



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA
Y MECÁNICA**
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO
DE BICICLETA IMPULSADA POR UN SISTEMA DE
POTENCIA NEUMÁTICO CONTROLADO
ELECTRÓNICAMENTE”**

AUTOR:

MORETA MALDONADO, CRISTIAN MARIO

DIRECTOR: ING. AYALA, PAÚL

SANGOLQUÍ
2016

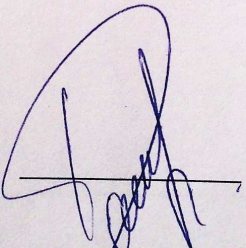


CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Certifico que el presente trabajo de titulación:

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO DE BICICLETA IMPULSADA POR UN SISTEMA DE POTENCIA NEUMÁTICO CONTROLADO ELECTRÓNICAMENTE.” fue realizado en su totalidad por el señor CRISTIAN MARIO MORETA MALDONADO, bajo mi dirección y analizado por el software anti-plagio, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico, el mismo cumple con todos los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Sangolquí, Lunes 18 de Abril del 2016



Ing. Paúl Ayala Msc.
Director



AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Cristian Mario Moreta Maldonado, con cédula de identidad N° 172243982-3 declaro que este trabajo de titulación “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO DE BICICLETA IMPULSADA POR UN SISTEMA DE POTENCIA NEUMÁTICO CONTROLADO ELECTRÓNICAMENTE”, ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado el derecho intelectual de terceros considerándolos en citas y como fuentes en el registro bibliográfico.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto.

Sangolquí, Lunes 18 de Abril del 2016

Cristian Mario Moreta Maldonado

C.C. 172243982-3



AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN

Yo, Cristian Mario Moreta Maldonado, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” a publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO DE BICICLETA IMPULSADA POR UN SISTEMA DE POTENCIA NEUMÁTICO CONTROLADO ELECTRÓNICAMENTE”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sangolquí, Lunes 18 de Abril del 2016

Cristian Mario Moreta Maldonado

C.C. 172243982-3

DEDICATORIA

A mis padres, por su apoyo incondicional, por enseñarme el valor del trabajo duro y la perseverancia, que nada en la vida viene sin un sacrificio y principalmente por siempre brindarme la libertad para tomar mis propias decisiones a lo largo de toda mi vida.

Cristian Moreta M.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, por su apoyo para culminar con éxito esta etapa de mi vida.

Al Ing. Paúl Ayala, por permitirme realizar este proyecto y compartir sus conocimientos conmigo,

Al Ing. Roberto Gutiérrez, por sus consejos durante la realización del proyecto.

A mi familia, por siempre estar a mi lado.

A mis amigos, por la ayuda durante toda la universidad.

Cristian Moreta M.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA

CERTIFICADO DE ELABORACIÓN **ii**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD **iii**

AUTORIZACIÓN DE LA PUBLICACIÓN **iv**

DEDICATORIA **v**

AGRADECIMIENTO **vi**

ÍNDICE DE FIGURAS **x**

ÍNDICE DE TABLAS **xiv**

NOMENCLATURA **xv**

RESUMEN **xviii**

ABSTRACT **xix**

1 GENERALIDADES **1**

1.1 Antecedentes 1

1.2 Definición del Problema 4

1.3 Objetivos 5

1.3.1 Objetivo General 5

1.3.2 Específicos 5

1.4 Justificación e Importancia 5

1.5 Alcance 6

2 MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE **8**

2.1 Estado del Arte 8

2.2 Marcos de Bicicletas 14

2.2.1	Materiales	14
2.2.2	Resistencia a la Fluencia y Resistencia Última	16
2.2.3	Diseño de Marcos de Bicicleta	17
2.2.4	Esfuerzos en el Marco	17
2.3	Sistemas Neumáticos de Potencia	18
2.3.1	Definición	18
2.3.2	Actuadores Neumáticos	19
2.4	Sistemas de Freno Regenerativo	23
2.4.1	Definición de Frenado Regenerativo	23
2.4.2	Frenado Regenerativo Eléctrico	24
2.4.3	Frenado Regenerativo Mecánico	25
2.5	Control Electroneumático	26
2.5.1	Componentes de un Sistema de Control Electroneumático	26
2.5.2	Esquema de un Sistema de Control Electroneumático	29
2.5.3	Elementos de Mando	30
3	DISEÑO CONCEPTUAL	31
3.1	Requisitos y Restricciones del Prototipo	31
3.1.1	Restricciones Geográficas	31
3.1.2	Restricciones Tecnológicas	32
3.1.3	Restricciones Legislativas	33
3.1.4	Requisitos	33
3.2	Especificaciones Técnicas del Prototipo	34
3.2.1	Voz del Usuario	34
3.2.2	Voz del Ingeniero	35
3.2.3	Documento de Especificaciones	35
3.3	Análisis Funcional	38
3.3.1	Descripción General Del Prototipo	38
3.3.2	Modulación Del Prototipo	38
3.4	Diseño Conceptual	41
3.4.1	Diseño Conceptual del Sistema Estructural	42
3.4.2	Evaluación y Selección de Sistema Estructural	49
3.4.3	Diseño Conceptual del Sistema de Potencia	50
3.4.4	Evaluación y Selección de Sistema de Potencia	55
3.4.5	Diseño Conceptual del Sistema de Transmisión	57
3.4.6	Evaluación y Selección del Sistema de Transmisión	59
3.4.7	Diseño Conceptual del Sistema de Control	61
3.4.8	Evaluación y Selección del Sistema de Control	64

3.4.9	Diseño Conceptual del Sistema de Frenado Regenerativo . . .	65
3.4.10	Evaluación y Selección del Sistema de Freno Regenerativo . . .	67
4	DISEÑO	69
4.1	Diseño de Estructura De Bicicleta	69
4.1.1	Cálculo del Acumulador de Aire Comprimido	69
4.1.2	Análisis por Elementos Finitos del Cuadro	79
4.2	Diseño de Sistema de Potencia Neumático y Frenado Regenerativo . . .	83
4.2.1	Principios Mecánicos	83
4.2.2	Selección de Motor Neumático	86
4.2.3	Selección de Acumuladores de Aire Comprimido	89
4.2.4	Selección de Reguladores de Presión	94
4.2.5	Circuito Neumático	95
4.2.6	Selección de Tubería	99
4.3	Diseño de Sistema de Control	100
4.3.1	Control de Flujo de Aire	101
4.3.2	Control de Potencia	104
4.3.3	Conexiones Prototipo	106
4.3.4	Dimensionamiento de Baterías	107
4.4	Diseño de Sistema de Transmisión	108
4.4.1	Diseño Caja de Cambios	109
4.4.2	Diseño Caja de Transmisión por Cadena	125
4.4.3	Diseño de Ejes	131
4.5	Factor de Seguridad	143
4.5.1	Factor de Seguridad Estructura de Bicicleta	144
4.5.2	Factor de Seguridad Sistema de Transmisión	145
5	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	148
5.1	Elaboración de Diagramas de Procesos Constructivos	148
5.1.1	Marco de la Bicicleta	148
5.1.2	Sistema de Transmisión	150
5.2	Construcción de la Estructura del Vehículo	151
5.2.1	Medición y Corte	151
5.2.2	Proceso de Doblado de Tubos	151
5.2.3	Repujado de Cabezas	151
5.2.4	Soldadura	152
5.2.5	Proceso de Pintura	154
5.3	Construcción de Elementos de Transmisión	155

5.3.1	Medición y Corte	155
5.3.2	Torneado y Fresado	155
5.3.3	Perforación y Soldadura	156
5.3.4	Montaje	157
5.4	Montaje Sistema de Control	158
5.5	Montaje de Sistema Neumático	159
5.6	Montaje de Accesorios	159
5.6.1	Montaje de las ruedas	159
5.6.2	Asiento	160
6	PROTOCOLO DE PRUEBAS	161
6.1	Metodología de Pruebas	161
6.1.1	Pruebas de Funcionamiento	162
6.1.2	Prueba de Aceleración en Línea Recta	168
6.1.3	Prueba de Autonomía en Terreno Llano	169
6.1.4	Prueba en Circuito Urbano	172
6.2	Eficiencia del Prototipo	175
6.2.1	Eficiencia de descompresión	176
6.2.2	Eficiencia Exergética	177
6.2.3	Eficiencia del Prototipo	177
7	ESTUDIO ECONÓMICO	181
7.1	Análisis de Costos	181
7.1.1	Costos de Materiales	181
7.1.2	Costo de Elementos Mecánicos	182
7.1.3	Costo de Elementos Eléctricos	183
7.1.4	Costo de Elementos Neumáticos	184
7.1.5	Costo Mano de Obra	184
7.1.6	Costo Recarga de Aire	184
7.2	Presupuesto del Vehículo	185
8	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	186
8.1	Conclusiones.	186
8.2	Recomendaciones.	188
	Referencias	189
	ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Vehículo Ku:Rin.	1
Figura 2	Airood de TATA	2
Figura 3	Motocicleta O2 Pursuit.	2
Figura 4	Motocicleta Powered Air Speed.	3
Figura 5	Moped Neumática	4
Figura 6	Tranvía de aire comprimido Mekarski	8
Figura 7	Patente de Bicicleta Neumática.	10
Figura 8	Coche de Sorgato.	11
Figura 9	Bicicleta Universidad de California.	12
Figura 10	Prototipo Tecnológico de Michigan.	13
Figura 11	Prototipo de Santa Clara.	14
Figura 12	Proceso de conversión de energía neumática	18
Figura 13	Cilindro Simple Efecto.	20
Figura 14	Cilindro Doble Efecto.	20
Figura 15	Actuador Neumático de Cremallera	22
Figura 16	Motor Neumático de Paletas.	22
Figura 17	Motor Neumático de Pistones.	23
Figura 18	Frenado Regenerativo Eléctrico.	24
Figura 19	Frenado Regenerativo Mecánico	25
Figura 20	Botón Pulsador Normalmente Abierto.	27
Figura 21	Final de carrera eléctrico.	27
Figura 22	Esquema de distribución eléctrico de un sistema de control. . . .	28
Figura 23	Elementos de mando	29
Figura 24	Mapa estaciones BiciQ	32
Figura 25	Función Principal Prototipo.	38
Figura 26	Función del Módulo Sistema Estructural.	39
Figura 27	Función del Módulo Sistema de Potencia.	39
Figura 28	Función del Módulo Sistema de Transmisión	40
Figura 29	Función del Módulo Sistema de Control.	40

Figura 30	Función del Módulo Regenerativo.	41
Figura 31	Primera Alternativa Módulo Estructural	43
Figura 32	Análisis de Esfuerzos Estructura 1	43
Figura 33	Segunda Alternativa Módulo Estructural	45
Figura 34	Análisis de Esfuerzos Estructura 2	46
Figura 35	Tercera Alternativa Módulo Estructural	47
Figura 36	Análisis de Esfuerzos Estructura 3	48
Figura 37	Motor Neumático de Paletas	51
Figura 38	Cilindro Neumático Rotativo	53
Figura 39	Cilindro Neumático Adaptado	54
Figura 40	Transmisión por bandas y poleas	57
Figura 41	Transmisión por correas y catarinas	58
Figura 42	Raspberry Pi modelo B	62
Figura 43	Arduino UNO	63
Figura 44	Freno Regenerativo Hidráulico	66
Figura 45	Esfuerzo Longitudinal	74
Figura 46	Esfuerzo Circunferencial	75
Figura 47	Esfuerzos en Elipsoide	76
Figura 48	Variación Esfuerzo Circunferencial en Curvaturas	77
Figura 49	Simulación Acumulador de Aire Comprimido	79
Figura 50	Modelo Prototipo	80
Figura 51	Condiciones de Frontera y Cargas	81
Figura 52	Análisis Estático del Prototipo	83
Figura 53	Diagrama de Cuerpo Libre Bicicleta	84
Figura 54	Motores Neumático Atlas Copco	86
Figura 55	Tanque de Aire Comprimido	89
Figura 56	Regulador de Presión	94
Figura 57	Circuito Electroneumático	96
Figura 58	Estado 1 Circuito Electroneumático	97
Figura 59	Estado 2 Circuito Electroneumático	98
Figura 60	Estado 3 Circuito Electroneumático	99
Figura 61	Conexión Motor Neumático	100
Figura 62	Placa Arduino UNO	100
Figura 63	Circuito de Control Direccionamiento de Aire	101
Figura 64	Módulo de Relé Arduino	102
Figura 65	Conexiones Arduino para Direccionamiento de Aire	103
Figura 66	Circuito de Solenoides	104

Figura 67	Circuito de Control de Velocidades	104
Figura 68	Regulador de Presión Electrónico	105
Figura 69	Circuito de Control de Velocidades	105
Figura 70	Conexiones Control del Prototipo	107
Figura 71	Esquema Caja de Cambios	109
Figura 72	Horquilla deslizante	110
Figura 73	Tambor de Cambios	110
Figura 74	Ángulo de Presión	111
Figura 75	Número de Dientes	112
Figura 76	Cargas sobre Engranajes Rectos	113
Figura 77	Descomposición Cargas	114
Figura 78	Factor Dinámico	117
Figura 79	Factor de Confiabilidad	120
Figura 80	Espesor de Alma S	126
Figura 81	Fuerza en la Cadena de Transmisión	130
Figura 82	Cargas en Eje 1	131
Figura 83	Momento Flector Plano XY	132
Figura 84	Momento Flector Plano XZ	132
Figura 85	Diseño geométrico Eje Principal	140
Figura 86	Eje 2 Momento Flector Plano XY	141
Figura 87	Diseño Geométrico Tambor de Cambios	143
Figura 88	Caja de Cambios	143
Figura 89	Análisis FOS Estructura Bicicleta	145
Figura 90	Diagrama de Flujo Marco de Bicicleta	149
Figura 91	Diagrama de Flujo Sistema de Transmisión	150
Figura 92	Doblado de Tubo	151
Figura 93	Acumulador de Aire de la Estructura	152
Figura 94	Soldadura Componentes	153
Figura 95	Soldadura Accesorios Acumulador	154
Figura 96	Proceso de Pintura	154
Figura 97	Fresado de Engranajes	156
Figura 98	Construcción Caja de Cambios	156
Figura 99	Instalación de Catarina	157
Figura 100	Montaje de Cadena	157
Figura 101	Instalación de Pedales	158
Figura 102	Montaje Sistema de Control	158
Figura 103	Montaje Regulador de Presión Electrónico	159

Figura 104	Montaje Sistema Neumático	159
Figura 105	Nomenclatura Ruedas	160
Figura 106	Prototipo	161
Figura 107	Perímetro de Pruebas UFA-ESPE	162
Figura 108	Perímetro Prueba Terreno Llano	169
Figura 109	Pruebas de Autonomía	173
Figura 110	Recorrido Prueba Circuito Urbano	174

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Porcentajes de pendiente.	32
Tabla 2	Restricciones del Prototipo	34
Tabla 3	Especificaciones Técnicas del Prototipo	37
Tabla 4	Resultados Prototipo Estructural 1	44
Tabla 5	Resultados Prototipo Estructural 2	46
Tabla 6	Resultados Prototipo Estructural 3	48
Tabla 7	Matriz Combinada Módulo Sistema Estructural	49
Tabla 8	Matriz de Selección Módulo Sistema Estructural	50
Tabla 9	Matriz Combinada Módulo Sistema de Potencia	56
Tabla 10	Matriz de Selección Módulo Sistema de Potencia	56
Tabla 11	Matriz Combinada Módulo Sistema de Transmisión	60
Tabla 12	Matriz de Selección Módulo Sistema de Transmisión	60
Tabla 13	Matriz Combinada Módulo Sistema de Control	64
Tabla 14	Matriz de Selección Módulo Sistema de Control	65
Tabla 15	Matriz Combinada Módulo Sistema de Freno Regenerativo	68
Tabla 16	Matriz de Selección Módulo Sistema de Freno Regenerativo	68
Tabla 17	Peso Estimado del Prototipo	84
Tabla 18	Especificaciones Técnicas del Motor Neumático	87
Tabla 19	Especificaciones Técnicas del Motor Neumático	87
Tabla 20	Matriz Combinada Motor Neumático	88
Tabla 21	Matriz de Selección Motor Neumático	89
Tabla 22	Especificaciones Técnicas Tanques de Aire Comprimido	90
Tabla 23	Especificaciones Técnicas de Arduino UNO	101

Tabla 24	Factor de Corrección Motor Neumático	106
Tabla 25	Aplicación de Factor K_a	116
Tabla 26	Factor de distribución de Carga K_m	117
Tabla 27	Parámetros de Soldadura MIG/MAG	152
Tabla 28	Arranque	166
Tabla 29	Frenado	166
Tabla 30	Prueba de Velocidades	167
Tabla 31	Funcionamiento	168
Tabla 32	Prueba de Aceleración	169
Tabla 33	Resultados Prueba de Autonomía 1	171
Tabla 34	Resultados Prueba de Autonomía 2	172
Tabla 35	Prueba Circuito Urbano	175
Tabla 36	Costo de Materiales del Proyecto	182
Tabla 37	Costo Elementos Mecánicos	183
Tabla 38	Costo Elementos Eléctricos	183
Tabla 39	Costo Elementos Mecánicos	184
Tabla 40	Costo de Mano de Obra	184
Tabla 41	Costo Recarga Aire Comprimido	185
Tabla 42	Presupuesto del Proyecto	185

NOMENCLATURA

a	Semieje Mayor de Elipse
B	Ancho de Cara Engranaje
b	Semieje Menor de Elipse
CA	Corrosión Admisible
Di	Diámetro Interior Recipiente a Presión
Dm	Diámetro Medio de Recipiente a Presión
Do	Diámetro Exterior Recipiente a Presión
E	Eficiencia de la junta
Exerg	Exergía del Sistema
F	Fuerza para mover la bicicleta del reposo
F pedal	Fuerza del Pedaleo
FS	Factor de Seguridad
Ft	Fuerza Producida por Torque
g	Gravedad (9.81 m/s ²)
h	Altura de Cabeza del Recipiente a Presión
L	Longitud de cadena
L	Longitud de la Biela
Lp	Longitud de número de pasos
M	Momento del Pedaleo
m	Masa de conjunto persona y bicicleta

m	Módulo del Par de Engranajes
MAWP	Máxima presión de trabajo permitida (psi)
n	Factor de Seguridad Teoría de Falla
N	Fuerza Normal
Pd	Presión de diseño (psi)
Pmax	Potencia máxima requerida
Pped	Potencia de Pedaleo
Pt	Presión de trabajo (psi)
r cat	Radio de Catarina
Rcurv	Radio de Curvatura de la Tubería
Rel	Relación de Transmisión
Ro	Radio Exterior Recipiente a Presión
Rrueda	Radio Rueda Posterior
S	Valor de esfuerzo máxima admisible del material (psi)
Sy	Límite de Fluencia
t	Espesor del Recipiente
tmin	Espesor mínimo
Tn	Torque necesario
u	Coficiente de resistencia a la rodadura
Vel	Velocidad del Sistema
Vmax	Velocidad Máxima
w	Velocidad Angular
z	Altura del Sistema

RESUMEN

La utilización de aire comprimido para impulsar un vehículo es un recurso el cual se puede utilizar para mejorar la gestión de movilidad de tránsito y para la búsqueda de fuentes alternativas de energía. La utilización de sistemas neumáticos como fuente de potencia locomotriz se ha visto relegada en las últimas décadas. El presente proyecto consta del diseño e la implementación de un prototipo de bicicleta impulsado por un sistema de potencia neumático que funcione como sistema de apoyo al pedaleo y que ayude a aumentar la autonomía de uso de una bicicleta convencional. La bicicleta utiliza un motor neumático de 790 Watts suficiente para poder mover la bicicleta a una velocidad de 17.6 Km/h con una autonomía de 567.6 m, el aire necesario para mover el motor proviene de un acumulador de alta presión (4500 PSI). El flujo de aire del sistema es controlado mediante el uso de electroválvulas, el accionamiento de las mismas se realiza con ayuda de un microcontrolador, que además permite variar la aceleración y velocidad del prototipo. El control de potencia usa un regulador de presión proporcional. Adicionalmente, se implementó una aproximación de un sistema de freno regenerativo que almacena parte del aire utilizado por el motor en un recipiente de baja presión que se encuentra dentro del marco de la bicicleta para luego ser dirigido hacia el acumulador de alta presión pasando por el motor reversible que actúa como compresor cuando el conductor se encuentra pedaleando. De esta manera se aumenta la autonomía de uso del vehículo en un 2.5%. Con la implementación de este proyecto no solo se consiguió una nueva aplicación para la energía neumática, sino que también se presentó una alternativa ante el problema de movilidad urbana.

PALABRAS CLAVE

- **BICICLETA**
- **NEUMÁTICA**
- **AIRE COMPRIMIDO**
- **MOVILIDAD**
- **AUTONOMÍA**

ABSTRACT

The use of compressed air to drive a vehicle is a resource which can be used to improve traffic mobility management and could help in the search for alternative energy sources. The use of pneumatics as locomotor power source has been relegated in recent decades. This project consists in the design and implementation of a prototype bike driven by a pneumatic power to function as a support system pedaling and help increase the autonomy of use compared with a conventional bicycle. The bike uses a 790W pneumatic motor to move the bicycle at a speed of 17.6 km /h with a range of use of 567.6 m, the air needed to move the motor comes from a high-pressure accumulator (4500 PSI). The air flow system is controlled by using solenoid valves; the actuation of the valves is done using a microcontroller, which also allows varying the acceleration and velocity of the prototype. Power control uses a proportional pressure regulator. Additionally, an approximation of a regenerative braking system was implemented inside the prototype, this system stores part of the air used by the engine in a low pressure vessel that is within the bicycle frame and then be directed towards the high-pressure accumulator through the reversible motor, which can be used as a compressor when the driver is pedaling. Thus the autonomy of use of the vehicle can be increased by 2.5 %. With the implementation of this project not only a new application for pneumatic power was achieved, but also presented an alternative to the problem of urban mobility.

KEYWORDS

- **BICYCLE**
- **PNEUMATIC**
- **COMPRESSED AIR**
- **MOBILITY**
- **AUTONOMY**

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

En la actualidad, marcas importantes en la construcción de vehículos están impulsando la investigación de un sistema de movilidad con fuente de potencia neumáticas (Faircompanies Productions, 2013). Entre las investigaciones más destacables se tiene a una de las empresas más importantes dentro de la construcción de vehículos, la empresa japonesa Toyota presentó un vehículo que es impulsado por aire comprimido y fue capaz de alcanzar una velocidad máxima de 129.2 Km/h (Toyota Industries Corp., 2015)



Figura 1: Vehículo Ku:Rin.

Fuente: (Toyota Industries Corp., 2015)

Este monoplaza de tres ruedas con longitud de 3.5 m y un ancho de 0.8 m. utiliza el aire comprimido que se almacena en tres tanques que resisten alta presión y que otorgan una autonomía limitada de 3.2 kilómetros, la tecnología utilizada tiene un enfoque ecológico, pero Toyota ha señalado que no tiene la intención de desarrollarlo para intereses comerciales.



Figura 2: Airood de TATA
Fuente: (Celsias, 2012)

Otro ejemplo de este tipo de vehículos se viene desarrollando por el fabricante indio TATA, esta empresa se ha visto inmersa en este tipo de investigaciones y desde el 2009, tiene intenciones de lanzar al mercado un proyecto de vehículo movido por aire comprimido asegurando que el vehículo está listo para su comercialización y que se encuentran analizando alternativas para superar la falta de infraestructura de recarga, inexistente a nivel mundial para este tipo de movilidad (Celsias, 2012).

En cuanto a vehículos de dos ruedas se tiene el O2 Pursuit, una motocicleta impulsada por aire gracias a un motor DiPietro, desarrollado por Melbourne's Engineair Pty Ltd. en Australia. Esta motocicleta es liviana y fácil de manejar. Además cuenta con un compresor solar recargable y en relación a una motocicleta convencional no produce CO₂ y es silenciosa. Esta moto fue creada para proporcionar una alternativa de transporte auto-sostenible (Wordpress).



Figura 3: Motocicleta O2 Pursuit.
Fuente: (Wordpress)

Dentro de las investigaciones realizadas por instituciones educativas, aparece el proyecto de la Universidad de San José, en California, sobre el diseño y construcción de

un triciclo que funciona con aire comprimido, La velocidad máxima del prototipo es de 23 MPH y mantiene un diseño sencillo, pero que ayudó a abrir el camino para nuevas investigaciones de este tipo en universidades de Estados Unidos (Herron, 2014).

Otro ejemplo es la motocicleta alimentada por aire comprimido, denominada Powered Air Speed que fue desarrollada por Edwin Yi Yuan, basado en el marco de una Suzuki GP100 y utilizando el motor de aire comprimido Angelo Di Pietro, el motor es alimentado por dos tanques de aire comprimido, y con ellos el motor alcanza 3.000 rpm casi instantáneamente, por lo que se obvia la necesidad de una caja de cambios, la moto consta de una sola palanca de freno en el manillar. Según sus diseñadores lo ideal sería que la moto deportiva reduzca el peso de su estructura, utilizando tanques de aire comprimido de fibra de carbono, pero por el momento tales esperanzas son costosas (ASME , 2010).



Figura 4: Motocicleta Powered Air Speed.
Fuente: (ASME , 2010)

Jem Stansfield, un inventor Inglés ha sido capaz de convertir una moto regular a una motocicleta de aire comprimido conforme se presenta en la Figura 5. Esto se ha hecho mediante la estructura de una scooter a gasolina, cambiando el motor de combustión por un motor de aire comprimido y almacenando el aire en dos tanque de buceo (Treehugger, 2008).



Figura 5: Moped Neumática
Fuente: (Treehugger, 2008)

Jem Stansfield diseñó la motocicleta atando dos tanques de alta presión en cada lado de su ciclomotor Puch. Él utiliza la electricidad de su casa para llenar los tanques. La energía es entonces almacenada dentro, de manera muy similar a una batería, listo para usar.

Los acumuladores utilizados son tanques fabricados en fibra de carbono utilizados para almacenar aire del tipo utilizado por bomberos. Pero aun así, son mucho más baratos que baterías de litio utilizadas en bicicletas eléctricas. El constructor señala que el compresor funciona con electricidad, por lo que no es siempre una limpia fuente de energía, la velocidad máxima es de unos 18 kilómetros por hora, y sólo puede recorrer 7 millas antes de que la presión de aire se agote.

1.2 Definición del Problema

En la actualidad una de las preocupaciones más grandes que surgen en las ciudades pobladas es la gestión de movilidad de tránsito y la búsqueda de fuentes alternativas de energía para disminuir la contaminación (Ministerio de Industria Energía y Turismo , 2012). En este momento, en casi la totalidad de ciudades, se tiene un modelo de transporte basado en el uso de vehículos particulares impulsados por energía fósil, lo que crea problemas ambientales y de movilidad entre los que destacan la contaminación del aire, efectos sobre la salud y en especial la saturación de vías, lo que ha provocado un deseo de encontrar alternativas que ayuden a contrarrestar los efectos negativos de este sistema e idear un nuevo modelo (Páez Pérez, 2010).

Por lo que se plantea una forma distinta de mejorar la movilidad en la ciudad. Además de fortalecer la construcción de corredores no motorizados, como son las ciclo vías.

Se piensa en un sistema de transporte individual que complementaria y potenciará a la red de transporte público de la ciudad. El reto ahora es transformar los hábitos de quienes utilizan el transporte motorizado y no siempre encuentran factible la posibilidad de llegar sudados o cansados a su destino, para esto se propone la utilización de aire comprimido como medio de propulsión para bicicletas y así poder transportar mayor cantidad de personas con este sistema de transporte, aumentando la distancia que se puede recorrer y con un consumo de energía menor, aunque esta no es una tecnología de uso reciente, pero dentro del país no existe una investigación profunda acerca de la impulsión de vehículos mediante este sistema alternativo.

Con el desarrollo del presente proyecto se pretende reducir la congestión de las vías al mismo tiempo que se reduce el consumo de combustibles fósiles contaminantes y así poder reducir los efectos negativos del modelo actual de movilidad de la ciudad de Quito, además de una contribución al desarrollo de una comunidad autónoma que aplique nuevas tecnologías y amplíe las opciones de transporte. Principalmente con el uso del aire comprimido, un fluido ecológico, como fuente de potencia.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar e implementar un prototipo de bicicleta impulsada por un sistema de potencia neumática controlado electrónicamente.

1.3.2 Específicos

- Diseñar y construir la estructura del vehículo, el sistema de propulsión neumático y los elementos de control y regulación de potencia electrónicos.
- Realizar montaje de instrumentos de medición para condiciones de tanques de almacenamiento de aire comprimido.
- Ejecutar pruebas de campo para determinar el correcto funcionamiento del vehículo y su función específica de movilizar personas.
- Realizar análisis de costos del vehículo.

1.4 Justificación e Importancia

El proyecto se sustenta en que la movilización en las ciudades actualmente se está dirigiendo hacia el uso de eco-movilidad, concepto que promueve la adquisición de

vehículos ecológicos, de bajo consumo unitario de energía y de bajas emisiones, como son bicicletas o vehículos eléctricos.

Con la implementación de bicicletas con un sistema de potencia neumático que se puede activar cuando el conductor lo requiera se contribuirá al desarrollo de un modelo con menos emisiones nocivas, incrementando la calidad de vida de la ciudadanía, ya que disminuirá considerablemente el trabajo físico efectuado por la persona que se traslada en bicicleta especialmente en partes del trayecto que requieren un mayor esfuerzo físico y además al aumentar la distancia recorrida por una bicicleta tradicional y se contribuirá a reducir el uso de automóviles dentro de las ciudades.

Proyectos como este, dentro de nuestro país no han sido investigados de manera consiente por parte de las universidad, institutos que deberían encargarse de proyectos de movilidad y mucho menos por empresas privadas, pese a que dentro del Plan del Buen Vivir se contempla que uno de los principales retos de las ciudades en la actualidad es el reordenamiento del transporte para alcanzar el buen vivir (Ministerio de Relaciones Exteriores y Movilidad Humana , 2015).

Un vehículo impulsado por un sistema de potencia neumático que pueda ser controlado electrónicamente, es una idea valedera para complementar los proyectos sustentables de la ciudad, pues en la actualidad se buscan nuevas formas de propulsión alternativa que remplace el uso de vehículos impulsados por productos fósiles como la gasolina que emiten CO₂ (Dióxido de carbono), monóxido de carbono y óxidos nitrogenados que generan contaminación, grandes daños ecológicos y de salud, además que ayuden a contribuir los problemas de movilidad en la ciudades pobladas.

1.5 Alcance

Este proyecto tiene como finalidad la materialización del diseño de una bicicleta que pueda ser propulsada mecánicamente y con un sistema de potencia neumático de apoyo, controlado electrónicamente, para facilitar la movilidad en zonas urbanas. La solución al problema consiste en diseñar, construir e implementar una bicicleta que pueda ser propulsada mecánicamente, mediante pedales tradicionales, y con un sistema neumático de apoyo que pueda ser controlado electrónicamente y ayude a la persona a transportarse mayores distancias, el sistema estará constituido por un recipiente a presión de aire comprimido y además parte del aire será almacenado dentro del marco de la bicicleta.

Un actuador neumático que servirán para transmitir la potencia y así aumentar el período de uso de la bicicleta gracias al sistema neumático de potencia. El sistema neumático será controlado mediante un sistema de electroválvulas, controladores eléctricos y reguladores de presión para activar el sistema de apoyo neumático y la velocidad del mismo, además de tener indicadores de presión de aire y distancia que se puede recorrer con el sistema de apoyo.

Se pretende, además la obtención de energía neumática por medio de frenado regenerativo, esta energía será almacenada dentro del marco de la bicicleta para de esta manera proveer un incremento en la autonomía de la misma.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

2.1 Estado del Arte

La tecnología neumática es uno de los métodos más utilizados en la industria (de la Orden Fresno, 2013), actualmente se utiliza dentro de procesos de automatización y accionamiento de partes móviles en maquinaria. Sus principales usos dentro de aplicaciones que no requieren gran cantidad de fuerza pero si relaciones de velocidad alta. En el ámbito de la movilidad también han existido aplicaciones a lo largo de las décadas pasadas, aunque no es un medio energético usado con frecuencia en la actualidad. Muchas compañías están dando pasos importantes dentro de las investigaciones para el uso de aire comprimido como fuente de energía dentro de vehículos.

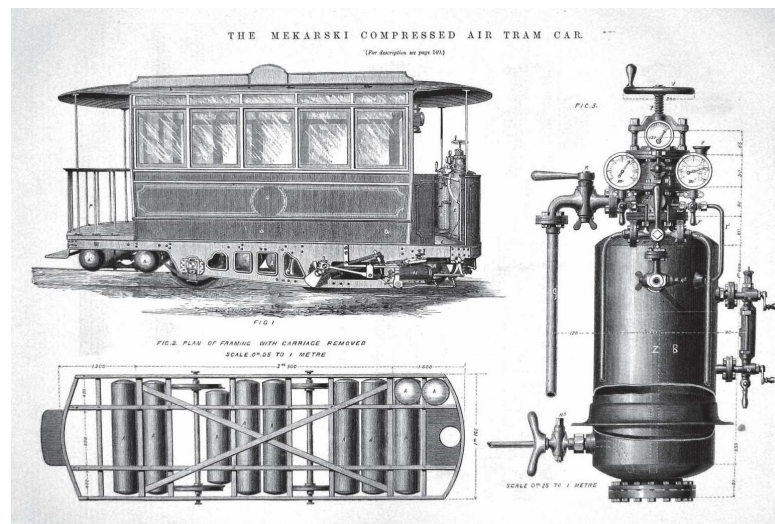


Figura 6: Tranvía de aire comprimido Meksarski
Fuente: (Old Print, 2015)

El uso de aire comprimido para el almacenamiento de energía es un método que no sólo es eficiente y limpio, pero también económico y se ha utilizado desde el siglo

XIX en vehículos como son locomotoras mineras de potencia, y además era la base de la propulsión de torpedos navales (de la Orden Fresno, 2013). A finales del siglo XIX los primeros prototipos de vehículos propulsados por aire comprimido salieron a la luz, con la llegada de las primeras locomotoras neumáticas mineras de potencia y tranvías en ciudades como París, a través de un sistema de distribución de energía de aire comprimido central.

El primer vehículo registrado que utilizaba aire comprimido como combustible fue construido en Francia por Andraud y Tessie de Motay en 1838. Lograron construir un coche que fue capaz de recorrer todo el circuito de la pista de pruebas de Chaillet el 9 de Julio de 1840, pese a que el prototipo funcionó bien, sus inventores no desarrollaron más su idea y el proyecto quedó estancado.

Durante el desarrollo del proyecto de Gotthardbahn 1872-1882, se utilizaron locomotoras neumáticas en la construcción del túnel ferroviario de San Gotardo y otros túneles, estas locomotoras utilizaban el motor de aire comprimido Mekarski, que más tarde fue usado para el tránsito urbano, en forma de un pistón de una sola fase. Este tipo de motores representó un avance importante en la propulsión neumática por el uso muy adelantado a su época de la termodinámica que proponía el calentamiento del aire a través de tanques de agua hirviendo, aumentando su rango de autonomía entre las cargas (de la Orden Fresno, 2013) Se fabricaron numerosas locomotoras e incluso se abrieron varias líneas regulares.

En 1890, la H.K. Porter Company de Pittsburg en Estados Unidos produce una locomotora que funcionaba con aire comprimido, aplicaron esta tecnología en la industria minera y química por la seguridad que proporcionaba utilizar un fluido no combustible en este tipo de aplicaciones (Robertson, 2013). El mismo año la compañía produjo diez coches con sistemas de potencia de aire comprimido para la Eckington System de Washington, D.C. colocaron un tanque acumulador delante del motor que se podía recargar por un sistema local de distribución de aire.

Mientras tanto en 1896 Hoadley Knight introdujo el primer motor neumático que incorporó un sistema de dos fases y fue el primero en comprobar que mientras mayor sea el tiempo del aire en el motor, este absorber mayor calor, lo que incrementa la autonomía del vehículo. Se aplicó este motor a una locomotora de transporte urbano. (Robertson, 2013)

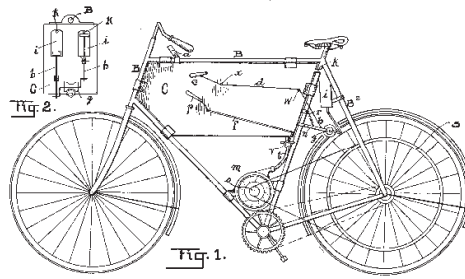


Figura 7: Patente de Bicicleta Neumática.
Fuente: (Jochum, 1927)

En 1903, la Liquid Air Company con base en Londres, fabricó una serie de autos impulsados por aire comprimido. El principal problema fue la falta de par producido por los motores y el coste de comprimir el aire. Charles B. Hodges fue el primer diseñador que tuvo éxito comercial con su diseño de automóvil impulsado por energía neumática. Posteriormente, para el año de 1912 el método del estadounidense sería mejorado por diseñadores europeos añadiéndole una nueva fase de expansión al motor (de la Orden Fresno, 2013).

En el año de 1925, el estadounidense Louis C. Kiser, logró convertir un motor de gasolina en un sistema impulsado por aire comprimido, eliminó los circuitos de la gasolina y refrigeración por agua, así como el sistema de arranque, substituyó la culata tradicional, por una culata especial y un tanque de aire comprimido. (de la Orden Fresno, 2013)

En 1926 Lee Barton Williams introdujo un automóvil que funcionaba con un motor híbrido que arrancaba con gasolina, como un motor tradicional, pero al alcanzar una velocidad de 16 km/h se cortaba el suministro de gasolina y comenzaba a trabajar el suministro aire dentro del motor. El vehículo logró alcanzar una velocidad de 100 Km/h durante sus primeras pruebas. (Gorrindo Osés, 2010)

En el mismo año, aparece la primera patente registrada de un sistema de potencia neumática que se puede acoplar a una bicicleta ordinaria, presentada por Luis Jochum de Buenos Aires, Argentina. El sistema consta de una bomba de aire propulsado por una de las ruedas de la bicicleta que envía el aire a un acumulador, este aire posteriormente es enviado a un motor neumático, adaptado a la rueda motriz de la bicicleta.

Posterior a la Segunda Guerra Mundial investigaciones referentes a cualquier tipo

de vehículo de aire comprimido no se encuentran en libros de neumática, y si se mencionan se exponen como sistemas poco válidos o eficientes. (de la Orden Fresno, 2013) Hasta que en enero de 1967, Sorgato propuso el motor de aire comprimido como una fuente viable y una alternativa al coche eléctrico para uso industrial y urbano. Y lanzó su primer modelo experimental, mismo que tenía nueve acumuladores pequeños de aire que podían ser cargados hasta a 2800 PSI por un compresor externo. La velocidad máxima de este vehículo fue de 50 km/h. con una autonomía de dos horas.

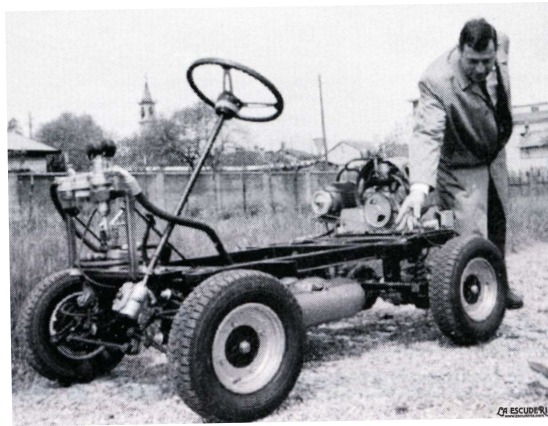


Figura 8: Coche de Sorgato.
Fuente: (Manz, 2013)

En 1980 Carl Leissler desarrolló un motor híbrido que podía funcionar con aire. Para ser utilizado en un coche, su utilización dependía de una pequeña fuente eléctrica o de gas para ayudar al compresor de aire, y así ser capaz de recorrer 2000 millas. Más recientemente en el año 2005, en la Universidad de California, cinco estudiantes construyeron una bicicleta impulsada con energía neumática. Su sistema de potencia cuenta con dos cilindros neumáticos de 2 pulgadas de diámetro conectados a los pedales, los que generan presión en los acumuladores reforzados de 5 litros cada uno y otro cilindro de 2,5 pulgadas de diámetro hace girar la rueda trasera.



Figura 9: Bicicleta Universidad de California.
Fuente: (Gannon, 2005)

Para su control cuenta con válvulas de solenoide, un microprocesador y sensores de efecto Hall también se incluyeron para controlar el suministro de aire al pistón trasero por lo que la bicicleta se mueve hacia adelante. La parrilla trasera de la bicicleta sostiene los pistones, tuberías y acumuladores. Los estudiantes eligieron un sistema neumático porque va a mantener la bicicleta más ligera que con un sistema hidráulico y es amigable con el medio ambiente (Gannon, 2005).

En el verano de 2008 el AIRPod de Moteur Development International (MDI) con sede fiscal en Luxemburgo pero con sus laboratorios en Niza (Francia), fue presentado. MDI ha estado prometiendo producción del AirPod desde 2000 pero a partir de marzo 2015 ninguno ha salido a la venta. En septiembre de 2013 se anunció que el coche sería fabricado en Cerdeña, Italia, a la venta en el verano de 2014. A partir de 2015 ningún coche ha sido fabricado todavía.



Figura 10: Prototipo Tecnológico de Michigan.
Fuente: (Michigan Tech, 2010)

En el año 2009 tres estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Estatal de San José; Daniel Mekis, Dennis Schaaf y Andrew Merovich, diseñaron y construyeron una moto, basada en la estructura de una bicicleta de montaña, que funciona con aire comprimido. El costo total del prototipo era de \$ 1000. La velocidad máxima alcanzada en mayo de 2009 fue de 23 millas por hora. Como parte de un proyecto de Diseño para el Departamento de Ingeniería Mecánica, en 2010, cinco estudiantes del Tecnológico de Michigan, adaptaron la estructura de una Sachs 1978 para convertirlo en un vehículo de dos ruedas accionado por aire para darle un impulso a las colinas, respaldados por el poder de las piernas si el aire se agota antes de llegar al destino, los acumuladores son dos tanques de buceo estándar que contienen 3000 psi de aire están montados en cada lado de la rueda trasera. El conductor puede pedalear o utilizar el sistema de aire a presión para alcanzar una velocidad máxima de alrededor de 12 kilómetros por hora.

Para 2011 fue presentado el "Ku: Rin", vehículo de tres ruedas impulsado con aire comprimido, creado por Toyota, este vehículo se ha registrado una velocidad de 129,2 kilómetros por hora, monoplaza desarrollado en el taller de coches Dream propiedad de Toyota (Toyota Industries Corp., 2015).



Figura 11: Prototipo de Santa Clara.
Fuente: (Santa Clara University, 2011)

En junio de 2011, en la Universidad de Santa Clara un grupo de estudiantes, tomaron una bicicleta normal y utilizando medidores de presión, engranajes hicieron que funcione con aire comprimido, los tanques de aire pueden sostener 4,500 libras por pulgada cuadrada. Se adhieren a un pequeño motor de tres pistones a través de un par de mangueras. La moto comenzó como un proyecto de ingeniería, tomó seis meses, costó \$ 2,700 (Santa Clara University, 2011).

2.2 Marcos de Bicicletas

2.2.1 Materiales

En los últimos años, ha habido un desarrollo y uso de nuevos materiales para la construcción de marcos. No fue hace tanto tiempo que los marcos fueron hechos de hierro fundido o incluso madera. Las bicicletas hoy están hechas de materiales como titanio, aluminio y fibra de carbono. La bicicleta fue desarrollada en 1800 y la mayoría de los marcos fueron hechos con tubos de acero en lugar de madera o hierro fundido como se hacían hasta ese momento (Trussell-Cullen, 2004).

Mientras que las bicicletas de acero eran bastante fuertes, eran también muy pesadas. No era raro para una bicicleta de esa época pesar más de 80 libras (36,28 kg). Los marcos de acero todavía se utilizan hoy en día, pero el tubo tiene paredes más delgadas y pesa mucho menos. El material que se utiliza depende del tipo de bicicleta, la preferencia de la persona que desea adquirirla, y el costo.

2.2.1.1 Acero

El acero ha sido por mucho tiempo el material más investigado, el más conocido, y el material más utilizado en casi todas las industrias. Es el más fácil de maquinar, en el sentido de que si se quiere afinar un marco de la manera en que alguien lo desee para que cumpla con sus expectativas, tiene una muy buena selección de tubos que se pueden emplear (Latino BIKE, 2015).

El acero es también generalmente el más asequible de los materiales con los que se realizan marcos de bicicletas. El acero, tiene buena resistencia a la rotura, con un límite elástico muy inferior. (Ingemecánica, 2015) Esto es bueno, ya que significa que un marco de acero se dobla mucho antes de que se rompa, lo que reduce la posibilidad de un accidente desastroso, el tipo de acero utilizado para las bicicletas tiene bastante buena elasticidad. Esta combinación de propiedades ha hecho del acero un favorito de toda la vida de los constructores de los marcos. El único inconveniente del acero es su elevado peso.

2.2.1.2 Aluminio

El aluminio es un material interesante, ya que no se puede permitir que exista una deformación debido a la flexión, ya que cuanto más rápido se llega a doblar el tubo de aluminio más rápido se llega al final la vida útil de la bicicleta. (Latino BIKE, 2015) Es por eso que se ve una gran cantidad de marcos de aluminio actualmente, que tienen tuberías de diámetro o espesores muy grandes, esto se debe a que se pretende limitar la flexión que ocurre a medida que se use la bicicleta.

El aluminio se ha convertido recientemente en un material de elección para los marcos, debido a su peso muy ligero. Sin embargo, el aluminio tiene un límite elástico muy cerca de su resistencia a la rotura. En otras palabras, es muy frágil, y propensos a romperse. Esto tiene muchas consecuencias peligrosas para el piloto de una bicicleta de aluminio, por lo que los responsables de marcos han respondido con la construcción de bicicletas de aluminio con grandes tubos y soldaduras de espesor, para disminuir la posibilidad de que se rompa el marco. (Latino BIKE, 2015)

2.2.1.3 Titanio

El titanio tiene una gran relación resistencia-peso. No es necesario pintarlo y se ve bien durante un largo período de tiempo. Tiene la cualidad de reestablecer su forma original y absorber de una muy buena manera los golpes, cuando choca con otras cosas.

El costo sin embargo, es otra cuestión. Tubos de titanio puede costar hasta 15 veces más que el acero. (Motorpress, 2013)

2.2.1.4 Fibra de Carbono

Este material tradicionalmente se utiliza para la construcción de barcos. Es muy interesante porque a diferencia de otros materiales, donde se tiene que diseñar la bicicleta mediante tubos o prefabricar una sección diferente, con la fibra de carbono se puede literalmente cambiar la dirección del tejido en un área determinada que afectará a la forma en que una carga llega a través de esa área. Así que en un sentido, cuando se genera un cuadro de carbono se puede diseñar prácticamente el cuadro con la forma que se desee (Latino BIKE, 2015) .

2.2.2 Resistencia a la Fluencia y Resistencia Última

Una forma de comparar los materiales es mirar su comportamiento en su zona elástica, sus puntos de resistencia a la fluencia y resistencia a la rotura. Estos tres modos para la comparación de los materiales son muy importantes porque afectan cómo se diseña un marco.

El ejemplo más visible de esto, es la gran tubería que se utiliza en las bicicletas de aluminio, ya que la resistencia a la fluencia y la resistencia a la rotura de aluminio están bastante cerca. Esto significa que si la bicicleta se somete a fuerzas fuertes, el punto en el cual se doblará está muy cerca del punto en el que se produciría la falla de la bicicleta completamente.

El tubo de gran tamaño es más fuerte que sus contrapartes más pequeñas y previenen que a la bicicleta se flexione o se doble, ya que eso podría significar que el material falle.

Cuando un fabricante de bicicletas elige un material para hacer un cuadro, por lo general considera las siguientes propiedades del material. (Herlhy, 2004)

- **Elasticidad:** Cuando un objeto responde a la flexión o estiramiento y es capaz de regresar a su forma original, que se dice que tiene un alto nivel de elasticidad. Un material que se dobla y luego se mantiene la forma curvada tiene muy poca elasticidad (zona plástica).
- **Resistencia a la Fluencia:** Esta es la cantidad de la fuerza que se puede aplicar a la estructura, necesaria para doblar el material a un punto en que no puede volver a su forma original.
- **Resistencia a la rotura:** Esta es la cantidad de fuerza que se puede aplicar, necesaria para romper un material. Este es el punto en el que un cuadro de bicicleta se rompe, por lo general con consecuencias peligrosas para el ciclista.

Materiales, como la fibra de carbono y titanio son bastante ligeros, de alta elasticidad, alta resistencia a la rotura, resistencia relativamente baja a la fluencia. Esto significa que los marcos hechos de estos materiales necesitan ser diseñados bajo estándares altos de calidad, con el fin de ser lo suficientemente rígidos para resistir las fuerzas de pedaleo. También significa que tales marcos son extremadamente ligeros y resistentes. Sin embargo, estos materiales son muy caros, poniendo de fibra de carbono o marcos de titanio fuera del alcance de todos.

2.2.3 Diseño de Marcos de Bicicleta

El diseño del marco más popular es conocido como el diamante o un triángulo doble. Este diseño ha cambiado muy poco desde el apareamiento del término de seguridad en la bicicleta en la década de 1880. Si bien el diseño de diamante es el núcleo de la mayoría de las bicicletas construidas hoy en día, algunos constructores están experimentando con nuevas variantes de este diseño clásico. Sin embargo, la mayoría de los cambios en el diseño son más sutiles y tienen que ver con maximizar el rendimiento para los diferentes tipos de terreno o usos (Navarro, 2010).

Algunas bicicletas de montaña tienen una distancia entre ejes larga haciéndolos más estable a altas velocidades, pero incapaz de hacer giros cerrados. Bicicletas como ésta presentarían un buen desempeño en las carreteras, pero tendrían dificultades para hacer giros cerrados en los senderos de una sola vía. La longitud de la distancia entre ejes, la pendiente de la parte superior del tubo, y otras diferencias en el diseño del marco, juegan un papel en la carretera o la pista.

2.2.4 Esfuerzos en el Marco

Los cuadros de bicicleta tienen que ser construidos para manejar una variedad de cargas. En primer lugar, el marco debe ser capaz de soportar su propio peso y otros componentes de la bicicleta. Estos son considerados cargas estáticas. Además, el marco tiene que ser capaz de manejar el peso del ciclista, las fuerzas de pedaleo y el frenado, y los efectos de la superficie de la carretera. Estas son las cargas dinámicas; que son las más problemáticas, ya que cambian y varían en intensidad. Las áreas que soportan mayores esfuerzos están en el tubo que une la horquilla con la barra transversal formada por el tubo de hierro de la dirección (López Martínez, 2005).

Otras áreas de un marco que se deben tomar en cuenta en el diseño son los que manejan fuerzas variables con el tiempo. Estas áreas son comunes cerca de la línea de

la cadena. La acción de pedaleo continuo ejerce fuerzas sobre el marco. Además, estas áreas también deben ser diseñadas para manejar las otras cargas estáticas y dinámicas.

2.3 Sistemas Neumáticos de Potencia

2.3.1 Definición

Los sistemas neumáticos de potencia emplean el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para generar y mover mecanismos. (Goyanes, 2013). Mediante un fluido gaseoso se puede conseguir mover un motor, movimiento giratorio, o accionar un cilindro para que tenga un movimiento de salida longitudinal. En este sistema, la potencia y la energía generada en una instalación lejana, se transmite a través de una línea, y se controla la utilización de actuadores y la aplicación de potencia en estos a través del aire comprimido en un circuito. El sistema puede dividirse en tres grandes grupos que se pueden observar en la Figura 12 .

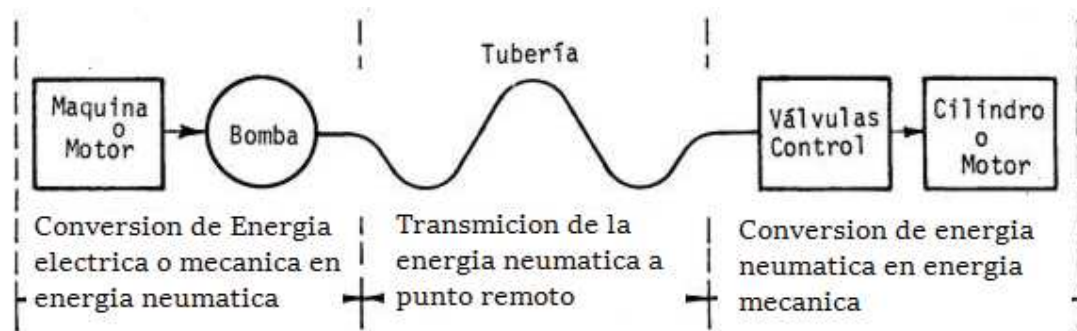


Figura 12: Proceso de conversión de energía neumática

Se puede observar que se produce una conversión de Energía Eléctrica o Mecánica, proveniente de un motor eléctrico, de combustión interna o de otra naturaleza que está conectado a un compresor, a un sistema de energía Neumática, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión. Posteriormente el fluido es conducido a través de tubería al lugar de utilización del gas, donde el aire comprimido en movimiento produce una reconversión, pero esta vez en energía mecánica mediante su acción sobre actuadores neumáticos, que pueden ser un cilindro o un motor.

Con las válvulas, se controla la dirección del movimiento; la velocidad y el nivel de potencia a la salida del motor o cilindro. La neumática engloba un conjunto de técnicas para transmitir energía, su control y regulación, tanto para el mando de fuerzas como el de movimiento, destinadas al gobierno de dispositivos mediante aire comprimido. (de

las Heras Jiménez , 2003). Dentro del empleo de sistemas de potencia neumática se debe tener en cuenta factores energéticos, como el consumo de aire comprimido o el rendimiento de la instalación, pero también factores funcionales, como la necesidad de mantenimiento y facilidad de uso.

2.3.2 Actuadores Neumáticos

Los actuadores neumáticos son componentes capaces de proporcionar potencia y movimiento a sistemas automatizados, máquinas o cualquier proceso productivo. Se utilizan dentro de aplicaciones industriales donde se necesita control continuo de alguna magnitud, como: control de movimiento o trayectoria, posicionado de cargas, así como también dentro de procesos de automatización y manipulado discontinuo como cadenas de montaje (de las Heras Jiménez , 2003). El control de aceleración, velocidad y frenado de actuadores neumáticos puede realizarse mediante sistemas de control inteligentes como Controladores Lógicos Programables (PLC por sus siglas en inglés) y suelen clasificarse como actuadores lineales y rotativos.

2.3.2.1 Actuadores Lineales

La potencia mecánica desarrollada por este tipo de actuadores se define como el producto de la fuerza por la velocidad lineal (de las Heras Jiménez , 2003). Los actuadores más utilizados son los cilindros neumáticos, aunque se pueden lograr desplazamientos lineales por medio de otras configuraciones.

2.3.2.1.1. Cilindros de Simple Efecto Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas o movimientos mecánicos. (Escalera Tornero & Rodríguez Fernández, 2009)

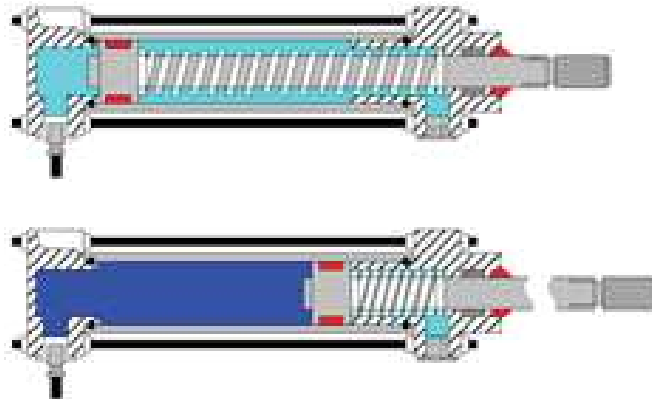


Figura 13: Cilindro Simple Efecto.
Fuente: (Escalera Tornero & Rodríguez Fernádes,, 2009)

2.3.2.1.2. Cilindros de Doble Efecto Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo, por lo que estos componentes sí que pueden realizar trabajo en ambos sentidos. (Escalera Tornero & Rodríguez Fernádes, 2009).

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción.

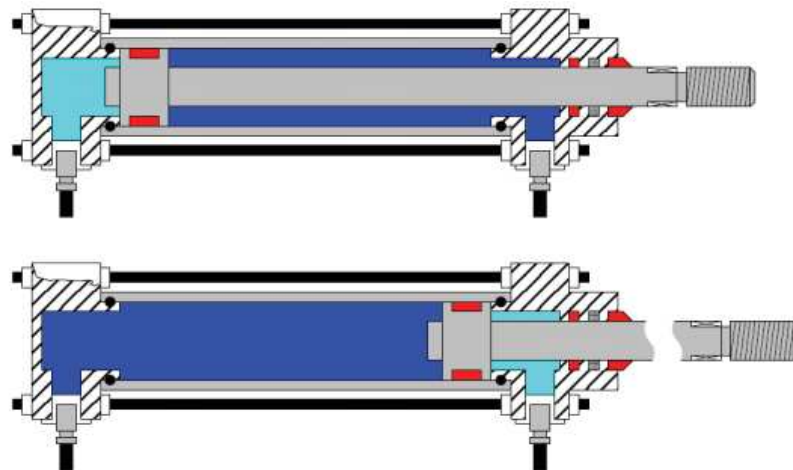


Figura 14: Cilindro Doble Efecto.
Fuente: (Escalera Tornero & Rodríguez Fernandes, 2009)

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que de los de simple, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos

sentidos. Esto es debido a que, por norma general, los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento.

2.3.2.2 Actuadores Rotativos

La potencia mecánica desarrollada por actuadores rotativos se define como el producto del par por la velocidad angular (de las Heras Jiménez , 2003). Los actuadores rotativos pueden ser de giro, cuando su movimiento se restringe a ángulos inferiores a una revolución completa, o motores, cuando el movimiento rotativo es continuo y sin limitación en el número de revoluciones.

2.3.2.2.1. Actuadores de Paleta El actuador de giro, de tipo paleta es el más representativo dentro del grupo que forman los actuadores de giro limitado. Estos actuadores realizan un movimiento de giro de hasta 270°, topes mecánicos permiten la regulación de este giro. Están compuestos por una carcasa, en cuyo interior se encuentra una paleta que delimita las dos cámaras. Unido a esta paleta, se encuentra el eje, que atraviesa la carcasa exterior. Es precisamente en este eje donde se obtiene el trabajo, en este caso en forma de movimiento angular limitado.

El funcionamiento es similar al de los actuadores lineales de doble efecto. Al aplicar aire comprimido a una de sus cámaras, la paleta tiende a girar sobre el eje, siempre y cuando exista diferencia de presión con respecto a la cámara contraria, generalmente son actuadores de giro reversible (Escalera Tornero & Rodríguez Fernández, 2009).

2.3.2.2.2. Actuador Piñón Cremallera En esta ejecución de cilindro de doble efecto, el vástago es una cremallera que acciona un piñón y transforma el movimiento lineal en un movimiento giratorio, hacia la izquierda o hacia la derecha, según el sentido del émbolo, conforme se presenta en la Figura 15. Los ángulos de giro corrientes pueden ser de 45°, 90°, 180°, 290° hasta 720°. Es posible determinar el margen de giro dentro del margen total por medio de un tornillo de ajuste que limita la carrera del vástago. (Escalera Tornero & Rodríguez Fernández, 2009)

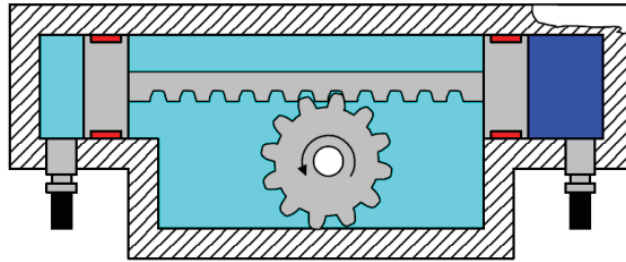


Figura 15: Actuador Neumático de Cremallera
Fuente: (Escalera Tornero & Rodríguez Fernández, 2009)

2.3.2.2.3. Motores de Paleta Como ya se ha comentado anteriormente, los motores neumáticos son los encargados de la transformación de la energía neumática en energía mecánica (movimiento rotatorio constante).

Dentro de la variada gama de motores neumáticos, los más representativos son los del tipo “paletas” (Figura 16), también conocidos como “de aletas”. Debido a su construcción sencilla y peso reducido, su aplicación se ha extendido bastante en los últimos años.

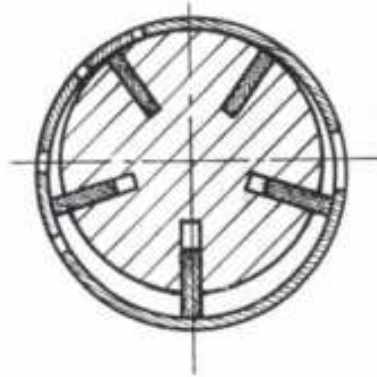


Figura 16: Motor Neumático de Paletas.
Fuente: (NEUMAC, 2004)

Su constitución interna es similar a la de los compresores de paletas, es decir, un rotor ranurado, en el cual se alojan una serie de paletas, que gira excéntricamente en el interior del estator. En estas ranuras se deslizan hacia el exterior las paletas o aletas por acción de la fuerza centrífuga cuando se aplica una corriente de aire a presión.

2.3.2.2.4. Motores Neumáticos de Pistones Los motores neumáticos de pistones tienen de 4 a 6 cilindros. La potencia se desarrolla bajo la influencia de la presión encerrada en cada cilindro, trabajan a revoluciones más bajas que los motores de paletas. Tienen un par de arranque elevado y buen control de su velocidad. Se emplean para trabajos a baja velocidad con grandes cargas. Pueden tener los pistones colocados axial o radialmente, conforme la Figura 17.

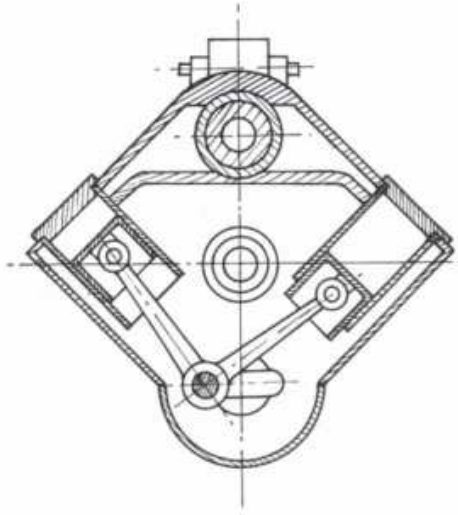


Figura 17: Motor Neumático de Pistones.
Fuente: (NEUMAC, 2004)

2.4 Sistemas de Freno Regenerativo

2.4.1 Definición de Frenado Regenerativo

El frenado regenerativo es un mecanismo en el cual la energía cinética que se perdería en la frenada, se acumula de distintas formas, como pueden ser baterías, volantes de inercia, celdas de combustible regenerativas o acumuladores hidroneumáticos, dependiendo del tipo de frenado que se implemente, y se utiliza posteriormente, de manera inmediata para proporcionar una ayuda de propulsión al vehículo, para incrementar en un determinado momento su potencia o para utilizarla en recuperar la energía disipada en otras funciones del vehículo (García Amorós, 2015). Existen dos tipos de frenada regenerativa, el frenado regenerativo eléctrico y el frenado regenerativo mecánico. Ambos se diferencian en cómo se realiza esa acumulación de energía y en qué se la utiliza.

2.4.2 Frenado Regenerativo Eléctrico

En un freno regenerativo eléctrico se emplea un generador, es decir, un motor eléctrico funcionando a la inversa, absorbiendo la energía cinética del vehículo al momento del frenado y transformándola en energía eléctrica (Serrano Ortíz & Raúl, 2014). Esta energía se puede emplear de varias formas. Permite con la energía recuperada, alimentar los sistemas eléctricos básicos del coche como pueden ser el climatizador, la Unidad de Control de Motor (ECU por sus siglas en inglés), incluso la calefacción, o también puede aportar potencia adicional en el arranque del vehículo.



Figura 18: Frenado Regenerativo Eléctrico.

Fuente: (Tecmovia, 2015)

Si bien estos sistemas son insuficientes para la propulsión completa, ayudan a reducir el consumo de combustible, o en el caso de los vehículos eléctricos incrementan su autonomía. Existe un límite físico en el que no es posible seguir aprovechando esta energía y es cuando las baterías se llenan. Esto hace que estos frenos no se puedan emplear para detener el vehículo cuando la batería está totalmente cargada, obligando a emplear también frenos convencionales.

Sin embargo, los frenos regenerativos ayudan también a aumentar la vida de los frenos convencionales, ya que disminuyen su uso y con ello su desgaste. Actualmente se puede llegar a recuperar hasta un 10% de la energía total (García Amorós, 2015). La

limitación fundamental es el espacio disponible. Es por esto que los sistemas empleados suelen basarse en la recuperación eléctrica, acumulando la energía en baterías.

2.4.3 Frenado Regenerativo Mecánico

Este tipo de frenado regenerativo es mayoritariamente hidráulico y neumático. En la mayoría de los prototipos de coches que utilizan el frenado regenerativo hidráulico o neumático, la regeneración de energía se produce en el sistema eléctrico y no con el de potencia. Un sistema de frenado regenerativo puramente mecánico básico constaría de un compresor/motor o bomba/motor, dependiendo si se utiliza un sistema hidráulico o neumático, acoplada a la transmisión que se encarga del bombeo de un fluido, una válvula direccional que regula el régimen de funcionamiento (es decir si esta tiene que trabajar como bomba/compresor o tiene que hacerlo como motor) y un sistema de acumulación que es el encargado de proporcionar la energía de recuperación de la frenada. (Rivera Nieto, 2014).

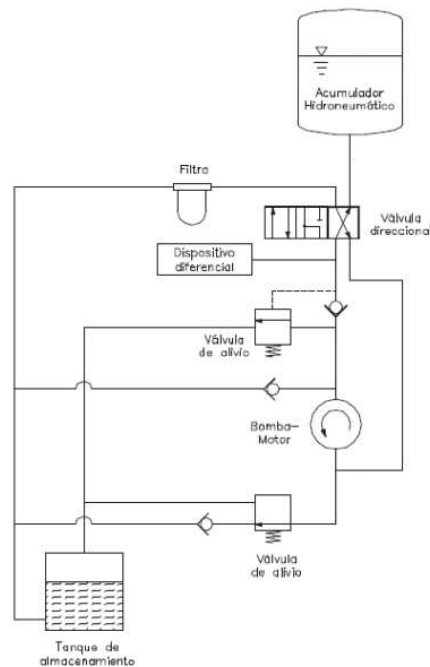


Figura 19: Frenado Regenerativo Mecánico

Fuente: (Chicurel Uziel, Gonzalez Calderon, & Carmona Paredes, 2003)

En el momento de frenado, el sistema debe bombear el fluido hacia el acumulador a través de la bomba o compresor para que el fluido ejerza una presión sobre el tipo acumulador utilizado. Cuando se requiera propulsar el vehículo, el acumulador se encarga de generar el movimiento del fluido por medio de una expansión que depende

de la naturaleza del acumulador. El fluido mueve por tanto el motor y este transforma esta energía cinética en par motor. Se debe destacar que mientras el vehículo está en movimiento y no se requiere el uso de la energía cinética proveniente del sistema regenerativo, el fluido circula por un circuito cerrado, conforme se presenta en la Figura 19 .

2.5 Control Electroneumático

En la mayoría de sectores industriales se utiliza la técnica de automatización electroneumática. Alrededor del mundo, plantas industriales usan sistemas de control electroneumáticos para controlar el funcionamiento de equipos y líneas de ensamblaje, la energía eléctrica sustituye a la energía neumática como el elemento natural para la generación y transmisión de las señales de control que se ubican en los sistemas de mando. Los elementos eléctricos básicamente están concebidos para la manipulación y acondicionamiento de las señales de tensión o corriente que deberán ser transmitidas a dispositivos de conversión de energía eléctrica a energía neumática para lograr la activación de los actuadores neumáticos.

2.5.1 Componentes de un Sistema de Control Electroneumático

Un sistema electroneumático típico está compuesto por actuadores neumáticos y válvulas solenoides que proporcionan los movimientos y la lógica electrónica o eléctrica necesaria para el control (Hyde, Regué, & Cuspinera, 1997). Los elementos neumáticos y eléctricos de control son básicamente los siguientes: elementos de retención, interruptores, relevadores o relés y válvulas direccionales.

2.5.1.1 Elementos de Retención

Son elementos empleados para generar la señal de inicio del sistema o para realizar paros, ya sea de emergencia o momentáneos. El dispositivo más común es el botón pulsador (Portilla Guerra, 2012).

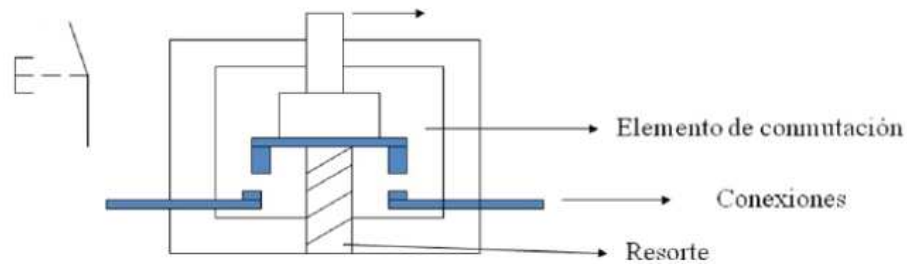


Figura 20: Botón Pulsador Normalmente Abierto.
Fuente: (Romero Rosales, 2008)

2.5.1.2 Interruptores de Final de Carrera

Estos interruptores son empleados para detectar la presencia o ausencia de algún elemento, por medio del contacto mecánico entre el interruptor y el elemento a ser detectado Carmona Preciado, J., & Pérez Arango, J. A. (2014).



Figura 21: Final de carrera eléctrico.
Fuente: (FESTO, 2015)

Pueden ser dispositivos eléctricos, neumáticos o mecánicos situados generalmente al final del recorrido de un elemento móvil con el objetivo de enviar señales que puedan modificar el estado de un circuito. Internamente pueden contener interruptores normalmente abiertos (NA), cerrados (NC) o conmutadores dependiendo de la operación que cumplan al ser accionados, de ahí la gran variedad de finales de carrera que existen en mercado. Los finales de carrera están fabricados en diferentes materiales tales como metal, plástico o fibra de vidrio.

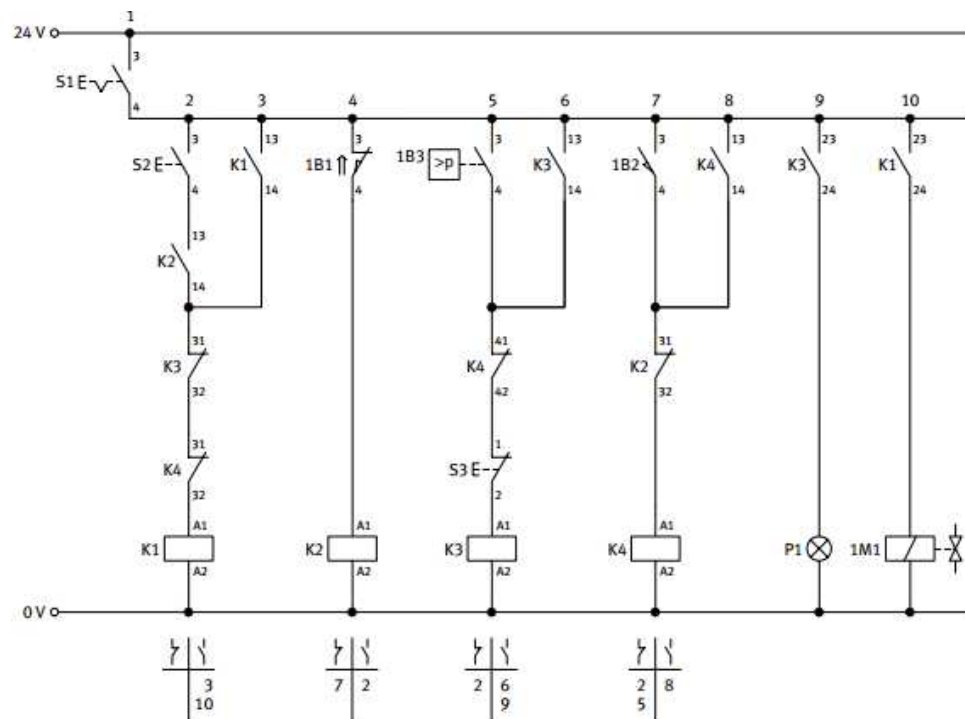
2.5.1.3 Relevadores

Son dispositivos eléctricos que ofrecen la posibilidad de manejar señales de control del tipo on/off. Constan de una bobina y de una serie de contactos que se encuentran normalmente abiertos o cerrados Andrade, W. J. (2004). El principio del funcionamiento

es el de hacer pasar corriente por una bobina, generando un campo magnético que atrae a un inducido, y éste a su vez, hace conmutar los contactos de salida, son utilizados para regular secuencias lógicas en donde intervienen cargas de alta impedancia y para energizar sistemas de alta potencia (Portilla Guerra, 2012).

2.5.1.4 Válvulas

El dispositivo medular en un circuito electroneumático, es la válvula electroneumática. Esta válvula realiza la conversión de energía eléctrica, proveniente de los relevadores a energía neumática, transmitida a los actuadores o a alguna otra válvula neumática. Esencialmente, consisten de una válvula neumática a la que se le adhiere una bobina sobre la cual se hace pasar una corriente para generar un campo magnético que, finalmente, generará la conmutación en la corredera interna de la válvula, generando así el cambio de estado de trabajo de la misma, modificando las líneas de servicio (Portilla Guerra, 2012).



S1 = Interruptor principal; S2 = Pulsador de start; S3 = Pulsador de confirmación; 1B1/1B2 = Detector de posición final; 1B3 = Presostato

Fig. 12.4: Esquema de distribución eléctrico (esquema de circuitos eléctricos) de un sistema de control electroneumático

Figura 22: Esquema de distribución eléctrico de un sistema de control.
Fuente: (FESTO, 2015)

2.5.2 Esquema de un Sistema de Control Electroneumático

El esquema de distribución eléctrico de un sistema de control electroneumático, dentro de la normativa Europea, incluye los símbolos correspondientes a los componentes necesarios para los enlaces y las secuencias. Estos símbolos se incluyen correlativamente, desde abajo hacia arriba, y desde la izquierda hacia la derecha. Los relés y las bobinas siempre se incluyen por debajo de los contactos.

2.5.2.1 Circuitos de Corriente

En un esquema de distribución eléctrico, todos los circuitos de corriente eléctrica incluidos en un sistema de control electroneumático aparecen uno junto al otro y están numerados uno por uno. Un ejemplo de esquema de distribución eléctrico de un sistema de control electroneumático que se puede apreciar en la Figura 22.

2.5.2.2 Identificación de Componentes

Los componentes incluidos en un esquema de circuitos eléctricos de un sistema de control, se identifican mediante letras. Los componentes que tienen la misma letra de identificación, se diferencian por su numeración (por ejemplo: 1B1, 1B2, etc.). Los sensores y las bobinas tienen que aparecer tanto en el esquema de distribución neumático como en el esquema de circuitos eléctricos (FESTO, 2015).

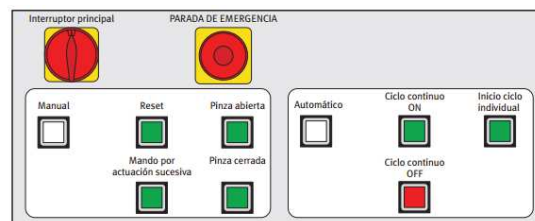


Fig. 13.7: Elementos de mando en sistemas de control electroneumáticos (ejemplo)

Figura 23: Elementos de mando

Fuente: (FESTO, 2015)

Para conseguir que los esquemas sean claros y su lectura sea sencilla, es recomendable que los correspondientes símbolos incluidos en los dos esquemas lleven la misma identificación y numeración. Si, por ejemplo, un detector de final de carrera se identifica con 1B1 en el esquema de distribución neumático, debería llevar la misma identificación en el esquema de circuitos eléctricos. (Ebel, Idler, Prede, & Scholz, 2010).

2.5.3 Elementos de Mando

Un sistema de control electroneumático cuenta con diversos elementos de mando, además del interruptor principal y el interruptor de PARADA DE EMERGENCIA. A continuación en la Figura 23 un ejemplo de panel de mando.

CAPÍTULO 3

DISEÑO CONCEPTUAL

3.1 Requisitos y Restricciones del Prototipo

El diseño a plantearse dentro del presente proyecto, tiene como objetivo la materialización de un prototipo de bicicleta impulsada por un sistema de potencia neumático, la metodología utilizada es la de diseño concurrente dentro de la misma se deben considerar limitaciones y restricciones que pueden aparecer durante el proceso de diseño y construcción. Se debe tener en cuenta todo tipo de restricciones; pero con mayor énfasis aquellas impuestas por el entorno social, reglamentos y normas (Pérez Mínguez & Sabador Moreno, 2004).

Dentro de las restricciones que se pueden presentar durante el desarrollo del proyecto se debe tomar en cuenta son las condiciones medioambientales, de uso, construcción, ergonómicos y energéticos (Pérez Mínguez & Sabador Moreno, 2004). Por lo que conviene realizar un análisis de todas las restricciones que puedan afectar el desarrollo del proyecto, dentro del proyecto se tomaron a consideración como restricciones las geográficas de la ciudad en la que se implementa el prototipo, velocidad máxima permitida y regulaciones para bicicletas motorizadas. En la implementación de vehículos similares se sugiere también que las restricciones de medio limitan de forma considerable el desarrollo de un prototipo y se debe tomar en cuenta restricciones económicas y limitaciones tecnológicas del país (Molina Osejos & Salazar Reyes, 2009).

3.1.1 Restricciones Geográficas

El prototipo es pensado para su implementación como sistema de apoyo de potencia para bicicletas urbanas, se puede delimitar el ámbito geográfico de utilización de la bicicleta exclusivamente al área urbana de la ciudad de Quito dentro del perímetro establecido para la utilización del sistema actual de bicicletas públicas, BiciQ, se puede observar el mapa disponible en la Figura 24, cabe destacar que en la ruta no existen pendientes pronunciadas.



Figura 24: Mapa estaciones BiciQ

Fuente: (BiciQuito, 2015)

También se debe tomar en consideración que una bicicleta con sistema de potencia de apoyo puede subir pendientes de 1 en 10 (10%) con facilidad, y subir una pendiente máxima de (14%) (ALKE, 2015), un factor dentro de las limitaciones es el porcentaje máximo de pendiente que podrá ser capaz de subir el prototipo, a continuación se detalla la subida en grados que son capaces de subir una bicicleta, con su equivalente en porcentaje de pendiente. Tabla 1.

Tabla 1

Porcentajes de pendiente.

SUBIDA EN PORCENTAJE	SUBIDA EN GRADOS	TIPO DE VEHÍCULO
5%	2.86°	Vehículo eléctrico
10%	5.71°	Vehículo eléctrico
15%	8.53°	Vehículo eléctrico

Fuente: (ALKE, 2015)

3.1.2 Restricciones Tecnológicas

Estas restricciones surgen por la dificultad que existe en el mercado nacional de encontrar materiales y componentes que formaran parte del prototipo. La principal restricción en este campo se presenta en el diseño del acumulador de aire comprimido que irá dentro de la estructura, ya que la adquisición de materiales modernos, como la fibra de carbono, capaces de soportar altas presiones, con una relación de peso menor en comparación a materiales tradicionales, como el aluminio y el acero, es difícil de conseguir y muchas veces no se cuenta con técnicos especializados en procesos de manufactura con este tipo de materiales.

Para el diseño del acumulador dentro del marco de la bicicleta, otro aspecto a considerar es la presión a la que operan los actuadores neumáticos que es generalmente la misma presión de una red de trabajo industrial de aire comprimido, que trabaja a presiones de entre 6 y 7 bares (87 a 101 psi) (SETMACOM S.A., 2013). También se debe tomar en cuenta que aunque en la ciudad de Quito existen lugares donde realizar carga de acumuladores aire comprimido hasta a 310 bar (4500 psi) pero estos son muy escasos, provocando una deficiencia en cuanto a la infraestructura necesaria para estaciones de carga de aire de alta presión, por lo que su diseño debe estar en un punto intermedio entre los 4500 psi del acumulador de alta presión y los 100 psi a las que trabajará el actuador neumático.

3.1.3 Restricciones Legislativas

Según la normativa técnica ecuatoriana, específicamente la norma NTE INEN 2656:2012 referente a la clasificación vehicular, el prototipo se clasifica como un velocípedo bicimoto, vehículo de dos ruedas impulsado principalmente por energía muscular por medio de pedales y por un motor de baja potencia para poder asistir al vehículo en subidas.

También la norma ecuatoriana NTE INEN 2552:2010 referente a velocípedos recalca que una bicicleta con asistencia de potencia no puedan sobrepasar la velocidad de 25 km/h y permanecerán exentas de la regulación sobre motocicletas.

3.1.4 Requisitos

Tomando en cuenta la información proporcionada en los apartados 3.1.1, 3.1.2 y 3.1.3 se realizó una tabla de resumen de los requisitos que debe cumplir el prototipo, que sirven como base para el posterior diseño y construcción del prototipo

Tabla 2

Restricciones del Prototipo

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Velocidad Máxima	20 km/h
Máxima Presión de Diseño en el Marco	500 psi/34.5 bar
Máxima Presión en Acumulador Principal	4500 psi/310 bar
Peso de Persona a Transportar	70 kg
Pendiente Máxima	10 %
Material del Marco	Acero

3.2 Especificaciones Técnicas del Prototipo

Utilizando la metodología de Diseño Concurrente, como primer paso, se elaboró una lista de requerimientos y deseos del diseñador en la bicicleta. Para la elaboración de una lista de especificaciones técnicas se requiere disponer de una lista de referencias sobre las especificaciones que permita recorrer de forma metódica los diferentes conceptos relacionados con funciones, características y condiciones del entorno (Riba, 2002).

Lo más conveniente es organizar las especificaciones de un proyecto en un documento breve, Tabla 3, que para ser elaborado necesita obtener opiniones del usuario, denominadas voz del usuario, para luego traducirlas en requerimientos técnicos, por medio del criterio del ingeniero a cargo de diseñar el prototipo, denominada como voz del ingeniero.

Finalmente estos requerimientos y deseos son evaluados para obtener las especificaciones con las que debe contar el diseño, con el objetivo de contar con criterios de evaluación y diseño para realizar la selección e implementación de los componentes del prototipo de bicicleta.

3.2.1 Voz del Usuario

De acuerdo al criterio de usuarios de bicicletas, un prototipo de bicicleta impulsado por un sistema de potencia de apoyo debe tener las siguientes características (Ríos Orozco & Vivas Ortiz, 2014):

- Ergonomía

- Estabilidad
- Durabilidad y resistencias a impactos
- Seguridad
- Debe ser capaz de soportar impactos debido a irregularidades del terreno.
- Debe ser apto para entornos de uso.
- No debe perder la facultad del pedaleo.
- Debe soportar vibraciones del motor.

Las características expuestas son requerimientos y deseos con los que debería contar el prototipo de acuerdo con el usuario, mismos que deben ser traducidos en requerimientos técnicos por medio del criterio del ingeniero.

3.2.2 Voz del Ingeniero

Una vez obtenidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducirlos en características o especificaciones técnicas, siendo las siguientes:

- El prototipo debe cumplir con especificaciones para ser capaz de soportar cargas de presión dentro de su estructura.
- Debe poseer geometría estructural.
- Debe poseer dos sistemas de transmisión por fuerza humana y por energía neumática.
- Facilidad de construcción y montaje.
- Resistencia a la corrosión
- Rigidez.

3.2.3 Documento de Especificaciones

Para la elaboración del documento de especificaciones es conveniente organizar en una tabla que contenga la máxima información útil, fechas de creación y última revisión (Riba, 2002).

Del mismo modo debe incluir: una descripción de quien hizo la propuesta de cada especificación y el concepto de clasificación de las especificaciones de manera que sea fácilmente localizable.

Tabla 3

Especificaciones Técnicas del Prototipo

Especificaciones			
Concepto	Pro.	R/D	Descripción
Función	U	R	Bicicleta debe transportar una persona promedio
	U	R	Soportar cargas estáticas y dinámicas, tanto del sistema de potencia como del usuario.
	U	R	Maniobrabilidad.
	U	R	Buen desempeño mecánico.
Dimensiones	I	D	Debe tener dimensiones de una bicicleta urbana mediana.
Movimiento	I	D	Movimiento Rotacional (motor y sistema de transmisión de potencia)
Fuerzas	I	R	Debe soportar presión de aire comprimido dentro de su estructura.
	I	R	Resistencia a vibraciones durante trabajo
	I	R	Absorción de impactos del terreno.
	I	R	Torque necesario para mover el prototipo y al usuario
Materiales	I	R	Presión máxima de carga del acumulador dentro del marco 500 psi y en acumulador principal 4500 psi
	I	R	Aire comprimido
	U+I	R	Medida de presión de acumulador.
	I	R	Control Electroneumático
Señales y Control	I	D	Control de potencia mediante electroválvulas.
	U	D	Medida de Velocidad
	I	R	Aceleración mediante regulador de presión proporcional
Mantenimiento	U	R	Fácil Mantenimiento
	U	R	Fácil montaje y desmontaje de repuestos.
Vida útil	U+I	D	En operación: 10 años
Costes y Plazos	I	R	Presupuesto 1500 USD
Plazos	I	D	Plazo 6 meses.
Aspectos legales	C+I	R	Cumplimiento con NTE INEN 2 552:2010 Velocípedos, bicicletas con asistencia.

Propone: U = Usuario; I = Ingeniería R/D: D = Deseo; R = Requerimiento; MR= Modificación de Requerimiento.

3.3 Análisis Funcional

3.3.1 Descripción General Del Prototipo

Dentro del desarrollo del proyecto se determinó que el prototipo será desarrollado como un producto modular, es decir estará organizado según una estructura de diversos bloques constructivos denominados módulos. La función principal del prototipo es la de transportar personas, aumentando la autonomía de una bicicleta convencional.

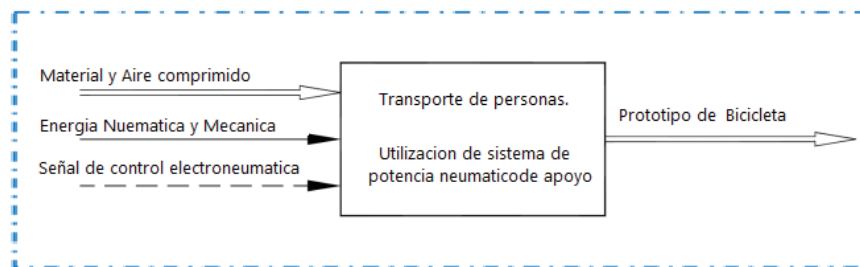


Figura 25: Función Principal Prototipo.

Se puede observar que el prototipo está formado por un conjunto de módulos constructivos, cada uno con una función específica. De los cuales se puede simplificar y reducirlos en: Sistema de Potencia, Sistema de Transmisión, Sistema de Control, Sistema Estructural y Sistema de Frenado Regenerativo.

3.3.2 Modulación Del Prototipo

3.3.2.1 Módulo Sistema Estructural

El sistema estructural de este prototipo debido a su diseño, es el marco de la bicicleta y está constituido por la estructura, suspensión, ruedas, frenos, accesorios y como requisito adicional dentro del proyecto también será el acumulador de aire comprimido generado por el sistema de freno regenerativo, por lo que debe ser capaz de soportar tanto las cargas producidas por el movimiento del vehículo, el peso del conductor y además la presión interna producida por el aire.

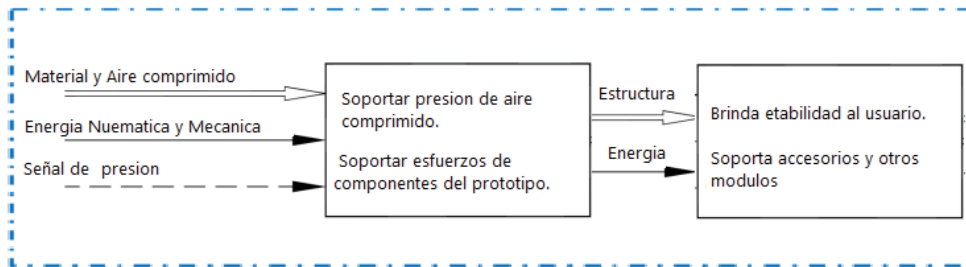


Figura 26: Función del Módulo Sistema Estructural.

Al observar el análisis funcional del módulo, se entiende que el objetivo principal del sistema estructural es soportar la presión de aire comprimido, para su posterior empleo en el sistema de potencia, además de sujetar diferentes componentes y accesorios, soportar cargas producidas durante operación del prototipo sea por uso de pedales o el sistema de potencia de apoyo.

3.3.2.2 Módulo Sistema De Potencia

El sistema de potencia se lo realiza mediante el uso de actuadores neumáticos, mismos que utilizan el aire comprimido acumulado en la estructura, para ponerse en marcha y transmitir el movimiento a la bicicleta.

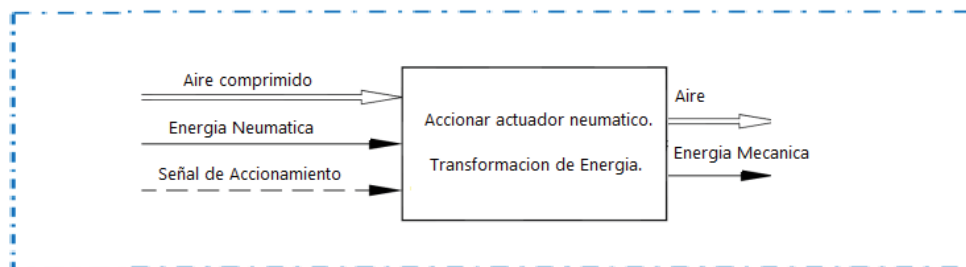


Figura 27: Función del Módulo Sistema de Potencia.

Como se puede observar en la Figura 27, la función principal del módulo es la de transformar la energía neumática en energía mecánica para poder mover el prototipo cuando se active el sistema de apoyo, además de enviar parte del aire consumido hacia el sistema de freno regenerativo.

3.3.2.3 Módulo Sistema De Transmisión

El sistema de transmisión es el encargado de transmitir la potencia generada en el pedaleo o en utilización del actuador neumático hacia la rueda motriz de la bicicleta.

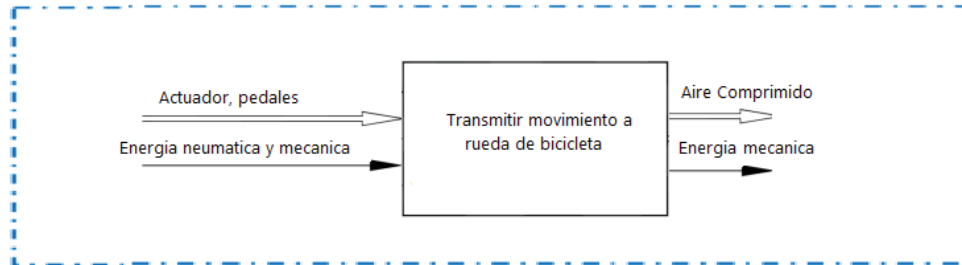


Figura 28: Función del Módulo Sistema de Transmisión

3.3.2.4 Módulo Sistema de Control

El sistema de control se realiza mediante la utilización de un sistema electroneumático constituido por relés, contactores y electroválvulas, como fue especificado en la Tabla 3 .

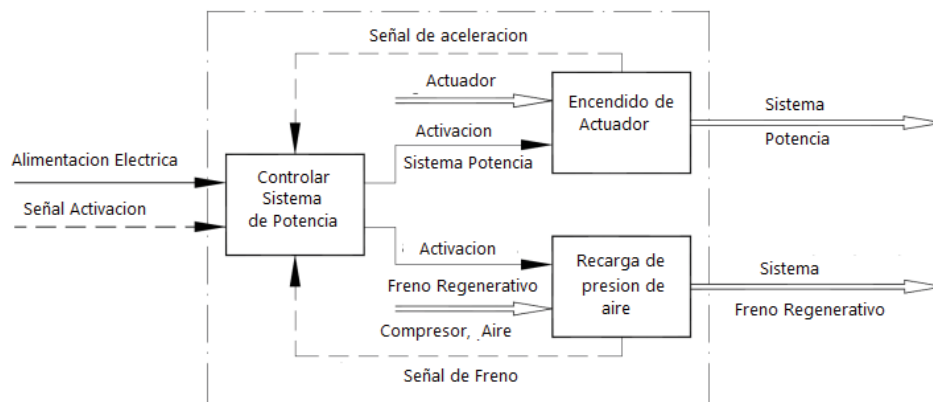


Figura 29: Función del Módulo Sistema de Control.

Como se observa en la Figura 29 , la función de este módulo es la de controlar la activación del sistema de potencia y controlar su velocidad mediante señal de aceleración y activar el sistema de frenado regenerativo cuando llega una señal de freno.

3.3.2.5 Módulo Sistema De Frenado Regenerativo

El sistema de frenado regenerativo, permite aumentar la autonomía del prototipo, recolectando parte del aire consumido por el actuador neumático en un recipiente de baja presión ubicado dentro del marco de la bicicleta, mismo que será posteriormente utilizado para llenar el acumulador de aire principal y obtener un tiempo mayor de empleo del sistema de potencia.

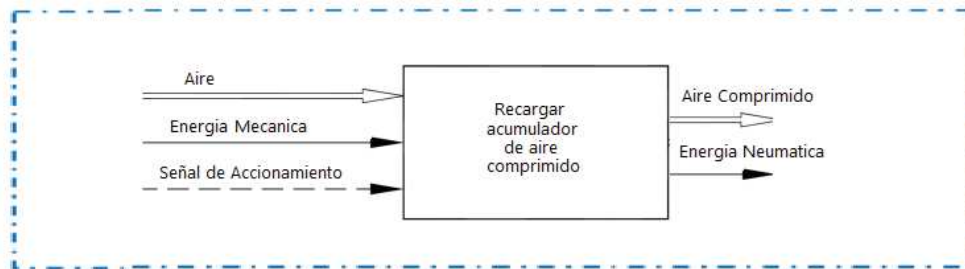


Figura 30: Función del Módulo Regenerativo.

En la Figura 30 se puede observar que la función del sistema es el de recargar el acumulador de aire comprimido, mediante la ayuda de energía mecánica producida por el pedaleo se puede llenar el acumulador con el aire que se obtiene del sistema de potencia.

3.4 Diseño Conceptual

Dentro de la etapa de diseño conceptual se parte de las especificaciones del producto para así desarrollar varias alternativas de solución, para posteriormente evaluarlas y elegir la más conveniente. Para fundamentar la evaluación son necesarias simulaciones virtuales que permiten eliminar dudas y seleccionar la alternativa más adecuada. Las simulaciones virtuales tienen un triple objetivo durante el diseño:

- Comprobar que las soluciones generadas están de acuerdo con los principios de la ciencia y de la técnica
- Prever los efectos deseados frente a la aplicación de fuerzas de presión de aire comprimido y peso del usuario.
- Optimizar las soluciones.

A partir de los requerimientos de diseño establecidos en los apartados de la sección 3.1 y tomando en cuenta las limitaciones establecidas, se procede a la modelación aproximada del marco de la bicicleta, mediante la utilización del software de elementos finitos, el mismo que facilita el diseño de las distintas alternativas de solución. Se toman varias alternativas tentativas, luego mediante un análisis conceptual del modelo se elige la alternativa más conveniente para cada módulo e implementarlos en el prototipo.

3.4.1 Diseño Conceptual del Sistema Estructural

Las soluciones posibles para este módulo se elaboraron tomando en cuenta el espesor de pared dentro del acumulador de aire comprimido que será parte del marco de la bicicleta y la posición de este en la estructura, ya que es fundamental el diseño del acumulador para brindar seguridad al usuario del prototipo, y además tiene una gran influencia en el resultado de las cargas que debe soportar el sistema.

3.4.1.1 Generación de Alternativas

En los diagramas de las Figuras 31, 33 y 35 se observa el diseño conceptual del marco, son diseños preliminares, pero que se pueden ir modificando a medida que se va desarrollando el prototipo.

3.4.1.2 Primera Alternativa

La primera alternativa al módulo Sistema Estructural que se presenta es un modelo futurista, su forma geométrica dista mucho de las bicicletas convencionales, formada por un acumulador de aire comprimido de geometría cilíndrica construida a partir de tuberías dobladas y con cabezas planas reforzadas con secciones solidas de forma cilíndrica que ayudaran a sostener el manubrio y estructura posterior del marco. En la Figura 31 se aprecia la configuración de forma de arco con un rigidizador entre el pedalier y el acumulador, para soportar el peso del ocupante de la bicicleta.

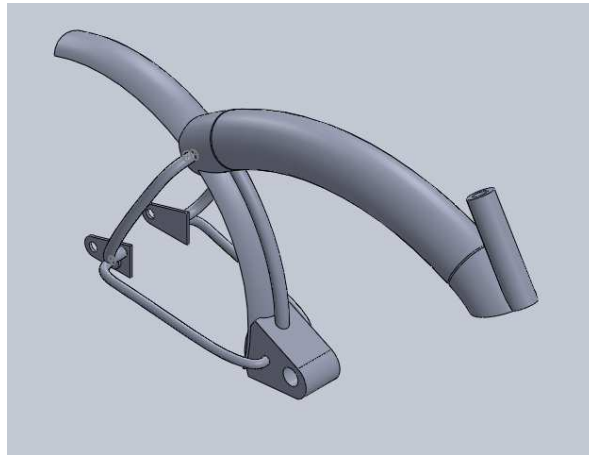


Figura 31: Primera Alternativa Módulo Estructural

Se realizó la simulación de un análisis estático del prototipo con tubos de sección circular de espesores de 4 mm con un diámetro de 101.6mm (4 pulgadas) de acero aleado construido bajo el estándar ASTM A53 Tipo E, grado B, con una resistencia a la fluencia de 241 MPa (35000 psi) y resistencia última de 413 MPa (60000 psi), material de tuberías disponibles en el mercado nacional y aplicando las cargas de presión interna máxima y peso del usuario, con límites de frontera fijos en el tubo de la dirección y en los dos alojamientos del buje del neumático trasero, aplicando una presión interna de un valor dos veces superior a valor especificado para validar su funcionamiento.

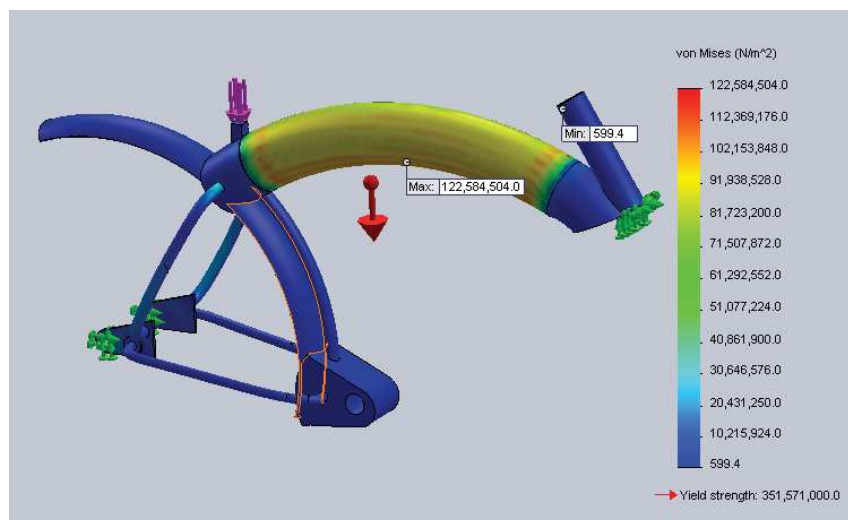


Figura 32: Análisis de Esfuerzos Estructura 1

Luego de realizar la simulación, como se puede apreciar en las Figura 32 se obtuvieron los siguientes resultados, utilizando las aplicaciones de medición de masa y

análisis estático de esfuerzos.

Tabla 4

Resultados Prototipo Estructural 1

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Esfuerzo máximo	122.58 MPa (17779.4 psi)
Peso de la Estructura	18 Kg
Volumen de aire comprimido	4.17 Litros

Ventajas

- Volumen mediano en el acumulador.
- Material altamente resistente al impacto.
- No existen variaciones en propiedades mecánicas ante cambios de temperatura o radiación solar.
- Distribución del peso del acumulador de aire comprimido sobre la estructura.
- Material de buena ductilidad y resistencia adecuada para soportar los esfuerzos.
- Soporte adecuado de cargas.
- Alto nivel de ergonomía.
- Buena soldabilidad.

Desventajas

- Peso excesivo.
- Disponibilidad de espesor baja.
- Dificultad en la manufactura.
- Costo elevado.

3.4.1.3 Segunda Alternativa

La segunda alternativa al módulo Sistema Estructural que se presenta es un modelo más clásico y convencional, los modelos de bicicleta Franklin, fueron tomados como referencia, para analizar la forma estructural y apariencia para tener una idea del modelo a construir y buscar la mejor opción para posicionar de componentes, este diseño está formado por un acumulador de aire comprimido de geometría cilíndrica y con cabezas elipsoidales, construida a partir de tuberías.



Figura 33: Segunda Alternativa Módulo Estructural

En la Figura 33 se aprecia la geometría de esta estructura, en esta alternativa de solución el acumulador de aire comprimido actúa a su vez como el elemento principal del marco de la bicicleta, sosteniendo las demás elementos como son el tubo del asiento, manubrio y alojamientos del pedaliar. Se realizó la simulación de un análisis estático del prototipo con tubos de sección circular de espesores de 2.38 mm y con un diámetro de 101.6mm (4 pulgadas) de acero al carbono construido bajo el estándar ASTM A500 grado B, con una resistencia a la fluencia de 317 MPa (46000 psi) y resistencia ultima de 400 MPa (58000 psi), este material es utilizado en tuberías estructurales disponibles en el mercado nacional.

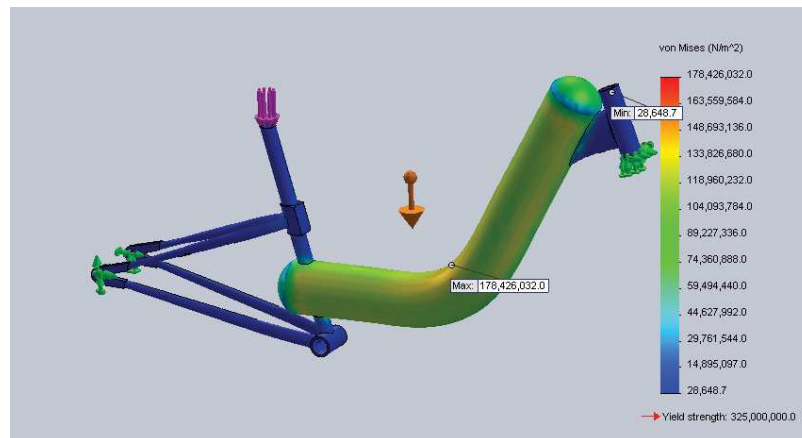


Figura 34: Análisis de Esfuerzos Estructura 2

Además se aplican las cargas de presión interna máxima y peso del usuario, con límites de frontera fijos en el tubo de la dirección y en los dos alojamientos del buje del neumático trasero y aplicando una presión interna de un valor dos veces superior a valor especificado para validar su funcionamiento. Luego de realizar la simulación de análisis estático con ayuda del software de elementos finitos, como se puede apreciar en las Figura 34 , se obtuvieron los resultados expuestos en la Tabla 5

Tabla 5

Resultados Prototipo Estructural 2

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Esfuerzo máximo	178.42 MPa (25878.55 psi)
Peso de la Estructura	10.28 Kg
Volumen de aire comprimido	6.31 Litros

Ventajas

- Peso entre el promedio de marcos de bicicletas
- Volumen de acumulador alto
- Buena soldabilidad.
- Soporte adecuado de cargas.
- Alto nivel de ergonomía.

- Disponibilidad de espesores en el mercado.
- Costo de tuberías bajo.

Desventajas

- Dificultad de manufactura.

3.4.1.4 Tercera Alternativa

Esta alternativa de solución al módulo Sistema Estructural que se presenta tiene forma geométrica basada en diseños de bicicletas urbanas, en este caso el acumulador de aire comprimido se encuentra dentro del tubo principal de la estructura. En la Figura 35 se puede apreciar que el tubo principal también sirve para sostener el tubo de la dirección.



Figura 35: Tercera Alternativa Módulo Estructural

Se realizó la simulación de un análisis estático del prototipo con tubos de sección variable de espesores de 2 mm, en el acumulador se utilizó un diámetro de 50.8mm (2 pulgadas) de acero aleado AISI 4130, con una resistencia a la fluencia de 480 MPa (70000 psi) y resistencia última de 590 MPa (85000 psi), material de tuberías utilizado en la mayoría de marcos de bicicletas construidas en acero.

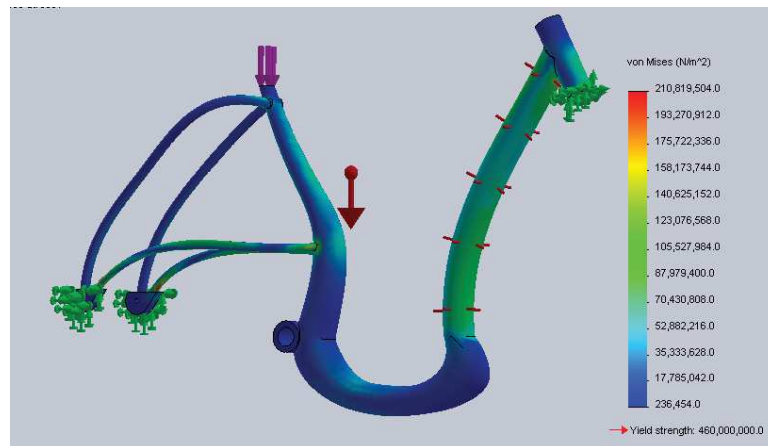


Figura 36: Análisis de Esfuerzos Estructura 3

Los resultados del análisis estático mediante software de elementos finitos, como se puede apreciar en las Figura 36 se obtuvieron los resultados expuestos en la Tabla 6

Tabla 6

Resultados Prototipo Estructural 3

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Esfuerzo máximo	210.81 MPa (25878.55 psi)
Peso de la Estructura	12.32 Kg
Volumen de aire comprimido	1.56 Litros

Ventajas

- Resistencia y distribución de cargas.
- Facilidad de manufactura
- Peso de estructura dentro de peso promedio de marcos de bicicletas.
- Disponibilidad de tuberías en el mercado.
- Alto factor de seguridad.

Desventajas

- Bajo volumen en el acumulador de aire.
- Soldabilidad con electrodos especiales.
- Costo elevado de tuberías.

3.4.2 Evaluación y Selección de Sistema Estructural

Para determinar la solución más conveniente para este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, tomando en cuenta los criterios de valoración más determinantes, que se listan a continuación, tomando en cuenta que el volumen de aire comprimido es el factor más importante y debe ser el mayor posible, además se debe considerar que el peso de la estructura bajo y el soporte de cargas deben tener una ponderación igual por tratarse de aspectos esenciales para el funcionamiento del prototipo:

- Volumen del Acumulador
- Peso
- Soporte de Cargas
- Precio
- Manufactura

3.4.2.1 Obtención de Puntos Ponderados (WF)

Con el objetivo de determinar la solución más conveniente para el módulo, se emplea el método ordinal de criterios ponderados (Contreras Rubio & Hinojosa Ramos, 2004), específicamente la utilización de matrices combinadas para obtener los valores de puntos ponderados, WF.

Tabla 7

Matriz Combinada Módulo Sistema Estructural

NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	SUM	WF
1	Volúmen Acumulador	0	1	1	1	1	1	5	0.33
2	Peso de la Estructura		0	0.5	1	1	1	3.5	0.23
3	Soporte de Cargas		0.5	0	1	1	1	3.5	0.23
4	Manufactura				0	1	1	2	0.13
5	Precio					0	1	1	0.07
							Suma	15	1

3.4.2.2 Matriz de Decisión Módulo Sistema Estructural

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar la alternativa de solución para el módulo de sistema estructural.

Tabla 8

Matriz de Selección Módulo Sistema Estructural

MÓDULO SISTEMA ESTRUCTURAL								
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	ALT 1		ALT 2		ALT 3	
			RF	VAL	RF	VAL	RF	VAL
1	Volumen del Acumulador	0.33	7	2.33	9	3.00	3	1.00
2	Peso de la Estructura	0.23	5	1.17	9	2.10	7	1.63
3	Soporte de Cargas	0.23	5	1.17	7	1.63	9	2.10
4	Precio	0.13	7	0.93	7	0.93	7	0.93
5	Manufactura	0.07	7	0.47	7	0.47	7	0.47
Suma		1.00	6.07		8.13		6.13	
Prioridad			3		1		2	

Luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó a la Alternativa 2 de solución como la más favorable para la construcción del prototipo.

3.4.3 Diseño Conceptual del Sistema de Potencia

Las soluciones posibles para este módulo serán seleccionados de entre actuadores neumáticos por si solos o con algún tipo de acondicionamiento para provocar el movimiento rotacional necesario para que la bicicleta se pueda mover con ayuda de la energía del aire comprimido acumulada en el recipiente de alta presión y tomando en cuenta la posición de este sistema dentro de la estructura.

3.4.3.1 Generación De Alternativas

En los apartados siguientes se observa las alternativas dentro del diseño conceptual para el sistema de potencia, son actuadores disponibles en el mercado y son útiles para la transición de potencia hacia una de las ruedas de la bicicleta.

3.4.3.2 Primera Alternativa

La primera alternativa de solución para este módulo es la utilización de un motor neumático de paletas, los motores neumáticos fueron descritos en el apartado 2.3.2.2, este tipo de motores tienen un rotor montado excéntricamente en un cilindro, con paletas longitudinales alojadas en ranuras a lo largo del rotor, el par se origina cuando el aire a presión actúa sobre las paletas, por lo que son una alternativa viable para la generación del movimiento rotacional con el par motor necesario para mover el prototipo, además de que facilita la transmisión de movimiento a una de las ruedas de la bicicleta



Figura 37: Motor Neumático de Paletas
Fuente: (Atlas Copco, 2015)

Ventajas

- Motores compactos y livianos.
- Los motores de paletas son más ligeros y más baratos que los motores de pistones de potencia similar.
- Sencillez de instalación.
- Pueden operarse en cualquier posición.
- Fácil transmisión de movimiento a rueda del prototipo.
- El torque y potencia del motor neumático se pueden ajustar de manera sencilla, únicamente variando la presión de trabajo.
- La velocidad del motor se puede regular variando el caudal de aire.
- Resistencia a factores como calor, vibraciones, golpes y corrosión, ideal para el uso de un vehículo que estará expuesto a cambios de clima e irregularidades en el terreno.

- Mantenimiento mínimo.
- Existe gran variedad de motores de potencias y torques diferentes para cada aplicación
- Los motores de paletas giran desde 3000 a 25000 R.P.M. ,en vacío
- Los motores de paletas giran a velocidades más altas y desarrollan más potencia en relación con su peso que los motores de pistones
- Nivel estético alto.

Desventajas

- Par de arranque poco efectivo.
- Disponibilidad media en el mercado.
- Deben trabajar con una precarga de aire.
- Coste alto en comparación a actuadores neumáticos lineales.
- Consumo de aire ligeramente más alto en comparación a actuadores lineales.
- Al girar en vacío el motor, existe desgaste innecesario de las paletas y de la pared del cilindro sobre la que deslizan.

3.4.3.3 Segunda Alternativa

Como segunda alternativa de solución para el módulo de sistema de potencia se propone la utilización de un motor neumático de pistones, los motores neumáticos fueron descritos en el apartado 2.3.2.2, los motores tienen de 4 a 6 cilindros y la potencia se desarrolla bajo la influencia de la presión encerrada en cada cilindro facilita la transmisión de movimiento a una de las ruedas de la bicicleta



Figura 38: Cilindro Neumático Rotativo
Fuente: (TONSON, 2012)

Ventajas

- Tienen un par de arranque elevado.
- Buen control de su velocidad.
- Se emplean para trabajos con grandes cargas
- Fácil transmisión de movimiento a rueda del prototipo.
- La velocidad del motor se puede regular variando el caudal de aire.
- Facilidad de montaje.
- Nivel estético medio.
- Los motores de pistón de aire son más adecuados para el control de avance lento y baja velocidad.
- El torque es constante en toda la gama de velocidades del motor.

Desventajas

- Disponibilidad en el mercado baja.
- Peso mayor en relación a motores de paletas de potencias similares.
- Costo alto en comparación a motores de paletas y actuadores lineales.
- Mantenimiento constante de la válvula de distribución de tipo rotativo que introduce el aire comprimido de forma secuencial en los pistones.

3.4.3.4 Tercera Alternativa

La última alternativa de solución está constituida por dos cilindros neumáticos de doble efecto, los cilindros se encuentran conectados a la catarina de la bicicleta pero para poder transformar el movimiento lineal de los cilindros en movimiento rotatorio en la rueda. Por lo que se debe modificar los pedales de la bicicleta, además se debe considerar que para generar el torque necesario para vencer la inercia del prototipo se necesitara un cilindro robusto y de carrera larga que sea capaz de producir la fuerza necesaria.



Figura 39: Cilindro Neumático Adaptado
Fuente: (Molina Osejos & Salazar Reyes, 2009)

Ventajas

- La velocidad se puede regular variando el caudal de aire.
- Consumo de aire bajo en relación a motores neumáticos.
- Alta disponibilidad en el mercado.
- Precio bajo en relación a motores neumáticos.
- Cilindros tiene una gran variedad de fuerzas y carreras en el mercado.
- Utiliza las catarinas originales de la bicicleta.
- Construcción económica.
- Movimiento alternativo de los cilindros es uniforme.

Desventajas

- Cilindros de altas fuerzas no son compactos.
- Transmisión de movimiento a la rueda necesita acondicionamiento.

- Debido a que los cilindros neumáticos trabajan a presión constante no se puede hacer variación de fuerza en los mismos.
- Para obtener una fuerza mayor se necesita cilindros de mayor diámetro.
- Poca resistencia a vibraciones y golpes.
- Bajo nivel de estética.
- El torque y potencia no se pueden ajustar.
- Necesidad de un circuito neumático más complejo con el uso de sensores para poder sincronizar el movimiento de los cilindros.

3.4.4 Evaluación y Selección de Sistema de Potencia

Para determinar la solución más conveniente para este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, tomando en cuenta los criterios de valoración más determinantes, listados a continuación, considerando que la facilidad de transmitir el movimiento es el aspecto más importante junto con la potencia y torque que puede lograr el sistema. Además se deben considerar aspectos como la estética que tendrá el actuador dentro de la estructura, la facilidad de montaje debe ser lo más simple posible, así como el control de variables como velocidad, potencia y torque, finalmente su disponibilidad y precio en el mercado.

- Facilidad de Transmisión de Movimiento.
- Generación de potencia y torque necesarios.
- Control de velocidad, potencia y torque.
- Precio y Disponibilidad.
- Peso.
- Estética.

3.4.4.1 Obtención de Puntos Ponderados (WF)

Con el objetivo de determinar la solución más conveniente para el módulo, se emplea el método ordinal de criterios ponderados, específicamente la utilización de matrices combinadas para obtener los valores de puntos ponderados, WF,

Tabla 9

Matriz Combinada Módulo Sistema de Potencia

N.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	SUM	WF
1	Trans. de Movimiento	0	0.5	1	1	1	1	1	1	6.5	0.23
2	Generación de Potencia	0.5	0	1	1	1	1	1	1	6.5	0.23
3	Peso			0	0.5	1	1	1	1	4.5	0.16
4	Control de Potencia			0.5	0	1	1	1	1	4.5	0.16
5	Control de Velocidad					0	1	1	1	3	0.11
6	Precio y Disponibilidad						0	1	1	2	0.07
7	Estética							0	1	1	0.04
Suma										28	1

3.4.4.2 Matriz de Decisión Módulo Sistema Potencia

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar la alternativa de solución para el módulo de sistema de potencia.

Tabla 10

Matriz de Selección Módulo Sistema de Potencia

MÓDULO SISTEMA DE POTENCIA								
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	ALT 1		ALT 2		ALT 3	
			RF	VAL	RF	VAL	RF	VAL
1	Trans. de Movimiento	0.23	9	2.07	9	2.07	7	1.61
2	Generación de Potencia	0.23	9	2.07	9	2.07	7	1.61
3	Peso	0.16	9	1.45	5	0.80	10	1.60
4	Control de Potencia	0.16	9	1.45	8	1.28	1	0.16
5	Control de Velocidad	0.11	8	0.88	8	0.88	7	0.77
6	Precio y Disponibilidad	0.07	8	0.56	5	0.35	9	0.63
7	Estética	0.04	7	0.28	6	0.24	6	0.24
Suma		1.00	8.76		7.69		6.62	
Prioridad			1		2		3	

Luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó a la Alternativa 1 de solu-

ción como la más favorable para la construcción del prototipo.

3.4.5 Diseño Conceptual del Sistema de Transmisión

El módulo es el encargado de transmitir la potencia generada en el pedaleo o en utilización del actuador neumático hacia la rueda motriz de la bicicleta, debido a que en se seleccionó el empleo de un motor neumático y existirá distancia reducida entre el eje conducido y el conductor, las soluciones posibles para este módulo se ven reducidas a dos, transmisión de potencia mediante el uso de bandas o por medio de cadenas.

3.4.5.1 Generación De Alternativas

En los apartados siguientes se observan las alternativas dentro del diseño conceptual para el sistema de transmisión, tomando en cuenta que los ejes de transmisión estarán separados cierta distancia desde el motor hasta la rueda de la bicicleta solo se comparan dentro del análisis de criterios ponderados, la transmisión por cadenas y catarinas, con la transmisión mediante poleas y bandas.

3.4.5.2 Primera Alternativa

Los sistemas de transmisión por bandas y correas, por lo general es un conjunto de dos poleas acopladas por medio de una banda con la finalidad de transmitir fuerza y velocidad angular desde el eje conductor hacia el eje conducido, estos ejes deben ser paralelos y se encuentran separados una distancia determinada, la fuerza se transmite por medio del rozamiento que ejerce la banda sobre la polea, como se aprecia en la Figura 40.



Figura 40: Transmisión por bandas y poleas
Fuente: (Dinámica Distribuciones, 2010)

Ventajas

- Tiene un rendimiento del 95 al 98 %.

- Precio Reducido de instalación y montaje.
- Se puede conseguir una caja de velocidades con el uso de poleas escalonadas.
- Diseño sencillo
- Puede unir el eje conductor y conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave y silencioso.
- Reduce el efecto de las vibraciones entre los ejes de la transmisión.
- Peso bajo de bandas y poleas.

Desventajas

- Desgaste por fricción en ambas poleas.
- Posee carga límite de transmisión, luego de esta se produce resbalamiento entre banda y polea.
- Relación de transmisión no es constante debido a deslizamiento.
- Considerables pérdidas debido a fricción.
- Vida útil de la banda es relativamente baja.

3.4.5.3 Segunda Alternativa

La transmisión por cadenas y catarinas es similar a la transmisión por bandas, pero en este caso no se produce la transmisión por fricción sino por el enganchamiento de los eslabones de la cadena con los dientes de un piñón, engranando uno a uno. Este sistema se utiliza para transmitir grandes potencias con relaciones de transmisión reducidas.



Figura 41: Transmisión por correas y catarinas
Fuente: (Dinámica Distribuciones, 2010)

Ventajas

- Puede emplearse a una considerable distancia entre ejes.
- Eficiencia de transmisión del 95 %
- Menor carga en los ejes y rodamientos.
- Puede transmitir movimiento a varios ejes con una sola cadena.
- Soporta mayores potencias.
- Facilidad de instalación.
- Distancia entre centros y alineamiento no tienen límites exactos.
- Larga duración de la cadena.

Desventajas

- Costo elevado de instalación.
- Necesidad constante de mantenimiento.
- Irregularidades de funcionamiento durante la transmisión.
- Peso del sistema depende de longitud de la cadena.

3.4.6 Evaluación y Selección del Sistema de Transmisión

La solución más conveniente para este módulo se determina mediante el método de criterios ponderados, considerando que la facilidad de instalación es el aspecto más importante.

- Resistencia al desgaste.
- Eficiencia.
- Peso
- Rango de Potencia.
- Precio y Disponibilidad.
- Mantenimiento.

3.4.6.1 Obtención de Puntos Ponderados (WF)

Con el objetivo de determinar la solución más conveniente para el módulo, se emplea el método ordinal de criterios ponderados, específicamente la utilización de matrices combinadas para obtener los valores de puntos ponderados, WF,

Tabla 11

Matriz Combinada Módulo Sistema de Transmisión

NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	SUMA	WF
1	Peso	0	1	1	1	1	1	6	0.29
2	Eficiencia		0	1	1	1	1	5	0.24
3	Precio y Disponibilidad			0	1	1	1	4	0.19
4	Resistencia al Desgaste				0	1	1	3	0.14
5	Mantenimiento					0	1	2	0.09
6	Rango de Potencia						0	1	0.05
							Suma	21	1

3.4.6.2 Matriz de Decisión del Sistema de Transmisión

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar la alternativa de solución para el módulo de sistema estructural.

Tabla 12

Matriz de Selección Módulo Sistema de Transmisión

MÓDULO SISTEMA DE TRANSMISIÓN						
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
			RF	VAL	RF	VAL
1	Peso	0.29	9	2.61	10	2.90
2	Eficiencia	0.24	9.5	2.28	9.5	2.28
3	Precio y Disponibilidad	0.19	7	1.33	10	1.90
4	Resistencia al Desgaste	0.14	8	1.12	9	1.26
5	Mantenimiento	0.09	8	0.72	9	0.81
6	Rango de Potencia	0.05	8	0.40	7	0.35
	Suma	1.00	8.46		9.50	
	Prioridad		2		1	

Luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó a la Alternativa 2, la transmisión de potencia por cadenas y catarinas como la solución más favorable para la construcción del prototipo.

3.4.7 Diseño Conceptual del Sistema de Control

Dentro del alcance del proyecto se delimitó el sistema de control mediante un sistema electroneumático basado en el uso de electroválvulas, controladores eléctricos y reguladores de presión para activar y controlar el sistema de apoyo neumático y la velocidad del prototipo. Adicionalmente, al tratarse de un sistema de control sencillo se decidió la utilización de un microprocesador para controlar la apertura de las electroválvulas, por lo que las matrices de decisión para este módulo se ven reducidas a la selección del controlador a utilizar.

3.4.7.1 Generación De Alternativas

En los apartados siguientes se observan las alternativas dentro del diseño conceptual para el sistema de control, tomando en cuenta que el programa de control electrónico no necesita una gran cantidad de recursos, se necesita optimizar la memoria y velocidad de respuesta del controlador para no sobredimensionar la capacidad del controlador, además de que debe contar con una interfaz sencilla de programar.

3.4.7.2 Primera Alternativa

Como primera alternativa de control se propone el uso de una tarjeta Raspberry Pi modelo B diseñada para ser una computadora barata, se trata de una de las versiones más básicas de tarjetas de la marca, tiene un tamaño de 85.6 x 56.5 mm, tiene un consumo de 3.5W y pesa 45 gramos. Cuesta alrededor de los 50\$ y necesita de la implementación de hardware y librerías adicionales para su óptimo funcionamiento con sensores digitales y analógicos.



Figura 42: Raspberry Pi modelo B
Fuente: (Raspberry, 2015)

Ventajas

- 512 MB de memoria RAM,
- 2 puertos USB.
- Velocidad de respuesta 700 MHz.
- Controlador multitarea.
- Recomendado para aplicaciones de software.

Desventajas

- Precio.
- Disponibilidad.
- Programación Compleja.
- Complejidad de uso.
- Sistema operativo adicional en tarjeta de memoria.
- Falta de flexibilidad en sensores.
- Hardware adicional para implementar sensores.

3.4.7.3 Segunda Alternativa

Como segunda alternativa de control se propone el uso de una tarjeta Arduino UNO. Se trata de la versión más básica de tarjetas de la marca italiana, tiene un tamaño compacto. Cuesta alrededor de los 30\$ y no necesita de la implementación de hardwares adicionales para conectar sensores digitales o analógicos. Cuenta con 14 pines que pueden configurarse como entrada o salida y a los que puede conectarse cualquier dispositivo que sea capaz de transmitir o recibir señales digitales de 0 y 5 V. También dispone de entradas y salidas analógicas. Mediante las entradas analógicas podemos obtener datos de sensores en forma de variaciones continuas de un voltaje.



Figura 43: Arduino UNO
Fuente: (ARDUINO, 2015)

Ventajas

- Simplicidad de Conexión de Sensores Analógicos y digitales.
- Programación simple.
- Software libre.
- Facilidad de uso.
- Alta disponibilidad..
- Precio bajo.
- Recomendado para aplicaciones de hardware.

Desventajas

- 0.02 MB de memoria RAM,
- Velocidad de respuesta 16 MHz.
- No es un controlador multitarea.

3.4.8 Evaluación y Selección del Sistema de Control

La solución más conveniente para este módulo se determina mediante el método de criterios ponderados, considerando el tamaño y peso de las dos tarjetas es similar, no entrará en el análisis de los criterios ponderados. El criterio de selección más importante es la simplicidad de uso así como la disponibilidad y facilidad de programación.

- Facilidad de Programación.
- Conectividad con Sensores.
- Precio.
- Disponibilidad.
- Velocidad de Respuesta.
- Resistencia.

3.4.8.1 Obtención de Puntos Ponderados (WF)

Con el objetivo de determinar la solución más conveniente para el módulo, se emplea el método ordinal de criterios ponderados, específicamente la utilización de matrices combinadas para obtener los valores de puntos ponderados, WF,

Tabla 13

Matriz Combinada Módulo Sistema de Control

NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	SUMA	WF
1	Facilidad de Programación	0	1	1	1	1	1	6	0.29
2	Conectividad		0	1	1	1	1	5	0.24
3	Precio			0	1	1	1	4	0.19
4	Disponibilidad				0	1	1	3	0.14
5	Velocidad de Respuesta					0	1	2	0.09
6	Resistencia al desgaste						0	1	0.05
	Suma							21	1

3.4.8.2 Matriz de Decisión del Sistema de Control

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar la alternativa de solución para el módulo de sistema estructural.

Tabla 14

Matriz de Selección Módulo Sistema de Control

MÓDULO SISTEMA DE CONTROL						
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
			RF	VAL	RF	VAL
1	Facilidad de Programación	0.29	7	2.03	10	2.90
2	Conectividad	0.24	7	1.68	9	2.16
3	Precio	0.19	8	1.52	10	1.90
4	Disponibilidad	0.14	8	1.12	9	1.26
5	Velocidad de Respuesta	0.09	10	0.90	5	0.45
6	Resistencia al desgaste	0.05	8	0.40	8	0.40
	Suma	1.00	7.65		9.07	
	Prioridad		2		1	

Luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó a la Alternativa 2, el control se realizará mediante un microcontrolador de la marca Arduino, ya que debido a la simplicidad del programa necesario para el control de las válvulas, es el más conveniente para no tener una subutilización de recursos y memoria.

3.4.9 Diseño Conceptual del Sistema de Frenado Regenerativo

Durante el análisis funcional y modulación del prototipo se decidió que el sistema de frenado regenerativo será un sistema mecánico, es decir la energía que se perdería en la frenada, se acumulará en un acumulador y se utilizara posteriormente de manera inmediata para proporcionar una ayuda de propulsión al vehículo, para incrementar su autonomía, por lo que queda descartado el sistema de frenado regenerativo eléctrico y el diseño conceptual para este módulo se limita a escoger el tipo de frenado regenerativo mecánico que se utilizará en el prototipo.

3.4.9.1 Generación De Alternativas

En los apartados siguientes se observan las alternativas dentro del diseño conceptual para el frenado regenerativo, un sistema de frenado regenerativo mecánico se puede utilizar un sistema hidráulico o neumático, acoplada a la transmisión que se encarga del bombeo del fluido.

3.4.9.2 Primera Alternativa

Como primera alternativa se propone la implementación de un frenado regenerativo hidráulico, este sistema se compone de un contenedor de baja presión del fluido hidráu-

lico y un acumulador hidroneumático de alta presión, además una válvula direccional para el fluido. Por lo que se necesita la implementación de frenos hidráulicos dentro del prototipo.

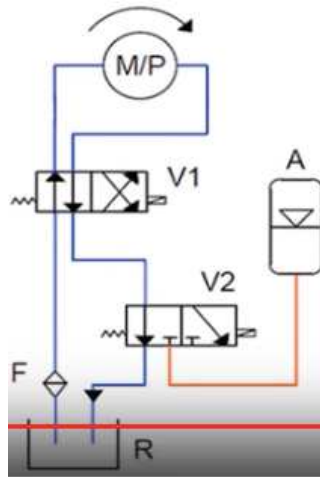


Figura 44: Freno Regenerativo Hidráulico
Fuente: (Saurabh, 2014)

Ventajas

- Mayor recuperación de energía.
- Se puede lograr mayores presiones, por lo tanto mayor energía potencial.
- Energía capturada puede ser adquirida sin necesidad de pedaleo.

Desventajas

- Necesidad de elementos hidráulicos adicionales.
- Fluido adicional al aire comprimido.
- Costo.

3.4.9.3 Segunda Alternativa

Como segunda alternativa se propone un sistema de frenada regenerativa neumática, este consta de un motor reversible que re direccionará el aire hacia el contenedor de alta presión, este sistema se puede implementar como parte del sistema de potencia, ya que solo requeriría el uso de válvulas para redirigir el aire y no se necesitaría la adición de un gran número de elementos adicionales.

Ventajas

- Utiliza elementos más sencillos.
- Se puede acoplar a sistema de potencia neumático con facilidad.
- Económicos.
- Mantenimiento menor a sistema hidráulico.

Desventajas

- Menor eficiencia en comparación al sistema hidráulico.
- Energía se almacena mediante el pedaleo.
- Menor presión almacenada, por lo tanto menor energía potencial.

3.4.10 Evaluación y Selección del Sistema de Freno Regenerativo

La solución más conveniente para este módulo se determina mediante el método de criterios ponderados, considerando los siguientes aspectos.

- Peso.
- Menor número de elementos.
- Precio.
- Eficiencia.

3.4.10.1 Obtención de Puntos Ponderados (WF)

Con el objetivo de determinar la solución más conveniente para el módulo, se emplea el método ordinal de criterios ponderados, específicamente la utilización de matrices combinadas para obtener los valores de puntos ponderados, WF,

Tabla 15

Matriz Combinada Módulo Sistema de Freno Regenerativo

NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	SUMA	WF
1	Peso	0	1	1	1	1	1	6	0.33
2	Número de elementos		0	1	1	1	1	5	0.28
3	Precio			0	1	1	1	4	0.22
4	Eficiencia				0	1	1	3	0.17
								Suma 18	1

3.4.10.2 Matriz de Decisión del Sistema de Freno Regenerativo

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar la alternativa de solución para el módulo de sistema estructural.

Tabla 16

Matriz de Selección Módulo Sistema de Freno Regenerativo

MÓDULO SISTEMA DE FRENO REGENERATIVO						
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
			RF	VAL	RF	VAL
1	Peso	0.33	5	1.65	9	2.97
2	Número de elementos	0.28	5	1.40	8	2.24
3	Precio	0.22	6	1.32	8	1.76
4	Eficiencia	0.17	7	1.19	6	1.02
	Suma	1.00	5.56		7.99	
	Prioridad		2		1	

Luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó a la Alternativa 2, el freno regenerativo neumático como la solución más favorable para la construcción del prototipo, ya que esta alternativa es la que requiere un número menor de elementos, su implementación es más sencilla y tiene un precio menor.

CAPÍTULO 4

DISEÑO

4.1 Diseño de Estructura De Bicicleta

Ya que este diseño conceptual es un diseño original, se van a validar estos principios de solución mediante el método de SIMULACIONES VIRTUALES (Riba, 2002). Estas simulaciones se van a realizar mediante un modelo virtual con ayuda de un software libre de elementos finitos y adicionalmente se evalúa mediante cálculos aproximados la validación de la solución propuesta.

4.1.1 Cálculo del Acumulador de Aire Comprimido

En la sección 3.4.2.2 referente al diseño conceptual de la estructura se decidió que para la construcción del cuerpo del acumulador de aire comprimido se utilizaría tubos de sección circular con un diámetro exterior de 101.6mm (4 pulgadas) y para la construcción de las cabezas elipsoidales se partirá de planchas del mismo espesor, tanto los tubos como planchas serán de acero al carbono construido bajo el estándar ASTM A500 grado B. Para los cálculos del acumulador se toma en cuenta las especificaciones del código ASME Sección VIII, para diseño de recipientes a presión.

4.1.1.1 Presión de Diseño

La presión de diseño se define como la carga debido a la presión en la condición más severa, que cause máxima diferencia de presión. Para el cálculo de la presión de diseño el código sugiere que se aumente a la presión máxima a la que va a trabajar el recipiente y se le añada el mayor valor entre 30 PSI o el 10% de la presión de trabajo, como se especifica en la Ecuación 4.1.

Tomando en cuenta las restricciones expuestas en el apartado, se define la presión de trabajo en 500 PSI, sustituyendo este valor en 4.1 la presión de diseño será:

$$Pd = Pt + MAX (0.1Pt \text{ o } 30PSI) \quad (4.1)$$

$$Pd = 500PSI + 50PSI$$

$$Pd = 550PSI$$

4.1.1.2 Espesor Mínimo del Cuerpo

El código en su apartado UG-31 que permite la fabricación de cuerpos a partir de tuberías, para los cálculos de la resistencia del material, se utiliza tubería de acero al carbono construido bajo el estándar ASTM A500 grado B, con una resistencia a la fluencia de 46000 PSI, con diámetro externo de 4 pulgadas y un Factor de Seguridad de 1.6, recomendado por la norma ISO TC17/SC10 para acero utilizado en aplicaciones que requieren presión interna, sustituyendo estos valores en la Ecuación 4.2 se obtiene.

$$S = \frac{Sy}{FS} \quad (4.2)$$

$$S = \frac{46000PSI}{1.6}$$

$$S = 28750PSI$$

Para el cálculo del espesor mínimo de cabeza se utiliza la Ecuación 4.3, tomando en cuenta que para aplicaciones de aire comprimido el código sugiere el valor de corrosión admisible como la sexta parte del valor del espesor mínimo del cuerpo y una eficiencia de la tubería como 0.7 ya que la tubería es de la clase ERW, es decir con costura.

$$t_{cuerpo} = \frac{Pd \cdot Ro}{S \cdot E + 0.4 Pd} + CA \quad (4.3)$$

$$t_{cuerpo} = \frac{(550PSI)(2pulg)}{(28750PSI)(0.7) + (0.4)(495PSI)} + t/6$$

$$t_{cuerpo} = 0.065pulg.$$

$$t_{cuerpo} = 1.65mm$$

El valor obtenido a partir de la Ecuación 4.3 es el mínimo espesor necesario para

soportar la presión de trabajo del acumulador, sin embargo el apartado UG-16 del código especifica que el mínimo espesor para cuerpos y cabezas usados en servicio de aire comprimido deberá ser de 3/32", por lo que el espesor requerido será de:

$$t_{min_{cuerpo}} = 0.09375\text{pulg.}$$

$$t_{min_{cuerpo}} = 2.38\text{mm}$$

Con este espesor se procede a calcular la máxima presión permitida de trabajo (MAWP por sus siglas en inglés) mediante la ecuación 4.4 .

$$MAWP_{cuerpo} = \frac{SE t_{min_{cuerpo}}}{Ro - 0.4t_{min_{cuerpo}}} \quad (4.4)$$

$$MAWP_{cuerpo} = \frac{28750\text{PSI}(0.70)(0.09375\text{pulg.})}{(2\text{pulg.} - 0.4(0.09375\text{pulg.}))}$$

$$MAWP_{cuerpo} = 961.38\text{PSI}$$

4.1.1.3 Espesor Mínimo de las Cabezas

Para el cálculo del espesor mínimo de cabezas elipsoidales, se utiliza la Ecuaciones 4.5 y se utilizan las mismas consideraciones que para el cálculo del espesor mínimo del cuerpo

$$t_{cabeza} = \frac{Pd Do}{2SE + 1.8Pd} + CA \quad (4.5)$$

$$t_{cabeza} = \frac{550\text{psi}(4\text{pulg.})}{2(28750\text{PSI})(0.7) + 1.8(550\text{PSI})} + t/6$$

$$t_{cabeza} = 0.064\text{pulg.}$$

$$t_{cabeza} = 1.62\text{mm}$$

El apartado UG-16 del código especifica que el mínimo espesor para cuerpos y cabezas usados en servicio de aire comprimido deberá ser de 3/32"

$$t_{min_{cabeza}} = 0.09375\text{pulg.}$$

$$t_{min\text{cabeza}} = 2.38\text{mm}$$

La altura de cabeza del recipiente será determinada por la Ecuación 4.6.

$$h = \frac{Do}{4} \quad (4.6)$$

$$h = 1\text{pulg.}$$

$$h = 25.4\text{mm}$$

Con este espesor se procede a calcular la máxima presión permitida de trabajo (MAWP por sus siglas en inglés) de las cabezas mediante.

$$MAWP_{\text{cabeza}} = \frac{2SE t_{min\text{cabeza}}}{Do - 1.8 t_{min\text{cabeza}}} \quad (4.7)$$

$$MAWP_{\text{cabeza}} = \frac{2(28750\text{PSI})(0.7)(0.09375\text{pulg})}{4\text{pulg} - (1.8)(0.09375\text{pulg})}$$

$$MAWP_{\text{cabeza}} = 984.91\text{PSI}$$

4.1.1.4 Espesor Mínimo de la Curvatura

Ya que el código ASME solamente reúne fórmulas para recipientes cilíndricos, es necesario hacer un análisis diferente para la parte curvada del cuerpo, para esto se utiliza fórmulas del manual de diseño e instalación de tuberías de acero M11 de la American Water Works Association (AWWA), que definen el radio de curvatura de la tubería no debe ser menor a 1.5 veces el diámetro interior de la tubería. Ya que la manufactura de la tubería doblada se realiza con el mismo diámetro y espesor que el calculado para el cuerpo del recipiente el radio mínimo de curvatura es.

$$R_{\text{curv}} = 1.5D_i \quad (4.8)$$

$$R_{\text{curv}} = 1.5(96.83\text{mm})$$

$$R_{\text{curv}} = 145.25\text{mm}$$

Una vez determinado el radio de curvatura se procede a calcular el espesor mínimo

de la misma mediante la Ecuación 4.9. Para determinar el valor mínimo del espesor de la pared en la curvatura se considera el mismo material del cuerpo, siendo su valor de $S=28750$ equivalente a $S= 198 \text{ MPa}$ y un diámetro interno de 96.84 mm .

$$t_{codo} = \frac{Pd \cdot Di}{2S} \left[1 + \frac{Di}{3R - 1.5Di} \right] \quad (4.9)$$

$$t_{codo} = \frac{3.79\text{MPa} \cdot (96.84\text{mm})}{2(198\text{MPa})} \left[1 + \frac{(96.84\text{mm})}{3(145.25\text{mm}) - 1.5(96.84\text{mm})} \right]$$

$$t_{codo} = 1.24\text{mm}$$

$$t_{codo} = 0.048\text{pulg.}$$

4.1.1.5 Análisis de Esfuerzos

Los esfuerzos en recipientes debido a presión interna varían en función de la posición en la pared, pero si el espesor de la pared cumple con la relación expuesta en la Ecuación 4.11, se considera un recipiente de pared delgada y se suponen esfuerzos uniformes en toda la pared.

$$Dm = \frac{Do + Di}{2} \quad (4.10)$$

$$Dm = \frac{4\text{pulg} + 3.81\text{pulg}}{2}$$

$$Dm = 3.91\text{pulg.}$$

$$\frac{Dm}{t} \geq 20 \quad (4.11)$$

$$\frac{3.91\text{pulg.}}{0.09375\text{pulg.}} \geq 20$$

$$41.7 \geq 20$$

Comprobando que el diseño se trata de un recipiente de pared delgada, se utiliza el siguiente procedimiento para el cálculo de esfuerzos.

Esfuerzos en el Cuerpo

En el caso del cuerpo cilíndrico del acumulador la presión tiende a romper por tracción al cilindro en una dirección paralela a su eje, produciendo un esfuerzo longitudinal, Figura 45.

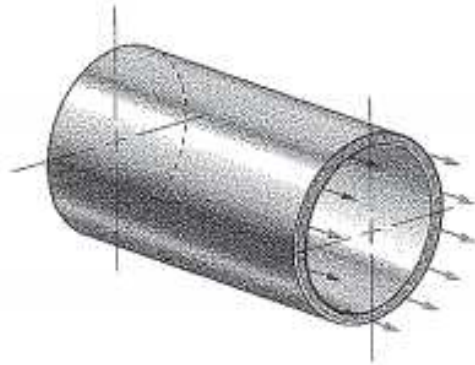


Figura 45: Esfuerzo Longitudinal
Fuente: (Mott, 2009)

Alrededor del cilindro aparece otro esfuerzo que tiende a romperlo en el anillo, formando un esfuerzo circunferencial, Figura 46 .

La expresión para el esfuerzo longitudinal en el cuerpo viene dada por:

$$\sigma_{Lcuerpo} = \frac{Pd.Dm}{4.t_{min}} \quad (4.12)$$

Donde:

$\sigma_{Lcuerpo}$ = Esfuerzo longitudinal del cuerpo

$$\sigma_{Lcuerpo} = \frac{550\text{PSI} \cdot (3.91\text{pulg.})}{4 \cdot (3/32\text{pulg.})}$$

$$\sigma_{Lcuerpo} = 5734.7\text{PSI}$$

$$\sigma_{Lcuerpo} = 39.59\text{MPa}$$

Y el esfuerzo circunferencial está definido como:

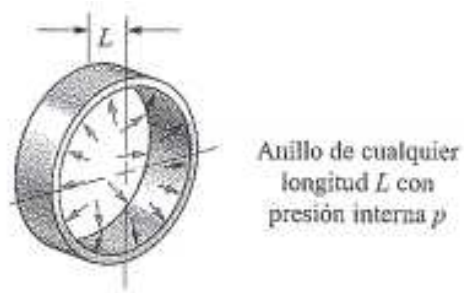


Figura 46: Esfuerzo Circunferencial
Fuente: (Mott, 2009)

$$\sigma_{Ccuervo} = \frac{Pd.Dm}{2.t_{min}} \quad (4.13)$$

Donde:

$\sigma_{Ccuervo}$ = Esfuerzo circunferencial del cuerpo

$$\sigma_{Ccuervo} = \frac{550\text{PSI} \cdot (3.91\text{pulg.})}{2 \cdot (3/32\text{pulg.})}$$

$$\sigma_{Ccuervo} = 11469.3\text{PSI}$$

$$\sigma_{Ccuervo} = 79.08\text{MPa}$$

Esfuerzos en Cabezas

Para el prototipo se utilizan cabezas elipsoidales, para el cálculo de esfuerzos en este caso, el radio de curvatura varía en cada punto de la elipsoide de semiejes mayor (a) y menor (b), como se aprecia en la Figura 47.

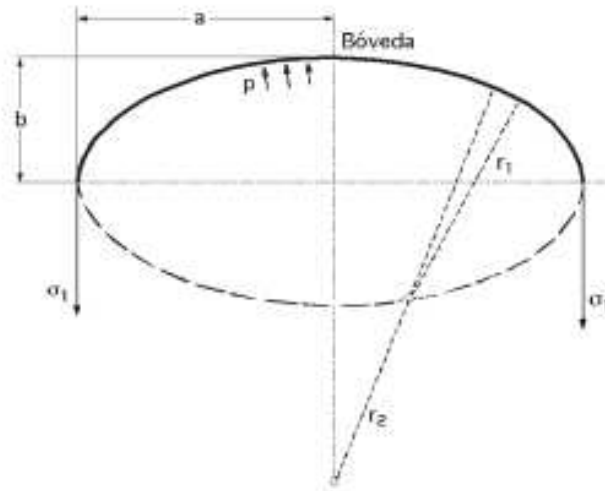


Figura 47: Esfuerzos en Elipsoide
Fuente: (Fernández Díez)

La mayor combinación de esfuerzos se da en el ecuador de la cabeza, por lo que los valores de esfuerzos máximos están dados por:

$$\sigma_{Lcabeza} = \frac{p \cdot a}{2 \cdot t} \quad (4.14)$$

Donde:

$\sigma_{Lcabeza}$ = Esfuerzo longitudinal de la cabeza

$$\sigma_{Lcabeza} = \frac{550 \text{PSI} \cdot (1.96 \text{pulg.})}{2 \cdot (3/32 \text{pulg.})}$$

$$\sigma_{Lcabeza} = 5734.7 \text{PSI}$$

Se puede observar que el esfuerzo longitudinal es el mismo que para un recipiente de cuerpo cilíndrico, para el cálculo del esfuerzo circunferencial se utiliza la siguiente expresión.

$$\sigma_{Ccabeza} = \frac{p \cdot a}{t} \left(1 - \frac{a^2}{2b^2} \right) \quad (4.15)$$

Donde:

$\sigma_{Ccabeza}$ = Esfuerzo circunferencial de la cabeza

$$\sigma_{Ccabeza} = \frac{550 \text{PSI} \cdot (0.91 \text{pulg.})}{3/32 \text{pulg.}} \left(1 - \frac{(1.96 \text{pulg.})^2}{2(0.91 \text{pulg.})^2} \right)$$

$$\sigma_{Ccabeza} = 5930 \text{PSI}$$

Hay que tomar en cuenta que el esfuerzo circunferencial se trata de un esfuerzo de compresión.

Esfuerzos en la Curvatura

El esfuerzo circunferencial varía en distintos puntos de la sección transversal, como se aprecia en la Figura 48, este esfuerzo en la línea recta es la misma que en un cilindro recto, en la parte exterior de la fibra neutra los esfuerzos son menores, mientras que en la parte interior alcanzan sus valores máximos, por lo que se debe utilizar este ángulo para obtener la máxima distribución de esfuerzos.

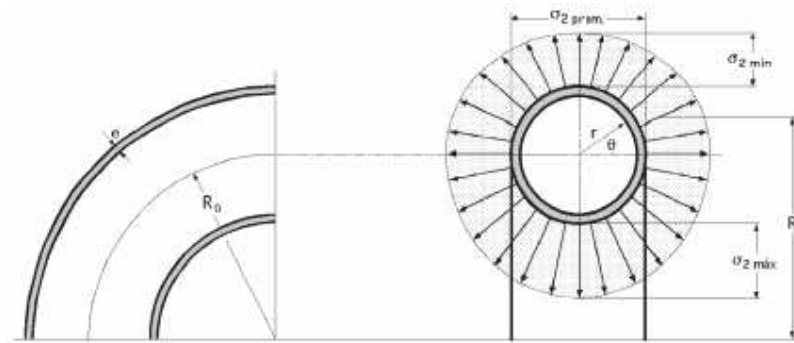


Figura 48: Variación Esfuerzo Circunferencial en Curvaturas
Fuente: (Fernández Díez)

Para el análisis de esfuerzos en codos, se debe considerar que el esfuerzo longitudinal permanece constante y es idéntica a la de un cilindro recto. Para el cálculo del esfuerzo circunferencial en un codo se utiliza la siguiente ecuación.

$$\sigma_{Ccurva} = \frac{p \cdot r_m}{2t} \left(\frac{2R_{curv} + r_m \sin(\delta)}{R_{curv} + r_m \sin(\delta)} \right) \quad (4.16)$$

Donde:

R_{curv} = Radio de curvatura en la fibra neutra

r_m = Radio medio de la tubería

δ = Posición angular del esfuerzo circunferencial

$$\sigma_{Ccurva} = \frac{550\text{PSI} \cdot 1.96\text{pulg.}}{2(3/32\text{pulg.})} \left(\frac{2(5.72\text{pulg.}) + (1.96\text{pulg.}) \sin(270)}{5.72\text{pulg.} + (1.96\text{pulg.}) \sin(270)} \right)$$

$$\sigma_{Ccurva} = 14495.7\text{PSI}$$

En codos los espesores disminuyen hacia el exterior y aumentan hacia el interior, lo que constituye un factor compensador para las mayores tensiones circunferenciales que

se presentan con menores radios de curvatura (Fernández Díez).

4.1.1.6 Aplicación de Teoría de Falla

Como en el recipiente no existen esfuerzos cortantes, las tensiones longitudinales y circunferenciales son principales. Por lo que se trata de un estado de esfuerzos en el plano, así utilizando la Teoría de la Energía de Distorsión, indicado para materiales dúctiles (García, 2008), se obtiene el esfuerzo equivalente de Von Mises aplicándolo en la curvatura de la estructura, lugar donde se obtuvieron los mayores esfuerzos.

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_l^2 - \sigma_c \sigma_l} \quad (4.17)$$

Donde:

σ_{equ} =Esfuerzo equivalente de Von Mises

$$\sigma_{equ} = \sqrt{14495.7^2 + 5734.7^2 - (14495.7)(5734.7)}$$

$$\sigma_{equ} = 12644.5\text{PSI}$$

Para presión estable, el esfuerzo de diseño está basado en la resistencia a la fluencia del material.

$$\sigma_{equ} = \frac{S_y}{n} \quad (4.18)$$

$$n = \frac{46000\text{psi}}{12644.5\text{psi}}$$

$$n = 3.64$$

Se recomienda un valor mínimo del factor de seguridad n igual a 3 para aplicaciones de presión interna (Mott R. L., Resistencia de Materiales, 2009, pág. 93), por lo que el diseño es del recipiente a presión se considera adecuado.

4.1.1.7 Simulación del Acumulador de Aire Comprimido

Se comprobará mediante la ayuda de un software libre de elementos finitos, la fiabilidad del acumulador de aire comprimido, tomando en cuenta las dimensiones obtenidas en las secciones anteriores.



Figura 49: Simulación Acumulador de Aire Comprimido

Mediante este análisis se obtuvo un resultado de esfuerzo equivalente de Von Mises igual a $\sigma_{equ} = 95.91\text{MPa}$, en el mismo lugar donde se determinó el esfuerzo máximo mediante análisis de esfuerzos de secciones anteriores, calculando el factor de seguridad se obtiene mediante la Ecuación 4.18 .

$$n = \frac{325\text{MPa}}{95.91\text{MPa}}$$

$$n = 3.38$$

Factor de seguridad similar al obtenido en la sección 4.1.1.6, factor aceptable para asegurar el correcto funcionamiento recipiente a presión.

4.1.2 Análisis por Elementos Finitos del Cuadro

Para el diseño del marco se utilizó un software libre de CAD, diseño asistido por computador por sus siglas en inglés, mismo que permite elaborar de manera sencilla un prototipo digital de un producto, en este caso el marco de la bicicleta, con lo que se puede evaluar los requerimientos de diseño.

4.1.2.1 Modelado del Cuadro

El cuadro de la bicicleta fue modelado tomando en cuenta las dimensiones de una bicicleta urbana, Figura 50 , para esta bicicleta se debe considerar que los puntos de apoyo son los alojamientos del buje trasero y en el alojamiento de la horquilla. Para el análisis estático se realizará el estudio para el caso mas desfavorable al que se enfrentará el marco de la bicicleta.

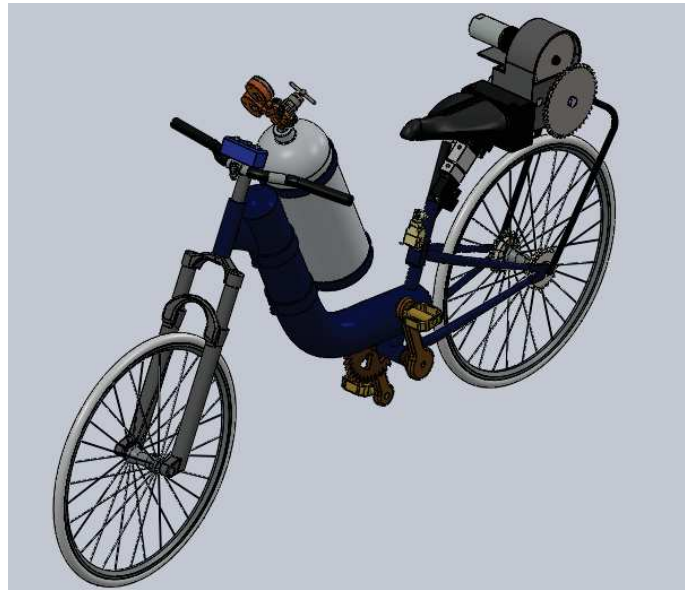


Figura 50: Modelo Prototipo

4.1.2.2 Estudio Estático

En el estudio se considera una persona de 70 Kg. sentada sobre el asiento y pedaleando bicicleta, el caso más desfavorable (Universidad de Salamanca, 2010) , haciendo que el peso de la persona este distribuido sobre el tubo vertical donde se aloja el asiento, el alojamiento de los pedales y el manubrio. Se realizará este análisis con la carga de presión interna de aire.

Para evaluar la condición más desfavorable, se supone que la bicicleta cae en un bache, duplicando el peso de la persona en ese instante. Para las condiciones de frontera, se considera lo siguiente:

- La bicicleta nunca se separa del suelo, restringiendo el movimiento en el eje Y en todos apoyos.
- Las ruedas posteriores no tienen la facultad de girar por lo que en los alojamientos del buje trasero no existirá movimiento en el eje Z.
- En el alojamiento de la horquilla los desplazamientos en el eje Z y X serán nulos.
- Se debe bloquear los giros en los ejes X y Y, para todos los apoyos de la estructura, ya que solo se produce giro en el eje Z correspondiente a las ruedas de la bicicleta.

Las cargas a considerar son:

- La presión interna que estará dentro del acumulador de aire comprimido.
- El peso de la persona.
- La fuerza de pedaleo en el pedalier.
- El torque transmitido por el motor a los alojamientos del buje trasero.
- El peso del motor y su base distribuido en los tubos posteriores de la bicicleta.
- El peso de dos acumuladores de aire comprimido en cada lado del tubo principal del marco de la bicicleta y;
- La gravedad que actuará sobre el marco.

Se pueden apreciar las condiciones de contorno y cargas en la Figura 51. Para determinar la fuerza en el pedaleo, se conoce que una persona produce un pico máximo de potencia de 736 Watts durante el pedaleo a una velocidad angular (ω) de 100 rpm (10.47rad/seg) (Araujo Uribe, Martínez Márquez, & Salazar Palacio, 2009) y la longitud (L) de la biela del pedal es de 0.17 m.

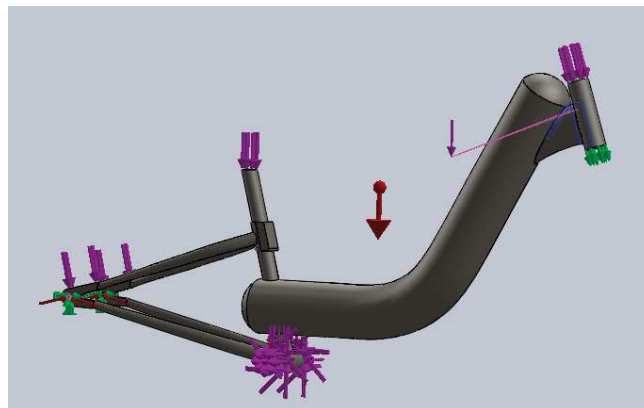


Figura 51: Condiciones de Frontera y Cargas

$$P_{ped} = M \cdot \omega \quad (4.19)$$

Donde:

ω =Velocidad angular de la rueda

$$736\text{W} = M \left(10.47 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right)$$

$$M = 70.29\text{Nm}$$

Con el momento producido por una persona se puede calcular la fuerza producida durante el pedaleo y además asumir que el mismo momento debe ser transmitido en la rueda conectada al motor.

$$M = F_{pedal}L \quad (4.20)$$

$$70.29\text{Nm} = F_{pedal}(0.17\text{m})$$

$$F_{pedal} = 413.47\text{N}$$

En cuanto al peso, éste se distribuye entre el sillín y los pedales. En un 72% en el sillín, un 23% en los pedales y 5% en el manubrio. (Araujo Uribe, Martínez Márquez, & Salazar Palacio, 2009). También se debe tener en consideración la fuerza producida por la transmisión de la cadena. Para lo que se debe conocer el tamaño del plato más pequeño para tener la condición más desfavorable, $D_{cat}=0.120\text{m}$.

$$F_t = \frac{M}{r_{cat}} \quad (4.21)$$

$$F_t = \frac{70.29\text{Nm}}{0.06\text{m}}$$

$$F_t = 1171.5\text{N}$$

Una vez determinados los límites de frontera y cargas se realiza el análisis estático de la estructura tomando en cuenta la carga de la presión interna, para asegurar la condición más desfavorable que presenta el sistema estructural.

4.1.2.3 Simulación del Prototipo

Mediante éste análisis se obtuvo un resultado de esfuerzo equivalente de Von Mises igual a $\sigma_{equ} = 107.56\text{MPa}$, calculando el factor de seguridad se obtiene mediante la Ecuación 4.18 .

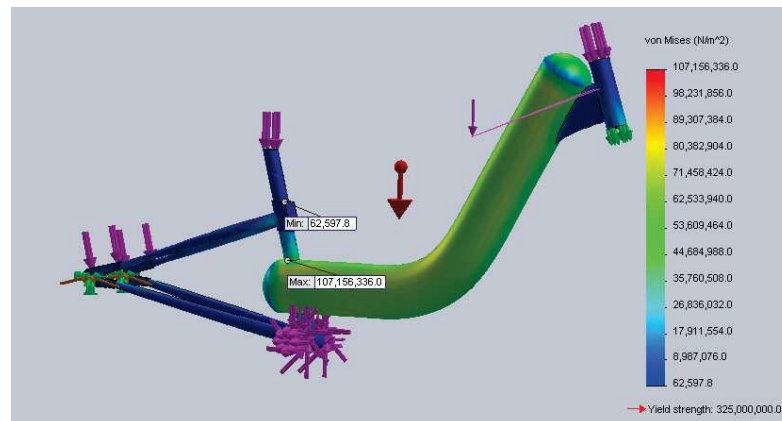


Figura 52: Análisis Estático del Prototipo

$$n = \frac{325\text{MPa}}{107.56\text{MPa}}$$

$$n = 3.04$$

Factor de seguridad aceptable para asegurar el correcto funcionamiento del sistema estructural.

4.2 Diseño de Sistema de Potencia Neumático y Frenado Regenerativo

El sistema neumático será el responsable de suministrar movimiento al prototipo de bicicleta, ya que el motor se alimenta por medio de acumuladores de aire a alta presión, es necesario la utilización de instrumentos de control de presión y direccionamiento del aire comprimido. El principal elemento en este sistema es el motor neumático.

4.2.1 Principios Mecánicos

Los sistemas de movilidad, como una bicicleta obedecen a los principios de la mecánica clásica, siendo fundamental la segunda Ley de Newton para permitir la aceleración y así la movilización del vehículo. Para calcular la potencia que el sistema neumático, se requiere conocer el torque necesario para poder mover la bicicleta y a su conductor. Por lo que se realiza una sumatoria de fuerzas en un plano inclinado, para determinar los valores máximos de potencia y torque.

4.2.1.1 Cálculo Fuerzas

Suponiendo estado de equilibrio estático, se realiza la sumatoria de fuerzas en el plano inclinado, y se obtiene la expresión para calcular la fuerza necesaria para poder

mover la bicicleta a partir del reposo.

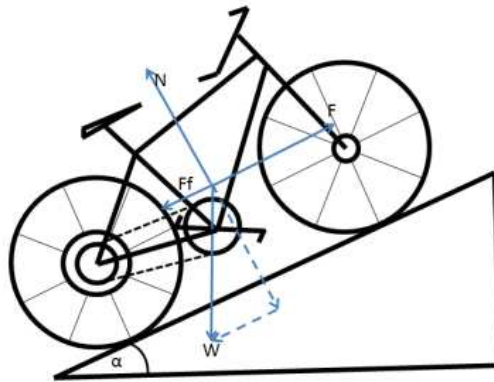


Figura 53: Diagrama de Cuerpo Libre Bicicleta

El peso estimado del prototipo, necesario para los cálculos, se encuentra en el Cuadro 17. Sustituyendo el valor de peso estimado en la Ecuación 4.22, se obtiene.

Tabla 17

Peso Estimado del Prototipo

DESCRIPCIÓN	PESO
Bicicleta	15 kg
Sistema Neumático	10 kg
Sistema de Control	5 kg
Persona Promedio	75 kg
Total	105 kg

$$F = mg \sin \alpha + umg \cos \alpha \quad (4.22)$$

Donde

α = Coeficiente de Rodadura entre Caucho y Asfalto

$$F = 105\text{Kg} \cdot (9.8\text{m}/\text{seg}^2) (\sin(5.71) + (0.03) \cos(5.71))$$

$$F = 133.23\text{N}$$

4.2.1.2 Cálculo Torque Necesario

Para la selección del motor se necesita saber el torque necesario y potencia requerida para mover el prototipo, para su cálculo se utiliza ruedas estándar de bicicletas, de diámetro 26 pulgadas (660.5 mm), por su facilidad de conseguir en el mercado, mediante las Ecuaciones 4.23 y 4.24.

$$Tn = R_{rueda}F \quad (4.23)$$

$$Tn = 0.330m(133.23N)$$

$$Tn = 43.96Nm$$

4.2.1.3 Cálculo Potencia Máxima

Para llegar a la velocidad máxima deseada, se calcula el valor de la potencia requerida; tomando en cuenta la velocidad máxima, que según especificaciones de diseño presentadas en la Tabla 3 es de 20 Km/h, es decir 5.55 m/s, por lo que la potencia necesaria viene dada por:

$$Pmax = Vmax.F \quad (4.24)$$

$$Pmax = 5.55m/seg(133.23N)$$

$$Pmax = 740.16Watts$$

4.2.1.4 Cálculo Velocidad Angular de la Rueda

La velocidad de la rueda posterior, debe ser la misma que en la catarina que ira conectada al motor, por lo que es necesario calcular su velocidad angular, para la posterior selección del motor neumático.

$$\omega = \frac{Vmax}{Rrueda} \quad (4.25)$$

$$\omega = \frac{5.55m/seg}{0.33m}$$

$$\omega = 16.82rad/seg$$

$$\omega = 160.6\text{rpm}$$

4.2.2 Selección de Motor Neumático

Una vez determinados la potencia, torque y velocidad angular necesaria, se puede proceder con la selección del motor neumático. Según datos técnicos proporcionados por la empresa Atlas Copco, única empresa proveedora de motores neumáticos en el país, se puede seleccionar el motor más adecuado para la aplicación tomando en cuenta que su máxima velocidad de salida y su máxima potencia se encuentre lo más cerca posible a los valores calculados en la Sección 4.2.1.3, 740 Watts, una vez identificado este valor se necesita mirar las curvas de rendimiento de los motores para seleccionar el más cercano a las condiciones que necesita la aplicación, otro factor a considerar es que el motor debe ser reversible, ya que debe operar como compresor cuando el sistema de freno regenerativo este en marcha. Por lo que se proponen las siguientes opciones para su selección.



Figura 54: Motores Neumático Atlas Copco
Fuente: (Atlas Copco, 2015)

4.2.2.1 Motor Reversible LZB54 AR0009-11

Es un motor neumático reversible con un eje enchavetado y compacto. Resulta particularmente adecuado para su integración en equipos móviles, como el caso del prototipo de bicicleta neumática.

Table 18:

Especificaciones Técnicas Motor 1

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Máxima Potencia	0.79 kW
Velocidad a Máx. Potencia	47 rpm
Par a Máx. Potencia	161 Nm
Par de Arranque Min.	207 Nm
Consumo de Aire C.N.	18 L/seg
Sentido de Rotación	Reversible
Peso	4.7 Kg

Fuente: (Atlas Copco, 2015)

Este motor como se puede apreciar tiene una potencia por encima de la potencia necesaria calculada, la velocidad angular a máxima potencia es de 47 rpm, pero con un torque bastante alto, problema que se podrá solucionar en el diseño del sistema de transmisión hasta llegar a la velocidad esperada, además el precio es relativamente bajo en comparación a otros motores de la misma marca.

4.2.2.2 Motor Reversible LZB54 AR004-11

Es un motor neumático reversible con una alta relación potencia/peso, tiene una construcción robusta y compacta, para resistir un trato severo.

Table 19:

Especificaciones Técnicas Motor 2

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Máxima Potencia	0.80 kW
Velocidad a Máx. Potencia	190 rpm
Par a Máx. Potencia	40 Nm
Par de Arranque Min.	51 Nm
Consumo de Aire C.N.	18 L/seg
Sentido de Rotación	Reversible
Peso	2.5 Kg

Fuente: (Atlas Copco, 2015)

El motor neumático tiene una potencia por encima de la potencia necesaria calculada, la velocidad angular a máxima potencia es de 190 rpm cercana a la velocidad necesaria para alcanzar la velocidad esperada por el prototipo, su torque a máxima potencia es bastante menor al motor LZB54 AR0009-11 pero cercano al valor mínimo necesario. El precio de este motor es alto, ya que su relación potencia/peso en comparación a otros motores es bastante buena, lo que aumenta su precio en el mercado.

4.2.2.3 Selección

La selección del motor se realiza mediante el criterio de valores ponderados tomando en consideración los siguientes parámetros.

- Precio.
- Torque Necesario Mínimo.
- Consumo de Aire CN.
- Peso.

Se utiliza la matriz combinada para obtener los valores de puntos ponderados, WF,

Tabla 20

Matriz Combinada Motor Neumático

NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	1	2	3	4	5	6	SUMA	WF
1	Precio	0	1	1	1	1	1	6	0.33
2	Torque Mínimo		0	1	1	1	1	5	0.28
3	Consumo de Aire CN			0	1	1	1	4	0.22
4	Peso				0	1	1	3	0.17
							Suma	18	1

Una vez obtenidos los puntos de ponderación WF mediante la utilización de la matriz combinada, se utiliza el método de matrices de decisión para seleccionar el motor neumático mas conveniente.

Tabla 21

Matriz de Selección Motor Neumático

MOTOR NEUMÁTICO						
NO.	PARÁMETROS DE DECISIÓN	WF	LZB54 AR0009-11		LZB54 AR004-11	
			RF	VAL	RF	VAL
1	Precio	0.33	10	3.30	5	1.65
2	Torque Mínimo	0.28	9	2.52	8	2.24
3	Consumo de Aire CN	0.22	8	1.76	8	1.76
4	Peso	0.17	6	1.02	9	1.53
	Suma	1.00	8.60		7.18	
	Prioridad		1		2	

Como se puede apreciar las opciones propuestas por el proveedor los motores tienen características similares de potencia y consumo de aire que son las más importantes a considerar dentro del diseño. El consumo de aire no varía entre diferentes modelos de motores, por lo que la decisión final luego del análisis de criterios ponderados se seleccionó el motor neumático LZB54 AR0009-11.

4.2.3 Selección de Acumuladores de Aire Comprimido

Los tanques de aire comprimido dentro del prototipo tienen como finalidad abastecer al motor de aire a la presión necesaria para su funcionamiento, ya que el proyecto es un vehículo que debe estar en movimiento, se debe tratar de seleccionar recipientes que sean capaces de almacenar aire a la mayor presión posible y que su peso sea el mínimo.



Figura 55: Tanque de Aire Comprimido
Fuente: (Scott Safety, 2015)

Los depósitos de aire comprimido a alta presión más comunes son los elaborados en acero, aunque este tipo de tanques pueden soportar presiones de hasta 150 bar, no

tienen una capacidad volumétrica grande, ocupan una gran cantidad de espacio y son muy pesados, por lo que se decidió utilizar tanques de fibra de carbono. Estos recipientes son los más ligeros que se pueden encontrar en el mercado, además de soportar 300 bar de presión interna.

Table 22:

Especificaciones Técnicas Tanques de Aire Comprimido

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Presión Máxima	4500 PSI
Capacidad de Aire a C.N.	1841 Litros
Longitud	51.8 cm
Diámetro	16 cm
Peso	6.62 Kg
Volúmen Recipiente	10.4 Litros

Fuente: (Scott Safety, 2015)

El prototipo de bicicleta neumática necesita almacenar aire a grandes presiones sin ocupar mucho espacio o añadir peso innecesario al vehículo, por lo que el uso de recipientes metálicos queda descartado. Por lo que se consideró la utilización de tanques de aire comprimido de alta presión fabricados de fibra de carbono, en el mercado se cuenta con tanques que soportan presiones de entre 3000 a 4500 psi, debido a disponibilidad y costo, se utilizarán en el prototipo tanques de 4500 psi de la marca SCOTT, Figura 55, utilizados frecuentemente en sistemas de respiración. Las especificaciones técnicas de estos tanques se exponen en la Tabla 22.

4.2.3.1 Autonomía Teórica del Prototipo

Tomando en cuenta que se seleccionó el motor neumático LZB54 AR0009-11, con un consumo de aire a máxima potencia de 18 L/seg en condiciones normales, se puede calcular la autonomía teórica que tendrá el prototipo utilizando el acumulador de aire seleccionado, sabiendo que el recipiente puede almacenar 1841 Litros en condiciones normales.

$$Dist_{teórica} = \frac{V_{max} \times Vol_{aire}}{Consumo_{aire}} \quad (4.26)$$

$$Dist_{teórica} = \frac{5.55 \text{ m/seg}(1841 \text{ L})}{18 \text{ L/seg}}$$

$$Dist_{teórica} = 567.6 \text{ m}$$

Donde:

Vol_{aire} = Volumen de Aire en CN dentro del Acumulador

Esta es la distancia estimada que se espera podrá recorrer el prototipo utilizando únicamente el sistema de apoyo neumático, es decir sin utilizar los pedales, valor que sirve para calcular la eficiencia del sistema de potencia una vez realizadas las pruebas.

4.2.3.2 Cálculo de Exergía Disponible en el Acumulador

La exergía es la propiedad termodinámica que permite determinar el potencial de trabajo de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Definida de otra forma la exergía es la porción de la energía que puede ser transformada en trabajo mecánico (Çengel, 2009). Es importante entender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que el prototipo realmente entregará, sino que representa el límite superior de la cantidad de trabajo que entregará sin violar cualquier ley termodinámica.

Una vez seleccionados los acumuladores de aire comprimido, se puede realizar una aproximación de la exergía disponible dentro del acumulador. Para el cálculo de la máxima exergía del sistema se considera un proceso cuasiestático, el sistema está en todo momento muy cerca del estado de equilibrio y es reversible. La única forma de trabajo que el sistema del acumulador puede involucrar durante un proceso reversible es el trabajo de frontera.

$$\delta W_{salida} = p dV \quad (4.27)$$

Donde:

δW_{salida} = Trabajo del sistema

p = Presión del recipiente

dV = Diferencial de Volúmen

Cualquier trabajo útil entregado por el acumulador de aire comprimido se debe a la presión or encima de la presión atmosférica, por lo tanto.

$$\delta W_{salida} = (p - p_o) dV + p_o dV \quad (4.28)$$

Donde:

p_o = Presión Atmosférica

Y el trabajo mecánico útil que puede proorcionar el acumulador es.

$$\delta W_{\text{útil}}^{\text{mec}} = \delta W_{\text{salida}} - p_o dV$$

Por otra parte un proceso reversible no puede involucrar transferencias de calor debido a una diferencia finita de temperatura, por lo que cualquier transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores debe ocurrir dentro de una máquina térmica reversible. El trabajo diferencial producido por la transferencia de calor es.

$$\delta W_{\text{útil}}^{\text{térm}} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \delta Q_{\text{salida}} \quad (4.29)$$

Donde:

T_o =Temperatura ambiente

T =Temperatura del recipiente

δQ_{salida} =Transferencia de calor de salida

$\delta W_{\text{útil}}^{\text{Total}}$ =Transferencia de trabajo total útil

Conociendo que el calor que entra al sistema, es igual al calor que sale.

$$\frac{\delta Q_{\text{salida}}}{T} = -dS \quad (4.30)$$

Donde:

dS =Cambio de entropía del sistema

Se obtiene entonces el trabajo térmico útil del sistema.

$$\delta W_{\text{útil}}^{\text{térm}} = \delta Q_{\text{salida}} + T_o dS \quad (4.31)$$

El trabajo total útil del sistema entonces es la suma del trabajo mecánico útil y el trabajo térmico útil.

$$\delta W_{\text{útil}}^{\text{Total}} = \delta W_{\text{útil}}^{\text{térm}} + \delta W_{\text{útil}}^{\text{mec}} \quad (4.32)$$

$$\delta W_{\text{útil}}^{\text{Total}} = \delta Q_{\text{salida}} + T_o dS + \delta W_{\text{salida}} - p_o dV$$

Por el primer principio de la termodinámica el calor y el trabajo a la salida del sistema equivale a la disminución de la energía interna.

$$\delta Q_{\text{salida}} + \delta W_{\text{salida}} = -dU \quad (4.33)$$

Donde:

dU =Cambio de energía interna del sistema

Se obtiene entonces la expresión del trabajo útil para el acumulador de aire comprimido.

$$dW_{util}^{Total} = T_o dS - p_o dV - dU \quad (4.34)$$

Donde:

dW_{util}^{Total} =Diferencial de trabajo total útil del sistema

Al integrar desde el estado especificado en el que se encuentra el recipiente de aire comprimido hasta el estado muerto o ambiente, se obtiene.

$$dW_{util}^{Total} = (U - U_o) + p_o (V - V_o) - T_o (S - S_o) \quad (4.35)$$

Esta expresión es el trabajo útil entregado cuando el sistema experimenta un proceso reversible desde un estado especificado hasta el estado muerto, o exergía del sistema. Se observa que las energías cinética y potencial son formas de exergía, por lo que para un sistema cerrado de masa m , se obtiene.

$$Exerg = (U - U_o) + p_o (V - V_o) - T_o (S - S_o) + m \frac{Vel^2}{2} + mgz \quad (4.36)$$

Para los acumuladores de aproximadamente 10 Litros, contienen aire comprimido a 4500 psi (310 bar) y una temperatura de 300 K, las condiciones ambientales en la ciudad de Quito 10,56 psi (0.72 bar) y una temperatura ambiente promedio de 300 K, hay que considerar que ninguna masa cruza la frontera por lo que se calcula la exergía de una masa de aire fija, máxima que se puede obtener del recipiente de aire comprimido.

$$m_1 = \frac{p_1 V}{RT_1} \quad (4.37)$$

Donde:

m_1 =Masa de Aire en el Acumulador

R =Constante Universal de los Gases (kPa.m³/kg.K)

$$m_1 = \frac{(31000 \text{ kPa})(0.01 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa.m}^3/\text{kg.K})(300 \text{ K})}$$

$$m_1 = 3.6 \text{ Kg}$$

Considerando que la energía cinética y potencial es nula, además que no existe

cambio de energía interna por tratarse de un sistema estacionario, se obtiene la exergía del sistema de la siguiente manera.

$$Exerg = p_o(V_1 - V_o) - T_o(S_1 - S_o)$$

$$Exerg = m_1 \left[p_o \left(\frac{RT_1}{p_1} - \frac{RT_o}{p_o} \right) - T_o \left(C_p \ln \frac{T_1}{T_o} - R \ln \frac{p_1}{p_o} \right) \right]$$

$$Exerg = m_1 \left[RT_o \left(\frac{p_o}{p_1} - 1 \right) + RT_o \left(\ln \frac{p_1}{p_o} \right) \right]$$

$$Exerg = (3.6 \text{ Kg}) (0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K}) (300 \text{ K}) \left[\ln \frac{31000 \text{ kPa}}{72 \text{ kPa}} + \frac{72 \text{ kPa}}{31000 \text{ kPa}} - 1 \right]$$

$$Exerg = 1379.14 \text{ KJ}$$

Entonces, el potencial de trabajo del recipiente de aire comprimido es de 1379.14 KJ, por lo tanto esta es la energía es el máxima que podrá ser convertida en trabajo que se puede obtener del aire comprimido almacenado en el recipiente.

4.2.4 Selección de Reguladores de Presión

Considerando que los tanques principales de aire comprimido almacenan aire a 4500 PSI y tanto el sistema de control electroneumático como el motor neumático seleccionados trabajan a presiones aproximadas a los 100 PSI, será necesario la reducción de presión entre los acumuladores y el motor. Para esta función se utiliza un regulador de presión instalado a la salida del tanque como se puede apreciar en la Figura 56.

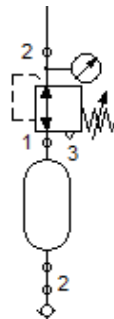


Figura 56: Regulador de Presión

Las características que debe tener el regulador de presión son las siguientes:

- Presión de Entrada: 4500 psi

- Presión de Salida: 100 psi
- Caudal de aire: 18 L/seg

Luego de las salidas de los reguladores de presión se utiliza una sola tubería hasta llegar al motor, pasando por todos los elementos de control, por lo que se seleccionó un regulador de presión de oxígeno, que cumple con las especificaciones necesarias para su funcionamiento dentro del prototipo.

4.2.5 Circuito Neumático

El circuito neumático se puede apreciar en la Figura 57, se puede observar que la carga del acumulador de alta presión se realiza mediante un compresor externo, una vez cargados los tanques se puede desconectar el compresor. A la salida del tanques se encuentra un regulador de presión manual, seleccionado en el apartado 4.2.4 , luego se une la salida del regulador hacia el regulador de presión proporcional que permitirá el paso de más o menos presión dependiendo de si el prototipo se encuentre en una recta, donde se necesite menos torque, o subiendo una pendiente, donde el torque deba ser mayor.

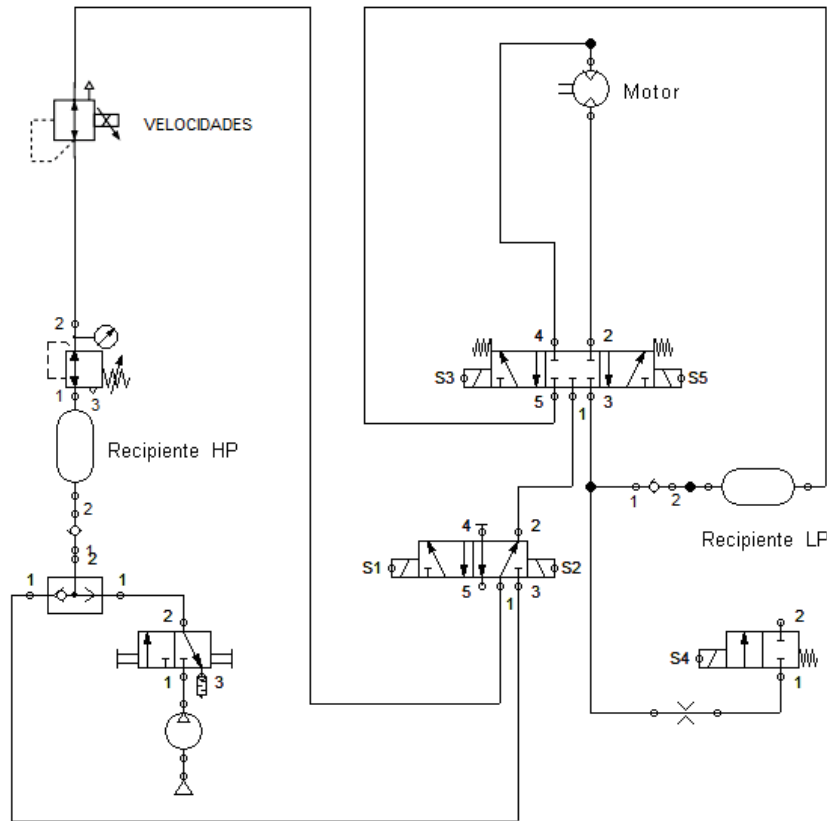


Figura 57: Circuito Electroneumático

Una vez regulada la presión, se cuenta con una válvula 5/2, que servirá para direccionar el aire hasta el motor o hacia el acumulador principal desde el recipiente de baja presión. También, se cuenta con una válvula 5/3, esta válvula permanece en posición central totalmente cerrada hasta que se active el sistema de potencia permitiendo el paso hacia el motor o cuando se activa el sistema de freno regenerativo, momento en el que esta válvula direcciona el aire desde al acumulador de baja presión para que pase por el motor y este actúa como compresor y llene los acumuladores de alta presión. Finalmente el sistema cuenta con una válvula 2/2 que permite la salida de parte del aire utilizado por el motor hacia el ambiente, y se cerrará cuando el sistema de freno regenerativo este activado y el aire tenga que fluir en sentido contrario.

4.2.5.1 Estado 1

En este estado del circuito, es cuando el sistema de potencia está en marcha y permite que el aire fluya desde los acumuladores hacia el motor, también como se puede apreciar en la Figura 58, parte del aire que se ocupa en el motor es recolectado en un re-

cipiente de baja presión, este aire es posteriormente utilizado por el sistema de frenado regenerativo.

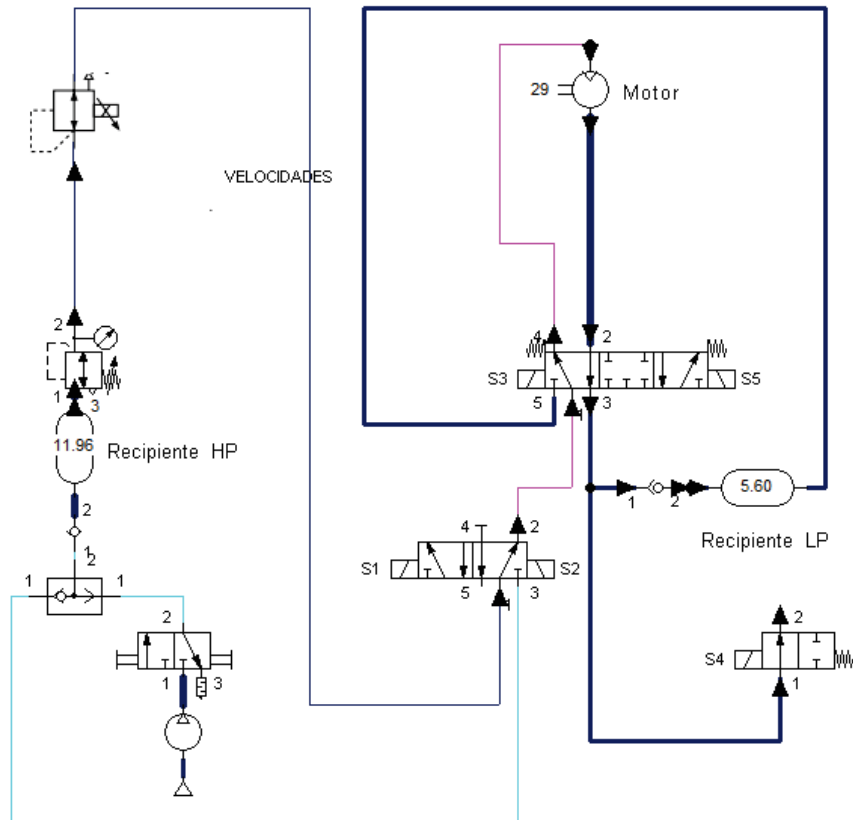


Figura 58: Estado 1 Circuito Electropneumático

4.2.5.2 Estado 2

En este estado el sistema de potencia está en frenado y restringe el aire desde el acumulador hacia el motor, mediante la activación de la solenoide S1 de la válvula 5/2, como se puede apreciar en la Figura 59.

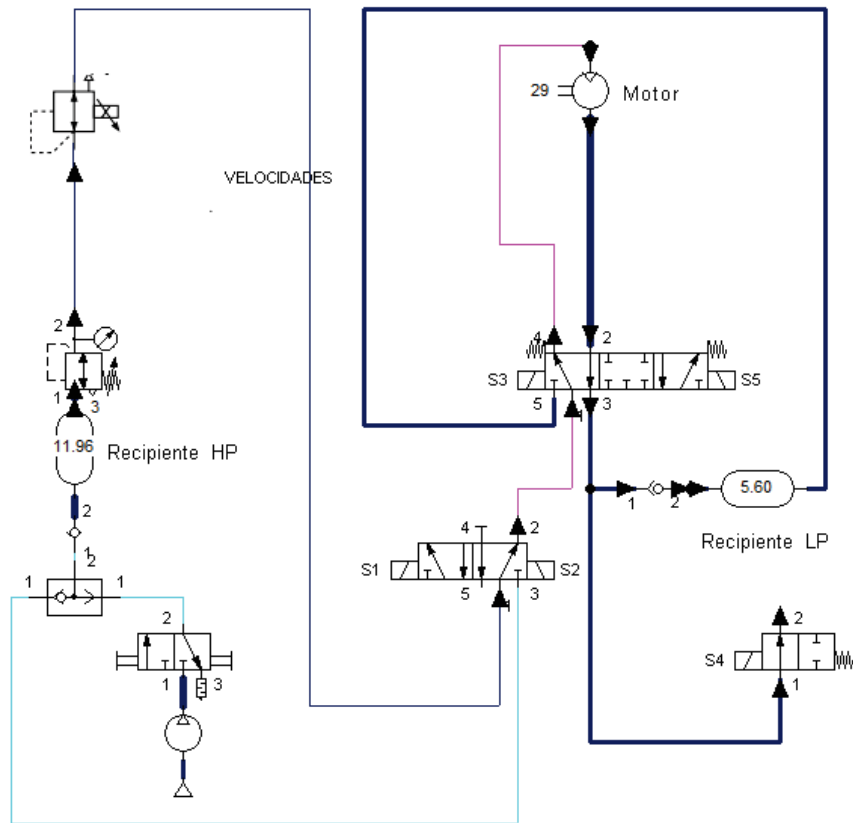


Figura 59: Estado 2 Circuito Electropneumático

4.2.5.3 Estado 3

Este estado sucede cuando el sistema de frenado regenerativo este activado, Figura 60 , el aire del recipiente de baja presión se direcciona hacia el motor, mismo que actuará como compresor y será movido durante el pedaleo, para luego ser dirigido hacia los recipientes de alta presión y cargar el sistema.

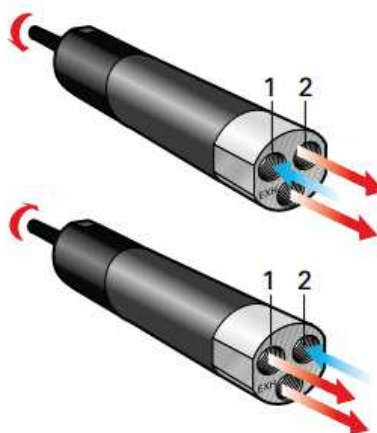


Figura 61: Conexión Motor Neumático
Fuente: (Atlas Copco, 2015)

Las dimensiones recomendadas para la red de aire del sistema es de 13mm de diámetro para la manguera de entrada al motor, por lo que se puede seleccionar este diámetro de tubería para todo el sistema.

4.3 Diseño de Sistema de Control

El sistema de control se divide en dos, un circuito para el control del flujo de aire y un segundo circuito encargado del control de potencia y velocidad del prototipo. Para su implementación dentro de la bicicleta se decidió utilizar un microcontrolador de la marca ARDUINO UNO, Figura 62, que sirve para mandar las señales de activación del motor, freno, activación del freno regenerativo y control de velocidades.



Figura 62: Placa Arduino UNO
Fuente: (ARDUINO, 2015)

Las características técnicas del microcontrolador se resumen en la Tabla 23.

Tabla 23

Especificaciones Técnicas de Arduino UNO

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Microcontrolador	ATmega328
Voltaje de funcionamiento	5V
Alimentación (recomendada)	7-12V
Voltaje máximo de entrada(no recomendado)	20V
Pines digitales I/O	14 (6 dan salida PWM)
Pines de entrada analógica	6
Corriente DC por I/O Pin	40 mA
Corriente DC para el pin 3.3V	50 mA

Fuente: (ARDUINO, 2015)

4.3.1 Control de Flujo de Aire

La activación de las electroválvulas es fundamental para el funcionamiento de la bicicleta, como se puede apreciar en el apartado 4.2.5, se tiene dos estados de operación del sistema neumático y se debe activar y restringir el paso de aire de acuerdo a si el sistema esta acelerado, si se encuentra frenando o si el sistema de freno regenerativo está en marcha. El circuito de control y potencia de las electroválvulas se puede apreciar en la Figura 63.

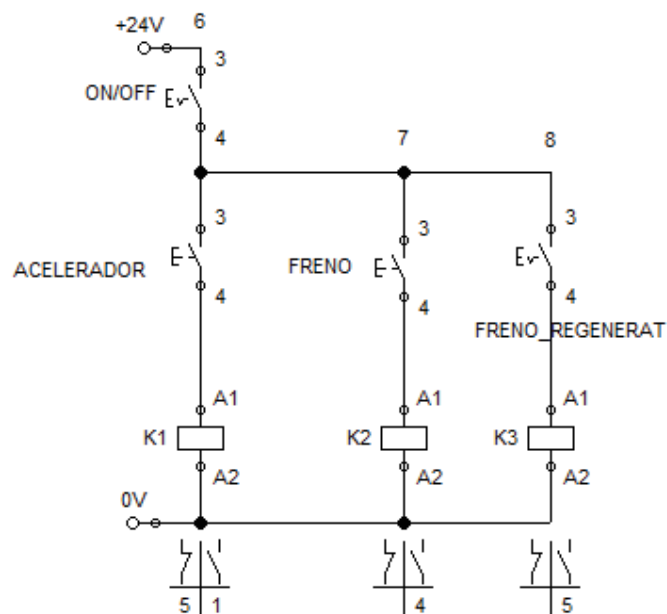


Figura 63: Circuito de Control Direcccionamiento de Aire

El sistema de control para la activación del motor, frenado y sistema de frenado regenerativo consta de 3 relés, parte de un módulo relé para Arduino Figura 64. Los relés K1 y K2 se activan mediante pulsadores ubicados en el manubrio de la bicicleta y el relé K3 mediante un switch. Tanto los pulsadores como el switch están conectados a las entradas digitales 8, 9 y 10 de la tarjeta Arduino, una vez que la tarjeta de relé se active a través de un pulso binario desde la tarjeta, el estado pasa de normalmente cerrado a abierto y se energiza la válvula con 24VDC y deja pasar el flujo de aire según el estado en que se encuentre el sistema.



Figura 64: Módulo de Relé Arduino
Fuente: (ARDUINO, 2015)

También se energiza el módulo relé con 5VDC, provenientes de la tarjeta, en el pin VCC, se conecta el pin GND a tierra común de todo el sistema y para el control de la activación de un relé a otro, se conectan los pines IN1, IN2 e IN3 en los puertos digitales 13, 12 y 11 del microprocesador Arduino, Figura 65. Para la alimentación, se energizan las válvulas solenoides con 24VDC a través de los puertos comunes en los tres relés. La programación para la activación de las válvulas solenoides se ubica en el Anexo C.

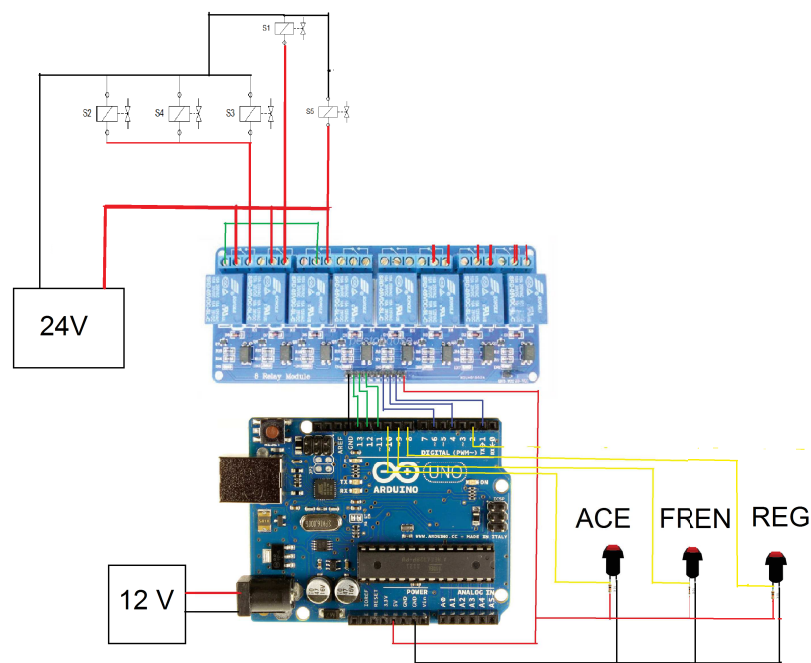


Figura 65: Conexiones Arduino para Direccionamiento de Aire

La configuración de las válvulas solenoides se presentan en la Figura 66, dentro de este circuito se puede apreciar que el relé K1 es el responsable de activar las solenoides S2, S4 y S3, necesarias para que la bicicleta se ponga en marcha, además de permitir la activación del sistema de freno regenerativo cuando este esté activado y suspender su utilización cuando se está acelerando mediante el uso de su contacto normalmente cerrado. El relé K2 activa el solenoide S1 responsable de frenar el sistema, cortando el flujo de aire al motor. Finalmente el relé K3 se ocupa de activar el sistema de freno regenerativo.

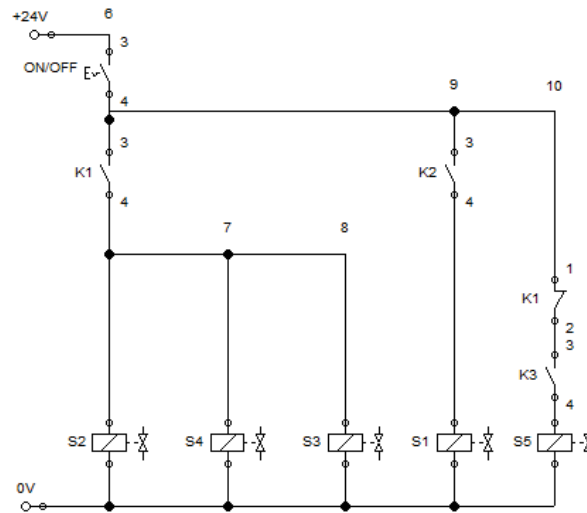


Figura 66: Circuito de Solenoides

4.3.2 Control de Potencia

El control de potencia del motor se realiza mediante una electroválvula reguladora proporcional de presión, controlada por una señal electrónica que vendrá desde el microcontrolador, permitiendo el paso de una mayor o menor presión dependiendo de la magnitud de esta.

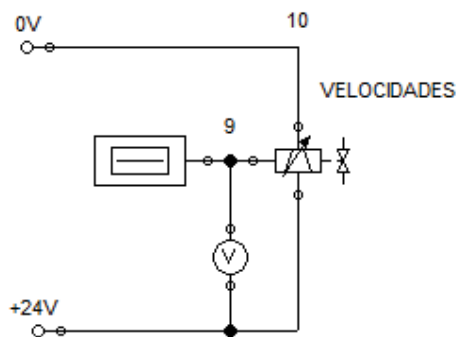


Figura 67: Circuito de Control de Velocidades

Para esto se utiliza un regulador de presión electrónico de la marca SMC, específicamente el modelo ITV3050-31N4CL4, Figura 68. El regulador tiene la opción de setearla, por lo que se seteó una salida de 0 a 100 PSI proporcional a una señal de entrada de 0 a 10 VDC, para lo que se necesita acondicionar las señales de entrada la regulador.



Figura 68: Regulador de Presión Electrónico
Fuente: (SMC, 2015)

Se decidió utilizar 3 salidas digitales de la tarjeta Arduino conectadas a 3 de los relés sobrantes del módulo utilizado para el direccionamiento del aire, cada salida normalmente cerrada de los relés van conectadas a convertidores DC-DC, Figura 69, que son circuitos electrónicos de potencia que convierten una tensión continua a un diferente nivel de tensión de corriente continua para proporcionar una salida regulada, se decide adquirir tres convertidores DC-DC en un rango de 5 VDC a 40 VDC de 3A, variando la señal de entrada hacia el regulador.

El regulador será alimentado con la misma batería que alimenta la electroválvulas, además como medida de protección se instaló diodos a la salida de cada convertidor DC-DC para proteger a la bobina del relé de la corriente inversa que se genera al desconectar dicho elemento.

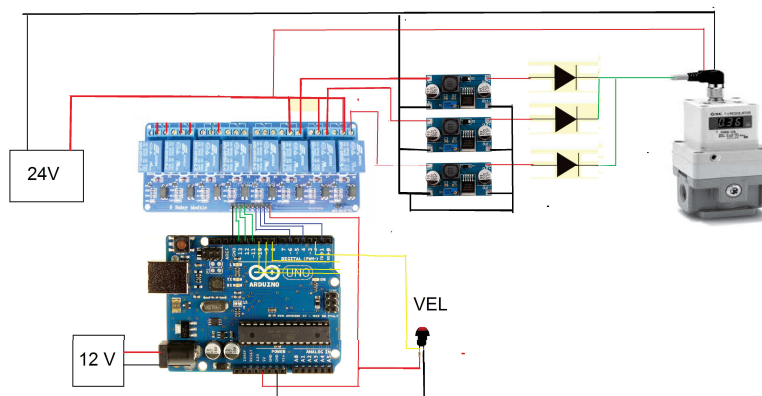


Figura 69: Circuito de Control de Velocidades

El control de apertura de cada relé será mediante un único pulsador, conectado a la

entrada digital 2 de la tarjeta Arduino, para el control de la activación de un relé a otro, se conectan los pines IN6, IN7 e IN8 en los puertos digitales 1, 4 y 6 del microprocesador Arduino, Figura 69, mediante 1 pulso se activará la salida de 6VDC equivalente a 58PSI, suficiente para brindar un apoyo al pedaleo, mediante 2 pulsos se activará una salida de 8VDC equivalente a 87PSI, suficiente para que la bicicleta pueda movilizarse sin la necesidad de pedalear y finalmente con 3 pulsos se activa el relé con una salida de 10VDC equivalente a 100PSI, valor necesario para subir la pendiente calculada, reduciendo los valores de torque y velocidad del motor de acuerdo a los factores encontrados en la Tabla 24.

Table 24:

Factor de Corrección Motor Neumático

FACTORES DE CORRECCIÓN					
BAR	PSI	POTENCIA	VELOCIDAD	PAR	CONSUMO DE AIRE
7	101	1.13	1.01	1.09	1.11
6	87	0.94	0.99	0.95	0.96
5	73	0.71	0.93	0.79	0.77
4	58	0.51	0.85	0.63	0.61
3	44	0.33	0.73	0.48	0.44

Fuente: (Atlas Copco, 2015)

La programación para la activación de los relés encargados de mandar la señal al regulador de presión se ubica en el Anexo C.

4.3.3 Conexiones Prototipo

En la Figura 70 se puede apreciar todas las conexiones necesarias para el sistema de control del prototipo.

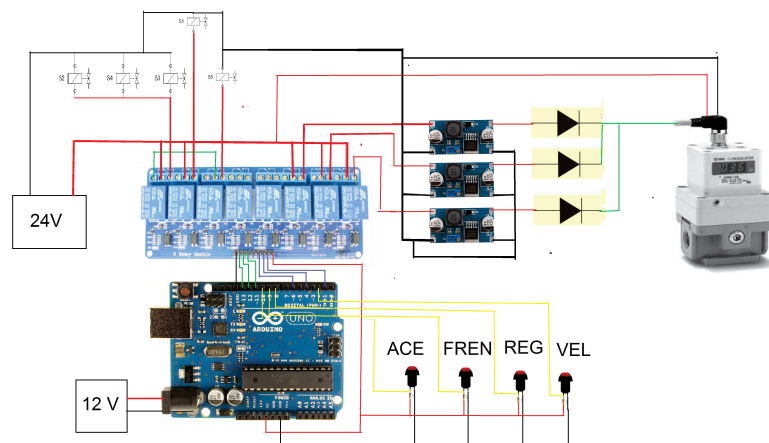


Figura 70: Conexiones Control del Prototipo

4.3.4 Dimensionamiento de Baterías

Todas las electroválvulas funcionan con un voltaje de activación de 24VDC, el regulador proporcional estará actuando en todos los estados de funcionamiento y como máximo se accionan tres válvulas solenoides a la vez, el consumo de activación por bobina es alrededor de 0.35A debido a que cada válvula tiene una potencia de 4.2 Watts y según el catálogo del regulador de presión el consumo de este es de 0.12A se puede calcular la capacidad que deben tener las baterías para abastecer al sistema.

Para calcular la capacidad que se necesita para la aplicación de control de las electroválvulas y el regulador de presión electrónico se asume que siempre se está operando en la condición mas crítica de operación, es decir que se encuentran actuando 3 bobinas y el regulador al mismo tiempo y que el tiempo de operación será de 2 horas. La capacidad viene dada por.

$$Cap = Amp \times tiempo \quad (4.38)$$

$$Cap = (1.17A) \times 2horas$$

$$Cap = 2.34Ahoras$$

Donde:

Cap =Capacidad Necesaria de Baterías

Amp =Consumo de Amperaje del Sistema

tiempo =Tiempo de Utilización del Sistema

No es prudente descargar la batería totalmente en cada ciclo de carga, ya que podría ocasionar un daño permanente en las baterías e imposibilitar futuras cargas. Si se desea utilizar una batería de plomo ácido como la que se pretende utilizar en el proyecto no se debe extraer más del 80% de su carga para ampliar el número de ciclos y que se mantenga su capacidad de carga durante más tiempo. Por lo que la capacidad real que necesitara la batería es.

$$Cap_{real} = \frac{Cap}{0.8} \quad (4.39)$$

$$Cap_{real} = \frac{2.34A.hora}{0.8}$$

$$Cap_{real} = 2.92A.hora$$

Se seleccionaron para la implementación del prototipo dos baterías de 12VDC con una capacidad de 4A.hora, conectadas en serie para obtener el voltaje requerido para el funcionamiento del sistema eléctrico de la bicicleta.

4.4 Diseño de Sistema de Transmisión

En el apartado 3.4.5, se decidió utilizar un sistema de transmisión por cadena, pero debido a que el motor no debe estar en uso de manera continua para permitir el pedaleo, surge la necesidad de realizar una caja de cambios de para restringir el movimiento del motor. La transmisión debe diseñarse tomando en cuenta la velocidad de entrada de 47 rpm, y una velocidad de salida de 160.6 rpm, la potencia a transmitir será la máxima potencia del motor neumático igual a 1.06 HP (0.79 Kw), por lo que se tiene una relación de transmisión de:

$$Rel = \frac{n1}{n2} \quad (4.40)$$

$$Rel = \frac{47rpm}{160.6rpm}$$

$$Rel = 0.29$$

Ya que el sistema consta de una caja de cambios y transmisión por cadena, se puede seleccionar una relación de transmisión para cada uno de los subsistemas, para la caja de cambios se utiliza una relación $i_1=0.53$ y para la transmisión por cadena $i_2=0.55$,

garantizando mantener la relación general de transmisión ya que cumple con la siguiente expresión.

$$Rel = i_1 \times i_2 \quad (4.41)$$

$$Rel = 0.53(0.55)$$

$$Rel = 0.29$$

4.4.1 Diseño Caja de Cambios

En la Figura 71, se muestra en esquema de la caja de cambios del prototipo, se puede observar que la caja de cambios es similar a la utilizada en las motocicletas y consta de un eje primario donde llega el movimiento del motor, mismo que consta de un piñón deslizante solidario, denominado cruceta, que puede ser conectado con el engranaje que se encuentra en relación de contacto con piñón del motor mediante hendiduras y así permitir o bloquear el movimiento hacia la rueda de la bicicleta.

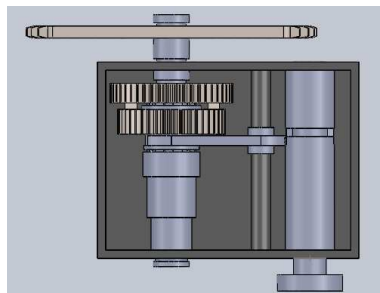


Figura 71: Esquema Caja de Cambios

También, se tiene un eje selector en el que ira conectado una horquilla deslizante, Figura 72, que será la encargada de accionar el engranaje mediante el movimiento de la cruceta.



Figura 72: Horquilla deslizante
Fuente: (Virtualmáquinas, 2015)

Las marchas, para nuestro prototipo serán neutro y marcha, serán seleccionados mediante el movimiento de un tambor de cambio, Figura 73 , este tambor acciona la horquilla ya que un tetón encaja directamente en las ranuras del tambor.

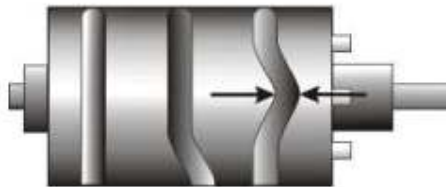


Figura 73: Tambor de Cambios
Fuente: (Virtualmáquinas, 2015)

4.4.1.1 Diseño de Engranajes Rectos

La caja de cambios cuenta con un par de engranajes rectos, para su diseño se tomó en cuenta el análisis de esfuerzos por flexión y por contacto sugeridos por la American Gear Manufacturers Association (AGMA), para evitar la fractura por fatiga provocado por la variación de esfuerzos de flexión y fatiga superficial o picadura en la superficie del diente provocado por esfuerzos de contacto.

Geometría de Engranajes Antes de diseñar el par de engranajes se debe seleccionar algunos parámetros de diseño, entre ellos el ángulo de presión $\phi = 20^\circ$ valor sugerido para evitar problemas de interferencia, valor tomado de la Tabla 74.

Ángulo de presión (grados)	Número mínimo de dientes
14.5	32
20	18
25	12

Figura 74: Ángulo de Presión
Fuente: (Norton, 2011)

Otro parámetro es el módulo, factor que define la geometría del par de engranajes, para la aplicación se seleccionó un módulo $m = 1.5$, debido a que se debe ocupar el menor espacio posible en el diseño de la caja de cambios, y un módulo mayor significaría dimensiones mayores. Sabiendo la velocidad de rotación del motor, la misma que la del piñón, y la relación de transmisión, se puede calcular la velocidad de salida del engrane.

$$i_1 = \frac{\omega_{p1}}{\omega_{g1}} \quad (4.42)$$

Donde

i_1 = Relación de Transmisión 1

ω_{g1} = Velocidad angular del Piñon 1

ω_{p1} = Velocidad angular del Engrane 1

$$\omega_{g1} = \frac{\omega_{p1}}{i_1}$$

$$\omega_{g1} = \frac{47 \text{ rpm}}{0.53}$$

$$\omega_{g1} = 88.6 \text{ rpm}$$

Con la misma relación de transmisión se puede calcular el número de dientes que debe tener tanto el piñon como el engrane, se seleccionó un número de dientes para el piñón $Z_p = 90$, verificando que para este número de dientes y ángulo de presión no existe interferencia, como se puede apreciar en la Tabla 75.

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en el engrane
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Figura 75: Número de Dientes
Fuente: (Norton, 2011)

Una vez determinados los números de dientes se procede a calcular los diámetros de paso del piñón y de la rueda conducida, mediante las fórmulas 4.44 y 4.45.

$$i_1 = \frac{Z_g}{Z_p} \quad (4.43)$$

Donde

Z_g =Número de dientes del Engrane

Z_p =Número de dientes del Piñón

$$Z_g = 0.53(90)$$

$$Z_g = 48 \text{ dientes}$$

Diámetro de Paso del Piñón

$$dp = m \times Z_p \quad (4.44)$$

$$dp = 1.5 \text{ mm}(90)$$

$$dp = 135 \text{ mm}$$

Diámetro de Paso de la Rueda

$$Dp = m \times Z_g \quad (4.45)$$

$$Dp = 1.5 \text{ mm}(48)$$

$$Dp = 72 \text{ mm}$$

Distancia Entre Centros Finalmente se puede determinar la distancia entre centros, para saber el espacio que se necesita para el diseño de la caja de transmisión.

$$DC = m \times \left(\frac{Z_p + Z_g}{2} \right) \quad (4.46)$$

$$DC = 1.5 \text{ mm} \times \left(\frac{90 + 48}{2} \right)$$

$$DC = 103.5 \text{ mm}$$

4.4.1.2 Análisis de Cargas

Para el análisis de cargas sobre los dientes se realiza mediante métodos tradicionales, la única fuerza que actúa sobre los dientes en contacto de un tren de engranajes rectos, denominada F, es la que actúa a lo largo de la línea de acción del ángulo de presión, Figura 76.

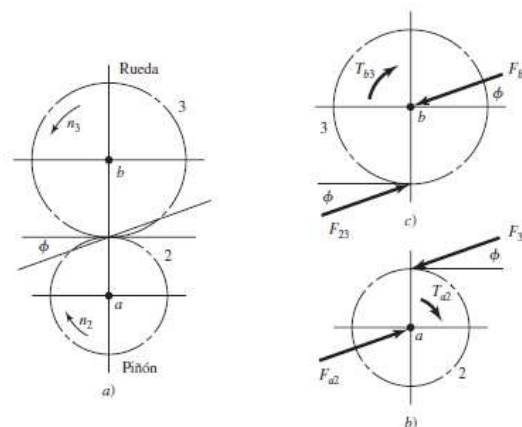


Figura 76: Cargas sobre Engranajes Rectos
Fuente: (Budynas, R.G. & A Nisbett, J.K. , 2008)

Esta se descompone en sus componentes tangenciales y radiales, Figura 77 , y se calculan de la siguiente manera.

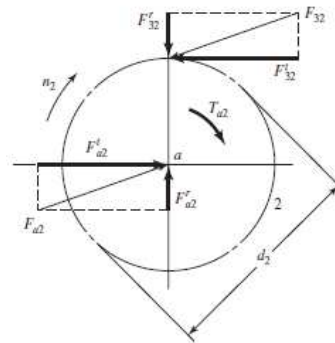


Figura 77: Descomposición Cargas
Fuente: (Budynas, R.G. & A Nisbett, J.K. , 2008)

Torque en el Piñón

$$Tp = 9550 \times \frac{Pot}{\omega p_1} \quad (4.47)$$

$$Tp = 9550 \left(\frac{0.79 \text{ Kw}}{47 \text{ rpm}} \right)$$

$$Tp = 160.5 \text{ Nm}$$

Fuerza Tangencial Piñón

$$Ftg_{piñon} = \frac{2 \times Tp}{d_p} \quad (4.48)$$

$$Ftg_{piñon} = \frac{2(1000 \text{ mm})(160.5 \text{ Nm})}{135 \text{ mm}(1 \text{ m})}$$

$$Ftg_{piñon} = 2377.8 \text{ N}$$

Fuerza Radial Piñón

$$Fr_{piñon} = Ftg \times \tan(\phi) \quad (4.49)$$

$$Fr_{piñon} = 2377.8 \text{ N} \times \tan(20^\circ)$$

$$Fr_{piñon} = 865.44 \text{ N}$$

Torque en el Engrane

$$Te = 9550 \times \frac{Pot}{\omega g_1} \quad (4.50)$$

$$T_e = 9550 \left(\frac{0.79 \text{ Kw}}{88.6 \text{ rpm}} \right)$$

$$T_e = 85.15 \text{ Nm}$$

Fuerza Tangencial del Engrane

$$F_{tg_{engrane}} = \frac{2 \times T_e}{D_p} \times 1000 \quad (4.51)$$

$$F_{tg_{engrane}} = \frac{2(1000 \text{ mm})(85.15 \text{ Nm})}{72 \text{ mm}(1 \text{ m})}$$

$$F_{tg_{engrane}} = 2365.27 \text{ N}$$

Fuerza Radial del Engrane

$$F_{r_{engrane}} = F_{tg} \times \tan(\phi) \quad (4.52)$$

$$F_{r_{engrane}} = 1261.48 \text{ N} \times \tan(20^\circ)$$

$$F_{r_{engrane}} = 860.89 \text{ N}$$

4.4.1.3 Análisis de Esfuerzos de Flexión

Para determinar la resistencia a la flexión se utilizan las ecuaciones de la AGMA, en la que se denomina a la resistencia como número de esfuerzos permisibles. Primero se debe determinar el esfuerzo de flexión producida en el diente mediante la siguiente ecuación. Esta ecuación de esfuerzos consta de una serie de factores modificantes que se explican a continuación.

$$\sigma_b = \frac{F_{tg}}{K_v \times m \times B \times J} \times K_a \times K_s \times K_m \quad (4.53)$$

Donde

σ_b = Número de Esfuerzos Permisibles de la AGMA

Factor de Aplicación (K_a) Este factor se presenta ante la ausencia de información de las cargas dinámicas que se presentan debido a momentos variables sobre los dientes

provocadas por la variación de fuerzas y torques de la máquina impulsora o impulsada.

Table 25:

Aplicación de Factor K_a

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Fuente: (Norton, 2011)

Para determinar el valor de este factor se utilizó la Tabla 25, utilizando como máquina impulsora una máquina de impacto suave debido a los cambios de potencia que tendrá el motor para variar su velocidad y una máquina impulsada uniforme, ya que la bicicleta dependerá directamente de la variación de fuerzas en el motor. Se seleccionó un valor.

$$K_a = 1.25$$

Factor de Tamaño (K_s) La AGMA no ha establecido aún estándares para los factores del tamaño, pero recomienda hacer K_s igual a 1, a menos que el diseñador quiera elevar su valor para considerar situaciones específicas, como dientes muy largos, por lo que se escogió un valor de factor de tamaño de.

$$K_s = 1$$

Factor de Distribución de Carga (K_m) Este factor es un modo conservador para tomar en cuenta la menor distribución uniforme de la carga debido a cualquier la distribución desigual de F_{tg} sobre el ancho de la cara de los dientes del engrane. Una regla práctica útil es mantener el ancho de la cara B de un engrane recto dentro de los límites permisibles es que se encuentre dentro de los límites de $8m \leq B \leq 16m$. Esta razón se conoce como el factor del ancho de cara.

$$B = 16 \times m \quad (4.54)$$

$$B = 16(1.5 \text{ mm})$$

$$B = 24 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el ancho de cara se utiliza la Tabla 26, para determinar el valor de factor de distribución de carga, entonces se determina un valor de.

$$K_m = 1.60$$

Table 26:

Factor de distribución de Carga K_m

Factores K_m de distribución de carga	
Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Fuente: (Norton, 2011)

Factor Dinámico (K_V) El factor dinámico trata de tomar en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engranaje desajustado de los dientes del engrane. Para calcular este factor se necesita determinar la velocidad lineal Vtg , y la calidad Q_v del engranaje.

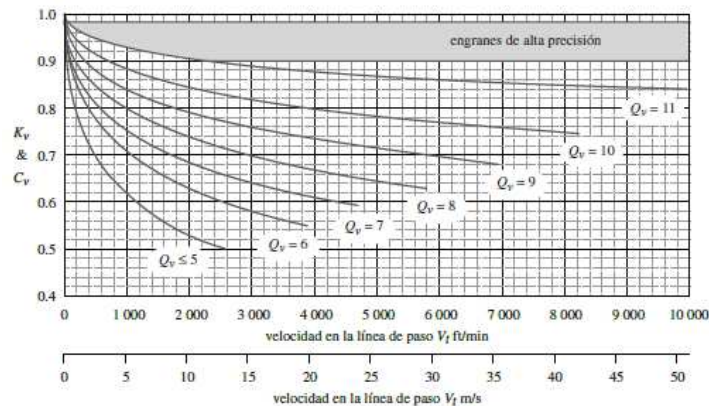


Figura 78: Factor Dinámico

Fuente: (Norton, 2011)

$$Vtg = Z_p \times m \times \omega p_1 \quad (4.55)$$

$$Vtg = \frac{90 \times 1.5 \text{ mm} \times 2\pi \text{ rad} \times 47 \text{ rpm}}{1 \text{ rev}(1000\text{mm})(60\text{seg})}$$

$$Vtg = 0.67 \text{ m/seg}$$

Para nuestro caso se utiliza un valor de $Q_v=6$, ya que se fabricarán los engranajes con fresa madre y este es su valor de calidad. Entrando en la Figura 78, se determina un valor para el factor de carga de.

$$K_v = 0.99$$

Factor Geométrico (J) Estos factores J varían con el número de dientes del piñón y del engranaje. En consecuencia, hay diferentes niveles de esfuerzo de flexión en los dientes del piñón y los dientes del engrane. Para seleccionar el valor de J se utiliza la Figura A1 ubicada en el Anexo A, obteniendo valores de J_p para el piñón y J_e para el engrane.

$$J_p = 0.46$$

$$J_e = 0.42$$

Una vez obtenidos todos los factores necesarios, se utiliza la Ecuación 4.53 para determinar los esfuerzos en el piñón y en el engrane.

$$\sigma_{b_{\text{piñon}}} = \frac{2377.8 \text{ N}}{(0.99)(1.5 \text{ mm})(24 \text{ mm})(0.46)} (1.25)(1)(1.6)$$

$$\sigma_{b_{\text{piñon}}} = 290.1 \text{ MPa}$$

y

$$\sigma_{b_{\text{engrane}}} = \frac{2365.27 \text{ N}}{(0.99)(1.5 \text{ mm})(24 \text{ mm})(0.42)} (1.25)(1)(1.6)$$

$$\sigma_{b_{\text{engrane}}} = 316 \text{ MPa}$$

Selección de Material Para la selección del material se debe calcular la resistencia a la fatiga corregida flexión, utilizando la Ecuación 4.56, donde S_b es la resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA y $S_{b_{per}}$ es la resistencia a la fatiga corregida, misma que debe compararse con el esfuerzo pico σ_b , calculado en el apartado anterior y los factores K son modificadores para tomar en cuenta varias condiciones de trabajo de los engranajes.

$$Sb_{per} = \frac{Sb_t \times K_L}{K_R \times K_T} \quad (4.56)$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida se emplea la Ecuación 4.57, el factor de seguridad sugerido es de 1.5 para garantizar un óptimo desempeño del par de engranajes.

$$Sb_{per} = \sigma_b \times FS_{flexion} \quad (4.57)$$

- Piñón

$$Sb_{per} = 290.1 \text{ MPa}(1.5)$$

$$Sb_{per} = 435.15 \text{ MPa}$$

- Engrane

$$Sb_{per2} = 316 \text{ MPa}(1.5)$$

$$Sb_{per2} = 474 \text{ MPa}$$

Factor de Vida (K_L) Como los datos de prueba proporcionados por la AGMA son para una vida de 10^7 ciclos, un ciclo de vida menor o mayor requiere la modificación de la resistencia a la fatiga por flexión, con base en la relación S-N del material. La figura A2, ubicada en el Anexo A, ilustra las curvas S-N para la resistencia a la fatiga por flexión en aceros, de la que se puede extraer el valor del factor K_L . Primero se debe determinar el número de ciclos que presentarán tanto el piñón como la rueda, mediante los datos $t = 12 \text{ horas/día}$, tiempo de trabajo esperado diariamente por el sistema, $n_p = 47 \text{ rev/min}$ y $n_e = 88.6 \text{ rev/min}$.

$$N_{ciclos} = n \times t \times 60 \times 300 \quad (4.58)$$

$$N_{ciclos_{piñon}} = 1.01 \times 10^7 \text{ ciclos}$$

$$N_{ciclos_{engrane}} = 1.9 \times 10^7 \text{ ciclos}$$

$$K_L = 1$$

Factor de Confiabilidad (K_R) Para una confiabilidad de 90 %, se obtiene el valor de este factor mediante la ayuda de la Tabla 79.

Factor K_R de la AGMA

% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura 79: Factor de Confiabilidad

Fuente: (Norton, 2011)

Obteniendo un valor de.

$$K_R = 0.85$$

Factor de Temperatura (K_T) La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane. Para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 250 °F, el factor de temperatura puede hacer igual a 1.

$$K_T = 1$$

Utilizando la Ecuación 4.56, se puede determinar el número de esfuerzos AGMA y así poder determinar el material óptimo para la fabricación del tren de engranajes.

- Piñon

$$Sb_{per} = 435.15 \text{ MPa}$$

$$435.15 \text{ MPa} = \frac{Sb_{tp}(1)}{(0.85) \times (1)}$$

$$Sb_{tp} = 369.87 \text{ MPa}$$

$$Sb_{tp} = 53.65 \text{ KSI}$$

- Engrane

$$Sb_{per2} = 474 \text{ MPa}$$

$$474 \text{ MPa} = \frac{Sb_{te}(1)}{(0.85) \times (1)}$$

$$Sb_{te} = 402.9 \text{ MPa}$$

$$Sb_{te} = 58.4 \text{ KSI}$$

Conociendo el Sb_t publicada por la AGMA, se puede determinar la dureza brinell del material necesario para la aplicación, mediante la aplicación de la Ecuación 4.59, extraída de la Figura A3, ubicada en el Anexo A.

$$Sb_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa} \quad (4.59)$$

- Piñon

$$Sb_{tp} = 369.87 \text{ MPa}$$

$$369.1 \text{ MPa} = 0.703H_B + 113 \text{ MPa}$$

$$H_B = 364.2$$

- Engrane

$$Sb_{te} = 402.9 \text{ MPa}$$

$$402.9 \text{ MPa} = 0.703H_B + 113 \text{ MPa}$$

$$H_B = 413.7$$

La AGMA no recomienda utilizar endurecimiento total en valores de dureza superiores a los 400HB, debido al funcionamiento inconsistente en servicio (Mott, 2006). Por lo que se debe realizar un tratamiento térmico superficial para obtener un endurecimiento superficial mayor a 400HB. Por lo que se debe seleccionar un material que se pueda endurecer hasta el grado deseado, se recomienda el uso de acero aleado al medio carbono (Mott, 2006) con una capa de endurecimiento.

Se seleccionó como material para el par de engranajes rectos el acero AISI 4340 con una dureza superficial de entre 240 a 380HB (Dipac, 2016), cuyas demás propiedades mecánicas vienen dadas en la Tabla A4 del Anexo A. Los dientes de los engranes son sometidos a un proceso de cementación a 900°C con la que se espera obtener una dureza superficial de hasta 62 HRC (Córdova, 2014), equivalente a 627 HB ideal para el funcionamiento del sistema de transmisión.

4.4.1.4 Análisis de Esfuerzos de Contacto

Esfuerzo Superficial La ecuación fundamental de esfuerzo de contacto, o resistencia a la picadura se expresa como.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F t g}{B \times D_p \times I} \times K_a \times K_s \times K_m \times K_v \times C_f} \quad (4.60)$$

Donde los factores modificantes restantes a los ya expuestos, son los siguientes.

Coefficiente Elástico Los valores de C_p pueden obtener directamente por medio de la Figura A5 ubicada en el Anexo A. Se seleccionó un valor de $C_p = 191 \text{ MPa}^{0.5}$, valor sugerido para acero como material de construcción de los engranajes.

Factor Geométrico de Resistencia Superficial El factor I también se conoce como factor geométrico de resistencia a la picadura, según AGMA, y depende de la relación de velocidades m_G y donde m_N es igual a 1 para engranes rectos.

$$I = \frac{\cos \phi \sin \phi}{2 \times m_N} \times \left(\frac{m_G}{m_G + 1} \right) \quad (4.61)$$

$$m_G = \frac{D_p}{d_p} \quad (4.62)$$

$$m_G = \frac{72 \text{ mm}}{135 \text{ mm}}$$

$$m_G = 0.53$$

$$I = \frac{\cos(20^\circ) \sin(20^\circ)}{2(1)} \times \left(\frac{0.53}{0.53 + 1} \right)$$

$$I = 0.06$$

Factor de Condición Superficial Este factor es recomendado utilizar valor de 1 si se utiliza métodos convencionales.

$$C_f = 1$$

Utilizando la Ecuación 4.60, se puede determinar los esfuerzos de contacto que se presentarán en el par de engranajes.

$$\sigma_c = 191 \text{ MPa}^{0.5} \sqrt{\frac{2365.27 \text{ N}}{(24 \text{ mm}) \times (72 \text{ mm}) \times (0.06)} \times 1.25 \times 1 \times 1.6 \times 0.99 \times 1}$$

$$\sigma_c = 1283.7 \text{ MPa}$$

Resistencia por Contacto Una vez obtenido el esfuerzo de contacto, se utiliza la Ecuación 4.63, para determinar el valor de la resistencia corregida al contacto S_{cp} y el valor de la resistencia publicado por la AGMA, S_{ct} , se puede obtener a partir de la Ecuación .

$$S_{cp} = \frac{S_{ct} \times C_L \times C_H}{C_R \times C_T} \quad (4.63)$$

Coefficiente de Vida El coeficiente de vida se lo puede obtener mediante el uso de la fórmula 4.64, misma que se puede extraer de la Figura A6 ubicada en el Anexo A, para lo cual se requiere calcular el número de ciclos de carga N .

$$C_L = 2.466 \times N_{\text{ciclos}}^{-0.056} \quad (4.64)$$

$$C_L = 2.466(19.13 \times 10^6 \text{ ciclos})^{-0.056}$$

$$C_L = 0.96$$

Coefficiente de Dureza de Dientes Este factor considera situaciones en las cuales los dientes del piñón son más duros que los dientes del engrane y, por lo tanto, actúan para trabajar las superficie de los dientes del engrane endurecido cuando corre.

$$C_H = 1 + A_o \times (m_G - 1) \quad (4.65)$$

$$C_H = 1$$

El valor de A_{oes} igual a cero, ya que para relaciones de dureza entre la rueda y el piñón menores a 1.2 se sugiere este valor, para nuestra aplicación tanto la rueda y el engrane tienen la misma dureza.

Coefficiente de Confiabilidad Este factor se lo puede seleccionar con la ayuda de la Tabla 79, para obtener una confiabilidad del 90 %.

$$C_R = 0.85$$

Coefficiente de Temperatura Para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 250 °F, el factor de temperatura de contacto puede hacer igual a 1.

$$C_T = 1$$

Resistencia Teórica de Contacto Con los datos del material seleccionado, para nuestro caso el del acero AISI 4340, de dureza 380HB, consideración antes del proceso de cementación para garantizar su utilización, se puede calcular el número de esfuerzos sugerido por la AGMA para resistencia al contacto. La Ecuación 4.66, se obtiene a partir de la Figura A7, ubicada en el Anexo A.

$$S_c = 2.41H_B + 237 \text{ MPa} \quad (4.66)$$

$$S_c = 2.41(380) + 237 \text{ MPa}$$

$$S_c = 1152.8 \text{ MPa}$$

Aplicando todos los factores sugeridos por la AGMA en la ecuación de resistencia al contacto corregida, se obtiene el siguiente resultado.

$$S_{cp} = \frac{1152.8 \text{ MPa}(0.96)(1)}{0.85(1)}$$

$$S_{cp} = 1301.98 \text{ MPa}$$

Finalmente, conociendo el número de esfuerzos corregidos y el esfuerzo de contacto presente en los dientes del par de engranajes, se puede determinar el valor del factor de

seguridad por contacto que tiene el sistema, utilizando la Ecuación 4.67, mismo que debe ser mayor a 1 para garantizar el funcionamiento apropiado del par de engranajes.

$$FS_{Contacto} = \left(\frac{S_{cp}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (4.67)$$

$$FS_{Contacto} = \left(\frac{1301.98 \text{ MPa}}{1283.7 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$FS_{Contacto} = 1.11$$

El material seleccionado cumple con las especificaciones, esto lo podemos deducir gracias a que el factor de seguridad por desgaste calculado es mayor a 1.

4.4.2 Diseño Caja de Transmisión por Cadena

Para la relación de transmisión por cadena se utiliza $i_2 = 0.55$, por lo que la velocidad angular de la catarina conducida es la misma que la rueda de la bicicleta e igual a.

$$i_2 = \frac{\omega_{conductora}}{\omega_{conducida}} \quad (4.68)$$

$$0.55 = \frac{88.6 \text{ rpm}}{\omega_{conducida}}$$

$$\omega_{conducida} = 161.1 \text{ rpm}$$

Esta velocidad es aceptable para obtener la velocidad lineal de la bicicleta de 20Km/h que se requiere .

4.4.2.1 Potencia de Diseño

Se especifica un factor de servicio para carga ligera y uniforme, con un impulsor de tipo turbina. (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquina, Capítulo 7, Tabla 7.8, pp. 290).

$$Pot_{diseño} = Pot_{Nom} F_{serv} \quad (4.69)$$

Donde

$Pot_{diseño}$ =Potencia de Diseño

Pot_{Nom} =Potencia Nominal

F_{serv} =Factor de Servicio

$$Pot_{diseño} = (1.06HP)(1)$$

$$Pot_{diseño} = 1.06HP$$

Consultando la Fifura A8 de capacidad de potencia del libro de Diseño de Elementos de Máquina de Robert L. Mott, ubicadas en el Anexo A, se seleccionó el paso de la cadena. Para cadena de una sola hilera, la cadena número 40 y con un $paso = 1/2$ pulg. es la más adecuada para la aplicación. Realizando la selección con una catarina de 42 dientes y girando a 88.6 rpm , la cadena necesita una lubricación manual o por goteo.

Utilizando este número de dientes de la catarina conductora se puede determinar el número de dientes de la catarina conducida.

$$Rel = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4.70)$$

Donde

Z_1 =Número de Dientes Catarina Conductor

Z_2 =Número de Dientes Catarina Conducida

$$Z_2 = 42 \text{ dientes}(0.55)$$

$$Z_2 = 23 \text{ dientes}$$

4.4.2.2 Dimensionamiento de Catarinas

Espesor de Alma Se obtiene el espesor S del alma, utilizando la Figura 80, una vez seleccionado el paso de la cadena y el número de hileras de la misma, se determina el espesor de alma de la catarina.

PASO	P"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
CADENA SENCILLA	S mm.	8	9	10	11	12	14	16	19	22
CADENA DOBLE Y TRIPLE	S mm.	9	10	11	12	14	16	19	22	25

Figura 80: Espesor de Alma S

Fuente: (Budynas, R.G. & A Nisbett, J.K. , 2008)

$$S_{alma} = 9 \text{ mm}$$

$$S_{alma} = 0.36 \text{ pulg.}$$

Diámetro Exterior Por cuestiones de espacio, se debe considerar que el diámetro exterior de la catarina motriz no debe ser mayor a 205 mm (8 pulgadas), determinando su diámetro, se obtiene.

$$D_{ext1} = \textit{paso} \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{Z_1} \right) \right] \quad (4.71)$$

$$D_{ext1} = 0.5 \text{ pulg.} \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{42} \right) \right]$$

$$D_{ext1} = 6.97 \text{ pulg}$$

$$D_{ext1} = 177 \text{ mm}$$

Como se puede observar, el valor del diámetro es adecuado y se podrá instalar dentro de la estructura de la bicicleta.

Para la catarina conducido se tiene la siguiente expresión.

$$D_{ext2} = \textit{paso} \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{Z_2} \right) \right] \quad (4.72)$$

$$D_{ext2} = 0.5 \text{ pulg.} \left[0.6 + \cot \left(\frac{180^\circ}{23} \right) \right]$$

$$D_{ext2} = 3.93 \text{ pulg}$$

$$D_{ext2} = 100 \text{ mm}$$

Diámetro de Paso Los diámetro de paso de las catarinas vienen definido por las siguiente expresiones.

$$D_1 = \frac{\textit{paso}}{\sin \left(\frac{180^\circ}{Z_1} \right)} \quad (4.73)$$

$$D_1 = \frac{0.5 \text{ pulg.}}{\sin \left(\frac{180^\circ}{42} \right)}$$

$$D_1 = 6.69 \text{ pulg}$$

$$D_1 = 169.9\text{mm}$$

Se procede a calcular en diámetro de paso de la catarina conducida.

$$D_2 = \frac{\textit{paso}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_2}\right)} \quad (4.74)$$

$$D_2 = \frac{0.5\text{pulg.}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{23}\right)}$$

$$D_2 = 3.67\text{pulg}$$

$$D_2 = 93.2\text{mm}$$

Longitud de la Cadena Para calcular la longitud de la cadena se requiere conocer la distancia entre centros, para el caso del proyecto la distancia entre el eje del motor y de la rueda de la bicicleta es de 17.71 pulg. (0.45 m).

$$d_c = C \times \textit{paso} \quad (4.75)$$

Donde

d_c =Longitud Entre Centros

\textit{paso} =Paso de catarinas

$$17.72\text{pulg.} = C \times 0.5\text{pulg.}$$

$$C = 35.43$$

La distancia entre centros según recomendaciones debe estar entre $30 \geq C \leq 50$ para el diseño de transmisión por cadena (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquina, 2006), nuestro diseño está dentro de los límites establecidos, por lo que su implementación es adecuada.

$$Lp = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 + Z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (4.76)$$

$$Lp = 2(35.43) + \frac{23 + 42}{2} + \frac{(23 + 42)^2}{4\pi^2(35.43)}$$

$$Lp = 106.38$$

Con la longitud en número de pasos, se puede obtener la longitud de la cadena, multiplicando esta valor por el paso seleccionado de la cadena.

$$L = Lp \times \text{paso} \quad (4.77)$$

$$L = 106.38(0.5\text{pulg.})$$

$$L = 53.19\text{pulg.}$$

$$L = 1351 \text{ mm}$$

Ángulo de Contacto El ángulo de contacto de la cadena para cada catarina se calcula con las Ecuaciones 4.78 y 4.79, para un diseño adecuado el valor de este ángulo para la catarina menor, no debe ser menor a 120° (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquina, 2006, pág.). Para la catarina conductora se obtiene:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (4.78)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{(3.67\text{pulg.} - 6.69\text{pulg.})}{2(35.43)} \right]$$

$$\theta_1 = 190^\circ$$

Como el ángulo es mayor a 120° , entonces se garantiza el funcionamiento del sistema de transmisión, para la catarina conducida, su ángulo de contacto se obtiene:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (4.79)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{(3.67\text{pulg.} - 6.69\text{pulg.})}{2(33.46)} \right]$$

$$\theta_2 = 170^\circ$$

Cargas Generadas en las Catarinas La tensión de la cadena se puede diseñar conociendo que tendrá el mismo torque que el engrane de la caja de cambios, ya que se

encuentran en el mismo eje, y las dimensiones de diámetros de paso calculados en los apartados anteriores.

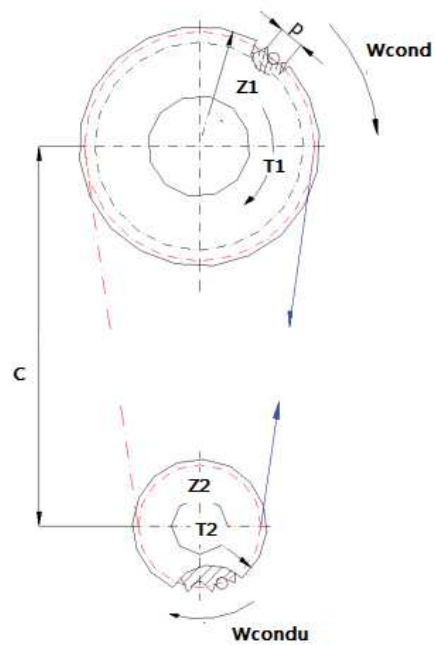


Figura 81: Fuerza en la Cadena de Transmisión

$$F_{cat} = \frac{2T_{conductor}}{D_2} \quad (4.80)$$

Donde

F_{cat} = Fuerza en la Catarina

$T_{conductor}$ = Torque Catarina Conductor

D_2 = Diámetro de Catarina

$$F_{cat} = \frac{2(85.15\text{Nm})(1000)}{(169.9\text{mm})}$$

$$F_{cat} = 1007.35\text{N}$$

$$Ftg_{cat} = 1003.5\text{N}$$

$$Frad_{cat} = 87.8\text{N}$$

El torque en la cadena conducida entonces será

$$F_{cat} = \frac{2T_{conducido}}{D_1} \quad (4.81)$$

$$T_{conducido} = \frac{(93.2\text{mm})(1007.35\text{N})}{2(1000)}$$

$$T_{conducido} = 46.94\text{Nm}$$

Valor aceptable en comparación al valor mínimo necesario determinado en la sección 4.2.1.2.

4.4.3 Diseño de Ejes

El eje crítico es el que recibe el movimiento del piñón del motor y lo dirige hacia la catarina motriz, recibiendo las cargas como se aprecia en la Figura 82. Ya que la caja de cambios cuenta con un par de engranajes rectos, no existe fuerza axial en el eje, por lo que tanto el eje selector como el tambor selector no sufren cargas mayores al eje principal.

4.4.3.1 Análisis Estático del Eje Principal

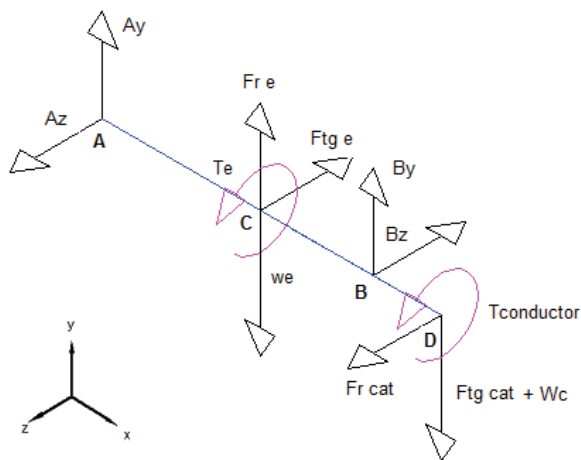


Figura 82: Cargas en Eje 1

Mediante ayuda de un programa de análisis de vigas, se puede obtener los valores del momento flector en los planos XY, Figura 83, y XZ, Figura 84, para de esta manera poder determinar el momento flector total que actúa sobre el eje.

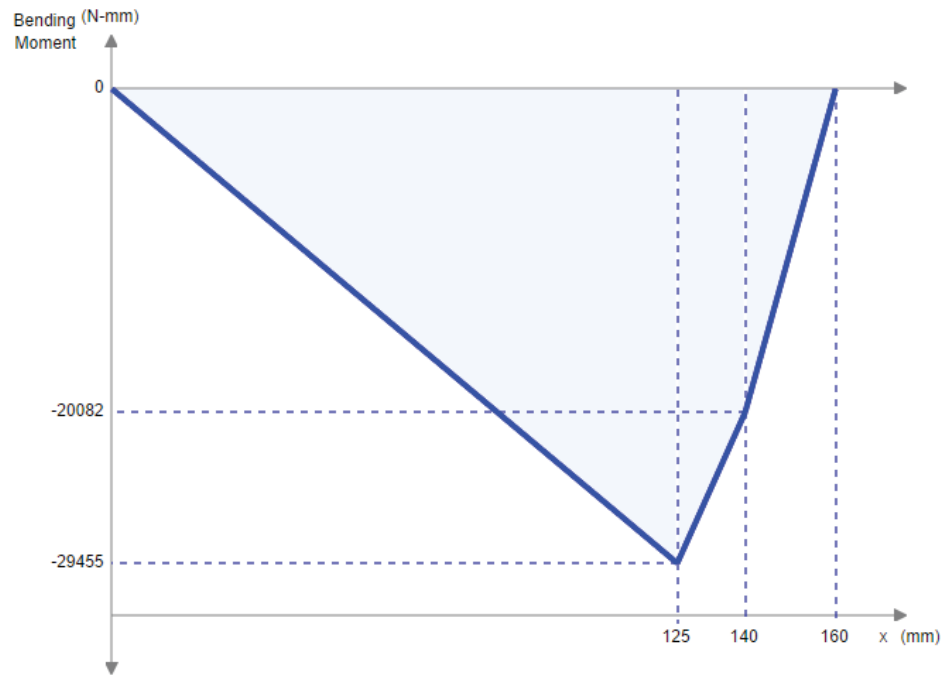


Figura 83: Momento Flector Plano XY

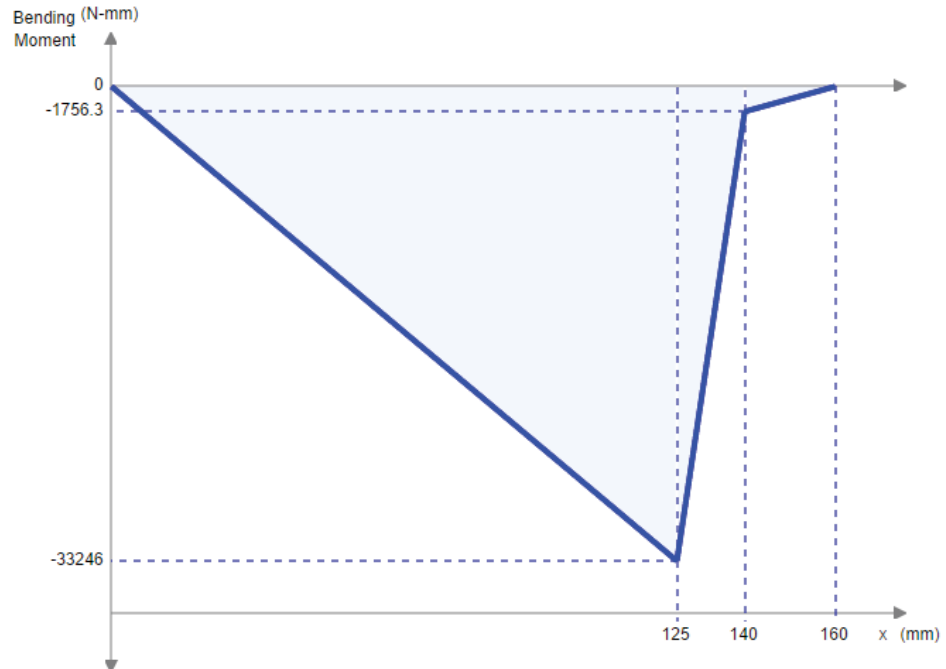


Figura 84: Momento Flector Plano XZ

$$M_{total} = \sqrt{M_{zx}^2 + M_{yx}^2} \quad (4.82)$$

Donde

M_{total} =Momento Flector Total

M_{zx} = Momento Flector Plano ZX

M_{yx} =Momento Flector Plano XY

$$M_{total} = \sqrt{(29455\text{N.mm})^2 + (33246\text{N.mm})^2}$$

$$M_{total} = 44417.27 \text{ N.mm}$$

Con el valor del momento flector total del eje y el torque que recibe del motor, se puede determinar los esfuerzos normales y cortantes que soportará el eje.

Esfuerzo Normal

$$\sigma_b = \frac{32 \times M_{total}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.83)$$

$$\sigma_b = \frac{32(44417.27 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

Esfuerzo Cortante

$$\tau_b = \frac{16 \times T_{max}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.84)$$

$$\tau_b = \frac{16(85150 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

Utilizando la teoría de falla conservadora del esfuerzo cortante máximo, se puede determinar el esfuerzo equivalente que tendrá que soportar el eje, dejando todo en términos del diámetro mínimo que necesita tener el eje para soportar las cargas.

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\tau_b)^2} \quad (4.85)$$

Donde

σ_{equ} =Esfuerzo Equivalente TECM

σ_b = Esfuerzo Normal

τ_b =Esfuerzo Cortante

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{32(44417.27 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16(85150 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{2.046 \times 10^{11}}{d_1^6}\right) + \left(\frac{7.523 \times 10^{11}}{d_1^6}\right)}$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{9.569 \times 10^{11}}{d_1^6}\right)}$$

$$\sigma_{equ} = \frac{978193.57}{d_1^3}$$

Asumiendo el material para el eje, el mismo que para el par de engranajes, Acero AISI 4340 con HB=380 , $S_u = 1300\text{MPa}$, $S_y = 900\text{MPa}$ (Dipac, 2016) y asumiendo un valor del factor de seguridad estático para el eje de 4, se puede determinar el valor mínimo del diámetro del eje.

$$\sigma_{equ} = \frac{S_y}{FS_{eje}} \quad (4.86)$$

$$\frac{978193.57}{d_1^3} = \frac{900}{4}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{2877.04}$$

$$d_1 = 16.3\text{mm}$$

4.4.3.2 Análisis a Fatiga del Eje Principal

Considerando que el eje puede girar en los dos sentidos y que el mayor momento flector ocurre en el contacto del par de engranes, se puede calcular el esfuerzo flector máximo y mínimo para calcular los esfuerzos medio y alterno necesarios para el cálculo del diámetro del eje.

Esfuerzos de Flexión Máximo

$$\sigma_{bmax} = \frac{32 \times M_{total}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.87)$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{32(44417.27\text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{452430.6}{d_1^3}$$

Esfuerzos de Flexión Mínimo

$$\sigma_{bmin} = \frac{-32 \times M_{total}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.88)$$

$$\sigma_{bmin} = \frac{-32(44417.27 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

$$\sigma_{bmin} = \frac{-452430.6}{d_1^3}$$

Esfuerzos de Flexión Medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2} \quad (4.89)$$

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzos de Flexión Alterno

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} \quad (4.90)$$

$$\sigma_a = \frac{452430.6}{d_1^3}$$

Concentración de esfuerzos por flexión Utilizando un $K_{tb} = 1$ de flexión para material dúctil como es el acero seleccionado. Usando recomendaciones para posibles concentradores de esfuerzos de $\frac{D}{d} \leq 1.3$, asumiendo el diámetro $d = 14$ y $r = 1.5$, se puede calcular las reducciones de diámetros necesarias para determinar los valores de los concentradores de esfuerzos y utilizando la Figura A9 ubicadas en el Anexo A, la Figura A-15-9, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava Edición, Pagina 1008, se determina el valor de $K_{fb1} = 1.5$ y mediante el uso de la Tabla 7.1, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava Edición, Pagina 361, se detrmino un valor de $K_{fb2} = 2.7$.

$$K_{fb} = K_{fb1} \times K_{fb2} \quad (4.91)$$

$$K_{fb} = 4.05$$

Considerando para operación que el eje gira en ambos sentidos, produciendo un torque tanto positivo, como negativo, como se ve en el Diagrama de Torque del Eje 1

Esfuerzos Cortantes Máximo

$$\tau_{bmax} = \frac{16 \times T_{max}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.92)$$

$$\tau_{bmax} = \frac{16(85150 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

$$\tau_{bmax} = \frac{433665.4}{d_1^3}$$

Esfuerzos Cortantes Mínimo

$$\tau_{bmin} = \frac{-16 \times T_{max}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.93)$$

$$\tau_{bmin} = \frac{-16(85150 \text{ N.mm})}{\pi \times d_1^3}$$

$$\tau_{bmin} = \frac{-433665.4}{d_1^3}$$

Esfuerzos Cortante Medio

$$\tau_m = \frac{\tau_{bmax} + \tau_{bmin}}{2} \quad (4.94)$$

$$\tau_m = 0$$

Esfuerzos Cortante Alterno

$$\tau_a = \frac{\tau_{bmax} - \tau_{bmin}}{2} \quad (4.95)$$

$$\tau_a = \frac{433665.4}{d_1^3}$$

Concentración de esfuerzos por Torsión Utilizando un $K_{tt} = 1$ de torsión para material dúctil como es el acero seleccionado. Usando la Figura A-15-8, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava Edición, Pagina 1008, se determina el valor de $K_{ft1} = 1.4$ y mediante el uso de la Tabla 7.1 , Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava Edición, Pagina 361, se determinó un valor de $K_{ft2} = 2.2$.

$$K_{ft} = K_{ft1} \times K_{ft2} \quad (4.96)$$

$$K_{ft} = 3.08$$

Cálculo de Esfuerzos Corregidos Multiplicando los esfuerzos alternos y corregidos por los concentradores de esfuerzos, se puede determinar los esfuerzos corregidos para su cálculo a fatiga, considerando que tanto los esfuerzos cortantes y de flexión medios son iguales a cero.

Esfuerzos de Flexión Alterno Corregido

$$\sigma_a^* = K_{fb} \times \sigma_a \quad (4.97)$$

$$\sigma_a^* = 4.05 \left(\frac{452430.6}{d_1^3} \right)$$

$$\sigma_a^* = \frac{1832343.9}{d_1^3}$$

Esfuerzos Cortantes Alterno Corregido

$$\tau_a^* = K_{ft} \times \tau_a \quad (4.98)$$

$$\tau_a^* = 3.08 \left(\frac{433665.4}{d_1^3} \right)$$

$$\tau_a^* = \frac{1335689.4}{d_1^3}$$

Cálculo de la Resistencia a la Fatiga Para vida infinita el límite de fatiga S_e^* se define como el esfuerzo fluctuante máximo que puede soportar un material para un número infinito de ciclos de aplicación de la carga, en general se considera vida infinita si el número de ciclos $N > 10^6$ ciclos. Para los aceros su comportamiento a fatiga se aproxima a una recta en representación logarítmica, donde el límite de fatiga representa el valor de la tensión por debajo de la cual no se produce el fallo por fatiga en la pieza.

$$S_e^* = 0.5 \times S_u \quad (4.99)$$

$$S_e^* = 0.5(1300\text{MPa})$$

$$S_e^* = 650\text{MPa}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga El límite de fatiga real de una pieza puede ser muy diferente al obtenido se debe tener en cuenta distintos factores que van a influir en el valor real del límite de fatiga S_e que toma en cuenta las condiciones reales de trabajo.

Factor de Superficie para el Eje (K_{sup}) Para su cálculo los coeficiente a y b son tomados de la Tabla 6-2 "Parámetro en el factor de la condición superficial de Marin del Libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, octava edición pag. 280

$$K_{sup} = a \times S_u^b \quad (4.100)$$

$$K_{sup} = 1.58(1300\text{MPa})^{-0.085}$$

$$K_{sup} = 0.86$$

Factores de Carga Para flexión se elige un factor $K_b = 1$ y para la carga de torsión se seleccionó $K_t = 0.59$

Factor de Tamaño (K_{tam})

$$K_{tam} = 1.189 \times diam^{-0.097} \quad (4.101)$$

$$K_{tam} = 1.189(16.3\text{mm})^{-0.097}$$

$$K_{tam} = 0.91$$

Factor de Confiabilidad (K_{conf}) Valor obtenido de la tabla 6-5 "Factores de confiabilidad" del Libro Diseño de Máquinas de Shigley, octava edición, pag 285, con el 90 %

$$K_{conf} = 0.897$$

El nuevo límite a fatiga será calculado a partir del teórico anterior obtenido de los

ensayos S_e^* , pero afectado de los distintos coeficientes correctores que recojan la influencia de los distintos factores de acuerdo a las condiciones reales de trabajo:

$$S_e = S_e^* \times K_{sup} \times K_{conf} \times K_b \times K_{tam} \quad (4.102)$$

$$S_e = 650\text{MPa}(0.86)(0.897)(1)(0.91)$$

$$S_e = 456.29\text{MPa}$$

Esfuerzo Equivalente Alterno

$$\sigma_{aequ}^* = \sqrt{(\sigma_a^*)^2 + 4(\tau_a^*)^2} \quad (4.103)$$

$$\sigma_{aequ}^* = \sqrt{\left(\frac{1832343.9}{d_1^3}\right)^2 + 4\left(\frac{1335689.4}{d_1^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{aequ}^* = \frac{3239405.6}{d_1^3}$$

Aplicando la teoría de falla de acuerdo a Soderberg, se puede obtener el valor de los esfuerzos equivalentes alternos, al no existir valores de esfuerzos de flexión y cortante medios, el esfuerzo equivalente medio es igual a cero y la teoría de falla se reduce de la siguiente manera.

$$\frac{S_y}{FS_{fatiga}} = \sigma_{mequ}^* + \frac{S_y}{S_e} \times \sigma_{aequ}^* \quad (4.104)$$

$$\frac{900\text{MPa}}{2} = \frac{900\text{MPa}}{456.29\text{MPa}} \left(\frac{3239405.6}{d_1^3}\right)$$

$$d_1^3 = 12568$$

$$d_1 = 24.21\text{mm}$$

Seleccionando como diámetro nominal para el diseño del eje en el punto crítico de estudio el valor de.

$$d_1 = 25\text{mm}$$

Una vez seleccionado el diámetro de la sección crítica del eje se puede realizar un

diseño geométrico del eje, Figura 85, los demás ejes de la caja de cambio no tienen la necesidad de pasar por el proceso de diseño a fatiga ya que no reciben ninguna carga proveniente de la transmisión de potencia, la única carga que podrían recibir sería una carga axial, inexistente en el eje principal, por lo que bastará un diseño estático de los mismos.

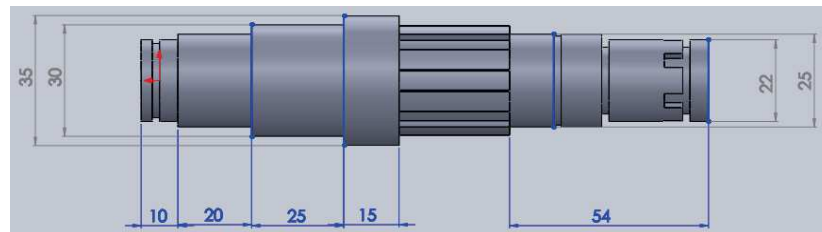


Figura 85: Diseño geométrico Eje Principal

4.4.3.3 Análisis Estático del Eje Selector

La única carga externa que posee este eje es el peso del tetón ubicado a una distancia de 120mm, este eje será emporado en las paredes de la caja, mediante ayuda de un programa de análisis de vigas, se puede obtener los valores del momento flector en los planos XY, Figura 86, de esta manera poder determinar el momento flector total que actúa sobre el eje.

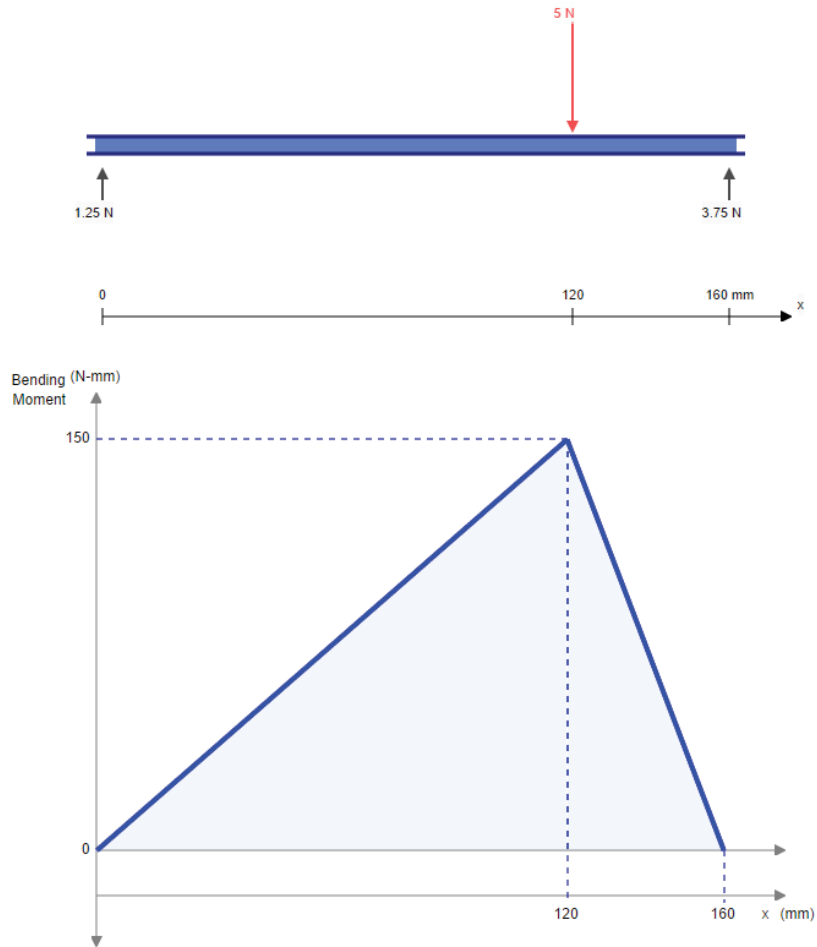


Figura 86: Eje 2 Momento Flector Plano XY

Con el valor del momento flector total del eje se puede determinar los esfuerzos normales que soportará el eje.

Esfuerzo Normal

$$\sigma_b = \frac{32 \times M_{total}}{\pi \times d_1^3} \quad (4.105)$$

$$\sigma_b = \frac{32(44417.27 \text{ N}\cdot\text{mm})}{\pi \times d_1^3}$$

Utilizando la teoría de falla conservadora del esfuerzo cortante máximo, se puede determinar el esfuerzo equivalente que tendrá que soportar el eje, dejando todo en términos del diámetro mínimo que necesita tener el eje para soportar las cargas.

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\tau_b)^2} \quad (4.106)$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{32(150\text{N}\cdot\text{mm})}{\pi \times d_1^3}\right)^2 + 4(0)^2}$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{4800}{d_1^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{equ} = \frac{69.28}{d_1^3}$$

Asumiendo el material para el eje, el mismo que para el par de engranajes, Acero AISI 4340 con HB=380 , $S_u = 1300\text{MPa}$, $S_y = 900\text{MPa}$ (Dipac, 2016) y asumiendo un valor del factor de seguridad estático para el eje de 4, se puede determinar el valor mínimo del diámetro del eje.

$$\sigma_{equ} = \frac{S_y}{FS_{eje}} \quad (4.107)$$

$$\frac{69.28}{d_1^3} = \frac{900}{4}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{2877.04}$$

$$d_1 = 0.7\text{mm}$$

Se seleccionó un diámetro para el eje selector de 12mm por su facilidad de obtención en el mercado y para evitar procesos de manufactura adicionales, este eje no sufre cambios de sección ya que simplemente sirve para que la horquilla selectora se deslice. Finalmente el tambor de cambios no recibe cargas por lo que no existe la necesidad de pasar por un diseño riguroso, ya que no recibe ninguna carga externa, simplemente se deberá realizar un diseño geométrico para que el tetón de la horquilla selectora pueda deslizarse sin problema dentro de la ranura del eje selector, Figura 87.

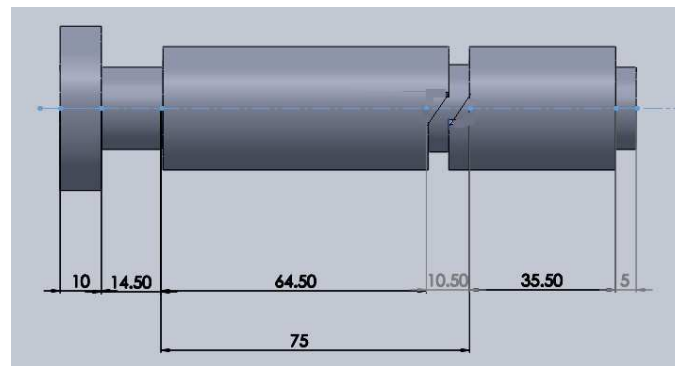


Figura 87: Diseño Geométrico Tambor de Cambios

4.4.3.4 Esquema Sistema de Transmisión

Posterior al diseño de los ejes, el par de engranajes y la transmisión por cadena, se puede realizar el diseño de la caja de cambios, un esquema se muestra en la Figura 88.

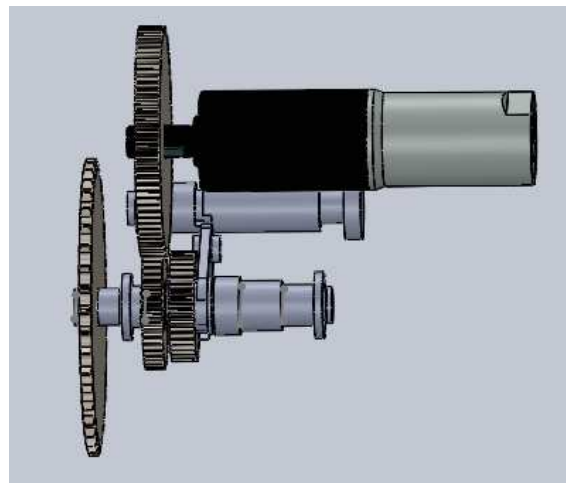


Figura 88: Caja de Cambios

Se puede apreciar que la caja de cambios está ubicada por debajo del motor, este diseño permite optimizar el espacio del sistema, a la salida de la caja de cambios se encuentra la catarina conductora que irá alineada a la rueda posterior de la bicicleta completando la relación total de transmisión.

4.5 Factor de Seguridad

Dentro del diseño se emplean factores de seguridad para asegurarse contra condiciones inciertas o desconocidas que puedan provocar la falla de un sistema mecánico. Los factores de seguridad a veces están prescritos en códigos pero en la mayoría de las

veces son fruto de la experiencia. Por lo general si el factor de seguridad es mayor a 1 el diseño es adecuado. Entre mayor sea n más seguro será el diseño. Determinar el valor exacto para el factor de seguridad es complicado debido a que no hay parámetros que establezcan normas claras al respecto (Pugsley, 1966), a continuación se presenta el método de Pugsley que establece una ecuación para determinar el factor de seguridad mínimo que debe tener el prototipo:

$$FS_{Pugsley} = FS_{xx}FS_{yy} \quad (4.108)$$

Donde:

$FS_{Pugsley}$: Factor de seguridad mínimo de Pugsley.

FS_{xx} : Factor de seguridad que involucra aspectos de control y calidad.

FS_{yy} : Factor de seguridad que involucra aspectos de seguridad y economía

Los valores de los factores FS_{xx} y FS_{yy} se extraen de las Figuras A10 y A11 ubicadas en el Anexo A, se calculará un factor de seguridad para cada módulo diseñado anteriormente y se lo comprobará con el factor de seguridad mínimo de Pugsley para verificar el funcionamiento del prototipo.

4.5.1 Factor de Seguridad Estructura de Bicicleta

Para calcular el factor de seguridad de Pugsley para la estructura de la bicicleta se toma en cuenta que la misma debe soportar presión interna por lo que la calidad de materiales, mano de obra y mantenimiento debe ser muy buena, el control sobre las cargas es pobre, ya que puede existir sobrecargas que afecten su funcionamiento. Además se debe considerar que la exactitud del análisis de esfuerzos es muy buena debido a que se diseñó mediante recomendaciones de código ASME Sección VIII. Extrayendo los valores de la Tabla A11 se obtiene un valor de $FS_{xx} = 1.7$.

En cuanto a los factores de impacto económico y peligro para el usuario el factor de seguridad debe ser muy satisfactorio debido a que ante la posibilidad de falla podría ocasionar heridas al ocupante de la bicicleta por lo que se debe considerar un factor $FS_{yy} = 1.6$ el más alto posible. Entonces el factor de seguridad mínimo para el sistema estructural será.

$$FS_{Pugsley} = FS_{xx} \times FS_{yy}$$

$$FS_{Pugsley} = 1.7(1.6)$$

$$FS_{Pugsley} = 2.72$$

Ahora mediante un análisis de FOS (Factor of Security) con ayuda de un software de elementos finitos se puede determinar el valor mínimo con el que funcionará el marco, para poder ser comparado con el Factor de Seguridad mínimo de Pugsley.

Verificación de diseño A continuación en la Figura 89 se observa la distribución del factor de seguridad a lo largo de todo el elemento.

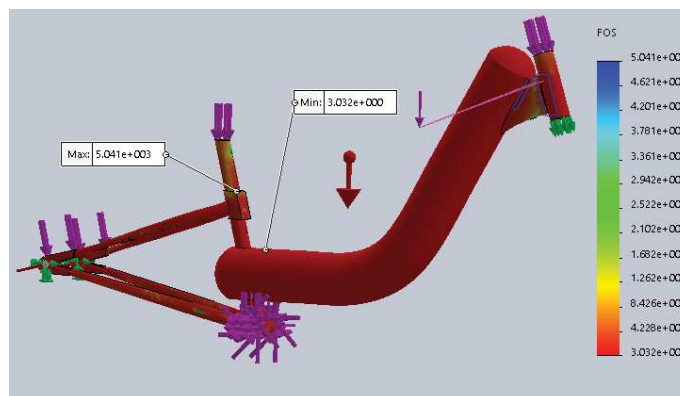


Figura 89: Análisis FOS Estructura Bicicleta

Utilizando el criterio de Von Mises se observa que la estructura de la bicicleta cuando están actuando sobre ella todas las fuerzas supuestas en análisis anteriores tiene un factor de seguridad mínimo de 3.03 y como factor de seguridad máximo 5041, lo que es muy aceptable para un recipiente con presión interna, ya que recomienda un valor mínimo del factor de seguridad FS igual a 3 para aplicaciones de presión interna (Mott R. L., Resistencia de Materiales, 2009, pág. 93), por lo que el diseño es del recipiente a presión se considera adecuado y supera el factor de seguridad mínimo de Pugsley, por lo que se tiene un criterio aceptable para su implementación. Como se puede observar el factor de seguridad de la estructura es menor de los calculados por las ecuaciones de diseño, Figura 4.1.1.6, por consiguiente se considera como crítico, pero como es mayor al calculado por el método de Pugsley, se confirma que la estructura satisface las condiciones de operación.

4.5.2 Factor de Seguridad Sistema de Transmisión

Para calcular el factor de seguridad de Pugsley para la transmisión de la bicicleta se realiza un análisis similar que se hizo para el marco de la bicicleta, toma en cuenta la calidad de materiales, mano de obra y mantenimiento como muy buena, el control sobre las cargas es bueno. Además se debe considerar que la exactitud del análisis de esfuerzos es muy bueno debido a que se diseñó mediante normativa de la

AGMA y normas de diseño probadas. Extrayendo los valores de la Tabla A11 se obtiene un valor de $FS_{xx1} = 1.2$.

En cuanto a los factores de impacto económico y peligro para el usuario el factor de seguridad puede ser poco satisfactorio debido a que ante la posibilidad de falla no existe peligro de pérdidas de vidas o un impacto económico importante provocando un valor de $FS_{yy1} = 1$, factor de seguridad mínimo para el sistema de transmisión será.

$$FS_{Pugsley1} = FS_{xx1}FS_{yy1}$$

$$FS_{Pugsley} = 1.2(1)$$

$$FS_{Pugsley} = 1.2$$

Verificación de diseño En la sección 4.4.1.4, se calculó el factor de seguridad de la transmisión $FS=1.11$, similar al factor mínimo de Pugsley, pero hay que considerar que el cálculo se realizó con los valores de fluencia del material sin tomar en cuenta los datos de dureza del material tratado térmicamente por lo que este factor se considera aceptable. En cuanto al factor de seguridad de la transmisión por cadena se calcula de la siguiente manera.

$$FS_{cad} = \frac{Q}{F_{tgcad} \times K_{cad1}} \quad (4.109)$$

Donde:

Q : Carga media a la Rotura = 8924 N (Ocampo, 1993).

F_{tgcad} : Fuerza tangencial de la cadena .

K_{cad1} : Coeficiente de choque= 1.3 para choque moderado (Ocampo, 1993)

$$FS_{cad} = \frac{8924 \text{ N}}{1003.5 \text{ N} \times 1.3}$$

$$FS_{cad} = 6.84$$

Luego de realizado el cálculo se puede determinar que el sistema de transmisión por cadena tiene un factor de seguridad mayor al mínimo de Pugsley por lo que se garantiza el uso de este sistema mecánico. Así, considerando que estos dos sistemas fueron los únicos construidos, el resto de sistemas solo se seleccionó sus componentes, se puede tomar el mínimo valor del factor de seguridad calculado como el factor de seguridad del sistema mecánico, para nuestro caso el prototipo de bicicleta neumática, siendo este de

FS=1.11, valor aceptable de acuerdo a teoría de diseño de elementos de máquina.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

En el capítulo anterior se determinó el diseño de cada uno de los sistemas que componen el prototipo, en este capítulo se detalla el proceso de construcción y montaje de cada elemento constitutivo.

5.1 Elaboración de Diagramas de Procesos Constructivos

Los planos de construcción y de montaje de los elementos mecánicos y eléctricos se remiten a los planos ubicados en el Anexo B en el cual se detallan los planos de construcción, montaje, planos eléctricos y neumáticos del prototipo. Los diagramas de flujo de la construcción del marco y sistema de transmisión del prototipo que son los únicos elementos que se van a fabricar, se detallan a continuación. Debido a que los demás elementos no pasan por un proceso de manufactura no son necesarios los diagramas de procesos, solamente se especificarán en los planos de montaje de cada elemento.

5.1.1 Marco de la Bicicleta

En el siguiente diagrama de flujo de construcción se muestra la fabricación del marco de la bicicleta.

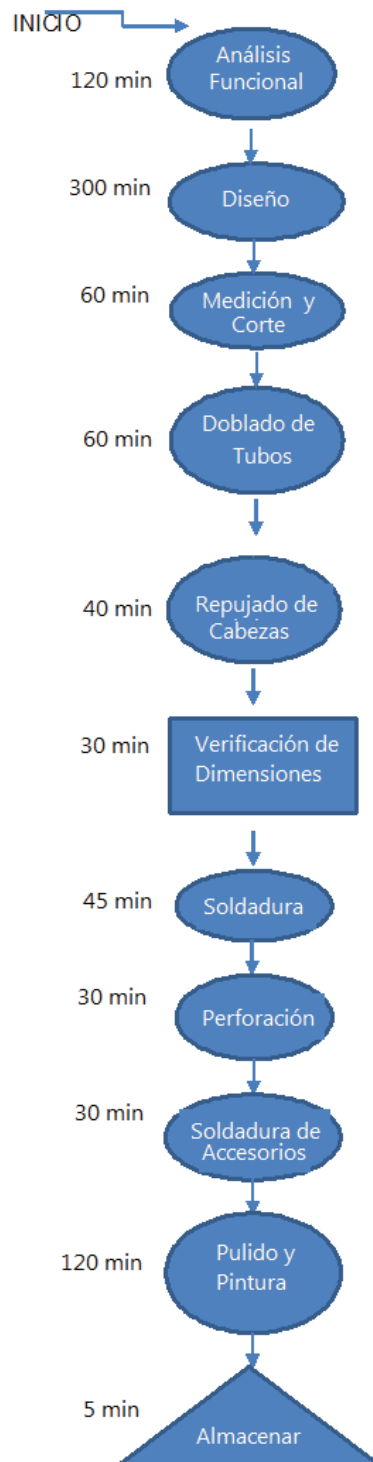


Figura 90: Diagrama de Flujo Marco de Bicicleta

5.1.2 Sistema de Transmisión

En el siguiente diagrama de flujo de construcción se muestra la fabricación tanto de la caja de cambios, como de la transmisión por cadena de la bicicleta, además de la base para las mismas.

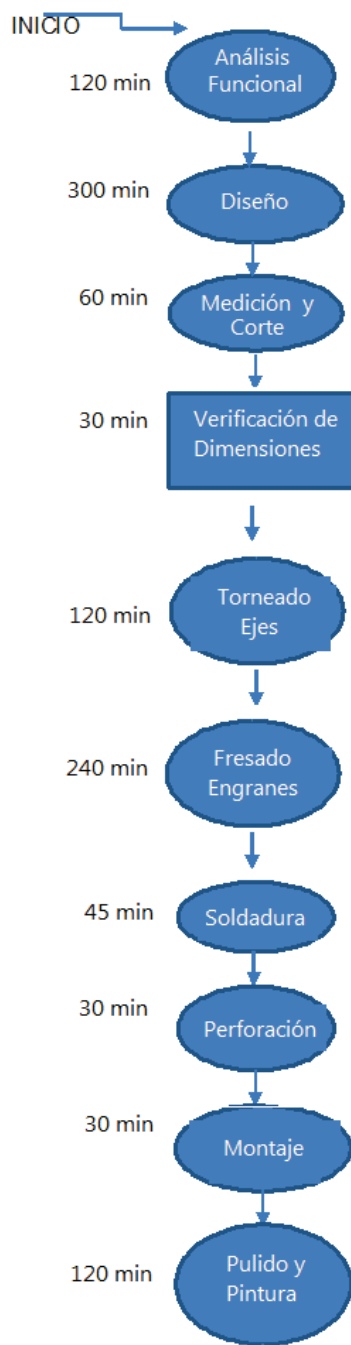


Figura 91: Diagrama de Flujo Sistema de Transmisión

5.2 Construcción de la Estructura del Vehículo

5.2.1 Medición y Corte

El proceso de corte del material necesario para la fabricación, tanto tubería para el acumulador como para los demás tubos componentes de la estructura de la bicicleta, se lo realiza siguiendo las medidas de los planos de construcción correspondientes, con la ayuda de una cortadora de disco, se cortan los tubos de distintos diámetros

5.2.1.1 Biselado del material

Una vez realizado el corte del material, se analiza que tipo de bisel que debe ser empleado para la unión de cada elemento que compone la estructura del prototipo.

5.2.2 Proceso de Doblado de Tubos

Para el doblado de tubos, en especial el que sirve como contenedor de aire comprimido, se requiere llenar con arena los tubos para que el material no se deforme durante el proceso de doblado, para garantizar el doblado perfecto de tubo se utilizó una matriz con medida de una 4 pulgada de diámetro y una dobladora programable de control numérico.



Figura 92: Doblado de Tubo

5.2.3 Repujado de Cabezas

Para la fabricación de las cabezas del recipiente a presión se utiliza una plancha de acero de $\frac{3}{32}$ pulgadas de espesor y una prensa hidráulica para formar la curvatura necesaria, para que se cumpla con las especificaciones necesarias de acuerdo a los planos constructivos del prototipo.

5.2.4 Soldadura

5.2.4.1 Acumulador de Aire Comprimido

Para la soldadura del cuerpo y las cabezas del acumulador de aire comprimido que forma parte del marco de la bicicleta se realiza mediante un proceso de soldadura MIG (Metal Inert Gas), utilizando parámetros precalificados y sugeridos por el código ASME. Para el proceso se usa un diámetros de alambre de 1.2mm, recomendado para el grosor de las partes que se van a unir.

Table 27:

Parámetros de Soldadura MIG/MAG

PROCESO MIG	DIÁMETRO		VOLT.	FLUJO (L/MIN)	VEL. DE ALIMENT. (CMT/MIN)
	ALAMBRE	AMP.			
Corto Circuito	1.2	100-130	17-22	8-15	250-560
Spray	1.2	200-450	24-30	10-20	530-990

Fuente: (ASME Sec. XI, 2007)

El proceso de soldadura seleccionado fue por corto circuito para el material base en este caso tubo estructural ASTM A500 grado B, se utiliza un amperaje de 100-130 A, con un voltaje de 20 V y la velocidad de alimentación del alambre de 390 cmt/min, parámetros seleccionados utilizando información de la Tabla 27.

Como gas de protección durante el proceso se utilizó Argón y un electrodo ER70S-6, electrodo de alta resistencia para aplicaciones críticas y que requieren una excelente tenacidad.



Figura 93: Acumulador de Aire de la Estructura

En la Figura 93, se puede apreciar el acumulador de aire construido, posterior al proceso de soldadura se realiza una limpieza de los cordones de soldadura y se puede continuar con la unión del resto de los componentes de la estructura.

5.2.4.2 Soldadura Componentes del Marco

En el prototipo es fundamental la unión de los elementos que lo conforman el marco de la bicicleta con el acumulador de aire comprimido. La mayoría de elementos que conforman la estructura de la bicicleta son de Acero Reynolds 531, acero aleado con Cromo y Molibdeno. Para la unión de los tubos del marco de la bicicleta al acumulador se utiliza un proceso de soldadura SMAW (shield metal arc welding), arco eléctrico que se produce entre la pieza y un electrodo metálico recubierto.



Figura 94: Soldadura Componentes

El proceso se realizó con electrodos E308L-16, que es un electrodo de fácil encendido, reencendido y remoción de escoria, con buena resistencia a la corrosión utilizado para aceros inoxidables de diámetro de 3/32 pulg. Como fue soldadura manual, se llevó a cabo en un taller que contara con una persona con experiencia y conocimientos técnicos.

5.2.4.3 Perforación y Soldadura de Accesorios

Debido a que el acumulador debe tener entradas y salidas de aire, se debe perforar el cuerpo del recipiente y posteriormente soldar uniones roscadas, para el prototipo se utilizaron uniones de rosca cónica NPT (National Pipe Thread), de diámetro nominal 1/4 pulg. utilizadas frecuentemente en aplicaciones de aire comprimido.

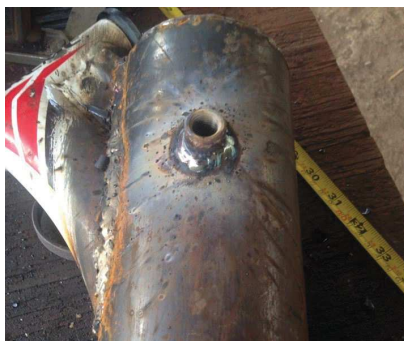


Figura 95: Soldadura Accesorios Acumulador

Para las uniones soldadas, se utiliza el mismo proceso de soldadura que para el cuerpo y cabezas del recipiente, es decir un proceso MIG, con parámetros de soldadura similares. La ubicación de las aberturas del recipiente se encuentran detallados en los planos de construcción ubicados en el Anexo B.

5.2.5 Proceso de Pintura

Mediante el proceso de pintura se pretende brindar un buen aspecto a todos los componentes del marco de la bicicleta, la pintura tiene que ser capaz de proteger toda la estructura contra la corrosión que se produce cuando las estructuras de acero como el prototipo están en contacto con la atmósfera. Para esto se utilizaron dos capas de pintura, utilizando un compresor para obtener un acabado estéticamente aceptable.



Figura 96: Proceso de Pintura

Para la primera capa de pintura se utiliza pintura anticorrosiva, esta tiene la función de inhibir el proceso de corrosión en la superficie de los tubos de acero y sirve como base para la posterior adherencia de la siguiente capa de pintura. Para la segunda capa se utiliza una pintura inerte químicamente e impermeable a la atmósfera externa, el principal objetivo de esta capa es dar un aspecto estético a la estructura de la bicicleta. Para obtener un buen acabado estético es indispensable preparar adecuadamente la superficie antes de empezar el proceso de pintura y acabado, por lo que se aplicó un anticorrosivo

industrial a toda la estructura y además con ayuda de la grata se eliminó cualquier residuo de polvo y óxido, puesto que los resultados serán negativos si las superficies no están lo suficientemente limpias.

5.3 Construcción de Elementos de Transmisión

Para la generación del impulso del sistema de transmisión se utilizó un motor de 0.79 KWatts conectado a una caja de cambios multiplicadora de revoluciones, a la salida de esta se emplea un sistema de transmisión por cadena, la cadena empleada para la transmisión debe tener libertad de movimiento en ambos sentidos, ya que debe permitir el movimiento hacia adelante y en reversa de la bicicleta, además tiene que engranar de manera precisa con los dientes de la catarina conducida.

Esta catarina conducida que se aprecia en la Figura está ensamblada directamente con el eje de transmisión que permite dar movimiento hacia la rueda posterior de la bicicleta, debido a que no todos los elementos están disponibles en el mercado Ecuatoriano, se fabricaron algunos de estos elementos, como son los ejes de la caja de cambio y engranajes. Para la fabricación de los elementos necesarios para el sistema de transmisión se necesita los siguientes procesos de manufactura,

5.3.1 Medición y Corte

La medición y corte se refiere a los tochos de acero necesarios para la fabricación de los ejes y engranes que formarán parte tanto del sistema de transmisión, así como de las placas metálicas que formarán las paredes de la caja reductora. Las especificaciones de las medidas de cada componente se encuentran en los planos constructivos del prototipo ubicados en el Anexo B.

5.3.2 Torneado y Fresado

Para el proceso de torneado de los ejes que componen el sistema de transmisión, se parte de los tochos de acero cortados con anterioridad y siguiendo las hojas de procesos ubicadas en la sección Hojas de Procesos ubicadas en el Anexo D, se reduce las diferentes secciones de cada eje. Además para la construcción de los engranajes también se parte de los tochos cortados para de esta manera reducir el diámetro de estos hasta obtener las dimensiones del diámetro primitivo necesarios para continuar con la fabricación de engranajes.



Figura 97: Fresado de Engranajes

Una vez obtenidas todas las dimensiones circulares de cada componente, se puede proceder al proceso de fresado de los dientes tanto del piñón y de la rueda, además como el ranurado del tambor selector y las agujeros del piñón para que se pueda acoplar con el piñón solidario.

5.3.3 Perforación y Soldadura

Una vez fabricados los ejes y los elementos de transmisión de movimiento es necesario perforar las paredes de la caja de cambios para el montaje de los mismos, una vez realizadas las perforaciones e instalados todos los componentes se puede soldar las paredes de la caja y la base del motor.



Figura 98: Construcción Caja de Cambios

También se debe soldar la catarina conducida al eje de la rueda posterior de la bicicleta.



Figura 99: Instalación de Catarina

5.3.4 Montaje

Cuando están listos todos los componentes del sistema, se puede montar la caja de cambios en la parrilla de la bicicleta, posteriormente se realiza el montaje de la cadena de transmisión, se selecciona la cadena número 40 con un paso de $\frac{1}{2}$ pulgadas, similar a la que se emplea en motocicletas, como se muestra en la Figura 100. Para el proceso de ensamblaje del sistema de transmisión fue necesario conseguir cada uno de los elementos que lo componen, especificados en los capítulos anteriores. El motor y el sistema de transmisión por cadena tienen que estar centrados de acuerdo a las distancias calculadas, para que el conjunto funcione correctamente



Figura 100: Montaje de Cadena

Adicionalmente, se debe instalar el sistema de pedaleo del prototipo, como se trata de un cuadro de bicicleta modificado se debe utilizar bujes para separar los pedales e impedir el rozamiento de los pedales con la tubería principal del marco.



Figura 101: Instalación de Pedales

5.4 Montaje Sistema de Control

Una vez realizadas todas las pruebas y conexiones electricas del sistema de control, se pueden instalar el microcontrolador dentro de una caja protectora que lo aisle del contacto directo con el ambiente. Todas las conexiones necesarias se muestran en la sección 4.3.3, por lo que se deben instalar las baterias en la parilla de la bicicleta y cablear todo el sistema, además se debe realizar el montaje de pulsadores electricos en cada lado del manubrio de la bicicleta, correspondiente al freno y acelerador del prototipo.

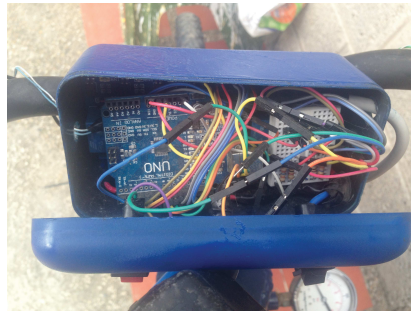


Figura 102: Montaje Sistema de Control

En cuanto al regulador de presión electrónico que es el encargado del control de potencia, se lo instala debajo del asiento de la bicicleta, como se aprecia en la Figura 103.



Figura 103: Montaje Regulador de Presión Electrónico

5.5 Montaje de Sistema Neumático

El sistema neumático está constituido por tres electroválvulas direccionales y un motor neumático para el montaje del mismo se necesita la instalación de racores para manguera neumática de 12mm de diámetro, sugeridas por el fabricante del motor para garantizar el óptimo funcionamiento del sistema, las electroválvulas deben ser instaladas dentro de la parrilla de la bicicleta. Las mangueras deben ser instaladas de tal forma que no interfieran en el funcionamiento de la bicicleta, de forma que no interfiera en el movimiento de las piernas del usuario y no afecten el equilibrio de la persona.



Figura 104: Montaje Sistema Neumático

5.6 Montaje de Accesorios

5.6.1 Montaje de las ruedas

El sistema de suspensión depende tanto de la cedencia de la estructura y sus componentes, como de los neumáticos, todos los cálculos del prototipo y su dimensionamiento se realizaron en base a un neumático de 26 pulgadas de diámetro.



Figura 105: Nomenclatura Ruedas

Por lo que se escogieron ruedas con especificaciones 26 x 1 5/8 x 2 pulgadas, la nomenclatura de este tipo de ruedas se aprecia en la Figura 105, hay que considerar la presión de aire que se les suministre a los neumáticos para que de esta forma se puede mejorar el comportamiento en cuanto a la maniobrabilidad y estabilidad de la bicicleta.

5.6.2 Asiento

Para el montaje del asiento se seleccionó un asiento resistente pero que a la vez se pudiera amoldar a la persona que utilizará el prototipo de bicicleta.

CAPÍTULO 6

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Terminado el proceso de construcción y montaje se procedió a realizar las pruebas de campo correspondientes, con el fin de evaluar el desempeño del prototipo, la metodología que se aplicó en el protocolo de pruebas tiene como objetivo garantizar el uso del prototipo de bicicleta neumática, es decir que su uso sea seguro, cumpla con las especificaciones técnicas requeridas y tenga un desempeño adecuado durante su operación.



Figura 106: Prototipo

6.1 Metodología de Pruebas

Para comprobar el funcionamiento de la bicicleta asistida por un sistema de potencia neumático se realizaron 4 pruebas, las mismas que se describen en los siguientes apartados, sobre diferentes trayectos y con el mismo ciclista, cuyas características antropométricas son las siguientes.

- Peso: 70kg (peso utilizado en los cálculos del prototipo)
- Altura: 1.70
- Edad: 25 años

Cada prueba consiste en varios ensayos sobre el mismo trayecto, además con el fin de obtener resultados más precisos todas las pruebas se realizaron bajo las siguientes condiciones climáticas.

- Hora de las Pruebas: 12 pm a 14 pm
- Localización: Valle de los Chillos (Ubicación específica en cada prueba)
- Temperatura Ambiente: 16-20°C
- Clima: Soleado-Nublado (Evitar uso en lluvia)

Como el prototipo fue concebido como un vehículo para uso dentro del perímetro urbano las pruebas se realizaron dentro de las instalaciones del Campus de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, Figura 107, ubicadas en la ciudad de Sangolquí, la superficie donde se realizaron las pruebas es de asfalto y con una extensión total de camino igual a 2.1 Km, correspondiente al perímetro del campus.



Figura 107: Perímetro de Pruebas UFA-ESPE

Además, debido a que se debe realizar pruebas en terrenos llanos, estas se realizan en un campo de baloncesto ubicado dentro del propio campus, las dimensiones de la cancha son 23m de largo por 12m de ancho y la superficie es de cemento.

6.1.1 Pruebas de Funcionamiento

La metodología de pruebas de funcionamiento consiste en realizar una serie de verificaciones previas a la puesta en marcha del prototipo y dentro de pequeños tramos del circuito donde se realizarán las pruebas.

6.1.1.1 Verificación Sistema de Control

La verificación del sistema de control consiste en comprobar la energización de la tarjeta de control y realizar pruebas de las señales de control de válvulas, es decir si la

señal de los botones de mando ubicados en el manubrio activan los relés y posteriormente las electroválvulas del circuito neumático de potencia. La ubicación de los controles de mando se especifica en el manual de usuario del prototipo ubicado en el Anexo E. El procedimiento de la prueba es el siguiente.

1. Con ayuda de un multímetro medir el voltaje de las baterías.
2. Abrir la tapa de la caja de control.
3. Energizar la bicicleta (Boton de Encendido).
4. Verificar encendido de la tarjeta, mediante encendido del led de encendido ubicado en la placa ARDUINO.
5. Presionar pulsador ACELERADOR
6. Verificar que se encienda el relé K1 (Enciende Led en la módulo relé)
7. Presionar pulsador FRENO
8. Verificar que se encienda el relé K2
9. Presionar switch FRENO REGENERATIVO
10. Verificar que se encienda el relé K3
11. El relé K6 viene encendido por Default, verificar su encendido.
12. Presionar Pulsador VELOCIDADES
13. Verificar que se encienda el relé K7 y apagado relé K6
14. Presionar Pulsador VELOCIDADES
15. Verificar que se encienda el relé K8 y apagado relé K7
16. Presionar Pulsador VELOCIDADES
17. Verificar que se encienda el relé K6 y apagado relé K8
18. Presionar Switch de energización de electroválvulas.
19. Verificar encendido de regulador de presión electrónico (Se escuchará un zumbido)
20. Presionar el botón de ACELERADOR

21. Con ayuda de un multímetro, medir el voltaje en los solenoides S2, S4 y S3 debe ser aproximadamente 24VDC. (Ubicación de las solenoides están ubicadas en el manual de usuario en el Anexo E)
22. Presionar el botón de FRENO
23. Medir el voltaje en los solenoides S1.
24. Activar el switch de FRENO REGENERATIVO y presionar el FRENO
25. Medir el voltaje en el solenoide S5.
26. Colocar nuevamente tapa de caja de control.

Luego de la realización de esta prueba se puede notar que el sistema de control se encuentra correctamente instalado, además se observa que todos los solenoides se activan correctamente y no existe interferencia en las señales de entrada hacia la tarjeta. Tampoco se observan interferencias en las señales de salida hacia los relés, por lo que se garantiza que el sistema de control trabaja adecuadamente.

6.1.1.2 Verificación de Funcionamiento del Motor

El procedimiento para verificar el funcionamiento del motor es el siguiente.

1. Con ayuda de alzas elevar la rueda posterior del prototipo.
2. Girar manivela de la caja de cambios y desacoplar el sistema de transmisión. (Ubicación de la manivela en el manual de usuario, Anexo E)
3. Abrir válvula principal del acumulador de aire.
4. Regular presión de salida en el regulador de presión manual en 100PSI
5. Encender sistema electrónico del prototipo (Botón ON/OFF)
6. Energizar electroválvulas (Switch 24VDC)
7. Acelerar el sistema (Pulsador ACELERADOR)
8. Verificar accionamiento en vacío del motor neumático.

El motor funciona perfectamente una vez que se direcciona el aire hacia él, existe un pico de potencia en el momento en que llega el aire provocando un pequeño salto en el arranque, esto es parte de su funcionamiento normal del motor.

6.1.1.3 Prueba de Funcionamiento General.

Esta prueba consiste principalmente en comprobar la capacidad y el funcionamiento del motor al momento del arranque y verificar si la potencia calculada fue la correcta para vencer la inercia del prototipo. Además de comprobar al mismo tiempo si existen vibraciones y ruidos durante el uso del prototipo y si el sistema de freno actúa de manera correcta. El recorrido se realiza en un segmento del circuito de pruebas, desde el laboratorio de mecánica de fluidos hasta el laboratorio de metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE (300m) delimitado mediante marcas en el piso, sin utilizar los pedales de la bicicleta. Este recorrido cuenta con un rompe velocidades ubicado a los 100m del inicio, para verificar el sistema de suspensión del prototipo al pasar un obstáculo, no se frenará el prototipo durante el paso por este. El procedimiento para la prueba de funcionamiento se debe realizar 3 ensayos, uno para cada velocidad del prototipo, y los pasos para cada ensayo son los siguientes.

1. Ubicar bicicleta con la rueda delantera por detrás de la marca en el piso.
2. Girar manivela de la caja de cambios y acoplar el sistema de transmisión.
3. Abrir válvula principal del acumulador de aire.
4. Regular presión de salida en el regulador de presión manual en 100PSI
5. Encender sistema electrónico del prototipo (Botón ON/OFF)
6. Seleccionar marcha de la bicicleta (Botón VELOCIDADES)
7. Energizar electroválvulas (Switch 24VDC)
8. Acelerar el sistema (Pulsador ACELERADOR)
9. Verificar que la bicicleta puede vencer la inercia de su peso y su ocupante satisfactoriamente.
10. Realizar el recorrido sin utilizar pedales y sin frenar el sistema hasta llegar a la segunda marca.
11. Verificar comportamiento del prototipo al pasar por el rompe velocidades.
12. Verificar velocidad máxima durante el recorrido.
13. Cuando la llanta delantera pase la segunda marca frenar el sistema neumático (FRENO) y presionar el freno de la bicicleta.
14. Medir distancia que recorre la bicicleta antes de detenerse.
15. Medir tiempo en el que se realiza el recorrido.

Arranque El arranque del sistema es bueno en las dos primeras velocidades, logra vencer la inercia del prototipo y arrancar satisfactoriamente hasta completar la prueba. En cuanto a la tercera velocidad, correspondiente a una presión de 58PSI, no logró vencer por si solo la inercia del prototipo, sino que necesito ayuda de los pedales, por lo que se descarta esta velocidad como una alternativa viable dentro de esta prueba.

Tabla 28

Prueba de Arranque

MARCHA	PRESIÓN	ARRANQUE.
Primera	100 PSI	Si
Segunda	87 PSI	Si
Tercera	58 PSI	No

Vibraciones y Ruidos Cuando el prototipo está en marcha, no existe presencia de vibraciones que afecten de alguna manera a la bicicleta o al piloto. Al tratarse de un motor neumático el motor produce ruidos provocados por la expansión del aire, pero no presenta ningún ruido que no sea a causa del funcionamiento normal del motor, además se presenta ruido electrónico proveniente del regulador de presión, cuando no existe presión en la línea de entrada.

Sistema de Frenado El sistema de frenado cumple con un óptimo funcionamiento reaccionando de forma inmediata al accionar el mando de freno, deteniendo el funcionamiento del motor neumático y permitiendo que los frenos de la bicicleta frenen por completo la bicicleta, el prototipo se detuvo a menos de 6m después de superada la segunda marca, se detectó que los frenos de la bicicleta necesitan regulación provocando inestabilidad al momento del frenado, lo que podría provocar caídas.

Tabla 29

Prueba de Frenado

MARCHA	DISTANCIA ANTES DE DETENERSE
Primera	5.1 m
Segunda	2.5 m
Tercera	No se realizó

Maniobrabilidad y Estabilidad Al tratarse de una bicicleta es evidente que el equilibrio del piloto influye directamente en la habilidad necesaria para conducirla y se re-

quiere de previa experiencia en manejar bicicleta o motocicleta, por lo que se determinó que la maniobrabilidad del prototipo es aceptable y no requiere mayor instrucciones para utilizarlo además de haber conducido una bicicleta. La bicicleta tiene una buena estabilidad, pero se recomienda no realizar curvas demasiado cerradas ya que puede existir un desequilibrio debido al peso de la misma lo que puede provocar caídas.

Velocidad del Prototipo Durante el recorrido de 300m se logró las siguientes velocidades máximas durante el recorrido. Tomando en cuenta que existe una desaceleración cuando se pasa por el rompe velocidades, esta es solo una estimación de la velocidad máxima del prototipo. Se determinó la velocidad alcanzada en cada marcha, el cual se muestra en la Tabla30.

Tabla 30

Prueba de Velocidades 1

MARCHA	PRESIÓN	VELOCIDAD MAX.	SEÑAL DE ENTRADA
Primera	100 PSI	17.3 Km/h	10 VDC
Segunda	87 PSI	9.9 Km/h	8 VDC
Tercera	58 PSI	0 Km/h	6 VDC

Luego de comprobar que las dos primeras marchas del prototipo fueron funcionales, se puede realizar una tabla de resumen de la prueba de funcionamiento general. En la Tabla 31. Donde también se añaden observaciones acerca de parámetro analizado sugeridos por el piloto.

Tabla 31

Funcionamiento General

PROTOTIPO DE BICICLETA NEUMÁTICA					
Respon: Cristian Moreta	Fecha: 06/06/2106		Duración: 12 pm-1pm		
ACCIONAMIENTOS	MAL	REG	BUE	EXC	OBSERVACIÓN
Arranque			x		Arranque brusco
Cabeceo al Frenar		x			Necesitan Regulación
Oscilaciones del Marco			x		
Estabilidad			x		Se inclina a la derecha
Comportamiento en rompevelocidades			x		Presenta ruidos al pasar por rompevelocidades
Suspensión			x		
Vibraciones			x		
Ruidos		x			Ruido Eléctrico
Maniobrabilidad			x		
Sistema Electrónico			x		
Sistema Neumático			x		
Sistema de Transmisión				x	
Sistema de Freno			x		Efectivo
Control de Velocidades		x			3era velocidad no arranca

Con estas pruebas se puede llegar a las conclusiones necesarias para aprobar el buen funcionamiento del prototipo de bicicleta y ayudará a validar el prototipo como una alternativa de transporte, tomando en cuenta que se debe considerar un cambio en la presión de entrada en la tercera marcha.

6.1.2 Prueba de Aceleración en Línea Recta

En esta prueba el prototipo parte del reposo acelerando hasta su velocidad máxima. Se mantiene esta velocidad hasta completar el recorrido de 500m (sin pendiente) y luego se quita alimentación de aire al motor y se frena la bicicleta hasta que llegue al reposo. Debido a que en el campus de la universidad no existe una recta de esta longitud que no cuente con algún tipo de obstáculo como un rompe velocidades, se decidió realizar esta prueba en el Conjunto Balcón de la Armenia, ubicado en el Valle de los Chillos sector la Armenia (Puente 8), donde se encuentra una calle llana de 500m ideal para la realización de la prueba, la superficie de la calle es de adoquín. Luego de realizar la prueba de aceleración en modo neumático, es decir sin pedalear, se determinó la

velocidad alcanzada en cada marcha, el cual se muestra en la Tabla 32.

Tabla 32

Aceleración Línea Recta

Respon: C. Moreta	Fecha: 08/06/2106	Duración: 11 am-1pm	
Temperatura: 20°C	Clima: Despejado		
MARCHA	PRESIÓN	VELOCIDAD MAX.	TIEMPO
Primera	100 PSI	17.6 Km/h	1 min 57seg
Segunda	87 PSI	10.2 Km/h	3 min 05 seg
Tercera	58 PSI	0 Km/h	0

6.1.3 Prueba de Autonomía en Terreno Llano

La prueba en terreno llano se llevó a cabo en una de las canchas de básquet de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE campus Sangolquí, delimitando un recorrido por vuelta de 70 m correspondiente al perímetro de la cancha. Esta prueba consiste en dos ensayos, uno para determinar su autonomía en primera marcha y el segundo para determinar la regeneración de energía (Frenado Regenerativo) que se producirá al activar este sistema. El procedimiento para cada ensayo de esta prueba se presenta a continuación.



Figura 108: Perímetro Prueba Terreno Llano

Ensayo de Autonomía En el ensayo de autonomía no interesa la velocidad máxima a la que se llegue, simplemente se realiza en un circuito llano cerrado para poder contar el número de vueltas y la distancia que se puede conseguir con un tanque de aire comprimido a plena carga, es decir lleno a 4500PSI.

1. Ubicar la rueda delantera de la bicicleta en la marca de inicio, ubicada en la esquina del campo de básquet.

2. Mover manivela y acoplar sistema de transmisión.
3. Apertura de válvulas de tanque y regulador de presión manuales.
4. Encendido de sistema eléctrico.
5. Encerar el odómetro digital.
6. Acelerar el sistema sin pedalear.
7. Realizar el número necesario de vueltas hasta agotar el aire y se detenga el vehículo.
8. Contar el número de vueltas.
9. Tomar tiempo de realización de prueba.

Ensayo de Regeneración de Energía El ensayo de regeneración de energía es similar al de autonomía con la diferencia que se divide en dos etapas, la primera es idéntica al ensayo anterior. Es decir, se utiliza el tanque de aire comprimido cargado a 4500PSI. Y la segunda etapa consiste en activar el sistema de freno regenerativo para luego pedalear hasta cargar nuevamente el acumulador de aire comprimido.

1. Ubicar la rueda delantera de la bicicleta en la marca de inicio, ubicada en la esquina del campo de básquet.
2. Mover manivela y acoplar sistema de transmisión.
3. Apertura de válvulas de tanque y regulador de presión manuales.
4. Encendido de sistema eléctrico.
5. Encerar el odómetro digital.
6. Activar Sistema de freno Regenerativo. (Switch FRENO REGENERATIVO)
7. Acelerar el sistema sin pedalear.
8. Realizar el número necesario de vueltas hasta agotar el aire y se detenga el vehículo.
9. Contar el número de vueltas.
10. Tomar tiempo de realización de prueba.
11. Medir presión en el manómetro del recipiente de baja presión.

12. Volver al punto de partida.
13. Mantener pulsado el freno neumático (FRENO) durante todo el recorrido.
14. Pedalear 10 vueltas al circuito.
15. Medir presión en el recipiente de alta presión.
16. Volver al punto de partida.
17. Acelerar el sistema sin pedalear.
18. Medir distancia extra en el recorrido.

Las pruebas de autonomía en terreno llano se dividieron en dos, una sin el sistema de frenado regenerativo y otra con el uso de este sistema con el fin de determinar la eficiencia del mismo, durante el desarrollo de la prueba de autonomía se obtuvieron los valores de distancia recorrida y tiempo de funcionamiento, para obtener esta información se adaptó un velocímetro de bicicleta al prototipo. Este dispositivo electrónico, cuenta con una pequeña pantalla en la que se puede ver la velocidad instantánea, velocidad promedio, tiempo y distancia de recorrido, y consiste en un imán que se fija a un radio de una de las llantas de la bicicleta y un sensor que detecta el paso del imán.

Tabla 33

Autonomía en Terreno Llano

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Distancia Recorrida	654.3 m
Presión del Tanque Alta presión	4500 PSI
Tiempo de Funcionamiento	9 min 54.6 seg
Número de Vueltas Completas	9 vueltas

Tabla 34

Autonomía Terreno Llano con FR

ESPECIFICACIÓN	VALOR
Distancia Recorrida	668.1 m
Distancia Recorrida Extra (FR)	16.3 m
Distancia TOTAL	684.4 m
Presión del Tanque Alta Presión	4500 PSI
Tiempo de Funcionamiento	11 min 25.68 seg
Número de Vueltas Completas	9 vueltas
Tiempo de Funcionamiento Extra (FR)	0 min 14 seg
Presión Alcanzada Freno Regenerativo	110 PSI

Después de las pruebas hechas a la bicicleta neumática, por el circuito de terreno llano en modo neumático (sin pedaleo), se logró determinar una distancia recorrida con el acumulador a plena carga de 0.6543 Km. Después de esto el prototipo perdió fuerza y velocidad hasta detenerse por completo. En las Tablas 33 y 34, se muestran los resultados del uso de la bicicleta en cada una de las pruebas realizadas. Para comprobar el funcionamiento de la regeneración de energía se usó el mismo trayecto que la prueba sin este sistema activado, al inicio del recorrido se tiene asistencia del motor y una vez terminado el aire del recipiente de alta presión se empezó a pedalear el prototipo hasta alcanzar su presión máxima de recarga, una vez cargado el sistema se mide la distancia extra recorrida gracias a la utilización de este sistema.

6.1.4 Prueba en Circuito Urbano

La prueba de circuito urbano se llevó a cabo dentro del perímetro del Campus de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, con un recorrido de 2.1Km. Esta prueba consiste en tres ensayos, en los cuales se determina el tiempo que le toma al ciclista completar el recorrido sin ayuda del sistema de apoyo, en primera marcha y en segunda marcha. Los datos adquiridos por medio de las pruebas son el tiempo por vuelta al circuito, velocidad máxima, nivel de asistencia y la sensación de asistencia, parámetro subjetivo que muestra la apreciación del ciclista en comparación a la prueba realizada sin asistencia.



Figura 109: Pruebas de Autonomía

Prueba Sin Asistencia Para la realización de esta prueba sin asistencia se sigue la siguiente metodología, tomando en cuenta que el recorrido se realizará en dirección mostrada en la Figura 110.

1. Ubicar la rueda delantera de la bicicleta en la marca de inicio, ubicada frente al laboratorio de metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE
2. Mover manivela del sistema de transmisión y desacoplar el mismo.
3. Encerar el odómetro digital.
4. Empezar a pedalear hasta completar una vuelta al circuito de pruebas.
5. Registrar velocidad máxima de la bicicleta en el tramo 1-2 del circuito de pruebas.
6. Registrar velocidad máxima de la bicicleta en el tramo 3-4 del circuito de pruebas.
7. Tomar tiempo de realización de prueba.
8. Frenar al llegar a la marca del punto de partida.



Figura 110: Recorrido Prueba Circuito Urbano

Prueba Con Asistencia Para la realización de la prueba con asistencia se sigue la siguiente metodología.

1. Ubicar la rueda delantera de la bicicleta en la marca de inicio.
2. Mover manivela y acoplar sistema de transmisión.
3. Apertura de válvulas de tanque y regulador de presión manuales.
4. Encendido de sistema eléctrico.
5. Seleccionar Marcha del sistema neumático.
6. Encerar el odómetro digital.
7. Empezar a pedalear hasta el punto 1 de la Figura 110.
8. Acelerar el sistema neumático y continuar pedaleando para subir la pendiente.
9. Frenar el sistema neumático en el punto 2 y continuar pedaleando hasta 3.
10. En el punto 3 acelerar el sistema neumático y continuar pedaleando.
11. Frenar el sistema neumático en el punto 4 y continuar pedaleando hasta completar el circuito de pruebas.
12. Medir velocidad durante el tramo 3-4 del circuito de pruebas.
13. Detener tanto el sistema de potencia neumático y la bicicleta por completo al llegar a la marca de inicio.

14. Tomar tiempo de realización de prueba.

Tabla 35

Prueba en Circuito Urbano

Resp: Moreta	Fecha: 10/06/2106			Durac: 10am-12pm	
Temp: 20°C	Clima: Despejado			Ubicación: ESPE	
MARCHA	PRESIÓN	VEL. 1-2	VEL. 3-4	ASIST.	TIEMPO
Sin Asistencia	0 PSI	3.3 Km/h	13.7 Km/h	N/A	13 min 41 seg
Primera	100 PSI	13.7 Km/h	23.4 Km/h	Buena	7 min 47 seg
Segunda	87 PSI	7.6 Km/h	16.3 Km/h	Regular	10 min 32 seg

Se aprecia que el tiempo en completar cada vuelta es menor mientras el nivel de asistencia aumenta y el ciclista siente la ayuda por parte del motor dependiendo del nivel de asistencia seleccionado. Las prueba de autonomía se realizaron con el motor puesto en marcha a su máxima potencia y en su segunda marcha, la prueba incluyó dentro del recorrido perimetral del campus Sangolquí una pendiente pronunciada del 14%. Para esta prueba no se necesita un flujo continuo de aire, al alcanzar la velocidad máxima se puede continuar el recorrido con el impulso adquirido además se utilizará durante la subida de pendientes. Como se puede notar, se puede completar un circuito urbano con el prototipo, este puede incluir subidas y bajadas pronunciadas.

6.2 Eficiencia del Prototipo

El prototipo de bicicleta impulsada mediante aire comprimido consta de un tanque de fibra de carbono de 10 litros, con un peso de 6.62 kilos, la presión máxima de trabajo del acumulador es de 4500 PSI (7 bar), tiene un motor de neumático de paletas de 790 Watts de potencia, que gira a 47 RPM que transmite su potencia a un par de engranajes rectos que son parte de una caja multiplicadora y posteriormente hacia un sistema de transmisión por cadena que redirige esta potencia hacia la rueda posterior de la bicicleta. Una vez realizadas las pruebas de velocidad máxima, autonomía y distancia recorrida máxima se puede calcular la eficiencia global del prototipo, calculando la eficiencia mecánica del sistema y su eficiencia energética.

La eficiencia va unida al concepto de trabajo, cuando una máquina se usa para transformar un tipo de energía, para nuestro caso energía neumática, en otro tipo de energía, mecánica dentro del prototipo, su eficiencia puede definirse como la razón entre el trabajo útil y el trabajo producido, o como la razón entre la potencia que sale y la que

entra, o como la razón entre la energía que sale y entra. La eficiencia mecánica en una máquina es siempre menor que 1, debido a las pérdidas de energía por el rozamiento interno que surge durante su funcionamiento de la máquina. El rendimiento total de una máquina es igual al producto de sus rendimientos individuales de cada sistema.

6.2.1 Eficiencia de descompresión

La energía que tiene el tanque de alta presión lleno de aire comprimido a 4500PSI (310.2 bares) de presión viene dado por la Ley de Boyle y es igual a.

$$E = 10 \times (P_1 \ln(P_1) - P_1 + 1) \quad (6.1)$$

Donde:

E : Energía del aire comprimido en un volumen de 1 litro en el tanque.

P_1 : Presión a la que está comprimido el aire en el acumulador.

$$E = 10 \times [(310.2\text{bar} \times (\ln(310.2) - 310.2\text{bar} + 1))]$$

$$E = 14704.84\text{Kgf.m}$$

Esta es la energía contenida en un recipiente de 1 litro de aire comprimido a 4500PSi, por lo que se debe multiplicar este valor por el volumen del acumulador para saber la energía contenida en nuestro prototipo.

$$E_{\text{tanque}} = E \times Vol_{\text{tanque}} \quad (6.2)$$

$$E_{\text{tanque}} = 14704.84\text{Kgf.m/L} \times 10\text{L}$$

$$E_{\text{tanque}} = 147048.47\text{Kgf.m} = 1442.05\text{KJ}$$

Como el regulador de presión ubicado luego del acumulador de alta presión actúa como un descompresor a 100PSI (6.89), presión a la que actúa el motor neumático, o sea 45 veces menos presión y 45 veces más volumen, por lo que se puede calcular la energía que se gasta en la expansión del aire.

$$E_{\text{exp}} = \frac{P_1}{P_2} \times [10 \times (P_2 \ln(P_2) - P_2 + 1)] \quad (6.3)$$

Donde:

E_{exp} : Energía del aire al ser expandido.

P_2 : Presión de descompresión del aire.

$$E_{exp} = \frac{310.2\text{bar}}{6.89\text{bar}} \times [10 \times [(6.89\text{bar} \times (\ln(6.89) - 6.89\text{bar} + 1))]]$$

$$E_{exp} = 3333.68\text{Kgf.m}$$

Por lo tanto, la eficiencia energética de la descompresión del aire hasta una presión de 100 PSI viene dado por.

$$n_{exp} = \frac{E_{exp}}{E} \quad (6.4)$$

Donde:

n_{exp} : Eficiencia de expansión.

$$n_{exp} = \frac{3333.68\text{Kgf.m}}{14704.84\text{Kgf.m}}$$

$$n_{exp} = 0.226$$

6.2.2 Eficiencia Exergética

Como se definió anteriormente la exergía es la porción de la energía que puede ser transformada en trabajo mecánico, y se determinó un valor del mismo de $Exerg = 1379.14\text{KJ}$, también se calculó mediante la Ley de Boyle la energía total disponible con la que se cuenta dentro del acumulador de aire comprimido, por lo que la eficiencia de energía utilizable se determina de la siguiente manera.

$$n_{exerg} = \frac{Exerg}{E_{tanque}} \quad (6.5)$$

Donde:

n_{exerg} : Eficiencia exergética.

$$n_{exerg} = \frac{1379.14\text{KJ}}{1442.05\text{KJ}}$$

$$n_{exerg} = 0.956$$

6.2.3 Eficiencia del Prototipo

Con la energía disponible que es la que ingresa al motor se puede proceder a calcular la eficiencia mecánica del prototipo, tomando en cuenta que se obtuvo una autonomía

de 654.3 m, se puede calcular la energía que se dirigirá a la rueda de la bicicleta. La energía utilizable que se convertirá en energía mecánica se puede calcular de la siguiente manera.

$$E_{disp} = n_{exerg} \times n_{exp} \times E_{tanque} \quad (6.6)$$

$$E_{disp} = 0.956 \times 0.226 \times 1442.05 \text{KJ}$$

$$E_{disp} = 311.56 \text{KJ}$$

Ahora, conociendo la distancia del prototipo, que es la misma que la rueda posterior, se puede determinar la energía necesaria para que el prototipo se mueva, primero debemos determinar la fuerza que se ejerce sobre la rueda de la siguiente manera.

$$F_{rueda} = \rho_{aire} \times C_D \times Vel^2 \times A_{Frontal} \quad (6.7)$$

Donde:

ρ_{aire} : Densidad del aire.

C_D : Coeficiente de penetración. (Anexo A)

$A_{Frontal}$: Área frontal del prototipo (Calculada con Solidworks).

Vel : Velocidad del prototipo a máxima potencia.

$$F_{rueda} = 1.25 \text{Kg/m}^3 \times 0.82 \times (4.89 \text{m/seg})^2 \times 0.850 \text{m}^2$$

$$F_{rueda} = 20.83 \text{N}$$

Conociendo la distancia que recorrió el prototipo se puede determinar la energía necesaria en la rueda para mover a la bicicleta.

$$E_{rueda} = Dist_{rec} \times F_{rueda} \quad (6.8)$$

$$E_{rueda} = 654.3 \text{m} \times 20.83 \text{N}$$

$$E_{rueda} = 13.63 \text{KJ}$$

Donde:

E_{rueda} : Energía utilizada por el prototipo.

$Dist_{rec}$: Distancia recorrida.

F_{rueda} : Fuerza en la rueda posterior del prototipo.

Relacionando la energía disponible y la energía utilizada por el prototipo se puede obtener la eficiencia del prototipo.

$$n_{prot} = \frac{E_{rueda}}{E_{disp}} \quad (6.9)$$

Donde:

n_{prot} : Eficiencia del prototipo.

$$n_{prot} = \frac{13.63\text{KJ}}{311.56\text{KJ}}$$

$$n_{prot} = 0.043$$

Existen pérdidas por fricción en el sistema de transmisión, por lo que se debe calcular la eficiencia del sistema. primero se procede a calcular la fuerza de tracción que produce el motor.

$$F_{tracción} = \frac{P_{motor}}{V_{maxp}} \quad (6.10)$$

Donde:

$F_{tracción}$: Fuerza de tracción.

P_{motor} : Potencia del motor.

V_{maxp} : Velocidad máxima del prototipo.

$$F_{tracción} = \frac{790\text{Watts}}{4.89\text{m/seg}}$$

$$F_{tracción} = 161.55\text{N}$$

La fuerza de tracción se traslada a la rueda, por lo que el torque de la rueda viene definido por.

$$T_{rueda} = F_{tracción} \times r_{rueda} \quad (6.11)$$

$$T_{rueda} = 161.55\text{N}(0.330\text{m})$$

$$T_{rueda} = 53.31\text{Nm}$$

La eficiencia del sistema de transmisión viene dado por.

$$n_{transmisión} = \frac{T_{motor} \times i_{transmisión}}{T_{rueda}} \quad (6.12)$$

$$n_{transmisión} = \frac{161\text{Nm}(0.29)}{53.31\text{Nm}}$$

$$n_{transmisión} = 0.875$$

Así, la eficiencia global del prototipo de bicicleta neumática es.

$$n_{Global} = n_{transmisión} \times n_{prot} \quad (6.13)$$

$$n_{Global} = 0.875 \times 0.043$$

$$n_{Global} = 3.8\%$$

CAPÍTULO 7

ESTUDIO ECONÓMICO

Para el análisis económico del proyecto, se estimó el coste de los diferentes componentes del prototipo, así como el costo de los distintos procesos de manufactura realizados por los operarios para realizar un análisis de costos y el presupuesto de construcción del prototipo.

Todos los costos se han determinado de las diferentes facturas que fueron emitidas por proveedores, compra de componentes del prototipo y mano de obra. Se trató de encontrar los elementos más asequibles y la mano de obra más calificada en relación costo-beneficio.

7.1 Análisis de Costos

Los costos del proyecto son los correspondientes a los valores de materiales, mano de obra, elementos eléctricos, neumáticos y mecánicos que componen la fabricación y montaje del prototipo. Estos rubros influyen directamente en el costo final de la bicicleta y se destinan únicamente al desarrollo de este proyecto.

7.1.1 Costos de Materiales

El costo de materiales corresponde a todos los elementos adquiridos con la finalidad de transformarlos en una pieza útil del prototipo mediante algún proceso de manufactura.

Tabla 36

Costo de Materiales del Proyecto

MATERIALES	CARACTERÍSTICA	CANT	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Tubo Redondo 4"	3 m	1	10	10
ASTM A-500 grado B				
Tubo Redondo 4"	3m	1	8	8
ASTM A-500 grado B				
Tubos Acero 3/4"	6 m	1	25	25
Reynolds 531				
Tubos Acero 1/2"	6 m	1	25	25
Reynolds 531				
Platina Acero e=1/4"	250 x 150 mm	4	5	20
ASTM A36				
Alambre de Soldadura	1.2 mm	1 rollo	25	25
Electrodos E308L-16	3/32 "	1 Kg	25	25
Pintura Anticorrosiva	Medio Galón	1	15	15
Pintura	Medio Galón	1	10	10
Disco de Corte		1	15	15
Eje de Transmisión 1 1/2"	1600 mm	2	13	26
AISI 4340				
Eje de Transmisión 1/2"	1600 mm	1	7.60	7.60
AISI 4340				
TOTAL				211.6

7.1.2 Costo de Elementos Mecánicos

Los costos de elementos mecánicos, eléctricos y neumáticos detallados en las siguientes secciones corresponden a cada elemento constitutivo del prototipo que no tienen la necesidad de realizar ningún cambio en su forma original.

Tabla 37

Costo Elementos Mecánicos

ELEMENTO	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO
		UNITARIO	TOTAL
Aros 26"	2	12.5	25
Llantas 26 x 1 5/8 x 2"	2	8.5	17
Trinche 26" con suspensión	1	20	20
Manubrio	1	12	12
Kit de Frenos	1	4.50	4.50
Pedales	1	10.80	10.80
Asiento Bicicleta	1	8.80	8.80
Juego de Catarinas Moto	1	24	24
Cadena de Motocicleta	1	12	12
Cadena de Bicicleta	1	2	2
Piñon trinquete	1	10	10
Rodamientos	4	3.50	14
		TOTAL	160.1

7.1.3 Costo de Elementos Eléctricos

Tabla 38

Costo Elementos Eléctricos

ELEMENTO	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO
		UNITARIO	TOTAL
Baterias 12V, 4Ah	2	22	44
Cable Eléctrico Flexible	8 m	0.60	8.60
Microcontrolador Arduino	1	30	30
Pulsadores	4	1	4
Regulador de Presión Electrónico	1	150	150
Módulo Relé 8 Canales	1	20	20
		TOTAL	256.60

7.1.4 Costo de Elementos Neumáticos

Tabla 39

Costo Elementos Mecánicos

ELEMENTO	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO
		UNITARIO	TOTAL
Acumulador de Aire 4500 PSI	1	80	80
Regulador de Presión Oxígeno	1	30	30
Motor Neumático	1	365	365
Mangueras Neumáticas 12mm	8 m	3	24
Electroválvula 1/2	1	25	25
Electroválvula 5/3	1	50	50
Electroválvula 5/2	1	50	50
Válvula Check 3/8	2	10	20
		TOTAL	644

7.1.5 Costo Mano de Obra

Finalmente, los costos de mano de obra corresponden al costo de hora hombre-máquina que se utilizó durante la fabricación del prototipo.

Tabla 40

Costo de Mano de Obra

OPERARIO	COSTO POR HORA	NÚMERO	COSTO
		HORAS	TOTAL
Mecánico	12	5	60
Tornero-Fresador	12	10	120
Soldador	6	10	60
Pintor	12	5	60
		TOTAL	300

7.1.6 Costo Recarga de Aire

El costo de recargar los cilindros de aire comprimido no entra dentro de los costos de diseño y construcción del prototipo, pero es fundamental para analizar su costo de operación.

Tabla 41

Costo Recarga Aire Comprimido

DESCRIPCIÓN	COSTO (USD)
Recarga SCUBA a 4500 PSI	4

7.2 Presupuesto del Vehículo

A continuación se detallan los valores económicos los cuales sirvieron como control económico del proyecto al finalizarlo, con esta información se creó una idea de la inversión total del proyecto. La siguiente tabla detalla el presupuesto del proyecto, mostrando los valores totales de todos los costos que involucran la concepción del prototipo, además hay que considerar un margen de 10% sobre el costo total del proyecto por cualquier inconveniente o imprevisto que se presente durante realización del presente proyecto de grado.

Tabla 42

Presupuesto del Proyecto

RUBRO	COSTO TOTAL (USD)
Materiales	211.60
Mano de Obra	300
Elementos Mecánicos	160.10
Elementos Neumáticos	644
Elementos Eléctricos	256.60
SUB-TOTAL	1572.30
10% Imprevistos	152.23
TOTAL	1724.53

El financiamiento del proyecto se dio en su totalidad por parte del realizador del proyecto de grado.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones.

- Se diseñó e implementó un prototipo de bicicleta impulsada por un sistema de potencia neumática funcional y controlado electrónicamente mediante un micro-controlador, el diseño se realizó utilizando metodología de diseño concurrente utilizando un proceso de ponderación y clasificación de alternativas para cada uno de los sistemas que lo componen.
- Se diseñó y construyó la estructura del prototipo capaz de soportar cargas de presión de aire comprimido, el diseño se validó mediante un análisis computacional con ayuda de un programa de elementos finitos, lo que permite tener una idea del comportamiento de la estructura cuando está en operación.
- Se construyó el sistema de propulsión neumático basado en un motor neumático controlado por un sistema de electroválvulas direccionales que permiten el accionamiento y frenado del mismo, para que el movimiento sea transmitido desde el motor hacia la rueda de la bicicleta se diseñó e implementó un sistema de transmisión por cadena.
- Se realizó el montaje los elementos de control y regulación de potencia electrónicos para controlar el flujo de aire, velocidad y la presión de entrada al sistema.
- El costo del prototipo incluido un porcentaje de 10% de imprevistos fue de 1725\$ y el costo de operación del sistema es de 4\$ por la recarga de un cilindro de aire comprimido a 4500PSI.
- Se determinó que la distancia de autonomía del prototipo es de 654.3 m sin utilizar el sistema de frenado regenerativo y 684.4 m con el sistema de freno regenerativo activado.

- El sistema de control de velocidades mediante el regulador de presión electrónico se implementó satisfactoriamente en sus dos primeras marchas obteniendo una velocidad de 17.6 Km/h a la presión de 100PSI y de 10.2 Km/h a presión igual a 87PSI, la tercera marcha correspondiente a 58PSI no fue capaz de mover el prototipo.
- El prototipo no necesita un flujo constante de aire durante su uso en un circuito urbano, ya que una vez alcanzada la velocidad máxima a la que llegó el prototipo se puede suspender el flujo y continuar el recorrido con el impulso adquirido.
- Utilizando únicamente el sistema de potencia neumático sin pedalear la autonomía del prototipo aumenta en relación a la distancia teórica de 567.6 m a un valor de 654.3 Km, lo que significa un aumento en la distancia recorrida real con un tanque lleno a 4500 psi del 15.27 % con respecto a la distancia teórica.
- Se cuenta con una capacidad de frenado aceptable en el prototipo pero es necesario mejorar el sistema de frenos, para garantizar la seguridad al momento del frenado.
- Con la realización de este proyecto se determinó que el aire comprimido puede ser utilizado como fuente de energía dentro de vehículo, pero tras un cálculo de exergía, se obtuvo que la autonomía que puede alcanzar el prototipo de bicicleta con unos depósitos de aire comprimido de tamaño estándar de 4500 PSI es muy baja.
- La eficiencia global del prototipo es muy baja, de apenas el 3.8 %, lo que lo vuelve el sistema ineficiente energeticamente.
- El cálculo de la potencia del motor fue el adecuado, ya que se obtuvo una velocidad máxima de 17.6 Km/h, además fue capaz de transportar una persona de 70 Kg en una pendiente de hasta 14 % sin ningún inconveniente, pendiente mayor a la considerada dentro de las restricciones previas al diseño.
- Dentro del proyecto se implementó una primera aproximación a un sistema de frenado regenerativo, el sistema fue capaz de cargar el tanque principal de alta presión, sin embargo solo funcionaba cuando la presión del recipiente de alta presión se igualaba con el de baja presión llegando a una presión máxima de carga de 110 PSI lo que significó un aumento en la autonomía del vehículo de 16.3 m equivalente a una de una eficiencia del 2.5 % para el sistema de freno regenerativo.

8.2 Recomendaciones.

- Antes de utilizar la bicicleta neumática se debe realizar una revisión previa que la presión del recipiente sea la adecuada y no que exista fugas de aire por las tuberías.
- Una vez terminado el aire del recipiente se debe apagar el sistema eléctrico del vehículo o se producirá ruido electrónico proveniente del regulador de presión.
- Para una producción de vehículos similares se debe considerar retirar el sistema de control electrónico, ya que se trata de un sistema muy simple que puede ser fácilmente sustituido por un sistema de válvulas manuales, y el sistema de frenado regenerativo, ya que estos incrementan el costo y peso del vehículo sin obtener resultados de carga significativos.
- El sistema de control de velocidades mediante un regulador de presión electrónico debe ser retirado ya que incrementa el costo del vehículo significativamente.
- El costo total del prototipo es muy alta debido a que los componentes utilizados no son fabricados en serie o tuvieron que ser importados, se podría reducir costos con la importación al por mayor de componentes y fabricación en serie de los demás componentes.
- Se debe considerar construir el marco de la bicicleta con materiales como fibra de carbono que resistan una mayor presión de aire comprimido que el acero, para de esta manera eliminar los recipientes de aire estándar y reducir el peso de la bicicleta, además de darle a la bicicleta una apariencia mucho más estética.
- Para la construcción de un prototipo similar se debe seleccionar personal calificado que cuente con el conocimiento y herramientas necesarias para la construcción de un vehículo de estas características.
- La tecnología del aire comprimido para propulsar vehículos debe pulir los inconvenientes presentados para llegar a ser un medio de transporte confiable y efectivo.
- Reducir el peso total del prototipo ayudará a alcanzar mayores velocidades que las que alcanza actualmente.

REFERENCIAS

ALKE. (2015). *High Performance Utility Vehicules*. Obtenido de ¿Cómo calculo la pendiente de una subida?: <http://www.alke.eu/es/como-calculo-pendiente-subida>

AMBE. (29 de Noviembre de 2012). *Asociacion de marcas de bicicletas España*. Obtenido de: La UE limita las bicicletas eléctricas: <http://asociacionambe.es/>

Andrade, W. J. (2004). *Control de electroválvulas y diseño de circuitos con el PLC Mitsubishi FX-14MR-ES*.

ASME . (Mayo de 2010). *Australian Students' Air-Powered Bike*. Obtenido de <https://www.asme.org/career-education/articles/australian-students-air-powered-bike>

Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). México, México: Mc Graw Hill.

Carmona Preciado, J., & Pérez Arango, J. A. (2014). *Diseño electroneumático para máquina de doblado y planchado de prendas*.

Celsias. (17 de Mayo de 2012). *Climate Change is Not a Spectator Sport*. Obtenido de: <http://www.celsias.com/article/tata-motors-plans-their-car-runs-air/>

Çengel, Y. (2009). *Termodinámica* (Sexta ed.). (M.-H. I. S.L., Ed.) Educación / McGraw Hill.

Chicurel Uziel, R., Gonzalez Calderon, A., & Carmona Paredes, G. (Febrero de 2003). *Frenada Regenerativa Mecánica* . Obtenido del Repositorio digital de la Facultad de Ingeniería UNAM: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100>

Contreras Rubio, I., & Hinojosa Ramos, M. Á. (2004). *Construcción de índices ponderados multicriterio con información ordinal*. Madrid: ESTADÍSTICA ESPAÑOLA.

Córdova, S. (2014). *Proceso de nitruración gaseosa en aceros SAE 4340*. Recuperado el 1 de Junio de 2016, de http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/tesis/ingenier/cordova_vs/cap4.pdf

de las Heras Jimenez , S. (2003). *Instalaciones Neumaticas*. Barcelona, Espana: Editorial UOC.

Dipac. (Junio de 2016). *AISI 4340 (705)*. Recuperado el Junio 1 de 2016, de <http://www.dipacmanta.com/index.php73>

Escalera Tornero, M. J., & Rodriguez Fernandes, A. J. (2009). *Actuadores Neumaticos*. Huelva, España: Universidad de Huelva.

FESTO. (2015). *Sensores*. Obtenido de Sitio Web de FESTO en Español: https://www.festo.com/cat/es_es/products_050000

Gannon, M. C. (2005). *An Uphill Battle. Hydraulics & Pneumatics*. Obtenido de <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/Accumulators/Article/False/11793/TechZone-Accumulators>

García Amorós, Ó. (2015). *Vehículo con motor neumático y frenada regenerativa*. Madrid: Universidad Pontificia Icaí Icade.

García, J. M. (2008). *Apuntes de diseño de máquinas*. Editorial Club Universitario.

Golden Motor Technology Co Ltd. (2012). *Ebike Brushlees Motor Datasheet*. Jiangsu: Changzhou.

Jochum, L. (1927). *Patente n° US Patent 1,650,450*. Estados Unidos.

López Martínez, D. J. (2005). *DISEÑO DE UNA BICICLETA*. Málaga, España: Universidad de Málaga.

Michigan Tech. (15 de Abril de 2010). *Michigan Tech Seniors Build an Air-Powered Moped*. Obtenido de MICHIGAN TECH NEWS: <http://www.mtu.edu/news/stories/2010/>

april/michigan-tech-seniors-build-air-powered-moped.html

Ministerio de Industria Energía y Turismo . (2012). *MAPA TECNOLÓGICO MOVILIDAD ELÉCTRICA*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.

Ministerio de Relaciones Exteriores y Movilidad Humana . (2015). *La Movilidad Humana, Plan Nacional Del Buen Vivir*. Obtenido de <http://www.cancilleria.gob.ec/lamovilidad-humana-dentro-del-plan-nacional-para-el-buen-vivir/>

Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquina* (4ta. ed.). México, México: Pearson Educación.

NEUMAC. (Diciembre de 2004). *Motores Neumaticos*.
Obtenido de <http://www.neumac.es>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas* (4ta ed.). México: Pearson Education.

Old Print. (2015). *Mekarski Compressed Air Tram Car*. Obtenido de <http://www.oldprint.com/cgi-bin/item/J0410876153>

Páez Pérez, C. (2010). *GESTIÓN DE LA CONTAMINACIÓN ATMOSFÉRICA*. Flacso Andes. Obtenido de <http://www.flacsoandes.edu.ec>

Pérez Mínguez, J., & Sabador Moreno, A. (2004). *Calidad del diseño en la construcción*. Madrid: Ediciones Díaz de Santos.

Portilla Guerra, M. A. (2012). *DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UNA MAQUINA DE MEZCLADO Y ENVASADO PARA ELABORAR PRODUCTOS DE ASEO Y LIMPIEZA*. Quito: UNIVERSIDAD TECNOLOGICA ISRAEL.

Pugsley, A. G. (1966). *The Safety of Structures*. Arnold: New York.

Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente* (Segunda ed.). Barcelona, Catalunya, España: Ediciones de la Universidad Politecnica de Catalunya.

Romero Rosales, J. M. (2008). *Hidraulica y Neumatica*. Reporte de Practicas. Universidad Tecnologica Fidel Velazquez.

Santa Clara University. (2011). *Senior Design Projects*. Obtenido de Mechanical Engineering Session 1: <http://www.scu.edu/engineering/me/10projects.cfm>

Saurabh, G. (2014). *Hydraulic Regenerative Braking System (HRBS)*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=BXRYD9YTr8Q>

Tecmovia. (2 de Septiembre de 2015). *Frenada regenerativa*. Recuperado el 20 de Septiembre de 2015, de <http://www.diariomotor.com/tecmovia/2012/04/27/frenada-regenerativa-estado-de-la-tecnologia-del-automovil/>

TONSON. (2012). *Motores Neumáticos*. Recuperado el 1 de junio de 2016, de <http://www.tonson-motor.com/es/motor-neumatico.htm>

Toyota Industries Corp. (2015). Toyota Auto Center. Obtenido de <http://www.toyota.com.mk/article/kurin-vozilo-od-sonishtata/>

Treehugger. (Abril de 2008). *The Air-Powered Motorcycle*. Obtenido de <http://www.treehugger.com/cars/the-air-powered-motorcycle.html>

Universidad de Salamanca. (2010). *ESTUDIO DE LOS ESFUERZOS INTERNOS ORIGINADOS EN SISTEMAS ESTRUCTURALES*. Obtenido de http://gredos.usal.es/jspui/bitstream/10366/121922/1/MID_11_216.pdf

Wordpress. (s.f.). *O2 Pursuit*. Obtenido de <https://o2pursuitdeanbenstead.wordpress.com/2011/01/18/>

ANEXOS

ANEXO A
DISEÑO TRANSMISIÓN

ANEXO B
PLANOS

ANEXO C

PROGRAMACIÓN ARDUINO

ANEXO D
HOJAS DE PROCESOS

ANEXO E
MANUAL DE USUARIO