero menores que este valor, para aceros de alta resistencia”.

$$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc \quad (35)$$

Suc Resistencia de fluencia mínima a la tracción en (kpsi).

A continuación se realizará la corrección por concentración de esfuerzo para roscas laminadas.

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (36)$$

k_f Reducción de resistencia a la fatiga para elementos roscados sin unidades como se indica en el anexo 10.

Por medio de la siguiente ecuación, se encuentra el límite de fatiga de un tornillo de carga axial.

$$S_e = S_e' * k_e \quad (37)$$

S_e Límite de fatiga de un tornillo de carga axial en (kpsi).

Con todas las incógnitas despejadas se procede a aplicar la fórmula para determinar la fuerza de precarga y así obtener por medio de la siguiente tabla si la cantidad de pernos son los necesarios para la sujeción. (A.S.Hall)

Tabla 1: Fuerza de precarga en relación al número de pernos.

N	1	2	3	4	5	6
f _i (KN)	8.8	11.076	21.857	27.248	30.48	32.639

5.8.6 Características generales de los pernos.

Existen diferentes tipos de tornillos y de remaches diseñados y construidos para cumplir con roles especiales en distintas aplicaciones y configuraciones de máquinas y de estructuras metálicas mecánicas. En la figura 16 se pueden observar tres tipos clásicos de tornillos. Las formas de la cabeza y terminación de remaches y tornillos están normalizadas por diversas asociaciones como por ejemplo SAE y DIN entre otras. (Piovan, 2014)

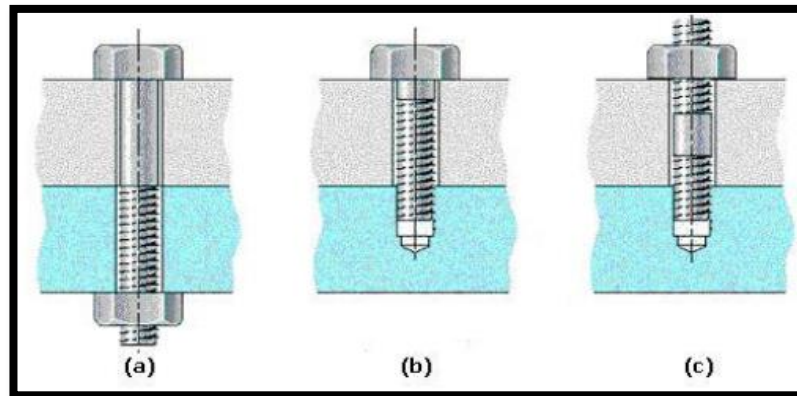


Fig. 16: Tipos de tornillos: (a) tornillo pasante con tuerca, (b) tornillo con cabeza, (c) espárrago.

5.8.7 Métodos de cálculo de las uniones por pernos.

Las juntas o uniones por pernos o por remaches suelen tener diferentes patrones y riesgos de falla para una misma condición de solicitación, por ejemplo en la figura 17 se pueden observar tres tipos distintivos de falla en una unión por pernos (remaches o tornillos). (Piovan, 2014)



Fig. 17: Tipos de falla característicos en una unión por pernos.

Existen diversas condiciones de operación para las piezas o elementos de máquina conectados por medio de remaches o tornillos. Sin embargo las uniones por remaches o tornillos suelen ser mayormente solicitadas por una de las siguientes situaciones:

- I1) Falla por tracción (tornillo o remache).
- I2) Falla por Corte Puro de los pernos (tornillo o remache).
- I3) Falla por tracción de las partes a unir.
- I4) Falla por aplastamiento a compresión del perno.
- I5) Falla por desgarramiento de la parte a unir.

5.8.8 CASO II): Falla por tracción.

Frecuentemente se pueden emplear cierres herméticos en las uniones, manteniendo, además el contacto metal contra metal. Esto se debe hacer siempre que sea posible, ya que origina una unión mucho más fuerte.

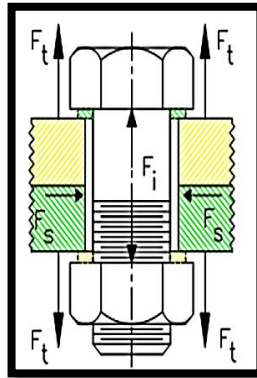


Fig. 18: Unión emperrada. (Zapata, 2013)

Cuando se desea una conexión que pueda desmontarse y que sea lo bastante sólida como para resistir cargas exteriores de tracción, de cizallamiento o de una combinación de ambas, resulta que las uniones con simples pernos, son una buena solución.

En la figura 18 muestra una unión con pernos a tracción empleando una junta, cuando se conoce la carga inicial y la carga a tracción externa, puede ordenarse como se indica a continuación. (Zapata, 2013)

La tracción resultante en el perno se encuentra por medio de la ecuación

$$F = \frac{kb}{kb+km} * Ft + Fi \quad (38)$$

La compresión en los elementos se calcula por la ecuación:

$$F = \frac{kb}{kb+km} * Ft - Fi \quad (39)$$

Se ha visto que, cuando el perno está adecuadamente pretensado, la fatiga no es un problema serio en uniones sometidas a tracción que emplean materiales rígidos. Puesto que los materiales de los pernos son relativamente dúctiles, esto significa que también tiene menos importancia la concentración de tensiones.

5.8.9. CASO I2): Falla por Corte Puro de los pernos.

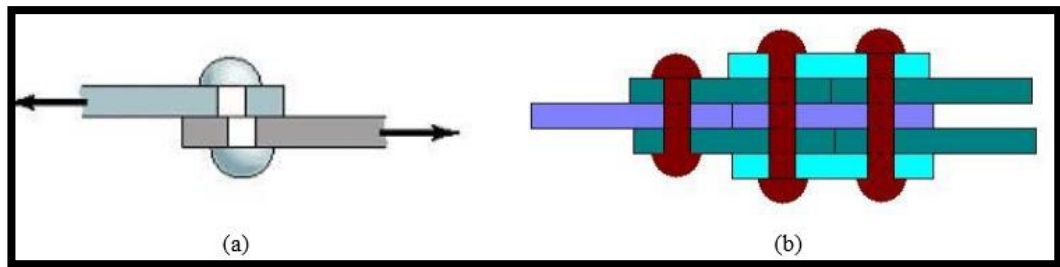


Fig. 19: Mecanismo de corte de un solo perno.

En la figura 19.a, se muestra el efecto cortante sobre un perno. Para evitar la falla por corte puro en un perno se debe cumplir la siguiente relación: (Piovan, 2014)

$$\tau = \frac{4.P}{\pi.d.c^2} < S_y \quad (40)$$

donde τ es la tensión de corte, P la carga cortante, dc es el diámetro de la sección resistente, S_y son la tensión de fluencia cortante y fluencia de experimento respectivamente.

Esta expresión sirve para verificar el estado tensional y de la cual puede surgir una expresión para el dimensionado de la junta. Sin embargo cuando se tiene una junta a corte con más de una sección resistente, como en la figura 19 .b, el tipo de análisis difiere de la expresión (40), debiendo efectuarse un estudio caso dependiente. En este estudio no se puede hacer otra cosa más que una verificación del estado tensional en los pernos y en las placas o piezas que se unen.

5.8.10. CASO I3): Falla por tracción de las partes a unir.

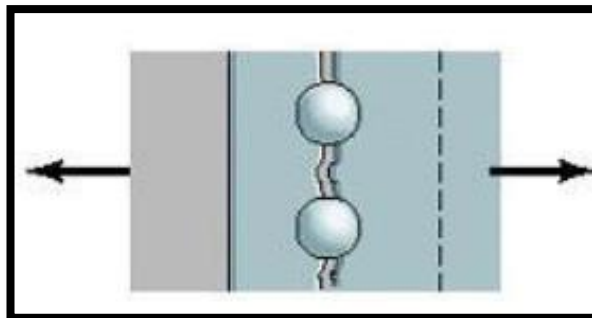


Fig. 20: Mecanismo de falla tractiva en la línea de pernos.

En la figura 20 se muestra el efecto tractivo sobre la unión (que en este caso está compuesta por dos pernos). Para evitar la falla en la línea de pernos se debe cumplir la relación: (Piovan, 2014)

$$\sigma = \frac{P}{hm.(bm-NR.dc)} < Sy \quad (41)$$

donde σ es la tensión de tracción, P la carga, dc es el diámetro de los remaches (o tornillos), Sy es la tensión de fluencia del miembro más débil, hm y bm son el espesor y ancho del miembro más débil y NR el número de remaches en la línea.

5.8.11. CASO I4): Falla por aplastamiento a compresión del perno.

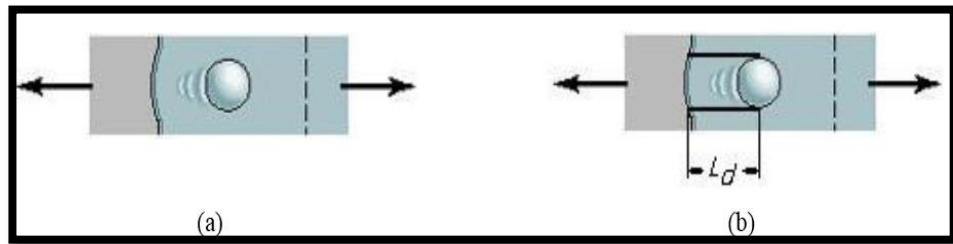


Fig. 21: Falla por aplastamiento (a), falla por desgarramiento (b).

En la figura 21.a se muestra el efecto aplastamiento por compresión (en el perno o en la junta). Para evitar la falla por aplastamiento se debe cumplir la siguiente relación: (Piovan, 2014)

$$\sigma = \frac{P}{dc.hm} < 0.9Sy \quad (42)$$

donde σ es la tensión de compresión, P la carga actuante, dc es el diámetro del perno, Sy es la tensión de fluencia del miembro más débil, hm es el espesor (o altura) del miembro más débil.

5.8.12. CASO I5): Falla por desgarramiento de la parte a unir.

En la figura 21.b se muestra el efecto cortante de desgarramiento sobre la planchuela. Para evitar esta falla por corte se debe cumplir la siguiente relación: (Piovan, 2014)

$$\sigma = \frac{P}{2.hm.Ld} < 0.4Sy \quad (43)$$

donde τ es la tensión de corte, P la carga actuante, Ld es la longitud de desgarramiento de la sección resistente y hm es la altura o espesor de la planchuela, Sy son la tensión de fluencia cortante y fluencia de experimento respectivamente.

6. MATERIALES Y MÉTODOS.

6.1 Materiales

Los materiales para el desarrollo del proceso investigativo, están detallados a continuación.

Materiales de oficina

Computadora

Calculadora

Impresora

Hojas de papel bond

Bolígrafos

Material tecnológico

Microsoft Word

Microsoft Excel

Power Point

Herramientas Cad

AutoCAD

6.2 Métodos.

Al haber sido aprobado el presente proyecto de tesis, se procedió a investigar en las diferentes carpinterías existentes en la ciudad de Loja, este proceso se lo realizó por medio de 20 encuestas, en estas se planteó las siguientes incógnitas (anexo 17), cómo elaboran las puertas entamboradas en su pequeña industria, la cantidad de puertas que realizan al día, si satisfacen la demanda que le presentan sus cliente, las respuestas a estas incógnitas me da como resultado que realizan un promedio de siete puertas diarias, estas son fabricadas de forma manual y por aquello no pueden satisfacer la demanda de sus clientes por lo que estos requieren mayor cantidad de puertas de las que pueden elaborar.

Luego se procedió realizar la recopilación de datos relacionados con los componentes principales que va a poseer la prensa neumática, entre ellos tenemos: cálculo de actuadores neumáticos, cálculo de esfuerzos en la estructura, cálculo de pernos, cálculo de soldadura, consumo de aire de los actuadores neumáticos, presión para un óptimo pegado de las puertas entamboradas, etc.

Después de haber obtenido la metodología para el desarrollo del presente proyecto se debe tener en cuenta que el diseño de la prensa es basado en la fuerza que ésta debe generar para el pegado de las planchas en el bastidor de la puerta.

Dentro de estas características se encuentran: las dimensiones, la forma, la presión a la que debe estar sometida la puerta para que exista un óptimo pegado y la capacidad de la máquina.

Características de las puertas entamboradas:

Largo: 1.80m

Ancho: 0.80m

Espesor: 0.04m a 0.07m

La restricción de la prensa es que va a tener una capacidad máxima de prensado de 50cm de altura.

Presión necesaria de pegado de las planchas en el bastidor de la puerta 4kgf/cm^2 con un tiempo de secado de 30 minutos, este valor es obtenido de (Polyform).

7. RESULTADOS.

7.1 Selección y cálculo de los actuadores neumáticos.

Una vez obtenida la presión cuyo valor es $P = 4\text{kgf/cm}^2 = 392266\text{Pa} = 3.92 \text{ Bar}$, redondeando $P = 4\text{Bar}$, a esta presión se la procede a dividir para dos debido a que el diseño la prensa neumática consta de dos actuadores neumáticos, y el cálculo que se va a realizar es para un actuador neumático, este procedimiento se realiza porque los 2 actuadores van a poseer las mismas características, utilizando el valor de $P = 2\text{Bar}$ que es la fuerza que va a ejercer un actuador neumático se procede a seleccionar un actuador que posea las características necesarias para el diseño de la máquina, estas características se muestra en la figura 22 cilindro normalizado CP 96 para el diseño de la máquina.

Características técnicas							
Diámetro (mm)	32	40	50	63	80	100	125
Funcionamiento	Doble efecto						
Fluido	Aire						
Presión de prueba	15 bar						
Presión máx. de trabajo	10 bar						
Presión mín. de trabajo	0.5 bar						
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detección: -20 a 70°C ⁺ Con detección: -10 a 60°C ⁺						
Lubricación	No necesaria						
Velocidad del émbolo	De 50 a 1.000 mm/s					De 50 a 700 mm/s	
Tolerancia de carrera admisible	Hasta 250 carreras: $^{+1.0}_0$, 251 a 1000 carreras: $^{+1.4}_0$, 1001 a 1500 carreras: $^{+1.8}_0$, 1501 a 2000 carreras: $^{+2.2}_0$						
Amortiguación	Ambos extremos (amortiguación neumática)						
Tamaño de conexión	G 1/8	G 1/4	G 1/4	G 3/8	G 3/8	G 1/2	G 1/2
Montaje	Modelo básico, escuadra, brida de la culata anterior, brida de la culata posterior, fijación oscilante macho, fijación oscilante hembra						
* Evitar la formación de condensados a bajas temperaturas usando aire suficientemente seco.							
Carrera estándar							
Diámetro (mm)	Carrera estándar (mm)	Carrera máx. *					
		Vástago simple	Doble vástago				
32	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	2000	1000				
40	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	2000					
50	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	2000					
63	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	2000					
80	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	2000					
100	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	2000					

Fig. 22: Características de los actuadores neumáticos. (SMC)

Para calcular la fuerza que van a ejercer los cilindros neumáticos se debe considerar el diámetro del cilindro que es de 80mm, el diámetro del vástago 25mm, la presión de trabajo anteriormente obtenida $P= 2\text{Bar}$, la razón que se toma este dato es porque el cálculo realizará para un actuador neumático, con estos datos se sigue el siguiente procedimiento.

7.1.1 Fuerza del émbolo.

Con la siguiente ecuación se procede a calcular la fuerza que ejercen los actuadores neumáticos:

$$F_{teórica} = A * P \quad \text{Ecuación 1}$$

Datos:

A= Superficie útil del émbolo.

$$P= 2 \text{ Bar} = \frac{20395 \text{ kg}}{m^2}$$

$$F_{teórica} = \frac{\pi(0.08m)^2}{4} * \frac{20395kg}{m^2} = 102.51kg$$

Considerando un diámetro del cilindro D [mm], con un diámetro del vástago d [mm] y una presión de trabajo P [kg/cm²], seguimos el siguiente procedimiento:

Cálculo de la superficie del émbolo:

$$S = D^2 * \frac{\pi}{4} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$S = (0.0064m^2) * \frac{\pi}{4} = 0.005m^2$$

Cálculo de la superficie anular para el retroceso del émbolo:

$$S' = (D^2 - d^2) * \frac{\pi}{4} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$S' = (0.0064m^2 - 0.000625m^2) * \frac{\pi}{4} = 0.00453m^2$$

Fuerza teórica en el empuje será:

$$F_t = S * P$$

$$F_t = 0.005m^2 * \frac{20395kg}{m^2} = 101.97 \text{ kg}$$

El rendimiento de un cilindro neumático es de un 3 a un 20% de la fuerza calculada (Fernández, Actuadores neumáticos, 2009), para poder realizar procedo a utilizar un valor medio de un 10% de rozamiento, donde $\eta = 1 - \gamma$

$$\eta = 1 - \gamma \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\eta = 1 - 0.1 = 0.9$$

La fuerza real será:

$$F_{real} = F_t * \eta \quad \text{Ecuación 5}$$

$$F_{real} = 101.97kg * 0.9 = 91.77 kg$$

Fuerza teórica de retroceso es:

$$F_n = S' * P \quad \text{Ecuación 6}$$

$$F_n = 0.00453m^2 * \frac{20395kg}{m^2} = 92.38 kg$$

Estimando la fuerza real de retroceso del cilindro a partir de la fuerza de retroceso:

$$F'n = F_n * \eta \quad \text{Ecuación 5}$$

$$F'n = 92.38 kg * 0.9 = 83.14kg$$

7.1.2 Consumo de aire en cilindros neumáticos.

El cálculo del consumo de aire en cilindros neumáticos es muy importante cuando se requiere conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer a la demanda de una instalación. Se lo calcula utilizando los siguientes datos:

Presión total que ejercen los dos actuadores = 4Bar.

Diámetro = 80mm.

El caudal máximo en litros/ minuto viene dado por la expresión: (Fernández, Actuadores neumáticos).

$$Q_n = 1,41 \left(\frac{\pi * D^2 * L * N_c * (P_{trabajo} + 1,013)}{4 * 10^6} \right) [l/min] \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

Qn = Caudal máximo en litros/minuto

D = Diámetro del cilindro en milímetros.

L = Longitud de la carrera del cilindro en milímetros.

Nc = Número de carreras.

P = Presión de trabajo en Bar.

$$Qn = 1,41 \left(\frac{\pi * 6400mm^2 * 500mm * 5 * (4 + 1,013)}{4 * 10^6} \right)$$

$$Qn = 88.82 \frac{lt}{min} = 1.48 \times 10^{-3} m^3/s$$

Una vez obtenido el consumo de aire de los cilindros neumáticos procedo a seleccionar un compresor para la prensa, con ayuda del catálogo mostrado en el anexo 1 se puede observar que las características que presenta el compresor seleccionado son las adecuadas para satisfacer la demanda de los actuadores.

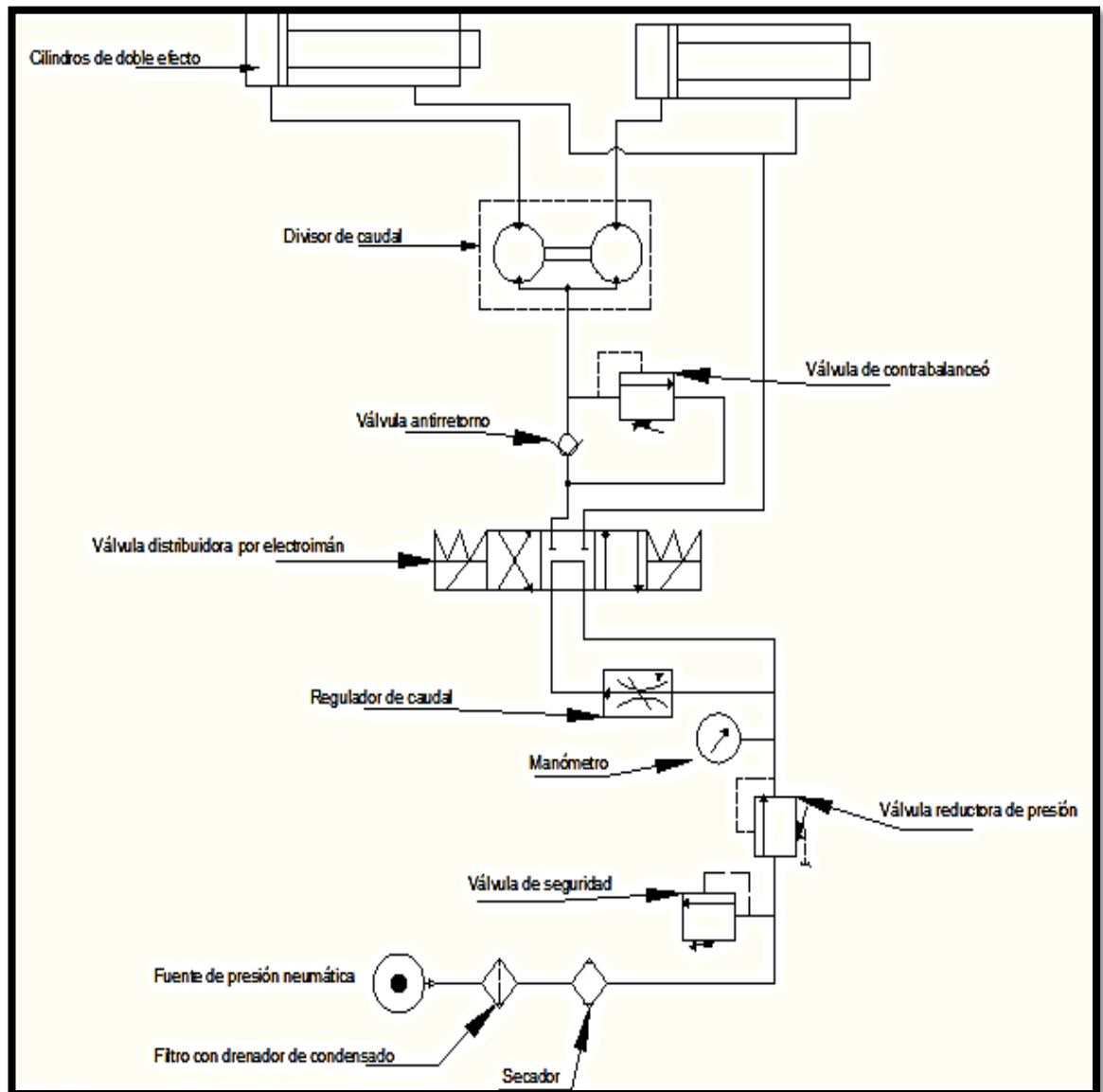


Fig. 23: Esquema Neumático.

7.1.3 Diámetro de la tubería.

Para determinar el diámetro de la tubería se debe tener en cuenta lo siguiente:

Datos

$$Q_c = 1.48 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_c = 3 \text{ m/s}$$

Donde

Q_c = Caudal requerido por un actuador.

v_c = Velocidad recomendada en líneas de presión. (MOTT, Diseño de elementos de máquinas, 1996).

Cálculo del área de la red neumática.

$$A_c = \frac{Q_c}{v_c} \tag{Ecuación 8}$$

$$A_c = 4.93 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Cálculo del diámetro de la red neumática.

$$D_c = \sqrt{\frac{4A_c}{\pi}} \tag{Ecuación 10}$$

$$D_c = 0.02506 \text{ m (1 in)}$$

El diámetro de la red neumática seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$$D_{tubo} = 1 \text{ in} = 0.0254 \text{ m}$$

Área recalculada con el diámetro seleccionado.

$$A_{recal} = \frac{\pi D_{tubo}^2}{4} \tag{Ecuación 9}$$

Velocidad del flujo recalculada.

$$V_{recal} = \frac{Q_c}{A_{recal}}$$

Ecuación 8

$$V_{recal} = 2.92 \text{ m/s}$$

Q_c = Caudal requerido por un actuador

v_c = Velocidad recomendada en líneas de presión

7.2 Cálculo de esfuerzos.

7.2.1 Barra con sus extremos fijos y carga puntual en el centro.

Para poder realizar el cálculo de los esfuerzos en las barras que conforman la estructura de la prensa neumática es necesario tener en cuenta la fuerza real calculada en la ecuación 5 que es de $F = 91.77 \text{ kg} = 899.35 \text{ N}$.

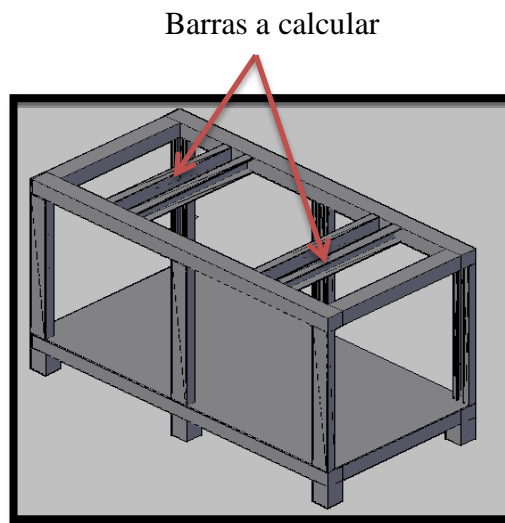


Fig. 24: Barras con sus extremos fijos y carga puntual en el centro.

Una vez obtenido el valor de la fuerza de $F = 889.35 \text{ N}$ que es la que va a soportar las barras mostradas en la figura 24, se procede a dividir la máquina como lo muestra la figura 25, este procedimiento se lo realiza porque las barras a calcular poseen materiales con las mismas características.

Barra a calcular

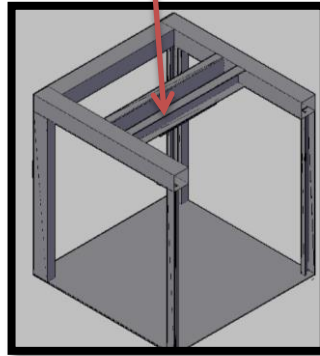


Fig. 25: Sección de la máquina.

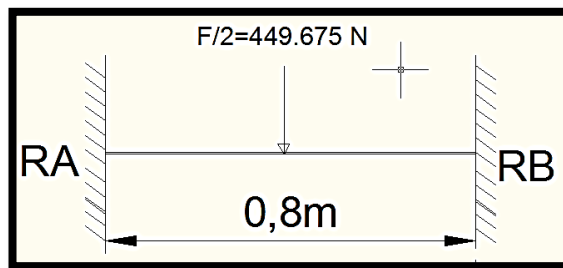


Fig. 26: Diagrama de cuerpo libre.

Para realizar el cálculo hay que tener en cuenta que por simetría de la estática las reacciones en los dos extremos serán los mismos, de igual manera los momentos serán los mismos pero con signos opuestos. (A.S.Hall, pág. 194)

$$R_a = \frac{F}{2} = \frac{449.675\text{N}}{2} = 224.83\text{N}$$

Momento flector

$$M_A = \frac{F \times l}{8} = \frac{449.675\text{N} \times 0.8\text{m}}{8} = 44.97\text{ Nm}$$

Momento máximo

$$Z = \frac{l}{2} = \frac{0.8\text{m}}{2} = 0.4\text{m}$$

$$M_{max} = \frac{1}{8} \times P(3l - 4Z)$$

$$M_{max} = \frac{1}{8} \times 449.675N\{(3 \times 0.8m) - (4 \times 0.4m)\}$$

$$M_{max} = 44.97 \text{ Nm.}$$

Módulo de rigidez W.

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W = \frac{44.97Nm}{24500000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W = 1.83 \times 10^{-6} m^3 = 1.83 \text{ cm}^3$$

Una vez encontrado el valor del módulo de rigidez de 1.83 cm^3 se busca en el catálogo de DIPAC un perfil que tenga ese valor de módulo de rigidez, en este caso se selecciona un perfil U de 100mm x 50mm x 2mm como se observa en el anexo 2.

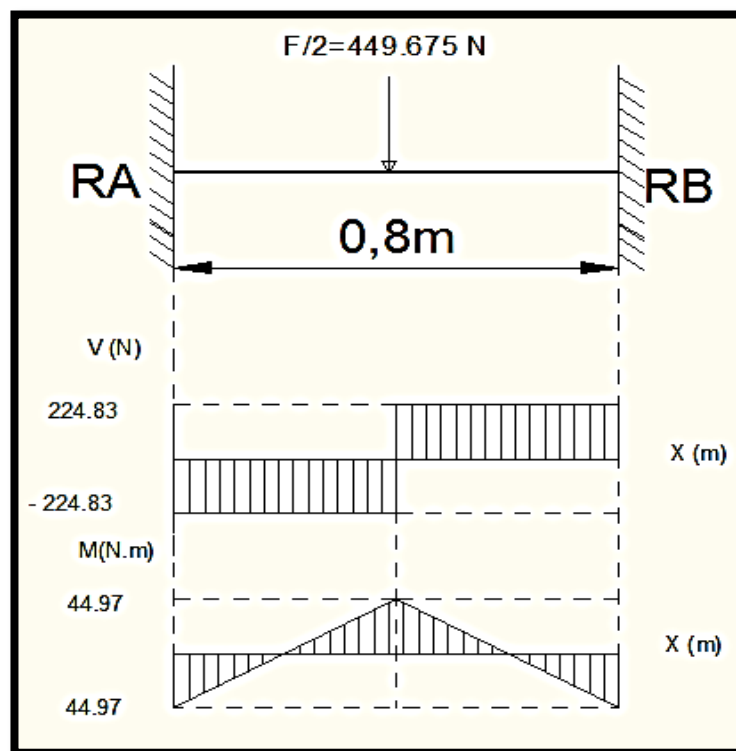


Fig. 27: Diagrama de momentos flectores y momentos cortantes.

7.2.2 Cálculo de viga que conforma la base de la máquina.

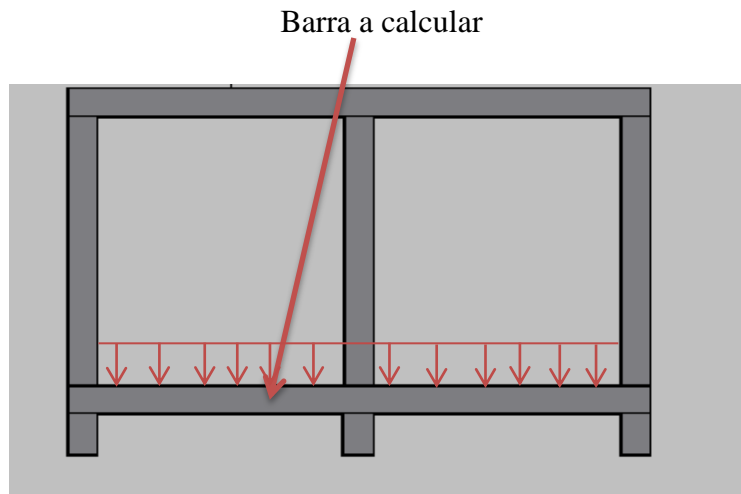


Fig. 28: Viga con carga uniformemente repartida.

Para el desarrollo de este caso se va a utilizar la presión a la que debe ser sometidas las puertas sobre la base de la máquina $P = 4 \text{ Bar} = 400000 \text{ N/m}^2$, el largo de la barra $L = 2 \text{ m}$ y ancho $a = 0.1 \text{ m}$, con estos datos se puede calcular la fuerza a la que va a estar sometida la viga indicada en la figura 28.

$$F = P * a * L$$

$$F = \frac{400000 \text{ N}}{\text{m}^2} * 0.1 \text{ m} * 2 \text{ m}$$

$$F = 80000 \text{ N}$$

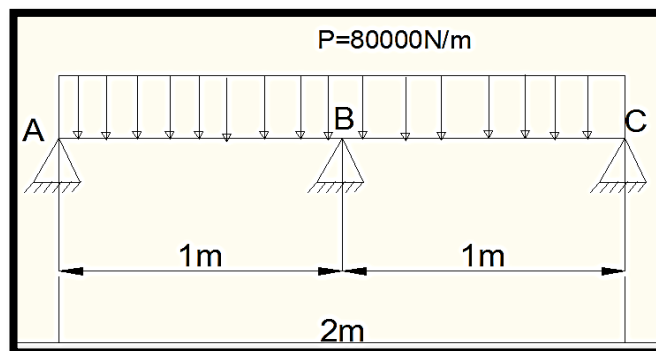


Fig.29: Diagrama de cuerpo libre.

Para poder encontrar el momento en el punto B se igualan valores de ángulos a ambos lados del apoyo B, para así determinar el momento de continuidad en ambos tramos y tenemos:

$$\Sigma \theta_{\text{Izquierdo}} = \Sigma \theta_{\text{Derecho}}$$

$$\frac{qL^3}{24EI} - \frac{MBL}{3EI} = -\frac{qL^3}{24EI} + \frac{MBL}{3EI}$$

$$\frac{2MB}{3} = \frac{qL^2}{12}$$

$$MB = \frac{qL^2}{8}$$

Ecuación 11

Se procede a utilizar la carga de 40000 N/m debido a que se tomó un tramo de la barra que es de A y B que va a ser igual al tramo B y C como lo muestra la figura 30.

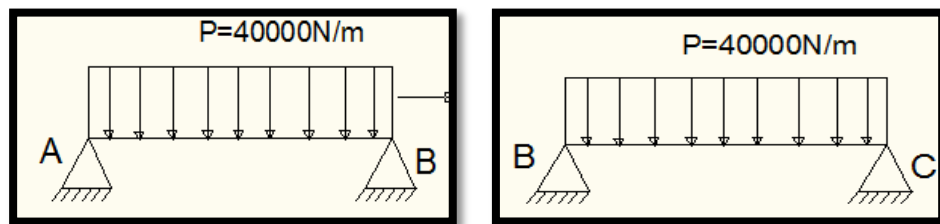


Fig. 30: Tramo AB y BC de la viga.

$$MB = \frac{\frac{40000\text{N}}{\text{m}} * (1\text{m})^2}{8} = 5000 \text{ Nm}$$

Para determinar las reacciones en los apoyos se puede sumar las reacciones de las vigas supuestas en el tramo.

$$RA = \frac{qL}{2} - \frac{MB}{2} = \frac{qL}{2} - \frac{qL}{8}$$

$$RA = \frac{3qL}{8} = \frac{3 * \frac{40000\text{N}}{\text{m}} * 1\text{m}}{8}$$

Ecuación 12

$$RA = 15000 \text{ N}$$

Por simetría de la estática RA y RC va a ser iguales.

$$RB = \left(\frac{qL}{2} + \frac{MB}{L} \right)$$

$$RB = \left(\frac{qL}{2} + \frac{qL}{8} \right)$$

$$RB = \frac{5qL}{8} = \frac{5 * \frac{40000N}{m} * 1m}{8}$$

Ecuación 13

$$RB = 25000 \text{ N}$$

Con las reacciones despejadas se establece la ecuación general de momento para el primer tramo de la viga.

$$M_x = \frac{3qLx}{8} - \frac{qx^2}{2}$$

El momento es máximo cuando la cortante es nula

$$Q_x = 0$$

$$Q_x = \frac{3qL}{8} - qx = 0$$

$$x = \frac{3L}{8} \quad \text{reemplazando } x \text{ en la ecuación del momento se obtiene}$$

$$MA = \frac{3qL}{8} * \frac{3L}{8} - \frac{q}{2} * \frac{3L}{8} * \frac{3L}{8}$$

$$MA = \frac{9qL^2}{64} - \frac{9qL^2}{128}$$

$$MA = \frac{9qL^2}{128}$$

Ecuación 14

$$MA = \frac{9 * \frac{40000N}{m} * 1m^2}{128} = 2812.5 \text{ Nm}$$

Por simetría se deduce que este valor de momento máximo también es válido para el segundo tramo. $MA = MB$.

Módulo de rigidez W .

$$W = \frac{MA}{\sigma_{adm}}$$

$$W = \frac{2812.5Nm}{245000000 \frac{N}{m^2}}$$

$$W = 1.148 \times 10^{-5} m^3 = 11.48 \text{ cm}^3$$

Una vez encontrado el valor del módulo de rigidez $W = 11.48 \text{ cm}^3$, se procede a buscar un valor igual o mayor para que no exista ninguna deformación en la viga. En el catálogo de DIPAC en el anexo 3 se ha seleccionado un tubo estructural de 100mm x 100mm x 2mm.

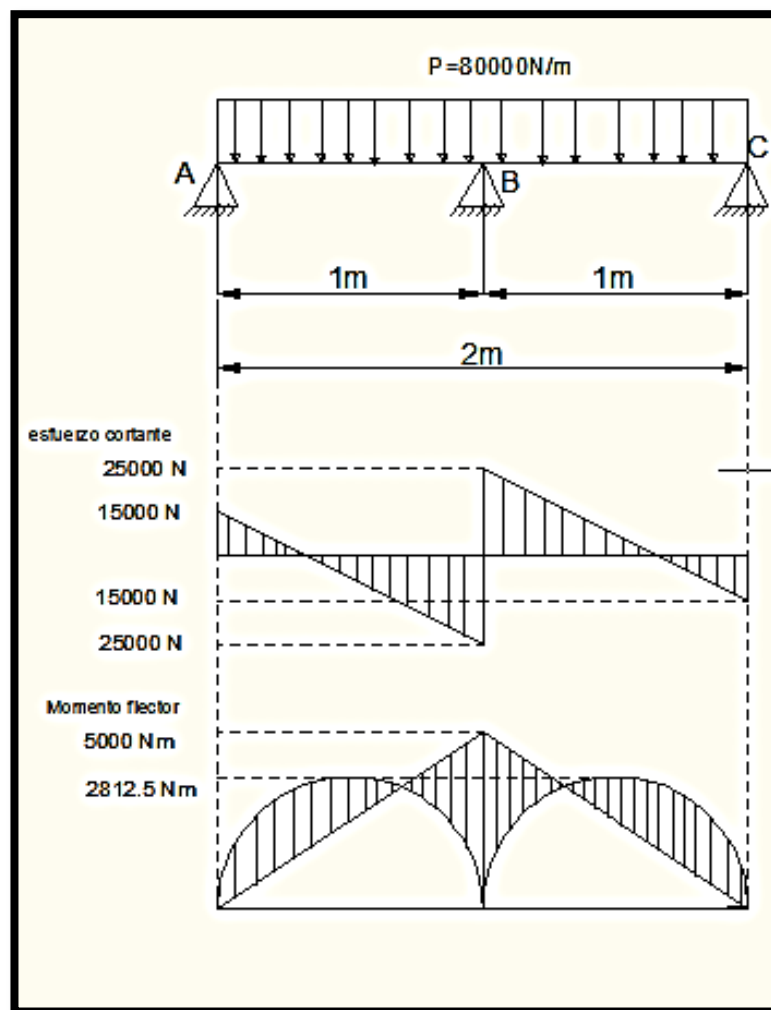


Fig.31: Diagrama de momentos flectores de momentos cortantes

7.3 Cálculo de columnas

El cálculo de la relación de esbeltez permite identificar el tipo de columna para poder analizarla de forma adecuada y debe tenerse en cuenta los factores siguientes. La longitud, el perfil de la sección transversal, las dimensiones de la columna y la manera de sujetar los extremos de la columna en la estructura.

7.3.1 Para calcular la longitud efectiva se usarán las siguientes relaciones:

1. Columnas con extremos de pasador:

$$Le = KL = 1.0(L) = L$$

2. Columnas con extremos fijos:

$$Le = KL = 0.65(L)$$

3. Columnas con extremos libres:

$$Le = KL = 2.10(L)$$

4. Columnas con pasadores fijos y el otro fijo:

$$Le = KL = 0.8(L)$$

Para el cálculo de la longitud efectiva es recomendable utilizar el valor máximo de la constante K, dato que se observa en la figura 10 de la página 20.

Datos:

Longitud de la columna 1 m.

Tubo rectangular anexo 4 de $(100 \times 50 \times 3)mm$, este material se seleccionó por simetría del diseño.

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$K = 0.65$$

$$Le = K * L$$

Ecuación 15

$$Le = 0.65 * 1m$$

$$L_e = 0.65m$$

7.3.2 Radio de giro

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

I= Momento de inercia a la sección transversal con respecto a uno de los ejes (cm^4).

A= Área de la sección transversal (cm^2).

7.3.3 Momento de inercia

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$I = 37.43cm^4$$

7.3.4 Área del rectángulo hueco

$$A = b \cdot h - b_i \cdot h_i$$

$$A = 8.64cm^2$$

Radio de giro

$$r = \sqrt{I/A} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$r = 2.08cm = 0.0208m$$

7.3.5. Razón de esbeltez.

$$SR = \frac{KL}{r} = \frac{L_e}{r} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$SR = \frac{0.65m}{0.0208m} = 31.25$$

7.3.6 Consideración de una columna.

¿Cuándo se considera larga una columna? La respuesta a esta pregunta requiere la determinación de la relación de esbeltez de transición, o de la constante de columna C_c para ello:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}} \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

E = Modulo de Elasticidad para los aceros por lo general se considera $E = 207 \text{ GPa}$.

σ_y = Resistencia a la fluencia que es de 460 MPa .

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 207\text{GPa}}{460\text{MPa}}}$$

$$C_c = 94.24$$

Una vez obteniendo el valor C_c se debe tener en cuenta las reglas siguientes para poder proseguir con el cálculo.

1. Si la relación de esbeltez efectiva real, L_e/r es mayor que C_c entonces la columna es larga, y al analizar la columna se debe usar la fórmula de Euler.
2. Si la relación real, L_e/r es menor que C_c pero mayor que 25 entonces la columna es intermedia. En este caso, se debe usar la fórmula de J.B. Jonson.
3. Si la relación L_e/r es menor que 25 entonces la columna es corta y basta con aplicar la ecuación básica de esfuerzo normal, esto es $\sigma = \frac{P}{A}$

Como se observa en el punto 2 se procede a utilizar la fórmula de J.B. Jonson para columnas intermedias.

$$P_{cr} = A\sigma_f \left[1 - \frac{\sigma_f (L_e/r)^2}{4\pi^2 E} \right].$$

Ecuación 20

Donde:

A = área de la sección transversal (m²).

σ_f = resistencia a la cedencia (MPa).

Le = longitud efectiva (en metros).

r = radio de giro (en metros).

E = módulo de elasticidad (GPa).

$$P_{cr} = 8.64 \times 10^{-4} \text{m}^2 * 340 \text{MPa} \left[1 - \frac{340 \text{MPa} \left(\frac{0.65 \text{m}}{0.0208} \right)^2}{4\pi^2 * 207 \text{GPa}} \right]$$

$$P_{cr} = 258655 \text{Pa}$$

Luego procedemos a calcular la carga máxima que van a soportar las barras dividiendo el pandeo crítico antes calculado para un factor de seguridad.

Un factor común utilizado en el diseño mecánico es N = 3, y la razón por la que se seleccionó este valor es la incertidumbre con respecto a las propiedades del material, la fijación de los extremos, lo recto de la columna o la posibilidad de que la carga se aplique con algo de excentricidad y no a lo largo del eje de la columna.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{F.S.}$$

Ecuación 21

$$P_a = \frac{258655 \text{Pa}}{3} = 86218.3 \text{N/m}^2$$

Donde:

Pa=Carga segura permisible (Pa).

P_{cr}=Carga de pandeo crítica (Pa)

F.S= Factor de seguridad.

Éste cálculo nos da como resultado que el tubo seleccionado es el adecuado para soportar la presión que ejerce los actuadores en la estructura.

7.4 Cálculo de juntas soldadas.

Para poder determinar el cálculo de las uniones soldadas tenemos que tener en cuenta la carga máxima que va a ser sometida la estructura.

7.4.1 Carga.

El peso que soportarán las juntas soldadas serán igual a la sumatoria del peso de las puertas entamboradas y la fuerza máxima a la que es sometida la estructura.

Carga máxima de la estructura $80000 \text{ N} = 8163.3 \text{ kg}$

También se toma en cuenta el peso que ejercen las puertas entamboradas sobre la base de la máquina, para determinar esta carga se debe tener en cuenta la capacidad máxima de la prensa que es de 50 cm de alto, en este espacio se procede a aplicar 10 puertas de 0.05m de espesor cuyo peso oscila entre 12 y 16 kilos (PIZANO, 1993), el valor que se opta tomar es un valor medio de 14kg, esto me da como resultado que en 10 puertas entamboradas me da una carga de 140kg.

$$F = 8163.3 \text{ kg} + 140 \text{ kg}$$

$$F = 8303.3 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{N}}{1 \text{ kg}} = 81372 \text{ N}$$

Primeramente se procede al cálculo del módulo de la sección de soldadura. Cuando ocurre torsión o flexión el procedimiento aconsejado es considerar la soldadura como una línea que no tiene sección transversal (A.S.Hall).

Carga debida a la flexión.

$$f = \frac{M}{Z_w} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

f Fuerza por pulgada de soldadura cuando se considera la soldadura como una línea. (lb/pul)

M Momento de flexión. (lb-pul)

Z_w Módulo de flexión de soldadura considerada como una línea. (plg²)

7.4.2 Momento flector.

El ancho que tendrá cada barra será de 0.10m de acuerdo con el diseño. Por lo tanto mediante la ecuación 23 se tiene:

$$M = F * e \quad \text{Ecuación 23}$$

$$M = 81372 * 0.10m$$

$$M = 8137.2Nm$$

El módulo de la sección considerada como una línea según el anexo 5 responde a la ecuación 24.

$$Z_w = bd + \frac{d^2}{3} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

b Espesor (m).

d Altura (m).

$$Z_w = 0.002m * 0.10m + \frac{(0.10m)^2}{3}$$

$$Z_w = 0.00354m^2$$

Aplicando la ecuación 22 tenemos:

$$f = \frac{M}{Z_w} \quad \text{Ecuación 22}$$

$$f = \frac{8137.2Nm}{0.00354m^2}$$

$$f = 2298644 \frac{N}{m}$$

7.4.3 Fuerza de corte media.

Es la fuerza que va a soportar toda la longitud de la soldadura.

$$fm = \frac{V}{L_w}$$

Ecuación 25

Donde:

V Carga vertical de corte.

L_w Longitud de la soldadura.

$$fm = \frac{81372N}{0.10m + 0.10m}$$

$$fm = 406860 \frac{N}{m}$$

Fuerza máxima.

Es la suma vectorial de las fuerza de corte y de la carga debida a la flexión.

$$fmax = \sqrt{fm^2 + f^2}$$

Ecuación 26

$$fmax = \sqrt{\left(406860 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(2298644 \frac{N}{m}\right)^2}$$

$$fmax = 2334373 \frac{N}{m}$$

7.4.4 Resistencia a la fatiga.

Es un factor muy importante a considerar debido a que soportarán cargas que se repiten determinados ciclos, por eso se considera prudente realizar el diseño de estas vigas cuadradas del bastidor para una cantidad de 10000000 de ciclos, este valor es obtenido por ensayos realizados a las uniones soldadas (Formación, pág. 31).

Coeficiente K.

Los valores que se dan para el coeficiente: K =1 para carga constante, K=-1 para carga totalmente invertida, K=0 para carga libre.

Resistencia de fatiga permisible para soldaduras de filete.

$$f_{2000000} = \frac{5090}{1 - \frac{1}{2}k}$$

Ecuación 27

$$f_{2000000} = \frac{5090}{1 - \frac{1}{2}(0)}$$

$$f_{2000000} = 5090 \frac{lb}{pul}$$

Resistencia a la fatiga.

$$fa = fb \left(\frac{Nb}{Na} \right)^c$$

Ecuación 28

Donde:

fa Resistencia a la fatiga para N_a ciclos.

fb Resistencia a la fatiga para N_b ciclos.

c Constante que varía con el tipo de soldadura, 0.13 para soldaduras a tope (A.S.Hall, pág. 306).

$$f_{10000000} = 5090 \frac{lb}{pul} \left(\frac{2000000}{10000000} \right)^{0.13}$$

$$f_{10000000} = 4129 \frac{lb}{pul} \cong 724138 \frac{N}{m}$$

Dimensión de la soldadura.

$$w = \frac{f_{max}}{f_{ciclos}}$$

Ecuación 29

$$w = \frac{2334373 \frac{N}{m}}{724138 \frac{N}{m}}$$

$$w = 3.22$$

7.4.5 Cálculo de la carga permisible.

La carga paralela permisible por pulgada de soldadura se determina bajo la ecuación 30.

$$Fall = Sall(0.707w)$$

Ecuación 30

Donde:

Esfuerzo cortante Permisible Sall 13600 Psi, de acuerdo con el código AWS³.

Longitud de lado $w = 10\text{cm}$, (en pulgadas) 3.937 plg.

$$Fall = 13600 \frac{lb}{plg^2} (0.707 * 3.937plg)$$

$$Fall = 37855 \frac{lb}{plg} = 6638871.8 \frac{N}{m}$$

Con ello se garantiza que la unión soldada no cederá porque la fuerza máxima a aplicarse es de $2334373 \frac{N}{m}$, éste es un valor mucho menor al calculado en la carga permisible.

7.5. Cálculo de pernos.

El proceso de cálculo ha sido obtenido del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica, cuarta edición de Joseph Edward Shigley. Las unidades que se especifican en dicho libro son las unidades inglesas, por lo cual a estas unidades se las procederá a transformar en unidades internacionales.

Los datos para los pernos de sujeción del acople y actuador de la prensa (figura 32) son los siguientes:

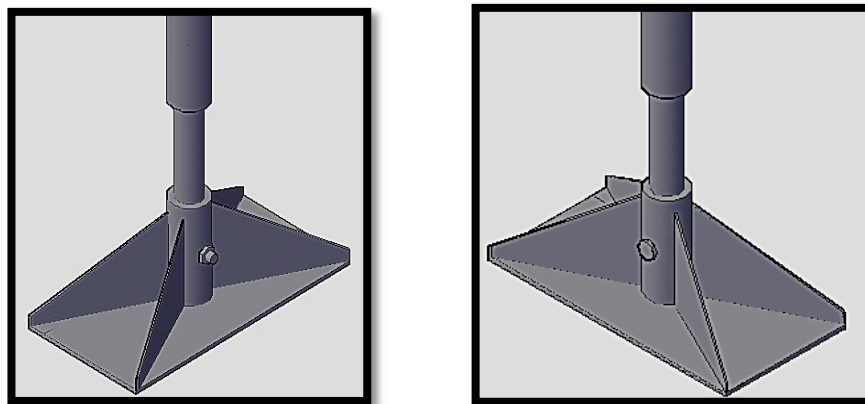


Fig. 32: Vista superior e inferior del tornillo.

³ American Welding Society

Longitud de agarre será de 35.4mm (1.4plg) por lo que se propone un perno de 2" de largo.

La fuerza de cizallamiento que se utilizará para el diseño de los pernos, será la máxima calculada de 80000 N (17959.2 lb). Para empezar el cálculo se optará por un diámetro de perno el mismo que será comprobado posteriormente. El diámetro seleccionado es de 1/2 de pulgada (12mm) de acero AISI 1020 que según el anexo 6 tiene las siguientes características; esfuerzo de fluencia 205MPa (29700PSI), esfuerzo máximo 380Mpa (55100PSI), módulo de elasticidad 205GPa (29700000PSI).

7.5.1. Cálculo de la constante de rigidez del perno.

$$kb = \frac{A.E}{L} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

A Área basada al diámetro nominal (pulg²).

E Módulo de elasticidad (psi).

L Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse (pulg).

$$kb = \frac{A.E}{l} = \frac{\pi.d^2.E}{4.l}$$

$$kb = \frac{\pi.(0.5plg)^2 * 29700000Psi}{4 * 1.4plg}$$

$$kb = 3.68x 10^7 lb = 4.165x 10^6 N$$

7.5.2. Rigidez de los miembros de la junta atornillada.

$$km = \frac{\pi.E.d}{2.[5.(\frac{l+0.5.d}{l+2.5.d})]} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

E Módulo de elasticidad (psi).

l Agarre o espesor total de las piezas a sujetarse (en pulgadas).

d Diámetro del perno(en pulgadas).

$$km = \frac{\pi \cdot 29700000 \text{psi} * 0.5 \text{plg}}{2 * \left[5 * \left(\frac{1.4 \text{plg} + 0.5 * 0.5 \text{plg}}{1.4 \text{plg} + 2.5 * 0.5 \text{plg}} \right) \right]}$$

$$km = 6.618 \times 10^7 \text{lb} = 7.488 \times 10^6 \text{N}$$

7.5.3. Fuerza de precarga o tensión inicial del perno.

Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternante, se utilizará la ecuación 31:

$$fi = At * Sut - \frac{cnP}{2} * \left(\frac{Sut}{Se} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

- At Área de esfuerzo de tensión (en pulgadas).
- C Constante de rigidez.
- Sut Resistencia en fluencia (kpsi).
- n Factor de seguridad.
- P Carga exterior (lb).
- Se Límite de fatiga axial (kpsi).

7.5.4. Constante C

Esta constante relaciona la rigidez de los pernos con la junta atornillada.

$$C = \frac{kb}{kb+km} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$C = \frac{3.68 \times 10^7 \text{lb}}{3.68 \times 10^7 \text{lb} + 6.618 \times 10^7 \text{lb}}$$

$$C = 0.357$$

Del anexo 7 se obtiene el valor del área de esfuerzo de tensión para un perno de 1/2 0.000091548m² (At=0.1419 plg²)

Luego del anexo 8 se obtiene el valor de Resistencia de fluencia de 130 kpsi para acero de grado 8.2.

7.5.5. Límite de fatiga axial.

El resultado que me da este cálculo es el límite de fatiga para los pernos, aproximadamente en 50% de la resistencia última para casos de baja resistencia, pero menores que este valor, para aceros de alta resistencia.

$$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc \quad \text{Ecuación 35}$$

$$Se' = 19.2 + 0.314 * 130kpsi$$

$$Se' = 60.02kpsi = 414.035MPa$$

A continuación se realizará la corrección por concentración de esfuerzo, en el anexo 9 se selecciona $k_f = 3$ para roscas laminadas.

$$k_e = \frac{1}{k_f} = 0.33 \quad \text{Ecuación 36}$$

Por medio de la siguiente ecuación se procede a encontrar el límite de fatiga de un tornillo de carga axial.

$$Se = Se' * k_e \quad \text{Ecuación 37}$$

$$Se = 60kpsi * 0.33 = 20.007 kpsi = 137.94MPa$$

De esta manera aplicando la fuerza de precarga se tiene ecuación 33, donde N es el número de pernos.

$$f_i = A_t * S_{ut} - \frac{C_n P}{2 * N} * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 33}$$

Número de pernos 1

$$f_i = 0.1419 plg^2 * 130kpsi - \frac{0.357 * 3 * 17959.2lb}{2 * 1} * \left(\frac{130kpsi}{20.007kpsi} + 1 \right)$$

$$f_i = 1052.2 lb = 4.687 kN$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de precarga observamos en la tabla 1 de la página 30, que el valor calculado es menor al que soporta el perno, esto nos da como resultado

que se puede utilizar un perno de ½ pulgada de acero AISI 1020 grado 8.2, el cual satisface la condición de la fuerza de precarga; los mismos que se dispondrán en la sujeción del acople con el cilindro neumático.

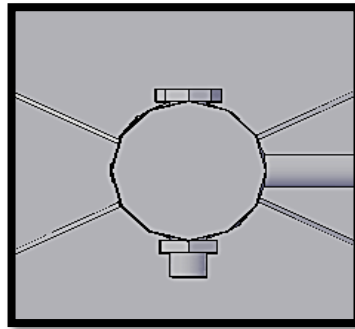


Fig. 33: Vista superior de la sujeción del cilindro con la base.

7.5.6. Cálculo de efecto cortante.

Luego se procede a calcular el efecto cortante al que se encuentra sometido el perno, se lo realiza para evitar la falla por corte puro, para ello debe cumplir la siguiente relación:

$$\tau = \frac{4.P}{\pi.dc^2} < S_y \quad \text{Ecuación 40}$$

$$\tau = \frac{4 * 80000N}{\pi * (0.012m)^2} < 660 MPa$$

$$\tau = 70,7MPa < 660 MPa$$

Donde:

τ es la tensión de corte MPa.

P la carga cortante 80000 N.

dc es el diámetro de la sección resistente $12 \times 10^{-3}m$.

S_y es la tensión de fluencia 660 MPa, valor obtenido de la tabla 10.

7.6. Pernos de sujeción del acople y el bastidor de la prensa.

Estos pernos serán los encargados de sujetar el bastidor de la prensa con la plancha de acero donde se sujetarán el acople de los cilindros. Como se muestra en la figura 34.

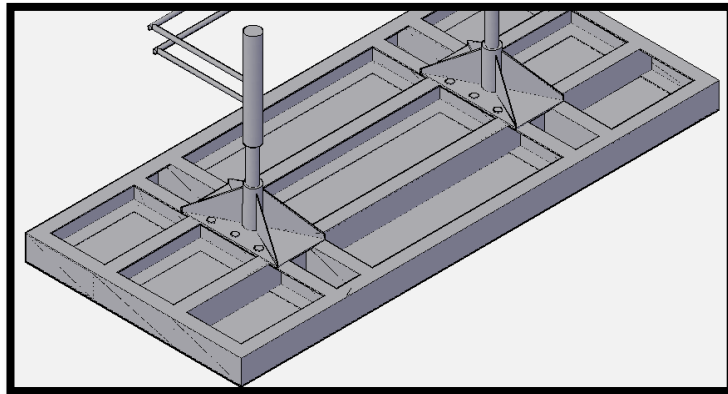


Fig. 34: Anclaje del bastidor con el acople.

Para el cálculo de estos pernos se realizará el procedimiento aplicado anteriormente, razón por la cual se obviará de explicaciones.

Por razones de construcción, se plantea la utilización de los mismos pernos diseñados para la unión del cilindro y el acople, es decir, pernos de 1/2 de acero AISI 1020 grado 8,2. Por lo tanto, los valores calculados para la constante de rigidez del perno (K_b) y de los miembros (K_m) será la misma que en el apartado anterior, la fuerza que se utilizará para dimensionar estos pernos es de 80000N.

7.6.1 Fuerza de precarga o tensión inicial del perno.

Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternante, se utilizará la ecuación 31:

$$f_i = A_t * S_{ut} - \frac{CnP}{2} * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

A_t Área de esfuerzo de tensión (en pulgadas).

C Constante de rigidez.

S_{ut} Resistencia en fluencia (kpsi).

n Factor de seguridad.

P Carga exterior (lb).

S_e Límite de fatiga axial (kpsi).

7.6.2. Constante C.

Esta constante relaciona la rigidez de los pernos con la junta atornillada.

$$C = \frac{kb}{kb+km} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$C = \frac{3.68x 10^7 \text{lb}}{3.68x 10^7 \text{lb} + 6.618x 10^7 \text{lb}}$$

$$C = 0.357$$

Del anexo 7 se obtiene el valor del área de esfuerzo de tensión para un perno de 1/2 0.000091548m² (At=0.1419 plg²)

Luego del anexo 8 se obtiene el valor de Resistencia de fluencia de 130 kpsi para acero de grado 8.2.

7.6.3. Límite de fatiga axial.

Esta ecuación da como resultado los límites de fatiga, aproximadamente en 50% de la resistencia última para casos de baja resistencia, pero menores que este valor, para aceros de alta resistencia (Shigley, 1983).

$$Se' = 19.2 + 0.314 * Suc \quad \text{Ecuación 35}$$

$$Se' = 19.2 + 0.314 * 130 \text{kpsi}$$

$$Se' = 60.02 \text{kpsi} = 414.035 \text{MPa}$$

A continuación se realizará la corrección por concentración de esfuerzo, en el anexo 9 se selecciona $k_f = 3$ para roscas laminadas.

$$ke = \frac{1}{k_f} = 0.33 \quad \text{Ecuación 36}$$

Por medio de la siguiente ecuación se procede a encontrar el límite de fatiga de un tornillo de carga axial.

$$Se = Se' * ke \quad \text{Ecuación 37}$$

$$Se = 60 \text{kpsi} * 0.33 = 20.007 \text{kpsi} = 137.94 \text{MPa}$$

De esta manera aplicando la fuerza de precarga se tiene ecuación 33, donde N es el número de pernos.

$$f_i = A_t * S_{ut} - \frac{C_n P}{2 * N} * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad \text{Ecuación 33}$$

Número de pernos 6

$$f_i = 0.1419 \text{ plg}^2 * 130 \text{ kpsi} - \frac{0.357 * 3 * 17959.2 \text{ lb}}{2 * 6} * \left(\frac{130 \text{ kpsi}}{20.00 \text{ kpsi}} + 1 \right)$$

$$f_i = 6441.59 \text{ lb} = 28.694 \text{ kN.}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de precarga comparamos con el valor que nos indica en la tabla 1 de la página 30, esto nos da como resultado que la cantidad de pernos seleccionados son los adecuados para la sujeción del acople con el bastidor de la prensa.

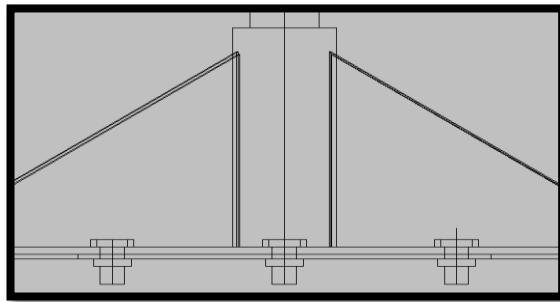


Fig. 35: Pernos de sujeción de acople y bastidor.

7.6.4 Cálculo de resistencia a tracción y compresión.

Luego se procede a calcular la resistencia a tracción de los pernos teniendo en cuenta que se conoce la carga inicial, la carga a tracción externa y los valores para la constante de rigidez del perno (K_b) y de los miembros (K_m).

Datos:

$$F_t = 140 \text{ kN.}$$

$$F_i = 28.694 \text{ kN}$$

$$k_b = 4.165 \times 10^6 \text{ N}$$

$$k_m = 7.488 \times 10^6 \text{ N}$$

$$F = \frac{k_b}{k_b + k_m} * F_t + F_i \quad \text{Ecuación 38}$$

$$F = \frac{4.165 \times 10^6 \text{ N}}{4.165 \times 10^6 \text{ N} + 7.488 \times 10^6 \text{ N}} * 140 \text{ kN} + 28.694 \text{ kN}$$

$$F = 78.732 \text{ kN} \text{ a tracción.}$$

$$F = \frac{k_b}{k_b + k_m} * F_t - F_i \quad \text{Ecuación 39}$$

$$F = \frac{4.165 \times 10^6 \text{ N}}{4.165 \times 10^6 \text{ N} + 7.488 \times 10^6 \text{ N}} * 140 \text{ kN} - 28.694 \text{ kN}$$

$$F = 21.344 \text{ kN} \text{ de compresión.}$$

El valor calculado se lo divide para la cantidad de pernos a utilizar en el acople, esto nos da como resultado que la proporción de la carga que le corresponde soportar al perno es pequeña y que depende de la rigidez relativa de los dos materiales.

7.6.5 Cálculo de efecto tractivo.

Este efecto se encuentra compuesto por tres pernos. Para poder evitar la falla en la línea de pernos se debe cumplir la siguiente relación:

Datos:

σ es la tensión de tracción.

P es la carga separatriz 80000 N.

dc es el diámetro de los tornillos $12 \times 10^{-3} \text{ m}$.

Sy es la tensión de fluencia 660 MPa valor obtenido de la tabla 10.

hm y bm son el espesor $5 \times 10^{-3} \text{ m}$ y ancho del miembro más débil 0.025m .

NR el número de pernos en línea 3.

$$\sigma = \frac{P}{hm \cdot (bm - NR \cdot dc)} < S_y \quad \text{Ecuación 41}$$

$$\sigma = \frac{80000 \text{ N}}{5 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot (0.025 \text{ m} - 3 * 12 \times 10^{-3} \text{ m})} < 660 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 145.45 \text{ MPa} < 660 \text{ MPa}$$

7.6.6. Cálculo de aplastamiento por compresión.

En la figura 20.a se muestra el efecto aplastamiento por compresión (en el perno o en la junta). Para evitar la falla por aplastamiento se debe cumplir la siguiente relación:

$$\sigma = \frac{P}{dc.hm} < 0.9Sy \quad \text{Ecuación 42}$$

$$\sigma = \frac{80000 \text{ N}}{12 \times 10^{-3} \text{ m} * 5 \times 10^{-3} \text{ m}} < 0.9 * 660 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 133.33 \text{ MPa} < 594 \text{ MPa}$$

7.6.7 Calculo de efecto cortante de desgarramiento.

En la figura 20.b se muestra el efecto cortante de desgarramiento sobre la planchuela. Para evitar esta falla por corte se debe cumplir la siguiente relación:

$$\sigma = \frac{P}{2.hm.Ld} < 0.4Sy \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\sigma = \frac{80000 \text{ N}}{2 * 5 \times 10^{-3} \text{ m} * 0.025 \text{ m}} < 0.4 * 660 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 32 \text{ MPa} < 264 \text{ MPa}$$

Después de haber sometido los pernos a diferentes tipos de esfuerzos, y haber cumplido con las condiciones requeridas nos da como resultado que se puede utilizar un perno de ½ pulgada de acero AISI 1020 grado 8.2; los mismos que se dispondrán en la sujeción del acople con el bastidor de la prensa.

7.7 VALORACIÓN ECONÓMICA

En el presente capítulo se realizará la valoración económica de este proyecto para determinar la inversión necesaria para la prensa neumática para puertas entamboradas, tomando en cuenta todos los recursos humanos y materiales que han de ser empleados para este fin.

Tabla 2. Desglose del costo de los materiales que componen la prensa neumática.

CANTIDAD	ELEMENTO	Valor Unitario \$	Valor Total \$
2	Actuadores neumáticos de doble efecto	300.00	600.00
1	Divisor de caudal rotativo.	750.00	750.00
1	Manómetro.	30.00	30.00
2	Válvulas hidráulicas solenoide.	161.00	322.00
8	Acoples NPT 1 in.	10.00	80.00
1	Válvula reductora de caudal	42.00	42.00
1	Válvula de seguridad 20GPM	114.00	114.00
1	Válvula reguladora de presión ajustable	125.69	125.69
2	2 planchas antideslizantes de acero ASTM A36 (5 mm)	56.80	113.60
3 libras	Electrodos AWS 308L-16	6.00	18.00
3 libras	Electrodos E60-11	2.00	6.00
1	Perfil estructural U.	13.65	13.65
3	Perfil estructural cuadrado.	24.14	72.42
1	Tubo estructural rectangular.	23.45	23.45
4	Placa de acero 40X20X0.5cm	20.00	80.00
40	Pernos de acero AISI1020 (1/2pulg) grado 8	0.60	21.6
40	Arandela plana de 12mm, reforzada	0.05	2.00
40	Tuerca M14X1.5 acero	0.15	6.00
1	Compresor.		312.00
1 galón	Pintura	10.80	10.80
2 litros	Diluyente	1.80	3.60
2	Mano de Obra	650	1300

1	Pulsador emergencia hongo rojo	3.80	3.80
1	Caja plástica 25896 6X Ø22mm	7.00	7.00
50 m	Cable AWG #12	0.80	40.00
1	Breaker.	4.80	4.80
1	Contactador monofásico 2 A	12.00	12.00
1	Relé térmico	19.00	19.00
3	Fusible	1.80	5.40
3	Porta fusible.	2.50	7.50
	Otros		200.00
		Total	4346.41

Valor unitario de las puertas entamboradas.

El costo de una puerta entamborada es de 150 dólares, a continuación se detalla todo lo que comprende en la elaboración de ésta.

Tabla 3. Desglose de valores de los componentes de las puertas entamboradas.

Valores que componen la puerta entamborada.	Cant.	Precio unitario	Precio total
Marco de madera maciza, para puerta, con elementos de fijación.	1,000	28,85	28,85
Hoja de puerta interior MDF, compuesta por bastidor, refuerzos y paneles de madera maciza de laurel.	1,000	72,29	72,29
Perno de 100x58 mm, con remate, en latón negro brillo, para puerta interior.	3,000	0,95	2,85
Tornillo 21/35 mm.	18,000	0,08	1,44
Cerradura de embutir, frente, accesorios y tornillos de atado, para puerta interior.	1,000	14,69	14,69
Juego de manija y escudo largo de latón negro brillo, serie básica, para puerta interior.	1,000	10,57	10,57
Carpintero.	1,000	6,76	6,76
Ayudante carpintero.	1,000	4,69	4,69
Medios auxiliares			3,00
Costes indirectos			4,00
		Total	149,14

Con la descripción obtenida se puede observar que la mano de obra del carpintero y el ayudante tiene un valor de 12 dólares por puerta, entonces si realiza 7 puertas diarias el ingreso sería de 84 dólares diarios, este valor a la semana es de 420 dólares, pero el valor que paga el propietario de la pequeña industria a los trabajadores a la semana es de 150 dólares al carpintero y a su ayudante 70 dólares, esto nos da como resultado 220 dólares a la semana que debe pagar el propietario de la pequeña industria, restando el ingreso y lo que debe pagar el propietario le queda una ganancia de 200 dólares semanales, pero como la prensa neumática está diseñada para triplicar la producción, ésta le llegaría a generar un ingreso de 600 dólares semanales.

Con estos valores se puede saber en qué tiempo el propietario de la carpintería recuperaría la inversión si éste llegara a implementar en su taller la prensa neumática.

El costo de la prensa es de 4347 dólares, dividiendo este valor para 600 dólares me da como resultado que la inversión la recuperaría en 8 semanas.

8. DISCUSIÓN.

El diseño de la prensa neumática fue concebido primeramente para aumentar la producción de puertas entamboradas en un menor tiempo. Ya que de acuerdo a las consideraciones iniciales de diseño existe la expectativa de acelerar el proceso para satisfacer la demanda en la pequeña industria. Esto se logra con la capacidad de prensado que ofrece el sistema.

Todos los accesorios y componentes que conforman el diseño de esta prensa neumática fueron diseñados, dimensionados y posteriormente seleccionados después de haber pasado por un análisis completo para que no exista ninguna falla.

Los accesorios y componentes antes mencionados consisten en sub-procesos no complejos que de acuerdo a un criterio lógico de diseño permitirán cumplir satisfactoriamente el propósito del proyecto investigativo.

En las carpinterías realizan un promedio de siete puertas entamboradas diarias y estas son realizadas de forma manual, comparando estos datos se puede evidenciar que la propuesta de esta tesis va a triplicar la producción de puertas entamboradas.

9. CONCLUSIONES

- El método que se utilizó en este proyecto de tesis, permitió seleccionar correctamente los actuadores neumáticos, los pernos, los diferentes tipos de perfiles, la presión necesaria para un óptimo pegado de las puertas, todos estos componentes permiten que la prensa neumática en una futura construcción no presente ninguna avería.
- La investigación realizada acerca del funcionamiento del mecanismo de una prensa, permitió junto con los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Electromecánica, que se realice el diseño mecánico de esta prensa neumática.
- Todos los componentes que se encuentran en este diseño pueden ser adquiridos en el país debido a que todos éstos son prácticamente comerciales.
- Después de haber socializado con varios propietarios de carpinterías existentes en la ciudad de Loja, se ha llegado a concluir que es beneficioso implementar en su pequeña industria una prensa neumática para elaborar puertas entamboradas debido que esta triplicaría la producción diaria de las mismas.

10. RECOMENDACIONES

- ✓ Se propone realizar otro estudio para poder comparar la factibilidad de su implementación, en relación de costos y facilidad de adquisición de los suministros en el mercado nacional.
- ✓ Se recomienda realizar un estudio que contemple la automatización para la prensa neumática de puertas entamboradas.
- ✓ Utilizar el presente estudio estático en el software SolidWorks para realizar a partir de éste, un estudio dinámico donde se simule las variables de carga y su efecto en la estructura general del sistema.
- ✓ Los cilindros neumáticos están diseñados para transmitir esfuerzos axiales. La presencia de esfuerzos radiales o laterales sobre los vástagos conducirá a un desgaste prematuro de sus guías. Por lo tanto, deberán analizarse detenidamente los tipos de montaje más adecuados para cada aplicación a efectos de anular dichos esfuerzos.
- ✓ Toda vez que se utilice un montaje basculante para el cilindro (en cualquiera de sus formas), deberá preverse un equivalente en el extremo del vástago. La combinación de montajes rígidos con basculantes resulta un contrasentido técnico que origina esfuerzos radiales sobre el vástago.
- ✓ Debe evitarse el montaje rígido del cilindro con el elemento a mover. En caso que sea inevitable, fijar suavemente el actuador y operarlo a baja presión de modo que entre y salga libremente y pueda autoalinearse. Suplementar si fuera necesario y luego ajustar firmemente los tornillos de sujeción.
- ✓ Cuando el cilindro sea de gran carrera y supere los valores máximos admisibles por pandeo, es recomendable guiar el vástago y preferentemente «tirar» de la carga en lugar de empujarla. El pandeo también origina esfuerzos radiales sobre el vástago.

- ✓ Cuando se desplacen masas o el movimiento se realice a elevada velocidad, es recomendable el uso de cilindros con amortiguación. Si éstas fueran importantes, prever además amortiguadores hidráulicos de choque y topes positivos en la máquina.
- ✓ Durante la puesta en marcha, debe asegurarse que los tornillos de regulación de las amortiguaciones no sean abiertos más de 1/2 vuelta, de modo de tener un exceso y no una falta de amortiguación. La calibración final se hará con la máquina en operación con la carga y velocidad definitivas.
- ✓ Al montar un cilindro amortiguado, tener la precaución que los tornillos de registro de amortiguación queden en posición accesible.
- ✓ Cuando se monten cilindros neumáticos en proximidades de grandes campos magnéticos, por ejemplo en máquinas donde se realicen tareas de soldadura, se deberá aislar al cilindro convenientemente para evitar tanto como sea posible la circulación de corrientes inducidas por el mismo.
- ✓ Suministrar aire con la calidad adecuada. El aire con impurezas y la deficiente lubricación acortan la vida útil de los cilindros neumáticos.
- ✓ Las roscas de conexión son Gas cilíndricas. Tener especial cuidado al utilizar cañerías o accesorios con rosca cónica, pues pueden producir la rotura del elemento. Es recomendable utilizar conexiones con rosca cilíndrica de asiento frontal.
- ✓ Las cañerías deberán estar limpias en su interior, evitando que restos de cinta o pasta de sellado puedan ser arrastrados al interior del cilindro. Es recomendable «soplar» las cañerías antes de conectar.
- ✓ Al seleccionar un cilindro, considerar en cada caso las carreras definidas como standard como selección de preferencia. Este hecho influirá en el plazo de entrega y facilitará futuras reposiciones.

11. BIBLIOGRAFÍA.

- A.S.Hall, A. H. (s.f.). *Diseño de Máquinas. Schaum* . McGraw-hill.
- compresores, B. (s.f.). *Catalogo 304 piston*. Obtenido de http://www.boge.com/mx/artikel/download/Catalogos304_ES_Piston.pdf
- Dipac. (s.f.). *Dipac productos de acero*. Obtenido de http://www.dipacmanta.com/adetalleprod.php?ca_codigo=4824&it_codigo=394
- *Elección de un compresor correcto*. (s.f.). Obtenido de www.homedepot.com.mx/media/guias/gc0056/index.html
- Fernández, M. J. (20 de 10 de 2009). *Actuadores neumáticos*. Obtenido de <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Esacalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>
- Fernández, M. J. (s.f.). *Actuadores neumáticos*. Obtenido de http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/1bch/archivos/3eva/7_actuadores_neumaticos.pdf
- Formación, S. d. (s.f.). *Unidad didáctica de ensayos mecánicos, su aplicación y caracterización de uniones soldadas*. Obtenido de <http://www.progasol.com.ar/files/EnsayosMecanicosYAplicacionesDeUnionesSoldadas.pdf>
- Guillén, A. (s.f.). *Ingeniería en soporte*. Obtenido de http://www.guillesime.galeon.com/index_archivos/Page780.htm
- MOTT, R. (1996). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Prentice Hall.
- MOTT, R. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada*. México: Prentice-Hall.
- NASH, W. (1993). *Resistencia de Materiales*. México: McGraw-Hill.
- Piovan, D. I. (2014). *Elementos de máquinas*. Obtenido de <http://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap04-01.pdf>
- PIZANO. (1993). *www.pizano.com.co*. Recuperado el 26 de Febrero de 2015, de www.pizano.com.co: <http://www.pizano.com.co/catalogo/?seccion=puertas&subseccion=entamboradas>

- Polyform. (s.f.). *Polyform pegamento profesional*. Obtenido de <http://www.comex.com.mx/content/Comex/Html/Images/pdfs/HP/maderas/pegamento%20profesional.pdf>
- *resistencia de materiales*. (s.f.). Recuperado el 25 de 03 de 2015, de <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Tablas.pdf>
- Shigley, J. E. (1983). *Diseño De ingeniería Mecánica*. Mexico: McGraw-Hill.
- SMC, C. (s.f.). *Cilindros ISO 15552*. Obtenido de https://www.smc.eu/smc/ProductsRepository/C96-CP96-ext/catalogues/C96-CP96-ext_cat_es.pdf
- SUMITEC. (s.f.). *Acero AISI 1020*. Obtenido de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>
- UNAM, F. d. (s.f.). *consideraciones tecnicas de la madera*.
- UPIITA. (02 de 2011). *Neumática e Hidráulica*. Obtenido de <https://neumaticahidraulica.files.wordpress.com/2011/02/sesion-5.pdf>
- VALENCIA, U. I. (Viernes de Agosto de 2009). *DECORACIONES EN MADERA*. Obtenido de DECORACIONES EN MADERA: <http://madera-fina.blogspot.com/2009/08/como-hacer-una-puerta-contraplacada.html>
- Veas, V. (11 de 2000). *Vigas hiperestáticas*. Obtenido de <http://es.slideshare.net/Jecadroc/vigas-hiperestaticas>
- Zapata, J. F. (2013). *Diseño de elemntos de máquinas*. Obtenido de <http://www.eumed.net/libros-gratis/ciencia/2013/14/pretensado-pernos.html>

ANEXOS

Anexo 1. Compresores a pistón (compresores).

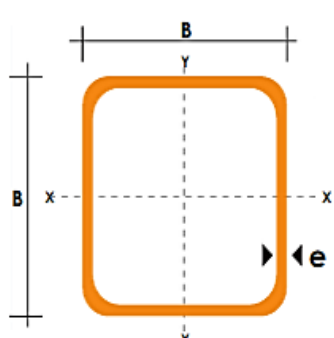
BOGE Tipo	Caudal de elevación (capacidad de aspiración)			Caudal volumétrico						Número de revoluciones del compresor min ⁻¹	Número de cilindros	Motor kW	Medidas A x P x H mm	Peso kg
				Presión máx. 8 bar (cantidad suministrada conforme a VDMA 4362) 6 bar			Presión máx. 10 bar (cantidad suministrada conforme a VDMA 4362) 8 bar							
	l/min	m ³ /h	cfm	l/min	m ³ /h	cfm	l/min	m ³ /h	cfm					
8 y 10 bar / 115 y 150 psig estándar														
ASO 260	260	15.6	9	176	10.6	6	156	9.4	5.5	1450	1	1.5	765x408x582	69
ASO 370	370	22.2	13	275	16.5	10	256	15.4	9.0	1450	1	2.2	765x408x582	69
ASO 480	480	28.8	17	367	22.0	13	339	20.3	12.0	1450	1	3.2	765x408x582	70
8 y 10 bar / 115 y 150 psig Super-Insonorizado														
ASOL 260	260	15.6	9	176	10.6	6	156	9.4	5.5	1450	1	1.5	915x480x730	121
ASOL 370	370	22.2	13	275	16.5	10	256	15.4	9.0	1450	1	2.2	915x480x730	121
ASOL 480	480	28.8	17	367	22.0	13	339	20.3	12.0	1450	1	3.2	915x480x730	123

Anexo 2. Perfil estructural U (Dipac).

DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38

Anexo 3. Tubo estructural cuadrado. (Dipac)

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

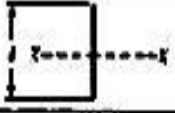

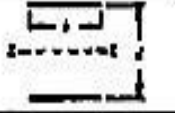
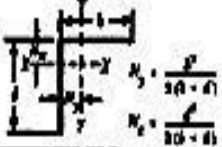
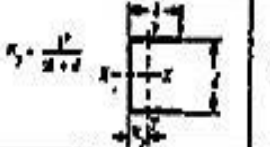
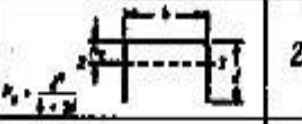
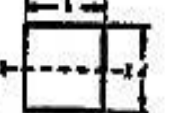
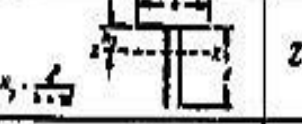



The diagram illustrates a square structural tube with side length B and wall thickness e . It shows the coordinate axes $X-X_e$ and $Y-Y$ centered on the tube. The X -axis is horizontal and the Y -axis is vertical. The thickness e is indicated on the right side of the tube.

Anexo 4. Tubo estructural rectangular (Dipac).

DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15

Anexo 5. Tabla de propiedades de una soldadura considerada como una línea (A.S.Hall).

Propiedades de una soldadura considerada como una línea		
Bosquejo de la junta soldada $b =$ anchura $d =$ altura	Flexión alrededor del eje X-X	Torsión
	$Z_w = \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{d^3}{12}$
	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$Z_w = bd$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{8}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4bd + d)}{6(2b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{d^2(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

7. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

Anexo 7, Características de roscas unificadas UNC y UNF (resistencia de materiales).

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ¾	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¾	2 ¾
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

Anexo 8. Especificaciones y marcas de identificación para pernos, tornillos, espárragos y pernos U. (Multiplique KPsi por 6.89 para obtener valores en MPa.) (A.S.Hall)

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	<u>130</u>	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Anexo 9. Factores K_f de reducción de resistencia ala fatiga, para elementos roscados (A.S.Hall).

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

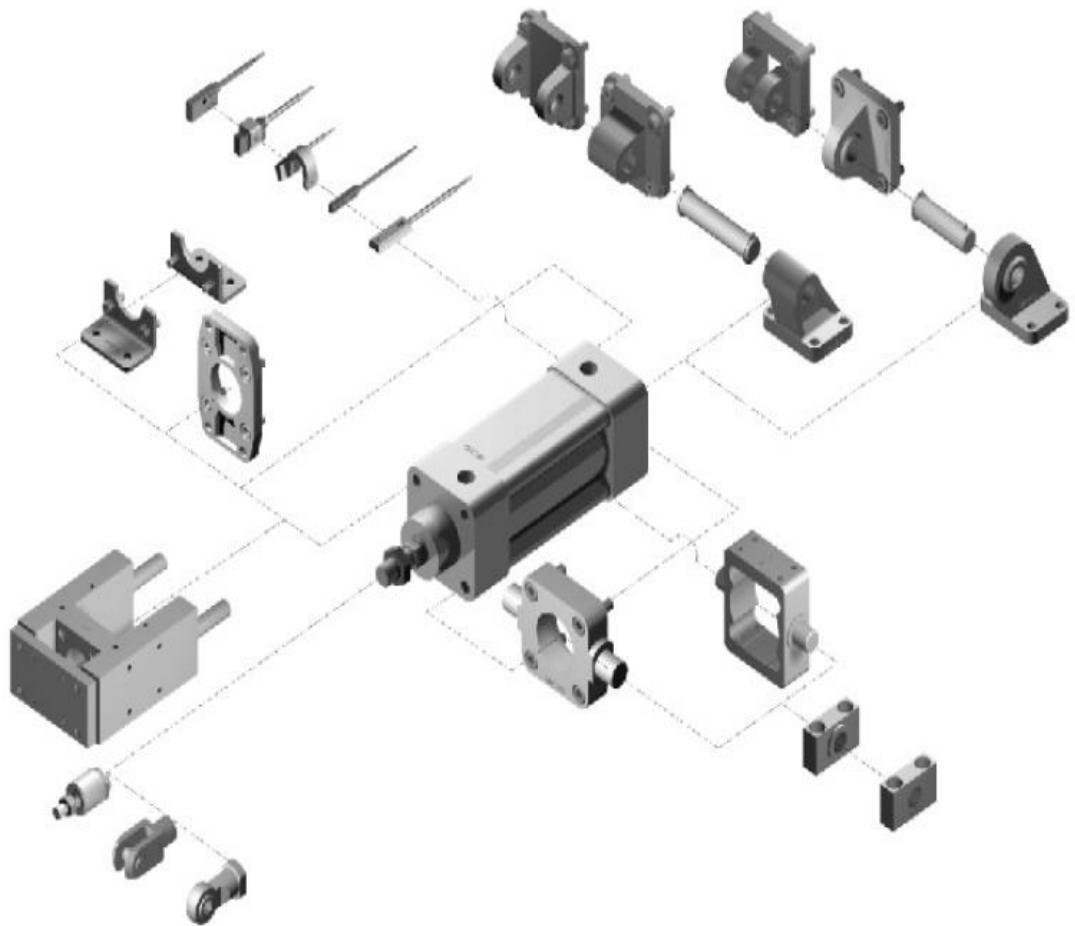
Anexo 10. Especificaciones para pernos métricos de acero (A.S.Hall).

Clase	Intervalo de tamaños (inclusive) (mm)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (MPa)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (MPa)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (MPa)	Características del acero
4.6	M5-M36	225	240	400	Medio o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Medio o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Medio o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	<u>660</u>	830	Medio o bajo carbono, templado y revenido
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Medio o bajo carbono, templado y revenido
10.9	M5-M36	830	940	1040	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	De aleación, templado y revenido

Planos de la máquina.

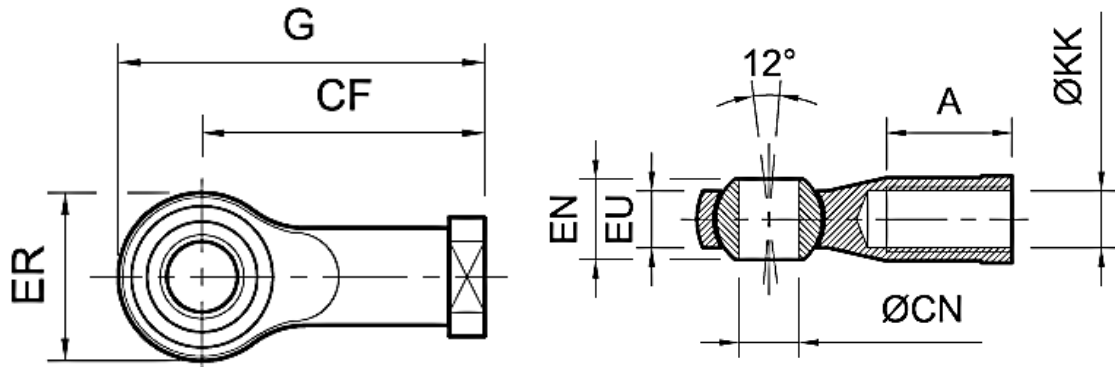
Anexo 12. Acoples de los actuadores.

Accesorios de montaje



Anexo 13. Pieza # 8.

HORQUILLA CON RÓTULA PARA VÁSTAGO



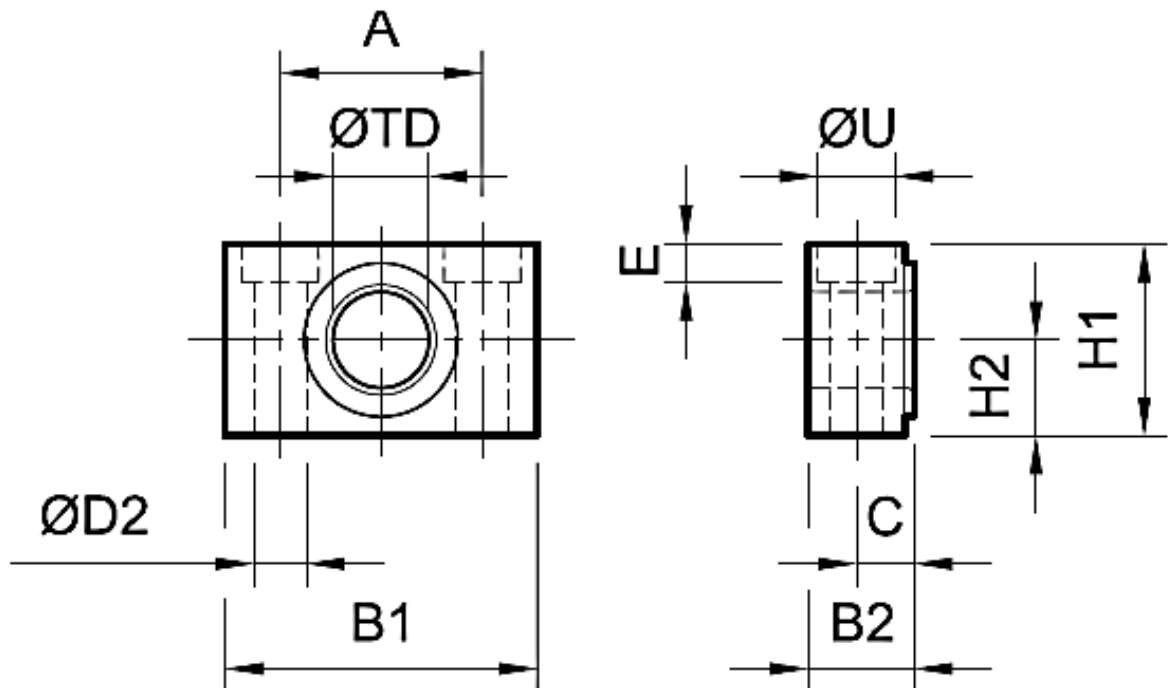
MiCRO	
M10 x 1,25	0.007.000.012
M12 x 1,25	0.008.000.012
M16 x 1,5	0.009.000.012
M20 x 1,5	0.011.000.012
M27 x 2	0.033.000.012
M36 x 2	0.034.000.012

ØKK	ØCN	EN	EU	ER	G	A	CF
M10 x 1,25	10	14	10,5	28	57	21	43
M12 x 1,25	12	16	12	32	66	24	50
M16 x 1,5	16	21	15	42	85	33	64
M20 x 1,5	20	25	18	50	102	40	77
M27 x 2	30	37	25	70	145	51	110
M36 x 2	35	43	-	-	-	56	125
M42 x 2	-	-	-	-	-	-	-

Anexo 14. Pieza # 11.

SOPORTE PARA BASCULANTE INTERMEDIO Y DELANTERO.

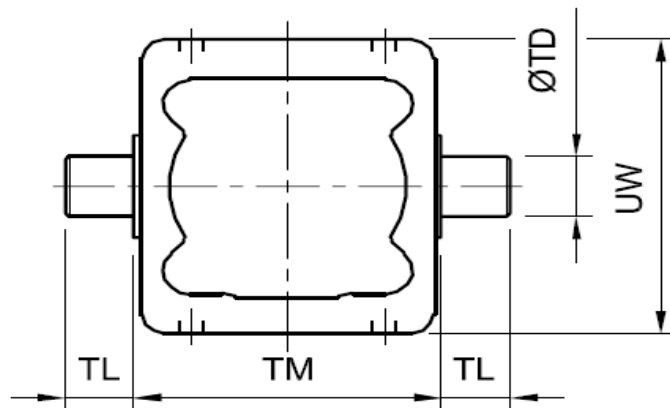
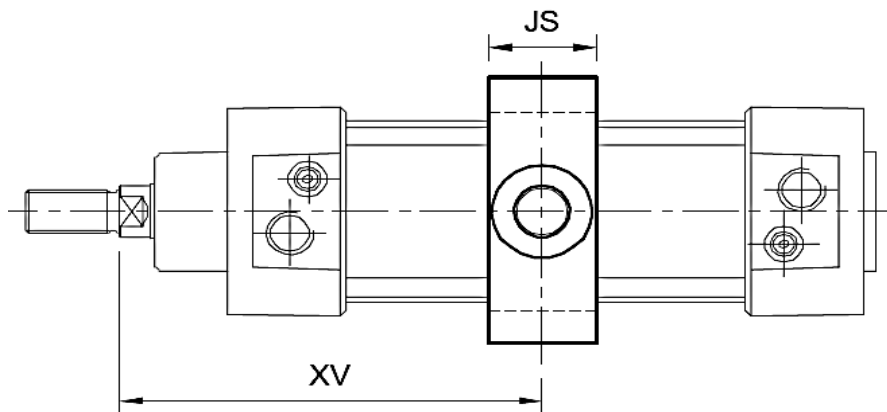
\varnothing	MiCRO	A	B ₁	B ₂	C	$\varnothing D_2$	E	H ₁	H ₂	$\varnothing TD$	U
32	0.027.000.014	32	46	18	10,5	6,6	7	30	15	12	11
40	0.028.000.014	36	55	21	12	9	9	36	18	16	15
50	0.028.000.014	36	55	21	12	9	9	36	18	16	15
63	0.030.000.014	42	65	23	13	11	11	40	20	20	18
80	0.030.000.014	42	65	23	13	11	11	40	20	20	18
100	0.032.000.014	50	75	28,5	16	14	13	50	25	25	20
125	0.032.000.014	50	75	28,5	16	14	13	50	25	25	20
160	0.034.000.014	60	92	40	22,5	18	17	60	30	32	26



Anexo 15. Pieza #10.

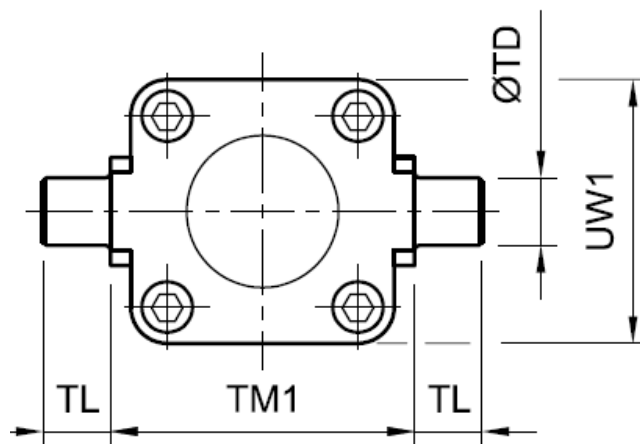
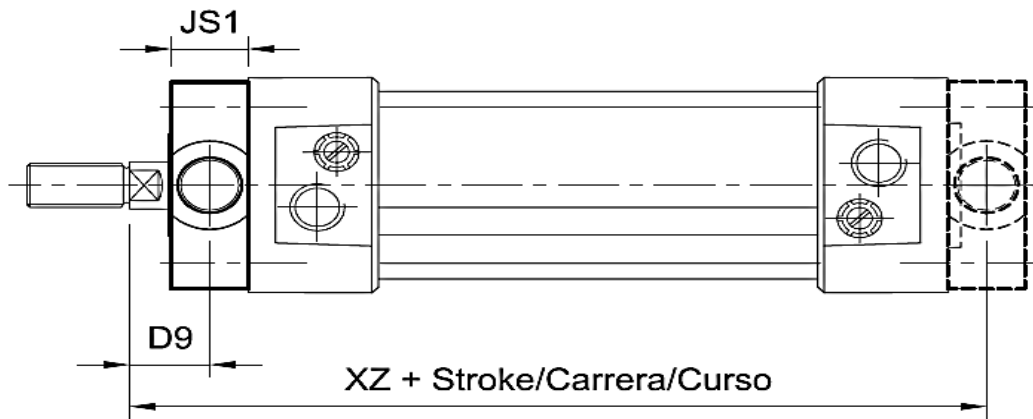
BASCULANTE INTERMEDIO

Ø	MICRO	XV		TM	TL	UW	ØTD	JS
		min.	máx.+ carrera					
32	0.047.000.009	66	80	50	12	60	12	22
40	0.048.000.009	77	88	63	16	70	16	28
50	0.049.000.009	84	96	75	16	88	16	28
63	0.050.000.009	96	99	90	20	100	20	36
80	0.051.000.009	106	114	110	20	120	20	36
100	0.052.000.009	118	122	132	25	140	25	44



BASCULANTE FRONTAL O TRASERO.

\emptyset	MiCRO	D_9	JS_1	$\emptyset TD$	TL	TM_1	UW_1	XZ
32	0.027.000.008	18	16	12	12	50	48,6	128
40	0.028.000.008	20	20	16	16	63	54,7	145
50	0.029.000.008	25	24	16	16	75	66,8	155
63	0.030.000.008	25	24	20	20	90	77,8	170
80	0.031.000.008	32	28	20	20	110	98	188
100	0.032.000.008	32	38	25	25	132	120	208
125	0.033.000.008	40	50	25	25	160	145	250
160	0.034.000.008	50	60	32	32	200	185	290



Anexo 17. Modelo de encuesta.

ENCUESTA.

¿Cuántas puertas entamboradas realizan diariamente?

Realizo 8 puertas diariamente

¿Cómo realizan el prensado de las puertas entamboradas?

Esto se realiza en forma manual con unas bandas elásticas de caucho y unas prensas pequeñas manuales

Cree usted que puede cumplir la demanda de sus clientes.

Si ()

No (X)

Porqué... toma tiempo poder prensarlas

Cree usted que sería conveniente implementar en su pequeña industria una prensa neumática para realizar el trabajo de prensado.

Si (X)

No ()

Porqué
Aumentaría la producción en un menor tiempo y esto me ayudaría para realizar otros trabajos

Anexo 18. Certificación de la traducción del resumen de esta tesis.

Loja, 18 de Mayo del 2015

María Yolanda Jaramillo Lapo, Licenciada en Ciencias de la Educación especialidad Idioma Inglés.

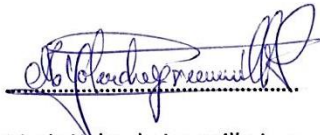
CERTIFICA:

Conocer al Sr. Stalin Paul Hernández Angamarca, a quien doy fe de sus conocimientos básicos en el Idioma Inglés , en el cual está en condiciones para poder hacer la respectiva traducción del resumen de su tesis “ Diseño de una prensa Neumática para elaborar puertas entamboradas”.

Autorizo al peticionario hacer uso del mismo en lo que el crea conveniente.

Sin tener otro particular doy fe del presente documento.

Atentamente,

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'María Yolanda Jaramillo Lapo', is written over a horizontal dotted line.

María Yolanda Jaramillo Lapo