



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA POSICIONAR
LAS RUEDAS EN LAS MAZAS DE VEHÍCULOS DE UNA LÍNEA DE
ENSAMBLAJE**

**EL MASRI SAMER
SÁNCHEZ OSCAR**

VALENCIA, ABRIL 2008



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA POSICIONAR
LAS RUEDAS EN LAS MAZAS DE VEHÍCULOS DE UNA LÍNEA DE
ENSAMBLAJE**

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

**EL MASRI SAMER
SÁNCHEZ OSCAR**

VALENCIA, ABRIL 2008

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
COORDINACION DE PROYECTO DE GRADO

SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO

TITULO DEL TRABAJO: “DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMI-AUTOMÁTICA PARA POSICIONAR LAS RUEDAS EN LAS MAZAS DE VEHÍCULOS DE UNA LÍNEA DE ENSAMBLAJE”.

FECHA DE INICIO DEL TRABAJO: 01-03-07, FECHA DE EX. FINAL:
FECHA DE ENTREGA DE EJEMPLARES EN DIRECCION DE ESCUELA: 25-03-07.

SINOPSIS: El proyecto de grado que se presenta tiene como objetivo el de diseñar una máquina semi-automática para posicionar las ruedas en las mazas de los vehículos que actualmente se ensamblan en la empresa **Venirauto Industrias, C.A.**, esto con la finalidad de eliminar, en las estaciones donde se montan las ruedas, los riesgos de lesiones al trabajador que son causados por el levantamiento repetitivo de cargas pesadas, así como también disminuir los tiempos de producción mediante el diseño de una máquina con un alto grado de automatismo.

Para tales fines se llevó a cabo un proceso de generación de soluciones de diseño, seleccionando la mejor de éstas mediante la técnica de selección por “restricciones y criterios”. La máquina, dividida en tres subconjuntos (sistema de alimentación, sujeción y posicionamiento) fue diseñada utilizando elementos aprendidos en la carrera tales como: “diseño de transmisión de potencia, teorías de fallas por fatiga, resistencia de materiales, teorías de automatización y control, entre otros. La construcción y puesta en marcha de este equipo eliminará los riesgos de lesiones a los trabajadores de las estaciones en cuestión, generando así un ambiente de trabajo más seguro y confiable. A su vez disminuirá en un 66% los tiempos de producción de estas estaciones, y producirá un incremento potencial en las ganancias netas de la ensambladora.

ESTUDIANTES

CEDULA DE IDENTIDAD	NOMBRE	FIRMA
<u>V-16.874.142</u>	<u>Oscar J. Sánchez S.</u>	_____
<u>V-16.895.212</u>	<u>Samer I. El Masri M.</u>	_____

JURADO

PROFESOR GUIA.	NOMBRE	FIRMA
_____	Jorge Romero	_____
Prof. José Gutiérrez	Napoleón González	_____



DEDICATORIA

Le dedico este proyecto de grado primordialmente a Dios, por ser tan bondadoso conmigo y darme todas las herramientas necesarias para alcanzar mis metas.

A mis padres, por ser la guía, el impulso y el sostén de mi vida. Les doy gracias por estar siempre presente y apoyarme en todas mis decisiones.

Les dedico también este proyecto de grado a todas aquellas personas, familiares y amigos, que me quieren y confían en mí. A todos los que me ayudaron desde el principio y siguen haciéndolo.

Por último, este proyecto esta dedicado a mi persona, pues he aquí la finalización de mi pre-grado universitario y el comienzo de una vida profesional llena de éxitos.

Oscar J. Sánchez S.



DEDICATORIA

Le dedico este trabajo a DIOS (ALA) por ser mi guía y protector en todo momento, por otorgarme una cariñosa y gran familia, por darme las pautas durante toda mi vida para poder llegar al éxito.

A mis padres Issam y Jinan, por ser aquellas personas que me han apoyado en las buenas y malas, por todo lo que me han dado a lo largo de mi vida, por sus sabios consejos, su cariño y paciencia en todo momento, les dedico este trabajo de todo corazón.

A mis hermanos Sandra y Saer, por ser el complemento en nuestras vidas, por darle ese toque de alegría a la vida, los aprecio mucho.

A mis amigos de la Universidad que forman parte y formarán parte de mi vida, por todas las experiencias compartidas, les dedico este trabajo.

A la Universidad de Carabobo, especialmente mi Facultad de Ingeniería, por ser mi casa de estudio y darme la oportunidad de formarme como profesional.

Samer El Masri



AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a nuestra UNIVERSIDAD DE CARABOBO por darnos todos nuestros conocimientos, gratas vivencias, buenos amigos y por ser parte de una de las mejores épocas de nuestras vidas.

Agradecemos el apoyo brindado por parte del **Ing. Luís Torres**, Jefe de Producción de **Venirauto Industrias, C.A**, para con la realización de este proyecto de grado, por ser la persona motriz de este tema y trabajo.

Al profesor guía **Ing. José Gutiérrez**, por haber sido nuestro tutor académico y máximo orientador en este trabajo de grado.

Agradecemos también a todas aquellas personas que nos brindaron un poco de sus conocimientos en pro de lograr un mejor desarrollo metodológico y técnico del proyecto llevado a cabo.

Samer El Masri y Oscar Sánchez



ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
RESUMEN.....	XIV
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1 Formulación del Problema	3
1.2 Objetivos	5
1.2.1 Objetivo General	5
1.2.2 Objetivos Específicos.....	5
1.3 Justificación.....	5
1.4 Limitaciones.....	6
1.5 Delimitación.....	7
CAPÍTULO II	8
MARCO TEÓRICO.....	8
2.1 Antecedentes	8
2.1.1 “Diseño de un dispositivo que permita el mejoramiento del proceso de instalación de los asientos de los vehículos Pick-up F-150 y Explorer” 2004.....	8
2.1.2 “Diseño mecánico y construcción de un robot manipulador tipo SCARA de dos grados de libertad para el marcaje de las piezas en laminas metálicas” 2004.	10
2.1.3 “Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas de vehículos para una empresa automotriz” 2002.....	11
2.2 Bases Teóricas.....	11
2.2.1 Automatización industrial	12
2.2.2 Partes principales de un sistema automatizado	12
2.2.3 Objetivos de la automatización	13
2.2.4 Detectores y captadores.....	13
2.2.5 Sensores	14
2.2.6 Actuador o accionador y pre-actuadores.....	17
2.2.7 Tecnologías cableadas.....	20
2.2.8 Tecnologías programadas.....	20
2.3 Neumático (Llanta)	21
2.3.1 Tipos de neumáticos.....	22
2.3.2 Dimensiones	22
2.4 Rín.....	24
2.4.1 Dimensiones.....	24
2.5 Mazas	26
2.6 Manejo manual de cargas.....	27
2.6.1 Definición de carga	27
2.6.2 Manipulación manual de cargas.....	27



2.6.3 Factores de riesgo principales:.....	28
2.6.4 Peso recomendado en función de la zona de manipulación:.....	28
CAPÍTULO III.....	30
MARCO METODOLÓGICO.....	30
3.1 Nivel de la investigación.....	30
3.2 Diseño de la investigación.....	30
3.3 Fases del proceso.....	30
3.3.1 Primera fase.....	30
3.3.2 Segunda Fase.....	31
3.3.3 Tercera Fase.....	32
3.3.4 Cuarta Fase.....	32
CAPÍTULO IV.....	33
4.1 Estudio del proceso de ensamblaje actual de las dos (02) líneas de producción existentes.....	33
4.1.1 Línea de ensamblaje del vehículo modelo TURPIAL.....	33
4.1.2 Línea de ensamblaje del vehículo modelo CENTAURO.....	38
4.1.3 Proyección de la ensambladora.....	45
4.2 Estudio y búsqueda de soluciones.....	45
4.2.1 Subdivisiones de los componentes de la máquina posicionadora de ruedas.....	45
Sistema de alimentación de ruedas.....	46
4.3 Diseño mecánico de la máquina.....	59
4.3.1 Diseño del sistema de alimentación de ruedas.....	59
4.3.4 Características finales del diseño de la cadena transportadora.....	76
4.3.5 Diseño de sistema rotativo de transportador B.....	77
4.3.6 Cálculos del sistema rotativo de transportador B.....	78
4.3.7 Características finales de sistema rotativo de transportador B.....	83
4.4 Diseño del sistema de sujeción.....	84
4.4.1 Cálculo de las mordazas sujetadoras de la rueda.....	85
4.4.2 Cálculo de aro de sujeción para las mordazas y el actuador.....	90
4.4.3 Cálculo de los brazos de sujeción del aro.....	93
4.4.4 Cálculo de la articulación del sistema de sujeción (Pasador y placa).....	97
4.4.5 Diseño del codo articulado del dispositivo.....	103
4.4.6 Diseño de soldadura de los componentes del sistema de sujeción.....	106
4.5 Diseño del sistema de posicionamiento.....	111
4.6 Cálculo de estructura de soporte.....	115
4.7 Diseño del sistema de control.....	120
4.7.1 Elementos empleados en el diseño del sistema de control.....	120
4.7.2 Descripción de los elementos de entrada y salida.....	121
4.7.3 Ubicación de los sensores en el sistema.....	122
4.7.4 Memoria descriptiva del sistema de posicionamiento de ruedas.....	123
4.7.5 Diagrama de flujo para la carga del sistema de paletas del dispositivo... ..	125



4.7.6 Memoria descriptiva de la recarga del sistema luego de terminada la paleta contenedora de ruedas	126
4.7.7 Selección y justificación de los componentes	126
4.7.8 Diagrama neumático del sistema	131
4.7.9 Lista de direcciones	132
4.7.10 Diagrama de conexión del PLC	139
4.7.11 Diagrama de conexión de los motores eléctrico usados	142
4.7.12 Diagrama de escalera	143
4.8 Factibilidad económica	147
CONCLUSIONES	154
RECOMENDACIONES	155
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	156
APÉNDICE A: Selección de Mejor Solución del Sistema	159
APÉNDICE B: Diseño del Transportador a Cadenas	167
APÉNDICE C: Diseño del Sistema de Sujeción y Posicionamiento	176
APÉNDICE D: Diseño de Automatización	187
APÉNDICE E: Planos	206



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 2.1: a: Resolver marca AMCI modelo H25, b: Encoders absolutos e incrementales marca HEINRICH	15
Figura N° 2.2: Sensores de proximidad capacitivos.....	16
Figura N° 2.3: Sensores de proximidad inductivos.....	16
Figura N° 2.4: Sensores de proximidad infrarrojos.....	17
Figura N° 2.5: Servo actuador lineal eléctrico.....	18
Figura N° 2.6: Actuador lineal neumático.....	19
Figura N° 2.7: Actuador lineal hidráulico.....	19
Figura N° 2.8: Ejemplo de medición del ancho de cama.....	24
Figura N° 2.9: Ejemplo de medición de la separación entre barrenos.....	25
Figura N° 2.10: Ejemplo de medición del offset de un rín.....	26
Figura N° 2.11: Maza de un vehículo con frenos tipo tambor con orificios para la fijación de los pernos que sujetarán el rín.....	26
Figura N° 2.12: Maza de un vehículo con frenos tipo disco con orificios para la fijación de los pernos que sujetarán el rín.....	26
Figura N° 2.13: Peso recomendado en función de la altura de elevación.....	29
Figura N° 4.1: Solución N°1: Sistema de bandas transportadoras de paletas....	48
Figura N° 4.2: Solución N° 2: Carro para el traslado de paletas.....	49
Figura N° 4.3: Solución N° 2: Sistema de carros especiales de traslado.....	49
Figura 4.4: Solución N° 1: Sistema de pinzas de sujeción al rín.....	52
Figura 4.5: Solución N° 2: Sistema de sujeción a presión por la banda de rodamiento del caucho.....	52
Figura 4.6: Solución N°3: Sistema de sujeción a presión por la banda de rodamiento del caucho.....	53
Figura 4.7: Solución N°4: Sistema de sujeción por medio de un electroimán	53
Figura 4.8: Solución N° 1: Sistema de posicionamiento por medio de un puente grúa con carro automático.....	56
Figura 4.9: Solución N° 2: Sistema de posicionamiento por medio de una barra con movimiento semi-circular.....	57
Figura 4.10: Solución N° 3: Sistema de posicionamiento por medio de un brazo posicionador.....	58
Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la cadena transportadora.....	60
Figura N° 4.12: Flecha de transmisión del transportador de cadena.....	67
Figura N° 4.13: Diagrama de corte y momento de la flecha de transmisión...	70
Figura N° 4.14: Cargas alternantes.....	70
Figura N° 4.15: Sistema de transmisión entre motor reductor y eje del transportador de cadena.....	74
Figura N° 4.16: Sistema rotativo del transportador “B”.....	77
Figura N° 4.17: Diagrama de cuerpo libre de la rueda.....	79
Figura N° 4.18: Paleta de madera con las ruedas.....	79



Figura N° 4.19: Diagrama de cuerpo libre de la rueda.....80

Figura N° 4.20: Medidas necesarias para el cálculo de sistema rotativo del transportador “B”83

Figura N° 4.21: Dispositivo de sujeción.....84

Figura N° 4.22: a: Vista lateral de las mordazas sujetadoras de la rueda, b: Vista en 3D de las mordazas.....85

Figura N° 4.23: Diagrama de cuerpo libre de la rueda.....85

Figura N° 4.24: Diagrama de cuerpo libre de la mordaza.....87

Figura N° 4.25: Diagrama de corte y momento de la mordaza.....88

Figura N° 4.26: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la barra.....88

Figura N° 4.27: Determinación de la magnitud “C”.....89

Figura N° 4.28: Aro de sujeción.....90

Figura N° 4.29: Sección en voladizo del aro.....90

Figura N° 4.30: Dimensiones de la mordaza de sujeción.....91

Figura N° 4.31: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la barra.....91

Figura N° 4.32: Determinación de la magnitud “C”.....92

Figura N° 4.33: Dimensiones y fuerzas a las que están sometidos los brazos de sujeción.....93

Figura N° 4.34: División del brazo de sujeción.....94

Figura N° IV.35: Primera sección del brazo de sujeción.....94

Figura N° 4.36: Dimensiones de la primera sección del brazo de sujeción...95

Figura N° 4.37: Segunda sección del brazo de sujeción.....96

Figura N° 4.38: Vista posterior del dispositivo de sujeción de las ruedas.....97

Figura N° 4.39: Placa de articulación.....98

Figura N° 4.39: Placa de articulación.....99

Figura N° 4.40: Dimensiones de la placa de articulación.....100

Figura N° 4.41: Ejemplificación del actuador encargado de realizar el movimiento de 90° del dispositivo.....101

Figura N° 4.42: Actuador DNCB según ISO 15552.....102

Figura N° 4.43: Brida basculante del actuador DNCB según ISO 15552....102

Figura N° 4.44: Cabeza de rótula del actuador DNCB según ISO 15552....102

Figura N° 4.45: Muestra del diseño del codo articulado del dispositivo.....103

Figura N° 4.46: Eje giratorio.....104

Figura N° 4.47: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la sección circular.....105

Figura N° 4.48: Determinación de la magnitud “C”.....105

Figura N° 4.48: Soldadura a traslape.....107

Figura N° 4.49: Soldadura de mordaza fija al aro.....108

Figura N° 4.50: Soldadura de patas de sujeción al aro.....108

Figura N° 4.51: Reacción de la soldadura de patas de sujeción al aro.....109

Figura N° 4.52: Soldadura de las patas de sujeción.....109

Figura N° 4.53: Unión de las tres (03) patas de sujeción.....110



Figura N° 4.54: Soldadura de las placas al conjunto.....	111
Figura N° 4.55: Carro transportador HEPCO.....	112
Figura N° 4.56: Dispositivo de Acercamiento.....	114
Figura N° 4.57: Actuador del dispositivo de Acercamiento.....	115
Figura N° 4.58: Estructura de soporte.....	115
Figura N° 4.59: DCL viga de soporte.....	116
Figura N° 4.60: Diagrama de corte y momento.....	117
Figura N° 4.61: DCL del soporte.....	118
Figura N° 4.62: Soldadura de la estructura.....	119
Figura N° 4.63: Componentes de la máquina y ubicación de los sensores...	122
Figura N° 4.64: Sistema de paletas del dispositivo.....	125
Figura N° 4.65: Diagrama de carga del sistema de paletas.....	125
Figura N° 4.66: Efecto de Compresibilidad del Aire en actuador principal..	127
Figura N° 4.67: Diagrama neumático.....	131
Figura N° 4.68: Entradas del diagrama de conexiones del PLC.....	139
Figura N° 4.69: Salidas del diagrama de conexiones del PLC.....	140
Figura N° 4.70: Diagrama electrico de los motores utilizados.....	141
Figura N° 4.71: Escala de tiempo para el caso 1.....	149
Figura N°4.72: Escala de tiempo para el caso 1.....	150



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Rango de velocidad (Km/h) de los neumáticos según símbolo.	23
Tabla 4.1: Características finales de los motores de los transportadores A y B respectivamente.	76
Tabla 4.2: Características finales del motor para el giro de 90° del transportador “B”.	83
Tabla 4.3: Dimensiones de las ruedas.	84
Tabla 4.4: Descripción de elementos de entrada.	121
Tabla 4.5: Descripción de elementos de salida.	122
Tabla 4.6 Característica electroválvula seleccionada.	127
Tabla 4.7 Característica electroválvula seleccionada.	128
Tabla 4.8 Característica sensor magnético.	128
Tabla 4.9 Característica sensor inductivo.	129
Tabla 4.10 Característica sensor inductivo.	130
Tabla 4.11: Modulo de entrada del PLC.	131
Tabla 4.12: Modulo de salida del PLC.	131
Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC.	132
Tabla 4.14: Tabla de tiempos de instalación.	148
Tabla 4.15: Costos asociados a la inversión inicial (II).	150



RESUMEN

El proyecto de grado que se presenta tiene como objetivo el de diseñar una máquina semiautomática para posicionar las ruedas en las mazas de los vehículos que actualmente se ensamblan en la empresa **Venirauto Industrias, C.A**, esto con la finalidad de eliminar, en las estaciones donde se montan las ruedas, los riegos de lesiones al trabajador que son causados por el levantamiento repetitivo de cargas pesadas, y de disminuir los tiempos de producción mediante el diseño de una máquina con un alto grado de automatismo.

Para tales fines, se llevará a cabo en el capítulo I un proceso de generación de soluciones de diseño, para luego seleccionar la mejor de éstas mediante las técnicas de “*restricciones y criterios*”. En el capítulo II se encontrarán los antecedentes que servirán de guía y las bases teóricas que lo fundamentarán. En el capítulo III se visualizará la metodología utilizada y los pasos a seguir para la realización de la tesis. La máquina, dividida en tres subconjuntos (sistema de alimentación, sujeción y posicionamiento) será diseñada en el capítulo IV utilizando teorías de diseño de transmisión de potencia, teorías de fallas por fatiga, resistencia de materiales, teorías de automatización y control, entre otros. Por último será realizado un estudio económico para conocer la rentabilidad del proyecto.



INTRODUCCIÓN

El proyecto de grado a continuación se desarrolla en la ensambladora más reciente del país, **Venirauto Industrias, C.A**, empresa que nació por iniciativa del gobierno, para producir vehículos de calidad a precios accesibles al consumidor. Para esta empresa alcanzar dicho objetivo, y también lograr a corto plazo posicionarse como una empresa líder en el mercado automotriz nacional, debe agilizar sus procesos de producción mediante la automatización de sus líneas de ensamblaje.

Una de las oportunidades de mejora encontradas se tiene en la línea de montaje de las ruedas en las mazas de los vehículos, el cual es un proceso totalmente manual y ocasiona problemas de baja productividad y de salud laboral, puesto que para realizar las labores de instalación de la rueda el operario debe levantar cargas pesadas repetidamente.

El objetivo de este proyecto es diseñar una máquina semiautomática para posicionar las ruedas en las mazas de los vehículos que se ensamblan en Venirauto, la cual elimine los problemas de baja producción, seguridad y ergonomía en las estaciones de montaje en cuestión.

Una explicación más detallada del problema puede encontrarse en el capítulo I, el cual define los objetivos específicos de esta tesis de grado. En el capítulo II se encuentran los antecedentes que sirven de guía para este proyecto y las bases teóricas del mismo. En el capítulo III se visualiza la metodología utilizada para la realización del proyecto. Por último en el capítulo IV se hace un estudio del proceso de ensamblaje, se buscan diferentes soluciones de diseños de máquinas, se define mediante el uso de técnicas de selección la mejor solución, se diseña con el uso de la



ingeniería los componentes mecánicos y de control del equipo y se realiza un estudio económico para conocer la factibilidad y rentabilidad del proyecto.



CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Formulación del Problema

El mercado automotriz venezolano ha estado en rápido crecimiento desde principios del nuevo milenio y la demanda de vehículos en Venezuela se ha hecho cada vez mayor. Por estas razones el gobierno Venezolano realizó un estudio económico con el fin de fabricar vehículos hechos en el país a un costo mucho menor que los vehículos ensamblados por industrias extranjeras.

Siendo positivo el estudio, se creó la ensambladora **Venirauto Industrias, C.A.**, empresa mixta que los países de Irán y Venezuela inauguraron el 17 de Septiembre del 2006 en la Zona Industrial I de Maracay Edo. Aragua, para consolidar el mercado automotriz nacional con la meta de producir 5 mil vehículos al año a corto plazo.

Una vez instalada la estructura, maquinarias y equipos principales de la planta, Venirauto comenzó las operaciones de ensamblaje de dos modelos de vehículos diferentes con un promedio de cinco vehículos diarios en total. La necesidad de incrementar la producción es obligatoria y está ligada a la tarea de diseñar máquinas y equipos que ayuden a los operarios a agilizar las labores de ensamblaje.

Actualmente la empresa no cuenta con equipos automatizados que faciliten el ensamblaje de diferentes partes que conforman el vehículo, y que logren disminuir el tiempo y esfuerzo que invierte el personal técnico en el proceso.

En la planta actualmente existen dos líneas de ensamble de dos modelos diferentes de vehículos los cuales se encuentran suspendidos a una altura de dos (2) metros y



son transportados a las diferentes estaciones de montaje mediante un polipasto. En una de las estaciones se instalan las ruedas de forma manual; el operario en este procedimiento debe tomar a ésta de una paleta ubicada a su lado y elevarla hasta la altura del automóvil, para instalarla en los diferentes pernos de la maza y luego, con una herramienta neumática, ajustar las tuercas que la sostendrán.

Las ruedas son trasladadas a su estación de montaje mediante un montacargas, el cual las ubica paralelamente a la línea de ensamblaje. En cada paleta se almacenan cuatro (4) torres de cinco (5) ruedas cada una, dando un total de veinte (20) ruedas por paleta.

Una vez que **Venirauto Industrias, C.A.** comience el ensamblaje estandarizado, de un aproximado de 100 vehículos diarios, para cumplir con su meta del año 2008, el proceso manual de instalación de neumáticos generará retrasos en las operaciones de producción, aunado a esto se encuentra el esfuerzo físico continuo que realizará el personal asignado a esta etapa del ensamblaje. Por consiguiente los costos operacionales se verán incrementados y se reflejarán en el valor final del vehículo.

Está demostrado que automatizar los procesos de ensamblaje es ventajoso, logrando disminuir un valioso tiempo en estas labores y como consecuencia incrementar los beneficios económicos para la empresa.

Lo que se desea con este trabajo es el diseño de un dispositivo que facilite la instalación de las ruedas en los vehículos de la línea de ensamblaje, incluyendo su sistema de alimentación y consiguiendo así menores tiempos de producción, mejores condiciones de trabajo y logrando que la empresa sea más eficiente.



1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una máquina semiautomática para posicionar las ruedas en las mazas de vehículos de una línea de ensamble.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Estudiar el proceso de ensamble actual de las dos líneas de producción existentes en la planta.
- Generar diferentes soluciones de diseño de máquinas para el posicionamiento de la rueda de manera rápida y automática para la escogencia de la más adecuada.
- Realizar el diseño mecánico del sistema de posicionamiento de la rueda en la maza del vehículo.
- Definir el sistema de control requerido para el sistema.
- Evaluar en un estudio de factibilidad económica el sistema diseñado.

1.3 Justificación

Venirauto Industrias C.A. es una empresa nueva que se estará posicionando en el mercado automotriz nacional por lo cual debe poseer un máximo rendimiento en su producción para así poder recuperar la inversión realizada por los países participantes en ésta y estar a la par en el ámbito tecnológico con las ensambladoras existentes en el país. Esto se podrá realizar mediante la disminución de los tiempos de ensamble utilizando dispositivos automatizados que agilicen el trabajo dentro de la empresa.



Esta empresa no cuenta con estos mecanismos por lo que el diseño de un sistema semiautomático de posicionamiento de las ruedas en las mazas de los vehículos hará que la planta tenga un menor tiempo de producción, que logrará una reducción de costos y evitará trabajo forzado a su personal técnico.

La rueda tiene un peso de 15 kg, elevar dicho peso a una altura de dos (2) metros un promedio de cien (100) veces en un turno laboral, es un actividad forzada que puede tener consecuencias negativas en la salud del trabajador.

Con este trabajo de grado se afianzará el conocimiento de los autores en materia de *automatización y diseño mecánico* así como también el conocimiento de los métodos actuales de ensamblaje de vehículos que son utilizados por las diferentes empresas transnacionales instaladas en Venezuela.

1.4 Limitaciones

La empresa posee dos líneas en donde se ensamblan los modelos Sedan, *Turpial 141DLX* con un motor de 4 cilindros en línea de 1323 cc y el *Centauro* en sus dos versiones *Centauro ST* con un motor de 4 cilindros en línea de 1587 cc y *Centauro LX* con un motor de 4 cilindros en línea de 1761 cc, estas dos líneas de ensamblaje van a estar provistas de la máquina posicionadora de ruedas.

Para la ubicación y diseño de la máquina se dispone de un espacio tridimensional de 7.2 m³ (3 m de largo, 1.2 m de ancho y 2 m de alto), es este espacio en donde la máquina deberá ejercer su función y ejecutar todos sus movimientos.

En las dos líneas de ensamblaje, están presente líneas de aire comprimido, que por requerimientos de la empresa estas van a ser la fuente de energía para alimentar y darle movimiento a la máquina.



La máquina debe ser operada por una sola persona con la finalidad del ahorro de personal.

El estudio general puede verse afectado por el acceso a la empresa producto de auditorías externas que se les realizan periódicamente y en las cuales no se permita la presencia de personas ajenas a la institución.

1.5 Delimitación

Las plantas ensambladoras de automóviles están conformadas por muchos procesos de producción, los cuales pueden ser automatizados con diferentes equipos y máquinas, donde estos constituyen un campo de estudio amplio. Este trabajo de grado se centrará en el diseño de uno de los mecanismos en el área final de ensamblaje, la instalación de las ruedas en las mazas de los dos modelos de vehículos que actualmente se están ensamblando, el cual se basa en posicionar las ruedas del tren trasero y delantero de una manera rápida y segura.

Esta máquina se va a diseñar de tal manera que sea capaz de posicionar dos (2) ruedas de cada vehículo a ensamblar, es decir, las ruedas delantera y trasera de cada lado del vehículo por lo cual será necesaria la instalación de 4 máquinas para lograr suplir las dos líneas de ensamblaje (Dos (02) máquinas en cada línea).



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Entre los estudios previos realizados dedicados al desarrollo de sistemas mecánicos automatizados de diferentes industrias se pueden encontrar:

2.1.1 “Diseño de un dispositivo que permita el mejoramiento del proceso de instalación de los asientos de los vehículos Pick-up F-150 y Explorer” 2004.

Trabajo de grado realizado por Marco Borreno y Wilson Leguizamon, de la Universidad Tecnológica del Centro.

En la empresa Ford Motor, se presentaba la problemática de que los operarios estaban siendo afectados por el proceso en que se trasladaban las butacas al interior de los vehículos pick-up F-150 y Explorer manualmente, es por esto, que surge la necesidad de diseñar un sistema o dispositivo que facilitara esta tarea, para así contribuir a la modernización de la operación de ensamblaje, que contribuya a la reducción de daños a la carrocería y pintura debido al antiguo proceso de instalación, y mejore las condiciones de trabajo, lo que consecuentemente traería un incremento en la producción y una reducción en las piezas rechazadas por las causas ya mencionadas.

Al inicio del proyecto se establecieron varios objetivos tales como:

- Analizar el actual sistema de instalación de los asientos, para crear y obtener un enfoque de cómo podrían ser los dispositivos a diseñar
- Estudiar y determinar la factibilidad técnica de las distintas alternativas para el



mejoramiento del proceso, esto se lleva a cabo mediante el establecimiento de criterios y restricciones de diseño, que contribuyan al desarrollo de los dispositivos.

- Diseñar el sistema seleccionado, una vez determinado los dispositivos que se desarrollarían, se procedió a la ejecución de los mismos.

Al iniciar el proyecto se partió de la idea de diseñar un único dispositivo altamente versátil, que permitiese trasladar las butacas al interior de ambos vehículos; pero anterior al diseño se determinó que no era posible puesto que esto requería realizar modificaciones en la línea de ensamblaje, lo que implicaba incorporar los dos tipos de butacas en una sola estación, requiriéndose la movilización de la estación de fluidos (llenado del radiador, del tanque de gasolina y gas de a/a) acarreado un elevado costo debido a la paralización de la producción para realizar las modificaciones.

Por esto se desarrollaron dos dispositivos (uno por vehículo) el proyecto se inició con el dispositivo de la pick-up, con el cual se consolidó la aplicación del mismo debido a su construcción y actual operación. Respecto al dispositivo de la Explorer se concluyó pero no se ha implantado debido a que el taller de matricería de la compañía tiene trabajos atrasados de mayor prioridad.

Con la realización de este trabajo se pudo obtener como resultado el efecto del dispositivo implantado en la actividad física de los operarios y reducción de riesgos de accidentes, como también el efecto en la producción, ya que se están optimizando las tareas lo cual contribuye la filosofía de mejoramiento continuo de los procesos de ensamblaje.



2.1.2 “Diseño mecánico y construcción de un robot manipulador tipo SCARA de dos grados de libertad para el marcaje de las piezas en laminas metálicas” 2004.

En este trabajo de grado presentado por Froment Fernando y Sánchez Miguel a la Universidad de Carabobo se planteó el diseño de las piezas mecánicas de un robot tipo SCARA, la selección de los elementos actuadores que formaron parte del mismo y así como el estudio del movimiento de este lo cual es un factor determinante en el diseño mecánico.

Como primer paso explicaron los diferentes tipos de robots que existen dependiendo de su principio de funcionamiento, luego realizaron la explicación en detalle de todo el sistema automatizado que lo compone los cuales son los actuadores, los sensores, los motores y los elementos finales de control, entre otros, también incluyeron información sobre la programación.

La conclusión más importante de esta investigación es que, se pudo determinar la importancia del análisis de los elementos de máquinas, y su vital importancia en la industria mecatrónica, ya que además de la tecnología referente a dispositivo electrónicos y sistemas de control, los robots y todos los dispositivos mecatrónicos deben poseer una plataforma mecánica debidamente diseñada para cumplir con las condiciones de trabajo, respetando los valores de precisión, rapidez y eficiencia que la aplicación requiera.

Esta investigación proveerá información en la rama de automatización ya que posee una importante cantidad de elementos y actuadores, que nos será como una especie de guía para la selección y el diseño de los sistemas automatizados de nuestra máquina posicionadora.



2.1.3 “Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas de vehículos para una empresa automotriz” 2002.

Trabajo de grado realizado por Raúl Colmenares y Mary Padrón, de la Universidad de Carabobo, donde se realizó el diseño de un conjunto de máquinas que se encargarán del desmontaje, transporte y posterior ensamblaje de las puertas de vehículos dentro de una línea de ensamblaje, ya que durante el proceso, las puertas deben ser desensambladas de la estructura del vehículo para con esto instalarles los componentes correspondientes a la misma, y posteriormente volverlas a instalar, lo cual se hace de manera manual, donde el operador debe cargarla para retirarla y luego instalarla.

La conclusión más importante de este trabajo fue que el objetivo general fue alcanzado, por el hecho de haber diseñado un sistema completo que involucra desde el desmontaje de la puerta de la unidad, su manejo o traslado, su subensamble y su montaje de nuevo a la unidad o montaje. Incluyendo en este diseño todos los detalles necesarios y cálculos resistentes. Cumpliendo simultáneamente con los estatutos y exigencias corporativas.

Este trabajo de grado nos proveerá apoyo en el campo del diseño de piezas mecánicas así como también automatización de procesos.

2.2 Bases Teóricas

En este apartado se definirán los conceptos básicos referidos al diseño de ingeniería.



2.2.1 Automatización industrial

Universidad del País Vasco [Curso de automatización]. (Diciembre 2001)

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológico, es decir, el uso de sistemas o elementos computarizados para controlar maquinarias y/o procesos industriales substituyendo a operadores humanos.

El alcance va más allá que la simple mecanización de los procesos ya que ésta provee a operadores humanos mecanismos para asistirlos en los esfuerzos físicos del trabajo, la automatización reduce ampliamente la necesidad sensorial y mental del humano.

2.2.2 Partes principales de un sistema automatizado

- Parte Operativa
- Parte de Mando

La *Parte operativa* es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada. Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera, entre otros.

La *Parte de mando* suele ser un autómata programable (tecnología programada), aunque hasta hace bien poco se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada). En un sistema de fabricación automatizado el autómata programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado.



2.2.3 Objetivos de la automatización

- Mejorar la productividad de la empresa, reduciendo los costes de la producción y mejorando la calidad de la misma.
- Mejorar las condiciones de trabajo del personal, suprimiendo los trabajos penosos e incrementando la seguridad.
- Realizar las operaciones imposibles de controlar intelectual o manualmente.
- Mejorar la disponibilidad de los productos, pudiendo proveer las cantidades necesarias en el momento preciso.
- Simplificar el mantenimiento de forma que el operario no requiera grandes conocimientos para la manipulación del proceso productivo.
- Integrar la gestión y producción.

2.2.4 Detectores y captadores

Como las personas necesitan de los sentidos para percibir, lo que ocurre en su entorno, los sistemas automatizados precisan de los transductores para adquirir información de:

- La variación de ciertas magnitudes físicas del sistema.
- El estado físico de sus componentes

Los dispositivos encargados de convertir las magnitudes físicas en magnitudes eléctricas se denominan transductores.

Los transductores se pueden clasificar en función del tipo de señal que transmiten en:

- Transductores todos o nada: Suministran una señal binaria claramente diferenciada. Los finales de carrera son transductores de este tipo.



- Transductores numéricos: Transmiten valores numéricos en forma de combinaciones binarias. Los encoders son transductores de este tipo.
- Transductores analógicos: Suministran una señal continua que es fiel reflejo de la variación de la magnitud física medida.

Algunos de los transductores más utilizados son: Final de carrera, fotocélulas, pulsadores, encoders, entre otros.

2.2.5 Sensores

Los sensores son elementos indispensables en el control de las acciones de todo sistema automatizado. Son los dispositivos que permiten que el sistema de control tenga conocimiento de la situación de los elementos mecánicos del sistema, considerando aspectos como: Posición, velocidad, fuerza, torque, presencia de objetos y/o distancia de los mismos.

Tomando en cuenta el sistema a diseñar, entre los sensores que se podrían utilizar se tienen:

- **Sensores de posición**

Existen dos tipos de sensores de posición: analógicos y digitales. Entre los analógicos más utilizados se encuentran los resolvers, los sincro-resolvers y los sensores lineales de posiciones. Entre los digitales se encuentran, los encoders absolutos e incrementales y las reglas ópticas. Algunos ejemplos se muestran en la figura 2.1.

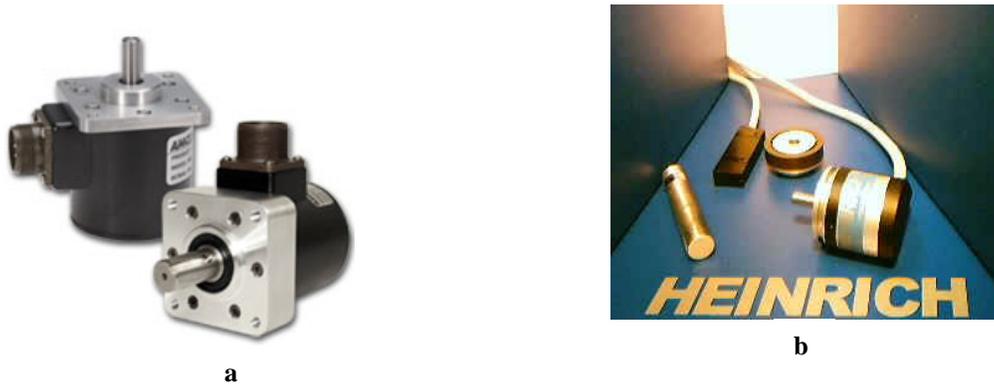


Figura N° 2.1: a: Resolver marca AMCI modelo H25, b: Encoders absolutos e incrementales
Fuente: Fabricante Heinrich.

- **Sensores de proximidad**

Los sensores de proximidad son transductores que detectan objetos o señales que se encuentran cerca del elemento sensor. Existen varios tipos de sensores de proximidad, los más comunes son los capacitivos, los inductivos y los infrarrojos:

- **Capacitivos**

Este tipo de transductor trabaja con un campo electrostático. Al aproximarse un objeto metálico se produce un cambio en el campo electrostático alrededor del elemento sensor. Este cambio es detectado y enviado al sistema de detección. El sistema de detección típico está formado por una sonda, un oscilador, un rectificador, un filtro y un circuito de salida. Cuando un objeto "metálico" se aproxima al sensor la sonda aumenta su capacitancia y activa el oscilador provocando que éste dispare el circuito de salida. Generalmente éste tipo de sensores funcionan como interruptores abiertos o cerrados y la sonda está casi siempre calibrada según el objeto a censar, algunos de estos se pueden observar en la figura 2.2.



Figura N° 2.2: Sensores de proximidad capacitivos
Fuente: Fabricante Heinrich.

- Inductivos

Este tipo de transductor trabaja con un campo electromagnético. Al aproximarse un objeto metálico o no metálico, produce también un cambio en el campo electromagnético alrededor del elemento sensor. El sistema de detección típico está formado por una bobina, un oscilador, un disparador y un circuito de salida. El funcionamiento es similar al capacitivo; la bobina detecta el objeto cuando se produce un cambio en el campo electromagnético y envía la señal al oscilador, luego se activa el disparador y finalmente al circuito de salida hace la transición entre abierto o cerrado, un ejemplo de estos sensores se puede observar en la figura 2.3.



Figura N° 2.3: Sensores de proximidad inductivos
Fuente: Fabricante Heinrich.

- Infrarrojos

Este tipo de transductor trabaja con un emisor y detector de rayos infrarrojos. Al aproximarse un objeto reflector de rayos infrarrojos la luz del transmisor es reflejada

por el objeto cercano, el detector recibe los rayos infrarrojos y activa la salida de detección. El sistema de detección típico está formado por un transmisor de rayos infrarrojos, una etapa de control, un receptor de rayos infrarrojos y un circuito de salida. Por lo general el transmisor está conectado a una etapa de control que decide la activación de transmisión e inclusive puede generar pulsos de frecuencia constante que hacen la detección del sensor más robusta. El receptor de rayos infrarrojos suele ser un fototransistor o un fotodiodo. El circuito de salida utiliza la señal del receptor para amplificarla y adaptarla a una salida que el sistema pueda entender, estos se pueden observar en la figura 2.3, donde se muestran unos ejemplos de los mismos.



Figura N° 2.4: Sensores de proximidad infrarrojos

Fuente: Fabricante Heinrich.

2.2.6 Actuador o accionador y pre-actuadores

El actuador es el elemento final de control que, en respuesta a la señal de mando que recibe, actúa sobre la variable o elemento final del proceso. Un actuador transforma la energía de salida del automatismo en otra útil para el entorno industrial de trabajo. Existen diversos tipos de actuadores, con variaciones entre las características según el modelo. Los factores más importantes a considerar para seleccionar un determinado actuador son:

- Potencia.
- Controlabilidad.
- Peso y volumen.
- Precisión.
- Velocidad y aceleración

- Mantenimiento.
- Costos.

Los Actuadores pueden ser clasificados en eléctricos, neumáticos e hidráulicos.

- **Actuadores eléctricos:** Son los más empleados en la robótica, debido a su sencillez, precisión y capacidad de control. Se pueden distinguir más de tres tipos: Los motores de corriente continua (DC), los motores de corriente alterna (AC) y los motores de paso, un ejemplo de estos actuadores se puede observar en la figura 2.5.



Figura N° 2.5: Servo actuador lineal eléctrico
Fuente: Fabricante Bautz.

- **Actuadores neumáticos:** Son activados por aire comprimido, con presiones que varían de 5 a 10bar. En este tipo de actuadores se emplean los cilindros neumáticos para movimientos lineales, y los motores neumáticos para movimientos rotatorios.

Los primeros se clasifican en: Cilindros de Simple Efecto: en el que el aire genera el avance del embolo del cilindro, y el retroceso queda por parte de un muelle interno; y de Doble efecto: el cual el movimiento de avance y retroceso es ocasionado por aire comprimido que entra a una de las dos cámaras del cilindro, se puede observar un ejemplo de estos en la figura 2.6.

Los Motores Neumáticos generan un movimiento de rotación en un eje con aire comprimido, pueden ser de paletas o pistones axiales. El motor de paletas posee un rotor excéntrico con paletas de longitud variables, al entrar aire a un compartimiento el rotor gira para que este aumente su volumen, generando así el giro del motor. El motor de pistones posee pistones acoplados a un plano inclinado, que hace girar un tambor solidario al eje de giro



Figura N° 2.6: Actuador lineal neumático
Fuente: Fabricante Festo.

- **Actuadores hidráulicos:** Este tipo de actuadores son similares a los actuadores neumáticos, solo que estos emplean aceites como fluido motriz, a presiones de 50 a 100 bar o más. Presentan mayor precisión respecto a los neumáticos debido a la baja compresibilidad del aceite, y pueden efectuar movimientos continuos. También soportan grandes cargas, son autolubricados y robustos, se puede observar un ejemplo de estos en la figura 2.7.

Entre sus inconvenientes se encuentran que, debido a las altas presiones del fluido proporcionan fugas de aceite, además, su instalación es más compleja que en el caso de los actuadores neumáticos y eléctricos.



Figura N° 2.7: Actuador lineal hidráulico
Fuente: Fabricante Parker.



Los accionadores son gobernados por la parte de mando, sin embargo, pueden estar bajo el control directo de la misma o bien requerir algún preaccionamiento para amplificar la señal de mando. Esta preamplificación se traduce en establecer o interrumpir la circulación de energía desde la fuente al accionador.

Los preaccionadores disponen de una sección de mando o de control que se encarga de conmutar la conexión eléctrica, hidráulica o neumática entre los cables o conductores del circuito de potencia.

2.2.7 Tecnologías cableadas

Con este tipo de tecnología, el automatismo se realiza interconectando los distintos elementos que lo integran. Su funcionamiento es establecido por los elementos que lo componen y por la forma de conectarlos.

Esta fue la primera solución que se utilizó para crear autómatas industriales, pero presenta varios inconvenientes.

Los dispositivos que se utilizan en las tecnologías cableadas para la realización del automatismo son:

- Relés electromagnéticos.
- Módulos lógicos neumáticos.
- Tarjetas electrónicas.

2.2.8 Tecnologías programadas

Los avances en el campo de los microprocesadores de los últimos años han favorecido la generalización de las tecnologías programadas. En la realización de automatismos. Los equipos realizados para este fin son:



- Los ordenadores.
- Los autómatas programables.

El ordenador, como parte de mando de un automatismo presenta la ventaja de ser altamente flexible a modificaciones de proceso. Pero, al mismo tiempo, y debido a su diseño no específico para su entorno industrial, resulta un elemento frágil para trabajar en entornos de líneas de producción.

Un autómata programable industrial es un elemento robusto diseñado especialmente para trabajar en ambientes de talleres, con casi todos los elementos del ordenador.

2.3 Neumático (Llanta)

Wikipedia [Definición de neumáticos]. (Abril 2008)

Un neumático (del Griego $\piνευματικός$, relativo al pulmón, por el aire que lleva), también denominado cubierta en algunos países, es una pieza toroidal de caucho que se coloca en las ruedas de diversos vehículos y máquinas. Su función principal es permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción con el pavimento, posibilitando el arranque, el frenado y la guía.

Los neumáticos generalmente tienen hilos que los refuerzan. Dependiendo de la orientación de estos hilos, se clasifican en sesgados o radiales. Los de tipo radial son el estándar para casi todos los automóviles modernos

El creador del neumático fue el cirujano e inventor escocés John Boyd Dunlop. Lo consiguió en 1888 cuando infló un tubo de caucho con una bomba de aire, lo sujetó con una especie de rin y lo protegió con unas tiras de lona.



2.3.1 Tipos de neumáticos

Por su construcción existen dos tipos de neumáticos:

- *Diagonales (Convencionales)*: En su construcción las distintas capas de material se colocan de forma diagonal, unas sobre otras.
- *Radiales*: En esta construcción las capas de material se colocan unas sobre otras en línea recta, sin sesgo. Este sistema permite dotar de mayor estabilidad y resistencia a la cubierta.

Igualmente y según su uso de cámara tenemos:

- Neumáticos Tubetype: Aquellos que usan cámara (Conocido en nuestro país como tripa) y un rin específico para ello. No pueden montarse sin cámara. Se usan en algunos 4x4, y vehículos agrícolas.
- Neumáticos Tubeless: Estos neumáticos no emplean cámara. Para evitar la pérdida de aire los flancos de la cubierta se "pegan" al rin durante el montaje, por lo que el rin debe ser específico para estos neumáticos. Este modelo de neumático se emplea prácticamente en la totalidad de vehículos.

2.3.2 Dimensiones

Las dimensiones de los neumáticos se representan de la siguiente forma:

205/ 55 / 16 - 91 W

Dónde:

- El primer número identifica el ancho de sección (de pared a pared) del neumático, expresado en milímetros.



- El segundo número es el perfil, o altura del lado interior del neumático y se expresa en el porcentaje del ancho de cubierta que corresponde al flanco o pared del mismo. En algunos neumáticos se prescinde del mismo, considerando que equivale a un perfil 80.
- El tercer número es el diámetro de la circunferencia interior del neumático en pulgadas, o también, el diámetro del rin sobre el que se monta.
- El cuarto número indica el índice de carga del neumático. Este índice se rige por unas tablas en que se recogen las equivalencias en kilos del mismo. En el ejemplo el índice "91" equivale a 615 Kg por cubierta.
- Finalmente la letra indica la velocidad máxima a la que el neumático podrá circular sin romperse o averiarse. Cada letra equivale a una velocidad y en el ejemplo el código W supone una velocidad de hasta 270 km/h, estos rangos de velocidad se pueden observar en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Rango de velocidad (Km/h) de los neumáticos según símbolo.

Rangos de Velocidad		Rangos de Velocidad	
Símbolo de Rango	Velocidad (km/h)	Símbolo de Rango	Velocidad (km/h)
B	50	P	150
C	60	Q	160
D	65	R	170
E	70	S	180
F	80	T	190
G	90	U	200
J	100	H	210
K	110	V	240
L	120	W	270
M	130	Y	300
N	140	ZR	Más de 240

Fuente: Wikipedia, artículo sobre neumáticos.

Es vital para la seguridad, respetar estrictamente las medidas de los neumáticos, así como el índice de carga y el rango de velocidad. Instalar neumáticos con menores índices puede ser causa de accidente.

2.4 Rín

Mil Ruedas [El ABC de los rines]. (Octubre 2007)

El rín forma parte del conjunto de la rueda de un automóvil, este es la pieza central de dicha rueda, sobre la cual se monta el neumático y se instala a la maza del vehículo, es conocido en otros países como llanta, puede ser de acero o aluminio, existen diversos modelos y tamaños dependiendo de las dimensiones del vehículo.

2.4.1 Dimensiones

Las dimensiones de un rín se expresan a continuación por medio de un ejemplo de la siguiente manera:

18	x	7.5		5		-	100		+ 35
Diámetro		Ancho de		Número de		Separación		Offset	
de Rín		cama		barrenos		de barrenos			

- *Diámetro del rin:* Consiste en medir el diámetro entre las bases donde asientan las cejas de la llanta en la cama del Rin
- *Ancho de cama:* Consiste en medir en pulgadas el espacio entre los bordes internos en el que descansa la caja de la llanta, se puede observar en la figura 2.8. Si se quiere medir la cama de un rin con llanta montada, se usa una pinza de medición para balanceo.



Figura N° 2.8: Ejemplo de medición del ancho de cama
Fuente: Mil Ruedas.

- *Número de barrenos:* Es el numero de orificios que posee el rin para la fijación del mismo en la maza del automóvil, obviamente este debe coincidir con el numero de pernos u orificios para atornillar (Según sea el caso).
- *Separación de barrenos:* Consiste en medir el diámetro del círculo imaginario en el que se encuentran los centros de los barrenos. Se puede expresar en Milímetros o en Pulgadas, la medición de esta separación se puede observar en la figura 2.9.



Figura N° 2.9: Ejemplo de medición de la separación entre barrenos
Fuente: Mil Ruedas.

- *Offset:* Mide la distancia entre la sujeción al vehículo con respecto al centro del rin. Es muy importante porque se fabrican rines de misma barrenación pero con offsets diferentes para diferentes vehículos.

Consiste en medir la distancia entre la base interior del rin que hace contacto con la maza del vehículo con el extremo interior del rin y restarle la mitad del ancho total. Si la distancia entre la sujeción del rin y la ceja interior es mayor a la mitad de la cama, (esto es, el rin se sujeta a la maza en su mitad exterior), se considera que tiene OFFSET POSITIVO y si la distancia entre la sujeción del rin y la ceja interior es menor a la mitad de la cama, se considera que tiene OFFSET NEGATIVO. En el ejemplo de la figura 2.10, el Rin tiene Offset Positivo. Se expresa en Milímetros

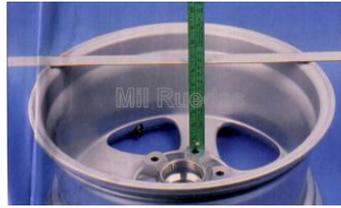


Figura N° 2.10: Ejemplo de medición del offset de un rín
Fuente: Mil Ruedas.

2.5 Mazas

Se conoce como maza la pieza sobre la cual se fija el rín, existen mazas que tienen incluidas los pernos de fijación y otras que no las cuales poseen un orificio con la finalidad de atornillar el perno para sujetar el rín, la mazas forman parte del conjunto de frenado del vehículo, con lo cual varían según esto, ya que si el vehículo posee frenos tipo tambor o campana esta estará fijada a la sección móvil del sistema de freno, y si el mismo posee frenos de discos estas estarán fijadas en el disco de frenado propiamente dicho, esto se puede observar en la figura 2.11. y 2.12.



Figura N° 2.11: Maza de un vehículo con frenos tipo tambor con orificios para la fijación de los pernos que sujetarán el rín. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



Figura N° 2.12: Maza de un vehículo con frenos tipo disco con orificios para la fijación de los pernos que sujetarán el rín. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



2.6 Manejo manual de cargas

Universidad de Valencia [Manipulación manual de cargas]. (Enero 2001)

2.6.1 Definición de carga: Es cualquier objeto susceptible de ser movido, incluyendo personas, animales y materiales que se manipulen, por ejemplo, por medio de una grúa u otro medio mecánico, pero que requieran aún del esfuerzo humano para moverlos o colocarlos en su posición definitiva.

2.6.2 Manipulación manual de cargas: En la manipulación manual de cargas interviene el esfuerzo humano tanto de forma directa (levantamiento, colocación) como indirecta (empuje, tracción, desplazamiento). También, es manipulación manual transportar o mantener la carga alzada. Incluye la sujeción con las manos y con otras partes del cuerpo, como la espalda, y lanzar la carga de una persona a otra. No será manipulación de cargas la aplicación de fuerzas como el movimiento de una manivela o una palanca de mandos.

Una tarea de manipulación de cargas se define como *tarea simple* cuando los datos de la manipulación (peso, altura de manipulación, alejamiento de la carga respecto del cuerpo del trabajador, agarre, entre otros.) permanecen constantes durante la tarea. Por tarea múltiple se entiende aquella en la que los datos de la manipulación son variables. En la práctica, la mayoría de las tareas de manipulación de cargas pueden considerarse como tareas múltiples.

La manipulación manual de cargas es responsable, en muchos casos, de la aparición de fatiga física, o bien de lesiones, que se pueden producir de una forma inmediata o por la acumulación de pequeños traumatismos aparentemente sin importancia. Pueden lesionarse tanto los trabajadores que manipulan cargas regularmente como los trabajadores ocasionales. En EE.UU. un estudio realizado en 1990, por el National Safety Council, pone de relieve que la mayor causa de lesiones



laborales (31%) fueron los sobreesfuerzos. La espalda fue la parte del cuerpo más frecuentemente lesionada (22% de 1,7 millones de lesiones).

2.6.3 Factores de riesgo principales:

- Características de la carga
- Esfuerzo físico necesario
- Características del medio de trabajo
- Exigencias de la actividad
- Factores individuales de riesgo
- Frecuencia de levantamientos
- Duración de la tarea
- Posición vertical final

Se considera que la manipulación manual de toda carga que pese más de 3 kg puede entrañar un potencial riesgo dorsolumbar no tolerable, ya que a pesar de ser una carga bastante ligera, si se manipula en unas condiciones ergonómicas desfavorables (alejada del cuerpo, con posturas inadecuadas, muy frecuentemente, en condiciones ambientales desfavorables, con suelos inestables, entre otros.), podría generar un riesgo.

2.6.4 Peso recomendado en función de la zona de manipulación:

Considera la posición de la carga con respecto al cuerpo, es decir, el alejamiento en altura y profundidad de la carga respecto al cuerpo. Cuanto más alejada del cuerpo esté la carga, mayor será el riesgo de lesión, reduciéndose el peso máximo que se recomienda manipular. En la figura 2.13 se presentan los valores de esta variable. El mayor peso teórico recomendado es de 25 kg, que corresponde a la posición de la carga más favorable, es decir, pegada al cuerpo, a una altura comprendida entre los

codos y los nudillos. Si la población expuesta son mujeres, trabajadores jóvenes o mayores, o si se quiere proteger a la mayoría de la población, se debe tener en cuenta que estos valores deben disminuir. En circunstancias especiales, con trabajadores sanos y entrenados físicamente y siempre que la tarea se realice de forma esporádica y en condiciones seguras, se puede aumentar en un 50% los valores mostrados a continuación.

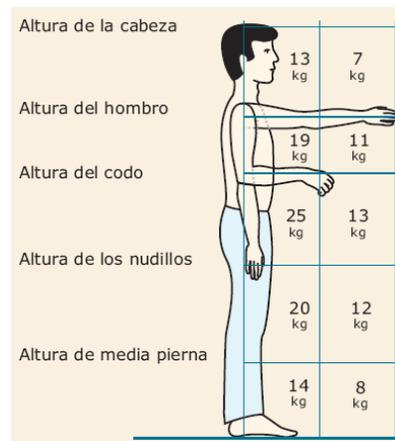


Figura N° 2.13: Peso recomendado en función de la altura de elevación. Fuente: Artículo sobre manejo de cargas Universidad de Valencia.



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación

El nivel de la investigación es descriptivo, “Un estudio de este tipo busca especificar las propiedades importantes de personas, grupos, comunidades o cualquier otro fenómeno que sea sometido a análisis. Miden o evalúan diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno a investigar” « Hernández R., Fernández C. y Baptista P.- 1991». Esto coincide con el presente trabajo ya que se realizó estudios, mediciones y análisis de la situación para poder diseñar la máquina automática de posicionamiento de neumáticos en las mazas del vehículo a ensamblar que cumpla con lo requerido.

3.2 Diseño de la investigación

La investigación se llevó a cabo en la planta, en donde fué necesaria la medición de parámetros necesarios para cumplir con los requerimientos de funcionalidad y seguridad dictados por la empresa, así como también adecuar el diseño de la máquina en el espacio disponible de trabajo. Por esta razón la investigación es de campo.

3.3 Fases del proceso

3.3.1 Primera fase

- **Estudio del Proceso de Ensamblaje:** En esta etapa se procedió a recopilar y analizar toda la información referente al proceso de ensamblaje de vehículos dentro de la empresa VENIRAUTO por medio



de las siguientes técnicas e instrumentos de recolección de datos:

- **Técnica de observación:** Se hizo un análisis visual del comportamiento del proceso de ensamblaje en estudio específicamente en la sección de instalación de las ruedas en los vehículos, en donde se tomaron todos los datos posibles que luego se clasificaron e interpretaron para ser usados en el desarrollo de la investigación.
- **Técnica de entrevista no estructurada:** Mediante esta técnica se pretendió recopilar información de los individuos que están a cargo del proceso para que con su experiencia aporten las restricciones necesarias para un óptimo diseño del dispositivo.
- **Búsqueda y revisión de información:** En esta etapa de la primera fase se realizaron investigaciones para obtener información actual sobre máquinas y sistemas automáticos, entre ellos tenemos: Diseño en Ingeniería, Concepto de Máquinas, clasificación y sus componentes, Diseño de Máquinas, Fases del Diseño, Automatización Industrial, esto se realizará mediante la técnica de recopilación y análisis bibliográfico.

3.3.2 Segunda Fase

- **Búsqueda de soluciones:** En esta fase se generaron una serie de posibles soluciones de diseño las cuales cumplen con las restricciones dadas por la empresa, tomando en cuenta dichas restricciones se realizaron bosquejos de diferentes máquinas que lograron satisfacer la situación problemática, las cuales pueden estar energizadas neumática o hidráulicamente y poseer diferentes características de funcionamiento. Mediante la ponderación de tales características y evaluación de criterios como factibilidad de diseño, facilidad de construcción, aspecto económico, entre otros, se tomó la mejor solución para ser diseñada.



3.3.3 Tercera Fase

- **Diseño de la máquina:** Esta fase consiste en el diseño mecánico y estructural de los componentes que conforman la máquina tales como vigas, engranes, ejes, bases, entre otros, considerando todos los factores involucrados como lo son la cinemática y la dinámica del movimiento de la máquina, para así asegurar la resistencia de la misma en el ambiente de trabajo.
- **Diseño del sistema automático:** Luego de lo antes mencionado se diseñó el sistema automatizado que da movimiento a los mecanismos de la máquina, esto se realizó con la correcta selección de los elementos que conforman la automatización tales como: accionadores, actuadores, detectores de posición, electroválvulas, relés, entre otros.

3.3.4 Cuarta Fase

- **Factibilidad económica:** Se procedió a realizar un estudio de qué tan factible para la empresa resulta la puesta en marcha de la solución propuesta. Dicho estudio se realizó tomando en cuenta factores económicos y de tiempo.



CAPÍTULO IV

4.1 Estudio del proceso de ensamblaje actual de las dos (02) líneas de producción existentes

4.1.1 Línea de ensamblaje del vehículo modelo TURPIAL: A continuación se explicará detalladamente los componentes que se instalan en cada una de las estaciones de montaje, la línea de ensamblaje se subdivide en cuatro (4) sub-líneas las cuales son:

1. Sub-Línea de ensamblaje TRIM (Tapicería y accesorios)
2. Sub-Línea de ensamblaje MECHANICAL (Componentes mecánicos)
3. Sub-Línea de ensamblaje FINAL (Últimos detalles y pruebas)
4. Sub-Línea de ensamblaje ENGINE (Ensamble del motor)

Las primeras tres (3) Sub-Líneas de ensamblaje están posicionadas de forma secuencial siguiendo el orden descrito anteriormente, y la última Sub-Línea se encuentra posicionada paralelamente a las demás en la cual se ensambla únicamente el motor y la caja del vehículo.

La totalidad de los componentes del vehículo para su ensamblaje son importados desde Irán, la carrocería (Body-Paint) del mismo viene pintada y preensamblada con las puertas, capot y tapa de maleta instalados, la cual se ubica en el inicio de la línea de ensamblaje.

A continuación se mencionan las actividades que se realizan en cada estación de trabajo:



- **Estación N° 1:**

Transferencia de la carrocería de las rodaderas al banco de línea.

Instalación del tanque de combustible.

Instalación del aislante para el tubo de escape.

Ajuste de las tuberías de freno y tanque en el chasis.

Conexión de la tubería al tanque de combustible.

- **Estación N° 2:**

Paso y sujeción de la tubería de gasolina y fluido de freno al compartimiento del motor.

- **Estación N° 3:**

Limpieza de ranuras.

- **Estación N° 4:**

Instalación del electromotor de la antena del radio.

- **Estación N° 5:**

Instalación de sistema de lavado.

Instalación de cuello de tanque a la carrocería.

- **Estación N° 6:**

Instalación de tablero.

Instalación de las partes del tablero.

Instalación del cableado eléctrico del techo.

Instalación de fieltro de techo.

Instalación del generador.

Instalación del volante y pedales.



- **Estación N° 7:**

Instalación de herrajes, solenoides para los seguros eléctricos, cableado, tapa y manillas de puertas delanteras.

- **Estación N° 8:**

Instalación de los herrajes, solenoides para los seguros eléctricos, cableado, tapa y manillas de puertas traseras.

- **Estación N° 9:**

Ensamblaje de partes del tablero

- **Estación N° 12:**

Instalación de parachoques delantero y sistema de luces.

- **Estación N° 13:**

Instalación temporal de absorbedores de golpe frontales.

Instalación de retrovisores.

Instalación temporal de absorbedores de golpe derecho-trasero.

Instalación temporal de absorbedores de golpe izquierdo-trasero.

Transferencia del vehículo a las estaciones elevadas.

- **Estación N° 14:**

Conexión de tubería a la bomba de gasolina.

Instalación de ambos parachoques.

Instalación del motor.

Conexión de la biela.

- **Estación N° 15:**

Instalación del tubo de escape.



Instalación del eje de dirección a la caja de velocidades.

Entonación del motor.

Fijación del sistema de escape y convertidor catalítico.

Instalación del silenciador trasero.

- **Estación N° 16:**

Instalación de marcos del guardafangos.

- **Estación N° 17:**

Instalación temporal de ruedas delanteras y traseras.

Ajuste de las ruedas.

- **Estación N° 18:**

Instalación de la palanca de cambios.

- **Estación N° 19:**

Ajuste del filtro de aire al parachoques.

- **Estación N° 20:**

Fijación del filtro de aire a la columna.

Conexión de ambas tuberías de ventilación al filtro de aire y tanque de gasolina.

Instalación de luces delanteras.

- **Estación N° 21:**

Instalación de soporte del motor

Instalación de cable del embrague a la caja de velocidades

Fijación final de absorbedor de golpes



- **Estación N° 22:**

Instalación del sistema del radiador.

Instalación del tanque de expansión y de la tubería del radiador.

Instalación de calentador de vidrio trasero.

Instalación de parabrisas y vidrios de las puertas.

- **Estación N° 23:**

Instalación de asiento delantero izquierdo.

Instalación de asiento delantero derecho.

Llenado de radiador.

Llenado de gas para el aire acondicionado.

- **Estación N° 24:**

Instalación de batería.

- **Estación N° 25:**

Llenado de tanque de gasolina.

Instalación de limpiaparabrisas y cepillos.

- **Estación N° 26:**

Instalación de válvula solenoide.

Instalación de manguera de tanque de lavado de parabrisas.

- **Estación N° 27:**

Fijación de cableado a la bobina.

Instalación del sensor de conexión.

- **Estación N° 28:**

Grabación de serial.



Fijación del disco.

4.1.2 Línea de ensamblaje del vehículo modelo CENTAURO: Igualmente, a continuación se explicará detalladamente los componentes que se instalan en cada una de las estaciones de montaje, en este caso de igual manera la línea de ensamblaje se subdivide en cuatro (4) sub-líneas las cuales son:

1. Sub-Línea de ensamblaje TRIM (Tapicería y accesorios)
2. Sub-Línea de ensamblaje MECHANICAL (Componentes mecánicos)
3. Sub-Línea de ensamblaje FINAL (Últimos detalles y pruebas)
4. Sub-Línea de ensamblaje ENGINE (Ensamble del motor)

También en este caso la totalidad de los componentes del vehículo para su ensamblaje son importados desde Irán, la carrocería (BODY-PAINT) del mismo viene pintada y preensamblada con las puertas, capot y tapa de maleta instalados, la cual se ubica en el inicio de la línea de ensamblaje.

- **Estación N° 1:**

Instalación de accesorios de bandas de goma en las puertas del vehículo.

Instalación de tornillos recubiertos.

Colocación de protectores de parachoques.

Instalación de soporte para tapa de la maleta.

- **Estación N° 2:**

Instalación de antena eléctrica.

Montaje del cableado en el piso del vehículo.

- **Estación N° 3:**

Instalación de cableado de lámpara de techo



Pre-montaje de caja de fusibles

Instalación de solenoides para los seguros eléctricos de las puertas.

Instalación de correas

- **Estación N° 4:**

Instalación de cableado principal.

Instalación de protectores contra ruidos.

- **Estación N° 5:**

Instalación de capa principal del piso del vehículo.

Instalación de capa del techo.

Instalación de manillas del techo.

Instalación de los tapasoles del conductor y del pasajero.

- **Estación N° 6:**

Instalación de aislante de ruidos.

Extensión de la alfombra.

Instalación de cinturones de seguridad traseros.

- **Estación N° 7:**

Instalación de tapa de aislante de sonido.

Instalación de tapa de la maleta.

Instalación de cerradura de la maleta.

- **Estación N° 8:**

Instalación de eje de dirección.

Instalación de generador de reserva ensamblado.

Instalación de sellos de parachoques y capot.

Instalación de lámparas (delantera y trasera).



Instalación de la manguera de agua.

- **Estación N° 9:**

Instalación de tablero.

Instalación de tanque para agua de limpiaparabrisas.

Instalación de medidores digitales.

Instalación de sistema de alarma de repuesto.

Instalación eléctrica de la bomba de dirección.

- **Estación N° 10:**

Instalación de tubería del tanque de gasolina.

Instalación de sellos primarios de las puertas.

Instalación del parachoques trasero.

Instalación de la unidad de control de alarma.

- **Estación N° 11:**

Instalación de columna de dirección.

Instalación de cornetas.

Instalación de tubería de aire acondicionado.

Instalación de tablero ensamblado.

- **Estación N° 12:**

Instalación B/C Superior e Inferior

Instalación de panel frontal.

Instalación de parachoques delantero.

- **Estación N° 13:**

Instalación de consola central.

Instalación de salidas del aire acondicionado.



Transferencia de carrocería desde plataforma de desplazamiento a plataforma fija.

- **Estación N° 14:**

Instalación de guardafangos.

Instalación de la palanca del freno de mano.

Instalación del cable de freno de mano.

- **Estación N° 15:**

Premontaje del tanque de gasolina.

Instalación de protector para tubo de escape.

Instalación del tanque de gasolina.

Instalación de tubería del freno trasero.

- **Estación N° 16:**

Instalación de motor.

Instalación de eje trasero.

- **Estación N° 17:**

Suspensión de conexión para tanque de gasolina.

Preparación de tubo de escape.

Instalación del tubo de escape.

- **Estación N° 18:**

Instalación de la palanca de cambios.

Instalación de conexión para tanque de gasolina.

Instalación (temporal) de correa de parabrisas.

Ajuste final del freno de mano.



- **Estación N° 19:**

Instalación de las ruedas.

Colocación de caucho de repuesto en la maleta.

- **Estación N° 20:**

Transferencia de la carrocería, desde la plataforma a la línea final.

- **Estación N° 21:**

Instalación de la Unidad de Control Eléctrico.

Instalación de marcos de goma.

Unión de la manguera de vacío al motor.

- **Estación N° 22:**

Grabación de seriales.

Instalación de marcos plásticos.

Instalación completa de sellos de rieles.

- **Estación N° 23:**

Instalación completa de apoyabrazos central.

Colocación de asientos delanteros.

Instalación de asiento trasero.

Instalación de cojín del asiento trasero.

- **Estación N° 24:**

Instalación de caja de cambios.

Instalación de cubierta principal de maleta.

Instalación de estructura de goma en la maleta.

Instalación de marco decorativo en la maleta.

Inyección de liga de freno hidráulico.



- **Estación N° 25:**

Instalación de tubería de aire.

Instalación del filtro.

Llenado de refrigerante.

- **Estación N° 26:**

Instalación de cubierta de maleta.

Instalación de limpiaparabrisas y cepillos.

Instalación de marco para la puerta del tanque de gasolina.

Carga de gas de freón.

- **Estación N° 27:**

Instalación de marco interior.

Colocación de receptor de cableado del motor.

Llenado del tanque de gasolina.

- **Estación N° 28:**

Instalación de luz trasera en la puerta de la maleta.

Instalación de luces traseras ensambladas (izq. – der.).

Instalación de vestiduras impermeables del panel de la puerta.

- **Estación N° 29:**

Ajuste del capot.

Ajuste de la puerta de la maleta.

Ajuste de puertas.

- **Estación N° 30:**

Control y revisión.

Movilización del auto a la línea de prueba.



Al final de ambas líneas de ensamblaje se encuentra una sección en donde se alinea el tren delantero del vehículo y se le realizan una serie de pruebas a cada uno, las cuales son:

- Pruebas de filtración de agua al interior del vehículo (WATER-TEST): esta prueba se hace con la finalidad de detectar cualquier entrada de agua al vehículo mediante una cabina de lluvia artificial.
- Pruebas de rodamientos (ROLL-TEST): Esta prueba se realiza con la finalidad de detectar cualquier anomalía en los rodamientos del vehículo.
- Prueba general del vehículo (TRUCK AND BRAKE TEST): Esta última fase se realiza movilizándolo a una pista, donde se le realizan pruebas de aceleración y frenado con la finalidad de descartar cualquier detalle en ese aspecto.
- De igual manera se revisa el estado de la pintura del vehículo para descartar que exista algún rayón, abollado o golpe en la carrocería.

En el caso en que algún vehículo no pase alguna de las pruebas mencionadas anteriormente éste se lleva a la sección de retoque, donde se le realizan los ajustes y arreglos necesarios para luego enviarlos a la sección de pruebas nuevamente, en caso de que exista algún detalle en la pintura éste se traslada a la cabina de pintado.

Luego de realizadas dichas pruebas y realizados cualquier ajuste o arreglo al vehículo éste se entrega al departamento de ventas y luego se distribuye a los concesionarios autorizados.



4.1.3 Proyección de la ensambladora

Con la finalidad de integrar el mercado nacional al stock de empresas proveedoras de materia prima para el ensamble de los vehículos, la ensambladora esta actualmente realizando un estudio para incluir cuatro (4) renglones primordiales de partes las cuales son:

1. Acumuladores.
2. Parabrisas y ventanillas.
3. Lubricantes.
4. Asientos.

Esto se hace con la finalidad de disminuir costos, debido a perdidas en las partes al momento de traslado, transporte marítimo, ya que todas estas partes automotrices provienen del mercado automotriz Iraní el cual se encuentra a 13.000Km de distancia con Venezuela.

4.2 Estudio y búsqueda de soluciones

A continuación se determinan la mejor solución del sistema utilizando como metodología el procedimiento del Profesor Nelson Vilchez. «N. Vilchez-2001»

4.2.1 Subdivisiones de los componentes de la máquina posicionadora de ruedas

El diseño de la máquina posicionadora de ruedas se puede subdividir en varios renglones o partes los cuales facilitarán el estudio de cada solución, donde la mejor solución va a ser la unión de las mejores soluciones de cada subdivisión creando así la máquina más funcional según las necesidades y especificaciones de la empresa por lo cual, a continuación se muestran las subdivisiones de los componentes del diseño de la misma:



Sistema de alimentación de ruedas: Este sistema implica el manejo adecuado de las paletas contenedoras de las ruedas para ubicarlas en un espacio preestablecido para la posterior alimentación de las ruedas a la máquina posicionadora.

Sistema de sujeción: Este sistema implica la sujeción o agarre de las ruedas que serán trasladadas de manera automática desde la paleta hasta la maza del vehículo.

Sistema de posicionamiento: Este sistema se compondrá por un mecanismo simple y eficiente, que logre la movilización de la rueda desde la paleta hasta el punto a ser instalada.

Soluciones al sistema de alimentación de ruedas

Especificaciones del sistema a diseñar:

Funciones principales

El sistema a diseñar tiene como función principal la siguiente:

Posicionar la rueda a ser instalada en el lugar preestablecido para su sujeción.

Para lograrlo debe:

- Ser capaz de movilizar tres (3) paletas contenedoras de ruedas, con la finalidad de darle mayor autonomía a la máquina, evitando la necesidad de la recarga de paletas repetidamente en un día de trabajo.
- Ser capaz de ubicar cada columna de ruedas de la paleta en una misma posición.
- Descartar la paleta vacía y posicionar una nueva paleta.



Lista de restricciones

“Estas se establecen para descartar probables soluciones, con la finalidad de elegir de manera objetiva la mejor solución que llevará a la satisfacción de la necesidad; las restricciones consisten en especificaciones del sistema a diseñar que permiten tener un mejor conocimiento de lo que se quiere construir” «N. Vilchez-2001». El estudio de la formulación del problema ha llevado a las siguientes restricciones:

- R1. Debe manejar paletas de madera con dimensiones de 1200x1200x150 mm
- R2. Debe ser capaz de soportar un peso de 400 Kg.
- R3. No debe abarcar un área mayor a 30 m².
- R4. Debe ser capaz de tomar una paleta nueva y desechar la paleta vacía.

Lista de criterios

“Los criterios dan la facilidad de comparar soluciones con la finalidad de escoger una de ellas previo análisis de la lista en su totalidad. Son especificaciones cuya verificación ayuda a escoger la solución más acorde a la necesidad que se debe satisfacer” «N. Vilchez-2001». El estudio previo de la formulación, tomando en cuenta las restricciones anteriormente mencionadas, ha podido exponer los siguientes criterios:

- C1. Mayor facilidad de fabricación.
- C2. Mayor facilidad de instalación.
- C3. Menor costo de fabricación.
- C4. Menor costo de mantenimiento.
- C5. Menor tamaño.
- C6. Mayor grado de automatización.

Búsqueda de soluciones

Probable solución N° 1: PS1. Transportador motorizado de paletas.

En esta solución, tal como se observa en la figura 4.1, un transportador motorizado, movilizaba de manera automática las paletas contenedoras de ruedas (A) a un lugar preestablecido, en donde un transportador rotativo (B) ubica de manera precisa cada columna de rueda en un mismo punto para que posteriormente el sistema de sujeción tome cada una de estas para su instalación. Una vez realizado este ciclo, la paleta vacía es desechada (C) y por medio del transportador (D) es ubicada una nueva paleta, este sistema se encuentra en ambos lados de la línea de ensamblaje.

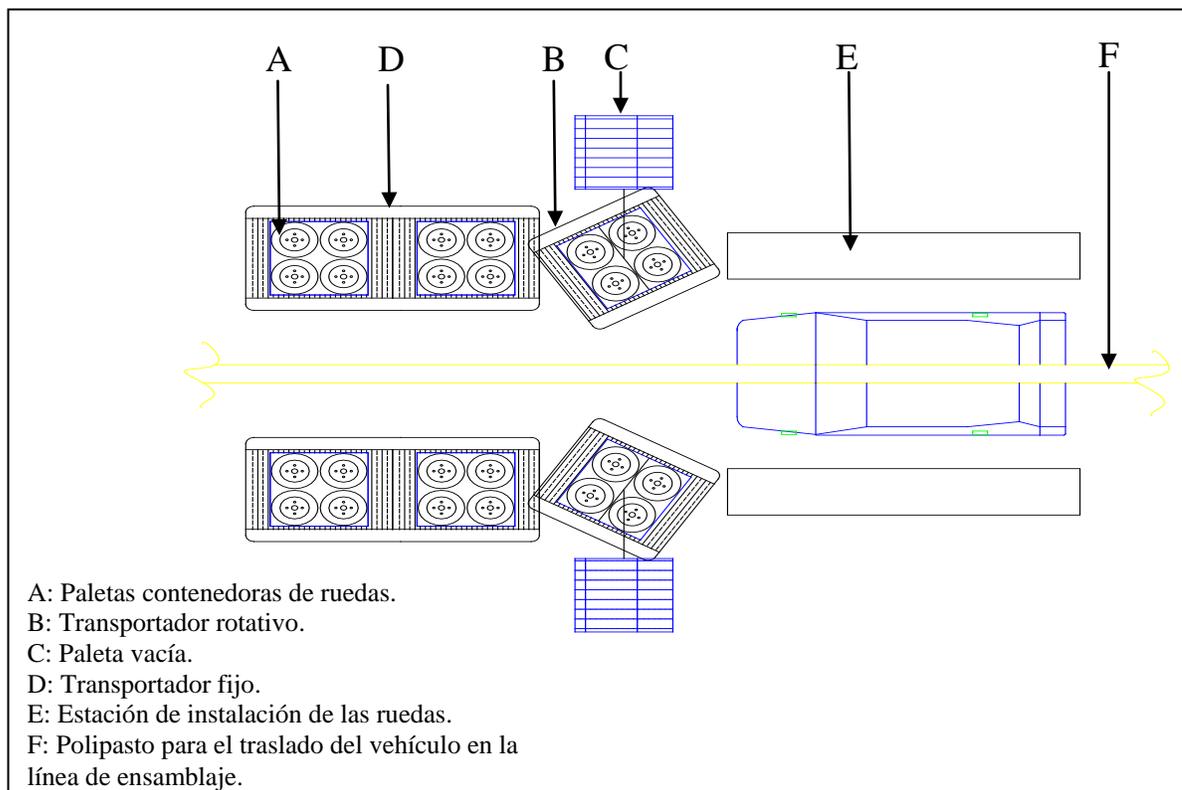


Figura N° 4.1: Solución N°1: Sistema de bandas transportadoras de paletas
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N° 2: PS2. Carro especial de traslado.

En esta solución, por medio de carros metálicos con ruedas (A y B), se trasportan las paletas que contienen las ruedas hasta la posición necesaria por medio de la aplicación de empuje por parte del operario a través de unos rieles (C), y luego con un sistema de sujeción rotatorio (D) se ancla dicho carro y se gira, para así poder tomar las ruedas de una misma posición, este sistema se encuentra en ambos lados de la línea de ensamblaje, tal como se muestra en las figuras 4.2 y 4.3.

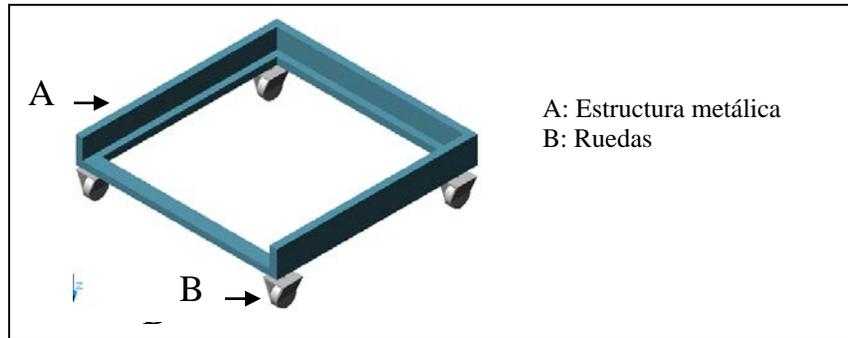


Figura N° 4.2: Solución N° 2: Carro para el traslado de paletas
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

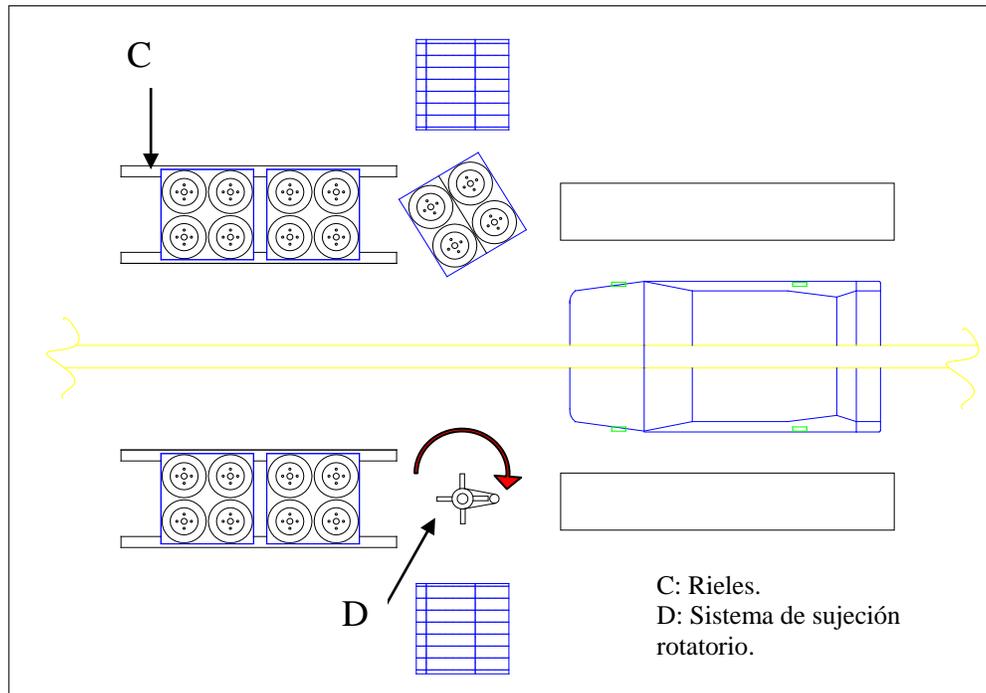


Figura N° 4.3: Solución N° 2: Sistema de carros especiales de traslado
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



Selección de la mejor solución.

Mediante la aplicación del análisis de las restricciones y criterios se selecciona la mejor solución. (Ver apéndice A)

La mejor solución es la N° 1: **Transportador motorizado de paletas.**

Soluciones al sistema de sujeción

Especificaciones del sistema a diseñar:

Funciones principales

El sistema a diseñar tiene como función principal la siguiente:

Sujeción de la rueda que va a ser desplazada desde la paleta contenedora hasta la maza del vehículo.

Para poder lograrlo debe:

- Ser capaz de tomar la rueda de la paleta contenedora.
- Mantener la rueda sujeta en todo el recorrido hasta la posición final de montaje.
- Contar con un sistema de liberación de la rueda.
- Poder girar sobre su propio eje con la finalidad de hacer coincidir los orificios del rin con la maza.



Lista de restricciones

El estudio de la formulación del problema nos ha permitido llegar a las siguientes restricciones:

- R1. Debe sujetar ruedas con rines de acero y aluminio.
- R2. Debe ser capaz de soportar un peso máximo de 25 Kg.
- R3. Debe ser capaz de tomar ruedas con rines de diámetro de 13 y 14 pulgadas.
- R4. Debe ser posible su acoplamiento al sistema de posicionamiento.
- R5. Debe soportar giros de 90°.
- R6. Debe dejar un área libre para la fijación de los pernos a la maza.

Lista de criterios

El estudio previo de la formulación, tomando en cuenta las restricciones anteriormente mencionadas, hemos podido exponer los siguientes criterios:

- C1. Menor peso.
- C2. Mayor facilidad de fabricación.
- C3. Menor tamaño.
- C4. Menor costo de fabricación.
- C5. Menor costo de mantenimiento.
- C6. Mayor grado de automatización.

Búsqueda de soluciones

Probable solución N° 1: PS1. *Pinzas de sujeción al rin*

En esta solución que se muestra en la figura 4.4, se presentan 3 uñas de metal (A), las cuales están fijadas en un aro metálico (B), se insertan en los agujeros del rin y mediante la acción de un pistón (C), abren, sujetando la rueda (D) para su movilización.

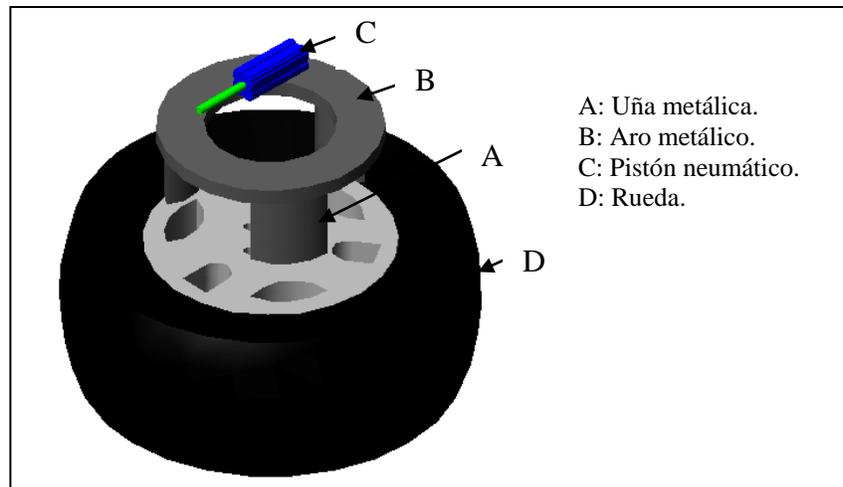


Figura 4.4: Solución N° 1: Sistema de pinzas de sujeción al rin
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N° 2: PS2. *Ventosas en la pared lateral del caucho*

En esta solución que se muestra en la figura 4.5, seis (6) ventosas (A) están colocadas sobre un aro de metal (B) del mismo tamaño del caucho, los cuales mediante una presión de vacío succionan el caucho con la fuerza necesaria para poder trasladarlo a la maza del vehículo.

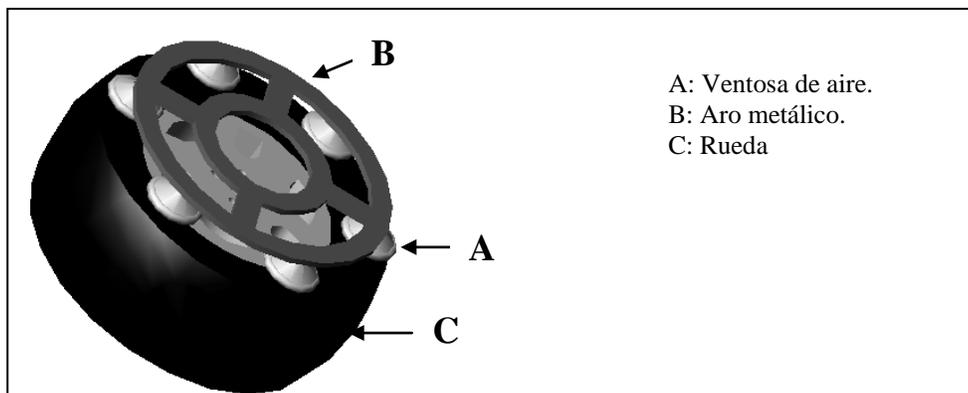


Figura 4.5: Solución N° 2: Sistema de sujeción a presión por la banda de rodadura del caucho
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N° 3: PS3. Sujeción a presión por la banda de rodamiento del caucho

En esta solución, dos mordazas metálicas (A) en forma semicircular sujetan a la rueda (B) por la banda de rodamiento del caucho, por medio de la aplicación de presión en el contorno del mismo debido a la acción de un pistón neumático (C), como se muestra en la figura 4.6.

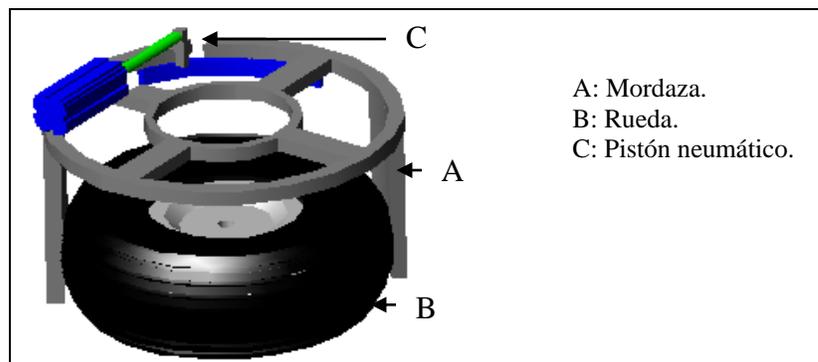


Figura 4.6: Solución N°3: Sistema de sujeción a presión por la banda de rodamiento del caucho
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N° 4: PS4. Electroimán para la sujeción al rin de la rueda

En esta solución que se muestra en la figura 4.7, un electroimán en forma de aro (A), generará una fuerza electromagnética lo suficientemente fuerte para que el rin (B) se adhiera a este imán, y pueda ser trasladado a la maza del vehículo.

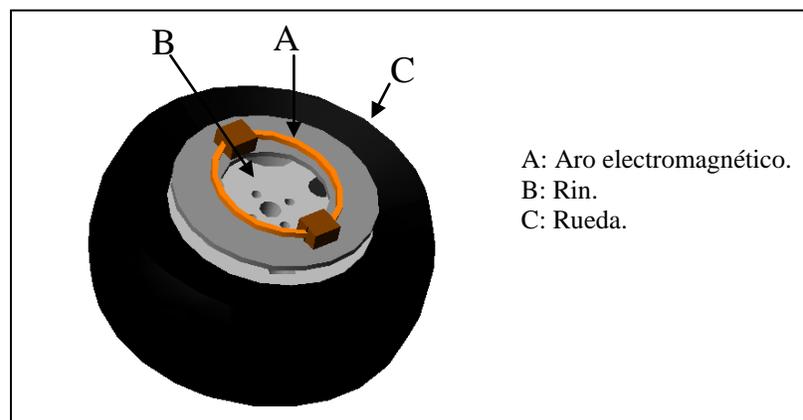


Figura 4.7: Solución N°4: Sistema de sujeción por medio de un electroimán
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



Selección de la mejor solución.

Mediante la aplicación del análisis de las restricciones y criterios se selecciona la mejor solución. (Ver apéndice A)

La mejor solución es la N° 3: **Sujeción a presión por la banda de rodamiento del caucho.**

Soluciones al sistema de posicionamiento

Especificaciones del sistema a diseñar:

Funciones principales

Nuestro sistema a diseñar tiene como función principal la siguiente:

Transportar el conjunto rueda-sistema de sujeción, desde la paleta contenedora de ruedas hasta la maza del vehículo, efectuando los movimientos necesarios para esto.

Para poder lograrlo debe:

- Ser capaz de desplazarse desde la paleta hasta los dos ejes de un lado del vehículo.
- Ser capaz de soportar el peso y los esfuerzos que se generen producto del desplazamiento del conjunto.
- Debe ser capaz de posicionar la rueda con un tiempo menor al que actualmente tarda el vehículo en dicha estación.



Lista de restricciones

El estudio de la formulación del problema nos ha permitido llegar a las siguientes restricciones:

- R1. No debe ocupar un espacio mayor al de la estación de montaje.
- R2. Debe ser capaz de soportar el peso del sistema de sujeción más la rueda.
- R3. Debe ser capaz de ejecutar todos sus movimientos de manera semi-automática.
- R4. Ser capaz de soportar el peso y los esfuerzos que se generen producto del desplazamiento y movimientos del conjunto.

Lista de criterios

El estudio previo de la formulación, tomando en cuenta las restricciones anteriormente mencionadas, hemos podido exponer los siguientes criterios:

- C1. Menor peso.
- C2. Mayor facilidad de fabricación.
- C3. Mayor rapidez.
- C4. Menor costo de fabricación.
- C5. Menor costo de mantenimiento.
- C6. Mayor grado de automatización.

Búsqueda de soluciones

Probable solución N° 1: PS1. *Puente grúa con carro automático.*

En esta solución, se presenta un puente grúa con un carro, el cual se ubica a un lado del vehículo, consta de un pistón que posee movimiento vertical para tomar las ruedas y desplazarlas hacia la maza del vehículo.

En este sistema que se puede detallar en la figura 4.8, el carro (A) que está instalado en el puente-grúa (B), se mueve a lo largo de este, con la finalidad de que el sistema de sujeción de ruedas (C) logre desplazarse hasta la maza. Este sistema de sujeción se desplaza verticalmente debido a la acción de un pistón neumático (D), con la finalidad de tomar la rueda de la paleta y la eleve a la altura del vehículo a ser ensamblado.

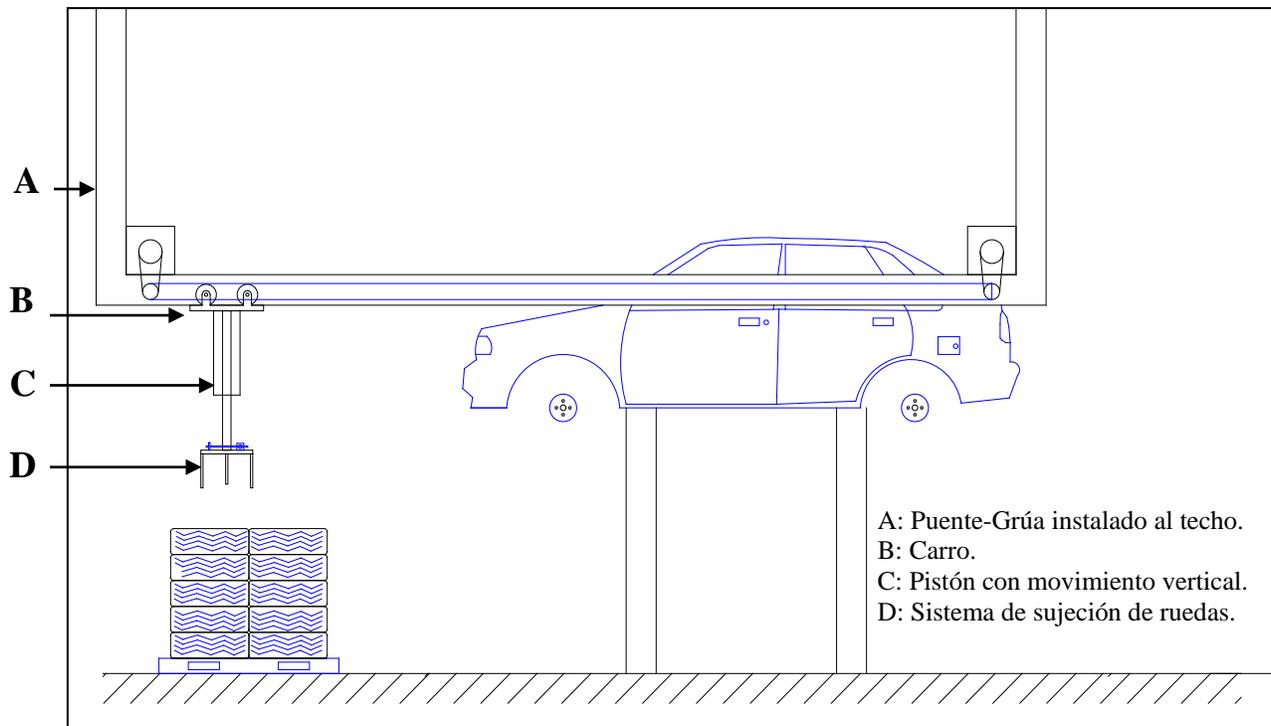


Figura 4.8: Solución N° 1: Sistema de posicionamiento por medio de un puente grúa con carro automático. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N°2: PS2. Barra con movimiento semi-circular

En este sistema, una barra metálica (A) con un sistema de sujeción (B) en su extremo toma la rueda de la paleta contenedora de ruedas y la trasporta hacia la maza del vehículo por medio de un riel (C) fijado al piso, este posicionamiento se logra con un movimiento semi-circular realizado por la acción del pistón (D) neumático instalado en el sistema, se puede observar en detalle en la figura 4.9.

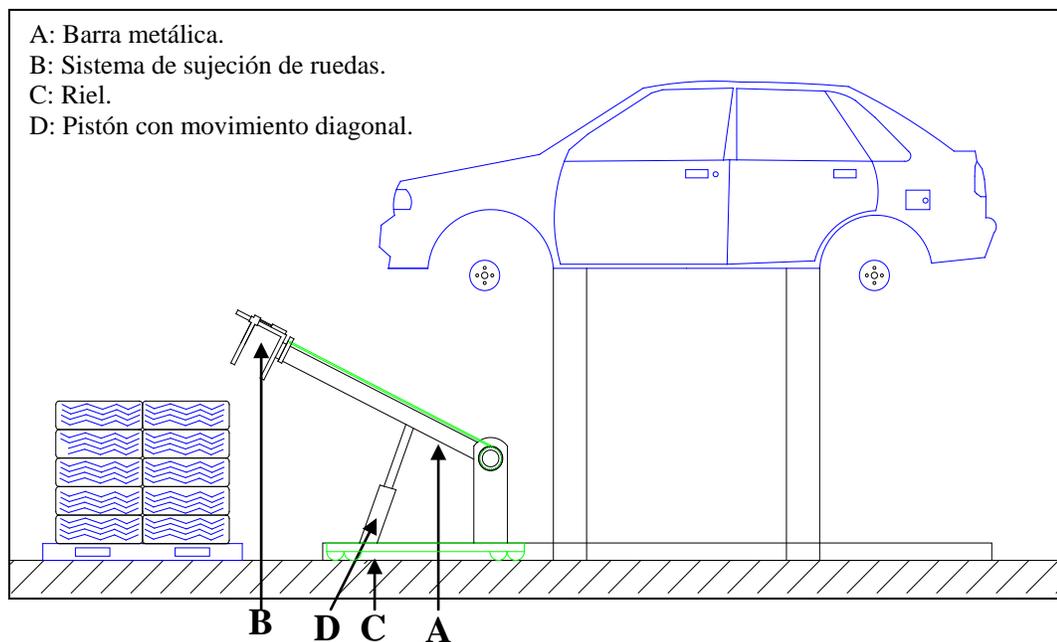


Figura 4.9: Solución N° 2: Sistema de posicionamiento por medio de una barra con movimiento semi-circular. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Probable solución N° 3: PS3. Brazo posicionador.

En esta solución, un brazo posicionador (A) está acoplado a una barra metálica (B) el cual posee un movimiento vertical por efecto del pistón neumático (C) conectado al mismo, con la finalidad de que el sistema de sujeción (D) tome la rueda de la paleta contenedora de ruedas, y las posicione en la maza del vehículo por medio de un movimiento horizontal sobre el riel (E) instalado en el piso, por último el motor

eléctrico con engranes y cadena (F), hace que el tubo estructural (G) gire sobre su eje con la finalidad de acercar la rueda a la maza del vehículo lo máximo posible. Tal como se muestra en la figura 4.10.

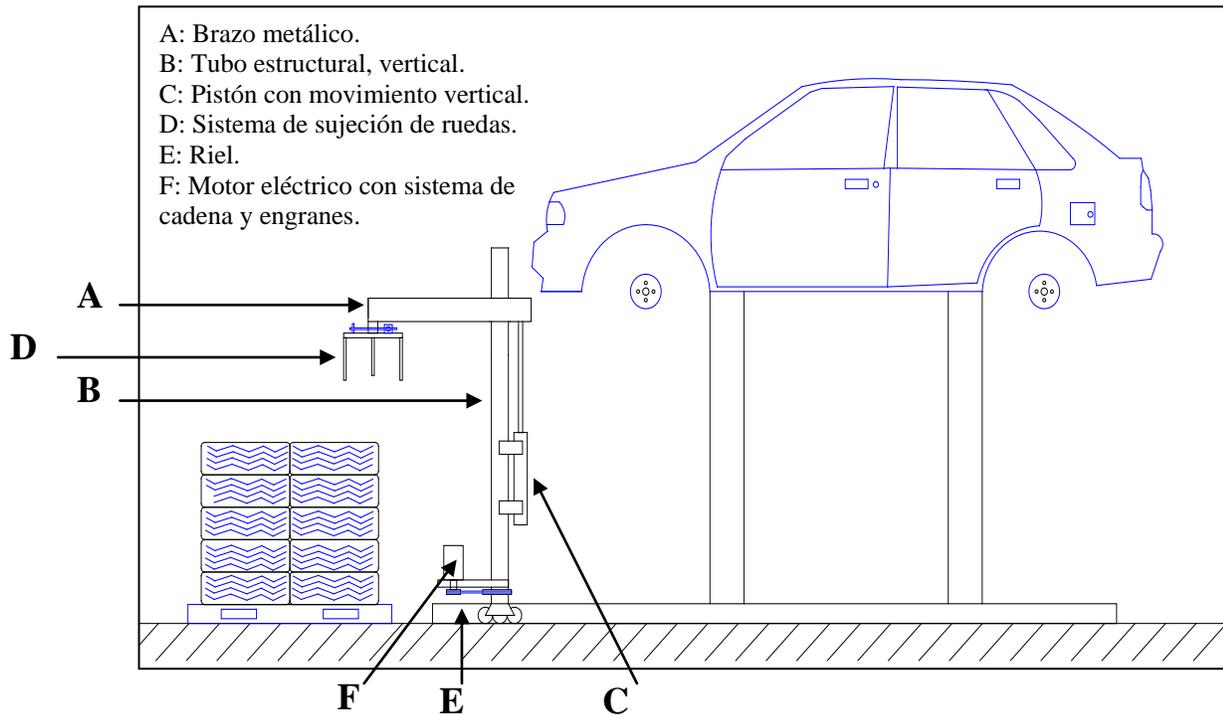


Figura 4.10: Solución N° 3: Sistema de posicionamiento por medio de un brazo posicionador. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Selección de la mejor solución.

Mediante la aplicación del análisis de las restricciones y criterios se selecciona la mejor solución. (Ver apéndice A)

La mejor solución es la N° 1: **Puente grúa con carro automático**



4.3 Diseño mecánico de la máquina

4.3.1 Diseño del sistema de alimentación de ruedas

Para lograr transportar las paletas contenedoras de las ruedas a su destino final es necesario el diseño de un transportador que sea capaz de movilizarlas de manera efectiva. Basado en la información del trabajo de ascenso del profesor Cesar Prieto denominado se obtienen los criterios generales del diseño del transportador «C. Prieto-1984».

Criterios generales de diseño

El primer criterio a tomar en cuenta es el tipo de material, siendo en este caso, un conjunto de ruedas embaladas en paletas de madera para exportación que serán usadas en el proceso de ensamblaje de vehículos.

El sistema transportador que mejor se adapta a este tipo de material es el sistema transportador a cadenas, el cual puede manejar productos manufacturados de gran peso y dimensión.

Propiedades más importantes

Peso: El peso de cada rueda depende del modelo de vehículo a ensamblar, para el modelo Turpial la rueda tiene un peso de 15 Kg, y para el modelo Centauro un peso de 16 Kg.

Diseñando de acuerdo al mayor peso a soportar, tomando en cuenta el peso de la paleta, el cual es de 50 Kg. se tiene:

$$(16Kg \cdot 20Ruedas) + 50Kg = 370Kg$$

Tamaño: El conjunto a transportar tiene un volumen total de:

$$1,2m \cdot 1,2m \cdot 1,075m = 1,548m^3$$

Forma: El conjunto tiene forma cuadrada de dimensiones iguales a la paleta que lo transporta.

Fragilidad: No existe en el producto a transportar ninguna vulnerabilidad.

Cálculos de la cadena transportadora

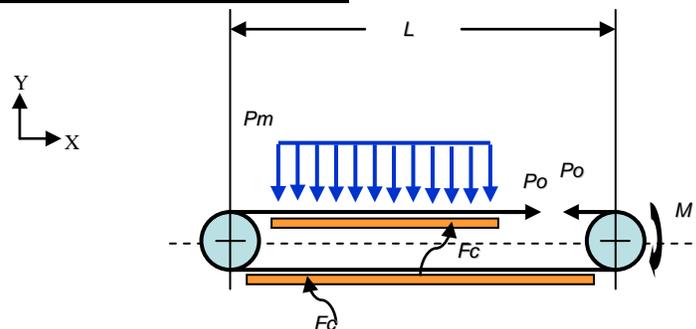


Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la cadena transportadora
Fuente: C. Prieto (1984) Modificado por: El Masri S. y Sánchez O.

Del diagrama de cuerpo libre representado en la figura 4.11, se calculan las fuerzas de tracción que se necesita para movilizar la cadena. Con la ecuación:

$$Po = fc(2Pc + Pm)l \dots \text{(Ecuación N° 1)}$$

Donde:

Po: Tracción de la cadena en la entrada de la rueda motriz (Kg)

Pc: Peso lineal de la cadena (Kg/m)

Fc: Coeficiente de fricción de la cadena

L: Longitud de la instalación “entre centro de las ruedas” (m)

Tomando un Pc promedio de la tabla 2-5 (b) del apéndice B, se tiene:

$$Pc = 25Kg / m$$



El peso total de la paleta es de $P = 370Kg$ que queda distribuido en $1.2m$ de longitud. Para un metro de longitud se tiene $Pm = 308Kg / m$.

De la tabla 2-2 (a) en el apéndice B, $F_c = 0.33$, y la longitud pautada para los transportadores son:

- **Transportador A:** $2.7m$ (Transportador fijo)
- **Transportador B:** $1.2m$ (Transportador con movimiento giratorio)

Sustituyendo en la ecuación N°1

Transportador A:

$$P_{oa} = f_c(2P_c + P_m)l = 0.33(2 \times 25 \text{ Kg/m} + 308.33 \text{ Kg/m})2.7m = 319.27 \text{ Kg}$$

Transportador B:

$$P_{ob} = f_c(2P_c + P_m)l = 0.33(2 \times 25 \text{ Kg/m} + 308.33 \text{ Kg/m})1.2m = 141.89 \text{ Kg}$$

Aplicando los factores de Modificación (C_s), para tomar en cuenta aspectos varios en el funcionamiento de la cadena, se tiene:

Brusquedad del Cargado: 1.5

Trabajo más de 10 horas al día: 1.2

$$C_s = 1.5 \cdot 1.2 = 1.8$$

Aplicando dicho factor y calculando la fuerza que es aplicada en cada transportador se tiene:

Transportador A:

$$P_{oa}' = P_{oa} \cdot C_s = 319.27 \text{ Kg} \cdot 1.8 = 574.69 \text{ kg},$$
$$F_{oa}' = 574.69 \text{ Kg} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2 = 5632 \text{ N}$$



Transportador B:

$$Pob^{\wedge} = Pob \cdot Cs = 141.89Kg \cdot 1.8 = 255.4Kg$$
$$Fob^{\wedge} = Pob^{\wedge} \cdot g = 255.4Kg \cdot 9.8 \frac{m}{s^2} = 2502.92N$$

Con las fuerzas anteriores se elige un eslabón de cadena cuya carga de ruptura sea mayor a la calculada.

Selección del tipo de eslabón

Puesto que el diseño está contemplado para que la cadena se desplace en sobre una pista o canal, se seleccionará un eslabón simple bujeado para dar mejor y mayor movilidad a la misma.

De la Tabla 2-5 (a) en el apéndice B, los pasos recomendados para cadenas con rodillos son los siguientes:

TIPO DE ESLABÓN	Paso Mínimo (mm)	Paso Máximo (mm)
Normal con rodillos	42	610

Nota. Datos tomados de «Fundamentos y metodologías para el proyecto de cintas y cadenas transportadoras» por C. Prieto, 1984.

Del catálogo de la empresa SKF, se selecciona la cadena de eslabón a rodillo modelo M 2819 IWIS, con un resistencia a la ruptura de 220 KN y un paso de 44.5 mm. (Ver apéndice B)

Cálculo definitivo

Recalculando la fuerza de tracción con el eslabón seleccionado se tiene utilizando la ecuación N°1:



Transportador A:

$$Poa = fc(2Pc + Pm)l = 0.33(2 \cdot 8.96 \frac{Kg}{m} + 308.33 \frac{Kg}{m})2.7m = 290.59Kg$$

Transportador B:

$$Pob = fc(2Pc + Pm)l = 0.33(2 \cdot 8.96 \frac{Kg}{m} + 308.33 \frac{Kg}{m})1.2m = 129.19Kg$$

Aplicando los factores de Modificación (Cs), para tomar en cuenta aspectos varios en el funcionamiento de la cadena, se tiene:

Brusquedad del Cargado: 1.5

Trabajo más de 10 horas al día: 1.2

$$Cs = 1.5 \cdot 1.2 = 1.8,$$

Aplicando dicho factor y calculando la fuerza que es aplicada en cada transportador se tiene:

Transportador A:

$$Poa' = Poa \cdot Cs = 290.59Kg \cdot 1.8 = 523.06Kg,$$
$$Foa' = 523.06Kg \cdot 9.8 \frac{m}{s^2} = 5126N$$

Transportador B:

$$Pob' = Pob \cdot Cs = 129.19Kg \cdot 1.8 = 232.54Kg$$
$$Fob' = Pob' \cdot g = 232.54Kg \cdot 9.8 \frac{m}{s^2} = 2278.91N$$

Las fuerzas calculadas cumplen con la condición de ser menores a la carga de ruptura, por lo cual se utilizará el eslabón seleccionado para ambos transportadores.

Potencia de accionamiento.

La potencia para el accionamiento del transportador viene dada por la ecuación (C. Prieto, 1984, Pág. 35)

$$Pot = 1.1 \cdot Po \cdot V \frac{1}{33000} (Hp) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2)$$



Donde:

Pot: Potencia (Hp)

Po` : Fuerza de tracción (Lbf)

V: Velocidad (ft/min)

Factor de conversión: 33000 a Hp

Factor para asumir pérdidas en Cojinetes: 1.1

Transformando:

Transportador A: $Poa' = 290.59kg = 640.64lb$

Transportador B: $Pob' = 129.19kg = 284.81lb$

Y tomando una velocidad de $V = 15m / min = 49.2 ft / min$, la cual está entre los valores recomendados para cadenas que transportan cargas (C. Prieto, 1984, Pág. 28) se sustituye en la ecuación N° 2.

$$\text{Transportador A: } Pot = 1.1 \cdot 640.64Lb \cdot 49.2 \frac{Ft}{min} \frac{1}{33000} = 1.05Hp$$

$$\text{Transportador B: } Pot = 1.1 \cdot 284.81Lb \cdot 49.2 \frac{Ft}{min} \frac{1}{33000} = 0.46Hp$$

Para obtener la potencia del motor a adquirir se sumará un 20% a la potencia de accionamiento por pérdidas en la transmisión (C. Prieto, 1984, Pág. 40), por lo tanto se tiene:

$$\text{Potencia Motor Transportador A: } P_{MotorA} = 1.05Hp \cdot 20\% = 1.26Hp$$

$$\text{Potencia Motor Transportador B: } P_{MotorB} = 0.46Hp \cdot 20\% = 0.55Hp$$



Número de dientes

Con $V = 15m/min$, y $E = 1$, entrando en el gráfico 2.13 en el apéndice “B” se tiene $z = 8$ dientes.

Rueda dentada

El diámetro primitivo se calcula con la ecuación 3 (C. Prieto, 1984, Pág. 18) de la guía:

$$D = \frac{P}{\text{Sen}(180^\circ / z)} (mm) \text{ (Ecuación N}^\circ\text{3)}$$

Donde:

D: Diámetro Primitivo

P: Paso de la cadena

z: Número de Dientes.

Sustituyendo en la ecuación:

$$D = \frac{44.5}{\text{sen}(180^\circ / 8)} = 116.28mm$$

De la ecuación (2-2) (C. Prieto, 1984, Pág. 18) de la guía.

$$V = \frac{w}{(d/2)}, \text{ despejando } w: w = \frac{2 \cdot V}{d} = \frac{2 \cdot 15}{0.116} = 258.62rad / \text{min} \text{ (Ecuación N}^\circ\text{4)}$$

$$RPM = 258.62rad / \text{min} \times \frac{1\text{vuelta}}{2\pi} = 41.16rpm$$



Torque Requerido

$$T = \frac{P}{\omega} = (N \cdot m) \text{ (Ecuación N°5)}$$

Donde:

Po: Fuerza de Tracción

R: Radio Primitivo

$$\text{Transportador A: } T = \frac{P}{\omega} = \frac{1.26Hp}{258.62 \text{ rad/min}} = \frac{939.58W}{4.31 \text{ rad/s}} = 218N \cdot m$$

$$\text{Transportador B: } T = \frac{P}{\omega} = \frac{0.55Hp}{258.62 \text{ rad/min}} = \frac{410.13W}{4.31 \text{ rad/s}} = 95.15N \cdot m$$

Tipo y tamaño del cubo

La clase de cubo es un índice literal de su capacidad para resistir torque y viene dado por las tablas 2-6 (a) y (b) en el apéndice “B”.

Para el transportador A con F= 290,59 Kg y D= 116.28 mm, Cubo Clase B., con un espesor de 38 mm y el eje más fuerte que la rueda.

Para el transportador B con F=129.19 Kg y D= 116.28 mm. Cubo Clase B, con un espesor de 38 mm y el eje más fuerte que la rueda.

Diseño de la flecha de transmisión

Se calcula un diámetro primario y temporal, sin tomar en cuenta la fatiga ocasionada por los momentos torsionantes y fluctuantes. Ejecutando los cálculos para el transportador A, se tiene:

Mayor Fuerza de Torsión

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1.26Hp}{258.62 \text{ rad}/\text{min}} = \frac{939.58W}{4.31 \text{ rad}/\text{s}} = 218N \cdot m$$

Considerando un Acero 1020 laminado en frío, el cual es el acero con mayor disponibilidad comercial, resistencia máxima a la tensión $S_y = 393Mpa$.

De la ecuación $\tau = \frac{16.T}{\pi \cdot d^3}$; (Ecuación N°6) (A. Pytel y F. Singer, 1987, Pág. 64)

Se despeja el diámetro d.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 218}{\pi \cdot 393 \times 10^6}} = 0.0141m = 1.41cm$$

Tomando ahora en cuenta el peso de eje y sus aditamentos, los cuales producen un momento flexionante, así como el momento torsor que se ejerce en el eje para movilizar la cadena transportadora, se realiza el diseño para resistir Fatiga producida. En la figura 4.12 se muestran las fuerzas involucradas.

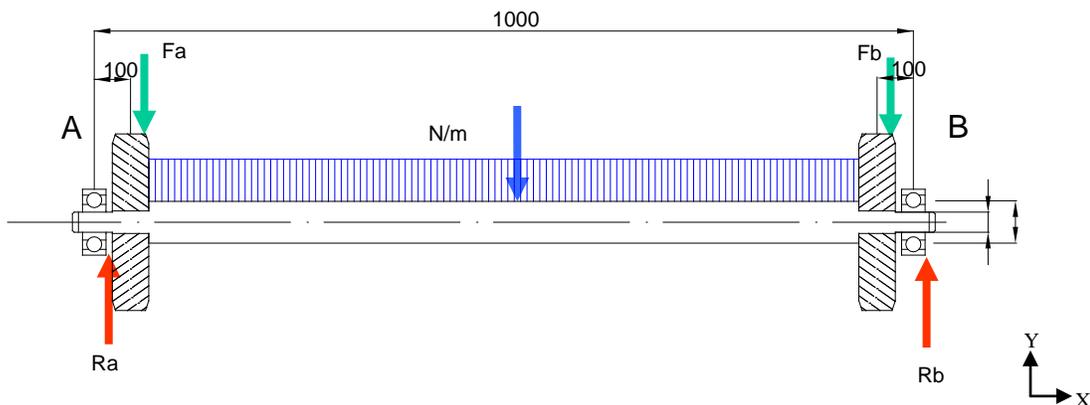


Figura N° 4.12: Flecha de transmisión del trasportador de cadena
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



Peso del eje y sus aditamentos:

Volumen Eje. $v = \pi \cdot r^2 \cdot l = A \cdot l = \pi \cdot (7.05 \times 10^{-3})^2 \cdot 1.2 = 1.87 \times 10^{-4} m^3$ (Ecuación N°7)

Peso Eje. $p = v \cdot \rho \cdot g = 1.87 \times 10^{-4} m^3 \cdot 7800 \frac{kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 14.30 N$ (Ecuación N°8)

Realizando una regla de 3, para determinar la fuerza (Newton) para un (01) metro de eje.

$$\frac{14.30 N}{1.2 m} = \frac{X}{1.0 m} \Rightarrow X = 11.92 N$$

Peso de la rueda dentada

Volumen Rueda. $V = \pi \cdot r^2 \cdot l = A \cdot l = \pi \cdot (0.058)^2 \cdot 0.038 = 4.01 \times 10^{-4} m^3$

Peso Rueda. $p = V \cdot \rho \cdot g = 4.01 \times 10^{-4} m^3 \cdot 7800 \frac{kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 30.73 N$

Cálculo de las reacciones.

$$\sum Fy = Ra + Rb - Fa - Fb = 0 \dots (1)$$

$$\sum Ma = Fa(0.1) + F(0.6) + Fb(1.1) - Rb(1.2) = 0 \dots (2)$$

$$\sum Fy = Ra + Rb - Fa - Fb = Ra + Rb - 30.73 - 30.73 = 0$$

$$\sum Ma = Fa(0.1) + F(0.6) + Fb(1.1) - Rb(1.2) = (30.73)0.1 + 14.30(0.6) + (30.73)1.1 - Rb(1.2) = 0$$

Resolviendo el Sistema de Ecuaciones 2x2 se obtiene:

$$Rb = Ra = 37.88 N$$



Diagramas de corte y momento del eje

Mediante el diagrama de corte y momento mostrado Figura 4.13 se realizan los siguientes cálculos:

Momento máximo (cuando $V=0$): De la sumatoria de las áreas del momento cortante se tiene:

$$MomentoMax = \sum Areas = A1 + A2$$

$$M \max = A1 + A2 = 3.72 + 1.44 = 5.16N \cdot m$$

Al ser una máquina rotativa, las fibras del eje de la cadena transportadora están sometidas a esfuerzos de tracción y compresión en cada ciclo, lo que produce cargas totalmente alternantes, como se muestra en el gráfico de la figura N° 4.14.

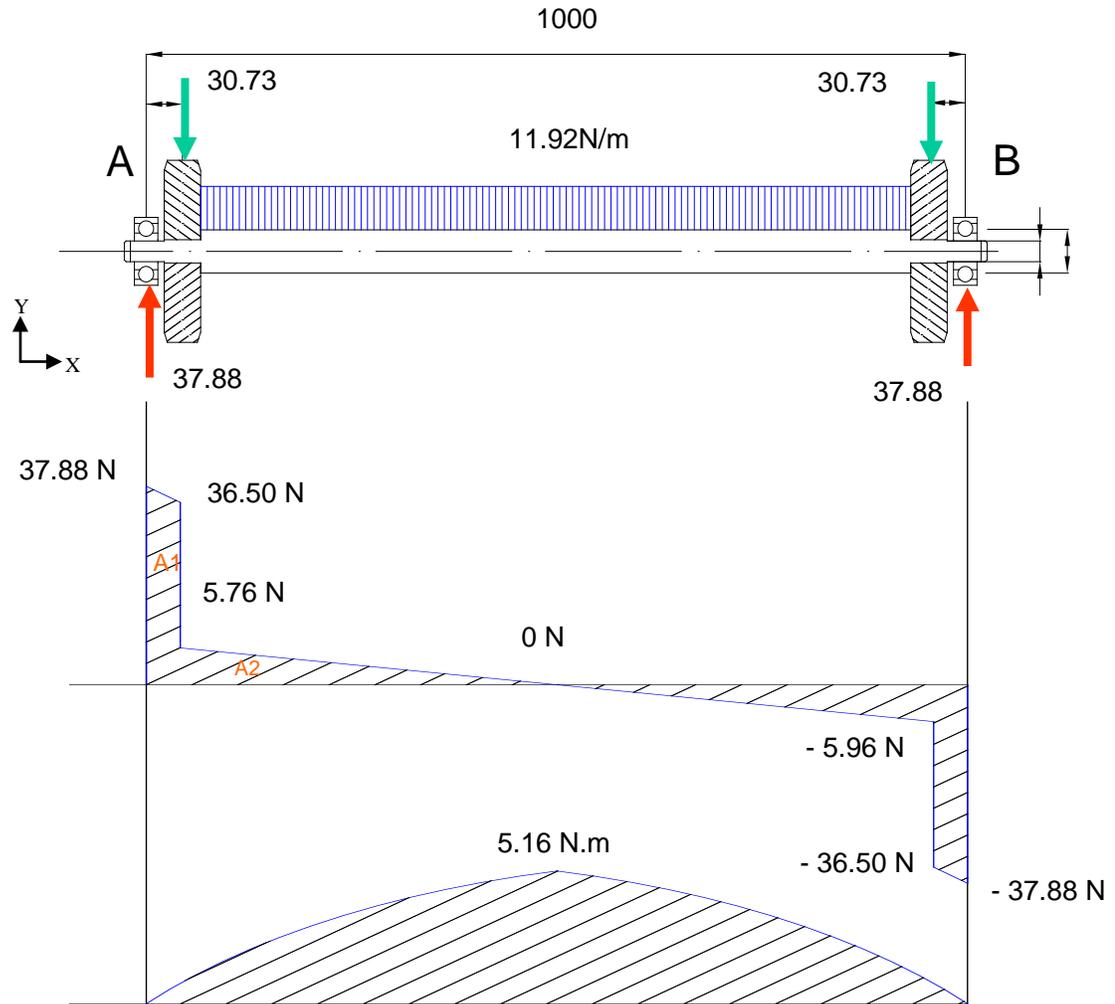


Figura N° 4.13: Diagrama de corte y momento de la flecha de transmisión Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

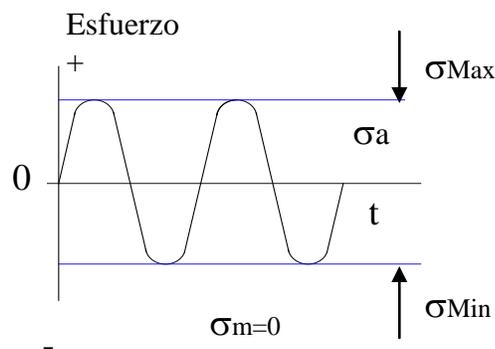


Figura N° 4.14: Cargas alternantes. Tomado de « Diseño de máquinas» por R. Norton, 1999.



$$\text{Componente Alternante. } Ma = \frac{M_{Max} - M_{Min}}{2} = \frac{5.16 - (-5.16)}{2} = 5.16N \cdot m$$

$$\text{Componente Medio. } Mm = \frac{M_{Max} + M_{Min}}{2} = \frac{5.16 + (-5.16)}{2} = 0$$

Conociendo ya los esfuerzos que se generan en la flecha, se procede a calcular el diámetro del eje, según la ecuación N°9, la cual esta deducida para el diseño de ejes con flexión totalmente alternante y torsión uniforme «R Norton, 1999, Pág. 573».

$$d = \left\{ \frac{32Nf}{\pi} \left[\left(kf \frac{Ma}{Sf} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Tm}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ecuación N°9})$$

Suponiendo un Acero SAE 1020 laminado en frío con un $Sut = 469 \text{ Mpa}$ y $Sy = 393 \text{ Mpa}$, se calcula la resistencia corregida a la fatiga para aceros, con $Sut < 1400 \text{ Mpa}$ y de la ecuación:

$$Se' = 0.5 \cdot Sut = 0.5 \cdot 469 = 234.5 \text{ Mpa}$$

Incorporando los factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga teóricos, se tiene.

$$Se = Se' \cdot C_{Carga} \cdot C_{Tamaño} \cdot C_{Superficie} \cdot C_{Temperatura} \cdot C_{Confiabilidad}$$

- *Efectos de Carga.* Puesto que la carga a la que está sometida la flecha es solamente de flexión y torsionante y no se tiene ningún componente axial $C_{Carga} = 1$.
- *Efectos Dimensionales.* El eje tiene un diámetro promedio, sin tomar en cuenta la resistencia a la fatiga, de $1.41 \text{ cm} = 0.55 \text{ pulg}$, por lo tanto se aplica la ecuación $C_{Tamaño} = 0.869d^{-0.097}$ para valores $0.3in \leq d \leq 10in$.



$$C_{\text{Tamaño}} = 0.869 \cdot (0.55)^{-0.097} = 0.92$$

- *Efectos Superficiales.* Tomando en cuenta la resistencia máxima a la tensión $S_{ut}=68$ Kpsi y acabado superficial de maquinado para el eje, de la tabla 6.26 «R Norton, 1999, Pág. 377» se obtiene un $C_{\text{superficie}} = 0.79$.
- *Temperatura.* Para $T \leq 450^{\circ}C (840^{\circ}F) \Rightarrow C_{\text{Temperatura}} = 1$
- *Confiabilidad.* Teniendo una Confiabilidad del 90% $C_{\text{Confiabilidad}} = 0.897$.

Multiplicando los Factores.

$$S_e = 234.5 \cdot 1 \cdot 0.92 \cdot 0.79 \cdot 0.897 = 151.22 \text{Mpa}$$

Factores de concentración de esfuerzo

Se suponen factores de concentración de esfuerzo de $K_t = 3.5$ para los radios del escalón a flexión, $K_{ts} = 2$ para los radios del escalón a torsión. Estas cifras son máximos aproximados para contornos y cargas, puesto no se ha definido aún en detalle la geometría de la flecha y no ofrece ninguna ventaja definir valores con mayor precisión.

Suponiendo un Radio de Muesca de 0.01 inch, y de la tabla Constantes de Neuber en el apéndice B, para aceros con un $S_{ut} = 68$ Kpsi $\rightarrow \sqrt{a} = 0.096$, se determina el factor “q” de sensibilidad a las muescas mediante la ecuación N°10

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.096}{\sqrt{0.01}}} = 0.51 \text{ (Ecuación N°10)}$$



Calculando el factor de concentración de esfuerzos para cargas a flexión “kf”, se tiene:

$$k_f = 1 + q(Kt - 1) = 1 + 0.5(3.5 - 1) = 2.27$$

Definiendo un factor de seguridad de N=3; el cual representa modelos analíticos para cargas y esfuerzos en donde la información es un modelo aproximado (R. Norton, 1999, Pág. 21). Se sustituye todos los valores en la ecuación N°9.

$$d = \left\{ \frac{32 \times 3}{\pi} \left[\left(2.27 \cdot \frac{5.16}{151.22 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{218}{393 \times 10^6} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Y resolviendo,

$$d = 0.06189m = 6.19cm$$

Selección de rodamiento

La fuerza a resistir por el rodamiento y chumacera será, según el cálculo de las reacciones, de 37.88 N, puesto que dicha carga no es elevada se puede seleccionar un rodamiento de elementos rodantes de Cojinete Tipo Bola, de hilera única y canal Profundo Modelo 6306, con clasificación de carga dinámica de 5000 lb. = 2268 Kg., clasificación de carga estática de 3000 lb. = 1360 Kg. y velocidad limitante de 9500 RPM, especificaciones que superan las exigencias requeridas por el sistema. Dicho Cojinete Modelo 6306 tiene una perforación interna de 30 mm., perfecta para el acople al eje calculado y será montado en una chumacera tipo brida. Apéndice B «Tabla 10-23 R. Norton, 1999, Pág. 684»

Cálculo y selección de la transmisión entre motor reductor y eje del transportador a cadena

Se utiliza el catálogo de la empresa Renolds “Transmission Chains” para el cálculo y selección de la cadena, piñón y corona más óptima para la transmisión de potencia «Renold, 2007, Pág. 03», en la figura 4.15 se puede observar una imagen de un sistema de transmisión.



Figura N° 4.15: Sistema de transmisión entre motor reductor y eje del transportador de cadena
Fuente: Catalogo de diseño de transmisión de potencia de la empresa Renold, 2007.

Se empleará para dicha transmisión motor-reductor, eje de los transportadores, una transmisión con cadena simple, esto por su alta resistencia y bajo costo.

Para definir el sistema de transmisión se requiere la siguiente data, y tomando como ejemplo de cálculo el transportador de Cadena A, se tiene

- Potencia requerida en la máquina conducida [HP] : 55.56 HP
- Tipo de máquina motora y máquina conducida :

Máquina motora: Motor-Reductor de corriente alterna.

Máquina conducida: Transportador a Cadenas.

- Velocidad de la máquina motora [rpm] : Se fijara en 100 RPM
- Velocidad de la máquina conducida [rpm] : 55.56 RPM
- Distancia tentativa entre ejes: De 300 a 1200 mm de distancia.



Para prevenir fallas debido al impulso inicial, giros a tirones, golpes y vibraciones tanto en la máquina motora como en la máquina a ser conducida se considerará a través de un factor de servicio (C_1) un aumento de la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

De la tabla de factores de servicios para cadenas del apéndice B se ubica el motor utilizado para la transmisión, el cual es un motor eléctrico de funcionamiento suave y debe transmitir potencia a una máquina de carga no constante, como el transportador a cadena a utilizar, dando como factor de servicio $C_1 = 1.25$.

$$\text{Potencia Motor Transportador A: } P_{MotorA} = 1.26 \cdot 1.25 = 1.575Hp$$

Determinación de la relación de transmisión

La razón entre la velocidad del eje más rápido dividido por la velocidad del eje más lento, es la relación de transmisión "i". Con este valor se obtendrá el tamaño de las catalinas a utilizar. La relación "i" debe corresponder a la razón entre la cantidad de dientes de la corona dividida por la cantidad de dientes del piñón.

$$i = \frac{RPM_{Piñón}}{RPM_{Corona}} ; \quad i = \frac{No.Dientes_{Corona}}{No.Dientes_{Piñón}} = \frac{Z_c}{Z_p} \text{ (Ecuación N°11)}$$

El catálogo Renolds «Renolds, 2007, Pág. 04», recomienda para el piñón una cantidad mínima de 15 dientes para un giro más suave de la corona. Considerando un piñón con 19 dientes se tiene: $i = Z_c / 19$

Selección del tamaño y cantidad de cadenas en paralelo

Con la velocidad del eje del piñón y la potencia suministrada por el motor, se entra al gráfico N° 1 del apéndice B y se selecciona el paso de la cadena y el número de



hileras. Con 100 RPM y 1.17 Kw se selecciona una cadena de paso 3/4" (19.05 mm.) de una sola hilera.

Recomendación de distancia

Se recomienda en la tabla de selección de distancias entre ejes del apéndice B del catalogo de Renolds «Renolds, 2007, Pág. 04», para una paso de cadena de 3/4", una distancia entre ejes de 900 mm.

4.3.4 Características finales del diseño de la cadena transportadora

De la fórmula de relación se despeja el valor del número de dientes de la corona, obteniendo así las características completas del sistema.

$$i = \frac{RPM_{Piñón}}{RPM_{Corona}} = \frac{100RPM}{41.16RPM} = 2.43$$

$$i = \frac{No.Dientes_{Corona}}{No.Dientes_{Piñón}} = \frac{Zc}{19} \Rightarrow Zc = 19 \cdot 2.43 \approx 46dientes$$

Tabla 4.1: Características finales de los motores de los transportadores A y B respectivamente

	TRANSPORTADOR A	TRANSPORTADOR B
Potencia Requerida por el Eje	1.26 Hp	0.55 Hp
RPM requeridos por el Eje	42RPM	42 RPM
Potencia Necesaria Máquina Motora	1.57 Hp	0.68 Hp
RPM Máquina Motora	100 RPM	100 RPM
Relación de Transmisión	2.43	2.43
No. Dientes Piñón	19	19

No. Dientes Corona	46	46
Paso de Cadena de Transmisión	$\frac{3}{4}'' = 19.05 \text{ Mm.}$	$\frac{5}{8}'' = 15.87 \text{ Mm.}$
No. De Hileras	1	1
Distancia entre Ejes	900 Mm.	750 Mm.

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.3.5 Diseño de sistema rotativo de transportador B

El sistema que va a cumplir la función de rotar el transportador final 90° a la vez para la ubicación de la rueda en su posición de sujeción, consta de una estructura metálica en forma de mesa redonda en la cual se ubica un riel en donde descansan cuatro (4) ruedas de goma. La función de estas ruedas es servir de guía para el giro del transportador, el cual tendrá adosado en su parte inferior un moto reductor que le dará la potencia para girar. El sistema se muestra en la figura N° 4.15.

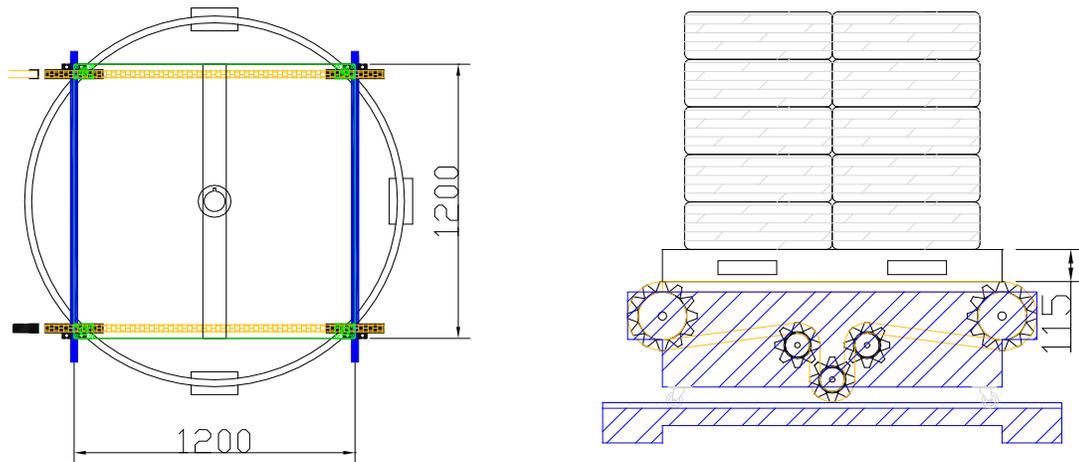


Figura N° 4.16: Sistema rotativo del transportador “B” Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.3.6 Cálculos del sistema rotativo de transportador B

Se necesita conocer la potencia del motor capaz de hacer girar al transportador en su condición más crítica, con la paleta llena con las 20 ruedas (370Kg)

- **Pesos total del transportador B**

El peso total del transportador B está constituido por sus elementos, los cuales son: Cadenas, ejes, ruedas dentadas, estructura de soporte, moto reductor y otros, dando la suma de estos un peso total de 179.09 Kg, más el peso de la paleta con las ruedas:

$$w = m \cdot g = 549.09 \text{Kg} \cdot 9.81 \text{m/s}^2 = 5386.6 \text{N}$$

Siendo un total de 4 ruedas, una a cada esquina del transportador, el peso a soportar para una rueda se divide entre cuatro, es decir $m = 137.3 \text{Kg}$.

Seleccionando una rueda que soporte dicho peso se tiene el modelo 3470UAR080P62 de la marca TENTE, la cual soporta un peso máximo de 150 Kg, dando un factor de seguridad de 1.1. El peso de esta rueda de goma es de 0.77 Kg. (Ver apéndice “B”)

- **Diagrama de Cuerpo Libre:** A continuación en la figura 4.17 se muestra el diagrama de cuerpo libre de una de las cuatro ruedas que se van a encargar de proveerle el movimiento giratorio al transportador “B”.

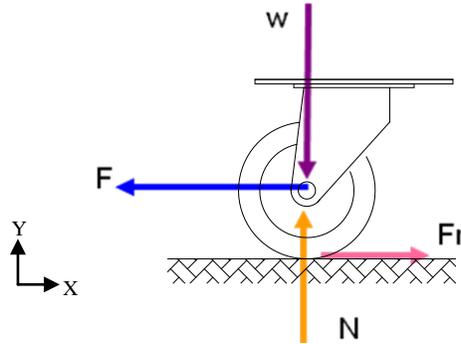


Figura N° 4.17: Diagrama de cuerpo libre de la rueda Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Del diagrama se obtiene,

$$\sum F_y = w - N = 0 \dots\dots\dots w = N$$

$$\sum F_x = F - fr = m.a$$

$$fr = \mu k.N$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene, $F = m.a + \mu k.N$ (Ecuación N°12)

Para que las ruedas logren mantenerse en su posición inicial y no haya movimiento y/o deslizamiento entre ellas, se determinará la aceleración necesaria en los cálculos que se muestran a continuación, en la figura 4.18 se muestra la paleta contenedora de ruedas.

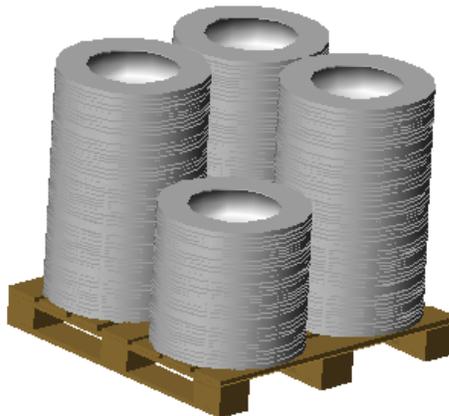


Figura N° 4.18: Paleta de madera con las ruedas Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre de la última rueda de la torre de ruedas, ya que es la que se encuentra a mayor altura desde el piso y es la más propensa a perder el equilibrio y caer, este se puede observar en la figura 4.19.

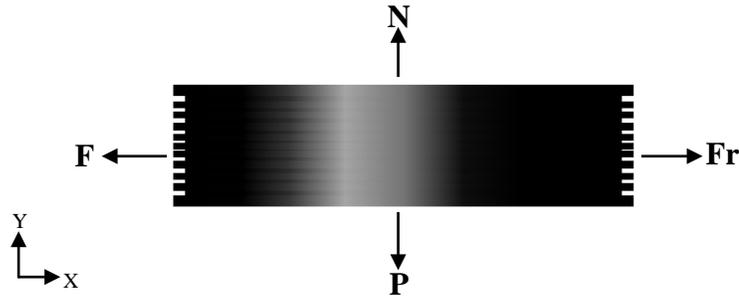


Figura N° 4.19: Diagrama de cuerpo libre de la rueda Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Donde:

N: Fuerza normal de la rueda.

P: Peso de la rueda.

Fr: Fuerza de roce de la rueda sobre la inferior a esta.

F: Fuerza que se aplica a la rueda.

$$\text{Se hace sumatoria en el eje "Y"} \quad \sum F_y = N - P = M \cdot a$$

Como se desea que la rueda no se mueva de su lugar se toma la aceleración igual a cero, quedando:

$$\sum F_y = N - P = 0 \rightarrow N = P$$

Para el cálculo, se toma en consideración la masa de la rueda del centauro, la cual es la más crítica por ser la de mayor masa:

$$N = m \cdot g \rightarrow N = 16Kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 156.96N$$

$$\text{Se hace sumatoria en el eje "X"} \quad \sum F_x = F - F_r = m \cdot a$$



En este caso de igual forma se desea que la rueda no se mueva de su lugar, por lo cual se toma la aceleración igual a cero, quedando:

$$F - F_r = 0 \rightarrow F = \mu_s \cdot N$$

Donde el μ_s se toma en consideración como el roce estático de dos (02) superficies de caucho, tomando una situación de mayor criticidad el cual es el promedio de situaciones de fricción entre caucho-cemento húmedo y seco, dando: $\mu_s = 0.65$ (Wikipedia-2008)

$$F = \mu_s \cdot N = 0.65 \cdot 156.96N = 102.02N$$

Conociendo esta fuerza se puede conocer el valor de la aceleración para que el conjunto no se mueva:

$$F = m \cdot a \rightarrow a = \frac{F}{m} \rightarrow a = \frac{102.02N}{16Kg} = 6.37 \frac{m}{s^2} \text{ (Ecuación N°13)}$$

Prosiguiendo con los cálculos anteriores (Ecuación N°12), ya obtenida la aceleración se tiene:

$$F = m \cdot a + \mu_k \cdot N = 0.77 \cdot 6.37 + 0.5 \cdot 1346.9 = 678.4N$$

La fuerza que se debe ejercer por lo tanto debe ser cuadruplicada, quedando en $F = 4 \cdot 678.4 = 2713.6N$

- **Torque Requerido por el Motor**

$$T = B \cdot F = 0.84m \cdot 2713.6N = 2279.4Nm, \text{ (Ecuación N°14)}$$



Donde:

B: Brazo

F: Fuerza

- **Potencia**

$$P = T \cdot \omega \text{ (Ecuación N°15)}$$

Donde:

T: Torque.

w: Velocidad angular.

Para el cálculo de la potencia se necesita conocer el valor de la velocidad angular. Tomando como referencia una velocidad lineal de 0.5 m/s, se determina la velocidad angular.

$$V = \omega / r \rightarrow \omega = V_f \cdot r = 0.5 \frac{m}{s} \cdot 0.84m = 0.42 \frac{rad}{s} \text{ (Ecuación N°16)}$$

$$RPM \rightarrow 0.42 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60s}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1 Rev}{2 \cdot \pi} = 4RPM$$

Con esto se obtiene la potencia:

$$P = T \cdot \omega = 2279.4Nm \cdot 0.42 \frac{rad}{s} = 959.35W = 1.3Hp$$

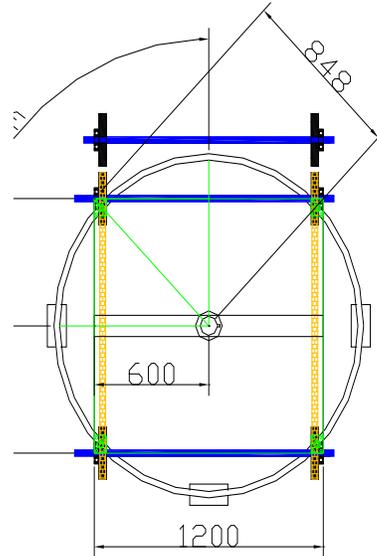


Figura N° 4.20: Medidas necesarias para el cálculo de sistema rotativo del transportador “B” Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Utilizando los datos de torque y potencia arrojados por los cálculos se selecciona un Motor Reductor de Corriente Alterna con freno para una buena precisión de parada.

4.3.7 Características finales de sistema rotativo de transportador B

Tabla 4.2: Características finales del motor para el giro de 90° del transportador “B”

	GIRO 90°
Torque Requerido para el Giro	743 Nm
Potencia Requerida para el Giro	312.06 W = 0.42 Hp
RPM requeridos para el Giro	4 RPM
Potencia Necesaria Máquina Motora	390 W = 0.52 Hp
RPM Máquina Motora	4 RPM
Tipo de Detención	Con freno
Tipo de Acople	De quijada e inserto de elastómero

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.4 Diseño del sistema de sujeción

El diseño se efectuará de manera progresiva comenzando desde la rueda hasta la base que sostiene toda la estructura, como se explicó anteriormente la máquina esta subdividida en tres (3) partes, lo cual se tomará en cuenta para el cálculo, a continuación se irá explicando cada uno de los cálculos dependiendo de la subdivisión de la máquina.

Para iniciar el diseño se debe tomar en cuenta las dimensiones y la masa de la rueda, este diseño se implementará para dos modelos de vehículo por consiguiente se tiene dos tipos de ruedas diferentes, en este caso se tomará, para los cálculos, en consideración las dimensiones y la masa de la rueda del Centauro, la cual es de mayor proporción considerando así la situación más crítica, en la tabla 4.3 se muestran las dimensiones de ambas ruedas.

Tabla 4.3: Dimensiones de las ruedas

	Turpial	Centauro
Diámetro		
Ancho (mm)	165	185
Masa (Kg)	14.5	16

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

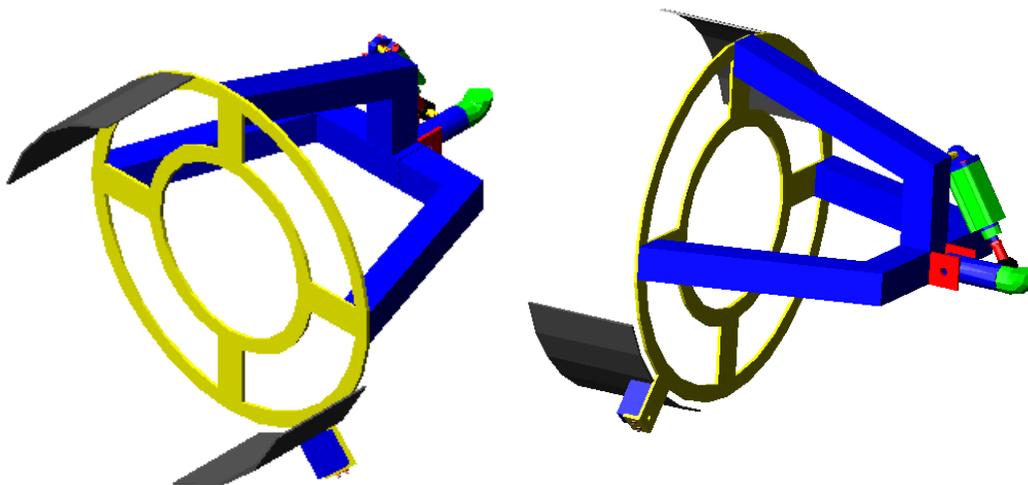


Figura N° 4.21: Dispositivo de sujeción Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Cálculo del peso de la rueda

$$P_R = m \cdot g = 16Kg \cdot 9.81m/s^2 = 156.96N = 157N$$

4.4.1 Cálculo de las mordazas sujetadoras de la rueda

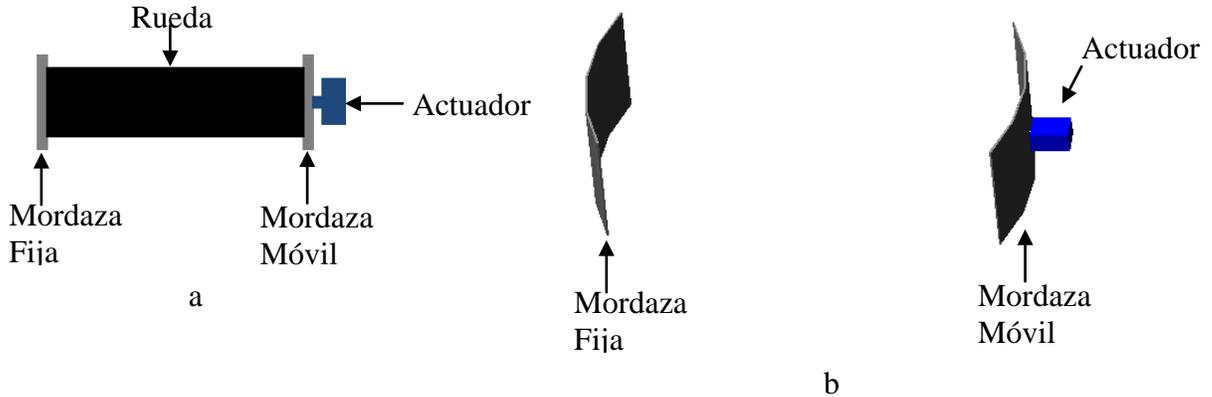


Figura N° 4.22: a: Vista lateral de las mordazas sujetadoras de la rueda, b: Vista en 3D de las mordazas Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas aplicadas a la rueda, este se puede detallar en la figura 4.23 que se muestra a continuación.

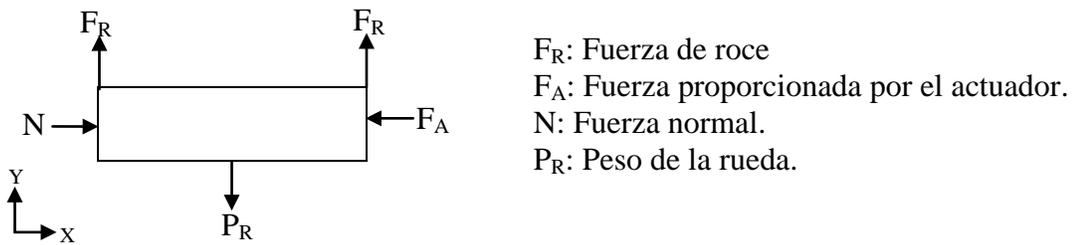


Figura N° 4.23: Diagrama de cuerpo libre de la rueda Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Sumatoria de Fuerzas en el eje “Y” $\sum F_Y = 2 \cdot F_R - P_R = m \cdot a$

Como la rueda no debe moverse al momento en que las mordazas la sujetan, la aceleración va a ser cero (0), entonces la ecuación queda:



$$\sum F_y = 2 \cdot F_R - P_R = 0$$

$$F_R = \frac{P_R}{2} = \frac{157N}{2} = 78.5N$$

Sumatoria de Fuerzas en el eje "X" $\sum F_x = F_A - N = m \cdot a$

Nuevamente como la rueda no debe moverse la aceleración es cero (0), la ecuación queda:

$$\sum F_x = F_A - N = 0$$

$$F_A = N$$

La fuerza de roce estática es:

$$F_R = \mu_s \cdot N \rightarrow N = \frac{F_R}{\mu_s}$$

Donde el μ_s se toma en consideración como el roce estático de dos (02) superficies de caucho, ya que las mordazas estarán forradas con un material de goma lo cual aumenta la fricción entre la rueda y la mordaza, tomando una situación de mayor criticidad el cual es el promedio de situaciones de fricción entre caucho-cemento húmedo y seco, dando: $\mu_s = 0.65$ (Wikipedia-2008), la fuerza normal queda:

$$N = \frac{78.5N}{0.65} = 120.7N$$

Conociendo esto la fuerza del actuador es: $F_A = N = 120.7N$

Por medio de un catalogo de la marca de actuadores FESTO y tomando en cuenta los cálculos anteriormente realizados se selecciona el siguiente actuador:

Modelo: AVL-20-25

Tipo: AVL-20-25-S-6
Φ del embolo: 20 mm.
Carrera: 25 mm.
Fuerza@6bar: 170 N (Apriete)
Fuerza de retorno: 5.6 N
Conexiones: G1/8
Masa: 0.17 Kg.

Cálculo del espesor de las mordazas

Se realiza el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre las mordazas, se toma en cuenta para el cálculo la mordaza móvil ya que presenta la situación más crítica al ser la que proporciona el apriete para la sujeción de la rueda, para esto se predefine un espesor de 0.005 m el cual se verifica a continuación, la viga como se observa en la figura 4.24 es una viga curva, pero como no posee una curvatura significativa se toma como una viga recta.

Longitud del arco: 0.25 m
Ancho: 0.18 m
Espesor: 0.005 m

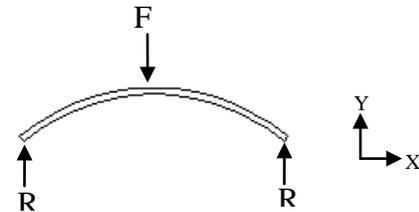


Figura N° 4.24: Diagrama de cuerpo libre de la mordaza Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Sumatoria de fuerzas en el eje "Y" $\sum F_Y = 2 \cdot R - F_A = m \cdot a$

Donde la aceleración es igual a cero (0), queda:

$$\sum F_Y = 2 \cdot R - F_A = 0$$

$$R = \frac{F_A}{2} = \frac{120.7N}{2} = 60.35N$$

Diagrama de corte y momento:

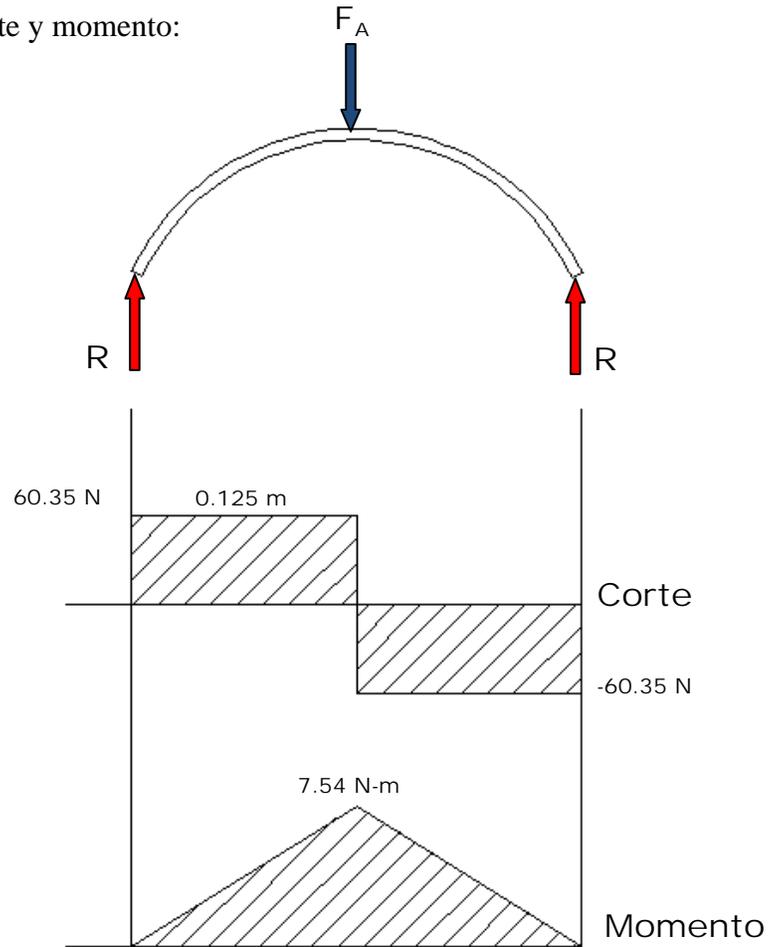


Figura N° 4.25: Diagrama de corte y momento de la mordaza Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

A continuación se procede con el cálculo del esfuerzo máximo que soporta el material de las mordazas:

Comenzando con el cálculo de la inercia de una barra: $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ (Ecuación N°17)

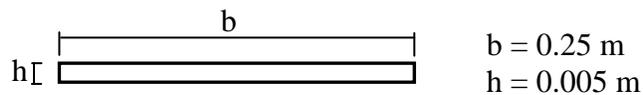


Figura N° 4.26: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la barra Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Se obtiene $I = \frac{0.25 \cdot 0.005^3}{12} = 2.604 \times 10^{-9} m^4$

Ya conocida la inercia de la barra, por medio de la ecuación N°18 se conoce “Z”, el cual más adelante se va a utilizar para la determinación del esfuerzo de la barra en la ecuación N°19.

$$Z = \frac{I}{C} \text{ (Ecuación N°18)}$$

Donde “C” es la distancia desde el eje neutro de la barra hasta la fibra más lejana a éste, en este caso esa distancia es:

$$C = \frac{0.005m}{2} = 2.5 \times 10^{-3} m$$

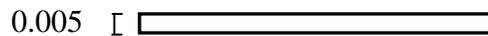


Figura N° 4.27: Determinación de la magnitud “C” Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Sustituyendo se obtiene: $Z = \frac{I}{C} = \frac{2.604 \times 10^{-9} m^4}{2.5 \times 10^{-3} m} = 1.0416 \times 10^{-6} m^3$

Ya conocido “Z” y el momento máximo (M_{Max}) se puede determinar el esfuerzo máximo que soporta el material, por medio de la ecuación N° 19.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z} \text{ (Ecuación N°19)}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z} = \frac{7.54N - m}{1.0416 \times 10^{-6} m^3} = 7.24MPa$$

Para finalizar se determina el factor de seguridad de la pieza:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}} \text{ Se toma el } S_y \text{ de un acero 1020 Laminado en Caliente el cual es } 379 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}} = \frac{379MPa}{7.24MPa} = 45.44$$

Ya que el factor de seguridad resultó ser muy elevado se toma un espesor comercial de lámina de 3 mm = 0.003 m, por ser más fácil de obtener al momento de adquirir los materiales para la construcción del dispositivo.

4.4.2 Cálculo de aro de sujeción para las mordazas y el actuador

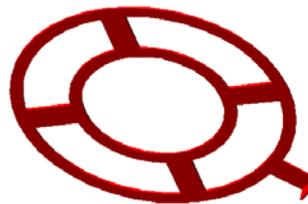


Figura N° 4.28: Aro de sujeción Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

El diseño de esta pieza se realiza tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Como material se toma Acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379$ MPa.
- Se diseña considerándose como una viga en voladizo aplicando el peso del caucho, las mordazas y el actuador en el extremo de la misma, suponiendo un espesor de 0.005 m.
- La sección en voladizo va a ser la mitad del aro que no posee sujeción.

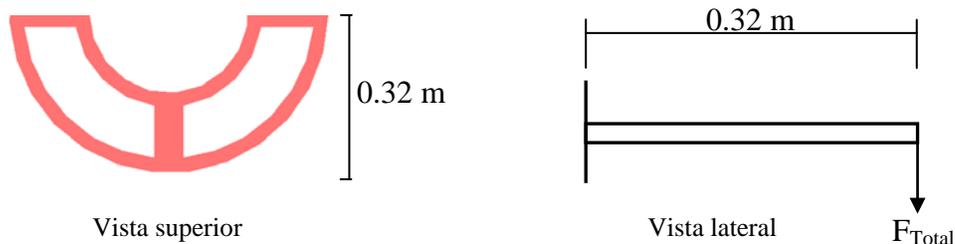


Figura N° 4.29: Sección en voladizo del aro. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

La F_{Total} es la fuerza ejercida por el peso de la rueda, de las mordazas y el actuador, para esto se debe determinar el peso de las mordazas tomando en cuenta

que la densidad del acero es $\varphi = 7800 \text{ Kg/m}^3$ y las dimensiones de la misma las cuales se muestran en la figura 4.30.

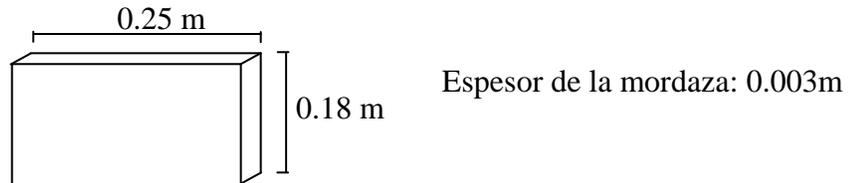


Figura N° 4.30: Dimensiones de la mordaza de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Volumen: $V = L \cdot h \cdot e = 0.25 \cdot 0.18 \cdot 0.003 = 1.35 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

Masa: $m = \varphi \cdot V = 7800 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1.35 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 1.053 \text{ Kg}$.

A continuación se determina la fuerza total a la que va a ser sometido el aro de sujeción:

$$F_{Total} = F_{Rueda} + F_{Actuador} + F_{Mordazas} = 157 \text{ N} + \left(0.17 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2\right) + \left(1.053 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2\right)$$

$$F_{Total} = 168.99 \text{ N} = 169 \text{ N}$$

Con esto se calcula el momento en el extremo de la barra, es cuál es el más crítico, y se obtiene:

$$M = F \cdot L = 169 \text{ N} \cdot 0.32 \text{ m} = 54.08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A continuación se verifica si el espesor supuesto al principio de este apartado (0.005m) es el correcto, se procede con el cálculo del esfuerzo máximo que soporta el material de las mordazas:

Comenzando con el cálculo de la inercia de una barra: $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$

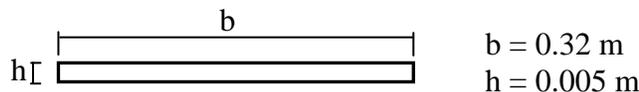


Figura N° 4.31: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la barra. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Sustituyendo se obtiene: $I = \frac{0.32 \cdot 0.005^3}{12} = 3.33 \times 10^{-9} m^4$

Ya conocida la inercia de la barra, por medio de la ecuación N°18 se conoce “Z”, el cual más adelante se va a utilizar para la determinación del esfuerzo de la barra en la ecuación N°19.

$$Z = \frac{I}{C}$$

Donde “C” es la distancia desde el eje neutro de la barra hasta la fibra más lejana a éste, en este caso esa distancia es:

$$C = \frac{0.005m}{2} = 2.5 \times 10^{-3} m$$



Figura N° 4.32: Determinación de la magnitud “C”. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Sustituyendo se obtiene: $Z = \frac{I}{C} = \frac{3.33 \times 10^{-9} m^4}{2.5 \times 10^{-3} m} = 1.33 \times 10^{-6} m^3$

Ya conocido “Z” y el momento máximo (M_{Max}) se puede determinar el esfuerzo máximo que soporta el material, por medio de la ecuación N° 19.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z} = \frac{47.32N - m}{1.33 \times 10^{-6} m^3} = 40.66MPa$$

Para finalizar determinamos el factor de seguridad de la pieza:

$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}}$ Se toma el S_y de un acero 1020 Laminado en Caliente el cual es 379 MPa

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}} = \frac{379MPa}{40.66MPa} = 9.32$$

Como se puede observar el factor de seguridad dió como resultado un número mayor a dos (2) por lo tanto esto quiere decir que la pieza no falla con el espesor supuesto.

Para poder continuar con el diseño de las demás piezas de la máquina se debe determinar el peso del aro, con la geometría de la figura se determinan las áreas y con el espesor se obtiene el volumen de la pieza el cual es: $V = 5.2 \times 10^{-4} m^3$

$$\text{Masa: } m = \rho \cdot V = 7800 \frac{Kg}{m^3} \cdot 5.2 \times 10^{-4} m^3 = 4.05 Kg.$$

4.4.3 Cálculo de los brazos de sujeción del aro

Igualmente en este caso se calcula la fuerza total que soportarán estos brazos, para proceder luego al cálculo de los mismos, esta fuerza total viene dada por la sumatoria de las fuerzas ejercidas por la rueda, las mordazas, el actuador y el aro, tal como se muestra a continuación:

$$F_T \approx F_{Rueda} + 2 \cdot F_{Mordaza} + F_{Actuador} + F_{aro}$$

$$F_T \approx 157 N + 2 \cdot 10.33 N + 1.67 N + (4.05 Kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}) = 219.06 N$$

Los brazos de sujeción del aro son tres (3) por lo tanto la fuerza que se obtuvo anteriormente se distribuye entre estos por lo tanto:

$$F_{C/Brazo} = \frac{219.06}{3} =$$

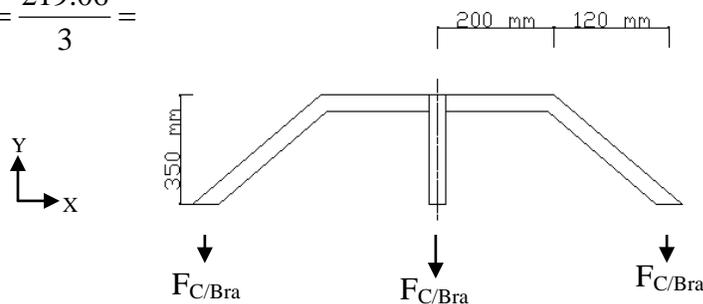


Figura N° 4.33: Dimensiones y fuerzas a las que están sometidos los brazos de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Para que el diseño se simplifique se subdivide el brazo en dos secciones, una sección justamente hasta el dobléz y la otra desde el dobléz hasta el punto de unión con los demás brazos:

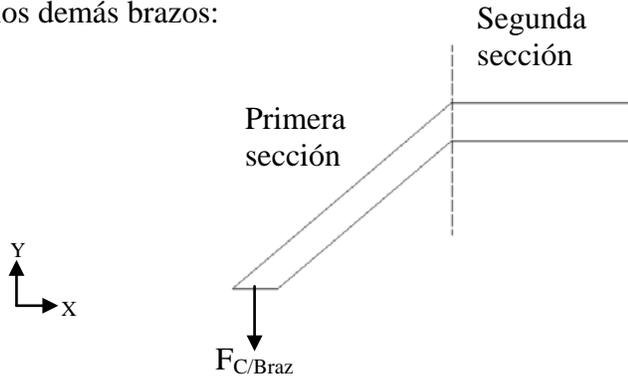


Figura N° 4.34: División del brazo de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Primera sección del brazo

Se muestra el cálculo del espesor del tubo de la primera sección, suponiendo un tubo hueco de sección cuadrada de 2x2” de acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379\text{MPa}$, se determina la longitud del brazo para el cálculo del momento de la siguiente manera:

$$\tau = 0.12 \text{ m} - (\text{Sección transversal del tubo})/2$$

$$\tau = 0.095\text{m}$$

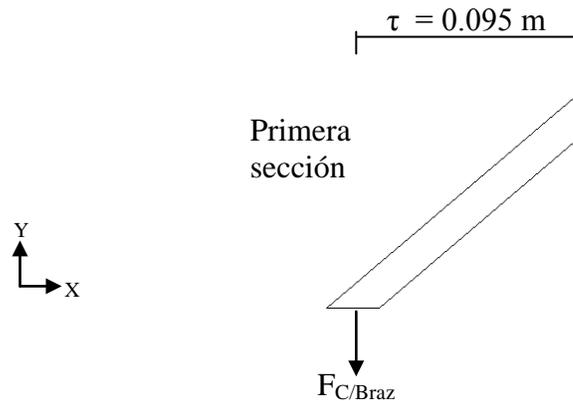


Figura N° IV.35: Primera sección del brazo de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$M = F_{C/Brazo} \cdot \tau = 73.02\text{N} \cdot 0.095\text{m} = 7\text{N} \cdot \text{m}$$

Se verifica el perfil del tubo hueco de sección cuadrada de 2x2”, calculando “Z” y se compara con el valor que se encuentra en la tabla N° 3 del apéndice C, la cual se muestra a continuación:

$$Z = \frac{M}{\sigma_{Max}}$$

$$Z = \frac{M}{\sigma_{Max}} = \frac{7N \cdot m}{379 \times 10^6 Pa} = 1.85 \times 10^{-8} m^3 = 1.13 \times 10^{-3} plg^3$$

$$Z_{Tabla} = 0.349 plg^3$$

Se determina el factor de seguridad:

$$N = \frac{0.349}{1.13 \times 10^{-3}} = 286.06$$

Como el factor de seguridad resulta ser un valor elevado este tubo no falla.

Para proseguir con el cálculo de la segunda parte del brazo se debe determinar la masa de la sección calculada anteriormente:

Según la tabla N° 3 del apéndice C la masa del tubo es: $m_{Tubo} = 1.969 \frac{Lb}{Ft}$

Cálculo de la longitud del tubo, se determina una longitud media del tubo, justo en el centro del mismo:

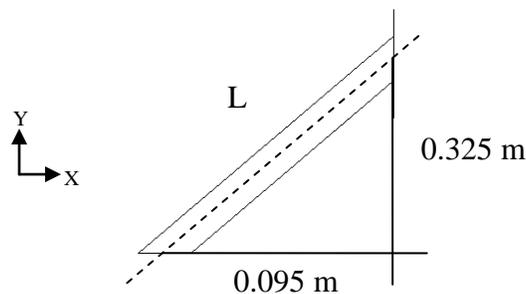


Figura N° 4.36: Dimensiones de la primera sección del brazo de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$L = \sqrt{0.325^2 + 0.095^2} = 0.34m = 1.12 ft$$

$$m = 1.969 \text{ Lb}/\text{ft} \cdot 1.12 \text{ ft} = 2.2 \text{ Lb} = 1 \text{ Kg}$$

Segunda sección del brazo

De igual forma en este caso se calcula la fuerza a la que va a ser sometida esta sección del dispositivo, agregándole a la fuerza que se obtuvo para la primera sección del brazo el peso de la misma, esta segunda sección se puede observar en la figura 4.37.

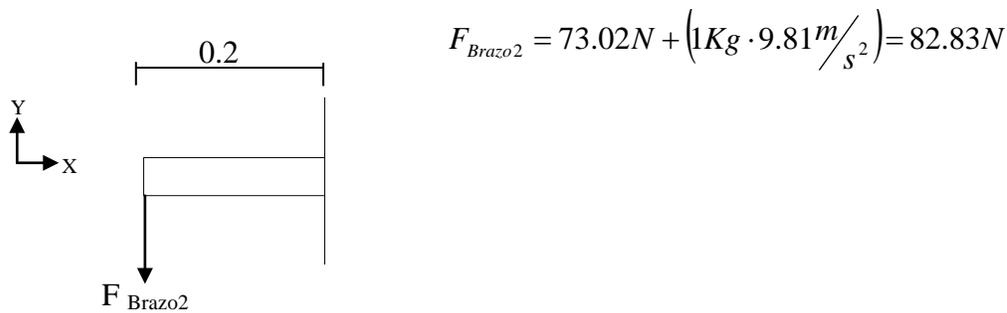


Figura N° 4.37: Segunda sección del brazo de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Cálculo del momento: $M = 82.83 \text{ N} \cdot 0.2 \text{ m} = 16.6 \text{ N} \cdot \text{m}$

Suponiendo nuevamente un tubo hueco de sección cuadrada de 2x2” de acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379 \text{ MPa}$, se calcula “Z” para luego compararlo con el valor que se encuentra en la tabla N° 3 del apéndice C.

$$Z = \frac{M}{\sigma_{\text{Max}}} = \frac{16.6 \text{ N} \cdot \text{m}}{379 \times 10^6 \text{ Pa}} = 4.38 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 2.67 \times 10^{-3} \text{ plg}^3$$

$$Z_{\text{Tabla}} = 0.349 \text{ plg}^3$$

Se determina el factor de seguridad:

$$N = \frac{0.349}{2.67 \times 10^{-3}} = 130.71$$

Como el factor de seguridad resulta ser un valor elevado este tubo tampoco falla.

Para proseguir con el cálculo de la máquina se debe determinar la masa de la sección calculada anteriormente:

Según tabla N° 3 apéndice C, la masa del tubo es: $M_{Tubo} = 1.969 \text{ Lb}/\text{ft}$

Cálculo de la longitud del tubo, se determina una longitud media del tubo, justo en el centro del mismo:

$$L = 0.2m = 0.66 \text{ ft}$$

$$m = 1.969 \text{ Lb}/\text{ft} \cdot 0.66 \text{ ft} = 1.3 \text{ Lb} = 0.6 \text{ Kg}$$

Masa total del dispositivo calculado hasta esta sección:

$$m_{Total} = m_{Rueda} + 2 \cdot m_{Mordaza} + m_{Actuador} + m_{Aro} + 3 \cdot m_{Brazo}$$

$$m_{Total} = 16 \text{ Kg} + 2 \cdot 1.053 \text{ Kg} + 0.17 \text{ Kg} + 4.05 \text{ Kg} + 3(1.6 \text{ Kg}) = 27.13 \text{ Kg}.$$

Peso del dispositivo hasta esta sección:

$$P_{Disp.} = m_{Total} \cdot g = 27.13 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m}/\text{s}^2 = 266.15 \text{ N}$$

4.4.4 Cálculo de la articulación del sistema de sujeción (Pasador y placa): Esta sección del dispositivo se puede observar en la figura 4.38, donde se muestra la parte posterior del dispositivo.

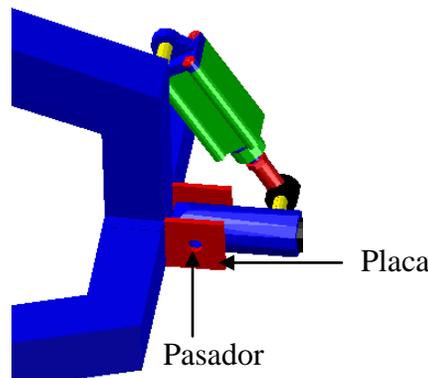


Figura N° 4.38: Vista posterior del dispositivo de sujeción de las ruedas. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

- **Pasador**

Suponemos un pasador de 1/2" (0.0127m)

$$\text{Área transversal: } A = \frac{\Pi \cdot d^2}{4} = \frac{\Pi \cdot 0.0127^2}{4} = 1.266 \times 10^{-4} m^2 \text{ (Ecuación N°20)}$$

Esfuerzo al cual está sometido el pasador:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{266.15N}{1.266 \times 10^{-4} m^2} = 2.1MPa \text{ (Ecuación N°21)}$$

Se calcula un factor de seguridad tomando en cuenta que el esfuerzo máximo del material a corte es $\sigma_{Corte} = 0.4 \cdot \sigma_{Max}$, seleccionando como materia un acero 1020 laminado en caliente con un $\sigma_{Max} = 379MPa$ se obtiene:

$$N = \frac{\sigma_{Corte}}{\sigma} = \frac{0.4 \cdot 379Mpa}{2.1MPa} = 72.2 \text{ (Ecuación N°22)}$$

Como se puede observar el factor de seguridad es mayor a 2 por lo tanto el pasador no falla por corte.

- **Placa**

Suponiendo una placa con las siguientes dimensiones:

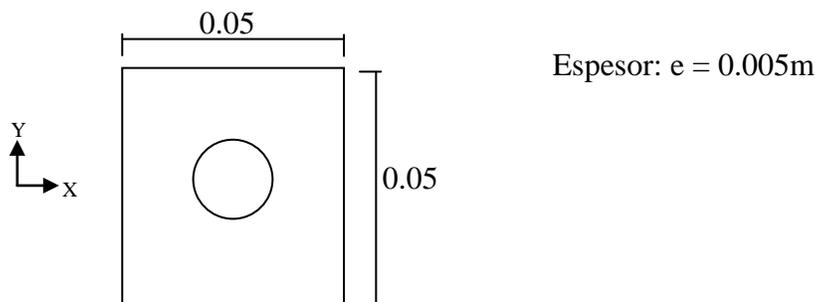


Figura N° 4.39: Placa de articulación. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Comprobación de la pieza por aplastamiento:

$$\left(\frac{F_{Ra}}{A_{Aplastamiento}} \right) \cdot N \leq S_y \text{ (Ecuación N°23)}$$

$$A_{\text{Aplastamiento}} = d \cdot e = 0.0127\text{m} \cdot 0.005\text{m} = 6.35 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

$$\sigma_{\text{Trabajo}} = \left(\frac{266.15\text{N}}{6.35 \times 10^{-5} \text{m}^2} \right) = 4.2\text{MPa}$$

Se comprueba por medio del factor de seguridad:

$$N = \frac{\sigma_{\text{Max}}}{\sigma_{\text{Trabajo}}} = \frac{379\text{MPa}}{4.2\text{MPa}} = 90.24$$

La placa no falla por aplastamiento.

Comprobación de la placa por corte puro, igualmente se toma como material un acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379\text{MPa}$:

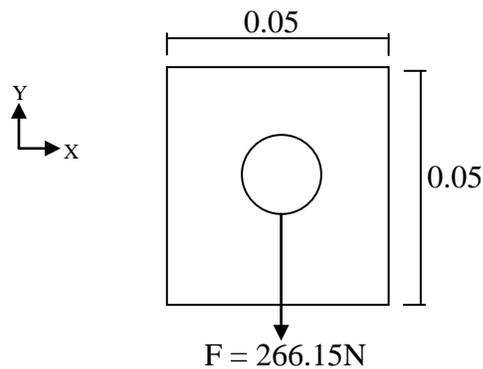


Figura N° 4.39: Placa de articulación. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$P_t = A_t \cdot \sigma_t = (L - d) \cdot e \cdot \sigma_a \quad (\text{Ecuación N}^\circ 24)$$

Donde:

$$e = 0.005\text{m}$$

$$d = d_{\text{orificio}} = 0.0127\text{m}$$

$$L = 0.05\text{m}$$

$$Fs = 5$$

Criterio de diseño a utilizar:

$$\text{Tensión} \longrightarrow 0.45 \cdot S_y \leq \sigma_p \leq 0.65 \cdot S_y \quad (\text{Ecuación N}^\circ 25)$$

$$\sigma_p = 0.45 \cdot S_y = 170.55 \text{MPa}$$

Para obtener el esfuerzo admisible se maneja la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_p}{F_S} = \frac{170.55 \text{MPa}}{5} = 34.11 \text{MPa} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 26)$$

Determinación de la longitud mínima de la placa:

$$L_{\min} = \left(\frac{P_t}{e \cdot \sigma_a} \right) + d \quad (\text{Ecuación N}^\circ 27)$$

$$L_{\min} = \left(\frac{265}{0.005 \text{m} \cdot 34.11 \times 10^6 \text{Pa}} \right) + 0.0127 \text{m}$$

$$L_{\min} = 1.42 \times 10^{-2} \text{m}$$

Como $L = 0.005 \text{m} < L = 0.0142 \text{m}$ la placa no falla por corte.

Distribución de las longitudes:

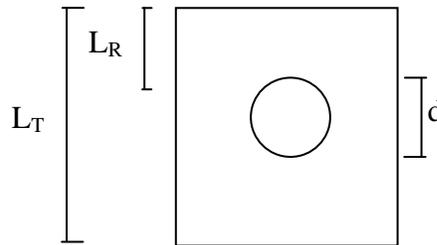


Figura N° 4.40: Dimensiones de la placa de articulación. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$L_R = 2 \cdot d$$

$$L_R = 2 \cdot 0.0127 \text{m}$$

$$L_R = 0.0254 \text{m}$$

$$L_T = 2 \cdot L_R$$

$$L_T = 2 \cdot 0.0254 \text{m}$$

$$L_T = 0.05 \text{m}$$

La longitud mínima de la placa es $L_{\min} = 0.05 \text{m}$ la cual coincide con el tamaño seleccionado anteriormente, por lo cual el tamaño seleccionado es el correcto.

Cálculo de la masa de las placas tomando en cuenta la densidad del acero

$$\varphi = 7800 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

Volumen total de la placa: $V_{Placa} = (A_{Rect.} - A_{Circ.}) \cdot e$ (Ecuación N°28)

$$V_{Placa} = \left[(0.05\text{m} \cdot 0.05\text{m}) - \left(\frac{\pi \cdot 0.0127\text{m}^2}{4} \right) \right] \cdot 0.005\text{m} = 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M_{Placa} = \varphi \cdot V_{Placa} = 7800 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 0.1 \text{ Kg}$$

Ya que son dos placas: $M_{Total} = 2 \cdot M_{Placa} = 2 \cdot 0.1 \text{ Kg} = 0.2 \text{ Kg}$

- **Selección del actuador que se va a encargar de realizar el movimiento de 90° del dispositivo:** Para lo cual se toma en consideración la masa total del dispositivo hasta esta sección

$$P_{Disp.} = 266.15 \text{ N} + 0.2 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m}/\text{s}^2 = 268.11 \text{ N}$$

Actuador encargado de realizar el movimiento de 90° del dispositivo

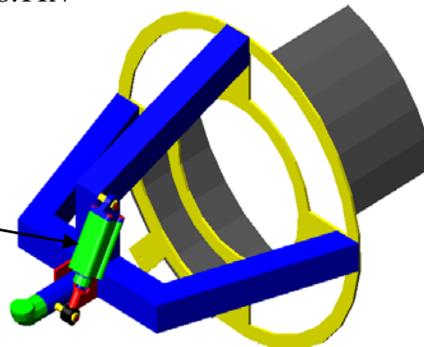


Figura N° 4.41: Ejemplificación del actuador encargado de realizar el movimiento de 90° del dispositivo.
Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Por medio de los catálogos de actuadores de la marca FESTO tomando en consideración los siguientes aspectos, se procede a seleccionar el actuador.

- Debe soportar un peso de 268.11N
- Debe tener un largo mínimo de 180mm con el vástago retraído.

- Debe ser capaz de calibrarse a una longitud de 224 mm con el vástago extendido.

Actuador seleccionado: DNCB según ISO 15552



Figura N° 4.42: Actuador DNCB según ISO 15552. Fuente: Fabricante Festo

- Cilindro de doble efecto.
- Diámetro del embolo: 32 mm
- Conexión neumática: G1/8
- Amortiguación neumática regulable en ambos sentidos.
- Posición de montaje: indistinta.
- Presión de funcionamiento: 0.6-12 bar
- Temperatura ambiente: -20 a 80 °C
- Fuerza en avance a 6 bar: 483 N
- Fuerza en retroceso a 6 bar: 415 N

Para el montaje de este actuador se necesitan dos (2) accesorios para su fijación:

1. Brida basculante SNCS: Realiza la función de sujetar por la parte posterior a actuador y brindarle una articulación al mismo.

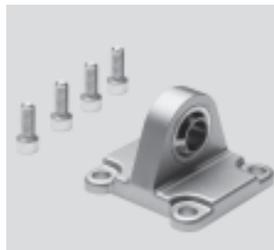


Figura N° 4.43: Brida basculante del actuador DNCB según ISO 15552. Fuente: Fabricante Festo

2. Cabezas de rótula SGS: Esta realiza la función de fijar la punta del vástago a un perno del dispositivo dándole una articulación.



Figura N° 4.44: Cabeza de rótula del actuador DNCB según ISO 15552. Fuente: Fabricante Festo

Para continuar el cálculo del dispositivo se debe determinar la masa del actuador:

$$M_{TotalActuador} = M_{Actuador} + M_{BridaBasculante} + M_{CabezaRotula} \text{ (Ecuación N°29)}$$

$$M_{TotalActuador} = 0.6Kg + 0.085Kg + 0.07Kg = 0.755Kg$$

Se procede a calcular nuevamente el peso del dispositivo hasta esta sección:

$$P_{Disp.} = 268.11N + 0.755Kg \cdot 9.81\frac{m}{s^2} = 275.5N$$

4.4.5 Diseño del codo articulado del dispositivo

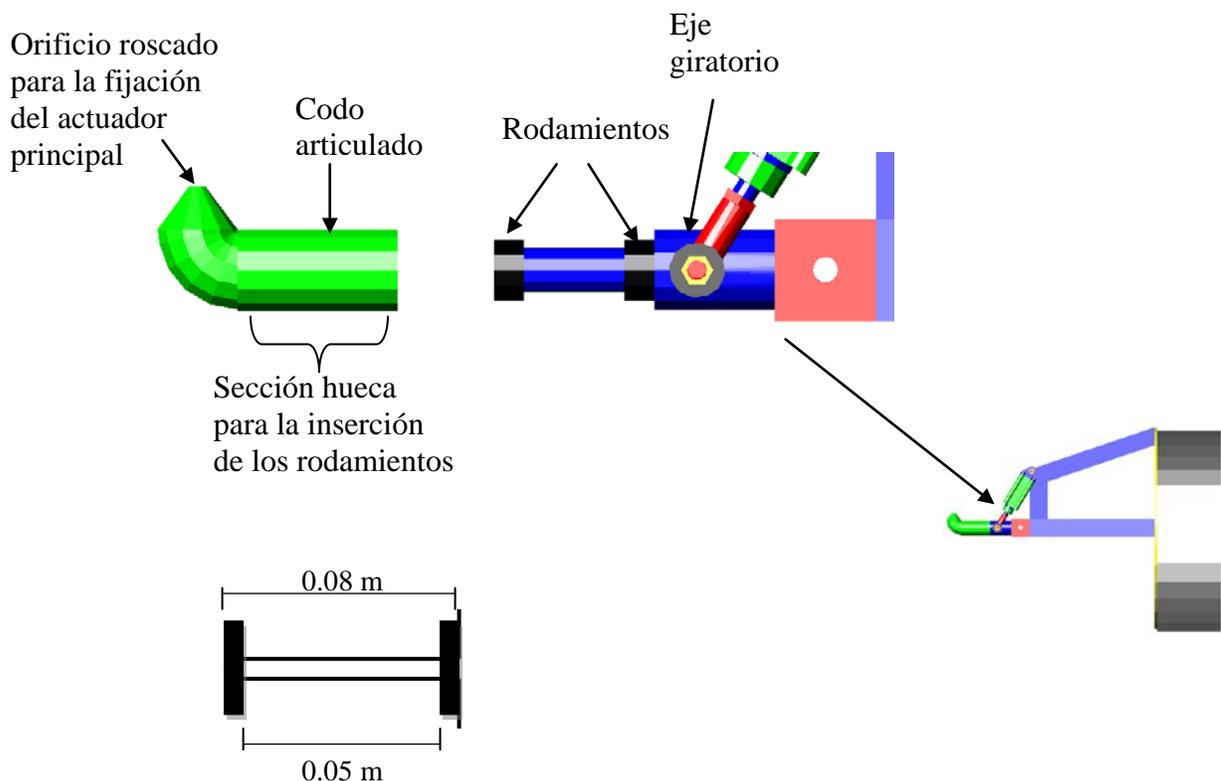


Figura N° 4.45: Muestra del diseño del codo articulado del dispositivo. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Este elemento se encarga de unir el dispositivo de sujeción con el extremo del cilindro actuador principal. El mismo posee en su interior dos (02) rodamientos de

aguja, esto es con la finalidad de obtener un movimiento rotatorio sobre su eje para así poder hacer coincidir los orificios del rin con los de la maza para así poder instalar los pernos de sujeción de cada rin.

Este tipo de rodamiento (De aguja) se seleccionó por sus dimensiones ya que se puede instalar en el interior del codo articulado sin reducir en gran parte el tamaño del eje que se le va a introducir dentro para realizar el movimiento de rotación, en cuanto a la capacidad de carga, su capacidad supera en gran medida la carga a la que se va a someter por lo tanto en ese sentido no va a fallar dicho elemento. Ver tabla SKF en el apéndice C para dimensiones del rodamiento seleccionado.

Calculo de comprobación de la resistencia del eje giratorio

A continuación se realizara el cálculo de la resistencia del eje del dispositivo donde se va a instalar los rodamientos para proporcionar el movimiento giratorio del sistema para así permitir la instalación de los pernos en las mazas del vehículo.

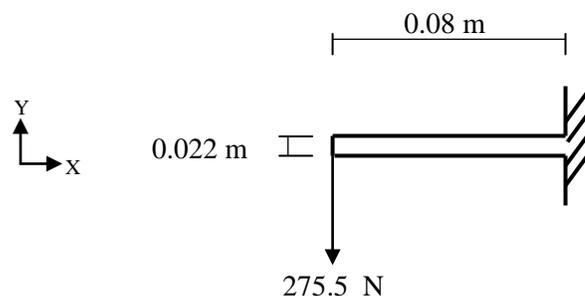


Figura N° 4.46: Eje giratorio. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Para esto se va a utilizar el peso completo del dispositivo, el cual fué calculado anteriormente en la ecuación N°29, conociendo esto y la longitud del eje se calcula el momento al que va a ser sometido como se muestra a continuación en la ecuación N°30.

Momento máximo: $M_{Max} = 265.76N \cdot 0.08m = 21.26N \cdot m$ (Ecuación N°30)

A continuación se verifica si el diámetro supuesto al principio de este apartado (0.022m) es el correcto, se procede con el cálculo del esfuerzo máximo que soporta el material del eje:

Comenzando con el cálculo de la inercia de una sección circular: $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$

Donde:

D = 0.022 m

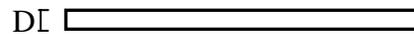


Figura N° 4.47: Dimensiones para el cálculo de la inercia de la sección circular. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$\text{Inercia de una barra de sección circular: } I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot (0.022m)^4}{64} = 1.15 \times 10^{-8} m^4$$

Ya conocida la inercia de la sección circular, por medio de la ecuación N°18 se conoce “Z”, el cual más adelante se va a utilizar para la determinación del esfuerzo de la barra en la ecuación N°19.

$$Z = \frac{I}{C}$$

Donde “C” es la distancia desde el eje neutro de la barra hasta la fibra más lejana a éste, en este caso esa distancia es:

$$C = \frac{0.022m}{2} = 0.011m$$



Figura N° 4.48: Determinación de la magnitud “C”. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$\text{Sustituyendo, } Z = \frac{I}{C} = \frac{1.15 \times 10^{-8} m^4}{0.011m} = 1.045 \times 10^{-6} m^3$$

Ya conocido “Z” y el momento máximo (M_{Max}) se puede determinar el esfuerzo máximo que soporta el material, por medio de la ecuación N° 19.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{Z} = \frac{21.26N \cdot m}{1.045 \times 10^{-6} m^3} = 20.34 MPa$$

Para finalizar determinamos el factor de seguridad de la pieza:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}} \text{ Se toma el } S_y \text{ de un acero 1020 Laminado en Caliente el cual es } 379 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{Max}} = \frac{379 MPa}{20.34 MPa} = 18.63$$

Como se puede observar el eje no falla en las condiciones a las que se va a someter.

4.4.6 Diseño de soldadura de los componentes del sistema de sujeción

Pytel A. Singer F. [Uniones conectadas y soldadas]. (1994)

La totalidad de las soldaduras en este componente es de tipo TRASLAPE, tanto con filetes laterales como frontales, se determinan por la resistencia al cortante de la garganta de la soldadura. En los filetes a 45° de la figura 4.48, llamando “a” al ancho de las bases, el área de la sección de la garganta sometida a cortante es igual a la sección L del cordón por el espesor de la garganta, es decir,

$$A = L \cdot a \cdot \text{Sen}45^\circ = 0.707L \cdot a (mm^2) \text{ .(Ecuación N}^\circ\text{31)}$$

Los esfuerzos admisibles para soldaduras a traslape especificadas por el AISC (Basadas en recomendaciones de la American Welding Society) dependen del electrodo empleado en el proceso de soldeo y de la gradación del acero soldado. Empleando el uso de electrodos E-70 para soldar aceros de bajo y medio carbono, el

esfuerzo cortante admisible es 145 MPa. Para este caso, la resistencia de la soldadura a 45° es, en Newton,

$$P = \tau \cdot A = (145 \times 10^6)(0.707 \cdot a \cdot L \times 10^{-6}) = 103 \cdot a \cdot L \text{ (Ecuación N°32)}$$

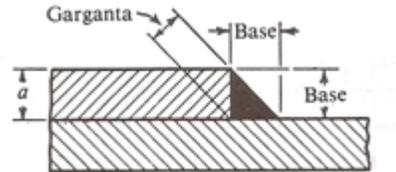


Figura N° 4.48: Soldadura a traslape. Tomado de «Uniones conectadas y soldadas» por P. Singer, 1994.

Sin embargo, por lo general la resistencia de una soldadura a traslape se expresa en términos de la fuerza admisible q por milímetros de longitud soldada, y está dada por

$$q = \frac{P}{L} = 103a \text{ N/mm, donde "a" esta en milímetros. (Ecuación N°33)}$$

En este diseño se va a tomar en cuenta $a = 6 \text{ mm}$ para todos los casos, los tamaños de los largos de soldaduras pueden excederse si se quiere para poder cubrir totalmente la garganta de la junta.

Caso 1.: Soldadura de la mordaza fija al aro de sujeción: En este caso se explicará la soldadura de la mordaza fija la cual está en posición vertical con respecto al aro, esta mordaza no posee movimiento por lo tanto va soldada directamente al aro, la misma va a soportar una fuerza horizontal de 120.7 N, como resultado del empuje de la mordaza móvil para la sujeción de la rueda a instalar, tal como se observa en la figura N° 4.49.

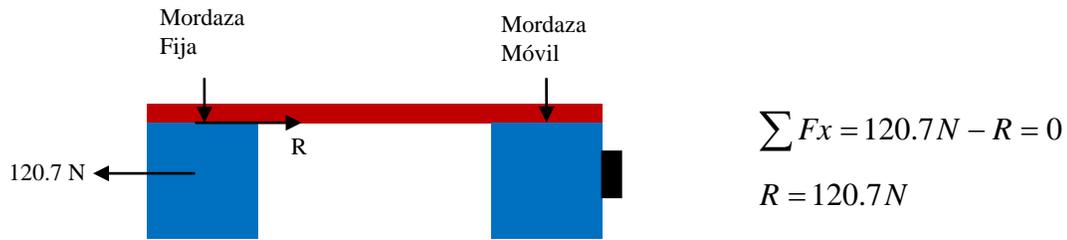


Figura N° 4.49: Soldadura de mordaza fija al aro. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$q = 103a = 103 \cdot 6 = 618 \text{ N/mm}$$

$$L = \frac{R}{q} = \frac{120.7N}{618 \text{ N/mm}} = 0.2 \text{ mm}$$

Como se observa en los cálculos, la longitud del cordón de soldadura es extremadamente pequeño, por lo tanto se harán tres (03) cordones de soldadura de 50 mm cada uno de cada lado de la mordaza, uno en cada extremo y uno en el centro.

Caso 2.: Soldadura de las patas de sujeción al aro: En la figura N°4.50 se explica la soldadura de las patas de sujeción al aro las cuales son un total de tres (03), esta sección del dispositivo debe soportar en total 219N distribuido en las tres (03) patas, pero para el diseño en el caso más crítico se va a someter cada una de las patas a 219N.

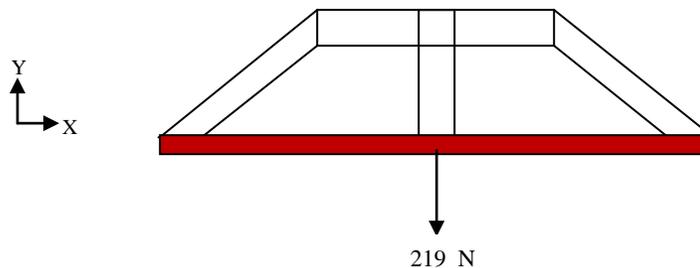


Figura N° 4.50: Soldadura de patas de sujeción al aro. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

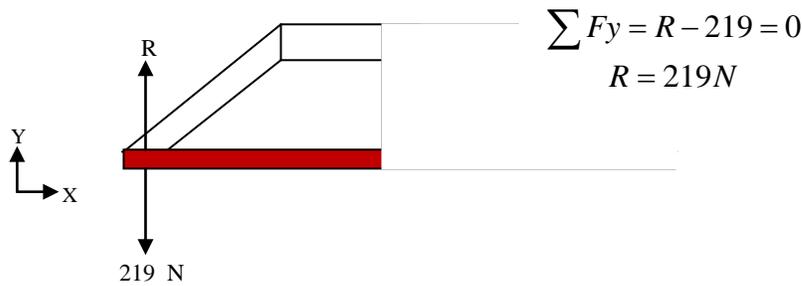


Figura N° 4.51: Reacción de la soldadura de patas de sujeción al aro. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$q = 103a = 103 \cdot 6 = 618 \text{ N/mm}$$

$$L = \frac{R}{q} = \frac{219N}{618 \text{ N/mm}} = 0.35 \text{ mm}$$

Como se observa en los cálculos, la longitud del cordón de soldadura es extremadamente pequeño, por lo tanto se harán tres (03) cordones de soldadura en cada una de las patas en los tres (03) lados internos del tubo cuadrado, o sea en el lado del tubo que esta al exterior del dispositivo no se hará cordón de soldadura.

Caso 3.: Unión de las patas de sujeción: Tal como se explico anteriormente en este trabajo, las patas estas compuestas por dos (02) secciones de tubo de sección cuadrada unidos por soldadura, cada una de estas patas debe soportar 83.83N, tal como se observa en la figura N° 4.52.

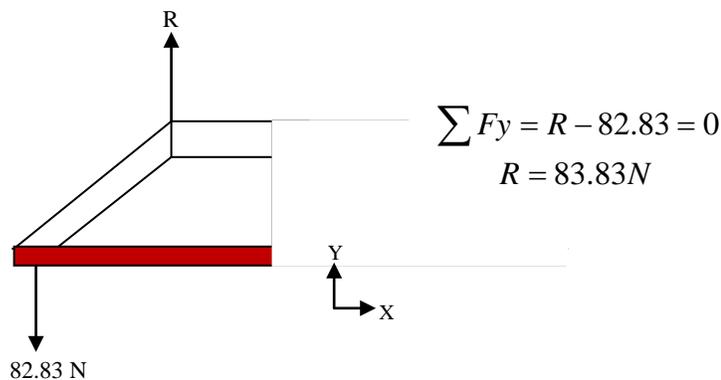


Figura N° 4.52: Soldadura de las patas de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$q = 103a = 103 \cdot 6 = 618 \text{ N/mm}$$

$$L = \frac{R}{q} = \frac{82.83 \text{ N}}{618 \text{ N/mm}} = 0.13 \text{ mm}$$

De igual manera en este caso la longitud del cordón es muy pequeña, por lo tanto a efecto de diseño y estética se va a soldar toda la periferia de ambos tubos a unir.

Caso 4.: Unión de las tres (03) patas de sujeción: Las tres patas de sujeción se unen entre sí mediante soldadura, este conjunto del sistema debe soportar 266.15N, esto se puede detallar en la figura N°53.

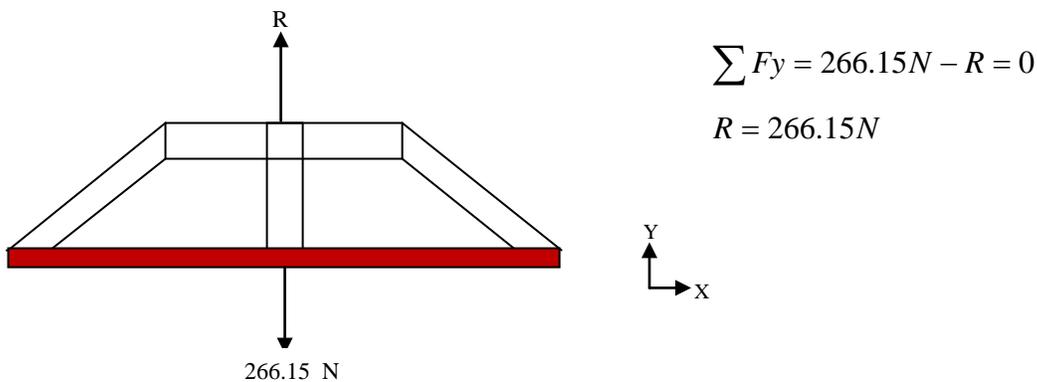


Figura N° 4.53: Unión de las tres (03) patas de sujeción. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

$$q = 103a = 103 \cdot 6 = 618 \text{ N/mm}$$

$$L = \frac{R}{q} = \frac{266.15 \text{ N}}{618 \text{ N/mm}} = 0.43 \text{ mm}$$

De igual manera en este caso la longitud del cordón es muy pequeña, por lo tanto a efecto de diseño y estética se va a soldar toda la periferia de los tubos a unir.

Caso 5.: Soldadura de las placas de articulación al conjunto de sujeción de la rueda: En este caso se va a unir dos (02) placas ahuecadas al tope del conjunto de sujeción tal como se observa en la figura 4.54, con la finalidad de proveerle

articulación al sistema, de igual manera este conjunto debe soportar 266.15N por lo tanto los cálculos son idénticos al Caso 4, esta fuerza se distribuye entre las dos placas, sin embargo con la finalidad de diseñar en la situación más crítica se somete cada una de las placas a la totalidad de la fuerza, igualmente se hará un cordón de soldadura en toda la periferia de la unión de cada placa con el conjunto.

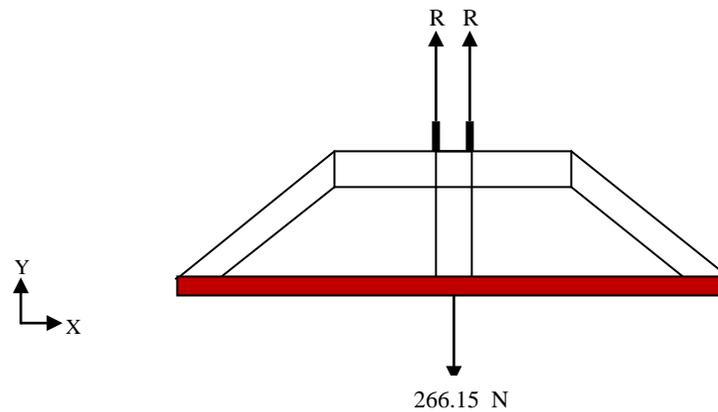


Figura N° 4.54: Soldadura de las placas al conjunto. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.5 Diseño del sistema de posicionamiento

El Sistema de posicionamiento de la máquina está compuesto principalmente de un carro de desplazamiento lineal el cual será seleccionado tomando en cuenta las especificaciones requeridas por el sistema a diseñar. Dicho Componente estará soportado por una viga de 5 metros de luz la cual se apoyará sobre dos cartelas voladizas soldadas a las columnas estructurales existente en planta.

Selección de dispositivo de movimiento lineal

Se seleccionó un dispositivo mecánico con una alta precisión de parada, el cual emplea una correa dentada para su desplazamiento permitiendo un perfecto posicionamiento de la rueda en el centro de la maza del vehículo.

Del catalogo de la empresa Hepco se selecciona el carro de desplazamiento lineal que cumple con la resistencia prevista para la carga a manejar, la cual es de $P_{disp} = 36.6Kg$, este valor contempla todas las partes del dispositivo de sujeción, el actuador neumático principal y la rueda a ser posicionada.

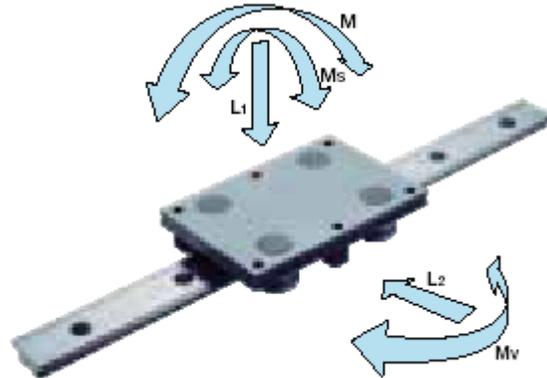


Figura N° 4.55: Carro transportador lineal. Fuente: Fabricante HEPCO

De la figura 4.55 y la tabla N° 4 del apéndice C se puede observar las fuerzas y momentos que son ejercidos en el carro. Calculando la condición más crítica en el dispositivo, la cual es el Momento flector M_s , se tiene

$$M_s = P_{disp} \cdot Brazo = (36.6 \times 9.81) \cdot 0.74 = 265.69 Nm. \text{ (Ecuación N°34)}$$

Del catálogo se obtiene el modelo de carro AU 76 54 el cual resiste el momento calculado. Se obtienen también los siguientes parámetros:

Carro

AU RD 76 54 L364 C196 D120 E74 DR LB, lo que especifica un carro accionado por piñón y cremallera de 36.3 cm. de largo, con cojinetes de 54 mm de diámetro y lubricador incorporado para mayor vida útil.



Guía lineal

En ella se va a desplazar el carro y tiene las siguientes especificaciones; guía con espaciador de 76 mm, doble canto fabricada de acero de alta resistencia, 4 metros de longitud, con agujeros para ser apernada en el sitio, modelo NL 76R P3 L 4000. Se selecciona también para ser acoplada a la guía un rack o cremallera modelo R20 L4000.

Piñón, caja reductora, motor AC, controlador de velocidad y amortiguador de choque.

El piñón a seleccionar es el modelo P20 W13 T27 B, con un diámetro primitivo de 56 mm y 27 dientes, apropiado para ser utilizado con la cremallera R20.

Se debe utilizar una caja reductora modelo WG4, con un torque de salida de 32 Nm, acoplada a un motor de 4 polos de 1750 RPM y potencia de salida de 120 W. Todos estos dispositivos serán montados en el carro de desplazamiento seleccionado anteriormente en la posición No. 6, como indica el catalogo del apéndice C.

Hepco recomienda la incorporación de un controlador de velocidad y amortiguadores de choque, por lo que este sistema será provisto del ambos dispositivos. Se seleccionan un controlador de velocidad para el motor especiado y un amortiguador de choque de final de carrera Modelo SHBM 60 20.

Dispositivo de acercamiento.

Para lograr que la rueda se acerque de manera horizontal a la maza del vehículo se utilizará una guía lineal, la cual estará sujeta mediante pernos al carro de posicionamiento lineal. Este dispositivo tendrá adosado en su parte inferior el sistema

de sujeción y será movido por un cilindro neumático, como se muestra en la figura 4.56.

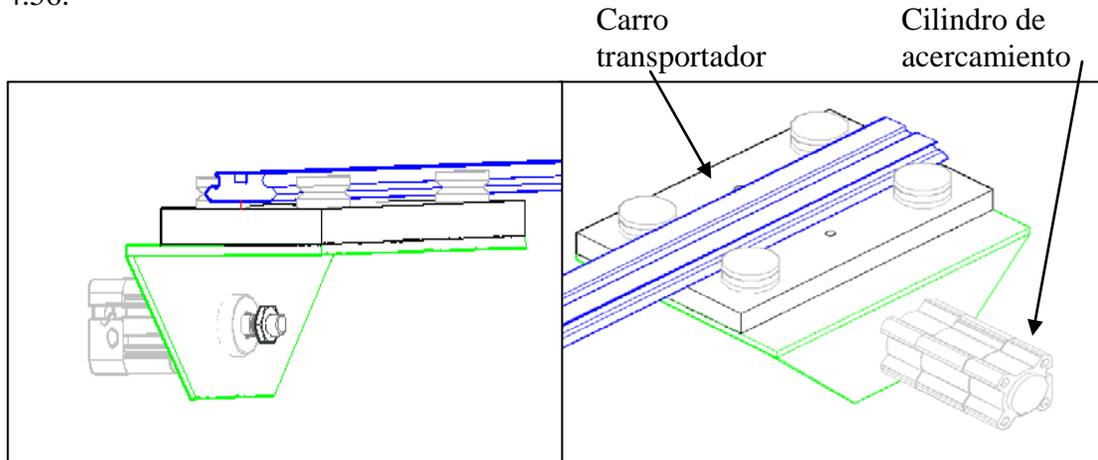


Figura N° 4.56: Dispositivo de Acercamiento. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

La guía lineal seleccionada que cumple con los requerimientos del sistema es la guía SKF. Ver hoja técnica del dispositivo en el apéndice C.

Realizando un diagrama de cuerpo libre y obteniendo la fuerza necesaria para mover el dispositivo, se selecciona un cilindro neumático de simple efecto, tomando en cuenta la fuerza que va a movilizar el mismo, incluyendo el peso y la fuerza de roce que ejerce el dispositivo al moverse.

$$F = m \cdot a + \mu k \cdot N = (36.6 \text{ KG})(0.03 \text{ m/s}^2) + 0.07 \cdot (36.6 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2) = 26.23 \text{ N}$$

Donde la aceleración fue calculada a partir de la premisa de que el dispositivo debe posicionarse en la maza en un segundo y la fuerza de roce para el rodamiento es de $\mu k = 0.07$, (Coeficiente dinámico de metal y metal lubricado).

Se selecciona el cilindro FESTO modelo **DSEU-20-320-P-A**

✘



- Cilindro de doble efecto.
- Diámetro del embolo: 20 mm
- Conexión neumática: G1/8
- Amortiguación de tope elástico.
- Posición de montaje: indistinta.
- Presión de funcionamiento: 1.5-10 bar
- Temperatura ambiente: -20 a 80 °C
- Fuerza en avance a 6 bar: 189 N
- Fuerza en retroceso a 6 bar: 158 N

Figura N° 4.57: Actuador del dispositivo de Acercamiento. Fuente: Fabricante FESTO

4.6 Cálculo de estructura de soporte

Con el peso total de todo el equipo de traslación y con el peso del sistema de sujeción se calcula la estructura que va a sostener ambos dispositivos. La estructura está representada en la figura 4.58.

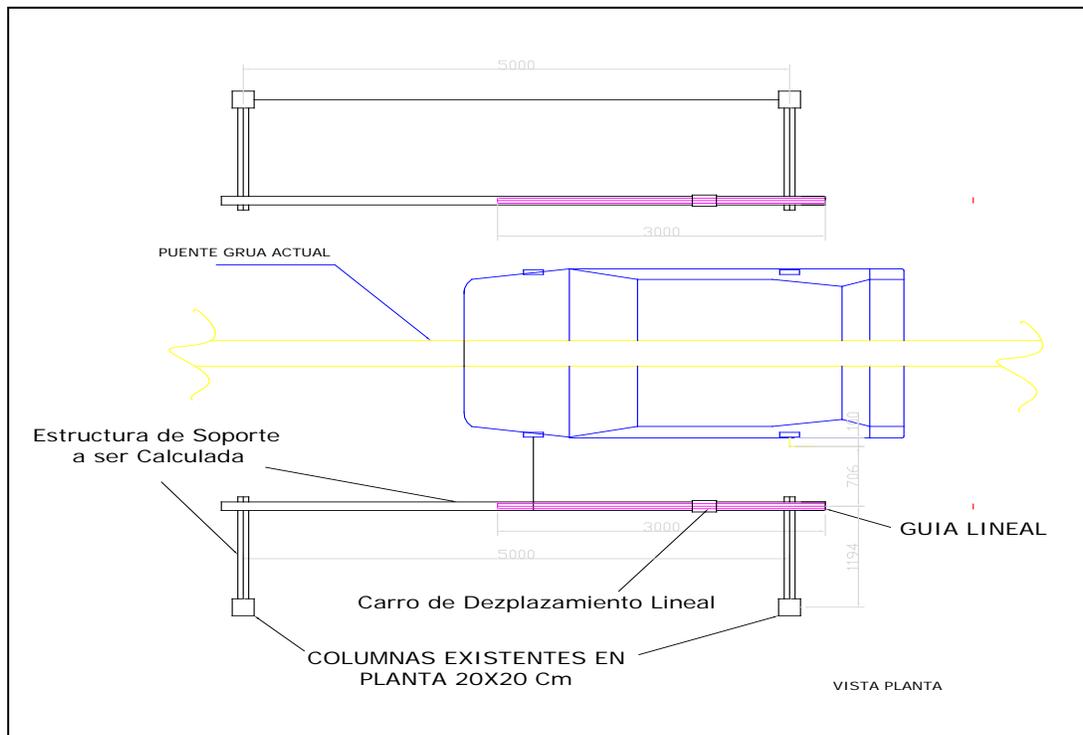


Figura N° 4.58: Estructura de soporte. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

El peso total que va a soportar la estructura de 5 metros de longitud está distribuido de la siguiente forma.

- Peso carro lineal Hepco: 4.3 Kg
- Guía lineal Hepco: 5.5 Kg/m
- Guía de patines lineal SKF: 1.5 Kg
- Actuador neumático principal: 4 Kg
- Estructura de soporte de actuador: 4.5 Kg.
- Sistema de sujeción con rueda incluida: 28.1 Kg

Total masa a ser manejada: 42.4 Kg.

Tomando la condición más crítica, la cual es cuando el todo el sistema se encuentra en el medio de la viga, se obtiene el diagrama de cuerpo representado en la figura 4.59.

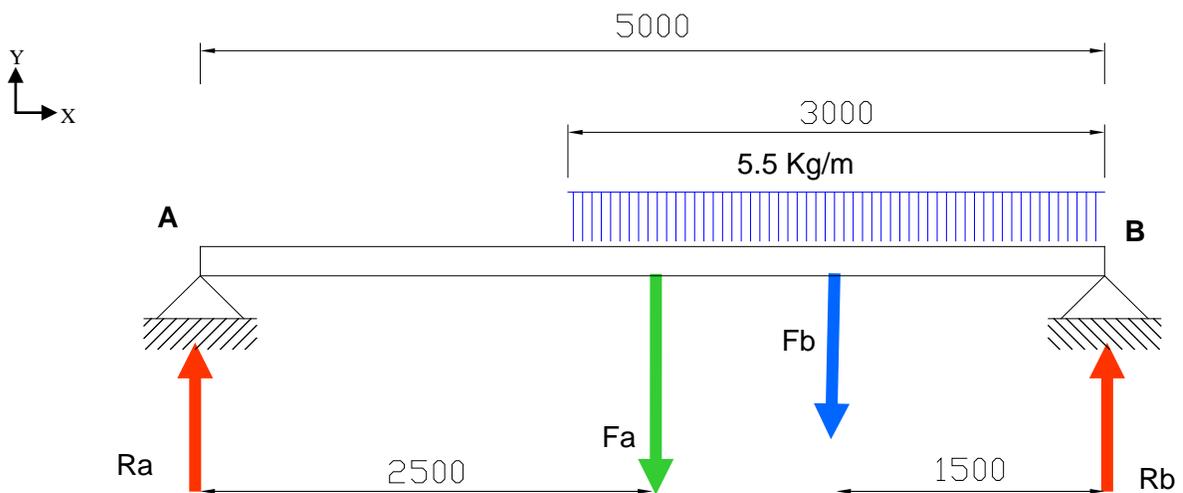


Figura N° 4.59: DCL viga de soporte. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Cálculo de las reacciones.

$$\sum Fy = Ra + Rb - Fa - Fb = 0 \dots (1)$$

$$\sum MA = -Fa(2.5) - Fb(3.5) + Rb(5) = 0 \dots (2), \text{ donde}$$

$$Fa = 42.4Kg \cdot 9.81m/s^2 = 416N$$

$$Fb = 5.5Kg/m \cdot 3m \cdot 9.81m/s^2 = 161.86N$$

$$\sum Fy : Ra + Rb = 577.86 \dots (1)$$

$$\sum MA : \frac{-416(2.5) - 161.86(3.5)}{5} = Rb \Rightarrow Rb = 321.3N$$

$$Ra = 577.86 - 321.3 = 256.56N$$

Diagramas de corte y momento:

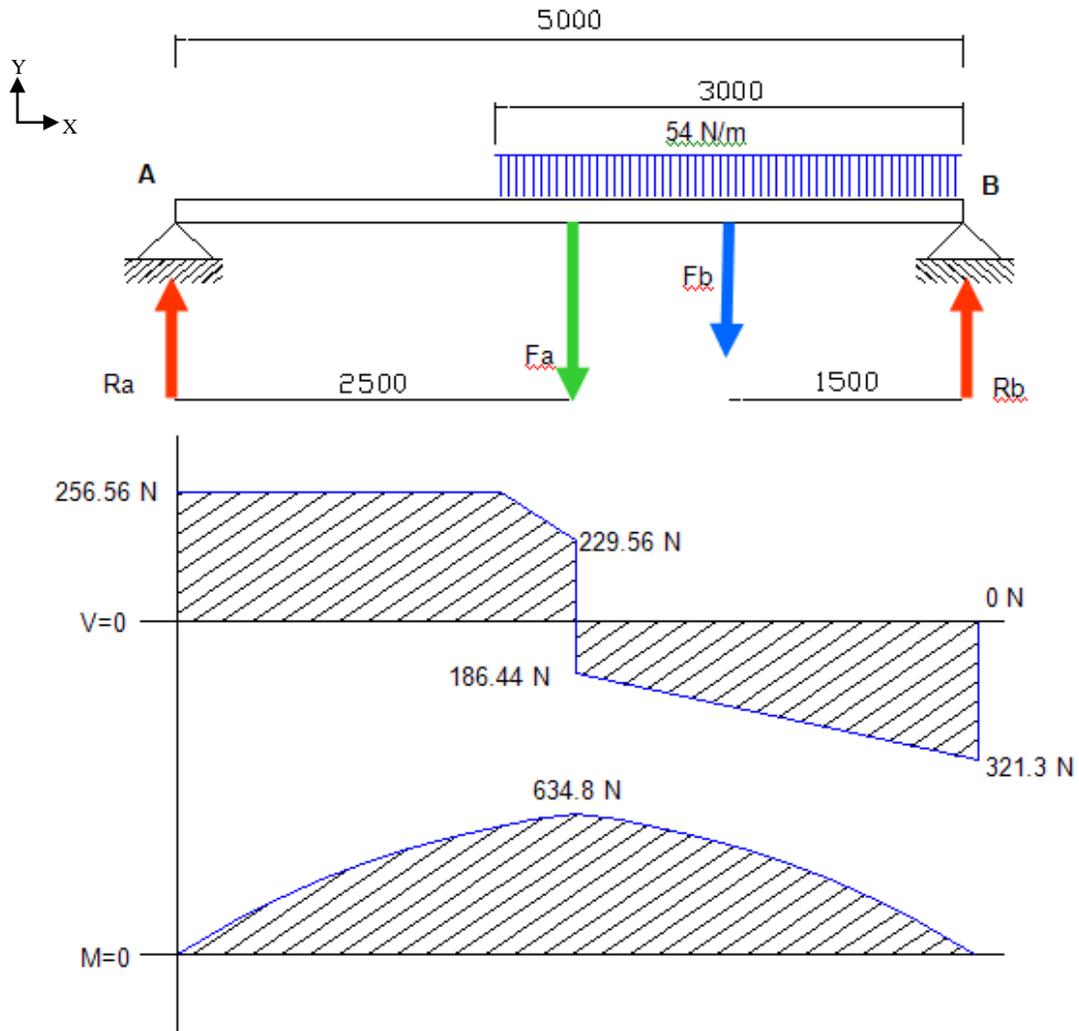


Figura N° 4.60: Diagrama de corte y momento. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Del diagrama se obtiene el momento máximo, el cual es de 634.8 N.m. Aplicando la formula de flexión y considerando un acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379 \text{ MPa}$.

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{634.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{379 \times 10^6} = 1.67 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 1674.9 \text{ mm}^3 = 1.67 \text{ cm}^3$$

Por medio de la tabla N° 3 apéndice C, se selecciona un perfil tipo C de 120x50mm con un valor estático en el eje Y-Y de 4.23 cm^3 , lo que implica un factor de seguridad de 2.5, suficiente para tomar en consideración el propio peso del perfil.

Conociendo las reacciones, las cuales son $R_a = 256.56 \text{ N}$ y $R_b = 321.3 \text{ N}$, se procede a seleccionar los perfiles óptimos que servirán como cartelas de soporte del perfil C ya seleccionado. Haciendo un diagrama de cuerpo libre y calculando el momento como se muestra en la figura 4.61.

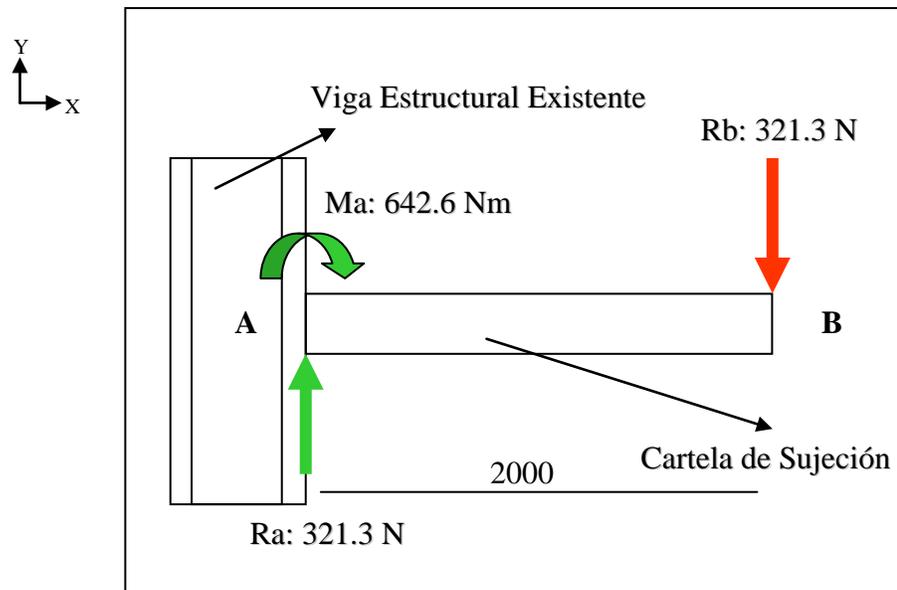


Figura N° 4.61: DCL del soporte. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Aplicando la formula de flexión y considerando un acero 1020 laminado en caliente con un $S_y = 379 \text{ MPa}$.

$$S = \frac{M}{\sigma} = \frac{642.6 Nm}{379 \times 10^6} = 1.69 \times 10^{-6} m^3 = 1695.9 mm^3 = 1.69 cm^3$$

Del catalogo de perfiles del apéndice C, se escoge un tubo estructural rectangular de dimensiones $30 \times 50 mm$ y con un Modulo de Inercia de Y-Y de $4.06 cm^3$, dando un factor de seguridad de 2.4.

Diseño de soldadura de la estructura

De la ecuación de resistencia de la soldadura ya definida se tiene y tomando la reacción más crítica se tiene:

$$q = 103a = 103 \cdot 6 = 618 N/mm \quad \text{Donde } a = 6mm$$

$$L = \frac{R}{q} = \frac{321.3 N}{618 N/mm} = 0.51 mm$$

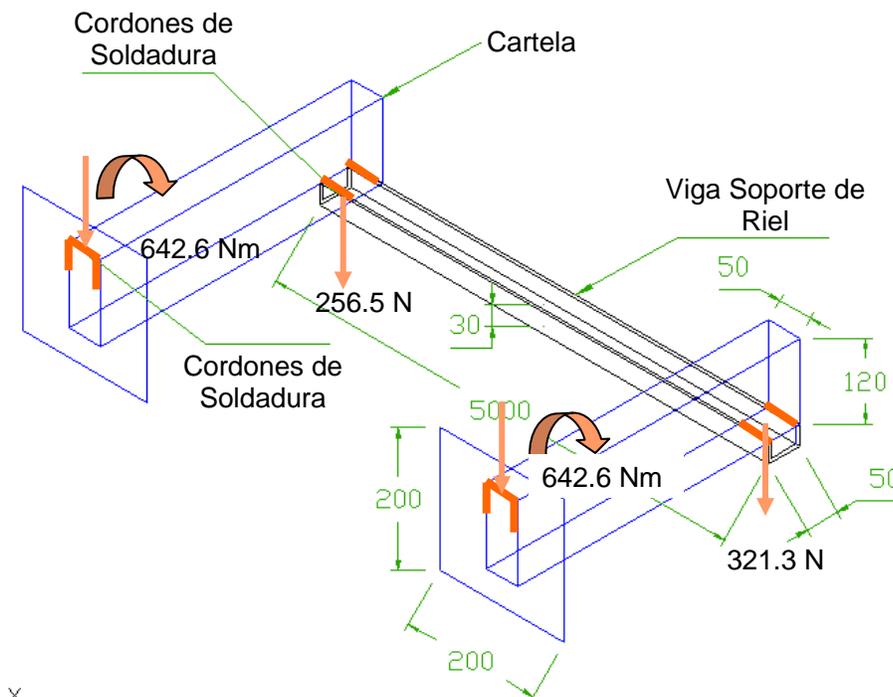


Figura N° 4.62: Soldadura de la estructura. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



4.7 Diseño del sistema de control

El diseño del sistema de control de la máquina será realizado por medio de un autómatas programable o PLC. La utilización de este dispositivo se debe a las ventajas que ofrece tanto en el diseño como en el funcionamiento continuo de la máquina.

Utilizar un autómatas programable en vez de un diseño de lógica cableada, puede resumirse en las siguientes ventajas:

- Reemplazan grandes bastidores de relés.
- Requieren mucho menos espacio que otros dispositivos.
- Tienen mayor confiabilidad en el desempeño en largos periodos de tiempo.
- Presentan flexibilidad para cambiar secuencias de control sin cambiar cables.
- Es posible utilizar el PLC para otras aplicaciones dentro de la planta.
- Lo anterior implica menores costos operacionales, de mantenimiento y modificaciones posteriores al sistema, por lo que se justifica su adquisición.

Con el PLC se gobierna cada uno de los actuadores y motores presentes en la máquina mediante las señales de entradas de sensores, finales de carrera y pulsadores manuales.

4.7.1 Elementos empleados en el diseño del sistema de control

- Actuadores.
- Sensores magnéticos de detección de posición.
- Sensores de proximidad inductivos.
- Sensores fotoeléctricos.
- Pulsadores.
- Válvulas de mando de 5/3 vías y 5/2 vías.
- Controlador lógico programable.

4.7.2 Descripción de los elementos de entrada y salida

Tabla 4.4: Descripción de elementos de entrada

ELEMENTO	CANTIDAD	NOMBRE	FUNCIÓN
Pulsador	1	Start	Da comienzo a la máquina.
Pulsador	1	Retro	Posicionamiento de nueva rueda.
Pulsador	1	Carga paletas	Carga inicial de paletas al sistema de transportador de cadenas.
Pulsador	1	Desechar paleta	Desechar paleta vacía, cargar nueva.
Pulsador	1	Reset	Reinicia la máquina.
Pulsador	1	Emergencia	Detener máquina.
Sensor	13	Sensor inductivo	Detecta la presencia de ruedas en las diferentes posiciones, detiene el motor M3, detecta la presencia del vehículo, censa la posición del carro transportador y las mazas.
Sensor	2	Sensor fotoeléctrico	Indicar presencia de paletas.
Sensor	7	Sensor magnético	Detener los actuadores en la posición deseada.

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Tabla 4.5: Descripción de elementos de salida

ELEMENTO	CANTIDAD	NOMBRE	FUNCIÓN
Bobina	7	Bobina 24V de Electroválvula	Acciona los diferentes actuadores.
Contactor	5	Contactor	Energizan los motores eléctricos del sistema.

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.7.3 Ubicación de los sensores en el sistema

En la figura 4.63 se muestra una vista lateral del sistema de posicionamiento de la rueda en la maza del vehículo, detallando cada parte de la máquina y la ubicación de los sensores (Ver apéndice E).

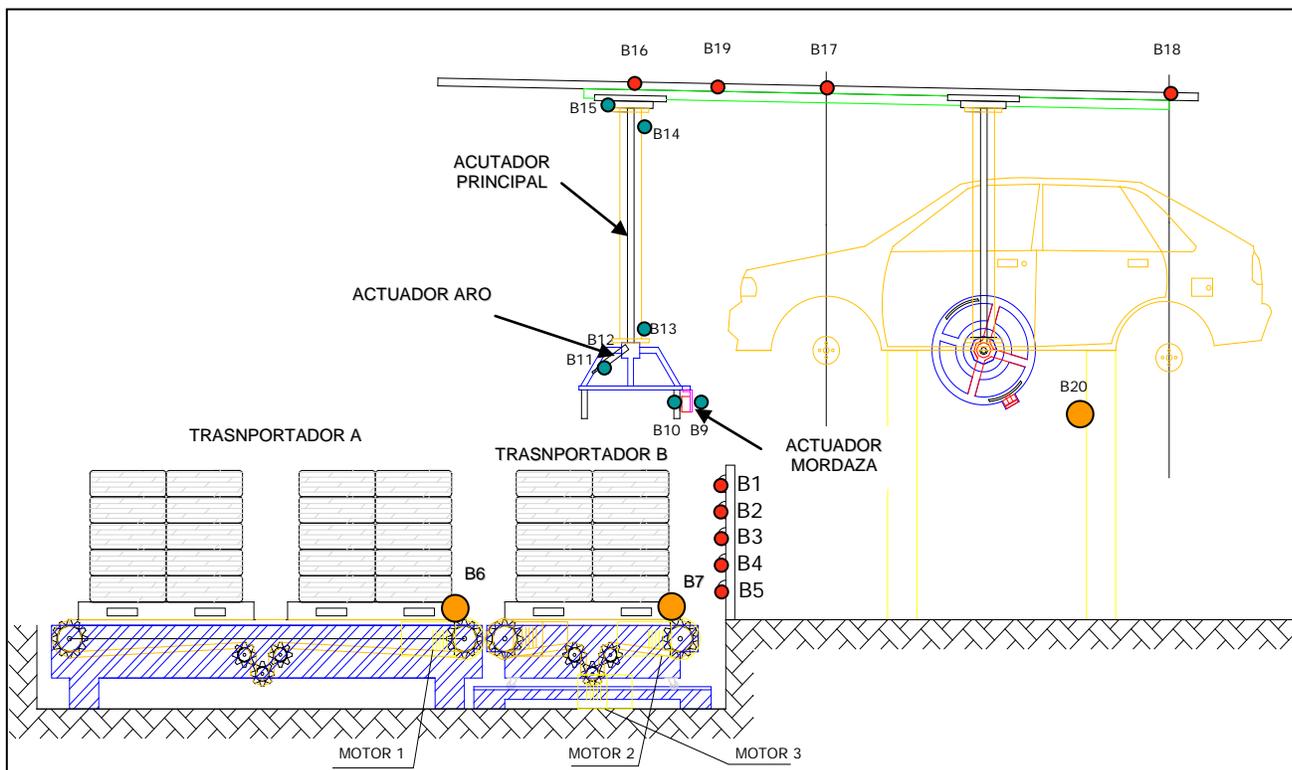


Figura N° 4.63: Componentes de la máquina y ubicación de los sensores. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



Los círculos color rojo, verde y naranja representan la ubicación de los sensores inductivos, magnéticos y foto eléctricos respectivamente.

4.7.4 Memoria descriptiva del sistema de posicionamiento de ruedas

1. El operador oprime S1, botón de comienzo del sistema.
2. S1 energiza la bobina Y1 y se extiende el cilindro principal. A su vez hace encender H1 (luz roja que indica máquina en movimiento).
3. El sensor B1 detecta la presencia de las mordazas y desactiva Y1, a su vez energiza un Temporizador T1 de retardo a la conexión de 2 segundos.
4. El temporizador T1 energiza Y3 y la mordaza se cierra sujetando la rueda.
5. Se activa B10 el cual energiza Y2 y el cilindro principal se retrae.
6. B14 es activado, energizando la bobina Y5, haciendo que el aro se ubique en posición de colocación de rueda.
7. Con este movimiento el sensor B12 es activado energizando y enclavando el contactor C4.1, el cual arranca el motor M4 en dirección horaria.
8. El sensor B19 es activado con el paso del carro de desplazamiento lineal, activando en el PLC los contadores de acumulación C1, C2 y C3.
9. Cuando el Carro de desplazamiento lineal pasa por el Sensor B17, este permite el desenclavamiento de la señal del contactor C4.1. A su vez activa un temporizador con retardo a la conexión T2.
10. El temporizador T2 activa Y7, enclavando dicha señal, haciendo que el dispositivo se acerque a la primera maza del vehículo.
11. El operario de forma manual alinea los agujeros del Rin y la maza, introduce los tornillos sujetadores y los aprieta con una herramienta neumática.
12. El operario luego oprime el pulsador S2 (pulsador de retroceso), el cual desenergiza la bobina Y7 y activa un temporizador T3.
13. El Temporizador T3 activa el contactor C4.2, el cual invierte el sentido de giro del motor.



14. Debido al paso del carro lineal, el sensor B19 es activado nuevamente, generando incrementos en los contadores C1, C2, C3 y C4.
15. El contador C1 cumple la función de acumular cantidades, para ser utilizadas en la función comparación del PLC, haciendo que el actuador se detenga en cada uno de los sensores B1, B2, B3, B4, B5, por ejemplo, se detendrá el actuador principal en el sensor B1 cuando el contador tenga registrado un número $C1 \leq 8$.
16. El contador C2 igualmente cumple la función de acumular cantidades, para ser utilizadas en la función comparación del PLC, con la finalidad de activar el motor M3 para hacer girar el transportador B 90°, es decir, cada vez que $C2=2$, el motor M3 se activa y el contador C2 se resetea.
17. El contador C3 igualmente cumple la función de acumular cantidades, para ser utilizadas en la función comparación del PLC, este cumple con la finalidad de detectar la primera o la segunda maza del vehículo según sea necesario y trabajará de la siguiente manera, cuando $C3=1$ se detendrá en el sensor B17, cuando $C3=3$ se detendrá en el sensor B18 y cuando $C3=4$ este se reseteará, volviendo a comenzar el ciclo.
18. De igual manera el contador C4, este cumple la función de descartar la paleta vacía del sistema, es decir, cuando $C4=40$, este hace que se active la secuencia de carga del sistema, ya que para ese momento la paleta no tendrá ruedas, y desactiva el sistema restándole y colocándolo en posición inicial.
19. Ahora conocido el funcionamiento expuesto en los puntos 15, 16, 17 y 18 el dispositivo con la segunda rueda que tome de la paleta se detendrá en la segunda maza, y luego irá alternando entre ambas dependiendo el valor que se tenga registrado en el contador.

4.7.5 Diagrama de flujo para la carga del sistema de paletas del dispositivo

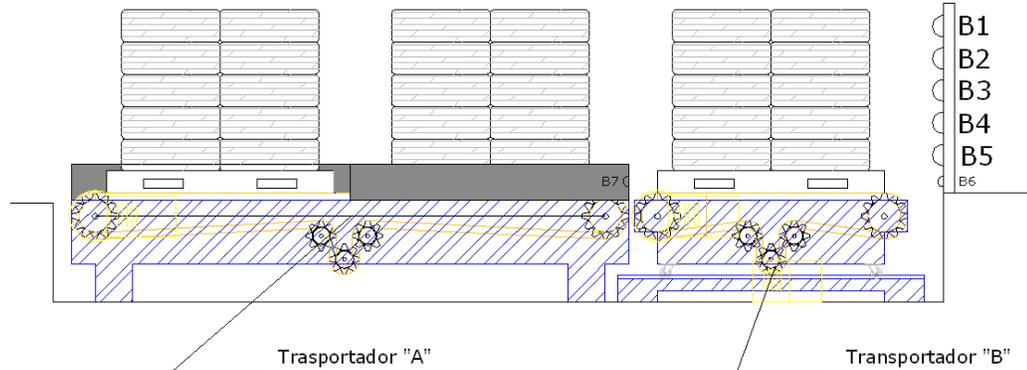


Figura N° 4.64: Sistema de paletas del dispositivo. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

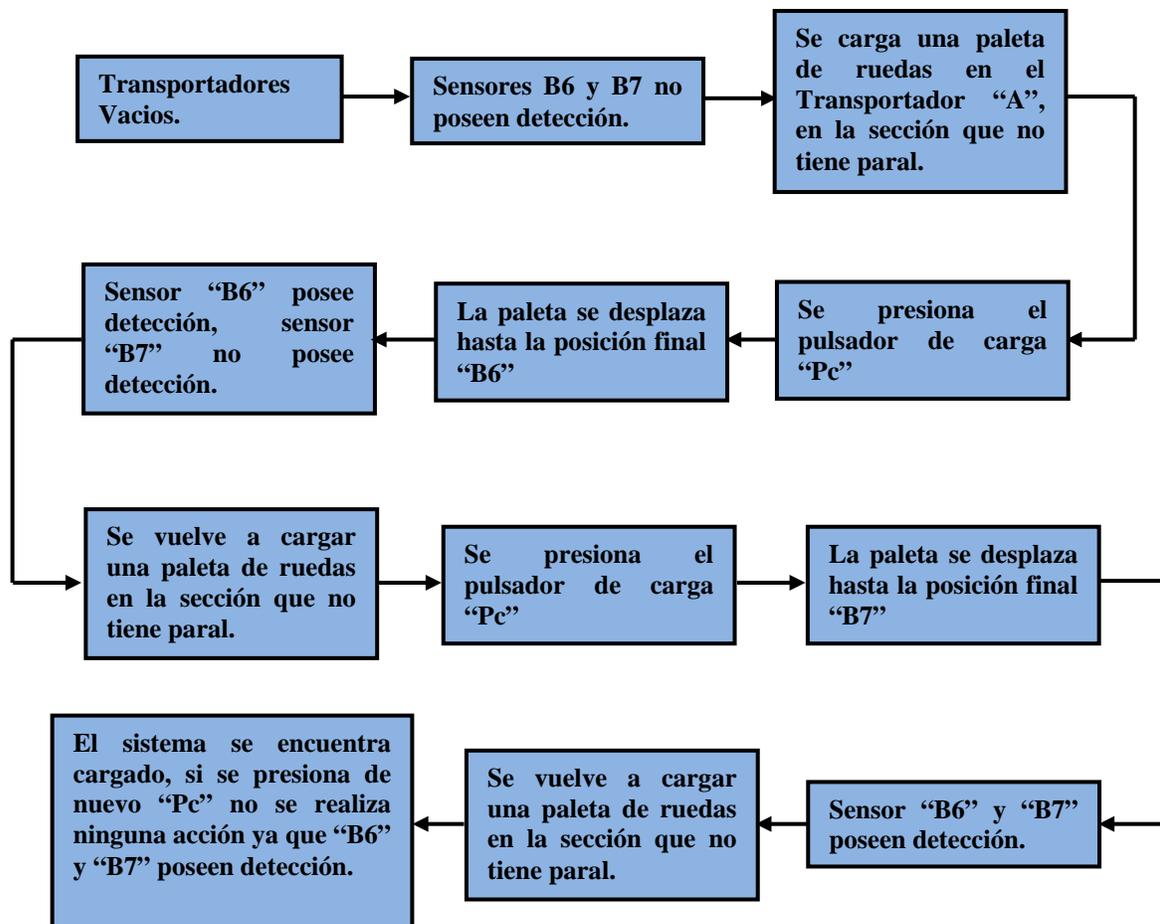


Figura N° 4.65: Diagrama de carga del sistema de paletas. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



4.7.6 Memoria descriptiva de la recarga del sistema luego de terminada la paleta contenedora de ruedas

Luego de finalizada la paleta contenedora, el sistema se detendrá en su posición inicial, esto se cumple gracias al contador C4, el cual cuando tenga registrado el valor $C4=40$ detendrá el sistema, a continuación se muestran los pasos que sigue el sistema para la recarga:

1. Luego de detenido el sistema el operador presiona el pulsador S4 que iniciará la recarga del sistema (Expulsión de paleta vacía).
2. El transportador “B” gira 90° en sentido horario, gracias al motor M3.
3. Se activa el motor M2 lo cual hace girar las cadenas transportadoras, descartando la paleta vacía, ubicándola a un lado del transportador.
4. Nuevamente el motor M3 se activa girando el transportador “B” 270° con la finalidad de llevarlo a la posición inicial.
5. Los motores M1 y M2 se activan movilizandando las 2 paletas restantes, la primera se ubica en el transportador “B” y la segunda se mantiene en el extremo derecho del transportador “A”
6. Finalizado esto, el operador debe presionar nuevamente el botón de inicialización S1 comenzando nuevamente el ciclo del sistema.

4.7.7 Selección y justificación de los componentes

- **Electroválvula de comando actuador principal:** Se seleccionó una electroválvula 5/3 vías con centro cerrado la cual tiene la capacidad de bloquear el flujo de aire que entra y sale de la cámara del actuador, quedando la misma presurizada y deteniendo el vástago en posiciones intermedias, la inercia del movimiento es detenida por la rueda que va a ser sujeta, gracias a que el

cilindro se encuentra en posición vertical. Ejemplo de esto es reflejado en la figura 4.65.

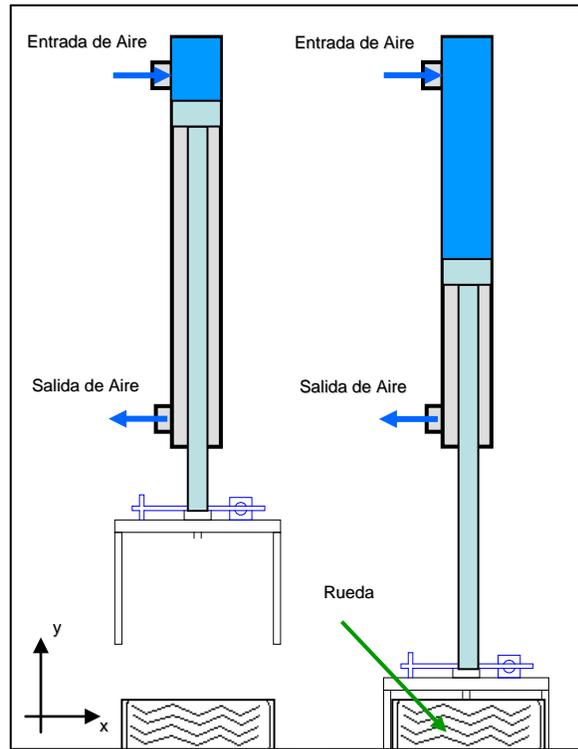


Figura N° 4.66: Efecto de compresibilidad del aire en actuador principal. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

La electroválvula seleccionada es la siguiente:

Tabla N° 4.6 Característica electroválvula seleccionada

Marca	Festo
Modelo	Tigre 2000 MVH-5/3-G-1/4-B
Conexión	Neumática 1/4
Tensión de Funcionamiento	24 V DC

Fuente: Fabricante FESTO

- **Electroválvulas de comando actuador doble efecto:** Se seleccionan Válvulas 5/2 vías para realizar el accionamiento de los actuadores neumáticos



de cierre y apertura de la mordaza, del movimiento del sistema de sujeción y del dispositivo de acercamiento.

Tabla N° 4.7 Característica electroválvula seleccionada

Marca	Festo
Modelo	Tigre 2000 JMVH -5-1/4-B
Conexión	Neumática 1/4
Tensión de Funcionamiento	24 V DC

Fuente: Fabricante FESTO

- **Sensores de detección de posición de los actuadores:** Se eligen sensores magnéticos, los cuales estarán adosados en la parte externa de los actuadores mediante cintas de sujeción Marca Festo, para así detectar el embolo magnético del actuador en función. Serán utilizados en cada uno de los actuadores del sistema (principal, aro, mordaza y acercamiento)

Se selecciona el siguiente sensor:

Tabla N° 4.8 Característica sensor magnético

Marca	Festo
Modelo	SMT-8M-PS-24V-K-5-OE

Fuente: Fabricante FESTO

- **Sensores de ubicación de mordaza B1-B5:** Se seleccionan sensores de proximidad inductivos para la detección de una pieza metálica, que estará situada en la mordaza del sistema de sujeción, la selección de este dispositivo de clase inductiva es necesaria, debido a que en su cercanía estarán ubicadas las ruedas de caucho. Si se utiliza un sensor de otra característica, ejemplo de esto un sensor capacitivo los cuales detectan diferentes materiales, la señal de entrada puede ser errónea detectando un material indebido. Utilizando sensores inductivo se tiene la capacidad y certeza de detectar un metal a una distancia calibrada, con muy poca oportunidad de falla.



- **Sensores de posición y para contadores B16 al B21:** Igualmente se seleccionan sensores de proximidad inductivos para la detección de una pieza metálica que estará situada de manera estratégica en el carro lineal.

Una vez el carro se desplace sobre la guía y la pieza se acerque al sensor, este se activará. Se usa el sensor inductivo por las características de calibración y detección de solo piezas metálicas ya mencionadas, más la gran ventaja de que carecen de partes móviles que pueden ser afectadas por la vibración de la estructura en donde serán instalados.

El modelo de sensor inductivo a utilizar para todas las aplicaciones es el siguiente:

Tabla N° 4.9 Característica sensor inductivo

Marca	Festo
Modelo	SIEN-M18NB-NS-S-L
Tipo	Normalmente Abierto, Rosca M18
Distancia de Conmutación	8 mm

Fuente: Fabricante FESTO

- **Sensores de posicionamiento de paletas B6-B7 y posición del vehículo B-20:** Se seleccionan sensores fotoeléctricos de tipo retro reflectivo, marca FESTO modelo SOEG-RSP, de carcasa cuadrada.

Cuando la paleta se desplace por el transportador a cadena y corte el haz de luz del sensor fotoeléctrico, el motor correspondiente al transportador se detendrá, ubicando la paleta en la posición adecuada.

Este tipo de sensor es necesario para esta aplicación pues se tiene un objeto de dimensiones irregulares, que puede cambiar de material (paleta de madera o plástico) y también dichos sensores son usualmente usados en el manejo de materiales en transportadores.



El modelo de sensor seleccionado para esta aplicación es:

Tabla N° 4.10 Característica sensor inductivo

Marca	Festo
Modelo	SOEG-RSP
Tipo	Normalmente abierto
Distancia de Conmutación	2000 Mm

Fuente: Fabricante FESTO

- **Selección del PLC**

Estudiando los diferentes parámetros de control requeridos por el equipo, entre los que se encuentran el número de entradas y salidas analógicas o digitales, la programación a ser usada, los controles de movimiento necesarios, la capacidad de memoria, entre otras, se escoge el computador lógico programable que cumpla con estos requerimientos. Se tiene entonces:

- Numero de entradas y salidas analógicas: 0
- Número de entradas y salidas digitales: 37
- Tipo de programación a ser usada: Programación en escalera.
- Capacidad de control de Movimiento
- Capacidad de comunicación remota.

Con esta data inicial, se selecciona un PLC de la Marca Rockwell Automation de la familia **Control Logix Systems**, puesto que esta marca es el estándar de Venirauto Industrias. Este equipo cumple con las requisiciones iniciales y puede desempeñar controles de secuencias, manejo y proceso así como también de movimiento. Pueden ser instalados múltiples procesadores y módulos de comunicación en diferentes locaciones, los cuales se pueden comunicar a través de diferentes redes y tener un manejo y control remoto y virtual.

Características del PLC seleccionado: Control Logix 1756.

Modulo de Entrada

Tabla 4.11: Modulo de entrada del PLC.

No. de entradas	Voltaje	Colocación	Memoria
32	12/24 V d.C.	Chasis Local 1756-A7	750 Kb

Fuente: Fabricante ROCKWELL AUTOMATION

Modulo de Salida

Tabla 4.12: Modulo de salida del PLC.

No. de salidas	Voltaje	Colocación	Memoria
16	12/24 V d.C.	Chasis Local 1756-A7	750 Kb

Fuente: Fabricante ROCKWELL AUTOMATION

Se Incorpora al PLC una interface analógica SERCO para el control de velocidad de motores.

4.7.8 Diagrama neumático del sistema

La figura 4.67 representa el diagrama neumático del sistema.

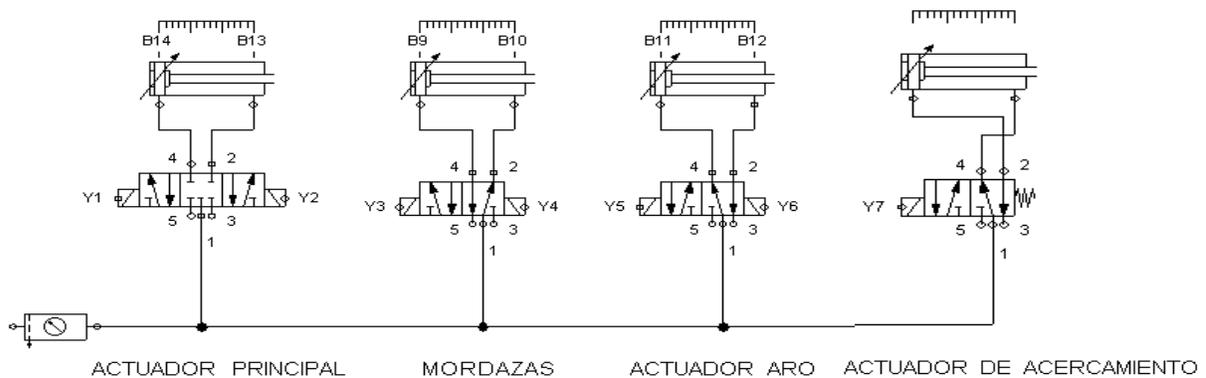


Figura N° 4.67: Diagrama neumático. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.



4.7.9 Lista de direcciones

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Pulsador	S1	I0	Start, da comienzo a la máquina. Da una señal para que el Actuador A.0.1 se extienda.
Pulsador	S2	I1	El operario pulsa para que el dispositivo realice un nuevo ciclo y se posicione en la siguiente maza.
Pulsador	S3	I2	El operario pulsa para realizar la carga de paletas al sistema de transportador de cadenas.
Pulsador	S4	I3	El operario pulsa para realizar la recarga de paleta a la posición de toma de ruedas.
Pulsador	S5	I4	Reset, el operario presiona en caso de una mala operación y la máquina vuelve a su estado inicial.
Pulsador	S6	-	Emergencia, en caso de existir una situación de riesgo el operario presiona este pulsador.

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Bobina 24V de Electroválvula	Y1	Q0	Extender el vástago del cilindro A.0.1
Bobina 24V de Electroválvula	Y2	Q1	Retraer el vástago del cilindro A.0.1
Bobina 24V de Electroválvula	Y3	Q2	Extender el vástago del cilindro A.0.3 para la sujeción de la rueda
Bobina 24V de Electroválvula	Y4	Q3	Retraer el vástago del cilindro A.0.3 para la liberación de la rueda
Bobina 24V de Electroválvula	Y5	Q4	Retraer el vástago del cilindro A.0.2 para posicionar verticalmente la rueda.
Bobina 24V de Electroválvula	Y6	Q5	Extender el vástago del cilindro A.0.2 para posicionar horizontalmente el dispositivo.

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Bobina 24V de Electroválvula	Y7	Q6	Extender el vástago del cilindro A.0.4 para posicionar el dispositivo en la maza del vehículo.
Sensor Inductivo	B1	I5	Indicar la presencia de las mordazas de sujeción en la primera fila de ruedas y da la señal a la bobina Y3 para que el actuador A.0.3 se extienda sujetando la rueda, desenergizar Y1 para detener el pistón.
Sensor Inductivo	B2	I6	Indicar al sistema la presencia de las mordazas de sujeción en la segunda fila de ruedas y da la señal a la bobina Y3 para que el actuador A.0.3 se extienda sujetando la rueda.
Sensor Inductivo	B3	I7	Indicar al sistema la presencia de las mordazas de sujeción en la tercera fila de ruedas y da la señal a la bobina Y3 para que el actuador A.0.3 se extienda sujetando la rueda

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Sensor Inductivo	B4	I8	Indicar al sistema la presencia de las mordazas de sujeción en la cuarta fila de ruedas y da la señal a la bobina Y3 para que el actuador A.0.3 se extienda sujetando la rueda.
Sensor Inductivo	B5	I9	Indicar al sistema la presencia de las mordazas de sujeción en la quinta fila de ruedas y da la señal a la bobina Y3 para que el actuador A.0.3 se extienda sujetando la rueda.
Sensor Fotoeléctrico	B6	I10	Detener el Motor M2 del transportador de Cadena B e indicar que la paleta está en su posición final.
Sensor Fotoeléctrico	B7	I11	Detener el Motor M1 del transportador de Cadena A e indicar que la paleta está en su posición final.
Sensor Inductivo	B8	I12	Detener motor M3 de transportador giratorio, indicando que la paleta ya realizó giro de 90° y activa contador C4

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Sensor Magnético de Actuador Mordazas	B9	I13	Indicar al sistema que el actuador A.0.3 de las mordazas que sujetan la rueda esta retraído
Sensor Magnético de Actuador Mordazas	B10	I14	Indicar al sistema que el actuador A.0.3 de las mordazas que sujetan la rueda está extendido y dar la señal al actuador A.0.1 para que se retraiga.
Sensor Magnético de Actuador Aro	B11	I15	Indicar al sistema que el actuador A.0.2 del aro se encuentra extendido y listo para sujetar una rueda.
Sensor Magnético de de Aro Actuador	B12	I16	Indicar al sistema que el actuador A.0.2 del aro se encuentra retraído y listo para posicionar la rueda en la maza del vehículo. Da la señal para que el motor M4 se ponga en marcha y el carro lineal avance.

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Sensor Magnético de Actuador Principal	B13	I17	Indicar al sistema que el actuador A.0.1 se encuentra totalmente extendido.
Sensor Magnético de Actuador Principal	B14	I18	Indicar al sistema que el actuador A.0.1 se encuentra totalmente retraído. Dar la señal al actuador A.0.2 para que se retraiga y coloque el aro en posición vertical.
Sensor Magnético de Actuador de acercamiento	B15	I19	Indicar al sistema que el actuador A.0.4 se encuentra retraído. Dar la señal para que el motor M4 cambie su sentido de giro y el carro vuelva a su posición inicial.
Sensor inductivo	B16	I20	Indica al sistema que el carro de desplazamiento se encuentra en su posición inicial. Da la señal al actuador A.0.2 para que se extienda
Sensor inductivo	B17	I21	Da la señal al motor M4 para que se detenga en la posición de la primera maza y ubicar la rueda.

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Sensor inductivo	B18	I22	Fin de carrera, da la señal al motor M4 para que se detenga.
Sensor inductivo	B19	I23	Activa un contador C1 que desenergiza y energiza los sensores B1, B2, B3, B4, B5 para tomar la rueda respectiva y determina el momento en que la paleta de ruedas se encuentra vacía.
Sensor inductivo	B19	I24	Activa un contador C2 que energiza el motor M3 para así girar la paleta 90° cada vez.
Sensor inductivo	B19	I25	Activa un contador C3 que registra la parada del dispositivo en cada una de las mazas del vehículo, para así poder asignar cual se va a instalar
Sensor inductivo	B20	I26	Indica que el carro se encuentra en posición para comenzar.
Contactador	C1	Q7	Contactador motor M1
Contactador	C2	Q8	Contactador motor M2
Contactador	C3	Q9	Contactador motor M3

Tabla 4.13: Tabla de direcciones del PLC (Continuación).

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Contactador	C4.1	Q10	Energiza el motor del carro de desplazamiento lineal para que gire en sentido horario.
Contactador	C4.2	Q11	Energiza el motor del carro de desplazamiento lineal para que gire en sentido antihorario.
Luz Indicadora	H1	Q12	Indica que la máquina se encuentra en movimiento
Luz Indicadora	H2	Q13	Indica que la máquina se encuentra en detenida

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

4.7.10 Diagrama de conexión del PLC

En las páginas siguientes se mostrará el diagrama de conexiones del PLC del sistema, en la primera página se anexa las entradas del PLC y en la siguiente las salidas del mismo.

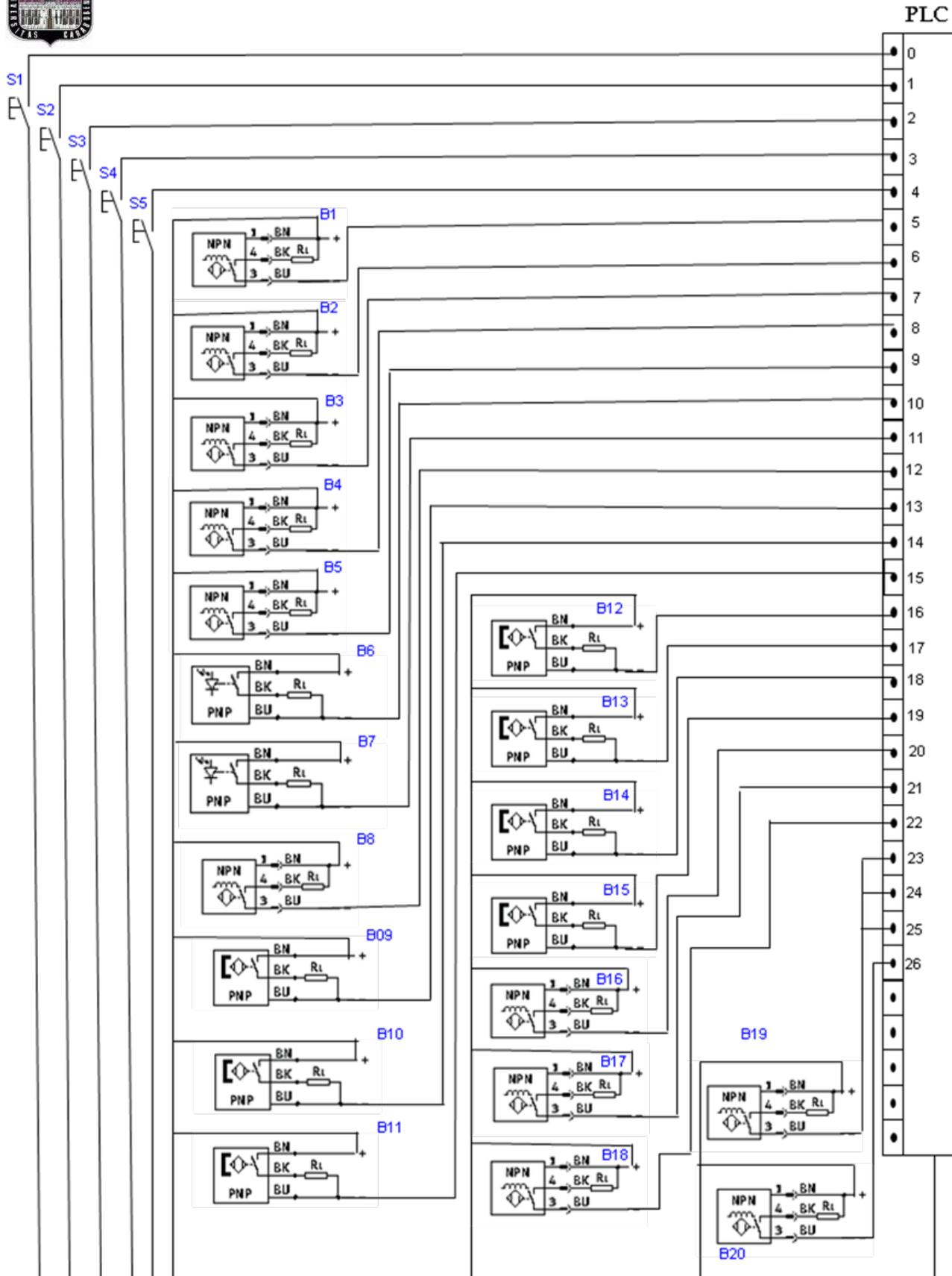


Figura N° 4.68: Entradas del diagrama de conexión del PLC. Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

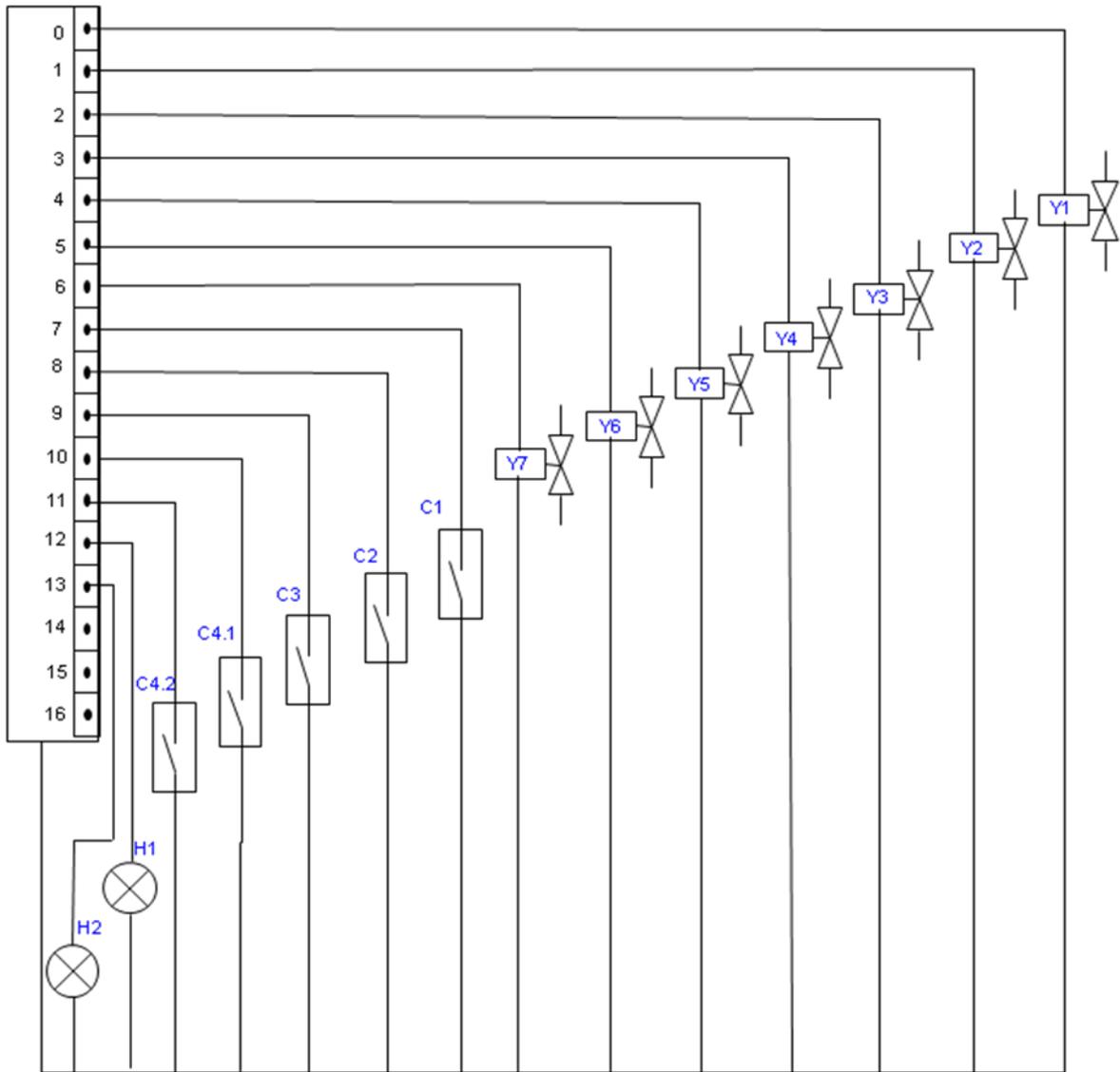


Figura N° 4.69: Salidas del diagrama de conexión del PLC. Fuente El Masri S. y Sánchez O.

4.7.11 Diagrama de conexión de los motores eléctrico usados

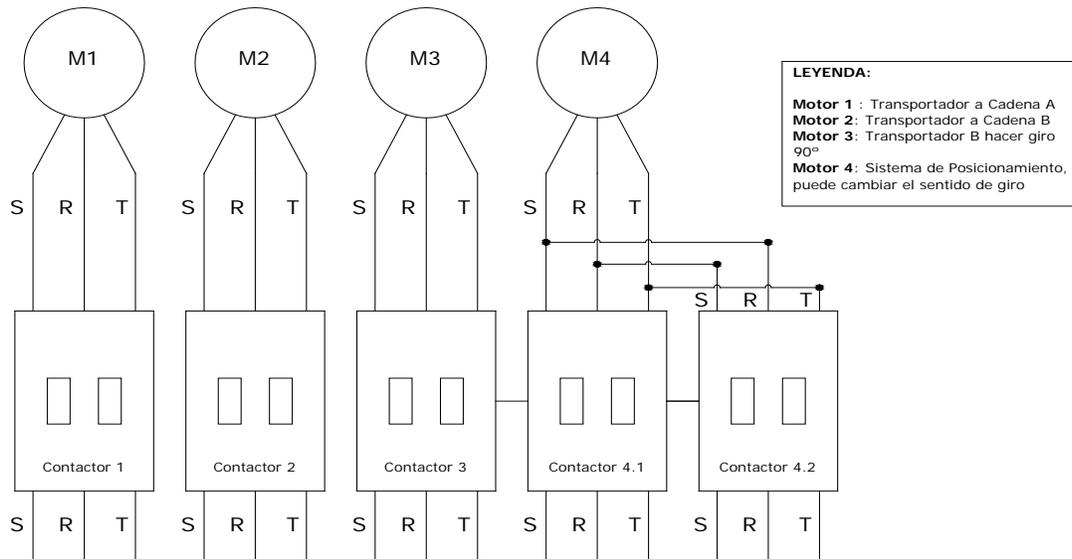
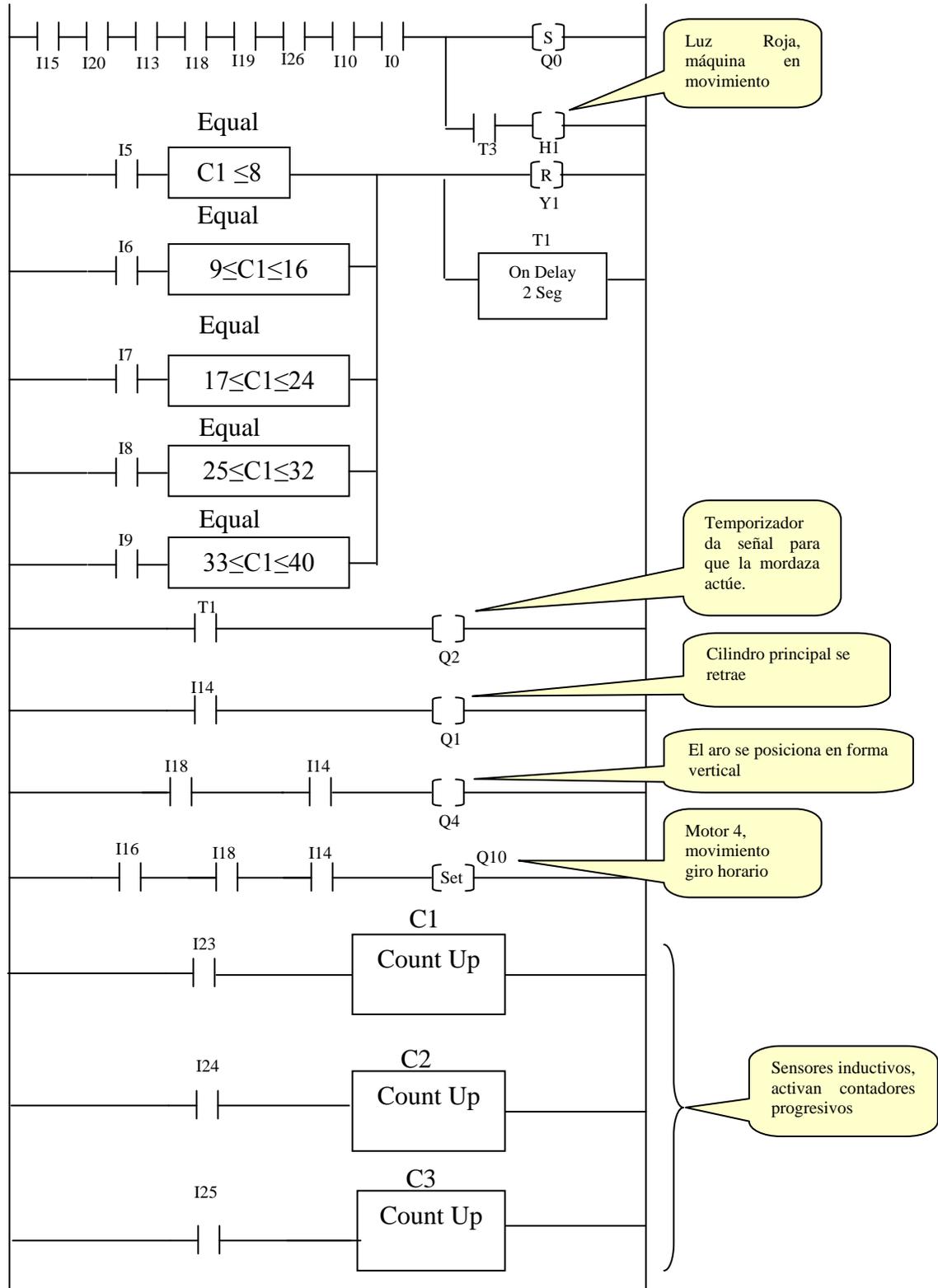
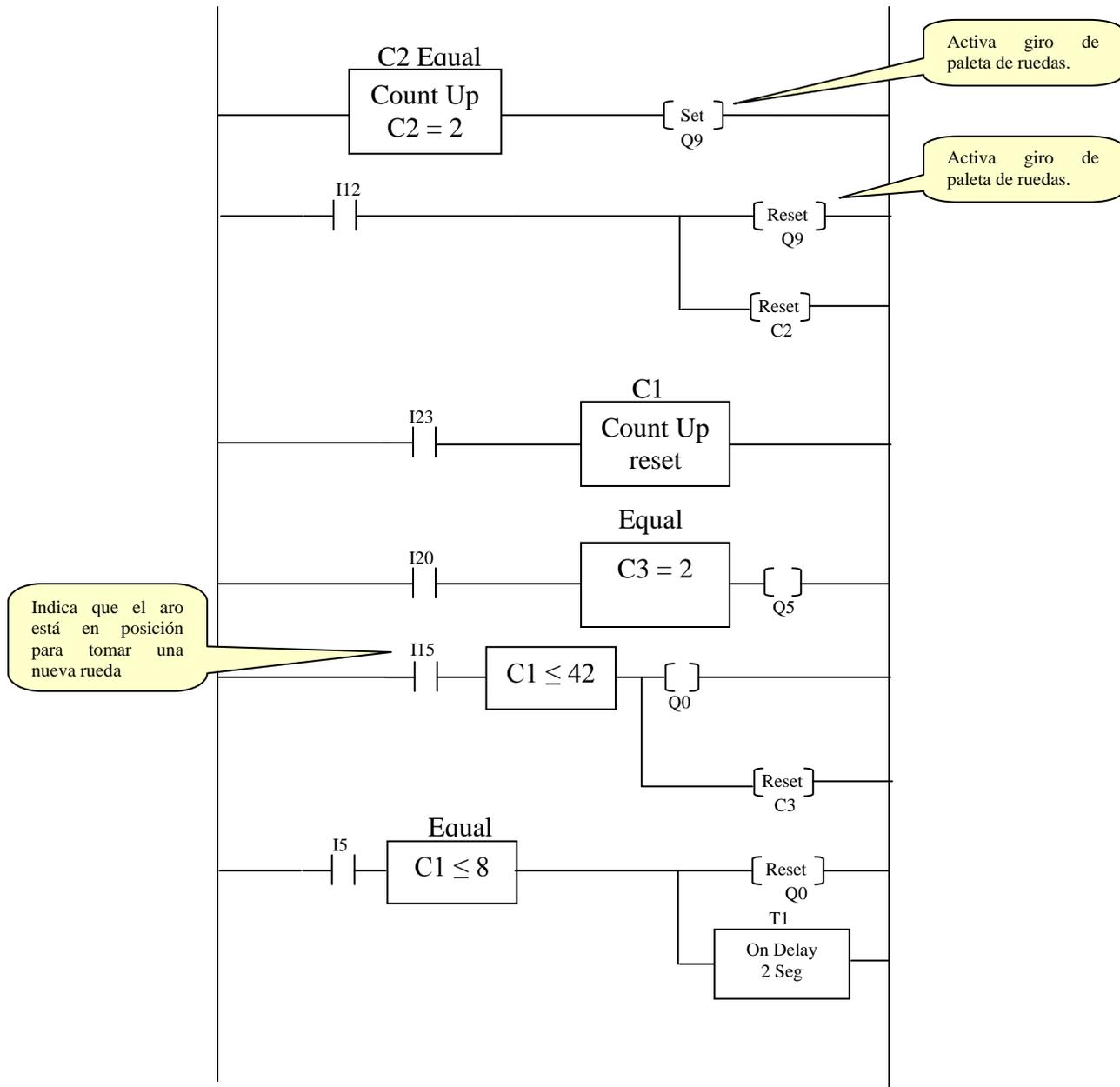


Figura N° 4.70: Diagrama eléctrico de los motores utilizados. Fuente El Masri S. y Sánchez O.

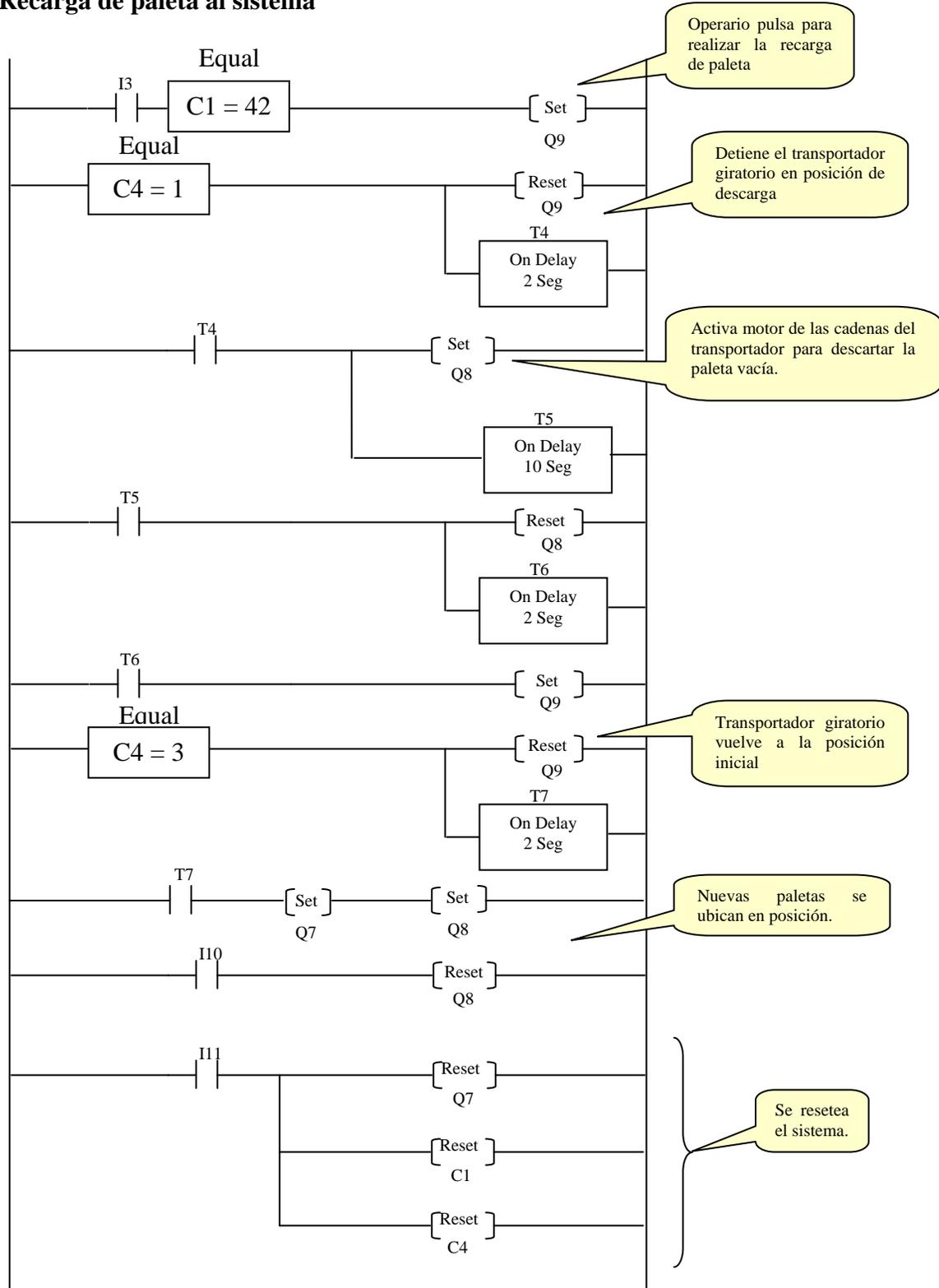
4.7.12 Diagrama de escalera

Condiciones iniciales





Recarga de paleta al sistema





4.8 Factibilidad económica

El análisis de la rentabilidad del proyecto o atractivo económico del mismo se realiza con el fin de obtener un reflejo del comportamiento de los gastos y de los ingresos a través del tiempo.

La rentabilidad de un proyecto es la medida que permite conocer de manera anticipada el comportamiento de los flujos monetarios y el resultado global de la operación de un proyecto desde el punto de vista económico.

Para determinar la rentabilidad de proyecto de inversión existen modelos, tales como: la tasa mínima de rendimiento, el valor actual, el equivalente anual y el tiempo de pago. En el caso estudiado se utilizará como modelo de rentabilidad el valor actual, ya que es uno de los modelos más confiables para conocer la factibilidad económica de un proyecto.

El valor actual expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero en el presente ($t = 0$), y se calcula a través de la siguiente ecuación.

$$VA = \sum_{t=0}^n Ft(1+t)^{-n}$$

Donde Ft son los flujos monetarios netos al año; t es el tiempo en años; y n es el tiempo de pagos en años.

En este caso se estudiará la rentabilidad del equipo a instalar en sí, sin incluir los costos de mano de obra del operador del sistema, ya que de igual manera esté



instalado o no el equipo debe estar una (01) persona encargada de la instalación de las ruedas en los vehículos.

En este caso la empresa Venirauto Industrias C.A. tiene como finalidad de instalación del sistema, la ergonomía y la disminución del esfuerzo generado por el operador para la elevación de las ruedas a instalar.

Por lo tanto se aplicará el modelo comparando la estación sin la máquina instalada, solo con el operador instalando las ruedas manualmente, con la máquina instalada, tomando en cuenta la fabricación e instalación del dispositivo y los gastos operacionales que este conlleva, los flujos se tomaran anualmente.

Asumiendo un periodo de estudio de tres (03) años para evaluar la rentabilidad del mismo y asumiendo una tasa interna de rendimiento i de 15 %.

Realizando un estudio del tiempo de la operación de instalación de dos (02) ruedas en las mazas de un vehículo, en la estación N° 19 se obtuvo:

Tabla 4.14: Tabla de tiempos de instalación de dos (02) ruedas

	Sin el sistema de posicionamiento	Con el sistema de posicionamiento
Tiempo para la instalación de las 4 ruedas en 1 vehículo (minutos)	6	2

Fuente: El Masri S. y Sánchez O.

Conociendo que se estipula producir 5000 vehículos al año, tomando en cuenta 250 días hábiles por año y que se producirán dos modelos de vehículos, la estación de montaje de ruedas de cada una de las líneas de ensamblaje (02) de la planta será alimentada por 10 vehículos diarios, aplicando el tiempo de instalación de las ruedas utilizando la máquina posicionadora, este número se triplica, ya que como se observa en la tabla N° 4.8 un operario sin la máquina dura 12 minutos y con la máquina 4



minutos, por lo tanto con la máquina se le da a esta estación la capacidad de instalar 30 vehículos diarios a diferencia de los 10 que se tienen estipulados.

Para el estudio se tomará en cuenta el valor de los vehículos a la venta de BsF. 18.000,00 el Turpial y BsF. 22.000,00 el Centauro.

Caso 1: Sin la instalación de la máquina

En este caso no existe gastos de inversión inicial y el único gasto operacional es el salario mensual del operario de esa estación, el cual se estipula en BsF. 1.100,00 mensual, se debe tomar en cuenta que son dos (02) operadores ya que en cada línea de ensamblaje debe haber uno.

El resultado o la retribución económica a la empresa en este caso son de 2500 vehículos anuales en promedio por cada línea de ensamblaje, por lo tanto, el valor actual es de:

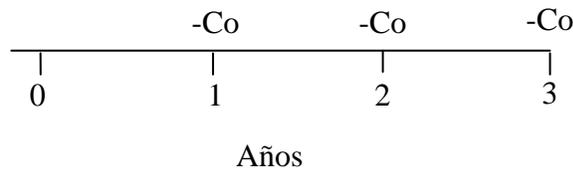


Figura N° 4.71: Escala de tiempo para el caso 1. Tomado de «Evaluación de proyectos de inversión» por L. Giugni. (2003)

$$VA(15\%) = -Co + Ingreso$$

$$VA(15\%) = -37.000,00(P / R_{15\%,3}) + 100.000.000,00(P / R_{15\%,3})$$

$$VA(15\%) = 228.235.521,6BsF.$$

Donde:

Co: Costo operacional debido al salario anual de ambos operadores incluyendo utilidades y vacaciones anuales = BsF. 37.000,00 anual.



Ingreso: Es lo que devenga la planta por la producción de 5000 vehículos anuales

$$\text{Ingreso} = 2500 \cdot 18.000,00 + 2500 \cdot 22.000,00 = 100.000.000,00 \text{BsF.}$$

Caso 2: Con la máquina instalada

Forman parte de la inversión inicial II todos aquellos gastos invertidos en la realización del dispositivo de posicionamiento de ruedas, es decir, válvulas PLC, soportes, unidad de mantenimiento, tuberías, sensores, pernos de sujeción, materiales entre otros. Se debe tomar en cuenta que para este caso la producción se puede triplicar en cada una de las líneas de ensamblaje, elevando este número a 7500 unidades por año cada una. La figura 4.74 muestra la escala de tiempo para el caso de estudio.

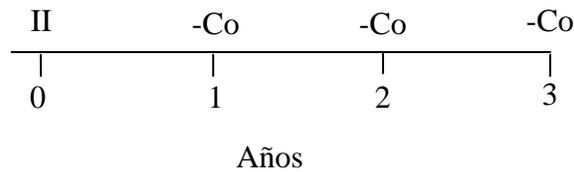


Figura N°4.72: Escala de tiempo para el caso 1

La tabla especifica cada uno de los elementos que conforman del dispositivo de posicionamiento de ruedas con su respectivo costo en el anexo se presenta la cotización de los elementos asociados al sistema.

Tabla 4.15: Costos asociados a la inversión inicial (II)

SISTEMA DE ALIMENTACIÓN		
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO
Fabricación de Transportador a Cadena, según planos y especificaciones	1	Bs 30.000,00

Tabla 4.15: Costos asociados a la inversión inicial (II) (Continuación)

SISTEMA DE SUJECIÓN		
Fabricación de estructura de sujeción (Plancha de 5 mm, tubo estructural de 2", mano de obra especializada)	1	Bs 1.500,00
Rodamiento Tipo Aguja K22X30X15	2	Bs 2.000,00
SISTEMA DE POSICIONAMIENTO		
Carro de desplazamiento Lineal Hepco Modelo L364 C 196 D120 E74 DB LB	1	Bs 2.117,00
Guía con espaciador Tamaño 76, doble canto Modelo NL 76 R P3 L 40000	4 metros	Bs 19.950,00
Cremallera de longitud 4000	4 metros	Bs 5.303,00
Piñón Tamaño 20 ancho, cara 13 de 27 dientes modelo P20W13T27B	1	Bs 140,00
Caja Reductora mas Motor Hepco modelos WG4	1	Bs 1.700,00
Guía SKF Modelo LLRHS 25 LA	1	Bs 51,00
Perfil U 100x50	6 metros	Bs 270,00
Perfil Cuadrado 50x30	6 metros	Bs 200,00
SISTEMA DE CONTROL		
Actuador Neumático Festo DNCB de 1500 mm carrera	1	Bs 913,00
Actuador Neumático Festo Embolo 32 mm Fuerza 483 N	1	Bs 496,00
Actuador Neumático Festo Modelo DSEU-20- 320-P-A	1	Bs 496,00
Actuador Neumático festo Modelo AVL-20-25- S-6	1	Bs 500,00
Electroválvula Festo 5/3 vías Modelo Tigre 2000 MVH-5/3-G-1/4-B	1	Bs 856,00



Tabla 4.15: Costos asociados a la inversión inicial (II) (Continuación)

SISTEMA DE CONTROL		
Electroválvula Festo 5/2 vias Modelo Tigre 2000 JMVH -5-1/4-B	3	Bs 1.500,00
Sensor Magnético Festo Modelo SMT-8M-PS-24V-K-5-OE	6	Bs 250,00
Sensor Inductivo Festo Modelo SIEN-M18NB-NS-S-L	10	Bs 400,00
Sensor Fotoeléctrico Festo Modelo SOEG-RSP	2	Bs 500,00
Unidad Festo de Acondicionamiento de Aire FRL	1	Bs 116,00
Modulo de Procesador PLC Control Logix 1756	1	Bs 2.000,00
Modulo de 32 entradas PLC Control Logix 1756- 1756-iv32	1	Bs 900,00
Modulo de 16 salidas PLC Control Logix 1756-1756-OV16E	1	Bs 900,00
PLC una interface analógica SERCO para el control de velocidad de motores.	1	Bs 2.000,00
Modulo de comunicación DeviceNet 1756-DNB	1	Bs 1.833,00
Chasis PLC Control Logix de 10 Slots	1	Bs 900,00
Racores y Mangueras de conexión	30 piezas / 30 metros	Bs 400,00
Botón Pulsador Allen Bradley Color Verde Modelo 800T-A1A	4	Bs 200,00
Botón reset Modelo 800FP-R611	1	Bs 26,00
Botón de Emergencia con iluminación para halar y girar para desbloquear Marca AB Modelo 800FP-LMT44	1	Bs 110,00
Luces Indicadoras Modelo 800L-30I24	2	Bs 131,00
	Total Bs.	79.154,00

Fuente: Cotizaciones de proveedores industriales y sistema SAP de Bridgestone Firestone.



Los costos operacionales del equipo instalado serán:

- Lubricación del sistema (2 veces por mes)
- Calibración de los sensores (2 veces por mes)
- Chequeo anual del estado de las soldaduras (1 vez al año) BsF. 150

Conocido esto se obtiene el valor actual, dando como resultado:

$$VA(15\%) = -II - Co_1 - Co_2 + Ingreso$$

$$VA(15\%) = -316.616,00 - 3.750,00(P / R_{15\%,3}) - 37.000,00(P / R_{15\%,3}) + 300.000.000,00(P / R_{15\%,3})$$

$$VA(15\%) = 684.550.343,6BsF.$$

Donde:

II: Inversión inicial = BsF. 316.616,00 (II=4 máquinas * BsF. 79.154,00)

Co₁: Costo operacional debido a los gastos anuales de:

Lubricación del sistema: BsF. 100,00 mensual = BsF. 1.200,00 anual.

Calibración de sensores: BsF. 200,00 mensual = Bs.F. 2.400,00 anual.

Chequeo anual de soldaduras: BsF. 150,00 anual.

Dando un total de BsF. 3.750,00 anual.

Co₂: Costo operacional debido al salario anual de ambos operadores incluyendo utilidades y vacaciones anuales = BsF. 37.000,00 anual.

Ingreso: Es lo que devenga la planta por la producción de 5000 vehículos anuales

$$Ingreso = 7500 \cdot 18.000,00 + 7500 \cdot 22.000,00 = 300.000.000,00BsF.$$

Tal como se observa, comparando ambos valores, la instalación de la máquina resulta ser rentable, ya que aparte de mejorar la calidad de vida de los operadores ayuda a incrementar al triple la producción anual de la planta, dando en ese caso un mayor valor actual de la inversión.



CONCLUSIONES

La implementación del proyecto propuesto generará mejoras importantes en materia de ergonomía y seguridad laboral de los trabajadores de Venirauto Industrias C.A, así como el mejor aprovechamiento del recurso humano de la empresa.

Este proyecto logró cumplir con el objetivo principal, el cual es la seguridad y bienestar del trabajador, así como también un fiel cumplimiento de los parámetros de diseño exigidos por la empresa, aprovechamiento de espacio y energía existente en planta, beneficiando al trabajador, eliminando riesgos de lesiones a largo plazo que pudiesen incurrir en el decaimiento de su desempeño en el trabajo así como también en su calidad de vida.

El sistema de alimentación permitirá una mayor fluidez en el proceso de instalación de las ruedas en los vehículos, haciendo que se aproveche para otras actividades el uso de los equipos de elevación de cargas (Montacargas), ya que la máquina solo necesita ser alimentada de ruedas una vez por turno de trabajo.

La implementación del sistema permite mejorar el rendimiento de la producción de la planta, triplicando en cada una de las estaciones en donde la máquina posicionadora será utilizada, la cantidad de vehículos a los cuales serán instaladas las ruedas.



RECOMENDACIONES

Se recomienda a la empresa **Venirauto Industrias, C.A.**, la implementación y puesta en marcha de este proyecto, pues uno de sus principales alcances está basado en la introducción de mejoras a un puesto de trabajo, tema que está siendo auditado fuertemente por los organismos del estado tales como el “**Instituto nacional de prevención, salud y seguridad laborales**” **INSAPSEL**, el cual penaliza de manera justa las no conformidades encontradas en puestos de trabajo. Es importante también recordar que un ambiente de trabajo seguro y confortable, creará en el trabajador un mejor desempeño en sus labores.

La implementación de este proyecto de grado debe venir acompañada de una visión a futuro para la automatización de las demás estaciones de ensamblaje, puesto que no es suficiente el mejoramiento de estas dos estaciones en donde se instalan las ruedas, para la disminución global de los tiempos de producción. A su vez la modernización de los sistemas con máquinas de mayor grado de automatización harán de la planta un mayor y más fuerte competidor de las ensambladoras transnacionales que están ubicadas en el país.

De la máquina diseñada en este proyecto de grado, puede surgir un mayor grado de automatización, integrando en el sistema de sujeción un dispositivo con la capacidad y habilidad de centrar los agujeros de los pernos que sujetan el rin a la maza y de instalar los mismos de manera automática sin ayuda del operario, reduciendo aún más los tiempos de producción. Se deriva de aquí un nuevo diseño mecánico y de automatización más avanzados que pueden ser atacados con conocimientos de mecatrónica.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Borreno M. y Leguizamon W. (2004). *Diseño de un dispositivo que permita el mejoramiento del proceso de instalación de los asientos de los vehículos Pick-up F-150 y Explorer*. Tesis de grado no publicada. Universidad Tecnológica del Centro, Guacara.
- Colmenares R. y Padrón M. (2002). *Diseño de un sistema para el manejo, subensamble y ensamble de puertas de vehículos para una empresa automotriz*. Tesis de grado no publicada. Universidad de Carabobo, Bárbula.
- Froment F. y Sánchez M. (2004). *Diseño mecánico y construcción de un robot manipulador tipo SCARA de dos grados de libertad para el marcaje de las piezas en láminas metálicas*. Tesis de grado no publicada. Universidad de Carabobo, Bárbula.
- Festo (2008). *Portal de la empresa para la selección de elementos neumáticos*. [Pagina Web en línea] Disponible: http://www.festo.com/INetDomino/coorp_sites/en/company_portal_hq.htm. [Consulta: 02 de Febrero 2008].
- Giugni, L. (2003). *Evaluación de proyectos de inversión*. Bárbula: Universidad de Carabobo.
- Hernández, R. y Fernández C (1998). *Metodología de la investigación*. México: McGraw Hill
- Hepco Motion (2008). *Selección de dispositivos de posicionamiento lineal*. [Catalogo en línea]. Disponible: http://www.hepcomotion.com/downloads/catalogues2/9_.pdf. [Consulta: 05 de Diciembre de 2007]



Mil Ruedas (2007). *El ABC de los rines*. [Artículo en línea]. Disponible: <http://gui.a.mercadolibre.com.mx/abc-rines-6852-VGP>. [Consulta: 05 de Abril 2007].

Norton, R. (1999). *Diseño de Máquinas*. México: Prentice Hall, Pearson.

Prieto, C (1984). *Fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadoras*. Trabajo de ascenso publicado. Universidad de Carabobo, Bárbula.

Pytel A y Singer F. (1994). *Resistencia de Materiales*. OXFORD University Press.

Renold (2007). *Diseño de transmisión de potencia utilizando cadenas de rodillos*. [Catalogo en línea] Disponible: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/cadenas/index.html>. [Consulta: 12 de Enero de 2007]

Rockwell Automation (2008). *Selección de Programador Lógico Control Logix System*. [Catalogo en línea]. Disponible: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/sg/1756-sg001_-en-p.pdf. [Consulta: 10 de Enero de 2008]

Universidad de Valencia (2001) *Manipulación de cargas pesadas*. [Guía en línea]. Disponible: <http://www.uv.es/~cgt/prevencion/CARGAMAN.htm>. [Consulta: 02 de Abril de 2007].

Venirauto Industrias, C.A (2007). *Guía de características técnicas de los vehículos*. [Pagina Web en línea] Disponible: <http://www.venirauto.com/> [Consulta: 05 de Febrero 2007].



Vilchez, Nelson. (2001). *Estrategias creativas en el Diseño Mecánico*. Bárbula. Universidad de Carabobo.

Wikipedia (2008). *Fricción*. [Artículo en línea]. Disponible: [http://es.wikipedia.org/wiki/Arranque_\(erosi%C3%B3n_glaciar\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Arranque_(erosi%C3%B3n_glaciar)) [Consulta: 20 de Septiembre 2007].

Wikipedia (2008). *Neumático*. [Artículo en línea]. Disponible: <http://es.wikipedia.org/wiki/Neumatico> [Consulta: 15 de Abril 2007].



Apéndice A

APÉNDICE A: Selección de Mejor Solución del Sistema



Tablas de restricciones y criterio

1. Soluciones al sistema de alimentación de ruedas.

Cuadro de Restricciones Vs. Posible Soluciones

	PS1	PS2
R1	Si	Si
R2	Si	Si
R3	Si	Si
R4	Si	Si
Sol	S1	S2

Ponderación de Criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	N.V	PCX
C1							1	2
C2	C1						0	1
C3	C3	C3					3	4
C4	C4	C4	C3				2	3
C5	C5	C5	C5	C5			4	5
C6	C6	C6	C6	C6	C6		5	6

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 1(Mayor facilidad de fabricación)

C1	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			0	P11=1
S2	S2		1	P21=2
ORDEN	2	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 2(Mayor facilidad de instalación)

C2	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			1	P11=2
S2	S2		0	P21=1
ORDEN	2	1		



Ponderación de Soluciones vs. Criterio 3(Menor costo de fabricación)

C3	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			1	P11=2
S2	S2		0	P21=1
ORDEN	2	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 4(Menor costo de mantenimiento)

C4	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			1	P11=2
S2	S2		0	P21=1
ORDEN	2	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 5(Menor tamaño)

C5	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			1	P11=2
S2	S2		0	P21=1
ORDEN	2	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 6(Mayor grado de automatización)

C6	S1	S2	N.V	Px1=N
S1			0	P11=1
S2	S1		1	P21=2
ORDEN	1	2		

Ponderación Final

PCX	P1X	PCX.P1X	P2X	PCX.P2X
2	1	2	2	4
1	2	2	1	1
4	2	8	1	4
3	2	6	1	3
5	2	10	1	5
6	1	6	2	12
Σ		34		29



Una vez realizado los cálculos correspondientes, queda como mejor solución, la solución **S1**

2. Soluciones al sistema de sujeción

Cuadro de Restricciones Vs. Posible Soluciones

	PS1	PS2	PS3	PS4
R1	Si	Si	Si	No
R2	Si	Si	Si	Si
R3	Si	Si	Si	Si
R4	Si	Si	Si	Si
R5	Si	Si	Si	Si
R6	Si	Si	Si	Si
R7	Si	Si	Si	Si
R8	Si	Si	Si	Si
Sol	S1	S2	S3	

Ponderación de Criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	N.V	PCX
C1							2	3
C2	C2						2	3
C3	C3	C3					3	4
C4	C1	C4	C4				3	4
C5	C1	C2	C3	C4			0	1
C6	C6	C6	C6	C6	C6		5	6



Ponderación de Soluciones vs. Criterio 1(Menor peso)

C1	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			2	P21=3
S3	S3	S2		1	P31=2
ORDEN	3	1	2		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 2(Mayor facilidad de fabricación)

C2	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				1	P11=2
S2	S1			0	P21=1
S3	S3	S3		3	P31=4
ORDEN	2	3	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 3(Menor tamaño)

C3	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			2	P21=3
S3	S3	S2		1	P31=2
ORDEN	3	1	2		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 4(Menor costo de fabricación)

C4	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			1	P21=2
S3	S3	S3		2	P31=3
ORDEN	3	2	1		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 5(Menor costo de mantenimiento)

C5	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			1	P21=2
S3	S3	S3		2	P31=3
ORDEN	3	2	1		



Ponderación de Soluciones vs. Criterio 6 (Mayor grado de automatización)

C6	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			1	P21=2
S3	S3	S3		2	P31=3
ORDEN	3	2	1		

Ponderación Final

PCX	P1X	PCX.P1X	P2X	PCX.P2X	P3X	PCX.P3X
3	1	3	3	9	2	6
3	2	6	1	3	4	12
4	1	4	3	12	2	8
4	1	4	2	8	3	7
1	1	1	2	2	3	3
6	1	6	2	12	3	18
Σ		24		46		54

Una vez realizado los cálculos correspondientes, queda como mejor solución, la solución **S3**

3. Soluciones al sistema de posicionamiento

Cuadro de Restricciones Vs. Posible Soluciones

	PS1	PS2	PS3
R1	Si	Si	Si
R2	Si	Si	Si
R3	Si	Si	Si
R4	Si	Si	Si
Sol	S1	S2	S3



Ponderación de Criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	N.V	PCX
C1							2	3
C2	C2						2	3
C3	C3	C3					4	5
C4	C1	C4	C3				2	3
C5	C1	C2	C3	C4			0	1
C6	C6	C6	C6	C6	C6		5	6

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 1 (*Menor peso*)

C1	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			2	P21=3
S3	S3	S2		1	P31=2
ORDEN	3	1	2		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 2 (*Mayor facilidad de fabricación*)

C2	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				2	P11=3
S2	S1			1	P21=2
S3	S1	S2		0	P31=1
ORDEN	1	2	3		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 3 (*Mayor rapidez*)

C3	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				2	P11=3
S2	S1			1	P21=2
S3	S1	S2		0	P31=1
ORDEN	1	2	3		



Ponderación de Soluciones vs. Criterio 4 (*Menor costo de fabricación*)

C4	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				0	P11=1
S2	S2			2	P21=3
S3	S3	S2		1	P31=2
ORDEN	3	1	2		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 5 (*Menor costo de mantenimiento*)

C5	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				2	P11=3
S2	S1			1	P21=2
S3	S1	S2		0	P31=1
ORDEN	3	1	2		

Ponderación de Soluciones vs. Criterio 6 (*Mayor grado de automatización*)

C6	S1	S2	S3	N.V	Px1=N
S1				2	P11=3
S2	S1			0	P21=1
S3	S1	S3		1	P31=2
ORDEN	3	2	1		

Ponderación Final

PCX	P1X	PCX.P1X	P2X	PCX.P2X	P3X	PCX.P3X
3	1	3	3	9	2	6
3	3	9	2	6	1	3
5	3	15	2	10	1	5
3	1	3	3	9	2	6
1	3	3	2	2	1	1
6	3	18	2	12	1	6
Σ		51		48		27

Una vez realizado los cálculos correspondientes, queda como mejor solución, la solución **S1**



Apéndice B

APÉNDICE B: Diseño del Transportador a Cadenas

Características recomendadas de los eslabones según tipo de cadenas

Tabla 2-5 (b) Guía del Profesor Cesar Prieto

No	TIPO DE ESLABON	PASO		PESO kg/m		CARGA ADMISIBLE Tm		RESISTENCIA AL DESGASTE	
		MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	F	G
1	Normal Sin Rodillo	66	154	5,6	25	1,2	6,8	A	A
2	Normal, con rodillo	42	610	3	47	0,6	10,1	A	A
3	Soldada, sin tratamiento térmico	66	154	6,3	21	1,1	4,9	D	D
4	Soldada, pasador tratado térmicamente	66	154	6,3	21	1,4	5,9	C	C
5	Soldada, todo tratada térmicamente	66	154	6,3	21	1,6	6,8	B	B
6	Tipo H, fundición maleable	41	102	3,6	10	6,5	2,3	E	C
7	Tipo H, acero aleado	41	102	3,6	10	0,7	2,8	D	B
8	Flexible de acero	63	76	4,5	54	1,8	1,03	B	A
9	Trabajo pesado en caliente	152	229	31	65	7,3	10,6	C	E
0	Trabajo pesado en frío	152	229	31	65	7,3	10,6	A	A

Coefficientes de fricción en transportadores a cadena

Tabla 2-2 (a), Guía del Profesor Cesar Prieto

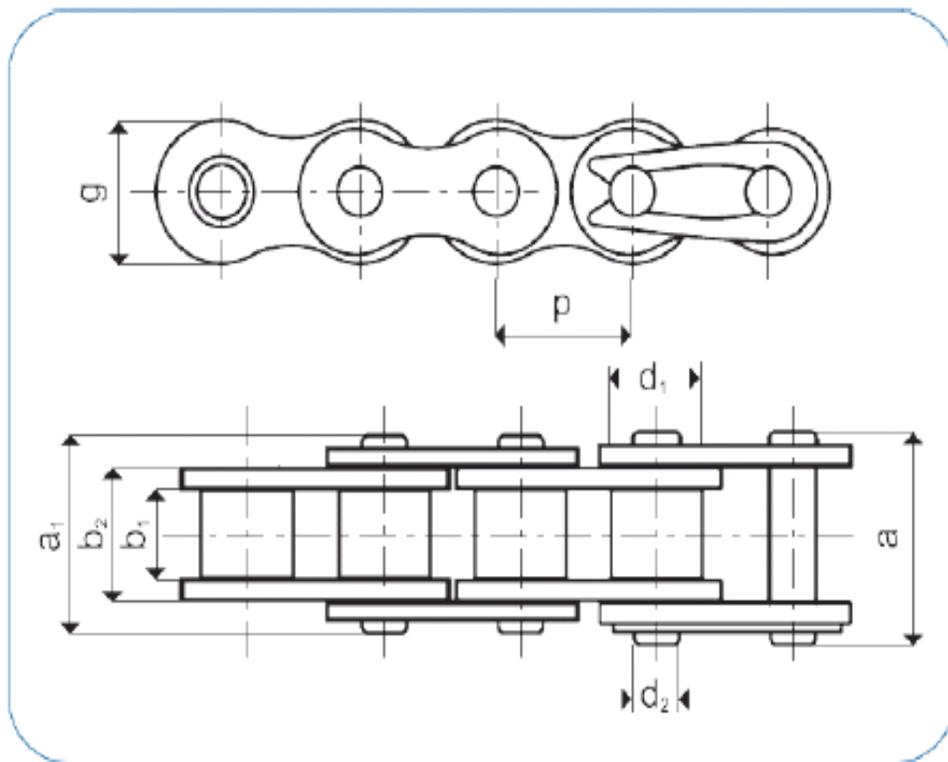
COMPONENTE	ESTADO	
	Seco	Lubricado
Acero en acero	0,33	0,2
Fundición en fundición	0,5	0,4
Acero en Bronce	0,2	0,15
Acero en maderas duras	0,35	0,25
Hierro en madera	0,44	—

Eslabón de cadena utilizado en los transportadores “A” y “B”



Product information

Name: IWIS Roller chains
Designation: M 2819 IWIS Roller chains



www.linearmotion.skf.com

Product specifications	
Range	Standard
Type	single
p	[mm] 44,45
DIN ISO N°	28 B-1
Dimensional designation	13/4 x 31mm
Iwis breaking load	[kN] 220
Norm breaking load	[kN] 200
Bearing area	[cm ²] 7,35
Mass	[kg/m] 8,96
b_1	[mm] 30,95

Gráfico de selección de dientes

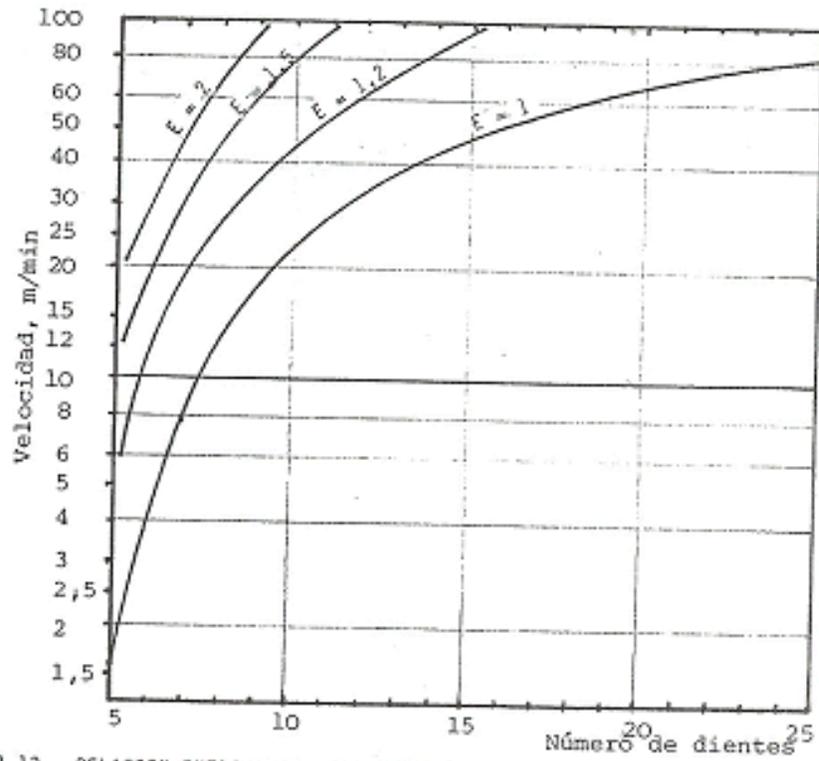
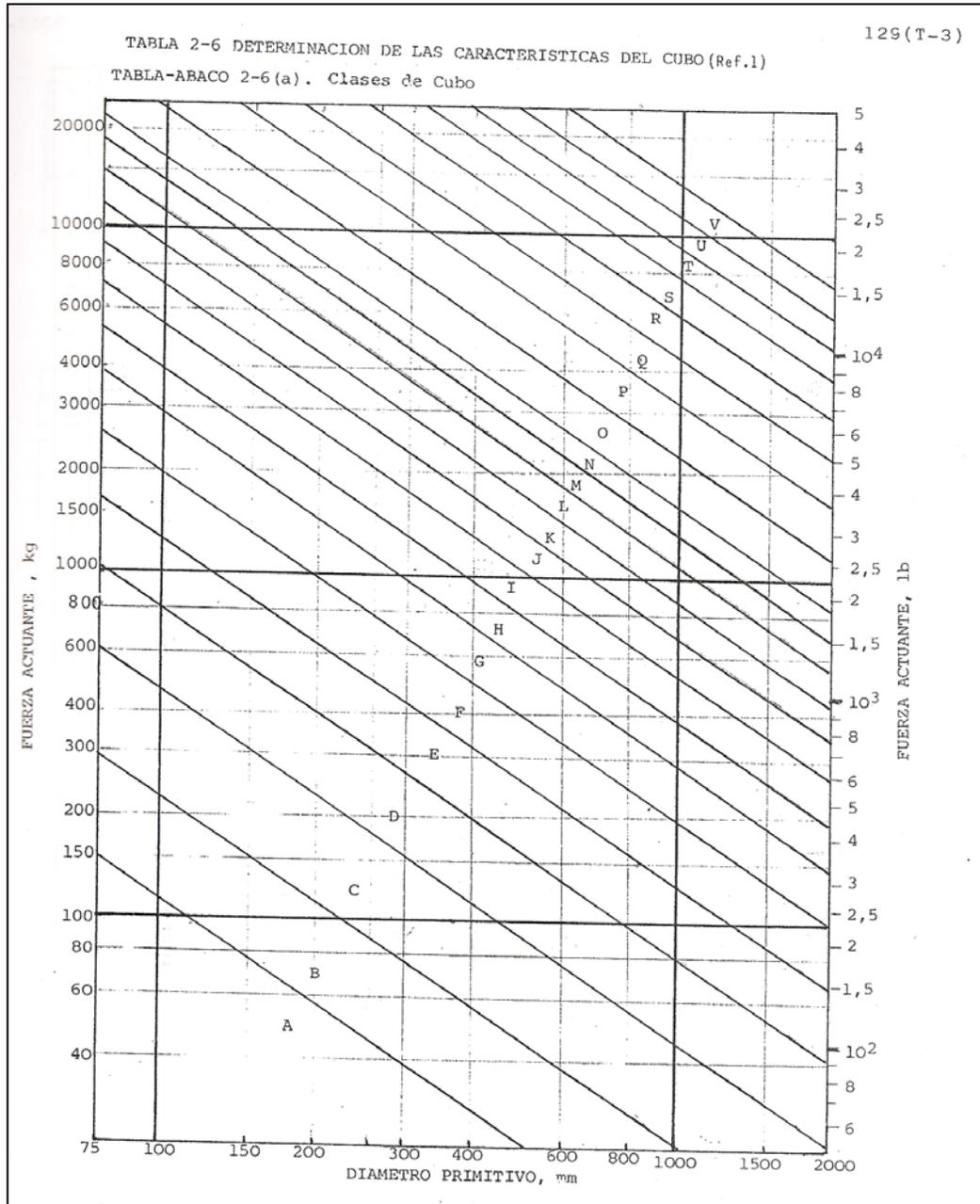


Fig. 2-13.- RELACION ENTRE VELOCIDAD, NUMERO DE DIENTES Y FACTOR DE CORRECCION E

Gráfico de determinación de las características del cubo





Constantes de Neuber

Constantes de Neuber

Constante de Neuber para aceros

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Tabla de rodamientos 6306 de Fag Bearings

Rodamientos 6306 Fag Bearings

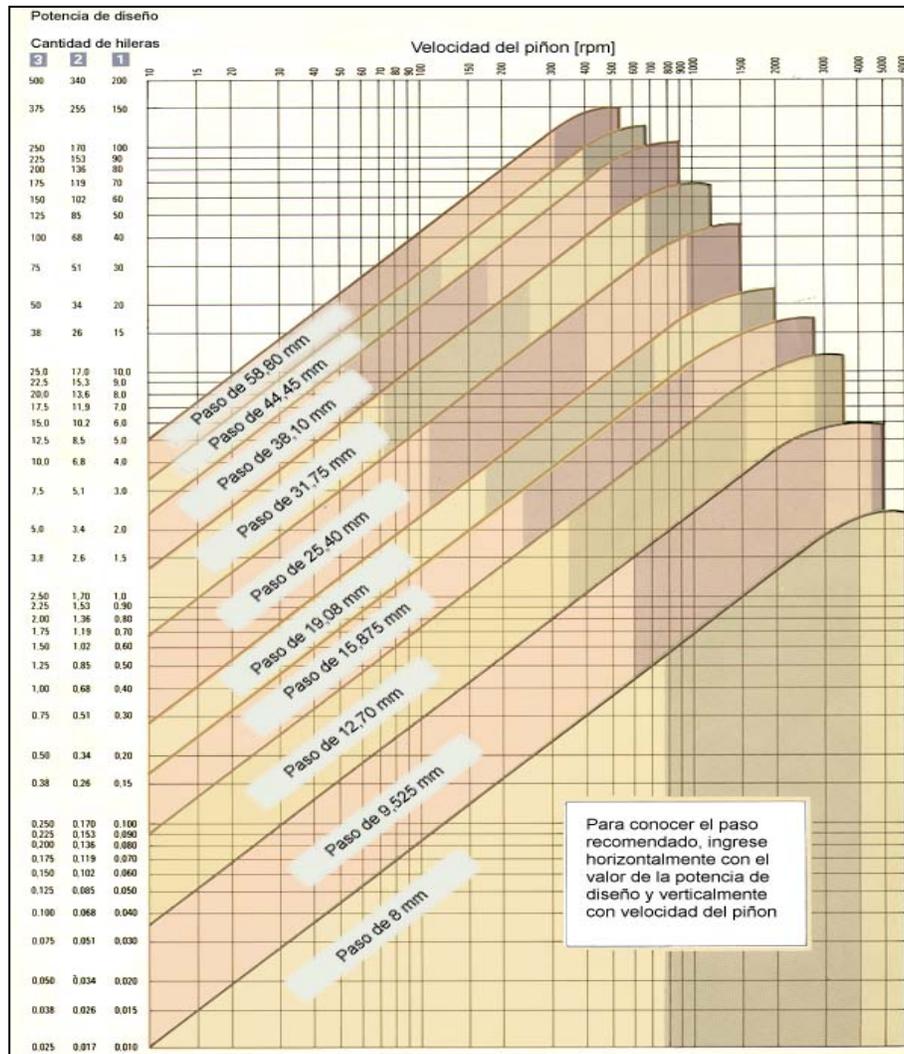
NÚMERO DE COJINETE*	DIMENSIONES LÍMITE			DIMENSIONES DE CHAVETA CIRCULAR			RADIO DE FILETE MÁXIMO Flecha y carcasa in	PESO APROXIMADAMENTE lb	% VELOCIDAD LIMITANTE rpm	C CLASIFICACION DE CARGA DINÁMICA lb
	PERFORACIÓN mm in	DIÁMETRO EXTERIOR mm in	ANCHO mm in	H	S	t				
	<p>Sufijo .Z .2Z .RS .2RS .RSZ .NR .RSZR</p> <p>Esta configuración sólo se muestra para ilustrar nuevas carcassas. Algunos cojinetes se están cambiando ahora.</p>									
6300	10 .3937	35 1.3780	11 .4331	.125	1.562	.044	.025	.13	22000	1400
6301	12 .4724	37 1.4567	12 .4724	.125	1.625	.044	.040	.15	20000	1700
6302	15 .5906	42 1.6535	13 .5118	.125	1.821	.044	.040	.20	18000	1930
6303	17 .6693	47 1.8504	14 .5512	.141	2.074	.044	.040	.25	16000	2320
6304	20 .7874	52 2.0472	15 .5906	.141	2.276	.044	.040	.34	14000	3000
6305	25 .9843	62 2.4409	17 .6693	.195	2.665	.067	.040	.58	11000	3800
6306	30 1.1811	72 2.8346	19 .7480	.195	3.091	.067	.040	.83	9500	5000
6307	35 1.3780	80 3.1496	21 .8268	.195	3.406	.067	.060	1.07	8500	5700
6308	40 1.5748	90 3.5433	23 .9055	.226	3.799	.097	.060	1.41	7500	7350
6309	45 1.7717	100 3.9370	25 .9843	.226	4.193	.097	.060	1.95	6700	9150
6310	50 1.9685	110 4.3307	27 1.0630	.226	4.587	.097	.080	2.50	6000	10600
6311	55 2.1654	120 4.7244	29 1.1417	.271	5.104	.111	.080	3.30	5300	12900
6312	60 2.3622	130 5.1181	31 1.2205	.271	5.498	.111	.080	3.81	5000	14000
6313	65 2.5591	140 5.5118	33 1.2992	.304	5.892	.111	.080	4.64	4500	16000
6314	70 2.7559	150 5.9055	35 1.3780	.304	6.286	.111	.080	5.68	4300	18000
6315	75 2.9528	160 6.2992	37 1.4567	.304	6.679	.111	.080	6.60	4000	19300
6316	80 3.1496	170 6.6929	39 1.5354	.346	7.198	.122	.080	9.53	3800	21200
6317	85 3.3465	180 7.0866	41 1.6142	.346	7.593	.122	.100	11.00	3400	21600
6318	90 3.5433	190 7.4803	43 1.6929	.346	7.986	.122	.100	11.60	3400	23200
6319	95 3.7402	200 7.8740	45 1.7717	.346	8.380	.122	.100	13.38	3200	24500
6320	100 3.9370	215 8.4646	47 1.8504	—	—	—	.100	16.34	3000	28500
6321	105 4.1338	225 8.8582	49 1.9291	—	—	—	.100	17.8	2800	30500
6322	110 4.3307	240 9.4488	50 1.9685	—	—	—	.100	21.0	2600	32500
6324	120 4.7244	260 10.2362	55 2.1654	—	—	—	.100	32.3	2400	36000

Factor de servicio para cadenas de transmisión de potencia

Factor de servicio para cadenas

Factor de servicio C_1 para cadenas de norma BS	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos	1	1,25	1,5
Alternadores y generadores			
Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano)			
Compresores centrífugos			
Elevadores y transportadores con carga uniforme			
Maquinaria de industria de alimentos			
Bombas centrífugas			
Máquinas de imprentas			
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido	1,25	1,5	1,75
Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño			
Mezcladoras de cemento			
Compresores de más de 3 cilindros			
Grúas			
Transportadores y elevadores con carga no uniforme			
Bombas de dragado			
Máquinaria de lavandería			
Máquinas herramientas			
Molinos			
Máquinas de funcionamiento disperejo			
Alternadores y generadores de soldadoras	1,75	2	2,25
Compresores de uno o dos cilindros			
Excavadoras			
Trituradoras			
Alimentadoras vibratorias			
Sierras circulares y lineales			
Molinos de martillos y de mandíbula			
Máquinaria minera			

Tabla para selección de cadena y paso



Selección de cadena y paso

Tabla para selección de distancia entre ejes

Selección de distancia entre ejes

Paso	[inch]	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2	
	[mm]		9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
C	[mm]		450	600	750	900	1000	1200	1350	1500	1700

Ruedas de soporte del transportador giratorio "B"

3430POI058P60-80x60

EAN 4031582303322

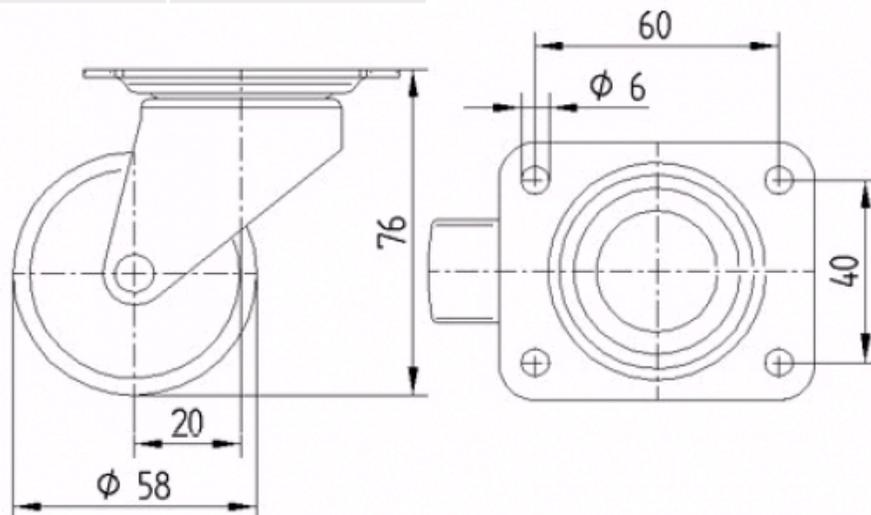
Rueda giratoria, Soporte de chapa de acero, zincado cromado, rodamiento giratorio de una hilera de bolas, eje remachado.

Núcleo de rueda de polipropileno, buje liso, pletina de fijación



The World in Motion.

Diámetro de la rueda	58 mm
Ancho de la rueda	28 mm
Dureza del bandaje	Shore D 65
Medida de pletina	80 x 60 mm
Distancia de agujeros	60 x 40 mm
Diámetro de agujero	7,5 mm
Desplazamiento	21 mm
Radio giratorio	50 mm
Diám.d. radio giratorio	100 mm
Altura total	76 mm
Temperatura	- 20 / + 60 °C
Norma	EN 12532
Peso de la rueda	0.27 kg
Capacidad de carga	100 kg
Cap. de carga estática	200 kg





Apéndice C

APÉNDICE C: Diseño del Sistema de Sujeción y Posicionamiento



Tubo cuadrado para la construcción del dispositivo de sujeción

Tubo cuadrado

Designación Comercial	Espesor	Radio	Sección	Peso	Propiedades Estáticas				Grados
					$I_x=I_y$	$S_x=S_y$	$Z_x=Z_y$	$r_x=r_y$	
NPS	e pulg	R pulg	A pulg	P Lb/pies	pulg4	pulg3	pulg3	pulg	Grado serie tubos estructurales estándar (*)
1 x 1	0.078	0.234	0.267	0.907	0.036	0.072	0.089	0.368	A, B y C
1 x 1	0.120	0.360	0.373	1.270	0.044	0.088	0.116	0.344	A y B
1 ¼ x 1 ¼	0.078	0.234	0.345	1.175	0.077	0.122	0.148	0.471	A y B
1 ¼ x 1 ¼	0.120	0.360	0.494	1.682	0.099	0.158	0.201	0.448	A y B
1 ½ x 1 ½	0.078	0.234	0.501	1.705	0.229	0.261	0.310	0.675	A y B
2 x 2	0.078	0.234	0.578	1.969	0.349	0.349	0.411	0.777	A, B y C

Rodamiento del codo articulado

Rodamientos de agujas

Rodamientos de agujas, coronas de agujas									
Dimensiones			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
F_w	E_w	U	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
22	28	17	18,3	27	3,25	17000	20000	0,018	K 22x28x17
22	29	16	19,4	25,5	3,05	17000	19000	0,016	K 22x29x16
22	30	15	19	23,6	2,8	17000	19000	0,018	K 22x30x15 TN
23	35	16	24,2	23,2	2,9	15000	17000	0,029	K 23x35x16 TN
24	28	10	9,35	15	1,73	17000	19000	0,0085	K 24x28x10
24	28	13	10,6	18	2,08	17000	19000	0,01	K 24x28x13
24	28	17	14	25,5	3	17000	19000	0,013	K 24x28x17
24	30	17	18,7	27,5	3,4	16000	18000	0,019	K 24x30x17
24	30	31	26,4	43	5,3	16000	18000	0,032	K 24x30x31 ZW
25	29	10	9,52	15,6	1,8	16000	18000	0,0085	K 25x29x10
25	29	13	10,8	18,6	2,16	16000	18000	0,011	K 25x29x13
25	29	17	14,2	26,5	3,1	16000	18000	0,014	K 25x29x17
25	30	17	17,9	30,5	3,6	16000	18000	0,016	K 25x30x17
25	30	20	20,9	36,5	4,4	16000	18000	0,018	K 25x30x20
25	30	26	20,5	36	4,15	16000	18000	0,019	K 25x30x26 ZW
25	31	17	18,7	28,5	3,45	16000	18000	0,019	K 25x31x17
25	31	21	23,3	38	4,75	16000	18000	0,02	K 25x31x21
25	32	16	19,8	27,5	3,35	15000	17000	0,021	K 25x32x16
25	33	20	27,5	38	4,65	15000	17000	0,033	K 25x33x20
25	33	24	31,9	47,5	5,85	15000	17000	0,039	K 25x33x24
25	35	30	44,6	62	7,8	15000	17000	0,065	K 25x35x30
26	30	13	11,2	19,6	2,28	16000	18000	0,011	K 26x30x13
26	30	17	14,7	27,5	3,25	16000	18000	0,015	K 26x30x17
26	30	22	15,1	29	3,35	16000	18000	0,012	K 26x30x22 ZW
28	33	13	14,7	24,5	2,85	14000	16000	0,013	K 28x33x13

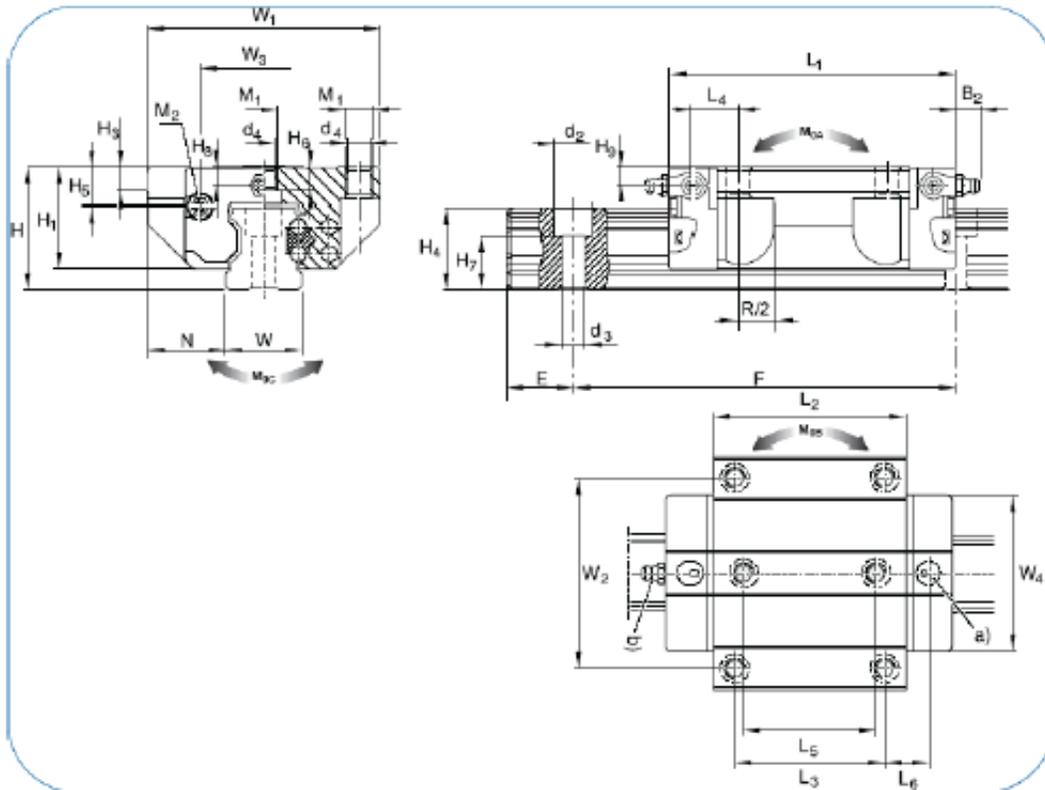
Tolerancias, ver el texto
 Juego radial interno, ver el texto
 Tolerancias del eje y del alojamiento, ver el texto

Guía lineal con patines



Hoja de datos del producto.

Nombre: Guías con patines
Referencia: LLRHS 25 LA



Especificaciones del producto

Serie		LLR 25
Tipo de patín		Ancho estándar, largo
Agujeros de montaje		paso de rosca
ancho del patín	W1 [mm]	70
ancho del rail	W [mm]	23
N	[mm]	23,5
L1	[mm]	107,9
L2	[mm]	79,5
H	[mm]	36

Especificaciones del producto (Página siguiente)

H1	[mm]	29,9
H4 1)	[mm]	24,45
H4 2)	[mm]	24,25
H3	[mm]	7,5
W2	[mm]	57
L3	[mm]	45
L5	[mm]	40
W3	[mm]	38,3
W4	[mm]	46,4
H5	[mm]	11,5
L6	[mm]	23,3
L4	[mm]	24,45
R	[mm]	11
H8	[mm]	5,5
B2	[mm]	9,5
H9	[mm]	5,5
H6	[mm]	7
H7	[mm]	15,2
d4	[mm]	6,7
M ₁		M8x9,3
d2	[mm]	11
d3	[mm]	7
M ₂		M3x5
E _{min}	[mm]	10
F	[mm]	60
Capacidad de carga	C [N]	30 400
capacidad de carga estática	CO [N]	45 500
M _{QA/OB}	[Nm]	510
M _{OC}	[Nm]	650
peso del patín	[kg]	0,9
Agujero de engrase		M6x8 - DIN 71 412



Tabla de momentos para la selección del dispositivo de movimiento lineal

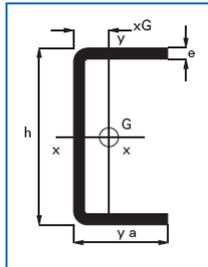
Momentos para la selección del dispositivo de movimiento lineal

Carriage Part Numbers	Dry System, Twin and DR Type Bearing					Lubricated System, Twin Type Bearing					Lubricated System, DR Type Bearing				
	L _{1(max)}	L _{2(max)}	M _{S(max)}	M _{V(max)}	M _{I(max)}	L _{1(max)}	L _{2(max)}	M _{S(max)}	M _{V(max)}	M _{I(max)}	L _{1(max)}	L _{2(max)}	M _{S(max)}	M _{V(max)}	M _{I(max)}
	N	N	Nm	Nm	Nm	N	N	Nm	Nm	Nm	N	N	Nm	Nm ^{*6}	Nm
AJ... 12 13...	90	90	0.5	45 x D	45 x D	240	240	1.3	120 x D	120 x D	Not Available				
AJ... 20 18...	180	180	1.6	90 x D	90 x D	500	400	4.5	200 x D	250 x D	760	1200	7	600 x D	380 x D
AJ... 28 18...	180	180	2.3	90 x D	90 x D	500	400	6.5	200 x D	250 x D	760	1200	10	600 x D	380 x D
AJ... 25 25...	400	400	4.5	200 x D	200 x D	1280	1200	14	600 x D	640 x D	1600	3000	18	1500 x D	800 x D
AJ... 35 25...	400	400	6.5	200 x D	200 x D	1280	1200	21	600 x D	640 x D	1600	3000	26	1500 x D	800 x D
AJ... 50 25...	400	400	9.5	200 x D	200 x D	1280	1200	30	600 x D	640 x D	1600	3000	38	1500 x D	800 x D
AJ... 44 34...	800	800	16	400 x D	400 x D	3200	2800	65	1400 x D	1600 x D	3600	6000	73	3000 x D	1800 x D
AJ... 60 34...	800	800	22	400 x D	400 x D	3200	2800	90	1400 x D	1600 x D	3600	6000	100	3000 x D	1800 x D
AJ... 76 34...	800	800	29	400 x D	400 x D	3200	2800	115	1400 x D	1600 x D	3600	6000	130	3000 x D	1800 x D
AJ... 76 54...	1800	1800	64	900 x D	900 x D	7200	6400	250	3200 x D	3600 x D	10000	10000	360	5000 x D	5000 x D
AJ... 120 54...	1800	1800	100	900 x D	900 x D	7200	6400	410	3200 x D	3600 x D	10000	10000	580	5000 x D	5000 x D

A continuación se muestra el catalogo de selección del dispositivo de movimiento lineal

Perfil U para estructura de soporte del dispositivo de sujeción

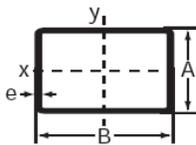
Perfil canal "U"



PERFIL CANAL U											
DIMENSIONES			PESO	SECCIÓN	VALORES ESTÁTICOS RELATIVOS A LOS EJES XX - YY						
h (mm)	a (mm)	e = r (mm)	G (kg/m)	F (cm ²)	Jx (cm ⁴)	Wx (cm ³)	Ix (cm)	xG (cm)	Jy (cm ⁴)	Wy (cm ³)	Iy (cm)
100	50	3.20	4.11	5.04	48.80	12.40	3.18	1.13	7.77	2.74	1.25
		1.60	2.46	3.16	50.94	10.18	4.01	1.30	8.35	2.29	1.59
		2.00	2.92	3.87	56.70	12.30	3.99	1.34	9.72	2.66	1.58
		2.50	3.75	4.75	74.14	14.05	3.96	1.37	11.37	3.09	1.56
120	50	3.20	4.73	5.95	90.94	17.40	3.94	1.41	13.57	3.45	1.56
		1.60	2.72	3.47	77.32	12.89	4.72	1.20	8.30	2.18	1.55
		2.00	3.39	4.32	95.64	15.94	4.71	1.21	10.26	2.71	1.54
		2.50	4.22	5.38	117.99	19.66	4.69	1.23	12.64	3.35	1.53
140	60	3.20	5.37	6.84	148.26	24.71	4.66	1.26	15.86	4.23	1.52
		1.60	3.20	4.07	124.47	17.78	5.52	1.29	14.41	3.05	1.88
		2.00	3.98	5.46	164.56	23.50	5.51	1.37	18.73	4.04	1.86
		2.50	5.00	6.38	193.07	27.58	5.50	1.48	21.92	4.85	1.85

Perfil para cartelas de estructura de soporte del dispositivo de sujeción

Tubo estructural perfil cuadrado



DIMENSIÓN Size		ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A	B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ²	cm	cm ⁴	cm ³	cm
30.00	50.00	1.20	1.80	1.443	1.862	2.910	1.455	1.250	6.444	2.578	1.860
		1.60	2.40	1.895	2.458	3.743	1.871	1.234	8.358	3.343	1.844
		2.00	3.00	2.332	3.040	4.513	2.256	1.218	10.161	4.064	1.828
		2.50	3.75	2.860	3.750	5.391	2.695	1.199	12.266	4.906	1.809



Apéndice D

APÉNDICE D: Diseño de Automatización

Electroválvulas

Electroválvula de 5/2 vías

Electroválvulas JMVH-B, Tiger 2000

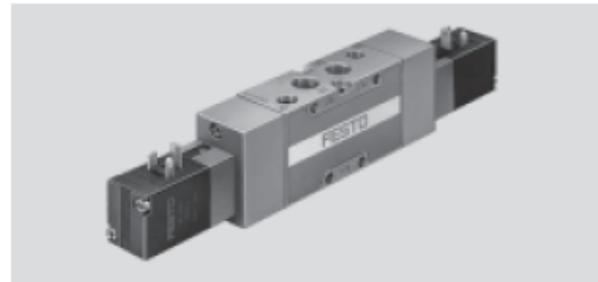
FESTO

Hoja de datos: electroválvulas biestables de 5/2 vías

- - Caudal
1 000 ... 2 000 l/min

- - Tensión
24 V DC

Juegos de piezas
de recambio
→ 2 / 2.2-40



Datos técnicos generales				
Conexión neumática		G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$
Función de válvula		Válvula biestable de 5/2 vías		
Construcción		Válvula de corredera		
Principio de estanquidad		Juntas de material sintético		
Tipo de accionamiento		Eléctrico		
Tipo de mando		Servopilotaje		
Alimentación del aire de pilotaje		Interna o externa		
Sentido del flujo		Irreversible		
Función de escape		Con estrangulación		
Accionamiento manual auxiliar		Reposición, enclavable, cubierto		
Tipo de fijación		Mediante taladros		
Posición de montaje		Indisfinta		
Diámetro nominal	[mm]	5	7	12
Caudal nominal	[l/min]	750	1 300	2 000
Patrón	[mm]	27	33	41
Peso del producto	[g]	560	615	900

Condiciones de funcionamiento y del entorno				
Conexión neumática		G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío		
Presión de funcionamiento	Alimentación interna del aire de pilotaje [bar]	2 ... 10	2 ... 10	2 ... 10
	Alimentación externa del aire de pilotaje [bar]	-0,9 ... +10	-0,9 ... +10	-0,9 ... +10
Presión de pilotaje [bar]		2 ... 10	2 ... 10	2 ... 10
Temperatura ambiente [°C]		-5 ... +50		
Temperatura del fluido [°C]		-5 ... +50		

Electrovalvulas JMVH-B, Tiger 2000

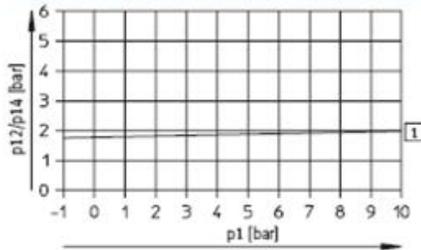
Hoja de datos: electroválvulas biestables de 5/2 vías

FESTO

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger 2000
2.2

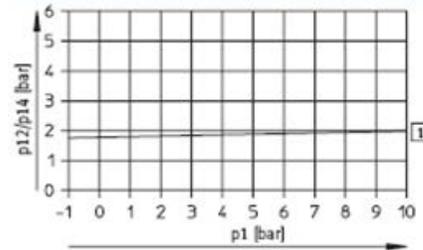
Presión de mando mínima p_{12}/p_{14} en función de la presión de funcionamiento p_1 (con alimentación externa del aire de pilotaje)

JMVH-S-1/8-S-B



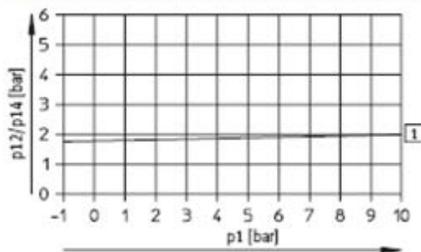
1 Conexión

JMVH-S-1/4-S-B



1 Conexión

JMVH-S-3/8-S-B



1 Conexión

Tiempos de respuesta de la válvula [ms]

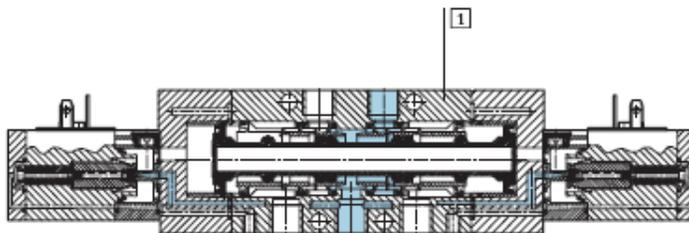
Conexión neumática	G1/8	G1/4	G3/8
Comutación	18	16	17

Datos eléctricos

Bobina V			
Conexión eléctrica			Según DIN NE 175 301-803 forma B
Tensión de funcionamiento	Tensión continua	[V DC]	24
Valores característicos de las bobinas	Tensión continua	[W]	2,5
Clase de protección según NE 60 529			IP65 (con conector tipo zócalo)

Materiales

Vista en sección



1	Cuerpo	Fundición inyectada de aluminio, material sintético
-	Juntas	Caucho nitrílico

Electroválvulas JMVH-B, Tiger 2000

FESTO

Hoja de datos: electroválvulas biestables de 5/2 vías

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger 2000

2.2

Referencias					
Esquema de conexiones	Bobina	Tensión	Conexión neumática	Nº de artículo	Tipo
	Con bobina V Alimentación interna del aire de pilotaje	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	30 475	JMVH-5- $\frac{1}{8}$ -B
			G $\frac{1}{4}$	19 136	JMVH-5- $\frac{1}{4}$ -B
			G $\frac{3}{8}$	14 948	JMVH-5- $\frac{3}{8}$ -B
	Con bobina V Alimentación externa del aire de pilotaje	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	30 476	JMVH-5- $\frac{1}{8}$ -S-B
			G $\frac{1}{4}$	19 137	JMVH-5- $\frac{1}{4}$ -S-B
			G $\frac{3}{8}$	15 343	JMVH-5- $\frac{3}{8}$ -S-B

Referencias: recambios		
Conexión neumática	Nº de artículo	Tipo
G $\frac{1}{8}$	11 5 590	JMVH-5- $\frac{1}{8}$ -B-(SB)
G $\frac{1}{4}$	11 5 589	JMVH-5- $\frac{1}{4}$ -B-(SB)

Electroválvula de 5/3 vías

Electroválvulas JMVH-B, Tiger 2000

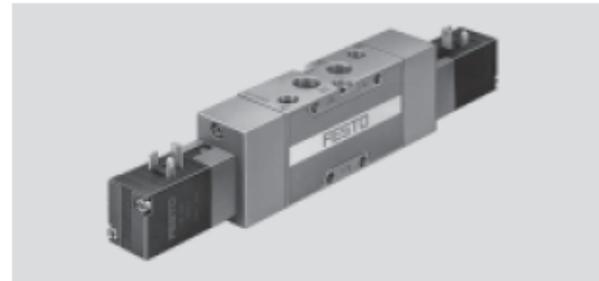
FESTO

Hoja de datos: electroválvulas biestables de 5/2 vías

Caudal
1 000 ... 2 000 l/min

Tensión
24 V DC

Juegos de piezas
de recambio
→ 2 / 2.2-40



Datos técnicos generales			
Conexión neumática	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$
Función de válvula	Válvula biestable de 5/2 vías		
Construcción	Válvula de corredera		
Principio de estanquidad	Juntas de material sintético		
Tipo de accionamiento	Eléctrico		
Tipo de mando	Servopilotaje		
Alimentación del aire de pilotaje	Interna o externa		
Sentido del flujo	Irreversible		
Función de escape	Con estrangulación		
Accionamiento manual auxiliar	Reposición, enclavable, cubierto		
Tipo de fijación	Mediante taladros		
Posición de montaje	Indistinta		
Diámetro nominal [mm]	5	7	12
Caudal nominal [l/min]	750	1 300	2 000
Patrón [mm]	27	33	41
Peso del producto [g]	560	615	900

Conexión neumática		Datos técnicos generales			
Accionamiento manual auxiliar		Reposición, enclavable, cubierto			
Tipo de fijación		Mediante taladros			
Posición de montaje		Indistinta			
Diámetro nominal [mm]		5	7	12	
Caudal nominal	Cerrada [l/min]	1 000	1 600	2 000	
	A escape [l/min]				2 200
	A presión [l/min]				2 600
Patrón [mm]		27	33	41	
Peso del producto [g]		575	660	1 000	

Tipo de fijación		Mediante taladros		
Posición de montaje		Indistinta		
Diámetro nominal	[mm]	5	7	12
Caudal nominal	Cerrada	1 000	1 600	2 000
	A escape			
	A presión			
Patrón	[mm]	27	33	41
Peso del producto	[g]	575	660	1 000

Condiciones de funcionamiento y del entorno				
Conexión neumática		G½	G¼	G¾
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar Vacío		
Presión de funcionamiento	Alimentación interna del aire de pilotaje [bar]	3 ... 10	3 ... 10	3 ... 10
	Alimentación externa del aire de pilotaje [bar]	-0,9 ... +10	-0,9 ... +10	-0,9 ... +10
Presión de pilotaje [bar]		3 ... 10	3 ... 10	3 ... 10
Temperatura ambiente [°C]		-5 ... +50		
Temperatura del fluido [°C]		-5 ... +50		

Electroválvulas MVH-B, Tiger 2000

FESTO

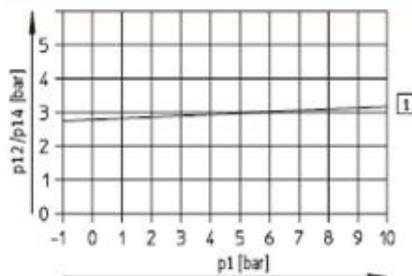
Hoja de datos: válvulas de 5/3 vías

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger 2000

2.2

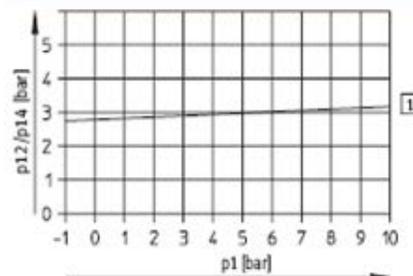
Presión de mando mínima p_{12}/p_{14} en función de la presión de funcionamiento p_1 (con alimentación externa del aire de pilotaje)

MVH-5/3...-½ S-B



1 Conexión

MVH-5/3...-¼ S-B



1 Conexión

MVH-5/3...-¾ S-B



Tiempos de respuesta de la válvula [ms]						
Conexión neumática	G $\frac{3}{8}$		G $\frac{1}{4}$		G $\frac{3}{8}$	
	Conexión	Desconexión	Conexión	Desconexión	Conexión	Desconexión
Cerrada	18	20	20	22	24	80
A escape	20	20	24	36	36	85
A presión	24	24	34	30	30	82

Electroválvulas MVH-B, Tiger 2000

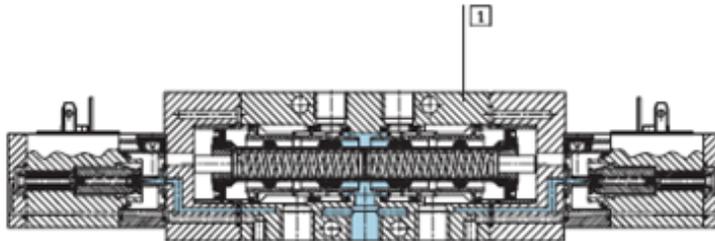
FESTO

Hoja de datos: válvulas de 5/3 vías

Datos eléctricos			
Bobina V			
Conexión eléctrica		Según DIN NE 175 301-803 forma B	
Tensión de funcionamiento	Tensión continua	[V DC]	24
Valores característicos de las bobinas	Tensión continua	[W]	2,5
Clase de protección según NE 60 529			IP65 (con conector tipo zócalo)

Materiales

Vista en sección



1	Cuerpo	Fundición inyectada de aluminio, material sintético
-	Juntas	Caucho nitrílico

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger 2000

2.2

Sensores

Sensor de Proximidad

Referencias							
	Salida digital	Conexión eléctrica			Longitud del cable [m]	N° art.	Tipo
		Cable	Cable con conector tipo clavija, rosca giratoria				
			M5x0,5	M8x1			
Contacto normalmente abierto							
	PNP	Trifilar	-	-	-	2,5	543 867 SMT-8M-PS-24V-K-2,5-OE
			3 contactos	-	-	0,3	543 868 SMT-8M-PS-24V-K-5,0-OE
			-	3 contactos	-		543 865 SMT-8M-PS-24V-K-0,3-M5D
		-	-	3 contactos		543 866 SMT-8M-PS-24V-K-0,3-M8D	
		-	-	3 contactos		543 869 SMT-8M-PS-24V-K-0,3-M12	
		NPN	Trifilar	-	-	-	2,5
			-	3 contactos	-	0,3	543 871 SMT-8M-NS-24V-K-0,3-M8D
Contacto normalmente cerrado							
	PNP	Trifilar	-	-	-	7,5	543 873 SMT-8M-PO-24V-K-7,5-OE

Sensor Inductivo

Detectores inductivos SIEA, SIED, SIEF, SIEH, SIEN, SIES



- Diámetro exterior 3, 4, 6,5 mm
- Rosca M 5x0,5, M 8x1, M 12x1, M 18x1, M 30x1,5
- Forma de bloque 5x5 mm, 8x8 mm, 20x15 mm, 40x12 mm, 40x40 mm
- Tensión 10 ...34 V CC , 20 ... 265 V AC
- Distancia de conmutación calculada 0,8 ... 15 mm
- Montaje a ras
- Montaje saliente
- Contacto normalmente abierto
- Contacto normalmente cerrado
- Contacto antivalente
- PNP
- NPN
- Conexión del cable
- Ejecución con conector
- Gran distancia de detección.

Ingeniería

Documentación

Selección por propiedades

Mostrar productos

Sensores de retro reflexión

Retro-reflective sensors SOEG-RSP

FESTO

Technical data

Function



e.g. 20x32x12 mm
PNP, switchable, with plug



e.g. 50x50x17 mm,
PNP, antivalent, with plug

- With polarised light
- Beam exit straight
- Block design



General technical data			
Size	20x32x12 mm	30x30x15 mm	50x50x17 mm
Method of measurement	Retro-reflective sensor		
Measured variable	Position		
Light type	red polarised		
Working range [mm]	0 ... 2,500 ¹⁾	0 ... 2,000	0 ... 5,000 ¹⁾
Reference material	Laser reflector 51x51 mm	Reflector ∅ 80 mm	Reflector ∅ 80 mm
Setting range, lower limit [mm]	0	0	0
Setting range, upper limit [mm]	2,500	2,000	5,000
Setting options	Teach-in via electrical connection	Potentiometer	Potentiometer
Max. light spot [mm]	75x75 mm at a sensing range of 2 m	–	–
Ready status display	–	–	Green LED
Switching status display	Yellow LED		
Operating reserve display	Green LED	Green LED	Red LED ²⁾
Type of mounting	Via through-holes		
Conforms to	DIN EN 60947-5-2		

Working range ¹⁾			
Size	20x32x12 mm	30x30x15 mm	50x50x17 mm
Reflector, rectangular 10x50 mm	–	–	–
Reflector, round ∅ 20 mm	1,200	800	1,200
Reflector, round ∅ 40 mm	2,000	1,200	3,000
Reflector, square 50x50 mm	2,500	1,200	3,000
Reflector, round ∅ 80 mm	2,500	2,000	5,500
Reflector foil, 100 x 100 mm	1,000	1,000	1,000

1) Reflectors → 4 / 8.2-63

Retro-reflective sensors SOEG-RSP

FESTO

Technical data

Electrical data				
Size	20x32x12 mm		30x30x15 mm	50x50x17 mm
Switch output	PNP or NPN			
Switching element function	Switchable		Dark switching	Antivalent
Electrical connection	Plug	M8 x 1, 4-pin		M12 x 1, 4-pin
	Cable	4-wire		3-wire
Cable length	[m]	2.0	2.5	3.0
Operating voltage range	[V DC]	10 ... 30		
Residual ripple	[%]	10	20	10
Max. switching frequency	[Hz]	1,000	1,000	1,000
Max. output current	[mA]	100	200	200
Voltage drop	[V]	≤ 2.4	2.0	≤ 2.4
Idle current	[mA]	35	25	30
Protection against short circuit	Pulsed			
Protection against polarity reversal	For all electrical connections			
Protection class to EN 60 529	IP67		IP65	IP67
CE symbol	89/336/EEC (EMC)		89/336/EEC (EMC)	
	73/23/EEC (low voltage)		73/23/EEC (low voltage)	
Certification	cUL us - Listed (OL)		-	cUL us - Listed (OL)

Materials				
Size	20x32x12 mm		30x30x15 mm	50x50x17 mm
Housing	Acrylic butadiene styrene		Polybutylene terephthalate, reinforced	Acrylic butadiene styrene
Cable sheath	Polyurethane			
Material note	Free of copper, PTFE and silicone			

Operating and environmental conditions						
Size	20x32x12 mm		30x30x15 mm		50x50x17 mm	
Cable installation	fixed	flexible	fixed	flexible	fixed	flexible
Ambient temperature [°C]	-20 ... +60	-5 ... +60	-25 ... +55	-5 ... +55	-20 ... +60	-5 ... +60
Corrosion resistance class CRC ¹⁾	4 ²⁾ / 2 ³⁾		2		4	

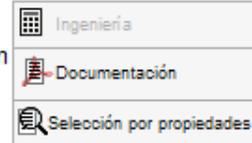
Weight [g]				
Size	20x32x12 mm		30x30x15 mm	50x50x17 mm
Cable version	37		85	122
Plug version	7		18	32

Unidad de Mantenimiento

Serie MS



- Tamaño 4, 6
- Conexión G1/4, G1/2, también disponible con rosca NPT
- Presión 0,5 ... 12 bar
- Caudal 550 ... 5 100 l/min
- Manómetro
 - Con manómetro bar
 - Con manómetro psi
 - Con manómetro MPa
- Grado de filtración
 - 40µm
 - 5µm
- Purga de condensado
 - Manual
 - Semiautomática
 - Automática
- Depósito y funda de material sintético
- Funda metálica
- Sentido del caudal
 - De izquierda a derecha
 - De derecha a izquierda
- Lubricador proporcional.



**Rockwell
Automation**



	12 mm LED	18/22.5/30.5 mm LED & Incandescent	22.5/30.5 mm Strobes
Description	Compact size ideal for space restrictive applications. Brilliant LED illumination and 100,000 hour life make these a superior alternative to traditional neon indicators.	Traditional NEMA-style mounting, appearance, and screw terminations, but with shallower back-of-panel depth and IP2X finger safety.	Xenon strobe illumination provides convenient panel-mount signaling option. Superior to a flashing LED or incandescent lamp to notify of critical condition.
Colors	Red • Green • Amber • Blue • Clear	Red • Green • Amber • Blue • Clear	Red • Green • Amber • Blue • Clear
Voltages	24V DC 120V AC Full Voltage	24V AC/DC 120V AC Full Voltage 240V AC Full Voltage (LED)	24V DC 120/240V AC Full Voltage
Lamp Options & Life	LED: 100,000 Hours	LED: 100,000 Hours Incandescent: 5,000 Hours	Xenon: 1M Flashes, 0.6J 1-2 Hz Flash Rate, Fixed
Mounting Method	Push-in-Panel	Front of Panel Mounting Ring	
Terminations	6" Leads, Stranded 18AWG, or 0.187" Fast-On Connector	IP2X Finger-safe Screw Clamp Terminals	
Degree of Protection	NEMA Type 1	NEMA Type 4/4X/13, IP66	
Materials	Housing: Nylon Lens: Polycarbonate	Housing: Polyester; Lens: Nylon Metal Mounting ring optional	
Replacement Parts	None - Disposable	Lens Caps Incandescent Lamps	
Operating Temperature		-40°... +131°F(-40°...+55°C)	
Certifications	cULus Listed	cULus/CE Listed, Class 1 Div 2 Groups A, B, C, D, Class 2 Div 2 F,G	

OPERATOR INTERFACE

Bulletin 800F
Control and Indicating Units
Product Selection

Emergency Stop Operators, continued *

Illuminated
Twist-to-Release, Push-Pull ☼



*Emergency Stop 40 mm,
Illuminated, Twist-to-Release*

Color	Size [mm]	Twist-to-Release (Trigger Action)	
		Plastic	Metal
		Cat. No.	Cat. No.
Red	30	—	—
	40	800FP-LMT44	800FM-LMT44
	60	800FP-LMT64	800FM-LMT64

Color	Size [mm]	Push-Pull (Trigger Action)	
		Plastic	Metal
		Cat. No.	Cat. No.
Red	30	800FP-LMP34	800FM-LMP34
	40	800FP-LMP44	800FM-LMP44
	60	800FP-LMP64	800FM-LMP64

☼ All emergency stop operators are EN 418 compliant.
 ☼ LED module required for illumination.

OPERATOR INTERFACE

Bulletin 800F

Control and Indicating Units

Product Selection

Momentary Push Button Operators, Non-Illuminated – With Two-Color Molded Legend Caps *



Flush Operator

Button Color	Text Color	Legend	Flush	
			Plastic	Metal
			Cat. No.	Cat. No.
Green	White	START	800FP-F301	800FM-F301
		I	800FP-F306	800FM-F306
Black	White	→	800FP-F209	800FM-F209

Button Color	Text Color	Legend	Extended	
			Plastic	Metal
			Cat. No.	Cat. No.
Red	White	STOP	800FP-E402	800FM-E402
		O	800FP-E405	800FM-E405
Black	White	→	800FP-E209	800FM-E209

Reset Operators



Reset Operator

Button Color	Legend Text	Flush – Round	
		Plastic	Metal
		Cat. No.	Cat. No.
Blue	R	800FP-R611	800FM-R611



Apéndice E

APÉNDICE E: Planos