



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



REDISEÑO DE UNA MÁQUINA PUNZONADORA PARA UNA EMPRESA
FABRICANTES DE RUEDAS DE ACERO

RODRÍGUEZ TEOBALDO

Bárbula, julio de 2007



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REDISEÑO DE UNA MAQUINA PUNZONADORA PARA UNA EMPRESA
FABRICANTES DE RUEDAS DE ACERO**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TITULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

RODRÍGUEZ TEOBALDO

Bárbula, julio de 2007



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajos firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el trabajo especial de grado titulado *“Rediseño de una máquina punzonadora para una empresa fabricantes de ruedas de acero”*, realizado por el bachiller: **Teobaldo Jesus Rodríguez Ricci**, cédula de identidad: **V-16.947.910**, hacemos costar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo

Prof. Aristides Boada

Presidente

Prof. Oswaldo Urbano

Jurado

Prof. Luis Escalona

Jurado

Valencia, agosto de 2007

DEDICATORIA

A dios ante todo ya que El con fuerza y sabiduría me a dado la energía necesaria para cumplir todos mis logros.

A mi madre Ana Luisa Ricci que a pesar de la distancia siempre estuvo apoyándome y bridándome esperanza y fuerzas para seguir adelante.

A mi padre Teobaldo Rodríguez por siempre creer en mi y en mis capacidades para lograr mis metas

A mi queridas Nonnas que siempre me han cuidado desde el momento en que naci, apoyándome y amándome en todo momento

A mi querido Hermano Francisco por estar siempre en todo momento alegrándome la vida

A toda mi familia que estuvo siempre presente en las buenas y en las malas dándome ánimos en cada momento.

A mi tutores Ing. Jesus Briceño y el Prof Aristides Boada por haberme ayudado tanto en el presente trabajo de grado

AGRADECIMIENTOS

A la ilustre Universidad de Carabobo formadora de profesionales integrales y de alto prestigio

A Ruedas de Venezuela C.A por haberme brindado la oportunidad de desarrollar el presente trabajo.

RESUMEN

Ruedas de Venezuela C.A empresa líder en la fabricación de ruedas de acero para todo tipo de vehículo, tiene como meta el mejoramiento continuo de su producto y de la capacidad de producción del mismo, es por ello que en este trabajo de grado se aborda el problema que existe específicamente en la conformación del agujero donde va colocada la válvula del neumático, ya que actualmente dicho proceso es realizado de manera manual por un operario causándole un agotamiento por la gran cantidad de punzonados que debe de realizar al día dando como resultado el malestar del operario y un cuello de botella en dicho punto del proceso de conformado de la rueda. Para resolver dicho problema se rediseñó la máquina punzonadora para así hacerla eficiente en cuanto a la realización del agujero de la válvula se refiere, se realizo el diseño de elementos mecánicos y de un sistema automatizado para la colocación del aro en la máquina punzonadora actual. El nivel de investigación del presente trabajo de grado fue de descriptivo y explicativo por la forma en que se caracterizan los hechos y las variables, y la manera de encontrar el ¿Por qué? de las cosas mediante relaciones de causa y efecto. Igualmente se puede clasificar como un proyecto de campo, debido a la necesidad de extraer los datos fundamentales para el estudio del proyecto en la misma zona de trabajo. Las conclusiones mas sobresalientes en comparación con el sistema actual el diseño propuesto brinda la ventaja de poder reubicar el operario que se encuentra en la máquina, permitiendo así la incorporación de otra persona en otro proceso o puesto de trabajo para así mejorar la eficiencia en el proceso de fabricación de la rueda de acero. Dicho trabajo de grado esta referido a la línea de investigación de diseño para el mantenimiento



NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DEFINICIÓN
\bar{X}	Centro de masa con respecto al eje X
\bar{Y}	Centro de masa con respecto al eje Y
A	Área transversal
a	Mitad del ancho de una sección en estudio
b	Distancia, Mitad del espesor de la sección en estudio
C	Fibra mas alejada
Cn	Nueva posición en que se encuentra el eje neutro
C _o	Clasificación básica de carga dinámica en rodamientos
D	Diámetro
e	Desplazamiento del eje neutro
E	Módulo de elasticidad del material
F	Fuerza
F _c	Fuerza de corte directa
F _d	Fuerza de dobles
F _r	Fuerza de roce
F _t	Flujo anual
h	Altura de la garganta de la soldadura
I	Segundo momento de inercia del área transversal



II	Inversión inicial
I_n	Señal de entrada al PLC
Iu	Segundo momento de área unitario
Ju	Segundo momento polar de área unitario
Kt	Factor de concentración de esfuerzo por flexión
Kts	Factor de concentración de esfuerzo por torsión
L	Longitud
L_{equi}	Longitud equivalente en columnas
M	Momento aplicado en un punto
N	Factor de seguridad
No	Normal
n	Punto donde la inversión es igual a cero
P	Peso
P_{cri}	Carga crítica para columnas
Q	Función geométrica de una sección en estudio
Q_i	Señal de salida del PLC
R	Reacción en un punto
Rc	Radio medio de una sección de estudio
Ri	Radio interno de una sección de estudio
Rn	Radio de curvatura en la sección de estudio



NOMENCLATURA

R_o	Radio externo de una sección de estudio
S_w	Área de la soldadura
T	Torque
W	Altura de la garganta calculado
σ_{corte}	Esfuerzo de corte puro
$\sigma_{\text{max}}, \sigma_y, S_y$	Limite de fluencia elástico a tensión
σ_T	Esfuerzo de trabajo
ρ	Densidad del material
τ	Esfuerzo de corte por torsión

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
EL PROBLEMA	3
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Objetivo General	5
1.3 Objetivos Específicos.....	5
1.4 Justificación.....	6
1.5 Limitaciones	7
1.6 Delimitaciones.....	7
CAPÍTULO II	8
MARCO TEÓRICO.....	8
2.1 Revisión de Antecedentes	8
2.2 Bases Teóricas.....	12
2.2.1 Proceso de punzonado.....	12
2.2.2 Parte de un troquel sencillo	14
2.2.3 Juego entre la matriz y el punzón.....	14
2.2.4 Características de los agujeros perforados	15
2.2.5 Ángulo de escape	17
2.2.6 El aro de acero.....	18
2.2.7 Perfiles y tipos de aro.....	18
2.2.8 Características críticas y/o de seguridad	18
2.3 Definición de Términos.....	20
CAPÍTULO III.....	23
MARCO METODOLÓGICO.....	23
3.1 Nivel de la Investigación.....	23
3.2 Diseño de la Investigación	23
3.3 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos	24

3.4 Técnicas de Procesamiento y Análisis de Datos	26
CAPÍTULO IV	27
4.1 Parámetros más importantes en la realización del agujero para la válvula del neumático	27
4.1.1 Especificaciones y parámetros del agujero de la válvula.....	27
4.2 Proceso actual de realización del agujero de la válvula del neumático.	28
4.3 Selección de la mejor solución.....	29
4.3.1 Funciones principales.....	29
4.4 Lista de restricciones del sistema a diseñar.....	30
4.5 Lista de criterios	30
4.6 Alternativas de solución.....	30
4.7 Descripción de las alternativas a considerar	31
4.7.1 Posible solución 1: Sistema de punzonado en la sección superior del canal de traslado de los aros de acero.....	31
4.7.2 Posible solución 2: Sistema de punzonado en la sección inferior del canal de traslado de los aros de acero.....	33
4.7.3 Posible solución 3: Sistema de punzonado de manera horizontal y a un lado del canal de traslado de los aros de acero	35
4.7.4 Selección de la mejor solución.....	37
4.8 Descripción del sistema a rediseñar	38
4.8.1 Descripción del proceso	38
4.8.2 Partes de la máquina punzonadora.....	38
4.8.3 Proceso de funcionamiento del rediseño de la máquina punzonadora.....	40
4.9 Cálculo, Selección y dimensionamiento de piezas mecánicas.....	41
4.9.1 Restricciones:	41
4.9.2 Diseño del canal base del aro	42
4.9.4 Diseño de las láminas bases que soportan el canal base	46
4.9.5 Diseño de la palanca.....	49
4.9.6 Diseño del eje.....	61

4.9.7	Diseño de los rodamientos del eje.....	71
4.9.8	Diseño de los apoyos para los rodamientos	72
4.9.9	Cálculo de los apoyos para el cilindro 2	75
4.9.10	Diseño de los apoyos para el cilindro 1	80
4.9.11	Diseño del apoyo inferior del actuador 3.0	86
4.9.12	Soportes laterales del actuador 3.0.....	88
4.9.13	Diseño de las guías de los actuadores	90
4.9.14	Diseño de la base de la lámina base	93
4.9.15	Posicionadores del aro en la máquina punzonadora	97
4.9.16	Sistema para asegurar que el aro se suelte del punzón.....	98
4.9.17	Diseño de la columna.....	99
4.10	Diseño de las juntas soldadas.....	102
4.10.1	Diseño de la soldadura del eje con el canal.....	102
4.10.2	Diseño de la soldadura del apoyo del actuador 1.0.....	106
4.10.3	Diseño de la soldadura del actuador 2.0.....	110
4.10.4	Diseño de la soldadura del tope de las columnas.....	111
4.11	Diseño del sistema de control	115
4.11.1	Diagrama de bloques del sistema automatizado	118
4.11.2	Diagrama de Pasos de los Actuadores	120
4.11.3	Diagrama de conexiones Neumáticos	120
4.11.4	Selección de la Lógica de control del sistema automatizado.....	123
4.11.5	Cuadro de entradas y Salidas del Sistema.....	124
4.11.6	Diagrama en escalera	127
4.12	Selección de los Elementos que conforman el sistema automatizado.	129
4.12.1	Actuadores.....	129
4.12.2	Elementos de fijación de los actuadores	130
4.12.3	Válvula de reguladora de caudal.....	131
4.12.4	Válvula de escape rápido	131
4.12.5	Válvulas	132

4.12.6 Bobinas de la electroválvula	132
4.12.7 Conectores Rápido	133
4.12.8 Silenciadores	133
4.12.9 Placa de alimentación y fijación para las Válvulas.....	134
4.12.10 Tubos flexibles.....	135
4.12.11 Sensores magnéticos.	135
4.12.12 Final de carrera tipo antena (T1 y T3).	135
4.12.13 Sensor inductivo (T2).....	136
4.12.14 Pulsadores. (T01, T02).....	136
4.12.15 Luz indicadora (L1, L2).....	137
4.13 Estudio de la Factibilidad económica.	138
4.13.1 Consideraciones en la evaluación de costo	139
4.13.2 Inversión inicial para el rediseño de la máquina puzonadora.	139
4.13.3 Costos asociados al sistema actual.....	142
4.13.4 Cálculo del tiempo de pago.....	143
CAPÍTULO V.....	145
CONCLUSIONES	145
RECOMENDACIONES	147
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	148
APÉNDICE I.....	150
Normas para la elaboración y revisión del agujero válvula del aro.....	150
APÉNDICE II.....	154
Planos y medidas de los diferentes elementos que conforman el rediseño	154
APÉNDICE III.....	176
Propiedades de las secciones transversales.....	176
APÉNDICE IV	179
Factores de concentradores de esfuerzos	179
APÉNDICE V.....	183
Coefficiente de roce	183

APÉNDICE VI	185
Propiedades de los materiales	185
APÉNDICE VII.....	188
Propiedades de la soldadura	188
APÉNDICE VIII	193
Especificaciones del rodamiento	193
APÉNDICE IX	194
Propiedades de las vigas IPN	194
APÉNDICE X.....	197
Cálculos para la selección de los actuadores y válvulas del sistema neumático	197
APÉNDICE XI	205
Hoja de datos de los diferentes elementos que conforman el sistema	
automatizado	205
APÉNDICE XII.....	232
Programa de Librería de Hewlett Packart	232

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA. 1.1 MÁQUINA ACTUAL DURANTE EL PROCESO DE PUNZONADO	5
FIGURA. 2.1 OPERACIÓN DE CORTE DE LÁMINA EN EL PROCESO DE PUNZONADO.....	13
FIGURA. 2.2 PARTES DE UN TROQUEL	14
FIGURA. 2.3 CARACTERÍSTICAS DEL BORDE DE CORTE CON JUEGO	16
FIGURA. 2.4 TIPO DE ÁNGULO DE ESCAPE	17
FIGURA 2.5 ESQUEMA DEL ARO	20
FIGURA 4.1 MÁQUINA ACTUAL.....	28
FIGURA 4.2 POSICIONAMIENTO DEL ARO COLOCADO EN LA MÁQUINA.....	29
FIGURA 4.3 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 1	32
FIGURA 4.4 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 2.....	34
FIGURA 4.5 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 3.....	36
FIGURA 4.6 ESQUEMA DEL REDISEÑO DE LA MÁQUINA PUNZONADORA	39
FIGURA 4.6.1 DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO DE FUNCIONAMIENTO DEL REDISEÑO SELECCIONADO	40
FIGURA 4.7 CANAL BASE DEL ARO	42
FIGURA 4.8 FUERZAS APLICADAS EN LA BASE DEL CANAL	44
FIGURA 4.9 DIAGRAMA DE FUERZAS APLICADOS EN LA BASE DEL CANAL	44
FIGURA 4.10 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL CANAL BASE	46
FIGURA 4.11 FUERZAS APLICADAS EN LOS APOYOS	47
FIGURA 4.12 DIAGRAMA DE FUERZAS APLICADOS EN LOS APOYO	48
FIGURA 4.13 DESPLAZAMIENTO DEL CANAL JUNTO CON LA PALANCA	50
FIGURA 4.14 POSICIÓN INICIAL DEL CANAL	51
FIGURA 4.15 POSICIÓN FINAL DEL CANAL	51
FIGURA 4.16 CENTROIDE DEL CANAL BASE	53
FIGURA 4.17 FUERZAS APLICADAS EN LA PALANCA	55
FIGURA 4.18 MEDIDAS EN MILÍMETROS DE LA PALANCA.....	56

FIGURA 4.19 DISEÑO DEL EJE Y FUERZA APLICA EN EL EJE	61
FIGURA 4.20 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE.....	62
FIGURA 4.21 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE	63
FIGURA 4.22 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE.....	64
FIGURA 4.23 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE	65
FIGURA 4.24 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE.....	66
FIGURA 4.25 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE	67
FIGURA 4.26. APOYOS DE LOS RODAMIENTOS.	73
FIGURA 4.27 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO DEL RODAMIENTO.....	74
FIGURA 4.28 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL CILINDRO 2	75
FIGURA 4.29 DIAGRAMA DE REACCIONES DEL ARO EN LA LÁMINA.....	76
FIGURA 4.30 APOYO DEL CILINDRO 1	81
FIGURA 4.31 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO EN EL PLANO XY	82
FIGURA 4.32 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO EN EL PLANO YZ	83
FIGURA 4.33 APOYO INFERIOR DEL ACTUADOR 3.0	86
FIGURA 4.34. SOPORTES LATERALES DEL ACTUADOR 3.0.....	88
FIGURA 4.35. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LOS SOPORTES LATERALES.	89
FIGURA 4.36 REACCIÓN APLICADA EN LA GUÍA DEL ACTUADOR.....	91
FIGURA 4.37. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA GUÍA DEL ACTUADOR	91
FIGURA 4.38. DISEÑO DEL LA LÁMINA BASE.....	93
FIGURA 4.39 PESO DISTRIBUIDO EN LA BASE DEL LADO DEL CANAL.....	94
FIGURA 4.40. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA BASE DEL LADO DEL CANAL	95
FIGURA 4.41. PESO DISTRIBUIDO DEL LADO DEL PUNZÓN	96
FIGURA 4.42 DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA BASE DEL LADO DEL PUNZÓN	96
FIGURA 4.43 GUÍAS FINALES DE LOS POSICIONADORES DEL ARO EN EL MÁQUINA PUNZONADORA.....	98
FIGURA 4.44 MECANISMO PARA SOLTAR EL ARO.....	99
FIGURA 4.45 SOLDADURA EN EL EJE.....	103
FIGURA 4.46. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA JUNTA SOLDADA DEL EJE.....	104

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. HOLGURA ENTRE EL PUNZÓN Y LA MATRIZ DEPENDIENDO DEL MATERIAL ...	15
TABLA 2. DATOS GEOMÉTRICOS DE LA VIGA Y LÁMINA	114
TABLA 3. ELEMENTOS ASOCIADOS AL PLC	124
TABLA 4. ACTUADORES NEUMÁTICOS.....	130
TABLA 5. FIJACIONES PARA LOS ACTUADORES	130
TABLA 6. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL.....	131
TABLA 7. VÁLVULAS DE ESCAPE RÁPIDO.....	131
TABLA 8. VÁLVULAS	132
TABLA 9. CONECTORES SELECCIONADOS.....	133
TABLA 10. SILENCIADORES	134
TABLA 11. PLACAS DE ALIMENTACIÓN SELECCIONADAS	134

INTRODUCCIÓN

El rediseño en una máquina es un proceso libre y creativo. Sin embargo esto no significa que carezca de una organización y pautas que se deben seguir cuando se realiza el diseño. El ¿por que? se realiza un rediseño se puede deber a muchos factores involucrados como seria mejorar un proceso, aumentar la eficiencia, disminuir costos, automatizar el sistema entre muchos otros, dando así la mejora continua en los procesos industriales y en aquellos que pueden realizarse.

El rediseño en la ingeniería juega un papel muy importante, que abarcan las ramas de está como serian: civil (rediseño de un galpón), mecánica (rediseño de una máquina), industrial (rediseño de un proceso), eléctrica (rediseño de una red de energía). Es por ello que a medida que se crean nuevas tecnologías, materiales y herramientas que pueden utilizarse, el proceso del rediseño se podrá seguir utilizando en lo referente a la ingeniería.

Este trabajo de grado se encarga de poder mejorar un proceso ya existente como es el punzonado. En el se aplicarán herramientas para el análisis de problemas, así como el uso de nuevas tecnologías para poder solucionar los problemas que se encuentran en el proceso actual, además de ello se realizará el análisis de esfuerzo de los diferentes elementos que conformaran el nuevo rediseño de la máquina punzonadora, sin mencionar la información referente a todos los detalles de dicho rediseño.

La estructura del presente trabajo de grado comienza con el análisis del problema actual donde se define la empresa, el proceso y el problema existente en el proceso de punzonado, pasando por un marco teórico donde se precisa las bases teóricas para el presente trabajo, un marco metodológico que muestra la metodología y pautas utilizadas para así llegar al desarrollo en donde se realizo la selección de la

mejor solución, al igual que el diseño, selección y colocación de los distintos elementos que conforman el rediseño seleccionado, finalizando con un análisis económico del rediseño propuesto, por ultimo se realizó respectivas conclusiones del rediseño planteado.



CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

Ruedas de Venezuela C.A (RUDEVECA) es una empresa que ha estado en el mercado venezolano por más de 15 años, actualmente se encuentra ubicada en la zona industrial II del municipio Valencia del estado Carabobo. Esta es una empresa que se dedica enteramente a la fabricación de ruedas de acero para automóviles y camiones donde la gama del producto va de 13 a 17 pulgadas de diámetro, las ruedas se fabrican desde la llegada de láminas de acero SAE 1010 y 1015 proveniente de SIDOR con un espesor de 2,5 a 5,7mm, pasando por una serie de procesos hasta llegar al producto final que se dirigirá a las ensambladoras de autos y demás clientes de la empresa

El proceso de fabricación de las ruedas se realiza en dos etapas, comienza con la llegada de las láminas de acero antes mencionada, las cuales con un proceso de conformado y doblado se hacen de forma circunferencial, para luego pasar por una soldadura por arco eléctrico y luego por tres procesos de laminado en frío donde se conforma el perfil del aro exterior del rin , posteriormente, el aro se hace pasar por un proceso de estirado en frío para darle la excentricidad, por ultimo este se hace pasar por un canal hasta llegar a un operario quien con una punzonadora manual realiza el agujero donde va colocada la válvula del neumático.

Durante el proceso de fabricación de los aros se tienen que seguir normas que establecen diferentes tipos de perfiles de aro. Estos son: Perfil J, Perfil JJ, Perfil B y Perfil T, estas siluetas difieren en su geometría y dimensiones según sea requerido por el cliente teniendo en cuenta el tipo de caucho a utilizar. En el proceso antes



CAPÍTULO I, El problema

descrito la empresa realiza la fabricación de aros con perfiles tipo J ya que es el más solicitado por ser el más utilizado para los vehículos para pasajeros y camiones ligeros, siendo así un 70 % de la producción total de todos los aros fabricados por la empresa.

En la segunda etapa del proceso se realiza el cuerpo del Rin, en ella se utilizan láminas de acero de un espesor de 2,5 mm, tiene un primer proceso para la conformación del cuerpo, donde se hace pasar la lámina de metal por una prensa hidráulica dándole así la forma deseada, luego éste se hace pasar por una punzonadora donde se realizará el respectivo agujero a la lámina ya conformada.

Por último se unen estas dos piezas con soldadura por arco eléctrico para luego pasar al área de pintura y acabado final. Luego de todo este proceso se colocan las ruedas en un depósito para así terminar el conformado del Rin hasta la llegada del transporte para su posterior traslado a los clientes.

Actualmente la empresa está en búsqueda de un mayor mercado y la posibilidad de exportar el producto a los Estados Unidos donde existe un déficit de este tipo de rueda, sin embargo en la empresa existen una serie de problemas. El mayor de ellos en la actualidad es la ineficiencia presente en la zona donde se realiza el agujero para la válvula del neumático, ya que la creación de éste es realizada por un operario y una máquina punzonadora manual que se encuentra unida a la línea del proceso de laminado. En este punto la producción del aro es mayor a la capacidad que tienen el operario y la máquina para realizar el respectivo agujero y así terminar el conformado de la primera pieza (el aro) del Rin generando lo que se denomina un cuello de botella en el proceso. Además la máquina punzonadora que se encuentra actualmente en uso no tiene ninguna otra máquina de soporte, por ende cada vez que se realiza el mantenimiento de esta, la línea de producción del aro se detiene hasta la



CAPÍTULO I, El problema

llegada del repuesto o el respectivo mantenimiento de ésta última. En la figuras 1.1 se observan fotos referentes a la máquina actual.

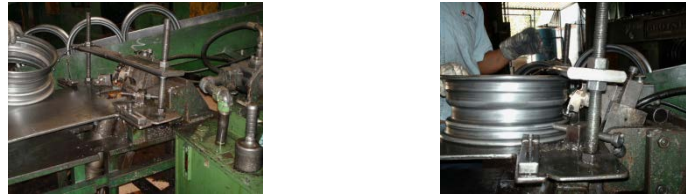


FIGURA. 1.1 MÁQUINA ACTUAL DURANTE EL PROCESO DE PUNZONADO

Viendo este problema y sus respectivas consecuencias, lo que desea la empresa es el rediseño de dicha máquina para así realizar el agujero del respectivo aro de una forma eficiente en lo referente punzonado-tiempo y con la posibilidad de que esta máquina sea versátil para adaptarse a los diferentes modelos y tamaños de las ruedas, para así terminar con el cuello de botella y servir de respaldo a las otras máquinas ya existentes.

1.2 Objetivo General

Rediseñar una máquina punzonadora para el proceso de producción de ruedas de acero.

1.3 Objetivos Específicos

- Identificar y describir cuales son los parámetros mas importantes para el conformado del agujero para la válvula del neumático.
- Diseñar los diferentes elementos que conformaran la máquina punzonadora.
- Diseñar el sistema de control para la máquina punzonadora.
- Estudiar la factibilidad económica.



1.4 Justificación

La empresa RUDEVECA, está en búsqueda de un mayor mercado y la posibilidad de exportar su producto a otras regiones donde exista un déficit de ruedas de acero. Es por ello que para lograr este objetivo la empresa tiene que prever la posibilidad de una parada de producción o la acumulación del producto en fabricación en algún punto del transcurso, específicamente en el caso del conformado del agujero para la válvula del neumático.

Con el fin de lograr este rendimiento y con ello el éxito en el proceso, se debe tomar en consideración numerosos factores involucrados en un desarrollo sostenible.

Unos de estos factores es la capacidad que tenga la empresa de poder cumplir las demandas exigidas por sus clientes nacionales y suplir las peticiones de mercados internacionales, bajo las premisas de normas de calidad, normas de fabricación, tiempo de entrega y cantidad de productos fabricados.

Por lo tanto se justifica el siguiente trabajo de grado, como aporte para solventar el requerimiento de la empresa con la creación de un rediseño referido a una máquina que pueda de servir tanto de respaldo para las máquinas existentes en el proceso de punzonado, para disminuir el tiempo en el proceso de conformado del agujero, que permita minimizar las paradas de producción por dicho proceso, garantizando la mayor efectividad de tiempo y mayor producción del agujero para la válvula del neumático.



1.5 Limitaciones

- La falta de información respecto a este tipo de máquinas en el mercado actual.
- La máquina se debe adaptar a diferentes medidas del Rin de 13 a 17 pulgadas de diámetro.
- El agujero realizado por la máquina debe cumplir con las normas de la asociación de fabricantes de cauchos y ruedas del año 1999.
- Costo de la máquina.
- La falta de espacio en donde se desea sea colocada la máquina.

1.6 Delimitaciones

- En este trabajo de grado no se realizará el diseño de ninguno de los elementos de control.
- La máquina se debe adaptar específicamente a los aros con perfiles J según la norma de la asociación de fabricantes de cauchos y ruedas del año 1999.
- La tecnología utilizada será la que se encuentre en el mercado actual y que sea de fácil adquisición regional.
- Se dispone de un tiempo máximo de 24 semanas para la realización de dicho rediseño.



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Revisión de Antecedentes

- Autores: Mendoza G. Juan J y Ramos V. Luís F.

Título: **“Rediseño del proceso de punzonado para la estructura perteneciente a amortiguadores para vehículos”**

Año: 2005

Institución: Universidad de Carabobo

Objetivo General:

Rediseñar el proceso de punzonado para la estructura perteneciente a amortiguadores para vehículos

Aspectos Relevantes:

En este trabajo se realizó un análisis exhaustivo del punzón y de la matriz, al igual de la máquina que realiza el punzonado, para así con dicha información poder determinar cuales son las fallas más comunes y de tipo crítico que hay en el proceso, donde posteriormente se procedió a un rediseño de dicha máquina para eliminar la mayor cantidad de fallas del sistema, finalmente se efectuó un estudio de la factibilidad económica del rediseño del proceso de punzonado para la estructura de los amortiguadores, dando así un estudio completo de la implementación de dicho rediseño.



- Autor: Cornet, Ronald y Durango, Devic

Título: “Determinación de la carga de cizallado en función de la holgura y el espesor de lámina”

Año: 2005

Institución: Universidad de Carabobo

Objetivos

Los objetivos planteados fueron principalmente la determinación de la carga de cizallado en el proceso de perforación mediante el diseño y la construcción de unas matrices de cizallado. Otro de los objetivos fue el estudio experimental del comportamiento de la carga de cizallado en el proceso de perforado en función de los diferentes parámetros del material de lámina, espesor de lámina y holgura de la matriz.

Conclusiones

- Se diseñaron y se construyeron seis (6) matrices de cizallado distribuidas para su utilización de la siguiente manera: tres para el ensayo de láminas de acero AISI 1020 y tres para láminas de aluminio 300H14 de diferentes espesores.
- La carga en función del desplazamiento del punzón se ve influenciada por la utilización de diferentes espesores de láminas, ya que a mayor espesor, mayor es la carga necesaria para realizar el proceso de perforado, debido a que el área que se resiste al corte es mayor.
- La zona de penetración (pulida) en la lámina incrementa su valor a medida que aumenta el espesor, ya que el punzón debe penetrar una mayor longitud para lograr que el material ceda, fracture y sea finalmente perforado.



- En el proceso de perforado de Acero AISI 1020 el aumento de la holgura entre el punzón y la matriz no genera la disminución de la carga ya que esto depende de otros factores, como lo son el espesor del material, la clase y calidad del mismo.
- Los valores de penetración son mayores para el acero que para el aluminio debido a que los espesores estudiados del acero son mayores al igual la resistencia de corte de este es mayor que el aluminio 3003 H14.

Autor: Arismendi, Abelardo y Valle, Víctor

Título: **“Determinación del comportamiento de la carga de cizallado en función del ángulo de corte y espesor de lámina”**

Año: 2004

Institución: Universidad de Carabobo

Objetivos:

En este trabajo de grado se procedió a diseñar y construir las matrices de cizallado para el proceso de perforado a diferentes ángulos del punzón, al igual se realizó el estudio de comportamiento de las cargas de cizallado en el proceso de perforado en función del ángulo y del espesor de la lámina para así por último poder establecer el perfil de comportamiento de la carga durante el proceso de cizallado.

Conclusiones:

- Se diseñó y construyó una matriz de cizallado, capaz de realizar cortes en láminas de diferentes espesores, con diferentes ángulos de rebaje en el punzón. Dicha matriz está diseñada para perforar orificios de 25,4 mm de diámetro en láminas de acero al carbono recocido de hasta 2 mm de espesor.



CAPÍTULO II, Marco teórico

- El perfil de la gráfica de carga vs. desplazamiento se ve directamente influenciado por el ángulo de corte del punzón, generándose un mayor desplazamiento y una menor disminución en la carga a medida que el ángulo del punzón aumenta.
- La holgura entre el punzón y la matriz tiene una influencia directa sobre la disminución de carga, ya que al aumentar la holgura se disminuye la fuerza y aumenta la energía necesaria para realizar el perforado. Las ecuaciones teóricas para calcular la fuerza de perforado suponen una holgura ideal para cada uno de los espesores de lámina y material, por lo tanto existen discrepancias entre los valores de carga calculados teóricamente y los resultados experimentales.



2.2 Bases Teóricas

2.2.1 Proceso de punzonado

La variedad de operaciones de cizallado incluyen las de corte que se pueden efectuar con prensa mecánica como punzonar, perforar, acabar, brochar, recortar y partir. Estas operaciones son ampliamente utilizadas en la industria moderna, en especial el perforado. En este proceso cabe destacar que por lo general en la industria el proceso de perforado se realiza la operación múltiples veces sobre la lámina, generándose así altas cargas por parte de la prensa.

En el proceso de punzonado, el mecanismo de acción es realizado por lo general por una prensa y mediante la presión, el punzón realiza esta actividad comprimiendo el material, ocasionando una deformación plástica, donde luego sigue su camino por dentro de la matriz, ocasionando una expansión lateral de la parte troquelada. Bajo dichas condiciones empieza el desgarre del material producto de los altos esfuerzos ocasionados por el punzón, donde el pedazo oprimido por este se separa del resto de la placa; es en este momento donde se ha completado la operación de perforado.

Se le llama proceso de perforado a la operación de troquelado en la cual con herramientas aptas para el corte se separa una parte metálica de otra.

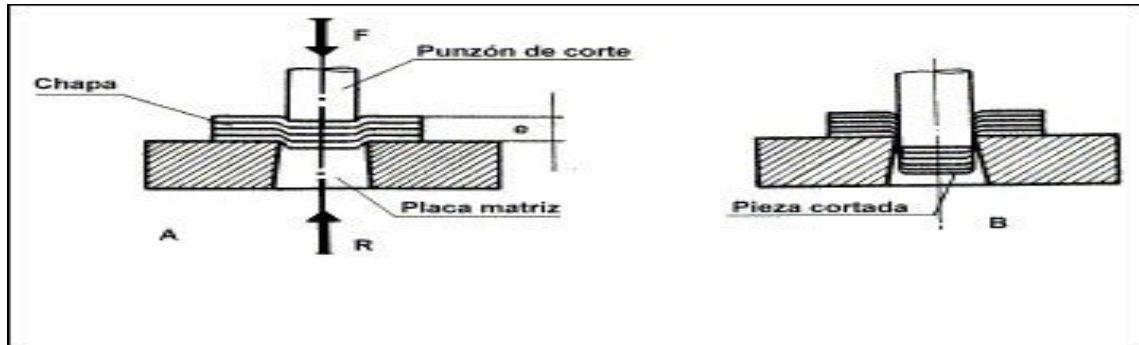


FIGURA. 2.1 OPERACIÓN DE CORTE DE LÁMINA EN EL PROCESO DE PUNZONADO

Una de las condiciones en el proceso de punzonado, es que la lámina para que pueda ser cortada con el punzón de acero templado debe tener un espesor menor o igual al diámetro del punzón.



2.2.2 Parte de un troquel sencillo

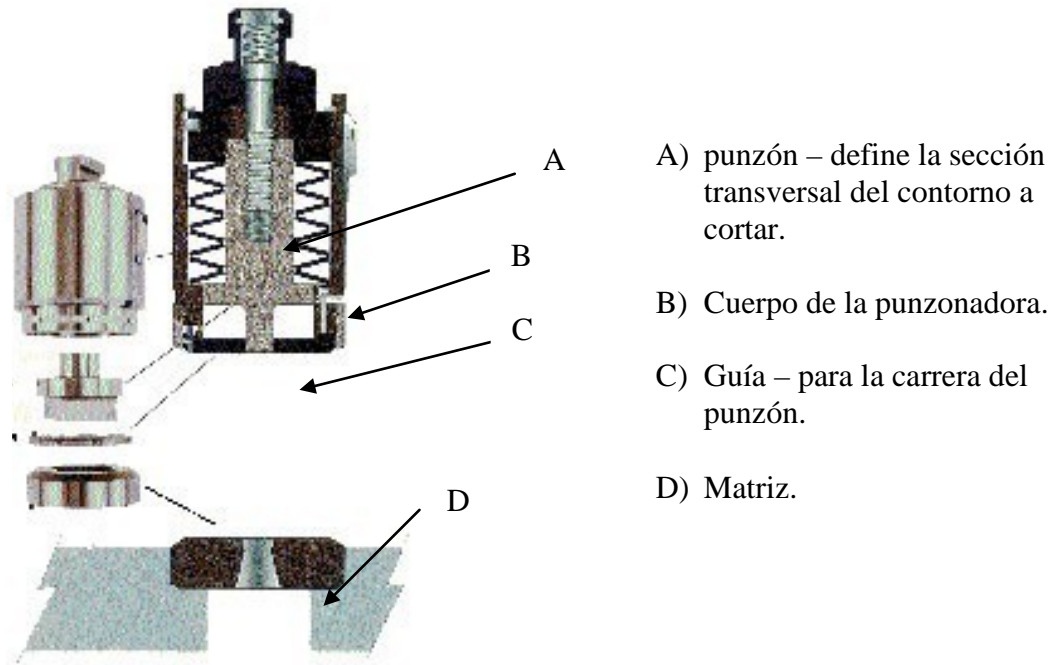


FIGURA. 2.2 PARTES DE UN TROQUEL

2.2.3 Juego entre la matriz y el punzón

El juego de corte tiene un efecto importante en el proceso de punzonado y se define como la distancia lateral entre el filo del punzón y el filo de la matriz. En general, el valor del juego de corte suele expresarse de dos maneras, bien como porcentaje respecto al espesor de la chapa (juego de corte relativo) o dando el valor de la distancia entre los filos. En el caso de punzones de sección circular, el juego de corte será la mitad de la diferencia de diámetros de la matriz y el punzón, aunque es frecuente encontrar datos de fabricantes que se refieren a la diferencia de diámetros de la matriz y punzón.



Según Rossi, la holgura debe estar entre el 5 y 13 % del espesor de la placa; en Inglaterra es normal usar los siguientes valores.

Tabla 1. Holgura entre el punzón y la matriz dependiendo del material

Material de la lámina	Holgura entre el punzón y la matriz
Latón	0.05 e
Hierro dulce	0.07 e
Acero dúctil	0.10 e

Siendo “e” el espesor de la lámina

2.2.4 Características de los agujeros perforados

El corte por punzonado produce varias características en los bordes de la chapa y del material cortado. Estas características son (figura 2.3):

- a) Deformación plástica caracterizada por un pequeño radio R.
- b) Zona bruñida de aspecto brillante caracterizada por el ancho D.
- c) Fractura angular, con aspecto mate, definida por la penetración P.
- d) Rebaba caracterizada por su altura H.

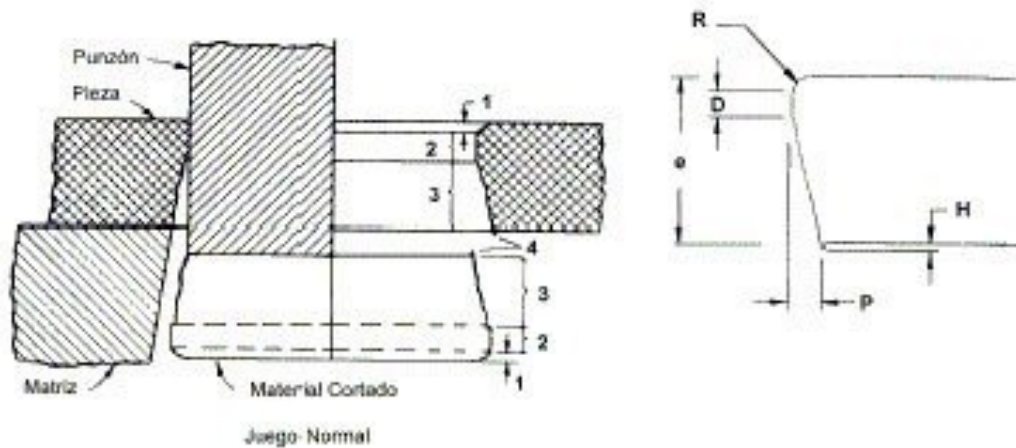


FIGURA. 2.3 CARACTERÍSTICAS DEL BORDE DE CORTE CON JUEGO

Todas estas características del borde cortado dependen del tipo, dureza y espesor del material, juego entre punzón y matriz, estado de los filos de corte, sujeción del material y tamaño del punzón en relación al espesor de la chapa. Las dimensiones de la zona de corte las determina el punzón, en el caso de la chapa, o la matriz, en el caso del material cortado.

La extensión de la zona deformada plásticamente junto con la zona bruñida, se representan como porcentaje del espesor del material y definen la distancia recorrida por el punzón antes de la fractura del material. El porcentaje de la penetración del punzón varía con el tipo y dureza del material. Así, a medida que aumenta la dureza del material, el porcentaje de penetración del punzón decrece. Por otro lado, la penetración del punzón aumenta cuando el tamaño del punzón es menor que 1,5 veces el espesor de la chapa, debido al alto esfuerzo de compresión a que está sometido el material en la zona de corte.



2.2.5 Ángulo de escape

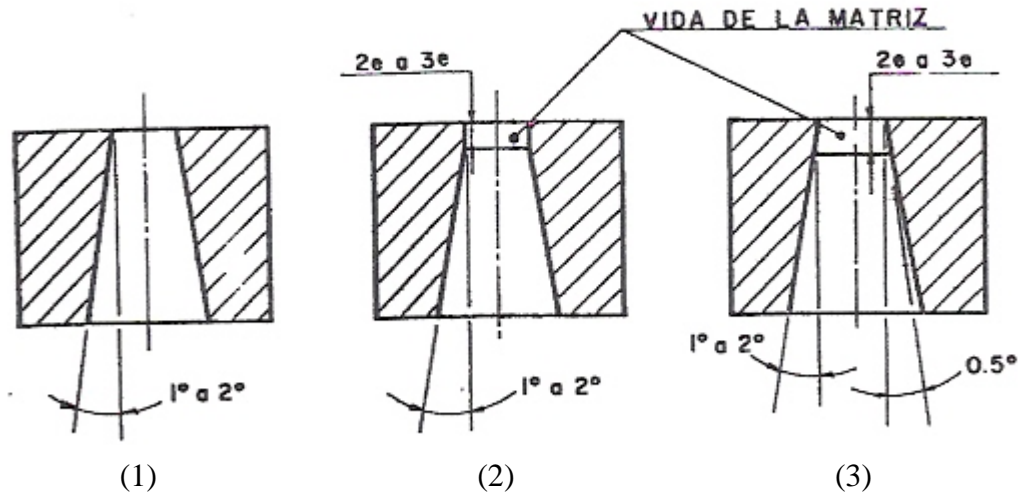


FIGURA. 2.4 TIPO DE ÁNGULO DE ESCAPE

El ángulo de escape depende fundamentalmente del material, espesor a cortar y del número de cortes. A continuación se muestra una lista de normas aplicadas para el ángulo de escape.

1. El ángulo de escape que comienza con la arista de corte se usa para metales blandos, como son: plomo, aluminio, latón y bronce. Este tipo de ángulo no es recomendable debido a la imposibilidad de afilar la matriz
2. El ángulo que comienza después de una parte recta igual a 2 a 3 veces el espesor de la placa que se requiere cortar, se utiliza para metales duros como el hierro y el acero; los perfiles obtenidos con este ángulo son exactos.
3. A partir de la arista de corte de la matriz y hasta una profundidad de 2 o 3 veces el espesor del material a cortar existe una ligera conicidad, aumentando



a medida que se está mas profundo. Este ángulo es aplicable para cortes de metales muy duros, cuya pieza no requiere contornos precisos.

2.2.6 El aro de acero

Es la parte de la rueda donde se monta el neumático y junto con esté forma una cámara sellada que permite el inflado de la misma, la geometría de aro ha sido normalizada por asociaciones de fabricantes de ruedas y neumáticos. Esta hecho de acero por lo general en material laminado SAE 1015, SAE 1010-HSLA.

2.2.7 Perfiles y tipos de aro

Según las normas establecidas para la fabricación de ruedas de vehículos se conocen varios tipos de perfiles de aro, estos son:

- Perfil J, perfil JJ, perfil B, perfil T y la combinación de algunos, estos perfiles difieren en cambios de geometría y dimensiones según sea requerido el caso o por el cliente teniendo en cuenta el tipo de caucho a utilizar.

2.2.8 Características críticas y/o de seguridad

A continuación se hará referencia a las características más críticas en el diseño del aro (ver figura 2.5)

- a) **Perfil de aro:** es la geometría que presenta el aro en su sección transversal, la mejor forma de verla y medirla es realizando un corte. Existen varios tipos de perfil de acuerdo a la solicitud del cliente y todos están claramente definidos en las normas de la asociación de fabricantes de ruedas y neumáticos



- b) **Ancho nominal:** es la distancia comprendida entre las caras internas de la pestaña y es una característica que identifica la rueda, sus medidas van desde 4.5 pulg. a 12 pulg. en intervalos de 0.5 pulg.
- c) **Diámetro nominal:** es otra característica que identifica el tamaño de la rueda. Está definido por el diámetro de una circunferencia medida en el punto de intersección del ángulo de asiento del caucho y la pestaña.
- d) **Diámetro de cama:** es el diámetro interno del aro definido por la profundidad del pozo y tiene como fin permitir el ensamble con el disco.
- e) **Pozo:** es la zona mas profunda del perfil del aro. Su profundidad mínima está definida por las normas y tiene como propósito efectos estructurales.
- f) **Pestañas:** extremos del aro donde se apoya el talón del caucho y se hace el montaje de las pesas para el balanceo de la rueda.
- g) **Humps o venas de seguridad:** son protuberancias sobre el perfil del aro en la zona de asiento del caucho. Permiten el uso de neumáticos sin tripa, ya que evitan el desplazamiento lateral del neumático sobre sus asientos y sellan para evitar la fuga de aire. Pueden representarse en forma plana (FH) o redondeada (RH).
- h) **Ángulo de pozo:** ángulo formado entre el pozo y el hump frontal o plano, es en este sector donde se realiza el agujero para el montaje de la válvula de rueda.

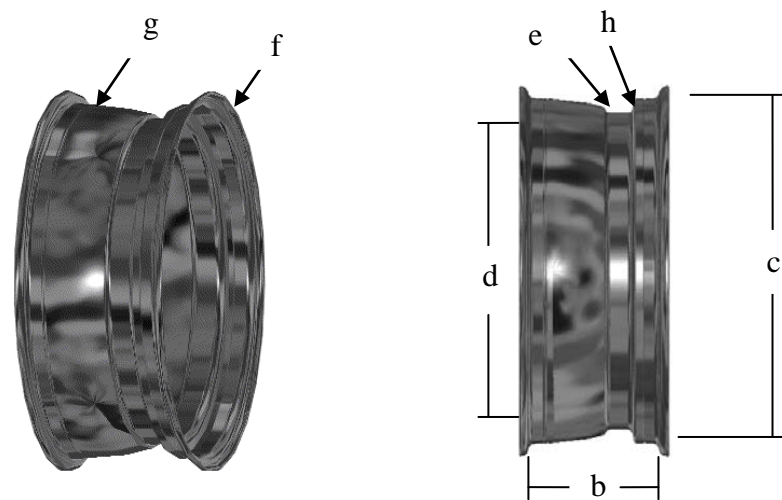


FIGURA 2.5 ESQUEMA DEL ARO

2.3 Definición de Términos

Elemento de máquina: Cualquier elemento encargado de transmitir potencia desde los elementos motores hasta un elemento final que consume potencia. Entre los elementos de máquina mas conocidos se encuentran los ejes o piñones, rodamientos, cojinetes, etc. Mientras que entre los elementos motores más importantes se encuentran los motores eléctricos, el motor de combustión interna, cilindros hidráulicos y neumáticos, relés, etc.

Ejes: Los ejes o también conocidos como árboles, soportan elementos de máquina bien sea en reposo o giratorios, como son poleas de correa, ruedas dentadas, rodetes, tambores y similares. Pueden estar en reposo, girando las piezas de máquina que sustentan o pueden girar, arrastrando dichas piezas. Soportan esfuerzos de flexión y transmiten momentos torsionales.



Soldadura: La soldadura es el proceso de unir piezas de manera fija e íntima, de tal modo que no se pueden desarmar o desmontar sus elementos constitutivos. La soldadura se puede realizar con aportación o adición de un material que suele ser de la misma naturaleza que las piezas a soldar o también sin aportación de material. Cuando el metal de aportación es distinto del metal de base se le llama soldadura heterogénea y cuando es igual o muy similar, soldadura homogénea.

Rodamientos: Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya. Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Teóricamente, estos cojinetes no requieren lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por la fluctuación de velocidad producen unos deslizamientos relativos entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura.

Cilindros hidráulicos y neumáticos: En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías. Esta energía depende del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema. El cilindro es el dispositivo mas comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo se realiza en un determinado tiempo produce potencia. Ocasionalmente a los cilindros se les llama “motores lineales”.



- Los cilindros de simple efecto tienen una sola conexión de fluido energético. Solo pueden realizar trabajos en un sentido. Se necesita de fluido solo para movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa.
- En los cilindros de doble efecto la fuerza ejercida por el fluido energético sobre el embolo, activa dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil en la extensión y en la retracción.

Sensores: Un sensor es un elemento captador que convierte las variaciones de una magnitud física en variaciones de una señal. Atendiendo a la forma de codificar la magnitud medida se establece una clasificación como:

- **Analógicos:** Aquellos que dan como salida un valor de tensión o corriente variable en forma continua dentro del campo de medida. Es frecuente para este tipo de transductores que incluyan una etapa de salida para suministrar señales eléctricas normalizadas de 0-10 v o 4-20 mA.
- **Digitales:** Son aquellos que dan como salida una señal codificada en forma de pulsos o en forma de una palabra digital codificada en binario, BCD u otro sistema cualquiera.
- **Todo-nada:** Indican únicamente cuando la variable detectada rebasa un cierto umbral o limite. Pueden considerarse como un caso límite de los sensores digitales en el que se codifican solo dos estados.



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la Investigación.

Según las normas para la elaboración y presentación del trabajo especial de grado de la Universidad de Carabobo (2002) y el grado de profundidad con el que se aborda al presente trabajo, se puede clasificar el nivel de investigación de éste en descriptivo y explicativo por la forma en que se caracterizan los hechos y las variables, y la manera de encontrar el ¿Por qué? De las cosas mediante relaciones de causa y efecto, todo con la finalidad de establecer la estructura y el comportamiento del objeto de estudio. Igualmente se puede clasificar como un proyecto de campo, debido a la necesidad de extraer los datos fundamentales para el estudio del proyecto en la misma zona de trabajo, en este caso será en la máquina punzonadora que realiza el agujero válvula.

3.2 Diseño de la Investigación

La estrategia adoptada para responder al problema planteado consta de siete (7) etapas:

- Primera etapa: Consiste en la recolección de información a través de internet y de material bibliográfico sobre el diseño del aro del rim y de las normas para la realización de agujero válvula, al igual de la búsqueda de información acerca de máquinas punzonadoras en el mercado actual.
- Segunda etapa: Consiste en entrevistar con el personal técnico y con los expertos que tienen contacto directo con el equipo en cuestión, esto con la



finalidad de establecer las necesidades que se requieren para el óptimo control del proceso.

- Tercera etapa: En esta etapa se realizará la búsqueda de soluciones, de tal forma que cada una de ellas satisfagan las necesidades que se plantearon en la etapa anterior.
- Cuarta etapa: Se elige la mejor solución que cumpla con las características técnicas y dinámicas del proceso, así como también con los parámetros establecidos para su diseño.
- Quinta etapa: Consiste en determinar, calcular y seleccionar los diferentes componentes y accesorios que se necesitan en la futura implementación del sistema diseñado, tomando en cuenta todos los factores que intervienen en su rediseño.
- Sexta etapa: Corresponde a los análisis de factibilidad económica del proyecto, a través de una relación de costo y beneficio.
- Séptima etapa: Consiste en la obtención de una serie de conclusiones basadas en los resultados obtenidos en etapas anteriores, así como también se darán algunas recomendaciones para la implementación del sistema diseñado.

3.3 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos

Las técnicas de recolección de datos establecen las distintas formas como se obtendrá la información necesaria para el arranque y puesta en marcha del presente proyecto. Dado el nivel y el tipo de esta investigación, la manera más confiable y



CAPÍTULO III, Marco metodológico

precisa de obtener datos es a través de la observación directa en campo y a través de anotaciones del fenómeno de estudio. Estas técnicas se emplean para comprobar la operación, conocer el proceso y el funcionamiento del sistema desde diferentes puntos de vista, ya que por tratarse de un proceso lineal hay que tomar en cuenta los otros sistemas que lo rodean.

En cuanto a los instrumentos de recopilación de datos necesarios para el desarrollo de la presente investigación se tienen:

- Equipos de medición directa tales como: la cinta métrica, vernier, galgas, etc. y sus unidades de medida corresponden con el sistema internacional de medidas.
- Equipos de captura de imágenes tales como cámara fotográficas digitales y filmadora.
- Equipos de medición del tiempo como por ejemplo cronómetros y relojes, de tal forma que su unidad patrón de medida en el sistema internacional sea segundos (s).
- Equipos de medición de masas tales como: la romana de tal forma que su unidad patrón de medida en el sistema internacional sea el kilogramo (Kg).
- Equipos de procesamiento de datos para organizar y estructurar la información obtenida durante el desarrollo de la investigación, tal es el caso del computador.



3.4 Técnicas de Procesamiento y Análisis de Datos

La información obtenida tanto por revisión bibliográfica, por entrevistas realizadas a los especialistas y los datos más importantes del proceso se recopilan a través de tablas que permiten su rápido acceso. Los datos recabados se presentan organizados de una manera sistemática clasificando la información de la revisión bibliográfica y los trabajos que permiten conocer los fundamentos técnicos necesarios de la composición del rediseño.

Los datos se obtuvieron por observación directa y se presentan por medio de un diagnóstico, selección y organización de aspectos observados en la realidad como comprobación de la operación real del sistema planteado en la presente investigación.



CAPÍTULO IV

4.1 Parámetros más importantes en la realización del agujero para la válvula del neumático

Para la realización del agujero de la válvula del neumático se tomaron como parámetros los descritos en el apéndice I, el cual se refiere al extracto de la norma de neumáticos y ruedas del año 2005 ya que con esta norma se trabaja en la empresa actualmente.

4.1.1 Especificaciones y parámetros del agujero de la válvula.

A continuación se muestra las especificaciones y parámetros necesarios para el conformado del agujero válvula

- El borde exterior del agujero de la válvula del neumático debe ser redondeado o debe poseer un chaflán.
- Los bordes del agujero de la válvula no deben poseer bordes cortantes ni rebabas que puedan causarle daño a la válvula del neumático.
- Para permitir que la válvula del neumático se adapte y quede bien ajustada al agujero de la rueda, este tiene que tener como mínimo un 25 % de espesor del aro de la rueda.
- El ángulo de colocación del agujero con respecto a la vertical debe ser mínimo de 10 °; donde la dirección de corte con respecto al perfil del aro será completamente perpendicular.



- El conformado del agujero válvula no debe alterar la forma circunferencial del aro.

Dichas normas y parámetros son aplicadas en la máquina punzonadora que existe actualmente. En el rediseño que se va a implementar hay que tener en consideración dicho parámetros para que así el proceso pueda seguir bajo las normas implementadas por la asociación de neumáticos y ruedas del año 2005 permitiendo asegurar la calidad y seguridad del producto.

4.2 Proceso actual de realización del agujero de la válvula del neumático.

El proceso de realización del agujero actualmente es realizado manualmente por un operario que se encarga de recibir el aro que proviene de un canal, luego de ello se encarga de colocar el aro en la máquina punzonadora, para luego al presionar un pulsador que activa un cilindro hidráulico que realiza el agujero; por último el operario coloca el aro de acero de nuevo en el canal para su posterior revisión. En la figura 4.1 y 4.2 se puede observar la máquina actual y el posicionamiento del aro en la máquina punzonadora.



FIGURA 4.1 MÁQUINA ACTUAL.



FIGURA 4.2 POSICIONAMIENTO DEL ARO COLOCADO EN LA MÁQUINA.

4.3 Selección de la mejor solución

En esta sección se procede a determinar la mejor solución al problema planteado, donde en primer lugar se analiza las funciones principales del rediseño y se determina las restricciones y criterios del sistema a diseñar.

4.3.1 Funciones principales.

El nuevo diseño de la máquina debe ser capaz de realizar el punzonado del agujero del aro de una manera más eficiente en el ámbito de tiempo y utilizando la menor cantidad posible de esfuerzo humano.

La máquina a diseñar deberá aprovechar la disposición de la máquina actualmente en uso, así el nuevo rediseño no acarreará la eliminación o la redistribución completa de todos los elementos que conforman la máquina que se encuentra actualmente en operación.



4.4 Lista de restricciones del sistema a diseñar

1. El sistema debe ser capaz de trabajar con diámetros de aros que varían desde 13 a 17 pulgadas.
2. El sistema debe realizar el proceso de punzonado en un tiempo mínimo de 10S.
3. El sistema debe poder adaptarse al perfil J que es el más utilizado en la línea donde se desea se realice el rediseño.

4.5 Lista de criterios

1. El sistema debe ser de bajo costo.
2. El sistema debe ser de bajo mantenimiento.
3. El sistema a diseñar debe tomar en cuenta la máquina que se encuentra actualmente en uso en la empresa.

4.6 Alternativas de solución

1. Sistema de punzonado en la sección superior del canal de traslado de los aros de acero.
2. Sistema de punzonado en la sección inferior del canal de traslado de los aros de acero.
3. Sistema de punzonado en la sección lateral del canal de traslado de los aros de acero.



4.7 Descripción de las alternativas a considerar

4.7.1 Posible solución 1: Sistema de punzonado en la sección superior del canal de traslado de los aros de acero.

Principio de funcionamiento.

La figura 4.3 muestra el diseño esquemático de la solución a considerar. El operador luego de haber sacado el aro (1) con el perfil correspondiente y luego de haber estirado el aro para que así este mantenga su forma circunferencial, lo envía hacia el canal (2) en el cual mediante un detector y gracias a unos actuadores neumáticos (3), este es detenido para así poderle realizar el punzonado del agujero en la parte superior del aro (4). Luego de este proceso el aro es soltado por los actuadores para que así este pueda seguir en su recorrido por el canal ya teniendo el agujero de la válvula del neumático.

Ventajas

1. Proceso rápido y sencillo.
2. Diseño robusto y estable
3. El proceso es realizado en la misma línea.

Desventajas

1. Al estar el punzonador en la parte superior el diseño de la máquina actual no serviría en la gran mayoría de sus elementos, por ende los costos de un nuevo diseño serían muy elevados.
2. Existe la posibilidad de que el golpe realizado por punzonador sea muy alto y se vea afectada la excentricidad del aro perdiendo así su uniformidad.
3. Poco espacio para su colocación.

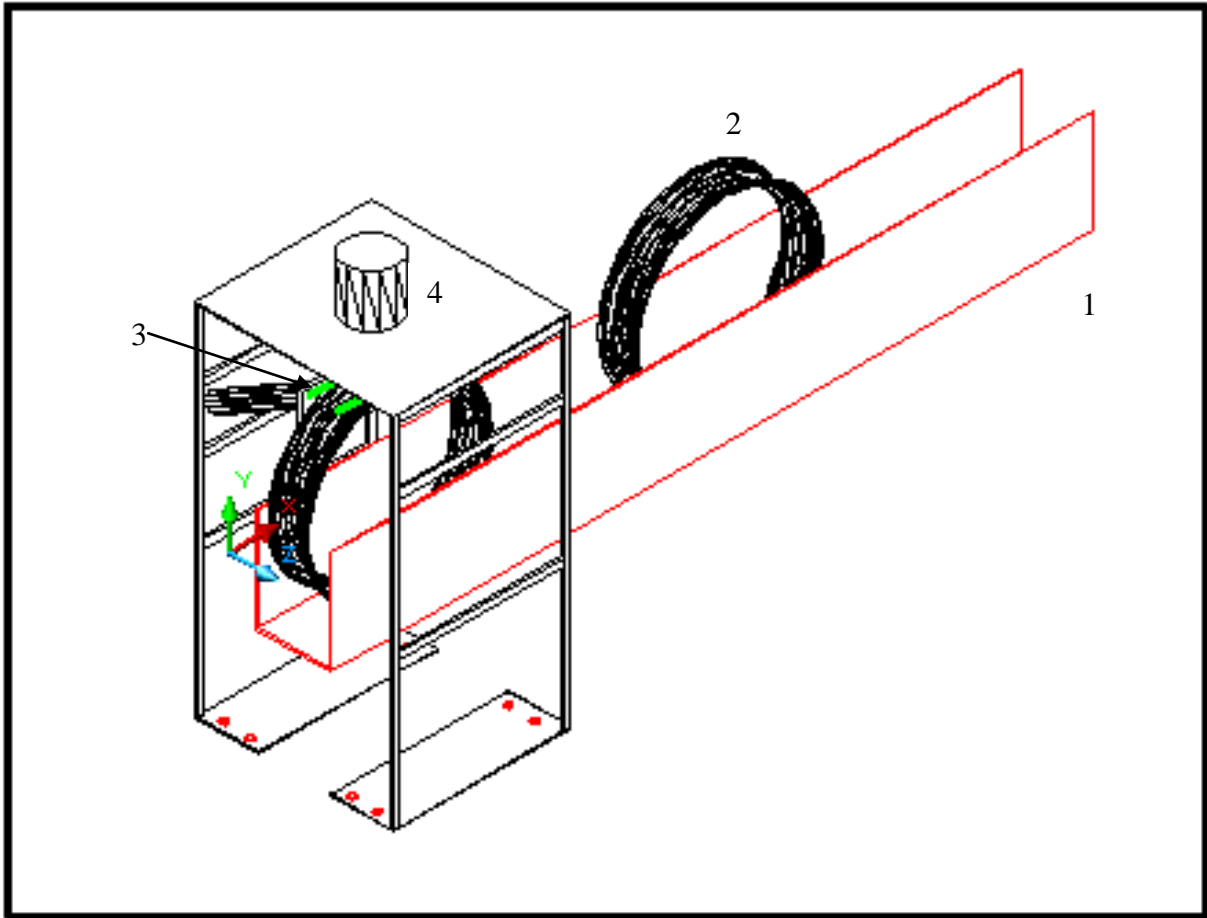


FIGURA 4.3 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 1



4.7.2 Posible solución 2: Sistema de punzonado en la sección inferior del canal de traslado de los aros de acero.

Principio de Funcionamiento.

La figura 4.4 muestra el esquema de la solución a considerar. En este sistema se coloca el aro en el canal de la misma manera que en la solución 1, donde la diferencia radica en la posición en que se encuentra el punzonador (1) ya que en este caso el punzonado es realizado por debajo del aro, el sistema para frenado de los aros se hace mediante dos actuadores (2) que atrapan la rueda para así realizar el punzonado. Luego de esto los actuadores se retraen y así el aro (3) se libera para que este continúe su recorrido por el canal.

Ventajas:

1. Proceso rápido y sencillo.
2. Pocos elementos móviles.
3. Puede ser colocado cualquier diámetro de rueda o ancho que este en producción.

Desventajas

1. Existe una alta probabilidad que el aro se deforme por el impacto que genera el punzonado y el choque con el piso del canal.
2. Es posible que los actuadores que frenan el aro se deterioren muy rápidamente por la cantidad de energía que tiene que absorber por el impacto del punzonado.



3. Altos costos de fabricación ya que el punzonador actual no está diseñado para realizar punzonados con el aro en forma vertical, por ende se tendría que fabricar otro punzonador que se adapte a esta forma.

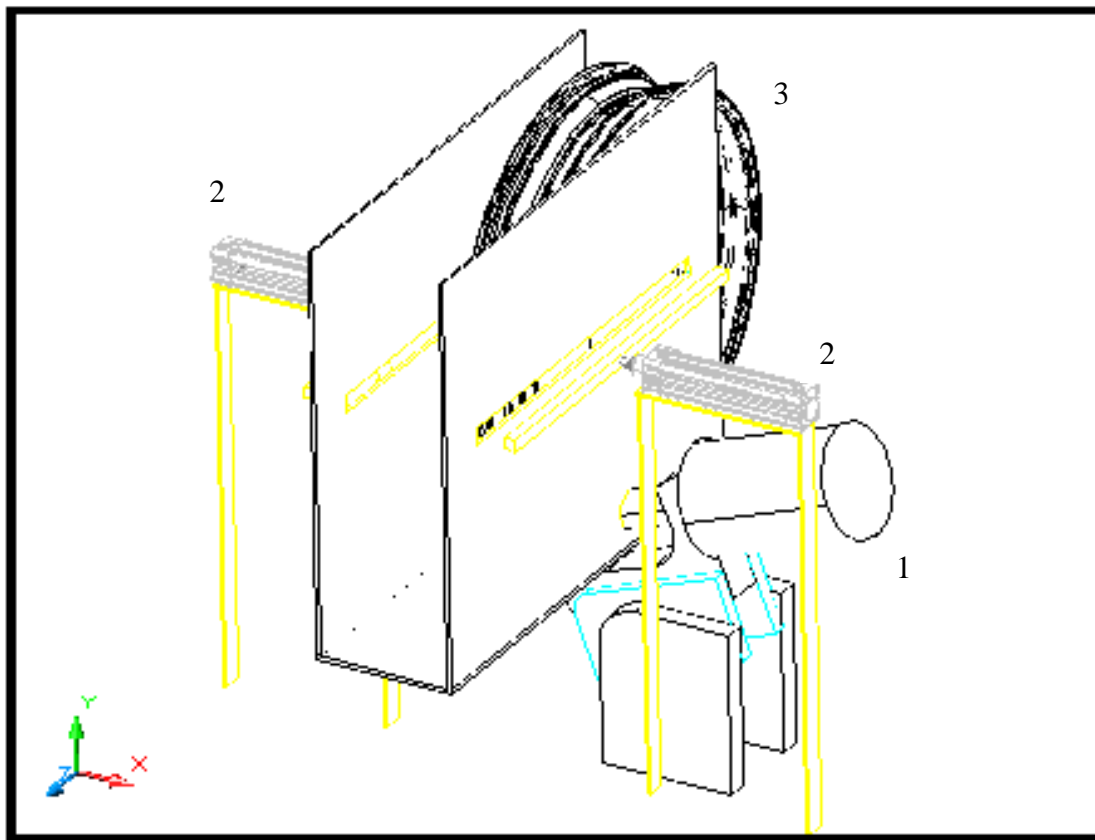


FIGURA 4.4 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 2



4.7.3 Posible solución 3: Sistema de punzonado de manera horizontal y a un lado del canal de traslado de los aros de acero

Principio de funcionamiento

La figura 4.5 muestra el esquema de la solución a considerar. Luego de que el operario coloca el aro en el canal de traslado, un dispositivo(1) detecta el mismo y mediante un mecanismo accionado por un actuador neumático(2) el aro se coloca de manera horizontal, luego de ello gracias a otro actuador (3) el aro es empujado hacia la colocación de la punzonadora cuando llega a su posición un sensor(4) detecta el aro y realiza el punzonado, luego de ello un tercer pistón(5) traslada el aro hacia un lado para así caer en el canal de traslado(6) de los aros y así seguir su paso hacia la línea de producción.

Ventajas

1. El sistema utiliza la misma máquina punzonadora actual para así realizar el punzonado, por ende se estaría ahorrando gastos de diseño y fabricación en la máquina punzonadora.
2. El sistema es completamente automatizado.
3. El sistema sería confiable en el caso de que no habría deformaciones en el aro a la hora de realizar el punzonado.
4. El sistema es sencillo y fácil de instalar.

Desventajas

1. El sistema sería un poco más lento que los anteriores.
2. Se deberá redistribuir los canales para que el nuevo sistema pueda adaptarse a la máquina punzonadora existente.

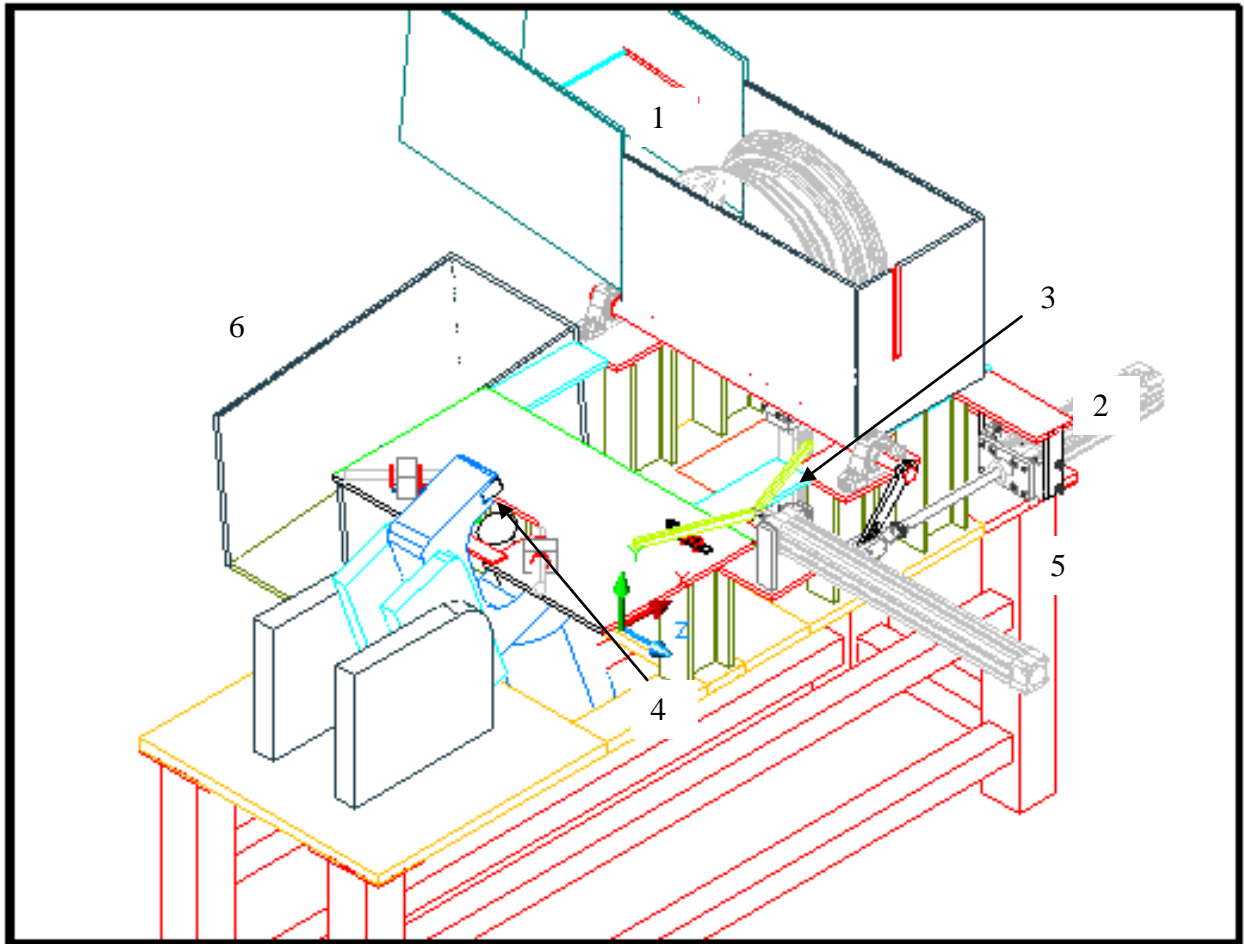


FIGURA 4.5 ESQUEMA DE LA SOLUCIÓN 3



4.7.4 Selección de la mejor solución

Al observar las diferentes soluciones, las ventajas y desventajas de cada una de ellas y luego de realizarle un análisis con los parámetros dados en la sección 4.1 se determinó que la mejor solución para este rediseño fue la número 3 ya que es la que mayor cumple con todos los requisitos y restricciones planteados en la sección 4.4 y 4.5, al igual uno de los factores de mayor peso fue el costo de fabricación ya que al utilizar la misma máquina punzonadora en la misma posición los costos de colocación y de fabricación son muchos menores a los comprendido en una posición diferente.

Para concluir, dicha selección es la mas adecuada ya que es la mas confiable a la hora de que este no deforme el aro a causa de la fuerza del punzado permitiendo así no tener perdidas sustanciales del material.

En la figura 4.5 se puede observar su diseño.



4.8 Descripción del sistema a rediseñar

En esta sección se describe el proceso, las partes y el proceso de funcionamiento de la mejor solución dada en la sección 4.7.4

4.8.1 Descripción del proceso

Para el rediseño de la máquina se optará por incorporar un dispositivo que permita colocar el aro del rueda en la posición deseada del punzonador permitiendo así la desincorporación del operario y su posterior reubicación. A continuación se muestra un esquema de la máquina a rediseñar mostrando cada parte de ella y explicando su funcionamiento.

4.8.2 Partes de la máquina punzonadora

1. Canal base del aro.
2. Punzonador.
3. Eje principal.
4. Base de la máquina.
5. Palanca de accionamiento.
6. Final de carrera con brazo telescópico (entrada).
7. Mecanismo para la extracción del aro.
8. Posicionadores del aro en la máquina.
9. Actuador neumático 1.0
10. Actuador neumático 2.0
11. Actuador neumático 3.0
12. Canal de salida
13. Sensor inductivo.
14. Final de carrera con brazo telescópico (salida)



Esquema del rediseño de la máquina punzonadora seleccionada

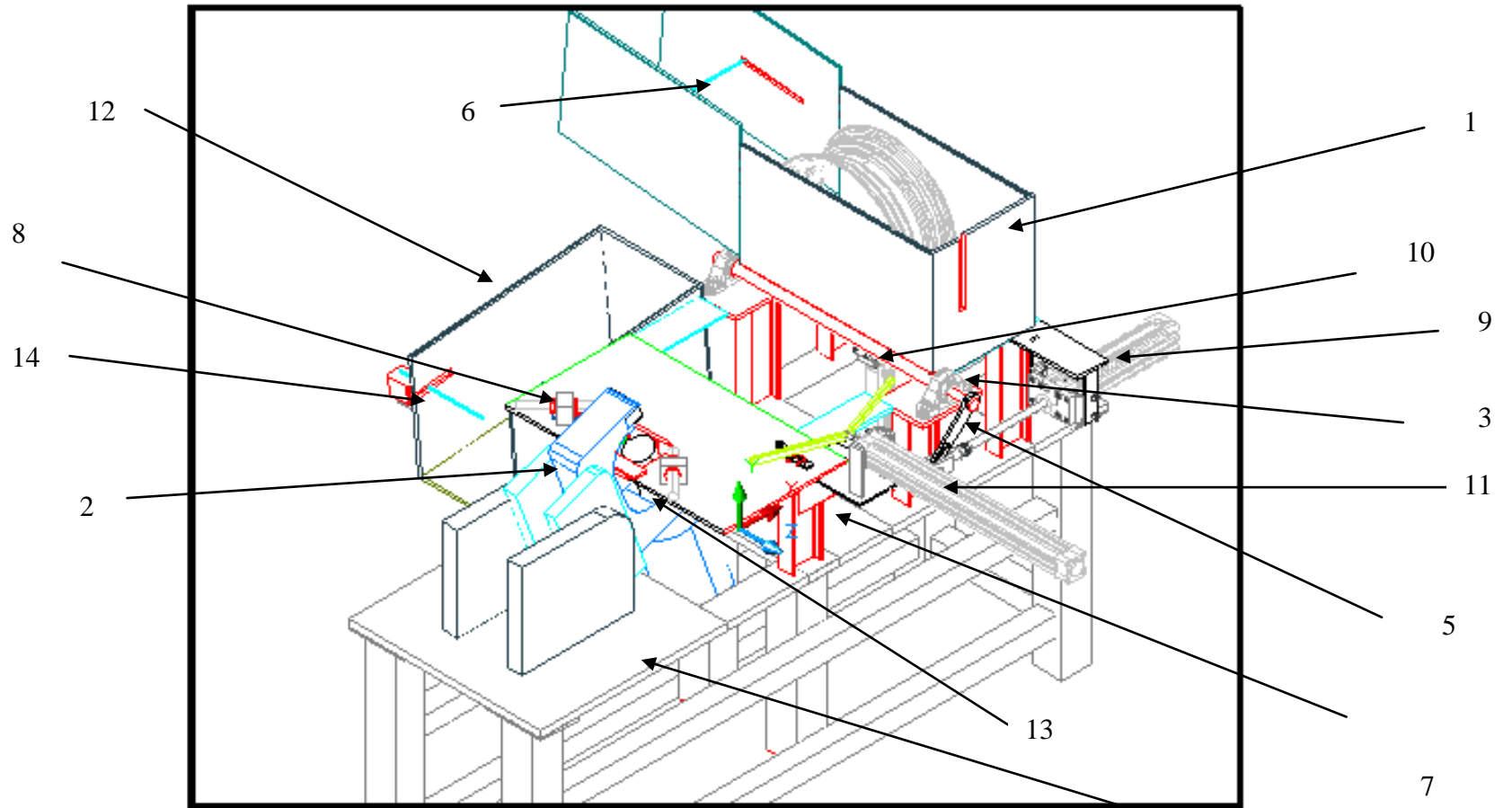


FIGURA 4.6 ESQUEMA DEL REDISEÑO DE LA MÁQUINA PUNZONADORA

4



4.8.3 Proceso de funcionamiento del rediseño de la máquina punzonadora

Para la explicación del proceso de funcionamiento de la máquina punzonadora se presenta un diagrama de bloques (figura 4.6.1) mostrando el proceso de accionamiento con las diferentes partes asociadas a el

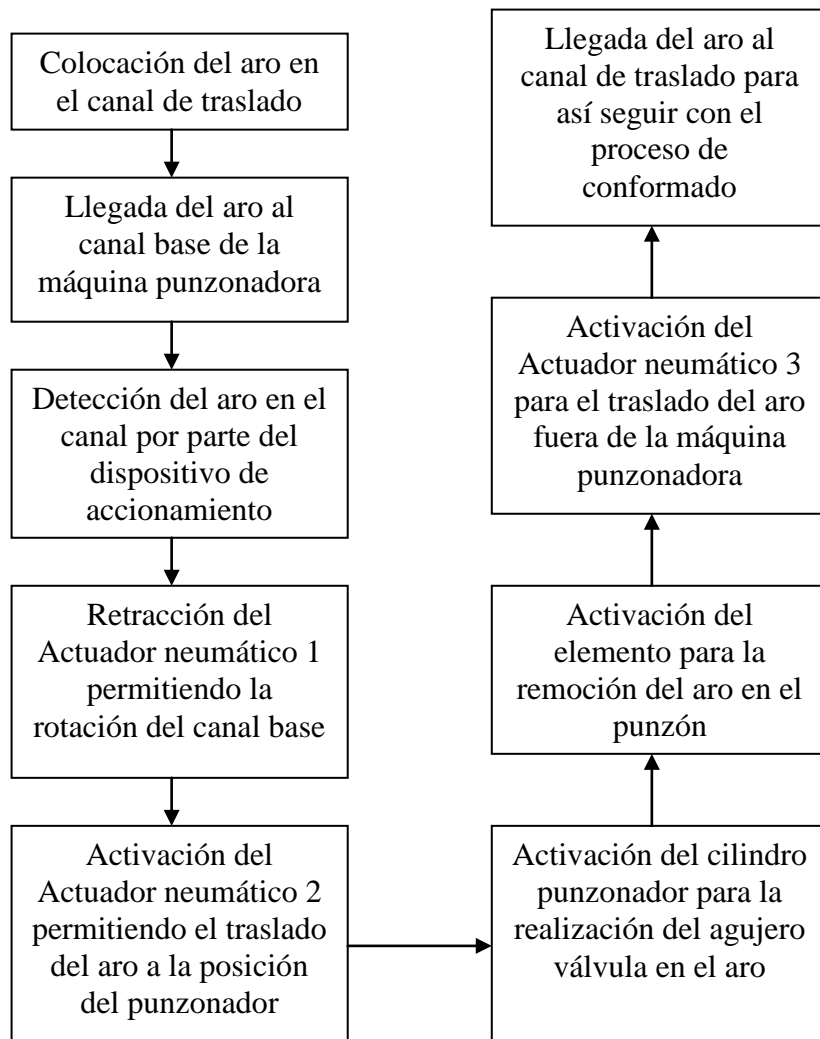


FIGURA 4.6.1 DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO DE FUNCIONAMIENTO DEL REDISEÑO SELECCIONADO



4.9 Cálculo, Selección y dimensionamiento de piezas mecánicas

En la sección anterior se realizó la descripción del funcionamiento de la solución seleccionada. Ahora se hará un estudio detallado de las partes que componen dicha solución. Señalando los cálculos fundamentales para el diseño y selección de los elementos mecánicos necesarios para el rediseño. En el anexo 1 se muestra la representación del sistema al igual que los planos y en el anexo 2 se muestran los cálculos secundarios de los elementos.

4.9.1 Restricciones:

Para el rediseño de la máquina punzonadora se tomó como premisa que la empresa posee un buen abastecimiento de láminas de acero 1010 y 1020 los cuales van desde los 5 mm de espesor hasta los 15 mm de espesor dando como resultado la opción de realizar el rediseño utilizando dichos materiales.

Al igual se tomó como premisa el que los elementos que sean diseñados tengan como mínimo un factor de seguridad de 2 dando como resultado una mayor confiabilidad en el diseño.



4.9.2 Diseño del canal base del aro

El canal base se trata de un elemento que se encarga de mover el aro de la posición vertical a la posición horizontal sin que este se caiga o se salga del dispositivo que se adaptará a la máquina punzonadora.

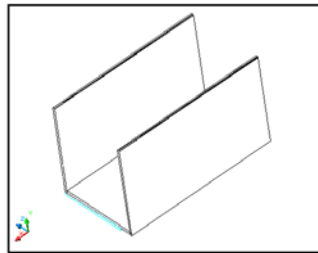


FIGURA 4.7 CANAL BASE DEL ARO

Se diseñó el canal con la finalidad de poder soportar el mayor peso del aro que este tendrá que mover, así se tuvo en cuenta las dimensiones del aro de 17 pulg. Para que este pueda entrar en el canal sin que exista la posibilidad de caerse.

Para ahorrar costos del rediseño que se adaptará a la máquina punzonadora se utilizaron láminas de acero 1010 laminado en frío de 8 mm de espesor ya que la empresa cuenta con existencia de dichas láminas.

Además de ello se utilizará el mismo canal que se encuentra actualmente para la movilización de los aros de acero. A continuación se procederá en la determinación de los pesos para así determinar si dichas láminas pueden soportar el peso de los aros. Del apéndice V tenemos que:

Para el cálculo del peso se utilizó como fuerza de gravedad:

$$g = 9,8 \frac{m}{s^2}$$



$$\rho_{\text{acero1010}} = 7.87 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} = 7.86 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Donde:

ρ : se refiere a la densidad del acero 1010

Determinación de los pesos de cada placa:

Del plano 1 del apéndice II se obtienen las medidas y con la ρ del acero seleccionado se tiene que:

$$\text{Peso placa inferior} = (510 \times 260 \times 8)\text{mm} \times 7.86 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} = 8.34 \text{ Kg.} = 81,73 \text{ N}$$

$$\text{Peso placa lateral} = (510 \times 300 \times 8)\text{mm} \times 7.86 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} = 9.63 \text{ Kg} = 94,37 \text{ N}$$

$$\text{Peso placa frontal} = (300 \times 260 \times 8)\text{mm} \times 7.86 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} = 4.91 \text{ Kg} = 48,11 \text{ N}$$

$$\text{Peso promedio de un aro de acero de 17 pulg.} = 14 \text{ Kg} = 137,2 \text{ N}$$

Los esfuerzos aplicados en la lámina inferior son:

La placa inferior tiene que soportar 3 pesos principales los cuales son:

Láminas laterales = 94,37 N c/u

Peso del aro = 137,2 N

Peso del actuador 2.0 (hoja de datos 2 del apéndice XI) = 20,58 N

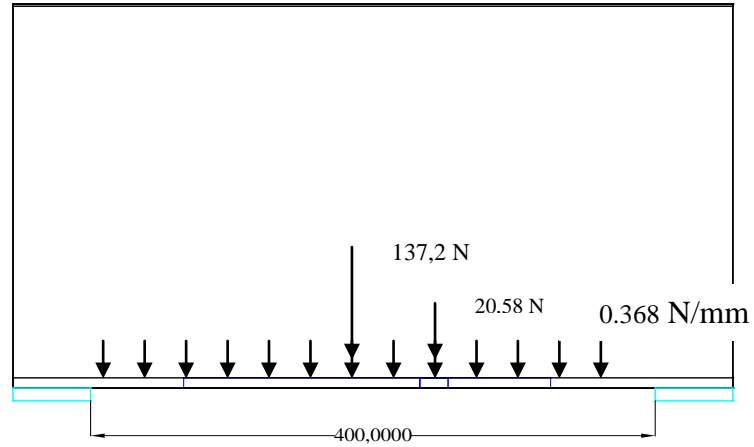


FIGURA 4.8 FUERZAS APLICADAS EN LA BASE DEL CANAL

Diagrama de corte y momento sobre la placa inferior

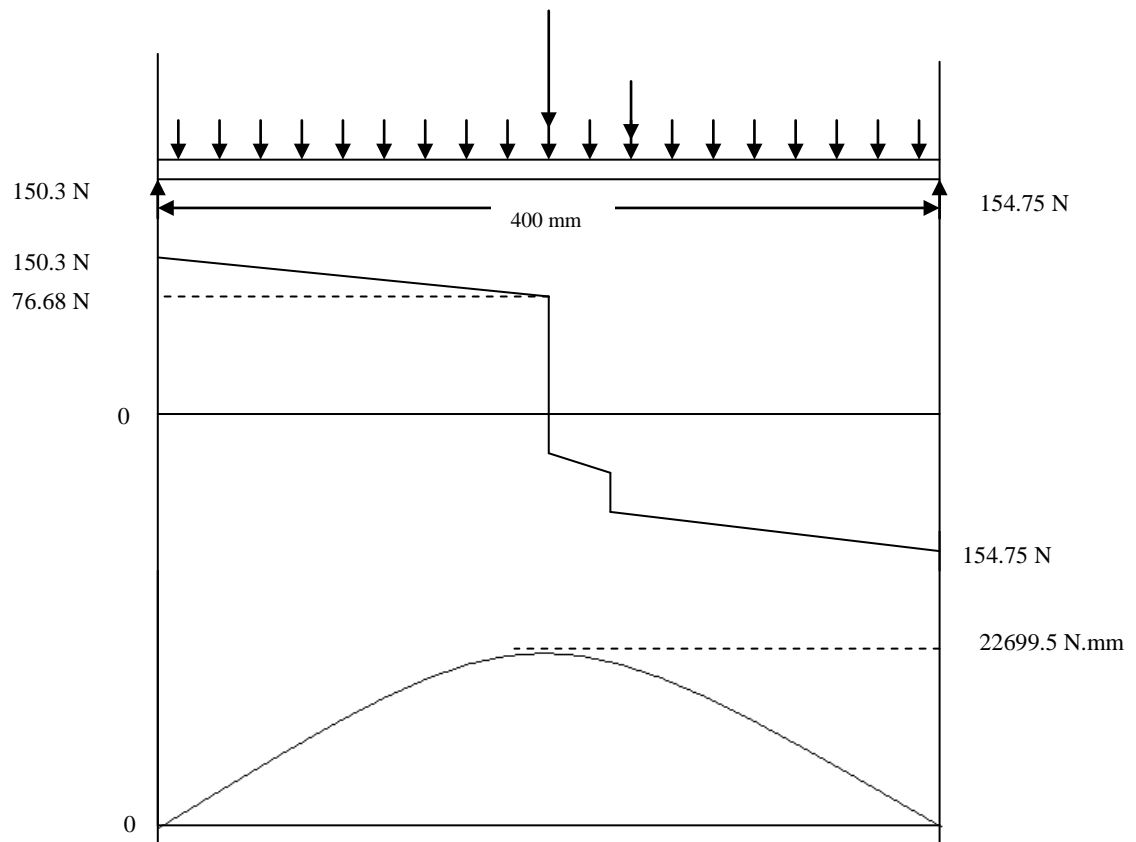


FIGURA 4.9 DIAGRAMA DE FUERZAS APLICADOS EN LA BASE DEL CANAL



Como se puede observar en el diagrama de corte y momento (figura 4.9); los mayores esfuerzos se encuentran concentrados en todo el centro de esta. Es por ello que para simplificar los cálculos solo se determinará los esfuerzos en este punto.

Aplicando la fórmula para el esfuerzo a flexión y corte

$$\sigma_T = \pm \frac{MC}{I} \pm \frac{F}{A} \longrightarrow \text{Ecuación 4.1}$$

Donde:

M es el momento de flexión aplicado a la sección en cuestión

C se refiere a la distancia que hay desde el eje neutro a la fibra más alejada

I es el segundo momento del área transversal en relación con el plano neutro el cual se obtiene de las propiedades de las secciones transversales de la tabla III-1 apéndice III y las medidas geométricas del plano 1 del apéndice II

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.1:

$$\sigma_T = \frac{22.699,5N \cdot mm \cdot 4mm}{\frac{260mm \cdot 8mm^3}{12mm}} + \frac{76,68N}{8mm \cdot 260mm} = 8,221MPa$$

Luego con el Esfuerzo de trabajo y el esfuerzo máximo a tensión se determina el factor de seguridad para esta lámina.

$$N = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_T} \longrightarrow \text{Ecuación 4.2}$$



Donde:

σ_T es el esfuerzo que soporta la lámina base

σ_{max} es el límite a la fluencia del material apéndice VI

Sustituyendo en la fórmula 4.2

$$N = \frac{303MPa}{8,211MPa} = 36,9$$

Se observa que el factor de seguridad posee un valor alto; esto se debe a los bajos esfuerzos aplicados en la lámina sin embargo se justifica este valor ya que se está ahorrando el material necesario para su fabricación.

4.9.4 Diseño de las láminas bases que soportan el canal base

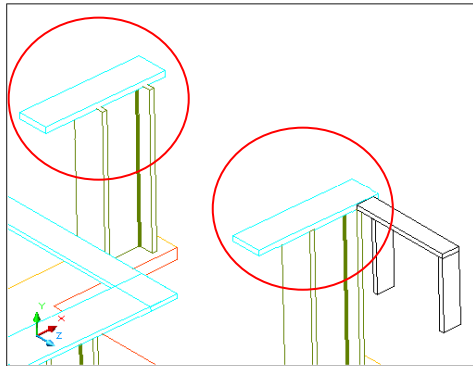


FIGURA 4.10 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL CANAL BASE

Estos elementos se encargan de soportar el peso del canal por donde se encuentra el aro y los demás dispositivos que lo acompañan, además de ello permite que el canal no balancee sobre el eje.



Para el cálculo de estas láminas solo se utilizará la más esforzada y así la otra lámina cumplirá con el diseño propuesto. Al igual se tomó como premisas láminas de acero 1010 de un espesor de 12 mm ya así se asegura la base y así tendremos el espacio suficiente para la realización de la soldadura entre la base con el apoyo del actuador 1.0

La lámina deberá soportar el peso del canal base (135,24 N), más el peso de la lámina frontal (48,11 N), mas el peso de el aro (68,6 N) y por último el peso del cilindro neumático con sus accesorios (11,27 N), esto dá como resultado

$$P_{\text{Total}} = 263.22 \text{ N}$$

Para la simplificación de los cálculos se asumió que el peso se encontrara distribuido a lo largo de la lámina base

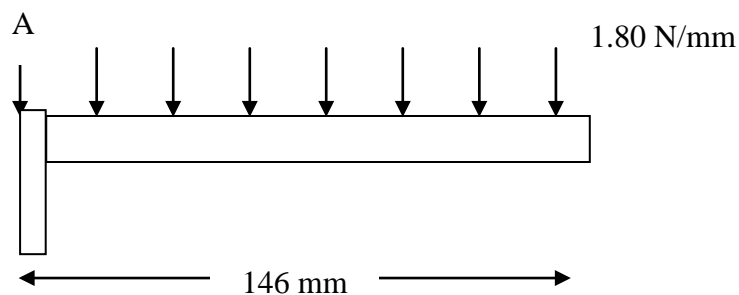


FIGURA 4.11 FUERZAS APLICADAS EN LOS APOYOS

Como se observa en el diagrama de corte y momento (figura 5.6) el punto de mayor esfuerzo se realiza en el punto A de la lámina base, a continuación se realizará el cálculo de los esfuerzos en dicho punto



Diagrama de corte y momento sobre la base

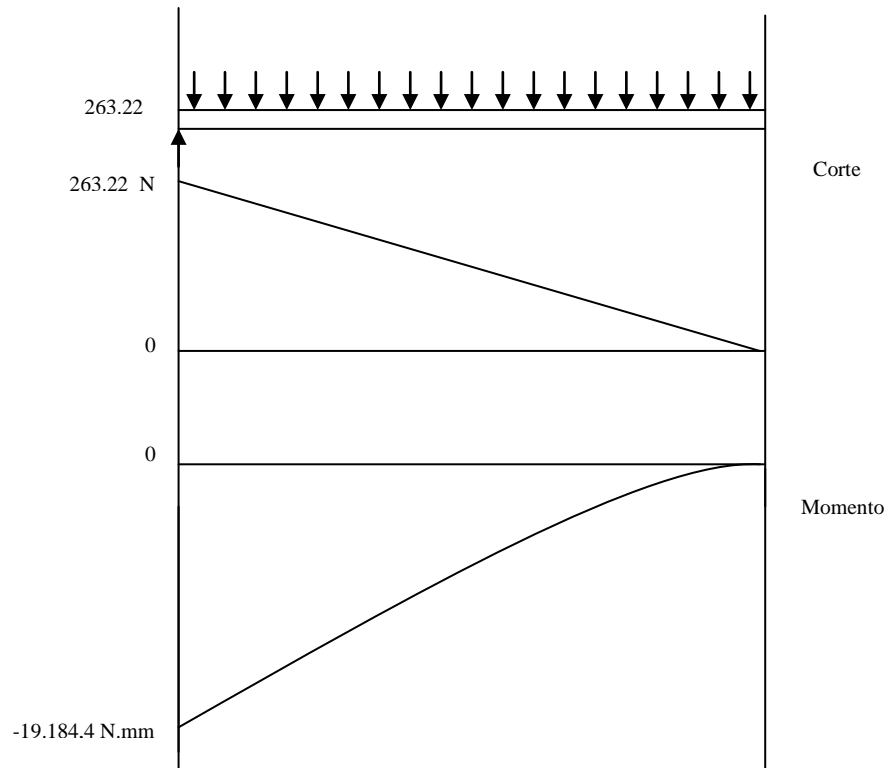


FIGURA 4.12 DIAGRAMA DE FUERZAS APLICADOS EN LOS APOYO

Calculo de los esfuerzos aplicados

Aplicando la fórmula 4.1 y utilizando el punto de estudio anteriormente descrito, se tiene

$$\sigma_T = -\frac{19.184,4N \cdot mm \cdot 6mm}{\frac{55mm \cdot 12mm^3}{12mm}} + \frac{263,22mm}{12mm \cdot 55mm} = -14,13MPa$$



Con el esfuerzo de trabajo y la formula 4.2 se determina el factor de seguridad

$$N = \frac{303MPa}{14,13MPa} = 21,43$$

Como puede observarse la lámina posee un alto valor de seguridad, esto se justifica ya que se desea que el diseño sea robusto y pueda soportar las distintas cargas sin mayores consecuencias.

4.9.5 Diseño de la palanca

Este elemento es uno de los más importantes de la máquina punzonadora ya que con él se transfiere la fuerza ejercida por el actuador 1 hacia el eje que esta unido al canal base.

Para el diseño de la palanca se utilizó acero 1010 ya que es el recomendado para la resistencia a las muescas, al igual se realizó un diseño preliminar el cual se estudiará si este es capaz de resistir dichos esfuerzos, para el ahorro de material la empresa en su almacén cuenta con láminas de acero 1010 laminadas en frío con espesores de 5 a 15 mm de espesor el cual para este caso se utilizará una lámina de 10 mm de espesor que asegure la capacidad de soportar las cargas existentes.

En la figura 4.13 se muestra como es el desplazamiento de la palanca conforme se accione el cilindro 1, además en el plano 12 del apéndice II se muestran los planos de la palanca de accionamiento.

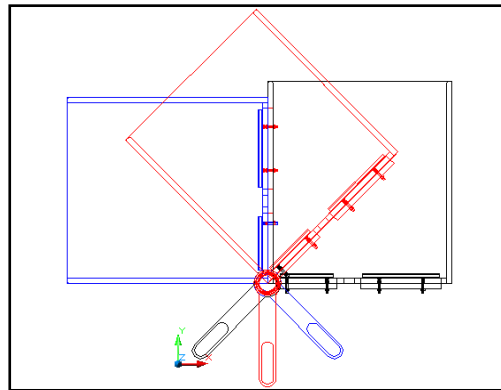


FIGURA 4.13 DESPLAZAMIENTO DEL CANAL JUNTO CON LA PALANCA

Para el análisis de los esfuerzos se deben determinar los esfuerzos máximos y mínimos los cuales vendrán en función del torque máximo y mínimo que debe aplicar el eje.

Se observa en la figura 4.14 que la mayor cantidad de elementos pesados se encuentran en la etapa inicial que inicia el sistema, por lo tanto el torque máximo que debe de aplicar el eje es en dicho momento.

En la figura 4.15 se observa que la menor cantidad de elementos se encuentran al final, ya cuando el aro se ha retirado de la máquina punzonadora, por lo tanto es en dicho momento cuando se aplicará el torque mínimo que debe aplicar el eje para que este pueda regresar a su posición inicial y así volver a iniciar el ciclo.

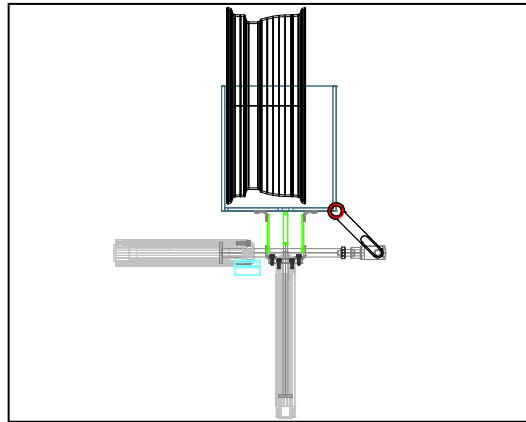


FIGURA 4.14 POSICIÓN INICIAL DEL CANAL

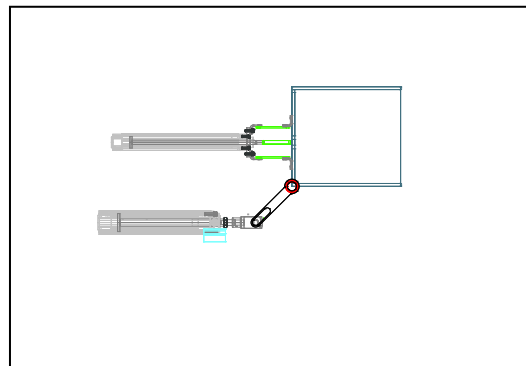


FIGURA 4.15 POSICIÓN FINAL DEL CANAL

Cálculo de las cargas de la palanca

En esta sección se determinará las fuerzas que tendrá que ejercer la palanca para permitir que el canal junto con todos los elementos puedan rotar los 90° grados necesarios para la colocación del aro. Para la simplificación de los cálculos se determinará la mayor fuerza que necesitará la palanca para ejercer el movimiento



tomando solo en consideración el aro más grande que punzonará dicha máquina y los elementos de mayor peso que se encuentran en el canal.

Para la determinación de la fuerza que necesitará la palanca se deberá calcular el torque máximo con la consideración antes descrita. Aplicando sumatoria de torque en cada centroide de cada elemento por la distancia hasta el centro del eje se tiene que:

$$T = P_1 \times b_1 + P_2 \times b_2 + P_3 \times b_3 \dots + P_i \times b_i \longrightarrow \text{Ecuación 4.3}$$

Donde:

P_i es el peso de cada elemento en kg

b_i es la distancia que hay desde el centro de masa del elemento hasta el centro del eje en mm.

Para calcular el centroide del canal se aplicará el teorema de Steiner para así hallar el punto de aplicación del peso total del elemento.

$$\bar{X} = \frac{\sum_i^n A_i \cdot X_i}{\sum_i^n A_i} \longrightarrow \text{Ecuación 4.4}$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum_i^n A_i \cdot Y_i}{\sum_i^n A_i} \longrightarrow \text{Ecuación 4.5}$$

Donde:

n es el número de elementos de estudio

i representa uno en particular

A es el área transversal del elemento



x, y son las coordenadas de los elementos en el sistema de coordenadas

Observando el plano 1 del apéndice II y sustituyendo las respectivas medidas tenemos que:

$$\bar{X} = \frac{8.510.0 + 260.8.134 + 8.510.268 + 260.292.134}{8.510 + 260.8 + 8.510 + 260.292} = 134 \text{ mm}$$

$$\bar{Y} = \frac{8.296.148 + 8.296.148 + 260.292.148 + 8.260.134}{8.296 + 8.296 + 260.292 + 260.8} = 147,64 \text{ mm}$$

Con el valor del centroide en X y el peso total del canal

$$P_{\text{total canal}} = 32,51 \text{ Kg} = 32,51 \text{ Kg} \cdot 9,8 \text{ M/s}^2 = 318,59 \text{ N}$$

En la figura 4.16 se observa el centroide y el peso del canal

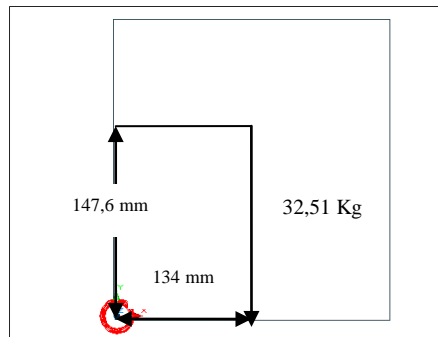


FIGURA 4.16 CENTROIDE DEL CANAL BASE

Ahora con el peso del aro y el peso del cilindro que estará apoyado en el canal se tiene que:

$$P_{\text{canal}} = 318,59 \text{ N}$$

$$P_{\text{aro}} = 137,2 \text{ N}$$



$$P_{\text{actuador2}} = 20,58 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación 5.3 para el cálculo del torque máximo se tiene que:

$$T_{\text{max}} = (32,51 \times 134) + (7 \times 56) + (7 \times 242) + (2 \times 125) \text{ mm} = 6.562,3 \text{ Kg.mm} = 64.310,54 \text{ N.mm}$$

Ahora con dicha información se procede a calcular la fuerza aplicada en la palanca con respecto al torque máximo para ello se despejará la fuerza de la fórmula de torque.

$$F = \frac{T}{B} \longrightarrow \text{Ecuación 4.6}$$

Donde:

T es el torque aplicado

B es la distancia perpendicular de la fuerza aplicada al punto de apoyo

Aplicando la fórmula 4.6 utilizando el torque máximo anteriormente calculado, se tiene que:

$$F_{\text{max}} = \frac{64.310,54 \text{ N.mm}}{100 \text{ mm}} = 643,10 \text{ N}$$

Para simplificación de los cálculos, a continuación se determinará la fuerza perpendicular aplicada en la palanca ya que es esta fuerza la que mayor carga ejerce sobre la palanca. En la figura 5.10 se observa el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas aplicadas.

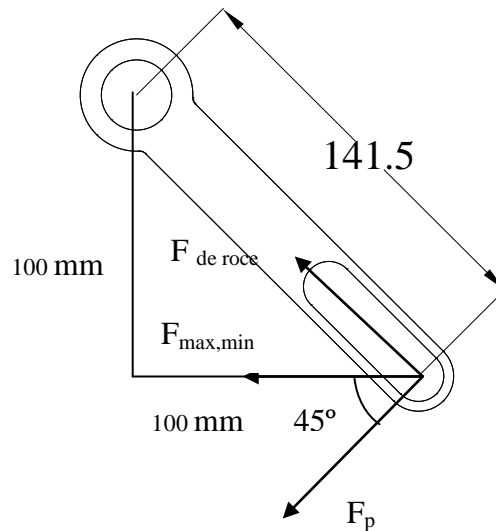


FIGURA 4.17 FUERZAS APLICADAS EN LA PALANCA

Aplicando trigonometría se tiene que:

$$F_p = F_{max} \times \cos 45^\circ \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Sustituyendo en la fórmula anterior se tiene que:

$$F_{p\ max} = 643,10 \times \cos 45^\circ = 454,74\ N$$

Cálculo de los esfuerzos en la palanca

En esta sección se determinarán los esfuerzos existentes en la palanca asumiendo medidas para la mejor colocación de esta y utilizando láminas de metal de acero 1010 laminada en frío de un espesor de 10 mm, la cual se encuentra en los almacenes de la empresa, para así luego determinar el factor de seguridad de dicho diseño, concluyendo así si son factibles dichas medidas.



En la palanca se analizarán dos puntos críticos para los que será calculado el factor de seguridad por separado. En la figura anexa se observan las medidas y los puntos a estudiar al igual se pueden observar del apéndice II.

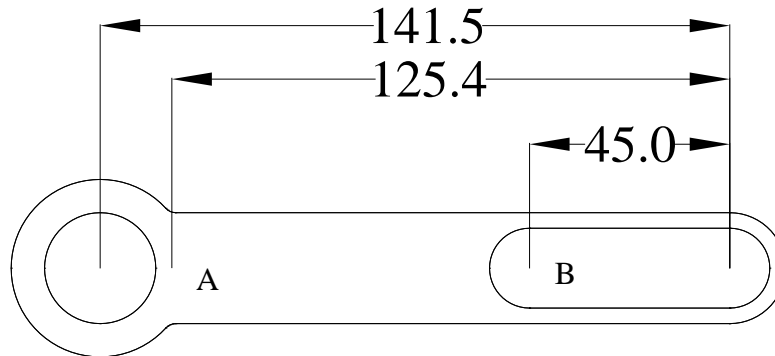


FIGURA 4.18 MEDIDAS EN MILÍMETROS DE LA PALANCA

Según la ecuación:

$$\sigma = \frac{M_f \cdot C}{I} \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Donde:

M_f es el momento de flexión aplicado a la sección en cuestión

C se refiere a la distancia que hay desde el eje neutro a la fibra más alejada

I es el momento de inercia en relación con el plano neutro y se obtiene de las propiedades de las secciones transversales de la tabla III-1 del apéndice III



Para el punto A

En este punto existe concentrador de esfuerzo el cual se le aplicará la ecuación 6.12 del Norton

$$\sigma = Kt \cdot \sigma \longrightarrow \text{Ecuación 4.8}$$

Kt es el factor de concentración de esfuerzos para flexión el cual se determina de la figura IV-3 del apéndice IV

$$Kt = A\left(\frac{r}{d}\right)^b \longrightarrow \text{Ecuación 4.9}$$

Donde:

A y b son factores que dependen de la relación D/d la cual se obtiene de la tabla que se encuentra en la figura IV-3 del apéndice IV

$$D/d = 40/25 = 1,6$$

$$A = 0,94875$$

$$b = - 0,28112$$

r es el radio de la curvatura donde se encuentra la concentración de esfuerzo r = 3 mm
d es la altura mas pequeña en el elemento d= 25 mm

Sustituyendo en la ecuación 4.9

$$Kt = 0,9487\left(\frac{3}{25}\right)^{-0,28112} = 1,7$$

Ya teniendo el valor de Kt se procede a calcular el esfuerzo con la ecuación 4.8

$$\sigma = \frac{Mf \cdot C}{I}$$



Donde:

Mf es el momento de flexión aplicado a la sección en cuestión y se calcula:

$$Mf = F \cdot L \longrightarrow \text{Ecuación 4.10}$$

Donde:

F es la fuerza perpendicular a la palanca.

L es la longitud hasta el punto de estudio.

Sustituyendo la F de 4.7 respectivamente en 4.10

$$Mf = 454,74N \cdot 125,4mm = 57.024,39 N.mm$$

C se refiere a la distancia que hay desde el eje neutro a la fibra más alejada

$$C = \frac{H}{2} \rightarrow \frac{25}{2} = 12,5mm$$

I es el momento de inercia en relación con el plano neutro y se obtiene del apéndice III con las medidas dadas por el plano 12 del apéndice II

$$I = \frac{B \cdot H^3}{12} \rightarrow \frac{10mm \cdot 25mm^3}{12} \rightarrow 13.020,83 mm^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8 se tiene que:

$$\sigma = \frac{57024,39 N.mm \cdot 12,5mm}{13020,83 mm^4} = 54,74 MPa$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8 se tiene que:

$$\sigma = 1,7 \cdot 54,74 MPa = 93 MPa$$



Para el punto B

Aplicando el mismo procedimiento que en el caso del punto A se tiene que (ecuación 4.8)

$$\sigma = \frac{Mf \cdot C}{I}$$

Sustituyendo en las ecuaciones 4.10 y obteniendo los valores geométricos del apéndice II

$$Mf = 454,74N \cdot 45mm = 20.463,3 N.mm$$

$$C = \frac{H}{2} \rightarrow \frac{25}{2} = 12,5mm$$

$$I = \frac{B \cdot H_{ex}^3}{12} - \frac{B \cdot H_{in}^3}{12} \rightarrow \frac{10mm \cdot 25mm^3}{12} - \frac{10 \cdot 18mm^3}{12} = 8.160,83mm^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8 se tiene que:

$$\sigma_B = \frac{20.463,3 N.mm \cdot 12,5mm}{8.160,83mm^4} = 31,95 Mpa$$

Para el punto B también se realizó un análisis de esfuerzo por corte ya que este posee poca área transversal. Para dicho cálculo se utilizó la siguiente ecuación:

$$\sigma_{corte} = \frac{F}{A} \longrightarrow \text{Ecuación 4.11}$$

Donde:

F es la fuerza aplicada calculada en la sección 5.1

A es el área transversal en el punto de estudio.

$$A = 3,5mm \cdot 10mm \cdot 2 \rightarrow 70 mm^2$$



$$\sigma_{\text{corte}} = \frac{454,74}{70} = 6,5 \text{ Mpa}$$

Determinación del factor de seguridad

Para el punto A

Sustituyendo en 4.2 se tiene que:

$$N = \frac{303}{93} = 3,26$$

Para el punto B

Sustituyendo en 4.2 se tiene que:

$$N = \frac{303\text{MPa}}{31,95\text{MPa}} = 9,4$$

Según Norton la ecuación 5.9b determina la relación para el cálculo del factor de seguridad al corte es:

$$N = \frac{0,577 \cdot \sigma_y}{\sigma_{\text{corte}}} \longrightarrow \text{Ecuación 4.12}$$

Donde:

σ_y Es el límite elástico a la tensión apéndice VI

σ_{corte} Es el esfuerzo de corte

Sustituyendo en la ecuación 4.12 se tiene que:

$$N = \frac{0,577 \cdot 303 \text{ Mpa}}{6,5 \text{ Mpa}} = 26,9$$



4.9.6 Diseño del eje

Para el cálculo del eje es necesario realizar el diagrama de fuerzas que actúan sobre él. En el apéndice II se pueden observar con detalle las medidas planteadas.

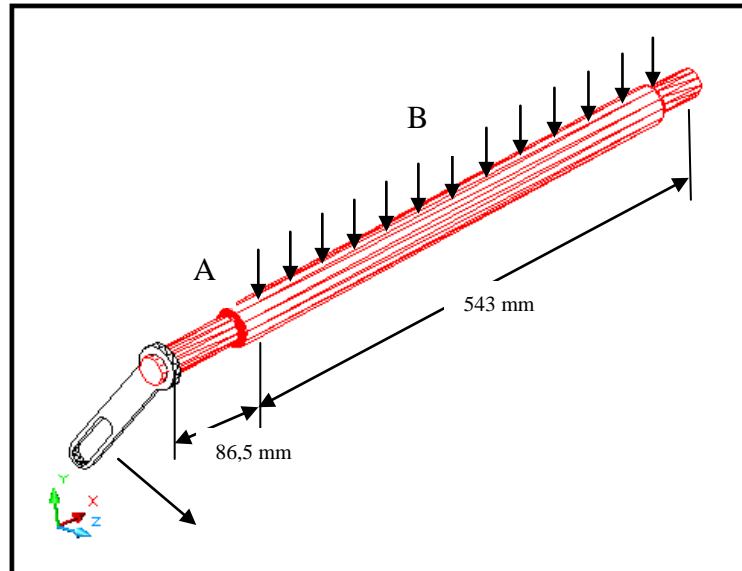


FIGURA 4.19 DISEÑO DEL EJE Y FUERZA APLICADA EN EL EJE

Para el diseño del eje se debe realizar el estudio para las dos posiciones a las cuales van a estar aplicadas las fuerzas, en la sección 4.9.5 se determinó el torque que debe de ser aplicados para realizar la rotación.

Cálculo de las fuerzas en la primera posición

Para la simplificación de los cálculos se distribuyó el peso de todos los elementos a lo largo del eje. En la figura 4.20 y 4.21 se puede observar las fuerzas aplicadas en el eje.

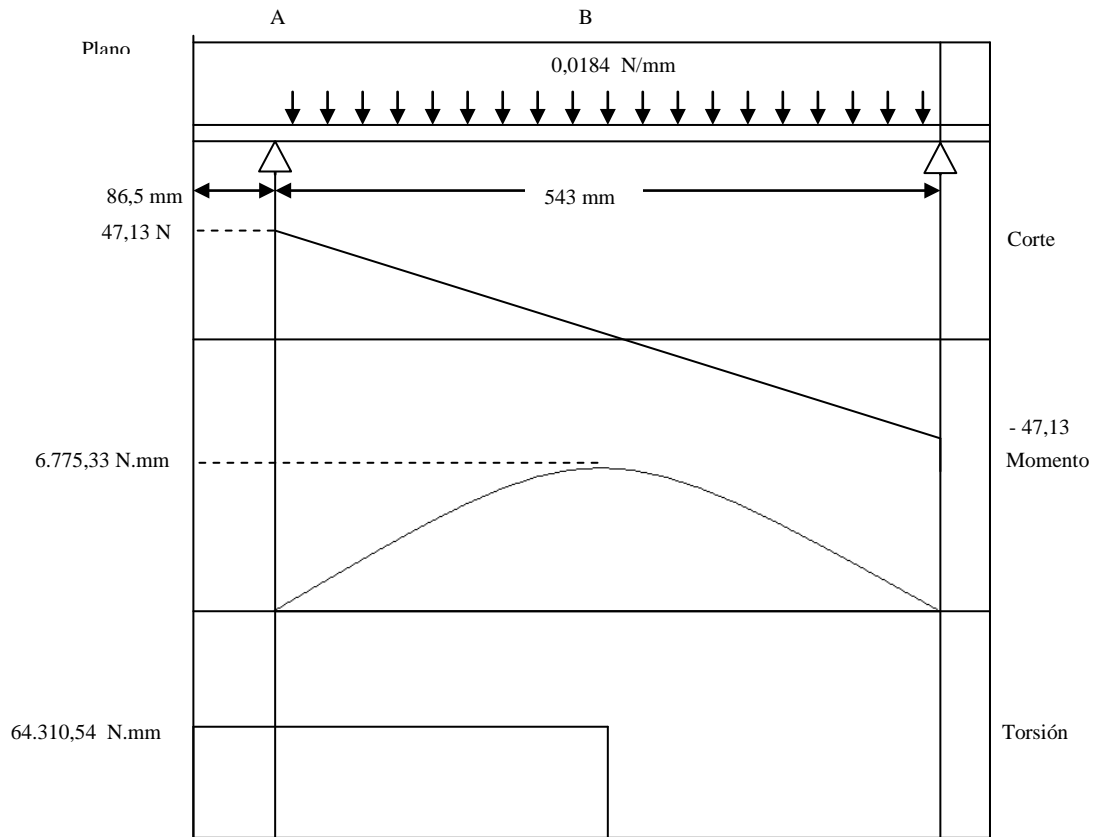


FIGURA 4.20 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 47,18 \text{ N}$$

$$R_B = 47,18 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

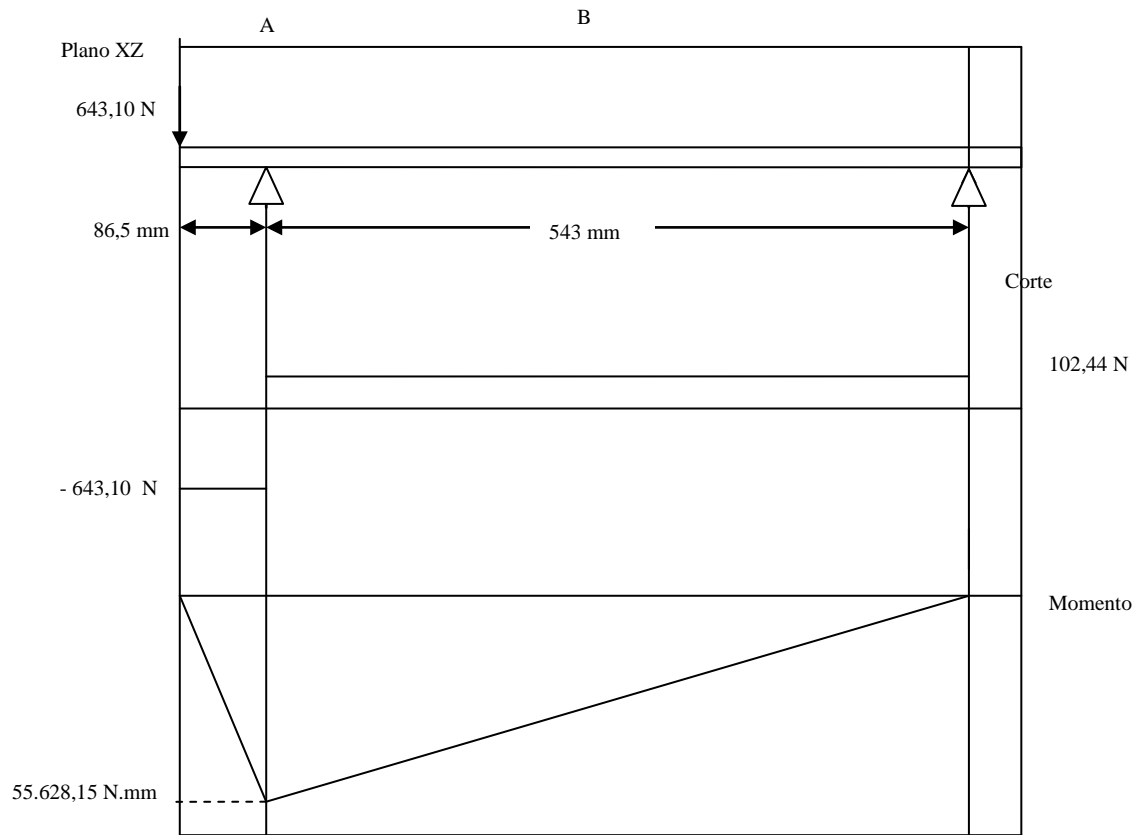


FIGURA 4.21 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 745,54 \text{ N}$$

$$R_B = -102,4 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)



Cálculo de las fuerzas en la posición intermedia

Como en el caso anterior para la simplificación de los cálculos se dispondrá de una distribución uniforme a lo largo del eje en los esquemas 4.22 y 4.23 se podrá ver las fuerzas aplicadas en él para dicho momento.

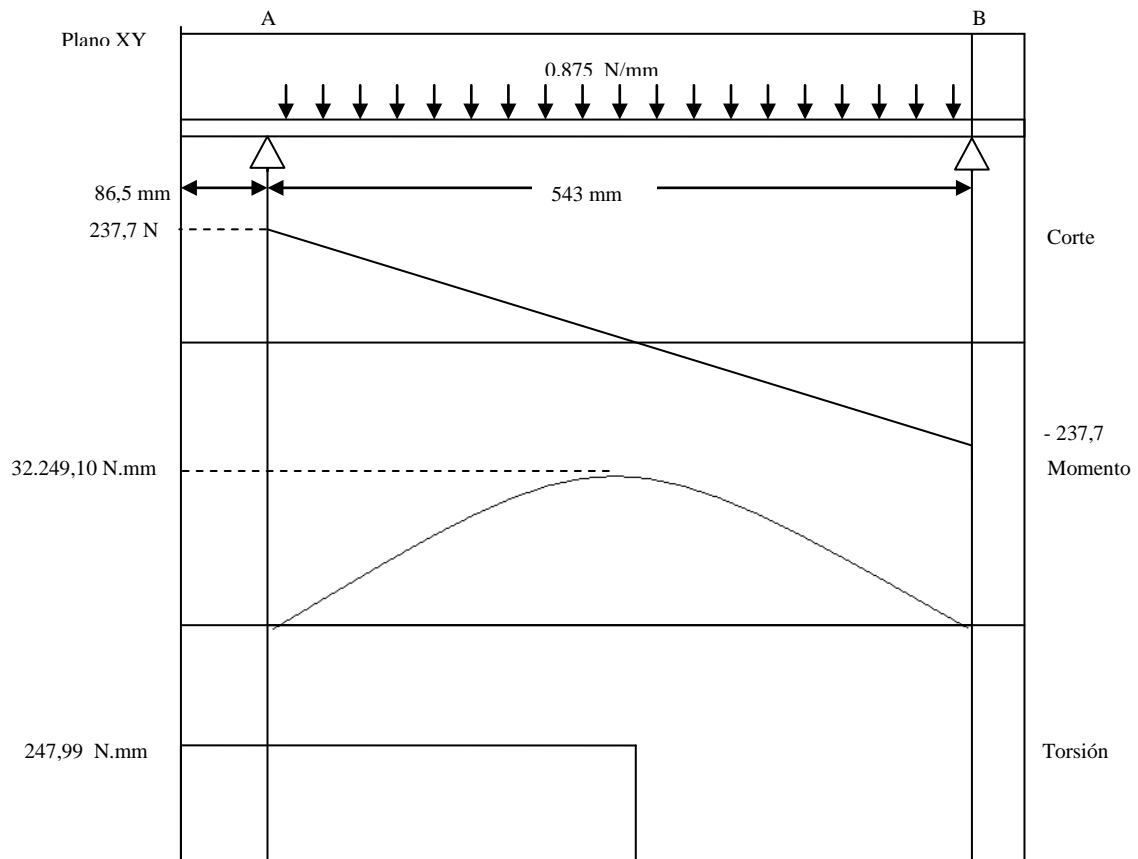


FIGURA 4.22 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 237,7 \text{ N}$$

$$R_B = 237,7 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

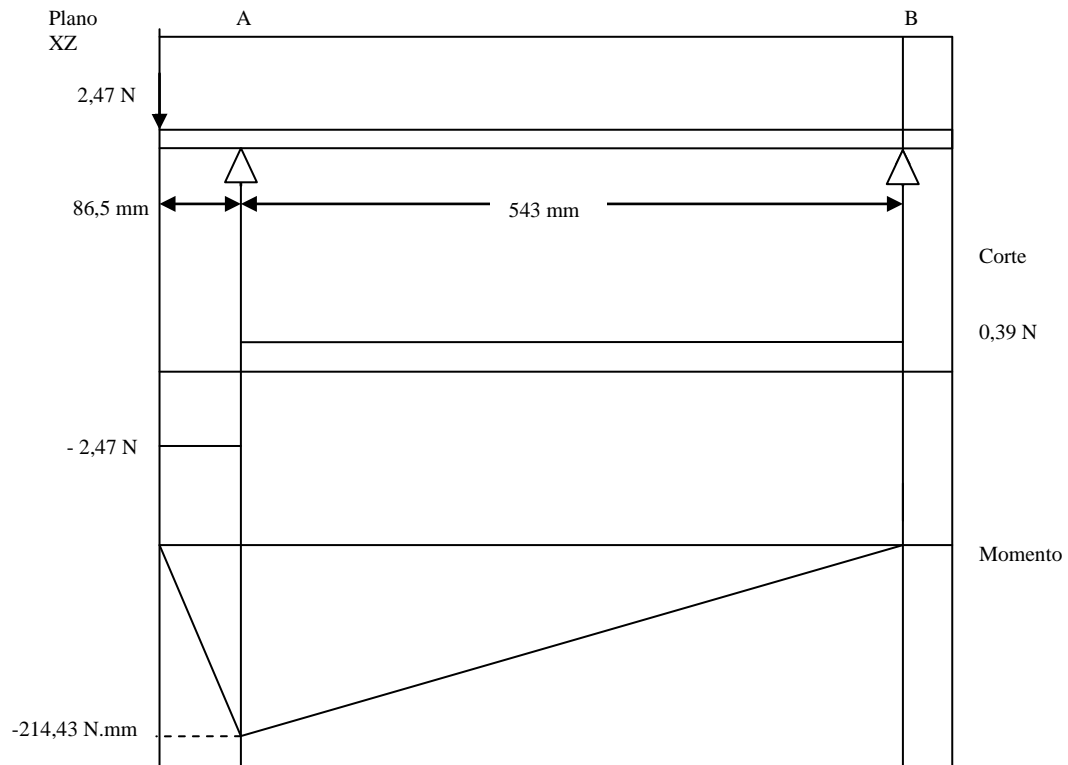


FIGURA 4.23 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 2,87 \text{ N}$$

$$R_B = -0,39 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

Cálculos de las fuerzas en la segunda posición

Como en el caso anterior para la simplificación de los cálculos se dispondrá de una distribución uniforme a lo largo del eje en los esquemas 4.24 y 4.25 se podrán ver las fuerzas aplicadas en él para dicho momento.

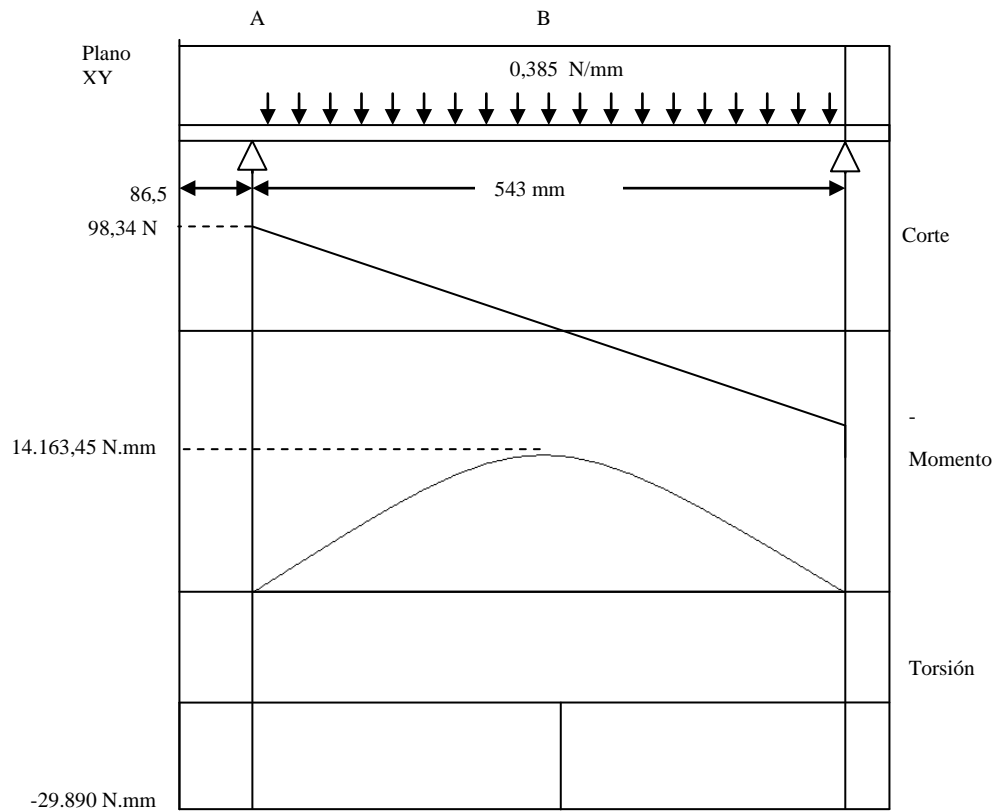


FIGURA 4.24 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY DEL EJE

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 98,34 \text{ N}$$

$$R_B = 98,34 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

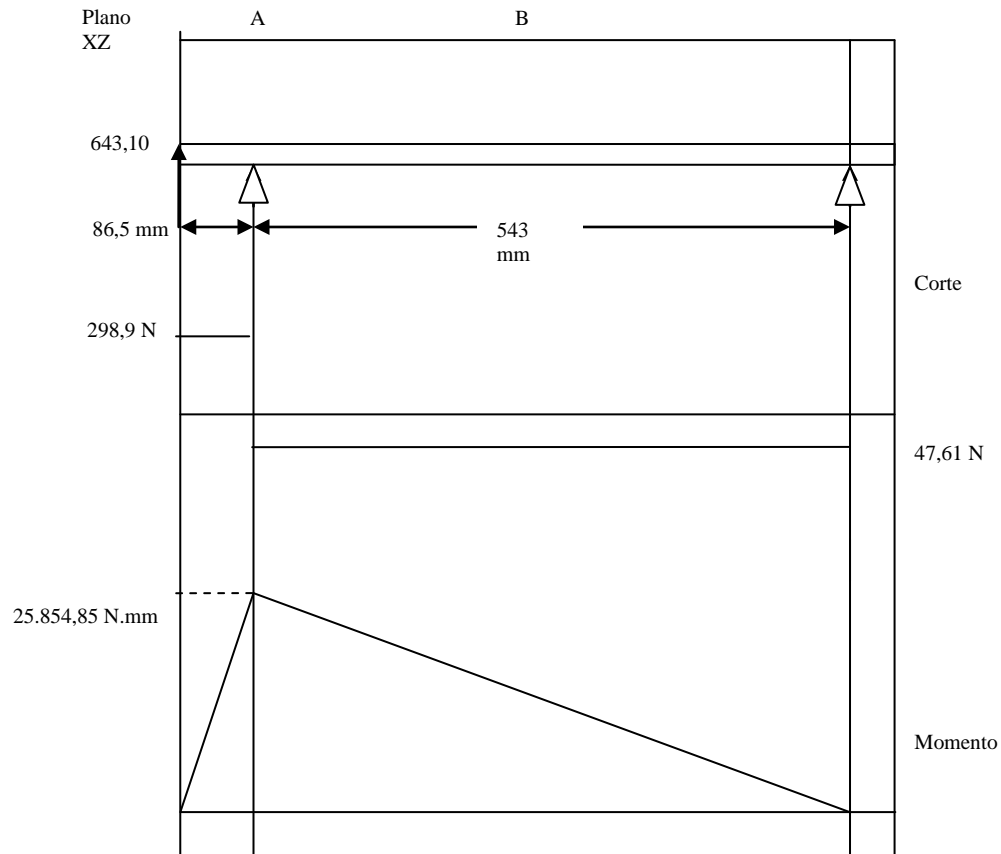


FIGURA 4.25 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ DEL EJE

Determinación del diámetro mínimo

Para el diseño del eje se determinará cual será el diámetro mínimo necesario para soportar los esfuerzos aplicados, para dicha condición se procederá a analizar las dos condiciones de mayor criticidad en el elemento las cuales son cuando el canal está en la primera posición y la palanca ejerce la fuerza para permitir rotar el canal y la posición intermedia la cual es cuando todo el peso del canal reposa sobre el eje. Al igual para la simplificación de los cálculos solo se realizará el análisis de fuerzas en dos puntos A y B ya que son en estos puntos donde se presentan la mayor cantidad de esfuerzos.



Para el diseño de dicho elemento en el punto A se utilizó la siguiente ecuación de Von Mises en función de esfuerzos aplicados.

$$\frac{S_y}{N} = \left(\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \right) \longrightarrow \text{Ecuación 4.13}$$

Donde

N es el factor de seguridad del eje.

S_y es la resistencia máxima a la fluencia del material apéndice VI.

σ_{x,y} es el esfuerzo de deflexión aplicado en el punto de estudio la cual se calcula para circunferencias como:

$$\sigma = \frac{M \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} \longrightarrow \text{Ecuación 4.14}$$

Donde:

M es el momento flector en el punto de estudio.

D es el diámetro del eje.

τ es el esfuerzo por corte aplicado a causa del torque que existe en el punto de estudio y se utilizará la ecuación

$$\tau = \frac{T \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{32}} \longrightarrow \text{Ecuación 4.15}$$



Donde:

T es el torque aplicado en el punto de estudio.

D es el diámetro del eje.

Para la posición 1 se tiene que:

Punto A

Sustituyendo los valores dados por los diagramas de esfuerzos en la posición 1 se tiene que:

$$\sigma_x = \frac{0 \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} = 0$$

$$\sigma_y = \frac{55.628,15 \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} = \frac{566.623,68}{D^3}$$

$$\tau = \frac{64.310,54 \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{32}} = \frac{327.530,89}{D^3}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.13 se tiene que:

$$\frac{S_y}{N} = \left(\sqrt{\left(\frac{566.623,68}{D^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{327.530,89}{D^3} \right)^2} \right)$$

Para el cálculo de concentrador de esfuerzo se aplicará la formula 4.9

Suponiendo un diámetro de 20 mm. La relación es $D/d = 1.4$

Con el apéndice IV y la ecuación 4.9

$A = 0,93836$



$$b = -0,25759$$

Sustituyendo en 4.9 siendo $r = 5 \text{ mm}$

$$K_t = 0,93836 \left(\frac{5}{20}\right)^{-0,25759} = 1,34$$

K_{ts} es un factor de concentración para torsor y se determina con el apéndice IV

$$K_{ts} = A \left(\frac{r}{d}\right)^B \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.17}$$

$$A = 0,85432$$

$$B = -0,23654$$

$$K_{ts} = 0,85432 \left(\frac{5}{20}\right)^{-0,23654} = 1,18$$

Sustituyendo en 4.13 se tiene que:

$$\frac{303}{3} = \left(\sqrt{\left(1,34 \frac{566.623,68}{D^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(1,18 \frac{327.530,89}{D^3}\right)^2} \right)$$

Realizando la iteración correspondiente para despejar el valor de D tenemos que:

$$D = 21,5 \text{ mm}$$

Para el punto B solo existe el momento flector y torsor aplicado en dicho punto lo cual se aplicará la ecuación 4.14

$$\sigma_x = \frac{6.775,33 \text{ N}\cdot\text{mm} \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} = \frac{69.012,94}{D^3}$$



$$\tau = \frac{247,99 \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{32}} = \frac{1.263}{D^3}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.13 se tiene que:

$$\frac{303}{3} = \left(\sqrt{\left(\frac{346.506,53}{D^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1.263^2}{D^3} \right)} \right)$$

Despejando D de la ecuación se tiene que:

$$D = 15,08 \text{ mm}$$

En conclusión se pudo observar que el diámetro mínimo fue de 21,5 mm sin embargo se utilizará un diámetro comercial de 25 mm ya que con este se garantiza que el eje no vaya a fallar y así también se garantiza la colocación de los rodamientos respectivos para realizar el movimiento.

4.9.7 Diseño de los rodamientos del eje

Ya en la sección 4.9.6 se determinó cual iba a ser el diámetro mínimo que podría tener el eje con ello se buscó un rodamiento que cumpliera con dicho diámetro y que pudiera soportar las cargas. Se seleccionó un soporte Y-tech con rodamientos y con un diámetro de paso de 25 mm de la casa SKF con ello se determinará la vida proyectada del rodamiento. Se tomó en consideración que las cargas de empuje del elemento son despreciables.

Para el cálculo de la vida proyectada se utilizará la ecuación 10,19 del Norton:



$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \longrightarrow \text{Ecuación 4.18}$$

Donde:

L es la vida a fatiga expresada en millones de revoluciones

C₀ es la clasificación básica de carga dinámica para el rodamiento dado en el apéndice VIII

P es la carga más grande de reacción de la sección 4.9.6 el cual es en el punto en la primera posición el cálculo de P se expresa como:

$$P = \sqrt{47,18^2 + 745,54^2} = 747,03 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.20 se tiene que:

$$L = \left(\frac{14 \text{ KN}}{0,747 \text{ KN}}\right)^3 = 6.582,97 \text{ millones de revoluciones}$$

Como se observa la selección del cojinete está sobre diseñada esto se justifica ya que la selección de este dependen también de las dimensiones de la flecha

4.9.8 Diseño de los apoyos para los rodamientos

Para este caso se utilizaron láminas de acero 1010 laminado en frío de 8 mm de espesor para la colocación de los apoyos del rodamientos dichos elementos son necesarios para la unión entre los rodamientos y la columna. En la figura 4.26 se presenta su colocación y diseño.

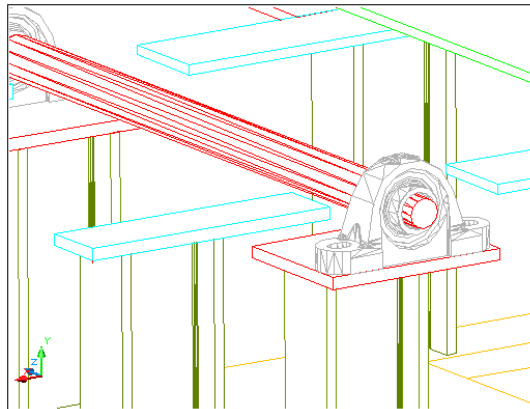


FIGURA 4.26. APOYOS DE LOS RODAMIENTOS.

Para la determinación de las fuerzas que tiene que resistir dicho elemento se realizará el estudio cuando toda la máquina se encuentre en la posición intermedia ya que es en esta posición cuando los rodamientos tienen que soportar todo el peso del canal y el peso del aro. En la diagrama 4.27 se presenta las fuerzas presentes en el punto de estudio.

El peso de todo el canal será distribuido de igual manera en los rodamientos con esta información se tiene que:

$$P_{\text{total}} = P_{\text{canal}} + P_{\text{actuador}} + P_{\text{aro}}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$P_{\text{total}} = 318,6 \text{ N} + 19,6 \text{ N} + 137,2 \text{ N} = 475,4$$

Este peso lo se divide entre dos ya que los apoyos se encuentran equidistantes uno del otro

$$P_{\text{por apoyo}} = 237,7 \text{ N}$$

Con esta información se procede a realizar el diagrama de corte y momento.

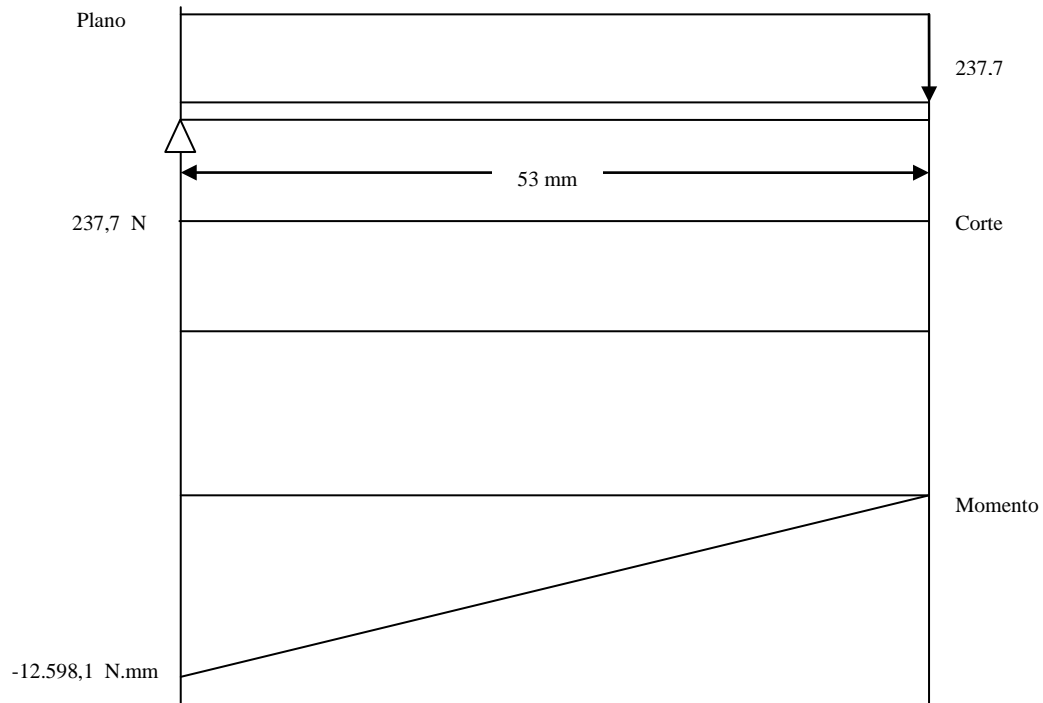


FIGURA 4.27 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO DEL RODAMIENTO

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 237,7 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

Ahora con dichos esfuerzo se procede a calcular el esfuerzo por flexión sustituyendo en la ecuación 4.8 y con la las dimensiones del plano 13 del apéndice II se tiene que:

$$I = \frac{159 \text{ mm} \cdot 8^3 \text{ mm}}{12} = 6.784 \text{ mm}^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8 se tieneque:

$$\sigma_B = \frac{12.598,1 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 4 \text{ mm}}{6.784 \text{ mm}^4} = 7,42 \text{ MPa}$$



Sustituyendo en la ecuación 4.2 se tiene que:

$$N = \frac{303}{7,42} = 40,8$$

Dicho valor no es extraño ya que los esfuerzos a los cuales tiene que resistir los apoyos son muy pequeños sin embargo las medidas son necesarias para que el rodamiento pueda estar bien apoyado sin problema alguno.

4.9.9 Cálculo de los apoyos para el cilindro 2

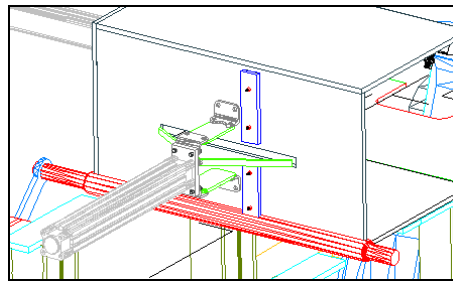


FIGURA 4.28 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL CILINDRO 2

En esta sección se realizará la comprobación de los apoyos que sostienen el cilindro 2 que permite el desplazamiento horizontal del aro a lo largo del rediseño propuesto. Para dicho diseño se debe tomar en cuenta la fricción que existe entre la base y el aro, así como también el peso que posee el cilindro en si, en la figura 4.28 se puede observar el diseño y colocación en el cilindro.



Cálculo de la fuerza de fricción

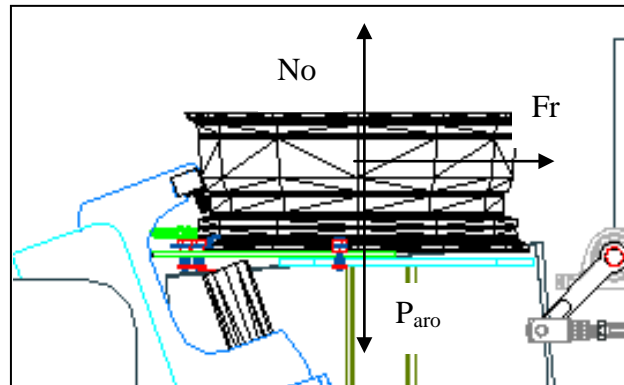


FIGURA 4.29 DIAGRAMA DE REACCIONES DEL ARO EN LA LÁMINA

Para el cálculo de la fuerza de fricción solo se tomará en cuenta el coeficiente de fricción estático ya que con se asegura que el aro pueda moverse y permanezca en movimiento. Según el coeficiente de roce entre distintos materiales de la tabla V-1 del apéndice V acero y acero es de 0.74 con este valor y aplicando la fórmula de fuerza de roce se observa que:

$$F_R = \mu \cdot N_o \longrightarrow \text{Ecuación 5.19}$$

Donde

F_r es la fuerza de roce que existe entre la lámina y el aro

μ es el coeficiente de roce estático entre acero y acero apéndice V

N_o la normal proporcionada por el aro

La normal (N_o) será igual al peso del aro ya que es la única reacción que tiene la lámina base, como se puede observar en la figura 4.29.



$$P_{aro} = No$$

$$F_R = (14Kg \cdot 9,8 \frac{M}{S^2}) \cdot 0.74 = 101,52N$$

Con la fuerza de roce y el peso del cilindro 2 se puede determinar los esfuerzos a los cuales estarán sometidos los apoyos del cilindro 2.

Determinación de los esfuerzos en los apoyos del cilindro 2.

Para el cálculo de los esfuerzos en los apoyos se tomó en consideración que dicho diseño trabaja como una viga curva, por ende según Norton en la ecuación 4.12 muestra la ecuación para vigas curvas:

$$\sigma = \pm \frac{M \cdot C_N}{e \cdot A \cdot R_N} \pm \frac{F}{A} \longrightarrow \text{Ecuación 4.20}$$

Donde:

M es el momento de flexión aplicado a la sección en cuestión

C_N es la nueva posición en la cual se encuentra el eje neutro

e es el desplazamiento del eje neutro de la sección transversal estudiada

A área transversal de la sección en estudio

R_N se refiere al radio de curvatura de la sección en estudio según el el plano 8 del apéndice II

Para el cálculo de “e” se aplicará la ecuación 4.12a dada por Norton para láminas rectangulares



$$e = R_c - \frac{(R_o - R_i)}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \longrightarrow \text{Ecuación 4.21}$$

Donde:

R_c es el radio medio de la sección estudiada en mm del plano 8 del apéndice II

R_o es el radio externo de la sección estudiada en mm del plano 8 del apéndice II

R_i es el radio interno de la sección estudiada en mm del plano 8 del apéndice II

Sustituyendo en la ecuación 4.21 se tiene

$$e = 6 - \frac{(8 - 4)}{\ln\left(\frac{8}{4}\right)} = 0.229mm$$

Con el valor de “e” se determina C_i y C_o lo cual se refiere a la nueva posición del eje neutro interno y externo respectivamente

$$\begin{aligned} C_i &= R_c - e \\ C_o &= R_c + e \end{aligned} \longrightarrow \text{Ecuación 4.22}$$

Sustituyendo en 4.22

$$C_i = 6mm - 0,229mm = 5,771mm$$

$$C_o = 6mm + 0,229mm = 6,229mm$$

A continuación se determina el momento aplicado por la fuerza aplicada en el cilindro tomando en cuenta que dicha fuerza se encuentra distribuida equitativamente por ambos apoyos, por ende la fuerza será la mitad por cada apoyo



$$M = \frac{101,52N}{2} \cdot 45.75mm = 2.322,27N.mm$$

Sustituyendo en la ecuación 4.20 para el estudio de la sección interna (σ_i) y externa (σ_e) respectivamente se tiene que:

$$\sigma_i = -\frac{2.322,27N.mm \cdot 5,771mm}{0,229mm \cdot 180mm^2 \cdot 4mm} + \frac{50,76N}{180mm^2} = -80,998MPa$$

$$\sigma_e = \frac{2.322,27N.mm \cdot 6,229mm}{0,229mm \cdot 180mm^2 \cdot 8mm} + \frac{50,76N}{180mm^2} = 44,148MPa$$

El otro esfuerzo que se debe tener en consideración se refiere al peso del actuador 2.0 (hoja de datos 2 del apéndice XI) para ello se determinará el momento aplicado por el peso de este en su centro hasta el mismo punto de estudio que en el caso anterior.

$$M = \frac{20,58N}{2} \cdot 244,87mm = 2.519,71N.mm$$

Sustituyendo en la ecuación 4.20 para el estudio de la sección interna (σ_i) y externa (σ_e) respectivamente se tiene que:

$$\sigma_i = \frac{2.519,71N.mm \cdot 5,771mm}{0,229mm \cdot 180mm^2 \cdot 4mm} + \frac{20,58N}{180mm^2} = 88,3MPa$$

$$\sigma_e = -\frac{2.519,71N.mm \cdot 6,229mm}{0,229mm \cdot 180mm^2 \cdot 8mm} + \frac{20,58N}{180mm^2} = -47.48MPa$$

Como se observa el punto de mayor esfuerzo es cuando existe solo el peso del actuador 2.0 ya que al actuar este los esfuerzos se restan entre si dando como



resultado un esfuerzo menor. Se aplicó la ecuación de Von Misses (ecuación 4.15) para el cálculo del esfuerzo máximo en dicho punto.

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_z^2 - \sigma_X \cdot \sigma_z + 3 \cdot \tau_{XZ}^2}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.15 se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(-88,3)^2 + 3 \cdot 0} = 88,3MPa$$

Con ello determinamos el factor de seguridad con la ecuación 4.2

$$N = \frac{303MPa}{88,3MPa} = 3,43$$

4.9.10 Diseño de los apoyos para el cilindro 1

Para la simplificación de los cálculos el diseño del apoyo del actuador 1.0 fue realizado teniendo en consideración el momento mas crítico al cual vaya a estar sometido dicho elemento, el cual fue en la posición 1 cuando el actuador tiene que ejercer la mayor cantidad de fuerza para vencer el torque del canal junto con los demás elementos para dicho estudio se aplicó la ecuación de Von Misses por haber fuerzas multiaxiales. Cabe destacar que la unión entre el actuador 1.0 con los apoyos se está realizando mediante una brida de fijación (plano 5 apéndice II) y dos pies de fijación (plano 5 apéndice II) los cuales están diseñados para este tipo de actuador es por ello que el análisis está orientado al apoyo principal del actuador 1.0.

En la figura 4.30 se pueden observar las diferentes fuerzas aplicadas en los apoyos laterales y superior.

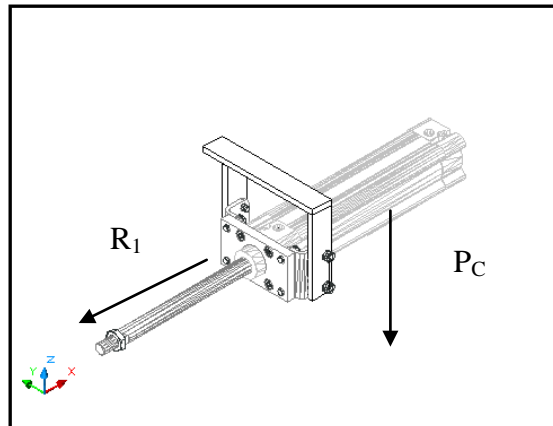


FIGURA 4.30 APOYO DEL CILINDRO 1

Donde:

R_1 es la fuerza aplicada cuando el actuador 1.0 recibe la señal de cambiar la posición del canal base

P_c es el peso del cilindro según la hoja de datos 1 del apéndice I0 fue de 2,9 Kg

Para el cálculo de las fuerzas se utilizó la fuerza máxima que tiene que ejercer el actuador 1.0 esta fue calculada en la sección 4.9.5

$$F_{max} = 643,10 \text{ N}$$

Para el cálculo del torque máximo se observa cual es el brazo (plano 4 apéndices II) y con ello se determina el torque aplicando la ecuación 4.3 se tiene que:

$$T_{max} = 643,10 \text{ N} \times 90 \text{ mm} = 57.879 \text{ N.mm}$$



Determinación de los diagramas de fuerzas

Realizando diagrama de cuerpo libre para la R_1 se tiene que:

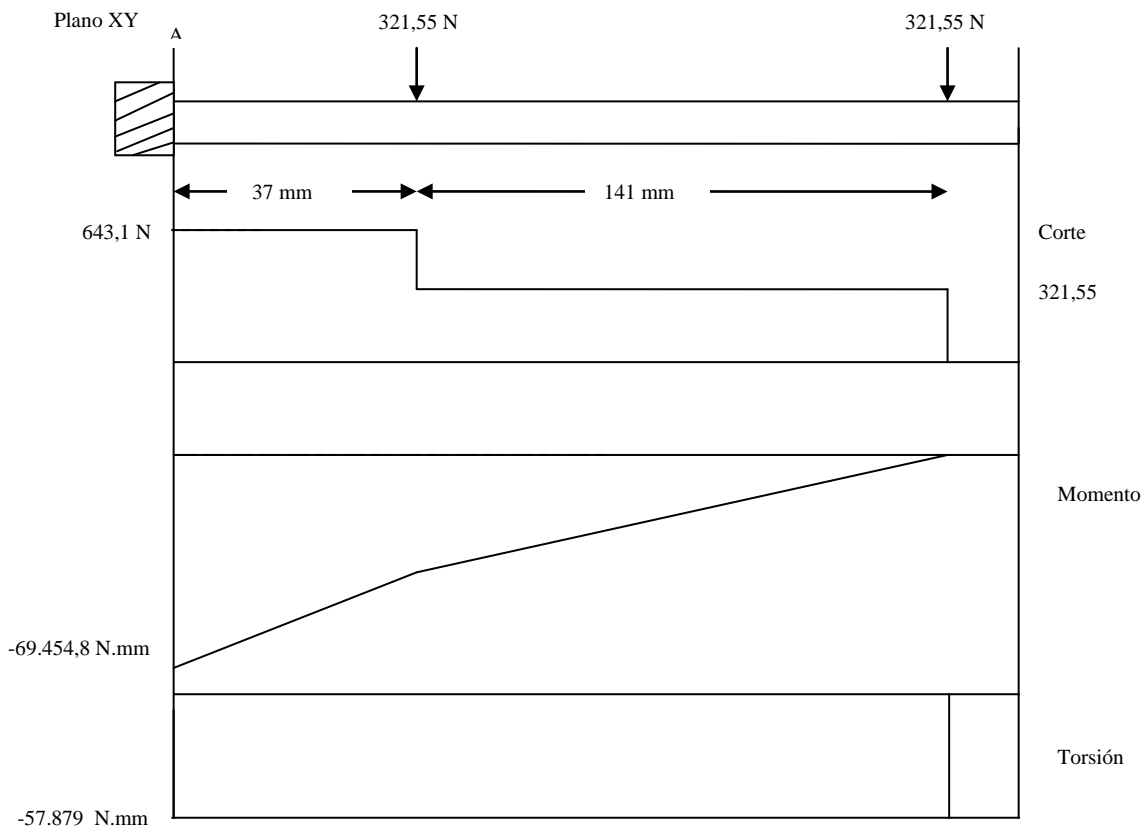


FIGURA 4.31 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO EN EL PLANO XY

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 643,5 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)



Realizando el diagrama de cuerpo libre del plano YZ

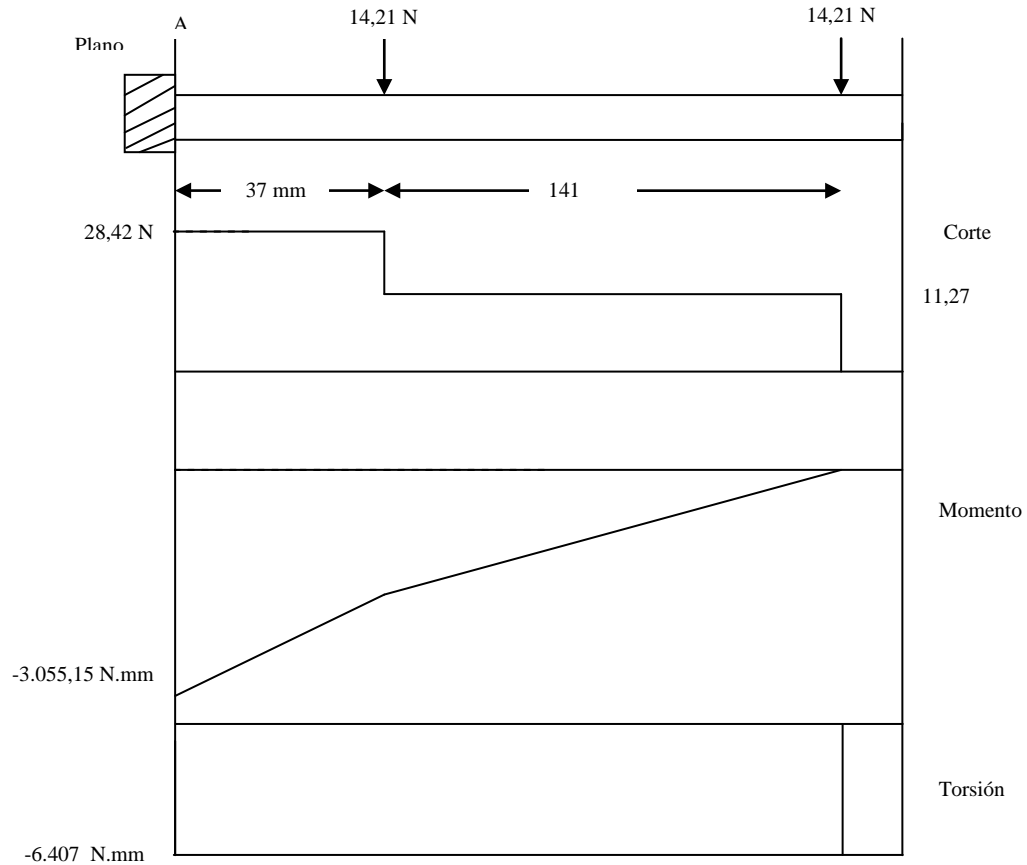


FIGURA 4.32 DIAGRAMA DE FUERZAS DEL APOYO EN EL PLANO YZ

Cálculo de las reacciones

$$R_A = 28,42 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

Cálculo de los esfuerzos principales

Se utilizarán para el diseño de este apoyo láminas de acero 1010 laminado en frío con un espesor de 8 mm y con las dimensiones del plano 4 del apéndice II ya que



estas son las que mejor se adaptan al modelo planteado y a los otros elementos que conforman el diseño.

Para el cálculo de los esfuerzos se aplicará la fórmula de Von Misses para esfuerzos multiaxiales se tiene que:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{xy} + \sigma_{yz} + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Donde:

σ_{xy} es el esfuerzo en el plano XY donde sustituyendo en la ecuación 4.1 y del plano 4 del apéndice II se tiene que:

$$\sigma_{xy} = -\frac{69.454.8N \cdot mm \cdot 40mm}{\frac{8mm \cdot 80mm^3}{12mm}} + \frac{643,5N}{8mm \cdot 80mm} = -8,07MPa$$

σ_{yz} es el esfuerzo en el plano XY donde sustituyendo en la ecuación 4.1 y del plano 4 del apéndice II se tiene que:

$$\sigma_{yz} = -\frac{3.055,15N \cdot mm \cdot 4mm}{\frac{80mm \cdot 8mm^3}{12mm}} + \frac{28,42N}{8mm \cdot 80mm} = -3,53MPa$$

τ_{xy} se refiere al esfuerzo ejercido por el par torsos aplicado en la sección de estudio. Para el cálculo de dicho esfuerzo se aplicará la ecuación 4.26a para secciones no circulares dada por Norton



$$\tau_{\max} = \frac{T}{Q} \longrightarrow \text{Ecuación 4.23}$$

Donde:

T es la sumatoria de los torque producidos en el elemento.

$$T = 57.879 \text{ N.mm} + 6.407 \text{ N.mm} = 64.286 \text{ N.mm}$$

Q se refiere a una función geométrica de la sección, según la tabla III-2 del apéndice III se tiene que:

$$Q = \frac{8 \cdot a^2 \cdot b^2}{3a + 1,8b} \longrightarrow \text{Ecuación 4.24}$$

Donde:

a es la mitad del ancho de la sección (40 mm)

b es la mitad del espesor de la lámina (4 mm)

Sustituyendo en la ecuación 4.24 se tiene que:

$$Q = \frac{8 \cdot 40\text{mm}^2 \cdot 4\text{mm}^2}{3 \cdot 40\text{mm} + 1,8 \cdot 4\text{mm}} = 1.610,06\text{mm}^3$$

Sustituyendo en 4.23 se tiene que:

$$\tau_{\max} = \frac{64.286 \text{ N.mm}}{1.610,06 \text{ mm}^3} = 39,92 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en 4.13 se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(-8,07\text{MPa})^2 + (-3,53\text{MPa})^2 - 8,07\text{MPa} \cdot 3,53\text{MPa} + 3 \cdot 39,92 \text{ MPa}^2} = 69,5 \text{ MPa}$$



Con este valor se procede a calcular el factor de seguridad utilizando la ecuación 4.2.

$$N = \frac{303}{69,5} = 4,35$$

Se observa que el elemento da un factor de seguridad que se encuentra por encima al criterio preestablecido al principio del capítulo por ende es aceptado para este diseño.

4.9.11 Diseño del apoyo inferior del actuador 3.0

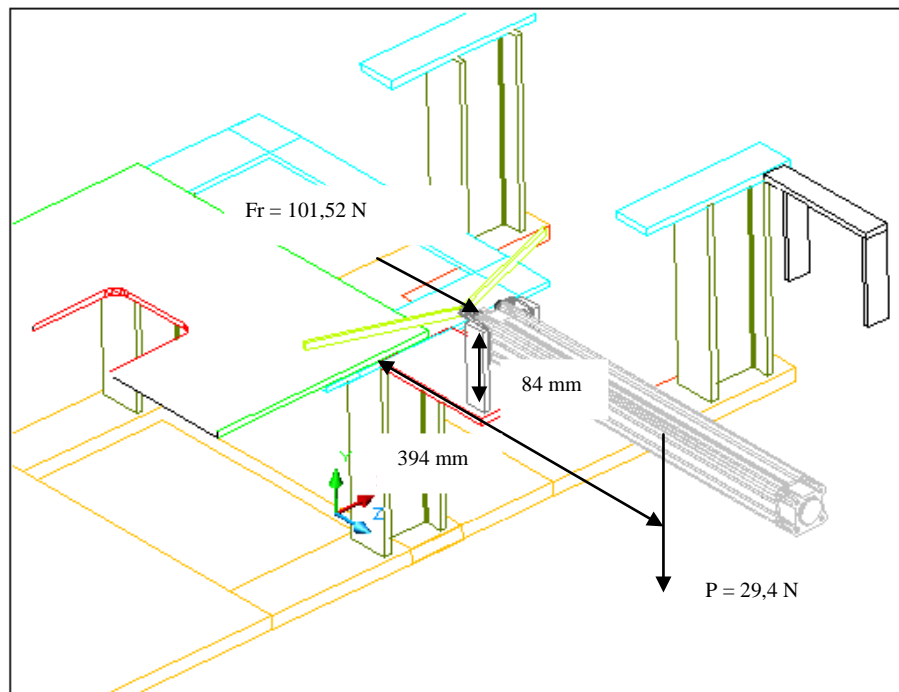


FIGURA 4.33 APOYO INFERIOR DEL ACTUADOR 3.0

En la figura 4.33 se podrá observar el apoyo principal que sostiene el actuador 3.0 el cual es el que mueve el aro una vez terminado el punzonado al canal de salida



para el diseño de dicho apoyo se tomó como condición lámina de acero 1010 laminado en frío con un espesor de 8 mm el cual se dispondrá a calcular el factor de seguridad para dicho elemento.

El apoyo fue diseñado según la condición más crítica la cual se presenta al estar activado el elemento, considerando el peso del mismo. A continuación se mostrarán los cálculos realizados. Primero se calculará las fuerzas aplicadas en el elemento.

Fuerzas aplicadas

$$M = Fr \cdot b$$

$$M = P \cdot D$$

Donde

Fr es la fuerza de roce calculada en la sección 5.5.1 $Fr = 101,52 \text{ N.mm}$

b es la distancia entre la base y los apoyos del actuador 3.0 (figura 4.33)

M es el momento aplicado en la sección de estudio

P es el peso del cilindro dado en la hoja de datos 2 del apéndice I0

D es la distancia desde el peso hasta el punto de estudio en cuestión (figura 4.33)

Sustituyendo en 4.12 se tiene que:

$$M1 = 101,52 \text{ N} \cdot 84 \text{ mm} = 8.527,68 \text{ N.mm}$$

$$M2 = 29,4 \text{ N} \cdot 394 \text{ mm} = 11.583,6 \text{ N.mm}$$

$$Mt = 20.111,28 \text{ N.mm}$$

Aplicando la ecuación 4.1 con las medidas geométricas del plano 10 del apéndice II se tiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{29,4 \text{ N}}{896 \text{ mm}^2} + \frac{20.111,28 \text{ N.mm} \cdot 4 \text{ mm}}{4.778,66 \text{ mm}^4} = 16,86 \text{ Mpa}$$

Aplicando la ecuación 4.2 para el cálculo del factor de seguridad se tiene que:



$$N = \frac{303Mpa}{16,86Mpa} = 18$$

Como se observa el factor de seguridad da mayor a 2 con ello se acepta el diseño planteado.

4.9.12 Soportes laterales del actuador 3.0

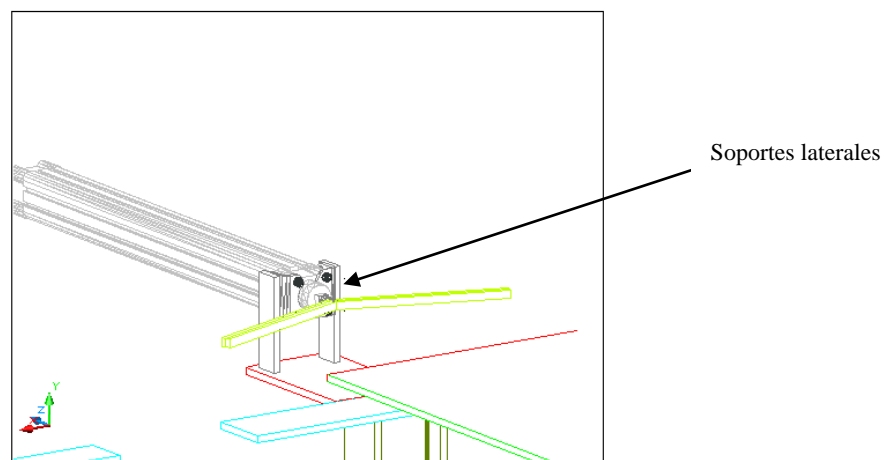


FIGURA 4.34. SOPORTES LATERALES DEL ACTUADOR 3.0

Siguiendo la misma justificación de los diseños anteriores se procederá a utilizar láminas de 8 mm de espesor de acero 1010 para el diseño de estos soportes. Para este caso al igual que en el anterior se determinará el factor de seguridad para el diseño propuesto, si este es mayor al planteado como criterio el diseño estará acorde a lo estipulado. En el apéndice II se pueden observar sus medidas con detalle.

Para este caso existen dos fuerzas primordiales. La primera es la generada por el peso del actuador en la que produce un momento en el soporte. La segunda se refiere a la fuerza de roce que ejerce un fuerza perpendicular a este, esta es igual a la fuerza de roce de la sección 4.9.9. A continuación se procederá al cálculo del



momento. Cabe destacar que el actuador se encuentra unido a los soportes laterales mediante 2 pies de fijación que se encuentran diseñados para este tipo de actuador por ende el cálculo se encuentra enfocado a los soportes laterales del actuador.

$$M_{\text{peso}} = \text{Brazo} \times \text{Peso cilindro}$$

$$M_{\text{peso}} = 272,5 \text{ mm} \times 29,4 \text{ N} = 8.011,5 \text{ N.mm}$$

Al haber dos soportes dicho momento será dividido entre 2

$$M_{\text{peso}} = \frac{8.011,5 \text{ N.mm}}{2} = 4.005,75 \text{ N.mm}$$

Realizando un diagrama de esfuerzo se tiene que:

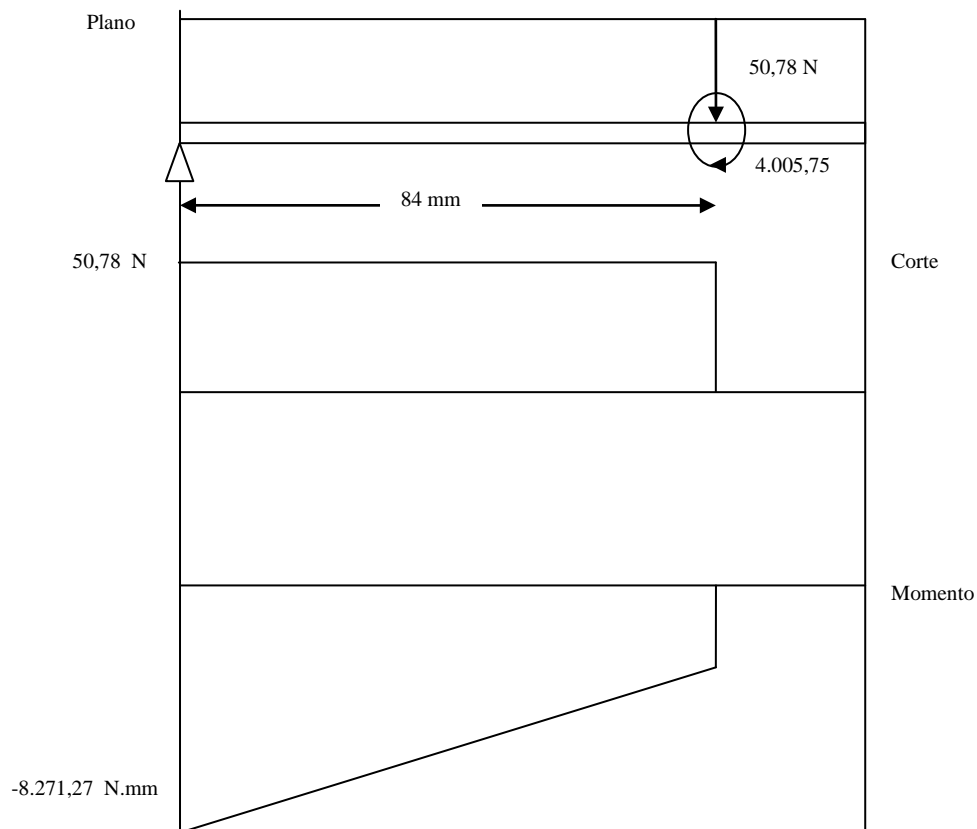


FIGURA 4.35. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LOS SOPORTES LATERALES.



Reacción en el punto de estudio

$$R_a = 50,78 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación de inercia de las propiedades de las secciones transversal (tabla III-1 del apéndice III) se tiene que:

$$I = \frac{B \cdot H^3}{12} \rightarrow \frac{8\text{mm} \cdot 30\text{mm}^3}{12} \rightarrow 18.000 \text{ mm}^4$$

Aplicando la ecuación 4.8 se tiene que:

$$\sigma_B = \frac{8.271,27 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 15\text{mm}}{18.000 \text{ mm}^4} = 6,9 \text{ Mpa}$$

Determinando el factor de seguridad aplicando la ecuación 5.2 se tiene que:

$$N = \frac{303}{6,9} = 43,9$$

4.9.13 Diseño de las guías de los actuadores

Para el diseño de las guías se utilizó la de mayor longitud ya que en esta pudiera existir un mayor esfuerzo flector en dicho caso se analizó el elemento asumiendo el momento mas crítico al cual pudiera ser aplicado dichos esfuerzos.

En la figura 4.36 se puede observar el elemento con la fuerza de roce a la cual tiene que vencer.

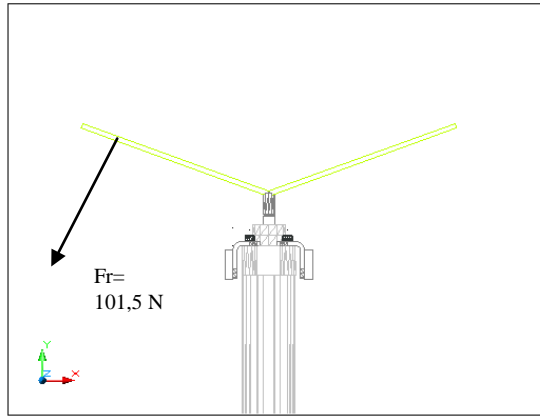


FIGURA 4.36 REACCIÓN APLICADA EN LA GUÍA DEL ACTUADOR

Realizando diagrama de fuerzas para así determinar los esfuerzos del elemento se tiene que:

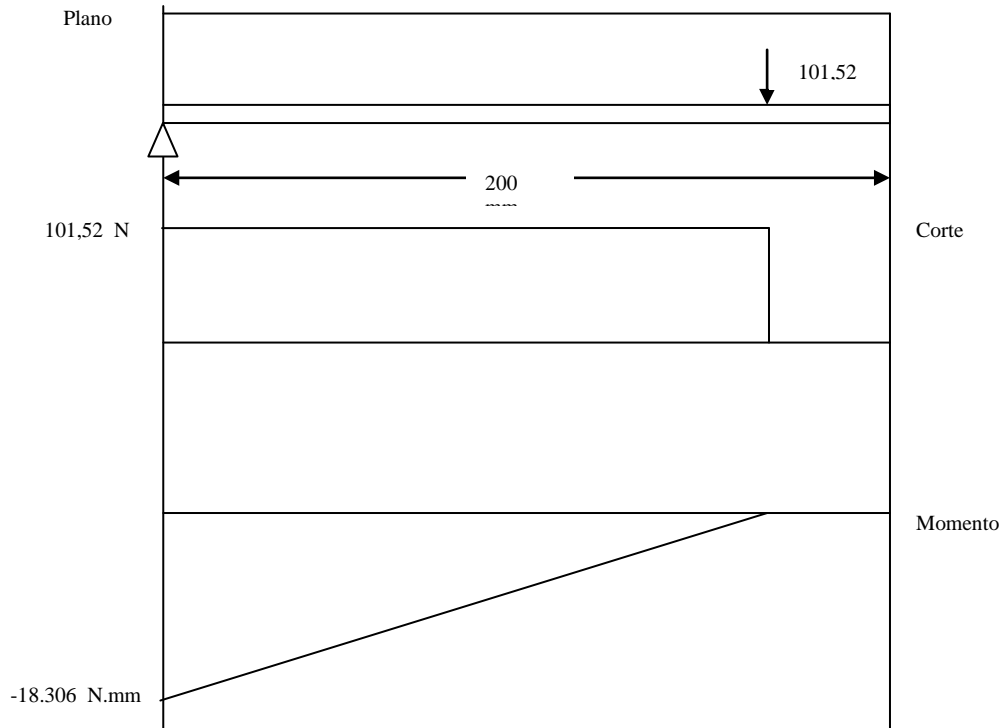


FIGURA 4.37. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA GUÍA DEL ACTUADOR



Reacción:

$$R = 101,52 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

Ahora con el valor del momento se determina el esfuerzo por flexión sustituyendo en la ecuación 4.8 y con información del plano 10 del apéndice II

$$I = \frac{B \cdot H^3}{12} \rightarrow \frac{10\text{mm} \cdot 10\text{mm}^3}{12} \rightarrow 833,33 \text{ mm}^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8

$$\sigma_B = \frac{18.306 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 5\text{mm}}{833,33 \text{ mm}^4} = 109,83 \text{ MPa}$$

Se calcula el factor de seguridad de la ecuación 5.2, se tiene que:

$$N = \frac{303 \text{ MPa}}{109,83 \text{ MPa}} = 2,75$$



4.9.14 Diseño de la base de la lámina base

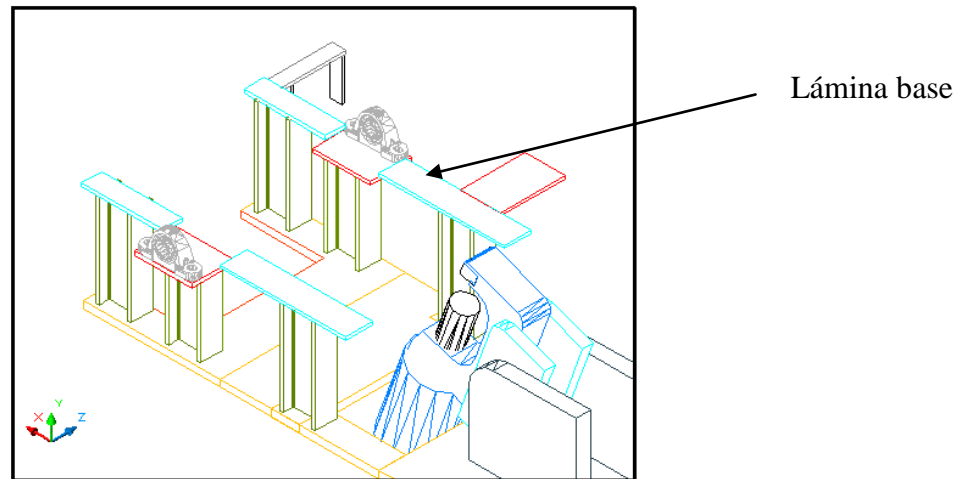


FIGURA 4.38. DISEÑO DEL LA LÁMINA BASE

En esta sección se realizará el diseño de la base de la lámina, la cual se encarga de soportar el peso del canal y el peso de esta cuando este se encuentre en posición horizontal del aro al cual se este realizando el punzonado. Para el diseño de esta lámina se tomó como premisa la utilización de láminas de acero 1010 de 8 mm de espesor que se encuentran en el almacén de la empresa y poseen un ancho de 75 mm para las laterales (apéndice II).

Debido a las dimensiones del aro y de la lámina superior se realizó una distribución del peso total de los elementos que tengan que soportar.

Para el estudio de las fuerzas se decidió dividir en dos partes la base, de un lado se realizará el análisis de los esfuerzos considerando el peso del canal y del aro para el otro lado sería el peso de la lámina que soporta y el peso del aro, debido a que la lámina de la base se encuentra completamente soldada a la columna permitiendo así el análisis de esta manera.



Para el cálculo del lado del canal se tiene que:

Peso del canal: 318,59 N

Peso del aro: 137,2 N

Peso total: 455,79 N

Peso en cada lado de la base: 227,9 N

$$\text{Peso distribuido} = \frac{227,9 \text{ N}}{170 \text{ mm}} = 1,34 \text{ N/mm}$$

Con esta información se realiza el diagrama de fuerzas de la lámina.

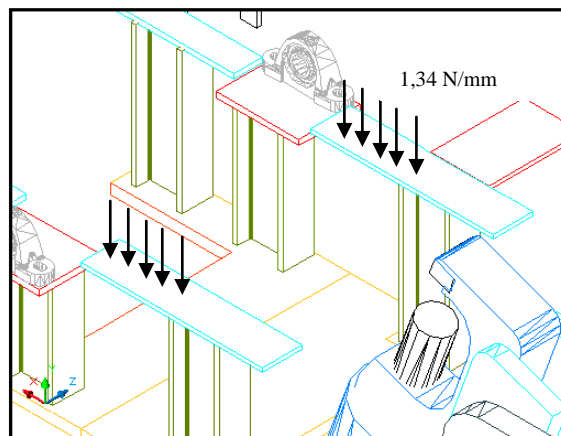


FIGURA 4.39 PESO DISTRIBUIDO EN LA BASE DEL LADO DEL CANAL



Realizando el diagrama de esfuerzos se tiene que:

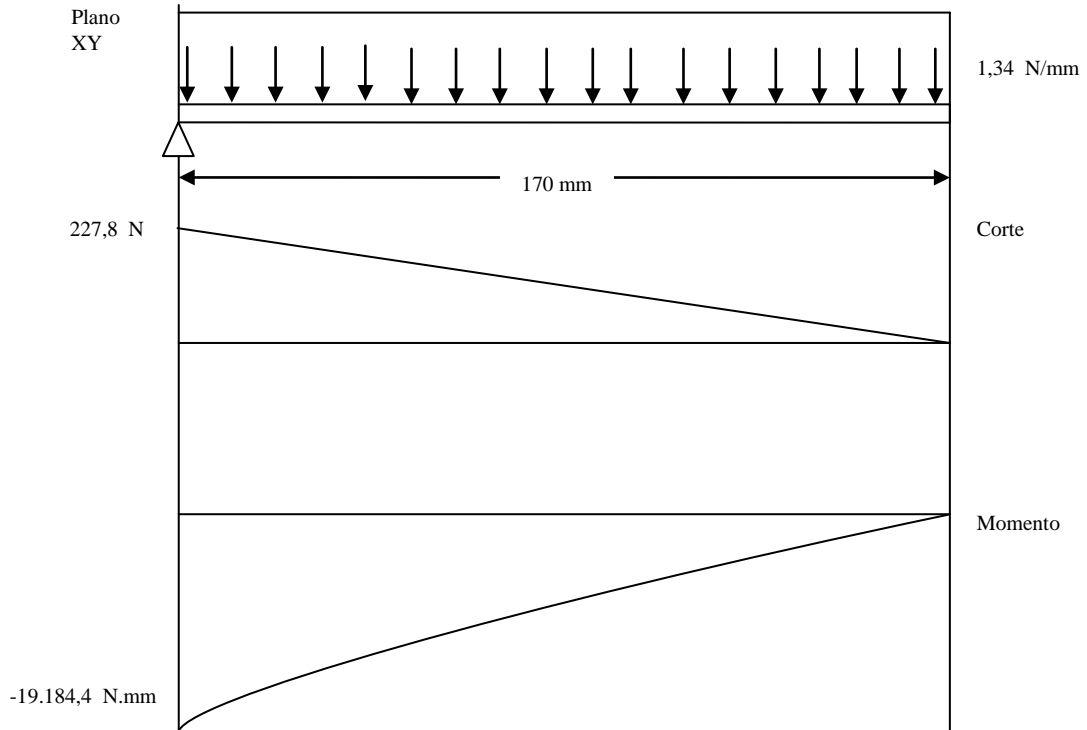


FIGURA 4.40. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA BASE DEL LADO DEL CANAL

Reacción:

$$R = 227 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)

Para el siguiente caso se considerarán los siguientes pesos:

Peso de la lámina = largo x ancho x espesor x densidad del acero

$$\text{Peso de la lámina} = 333 \text{ mm} \times 518 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 7,87 \times 10^{-6} = 10,86 \text{ Kg} = 106,4 \text{ N}$$

$$\text{Peso del aro} = 137,2 \text{ N}$$

$$\text{Peso distribuido} = \frac{243,6 \text{ N}}{100 \text{ mm}} = 2,43 \text{ N/mm}$$

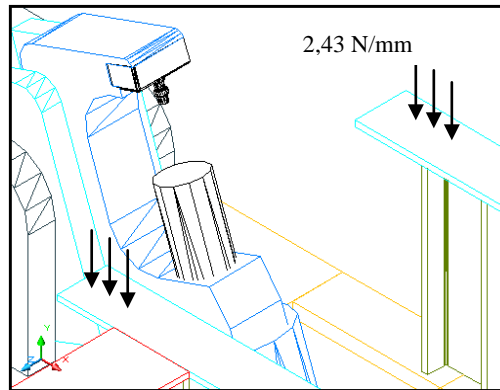


FIGURA 4.41. PESO DISTRIBUIDO DEL LADO DEL PUNZÓN

Realizando el diagrama de fuerzas

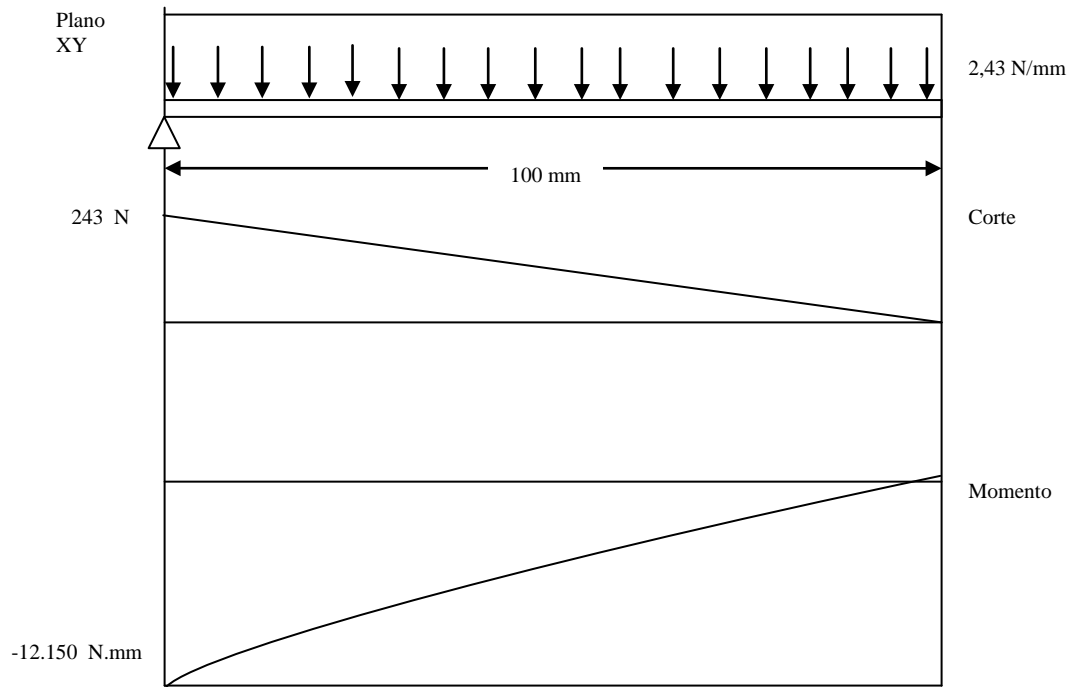


FIGURA 4.42 DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA BASE DEL LADO DEL PUNZÓN

Reacción:

$$R = 243 \text{ N}$$

Obtenido del programa de librería de Hewlett Packart (Apéndice XII)



Analizando los diferentes diagramas que se tienen se observa las diferentes fuerzas que se aplican de un lado y del otro, viendo esto se puede determinar que el lado que tiene que soportar el mayor esfuerzo es el que se encuentra el canal (diagrama 4.40) ahora con esta información se procede a calcular el esfuerzo por flexión aplicando la fórmula 4.8 y con la información geométrica del plano 11 del apéndice II se tiene que:

$$\sigma = \frac{19.184,4 \text{ N.mm} \cdot 4\text{mm}}{\frac{50 \cdot 8^3}{12} \text{ mm}} = 36 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad con la fórmula 4.2 se tiene que:

$$N = \frac{303\text{MPa}}{36\text{MPa}} = 8,4$$

4.9.15 Posicionadores del aro en la máquina punzonadora

Este mecanismo tiene como función en específico la de centrar el aro en el punto exacto donde se desea que sea realizado el punzonado gracias a que esté se encuentra con una inclinación de 45 ° con respecto al plano donde se acerca el aro lo cual permite su colocación. Estos elementos ya existen y cumplen con su funcionamiento sin problema alguno por ende dichos elementos serán utilizados en el rediseño con el mismo diseño y en la misma posición que poseen actualmente.

En la figura 4.43 se puede observar su diseño y su ensamblaje en la máquina punzonadora



FIGURA 4.43 GUÍAS FINALES DE LOS POSICIONADORES DEL ARO EN EL MÁQUINA
PUNZONADORA

4.9.16 Sistema para asegurar que el aro se suelte del punzón.

Este elemento tiene como función la de asegurar que el aro no se quede atascado en el punzón permitiendo así que se detenga el proceso y no pueda seguir operando la máquina actual. Este dispositivo al igual que el anterior ya existe en dicha máquina y cumple exactamente con la misma función este trabaja gracias a unos resortes que permiten ejercer una fuerza inversa para permitir así la remoción del aro del punzón. Es por ello que dicho elemento será utilizado con la misma finalidad en el rediseño de la máquina permitiendo así un ahorro en material y en elementos nuevos colocados. En la figura 4.44 se puede observar su diseño y colocación en la máquina actual



FIGURA 4.44 MECANISMO PARA SOLTAR EL ARO

4.9.17 Diseño de la columna

Para realizar el estudio de la columna primero se determina el factor de esbeltez de límite que define el modelo a utilizar (Jhonson o Euler) el cual se determina mediante la ecuación 4.25:

$$\frac{L}{K} = \pi \cdot \left[\frac{[2 \cdot c \cdot E]}{S_y} \right]^{\frac{1}{2}} \longrightarrow \text{Ecuación 4.25}$$

Donde:

$\frac{L}{K}$ Es el factor de esbeltez del perfil

C es el factor de fijación de extremos (para extremos empotrados $C = 4$)

E Modulo de elasticidad del material. Para aceros $E=207$ GPa ver (apéndice VI)

S_y resistencia a la fluencia del material. Para aceros ASTM A36 $S_y=245$ MPa (tabla IX-1 apéndice IX)

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.25 se tiene que:



$$\frac{L}{K} = \pi \cdot \left[\frac{[2 \cdot 4 \cdot 207 \text{ GPa}]}{245 \text{ MPa}} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{L}{K} = 258,2$$

Seleccionando un perfil IPN 80 se tiene que el valor del área transversal y el momento de inercia (ver tabla Ix-2 del apéndice IX) son:

$$A = 7,77 \text{ cm}^2$$

$$I_y = 6,29 \text{ cm}^4$$

El factor K se determina mediante la ecuación 4.26:

$$k = \left(\frac{I}{A} \right)^{\frac{1}{2}} = k = \left(\frac{6,29}{7,77} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,9 \text{ cm} \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Del plano 13 apéndice II se obtiene la longitud de la columna:

$$L_{col} = 237 \text{ mm} = 24 \text{ cm}$$

Entonces el factor $\frac{L}{K}$ teórico resulta:

$$\frac{L}{K} = \frac{24 \text{ cm}}{0,9 \text{ cm}} = 26,67 < 258,2$$

Como el factor de esbeltez es menor al valor límite la columna es intermedia y se calcula a través de la ecuación de Jhonson

Del cálculo de las reacciones se obtienen las cargas que soportaran las columnas. Se realiza el diseño para la columna con la mayor carga actuante para así asegurar que todas las columnas soportarán las cargas actuantes.



La carga que soportará que la columna más esforzada es:

$$P_{col} = 237,7 \text{ N}$$

Ahora se calcula la carga de diseño por medio de la ecuación 4.27:

$$P_{dis} = P_{col} \cdot F_s \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.27}$$

F_s es el factor para cargas muertas, es recomendable un valor igual a 2 entonces sustituyendo los valores en la ecuación 4.27 se tiene que:

$$P_{dis} = 237,7 \text{ N} \cdot 4 = 950,8 \text{ N}$$

La carga admisible según el criterio de Jhonson se calcula mediante la ecuación:

$$P_{cri} = A \cdot S_y \left[1 - \frac{S_y \cdot \left[\frac{Lequi}{K} \right]^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.28}$$

Donde:

$Lequi$ es la longitud equivalente de la columna (m) como $C = 4$ (columna con doble empotramiento) tenemos.

$$Lequi = \frac{Lcol}{2} = \frac{237 \text{ mm}}{2} = 0,118 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.28 se tiene que:

$$P_{cri} = 7,77 \times 10^{-4} \cdot 245 \text{ MPa} \left[1 - \frac{245 \cdot \left[\frac{0,118 \text{ m}}{0,9 \times 10^{-2}} \right]^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 207 \text{ GPa}} \right] =$$

$$P_{cri} = 189.383,9 \text{ N} > P_{dis}$$

Como puede observarse el perfil puede resistir la carga actuante sin pandearse. Se observa que la columna está sobre diseñada, esto se justifica ya que se



desea hacer el sistema robusto y resistente a cualquier otra carga que se desee colocar en el futuro

4.10 Diseño de las juntas soldadas

En esta sección se definen las características dimensionales de la soldadura, considerando a la soldadura como una línea recta para la simplificación de los cálculos.

El electrodo a utilizar en el rediseño es de tipo E6013 por ser este uno de los más usados en el mercado y el más utilizado en las construcciones metálicas ya que es uno de los más fáciles de conseguir además de su bajo costo en relación a la resistencia que ofrece. Para el cálculo del espesor es necesario saber la fuerza resultante en la junta y el cordón a utilizar.

Para dicho rediseño solo se estudiaron los casos de soldadura más críticos presentados en las siguientes secciones.

4.10.1 Diseño de la soldadura del eje con el canal

Para dicho cálculo se analizará el peso de todo el canal que se encuentra ubicado en el centro de masa calculado en la sección 4.9.1 mas el peso del canal y el actuador 2.0 con ello se determinara los esfuerzos que va a tener que soportar la soldadura.

La soldadura fue analizada a lo largo del eje permitiendo así una mayor área soldada permitiendo y un mayor grado de unión entre las partes. En la figura 4.45 se puede observar como fue colocada la soldadura.

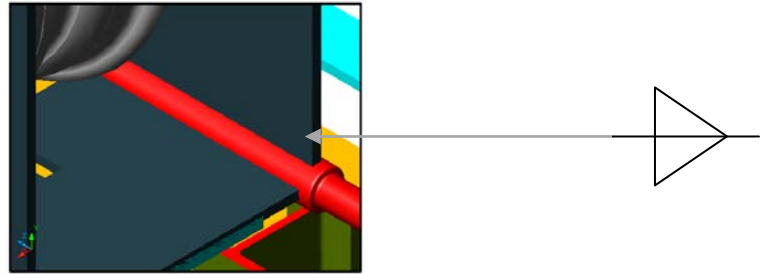


FIGURA 4.45 SOLDADURA EN EL EJE

Aplicando la ecuación 6.18 para esfuerzos multiaxiales del Shigley se tiene que:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \longrightarrow \text{Ecuación 4.29}$$

Donde:

σ se refiere al esfuerzo de flexión en la junta soldada la cual se determina como:

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I} \longrightarrow \text{Ecuación 4.30}$$

Donde:

σ_t esfuerzo de trabajo

M es el momento flector en el punto en N.mm y se obtiene de la figura 4.46

C es la distancia a la fibra más alejada de la lámina en mm y se obtiene del plano 1 apéndice II

I es el segundo momento de área con respecto al eje el cual se calcula según la siguiente ecuación

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u \longrightarrow \text{Ecuación 4.31}$$

Donde:

h es la altura de la garganta



Iu es el segundo momento de área unitario y se obtiene de las propiedades a la flexión de uniones soldadas en la tabla VII-2 apéndice VII

Sustituyendo según en la ecuación 4.31 se tiene que:

$$I = 0.707 \cdot h \cdot \frac{510 \cdot 8^2}{2} \rightarrow I = 11.538.24 \cdot h$$

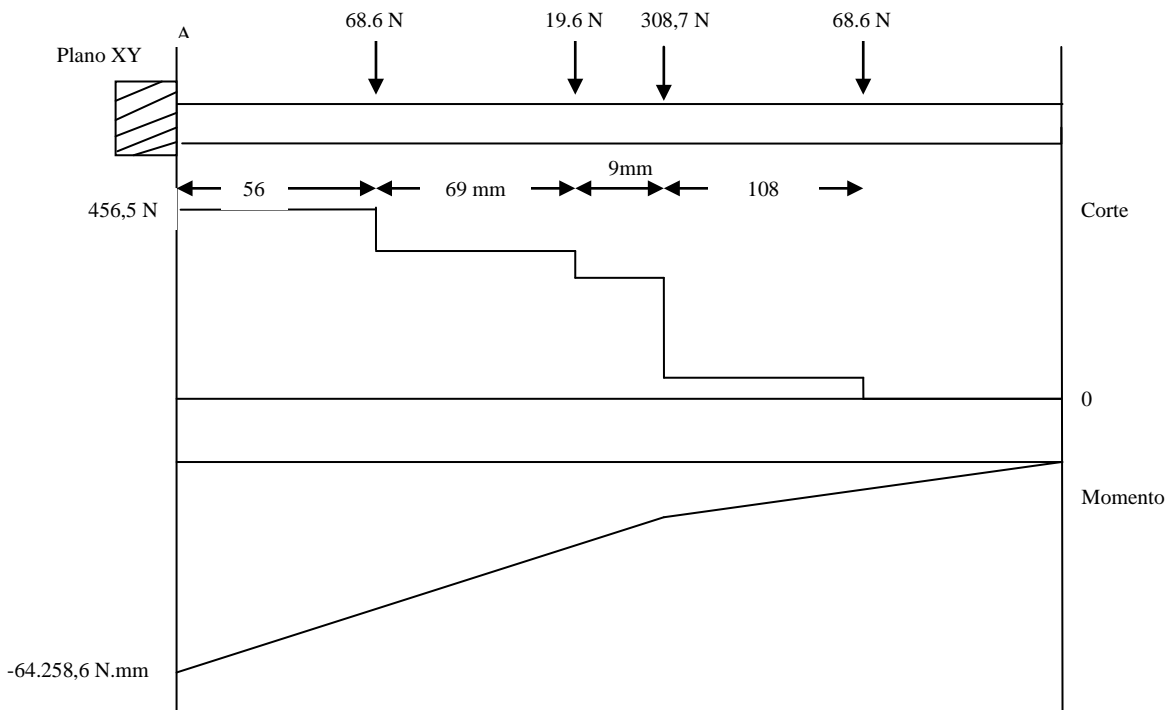


FIGURA 4.46. DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA JUNTA SOLDADA DEL EJE

Sustituyendo en la ecuación 4.30 se tiene que:

$$\sigma_t = \frac{64.258,6 \text{ N.mm} \cdot 4\text{mm}}{11.538,24 \cdot h} = \frac{22,27}{h}$$



Ahora con la siguiente ecuación que determina el factor de seguridad se tiene que:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_t} \longrightarrow \text{Ecuación 4.32}$$

Donde:

S_y es la resistencia a la fluencia del electrodo según la tabla VII-1 apéndice VII ($S_y = 345 \text{ MPa}$)

σ_t se refiere al esfuerzo de trabajo calculado anteriormente

N es el factor de seguridad donde para estos casos se utilizara un factor de seguridad de 3

Sustituyendo en la ecuación 4.32 se tiene que:

$$3 = \frac{345 \text{ MPa}}{\frac{22,27}{h}}$$

Despejando h se tiene que su valor será:

$$h = \frac{3 \cdot 22,27}{345 \text{ MPa}} = 0,19 \text{ mm}$$

Dicho valor no es extraño ya que los esfuerzos que tiene que soportar la soldadura son muy pequeños en comparación con lo que brinda el electrodo y el material a soldar.



4.10.2 Diseño de la soldadura del apoyo del actuador 1.0

Para dicho cálculo de la soldadura utilizamos los resultados de las fuerzas de torsión y el momento calculado en la sección 4.9.10 gracias a los diagramas 4.31 y 4.32. El cordón de soldadura será aplicado según la especificación dada en el apéndice II.

$$M = 69.454,8 \text{ N.mm}$$

$$T_{\text{total}} = 64.286, \text{ N.mm}$$

Con dicha información se calcula el esfuerzo de flexión y torsor:

Aplicando la ecuación 4.29 para flexión se tiene que:

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I}$$

Donde:

C es la fibra mas alejada $C = 4 \text{ mm}$

I es el segundo momento de inercia y se obtiene de la ecuación 4.31.

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u$$

Donde:

h es la altura de la garganta

Iu es dado por las propiedades a la flexión de uniones soldadas de la tabla VII-2 del apéndice VII



$$I_x = \frac{d^2}{6} (3b + d)$$

Donde:

d es el espesor de la lámina d = 8 mm

b es el ancho de la lámina b = 80 mm

Sustituyendo se tiene que

$$I_x = \frac{8\text{mm}^2}{6} (3 \cdot 80 \text{ mm} + 8 \text{ mm}) = 2645,33$$

Sustituyendo en 4.31 se tiene que:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot 1.365,33 = 1870,25 \cdot h$$

Ahora sustituyendo todos los valores en 4.29 se tiene que:

$$\sigma_t = \frac{69.454,8 \text{ N.mm} \cdot 4\text{mm}}{1870,25 \cdot h} = \frac{148,54}{h}$$

Ahora se procederá a calcular el esfuerzo a torsión. Para esto se aplicará la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{M \cdot r}{0,707 \cdot h \cdot J_u} \quad \longrightarrow \quad \text{Ecuación 4.33}$$

Donde

r es la distancia existente entre el centroide de la junta y el punto de estudio. Para ello se realizó trigonometría para así determinar la distancia más alejada.



$$r = \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2} \longrightarrow \text{Ecuación 4.34}$$

Donde:

\bar{x} es el centroide del ancho y se calcula con la fórmula de la tabla VII-2 del apéndice VII para este caso:

$$\bar{x} = \frac{80}{2} = 40 \text{ mm}$$

\bar{y} es el centroide del espesor y se calcula con la fórmula de la tabla VII-2 del apéndice VII para este caso:

$$\bar{y} = \frac{8}{2} = 4 \text{ mm}$$

Con ello se sustituye en 4.34 y se tiene que:

$$r = \sqrt{40\text{mm}^2 + 4\text{mm}^2} = 40,2 \text{ mm}$$

J_u es el segundo momento polar del área unitario y se calcula con la ecuación dada en la tabla VII-4 del apéndice VII

$$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$$



Sustituyendo se tiene que:

$$I_{xx} = \frac{(80 \text{ mm} + 8 \text{ mm})^3}{6} = 113.578,66 \text{ mm}^3$$

Sustituyendo dichos valores en 4.35 se tiene que:

$$\tau = \frac{64286 \cdot 40,2}{0,707 \cdot h \cdot 113.578,6} = \frac{32,18}{h}$$

Sustituyendo los valores de σ y τ en la ecuación 4.28 se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{148,54}{h}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{32,18}{h}\right)^2}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.32 y utilizando los mismos criterios que en el caso de la soldadura del eje se tiene que:

$$3 = \frac{345}{\sqrt{\left(\frac{202,56}{h}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{73,35}{h}\right)^2}}$$

Realizando el despeje de h para así encontrar su valor:

$$h = 1,37 \text{ mm}$$

En este caso se colocará la altura mayor a la cual se puede realizar la soldadura en este punto la cual es de 2 mm garantizando mayor confiabilidad y mejor



acabado en la soldadura ya que se esta sobre diseñando la soldadura y dando un acabado continuo

4.10.3 Diseño de la soldadura del actuador 2.0

Para este caso se supondrá la situación más crítica que la junta tendrá que soportar. En dicho caso solo será el peso del actuador cuando este se encuentre en la posición horizontal. Para el diseño se aplicó el estudio por flexión que ejerce el peso en la soldadura. En el plano 4 del apéndice II se muestra la especificación de la soldadura en ese punto.

$$M = \frac{20,58N}{2} \cdot 244,87mm = 2.519,71N \cdot mm$$

Ahora con dicha información se procede a calcular la altura de la garganta del cordón de la soldadura utilizando la ecuación 4.32 se tiene que:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_{xx}$$

Donde:

$$I_{xx} = \frac{d^3}{6}$$

Donde:

d es el ancho de la lámina d = 16 mm apéndice II

Sustituyendo se tiene que

$$I_{xx} = \frac{16mm^3}{6} = 682,66 mm^3$$



Sustituyendo en 4.32 se tiene que:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot 682,66 \text{ mm}^3 = 482,64 \text{ mm}^3 \cdot h$$

Sustituyendo en 4.31 se tiene que:

$$\sigma_t = \frac{2.519,71 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 8 \text{ mm}}{482,64 \cdot h} = \frac{41,76}{h}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.33 y aplicando los mismos criterios que en la sección 4.10.1, se tiene que:

$$3 = \frac{345 \text{ Mpa}}{\frac{41,76}{h}}$$

Despejando h da como resultado:

$$h = 0,36 \text{ mm}$$

Utilizando la misma justificación que en el caso de la soldadura en el eje, se puede utilizar el mismo tipo de cordón para este caso

4.10.4 Diseño de la soldadura del tope de las columnas.

Para el diseño de esta soldadura se procedió a analizar cual de los apoyos que se encuentran unidos a la columna sufre de mayores esfuerzo ya que con ello se asegura que las otras uniones no fallen.



Al analizar las distintas secciones en el rediseño se determinó que en la sección 4.9.4 es la que posee los mayores esfuerzos en la que se encuentra involucrada una soldadura, está se trata de la unión entre el apoyo y la columna. La columna tiene que soportar tres diferentes esfuerzos los cuales son horizontales, de doblez y de corte directo. Para calcular el esfuerzo resultante se aplica la siguiente ecuación.

$$Fr = \sqrt{(Fc + Fd)^2 + Fs^2} \longrightarrow \text{Ecuación 4.36}$$

Donde:

Fc es el esfuerzo a corte directo y su ecuación es:

$$Fc = \frac{P}{A} \longrightarrow \text{Ecuación 4.37}$$

Donde:

P es la fuerza de corte directo calculada en la sección 4.9.4 $P = 263,22 \text{ N}$

A es la longitud a ser soldada $A = 68,2\text{mm} \times 2 = 136,4 \text{ mm}$

Sustituyendo se tiene que:

$$Fc = \frac{263,22}{136,4} = 1,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Fd es el cálculo del esfuerzo de dobles se utiliza la ecuación:

$$Fd = \frac{M}{Sw} \longrightarrow \text{Ecuación 4.38}$$



Donde

M es el momento calculado en la sección 4.9.4 $M = 19.184,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Sw es el área de la soldadura y se calcula:

$$b \times d = 4,2\text{mm} \times 68,2\text{mm} = 286,44 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo se tiene que:

$$Fd = \frac{19.184,4 \text{ N}\cdot\text{mm}}{286,44 \text{ mm}^2} = 66,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para el cálculo de esfuerzo de corte horizontal se tiene que:

$$Fs = \frac{V \cdot a \cdot y}{I' \cdot n} \longrightarrow \text{Ecuación 4.39}$$

Donde V es la fuerza horizontal proveniente del actuador 1.0 calculado en la sección 4.9.5

$$V = 643,10 \text{ N}$$

a es el área de la lámina (apéndice II) $a = 226 \text{ mm} \times 55 \text{ mm} = 12.430 \text{ mm}^2$

y es el centroide desplazado y se calcula con la tabla 2



Tabla 2. Datos geométricos de la viga y lámina

	A (mm ²)	Y (mm)	A.Y (mm ³)	A.Y ² (mm ⁴)	(b x d ³)/12
	A	d	M	Ix	Ig
Viga doble T IPN 80	777	0	0	0	9 x 10 ⁶
Lámina 226 x 55 mm	12.430	-139,5	-1.733.985	241 x 10 ⁶	-
Total	13.207	-139,5	-1.733.985	250 x 10 ⁶	

Fuente: Materiales Andinos C.A (Tabla IX-2 Apéndice IX)

$$Y = \frac{\sum M}{\sum A} = \frac{-1.733.985}{13.207} = -131,29 \text{ mm} = 139,5 - 131,29 = 8,21 \text{ mm}$$

I' se calcula aplicando la siguiente ecuación

$$I_n = I_x + I_g - \frac{\sum M^2}{\sum A} = 250 \times 10^6 - \frac{(1.733.985^2)}{13.207} = 22.340.124 \text{ mm}^4$$

Sustituyendo en 4.39 se tiene que:

$$F_s = \frac{643,10 \text{ N} \cdot 12.430 \text{ mm}^2 \cdot 8,21 \text{ mm}}{22.340.124 \cdot 2} = 1,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Sustituyendo en 4.36 se tiene que:

$$F_r = \sqrt{(1,92 + 66,97)^2 + 1,46^2} = 68,90 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Se aplica la siguiente ecuación para determinar la altura mínima

$$W = \frac{F_r}{S_y} \longrightarrow \text{Ecuación 4.40}$$



Donde

Sy es la resistencia a la fluencia del electrodo seleccionado tabla VII-1 apéndice VII

$$S_y = 345 \text{ Mpa}$$

$$W = \frac{68,90 \frac{N}{mm}}{345 \frac{N}{mm^2}} = 0,2 \text{ mm}$$

Este resultado no es extraño ya como se ha venido viendo a lo largo del diseño que los esfuerzos en las soldadura son muy pequeños sin embargo se aplicará lo mínimo estipulado (1/8 pulg.) para las soldaduras estructurales.

4.11 Diseño del sistema de control

La empresa RUDEVECA cuenta con una red de suministro de aire comprimido de 80 psi (6 bar.) lo que permite la colocación de un sistema automatizado neumáticos. En esta sección se hablará del diseño del sistema automatizado necesario para que el rediseño pueda ser aplicable en el proceso de punzonado.

Para resolver el problema de automatización de la máquina se utilizaron tres actuadores neumáticos lineales para realizar los respectivos movimientos de esta, al igual se colocaron dos dispositivos para la detección del aro en las diferentes posiciones.

El proceso empieza con la incorporación del aro en el canal de traslado por un operario, el aro gracias a la fuerza de gravedad es trasladado por el canal hasta llegar al tope de la máquina, un final de carrera (S1) colocado justo antes de llegar al final



CAPÍTULO IV, Desarrollo

del canal es el encargado de activar el sistema un segundo después para que así en el momento en que pase el aro por el dispositivo se active el actuador 1.0 donde este se retraerá a velocidad regulada permitiendo la rotación del canal. Luego un sensor magnético (B1) detecta que el actuador 1.0 se haya retraído completamente, para luego activar el actuador lineal 2 el cual permitirá realizar el traslado del aro a (velocidad regulada) del canal hasta la punzonadora, justo en el momento que el aro se encuentra en la posición deseada un sensor inductivo (B5) desactiva el avance del actuador 2.0 (dejándolo detenido) al mismo tiempo con este mismo final de carrera se activa la válvula 4.1 de la máquina punzonadora permitiendo la extensión del piston hidráulico que realiza el punzonado. Luego de ello es activado de nuevo el actuador 2.0 (tras haber pasado un segundo) para que así se retraiga a máxima velocidad, al mismo tiempo se extiende el actuador 3.0 permitiendo el desplazamiento del aro (ya punzonado) hacia el canal de traslado que se encuentra a un lado del canal, para finalizar el proceso el aro activa un final de carrera (S3) a un lado canal de descarga que permite devolver el actuador 3.0 a y el actuador 1.0 a máxima velocidad para así terminar el proceso.

El sistema propuesto está integrado con un dispositivo que le permite al operario saber si la máquina esta en la posición correcta para colocar el aro en el canal y así iniciar el proceso o si la máquina punzonadora no esta apta para colocar el aro en el canal de traslado. Para ello se utilizó una luz indicadora de color rojo y otro a de color verde que se colocarán justo al lado de donde el operario coloca el aro, indicándole a esté que la máquina no esta en condiciones para recibir el aro (luz verde) o que la máquina no esta en condición para recibir el aro (luz roja).

A continuación en la figura 4.47 se muestra la colocación de los dispositivos anteriormente descritos del rediseño de la máquina.

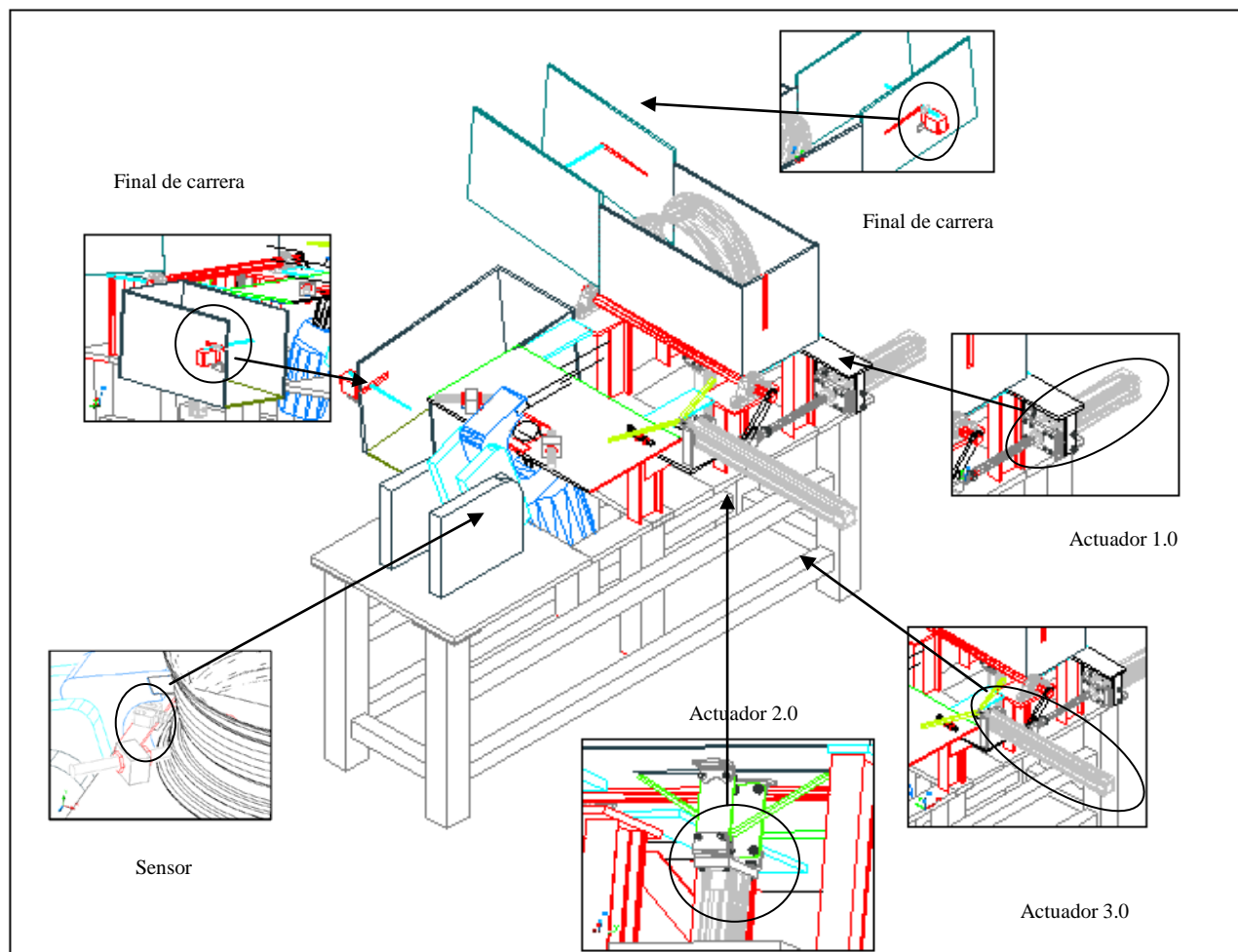


FIGURA 4.47. ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA AUTOMATIZADO



4.11.1 Diagrama de bloques del sistema automatizado

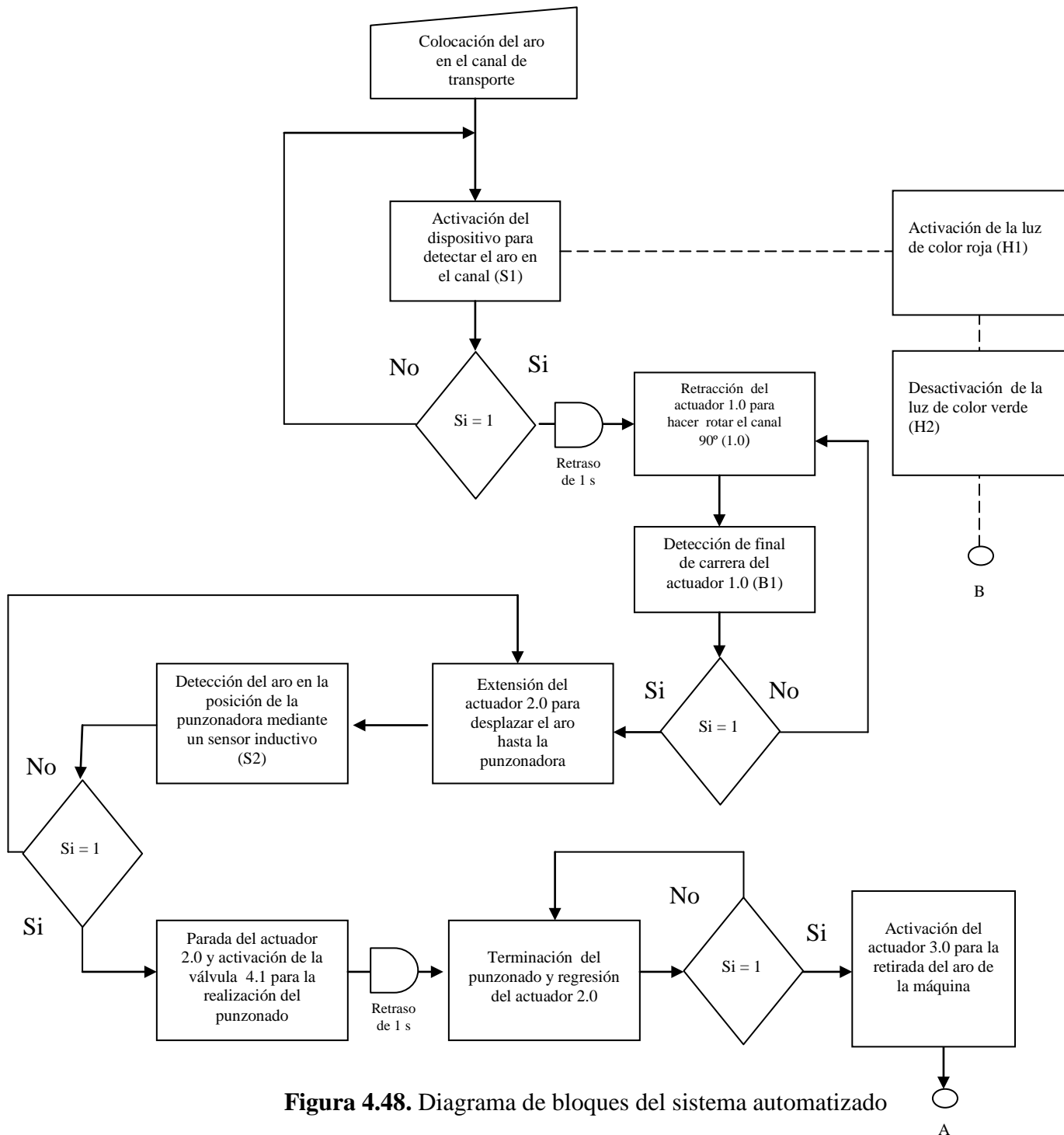


Figura 4.48. Diagrama de bloques del sistema automatizado

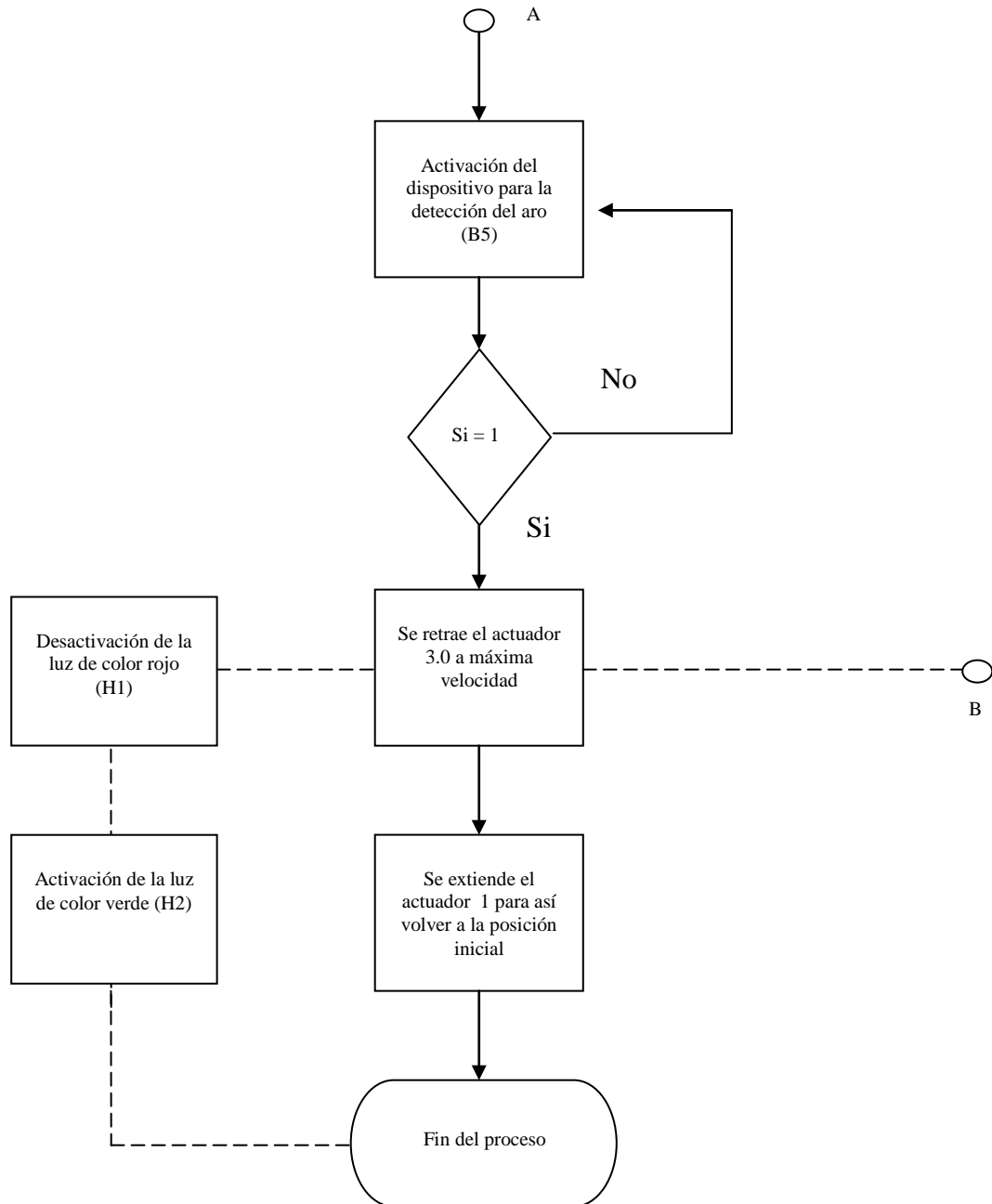


Figura 4.49. Diagrama de bloques del sistema automatizado (Continuación)



4.11.2 Diagrama de Pasos de los Actuadores

En la figura 4.50 se muestra el diagrama de pasos de los actuadores durante el proceso de colocación y punzonado del aro. El actuador P se refiere al actuador que traslada la matriz para la realización del punzonado.

4.11.3 Diagrama de conexiones Neumáticas

En la figura 4.51 siguiente se muestra como se realizo el arreglo del sistema neumático necesario para el funcionamiento del sistema automatizado, al igual se muestra la colocación de las válvulas reguladoras de caudal y de escape rápido



Diagrama de pasos de los actuadores

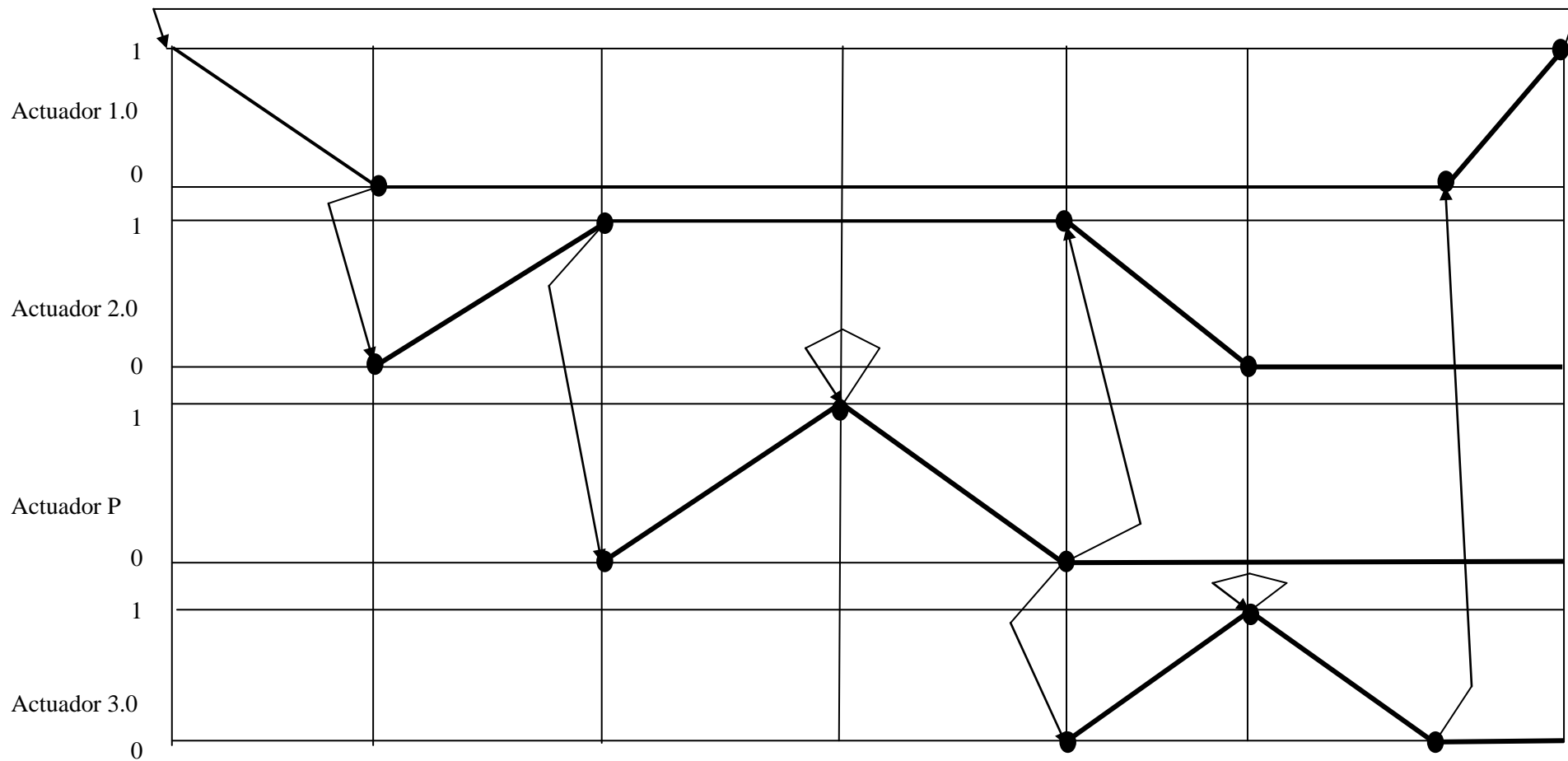


FIGURA 4.50. DIAGRAMA DE PASOS DE LOS ACTUADORES



Diagrama de conexiones neumática

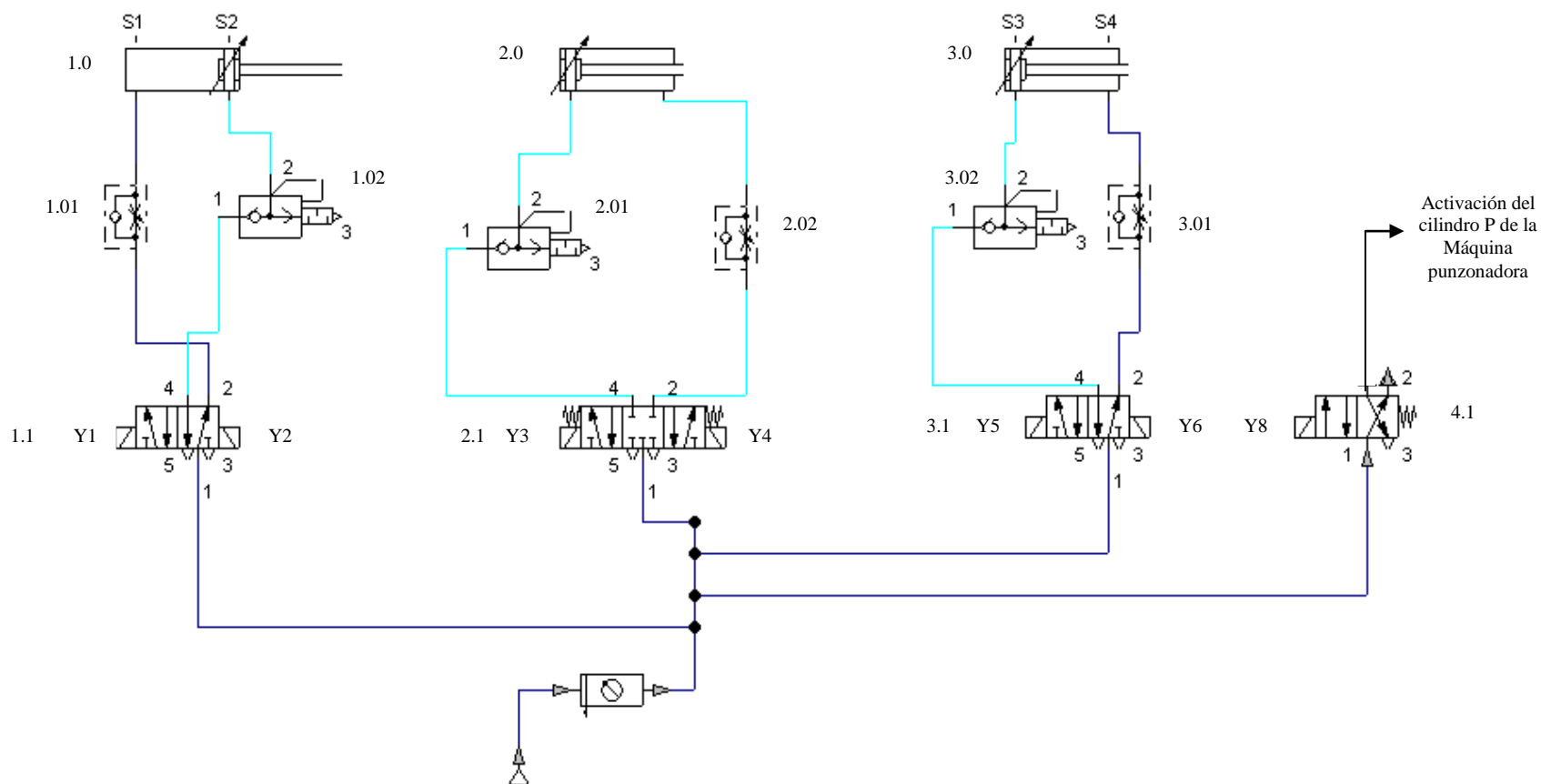


FIGURA 4.51. DIAGRAMA DE CONEXIÓN NEUMÁTICO



4.11.4 Selección de la Lógica de control del sistema automatizado

La empresa RUDEVECA dispone de los recursos económicos para la automatización del proceso. Algunas de sus máquinas emplean controladores lógicos programables (PLC), ya dado que el sistema a automatizar cuenta con un número significativo de entradas y salidas (tabla 2) y sabiendo las ventajas que proporciona el PLC para dichos sistemas es justificada.

Las ventajas primordiales que ofrece un PLC son:

1. Menor tiempo de elaboración de proyectos
2. Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado
3. Mínimo espacio de ocupación
4. Menor costo de mano de obra en la instalación
5. Posibilidad de poder enviar información del proceso que se este controlando mediante otras tecnologías (Ethernet)

La única desventaja que presenta dicho sistema es el costo inicial, sin embargo la empresa puede absorber dichos gastos necesarios por dicha adquisición, dando como resultado la elección de este tipo de sistema de control para el sistema electroneumático



4.11.5 Cuadro de entradas y Salidas del Sistema

En esta sección se muestra la tabla de direccionamiento de las entradas y las salidas al PLC requerido para dicho sistema automatizado.

Tabla 3. Elementos asociados al PLC

Listado de Direcciones			
Elemento	Direccionamiento	Símbolo	Función
Entrada			
Pulsador con retención	-	S01	Activa el sistema
Pulsador con retención	-	S02	Desactiva el sistema
Final de carrera telescópico	I1	S1	Detecta el aro cuando llega al canal
Sensor magnético 1	I2	B1	Detecta el actuador 1 completamente retraído
Sensor magnético 2	I3	B2	Detecta el actuador 1 completamente extendido
Sensor inductivo	I4	B5	Detecta el aro en la posición indicada para el punzonado
Sensor magnético 3	I5	B3	Detecta el actuador 3 completamente retraído
Sensor magnético 4	I6	B4	Detecta el actuador 4 completamente extendido
Final de carrera telescópico	I7	S3	Detecta el aro cuando se encuentra en el canal de descarga
Salida			
Elemento	Direccionamiento	Símbolo	Función
Bobina 1	Q1	Y1	Activa la válvula 1.1 (retrae el actuador 1.0)
Bobina 2	Q2	Y2	Activa la válvula 1.1 (extiende el actuador 1.0)
Bobina 3	Q3	Y3	Activa la válvula 2.1 (extiende el actuador 2.0)
Bobina 4	Q4	Y4	Activa la válvula 2.1 (retrae el actuador 2.0)
Bobina 5	Q5	Y5	Activa la válvula 3.1 (extiende el actuador 3.0)
Bobina 6	Q6	Y6	Activa la válvula 3.1 (retrae el actuador 3.0)
Bobina 7	Q7	Y7	Activa la válvula 4.1 (activa el pistón de la maquina punzonadora)
Lámpara roja	Q8	H1	Activa la lámpara de luz roja
Lámpara verde	Q9	H2	Activa la lámpara de luz verde

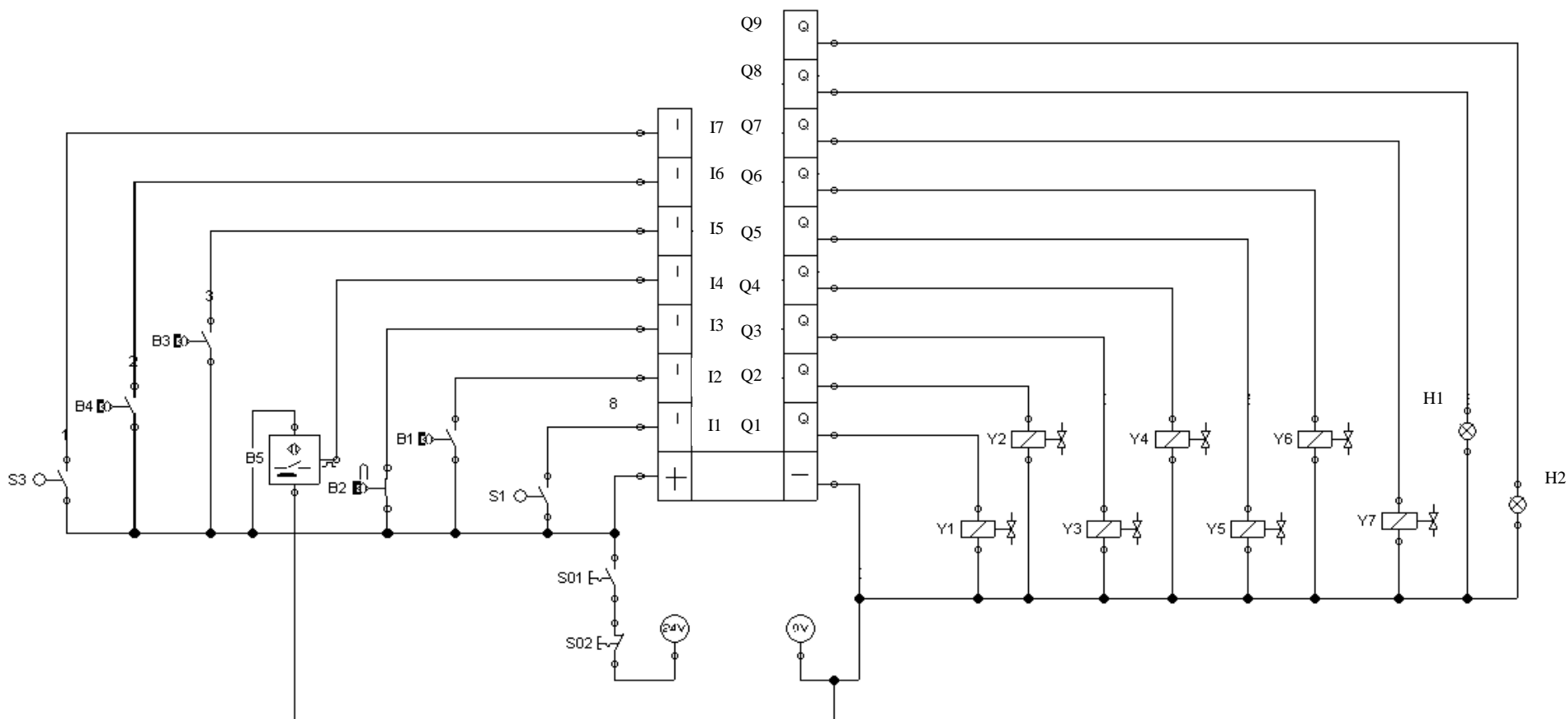


CAPÍTULO IV, Desarrollo

En la figura 4.52 se muestra de manera esquematizada la colocación de cada elemento con el PLC



FIGURA 4.52 ESQUEMA DE CONEXIÓN DEL PLC





4.11.6 Diagrama de escalera

A continuación se presenta el esquema del diagrama de escalera (figura 4.53) que sería necesario para que el PLC controle los diferentes elementos actuadores y de señal de salida. Donde se observa que:

I representa la señal de entrada

Q representa la señal de salida

M representa los Bits interno que posee el PLC seleccionado.

Como se observa en el diagrama de escalera el PLC tiene que poseer las siguientes especificaciones como mínimo para así cumplir con el control de la máquina punzonadora.

- 8 bits internos para el control.
- 2 bloques de funciones especiales (temporizadores)
- 7 entradas digitales 24 VDC.
- 9 salidas Rele.

Se seleccionó el tipo de salida relé ya que nos brinda una buena capacidad de conmutación al recibir la señal. Para la selección del PLC es necesario que el autómatas pueda cumplir con dichas especificaciones, para este proyecto se seleccionó un PLC de la marca comercial FESTO modelo comercial **FEC-FC600-FST** el cual cumple con los requerimiento solicitados para poder realizar el proceso automatizado. En el apéndice XI se puede observar la hoja de datos de dicho PLC.

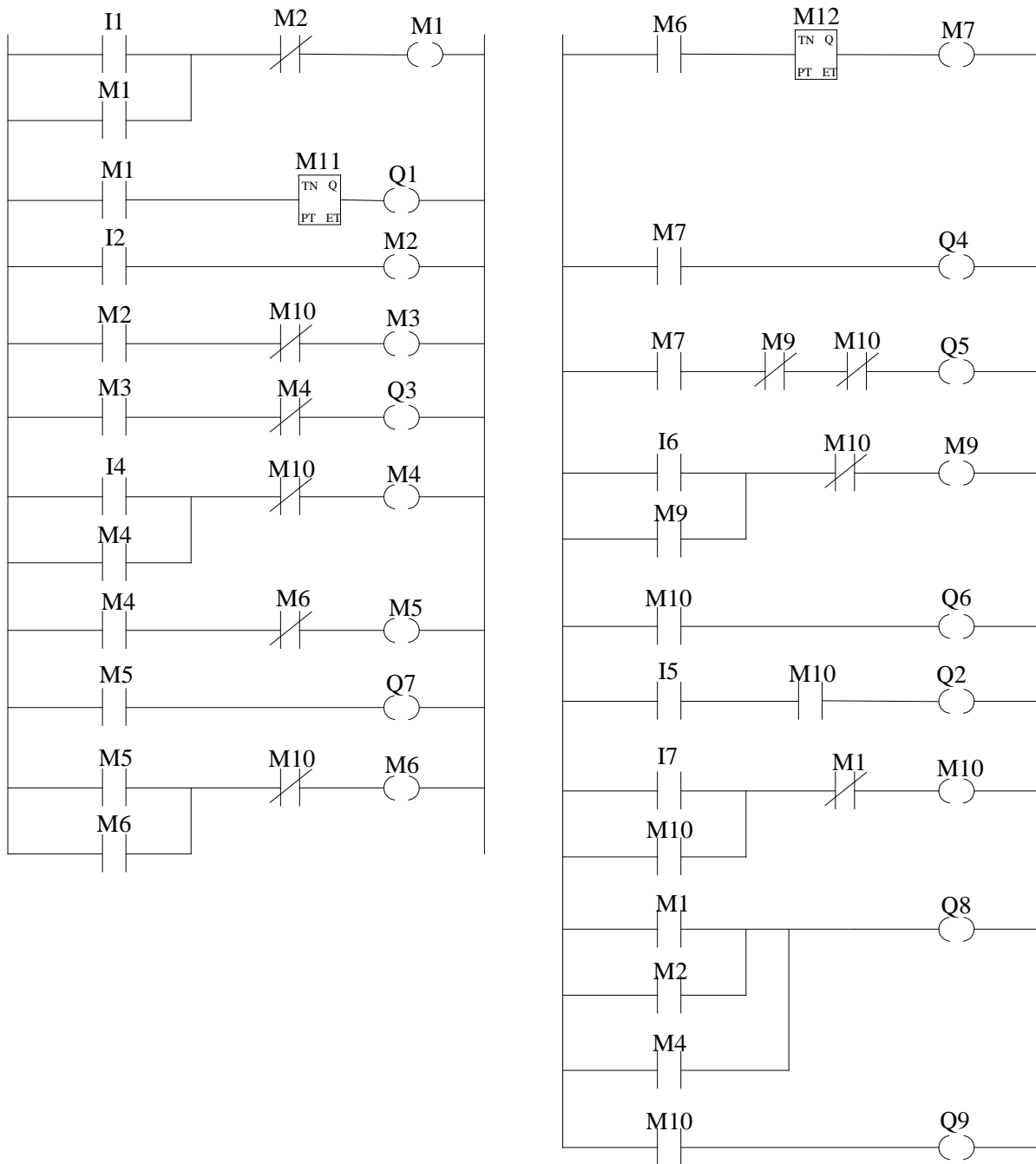


FIGURA 4.53 DIAGRAMA DE ESCALERA



4.12 Selección de los Elementos que conforman el sistema automatizado.

A continuación se presentarán los diferentes elementos Neumáticos y eléctricos que conforman el sistema automatizado. La marca comercial considerada para la adquisición de los elementos neumáticos fue FESTO ya que dicha empresa cumple con las especificaciones de calidad exigida por RUDEVECA además de que la empresa ha venido trabajando con los productos de dicha marca comercial. En el apéndice XI se pueden observar la hoja de datos de cada elemento seleccionado.

4.12.1 Actuadores

La consideración primordial para la selección de los actuadores fue la fuerza que dichos elementos necesitan para realizar la tarea que les fue dada. Sin embargo hay que destacar que existen otros esfuerzos a los cuales hay que hacer referencia a la hora de la selección para el rediseño como la fuerza transversal que actúa en el actuador 1.0 para poder desplazarse. Tomando en cuenta dichos esfuerzo se determinó el diámetro mínimo de cada uno de los actuadores involucrados en el proceso. En la tabla 4 se puede observar la selección de los actuadores la cual fue realizada gracias a los cálculos para la selección de estos, donde se consideró la presión y fuerza de trabajo obtenidos del apéndice X.

**Tabla 4.** Actuadores Neumáticos.

Actuador	Modelo comercial (Apéndice XI)	Diámetro	Carrera
Actuador 1.0	DNCB – 50 – 200 – PPV- A	50	200
Actuador 2.0	DNC – 32 – 320 – PPV – A	32	320
Actuador 3.0	DNC – 32 – 460 – PPV – A	32	460

Fuente: FESTO C.A

4.12.2 Elementos de fijación de los actuadores

Estos elementos tienen como objetivo la fijación del actuador con la estructura de la máquina puzonadora. Dicho elementos son seleccionados dependiendo del modelo y de las medidas geométricas del actuador. A continuación se muestra la tabla 5 que presenta los diferentes elementos que fueron necesarios para la fijación de los actuadores.

Tabla 5. Fijaciones para los actuadores

Fijación	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
Brida de fijación (actuador 1.0)	FNC-50	1
Pie de fijación (actuador 1.0)	HNC-50	1
Brida de fijación (actuador 2.0)	FNC-32	1
Pie de fijación (actuador 2.0)	HNC-32	1
Pie de fijación (actuador 3.0)	HNC-32	1

Fuente: FESTO C.A.



4.12.3 Válvula de reguladora de caudal.

Esta válvula es la encargada de regular la velocidad a la cual los actuadores se desplazan como se puede observar en la figura 4.46 se colocaron tres válvulas reguladoras de caudal en cada uno de los actuadores. La selección de la válvula se realizó dependiendo del diámetro del vástago del actuador. En la tabla 6 se muestran los modelos comerciales de cada válvula reguladora

Tabla 6. Válvulas reguladoras de caudal.

Válvula reguladora	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
1.01	GRLA-1/4-QS-6-RS-D	1
2.02	GRLA-1/8-QS-4-RS-D	2

Fuente: FESTO C.A

4.12.4 Válvula de escape rápido

Esta válvula se encarga de permitir el escape rápido del aire que se encuentra almacenado en el actuador. La tarea de la válvula es la de permitir el desplazamiento lo más rápido posible del actuador. En la figura 4.46 se observan el número y la colocación de dichas válvulas y en la tabla 7 se muestran los modelos comerciales.

Tabla 7. Válvulas de escape rápido

Válvula escape rápido	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
1.02	SEU-1/4	1
2.01 y 3.01	SEU-1/8	2

Fuente: FESTO C.A



4.12.5 Válvulas

Para la selección de las válvulas se tomó en consideración el caudal que manejaría cada uno de los actuadores. Para los actuadores 1 y 3 se seleccionaron válvulas 5/2 vías de accionamiento eléctrico y para el actuador 2.0 se seleccionó una 5/3 vías igual de accionamiento eléctrico ya que dicho actuador tiene que detenerse en el momento en que el aro haga contacto con el final de carrera T3. En la tabla 8 se muestra la selección de las válvulas la cual fue realizada gracias a los cálculos hechos en el apéndice X.

Tabla 8. Válvulas

Válvula	Modelo comercial (apéndice XI)
1.1	JMFH-5-1/4-B
2.1	JMFH-5/3G-1/8-B
3.1	JMFH-5-1/8-B

Fuente: FESTO C.A

4.12.6 Bobinas de la electroválvula.

Estos elementos son los encargados de cambiar de estado las válvulas al recibir una señal eléctrica que energiza una bobina. Para dicho proyecto se seleccionaron bobinas de tipo **MSFG-24DC/42AC-DC** ya que cumplen con las especificaciones de las válvulas al igual que son capaces de trabajar a 24 V DC, en la figura 4.51 se pueden observar la cantidad necesaria para este proyecto (6).



4.12.7 Conectores Rápido

Los conectores son los elementos que se encargan de unir la manguera de alimentación con las válvulas y actuadores. Para este proyecto se utilizaron conectores rápidos para así asegurar una buena unión entre las partes, además de ello se seleccionó unas adaptaciones para que los elementos puedan cambiar de diámetro y así poder ahorrar la mayor cantidad de aire comprimido posible.

Tabla 9. Conectores seleccionados

Conector rápido para	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
Actuador 1.0	QS-1/4-6	3
Actuador 2.0 y 3.0	QS-1/8-6	6

Fuente: FESTO C.A

4.12.8 Silenciadores

Estos elementos son los encargados de disminuir el ruido proveniente del escape producido de las válvulas. Su selección se realizó considerando el diámetro de escape de la válvula a la cual se iba a colocar el silenciador. En la tabla 10 se puede observar la cantidad al igual que el modelo comercial seleccionado. En el apéndice XI se puede observar con mayor detalle la hoja de especificaciones.



Tabla 10. Silenciadores

Silenciador	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
Para válvula 1.2	U-1/4B	2
Para válvulas 2.1 y 3.1	U-1/8B	4

Fuente: FESTO C.A

4.12.9 Placa de alimentación y fijación para las Válvulas.

La placa de alimentación se trata de un elemento que se encarga de sostener las válvulas así como conectar la tubería de alimentación. Para este proyecto se seleccionaron dos tipos distintos de placa una para la válvula de ¼ diámetro y la otra para las dos válvulas de 1/8 de diámetro. La placa seleccionada viene además con el kit de fijación tanto de la placa como de las válvulas.

Tabla 11. Placas de alimentación seleccionadas

Placa de alimentación	Modelo comercial (apéndice XI)	Cantidad
Para válvula 1.1	PAL-1/4-2-B	1
Para válvulas 2.1 y 3.1	PAL-1/8-2-B	1

Fuente: FESTO C.A

Además de ello se tiene que adquirir una placa ciega para la placa PAL-1/4-2-B ya que en dicha placa solo se va a colocar una sola válvula. Para dicho caso el modelo comercial fue PRSB-1/4-B



4.12.10 Tubos flexibles.

Para la selección de los tubos que se encargan del traslado del aire se tuvo en cuenta la presión de trabajo (6 bar) y la temperatura de ambiente (25 C). Con dicha información se seleccionó el tipo de tubo flexible **PUM-H-6x1** ya que cumple con las exigencias planteadas, además de ser flexible (apéndice XI)

4.12.11 Sensores magnéticos.

Estos elementos son los encargados de detectar la posición en la que se encuentran los vástagos de los actuadores para este proyecto se seleccionó el sensor magnético modelo comercial **SME-8-K-2-LED-230** de dos hilos normalmente abierto con una tensión de trabajo de 24V DC dicho elemento tiene la ventaja de poder adaptarse al actuador sin necesidad de colocar algún elemento de fijación. En el apéndice XI se puede observar los datos técnicos de dicho elemento.

4.12.12 Final de carrera tipo antena (T1 y T3).

Este dispositivo tiene como función la de detectar el aro justo en el momento que va a entrar a la máquina y cuando se encuentra en el canal de descarga. Se seleccionó dicho dispositivo por la capacidad que tiene de ser accionado a distancia para así poder asegurar el accionamiento del dispositivo. Para la selección de dicho elemento se seleccionó la marca Allen Bradley por lo compacto del dispositivo al igual que la capacidad de alargamiento de la antena para la detección del aro y por la calidad y confiabilidad que el ofrece su producto, además de la disponibilidad de estos elementos en el mercado nacional. En el apéndice XI se puede observar la hoja técnica del dispositivo al igual que en la figura 4.47 se puede observar su colocación en la máquina punzonadora.



4.12.13 Sensor inductivo (T2)

Dicho elemento es el encargado de detectar que el aro se encuentra en posición correcta para realizar el punzonado. Para este caso se utilizó un sensor inductivo ya que los aros son de acero. La capacidad de conmutar del sensor es de una distancia de detección normalizada de 2 mm. Dicho elemento fue seleccionado de la marca FESTO el cual su modelo comercial fue el **SIEM-M5B-PS-K-L** donde en el apéndice XI se puede observar la hoja de especificaciones. En la figura 4.54 se puede observar su colocación en la máquina punzonadora.

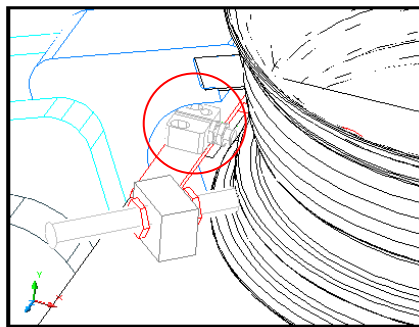


FIGURA 4.54. COLOCACIÓN DEL SENSOR INDUCTIVO

4.12.14 Pulsadores. (T01, T02)

Estos dispositivos tienen como función la activación del suministro de energía a tanto al circuito eléctrico como al PLC. La marca comercial de los dispositivos es Schneider Electric. Modelo KR1GH5 para T01 y el KR1RH6 para el T02 ya que son compactos, sencillos de colocar además de poder ofrecer dos colores de identificación para el operario, dichos elementos se colocaran cerca de la persona que se encarga de colocar el aro en el canal. En el apéndice XI se encuentra la hoja de datos de estos elementos.



4.12.15 Luz indicadora (L1, L2)

Estos dispositivos son los encargados de avisar al operador que coloca el aro en el canal que la máquina esta en posición para recibir dicho elemento. Estos dispositivos estarán colocados a un lado del canal para permitir que el operario pueda percatarse primero de que la luz se encuentra de color verde para así colocar el aro en el canal. Las luces indicadoras seleccionadas son de la marca Shenider Electric ya que se pueden activar a una tensión de 24V DC además de ser un elemento compacto y sencillo de instalar.



4.13 Estudio de la Factibilidad económica.

En esta sección se realiza la evaluación económica de la implementación de la solución propuesta contra el sistema manual que está actualmente en uso, para así conocer finalmente la factibilidad económica del sistema diseñado. La realización del análisis comprendió las siguientes fases:

- En primer lugar se realizó la búsqueda de cotizaciones para así poder determinar la inversión inicial requerida para la realización del rediseño.
- Luego se determinó la estructura de costo que existe actualmente conforme a la máquina punzonadora, la cual se puede referir al costo asociado al personal que trabaja en dicha máquina (operario).
- Se realizó el estudio económico empleando el modelo de tiempo de pago de la inversión inicial tomando en cuenta la reducción de costo que existe gracias a la reubicación del operario de la máquina punzonadora.



4.13.1 Consideraciones en la evaluación de costo

- Se estimó un tiempo de vida útil del proyecto de 4 años
- Se realizó la esquematización de los flujos monetarios asociados en una escala de tiempo.
- En la evaluación económica se tomó en cuenta solo el costo representado por el operario en la máquina punzonadora, el cual se utilizara como el flujo monetario para recuperar la inversión inicial.

4.13.2 Inversión inicial para el rediseño de la máquina puzonadora.

En esta sección se determinó la inversión necesaria para la realización del rediseño, para ello se realizó diferentes tablas (tabla 12, tabla 13, tabla 14, tabla 15 y tabla 16) mostrando los diferentes precios por renglón.



CAPÍTULO IV, Desarrollo

Tabla 12. Listado de Precios del sistema neumático, PLC y sensores

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO (Bs/unid)	CANTIDAD	TOTAL (Bs)
1	Electrovalvula JMFH-5-1/4 B	579.360,00	1	579.360,00
2	Electrovalvula JMFH-5/3G-1/8 B	674.220,00	1	674.220,00
3	Electrovalvula JMFH-5-1/8 B	524.280,00	1	524.280,00
4	BOB. Magnetica MSFG-24DC/42AC	81.090,00	6	486.540,00
5	Silenciador U-1/8 B	38.505,00	4	154.020,00
6	Silenciador U-1/4 B	41.055,00	2	82.110,00
7	Regulador de caudal GRLA-1/4-QS-6-RS-B	72.930,00	1	72.930,00
8	Regulador de caudal GRLA-1/8-QS-6-RS-B	65.790,00	1	65.790,00
9	Racor rapido QS-1/4-6	7.803,00	3	23.409,00
10	Racor rapido QS-1/8-6	6.681,00	6	40.086,00
11	Sensor electrico SME-8K-LED-230	118.320,00	4	473.280,00
12	Base electrovalvula PAL-1/8-2-B	147.390,00	1	147.390,00
13	Base electrovalvula PAL-1/4-2-B	185.640,00	1	185.640,00
14	Placa ciega	36.975,00	1	36.975,00
15	Tubo Flexible Pun-6x1	4.182,00	5	20.910,00
16	Horquilla SG-M 16X1,5	56.640,00	1	56.640,00
17	Fijacion FNC-50	84.660,00	1	84.660,00
18	Fijacion FNC-32	67.830,00	1	67.830,00
19	Fijacion HNC-50	58.140,00	1	58.140,00
20	Fijacion HNC-32	46.665,00	1	46.665,00
21	Cilindro doble efec DNCB-50-200-PPV-A	507.960,00	1	507.960,00
22	Cilindro doble efec DNC-32-320-PPV-A	468.690,00	1	468.690,00
23	Cilindro doble efec DNC-32-460-PPV-A	508.011,00	1	508.011,00
24	Fuente de alimentacion E.IPC-PSE3	1.403.520,00	1	1.403.520,00
25	Sensor inductivo SIEM-M12-NS-S-L	196.350,00	1	196.350,00
26	Soporte sensor SIEZ-B-12	39.015,00	1	39.015,00
27	PLC FEC FC600-FST	2.548.980,00	1	2.548.980,00
	Sub total			9.553.401,00
	IVA 9.00 %			859.806,09
	Total			10.413.207,09

Fuente: FESTO C.A



CAPÍTULO IV, Desarrollo

Tabla 13. Listado de precios de los Finales de carrera, pulsadores y luz

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO (Bs/unid)	CANTIDAD	TOTAL (Bs)
1	Final de Carrera tipo antena	85.000,00	2	170.000,00
2	Base final de carrera	5.000,00	2	10.000,00
3	Pulsador C/R	15.000,00	2	30.000,00
4	Luz indicadora	20.000,00	2	40.000,00
	Sub total			250.000,00
	IVA 9,00 %			22.500,00
	Total			272.500,00

Fuente: SEQUIN Valencia C.A

Tabla 14. Listado de precios de los Rodamientos

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO (Bs/unid)	CANTIDAD	TOTAL (Bs)
1	Chumacera puente	46.788,99	2	93.577,98
2	Chumacera repuesto	36.697,25	2	73.394,50
	Sub total			166.972,48
	IVA 9,00 %			15.027,52
	Total			182.000,00

Fuente: Bearing Valencia C.A

Tabla 15. Listado de precios de las Vigas

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO (Bs/12 mts)	CANTIDAD (mts)	TOTAL (Bs)
1	Vigas IPN 80 x 6 m	189.743,12	6	94.871,56
2	Corte Varios	8.550,00	6	51.300,00
	Sub total			146.171,56
	IVA 9,00 %			13.155,44
	Total			159.327,00

Fuente: PRECA C.A

Tabla 16. Listado de Mano de obra y trabajos Metalmecánicos

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL (Bs)
1	Mano de obra	641.071,00	2 operarios	1.282.142,00
2	Corte, Torneado, Fresado, Taladrado	1.550.000,00	1	1.550.000,00
3	Soldadura	1.200.000,00	1	1.200.000,00
	Total			4.032.142,00

Fuente: RUDEVECA



Ahora se procederá a calcular el total de la inversión inicial mediante la suma del total de la tabla 12, tabla 13, tabla 14, tabla 15 y tabla 16.

Tabla 17. Total de la inversión

Tabla	Total (Bs)
Tabla 11	10.413.207,09
Tabla 12	272.500,00
Tabla 13	182.000,00
Tabla 14	159.327,00
Tabla 15	4.032.142,00
Total	15.059.176,09

4.13.3 Costos asociados al sistema actual.

En esta sección se calculará el costo que representa el operario en la máquina punzonadora para ello se solicitó la información al departamento de recursos humanos de RUDEVECA para así el sueldo actual del personal que opera la máquina punzonadora, al igual que el paquete económico anual de dicho operario. En la tabla 18 se muestran los resultados.

Tabla 18. Costos asociados por el operario

Item	Cantidad (Bs)	Cantidad de veces por año	Total anual (Bs/año)
Sueldo Mensual	614.790,00	12	7.377.480,00
Vacaciones	614.790,00	1	614.790,00
Utilidades	1.229.580,00	1	1.229.580,00
HCM	1.800.000,00	1	1.800.000,00
Total			11.021.850,00

Fuente: RUDEVECA



4.13.4 Cálculo del tiempo de pago

En esta sección se determina el tiempo de pago requerido para que los flujos monetarios recuperen la inversión inicial a una tasa de rendimiento igual a cero. Para el cálculo se procedió a realizar la línea de tiempo mostrando la inversión inicial y el flujo de monetario que permitirá ir amortizando dicha inversión.

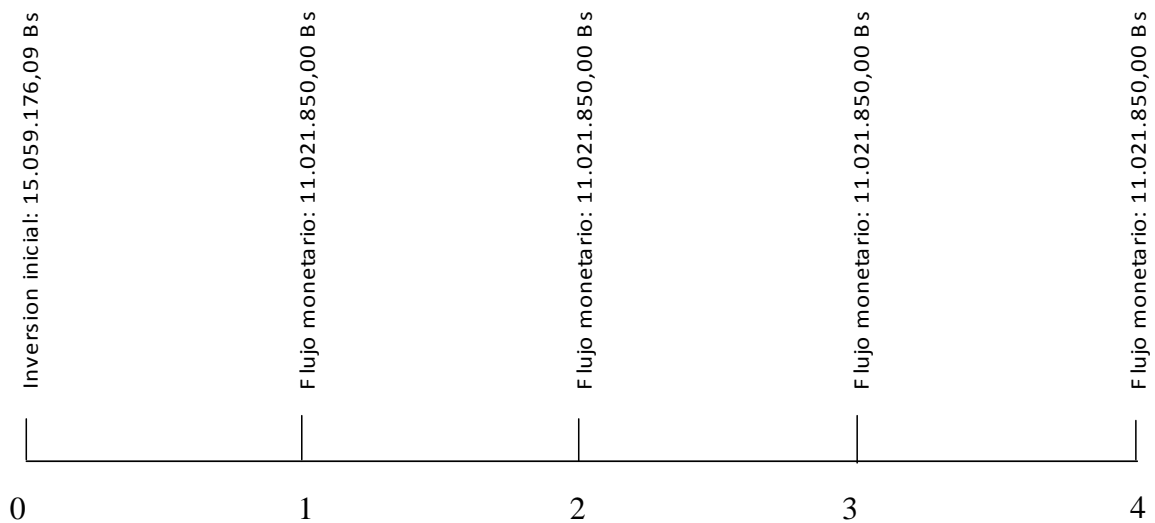


FIGURA 4.51. LÍNEA DE TIEMPO DEL FLUJO MONETARIO

Para el cálculo del tiempo de pago se utilizará la ecuación 4.21 de Evaluación de Proyecto de Inversión de Venturina Guerra.

$$-II + \sum_{T=1}^R Ft = 0 \longrightarrow \text{Ecuación 4.41}$$

Donde:

II es la inversión inicial (15.059.176,09 Bs.)

Ft es el flujo anual (11.021.850,00 Bs.)



CAPÍTULO IV, Desarrollo

R es el tiempo máximo estipulado para la recuperación de la inversión (4 años)

T es el año de estudio.

Al observar que el flujo monetario es el mismo año a año se puede colocar la ecuación 4.41 de la siguiente manera

$$n = \frac{I}{Ft}$$

Donde:

n es el punto donde la inversión inicial es cancelada por completo.

$$n = \frac{15.059.176,09Bs}{11.021.850,00Bs/año} = 1.36años \approx 17 \text{ meses}$$

En conclusión se necesitarán aproximadamente 17 meses para la cancelación total de la inversión inicial generada por el rediseño de la máquina puzonadora lo cual representa un lapso adecuado en base a la vida útil del proyecto.



CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

Con la implementación del sistema diseñado dentro de la línea de producción se pretende mejorar la eficiencia de realización del agujero de la válvula del neumático en la rueda de acero ya que se disminuirá el esfuerzo realizado por parte del personal que realiza dicho proceso.

Debido a los altos valores de los factores de seguridad dados en los diferentes elementos diseñados, el rediseño podrá ser confiable en cuanto a fallas se refiere, debido a esto se puede decir que la estructura presenta un diseño robusto y confiable.

En comparación con el sistema actual, el diseño propuesto brinda la ventaja de poder reubicar el operario que se encuentra en la máquina, permitiendo así la incorporación de otra persona en otro proceso o puesto de trabajo para así mejorar la eficiencia en el proceso de fabricación de la rueda de acero.

En razón de la versatilidad de las funciones y tareas definidas del nuevo sistema, estas se plantean de forma práctica y sencilla, permitiendo que los elementos mecánicos, sistemas neumáticos y eléctricos involucrados sean de fácil construcción y adquisición en el mercado nacional, además de que la frecuencia de mantenimiento corresponda con las condiciones de producción dados por la empresa.

El estudio económico realizado determinó la rentabilidad del proyecto establecido como inversión inicial la cantidad de 15.059.176.09 Bs. monto que de implementarse en la propuesta se recuperara en un lapso no mayor de 17 meses lo que representa un moderado reingreso de la inversión tomando en cuenta los períodos de estudio.



CAPÍTULO V, Conclusiones

Con la automatización de la máquina punzonadora y del proceso de punzonado se incrementará la eficiencia y el nivel tecnológico de la línea de producción del aro de acero, reduciendo el tiempo improductivo, los riesgos de accidentes, mejorando la calidad del trabajo y elevando la competitividad de la empresa en el mercado.



RECOMENDACIONES

La máquina punzonadora tiene que ser alimentada por aros de acero mediante un operario el cual se encuentra colocando los aros al inicio del canal de traslado, se recomienda que para seguir optimizando el proceso y así automatizar por completo el sistema se diseñe un sistema para la colocación de los aros en el canal de traslado.

De implementarse esta propuesta, la construcción de la misma debe ser realizada basada en las especificaciones de diseño de los elementos mecánicos, sistemas neumáticos y eléctricos descritos anteriormente tomando en cuenta los planos y hoja de datos planteados.

Se recomienda disponer de un plan de mantenimiento preventivo para cada uno de los sistemas diseñados, abarcando desde un chequeo del sistema neumático y eléctrico, hasta la lubricación necesaria de los sistemas mecánicos y demás elementos seleccionados en la propuesta.

Mediante ayuda visual y apoyo técnico debe proporcionarse una inducción al operario que coloca el aro en el canal de traslado, informarle como es la colocación del aro, sistema de encendido e información de las luces indicadoras.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Arias, F. 1997. El proyecto de investigación. Segunda edición. Caracas. Editorial Episteme
2. Hudson, R. 1976. Manual del ingeniero. Primera edición. México. Editorial Limusa
3. Ibañes, F. 2001. Problemas de resistencia de materiales. Primera edición. Carabobo. Publicaciones ingeniería UC
4. Norton, R. L. 1999. Diseño de máquina. Primera edición. México. Editorial Prentice Hall
5. Popov, E. P. 1978. Introducción a la mecánica de sólidos. Primera edición. México. Editorial Limusa
6. Sears, F y Zemansky M. 1985. Física. Tercera edición. Madrid. Editorial Aguilar S.A
7. Shigley, J. E. 2000. Diseño de elementos de máquina. Novena edición. México. Editorial McGraw-Hill
8. Venturina, G. y otros. (2003). Evaluación de proyectos de inversión. Segunda edición. Carabobo. Universidad de Carabobo

Paginas Web consultadas.

Festo C.A de Venezuela (2007). (On-line)



Disponible en: <http://www.festo.com.ve>

Allen Bradley de Venezuela (2007) (On-line)

Disponible en: <http://www.ab.com.ve>

SKF de Venezuela (2007) (On-line)

Disponible en: <http://www.skf.com.ve>

Enciclopedia virtual Wikipedia

Disponible en: <http://www.wikipedia.com>

Materiales andinos (2005)

Disponible en: www.materialesandinos.com

Schneider Electric (2007)

Disponible en: www.selectric.com

APÉNDICE I

Normas para la elaboración y revisión del agujero válvula del aro

NOTES PERTAINING TO RIM INSPECTION (continued)

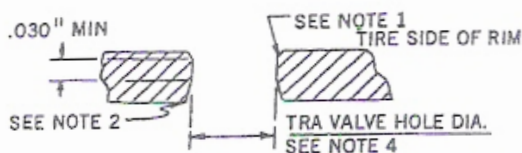
SIDE RINGS (continued)

Split Type –

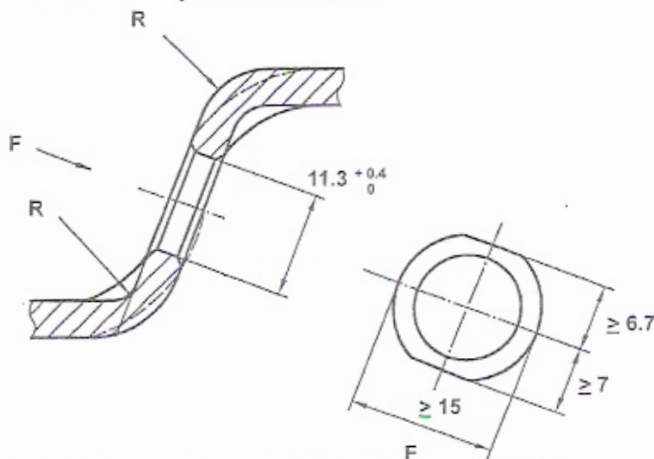
1. Standard tolerance, the same as the endless type.
2. The misalignment of the ends of unused split side rings must not exceed 1/32" when the rings are in the assembled positions.
3. Openings between end of split side rings must not be less than 3/32" except where the ring design calls for an abutting condition, or more than 5/16" after ring is seated-in during operation.

RIM HOLES FOR VALVES

1. The edges of holes, on the tire side of rim, shall be rounded or chamfered.
2. The hole edges, on the wheel side of rim, shall be free from any burrs that can damage the valve.
3. To provide for adequate sealing for tubeless tire rim valves, an unbroken smooth inside surface of holes having at least .030" min. or 25% of rim thickness, whichever is greater, shall be maintained. See drawing below:

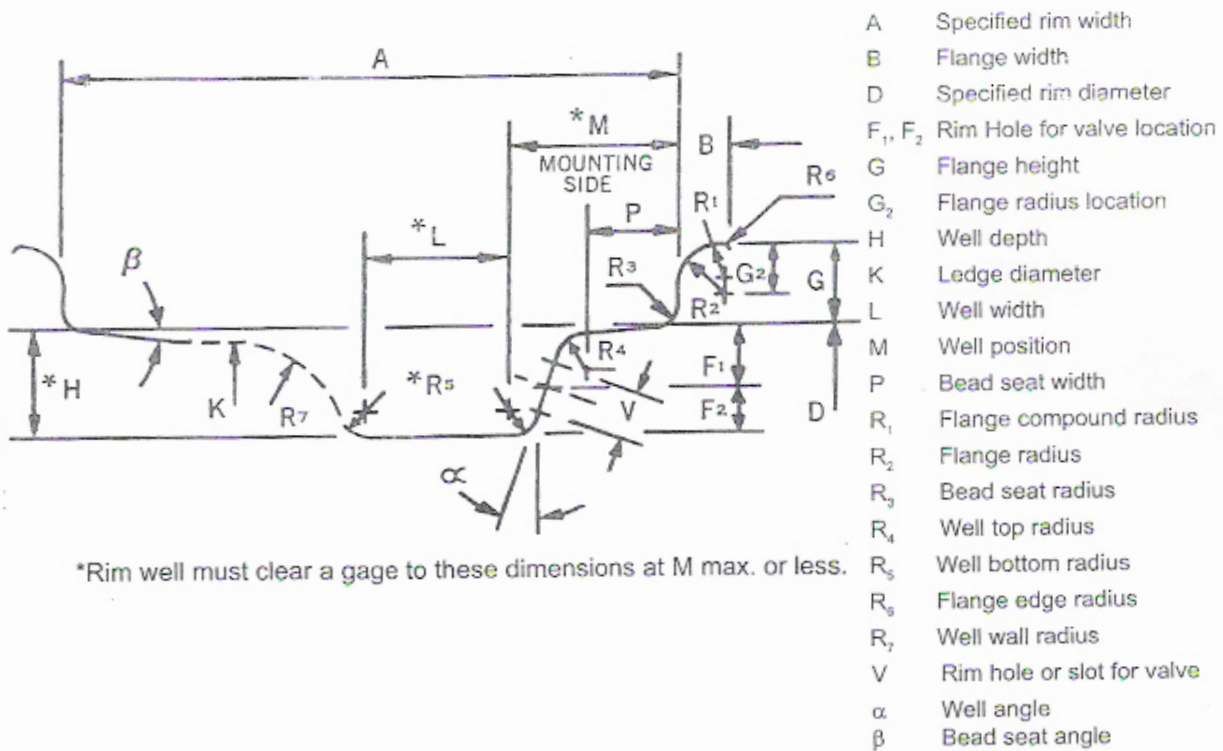


4. Holes shall be round within established diameter limits measured in any direction for applications above 65 psi.
5. For clamp-in type valves, the angle of embossing is to be such as to position the valve to make the tip end accessible for inflating and checking inflation pressure in dual assemblies with present servicing equipment in the field.
6. For clamp-in type valves, the following is applicable:
 - For the 9.7mm (.382/.394 in.) diameter hole, a concentric embossing on the tire side with 7.0 mm (.275 in.) greater diameter than the hole is mandatory.
 - For the 15.7 MM (.618/.633 in.) diameter hole, a concentric embossing on the tire side with 3.2 mm (.125 in.) greater diameter than the hole is mandatory.
 - For the 11.3 mm (.445/.461 in.) diameter hole, a minimum embossing on the side of the hole is mandatory as shown below:

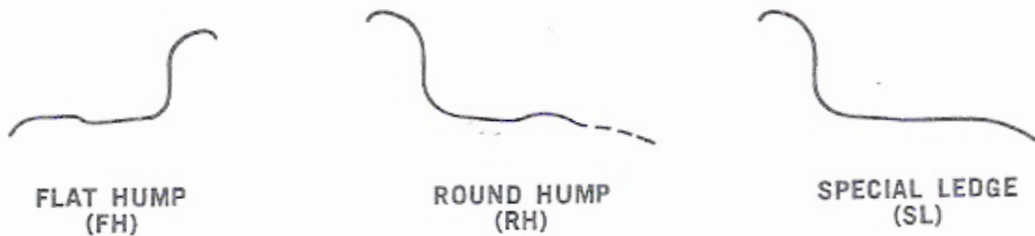


Nota 1. Parámetros del agujero de válvula del neumático (Fuente: Norma de la asociación de cauchos y ruedas año 2005)

TIRE AND RIM ASSOCIATION STANDARD CONTOUR SYMBOLS AND NOMENCLATURE



OPTIONAL BEAD SEAT PROFILES



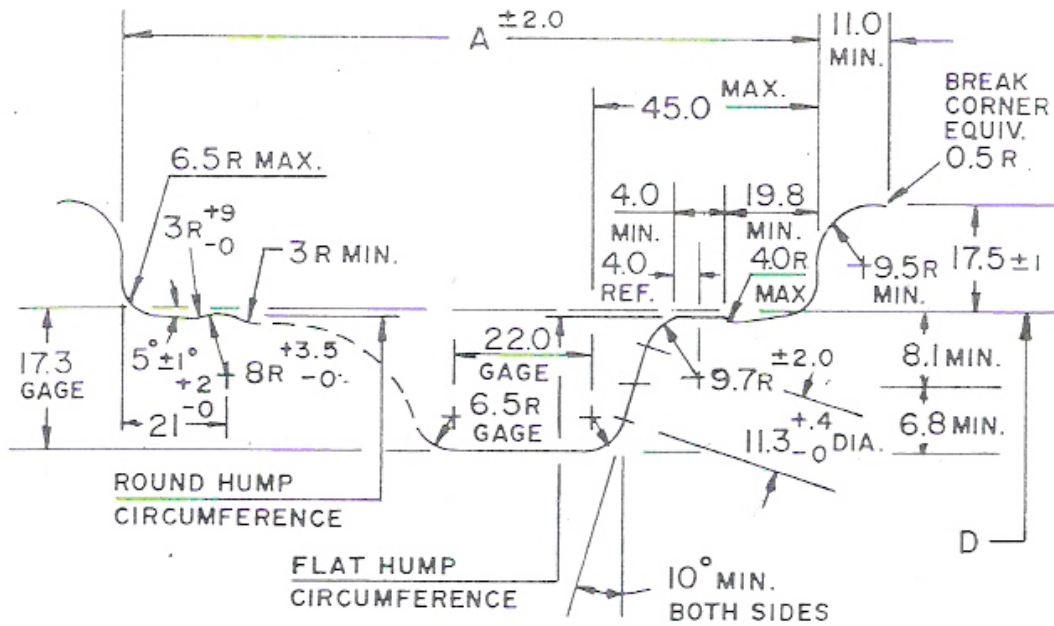
- NOTES 1: See pages 8-58 thru 8-68 for inspection procedures and information.
 2: See page XVI for Rim Nomenclature definitions.
 3: All TRA rim dimensions are applicable to the tire side of the rim.

Nota 2. Símbolos y nomenclaturas para los perfiles del aro (Fuente: Norma de la asociación de cauchos y ruedas año 2005)

**5° DROP CENTER RIM CONTOURS
J(ISO) CONTOUR
FOR 14, 15, 16, 17, 18, 19 AND 20 RIM DIAMETER CODES
TIRE AND RIM ASSOCIATION STANDARD**

DIMENSIONS
IN MILLIMETERS

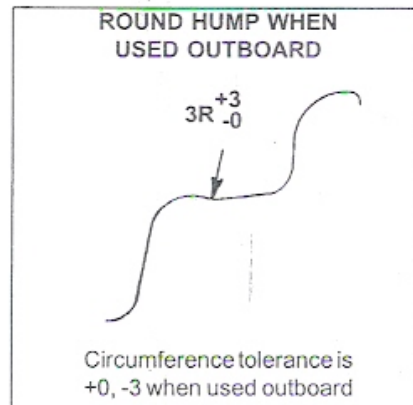
MOUNTING SIDE



BEAD SEAT COMBINATIONS

CONFIGURATION	INBOARD	OUTBOARD
STANDARD	ROUND	FLAT
OPTIONAL	ROUND	ROUND
OPTIONAL	NONE	FLAT
OPTIONAL	NONE	ROUND

See pages 8-09 and S-08 for additional bead seat contours.



Rim Contour	A
4 1/2J	114.5
5J	127.0
5 1/2J	140.0
6J	152.5
6 1/2 J	165.0
7J	178.0
7 1/2J	190.5
8J	203.0
8 1/2J	216.0
9J	228.5
9 1/2J	241.5
10J	254.0
11J	279.5
12J	305.0

Rim Diameter Code	Specified Rim Diameter (D) ±0.4	Circumference	
		Flat Hump +0, -3	Round Hump +0, -5
14	354.8	1114.6	1116.8
15	380.2	1194.4	1196.6
16	405.6	1274.2	1276.4
17	436.6	1371.6	1373.8
18	462.0	1451.4	1453.6
19	487.4	1531.2	1533.4
20	512.8	1611.0	1613.2

Nota 3. Dimensiones del aro para distintos diámetros para perfil J y JJ (Fuente: asociación de cauchos y ruedas año 2005)

APÉNDICE II

**Planos y medidas de los diferentes elementos que conforman el
rediseño**

APÉNDICE III

Propiedades de las secciones transversales

DISEÑO DE MÁQUINAS

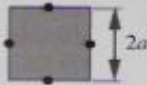


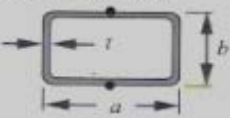

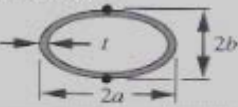


	$A = bh$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$J_z = I_x + I_y$ $I_y = \frac{b^3h}{12}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
(a) Rectángulo		
	$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $I_x = \frac{\pi D^4}{64}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$J_z = \frac{\pi D^4}{32}$ $I_y = \frac{\pi D^4}{64}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
(b) Círculo		
	$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ $I_x = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$J_z = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$ $I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
(c) Círculo hueco		
	$A = \frac{\pi D^2}{8}$ $I_x = 0.1098 R^4$ $a = 0.4244 R$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$J_z = I_x + I_y$ $I_y = \frac{\pi}{8} R^4$ $b = 0.5756 R$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
(d) Semicírculo sólido		
	$A = \frac{bh}{2}$ $I_x = \frac{bh^3}{36}$ $k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$	$J_z = I_x + I_y$ $I_y = \frac{b^3h}{36}$ $k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$
(e) Triángulo rectángulo		

Tabla III-1. Propiedades de la sección transversal (Fuente: Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 990, año 1999)

DISEÑO DE MÁQUINAS

TABLA 4-6 Expresiones para K y Q para algunas formas de sección transversal a la torsión

Los puntos negros indican la ubicación del esfuerzo cortante máximo (Fuente con autorización)

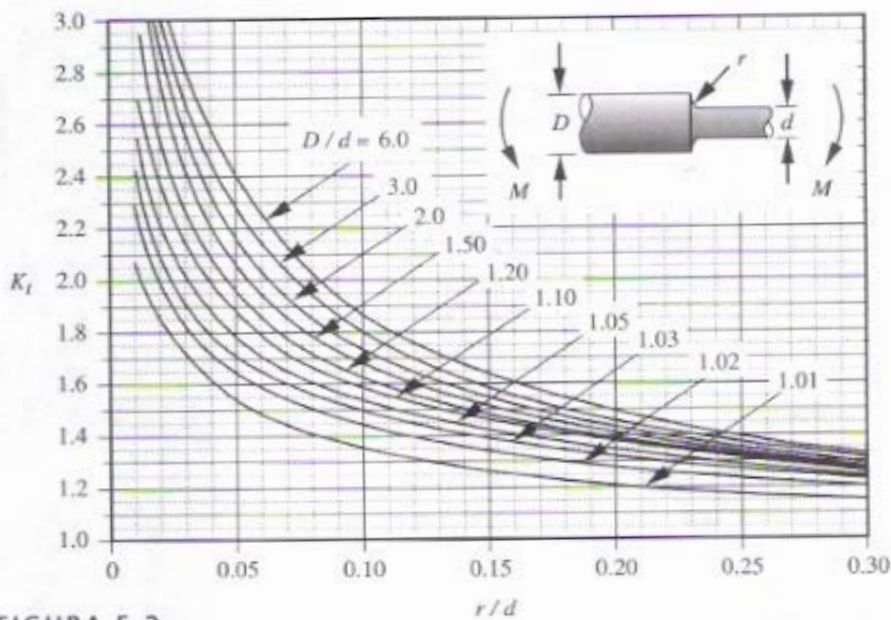
Forma	K	Q
cuadrado sólido 	$K = 2.25a^4$	$Q = \frac{a^3}{0.6}$
cuadrado hueco 	$K = \frac{2t^2(a-t)^4}{2at-2t^2}$	$Q = 2t(a-t)^2$
rectángulo sólido 	$K = ab^3 \left[\frac{16}{3} - 3.36 \frac{b}{a} \left(1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right]$	$Q = \frac{8a^2b^2}{3a+1.8b}$
rectángulo hueco 	$K = \frac{2t^2(a-t)^2(b-t)^2}{at+bt-2t^2}$ las esquinas interiores pueden sufrir esfuerzos superiores si el radio es pequeño	$Q = 2t(a-t)(b-t)$
elipse sólida 	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2}$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2}$
elipse hueca 	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right) \right]$
tubo circular abierto 	$K = \frac{2}{3} \pi r t^3; \quad t \ll r$	$Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{6\pi r + 1.8t}; \quad t \ll r$
forma arbitraria abierta 	$K = \frac{1}{3} U t^3; \quad t \ll U$	$Q = \frac{U^2 t^2}{3U + 1.8t}; \quad t \ll U$

$U =$ longitud de la línea mediana

Tabla III-2. Expresiones para K y Q para algunas formas de secciones transversales. (Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 222, año 1999)

APÉNDICE IV

Factores de concentradores de esfuerzos



$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
6.00	0.878 68	-0.332 43
3.00	0.893 34	-0.308 86
2.00	0.908 79	-0.285 98
1.50	0.938 36	-0.257 59
1.20	0.970 98	-0.217 96
1.10	0.951 20	-0.237 57
1.07	0.975 27	-0.209 58
1.05	0.981 37	-0.196 53
1.03	0.980 61	-0.183 81
1.02	0.960 48	-0.177 11
1.01	0.919 38	-0.170 32

FIGURA E-2

Factor de concentración de esfuerzos geométrico K_t para una flecha con un filete de hombro a flexión

Figura IV-1. Factor de concentración de esfuerzos geométricos K_t para flechas a esfuerzos de flexión (Fuente: Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 1006, año 1999)

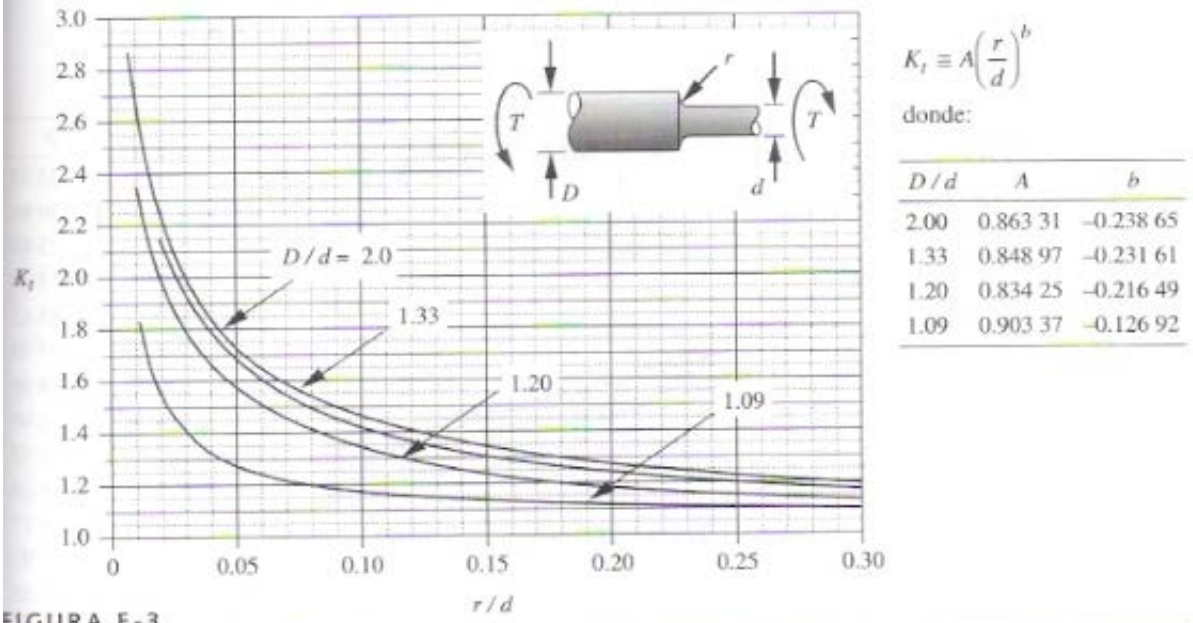


FIGURA E-3

Factor de concentración de esfuerzos geométrico K_t para una flecha con un filete de hombro a torsión

Figura IV-2 Factor de concentración de esfuerzos geométricos K_t para flechas a esfuerzos a torsión (Fuente: Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 1007, año 1999)

FIGURA E-9

r/d

Factor de concentración de esfuerzos geométrico K_t para una barra plana con chaflán a tensión axial

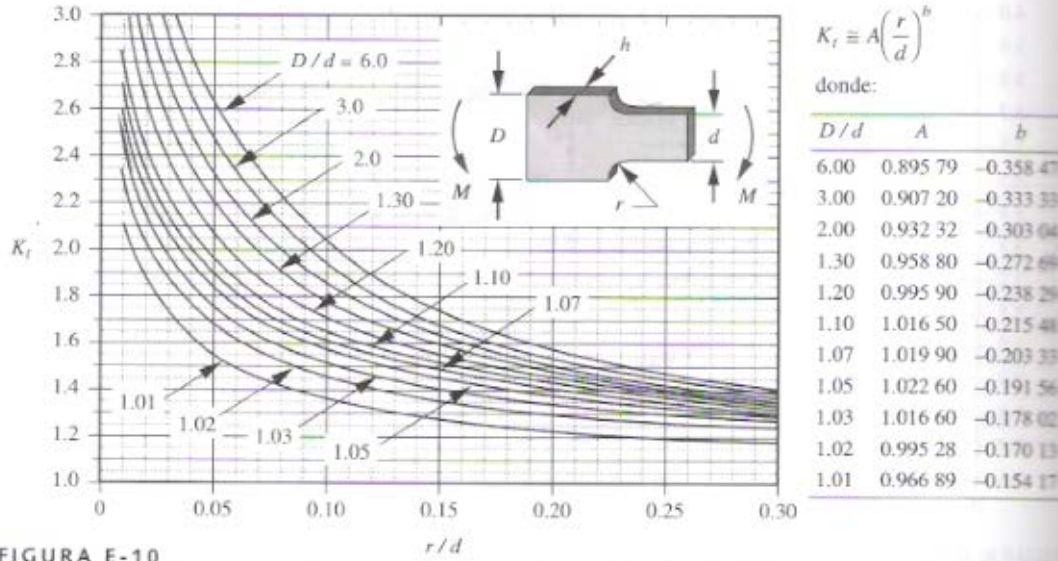


FIGURA E-10

r/d

Factor de concentración de esfuerzos geométrico K_t para una barra plana con chaflán a flexión

Figura IV-3 Factor de concentración de esfuerzos geométricos K_t para barras planas a esfuerzos de flexión (Fuente: Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 1008, año 1999)

APÉNDICE V

Coeficiente de roce

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO		
MATERIALES	Estático μ_s	Cinético μ_k
Acero sobre acero.....	0,74	0,57
Aluminio sobre acero.....	0,61	0,47
Cobre sobre acero.....	0,53	0,36
Latón sobre acero.....	0,51	0,44
Cinc sobre fundición de hierro.....	0,85	0,21
Cobre sobre fundición de hierro.....	1,05	0,29
Vidrio sobre vidrio.....	0,94	0,4
Cobre sobre vidrio.....	0,68	0,53
Teflón sobre teflón.....	0,04	0,04
Teflón sobre acero.....	0,04	0,04

Tabla V-1 Coeficiente de roce entre distintos materiales. (Fuente: Sear / Zemansky, Física. Tercera edición, Pág.: 36)

APÉNDICE VI

Propiedades de los materiales

Material	Densidad g/cm ³
Aluminio de aleación 2024-T4 (extrusión) 6061-T6	2.768
Hierro colado { Gris Maleable	7.640
Concreto { 30.3 litros/saco 22.7 litros/saco	2.408
Magnesio de aleación, AM100A	1.799
Acero { Con 0.2% de carbono (laminado en caliente) Con 0.6% de carbono (laminado en caliente) Con 0.6% de carbono (templado) Con 3.5% de Ni, 0.4% de C	7.833
Madera { Abeto rojo (de costa) Pino del sur (de hoja larga)	0.498
	0.581

Tabla VI-1 Densidad de distintos materiales.

(Fuente: Egor P. Popov, Mecánica de sólidos. Primera edición, Pág.: 635)

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa.

Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514

Tabla VI-2 Propiedades de algunos aceros al carbono. (Fuente: Robert L. Norton, Diseño de máquinas, primera edición, Pág.: 998, año 1999)

APÉNDICE VII

Propiedades de la soldadura

TABLA 9-4
Propiedades mínimas a la tensión del metal soldante para soldadura al arco

NÚMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPa)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPa)	ELONGACIÓN (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Tabla VII-1 Propiedades a la tensión de diferentes electrodos. (Fuente: J. E. Shigley. edición 9. Pág.. 450)

TABLA 9-3
Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete

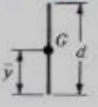
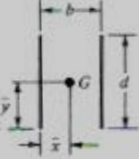
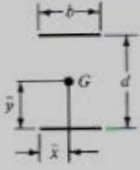
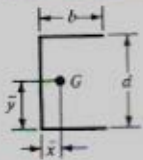
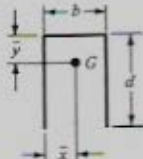
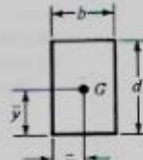
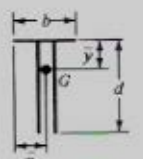
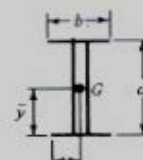

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

Tabla VII-2 Propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete (Fuente: J. E. Shigley. Edición 9. Pág.. 448)

Tabla 9-3 (Cont.)

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

* I_u , el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; h es tamaño de junta; el plano del par flexionante es normal al de la página y paralelo al eje y ; todas las juntas de soldadura son del mismo tamaño.

Tabla VII-3 (Continuación) Propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete. . (Fuente: J. E. Shigley. Edición 9. Pág.. 449)

TABLA 9-2
Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete*


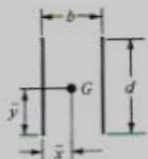
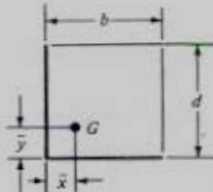
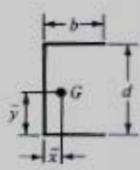
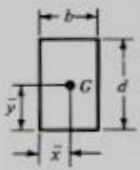

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^3 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Tabla VII-4 Propiedades a la torsión de uniones de soldadura de filete. . (Fuente: J. E. Shigley. Edición 9. Pág.. 443)

APÉNDICE VIII

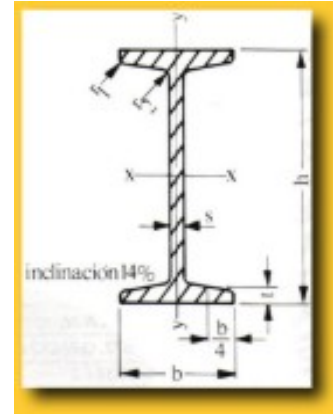
Especificaciones del rodamiento SKF

APÉNDICE IX

Propiedades de las vigas IPN

Vigas IPN

I= Momento de Inercia.
S= Momento de resistencia.
R= Radio de Inercia, siempre referidos al eje de flexión correspondiente.
Calidades: Covenin 1293-85.
ASTM-A-36.
ST-37-2.



CALIDAD	Pto. de Cedente F_y Kg/cm². (min)	Esfuerzo max. F min Kg/cm².	Alargamiento % 50 mm.
1- AE-25	2500	3700	25
2- AE-35	3500	5500	22
3- ASTM A 36	2500	4100/5600	20
4- ASTM A 572. GRADO 50	3500	4500	21
5- ST 37 - 2	2400	3700/4500	25
6- ST 50 - 3	3600	5200/6200	22

Tabla IX-1 Propiedades Mecánicas de las vigas

IPN(I)	Dimensiones (mm)						Área <i>cm</i> ²	Peso <i>Kg/m</i>	Momento respecto a los ejes					
	h	b	s	t	r1	r2			EJE-X-X.....			EJE-Y-Y		
									<i>Ix</i> <i>cm</i> ⁴	<i>Sx</i> <i>cm</i> ³	<i>Rx</i> <i>cm</i>	<i>Iy</i> <i>cm</i> ⁴	<i>Sy</i> <i>cm</i> ³	<i>Ry</i> <i>cm</i>
80	80	42	4.2	5.9	3.9	2.3	7.77	6.10	78.40	19.6	3.18	6.29	2.99	0.90
100	100	50	4.5	6.8	4.5	2.7	10.60	8.34	170.00	34.1	4.0	12.1	4.86	1.07
120	120	58	5.1	7.7	5.1	3.1	14.20	11.10	327.00	54.5	4.8	21.4	7.38	1.23
140	140	66	5.7	8.6	5.7	3.4	18.20	14.30	572.00	81.8	5.6	35.1	10.6	1.39

Tabla IX-2 Propiedades de las secciones transversales de Vigas IPN nacionales
(fuente: Materiales andinos C.A)

APÉNDICE X

Cálculos para la selección de los actuadores y válvulas del sistema neumático

Selección de los actuadores lineales:

Selección considerando Presión y Fuerza de trabajo

Para la selección de los actuadores lineales se utilizó como método de selección las fuerzas a las cuales el actuador pueda resistir ya sean la fuerza de avance y de retroceso de esté para poder aplicar la selección del actuador se recurrió la figura X-1 la cual muestra el la fuerza permisible de diferentes actuadores dependiendo del diámetro del embolo y de la presión de funcionamiento.

La compañía RUDEVECA cuenta con una red de aire comprimido de 80 PSI (6 bar.) la cual será la utilizada de igual manera por la máquina punzonadora y por el rediseño. Observando la figura X-1 se puede determinar cual sería el mínimo diámetro permisible para la fuerza requerida.

Para el actuador 1 la fuerza máxima que tiene que realizar es dada en la sección 4.9.5 la cual es de $F = 643,10 \text{ N}$

Para los actuadores 2.0 y 3.0 la fuerza a la cual tienen que trabajar estos actuadores sería la misma, esta sería la fuerza de roce a la cual tienen que vencer los actuadores para que el aro se pueda trasladar de un punto a otro, esta fuerza es calculada en la sección 4.9.9 la cual es $F_r = 101,52 \text{ N}$

Para la selección del diámetro de los actuadores se utilizó como premisa que los actuadotes puedan ejercer la carga suministrada. Para ello se utilizó la figura X-1 que muestra el diámetro requerido para una fuerza determinada con una presión dada. La línea roja muestra el actuador 1.0 y la línea azul muestra el actuador 2.0 y 3.0

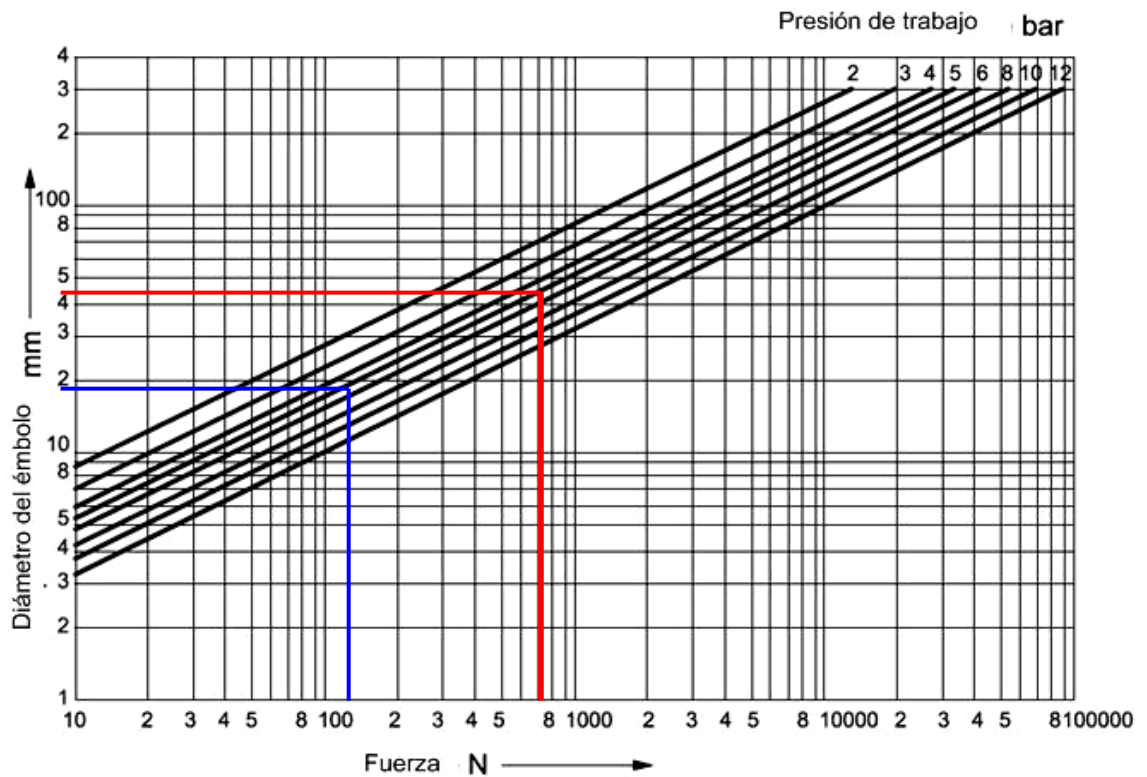


Figura X-1 Curva de fuerza & diámetro del émbolo

Al observar esto se interpreta que el actuador 1.0 tiene que tener un diámetro de émbolo mínimo de 43 mm, sin embargo el diámetro comercial mas cercano que cumpliría con la fuerza de trabajo sería de 50 mm. En el caso de los actuadores 2.0 y 3.0 se observa que el diámetro mínimo permisible que debe poseer dichos actuadores es de 20 mm de espesor, sin embargo ya que estos actuadores son de carreras muy largas (320 y 460 mm respectivamente) los diámetros comerciales mínimos para dichos actuadores son de 32 mm.

Selección Considerando Fuerza de flexión

Para este caso se tomó en consideración las fuerzas transversales que pudieran ocurrir en el actuador, realizando un análisis se determinó que el actuador que tendría

que soportar dichas fuerzas sería el actuador 1 ya que existe una fuerza de roce entre la palanca y el cabezal del vástago dando como resultado dicho fuerza. Para minimizar la fuerza de roce se realizará un buen acabado en el mecanizado al igual que se colocará grasa entre la palanca y el cabezal. Observando la sección 4.9.9 se determina que:

$$F_r = \mu \cdot F_n$$

Donde:

F_n es la fuerza de normal a la palanca calculada en la sección 4.9.5 $F = 454.74 \text{ N}$

μ es el índice de roce estático del apéndice IV su valor es de 0.15

Sustituyendo se tiene que:

$$F_r = 0.15 \times 454.74 \text{ N} = 68.21 \text{ N}$$

Aplicando trigonometría se tiene que:

$$F_{\text{transversal}} = 333.6 \text{ N} \cos 45^\circ = 48.23 \text{ N}$$

Con esta información se utiliza la grafica X-2 donde se determinará el diámetro mínimo que es necesario para que el vástago pueda soportar el esfuerzo. Con la premisa de que el actuador tiene que tener 200 mm de carrera.

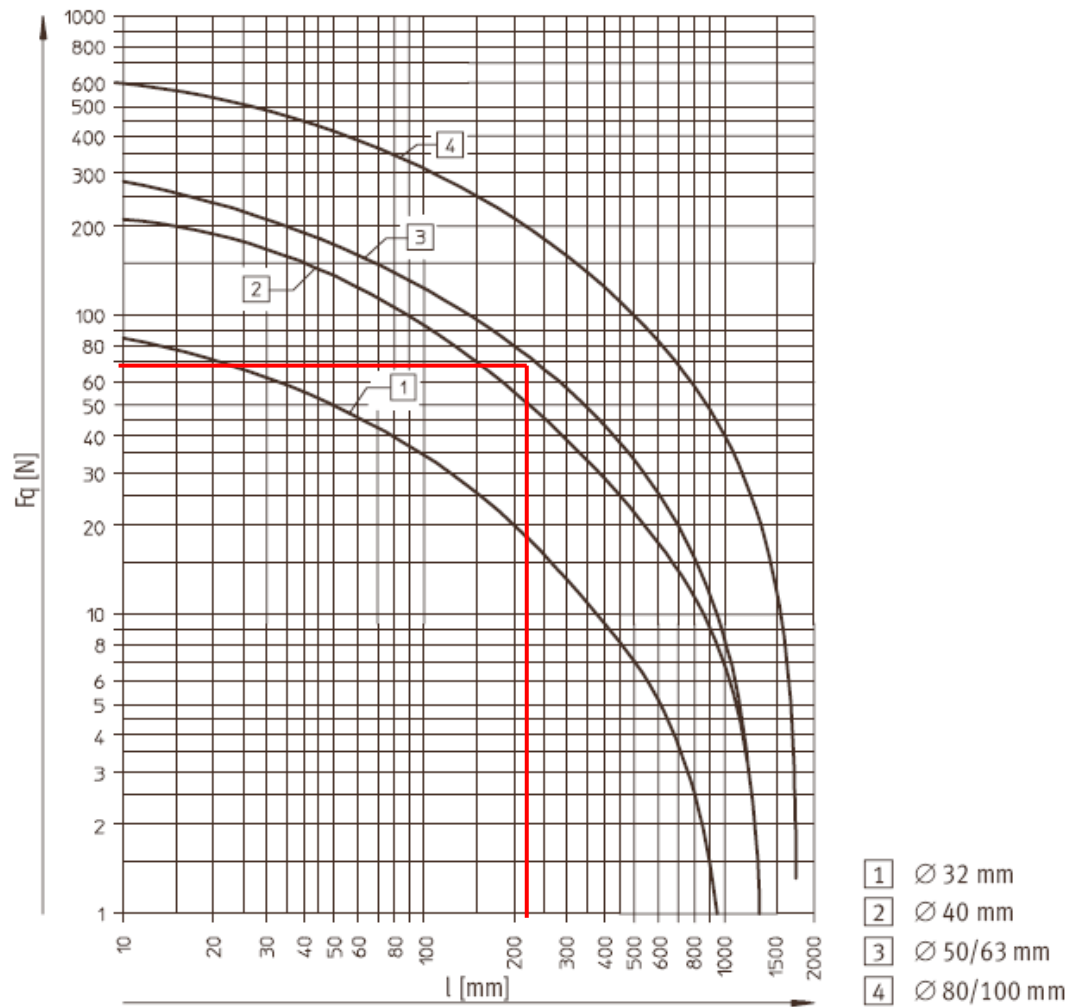


Figura X-2 Curva de fuerza transversal admisible & carrera del vástago (Fuente: FESTO C.A)

En la grafica se puede observar que el actuador podrá soportar sin problemas la fuerza transversal que le es impuesta al ser accionada

Con dicha información se puede concluir que:

Tabla X-1. Información del diámetro y carrera del embolo

Actuador	Diámetro del embolo	Carrera del embolo
Actuador 1.0	50 mm	200 mm
Actuador 2.0	32 mm	320 mm
Actuador 3.0	32 mm	460 mm

Los respectivos modelos comerciales fueron los siguientes:

Tabla X-2. Modelos comerciales de los actuadores

Actuador	Modelo comercial
Actuador 1.0	DNCB – 50 – 200 – PPV- A
Actuador 2.0	DNC – 32 – 320 – PPV – A
Actuador 3.0	DNC – 32 – 460 – PPV – A

Selección de las válvulas.

Para la selección de las válvulas mas adecuado es necesario determinar el consumo de aire el cual se define mediante la siguiente ecuación:

$$Q = 2 \cdot S \cdot n \cdot Q_h$$

Donde

Q se refiere al consumo de aire L/min

S es la carrera del actuador (cm)

n es el número de ciclos por minuto

Qh Consumo de aire por cm de carrera la cual se determina mediante la figura X-3

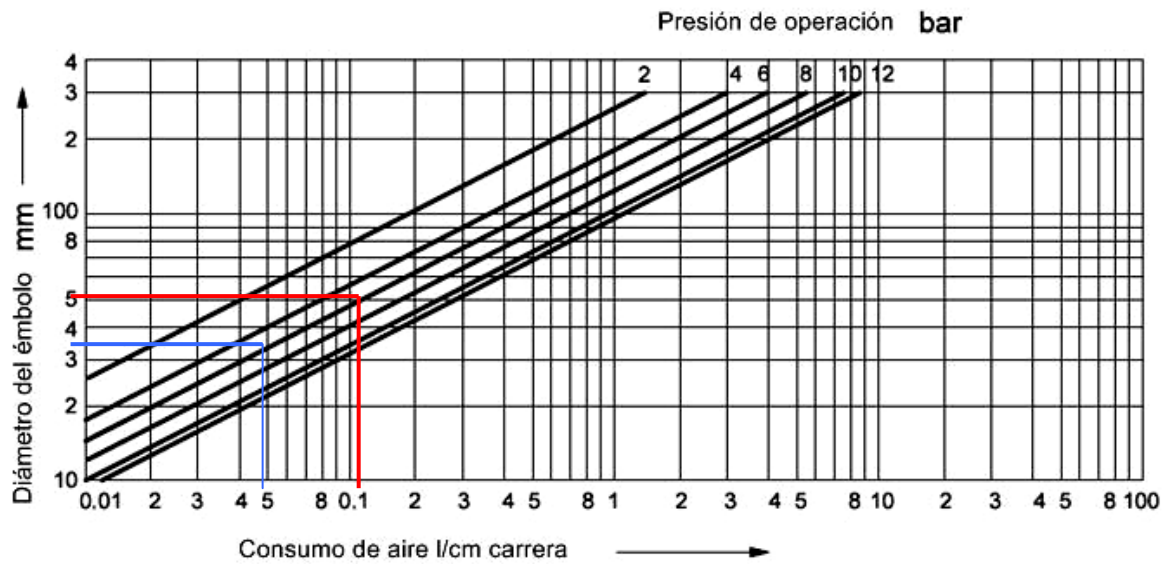


Figura X-3. Diámetro del émbolo Vs consumo de aire por carrera del vástago del actuador

El cálculo del número de ciclos está dado por la condición de tiempo que es colocado un aro en el canal de traslado. Para ello se utilizó un cronómetro y se observó el tiempo que tarda el operario en colocar el aro una vez estimado este tiempo fue de 8 s siendo esto traducido en minutos:

$$n = 8 \text{ ciclos/min}$$

Sustituyendo en la ecuación se tiene que:

$$Q_1 = 2 \cdot 20 \text{ cm} \cdot 8 \cdot 0.1 \text{ L/cm} = 32 \text{ L/min}$$

$$Q_2 = 2 \cdot 32 \text{ cm} \cdot 8 \cdot 0.05 \text{ L/cm} = 25.6 \text{ L/min}$$

$$Q_3 = 2 \cdot 46 \text{ cm} \cdot 8 \cdot 0.05 \text{ L/cm} = 36.8 \text{ L/min}$$

Para la válvula que activa el actuador 2 se utilizó una 5/3 vías ya que es la necesaria para que este se detenga justo en el momento en que el aro llegue al punzonador. Para la selección de las válvulas se tuvo como premisa la utilización de la marca FESTO por recomendación del tutor industrial.

Los modelos comerciales fueron los siguientes (hoja de datos en el apéndice XI):

Tabla X-3. Modelos comerciales de los actuadores

Actuador	Modelo comercial
Válvula 1.1	JMFH-5-1/4-B
Válvula 2.1	JMFH-5/3G-1/8-B
Válvula 3.1	JMFH-5-1/8-B

Dicha selección se justifica ya que a pesar de que estas válvulas manejan altos caudales el precio de venta es menor en comparación con los otros modelos que pudieran manejar pequeños caudales, además de ello dichas seleccionadas se pueden encontrar en el mercado nacional.

APÉNDICE XI

Hoja de datos de los diferentes elementos que conforman el sistema automatizado

Hoja de datos 1 - Cilindros normalizados DNCB-50-200-PPV-A - 532757

Carácter.	Propiedades
Carrera	200 mm
Diámetro del émbolo	50 mm
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados (PPV)
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	CETOP RP 52 P
	ISO 15552
	ISO 6431
	NF E49 003.1
Construcción	UNI 10290
	Émbolo
	Vástago
	Tubo perfilado
Detección de la posición	Para detectores de posición
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar.
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Carrera de amortiguación	22 mm
Fuerza teórica con 6 bar., retroceso	990 N
Fuerza teórica con 6 bar., avance	1.178 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	363 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	56 g
Peso básico con carrera de 0 mm	1.225 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	25 g
Tipo de fijación	con accesorios
Conexión neumática	G1/4
Información sobre el material de la tapa	Aleación forjable de aluminio
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PU)
Información sobre el material del cuerpo	Aleación forjable de aluminio
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina

Hoja de datos 2- Cilindros normalizados DNC-32-320-PPV-A – 163314

Carácter.	Propiedades
Carrera	320 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados (PPV)
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 6431 VDMA 24562
Extremo del vástago	Rosca exterior
Detección de la posición	Para detectores de posición
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar.
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,1 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar., retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar., avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	162 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	30 g
Peso básico con carrera de 0 mm	517 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio anodizado
Información sobre el material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Información sobre el material del cuerpo	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina

Hoja de datos 3- Cilindros normalizados DNC-32- 460 - PPV-A – 163304

Carácter.	Propiedades
Carrera	460 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados (PPV)
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 6431 VDMA 24562
Extremo del vástago	Rosca exterior
Detección de la posición	Para detectores de posición
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar.
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,1 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar., retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar., avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	162 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	30 g
Peso básico con carrera de 0 mm	517 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio anodizado
Información sobre el material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Información sobre el material del cuerpo	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina

Hoja de datos 4- Detector de proximidad SME-8-K-LED-230 – 152820

Carácter.	Propiedades
Construcción	para ranura en T
Anticortocircuitaje	no
Principio de medición	magnético Reed
Función del elemento de conmutación	contacto de trabajo
Polos inconfundibles	no
Indicación del estado	LED amarillo
Tiempo de desconexión	0,03 ms
Tiempo de conexión	<= 2 ms
Margen de tensión de funcionamiento AC	3 - 250 V
Margen de tensión de funcionamiento DC	3 - 250 V
Corriente máxima de salida	120 mA
Capacidad de conmutación AC máxima	10 VA
Rendimiento DC máximo de conmutación	10 W
Salida	bipolar, con contacto sin función LED
Caída de tensión	3,9 V
Símbolo CE	Según la normativa UE sobre EMC Según la normativa UE de baja tensión
Tipo de protección	IP67
Temperatura ambiente con cableado móvil	-5 - 60 °C
Temperatura ambiente	-20 - 60 °C
Peso del producto	40 g
Reproducibilidad del valor de conmutación	+/- 0,1 mm
Conexión eléctrica	bfilar Cable
Longitud del cable	2,5 m
Tipo de fijación	aprisionado con ranura en T
Información sobre el material del cuerpo	PET
Información sobre el material de la cubierta del cable	PVC

Hoja de datos 5 - Válvula de estrangulación y antirretorno GRLA-1/4-QS-6-RS-D - 534338

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	Función de estrangulación y antirretorno
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 2	G1/4
Elemento de ajuste	Tornillo moleteado
Tipo de fijación	atornillable con rosca exterior
Caudal nominal normal en el sentido de la estrangulación	400 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	290 - 420 l/min
Presión de funcionamiento	0,2 - 10 bar.
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Posición de montaje	indistinto
Caudal estándar en sentido de regulación del flujo: 6 -> 0 bar.	600 l/min
Caudal normal en sentido de la estrangulación 6 -> 0 bar.	Diagrama
Caudal estándar en sentido de bloqueo: 6 -> 0 bar.	570 - 680 l/min
caudal nominal normal en sentido de la estrangulación	Diagrama
Temperatura de almacenamiento	-10 - 40 °C
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Par de apriete máximo	11 Nm
Peso del producto	50 g
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material de las juntas	NBR
información sobre material tornillo hueco	Aleación forjable de aluminio anodizado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
información sobre el material, botón moleteado	Aleación forjable de aluminio anodizado

Hoja de datos 6- Válvula de estrangulación y antirretorno GRLA-1/8-QS-6-RS-D - 197580

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 2	G1/8
Elemento de ajuste	Tornillo moleteado
Tipo de fijación	atornillable
Caudal nominal normal en el sentido de la estrangulación	400 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	290 - 420 l/min
Presión de funcionamiento	0,2 - 10 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin ubricar, grado de filtración de 40 µm Aire comprimido filtrado y lubricado, grado de filtración de 40 µm
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Posición de montaje	indistinto
Caudal estándar en sentido de regulación del flujo: 6 -> 0 bar.	250 l/min
Caudal estándar en sentido de bloqueo: 6 -> 0 bar.	270 - 300 l/min
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Par de apriete máximo	3 Nm
Peso del producto	23 g
Información sobre el material de la chaveta atornillable	Aleación forjable de aluminio
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material de las juntas	NBR
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Datos sobre el material del tornillo de regulación	Acero inoxidable de aleación fina
Datos sobre el material de la junta basculante	Fundición inyectada de cinc cromado

Hoja de datos 7 - Válvula de escape rápido SEU-1/4 - 6753

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	escape rápido
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Tipo de fijación	atornillable
Caudal nominal normal	960 l/min
Presión de funcionamiento	0,5 - 10 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricar Aire filtrado y lubricado
Temperatura ambiente	-20 - 75 °C
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de cinc
Diámetro nominal	7 mm
Posición de montaje	indistinto
Caudal nominal normal, escape	1.100 l/min
Temperatura del medio	-20 - 75 °C
Nivel de ruido	85 dB(A)
Peso del producto	120 g
Información sobre el material de las juntas	NBR

Hoja de datos 8- Válvula de escape rápido SEU-1/8 - 4616

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	escape rápido
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Tipo de fijación	atornillable
Caudal nominal normal	300 l/min
Presión de funcionamiento	0,5 - 10 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin ubricar, grado de filtración de 40 µm Aire comprimido filtrado y lubricado, grado de filtración de 40 µm
Temperatura ambiente	-20 - 75 °C
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de cinc
Diámetro nominal	5 mm
Posición de montaje	indistinto
Caudal nominal normal, escape	550 l/min
Temperatura del medio	-20 - 75 °C
Nivel de ruido	85 dB(A)
Peso del producto	65 g
Información sobre el material de las juntas	NBR

Hoja de datos 9- Racor rápido roscado QS-1/8-6 - 153002

Carácter.	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	4 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio de empuje y tracción
Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar.
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 14 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	7 Nm
Peso del producto	9 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/8 para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

Hoja de datos 10- Racor rápido roscado QS-1/4-6 - 153003

Carácter.	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	4 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio de empuje y tracción
Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar.
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 14 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	12 Nm
Peso del producto	17 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/4 para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

Hoja de datos 11- Electroválvula JMFH-5-1/4-B - 19789

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	5/2 biestable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Caudal nominal normal	1.600 l/min
Presión de funcionamiento	2 - 10 bar.
Construcción	Corredera
Diámetro nominal	10 mm
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento mediante pulsador cubierto
Tipo de control	prepilotoado
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
comportamiento de la presión de mando (diagrama)	Diagrama
Cambio del tiempo de conmutación	14 ms
Fluido	Aire comprimido filtrado, grado de filtración 40 µm, lubricado o sin lubricar
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Peso del producto	615 g
Conexión eléctrica	a través de bobina F, pedir por separado
Tipo de fijación	a elegir: En el distribuidor PR con taladro pasante
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M5
Conexión del aire de escape de pilotaje 84	M5
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	G1/4
Conexión neumática 4	G1/4
Conexión neumática 5	G1/4
Indicación sobre el material	contiene sustancias perjudiciales para la pintura

Hoja de datos 12- Electroválvula JMFH-5-1/8-B - 30486

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	5/2 biestable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Caudal nominal normal	1.000 l/min
Presión de funcionamiento	2 - 10 bar.
Construcción	Corredera
Diámetro nominal	8 mm
Accionamiento manual auxiliary	con enclavamiento mediante pulsador cubierto
Tipo de control	prepilotoado
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
comportamiento de la presión de mando (diagrama)	Diagrama
Cambio del tiempo de conmutación	12 ms
Fluido	Aire comprimido filtrado, grado de filtración 40 µm, lubricado o sin lubrificar
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Peso del producto	400 g
Conexión eléctrica	a través de bobina F, pedir por separado
Tipo de fijación	a elegir: En el distribuidor PR con taladro pasante
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M5
Conexión del aire de escape de pilotaje 84	M5
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Conexión neumática 3	G1/8
Conexión neumática 4	G1/8
Conexión neumática 5	G1/8
Indicación sobre el material	contiene sustancias perjudiciales para la pintura

Hoja de datos 13- Electroválvula MFH-5/3G-1/8-B - 30484

Carácter.	Propiedades
Función de las válvulas	5/3 cerrada
Tipo de accionamiento	eléctrico
Caudal nominal normal	1.000 l/min
Presión de funcionamiento	3 - 10 bar.
Construcción	Corredera
Tipo de reposición	muelle mecánico
Diámetro nominal	8 mm
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento mediante pulsador cubierto
Tipo de control	prepiloto
Alimentación del aire de control	interno
Sentido del flujo	no reversible
comportamiento de la presión de mando (diagrama)	Diagrama
Desconexión del tiempo de conmutación	20 ms
Conexión del tiempo de conmutación	18 ms
Fluido	Aire comprimido filtrado, grado de filtración 40 µm, lubricado o sin lubricar
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Peso del producto	400 g
Conexión eléctrica	a través de bobina F, pedir por separado a elegir:
Tipo de fijación	En el distribuidor PR con taladro pasante
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M5
Conexión del aire de escape de pilotaje 84	M5
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Conexión neumática 3	G1/8
Conexión neumática 4	G1/8
Conexión neumática 5	G1/8
Indicación sobre el material	contiene sustancias perjudiciales para la pintura

Hoja de datos 14- Bobina MSFG-24DC/42AC-DS - 13264

Carácter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Indicación de la posición de conmutación	no
Tiempo mínimo de mantenimiento	10 ms
Duración de la conexión	100%
factor de rendimiento cos (phi)	0,7
Valores característicos de las bobinas	24V DC: 4,5W 42V AC: 50/60Hz, AL9W,HL7W
variaciones de frecuencia admisibles	+/- 5 %
Fluctuación de tensión permisible	+/- 10 %
Tipo de protección	IP65
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo del conector tipo zócalo	0,4 Nm
Peso del producto	55 g
Conexión eléctrica	Forma A según DIN NE 175301-803
Tipo de fijación	Con tuerca moleteada
Información sobre el material, bobina	Acero Duroplast cobre
información sobre material bobinado	cobre

Hoja de datos 15- Silenciadores U-1/8-B - 6841

Carácter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Presión de funcionamiento	0 - 10 bar.
Caudal contra atmósfera	1.204 l/min
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricar Aire filtrado y lubricado Aire seco, lubricado o sin lubricado
Nivel de ruido	74 dB(A)
Temperatura ambiente	-10 - 70 °C
Peso del producto	8 g
Conexión neumática	G1/8
Información sobre el material del amortiguador	PE
Información sobre el material de la chaveta atornillable	Fundición inyectada de aluminio
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE

Hoja de datos 16- Silenciadores U-1/4-B - 6842

Carácter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Presión de funcionamiento	0 - 10 bar.
Caudal contra atmósfera	2.838 l/min
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricar Aire filtrado y lubricado Aire seco, lubricado o sin lubricado
Nivel de ruido	80 dB(A)
Temperatura ambiente	-10 - 70 °C
Peso del producto	17 g
Conexión neumática	G1/4
Información sobre el material del amortiguador	PE
Información sobre el material de la chaveta atornillable	Fundición inyectada de aluminio
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE

Hoja de datos 17– Listón distribuidor N PAL-1/4-2-B - 30280

Carácter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Cantidad máxima de posiciones para válvulas	2
Peso del producto	230 g
Tipo de fijación	Con escuadra de montaje
Conexión neumática 1	G1/2
Información sobre el material de la placa base	Aluminio anodizado

Hoja de datos 18- Listón distribuidor N PAL-1/8-2-B - 30552

Carácter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Cantidad máxima de posiciones para válvulas	2
Peso del producto	150 g
Tipo de fijación	Con escuadra de montaje
Conexión neumática 1	G3/8
Información sobre el material de la placa base	Aluminio anodizado

Hoja de datos 19- Detector de proximidad SIEN-M12B-NS-S-L - 150401

Carácter.	Propiedades
Tipo de montaje	a ras
Corresponde a la norma	DIN EN 60947-5-2
Anticortocircuitaje	ciclos
Función del elemento de conmutación	contacto de trabajo
Polos inconfundibles	para todas las conexiones eléctricas
Indicación del estado	LED amarillo
Frecuencia máxima de conmutación	1.200 Hz
frecuencia máx. de conmutación DC	1.200 Hz
Margen de tensión de funcionamiento DC	15 - 34 V
Intensidad en reposo	<= 30 mA
Corriente de salida máxima en relación con la temperatura	200 mA a <= 50° C 150 mA a <= 85° C
Ondulación residual	10 %
Salida	NPN
Caída de tensión	3,2 V
Símbolo CE	Según la normativa UE sobre EMC
Tipo de protección	IP67
Temperatura ambiente	-25 - 85 °C
Par de apriete	12 Nm
Peso del producto	30 g
Distancia de detección nominal	2 mm
Distancia de conmutación segura	1,62 mm
factores de reducción	aluminio = 0,4 acero inoxidable 18/8 = 0,7 Kupfer = 0,2 latón = 0,5 acero 37 = 1,0
precisión de repetición	0,1 mm
Conexión eléctrica	3 contactos M12x1 Conector
Tipo de fijación	con contratuerca
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado

Hoja de datos 20- Soporte para detectores SIEZ-B-12 - 538348

Carácter.	Propiedades
Clase de resistencia a la corrosión KBK	0
Temperatura ambiente	-25 - 80 °C
Peso del producto	20 g
Tipo de fijación	con taladro pasante
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del cuerpo	refuerzo PA

Hoja de datos 21- Pie de fijación HBN-8/10x1 - 5123

Carácter.	Propiedades
Tamaño	8/10
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Peso del producto	20 g
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
información sobre el material, sistema de fijación	Acero cincado

Hoja de datos 22- Tubo de material sintético PUN-6x1-BL - 159664

Carácter.	Propiedades
Diámetro exterior	6 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	26,5 mm
Diámetro interior	4 mm
Radio máximo de curvatura	14 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 10 bar.
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Temperatura ambiente	-35 - 60 °C
Homologación	TÜV
Peso del producto según la longitud	0,192 kg/m
Color	azul
Dureza Shore	D 52 +/-3
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del tubo flexible	TPE-U(PU)

Hoja de datos 23- Combinación de unidades de mantenimiento MSB4-1/4:C3J3F3M1-WP - 542307

Carácter.	Propiedades
Tamaño	4
Serie	MS
Asegurar el accionamiento	Botón giratorio con enclavamiento con accesorios, con llave
Posición de montaje	vertical +/- 5°
Grado de filtración	5 µm
Evacuación del condensado	giro manual
Construcción	Módulo de derivación Válvula de arranque progresivo Filtro regulador con manómetro Lubricador estándar de niebla de aceite
Función del regulador	Presión inicial con compensación de la presión primaria con escape secundario con flujo inverso
Funda de protección	funda protectora de material plástico
Indicación de la presión	con manómetro
Margen de regulación de la presión	1 - 12 bar.
Presión inicial 1	1,5 - 14 bar.
Caudal nominal normal	900 l/min
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricar, grado de filtración de 40 µm Aire comprimido filtrado y lubricado, grado de filtración de 40 µm
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura de almacenamiento	-10 - 60 °C
Clase de pureza del aire en la salida	3.7.- según DIN ISO 8573-1
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C
Peso del producto	1.700 g
Tipo de fijación	con accesorios
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	G1/4
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio

Hoja de datos 24 - Unidad de control FEC-FC600-FST – 191449

Carácter.	Propiedades
Tensión de funcionamiento	24 VDC +25% / -15%
Consumo de corriente	200 mA nominal a los 24 VDC
Tensión de alimentación del cable	10 m
Temperatura ambiente	0 - 55 °C
Temperatura de almacenamiento	-25 - 70 °C
Humedad relativa del aire	95% sin condensación
Tipo de protección	IP20
clase de protección	III
Peso del producto	480 g
Prueba de sensibilidad para comprobar la resistencia a las vibraciones	EN 60068-2-6-FC 10-57 Hz 0,075 mm 57 - 150 Hz 1g
Prueba de sensibilidad para comprobar la resistencia a los choques	EN 60068-2-27 EA 15g, 11ms 2 golpes / dirección
Conmutador RUN/STOP	sí
conexiones eléctricas E/S	Técnica de muelle de tracción
Indicadores de estado	LED
Número de entradas digitales	32
Entradas digitales, entradas numéricas rápidas	2, con un máximo de 2 kHz cada uno
Entradas digitales, conexión de codificador incremental	sí, máx. 200Hz
Entradas digitales, retardo en la señal de entrada	5 ms typ.
Entradas digitales, tensión / corriente de entrada	24 VDC / 5 mA
Entradas digitales, valor nominal para TRUE	>= 15 VDC
Entradas digitales, valor nominal para FALSE	<= 5 VDC
Entradas digitales, separación de potencial	sí, mediante optoacoplador
Entradas digitales, indicador de estado	Indicador LED opcional en el conector
Entradas digitales, longitud permitida del cable de conexión	30 m
Salidas digitales, número	16

Salidas digitales, contacto	Transistor
Salidas digitales, tensión de salida	24 VDC
Salidas digitales, corriente de salida	400 mA
Salidas digitales, corriente de grupo	3,2 A
Salidas digitales, separación de potencial	sí, mediante optoacoplador
Salidas digitales, separación de potencial en grupos	sí, en grupos de 8
Salidas digitales, frecuencia de conmutación	max. 1 kHz
Salidas digitales, resistentes a los cortocircuitos	sí
Salidas digitales, resistentes a la sobrecarga	sí
Salidas digitales, resistentes a cortocircuitos en la conexión de lámparas	sí, hasta 5W
Salidas digitales, indicador de estado	Indicador LED opcional en el conector
Número de conexiones en serie	2
Conexiones en serie, técnica de conexión	2x zócalos RJ12
Conexiones en serie, utilización RS232C	Necesidad de SM14 o SM15
Conexiones en serie, propiedades COM / EXT	Nivel TTL, sin aislamiento eléctrico
Conexiones en serie, utilización conexión universal: EXT	300...115000 Bd 7N1, 7E1, 7O1, 8N1, 8E1, 8O1
Conector SAC, número de conectores necesarios	7
Programación, lenguaje	AWL, KOP
Programación, idioma	DE, EN
Programación, número de programas y tareas por proyecto	64
Programación, número de registros (palabras)	256
Programación, número de flags	10000
Programación, número de temporizadores (estado, valor real, valor teórico)	256
Programación, número de contadores (estado, valor real, valor teórico)	256
Programación, soporte de C/C++	sí
Programación, soporte de manipulación de datos	sí
Homologación	C-Tick


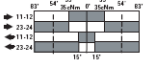
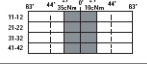
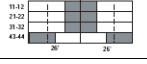
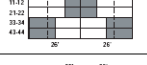

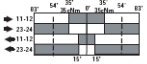
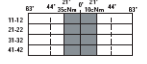
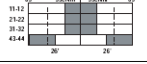
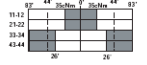
Hoja de datos 25- Unidad de alimentación PS1-PSE3-230VAC-40W - 160853

Carácter.	Propiedades
Tensión de funcionamiento	185 - 265 VAC
Tensión de salida / potencia de salida	24 VDC / 40W

Hoja técnica del final de carrera de tipo antena (T1 y T3)
Fuente: Allen Bradley

Position Interlock Switches
Safety Limit Switches
Large Metal Senator

Product Selection [continued]

Operator Type	Contacts		Contact Type	Typical Force/Torque to Operate	Contact Opening Characteristics ■ Open ■ Closed ● Positive Opening Point	Catalogue Number		
	Safety	Aux.				1/2in NPT Conduit	M20 Conduit	Quick Disconnect ①
 Metal Adjustable Lever ②	1 N.C.	1 N.O.	Snap Acting	0.34Nm		440P-MALS11E	440P-MALS11B	440P-MALS11N5
	4 N.C.	—	—	0.20Nm		440P-MALB04E	440P-MALB04B	440P-MALB04M9
	3 N.C.	1 N.O.	BBM	0.34Nm		440P-MALB13E	440P-MALB13B	440P-MALB13M9
	2 N.C.	2 N.O.	BBM	0.34Nm		440P-MALB22E	440P-MALB22B	440P-MALB22M9
 Metal Rod Lever ②	1 N.C.	1 N.O.	Snap Acting	0.34Nm		440P-MARS11E	440P-MARS11B	440P-MARS11N5
	4 N.C.	—	—	0.20Nm		440P-MARB04E	440P-MARB04B	440P-MARB04M9
	3 N.C.	1 N.O.	BBM	0.34Nm		440P-MARB13E	440P-MARB13B	440P-MARB13M9
	2 N.C.	2 N.O.	BBM	0.34Nm		440P-MARB22E	440P-MARB22B	440P-MARB22M9
Recommended standard cordset, 2m, 5-pin mini connector. See page 15-12 for additional lengths.						889N-F5AE-6F		
Recommended standard cordset, 2m, 12-pin 9 wire. See page 15-12 for additional lengths.						889M-F12X9AE-2		

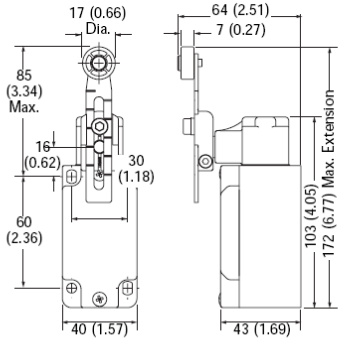
- ① N5 = 5-pin mini connector.
- M9 = 12-pin M23 connector (use 9 wire).
- ② Not positive opening

Hoja de medidas del final de carrera tipo antena (T1 y T3)

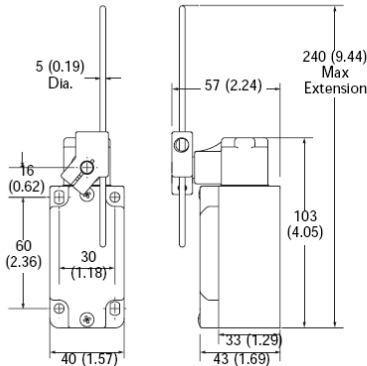
Position Interlock Switches
Safety Limit Switches
 Large Metal Senator

Approximate Dimensions—mm (inches) (continued)

Dimensions are not intended to be used for installation purposes.













Adjustable Lever



Rod Lever

Fuente: Allen Bradley

Hoja técnica de los botones de arranque y parada (T01 y T02)

TYPE K MOMENTARY CONTACT PUSH BUTTONS						
Operator type		Heavy Duty, Oil-tight, Water-tight, NEMA 4, 13				
Description	Contact	Color	NON-ILLUMINATED	Color	ILLUMINATED	
Full Guard	None	● KR1B		● K1L11A		
	1 N.O.	● KR1GH5				● K1L11GH5
No Guard	1 N.C.	● KR1RH5		● K2L11A		
	1 N.O./1 N.C.	(2) KR1(2)H13				● K2L11GH5
	1 N.O./1 N.C.	(3) KR1UH13**				● K2L11RH5
	1 N.O./1 N.C.	(3) KR3UH13**				(3) K2L11(3)H13
Extended Guard	None	● KR2B		● K3L11A		
	1 N.O.	● KR2GH5				● K3L11GH5
	1 N.C.	● KR2RH5				● K3L11RH5
	1 N.O./1 N.C.	(2) KR2(2)H13				(2) K3L11(2)H13
Mushroom Button 1 3/8" Dia. Head	None	● KR4B		● K2L11A20		
	1 N.O.	● KR4GH5				● K2L11G20H5
	1 N.C.	● KR4RH5				● K2L11R20H5
	1 N.O./1 N.C.	(4) KR4(4)H13				(3) K2L11(3)20H13
Mushroom Button 2 1/4" Dia. Head	None	● KR5B		● K2L11A21		
	1 N.O.	● KR5GH5				● K2L11G21H5
	1 N.C.	● KR5RH5***				● K2L11R21H5
	1 N.O./1 N.C.	(4) KR5(4)H13				(3) K2L11(3)21H13

(1) Head lighting hole assembly code. Two Light Modules table for selections.
 (2) Headlight color code for Types 1B1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142, 143, 144, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 151, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158, 159, 160, 161, 162, 163, 164, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173, 174, 175, 176, 177, 178, 179, 180, 181, 182, 183, 184, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 191, 192, 193, 194, 195, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213, 214, 215, 216, 217, 218, 219, 220, 221, 222, 223, 224, 225, 226, 227, 228, 229, 230, 231, 232, 233, 234, 235, 236, 237, 238, 239, 240, 241, 242, 243, 244, 245, 246, 247, 248, 249, 250, 251, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260, 261, 262, 263, 264, 265, 266, 267, 268, 269, 270, 271, 272, 273, 274, 275, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283, 284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301, 302, 303, 304, 305, 306, 307, 308, 309, 310, 311, 312, 313, 314, 315, 316, 317, 318, 319, 320, 321, 322, 323, 324, 325, 326, 327, 328, 329, 330, 331, 332, 333, 334, 335, 336, 337, 338, 339, 340, 341, 342, 343, 344, 345, 346, 347, 348, 349, 350, 351, 352, 353, 354, 355, 356, 357, 358, 359, 360, 361, 362, 363, 364, 365, 366, 367, 368, 369, 370, 371, 372, 373, 374, 375, 376, 377, 378, 379, 380, 381, 382, 383, 384, 385, 386, 387, 388, 389, 390, 391, 392, 393, 394, 395, 396, 397, 398, 399, 400, 401, 402, 403, 404, 405, 406, 407, 408, 409, 410, 411, 412, 413, 414, 415, 416, 417, 418, 419, 420, 421, 422, 423, 424, 425, 426, 427, 428, 429, 430, 431, 432, 433, 434, 435, 436, 437, 438, 439, 440, 441, 442, 443, 444, 445, 446, 447, 448, 449, 450, 451, 452, 453, 454, 455, 456, 457, 458, 459, 460, 461, 462, 463, 464, 465, 466, 467, 468, 469, 470, 471, 472, 473, 474, 475, 476, 477, 478, 479, 480, 481, 482, 483, 484, 485, 486, 487, 488, 489, 490, 491, 492, 493, 494, 495, 496, 497, 498, 499, 500, 501, 502, 503, 504, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 512, 513, 514, 515, 516, 517, 518, 519, 520, 521, 522, 523, 524, 525, 526, 527, 528, 529, 530, 531, 532, 533, 534, 535, 536, 537, 538, 539, 540, 541, 542, 543, 544, 545, 546, 547, 548, 549, 550, 551, 552, 553, 554, 555, 556, 557, 558, 559, 560, 561, 562, 563, 564, 565, 566, 567, 568, 569, 570, 571, 572, 573, 574, 575, 576, 577, 578, 579, 580, 581, 582, 583, 584, 585, 586, 587, 588, 589, 590, 591, 592, 593, 594, 595, 596, 597, 598, 599, 600, 601, 602, 603, 604, 605, 606, 607, 608, 609, 610, 611, 612, 613, 614, 615, 616, 617, 618, 619, 620, 621, 622, 623, 624, 625, 626, 627, 628, 629, 630, 631, 632, 633, 634, 635, 636, 637, 638, 639, 640, 641, 642, 643, 644, 645, 646, 647, 648, 649, 650, 651, 652, 653, 654, 655, 656, 657, 658, 659, 660, 661, 662, 663, 664, 665, 666, 667, 668, 669, 670, 671, 672, 673, 674, 675, 676, 677, 678, 679, 680, 681, 682, 683, 684, 685, 686, 687, 688, 689, 690, 691, 692, 693, 694, 695, 696, 697, 698, 699, 700, 701, 702, 703, 704, 705, 706, 707, 708, 709, 710, 711, 712, 713, 714, 715, 716, 717, 718, 719, 720, 721, 722, 723, 724, 725, 726, 727, 728, 729, 730, 731, 732, 733, 734, 735, 736, 737, 738, 739, 740, 741, 742, 743, 744, 745, 746, 747, 748, 749, 750, 751, 752, 753, 754, 755, 756, 757, 758, 759, 760, 761, 762, 763, 764, 765, 766, 767, 768, 769, 770, 771, 772, 773, 774, 775, 776, 777, 778, 779, 780, 781, 782, 783, 784, 785, 786, 787, 788, 789, 790, 791, 792, 793, 794, 795, 796, 797, 798, 799, 800, 801, 802, 803, 804, 805, 806, 807, 808, 809, 810, 811, 812, 813, 814, 815, 816, 817, 818, 819, 820, 821, 822, 823, 824, 825, 826, 827, 828, 829, 830, 831, 832, 833, 834, 835, 836, 837, 838, 839, 840, 841, 842, 843, 844, 845, 846, 847, 848, 849, 850, 851, 852, 853, 854, 855, 856, 857, 858, 859, 860, 861, 862, 863, 864, 865, 866, 867, 868, 869, 870, 871, 872, 873, 874, 875, 876, 877, 878, 879, 880, 881, 882, 883, 884, 885, 886, 887, 888, 889, 890, 891, 892, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905, 906, 907, 908, 909, 910, 911, 912, 913, 914, 915, 916, 917, 918, 919, 920, 921, 922, 923, 924, 925, 926, 927, 928, 929, 930, 931, 932, 933, 934, 935, 936, 937, 938, 939, 940, 941, 942, 943, 944, 945, 946, 947, 948, 949, 950, 951, 952, 953, 954, 955, 956, 957, 958, 959, 960, 961, 962, 963, 964, 965, 966, 967, 968, 969, 970, 971, 972, 973, 974, 975, 976, 977, 978, 979, 980, 981, 982, 983, 984, 985, 986, 987, 988, 989, 990, 991, 992, 993, 994, 995, 996, 997, 998, 999, 1000.
 (3) Universal keypad control code with 2000 (2000) keypad control code: Black, Blue, Green, Orange/Red, White, Yellow. No "Universal" keypad control code.
 (4) Head mounting hole (head hole) can be engraved with "EMERGENCY STOP" in raised white letters. (See color code "EM" instead of "B", emergency only.)

Fuente: Shneider Electric

APÉNDICE XII

Programa de Librería de Hewlett Packart

El programa de Hewlet Packart se trata de una herramienta que permite realizar los cálculos de los diagramas de corte y momento mediante las funciones de singularidad para vigas simplemente apoyadas, dando como resultado la determinación de los diagramas de corte, diagrama de momento y la determinación de las reacciones en los apoyos. Las ecuaciones utilizadas en la calculadora para la determinación de estos diagramas son:

$$q(x) = \frac{dV}{dX} = \frac{d^2M}{dX^2} \longrightarrow \text{Ecuación XII-1}$$

Donde $q(x)$ es la carga en función de la distancia en el eje x del elemento apoyado observando la relación guarda con esta con la fuerza cortante (V) y el momento flector (M), donde se puede determinar la distribución del cortante V y del momento M mediante la integración de la ecuación XII-1

$$\int_{V_a}^{V_b} dV = \int_{X_a}^{X_b} q dX = V_b - V_a \longrightarrow \text{Ecuación XII-2}$$

El programa se encarga de evaluar la integral entre dos puntos X_a y X_b dando como resultado que la fuerza cortante será igual al área bajo la curva de la función de carga.

Para determinar el momento flector el programa evalúa la razón entre el cortante y el momento mostrando que la diferencia entre dos puntos cualesquiera es igual al área bajo la curva de la función cortante (ecuación XII-3)

$$\int_{M_a}^{M_b} dM = \int_{V_a}^{V_b} V dX = M_b - M_a \longrightarrow \text{Ecuación XII-3}$$