

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA UNA BICICLETA DE MONTAÑA”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO.

AUTOR: SANTIAGO ENRIQUE OLARTE BENVAINDES
tiagolarte@hotmail.com

DIRECTOR: ING. MARIO GRANJA
mariogranja@gmail.com

CODIRECTOR: ING. ANTONIO SERRANO
antonio.serrano@epn.edu.ec

Quito, Junio 2013

DECLARACIÓN

Yo, **SANTIAGO ENRIQUE OLARTE BENAVIDES**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mí autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de la Propiedad Intelectual, por su reglamento y por su normativa institucional vigente.

Santiago Enrique Olarte Benavides

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **SANTIAGO ENRIQUE OLARTE BENAVIDES**, bajo nuestra supervisión.

Ing. Mario Granja
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Antonio Serrano
CODIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Darle gracias al Creador Universal por permitirme involucrarme en su estela y ser como él todos los días de mi vida.

Mi padre Javier Olarte y mi madre Narciza Benavides, agradezco su trabajo arduo, paciencia infinita, pensamiento de triunfador y amor incondicional para sembrar esa semilla que ha de germinar en dicha y felicidad. Mis hermosas hermanas, abuelas y familia en general por el apoyo de emprender cosas nuevas.

Mi esposa Estefanía Culqui, por el amor incondicional y la fe ciega de mis ideas revolucionarias y gratas para la humanidad. Tiago Junior por la dicha de que seas el fruto del amor infinito por tu madre.

A mis tutores Ing. Mario Granja e Ing. Antonio Serrano, por su sabiduría, inteligencia, paciencia e imaginación infinita pudieron dar lugar a la culmine de este proyecto.

Un amigo de la universidad de la vida Lic. Hernán Santos, por su sabiduría y paciencia en la fabricación de sueños, y ver plasmada físicamente la realidad de los mismos.

Mis amigos y compañeros de universidad por cada duda o consejo, que hizo de este proyecto, algo grande.

Sociedad en general agradecerles por la apertura día a día de mi proyecto que cambiará el mundo.

Santiago

DEDICATORIA

Dedicado a todo aquel en el mundo que no tenga ni un par de zapatos para caminar, y a los que los tienen que abran sus ojos al tipo de sistema capitalista corrupto, como dijo un buen amigo “los sueños no se miden por dinero, sino por riesgos y por fe”. Todos tenemos la dicha de ser uno solo con el creador y saber que el egoísmo y el miedo nos alejan de nuestra verdadera realidad, sean libres a través de ideas propias que la mente creadora nos proporciona para dejar a nuestros hijos un mundo mejor, va para ti Tiagolarte. Este el comienzo de las máquinas de energía infinita.

Santiago

CONTENIDO

DECLARACIÓN	i
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
DEDICATORIA.....	iv
CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS	xviii
ÍNDICE DE TABLAS	xxiv
RESUMEN	xxvi
CAPÍTULO I	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 OBJETIVO GENERAL.....	2
1.3 OBJETIVO ESPECÍFICOS	2
1.4 ALCANCES	3
1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	4
CAPÍTULO II	5
2. MARCO TEÓRICO.....	5
2.1 BICICLETAS HÍBRIDAS.....	5
2.1.1 Introducción a las bicicletas híbridas	5

2.1.2 Movilidad Actual.....	6
2.1.2.1 Problemática medioambiental.....	9
2.1.2.2 Energías Renovables.....	10
2.1.3 Funcionamiento de la bicicleta híbrida.....	11
2.1.3.1 Motor eléctrico al eje del pedal	12
2.1.3.2 Motor eléctrico interno	12
2.1.3.3 Motor eléctrico externo	14
2.1.3.4 Motor térmico	15
2.1.3.5 Sistema de impulsión neumático	16
2.1.3.5 Volante de inercia	17
2.1.4 Partes de la bicicleta.....	18
2.1.4.1 Cuadro o chasis.....	18
2.1.4.2 Horquilla.....	19
2.1.4.3 Ruedas	19
2.1.4.4 Grupo Mecánico	19
2.1.4.5 Frenos.....	20
2.1.4.6 Manubrio o manillar	20
2.1.4.7 Asiento o sillín.....	20
2.1.4.8 Tija.....	21
2.2 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA	21
2.2.1 Energía Cinética	22

2.2.2 Energía Potencial Gravitacional.....	23
2.2.3 Conservación de la Energía Mecánica	23
2.2.4 Potencia en el cuerpo humano	23
2.3 ROTACIONES DE CUERPOS RÍGIDOS.....	25
2.3.1 Movimiento de un cuerpo rígido.....	25
2.3.2 Cinemática de rotación con respecto a un eje fijo	26
2.3.2.1 Velocidad angular y aceleración angular	26
2.3.2.2 Relación entre las variables angulares y el movimiento circular....	28
2.3.3 Energía Cinética Rotacional	28
Momentos de inercia de cuerpos continuos.....	30
2.3.4 Evaluación de la inercia rotacional o momento de inercia	31
2.3.4.1 Cilindro.....	31
2.3.4.2 El teorema del eje paralelo	33
2.3.5 PAR	34
2.3.6 Momento angular y su conservación	35
2.3.7 Rodadura	36
2.3.7.1 Cinemática de la rodadura.....	36
2.3.7.2 Energía en la rodadura	37
2.4 CANTIDAD DE MOVIMIENTO ANGULAR Y PAR.....	38
2.4.1 Generalización de la cantidad de movimiento angular.	38
2.4.2 Generalización del par.....	39

2.4.3 Dinámica de la rotación	39
2.4.4 Impulso angular	40
2.4.5 La naturaleza vectorial del impulso angular.....	41
2.4.6 Conservación de la cantidad de movimiento angular	43
2.4.7 Precesión.....	43
2.5 VOLANTES DE INERCIA.....	44
2.5.1. Almacenamiento de energía	44
2.5.2 Características de un Almacenador de Energía	46
2.5.3 Elementos de un acumulador cinético	47
2.5.3.1 El rotor	48
2.5.3.2 Cojinetes.....	48
2.5.3.3 Motor-Generador	48
2.5.3.4 Recipiente de protección	49
2.5.3.5 Equipo regulador de potencia	49
2.5.4 ESTUDIO SOBRE EL ROTOR.....	49
2.5.4.1. Actuales direcciones de estudio.....	53
2.5.4.2 Aplicaciones de bajo coste	58
2.5.4.3 Ventajas.....	59
2.5.4.4 Desventajas	60
2.5.5 COJINETES.....	60
2.5.5.1 Cojinetes de contacto rodante	60

2.5.5.2 Cojinetes magnéticos.....	62
2.5.6 Estudio sobre el motor-generador	67
2.5.6.1 Descripción	67
2.5.6.2 Tipos de motor-generador	68
2.5.6.3 Proyección de adaptación a un motor de arranque	70
2.5.6.4 Esquema eléctrico	72
2.5.6.5 Mantenimiento.....	73
2.5.7 EL RECIPIENTE DE PROTECCIÓN	74
2.5.7.1 Descripción	74
2.5.7.2 Campo de aplicación	74
CAPÍTULO III	75
3 FACTIBILIDAD	75
3.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS SELECCIONADAS.....	75
3.1.1 PRIMERA ALTERNATIVA.....	75
3.1.1.1 Ventajas.....	78
3.1.1.2 Desventajas	78
3.1.2 SEGUNDA ALTERNATIVA.....	79
3.1.2.1 Ventajas.....	80
3.1.2.2 Desventajas	80
3.1.3 TERCERA ALTERNATIVA	80
3.1.3.1 Ventajas.....	82

3.1.3.2 Desventajas	83
3.1.4 CUARTA ALTERNATIVA.....	83
3.1.4.1 Ventajas.....	86
3.1.4.2 Desventajas	87
3.1.5 QUINTA ALTERNATIVA.....	87
3.1.5.1 Ventajas.....	89
3.1.5.2 Desventajas	89
3.2 ESTUDIO DE EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	89
3.2.1 INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL PRODUCTO.....	90
3.2.2 INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL ENTORNO	90
3.2.3 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	91
3.2.3.1 Peso.....	91
3.2.3.2 Eficiencia Energética	91
3.2.3.3 Impactos Ambientales.....	91
3.2.3.4 Seguridad y Ergonomía	92
3.2.3.5 Tecnologías de fabricación	92
3.2.3.6 Mantenimiento	92
3.2.3.7 Adaptabilidad y Montaje.....	93
3.2.3.8 Precio Moderado.....	93
3.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	93
3.3.1 CODIFICACIÓN.....	93

3.3.2 FACTORES DE SELECCIÓN.....	94
3.3.3 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS .	94
3.3.3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio	94
3.3.3.2 Evaluación del peso específico del criterio Peso.....	95
3.3.3.3 Evaluación del peso específico del criterio Eficiencia Energética.....	95
3.3.3.4 Evaluación del peso específico del criterio Tecnologías de Fabricación	95
3.3.3.5 Evaluación del peso específico del criterio Adaptabilidad y Montaje	96
3.3.3.6 Evaluación del peso específico del criterio Precio	96
3.3.3.7 Evaluación del peso específico del criterio Impactos Ambientales ...	97
3.3.3.8 Evaluación del peso específico del criterio Seguridad y Ergonomía .	97
3.3.3.9 Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento	97
3.3.3.10 Tabla de conclusiones	98
CAPÍTULO IV	99
4. DISEÑO DE LA BICICLETA HÍBRIDA	99
INTRODUCCIÓN	99
4.1 DIMENSIONAMIENTO DE CARGAS ACTUANTES	100
4.1.1 Clasificación y determinación de las cargas estáticas presentes en la bicicleta híbrida.....	100
4.1.2 Determinación de las cargas dinámicas	104
4.1.2.1 Torque transmitido de la bicicleta al pedalear, al sistema regenerativo.....	105

4.1.2.2 Torque transmitido en pendientes al sistema regenerativo.....	107
4.2 POTENCIA REQUERIDA.....	109
4.2.1 Energía promedio del acumulador cinético en función de la velocidad lineal de la bicicleta híbrida	109
4.2.2 Revoluciones requeridas	109
4.2.2.1 Revoluciones en base a la velocidad de la bicicleta híbrida	110
4.2.2.2 Determinación de las revoluciones del motor eléctrico en base a la velocidad requerida suministrada por el motor eléctrico.....	111
4.2.3 Masa inercial del acumulador cinético	113
4.2.3.1 Volante de Inercia	114
4.2.3.2 Masa total del volante de inercia.....	116
4.2.3.3 Simulación en Inventor:	117
4.2.4 Inercia del acumulador cinético	118
4.3 CÁLCULO DE LA ENERGÍA ALMACENADA EN EL ACUMULADOR CINÉTICO	123
4.4 POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO	125
4.4.1 Determinación de la potencia teórica.....	125
4.4.2 Potencia eléctrica suministrada por la batería	127
4.5 DISEÑO DEL MANUBRIO (FUERZAS DE MOMENTO CORTANTE)	128
4.5.1 Análisis del manubrio en relación a la fuerza muscular admisible del ciclista.....	128
4.5.2 Análisis del torque de oposición del acumulador energético.	131
4.5.3 Determinación del momento comfortable	134

4.6 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL	135
4.6.1 Disposición del eje principal.....	135
4.6.2 Cálculo y diseño del eje principal bajo cargas estáticas	136
4.6.3 Cálculo y diseño del eje principal a fatiga.....	142
4.6.3.1 Factor de superficie ka	142
4.6.3.2 Factor de tamaño kb	142
4.6.3.3 Factor de carga kc	143
4.6.3.4 Factor de temperatura kd	143
4.6.3.5 Factor de confiabilidad ke	144
4.6.3.6 Factor de efectos varios kf	144
4.6.3.7 Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria Se	144
4.6.4 Factores de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca .	145
4.6.4.1 Factores de concentración de esfuerzo Kt	145
4.6.4.2 Sensibilidad a la muesca q	146
4.6.4.3 Esfuerzo fluctuante debido a flexión en la muesca del eje principal.	147
4.6.4.4 Esfuerzo fluctuante debido a la torsión en la muesca del eje principal.	148
4.6.5 Esfuerzo combinado en el eje principal	149
4.6.6 Factor de Seguridad a fatiga del eje principal.....	149
4.6.6.1 Comprobación del factor de seguridad con el diámetro mínimo del eje principal a flexión.	149

4.6.6.2 Comprobación del factor de seguridad con el diámetro mínimo del eje principal a torsión.....	150
4.7 DISEÑO DEL EJE EXTERIOR HUECO.....	152
4.7.1 Configuración del eje exterior hueco bajo cargas estáticas.....	152
4.7.2 Análisis del eje hueco considerado a flexión	153
4.7.3 Análisis del eje considerado a torsión.....	155
4.8 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN	156
4.8.1 Diseño del eje de la transmisión.....	156
4.8.2 Componentes diversos del eje de transmisión	157
Diseño del pasador.....	157
4.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA RUEDA REGENERATIVA	160
4.9.1 Descripción del sistema regenerativo	160
4.9.2 Determinación de elementos varios.....	161
Pernos	161
4.10 DIMENSIONAMIENTO DE RODAMIENTOS	165
4.11 DIMENSIONAMIENTO DE CADENAS.....	167
4.11.1 Descripción de la función y ubicación de cada cadena en la transmisión	167
4.11.2 Determinación de la velocidad de la cadena	167
4.11.3 Potencia transmitida por la cadena.....	169
4.12 DISEÑO DE LA HORQUILLA DE DIRECCIÓN.....	171

4.12.1 Dimensionamiento de la horquilla.....	171
Cálculo del tubo circular hueco de la horquilla a flexión	172
4.13 DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.....	174
4.13.1 Introducción	174
4.13.2 Análisis del criterio de diseño del volante de inercia.....	175
4.13.3 Análisis de los parámetros seleccionados	177
4.13.2 Dimensionamiento del volante de inercia	178
CAPÍTULO V	184
5. ELABORACIÓN DE PLANOS, PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE DE LA ALTERNATIVA	184
5.1 INTRODUCCIÓN	184
5.2 ELABORACIÓN DE PLANOS	184
5.3 CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	184
5.3.1 Requerimientos de fabricación	184
5.3.1.1 Maquinaria y Equipos	185
5.3.1.2 Herramientas	185
5.3.1.3 Instrumentos de medición y verificación	185
5.3.1.4 Materia prima	186
5.3.1.5 Elementos Adicionales.....	186
5.3.2 Procedimiento de fabricación.....	186
5.3.3 Operaciones tecnológicas.....	186

5.3.4	Cursograma sinóptico de construcción.....	187
5.3.5	Acumulador cinético	188
5.3.6	Transmisión de la Bicicleta	189
5.3.7	Elementos Adicionales	189
5.3.7.1	Sistema regenerativo	189
5.3.7.2	Horquilla de dirección	190
5.4	ENSAMBLE	191
5.4.1	Operaciones de ensamble.....	191
5.4.2	Cursograma de ensamble.....	192
	CAPÍTULO VI.....	193
6.	ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROTOTIPO	193
6.1	INTRODUCCIÓN	193
6.2	COSTOS	193
6.2.1	Costos directos	193
6.2.2	Costos indirectos	196
6.2.3	Costo por Improvisto.....	196
6.2.4	Costo parcial del prototipo	197
6.2.5	Costo de diseño	197
6.2.6	Costo total de la bicicleta híbrida	198
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	199
	BIBLIOGRAFÍA	201

ANEXOS	206
ANEXO A.	207
GRÁFICAS DE ANÁLISIS DE VOLANTES DE INERCIA	207
ANEXO B.	214
FOTOGRAFÍAS DEL PROTOTIPO.....	214
PROCEDIMIENTO GRÁFICO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL ACUMULADOR ENERGÉTICO.....	216
ANEXO C.	269
PLANOS DE LA BICICLETA HÍBRIDA	269

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO II

Figura 2.1: Boceto de Leonardo da Vinci hacia 1490.....	5
Figura 2.2: Participación de los miembros de la OPEC.....	8
en las reservas mundiales de petróleo.....	8
Figura 2.3: Tabla del precio del petróleo.....	8
Figura 2.4 Motor eléctrico conectado al eje del pedal, lado izquierdo prototipo, lado derecho esquema de funcionamiento.....	12
Figura 2.5: Motor de accionamiento directo HUB.....	13
Figura 2.6: Interior de un motor HUB Brushless de 250W.	14
Figura 2.7 Bicicleta Híbrida con motor eléctrico externo	15
Figura 2.8 Motor de dos tiempos de 50 cc a gasolina	16
Figura 2.9 Sistema de impulsión neumático.....	17
Figura 2.10 Bicicleta de Volante (Flywheels Bicycle)	18
Figura 2.11 Partes de la Bicicleta de Montaña.....	21
Figura 2.12 Cuerpo rígido que gira en el eje z, con diminutos segmentos.....	29
Figura 2.13 (a) Un cilindro circular recto hueco con radio interior R_1 , radio exterior R_2 , y altura h . (b) Vista superior, mostrando un segmento de área $\Delta A = (r \Delta\theta)(\Delta r)$	32
Figura 2.14 Teorema del eje paralelo, es una relación general entre dos momentos de inercia.....	34

Figura 2.15 La dirección del par se puede determinar mediante la regla de la mano derecha, aplicada a los vectores r y F	35
Figura 2.16 (a) Rueda de radio R . (b) Movimiento de la rueda con velocidad v ...	36
Figura 2.17 (a) Rueda de bicicleta en reposo con respecto al pavimento. (b) Movimiento de la rueda de bicicleta con una velocidad v	37
Figura 2.18 (a) Masa M unida con una varilla carente de masa, de longitud R , giran con respecto al eje z (b) La misma situación anterior, con la variación de un ángulo θ con respecto al eje de rotación.....	39
Figura 2.19 (a) Una rueda de bicicleta en rápida rotación gira con su velocidad angular ω , y cantidad de movimiento angular inicial Li , alineado al eje de las x . Un extremo del eje se fija a un punto pivote y al otro extremo se le da un impulso $J=F\Delta t$. (b) Cuando un cambio pequeño, L , hacia dentro de la página (en dirección $+y$) se agrega a la cantidad de movimiento angular inicial, el resultado es que el extremo libre de la rueda tiende a girar hacia dentro de la página	42
Figura 2.20 Comparación de la densidad de potencia en función de la densidad de energía entre acumuladores de energía: volantes, motores de combustión interna, baterías y células de combustión	45
Figura 2.21 Partes de un acumulador cinético	48
Figura 2.22 Distintas configuraciones de rotores para aplicaciones con materiales compuestos y la unión con sus ejes.....	50
Figura 2.23 Orientación de las fibras: 0° tangencial y 90° axial.....	53
Figura 2.24 El rotor cilíndrico desciende hacia su recipiente de vacío.....	54
Figura 2.25 Vista completa aérea de 20 MW, 5MWh instalación de almacenamiento de energía en Stephentown, New York, USA.	54

Figura 2.26 Campo de Aplicación, KERs conocido como freno regenerativo de la F1.....	55
Figura 2.27 Batería Inercial desarrollada por la NASA.....	56
Figura 2.28 Batería Inercial de Rosen Motors.....	58
Figura 2.29 Nomenclatura y tipos de cojinete de bolas.....	62
Figura 2.30 Levitación Magnética, tren MAGLEV que une la estación de Longyang Road Pudong en Shanghai hasta el Aeropuerto Internacional de Pudong y tarda 7 minutos y 20 segundos para completar el viaje de 32 kilómetros.....	63
Figura 2.31 Esquema básico del funcionamiento de un AMB,	64
Figura 2.32 Cojinetes de magnetización permanente	65
Figura 2.33 El Levitrón	66
Figura 2.34 Cojinete Superconductor.....	67
Figura 2.35: (a) Descripción de flujo axial (AFPM) y (b) Flujo radial (RFPM).	69
Figura 2.36 Dipolo interno Halbach por matriz de imanes permanentes. Dentro de los imanes permanentes se colocan bocinas estacionarias.....	70
Figura 2.37 Motor de arranque de automóvil	71
Figura 2.38 Motor de arranque de motocicleta.....	72
Figura 2.39 Esquema eléctrico de un motor de arranque.	73

CAPÍTULO III

Figura 3.1 Vista lateral izquierda de la bicicleta híbrida.	76
Figura 3.2 Vista superior de la transmisión por engranes.	77

Figura 3.3 Vista lateral de la transmisión por engranes de la rueda trasera al piñón de cambios de velocidad.....	77
Figura 3.4 Vista lateral de la bicicleta híbrida.....	81
Figura 3.5 Vista superior del sistema de transmisión directo.....	81
Figura 3.6 Vista lateral del sistema de transmisión directo.....	82
Figura 3.7 Vista lateral derecha de la bicicleta de tres ruedas (Trike Híbrido).	84
Figura 3.8 Vista lateral del sistema regenerativo.....	85
Figura 3.9 Vista superior del acumulador cinético (flywheels).....	85
Figura 3.10 Vista lateral izquierda del acumulador cinético.....	86
Figura 3.11 Vista lateral de la bicicleta híbrida.....	88
Figura 3.12 Vista superior de la bicicleta híbrida.....	88

CAPÍTULO IV

Figura 4.1 Esquema de fuerzas actuantes en el acumulador cinético.....	104
Figura 4.2 Esquema de la distribución del Par en el pedaleo, hacia la rueda regenerativa.....	105
Figura 4.3 Esquema de determinación del Par del sistema regenerativo, en pendiente.....	107
Figura 4.4 Determinación de la masa inercial, zonas del volante de inercia.....	114
Figura 4.5 Aplicación del teorema de Steiner para la determinación del momento de inercia de la Zona 2.....	119
Figura 4.6 Representación de elementos principales codificados en el acumulador cinético, simbología de ejes.....	122

Figura 4.7 Diagrama de fuerzas del manubrio.	128
Figura 4.8 Diagrama representativo del giro de la dirección, involucrando al acumulador energético (flywheels).....	130
Figura 4.9 Configuración de los principales puntos de aplicación de cargas y diferentes diámetros a lo largo del eje.....	136
Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del eje principal.	137
Figura 4.11 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante. Tramo AC....	139
Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante. Tramo AC....	140
Figura 4.13 Diagrama de la fuerza cortante.	141
Figura 4.14 Diagrama del Momento flexionante.....	141
Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre del eje exterior (rotor) hueco.	152
Figura 4.16 Configuración del eje de la transmisión.....	156
Figura 4.17 Sistema de transmisión de torque regenerativo.	160
Figura 4.18 Ubicación y montaje del sistema regenerativo.	161
Figura 4.19 Diagrama de cuerpo libre del anillo de transmisión del torque.....	162
Figura 4.20 Conexión de transmisión de potencia por cadenas de rodillos.	167
Figura 4.21 Configuración de la horquilla y Diagrama de cuerpo libre.....	171
Figura 4.22 En los cilindros de pared gruesa, la velocidad periférica máxima, v_e depende de r_i/r_e	175

CAPÍTULO IV

Figura 5.1 Cursograma de fabricación del acumulador cinético.....	188
Figura 5.2 Cursograma de fabricación de la transmisión de la bicicleta híbrida.	189

Figura 5.3 Cursograma de fabricación del sistema regenerativo	190
Figura 5.4 Cursograma de fabricación de la horquilla de dirección de la bicicleta.	190
Figura 5.5 Cursograma de ensamble de la bicicleta híbrida.	192

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO II

Tabla 2.1 Records en Carreras	24
Tabla 2.2 Factor de forma para diferentes volantes de inercia.....	52
Tabla 2.3 Información de diferentes materiales de un rotor	59

CAPÍTULO IV

Tabla 4.1 Pesos precisos de diseño de cada elemento	101
Tabla 4.2 Pesos estándar de elementos manufacturados del acumulador cinético	101
Tabla 4.3 Pesos estándar de elementos manufacturados acoplados al acumulador cinético.....	102
Tabla 4.4 Pesos estimados máximos.....	102
Tabla 4.5 Cargas estáticas resultantes	103
Tabla 4.6 Velocidad angular y lineal suministrada	112
Tabla 4.7 Velocidad angular y lineal suministrada	113
Tabla 4.8 Determinación de la masa inercial.....	118
Tabla 4.9 Determinación del Momento de Inercia en Simulador	122
Tabla 4.10 Valores típicos de coeficientes de fluctuación	124
Tabla 4.11 Parámetros de diseño de volantes de inercia.....	176
Tabla 4.12 Análisis de parámetros de diseño del volante	177

CAPÍTULO V

Tabla 5.1 Operaciones tecnológicas 187

Tabla 5.2 Simbología utilizada para la fabricación 188

Tabla 5.3 Operaciones de ensamble para la bicicleta híbrida 191

CAPÍTULO VI

Tabla 6.1 Costo de materiales para la fabricación de la bicicleta híbrida 194

Tabla 6.2 Equipos y Accesorios 195

Tabla 6.3 Costos Indirectos 196

Tabla 6.4 Costo total del prototipo 198

RESUMEN

El presente proyecto parte de la necesidad de optimizar el uso de la energía mecánica para poderse trasladar más distancia y con una contaminación mínima o nula.

La fusión de las dos energías: mecánica y eléctrica forman el concepto de tecnología híbrida, el cual da una idea clara del objetivo de este plan.

Energía mecánica, como solución se realiza un estudio de los acumuladores energéticos en forma minuciosa con el fin de determinar las características más importantes para su elaboración, así como también el alcance de los elementos en nuestro medio Ecuador.

Energía eléctrica, los motores eléctricos en la actualidad son una fuente innata de energía limpia, es por ello que, nuestro presente trabajo no utiliza ningún medio que produzca emisiones contaminantes.

El contenido de este plan radia en:

Estudio de todos los elementos más representativos de un proyecto de energía limpia, empezando por el medio de transporte menos contaminante la bicicleta, pasando por los motores eléctricos, y finalizando por el estudio de los acumuladores energéticos (flywheels).

Diseño de múltiples alternativas que presente una solución efectiva y accesible a nuestra sociedad, y con las características fundamentales, que sea atractiva al entorno para que la población se vaya por esta dirección.

Cálculo de los elementos mecánicos más representativos a la hora de garantizar la funcionalidad y seguridad del sistema.

Análisis de costos involucrando las variables de durabilidad y eficiencia

Procesos de fabricación, montaje, de la alternativa seleccionada.

La fabricación del prototipo muestra una descripción práctica de los avances tecnológicos de nuestro país.

Para el montaje de elementos manufacturados la facilidad de adquisición para estos elementos es limitada, por ello, se realiza de forma muy simple y económica con una amplia facilidad de producción en serie.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

El entorno en el cual nos encontramos, trae consigo un enorme desarrollo en lo referente al transporte del ser humano. La mayor parte de medios por los cuales se ha logrado este desarrollo implica: un desperdicio de energía sea esta: química, térmica, mecánica, cinética, etc., y de contaminación al medio ambiente.

Existen muchas maneras para que los dispositivos, que en la actualidad funcionan con baja eficiencia energética, puedan ser mejores en dos aspectos fundamentales; la optimización de la energía y contaminación al medio ambiente.

En la actualidad se utiliza energía eléctrica en vehículos de transporte masivo y liviano, teniendo como principio fundamental; la fusión de dos formas de energía, la energía que proporciona un motor a combustión interna (combustible) y la energía de un motor eléctrico, sea el motor eléctrico abastecido por una fuente fija (cables de alta tensión) o una fuente móvil (baterías). La utilización de energía eléctrica (energía limpia) en vehículos de transporte liviano (híbridos) ha abierto las puertas para tomar al medio ambiente como factor primordial para desarrollar dispositivos más eficientes.

La sociedad en su mayoría ha llegado a utilizar un auto por persona, es decir, la gente ocupa demasiado espacio para llegar a un destino; es por ello que se encamina a utilizar un vehículo compacto, eficiente, y amigable con el medio ambiente; razón por la cual la bicicleta entra con un papel crucial a esta problemática. Las bicicletas en las ciudades superpobladas son una alternativa viable y económica de transporte urbano.

El desarrollo de un sistema que ayude a optimizar el funcionamiento de la bicicleta, haría de la misma un vehículo más atractivo y de uso frecuente para la

sociedad. Generalmente la mayor parte de la energía que entrega el ciclista a la bicicleta para que esta lo traslade se pierde, y esto hace que, solo las personas que poseen un buen estado físico puedan utilizarlas frecuentemente. Por tal motivo, se analiza simplemente la energía que posee esta y se plantea una solución; la energía que está latente en una bicicleta es la energía cinética, que es la energía o fuerza motriz que entrega el ciclista hacia las llantas, adquiriendo estas la energía cinética, pero al momento de detenerse estas pierden toda la energía en el frenado. La energía cinética se puede almacenar en un volante de inercia, el cual debe ser el mediador entre el frenado y el arranque para que exista una buena distribución de la energía cinética adquirida, es decir, la energía de frenado se transmite al volante de inercia y por tanto es almacenada. Además, para compensar las pérdidas que existen en el sistema; sean estas por rozamiento, se utiliza un motor eléctrico. El motor eléctrico ayuda a todo el sistema a optimizar la energía perdida y, suministrando más energía cinética al volante de inercia; transforma todo el sistema a un sistema híbrido.

La industrialización de este tipo de dispositivos en el Ecuador se ve muy remota, por ende, para la fabricación se ha observado muchos aspectos de las pequeñas y grandes empresas del país, así como también, de las condiciones de nuestra sociedad, ya que como principal ideal se ha buscado la forma en que cada elemento se pueda encontrar muy fácilmente en nuestro país y que las modificaciones que se necesiten sean elaboradas por manos ecuatorianas. Se busca que, con la ayuda de este proyecto, cada persona pueda fabricar su propio dispositivo, ya que por lo menos existe una bicicleta por familia en el Ecuador.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema híbrido para una bicicleta de montaña.

1.3 OBJETIVO ESPECÍFICOS

- Conseguir que los sistemas híbridos con acumuladores cinéticos sean en primer lugar una alternativa hacia el uso de energía limpia y, en segundo

lugar que sean asequibles a la población, mediante el uso de materiales corrientes y procesos de fabricación simples.

- Entregar un diseño que tenga las siguientes características: alta potencia, alta velocidad, silencioso, seguro, larga vida útil, y lo fundamental radica en que, almacene, optimice y distribuya la energía en forma eficiente.
- Diseñar, fabricar y ensamblar los componentes mecánicos del sistema de transmisión, almacenamiento de energía y, los componentes del sistema eléctrico de control.
- Dictaminar si el sistema híbrido cumple las expectativas o las supera, con respecto a otros sistemas construidos en la actualidad.
- Realizar un análisis económico con el objeto de determinar qué tan rentable es su fabricación en serie.

1.4 ALCANCES

- Se analizará los conceptos principales de uso eficiente de la energía eléctrica y cinética para el diseño de cada elemento constitutivo del sistema híbrido.
- Se diseñará la alternativa tomando en cuenta: propiedades mecánicas de los materiales, tratamientos térmicos, coste, peso, vida útil y funcionalidad del sistema híbrido.
- Se construirá un sistema híbrido que sea capaz de ayudar eficientemente al traslado de una bicicleta de montaña con un desgaste mínimo del operador y, optimice el uso de la energía en su trayectoria.
- Se realizará mediciones físicas de las variables principales del proyecto con el fin de comprobar la cantidad de energía que se genera y se pierde en el sistema, y así, dar alternativas o soluciones para mejorar su desempeño.
- Se utilizará un motor generador de corriente continua, una batería de doce voltios de corriente continua y masas para almacenar energía.

1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Actualmente nuestra sociedad se encuentra en la necesidad de trasladarse diariamente con cualquier medio de transporte no importando qué daños cause al medio ambiente y a ellos mismo, por tal motivo se ha desarrollado una idea que cambiará algunos esquemas en lo referente a motores de combustión interna y utilización de baterías recargables para el almacenamiento de energía.

La contaminación por la emanación de gases de efecto invernadero, promueve el desarrollo de sistemas adicionales que permiten el óptimo desempeño de un vehículo y ahorro de energía, es por ello que la utilización de este sistema permitirá que el uso eficiente de energía se aplique en nuestro país, y además demos un inicio notable a la protección del medio ambiente.

Además, este proyecto no trata de ser completamente fabricado, sino de reutilizar algunos elementos y sistemas mecánicos que han sido desarrollados en la industria, es por ello, que se tratará de diseñar un sistema que se adapte eficientemente y que sea lo más asequible posible para que sea desarrollado en su totalidad.

Presentar un proyecto que cambie la visión del término “transporte” igual contaminación, y que establezca una perspectiva hacia las nuevas generaciones de movilidad en el país.

CAPÍTULO II

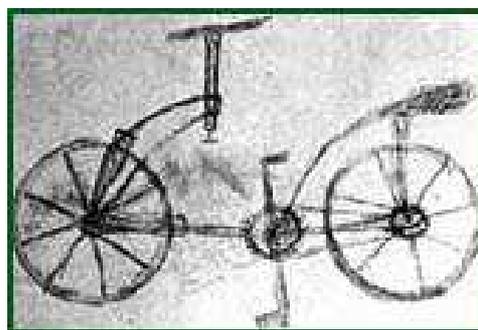
2. MARCO TEÓRICO

2.1 BICICLETAS HÍBRIDAS

2.1.1 Introducción a las bicicletas híbridas

Las bicicletas representan un invento tan reconocido como las locomotoras, los automóviles, los aviones, entre otros; los cuales no han perdido trascendencia en la movilidad individual y colectiva a través de los años. Esto se debe a que posee las características exactas de movilidad para el ser humano, ya que promueve el ejercicio, es saludable, ecológico, práctico, evita el tráfico y muy económico.

Figura 2.1: Boceto de Leonardo da Vinci hacia 1490



Fuente: Internet, Bicicletos el mundo a golpe de pedal

Después de la invención de la bicicleta, se comenzaron a fabricar ciertos dispositivos para recorrer mayores distancias, esta fusión fue denominada bicicleta motorizada, que posteriormente sería la motocicleta, la cual abarca todos los dispositivos de impulsión energética.

En las últimas décadas se han desarrollado vertiginosamente los motores eléctricos, a tal punto que se los aplica en la mayoría de los sistemas y/o dispositivos móviles, es por ello que el desarrollo de la bicicleta híbrida nace de la combinación de la fuerza humana con otras fuerzas que pueden ser: eléctricas,

mecánicas, térmicas, neumáticas, hidráulicas, etc., con el objetivo de hacer de éste el medio transporte urbano más utilizado.

Numerosas empresas han desarrollado bicicletas híbridas eléctricas en la última década, la mayoría ha utilizado motores eléctricos compactos en la llanta posterior para ayudar al ciclista, en otros modelos el motor eléctrico se conecta a la cadena, y están diseñando numerosas aplicaciones dentro de este sistema de movilidad ecológico, como es la bicicleta.

El costo de las bicicletas, por la utilización de motor eléctrico y dispositivos de control electrónico que sean sumamente livianos, sobrepasan en un 100% el costo de una bicicleta normal. A pesar del valor, ya se puede ver en las calles este tipo de bicicletas.

2.1.2 Movilidad Actual

La movilidad en nuestro entorno tiene un amplio desarrollo, ya que este ha permitido la conexión de todas las ciudades sean grandes o pequeñas, a través de un sistema de carreteras óptimo y de larga duración. Además, el gobierno siempre trata de solventar este sistema para beneficio del país y de su desarrollo.

La movilidad urbana trae consigo numerosos aspectos que afectan directa e indirectamente al ser humano, solo mencionaremos algunos por poseer una gran importancia, de los cuales destacan¹:

- *Energía y materiales.*
- *Emisiones contaminantes y residuos (líquidos, gaseosos, sólidos).*
- *Salud (deterioro producido por la calidad del aire, el ruido y la sedentarización).*
- *Demanda de espacio por parte del automóvil privado.*

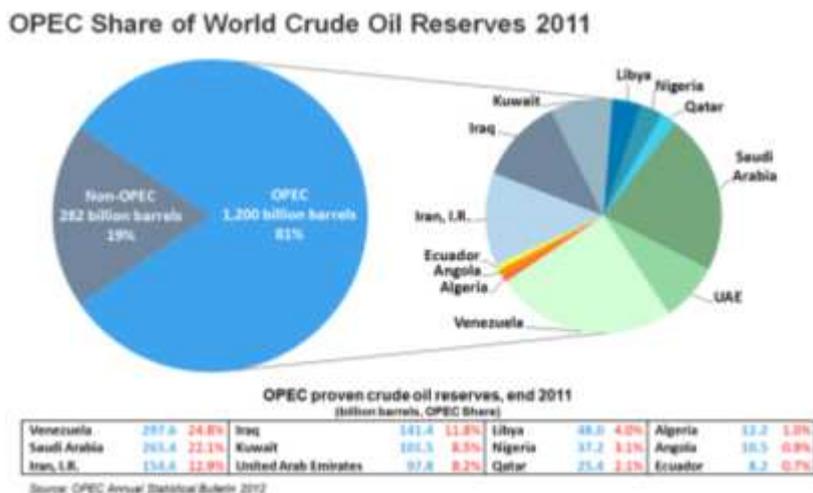
¹ ELORRIETA I., (2007), "Libro verde de medio ambiente urbano", España.[1]

- *Accidentes de tráfico.*
- *Grandes infraestructuras de transporte (ferrocarriles y, sobre todo, autovías urbanas, variantes y cinturones de circunvalación).*
- *Pérdida de autonomía de diversos grupos sociales (dependencia).*
- *Perturbación del espacio público causada por el exceso de vehículos.*
- *Pérdidas de tiempo.*
- *Coste económico.*

El vehículo convencional que más transita en el mundo, utiliza motor de combustión interna. Los motores de combustión interna se han desarrollado por muchos años, su funcionamiento se basa en los derivados del petróleo, es decir, tienen como fuente de energía la quema de este derivado (combustible), para funcionar en forma tan eficiente como los dueños del sistema automotor lo han diseñado. El sistema automotor necesita que se consuma la mayor cantidad de combustible para poder existir, y así, a través de impuestos y valores agregados, solventarse y luego dar lugar a nuevas carreteras, señalización, infraestructura y controles ambientales superfluos. Esta alternativa, por muchos años, ha sido la única capaz de sostener al sistema de transporte tan robusto, sin que exista variaciones en el mismo, debido a que las variables están controladas por la OPEC², los miembros de esta organización suman el 81% de las reservas mundiales y por ende fijan los precios a su conveniencia.

² Organización de Países Productores de Petróleo, sus siglas en inglés son OPEC.

Figura 2.2: Participación de los miembros de la OPEC en las reservas mundiales de petróleo.



Fuente: Boletín estadístico de la reserva anual OPEC, 2011.

Como se puede apreciar en la Figura 2.3 el campo petrolero sigue aumentando vertiginosamente su producción y el valor por barril.

Figura 2.3: Tabla del precio del petróleo



Fuente: http://www.opec.org/opec_web/en/data_graphs/40.htm. Acceso Enero/2013

2.1.2.1 Problemática medioambiental

La combustión de los derivados de petróleo, de los combustibles sólidos, y el proceso de obtención de los mismos son la mayor fuente de contaminación del planeta, como producto de la combustión tenemos la emisión de gases contaminantes como: el dióxido de carbono (CO_2), los óxidos de azufre (SO_x), óxido de nitrógeno (NO_x). Los anteriormente mencionados son los principales causantes del calentamiento global, lluvia ácida, enfermedades pulmonares, etc., que han hecho del motor a combustión interna un enemigo del ser humano y del medio ambiente.

El acuerdo del protocolo de Kyoto, firmado en 1997, es una reacción a la importancia que dio la sociedad al cambio climático, con la finalidad de que los países industrializados con altas emisiones de CO_2 , las disminuyan.

Los gases de efecto invernadero han adquirido gran importancia desde la primera revolución industrial. El principal y más abundante en nuestro medio es el dióxido de carbono, donde el consumo de petróleo y sus derivados son los responsables de su incremento. Como consecuencia, la temperatura de la Tierra en los últimos diez años ha aumentado de $0,3^\circ\text{C}$ a $0,6^\circ\text{C}$ ³.

Los procesos que utilizan diesel o carbón a gran escala son los causantes de la producción de óxidos de azufre (SO_x), los cuales son los responsables de la lluvia ácida. Los óxidos de azufre al mezclarse con el oxígeno del aire y la acción del sol, pasa a ser SO_3 y al hidratarse pasa a ser anhídridos de azufre, los cuales son de naturaleza agresiva para las personas, animales, plantas y materia orgánica.

Los procesos industriales también liberan grandes cantidades de óxido de nitrógeno, el cual es un gas tóxico de gran impacto hacia la vegetación, y posteriormente al consumidor de esos alimentos.

³ Grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático IPCC

Para transformar los gases de los motores a gasolina, existe un convertidor catalítico en base a platino, el metal más costoso a nivel mundial, este posee la función de convertir los gases de efecto invernadero más peligrosos y agresivos, a gases como el dióxido de carbono, agua, oxígeno, etc., que son menos nocivos. El costo medioambiental de la extracción del platino, es sumamente alto, debido a que el proceso de extracción utiliza en demasía el agua, y los químicos para que sea este metal 99,9% puro son letales para el ser humano y el medio ambiente.

El precio que tenemos que pagar por una solución aparente es sumamente alto, nuestros recursos naturales como el agua, aire, vegetación, flora, fauna, la vida en sí, poseen mayor importancia que comprar un auto nuevo con numerosos avances tecnológicos que en forma aparente nos muestran un funcionamiento muy eficiente y amigable con el medio ambiente, pero no vemos el proceso industrial, la utilización de recursos naturales y su impacto ambiental.

2.1.2.2 Energías Renovables

La conciencia medio ambiental ha traído consigo múltiples soluciones como: la energía solar, eólica, biomasa, atómica, con el fin de eliminar la dependencia del petróleo, y abastecer la sed eléctrica para los países en vías de desarrollo.

Las energías renovables tienen una gran acogida por parte de los gobiernos, además, los inversionistas están interesados en crear estos sistemas de energía renovable. La energía hidráulica es la más requerida por su gran capacidad de producción, es por ello que en el Ecuador se tiene prevista la creación de ocho centrales hidroeléctricas, la reciente inauguración de un parque eólico Villonaco de gran capacidad⁴, es una muestra de la conciencia medio ambiental.

Estas alternativas son una respuesta a las necesidades de la población y a dejar la dependencia de los derivados del petróleo, pero también, hay que ver el costo para un país en vías de desarrollo y de sus habitantes.

⁴ Ministerio de electricidad y energía renovable, Ecuador, Enero 2013

En principio las energías renovables parecen ser la solución a tanta contaminación y destrucción del medio ambiente, pero, en realidad estás solo tratan de ocultar el verdadero poder que tiene la energía en base al petróleo. Es por ello que, las energías alternativas son un camino pero no la solución, ya que nuestro actual sistema necesita cambiar completamente sus cimientos, o parar completamente su producción para que en realidad el ser humano encuentre y desarrolle máquinas de energía autosustentable (limpia) que tengan un impacto mínimo al medio ambiente y puedan satisfacer la única necesidad de la humanidad, la energía.

2.1.3 Funcionamiento de la bicicleta híbrida

Las bicicletas híbridas se caracterizan por la unión de dos energías o más, de aquí proviene el término híbrido, las cuales pueden ser:

- Energía Eléctrica-Mecánica
- Energía Térmica-Mecánica
- Energía Neumática-Mecánica⁵

Estos tipos de fusión de energía se realiza con el objetivo de reducir al ciclista el desgaste físico al desplazarse, permitiéndole esta fusión el aumento de la distancia recorrida con un mínimo de desgaste. Las bicicletas seguirán siendo bicicletas siempre y cuando no pierdan la característica de serlo, esta característica viene siendo el pedalear o entregar energía potencial que se transformará en energía cinética.

Esta energía complementaria es suministrada por motores o sistemas de impulsión aplicados de diversas formas, entre los más comunes tenemos: motor eléctrico al eje del pedal, interno, externo, motor térmico e impulsión neumática.

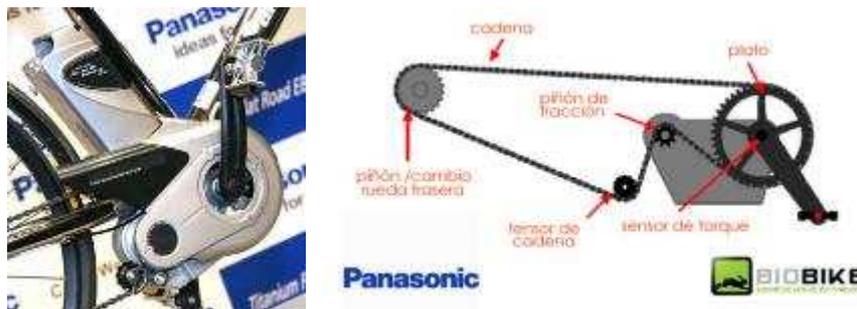
⁵ Diseño y construcción de un sistema de impulsión neumático para acoplarlo a una bicicleta comercial/EPN/Cod:2286/Junio/2009 [2]

2.1.3.1 Motor eléctrico al eje del pedal

Este tipo de sistema está conectado directamente al eje del pedal, poseen un dispositivo de control de torque, el cual regula la energía del motor eléctrico que entrega el ciclista, permitiéndole así elegir el porcentaje de ayuda requerido.

Este tipo de sistema posee numerosas ventajas como la facilidad de montaje, ya que todo se sitúa en el cuadro de la bicicleta y en la catalina. Se dispone de una batería de litio-ión para el motor eléctrico y un sistema de transmisión hacia el eje del pedal. El peso es de aproximadamente 15,7 kg según los diseñadores de Panasonic.

Figura 2.4 Motor eléctrico conectado al eje del pedal, lado izquierdo prototipo, lado derecho esquema de funcionamiento.



Fuente: Internet: <http://www.xataka.com/otros/bicicleta-electrica-de-panasonic>. Acceso: Enero/2013

2.1.3.2 Motor eléctrico interno

La industrialización de los motores eléctricos ha permitido el desarrollo de los motores en el eje llamado HUB para bicicletas, los cuales son tan eficientes y livianos que pasan desapercibidos; dichos motores van instalados en el buje de la rueda, sea esta delantera o trasera.

Estos poseen un rotor y un estator. El tipo de conexión de estos motores varía de acuerdo al fabricante y su eficiencia.

Tenemos el motor HUB control directo sin reductor, el cual se muestra en la figura 2.5, este posee la parte externa como rotor, y la interna de estator; es decir, el paso de corriente genera un campo magnético el cual se ve expuesto al campo magnético de los imanes permanentes del rotor y la diferencia de polaridad hace girar al rotor.

Figura 2.5: Motor de accionamiento directo HUB



Rotor de un Motor HUB

Estator de un Motor HUB

Fuente: <http://www.ebikes.ca/hubmotors.shtml>. Acceso /Enero/2013

El motor reductor HUB sin escobillas, de acuerdo a la figura 2.6, posee un sistema de engranajes planetarios unida al rotor y una corona dentada unida al buje, este tipo de regulación hace que el sistema posea más torque y disminuya el peso en un 50%, ya que el tamaño del motor eléctrico es menor que uno sin reductor.

Figura 2.6: Interior de un motor HUB Brushless de 250W.

Ambas partes van montadas una sobre la otra. A la izquierda, los engranajes planetarios, a la derecha, la corona dentada



Fuente: <http://biobike.es/tienda/motor-bicicleta-electrica>. Acceso: Enero/2013.

2.1.3.3 Motor eléctrico externo

Las aplicaciones de motores eléctricos externos son muy diversas y versátiles, es por ello que la mayoría de prototipos poseen motores de corriente continua; cuyo movimiento lo entregan a través del contacto entre la superficie del rotor del motor eléctrico y la llanta de la bicicleta. Estos motores de corriente continua pueden ser de un taladro, aspiradores, bombas de agua, todos los que posean una batería recargable. La característica indispensable es que posean un alto torque. Esta aplicación no es muy rentable ya que posee desventajas, además de que la transmisión es ineficaz, el desgaste de elementos mecánicos adicionales es alto.

Figura 2.7 Bicicleta Híbrida con motor eléctrico externo



Fuente: <http://www.enbicielectrica.com/t1501p30-bicicleta-electrica-super-homemade/>

Acceso: Enero/2013

2.1.3.4 Motor térmico

La idea parte del desarrollo de las bicicletas, como medio de transporte básico, y la inclusión de un sistema de impulsión que facilite la movilidad en largas distancias. La primera moto fue inventada por el estadounidense Silvester Howard, impulsada por un motor de vapor (accionado por carbón) en 1867⁶. Posteriormente, se adapta un motor de combustión interna y nace la primera motocicleta conforme se la conoce.

Los motores térmicos tienen un gran desarrollo y aplicaciones debido al poder económico que los mueve, se encuentran muy fácilmente motores térmicos de dos tiempos en el internet con sistemas de control y montaje simple.

El motor de dos tiempos posee un proceso ineficiente y de alta contaminación debido a la quema de aceite de lubricación y eliminación de gases contaminantes en el proceso de combustión. La comercialización y distribución de este sistema ha pasado por todos los lugares del mundo por personas que ven la ventaja de la impulsión térmica, pero el proceso ineficiente que posee hace que al poco tiempo

⁶ Internet: <http://motosdecalidad.blogspot.com/2011/11/historia-de-las-motocicletas.html> Enero 2013

de uso lo desechen. En la figura 2.8 se muestra el diseño de sistemas térmicos para bicicletas.

Figura 2.8 Motor de dos tiempos de 50 cc a gasolina⁷. Al lado izquierdo se muestra los componentes del sistema de impulsión y montaje, derecha el sistema montado en una bicicleta comercial.



Fuente: <http://rodadosyauck.blogspot.com/2011/06/bicicletas-con-motor-novedad.html>

Acceso: Enero 2013

2.1.3.5 Sistema de impulsión neumático

La creación de nuevas alternativas dan una solución a la movilidad actual, la aplicación de la neumática como sistema de impulsión para las bicicletas es muy atractivo, debido a que el aire lo encontramos en nuestro entorno en enormes cantidades y es gratis; el almacenamiento del aire para este tipo de aplicaciones es muy pesado, además, se necesita que el aire tenga una alta presión (4 a 6 bar) para que pueda realizar un trabajo mecánico eficiente. .

Se han hecho estudios sobre la cantidad de aire que se necesita para poder desplazar una bicicleta neumática⁸ y no han sido satisfactorios. Esto no quiere

⁷ Internet: <http://rodadosyauck.blogspot.com/2011/06/bicicletas-con-motor-novedad.html> Enero 2013

⁸ Diseño y construcción de un sistema de impulsión neumático para acoplarlo a una bicicleta comercial/EPN/Cod:2286/Junio/2009 [2].

decir que el aire comprimido no pueda ser utilizado en el futuro, el funcionamiento en forma eficiente depende de la cantidad de estudios y principios prácticos que hagan de esta energía una alternativa rentable.

Figura 2.9 Sistema de impulsión neumático, lado izquierdo tenemos al cilindro neumático y acumulador, lado derecho el sistema de control neumático.



Fuente: Diseño y construcción de un sistema de impulsión neumático para acoplarlo a una bicicleta comercial/EPN/Cód.: 2286/Junio/2009 [2]

2.1.3.5 Volante de inercia

Los volantes de inercia tienen la propiedad de almacenar energía cinética en función de la distribución de masa. Esta propiedad de los volantes se la ha utilizado hace muchos años, como en los primeros molinos de viento, pasando por las prensas o troqueladoras, hasta llegar a los KERS o frenos regenerativos de la fórmula uno. El volante de inercia es un dispositivo para transmitir y almacenar energía cinética.

La aplicación en la bicicleta híbrida la inició Maxwell Von Stein, con la introducción de un volante de inercia conectado a una transmisión variable continua en la rueda trasera, la cual administra la energía de tal manera que al reducir la velocidad de la bicicleta el volante aumenta su velocidad, almacenando la energía hasta que necesite aumentar la velocidad de la bicicleta y el sistema de transmisión disminuye la velocidad del volante.

Figura 2.10 Bicicleta de Volante (Flywheels Bicycle), izquierda tenemos transmisión variable continua, lado derecho vista lateral de la bicicleta híbrida.



Fuente: <http://www.gizmag.com/flywheel-bicycle-regenerative-braking/19532/> Acceso: Enero /2013

2.1.4 Partes de la bicicleta

Las bicicletas tienen numerosos diseños, cada uno con diferencia de calidad, diseño y peso, pero todas contienen la misma esencia. A continuación describiremos cada uno de los componentes principales, y la función coordinada e indispensable que desempeñe.

2.1.4.1 Cuadro o chasis

Es la estructura que sustenta, da rigidez y forma a un vehículo. Representa el esqueleto de una bicicleta, por ende soporta y mantiene unidas las partes, otorgándole una forma estética y funcional. El chasis puede construirse en madera, acero, aleaciones y materiales sintéticos de alta resistencia.

Además, los diseños pueden ser híbridos, compuestos de dos materiales o más. Como es el caso de la aplicación de palos de bambú en cuadros metálicos. Gracias a un estudio de la EPN [3], fue fácil la sustentabilidad para su comercialización, la cual ha traído beneficios al medioambiente.

El cuadro está conformado por tubos y vigas unidas unas con otras. La forma más común de unión es de doble triángulo, llamada también de diamante. Adquiere

esta figura geométrica (romboidal) por la tenacidad de resistir fuerzas de compresión y tracción en sus extremos. El centro resiste el peso de una persona y lo distribuye a los extremos.

2.1.4.2 Horquilla

Es la pieza de la dirección que sujeta el buje de la rueda delantera, esta puede ser fija o poseer suspensión.

2.1.4.3 Ruedas

Es la parte primordial de una bicicleta, se compone de una cubierta de caucho y una cámara de almacenamiento de aire del mismo material, un aro metálico en el que se acopla la cubierta, un buje central encargado de sostener la rueda al cuadro, y por último los radios que unen de una forma geométrica (tangencial o radialmente) el aro al buje central. La cantidad de radios depende del peso a soportar, pero generalmente son 36 radios.

El tamaño de las ruedas está regido por la norma ISO 5775-2:1996/Amd 1:2001. Las dimensiones de éstas generalmente para adulto son de 26 pulgadas, mientras para bicicletas plegables y de niños la dimensión varía de 14 y 24 pulgadas. Las dimensiones de las ruedas se han calculado de acuerdo a la energía cinética y a la inercia rotacional que facilitan su máximo desempeño.

2.1.4.4 Grupo Mecánico

Conocido como transmisión, está conformado por todos los elementos de tracción que permiten su movimiento. Generalmente tenemos la cadena, los platos, los ejes, los piñones, los cambios, las bielas y los pedales. La aplicación de una fuerza (peso o empuje del ciclista) sobre los pedales se transforma gracias a la biela en un torque, el cual gira a los platos (estrellas), los cuales están conectados a una cadena que transmite el movimiento al piñón de la rueda trasera haciéndola girar.

Posteriormente, para regular la fuerza impresa a la transmisión, existen los cambios, permitiendo regular la distancia de la fuerza impresa al eje, modificando en sí al torque. Simplemente, a mayor distancia (cambio suave), mayor torque para las cuestas, y a menor distancia (cambio fuerte), menor torque pero mayor velocidad para las rectas.

2.1.4.5 Frenos

Los frenos dependen del número de ruedas, existen bicicletas de dos ruedas, tres ruedas y cuatro ruedas. El sistema de frenos los constituye, la palanca de frenos que está ubicada en el manubrio, los cables de distribución de fuerza que accionan al freno ubicado generalmente en la horquilla si es freno delantero, o en el cuadro para la llanta trasera. Generalmente el freno más utilizado es el trasero, por tema de estabilidad y rozamiento.

Existen distintos tipos de frenos, el más común es el freno de llanta, debido a la funcionalidad, precio, larga vida útil y fácil desmontaje. Además, tenemos el freno de buje, conocido ahora como freno de disco, este posee una gran eficacia en frenado, tiene un alto costo, las pastillas poseen una corta vida útil, debido al frenado, son estéticos y promueven los diseños innovadores.

2.1.4.6 Manubrio o manillar

Es el elemento que controla la dirección de la bicicleta, generalmente posee una dimensión de 21 a 24 pulgadas. Los manubrios cortos son diseñados para altas velocidades por el factor aerodinámico, mientras que los manubrios largos de baja velocidad permiten tener mayor control (mayor torque) en el cambio brusco de dirección y sirve para entorno urbano y de montaña. Además, la forma del manubrio depende del tipo de postura que el ciclista requiera.

2.1.4.7 Asiento o sillín

El asiento es donde el ciclista se sienta, es decir, apoya la mayor cantidad de peso, por ende debe estar diseñado para absorber las vibraciones, se puede

regular la altura. Se fabrican en cualquier cantidad de materiales sintéticos de acuerdo a los requerimientos del cliente.

2.1.4.8 Tija

Es el elemento de sostener el asiento al cuadro, es la encargada de regular la altura del mismo para poseer una posición erecta.

Figura 2.11 Partes de la Bicicleta de Montaña



Fuente: <http://www.terrabike.com/foro/index.php?showtopic=126655>, Acceso: Enero

2013

2.2 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

La palabra energía se deriva del griego en= dentro y ergo=trabajo, por tanto, energía es la capacidad para producir trabajo⁹.

⁹ VALLEJO P., "Física Vectorial 2", Cuarta Edición, Ecuador, 2003, pág. 64. [4]

Cuando un ciclista transita por las calles se pregunta qué sucede con toda la energía que adquirió cuando llega al semáforo, desapareció tal vez. La física explica estos fenómenos.

Es indispensable el análisis del medio para determinar la forma de presentación de la energía, que se dispone, por tanto, para el caso de un ciclista, este se puede encontrar en una pendiente y poseer energía potencial gravitacional y energía cinética, la transformación de la energía en la pendiente se basa en el principio de conservación de la energía, la cual explica el incremento de la velocidad del ciclista en descenso.

El principio de conservación de la energía afirma que la energía no se crea ni se destruye, únicamente se transforma.

2.2.1 Energía Cinética

Etimológicamente el adjetivo cinético, viene de la palabra griega κίνησις (kinesis=movimiento), es decir que, la energía cinética es el trabajo necesario para acelerar un cuerpo (masa) en estado de reposo hasta que adquiera una velocidad en un momento dado.

Entonces, la energía cinética de masa m y rapidez v está dada por:

$$K = \frac{1}{2}mv^2 \quad \text{Ec. [2.1]}$$

Unidad SI de la energía cinética: joule (J)¹⁰

Esta ecuación tiene la generalidad de que la masa m , es considerada como un punto, más adelante explicaremos al cuerpo como un cuerpo rígido.

¹⁰ CUTNELL D. [5], "Física", Ed. Limusa, México, 2001, pág. 155

2.2.2 Energía Potencial Gravitacional

La energía potencial gravitacional es la energía que posee un cuerpo (masa) en función de su posición por encima de la superficie terrestre. La posición se mide en términos de altura h con respecto a un nivel de referencia arbitrario.

$$U(y) = mgh \quad \text{Ec. [2.2]}$$

Unidad SI de la energía cinética: joule (J)

2.2.3 Conservación de la Energía Mecánica

El trabajo y la energía han introducido las energías cinética y potencial. La suma de estas dos clases de energías se denomina energía mecánica total E . (Cutnell D. [5], pág. 161).

$$E = K + U(y) \quad \text{Ec.[2.3]}$$

2.2.4 Potencia en el cuerpo humano

Cuando un ciclista se desplaza a lo largo de una trayectoria realizó un trabajo en función del tiempo que se demoró en recorrer esa distancia, es por ello que se le llama potencia en el cuerpo humano que no es más que el consumo y gasto de energía en las actividades humanas, la unidad de medida es la kilocaloría (kcal), donde

$$1 \text{ kcal} = 4186 \text{ J}^{11} \quad \text{Ec.[2.4]}$$

¹¹ FISHBANE P. [6] "Física para ciencias e Ingeniería Vol. 1", Ed. Prentice Hall, México, 1994, pág. 181

La unidad de potencia es

$$1 \text{ kcal}/\text{min} = \frac{4186 \text{ J}}{60 \text{ s}} = 69,8 \text{ W} = 0,0935 \text{ hp}$$

Hay estudios de que independientemente del tipo de ejercicio, la producción de energía decae rápidamente en el transcurso de un minuto, luego de esto se estabiliza. Gracias al metabolismo la conversión de energía es posible, aunque este varía de acuerdo al grado de actividad, en promedio es 2500 kcal/día, o sea, 0,16 hp. Como todo sistema mecánico, el cuerpo humano no es 100% eficiente, el 75% de la energía se disipa en forma de calor, por el sudor, y la evaporación de la humedad en los pulmones, es así que quedan alrededor de 0,04 hp para las actividades normales. Para entender mejor la forma en que la energía se disipa con la actividad humana, se muestra la tabla 2.1 los Records en Carreras, estos datos afirman la eficiencia del cuerpo humano en función del tiempo.

Tabla 2.1 Records en Carreras

Distancia (m)	Tiempo (h:min:s)	Velocidad media (m/s)
100	00:09,9	10,14
200	00:19,7	10,14
400	00:43,3	9,24
800	01:42,1	7,86
1000	02:12,2	7,57
1500	03:29,5	7,16
2000	04:50,8	6,88
3000	07:29,5	6,67
5000	12:58,4	6,42
10000	27:08,2	6,14
20000	57:18,4	5,82
25000	1:13:56	5,64
30000	1:29:19	5,6

Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 181

2.3 ROTACIONES DE CUERPOS RÍGIDOS

El análisis de los fenómenos físicos se realiza de dos formas, considerando al cuerpo como una partícula o, como un sistema de partículas, en este último podemos analizar detenidamente qué le ocurre al cuerpo finito cuando se le aplica una fuerza externa.

El centro de masa de un clavadista sigue una trayectoria parabólica, aunque cambie la posición de su cuerpo, ponerse en escuadra, encogerse en posición fetal y girar.

El movimiento de rotación en la física parece introducir nuevos conceptos, pero en realidad se describen, aplicando las leyes de Newton a conjuntos de partículas.

2.3.1 Movimiento de un cuerpo rígido

Los movimientos posibles de un cuerpo, dado un punto permanentemente fijo en ese cuerpo permanecerán a una distancia constante, respecto a otro punto. Si las distancias de los puntos en el cuerpo no se modifican cuando este gira o se aplica una fuerza que lo haga girar se considera como rígido.

Si tomamos un punto fijo y al cuerpo lo hacemos girar en el espacio en base a ese punto, todos los demás puntos pertenecientes a ese cuerpo formarán una trayectoria esférica. En cambio, si tomamos dos puntos y por ambos trazamos una línea, esta sería el eje de rotación de ese cuerpo, la cual limita el movimiento de todos los puntos de ese cuerpo a un plano, la trayectoria de todos los puntos en ese plano es una circunferencia.

En el estudio del movimiento de un cuerpo rígido respecto a un eje fijo, no es necesario que el eje pase por el centro de masa, el movimiento circular se da para cualquier eje.

2.3.2 Cinemática de rotación con respecto a un eje fijo

2.3.2.1 Velocidad angular y aceleración angular

Si gira un cuerpo rígido con respecto a un eje fijo, el ángulo de cualquier punto P en el cuerpo cambia con el tiempo, es decir, poseemos un desplazamiento angular. El punto de proyección se ha movido del ángulo θ_0 hasta el ángulo θ , en el intervalo de tiempo Δt .

La velocidad angular promedio ω_m , en un intervalo finito de tiempo Δt se calcula a partir del cambio de ángulo en ese intervalo:

$$\omega_m = \frac{\theta(t+\Delta t) - \theta(t)}{\Delta t} \quad \text{Ec. [2.5]}$$

Se calcula la velocidad angular instantánea $\omega(t)$, o simplemente velocidad angular, considerando la ecuación del movimiento circular, en la definición de rapidez angular, cuando el límite $\Delta t \rightarrow 0$:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{Ec. [2.6]}$$

Las unidades que describen la velocidad angular son radianes por segundo (rad/s). El radián es una medida adimensional. Se acostumbra medir el ángulo en la dirección opuesta a las manecillas del reloj.

Supongamos que la velocidad angular es constante, es decir, que $\omega(t) = \omega_0$.

Entonces, el ángulo crece en forma lineal a través del tiempo:

$$\theta = \theta_0 + \omega_0 t \quad \text{Ec. [2.7]}$$

Siendo, θ_0 el resultado en el tiempo $t = 0$.

Cuando el punto describe un círculo completo en un tiempo T, se denomina período. Como un círculo completo es $2\pi \text{ rad}$,

$$T = \frac{2\pi}{\omega_0} \quad \text{Ec. [2.8]}$$

La frecuencia f , mide el número de veces por segundo que el punto regresa a su posición original en la rotación uniforme:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad \text{Ec. [2.9]}$$

Si la velocidad angular no es constante, podemos definir una aceleración angular media, α_m :

$$\alpha_m = \frac{\omega(t+\Delta t) - \omega(t)}{\Delta t} \quad \text{Ec. [2.10]}$$

La aceleración angular instantánea $\alpha(t)$, o la aceleración angular, se define como la razón instantánea de cambio de velocidad angular:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad \text{Ec. [2.11]}$$

Si la aceleración angular es constante, entonces la velocidad angular cambia linealmente con el tiempo; es decir,

$$\omega = \omega_0 + \alpha t \quad \text{Ec. [2.12]}$$

en la cual ω_0 es la velocidad angular en $t = 0$. Entonces, el ángulo está expresado por

$$\theta(t) = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \quad \text{Ec. [2.13]}$$

De las dos ecuaciones anteriores, podemos eliminar el tiempo, para encontrar que

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2\alpha(\theta - \theta_0) \quad \text{Ec. [2.14]}$$

2.3.2.2 Relación entre las variables angulares y el movimiento circular

Un punto que se mueve en un círculo de radio r , con velocidad v , sufre una aceleración en la dirección radial, hacia el centro del círculo. La magnitud de esa aceleración es v^2/r . En términos de la velocidad angular¹², $\omega = vr$, esto se puede expresar como:

$$a = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r \quad \text{Ec. [2.15]}$$

Si hay una aceleración angular α , entonces también hay una aceleración lineal en la dirección tangencial, cuya magnitud es

$$a_{tan} = \alpha r \quad \text{Ec. [2.16]}$$

Siempre que hay una aceleración, debe haber una fuerza. En último término, la aceleración radial se debe a las fuerzas interatómicas que fijan las posiciones relativas de los átomos del cuerpo rígido.

2.3.3 Energía Cinética Rotacional

Un disco giratorio es una masa en movimiento. Cualquier cuerpo en rotación debe tener energía cinética rotacional. En la figura 2.12, se muestra un objeto que gira respecto al eje z con velocidad angular ω . Hemos escogido en forma arbitraria el origen del sistema de coordenadas, y dividido el objeto en elementos identificados por los índices i ; cada elemento tiene una masa Δm_i .

La energía cinética total del objeto está dado por

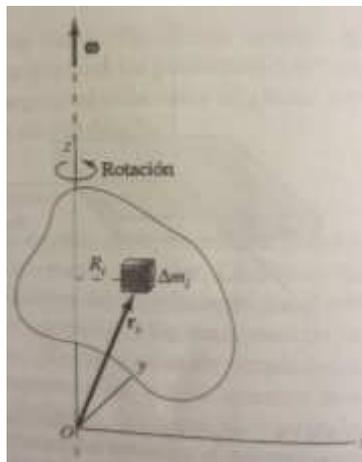
$$K = \sum_i K_i = \frac{1}{2} \sum_i \Delta m_i v_i^2 \quad \text{Ec. [2.17]}$$

¹² FISHBANE P. [6] "Física para ciencias e Ingeniería Vol. 1", Ed. Prentice Hall, México, 1994, pág. 265

Como cada elemento de masa está girando respecto al eje z con la velocidad angular ω . La velocidad de dicho elemento es $v_i = R_i\omega$. La longitud R_i es la distancia perpendicular entre el elemento de masa y el eje de rotación, como se ve en la figura 2.12. Al sustituir este valor v_i en la ecuación de la energía cinética, obtenemos

$$K = \frac{1}{2} \sum_i \Delta m_i R_i^2 \omega^2 \quad \text{Ec. [2.18]}$$

Figura 2.12 Cuerpo rígido que gira en el eje z , con diminutos segmentos.



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 268

La energía cinética de nuestro objeto giratorio es, entonces, proporcional a ω^2 .

Podemos escribir

$$K = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad \text{Ec. [2.19]}$$

en la cual

$$I \equiv \sum_i \Delta m_i R_i^2 \quad \text{Ec. [2.20]}$$

La cantidad de I es una propiedad del objeto llamada inercia rotacional, o momento de inercia. Tiene como dimensiones $[ML^2]$ y se mide en $kg * m^2$, en el sistema internacional de unidades (S.I).

El momento de inercia tiene un papel en el movimiento giratorio, que es análogo al papel de la masa en el movimiento lineal, excepto por el hecho de que se define en relación con determinado eje. La energía cinética de un punto material es la mitad de su masa por el cuadrado de su velocidad; la energía cinética de un objeto en rotación es la mitad de su momento de inercia por su velocidad angular al cuadrado; esto es, $K_{punto} = mv^2/2$, y $K_{rotación} = I\omega^2/2$. Con el momento de inercia se mide la resistencia de un objeto a cambiar su velocidad angular.

Momentos de inercia de cuerpos continuos

Anteriormente se definió al momento de inercia como un sistema de elementos discretos. En los cuerpos que están formados por un conjunto de masas, podemos tender al límite, en el cual los elementos poseen un volumen infinitesimal y masa infinitesimal. Un modo simbólico de escribir esta expresión continua, es identificar el elemento de masa mediante la notación dm , y

$$I = \int R^2 dm \quad \text{Ec. [2.21]}$$

Cuando el dm varía de punto a punto, se emplea la función densidad de masa ρ , la cual es función del espacio y se escribe

$$\rho(r) \equiv \lim_{\Delta V_i \rightarrow 0} \frac{\Delta m_i}{\Delta V_i} = \frac{dm}{dV} \quad \text{Ec. [2.22]}$$

Cuando el volumen del mismo tiende a cero, también la masa tiende a cero, por tanto, tenemos que $dm = \rho dV$.

El momento de inercia de un cuerpo continuo es, por consiguiente,

$$I = \int R^2 dm = \int_V \rho R^2 dV \quad \text{Ec. [2.23]}$$

La anterior ecuación se aplica para objetos unidimensionales (lineales), o bidimensionales (planos). En estos casos, se reemplaza la masa por unidad de volumen ρ , por la masa por unidad de longitud $\lambda \equiv dm/dx$, o masa por unidad de área, $\sigma \equiv dm/dA$.

2.3.4 Evaluación de la inercia rotacional o momento de inercia

Para evaluar el movimiento de rotación de un cuerpo, primero necesitamos evaluar su momento de inercia. Por el momento tenemos dos formas de evaluación, la primera cuando se trata de cuerpos continuos de forma asimétrica se realiza con integraciones, y la segunda, para cuerpos que tengan simetría circular con respecto al eje de rotación, lo más recomendable es identificar los puntos mediante una variable angular, más que utilizar coordenadas cartesianas.

La tabla 2.2 muestra una serie de resultados, para diferentes cuerpos simétricos, en el cálculo de los momentos de inercia.

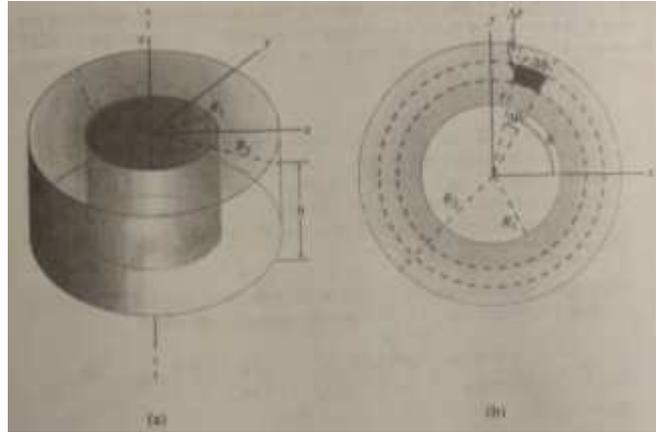
2.3.4.1 Cilindro.

Los volantes de inercia poseen el mismo principio de cálculo de los cilindros huecos, por ende a continuación se presenta la determinación matemática del momento de inercia.

Para hallar el momento de un cilindro hueco, cuyo radio interior es R_1 , el radio exterior es R_2 , y con una altura del cilindro h , todas estas variables se toman con respecto al eje central del cilindro como se muestra en la figura 2.13 a), podemos determinar el volumen del cilindro hueco y si la densidad es uniforme, se determinará la masa del cilindro. El volumen está dado por:

$$V = \pi R_2^2 h - \pi R_1^2 h \quad \text{Ec. [2.23]}$$

Figura 2.13 (a) Un cilindro circular recto hueco con radio interior R_1 , radio exterior R_2 , y altura h . (b) Vista superior, mostrando un segmento de área $\Delta A = (r \Delta\theta)(\Delta r)$.



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 272

Luego tenemos la figura 2.13 b), vista superior del cilindro hueco, el volumen es calculado con partes infinitesimales, es por ello que, se toma una parte del cilindro entre el ángulo θ y el $\theta + \Delta\theta$, y la distancia al origen es r y $r + \Delta r$. Por tanto, el área de este pequeña parte infinitesimal es $(\Delta r)(r\Delta\theta)$, y así queda determinado el volumen es h por el área = $h(\Delta r)(r\Delta\theta)$, si la densidad es

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{M}{\pi(R_2^2 - R_1^2)h} \quad \text{Ec. [2.24]}$$

En consecuencia,

$$I = \sum_{r,\theta} \frac{M}{\pi(R_2^2 - R_1^2)h} r^2 h \Delta r r \Delta\theta = \int_{R_1}^{R_2} \frac{M}{\pi(R_2^2 - R_1^2)h} r^3 dr \int_0^{2\pi} d\theta$$

$$I = 2 \left(\frac{M}{R_2^2 - R_1^2} \right) \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr = \frac{M(R_2^4 - R_1^4)}{2(R_2^2 - R_1^2)^2}$$

$$I = M \frac{R_2^2 + R_1^2}{2} \quad \text{Ec. [2.25]}$$

Esta ecuación se puede aplicar para diferentes tipos de cilindro, cuando el límite de un cascarón infinitamente delgado se obtiene haciendo $R_2 = R_1 = R$, en la última ecuación se obtiene, $I = MR^2$, esto es lo que se espera si la masa estuviera uniformemente distribuida en un círculo de radio R , con respecto al eje de rotación. Además, si se desea obtener el momento de inercia de un cilindro sólido, se tiene, que $R_1 = 0$, y el $R_2 = R$, se obtiene

$$I = \frac{1}{2}MR^2 \quad \text{Ec. [2.26]}$$

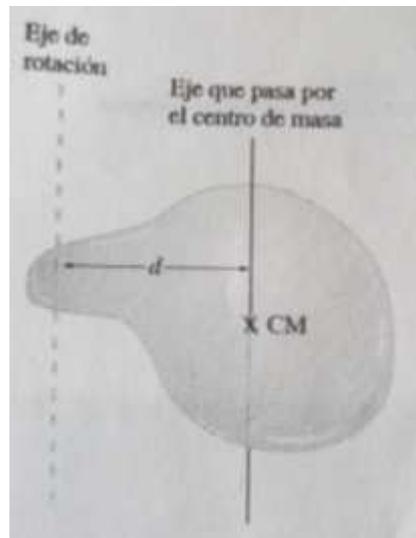
2.3.4.2 El teorema del eje paralelo

Los momentos de inercia más simples de calcular son aquellos cuyos ejes pasan por el centro de masa, los demás momentos se pueden determinar con el teorema del eje paralelo, el cual establece que el momento de inercia de un cuerpo respecto a cualquier eje es igual a la suma del momento de inercia con respecto a un eje que pasa por el centro de masa y que sea paralelo al eje dado, y el producto de la masa total del cuerpo, M , por el cuadrado de la distancia perpendicular entre los dos ejes, d , mostrado en la figura 2.14, matemáticamente se define¹³

$$I = I_{CM} + Md^2 \quad \text{Ec. [2.27]}$$

¹³ FISHBANE P. [6] "Física para ciencias e Ingeniería Vol. 1", Ed. Prentice Hall, México, 1994, pág. 274, MERIAM [25] "Dinámica en Ingeniería Mecánica", 5ta Edición.

Figura 2.14 Teorema del eje paralelo, es una relación general entre dos momentos de inercia



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 273

2.3.5 PAR

El par es una cantidad análoga a la fuerza, se lo puede imaginar como un torcimiento en sentido figurado. El par tiene dos variables muy importantes que lo definen, la primera es la fuerza en donde se aplica y la segunda el brazo de palanca, o brazo de momento.

Asumamos una fuerza F , y una pelota que se encuentra girando alrededor de un eje vertical, sujeta por una cuerda. Esta fuerza F se aplica a la cuerda, a cierta distancia r del eje vertical con una inclinación θ , en la cual θ es el ángulo entre r y F . Por tanto, el par se define como el producto de la fuerza aplicada por el brazo de palanca, este último no es más que la proyección de r perpendicular a la línea de acción de F . Al par, los llamaremos τ .

$$\tau = r F \text{ sen } \theta \quad \text{Ec. [2.28]}$$

Este par, tiene una dirección perpendicular al plano que describe la trayectoria de la pelota, y un sentido definido por la ley de la mano derecha. Ver figura 2.15.

Figura 2.15 La dirección del par se puede determinar mediante la regla de la mano derecha, aplicada a los vectores r y F .



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 276

2.3.6 Momento angular y su conservación

Al igual que en el movimiento lineal, donde la segunda ley de Newton explica la cantidad de movimiento lineal $p \equiv mv$, es necesario definir el momento angular L , de un cuerpo simétrico que gira con respecto a su eje de simetría, con una velocidad angular ω .

$$L \equiv I \omega \quad \text{Ec. [2.29]}$$

El momento angular es indispensable para el análisis del momento rotacional, es por ello que cabe formular la energía en términos de él.

$$K = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} \frac{(I \omega^2)}{I} = \frac{L^2}{2I} \quad \text{Ec. [2.30]}$$

2.3.7 Rodadura

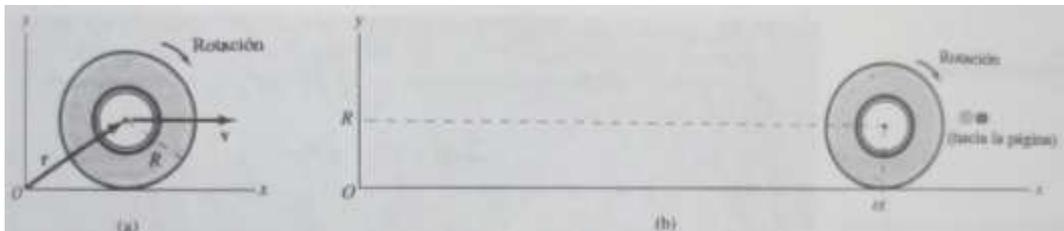
2.3.7.1 Cinemática de la rodadura

La rodadura es por simple hecho, el análisis de dos movimientos que describe un solo cuerpo, la rueda de una bicicleta posee un movimiento giratorio con respecto al eje de la bicicleta y un movimiento lineal de traslación de la misma. En este estudio se trata de encontrar la relación entre el movimiento lineal y rotativo; para hacer más clara la correlación, se presenta un rodamiento puro entre la rueda y la superficie de contacto, es decir, no existe deslizamiento.

Cuando la rueda de radio R , sin resbalar ni derrapar, empiece a girar con una velocidad uniforme v , y una velocidad angular ω , como se muestra en la figura 2.16, la relación de su movimiento permite decir que:

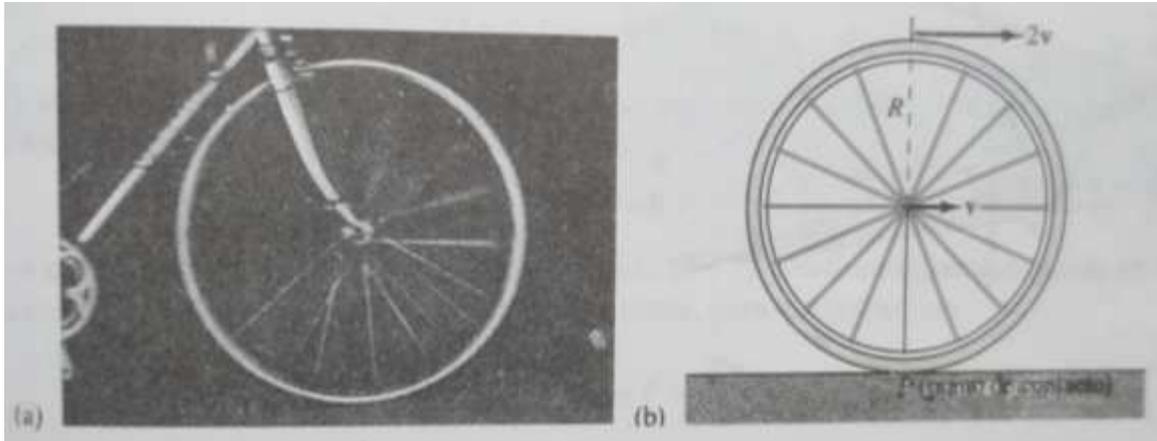
$$v = R\omega \quad \text{Ec. [2.31]}$$

Figura 2.16 (a) Rueda de radio R . (b) Movimiento de la rueda con velocidad v .



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 283

Figura 2.17 (a) Rueda de bicicleta en reposo con respecto al pavimento. (b) Movimiento de la rueda de bicicleta con una velocidad v .



Fuente: FISHBANE P. [6], pág. 283

La distancia en la parte superior de la rueda, ver figura 2.17, con respecto al punto de contacto, es $2R$, por tanto la velocidad superficial de la rueda es

$$v_{sup} = 2R\omega = 2v \quad \text{Ec. [2.32]}$$

2.3.7.2 Energía en la rodadura

El movimiento de la rueda es una rotación pura con respecto al punto de contacto, por tanto la energía cinética total es

$$K = K_{rot} = \frac{1}{2} I_{contacto} \omega^2 \quad \text{Ec. [2.33]}$$

Debido a que el momento de inercia se realiza mediante el eje de rotación que está situado en el punto de contacto, se utiliza el teorema del eje paralelo, para utilizar el momento con respecto al eje que pasa por el centro de masa

$$I_{contacto} = I_{CM} + MR^2 \quad \text{Ec. [2.34]}$$

Donde M es la masa del cuerpo que rueda, por ende la energía cinética total del cuerpo rígido es

$$K = K_{rot} = \frac{1}{2} I_{CM} \omega^2 + \frac{1}{2} M v^2 \quad \text{Ec. [2.35]}$$

Esta ecuación indica que la energía cinética total de un cuerpo que rueda sin resbalar, es la suma de la energía cinética de rotación respecto al eje de rotación que pasa por el centro de masa, y la energía cinética de movimiento lineal del cuerpo.

2.4 CANTIDAD DE MOVIMIENTO ANGULAR Y PAR

Para entender mejor los conceptos del capítulo anterior es necesaria la utilización de la naturaleza vectorial, con el fin de ampliar la correspondencia entre el movimiento lineal y el movimiento de rotación.

2.4.1 Generalización de la cantidad de movimiento angular.

La cantidad de movimiento angular se define en términos vectoriales como:

$$L \equiv r \times p \quad \text{Ec. [2.36]}$$

Este concepto se basa en la determinación de la cantidad de movimiento angular para cualquier movimiento, por ello, la magnitud de la cantidad de movimiento angular de una masa puntual en movimiento rotacional en torno a un eje determinado es el producto de la magnitud de la cantidad de movimiento, p , y la distancia perpendicular d de la masa puntual al eje de rotación (ver figura 2.18).

$$L = pd \quad \text{Ec. [2.37]}$$

Utilizando las equivalencias tanto de la cantidad de movimiento, $p = mv$, y del brazo de palanca d , en función de un punto de referencia O, donde la proyección de d es constante en el plano de referencia xy y es igual a x_0 .

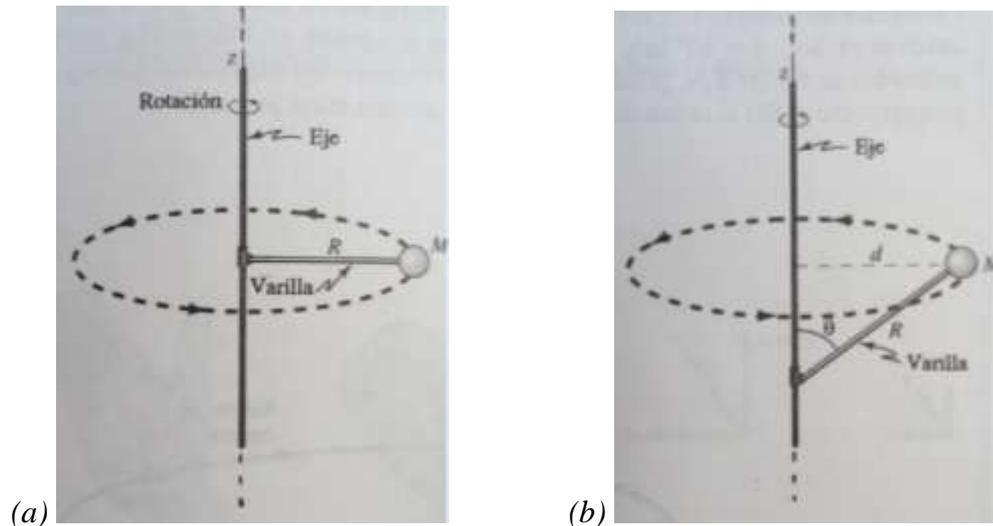
$$L = x_0 m v k \quad \text{Ec. [2.38]}$$

Donde, k representa la dirección de la cantidad de movimiento angular que es perpendicular al plano xy .

Si utilizamos el producto vectorial se obtiene:

$$L = r \times p = MR^2\omega^3 t^2 k \quad \text{Ec. [2.39]}$$

Figura 2.18 (a) Masa M unida con una varilla carente de masa, de longitud R , giran con respecto al eje z (b) La misma situación anterior, con la variación de un ángulo θ con respecto al eje de rotación.



Fuente: FISHBANE P. [6].pág. 297

2.4.2 Generalización del par

Esta como ya la hemos mencionado, el par es el producto entre el brazo de palanca y la fuerza. Existe una forma más general de obtener el par en cualquier dirección, la utilización del producto cruz y los dos parámetros que lo definen como vectores nos da, la magnitud y dirección del par

$$\tau = r \times F \quad \text{Ec. [2.40]}$$

2.4.3 Dinámica de la rotación

La expresión dinámica trae a la mente, el análisis del movimiento considerando las fuerzas que interactúan con una masa puntual. Ahora bien, para incluir a la dinámica en la rotación, se requiere que el cuerpo finito en rotación, se lo pueda expresar en función de conjuntos de partículas puntuales. Esto hará que las expresiones de cantidad de movimiento angular y par, puedan ser aplicables a cuerpos rígidos, y también a cuerpos no rígidos.

Ecuaciones dinámicas de movimiento con referencia a cualquier eje

Se deducen tres ecuaciones que describen el movimiento de rotación de un cuerpo rígido, alrededor de cualquier eje, en este caso el eje A paralelo al eje del centro de masa, descrito en Fishbane (1994) [6].

1. La cantidad de movimiento angular respecto a A es la suma de dos términos: (a) la cantidad de movimiento angular $R \times P$, respecto a A de una masa puntual que porta toda la masa (M) del cuerpo, como si ésta se localizara en el centro de la masa y se moviera a la velocidad (V) del centro de masa; y (b) la cantidad de movimiento angular L_{CM} del cuerpo respecto al centro de masa:

$$L = (R \times P) + L_{CM} \quad \text{Ec. [2.41]}$$

Aquí $P = MV$

2. El par total respecto al eje A es la suma de dos términos, el par respecto a A debido a la fuerza externa total que se aplica al centro de masa, y el par respecto al centro de masa:

$$\tau = (R \times F_{tot}) + \tau_{CM} \quad \text{Ec. [2.42]}$$

3. La rapidez de cambio de cada término de la cantidad de movimiento angular total es igual al término correspondiente del par total; esto es,

$$R \times F_{tot} = \frac{d}{dt}(R \times P) \quad y \quad \tau_{CM} = \frac{d}{dt}L_{CM} \quad \text{Ec. [2.43]}$$

2.4.4 Impulso angular

En física, el impulso no es más que el resultado de la aplicación de una fuerza en un intervalo de tiempo muy corto. El impulso genera una variación en la cantidad de movimiento lineal, para el movimiento de rotación de un cuerpo rígido se analiza la definición de impulso angular.

La ecuación dinámica para el movimiento de rotación nos dice que el cambio en la cantidad de movimiento angular de un sistema ΔL , cuando un par τ actúa con una duración Δt , lo determina el impulso angular J_τ :

$$\Delta L = \tau \Delta t \equiv J_\tau \quad \text{Ec. [2.44]}$$

Si el punto de referencia es O, y la fuerza F se aplica a una distancia r , entonces el par $\tau = r \times F$, en un intervalo de tiempo Δt , tenemos el impulso angular.

$$J_{\tau} = \tau \Delta t = r \times (F \Delta t) = r \times J \quad \text{Ec. [2.45]}$$

2.4.5 La naturaleza vectorial del impulso angular

El impulso angular es una variable extraordinaria en la dinámica de la rotación, debido a que posee unas propiedades que hacen de la rotación de cuerpos rígidos algo sorprendente.

Tomaremos el ejemplo de Fishbane (1994) [6]. Una rueda de bicicleta que gira en torno a su eje, con una velocidad angular ω y una cantidad de movimiento angular inicial L_i , alineado horizontalmente según el eje de las x (figura 2.19 (a)), la rueda se hace girar con respecto a un extremo del eje y al otro extremo se le aplica un martillazo hacia abajo o, en otras palabras, se le aplica un impulso $J = -Jk$. ¿Cómo se moverá la rueda en respuesta al impulso? Este ejemplo es muy interesante y el resultado es inesperado, por ello se lo puede realizar en clase para sorprender al estudiante.

Calculemos el impulso angular, J_{τ} , utilizando el extremo fijo (punto pivote) de eje como punto de referencia para el par y la cantidad de movimiento angular. Si el vector que va del extremo fijo al punto en donde se aplicó el impulso es l , con longitud l y de dirección igual al eje $+x$, entonces el impulso angular es

$$J_{\tau} = l \times J \quad \text{Ec. [2.46]}$$

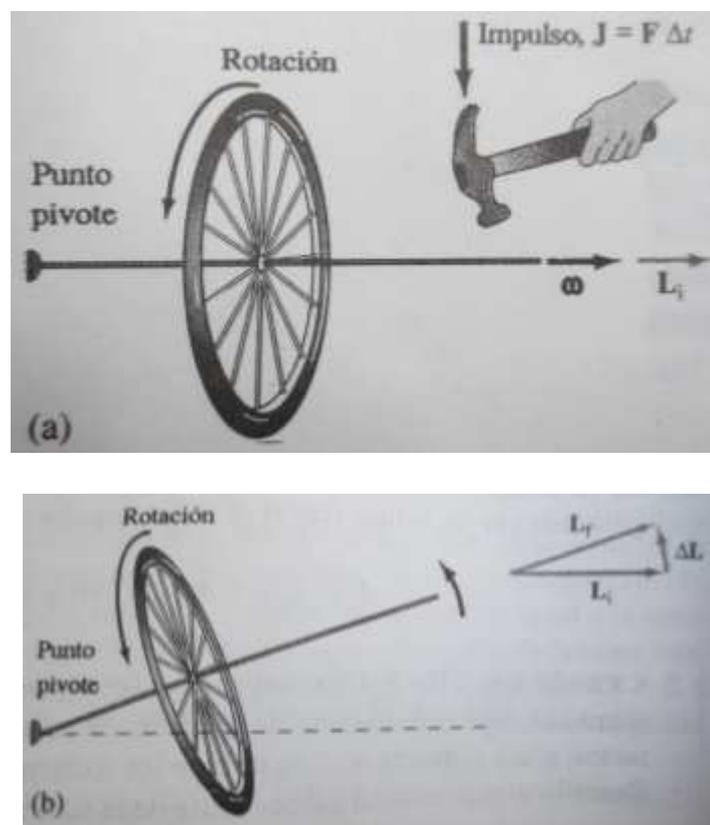
Si utilizamos la regla de la mano derecha en este producto vectorial, vemos que su dirección apunta hacia la página y en dirección del eje $\pm y$:

$$J_{\tau} = J_{\tau} j$$

En la figura 2.19 (b), se puede apreciar que, cuando por la acción del torque se produce una variación del movimiento angular, esto hace que el extremo libre de la rueda gire hacia el interior de la página. De igual manera se aplica a una cantidad de cuerpos rígidos que se observa diariamente, como las llantas de los

autos, motocicletas, cigüeñal, todo elemento mecánico en rotación el cual esté expuesto a fuerzas externas intermitentes.

Figura 2.19 (a) Una rueda de bicicleta en rápida rotación gira con su velocidad angular ω , y cantidad de movimiento angular inicial L_i , alineado al eje de las x . Un extremo del eje se fija a un punto pivote y al otro extremo se le da un impulso $J=F\Delta t$. (b) Cuando un cambio pequeño, L , hacia dentro de la página (en dirección $+y$) se agrega a la cantidad de movimiento angular inicial, el resultado es que el extremo libre de la rueda tiende a girar hacia dentro de la página¹⁴.



Fuente: FISHBANE P. [6]. pág. 308.

¹⁴ FISHBANE P. [6] "Física para ciencia e Ingeniería"/Prentice Hall/Volumen I/México(1994)/Cap. 20, pág. 308.

2.4.6 Conservación de la cantidad de movimiento angular

Cuando tenemos ausencia de fuerzas externas que generen un par, la variación de la cantidad de movimiento angular se mantiene constante a través del tiempo. Es por ello que a los sistemas aislados de fuerzas externas se los conoce como sistema conservado, la expresión de este sistema es

$$\frac{dL}{dt} = 0$$

Si la cantidad de movimiento angular $L = MR^2\omega^3t^2k$, el sistema es conservativo quiere decir que cuando se modifica alguna variable, otra variable cambia para mantener constante el resultado. Cuando una patinadora gira con los brazos estirados posee una cantidad de movimiento angular constante, al momento en que esta acerca sus brazos a su cuerpo es decir, disminuye la distancia R , como resultado de este cambio, aumenta la velocidad angular ω de la patinadora.

2.4.7 Precesión

La precesión ocurre cuando el eje de giro de un cuerpo rígido cambia de dirección, esto se explica de forma clara con el giro de un trompo, cuando está en bamboleo o nutación, es decir, además de girar con respecto al eje de simetría, se aprecia una trayectoria circular con respecto al eje vertical de la superficie de contacto de la punta del trompo.

La trayectoria circular se denominada trayectoria de precesión, la cual, posee una velocidad angular denominada frecuencia de precesión angular. Para determinar el ángulo que describe esta trayectoria se utiliza la cantidad de movimiento angular después de un breve intervalo de tiempo.

$$\Delta\theta = \frac{mgl \Delta t}{I\omega} \quad \text{Ec. [2.47]}$$

2.5 VOLANTES DE INERCIA

Durante décadas los volantes de inercia y la facilidad para utilizar su principio físico, ha permitido que el trabajo del hombre se realice con un mínimo de contaminación, esto ha impulsado el presente trabajo para proyectar su estudio a las aplicaciones más simples y funcionales que se pueda desarrollar, (DUGGER G. [10]).

2.5.1. Almacenamiento de energía

El principio físico fundamental de un volante de inercia es almacenar energía mecánica. Primordialmente el volante de inercia tiene la capacidad de almacenar y ceder energía en un corto tiempo, esto le ha permitido su desarrollo en máquinas donde se lo utilice en pequeños intervalos de tiempo, es decir en un ciclo energético discontinuo, como en las troqueladoras, prensas, etc.

Los dispositivos de almacenamiento de energía actualmente son ineficientes y su fabricación o funcionamiento, tiene un alto grado de contaminación, como por ejemplo, las baterías químicas poseen una bajo rendimiento de absorber y ceder energía, el factor tiempo define un parámetro importante en el análisis de un dispositivo de energía. La potencia es igual al trabajo que realiza el dispositivo en un tiempo determinado, si el tiempo de entrega de energía de la batería está limitado por su diseño y propiedades químicas, el cual es muy alto comparado con los volantes de inercia, da como resultado que el volante posee mayor potencia energética que la batería química.

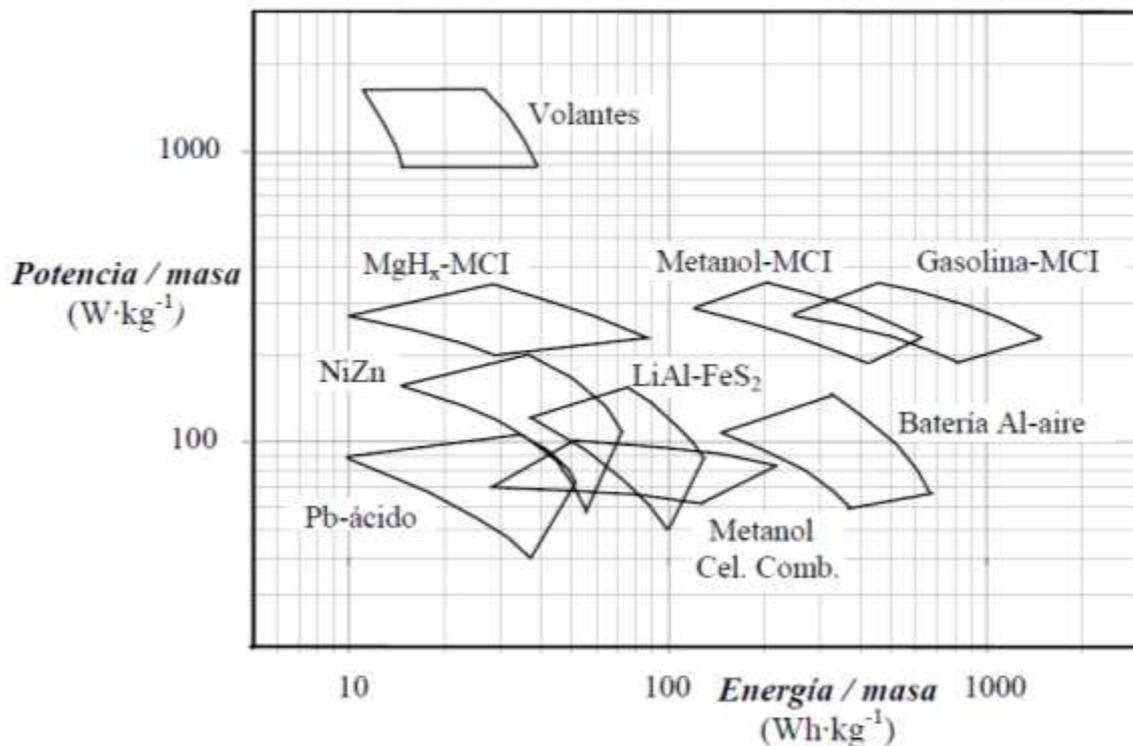
Los centros de ciencia y tecnología¹⁵, han desarrollado un sistema volante de almacenamiento de energía muy eficaz, capaz de girar 60,000 revoluciones por

¹⁵ Centro de Electromechanisms, Texas A & M University, University of Toledo y Lockheed Martin

minuto, que es 2,5 veces la velocidad del sonido, este dispositivo reemplaza a las baterías recargables químicas, en las futuras naves espaciales de la NASA¹⁶

Para la comparación de los sistemas de almacenamiento de energía, se utilizan los conceptos de densidad de energía y densidad de potencia para expresar la capacidad de almacenar y de intercambiar energía por unidad de masa, la figura 2.20 muestra un gráfico comparativo entre los volantes de inercia y algunos sistemas comunes aplicados a motores, (Kulkarni [11]).

Figura 2.20 Comparación de la densidad de potencia en función de la densidad de energía entre acumuladores de energía: volantes, motores de combustión interna, baterías y células de combustión



Fuente: Kulkarni [11].

¹⁶ http://www.nasa.gov/missions/science/f_flywheel.html

Los parámetros de densidad de potencia se representa en $W \cdot kg^{-1}$, y la densidad de energía $Wh \cdot kg^{-1}$, en el gráfico se presenta estas coordenadas para determinar las regiones de trabajo de los volantes, las baterías químicas, los motores de combustión interna y la cédula de combustión.

Como se puede apreciar en la figura 2.20, el volante de inercia posee la mayor densidad de potencia de todos los sistemas de almacenamiento de energía, incluso mayor que los motores a gasolina.

La deficiencia de los volantes, como lo expresa la gráfica, es su baja densidad de energía, es decir, el mantener la misma potencia en función del tiempo, esto no sucede en los motores a gasolina o las baterías de ión litio, los cuales poseen una alta densidad de energía.

Existen numerosos mecanismos que teóricamente tienen la capacidad de almacenar energía, según el artículo Técnico de la NASA TN D-8185 (1976) [12], describe a los siguientes mecanismos como sistemas de almacenamiento:

- Mecánico-Volante de inercia (Energía Cinética),
- Mecánico-Almacenamiento de agua bombeada (Energía Potencial),
- Mecánico-Almacenamiento de aire comprimido,
- Químico-Pilas de Combustible,
- Eléctrica-Baterías de almacenamiento secundario,
- Eléctrica-Imán Superconductor.

2.5.2 Características de un Almacenador de Energía

Estos sistemas deben poseer ciertos atributos que les permitan ser óptimos en su desenvolvimiento, como también en su objetivo de almacenar energía, es por ello que se describen (Bolund B. [13]) con las siguientes características:

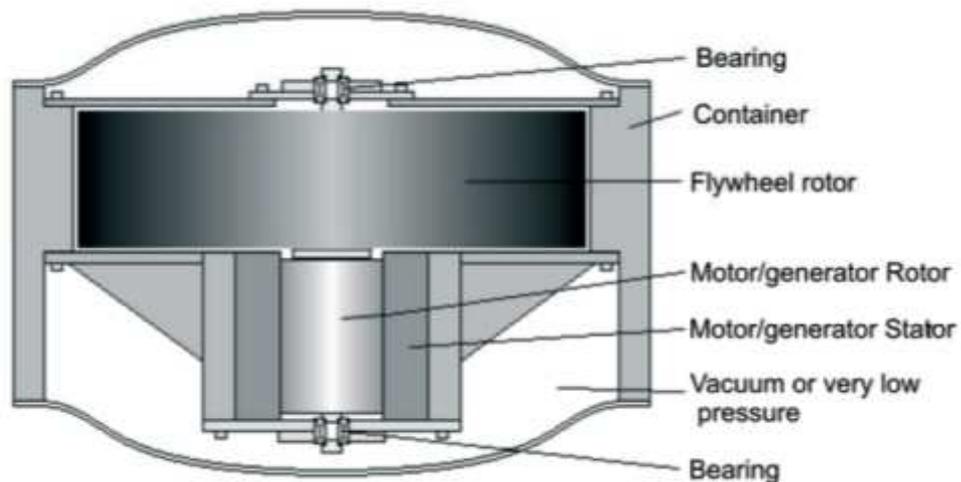
- Alta densidad de potencia
- Alta densidad de energía
- Capacidad de no degradación, el tiempo de vida es independiente de la profundidad de descarga. Para la optimización de una batería se basa en el diseño para las variaciones de carga, este punto es crítico.
- El estado de carga, puede ser fácilmente resuelto por la velocidad de rotación que adquiera el sistema de almacenamiento.
- No requiera mantenimiento periódico.
- Corto tiempo de recarga.
- Tecnología escalable y localización universal.
- Materiales amigables con el ambiente, bajo impacto medioambiental.

2.5.3 Elementos de un acumulador cinético

Los acumuladores cinéticos tienen la dependencia de una fuerza externa que lo haga girar, como en los aerogeneradores la fuerza externa la realiza el viento, o en los molinos de agua, el agua con su energía potencial desciende tangencialmente por su periferia transformando está en energía cinética de rotación. En la actualidad se utiliza un motor-generador eléctrico por motivo de conectividad del sistema de almacenamiento, ya que en el exterior tenemos cables que dan energía eléctrica a través de una batería.

Básicamente, un acumulador cinético está formado por cinco elementos básicos, de acuerdo a la figura 2.21, según explica Masferrer [14] y Bolund B. [13].

Figura 2.21 Partes de un acumulador cinético



Fuente: Bolund B. [13], pág. 53

2.5.3.1 El rotor

Es el elemento central y principal de un acumulador, de este principalmente depende la cantidad de energía que se almacene. Está constituido por la masa cilíndrica y el eje central.

2.5.3.2 Cojinetes

Son los encargados de asegurar el movimiento de rotación manteniendo el eje lo más fijo posible, generalmente se utiliza rodamientos de alta velocidad y existen otras alternativas de sujeción del eje como cojinetes de levitación magnética, con el fin de disminuir el rozamiento al máximo.

2.5.3.3 Motor-Generador

Es un dispositivo eléctrico que al entregarle energía eléctrica transforma en energía cinética para el volante de inercia, y viceversa. Este motor-generador se lo puede encontrar en un almacenador de energía paralelo al disco, concéntrico a la masa circular, en el cual las bobinas estatóricas se ubican en el eje fijo y las retóricas en el interior de la masa cilíndrica, según la figura 2.21. Algunas

aplicaciones para bicicletas eléctricas han permitido el desarrollo de los motores tipo HUB, expuestos en bicicletas híbridas, que permitirá a futuro optimizar el uso de un acumulador cinético.

2.5.3.4 Recipiente de protección

Para los acumuladores de energía es indispensable el aislamiento parcial o total de cualquier partícula que pueda entrar en contacto con el rotor y sus componentes, debido a su alta velocidad cualquier fricción mecánica y aerodinámica, vibraciones, suciedad, etc., podría desbalancear el sistema y transformarse en un arma. Para los volantes que se encuentran en el nivel de seguridad adecuado, las medidas de protección se realizan disminuyendo las revoluciones del disco, y utilizando una carcasa superficial que evite el contacto con las partes móviles.

2.5.3.5 Equipo regulador de potencia

La potencia entregada al almacenador de energía se debe controlar para mantener la cantidad de movimiento angular constante al igual que la energía mecánica total del acumulador cinético, es por ello que un limitador de revoluciones controla el flujo de energía con el exterior, permitiendo el aprovechamiento de almacenar energía cinética en casos de deficiencia, y en caso opuesto almacenar energía eléctrica.

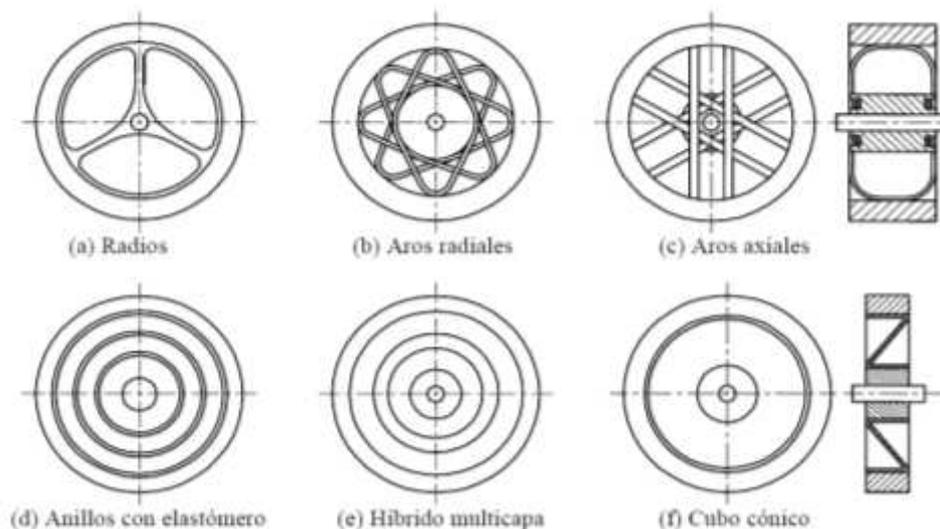
2.5.4 ESTUDIO SOBRE EL ROTOR

Todos los acumuladores cinéticos poseen un elemento principal encargado de almacenar la energía cinética en función de su geometría, propiedades del material y velocidad de giro. El estudio del elemento principal parte desde la rueda de piedra hasta los rotores de acero y del desarrollo de materiales compuesto que han transformado energéticamente los volantes de inercia.

A continuación en la figura 2.22 se muestra las configuraciones más reiteradas en los diseños de un acumulador energético de materiales compuesto según Post y

Post (1973) [16] y Genta (1985) [17] con el estudio de los rotores, detallado en el trabajo de Masferrer Lluís (2005) [14].

Figura 2.22 Distintas configuraciones de rotores para aplicaciones con materiales compuestos y la unión con sus ejes.



Fuente: Masferrer Ll. [14] pág. 5.

Las distintas configuraciones que presenta Masferrer [14], en el modelo (a) los radios son más elásticos que la llanta, lo cual permite una mayor deformación radial. En los modelos (b) y (c) los aros curvados permiten una mayor elasticidad y por tanto una deformación radial. En los casos (d) y (e) tenemos al rotor constituido por distintas capas de con una elasticidad diferente que permite una deformación radial controlada. Y por último, el cubo cónico cuyos radios tienen forma de z permite el desplazamiento axial y radial del material periférico.

Los rotores de materiales compuestos son los más adecuados para los sistemas de almacenamiento de energía ya que poseen baja densidad, pero es compensada por el aumento de la velocidad de giro, esto no quiere decir que los rotores isotrópicos como el acero de alta densidad sean aislados, las aplicaciones son innumerables para cualquier tipo de necesidad. La optimización de la energía

cinética no depende solo de la masa sino también de la resistencia del material o materiales.

Si la energía cinética se expresa en según la Ec. [2.33], en su forma más eficiente se expresa como:

$$K = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Cuando se alcanza la velocidad límite se desarrolla un esfuerzo en la rueda. Este esfuerzo se lo denomina tensión admisible σ , el desarrollo de materiales compuestos y la aplicación de diferentes geometrías permite obtener una ecuación, tomada de Gabris CW. (US 2001) [18], para almacenamiento de energía cinética. Donde la máxima densidad de energía se da con respecto al volumen y la masa:

$$e_v = K \sigma \quad y \quad e_m = K \sigma / \rho \quad \text{Ec. [2.48]}$$

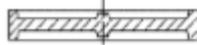
La e_v y e_m es la energía cinética por unidad de volumen y masa, respectivamente, K es el factor geométrico, σ es el máximo esfuerzo admisible en el volante y ρ es la densidad de masa¹⁷.

El factor geométrico mostrado en la Tabla 2.3, se da para un esfuerzo plano si la altura comparada con el diámetro es pequeña, y el material es homogéneo e isotrópico con una proporción de Poisson de 0,3, el análisis es en base al acero, por tanto tenemos:

¹⁷ B. Bolund et al./ Renewable and Sustainable Energy Reviews 11 (2007), pag. 239. [13]

Tabla 2.2 Factor de forma para diferentes volantes de inercia

Factor de Forma K para diferentes geometrías planas de estrés.

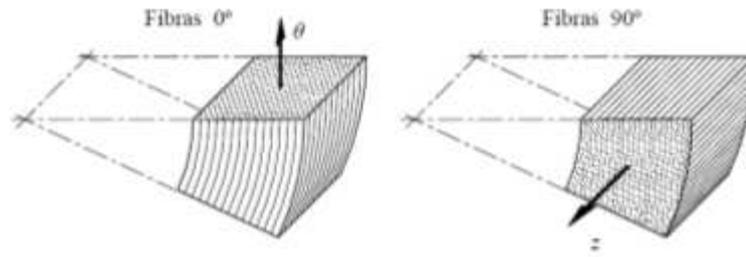
Geometría del Volante de Inercia	Sección Transversal	Factor de Forma K
Disco		1,000
Disco con modificaciones de esfuerzo constante		0,931
Disco Cónico		0,806
Disco plano no perforado		0,606
Disco delgado		0,5
Forma de Barra		0,5
Anillo con canales		0,4
Barra sola		0,333
Plano perforado		0,305

Fuente: BOULOND B. [13], pág. 239.

Para objetos tridimensionales el estudio de los esfuerzos en volantes de inercia se presentan en todas las direcciones, por ello tomaremos a los más perceptibles e importantes en el análisis de esfuerzos; así, se describe primero los esfuerzos que presentan los átomos al resistirse a su separación a nivel tangencial ya que la velocidad periférica es muy alta y segundo los esfuerzos que presentan los átomos a alejarse del eje de rotación, esta separación se da a nivel radial.

El estudio de los materiales compuestos con fibras permiten orientar la dirección de los esfuerzos para determinar exactamente el comportamiento del volante de inercia, por tanto, el estudio de la dirección de estas fibras ha permitido utilizar solo dos direcciones convenientes, cuando se requiere la mayor resistencia a tensiones en el eje axial se denominan “fibras a 90°”, y resistencia a tensiones tangenciales se denominan “fibras a 0°”.

Figura 2.23 Orientación de las fibras: 0° tangencial y 90° axial



Fuente: MASFERRER Ll. [14] pág.11

La ecuación que describe a nivel tridimensional el esfuerzo radial de un cuerpo de material isotrópico (BOLOUND B. [15]).

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_0^2 + r_i^2 - \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - r^2 \right) \quad \text{Ec. [2.49]}$$

Donde ρ es la densidad de masa, ω es la velocidad angular del rotor, ν representa la proporción de Poisson, r_0 radio exterior del rotor, r_i es el radio interno del rotor y r representa algún radio dentro del rotor.

El esfuerzo tangencial que experimentan los átomos internamente está dado por:

$$\sigma_\theta = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_0^2 + r_i^2 + \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) \quad \text{Ec. [2.50]}$$

2.5.4.1. Actuales direcciones de estudio

Los acumuladores cinéticos son una alternativa muy veraz y real ya que la mayoría de empresas, tanto automovilísticas como aeroespaciales, la han palpado. Ahora se están formando empresas como Beacon Power Corporation, la cual utiliza almacenadores de energía cinética empotrados en la tierra; como se muestra en la figura 2.24, esta empresa ha iniciado con un total de 200 volantes de inercia que tienen la capacidad de almacenar 20MW por 15 minutos, ver figura 2.25.

*Figura 2.24 El rotor cilíndrico desciende hacia su recipiente de vacío.
Imagen cortesía de Beacon Power Corporation*



Fuente: <http://www.beaconpower.com/products/about-flywheels.asp>., Acceso Enero 2013

*Figura 2.25 Vista completa aérea de 20 MW, 5MWh instalación de
almacenamiento de energía en Stephentown, New York, USA. Imagen
cortesía de Beacon Power Corporation.*



Fuente: <http://www.beaconpower.com/products/about-flywheels.asp>. Acceso: Enero 2013

La fórmula uno, ya está instalando los famosos KER's o frenos regenerativos en sus autos, por tanto la dirección que promueven estos desarrollos se dan en lo referente al transporte, que eliminarán a futuro los motores térmicos.

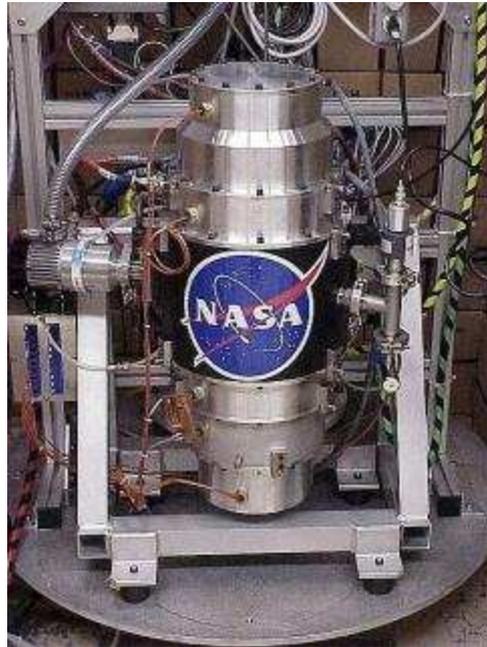
Figura 2.26 Campo de Aplicación, KERs conocido como freno regenerativo de la F1.



Fuente: http://elfini.files.wordpress.com/2009/02/xtrac_kers_f11.jpg. Acceso: Enero 2013

La NASA, desde hace algunas décadas, ha optado por los acumuladores cinéticos para la industria aeroespacial, es por ello que sus estudios se los utiliza para desarrollar dispositivos más eficientes y económicos, que promuevan el uso de la energía limpia.

Figura 2.27 Batería Inercial desarrollada por la NASA.



Fuente: <https://sites.google.com/site/ahorroenergeticoenelespacio/baterias-inerciales-o-flywheel>. Acceso: Enero/2013

En la construcción de diseños avanzados como el de la figura 2.27, se tiene la eliminación completa del aire en el acumulador cinético, es por ello que la hermeticidad de la carcasa es indispensable a la hora de crear un vacío. Este vacío le permite girar a mayor velocidad y experimentar una resistencia aerodinámica nula. Facilitando así la optimización del acumulador cinético.

En la figura 2.28 se muestra la tecnología híbrida que desarrollaron los hermanos estadounidenses Rosen; al mismo tiempo se desarrollaba el Toyota prius cuyas baterías eléctricas tenían muy poca eficiencia; los Rosen diseñaron un vehículo eléctrico constituido por dos pilares fundamentales, un turbogenerador que consumía el mínimo en gasolina y la batería inercial encargada de almacenar energía cinética. El sistema duplicaba la autonomía de cualquier vehículo, pudiendo acelerar un mercedes Benz de 0 a 100 km en 6 segundos, más que cualquier disposición de motores de alta potencia como el V8.

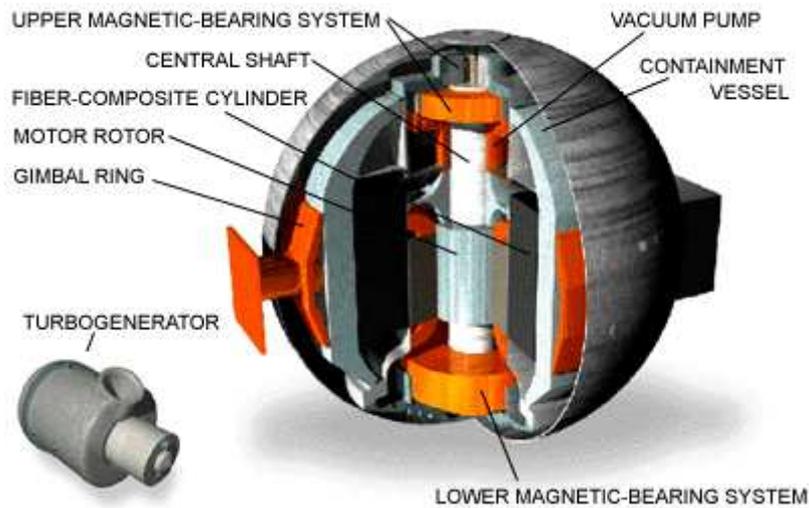
El funcionamiento del sistema es muy simple, toda la energía suministrada por el turbogenerador y la adquirida en bajadas se entregan a la batería inercial la cual almacena y transforma su energía cinética a energía eléctrica sin perder su nivel de energía, esta energía eléctrica se entrega al motor eléctrico localizado en cada llanta. Suministrando así un torque mayor que un V8 para el arranque y una eficiencia energética de movilidad urbana y rural mejor que cualquier dispositivo conocido en la actualidad.

Si bien es parte de un cambio trascendental en la historia como es Nikola Tesla¹⁸, posee una conexión con la invención de estos vehículos eléctricos, debido a que J.B Straubel jefe de tecnología de la empresa donde creó Tesla sus inventos, también fue uno de los primeros ingenieros de la empresa Rosen Motors. Es por ello que los cambios de raíz que querían darnos estos hermanos eran radicales.

La construcción del prototipo cumplió todas las expectativas y el sueño de que reemplace a todos los motores existentes es casi una realidad, la idea fue planteada a los principales empresarios del mundo, pero como es frecuente pensaban que el sistema no estaba preparado para esos cambios, es decir fue antes de hora, los intereses económicos van de por medio, y por tanto, el vehículo de tecnología verde fue negado por la mayor cantidad de emisiones del mundo de gas carbónico.

¹⁸ Nikola Tesla de 1853-1943. Inventor de la corriente alterna, motor de corriente alterna, electromagnetismo, ingeniero mecánico y eléctrico, personaje que cambió al mundo.

Figura 2.28 Batería Inercial de Rosen Motors



Fuente: <http://queinventenellos.com/rosen-motors-innovacion-antes-de-tiempo/>

Acceso: Enero 2013

2.5.4.2 Aplicaciones de bajo coste

Las aplicaciones de los almacenadores cinéticos son enormes, pero se limitan por algunos aspectos indispensables según implique la necesidad. Por ejemplo, para la industria aeroespacial el factor importante es el peso, mientras que para una empresa que utiliza matricería, lo importante es el costo del troquel y su eficiencia para realizar su trabajo. Es por ello que las aplicaciones de bajo coste parten desde la fabricación hasta el uso eficiente que se le dé.

Lo más importante para el campo industrial es la facilidad de producción; mientras más simple es el diseño del sistema, más económico es su producto. Si se parte de diseños complejos que tengan funcionamiento simples, como es el caso de materiales compuestos, sería optar por el que más beneficios aporte. Es por ello que el bajo coste del dispositivo se debe tomar en cuenta, la vida útil, eficiencia, mantenimiento, complejidad de diseño, material, funcionamiento, y la calidad del producto en función del impacto ambiental que este produzca.

A continuación en la tabla 2.4 se muestra algunas propiedades indispensables en un rotor para distintos materiales.

Tabla 2.3 Información de diferentes materiales de un rotor

Material	Densidad (kg/m ³)	Esfuerzo Tensor (Mpa)	Máxima densidad de energía (por 1 kg)	Costo (\$/kg)
<i>Materiales Monolíticos</i>				
Acero 4340	7700	1520	0,19 MJ/kg=0,05 kWh/kg	1
<i>Compuestos</i>				
E-fibra de vidrio	2000	100	0,05 MJ/kg=0,014 kWh/kg	11
S2-fibre de vidrio	1920	1470	0,76 MJ/kg=0,21 kWh/kg	24,6
Carbón T1000	1520	1950	0,28 MJ/kg=0,35 kWh/kg	101,8
Carbón AS4C	1510	1650	1,10 MJ/kg=0,30 kWh/kg	31,3

Fuente: BOULOND B. [10], pag. 240

2.5.4.3 Ventajas

La principal ventaja es la reducción del impacto ambiental a gran escala, ya que este reemplazará a numerosos dispositivos con amplia contaminación.

La alta densidad de potencia hace que este dispositivo sea utilizado para diversas aplicaciones industriales, eléctricas, químicas, y que al extender la densidad de energía en los próximos años, permita reemplazar en su totalidad a los motores térmicos.

El desarrollo de materiales compuestos permite la optimización de almacenamiento de energía a gran escala, es por ello que se ha pensado en desarrollar centrales energéticas en base a la energía cinética de los volantes.

Al poseer energía mecánica, la fricción en el pasado era el problema más grande, ahora con el desarrollo de rodamientos magnéticos permite optimizar más la energía mecánica.

2.5.4.4 Desventajas

Como la velocidad de los volantes en la periferia es mayor a la velocidad del sonido y en casos máximos es 2,5 veces, por tanto, el sonido que este produzca puede ser perjudicial para los seres vivos.

La baja densidad de energía hace que las aplicaciones se vean restringidas por el tiempo de duración.

Los materiales compuestos traen consigo una elevada contaminación al medio ambiente, además cuando por algún motivo estos materiales exceden el límite de resistencia, los residuos salen expulsados a velocidades mayores que una bala, y pueden causar accidentes graves.

Cuando un rotor de alta densidad de masa gira está expuesto al efecto giroscópico, el cual limita el movimiento si este está montado sobre un vehículo de transporte liviano, esto también dependerá de la disposición del almacenador cinético.

2.5.5 COJINETES

La fricción es un problema cuando se trata del diseño de cualquier dispositivo mecánico. Los cojinetes se inventaron con el objetivo de reducir la fricción entre dos o más superficies en contacto. Se describe dos alternativas que se han desarrollado exitosamente.

2.5.5.1 Cojinetes de contacto rodante

Los cojinetes de contacto rodante o simplemente rodamientos, son los encargados de transmitir la carga principal a través de elementos que están en

contacto rodante hacia elementos fijos o estables (SHIGLEY [19]), en otras palabras, la función es evitar que la carga principal (peso de los elementos) influya en el movimiento giratorio de los elementos.

Los factores que influyen en un rodamiento son: la carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante. Para la industrialización de cualquier máquina, estos elementos indispensables en el desempeño de un sistema mecánico se han agrupado variando los factores anteriormente mencionados, con el fin de adaptarlos a espacios cuyas dimensiones y condiciones de operación son establecidas para rangos determinados.

Es por ello que para diseñar una máquina, primero se determina las condiciones de operación como la carga, velocidad y temperatura de trabajo, así como otros factores secundarios, y en la clasificación por catálogo puedes elegir el rodamiento requerido que cumple con el efecto carga-vida a confiabilidad constante, aplicada por Weibull¹⁹.

2.5.5.1.1 Tipos de Cojinetes de contacto rodante

Los rodamientos se clasifican por las cargas aplicadas, de las cuales tenemos:

- Cargas puramente radiales
- Cargas de empuje axial
- Combinación de cargas radiales y axiales

Los diseños del rodamiento poseen las siguientes características:

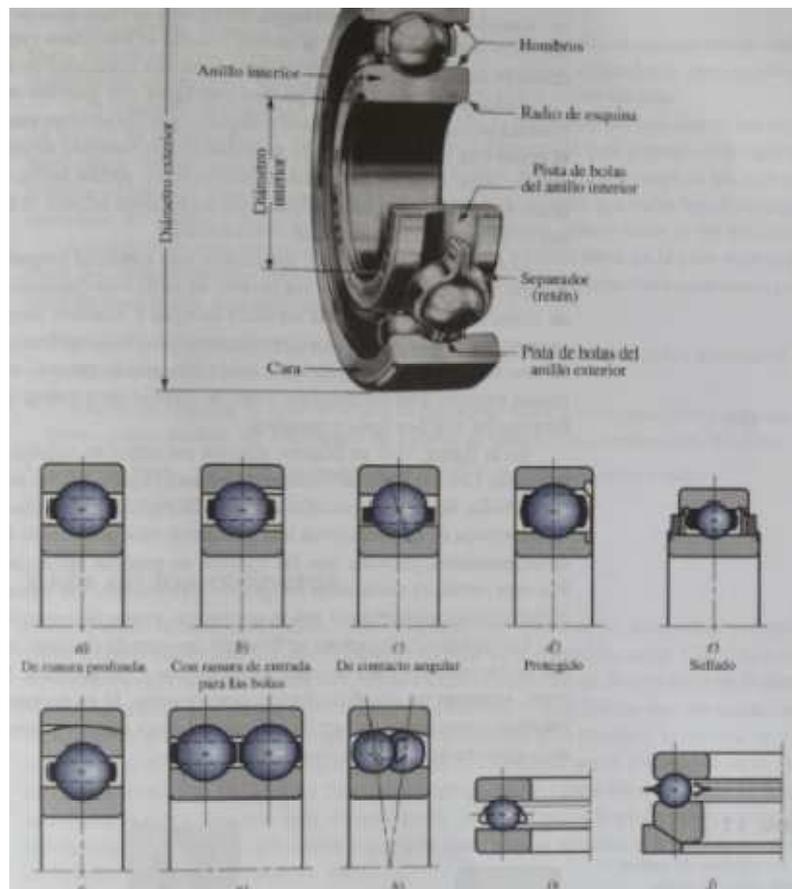
- Adhesión firme a la superficie de contacto uno y dos; también conocidos como anillo exterior e interior; con los elementos de carga.

¹⁹ SHIGLEY J. [19] "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", Ed. 8va, GcGrawHill, Mexico (2008), Capítulo 20, secciones 20-1 a 20-3.

- Parte móvil intermedia, la cual posee elementos rodantes cuyo contacto superficial sea mínimo, garantizando la transmisión de la carga sin que existan deformaciones. Estos elementos pueden ser: bolas, rodillos, agujas, cónicos, etc.
- Lubricación y separación de la parte móvil, es indispensable para garantizar la vida útil y funcionalidad del rodamiento.

A continuación se muestra en la figura 2.29 la nomenclatura de un cojinete de bolas y sus principales partes.

Figura 2.29 Nomenclatura y tipos de cojinete de bolas.



Fuente: SHIGLEY J. (2008) [19]

2.5.5.2 Cojinetes magnéticos

La implicación detallada de los cojinetes magnéticos es por la optimización de los almacenadores cinéticos o flywheels. La eficiencia depende principalmente de la

preservación de la energía cinética en los flywheels, evitando la fricción, el aumento de temperaturas superficiales u otra causa. Además, la tecnología de almacenadores cinéticos ha avanzado tanto, como la ampliación del rango de velocidad de rotación del volante de energía, es por ello que, los cojinetes magnéticos son la mejor opción a la hora de diseñar o construir un flywheels, (Torbjörn A. [22]) que involucre altas revoluciones.

Desde el descubrimiento de la levitación magnética, mostrado en la figura 2.30, se produce un elemento excepcional en el campo de la mecánica, por lo que, los dispositivos para esta nueva era, como la fricción y sus limitaciones pasarían a segundo plano.

Figura 2.30 Levitación Magnética, tren MAGLEV que une la estación de Longyang Road Pudong en Shanghai hasta el Aeropuerto Internacional de Pudong y tarda 7 minutos y 20 segundos para completar el viaje de 32 kilómetros.



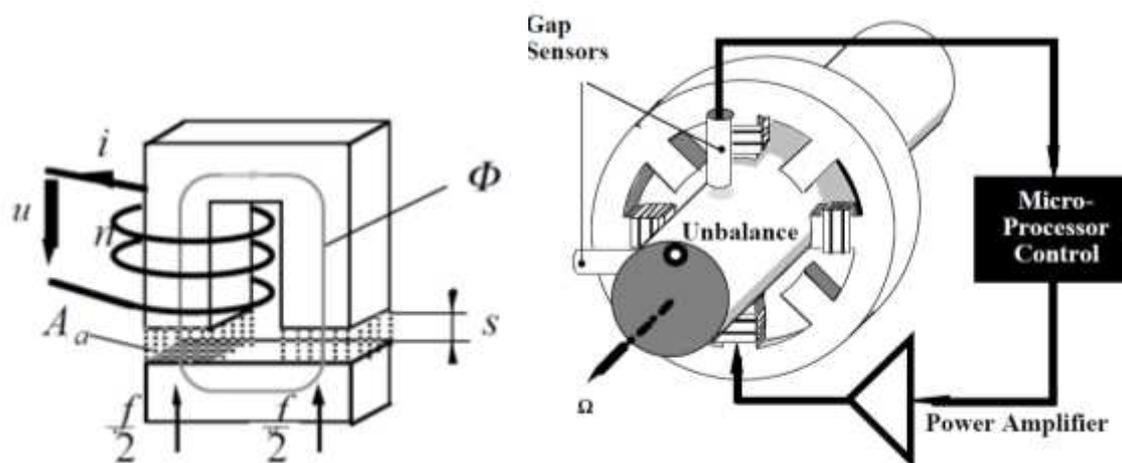
Fuente: Carzola D., (2010) [21]

La creación de los cojinetes magnéticos en su inicio tuvo muchas deficiencias de estabilidad magnética y confiabilidad funcional, hasta que el avance de la electrónica de estado sólido y moderno se desarrolló completamente (Schweitzert. G [20]). Esto permitió el desarrollo de un sistema de control activo que permite mantener la estabilidad de la carga. Por ello se los denomina cojinetes magnéticos activos o se los conoce con sus siglas en inglés como AMB (Active Magnet Bearings).

En la figura 2.31 se muestra el principio de levitación magnética que utiliza un AMB. En ella se muestra la circulación de corriente, la cual induce un campo magnético y en consecuencia hace levitar al rotor. Además está provisto de sensores de posición para la intensidad del campo y así mantiene el rotor centrado, a pesar de la variación de cargas.

Figura 2.31 Esquema básico del funcionamiento de un AMB,

Lado izquierdo formación del campo magnético, lado derecho señores de posición, amplificador de potencia, y el micro-controlador de procesos.



Fuente: Schweizert G. [20]

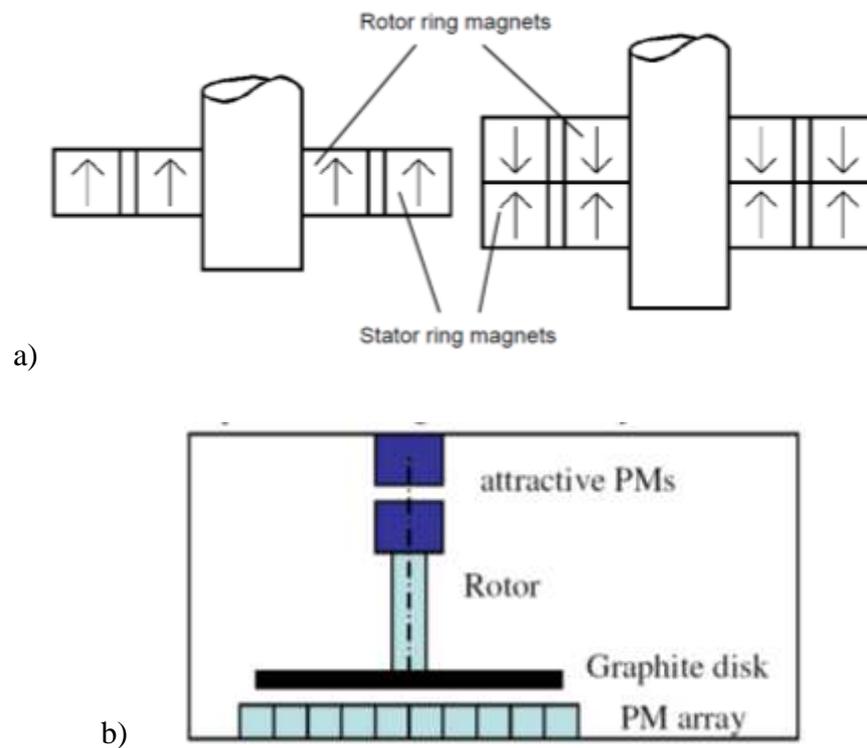
El alto costo y su funcionalidad, son aspectos que el AMB deja mucho que desear, es por ello que se ha fabricado, un cojinete magnético con mejores propiedades de estabilidad y alta factibilidad.

El cojinete de imanes permanentes o PMB (Permanent Magnet Bearings), es un exitoso producto comercial, ya que la inestabilidad del campo magnético debido a la variación de carga, es eliminada gracias a la utilización de imanes permanentes, además de la eliminación del sistema electrónico. El PMB mostrado en la figura 2.32 literal a), describe su funcionamiento y simplicidad de estabilización, utilizando polos opuestos de la misma magnitud. En la figura 2.32 b), describe al peso del disco de grafito (Nd Fe B) levitando sobre una matriz de

imanes permanentes, como compensación diamagnética. La función diamagnética utiliza otro magneto para centrar el eje de rotación o impedir el grado de libertad en la dirección radial.

Figura 2.32 Cojinetes de magnetización permanente

a) Principio de funcionalidad, b) El peso en favor de la levitación diamagnética.



Fuente: Torbjörn A. [22], pag.10

Los primeros PMB, se basaron en el Levitrón mostrado en la figura 2.33, el cual muestra la facilidad de levitar y su estabilización gravitacional (efecto giroscópico muy pequeño), su aplicación es limitada debido a que su estabilidad solo puede mantenerse de 20 a 30 revoluciones por segundo.

Figura 2.33 El Levitrón



Fuente: Fuente: Torbjörn A. [22], pág. 25

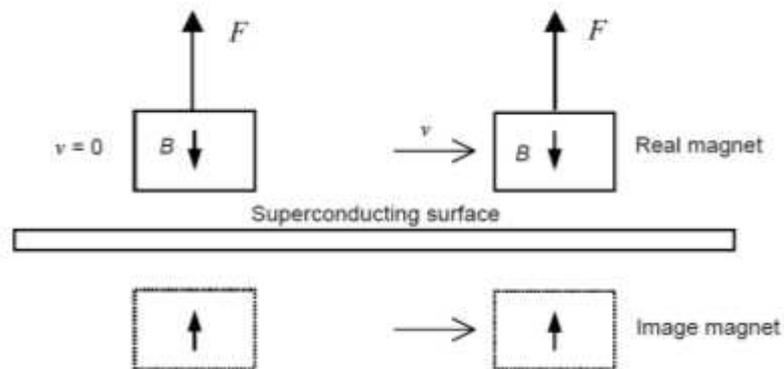
Existe otro tipo de cojinete magnético, el cual se denomina cojinete superconductor o SCB (Superconductor Bearings), según explica Torbjörn A. [22], sus características lo hacen el mejor cojinete magnético que existe, se basa en dos principios:

- Primero, el efecto Meissner²⁰, que hace al superconductor actuar como un diamagnético perfecto, es decir, presenta una óptima estabilización.
- Segundo, un imán permanente colocado sobre el superconductor verá una imagen de espejo debajo de la superficie del superconductor creando así una fuerza repulsiva en la misma dirección.

Por tanto el SCB, presenta una levitación estable en la dirección vertical e indiferente en la dirección horizontal, si se mueve el imán real, la imagen se mueve a la misma velocidad manteniendo la fuerza de repulsión constante.

²⁰ Internet: <http://automobilesociety.ac.in/wp-content/uploads/2012/12/Super-conductivity.pdf> /Fuente: Enero 2013

Figura 2.34 Cojinete Superconductor.



Fuente: Torbjörn A.[22], pág. 11

2.5.6 Estudio sobre el motor-generador

La parte indispensable para que un almacenador de energía cinética se mantenga en auge, es la aplicación de una energía adicional para reemplazar a la energía cinética que entrega el volante de inercia, la energía más adecuada para esta aplicación es la energía eléctrica, la cual tiene una eficiencia del 99% para transmitirse al almacenador cinético. De igual forma, al momento que el acumulador cinético sobrepase los límites admisibles se puede extraer energía cinética y transformarla en otra energía que no sea en forma de calor, para que el sistema sea regenerativo, es por ello que existe el generador de energía eléctrica el cual, absorbe la energía cinética restante del acumulador y la transforma en energía eléctrica, permitiendo así cerrar el círculo del sistema de regeneración.

2.5.6.1 Descripción

El avance del motor generador ha permitido que el desarrollo de los acumuladores cinéticos a nivel macro sea posible. Industrialmente se utilizan los generadores de corriente alterna, con la característica de que estos permiten la variación de la velocidad de rotación durante el periodo de descarga. Mientras que para aplicaciones a mediana escala se utilizan los motores de corriente continua descritos en el funcionamiento de la bicicleta híbrida, los cuales son de baja potencia, presentan un bajo peso, y por ende son óptimos para la movilidad.

2.5.6.2 Tipos de motor-generador

Debido a las pequeñas y altas velocidades de los acumuladores energéticos (flywheels), y generalmente a altas velocidades el contacto está prohibido entre el rotor y estator, por tanto, el motor/generador de imanes permanentes es adecuado para esta restricción. Los motores/generadores de imán permanente se han categorizado en tres grupos según BOULOND B. [15]:

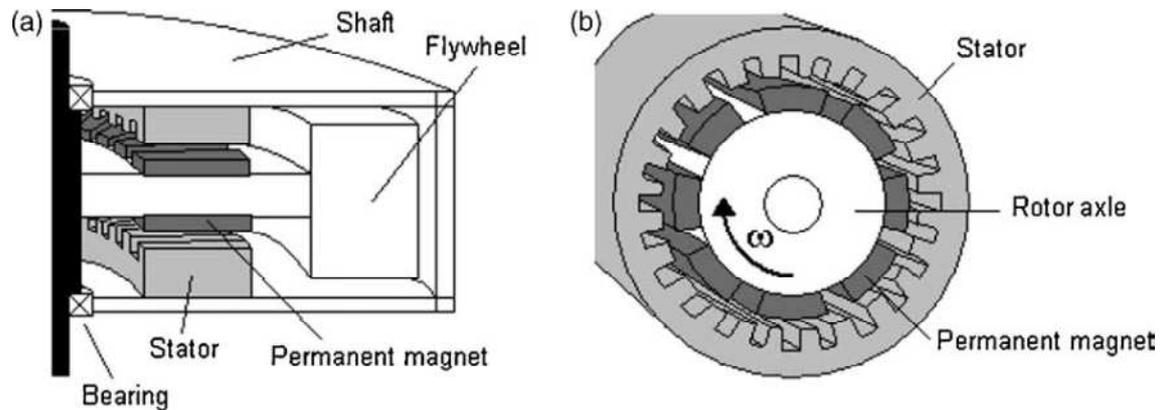
- Máquinas de flujo axial de imán permanente (AFPM)
- Máquinas de flujo radial de imán permanente (RFPM)
- Máquinas de dipolo con matrices Halbach

Las máquinas de flujo axial por imanes permanentes se las conoce como AFPM. Los diseños de los AFPM son variados, los hay de rotor interno, de estator interno, disco múltiple, ranurado, rotores con imanes interiores o montados en la superficie, según lo explica Sahin F. (1999).

Las máquinas de flujo radial por imanes permanentes se denominan RFPM. Estos presentan un diseño a mediana escala por las altas revoluciones por minuto que alcanzan, por ello este tipo de motor/generador posee magnetos lo más cercanos al eje de rotación, y así evitan el aumento del esfuerzo tensor en los magnetos.

Las descripciones de estos dos tipos más comunes, las presenta gráficamente BOLUND B. [13] en la figura 2.34.

Figura 2.35: (a) Descripción de flujo axial (AFPM) y (b) Flujo radial (RFPM).

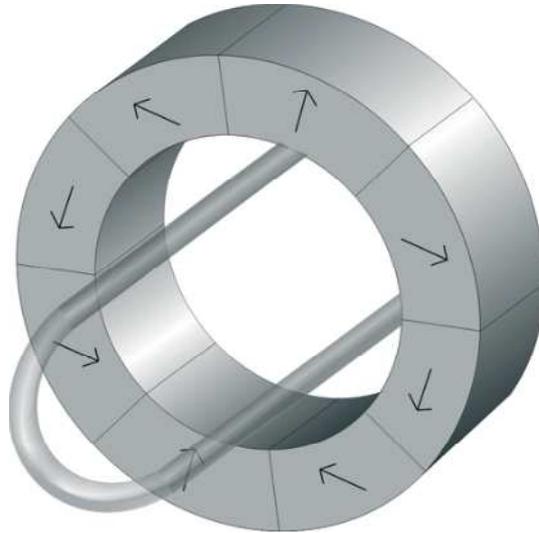


Fuente: Bolund B.[13], pag 242.

Además, existe un tipo de motor/generador de dipolos internos, denominado Halbach Array, caracterizado por la formación de una matriz de imanes permanentes cuya disposición de imanes, según la figura 2.35, puede producir campos magnéticos grandes y uniformes en grandes áreas²¹. Esto se debe al estudio minucioso de los campos magnéticos y sus aplicaciones más relevantes. Este tipo de motor/generador en la actualidad tiene muy poco desarrollo en dispositivos de transporte, ya se puede apreciar en los trenes bala por levitación magnética, por ello, el tiempo será muy corto para la espera de este tipo de dispositivos para la optimización de un medio de transporte eficaz.

²¹ Internet: <http://www.shinetsu-rare-earth-magnet.jp/e/rd/mc.html> Acceso: Enero 2013

Figura 2.36 Dipolo interno Halbach por matriz de imanes permanentes. Dentro de los imanes permanentes se colocan bocinas estacionarias.



Fuente: Boulond B., [15].

Estos tipos de motor/generador poseen ciertas características que les ha permitido a los almacenadores cinéticos, su desarrollo a nivel macro, por ende estas máquinas poseen un alto costo debido a su potencial energético, científico y tecnológico, su larga vida útil y efectividad los hacen indispensables sistemas energéticos eficientes.

2.5.6.3 Proyección de adaptación a un motor de arranque

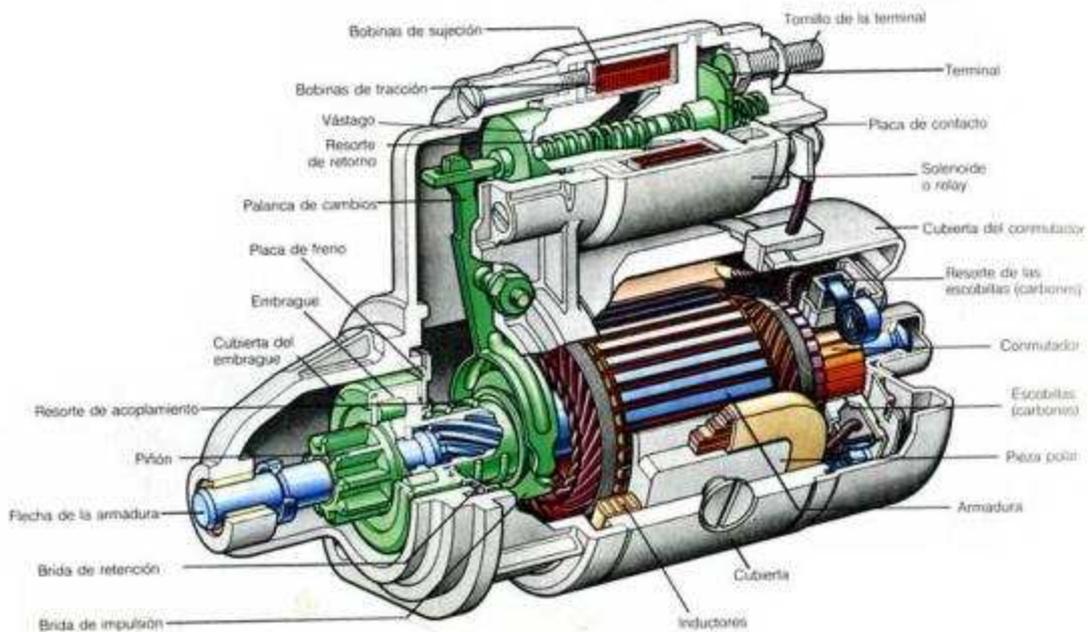
En épocas remotas, se daba puesta en marcha a los vehículos con una manivela, en la actualidad la mayoría de los vehículos que poseen un motor de combustión interna están provistos de un motor eléctrico de arranque. Este motor provee el par máximo a unas 3.600 rpm, es por ello que posee un sistema de reducción, para que alcance las condiciones requeridas de funcionamiento.

Los motores de arranque están constituidos por dos partes fundamentales; la primera el motor eléctrico de corriente continua, el cual es el encargado de transformar la energía eléctrica suministrada por la batería a energía mecánica, que permite el vencimiento de las fuerzas de fricción e inercia del motor de

combustión interna; la segunda parte importante es el relé, el cual se encarga de conectar y desconectar la energía eléctrica de alto amperaje de la batería, y regular el tiempo de conexión ya que por el efecto Joule se produce un calentamiento excesivo, además, posee la función de conexión con el cigüeñal a través de un piñón bendix de pocos dientes. Los motores de arranque de motocicletas presentan al relé con la función de conexión y desconexión eléctrica simplemente.

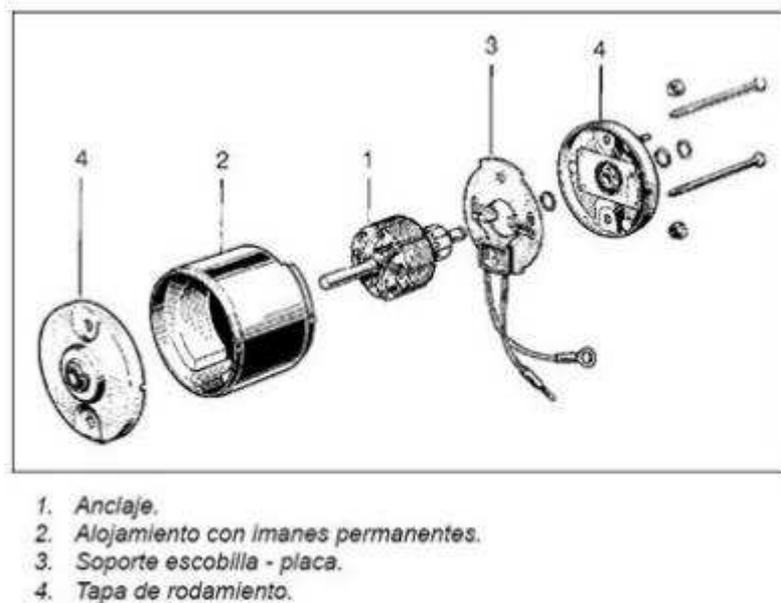
La proyección radica en utilizar las características principales del motor de arranque, además de su bajo costo y peso, para introducirlo en el campo del almacenador cinético. Tomando en cuenta algunos factores como: calentamiento, vida útil, eficiencia y lo más importante: que desempeñe el papel de un motor/generador de uso estándar.

Figura 2.37 Motor de arranque de automóvil



Fuente: <http://automotoresurbo.blogspot.com/2012/08/el-motor-de-arranque-en-el-vehiculo-es.html>. Acceso: Enero 2013

Figura 2.38 Motor de arranque de motocicleta



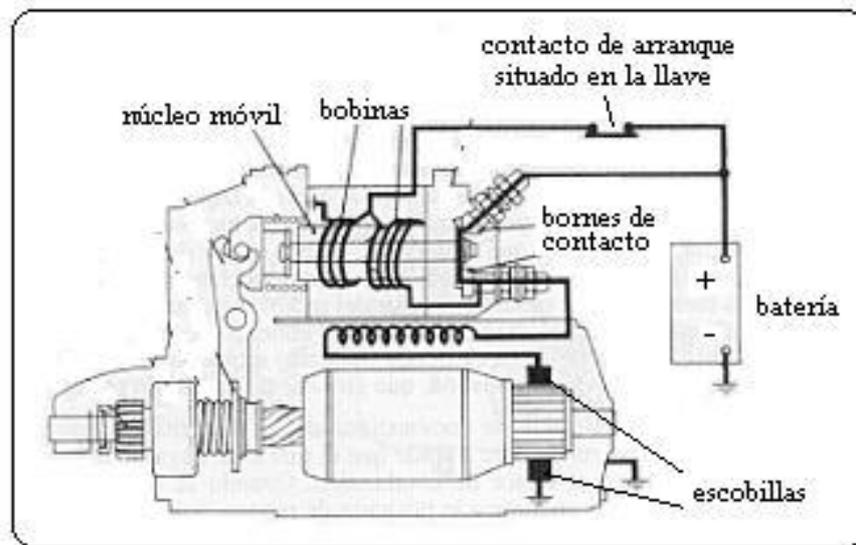
Fuente: <http://automotoresturbo.blogspot.com/2012/08/el-motor-de-arranque-en-el-vehiculo-es.html> Acceso: Enero/2013

2.5.6.4 Esquema eléctrico

Los motores de arranque tienen un funcionamiento simple, debido a que la interacción durante la puesta en marcha es corta.

El principio básico de encendido de los motores eléctricos, parte del suministro de la corriente (batería), conexión y desconexión (Llave de contacto, pulsador de arranque y relé), inducción de bobinado secundario (estator), reacción del bobinado primario (rotor).

Figura 2.39 Esquema eléctrico de un motor de arranque.



Fuente: <http://automotoresurbo.blogspot.com/2012/08/el-motor-de-arranque-en-el-vehiculo-es.html>. Acceso: Enero 2013

El funcionamiento para los motores de arranque de las motocicletas, o los que no poseen solenoide, es mucho más sencillo. La corriente, al no pasar por un solenoide, pierde menos energía, y se tiene control sobre la conexión y desconexión de la misma, por tanto posee menos riesgos de sobrecalentamiento y desgaste de las escobillas.

2.5.6.5 Mantenimiento

Para el mantenimiento de los motores eléctricos, se basa en el análisis de las principales causas de deterioro, de las cuales se menciona: la fricción, sobrecalentamiento, vibraciones, etc.

El mantenimiento preventivo asegura un correcto funcionamiento del motor de arranque permitiendo así alargar su vida útil y el deterioro excesivo. Este mantenimiento determina la vida útil de cada elemento constitutivo de un motor eléctrico e indica el tiempo de cambio, inspección visual y eléctrica (multímetro), para así garantizar la máxima vida útil.

2.5.7 EL RECIPIENTE DE PROTECCIÓN

Una de las principales desventajas de todo objeto que se mueva a grandes velocidades es la resistencia del viento o aire, este ha sido un aspecto representativo en máquinas eficientes, es por ello el estudio de la aerodinámica y sus beneficios.

2.5.7.1 Descripción

Los volantes de inercia al girar a altas revoluciones por minuto, están expuestos a una fricción con el aire, es por ello que la mayoría de diseñadores se enfocan en la cámara que va a contener a estos almacenadores cinéticos. Además esta carcasa, protege de golpes e introducción de objetos, que pueden causar una enorme destrucción tanto al acumulador cinético como al entorno que lo rodea.

2.5.7.2 Campo de aplicación

En la industria aeroespacial, el vacío absoluto de recipientes de protección de equipos es muy frecuente, ya que la mayoría de los elementos deben poseer una larga vida útil y conservar sus propiedades mecánicas, eléctricas, magnéticas, etc.

Para instalaciones donde se tenga la mayor cantidad de personal circulando cerca de estos dispositivos, es necesario reforzar los recipientes de protección al máximo, es por ello que se acostumbra ubicar estos dispositivos en sitios alejados del personal y máquinas de combustión.

Para casos en que el dispositivo sea móvil (transportable), ya que estos poseen un peso mínimo y para compensar la pérdida de masa, aumentan las revoluciones, en estos casos se debe poseer factores de seguridad elevados y disminuir la capacidad de almacenamiento de energía, con el fin de disminuir riesgos.

CAPÍTULO III

3 FACTIBILIDAD

3.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS SELECCIONADAS

3.1.1 PRIMERA ALTERNATIVA

La primera alternativa está constituida por el sistema híbrido localizado en el interior de la rueda posterior, el sistema consta de dos volantes de inercia, un motor eléctrico, batería y la transmisión, todo el sistema se encuentra en forma compacta dentro de la rueda posterior de la bicicleta.

El motor eléctrico se encuentra anclado al eje posterior de la rueda trasera cuya principal característica es ser estático. El motor eléctrico tiene como finalidad la rotación de su carcasa (estator).

Los volantes de inercia se encuentran sujetos a la carcasa del motor eléctrico, y giran conjuntamente con la carcasa que en este caso sería el rotor.

El sistema de transmisión tiene como finalidad transmitir el movimiento de los volantes de inercia hacia un eje hueco, que permite la salida del movimiento rotacional de la rueda a un embrague, el cual transfiere toda la energía rotacional a la cadena de la bicicleta.

También, el sistema híbrido consta de una realimentación de energía mecánica y eléctrica, funciona así cuando la bicicleta se encuentra descendiendo una pendiente inclinada: dos sistemas se activan, el primer sistema es mecánico, el cual se activa al girar más rápido la rueda que el volante de inercia, la energía se transmite al volante, el segundo sistema es eléctrico, un servomotor conecta al sistema de alimentación de energía eléctrica al disco de frenos de la bicicleta,

cuando se encuentra en las mismas condiciones, el cual se encarga de cargar la batería.

El ciclista no opera el sistema de realimentación, este se realiza automáticamente con el funcionamiento de la bicicleta.

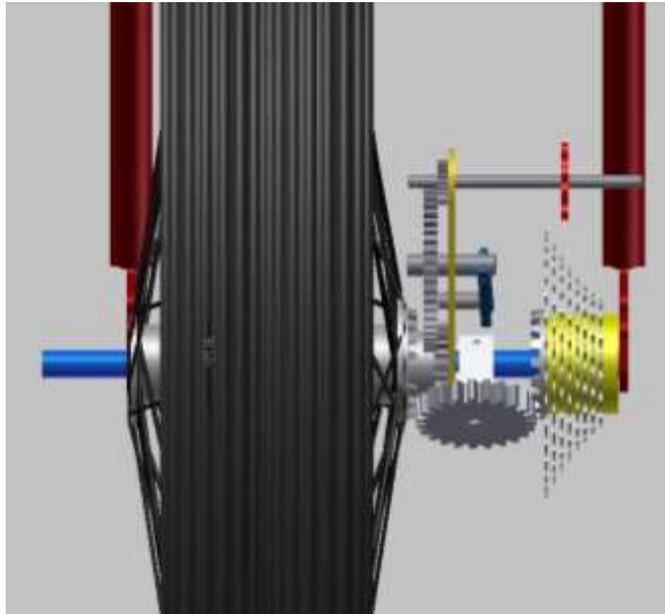
Además, el servomotor se activa de forma manual cuando los frenos de la bicicleta son activados, por tanto tenemos optimización de energía al frenar.

Figura 3.1 Vista lateral izquierda de la bicicleta híbrida.



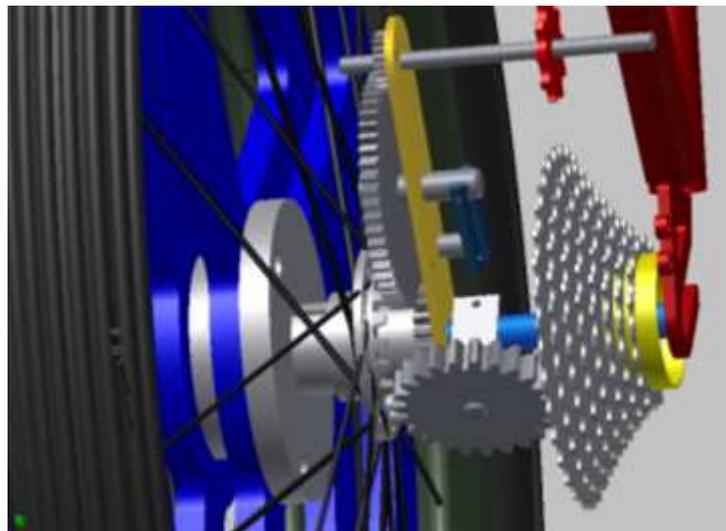
Fuente: Propia, Alternativa 1

Figura 3.2 Vista superior de la transmisión por engranes.



Fuente: Propia, Alternativa 1

Figura 3.3 Vista lateral de la transmisión por engranes de la rueda trasera al piñón de cambios de velocidad.



Fuente: Propia, Alternativa 1

3.1.1.1 Ventajas

- La alternativa mencionada tiene como finalidad mostrar los siguientes aspectos: uso eficiente de energía, seguridad al contacto con el sistema, compactación de todo el sistema, disminución de peso, factor estético.
- Al localizar el sistema dentro de la rueda nos evitamos la protección del sistema híbrido, ya que este siempre está en movimiento.
- La compactación del sistema hace que un factor importantísimo en la construcción de bicicletas como es el peso, amerite que los elementos mecánicos que conforman el sistema sean lo más pequeños posible.
- El poseer dos sistemas de realimentación automáticos y uno manual para el uso eficiente de la energía que el ciclista obtiene a lo largo de su trayectoria, el desgaste físico es mucho menor.
- La transmisión directa del acumulador a la rueda elimina el peso del sistema de relación de transmisión adicional, esto permite que el sistema normal de relación de transmisión (catalina-piñón) no se vea afectado.
- El motor eléctrico al ser montado en el interior de la llanta permite obtener mejor transferencia de energía y evitar, la utilización de elementos adicionales.

3.1.1.2 Desventajas

- El hecho de que sea compacto se va a ver afectado en la medida en que si sufre algún desperfecto se debe desensamblar todo el sistema.
- Los volantes de inercia se van a ver afectados por la introducción del motor eléctrico en su centro, por tanto tendrá menor capacidad de almacenar energía en función de la distribución de masa.
- La potencia transmitida a las cadenas normales de bicicletas va a ser limitada.
- Las vibraciones excesivas causadas por los volantes de inercia van a afectar directamente al motor eléctrico.
- La transformación del motor eléctrico, es decir, el rotor en estator y el estator en rotor, traería complicaciones.

3.1.2 SEGUNDA ALTERNATIVA

En la segunda alternativa el sistema híbrido está localizado en el interior de la rueda trasera de la bicicleta, es decir el mismo sistema de volante de la primera alternativa, la diferencia radica en que el motor eléctrico se encuentra en la parte exterior de la rueda, es decir, es un elemento externo a la rotación de la rueda y al sistema de acumulación de energía cinética, el cual se encuentra sujeto al cuadro de la bicicleta.

Los volantes de inercia se encuentran sujetos a un eje de soporte hueco sostenido por rodamientos, los mismos que están sujetos al eje de la rueda posterior de la bicicleta. Este eje de soporte hueco se extiende fuera de la rueda posterior hasta la conexión con el motor eléctrico.

El motor eléctrico está montado en el cuadro de la bicicleta, sin sufrir modificación alguna, el cual se conecta directamente al eje de soporte hueco de los volantes de inercia.

El sistema de transmisión radica en una conexión directa del eje de soporte hueco de los volantes de inercia a la cadena de la bicicleta.

Posee un sistema de realimentación de energía mecánico y eléctrico, el sistema mecánico funciona cuando la rueda de la bicicleta gira más rápidamente que los volantes y estos le proveen de energía rotacional, la parte eléctrica posee dos subsistemas los cuales funcionan de la siguiente forma: el primero al localizarse en una pendiente, el sistema automáticamente enciende el servomotor que conecta al alternador a la rueda en rotación cargando la batería y, el segundo, enciende el servomotor que conecta al alternador cuando el ciclista utiliza los frenos.

3.1.2.1 Ventajas

- Presenta facilidad de mantenimiento o reparación, debido a que el motor eléctrico se encuentra fuera del sistema de rotación.
- Permite que los volantes de inercia se encuentren mejor distribuidos, debido a que poseemos mayor espacio dentro de la rueda posterior.
- La vibración del sistema de almacenamiento de energía no afectaría al motor eléctrico ya que está fuera del conjunto.
- El costo de fabricación es menor, debido a no ser requerida una modificación interna, ni externa al motor eléctrico.

3.1.2.2 Desventajas

- La principal desventaja radica en la pérdida de potencia, debido al sistema que transmite del motor eléctrico hacia el sistema de almacenamiento de energía, en ello los esfuerzos de torsión serían enormes para el eje de soporte hueco de los volantes, ya que la inercia de los volantes es muy elevada.
- La masa del motor eléctrico no se aprovecharía para el sistema de acumulación de energía, esto se debe a que sólo es un elemento externo que aporta su energía.

3.1.3 TERCERA ALTERNATIVA

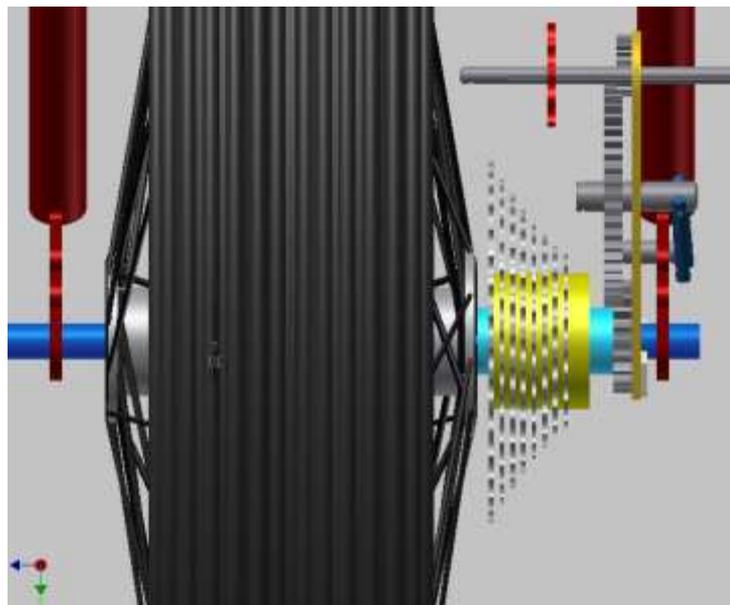
En esta alternativa se utiliza una conexión directa del sistema de almacenamiento de energía que se encuentra en el interior de la rueda posterior de la bicicleta con la rueda posterior, simplemente existe un embrague que hace la conexión y desconexión del volante con la rueda posterior.

Figura 3.4 Vista lateral de la bicicleta híbrida.



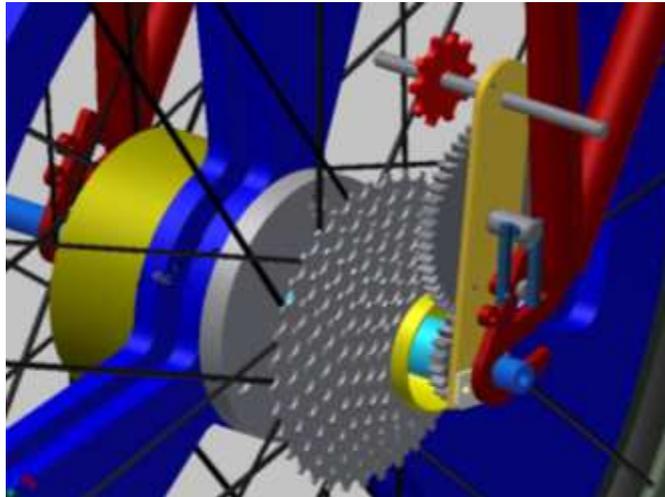
Fuente: Propia, Alternativa 3

Figura 3.5 Vista superior del sistema de transmisión directo.



Fuente: Propia, Alternativa 3

Figura 3.6 Vista lateral del sistema de transmisión directo.



Fuente: Propia, Alternativa 3

Contaríamos con el motor eléctrico montado sobre el eje fijo de la rueda posterior, donde la carcasa o estator del motor eléctrico gira conjuntamente con los volantes de inercia.

En esta alternativa también consta el sistema de realimentación de energía mecánica y eléctrica, la parte mecánica es una conexión por trinquete inverso para que, cuando la rueda gire a más revoluciones que el volante, este le proporciona energía, y el abastecimiento de energía eléctrica se lo hace a través de la conexión y desconexión de un alternador, esta se la realiza con la ayuda de un sistema electrónico, el cual permite activar el alternador cuando la bicicleta se encuentre descendiendo una pendiente en forma automática, y al mismo tiempo este sistema de conexión se activa cuando el ciclista utiliza los frenos.

3.1.3.1 Ventajas

- El peso del sistema es más liviano, debido a que el sistema de transmisión es utilizado directamente, sólo posee un embrague.

- La facilidad de operación y conexión del sistema de almacenamiento de energía hace que toda la energía sea transmitida directamente a la rueda posterior, evitando la pérdida de energía mecánica.
- Esta alternativa presenta una mayor velocidad final del sistema híbrido que las otras alternativas.

3.1.3.2 Desventajas

- Fundamentalmente el impacto cuando sufra una conexión del sistema con la rueda posterior en condiciones iniciales de cero, sería muy grande, es decir, la rueda posterior ya debe poseer una velocidad adecuada para que el sistema no sufra un cambio brusco y pierda toda la energía almacenada.
- No se puede administrar la energía del sistema debido a que tenemos en nuestro medio superficies irregulares, por tal motivo en una pendiente es casi imposible lograr que el sistema no se descargue completamente.
- Al conducir por las calles y avenidas se necesita de velocidades variables, es decir, el tránsito en cualquier parte del mundo no posee una sola velocidad de circulación, es por ello que una velocidad específica es en gran parte una desventaja para un sistema de transporte variable.

3.1.4 CUARTA ALTERNATIVA

La bicicleta híbrida posee dos ruedas localizadas en la parte trasera, lo cual le hace un triciclo, o bicicleta híbrida de tres ruedas. El acumulador energético se sitúa en medio de las dos ruedas. El acumulador cinético está compuesto por un sistema de volante de inercia, sujeto al cilindro rotor por prisioneros. El cilindro rotor se fija al eje central mediante dos tapas laterales con rodamiento interno cada una, en el interior del cilindro rotor se encuentra adherido superficialmente el estator de un motor de arranque de una motocicleta. En la parte robusta del eje central fijo, o centro axial del cilindro rotor se encuentra el estator o rotor de un motor de arranque previamente bobinado en el eje central. La conexión eléctrica sale por el cilindro rotor a través de cables eléctricos, hacia un anillo de bronce de pequeño espesor aislado completamente, e ubicado en el perímetro exterior del cilindro rotor. Este anillo transmitirá la energía eléctrica al motor de arranque a

través de escobillas sujetas al cuadro de la bicicleta. Cada tapa lateral del cilindro rotor posee un eje roscado que alberga a un trinquete o piñón de bicicleta. Este piñón está conectado al buje de la rueda, tiene la función de alimentar al volante de inercia cuando la velocidad de la rueda sea mayor que la del acumulador cinético. A esta rueda se la denomina rueda regenerativa. Al otro lado del cilindro rotor tenemos otro piñón, que transmite por medio de una cadena, la rotación al sistema de transmisión, el cual transmite por medio de un matrimonio a la cadena motriz. Esta cadena conecta la catalina (pedaleo del ciclista), al engrane de la transmisión y al mismo tiempo al piñón de cambios de la rueda motriz, a esta la llamaremos motriz porque toda la energía cinética del sistema se transmite a esta para mover la bicicleta.

Figura 3.7 Vista lateral derecha de la bicicleta de tres ruedas (Trike Híbrido).



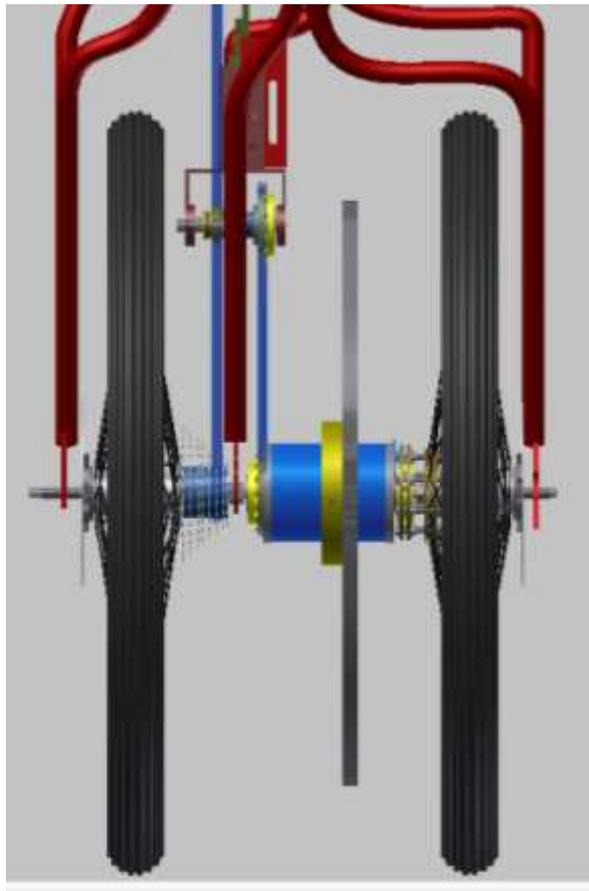
Fuente: Propia, Alternativa 4

Figura 3.8 Vista lateral del sistema regenerativo.



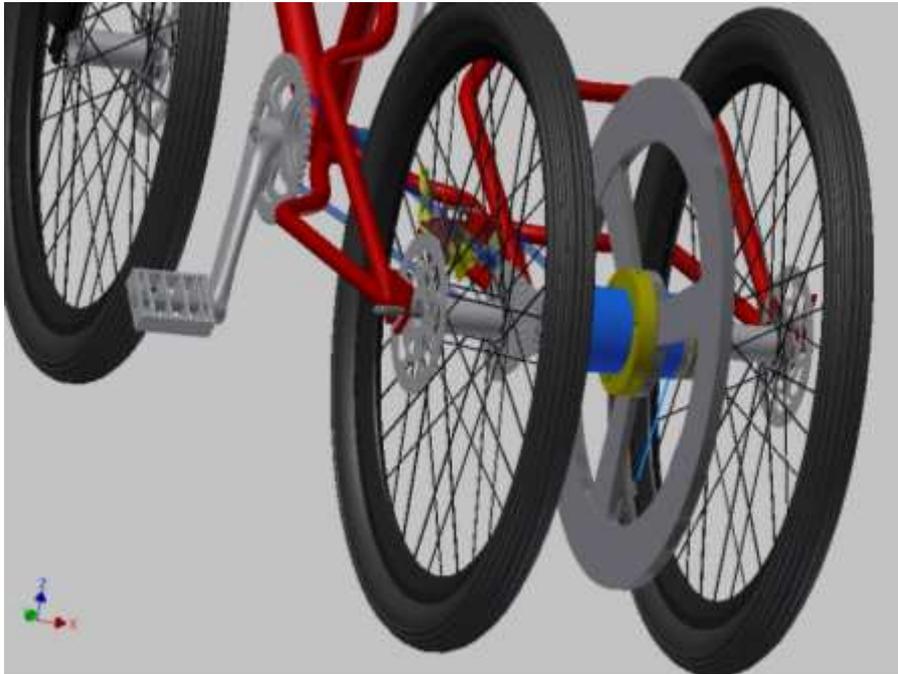
Fuente: Propia, Alternativa 4

Figura 3.9 Vista superior del acumulador cinético (flywheels).



Fuente: Propia, Alternativa 4

Figura 3.10 Vista lateral izquierda del acumulador cinético.



Fuente: Propia, Alternativa 4

Posee una batería pequeña de motocicleta, un circuito eléctrico, una escobilla móvil de contacto superficial y un sistema electrónico de control de revoluciones para mantener la energía cinética constante.

3.1.4.1 Ventajas

- El diseño de este sistema evita la mayor cantidad de inconvenientes en la fabricación, accesibilidad y montaje de la bicicleta híbrida.
- Se emplea el mínimo de elementos mecánicos fabricados, y la mayor cantidad de elementos prefabricados, permitiendo así la facilidad de producción en un corto plazo.
- La utilización de elementos prefabricados promueven el desarrollo, optimización y vida útil del producto variando solamente la calidad de los elementos prefabricados.

- El sistema de conexión mediante anillo de cobre y escobilla externa, ayuda a ser más compacta la fusión del motor eléctrico con el acumulador cinético.

3.1.4.2 Desventajas

- Acumulación excesiva de peso en la parte posterior de la bicicleta, hace difícil su maniobrabilidad a una velocidad alta.
- Esfuerzos excesivos en la cadena de transmisión motriz, ya que debe transmitir la energía del ciclista y del acumulador cinético.
- El sistema de cambios del piñón trasero mueve a la cadena que se encuentra en contacto con el piñón del matrimonio hacia posiciones inadecuadas, es decir, los tres puntos de contacto deben mantenerse alineados para que no exista torsión en la cadena.
- Se debe fabricar un cuadro de bicicleta con tres soportes en la parte posterior para sostener el acumulador cinético, la complejidad de fabricación del cuadro acarrea un aumento de tiempo de fabricación y costo.

3.1.5 QUINTA ALTERNATIVA

Posee el mismo sistema de funcionamiento y diseño de la cuarta alternativa. La variación se da por la ubicación del sistema de acumulación cinética en la parte delantera de la bicicleta, es decir, posee dos ruedas delanteras direccionadas por el manubrio de la bicicleta y una rueda trasera.

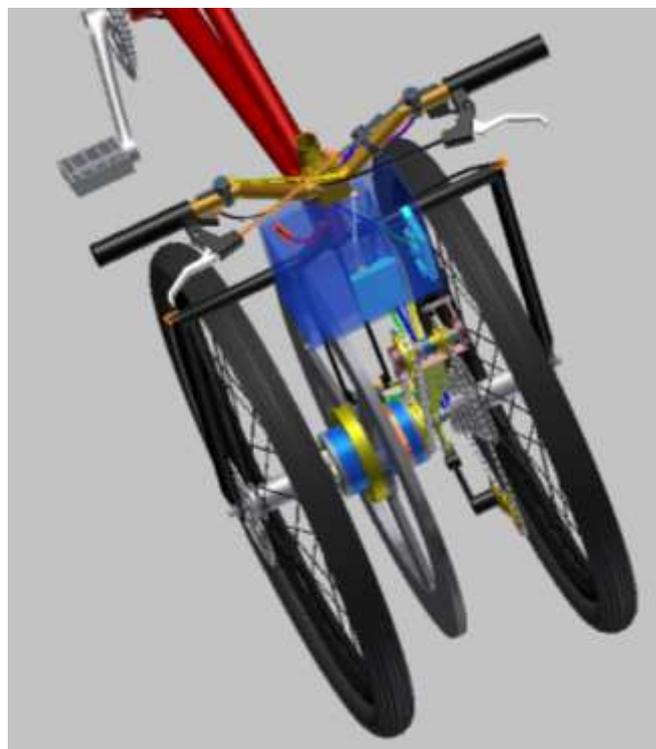
La conexión de la energía del sistema se da en forma independiente del ciclista, es decir tenemos una bicicleta híbrida de tracción delantera y tracción trasera. La tracción delantera se cierra en el matrimonio, es decir que la energía que sale del sistema híbrido pasa a través del matrimonio al piñón de marchas, que a su vez le da las revoluciones necesarias a la rueda motriz delantera. La transmisión en la rueda trasera está compuesta del mismo sistema pedal-catalina por medio de cadena hacia el piñón-rueda, obteniendo tracción trasera.

Figura 3.11 Vista lateral de la bicicleta híbrida



Fuente: Propia, Alternativa 5

Figura 3.12 Vista superior de la bicicleta híbrida.



Fuente: Propia, Alternativa 5

3.1.5.1 Ventajas

- Al estar el peso en la parte delantera se posee más maniobrabilidad a altas velocidades, por ende, esta alternativa nos permite introducir el producto al sistema de transporte urbano actual.
- La eliminación de la fuerza del ciclista para la impulsión delantera produce la disminución de la concentración de esfuerzos para todos los elementos del acumulador cinético.
- La rueda regenerativa siempre va a tener la posibilidad de conectar la energía del ciclista en el pedaleo, con el acumulador cinético.
- La facilidad de producción de este sistema es enorme ya que solo se le hace modificaciones a la horquilla o trinche, para soportar al acumulador cinético, y así no desechar la parte posterior de la bicicleta.

3.1.5.2 Desventajas

- La presencia del acumulador en la parte delantera presenta una oposición a cambiar de dirección, es por ello que se necesita un par o fuerza en los extremos del manubrio mientras más rápido gire nuestro acumulador.
- La independencia parcial del ciclista con el acumulador cinético o flywheels hace que se pierda en cierto punto la esencia de una bicicleta, la cual radica en la entrega de energía por parte del ciclista.
- La transmisión directa en la parte delantera, pierde parcialmente la relación de transmisión, ya que posee de siete a ocho marchas en la parte delantera por ausencia de la catalina.
- En la horquilla o trinche, la mayoría de bicicletas poseen amortiguador, en los diseños no se presenta esta opción por facilidad de producción.

3.2 ESTUDIO DE EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

La selección de alternativas está asociada al diseño concurrente describiéndose como una ciencia pluridisciplinaria como lo manifiesta Riba C. [23]. El diseño concurrente tiene como objetivo fundamental dar un servicio o producto que

complazca satisfactoriamente las necesidades del usuario, entorno. El cual posee dos orientaciones primordiales:

a) *Ingeniería concurrente orientada al producto* (fabricación, costes, inversión, calidad, comercialización, apariencia)

b) *Ingeniería concurrente orientada al entorno* (ergonomía, seguridad, medioambiente, fin de vida)

3.2.1 INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL PRODUCTO

La ingeniería concurrente orientada al producto trata de obtener los aspectos positivos que hagan crecer al producto en los siguientes aspectos:

- Diseño para la función
- Diseño para la fabricación
- Diseño para la calidad
- Comercialización y Marketing

3.2.2 INGENIERÍA CONCURRENTE ORIENTADA AL ENTORNO

La ingeniería concurrente aplicada al entorno permite una visión real de las incidencias o efectos que debe soportar el usuario por el uso del producto. Este analiza: el entorno productivo (fabricación, montaje, calidad, transporte), el entorno de utilización (funciones, prestaciones, fiabilidad, mantenimiento), y, el más importante desde un enfoque altruista, el entorno social (ergonomía, seguridad, impactos ambientales y fin de vida). Permitted desarrollar sin dificultades y con una gran certeza que no causará desconformes al entorno en su totalidad.

3.2.3 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

3.2.3.1 Peso

A la hora de diseñar una bicicleta el primer parámetro indispensable es el peso, debido a que la fuerza impulsora en un ser humano es limitada. Muchas veces las dimensiones y la masa son factores que hay que tomar en cuenta cuando se trata de vehículos de transporte liviano, debido a que aumentan el costo de adquisición, funcionamiento, mantenimiento y disminuyen en gran parte la vida útil de sus elementos.

El peso ha sido evaluado tomando en cuenta la propiedad de que a menor peso mayores son los beneficios de movilidad de un vehículo, por ello, de los resultados obtenidos será óptimo el que menos peso posea.

3.2.3.2 Eficiencia Energética

Solo el escuchar eficiencia energética amerita expectativas, por los desafíos que involucra. Para un diseñador el entorno en el cual vivimos con alta demanda energética es indispensable optimizar cada recurso, ley, propiedad o principio para direccionarlo hacia el ahorro de energía. La mayor ponderación la tendrá el de mayor eficiencia.

3.2.3.3 Impactos Ambientales

Ahora ya se toma en consideración al medio ambiente, sus principales razones se dan por las limitantes que acogen a la supervivencia del ser humano, la demanda energética y la falta de recursos permite que la sociedad cree normativas y leyes para mantener el equilibrio de nuestro planeta (cero emanaciones de gases contaminantes), es por ello que la energía limpia posee una enorme acogida al momento de decidir por un producto. El uso de una bicicleta ya implica un cambio en el pensamiento del ser humano. La mayor ponderación la tendrá el que posea el menor impacto ambiental, tanto de sus elementos fabricados y prefabricados, como de su funcionamiento a largo plazo.

3.2.3.4 Seguridad y Ergonomía

La seguridad implica la garantía de prevención de que no ocurra ningún accidente personal o material. En el diseño de un producto es indispensable utilizar un factor de seguridad como mínimo de 2, y así garantizar el desempeño del producto en un rango establecido de tiempo.

La ergonomía implica la relación del ser humano con la máquina, es decir, se basa en técnicas y estudios que permiten que esta relación posea alta confiabilidad de operación, funcionalidad y confort.

3.2.3.5 Tecnologías de fabricación

Es la capacidad que posee un entorno, área, región o simplemente un país determinado para la elaboración de un dispositivo con cierto grado de complejidad en función de estudios tecnológicos, nivel de industrialización, capacitación técnica, recursos naturales y humanos. En países en vías de desarrollo como lo es Ecuador, no se posee algunos aspectos importantes que permitan la elaboración de dispositivos complejos y de avance tecnológico a gran escala, pero tenemos los recursos humanos que permiten hacer de lo imposible, algo posible.

3.2.3.6 Mantenimiento

Es la relación que existe entre el hombre y la máquina, la cual garantiza la confiabilidad del producto y del diseñador. Esta relación implica ganancias, ya que al hacer un mantenimiento alargas la vida útil, previenes accidentes y evitas hacer gastos innecesarios por la compra de repuestos. La necesidad de establecer el nivel de mantenimiento que requiere cada alternativa, es indispensable a la hora de recuperar la inversión a mediano o largo plazo. La mayor ponderación la tendrá el que menos mantenimiento necesite.

3.2.3.7 Adaptabilidad y Montaje

Se fusionan los dos conceptos al momento de diseñar un dispositivo que va a tener distintos elementos mecánicos y eléctricos (fabricados y prefabricados) montados en el dispositivo con la facilidad de ser adaptados, para así, obtener un modelo capaz de cumplir las expectativas y dejar satisfecho al usuario.

3.2.3.8 Precio Moderado

El coste en mundo globalizado, implica el grado de competitividad que puedes alcanzar si presentas una alternativa de calidad, eficiente y económica. La mayor parte de diseñadores piensan que el coste es una limitante, y no es así, la fabricación en serie (China, países orientales) lo ha demostrado. Entonces, la alternativa que cumpla con este parámetro determina la facilidad con la que entre al mercado, sea más atractiva y esté al alcance de cualquier persona. Y el objetivo es ese, lograr que la mayor parte de las personas utilicen sistemas eficientes energéticamente, a bajo costo. Se sabe que la energía limpia ahora toma un valor adicional a la hora de elegir.

Si se desea más calidad en el producto final, se debe aumentar la cantidad de recursos.

La mayor ponderación la tendrá el que tenga el menor costo total.

3.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

3.3.1 CODIFICACIÓN

- A. Primera Alternativa
- B. Segunda Alternativa
- C. Tercera Alternativa
- D. Cuarta Alternativa
- E. Quinta Alternativa

3.3.2 FACTORES DE SELECCIÓN

- I. Peso
- II. Eficiencia Energética
- III. Impactos Ambientales
- IV. Seguridad y Ergonomía
- V. Tecnologías de fabricación
- VI. Mantenimiento
- VII. Adaptabilidad y Montaje
- VIII. Precio Moderado

3.3.3 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS

3.3.3.1 Evaluación del peso específico de cada criterio

peso > eficiencia energética > tecnología de fabricación > adaptabilidad y montaje > precio > impactos ambientales > seguridad y ergonomía = mantenimiento

Criterio	Peso	Eficiencia Energética	Tecnología de Fabricación	Precio	Adaptabilidad y Montaje	Seguridad y Ergonomía	Mantenimiento	Impactos Ambientales	$\Sigma+I$	Ponderado
Peso		1	1	1	1	1	1	1	8	0,21
Eficiencia Energética	0		1	1	1	1	1	1	7	0,18
Tecnología de Fabricación	0	0		0,5	0,5	1	1	1	5	0,13
Precio	0	0	0,5		0	1	1	1	4,5	0,12
Adaptabilidad y Montaje	0	0	0,5	1		1	1	1	5,5	0,14
Seguridad y Ergonomía	0	0	0	0	0		1	0	2	0,05
Mantenimiento	1	0	0	0	0	0		0	2	0,05
Impactos Ambientales	1	0	0	0	0	1	1		4	0,11
								<i>suma</i>	38	1,00

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio:

3.3.3.2 Evaluación del peso específico del criterio Peso

Alternativa C > Alternativa A = Alternativa D = Alternativa E > Alternativa B

Peso	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		1	0	0	1	3	0,20
Alternativa B	0		0	0	1	2	0,13
Alternativa C	1	1		1	0	4	0,27
Alternativa D	1	1	0		0	3	0,20
Alternativa E	0	0	1	1		3	0,20
					suma	15	1

3.3.3.3 Evaluación del peso específico del criterio Eficiencia Energética

Alternativa E > Alternativa A > Alternativa D > Alternativa C > Alternativa B

Eficiencia Energética	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		1	1	1	0	4	0,27
Alternativa B	0		0	0	0	1	0,07
Alternativa C	0	1		0	0	2	0,13
Alternativa D	0	1	1		0	3	0,20
Alternativa E	1	1	1	1		5	0,33
					suma	15	1

3.3.3.4 Evaluación del peso específico del criterio Tecnologías de Fabricación

Alternativa E > Alternativa D > Alternativa C > Alternativa B = Alternativa A

Tecnología de Fabricación	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		0,5	0,5	0	0	2	0,13
Alternativa B	0,5		0,5	0	0	2	0,13
Alternativa C	0,5	0,5		0,5	0	2,5	0,17
Alternativa D	1	1	0,5		0	3,5	0,23
Alternativa E	1	1	1	1		5	0,33

<i>suma</i>	15	1
-------------	----	---

3.3.3.5 Evaluación del peso específico del criterio Adaptabilidad y Montaje

Alternativa E > Alternativa D > Alternativa C > Alternativa B > Alternativa A

<i>Adaptabilidad y Montaje</i>	<i>Alter. A</i>	<i>Alter. B</i>	<i>Alter. C</i>	<i>Alter. D</i>	<i>Alter. E</i>	$\Sigma+I$	<i>Ponderado</i>
<i>Alternativa A</i>		0,5	0	0	0	1,5	0,10
<i>Alternativa B</i>	0,5		0,5	0	0	2	0,13
<i>Alternativa C</i>	1	0,5		0	0	2,5	0,17
<i>Alternativa D</i>	1	1	1		0	4	0,27
<i>Alternativa E</i>	1	1	1	1		5	0,33
					<i>suma</i>	15	1

3.3.3.6 Evaluación del peso específico del criterio Precio

Alternativa E > Alternativa D = Alternativa C > Alternativa B > Alternativa A

<i>Precio</i>	<i>Alter. A</i>	<i>Alter. B</i>	<i>Alter. C</i>	<i>Alter. D</i>	<i>Alter. E</i>	$\Sigma+I$	<i>Ponderado</i>
<i>Alternativa A</i>		0	0	0	0	1	0,07
<i>Alternativa B</i>	1		0	0	0	2	0,13
<i>Alternativa C</i>	1	1		0,5	0	3,5	0,23
<i>Alternativa D</i>	1	1	0,5		0	3,5	0,23
<i>Alternativa E</i>	1	1	1	1		5	0,33
					<i>suma</i>	15	1

3.3.3.7 Evaluación del peso específico del criterio Impactos Ambientales

Alternativa E > Alternativa D > Alternativa C > Alternativa A > Alternativa B

Impactos Ambientales	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+I$	Ponderado
Alternativa A		1	0	0	0	2	0,13
Alternativa B	0		0	0	0	1	0,07
Alternativa C	1	1		0,5	0	3,5	0,23
Alternativa D	1	1	0,5		0,5	4	0,27
Alternativa E	1	1	1	0,5		4,5	0,30
					suma	15	1

3.3.3.8 Evaluación del peso específico del criterio Seguridad y Ergonomía

Alternativa A > Alternativa E > Alternativa D = Alternativa C > Alternativa B

Seguridad y Ergonomía	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+I$	Ponderado
Alternativa A		1	1	1	1	5	0,33
Alternativa B	0		0,5	0	0	1,5	0,10
Alternativa C	0	0,5		1	0	2,5	0,17
Alternativa D	0	1	0		0,5	2,5	0,17
Alternativa E	0	1	1	0,5		3,5	0,23
					suma	15	1

3.3.3.9 Evaluación del peso específico del criterio Mantenimiento

Alternativa D > Alternativa E > Alternativa C > Alternativa B > Alternativa A

Mantenimiento	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	Alter. E	$\Sigma+I$	Ponderado
Alternativa A		0,5	0	0	0	1,5	0,10
Alternativa B	0,5		0,5	0	0	2	0,13
Alternativa C	1	0,5		0	0	2,5	0,17
Alternativa D	1	1	1		1	5	0,33
Alternativa E	1	1	1	0		4	0,27
					suma	15	1

3.3.3.10 Tabla de conclusiones

Alternativa E > Alternativa C > Alternativa B > Alternativa D > Alternativa A										
Criterios	Peso	Eficiencia Energética	Tecnología de Fabricación	Precio	Adaptabilidad y Montaje	Seguridad y Ergonomía	Mantenimiento	Impactos Ambientales	Σ	Ponderado
Alternativa A	0,0421	0,0491	0,0175	0,0079	0,01447	0,0175	0,0053	0,0140	0,1680	2
Alternativa B	0,0281	0,0123	0,0175	0,0158	0,01930	0,0053	0,0070	0,0070	0,1123	1
Alternativa C	0,0561	0,0246	0,0219	0,0276	0,02412	0,0088	0,0088	0,0246	0,1965	3
Alternativa D	0,0421	0,0368	0,0307	0,0276	0,03860	0,0088	0,0175	0,0281	0,2303	4
Alternativa E	0,0421	0,0614	0,0439	0,0395	0,04825	0,0123	0,0140	0,0316	0,2930	5

De acuerdo a la tabla de conclusiones, la alternativa E cumple con todas las características y/o restricciones de una bicicleta híbrida, seguida de la opción D, luego tenemos C y A muy similares, y muy alejada tenemos la B.

Por tanto el diseño se enfocará en la alternativa E. Este diseño se basa en la optimización de cada característica enfocada a la producción en serie, tomando como zona de fabricación el Ecuador, es por ello, que se aumentó el número de alternativas para que entre el Ecuador como proveedor autónomo. Si lo pueden realizar en nuestro país, también lo harán en cualquier parte del mundo.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE LA BICICLETA HÍBRIDA

INTRODUCCIÓN

Los resultados obtenidos en el capítulo tres, permiten enfocar las características y limitaciones hacia un grado de óptimo desempeño en el diseño de un dispositivo energético y tecnológico, que proteja al medio ambiente.

Para obtener un diseño óptimo en todos los campos, y más aún en temas avanzados como los acumuladores cinéticos, con la tecnología de fabricación y el alcance del factor humano, se permite en este proyecto realizar ingeniería inversa.

La ingeniería inversa parte de utilizar algunos elementos indispensables como base para diseñar elementos adicionales que permitan fusionar todas las características y propiedades necesarias para que el nuevo dispositivo funcione adecuadamente. Es decir, la geometría, la función y/o las dimensiones se encuentran definidas, lo único que debe hacer el diseñador es crear un sistema que abarque a todos los elementos mecánicos, térmicos, eléctricos, electrónicos, magnéticos, etc. Y permitir su desempeño sincronizado para cumplir su objetivo.

El tiempo de desarrollo en la ingeniería inversa es mucho más complejo que en la normal, ya que en la inversa debes conocer todos los campos relacionados con tu plan y de ahí seleccionar los elementos indispensables, económicos, funcionales, eficientes, de larga duración, y sobre todo que tengan alta adaptabilidad para desempeñar un trabajo en conjunto. En la ingeniería inversa realmente se puede palpar el nivel de globalización industrial en el que vivimos.

Las aplicaciones del diseño mecánico para este proyecto serán enfocadas en: el análisis de cargas estáticas y dinámicas, la determinación de las características

técnicas de los elementos manufacturados para ser fusionados con el sistema híbrido, y lo más importante, la garantía de funcionalidad y seguridad de operación del sistema, utilizando las variables de diseño requeridas en el campo de la Ingeniería Mecánica.

4.1 DIMENSIONAMIENTO DE CARGAS ACTUANTES

4.1.1 Clasificación y determinación de las cargas estáticas presentes en la bicicleta híbrida

Para clasificar las cargas estáticas es indispensable tener el conocimiento necesario de funcionalidad, distribución, y peso de todos sus elementos y/o componentes. El peso para los elementos fabricados tiene un valor preciso, para los elementos prefabricados posee un valor estándar (marca, calidad, precio, material, funcionamiento); mientras que para determinar el peso de un ciclista se realiza una relación estándar y estimada, que permita una valoración adecuada en casos ideales o extremos.

Entonces, se han caracterizado tres tipos de pesos: precisos, estándar y estimados.

A continuación, se presentan las tablas que indican los pesos categorizados de cada elemento presente en este proyecto.

Tabla 4.1 Pesos precisos de diseño de cada elemento

Pesos precisos de diseño

Cód.	Descripción/Medida	Volumen kg m ³	Densidad kg/m ³	Cantidad	Masa [kg]
A 2	Eje exterior (Rotor) Volante	0,0001961	7850	1	1,5394
A 2	Anillo Prisionero del Volante	0,0001065	7850	1	0,8363
A 1	Eje Principal	5,042E-05	7850	1	0,3958
A 2	Eje Roscado Trinquete	1,274E-05	7850	2	0,2001
A 2	Tapa del Eje exterior	5,157E-05	7850	2	0,8096
A 2	Volante de Inercia	0,0013726	7850	1	10,7746
A 2	Anillo de bronce	1,018E-05	8173	1	0,0832
A 2	Lunas de conexión	3,299E-06	7850	4	0,1036
A 3	Engrane Matrimonio	9,845E-06	7850	2	0,1546
A 3	Eje principal de la transmisión	2,921E-05	7850	1	0,2293
Suma					15,1264

Fuente: Cada elemento ha sido diseñado en Inventor 2012, el cual permite calcular el volumen, la masa, etc., eligiendo el tipo de material.

Tabla 4.2 Pesos estándar de elementos manufacturados del acumulador cinético

Cód.	Descripción/Medida	Masa unitario [kg]	Cantidad	Masa [kg]
D	Llantas completas 24". Aluminio	1,743	1	1,7425
D	Llantas completas 24". Aluminio	1,518	1	1,5175
D	Frenos de disco, Dext 160[mm]	0,153	2	0,3060
A 2	Pernos milimétricos 1/8x2"	0,056	8	0,4480
A 2	Piñón fijo	0,227	3	0,6810
A 3	Cadena piñón fijo	0,167	1	0,1670
A 3	Rodamientos transmisión, Din 12 [mm], Dext 28 [mm]	0,023	2	0,0460
D	Piñón de marchas	0,690	1	0,6900
D	Cadena de marchas	0,474	1	0,4740
A 3	Tensor de cadena	0,234	1	0,2340
A 1	Rodamientos del Volante, Din 17 [mm], Dext 30 [mm]	0,026	2	0,0520
A 1	Motor eléctrico	1,567	1	1,5670
A 2	Sistema de escobillas	0,240	1	0,2400
A 1	Tuercas y arandelas	0,012	8	0,0960
A 3	Cables y acoples	0,134	1	0,1340
Suma				8,3950

Fuente: Catálogos de bicicletas, Shimano, Dita, Motores eléctricos, Rodamientos.

Tabla 4.3 Pesos estándar de elementos manufacturados acoplados al acumulador cinético

Cód.	Descripción/Medida	Masa unitaria	Cantidad	Masa [kg]
B	Bicicleta completa, excepto horquilla y rueda delantera.	7,058	1	7,06
B	Alternador de motocicleta	1,355	1	1,36
B	Batería 12 V	2,180	1	2,18
B	Circuito regulador de potencia	0,500	1	0,50
B	Otros	1,000	1	1,00
			Suma	12,09

Fuente: Propia

Tabla 4.4 Pesos estimados máximos

Pesos estimados máximos

Cód.	Descripción/Medida	Masa unitaria	Cantidad	Masa [kg]
B	Peso de una persona	100	1	100
B	Mochila	10	1	10
B	Equipo de seguridad	3	1	3
B	Otra persona (pasajero)	70	1	70
B	Otros	1	1	1
			Suma	184

Fuente: Propia

La clasificación de los elementos constitutivos del plan, permite organizar las cargas de tal manera que posibilita su distribución en toda la estructura de la bicicleta. Con las tablas anteriores se realiza un análisis de distribución de cargas en lo referente al diseño del acumulador cinético, ubicado en la parte delantera de la bicicleta.

La tabla 4.5 muestra en el código A, la carga resultante en el interior del eje principal, situado entre las dos ruedas. El código B, indica la carga resultante fuera de los puntos de apoyo de las ruedas, transmitidas a través de la horquilla al eje principal. El código C, muestra las reacciones que la superficie de contacto

ejerce al eje principal a través de las ruedas. Y el código D, indica las cargas que son parte del sistema, pero, el punto de apoyo es la superficie de contacto o el suelo.

Tabla 4.5 Cargas estáticas resultantes

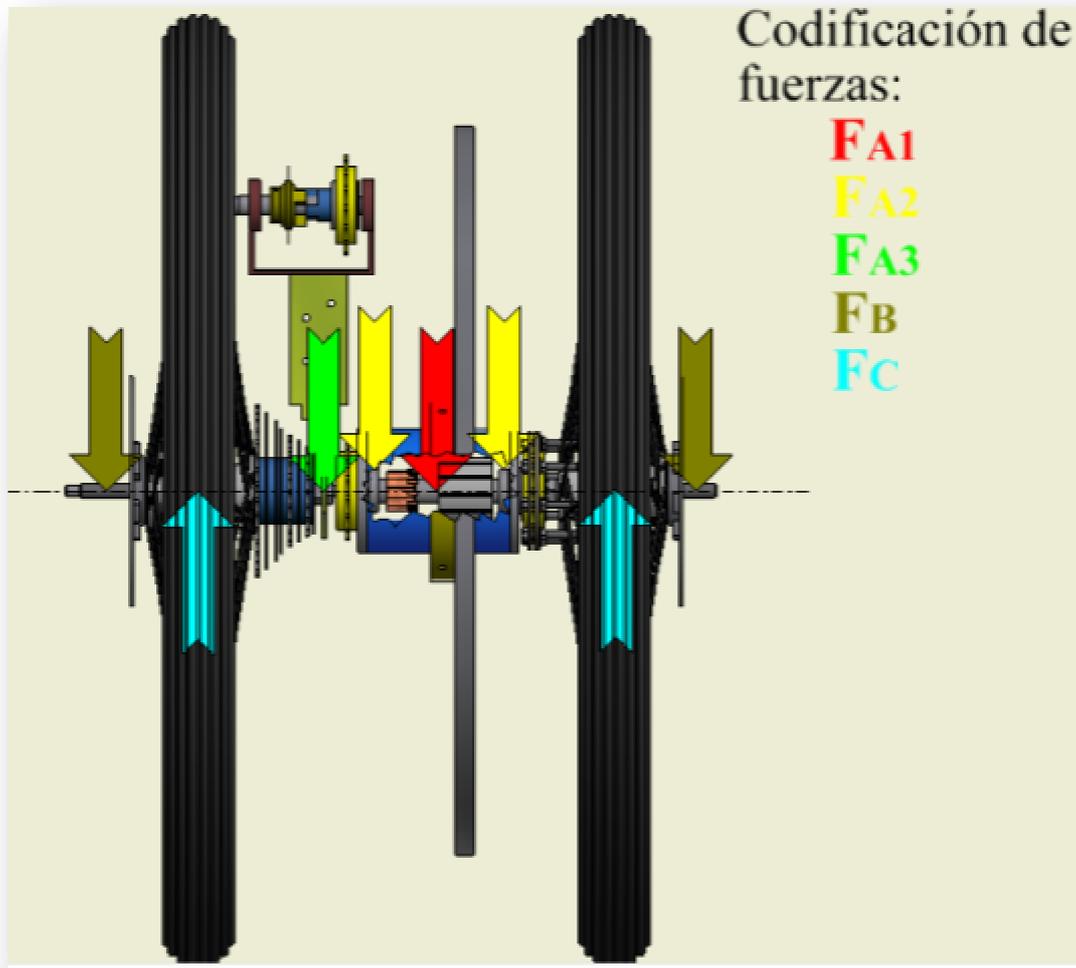
Fuerzas estáticas presentes en el eje principal

Cód.	Descripción/Medida	Masa(kg)	Fuerza (N)	Número apoyos	Fuerza Unitaria
A	Interiores	18,75	183,70	1	183,70
A1	Eje como cuerpo rígido	1,28	12,50	1	12,50
A2	Acumulador cinético	15,72	154,01	2	77,01
A3	Transmisión	0,96	9,46	1	9,46
B	Exteriores	39,22	384,34	2	192,17
C	Reacciones	214,88	2105,86	2	1052,93
D	Ruedas	4,73	46,35	2	23,18

Fuente: Propia

La figura 4.1, muestra un esquema de las fuerzas resultantes que actúan en el acumulador cinético sobre el eje principal. Físicamente, las fuerzas han sido caracterizadas de acuerdo a los puntos de apoyo que poseen los elementos, y están representadas en las tablas anteriores con las letras A, B, C y D. Dónde A representa a todas las cargas interiores con respecto a las dos ruedas, B son las cargas externas a las dos ruedas, y C son las reacciones. Por tanto, la fuerza F_{A1} , es la sumatoria de todas las fuerzas que conforman el eje principal como cuerpo rígido. La F_{A2} , es la sumatoria de todos los elementos giratorios del acumulador cinético o flywheels, apoyados en dos rodamientos. La F_{A3} , es la sumatoria de los elementos de la transmisión sostenidos en el eje principal. La F_B es la fuerza proporcional a la sumatoria de todos los elementos de la bicicleta externos al flywheels. La F_C , representa a las reacciones de la aplicación de las fuerzas anteriores, dadas por el contacto de las ruedas con la superficie. La F_D , es el peso propio de las ruedas que se traslada al punto de contacto superficial, por tanto, esta no es parte de las cargas estáticas presentes en el eje.

Figura 4.1 Esquema de fuerzas actuantes en el acumulador cinético.



Fuente: Propia

4.1.2 Determinación de las cargas dinámicas

Las cargas dinámicas están definidas por el corto intervalo de tiempo en el que intervienen, y las modificaciones que provocan tanto en las tensiones del mecanismo como en la deformación del mismo. Además, la presencia de cargas, cambia el comportamiento de los materiales; por ejemplo, en cargas estáticas un material se comporta como dúctil, y en cargas dinámicas se comporta como frágil. Otra característica de la presencia de cargas dinámicas es la vibración, y si la vibración coincide con el período de vibración del elemento se genera resonancia,

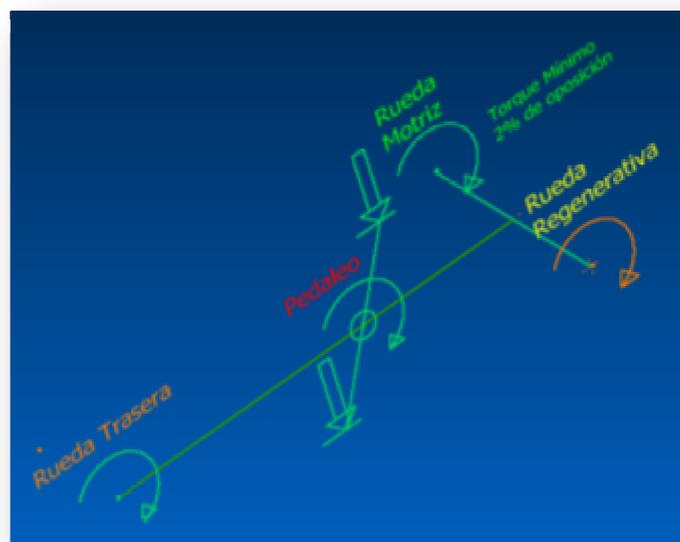
es un factor muy importante al momento de diseñar una máquina rotativa debido al grado perjudicial para este plan.

Para determinar las cargas dinámicas, el proceso es muy complejo e indefinido, porque la transferencia de energía cinética es muy difícil de cuantificar, es por ello que se asume o utiliza cargas estáticas equivalentes, las cuales desempeñan el mismo papel de las cargas dinámicas. La equivalencia se desarrolla al introducir un “coeficiente de impacto o dinámico”, el cual se determina en forma experimental, considerando los casos más representativos.

4.1.2.1 Torque transmitido de la bicicleta al pedalear, al sistema regenerativo.

Según las propiedades del movimiento, es indispensable que este análisis se lo realice en una superficie horizontal, para tener como única fuente de energía la del ciclista. Según las características del ciclista promedio, la velocidad adquirida es de 15 km/h, por tanto, el torque transmitido al sistema regenerativo en caso de que el acumulador cinético posea velocidad cero, se tiene:

Figura 4.2 Esquema de la distribución del Par en el pedaleo, hacia la rueda regenerativa.



Fuente: Propia

Ec. [4.1]

Según la ecuación 2.28, tenemos:

$$\tau_{Pd} = F_{CE} * d = 98 [N] * 0,18[m] = 17,64 [J]$$

Suponiendo que el par de la rueda trasera no se pierde por deslizamiento con la superficie de contacto, la transmisión del par se da en un 98% a la rueda regenerativa.

Torque a la rueda motriz es:

$$\tau_{Rm} = 2\% * \tau_{Pd} = 0,353 [J]$$

Torque a la rueda regenerativa es:

$$\tau_{Rr} = 98\% * \tau_{Pd} = 17,287 [J]$$

Nomenclatura:

F_{CE} = Fuerza ejercida por el peso estándar del ciclista al pedal de la bicicleta

m_c = Masa del ciclista estándar

g = Aceleración gravitacional de la Tierra

d = Distancia perpendicular a la fuerza (longitud del pedal)

τ_{Pd} = Par del ciclista al pedalear

τ_{Rm} = Par de la rueda matriz

τ_{Rr} = Par de la rueda regenerativa

4.1.2.2 Torque transmitido en pendientes al sistema regenerativo.

Para pendientes, cuando el sistema se encuentra en reposo, la rueda con función regenerativa tiene la capacidad de entregar su energía rotacional a través de un trinquete. A continuación se determina la cantidad de energía y torque que se obtiene en una pendiente.

Para el análisis asumimos una pendiente estándar de 30° , en la que actúa el peso total de la bicicleta.

Figura 4.3 Esquema de determinación del Par del sistema regenerativo, en pendiente



Fuente: Propia

Datos:

$$F_A = 183,7 \text{ [N]}$$

$$F_B = 384,34 \text{ [N]}$$

$$\text{Pendiente, } \theta = 30^\circ$$

$$\text{Radio del trinquete } r_t = 0,035 \text{ [m]}$$

Cálculos:

$$F_{Ax} = F_A \operatorname{sen}(\theta) = 91,85 [N]$$

$$F_{Bx} = F_B \operatorname{sen}(\theta) = 192,17 [N]$$

Luego se procede a realizar la sumatoria de todas las fuerzas en el eje x

$$F_{Tx} = F_{Ax} + F_{Bx} = 284,02 [N]$$

La fuerza resultante se traslada hacia las tres ruedas de la bicicleta, donde aproximadamente el 5% (2% rueda motriz, 3% rueda trasera) se invierte en las dos ruedas no regenerativas, mientras que la mayor parte de la fuerza resultante, el 95%, se va a la rueda regenerativa. Por tanto, el par se transmite de acuerdo a la ecuación 2.28.

$$\tau_{Rr} = 0,95 * F_{Tx} * r_t = 9,44 [J]$$

Nomenclatura:

F_A = Peso del sistema híbrido delantero

F_B = Peso de la bicicleta completa y elementos adicionales

θ = Angulo formado por la horizontal y la inclinación de la superficie en contacto

r_t = Radio del trinquete cuya función es transmitir el par al flywheels, en un solo sentido

F_{Tx} = Fuerza resultante en la dirección del eje x

τ_{Rr} = Par de la rueda regenerativa entregada al acumulador cinético (flywheels)

4.2 POTENCIA REQUERIDA

4.2.1 Energía promedio del acumulador cinético en función de la velocidad lineal de la bicicleta híbrida

Se estima que la velocidad estándar de un ciclista en ciudad es de 15 [km/h], inicialmente es necesario analizar la cantidad de energía cinética considerando al cuerpo en movimiento como una masa puntual.

Datos:

$$m_T = 219,62 \text{ [kg]}$$

$$v_{BH} = 15 \text{ [km/h]} = 4,17 \text{ [m/s]}$$

Si la energía cinética lineal está dada en la ecuación 2.1, donde m es la masa total del sistema híbrido, y v , la velocidad lineal total del sistema, tenemos:

$$K_{LBH} = \frac{1}{2} m_T v_{BH}^2 = 1909,47 \text{ [J]}$$

Nomenclatura:

K_{LBH} = Energía cinética lineal de la bicicleta híbrida

m_T = Masa total de la bicicleta híbrida

4.2.2 Revoluciones requeridas

Para determinar las revoluciones que se necesita para adquirir la velocidad promedio, es necesario involucrar dos factores, el primero es que el sistema regenerativo posee una relación directa con la velocidad que adquiera la bicicleta, es decir, la velocidad angular de la rueda será la misma del acumulador cinético en caso que no actúe el motor eléctrico; el segundo factor es que el motor eléctrico determina las revoluciones de la llanta motriz gracias a la transmisión. Por tanto, se analiza a continuación estos dos factores.

4.2.2.1 Revoluciones en base a la velocidad de la bicicleta híbrida

Partimos de la velocidad promedio de una bicicleta,

$$v_{BH} = 15 \text{ [km/h]} = 4,17 \text{ [m/s]}$$

Radio de la rueda de bicicleta de 26 pulgadas de diámetro,

$$R_{BH} = \frac{26 \text{ [pulg]}}{2} = 13 \text{ [pulg]} \cdot \frac{0,0254 \text{ [m]}}{1 \text{ [pulg]}} = 0,3302 \text{ [m]}$$

$$v_{BH} = 4,17 \text{ [m/s]}$$

La determinación de la velocidad angular de la rueda, según la ecuación 2.31, despejando ω , tenemos:

$$\omega = v/R$$

$$\omega_R = \frac{v_{BH}}{R_{BH}} = \frac{4,17 \text{ [m/s]}}{0,3302 \text{ [m]}} = 12,62 \text{ [rad/s]}$$

Revoluciones por minuto de la rueda:

$$rpm = 12,62 \frac{\text{[rad]}}{\text{[s]}} \cdot \frac{1 \text{ [rev.]}}{2\pi \text{ [rad]}} \cdot \frac{60 \text{ [s]}}{1 \text{ [min]}}$$

$$rpm = 120,5 \frac{\text{[rev]}}{\text{[min]}}$$

Nomenclatura:

v_{BH} = *Velocidad lineal de la bicicleta híbrida*

R_{BH} = *Radio de la rueda del acumulador cinético*

4.2.2.2 Determinación de las revoluciones del motor eléctrico en base a la velocidad requerida suministrada por el motor eléctrico

Para la determinación de las revoluciones que debe poseer el motor eléctrico es necesario realizar un análisis minucioso del sistema de cambio de velocidades y su capacidad para variar las revoluciones en función del tamaño de cada catalina.

Velocidad angular de salida:

Para la determinación de la velocidad angular de salida es necesario conocer la relación de la transmisión, por tanto, para la transmisión por cadenas y piñones se da la siguiente expresión:

$$N_1 D_1 = N_2 D_2 \quad \text{Ec. [4.2]}$$

Dónde:

$N_1 = 120,59$ [rpm]: Revoluciones por minuto del piñón motriz

$N_2 = ?$: Revoluciones por minuto del piñón inducido

$D_1 = 0,054$ [m]: Diámetro del piñón motriz (no variable)

$D_2 = 0,120$ [m]: Diámetro del piñón inducido (variable), es la marcha más potente, es decir, en el piñón más grande. Se toma esta medida como referencia.

Despejando la ecuación 4.2, tenemos:

$$N_2 = \frac{N_1 D_1}{D_2}$$

La tabla 4.6 indica las distintas velocidades que posee la bicicleta con el sistema de transmisión de ocho velocidades, la velocidad angular del acumulador cinético

es transmitida directamente al matrimonio, el cual posee como elemento de agarre de la cadena un rodamiento de diámetro efectivo igual al D8. A continuación se muestra el procedimiento para la obtención de cada variable.

$$N_2 = \frac{N_1 D_1}{D_{2.1}} = \frac{120,5 \text{ [rpm]} \cdot 0,054 \text{ [m]}}{0,120 \text{ [m]}} = 54,26 \text{ [rpm]}$$

Tabla 4.6 Velocidad angular y lineal suministrada

Revoluciones por minuto de salida a la rueda motriz

Datos	Dimensión	rpm (entrada)	rpm (salida)	Velocidad Bicicleta	
				[m/s]	[km/h]
$D1=0,054 \text{ [m]}$	[m]	$N1$	$N2$		
D2.1	0,12	120,50	54,22454943	0,938	3,375
D2.2	0,108	120,50	60,24949937	1,042	3,750
D2.3	0,097	120,50	67,08191682	1,160	4,175
D2.4	0,087	120,50	74,79248197	1,293	4,655
D2.5	0,078	120,50	83,42238374	1,442	5,192
D2.6	0,07	120,50	92,95637045	1,607	5,786
D2.7	0,063	120,50	103,2848561	1,786	6,429
D2.8	0,054	120,50	120,4989987	2,083	7,500

Fuente: Propia

Con los resultado de la tabla anterior, no se puede sustentar la velocidad estándar de una bicicleta, por tanto, para encontrar la velocidad puntual de la bicicleta híbrida, que cumpla con las características estándar de velocidad de una bicicleta es necesario realizar un aumento de las rpm del acumulador cinético con el fin de obtener la velocidad lineal estándar de $v_{BH} = 15 \text{ [km/h]}$.

$$N_1 = \frac{N_2 D_2}{D_1}$$

$$N_1 = \frac{120,5 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] \cdot 0,12 \text{ [m]}}{0,054 \text{ [m]}} = 267,77 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

El análisis determina que las revoluciones se pueden aumentar de acuerdo a la capacidad de la transmisión para variar las rpm. Por tanto, a continuación se muestra la tabla 4.7 con las rpm que permiten obtener esa velocidad.

Asumiendo que el volante gira a:

$$N_1 = 400 \text{ [rpm]}$$

Tabla 4.7 Velocidad angular y lineal suministrada

Revoluciones por minuto de salida a la rueda motriz

Datos	Dimensión	rpm (entrada)	rpm (salida)	Velocidad Bicicleta	
				[m/s]	[km/h]
$D1=0,054$ [m]	[m]	$N1$	$N2$		
D2.1	0,12	400	180	3,112	11,203
D2.2	0,108	400	200	3,458	12,448
D2.3	0,097	400	222,68	3,850	13,860
D2.4	0,087	400	248,27	4,293	15,453
D2.5	0,078	400	276,92	4,788	17,236
D2.6	0,07	400	308,57	5,335	19,206
D2.7	0,063	400	342,85	5,928	21,340
D2.8	0,054	400	400	6,916	24,897

Fuente: Propia

En la cuarta velocidad que le da el disco, D2.4, obtenemos la velocidad estándar de la bicicleta híbrida.

4.2.3 Masa inercial del acumulador cinético

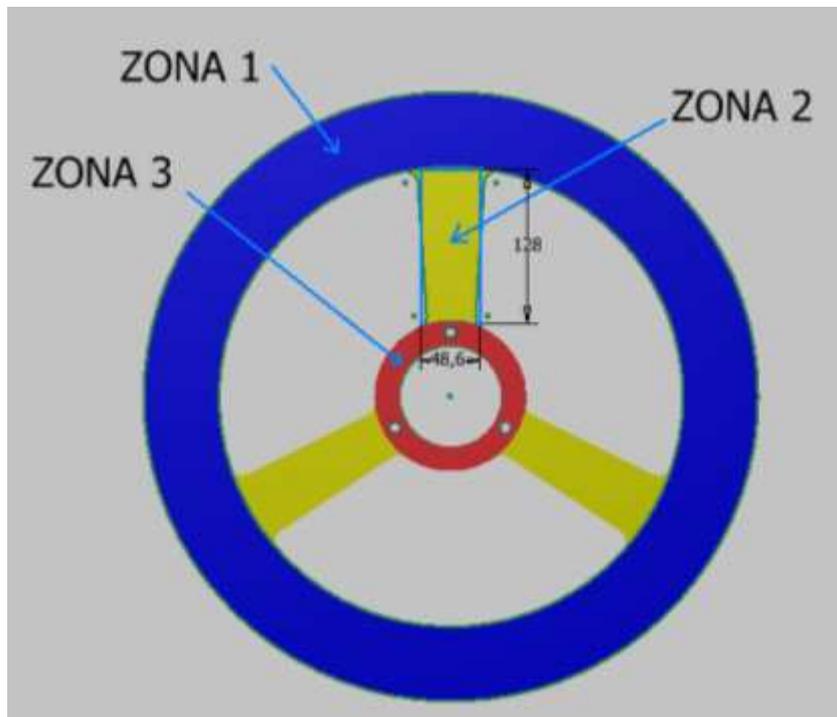
Para considerar la masa del acumulador cinético se debe tomar en cuenta la distribución geométrica de los elementos constitutivos del flywheels.

Se analizan los elementos más representativos en el almacenamiento de energía cinética, principalmente el volante de inercia.

4.2.3.1 Volante de Inercia

Se ha dividido el análisis de este elemento en tres zonas dado que, por motivo de la determinación del momento de inercia para geometrías no homogéneas, es recomendable hacerlo por partes. La zona 1 representa en sí la mayor cantidad de masa alejada del eje de rotación, la zona 2 son los radios que garantizan la sujeción de las dos zonas 1 y 3, la zona 3 es el anillo de sujeción del volante al resto del sistema energético.

Figura 4.4 Determinación de la masa inercial, zonas del volante de inercia.



Fuente: Propia

Datos:

$D_{extZ1} = 0,505 [m]$: Diámetro exterior de la zona 1

$D_{intZ1} = 0,381 [m]$: Diámetro interior de la zona 1

$e_{z1} = 0,013 [m]$: Espesor de la zona 1

$D_{extZ2} = D_{intZ1} = 0,381 [m]$: Diámetro exterior de la zona 2

$D_{intZ2} = 0,125 [m]$: Diámetro interior de la zona 2

$e_{z2} = 0,009 [m]$: Espesor de la zona 1

$D_{extZ3} = D_{intZ2} = 0,125 [m]$: Diámetro exterior de la zona 3

$D_{intZ3} = 0,085 [m]$: Diámetro interior de la zona 3

$e_{z3} = 0,013 [m]$: Espesor de la zona 3

Cálculos:

El área, volumen y masa de un cilindro hueco se da de acuerdo a las siguientes fórmulas:

$$A_{CH} = \pi \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}$$

Utilizando la ecuación 2.23:

$$V_{CH} = \pi \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} e$$

Según la ecuación 2.24:

$$M_{CH} = \pi \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} e \rho$$

Zona 1:

$$M_{CHZ1} = \pi \frac{(0,505[m]^2 - 0,381[m]^2)}{4} (0,013[m])(7850[kg/m^3])$$

$$M_{CHZ1} = 8,806 [kg]$$

Zona 2:

La zona 2, posee una geometría que se encuentra en las fórmulas convencionales de masa inercial pero considerando al cuerpo rígido como una viga rotatoria, es por ello que se ha representado su geometría como un rectángulo normal, el cual representa aproximadamente el área de la zona 2.

$$M_{SR} = a b e \cdot \rho \quad \text{Ec. [4.3]}$$

$$M_{SR} = (0,0486[m])(0,128 [m])(0,009) \cdot (7850 [kg][m]^3)$$

$$M_{SR} = 0,439 [kg]$$

$$M_{SRZ2} = 3 \cdot 0,439 [kg]$$

$$M_{SRZ2} = 1,32 [kg]$$

Zona 3:

$$M_{CHZ3} = \pi \frac{(0,125[m]^2 - 0,085[m]^2)}{8} (0,013[m])(7850[kg/m^3])$$

$$M_{CHZ3} = 0,633 [kg]$$

4.2.3.2 Masa total del volante de inercia

$$M_{Vin} = M_{CHZ1} + M_{SRZ2} + M_{CHZ3} \quad \text{Ec. [4.4]}$$

$$M_{Vin} = (8,806 + 1,319 + 0,633) [kg]$$

$$M_{Vin} = 10,758 [kg]$$

Dónde,

M_{Vin} = Masa del volante de inercia

M_{CHZ1} = Masa del cilindro de la zona 1

M_{SRZ2} = Masa del sólido rectangular de la zona 2

M_{CHZ3} = Masa del cilindro de la zona 3

$a = 48 [mm]$: Lado del rectángulo menor

$b = 128 [mm]$: Lado del rectángulo mayor

$e = 9 [mm]$: Espesor de la viga rectangular

$\rho = 7850 [kg/m^3]$: Densidad del acero estructural

4.2.3.3 Simulación en Inventor:

La masa del volante de inercia suministrada por Inventor 2012, tomando las características geométricas, propiedades físicas y regulaciones mecánicas como perforaciones, roscas, empalmes y chaflán, presentan la siguiente masa inercial para los elementos del acumulador cinético diseñados en acero con una densidad de $7850 [kg/m^3]$:

Tabla 4.8 Determinación de la masa inercial

Masa Inercial

Cód.	Descripción/Medida	Masa [kg]
A1.1	Volante de Inercia	10,775
A1.2	Aro Prisionero del Volante	0,836
A1.3	Eje exterior rotor	1,539
A1.4	Tapa del Eje exterior	0,810

Fuente: Propia, *Propiedades físicas-Propiedades generales (Inventor 2012)*

4.2.4 Inercia del acumulador cinético

De acuerdo al tema anterior, se procede a determinar el momento de inercia de los elementos más influyentes en la acumulación de energía cinética.

4.2.4.1 Volante de inercia

Para determinar la inercia rotacional de un objeto es necesario aplicar las fórmulas a geometrías establecidas; a continuación se muestra la fórmula de cálculo del momento de inercia con respecto al eje de rotación considerado en el eje axial de cualquier figura circular, la ecuación 2.25 describe:

$$I = M \frac{(D_{ext}^2 + D_{int}^2)}{8}$$

Zona 1

$$I_{CHZ1} = M_{CHZ1} \frac{(D_{extZ1}^2 + D_{intZ1}^2)}{8}$$

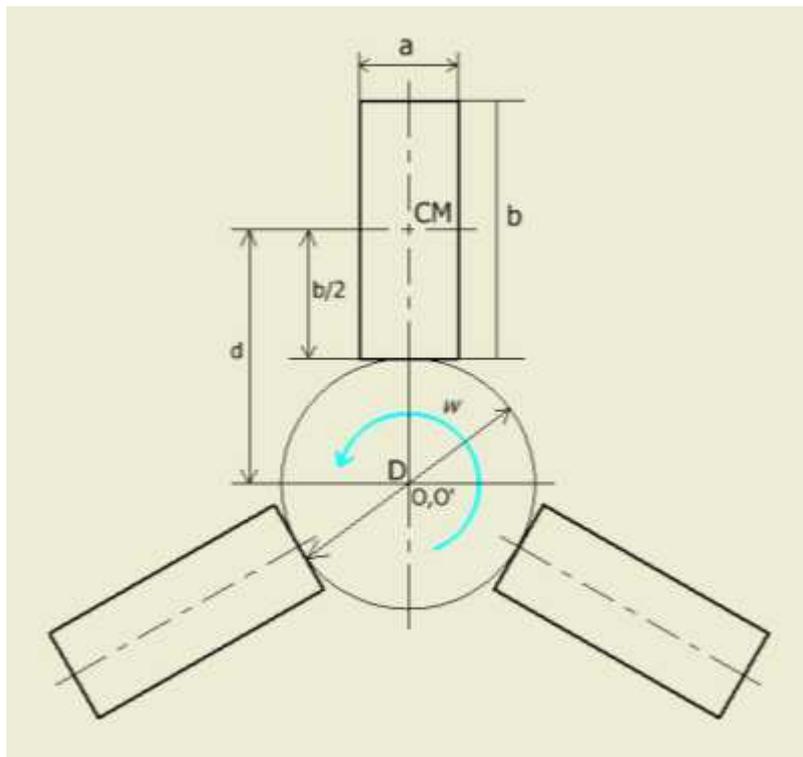
$$I_{CHZ1} = 8,806 [kg] \frac{(0,505^2 + 0,381^2)[m]^2}{8}$$

$$I_{CHZ1} = 0,44048 [kg] \cdot [m]^2$$

Zona 2

Para la determinación del momento de inercia de la zona 2, se considera a los radios del volante de inercia como tres vigas en rotación.

Figura 4.5 Aplicación del teorema de Steiner para la determinación del momento de inercia de la Zona 2.



Fuente: Propia

Paso 1.- Determinación del momento de inercia de una viga. Si la longitud de la viga es equivalente al lado del rectángulo mayor, tenemos que $L = b$.

$$I_{CM} = \frac{1}{12} M_{SR} L^2 \quad \text{Ec. [4.5]}$$

$$I_{CM} = \frac{1}{12} (0,44 \text{ [kg]}) \cdot (0,128 \text{ [m]})^2$$

$$I_{CM} = 0,0006 [kg][m]^2$$

Paso 2.- Aplicación del teorema del eje paralelo o Teorema de Steiner, se determina la distancia del eje al centro de masa de la viga, con el eje de rotación, la ecuación 2.27 del eje paralelo indica:

$$I_{O-O'} = I_c + M_{SR}d^2$$

$$d = \frac{D_{intZ2}}{2} + \frac{L}{2} = \frac{0,125}{2} + \frac{0,128}{2} = 0,1265 [m]$$

$$I_{O-O'} = 0,0006 [kg][m]^2 + 0,44 [kg] \cdot (0,1265[m])^2$$

$$I_{O-O'} = 0,0076 [kg][m]^2$$

$$I_{SRZ2} = 3 \cdot I_{O-O'} = 0,0229 [kg][m]^2$$

Zona 3

$$I_{CHZ3} = M_{CHZ3} \frac{(D_{extZ3}^2 + D_{intZ3}^2)}{8}$$

$$I_{CHZ3} = 0,633 [kg] \frac{(0,125^2 + 0,085^2)[m]^2}{8} = 0,01807 [kg] \cdot [m]^2$$

La Inercia total del volante de inercia en el eje axial es:

$$I_{Vin} = I_{CHZ1} + I_{SRZ2} + I_{CHZ3} \quad \text{Ec. [4.6]}$$

$$I_{Vin} = (0,44048 + 0,0229 + 0,01807) [kg] \cdot [m]^2$$

$$I_{Vin} = 0,48145 [kg] \cdot [m]^2$$

La inercia también se puede expresar en milímetros cuadrados para mayor apreciación, por tanto,

$$I_{VIn} = 481450 \text{ [kg]} \cdot \text{[mm]}^2$$

Dónde,

I_{VIn} = Momento de inercia del volante

I_{CHZ1} = Momento de inercia del cilindro de la zona 1

I_{SRZ2} = Momento de inercia del sólido rectangular de la zona 2

I_{CM} = Momento de inercia del centro de masa de la viga

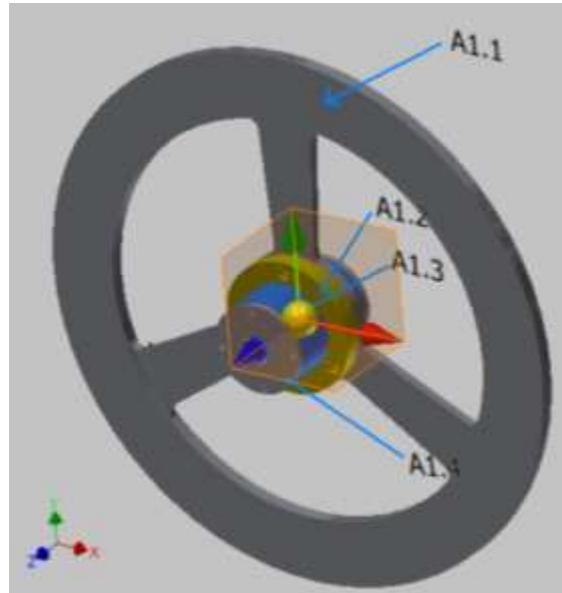
$I_{O-O'}$ = Momento de inercia total de la viga, con respecto al eje de rotación $O - O'$

I_{CHZ3} = Momento de inercia del cilindro de la zona 3

4.2.4.2 Simulación en Inventor para el cálculo del momento de inercia.

Como se puede apreciar en la tabla 4.9, el simulador determina el momento de inercia en los tres ejes, los momentos en el eje x e y se los ha involucrado para futuros cálculos. El principal momento que interesa está en el eje z, debido a que la rotación de todo el sistema de almacenamiento de energía cinética se realiza en este eje axial.

Figura 4.6 Representación de elementos principales codificados en el acumulador cinético, simbología de ejes.



Fuente: Propia

Tabla 4.9 Determinación del Momento de Inercia en Simulador

Inercia Rotacional o Momento de Inercia (Inventor)

Cód.	Descripción/Medida	Momento de Inercia [kg]·[mm] ²		
		Eje X	Eje Y	Eje Z
A1.1	Volante de Inercia	233429,34	233429,34	466574,63
A1.2	Aro Prisionero del Volante	1213,43	1219,18	2392,12
A1.3	Eje exterior (rotor)	2336,71	2336,71	2288,30
A1.4	Dos tapas del Eje exterior	364,30	364,30	707,31
	<i>Suma</i>	<i>237343,78</i>	<i>237349,53</i>	<i>471962,36</i>

Fuente: Propia, Propiedades físicas-Propiedades inerciales (Inventor 2012)

4.3 CÁLCULO DE LA ENERGÍA ALMACENADA EN EL ACUMULADOR CINÉTICO

Para realizar el cálculo de la energía almacenada en el volante de inercia y en todo el sistema de almacenamiento energético, se analiza primero un factor indispensable: los volantes de inercia son elementos de regulación entre el movimiento de rotación y la potencia entregada por el mismo sistema, es por ello que esta relación es de suma importancia al momento de determinar la cantidad de energía que se transforma cuando se produce una transición de la misma. La relación se la denomina como coeficiente de fluctuación²² o grado de irregularidad, asignada la letra C_f .

Coeficiente de fluctuación C_f ,

$$C_f = \frac{\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}}{\omega} \quad \text{Ec. [4.7]}$$

Dónde:

$\omega_{m\acute{a}x}$ = Velocidad angular máxima que alcanza el sistema

$\omega_{m\acute{i}n}$ = Velocidad angular mínima del sistema

Según la ecuación 2.5

$$\omega = \omega_{prom} = \frac{(\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{m\acute{i}n})}{2} = \text{Velocidad angular promedio del sistema}$$

²² SPOTTS M.F “Proyecto de elementos de máquinas”, ED. 2da, Editorial Reverté, cap. 12 (Elementos de máquinas diversos), pág. 518 a 523.

Tabla 4.10 Valores típicos de coeficientes de fluctuación

COEFICIENTE DE FLUCTUACIÓN *	
Tipo de máquina	C_f
Maquinaria de machaqueo	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,030
Maquinaria para molinos harineros	0,020
Transmisión rueda dentada	0,020
Martillos	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,030-0,050
Maquinaria de corte	0,030-0,050
Maquinaria de hilanderías	0,010-0,020
Maquinaria textil	0,025

* *Mechanical Engineers Handbook, de Kent, 12.ª edición, «Design and Production», pág. 7-40.*

Fuente: *Elementos de Máquinas, Capítulo 7 (Volantes de Inercia), pág. 113/*

TECNUN, Campus Tecnológico Universidad de Navarra [23]

Datos:

$$\omega_{\text{máx}} = 535 \text{ [rpm]} = 56,02 \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_{\text{mín}} = 120,5 \text{ [rpm]} = 12,62 \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_{\text{prom}} = \frac{(56,02 \text{ [rad/s]} + 12,62 \text{ [rad/s]})}{2} = 34,32 \text{ [rad/s]}$$

$$C_f = \frac{\omega_{\text{máx}} - \omega_{\text{mín}}}{\omega_{\text{prom}}}$$

$$C_f = \frac{56,02 - 12,62}{34,32} = 1,26$$

La energía cinética, con las variaciones de velocidad angular, presenta un coeficiente de fluctuación alto, debido a la densidad de potencia entregada por el volante de inercia en un corto intervalo de tiempo.

$$K_{RBH} = \frac{1}{2} I \omega_{prom}^2 C_{fr} \quad \text{Ec. [4.7]}$$

$$K_{RBH} = \frac{1}{2} \left(471962,36 [kg][mm]^2 \cdot \left(\frac{[m]}{1000[mm]} \right)^2 \right) \cdot \left(34,32 \frac{[rad]}{[s]} \right)^2 \cdot 1,26$$

$$K_{RBH} = 350,22 [J]$$

4.4 POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

4.4.1 Determinación de la potencia teórica

Para determinar la potencia del motor eléctrico es necesario conocer a fondo las variables que involucra, para ello se basa en el estudio de la potencia.

La potencia de un motor eléctrico se basa en la obtención de una potencia que sea capaz de suplir todas las deficiencias mecánicas y eléctricas con el fin de que la máquina funcione en el rango establecido.

Si el coeficiente de fluctuación se da para períodos cortos de tiempo o carraras completas del dispositivo, entonces, para determinar la potencia, es necesario conocer el tiempo en que es entregada esta energía.

En el rango de funcionamiento se asume que el motor eléctrico interviene en la entrega de energía durante dos segundos, es decir $\Delta t = 2 [s]$.

La determinación de potencia se establece la siguiente manera.

$$W = W_a + W_p \quad \text{Ec. [4.8]}$$

Dónde:

W ; Indica la potencia real del motor eléctrico.

W_a ; Potencia necesaria para el arranque.

W_p ; Potencia que se pierde en el motor eléctrico.

La potencia necesaria para el arranque indica la cantidad de energía que hay que entregar al motor eléctrico para vencer la inercia y adquirir esa velocidad angular. Esta potencia se la conoce como potencia útil.

$$W_a = \frac{K_{RBH}}{\Delta t} \quad \text{Ec. [4.9]}$$

$$W_a = \frac{350,22 [J]}{2 [s]}$$

$$W_a = 175,11 [W] \cdot \frac{1[HP]}{745 [W]}$$

$$W_a = 0,235 [HP]$$

La potencia que se pierde en el arranque se debe a que toda la energía eléctrica no se puede convertir completamente en energía mecánica, esta se disipa en el circuito externo e interno del motor eléctrico por la Ley de Ohm, y también se pierde por el rozamiento de los componentes.

$$W_p = C_{sf} \cdot \frac{W_a}{n_m} \quad \text{Ec. [4.10]}$$

Dónde:

C_{sf} = Coeficiente de seguridad de funcionamiento del motor

$n_m = \text{Rendimiento del motor}^{23}$

$$W_p = 1,5 \cdot \frac{0,235}{0,85} = 0,415 [HP]$$

Potencia real del motor eléctrico:

$$W = W_a + W_p = 0,235 [HP] + 0,415 [HP]$$

$$W = 0,65 [HP]$$

4.4.2 Potencia eléctrica suministrada por la batería

Físicamente, la potencia es la rapidez con la que se ejecuta un trabajo. Para determinar la potencia eléctrica de un motor eléctrico, se basa en la premisa de que la energía eléctrica se transforma en cualquier tipo de energía sea esta calórica, cinética, magnética, lumínica, etc., se expresa a través de la expresión matemática que multiplica la diferencia de potencial entre dos terminales de la fuente (voltaje medido en voltios) por la intensidad de corriente que circula por ese equipo (intensidad medida en amperios), dando como resultado la potencia eléctrica en vatios.

$$W = 0,65 [HP] = 484,5 [W]$$

Datos:

$V_{Bat} = 12 [V]$: Voltaje de la batería medido en vatios

I_{Bat} = Intensidad de corriente de la batería medida en amperios

²³Internet:

<http://www.electriauto.com/manuales/electricidad/Curso%20de%20electricidad%20del%20automo%20vil%20-%20Estudio%20del%20Motor%20de%20arranque.pdf> Acceso: Febrero 2013

$$I_{Bat} = \frac{484,5 [W]}{12[V]} = 40,35 [A] \quad \text{Ec. [4.11]}$$

4.5 DISEÑO DEL MANUBRIO (FUERZAS DE MOMENTO CORTANTE)

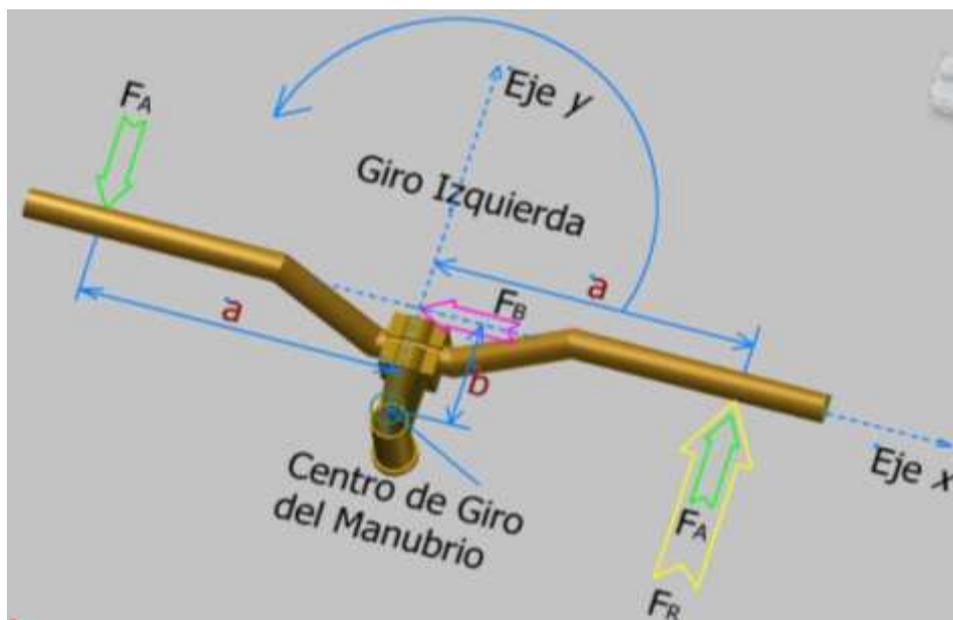
4.5.1 Análisis del manubrio en relación a la fuerza muscular admisible del ciclista

Para el cálculo de los esfuerzos presentes en el manubrio es indispensable conocer los diferentes tipos de fuerzas provistas por el conductor, por tanto tenemos:

Las fuerzas absolutas son propias del ciclista debido a su estado físico o condición muscular de brazos, antebrazo, y todos los músculos presentes de la cintura hacia arriba.

Las fuerzas relativas son generadas indirectamente por la posición o inclinación del peso del cuerpo del conductor con respecto a la distancia del manubrio al sillín, dependen de la morfología del conductor.

Figura 4.7 Diagrama de fuerzas del manubrio.



Fuente: Propia

Datos:

$$F_A = 4 \text{ [kg]} \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 39,2 \text{ [N]}$$

$$F_B = 1,5 \text{ [kg]} \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 14,7 \text{ [N]}$$

$$a = 0,3 \text{ [m]}$$

$$b = 0,05 \text{ [m]}$$

Asumiendo que,

El 30% del peso del ciclista se apoya en el manubrio, mientras que el 15% del 30% se utiliza directamente en el giro.

$$F_R = P_C \cdot 30\% \cdot 15\% = 100 \text{ [kg]} \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 30\% \cdot 20\% = 58,8 \text{ [N]}$$

Cálculos:

Según el diagrama, se realiza una sumatoria de momentos en el punto B y en el centro de giro del manubrio denominado D.

$$\sum M_B = M_B \quad \text{Ec. [4.12]}$$

$$M_B = F_R \cdot a + 2 \cdot F_A \cdot a = 58,8 \cdot 0,3 + 2 \cdot 39,2 \cdot 0,3 \text{ [N][m]}$$

$$M_B = 41,16 \text{ [N][m]}$$

$$\sum M_D = M_D \quad \text{Ec. [4.13]}$$

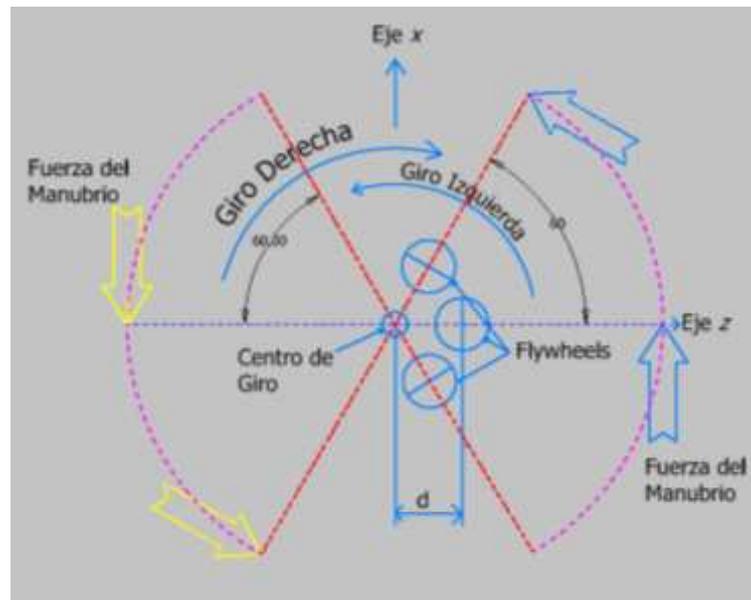
$$M_D = F_B \cdot b + M_B = 14,7 \cdot 0,05 + 41,16 \text{ [N][m]}$$

$$M_D = 41,9 [N][m]$$

Dónde M_D , es el momento máximo que ejerce el ciclista al manubrio para cambiar de dirección.

Para el análisis del acumulador energético, la cantidad de movimiento angular es indispensable para determinar si es posible o no el giro del manubrio y a la vez el giro de toda la bicicleta.

Figura 4.8 Diagrama representativo del giro de la dirección, involucrando al acumulador energético (flywheels).



Fuente: Propia

Para la determinación del torque que realiza el propio peso del flywheels, es necesario sumar los cuatro componentes principales, descritos en la obtención de la inercia rotacional del volante de inercia.

Datos:

$m_i = 13,96 [kg]$: Es la sumatoria de las masas del acumulador cinético.

$l_d = 0,05 [m]$: Es la distancia del centro de giro del eje del acumulador al centro de gravedad del acumulador cinético.

$$\tau_{Derecha} = mgl_d$$

$$\tau_{Derecha} = 13,96[kg] \cdot 9,8 \frac{[m]}{[s^2]} \cdot 0,05 [m] = 6,84 [N][m]$$

$$\tau_{Izquierda} = mgl_i$$

$$\tau_{Izquierda} = -13,96[kg] \cdot 9,8 \frac{[m]}{[s^2]} \cdot 0,05 [m] = -6,84 [N][m]$$

Al realizar una sumatoria de momentos en el centro de giro, se puede obtener un torque positivo cuando gira a la derecha debido a que el peso se encuentra al lado opuesto del centro de giro, mientras que, cuando gira a la izquierda el peso se encuentra entre la aplicación de la fuerza y el centro de giro, por tanto posee una magnitud negativa, la cual indica una oposición al movimiento.

De los dos pares se elige el par o torque de mayor magnitud o positivo, denominado torque del peso de la bicicleta τ_{PB} , por tanto tenemos:

$$\tau_{PB} = 6,84 [N][m]$$

4.5.2 Análisis del torque de oposición del acumulador energético.

Este análisis se debe a que el acumulador energético posee una oposición a cambiar de dirección por la cantidad de movimiento angular almacenada, por tanto, se requiere analizar las variables que involucran dicha oposición.

Datos:

Si el cambio de dirección se da en un intervalo muy pequeño de tiempo, es por ello que el ángulo que recorre el manubrio posee un máximo de 60° , por tanto:

$$\Delta\theta = \frac{\pi}{3} \text{ [rad]}$$

La cantidad de movimiento angular expresada en el capítulo tres, se menciona la siguiente expresión que relaciona al ángulo de giro, según la ecuación 2.47.

$$\Delta\theta = \frac{mgl \Delta t}{I\omega}$$

Dónde:

$m_i = 13,96 \text{ [kg]}$: Masa del acumulador cinético

$g = 9,8 \frac{\text{[m]}}{\text{[s}^2\text{]}}$: Aceleración gravitacional

$l = 0,05 \text{ [m]}$: distancia al centro de giro

$$mgl = \tau_{PB} = 6,84 \text{ [N][m]}$$

Para determinar la velocidad angular se toma la mínima de las dos velocidades angulares calculadas, debido a que la velocidad de precesión es máxima cuando el tiempo es menor, por tanto en los dos casos extremos, se elige el que mayor riesgo posea a la oposición al giro.

Despejando el tiempo tenemos:

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta \cdot I\omega}{mgl} = \frac{\frac{3,14159 \text{ [rad]}}{3} \cdot 0,4719 \text{ [kg][m}^2\text{]} \cdot 12,62 \frac{\text{[rad]}}{\text{[s]}}}{6,84 \text{ [N][m]}}$$

$$\Delta t = 0,912[s]$$

Para poder determinar la precesión se utiliza dos variables del movimiento angular que son el desplazamiento angular y el tiempo encontrado anteriormente, por tanto la frecuencia de precesión angular, aplicando la ecuación 2.6 es:

$$\omega_p = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{mgl}{I\omega} \quad \text{Ec. [4.14]}$$

$$\omega_p = \frac{3,14159 [rad]}{0,912 [s]} = 1,15 [rad]/[s]$$

El movimiento de precesión consiste en el bamboleo hacia arriba y hacia abajo por parte del eje angular de la rueda²⁴. Cuando la velocidad angular de la rueda es mucho mayor que la velocidad angular de precesión, los efectos son despreciables, es decir si $\omega_p \ll \omega$.

Haciendo una comparación de los resultados tenemos que efectivamente se cumple el enunciado anterior, que $1,15 \frac{[rad]}{[s]} \ll 12,62 \frac{[rad]}{[s]}$.

Para determinar el torque se utiliza la velocidad angular de precesión como dato así como también el tiempo de la variación de la cantidad de movimiento angular.

Datos:

$$\Delta t = 0,912[s]$$

$$\omega_p = 1,15 [rad]/[s]$$

$$I_x = 0,237343 [kg] \cdot [m]^2$$

²⁴ FISHBANE P. [6], "Física para ciencias e Ingeniería", Volumen I, pág. 320-321

Si el movimiento es circular acelerado tenemos que la velocidad angular de precesión anteriormente calculada, es la velocidad angular final (ω_{pf}), mientras que la inicial de precesión es cero (ω_{pi}). Aplicando la ecuación 2.12, tenemos:

$$\omega_{pf} = \omega_{pi} + \alpha_p \cdot \Delta t$$

$$\alpha_p = \frac{1,15 \frac{[rad]}{[s]}}{0,912 [s]} = 1,26 \frac{[rad]}{[s]^2}$$

τ_{Gx} ; Torque de giro en el eje x, que se opone a la rotación del acumulador cinético en función de la velocidad angular que posee el sistema.

Por tanto el torque es:

$$\tau_{Gx} = I_x \alpha_p = 0,237343 \text{ [kg][m]}^2 \cdot 1,26 \frac{[rad]}{[s]^2} \quad \text{Ec. [4.15]}$$

$$\tau_{Gx} = 0,3 \text{ [N][m]}$$

4.5.3 Determinación del momento comfortable

En primer lugar se debe cuantificar el torque total que se necesita para cambiar de dirección a la bicicleta, por tanto, de los dos análisis anteriores se toma:

$$\tau_{PB} = 6,84 \text{ [N][m]}$$

$$\tau_{Gx} = 0,3 \text{ [N][m]}$$

Dónde:

τ_C = Torque comfortable que el ciclista debe aplicar para cambiar la dirección de la bicicleta.

Al estar las dos magnitudes en la misma dirección o el mismo eje, se puede escribir al momento confortable como:

$$\tau_C = \tau_{PB} + \tau_{Gx} \quad \text{Ec. [4.16]}$$

$$\tau_C = (6,84 + 0,3) [N][m] = 7,14 [J]$$

4.6 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

Para el diseño del eje principal, se recurre al diseño inverso, el cual, provee la geometría en un 60 % para su elaboración, mientras que el 40% se debe a un análisis de funcionalidad de los dispositivos acoplados al eje principal, al igual que la disposición de elementos de anclaje para que la bicicleta posea una fusión compacta y perfecta de elementos.

4.6.1 Disposición del eje principal

En el centro soporta: el peso del acumulador cinético, el cual posee dos rodamientos localizados en las tapas del cilindro hueco que actúa como rotor del flywheels; el peso de la transmisión, la cual posee un soporte único, en cuyos extremos está anclado a presión por dos tuercas; el peso del sistema regenerativo, está anclado a la tapa lateral del acumulador cinético, el cual se distribuye al rodamiento de la misma; en el lado izquierdo del flywheels se localiza el piñón de ocho velocidades.

En los extremos de soporte: se encuentran las dos ruedas de bicicleta, estas son las encargadas de transmitir todo el peso a la superficie de contacto (suelo), cada rueda posee en su interior dos rodamientos, por tanto son los soportes móviles de todo el sistema. La rueda izquierda es la rueda motriz o la que va a recibir la energía del acumulador cinético (flywheels) para mover la bicicleta. La rueda derecha posee la función regenerativa, encargada de entregar un torque rotacional al acumulador energético o cinético.

En los extremos de dirección: el peso parcial de toda la bicicleta que se transmite a través del manubrio, además del torque confortable para el cambio de dirección.

4.6.2 Cálculo y diseño del eje principal bajo cargas estáticas

Generalmente un eje es un elemento mecánico no rotatorio que no transmite par de torsión al sistema, y puede ser analizado como una viga estática²⁵. Con los resultados obtenidos en la clasificación de cargas presentes en el eje (Ver sección 4.1.1), se realiza una configuración del eje y las principales dimensiones del mismo.

Figura 4.9 Configuración de los principales puntos de aplicación de cargas y diferentes diámetros a lo largo del eje.

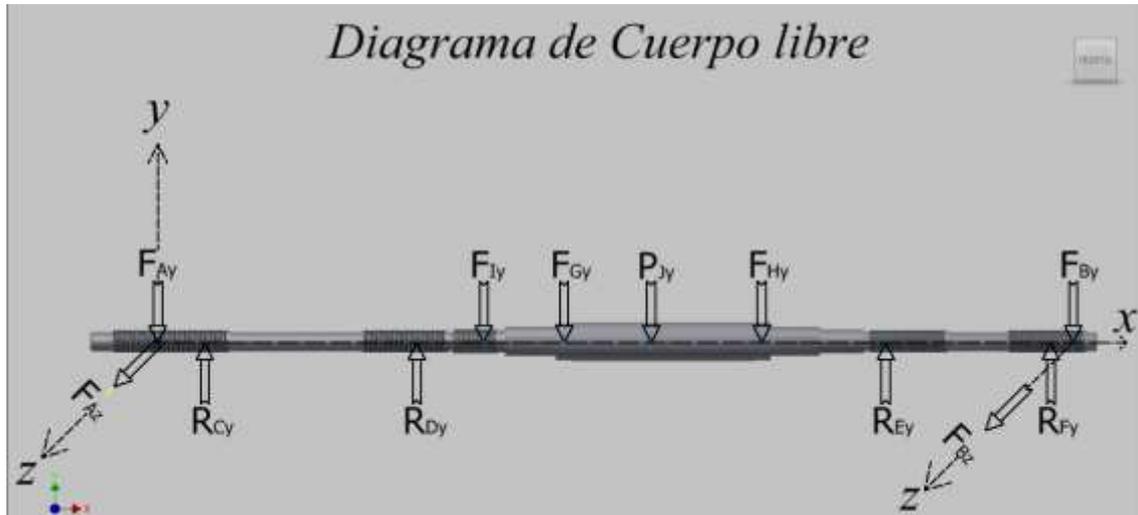


Fuente: Propia

Luego de haber visualizado la configuración, se procede a colocar las cargas de acuerdo a la forma en que estas intervienen. Se elabora el diagrama de cuerpo libre del eje principal.

²⁵ SHIGLEY J. [19] Sección 7-1/ pág. 348.

Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del eje principal.



Fuente: Propia

Datos:

$$F_{Ay} = 192,17 [N] \cdot \cos 15 = 185,62 [N]$$

$$F_{Az} = 192,17 [N] \cdot \sin 15 = 49,74 [N]$$

$$F_{By} = 192,17 [N] \cdot \cos 15 = 185,62 [N]$$

$$F_{Bz} = 192,17 [N] \cdot \sin 15 = 49,74 [N]$$

$$F_{Gy} = 77,01 [N]$$

$$F_{Hy} = 77,01 [N]$$

$$F_{Iy} = 9,8 [N]$$

$P_{Jy} = 12,5 [N]$; Peso del eje principal, ubicado en el centro de los puntos D y E, del diagrama de cuerpo libre del eje principal.

Determinación de las reacciones R_{Cy} , R_{Dy} , R_{Ey} , R_{Fy} , utilizando el siguiente cálculo:

$$\sum M_C = 0$$

$$95 \cdot R_{Dy} + 306 \cdot R_{Ey} + 380 \cdot R_{Fy} = 103869,89 [N][mm] \quad \text{Ec. [4.17]}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$-95 \cdot R_{Cy} + 211 \cdot R_{Ey} + 285 \cdot R_{Fy} = 51851,69 [N][mm] \quad \text{Ec. [4.18]}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$-306 \cdot R_{Cy} - 211 \cdot R_{Dy} + 74 \cdot R_{Fy} = -63683,47 [N][mm] \quad \text{Ec. [4.19]}$$

$$\sum M_F = 0$$

$$-380 \cdot R_{Cy} - 285 \cdot R_{Dy} - 56 \cdot R_{Ey} = -104202,91 [N][mm] \quad \text{Ec. [4.20]}$$

Resolviendo las cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas tenemos:

$$R_{Cy} = 147,76[N]$$

$$R_{Dy} = 168,62[N]$$

$$R_{Ey} = -4,54 E^{-12} [N] \approx 0[N]$$

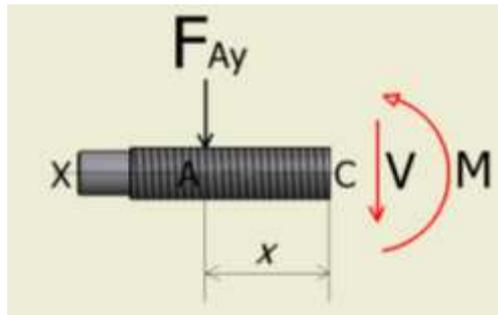
$$R_{Fy} = 231,19 [N]$$

Cálculo de la fuerza cortante y momento flexionante

Ejemplo de cálculo para el tramo AC y CD.

- Tramo AC

Figura 4.11 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante. Tramo AC.



Fuente Propia

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Ay} - V = 0 \quad \text{Ec. [4.21]}$$

$$V = -F_{Ay} = -185,62 \text{ [N]}$$

$$\sum M = 0$$

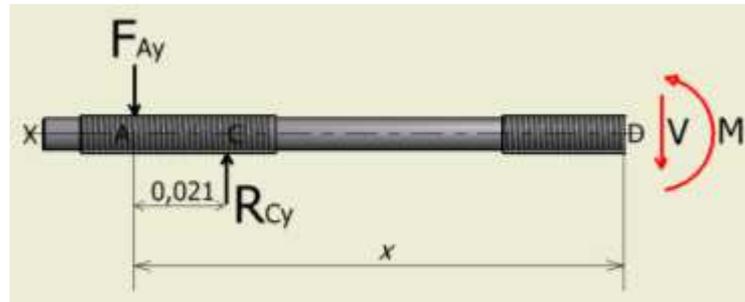
$$+F_{Ay} \cdot x + M = 0 \quad \text{Ec. [4.22]}$$

$$M = -F_{Ay} \cdot x = -185,62 \text{ [N]} \cdot 0,021 \text{ [m]}$$

$$M = -3,89 \text{ [N][m]}$$

- Tramo CD

Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante. Tramo AC.



Fuente: Propia

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Ay} + R_{Cy} - V = 0 \quad \text{Ec. [4.23]}$$

$$V = -F_{Ay} + R_{Cy} = -185,62 [N] + 147,76[N]$$

$$V = -37,86 [N]$$

$$\sum M = 0$$

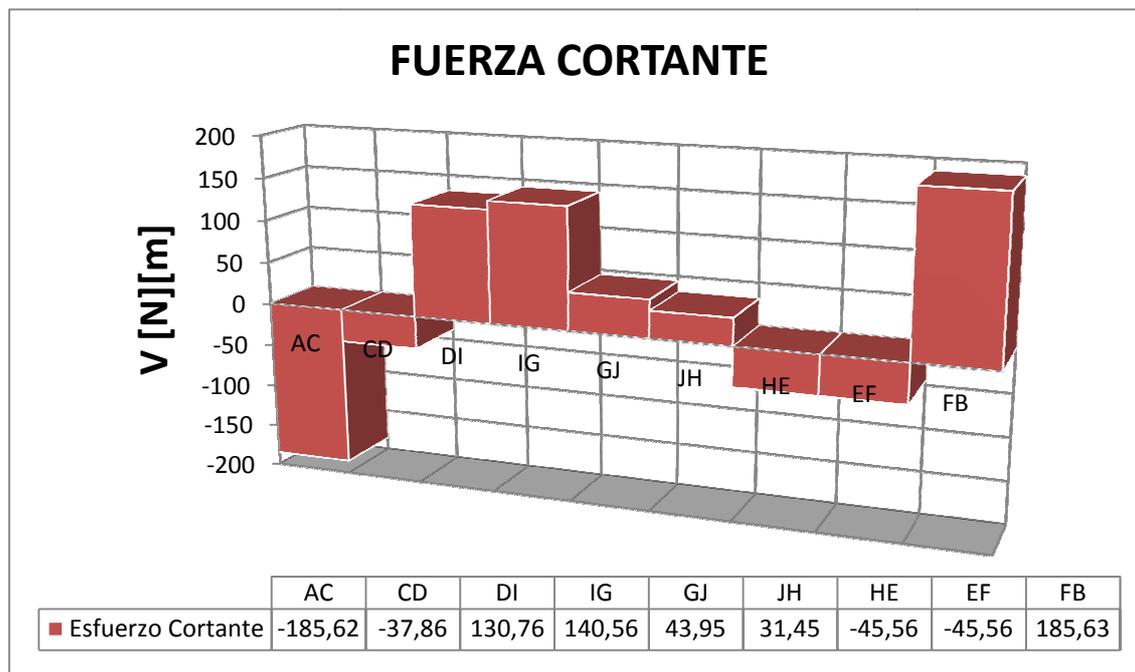
$$+F_{Ay} \cdot x - R_{Cy}(x - 0,021)[m] + M = 0 \quad \text{Ec. [4.24]}$$

$$M = -185,62 [N] \cdot 0,116 [m] + 147,76[N](0,116 - 0,021)[m]$$

$$M = -7,495 [N][m]$$

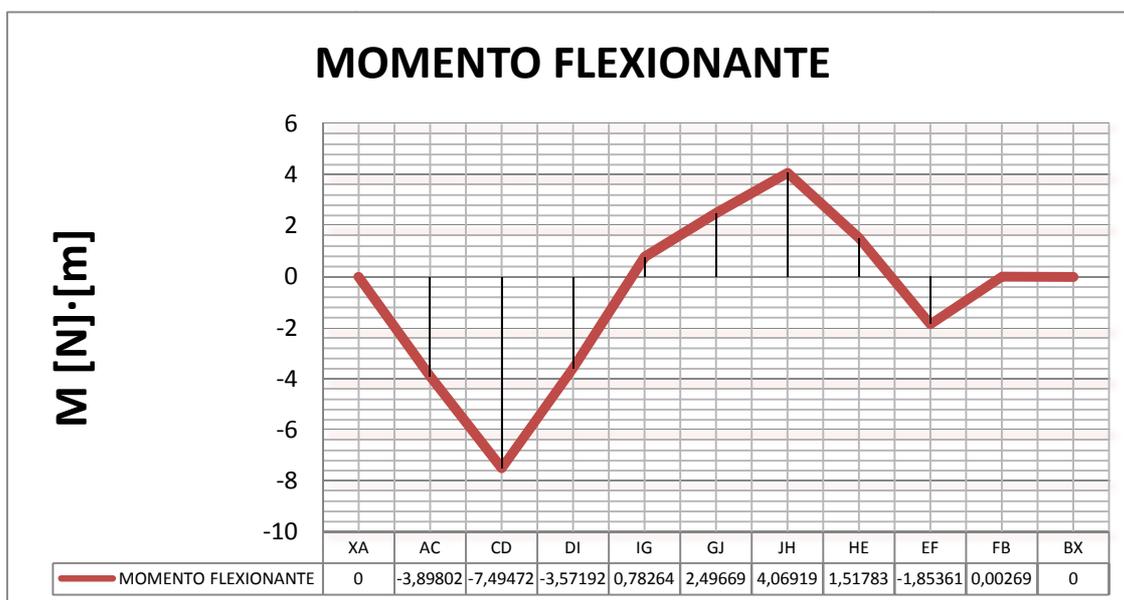
A continuación se muestran los diagramas de fuerza cortante y esfuerzo flexionante, los cuales indican los resultados del análisis mecánico para cada tramo.

Figura 4.13 Diagrama de la fuerza cortante.



Fuente: Propia

Figura 4.14 Diagrama del Momento flexionante.



Fuente: Propia

4.6.3 Cálculo y diseño del eje principal a fatiga

El diseño del eje a fatiga se analiza cuando el acumulador cinético y todo el sistema híbrido, comienzan a funcionar; el análisis debe considerar todos los factores de diseño de elementos mecánicos con el fin de garantizar su confiabilidad funcional con respecto al tiempo.

Entonces, para el diseño del eje a fatiga se utilizan factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga²⁶, como lo indican a continuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. [4.25]}$$

4.6.3.1 Factor de superficie k_a

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. [4.26]}$$

Como el procedimiento para fabricación del eje se realiza en un torno, el acabado superficial perteneciente a la tabla 6-2 SHIGLEY [19] de maquinado o laminado en frío, tenemos:

El material es acero plata K510, templado y recocido.²⁷

$$k_a = 4,51(1252 [Mpa])^{-0,265}$$

$$k_a = 0,681$$

4.6.3.2 Factor de tamaño k_b

$$k_b = (d/7,62)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 [mm] \quad \text{Ec. [4.27]}$$

²⁶ SHIGLEY J. [19] Sección 6-9/ pág. 278-291

²⁷ Internet: <http://hermozaingenieria.blogspot.com/>

Como el eje principal se encuentra en un modo no rotativo, se utiliza el diámetro efectivo, el cual, de acuerdo a la tabla 6-3 SHIGLEY [19] para área circular de perfiles estructurales no rotativos, es:

$$d_e = 0,370 d \quad \text{Ec. [4.28]}$$

Datos:

$d = 8,5$ [mm]; Diámetro menor del eje principal

Cálculo:

$$d_e = 0,370 \cdot 8,5 \text{ [mm]} = 3,145 \text{ [mm]}$$

$$k_b = (3,145/7,62)^{-0,107}$$

$$k_b = 1.097$$

4.6.3.3 Factor de carga k_c

El factor de carga, cuando el eje está expuesto a cargas por flexión, es:

$$k_c = 1$$

4.6.3.4 Factor de temperatura k_d

Para anunciar el factor de temperatura es aconsejable conocer el tipo de entornos²⁸ en los cuales va a trabajar el eje; como es diseñado para condiciones de Ecuador, dónde el rango de temperatura promedio es de 20°C a 50°C, por tanto, el factor de temperatura según la tabla 6-4 SHIGLEY [19] es:

²⁸ Internet: http://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102835979, Enero 2013

$$k_d = 1,010$$

4.6.3.5 Factor de confiabilidad k_e

La confiabilidad es un factor estadístico el cual indica el aseguramiento de la función que va a desempeñar expresado en porcentaje.

Por tanto, para el eje principal se elige una confiabilidad del 99,9%. Es decir, presentamos exigencias con respecto a la funcionabilidad.

$$k_e = 0,753$$

4.6.3.6 Factor de efectos varios k_f

Reúne todos los efectos que no se han tomado en cuenta, como la resonancia, vibración, etc.

$$k_f = 0,87$$

4.6.3.7 Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad \text{Ec. [4.29]}$$

$$S'_e = 0,5 \cdot 1252 \text{ [MPa]} = 626 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0,681 \cdot 1,097 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,753 \cdot 0,87 \cdot 626 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 309,4 \text{ [MPa]}$$

4.6.4 Factores de concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca

Los puntos donde existe mayor concentración de esfuerzos se da en los obtenidos en la sección 4.6.1.

4.6.4.1 Factores de concentración de esfuerzo K_t

Para la determinación de este factor, es necesario identificar el punto crítico del eje, en el cual se tenga una diferencia alta entre dos diámetros. Por tanto, se tiene:

Datos:

$$D = 13,3 \text{ [mm]}$$

$$d = 10 \text{ [mm]}$$

$$r = 1,2 \text{ [mm]}; \text{ radio de entalle.}$$

Cálculo para el hombro en flexión:

$$\frac{D}{d} = \frac{13,3 \text{ [mm]}}{10 \text{ [mm]}} = 1,33 \quad \text{Ec. [4.30]}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1,2 \text{ [mm]}}{10 \text{ [mm]}} = 0,12 \quad \text{Ec. [4.31]}$$

Utilizando la figura A-15-9 SHIGLEY [19] con los dos valores anteriores, tenemos:

$$K_t = 1,53$$

Cálculo para el hombro en torsión:

Con dos relaciones de diámetro y radio de entalle, la figura A-15-8 SHIGLEY [19] determina:

$$K_{ts} = 1,35$$

4.6.4.2 Sensibilidad a la muesca q

Datos:

$$S_{ut} = 1252 \text{ [Mpa]}$$

$r = 1,2 \text{ [mm]}$; radio de entalle.

Cálculo:

Utiliza la figura 6-20 SHIGLEY [19] para sensibilidad a la muesca en caso de flexión inversa.

$$q = 0,92$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. [4.32]}$$

$$K_f = 1 + 0,92(1,53 - 1)$$

$$K_f = 1,49$$

Utiliza la figura 6-21 SHIGLEY [19] para sensibilidad a la muesca en caso de torsión inversa.

$$q_{cortante} = 0,96$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. [4.33]}$$

$$K_{fs} = 1 + 0,96(1,35 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,34$$

4.6.4.3 Esfuerzo fluctuante debido a flexión en la muesca del eje principal.

Para determinar el esfuerzo a flexión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma'_a = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. [4.34]}$$

Datos:

Utilizando la gráfica obtenida en la figura 4.10, tenemos el valor de:

$$M_a = 3.572 [N][m] \cdot \frac{0,2248 [lbf]}{1 [N]} \cdot \frac{39,37 [pulg]}{[m]} = 31,61 [lbf][pulg]$$

$$d = 10 [mm] \cdot \frac{[pulg]}{25,4 [mm]} = 0,394 [pulg]$$

$$K_f = 1,49$$

Cálculo:

$$\sigma'_a = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 \cdot 1,49 \cdot 31,61 [lbf][pulg]}{\pi (0,394 [pulg])^3}$$

$$\sigma'_a = 8091,86 [psi] = 55791410,75 [Pa] = 55,8 [MPa]$$

4.6.4.4 Esfuerzo fluctuante debido a la torsión en la muesca del eje principal.

Para determinar el esfuerzo a flexión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau_a = \frac{32 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. [4.35]}$$

Datos:

El T_a es mínimo debido a la rotación completa de todo el sistema.

Utilizando la tabla 4.8 en la determinación de la masa inercial, obtenemos la masa total:

$$m_{total} = 13,96 \text{ [kg]}$$

$d_r = 0,058 \text{ [m]}$: Diámetro del rotor del motor eléctrico.

$$K_{fs} = 1,34$$

Cálculo:

$$T_a = m_{total} \cdot g \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$T_a = 13,96 \text{ [kg]} \cdot 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} \cdot \frac{0,068}{2} \text{ [m]} \cdot \frac{0,2248 \text{ [lbf]}}{1 \text{ [N]}} \cdot \frac{39,37 \text{ [pulg]}}{\text{[m]}}$$

$$T_a = 35,56 \text{ [lbf][pulg]}$$

$$\tau_a = \frac{32 K_{fs} T_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = \frac{32 \cdot 1,34 \cdot 35,56 \text{ [lbf][pulg]}}{\pi 0,394^3}$$

$$\tau_a = 7935,57 \text{ [psi]} = 54713829,13 \text{ [Pa]}$$

$$\tau_a = 54,71 \text{ [MPa]}$$

4.6.5 Esfuerzo combinado en el eje principal

$$\sigma_c = (M_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. [4.36]}$$

$$\sigma_c = ((55,8)^2 + 3 \cdot (54,71)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = 109,97 \text{ [Mpa]}$$

4.6.6 Factor de Seguridad a fatiga del eje principal

$$n_{fs} = \frac{S_e}{\sigma_c} \quad \text{Ec. [4.37]}$$

$$n_{fs} = \frac{S_e}{\sigma_c} = \frac{309,4 \text{ [MPa]}}{109,97 \text{ [Mpa]}}$$

$$n_{fs} = 2,81$$

4.6.6.1 Comprobación del factor de seguridad con el diámetro mínimo del eje principal a flexión.

Para ello, se utiliza el siguiente procedimiento:

- Se define las ecuaciones que involucren la variable a obtener.

$$\sigma_a = \frac{S_{fluencia}}{n_{fs}} \quad \text{Ec. [4.38]}$$

$$\sigma_a = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3} \quad \text{Ec. [4.39]}$$

- Identificar, según la gráfica 4.10, el momento máximo en el punto más alto de la gráfica, por tanto:

$$M_{m\acute{a}x} = 7,49 [N][m] = 66,29 [lbf][pulg]$$

$$S_{fluencia} = S_y = 1252 [MPa] = 181587,25 [psi]$$

$$n_{fs} = 2,81$$

- Cálculo:

$$\sigma_a = \frac{181587,25 [psi]}{2,81} = 64621,8 [psi]$$

Despejando d , tenemos,

$$d = \left(\frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi \sigma_a} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. [4.40]}$$

$$d = \left(\frac{32 (66,29 [lbf][pulg])}{\pi (64621,8 [psi])} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,219 [pulg] = 5,55 [mm]$$

El diámetro obtenido representa, el diámetro mínimo que puede tener el eje principal en la zona más crítica sometida a flexión.

4.6.6.2 Comprobación del factor de seguridad con el diámetro mínimo del eje principal a torsión.

$$\tau_a = \frac{S_{fluencia t}}{n_{fs}} \quad \text{Ec. [4.41]}$$

$$\tau_a = \frac{32 T_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$T_{m\acute{a}x} = 35,56 [lbf][pulg]$; obtenido en la secci3n 4.6.4.4

$$S_{fluencia\ t} = 0,75 \cdot S_y = 0,75 \cdot 1252 [MPa] = 939 [MPa] \quad \text{Ec. [4.42]}$$

$$S_{fluencia\ t} = 136190,43[psi]$$

$$n_{fs} = 2,81$$

- C3lculo:

$$\tau_a = \frac{136190,43 [psi]}{2,81} = 48466,34 [psi]$$

Despejando d , tenemos,

$$d = \left(\frac{32 T_{m\acute{a}x}}{\pi \tau_a} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{32 (35,56 [lbf][pulg])}{\pi (48466,34 [psi])} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,196[pulg] = 4,97[mm]$$

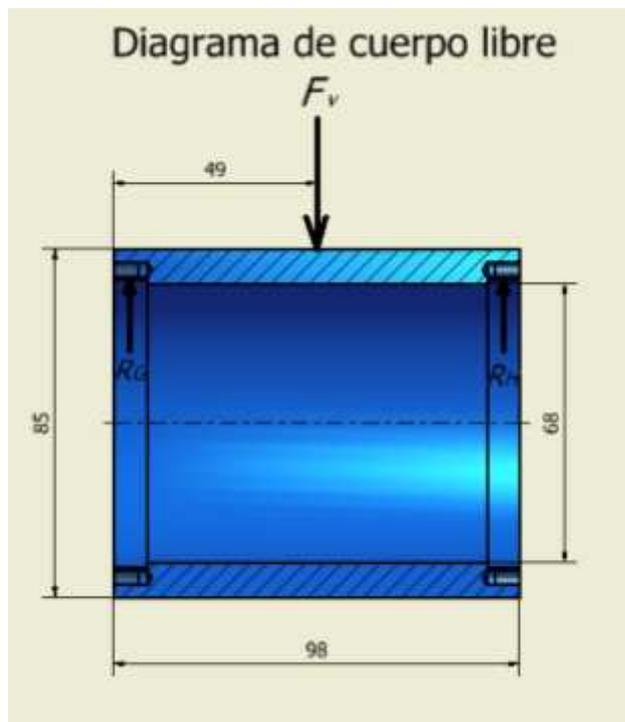
El di3metro obtenido representa el di3metro m3nimo que puede tener el eje principal en la zona m3s cr3tica sometido a torsi3n.

4.7 DISEÑO DEL EJE EXTERIOR HUECO.

4.7.1 Configuración del eje exterior hueco bajo cargas estáticas.

Procedemos a realizar el diagrama de cuerpo libre del eje exterior rotor (hueco), para la determinación del esfuerzo cortante y el momento flexionante.

Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre del eje exterior (rotor) hueco.



Fuente; Propia

$$\sum F = 0$$

$$V = F_v = m_v \cdot g$$

$$V = 11,606 [kg] \cdot 9,8 \frac{[m]}{[s^2]} = 113,74 [N][m]$$

Ec. [4.43]

$$\sum M = 0$$

$$M = F_v \cdot d$$

$$M = 113,74 [N][m] \cdot 0,049[m] = 5,57 [J] \quad \text{Ec. [4.44]}$$

Dónde:

$m_v = 11,606 [kg]$: Masa total del volante y del anillo de sujeción del volante

$g = 9,8 \frac{[m]}{[s^2]}$: Aceleración gravitacional

$d = 0,049 [m]$: La fuerza que se aplicada en el centro del eje hueco

Propiedades:

Para el eje hueco se toma como referencia las propiedades mecánicas del acero de transmisión AISI 1018, el cual, según la tabla A-22 SHIGLEY [19], pág. 1023, presenta:

$$S_y = 220 [Mpa] = 32[kpsi]$$

$$S_{ut} = 341[Mpa] = 49,5[kpsi]$$

4.7.2 Análisis del eje hueco considerado a flexión

Para ejes huecos es necesario hacer un análisis hasta llegar a los esfuerzos principales máximos.

Determinamos el momento máximo que posee el eje hueco.

El esfuerzo flexionante máximo está definido como,

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. [4.45]}$$

$c = d$: centro de giro

$I = 2288,3[kg][mm]^2$; según la tabla 4.9 de la sección 4.2.3, determinado para el eje exterior (rotor)

Tenemos,

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I} = \frac{5,57[N][m] \cdot 0,049 [m]}{2288,3[kg][mm]^2 \cdot \left(\frac{[m]}{1000[mm]}\right)^2}$$

$$\sigma = \pm 119,27 [Pa]$$

Para la determinación del esfuerzo cortante se recurre al valor máximo que puede tener, para ello se utiliza la tabla 3- SHIGLEY [19], pág. 95, la cual indica la fórmula del esfuerzo cortante máximo debido a flexión de la viga circular hueca con pared delgada.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2V}{A} \quad \text{Ec. [4.46]}$$

$$A = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) = \pi\left(\left(\frac{85}{2}\right)^2 - \left(\frac{68}{2}\right)^2\right) [mm]^2$$

$$A = 2042,8 [mm]^2 = 0,002 [m]^2$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2(113,74 [N][m])}{0,002 [m]^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 113740 [Pa]$$

Para garantizar la funcionalidad del eje hueco, se asume un factor de seguridad de 3, para determinar el esfuerzo cortante que posee ese material.

El esfuerzo cortante es equivalente a la resistencia dividida para el factor de seguridad.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \tau \quad \text{Ec. [4.47]}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 \cdot 220 [Mpa] = 126,94 [MPa]$$

$$\tau = \frac{126,94 [MPa]}{3} = 42,31 [MPa]$$

Por tanto, el eje hueco cumple con los requerimientos de diseño a flexión, debido a que el espesor del cilindro hueco es alto.

4.7.3 Análisis del eje considerado a torsión

En el anterior análisis se obtuvo el esfuerzo cortante, el cual también se puede expresar como:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} = \frac{Tr}{(\pi/32)(d_{ext}^2 - d_{int}^2)} \quad \text{Ec. [4.48]}$$

$$T = \tau_{m\acute{a}x} \frac{(\pi/32)(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{r}$$

$$T = 341,7 [N][m]$$

El par de torsión que suministra el motor de arranque se encuentra calculado en la sección 4.6.4.4

$$T_a = 9,3 [N][m]$$

Por tanto, el eje hueco soporta la torsión fácilmente.

4.8 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN

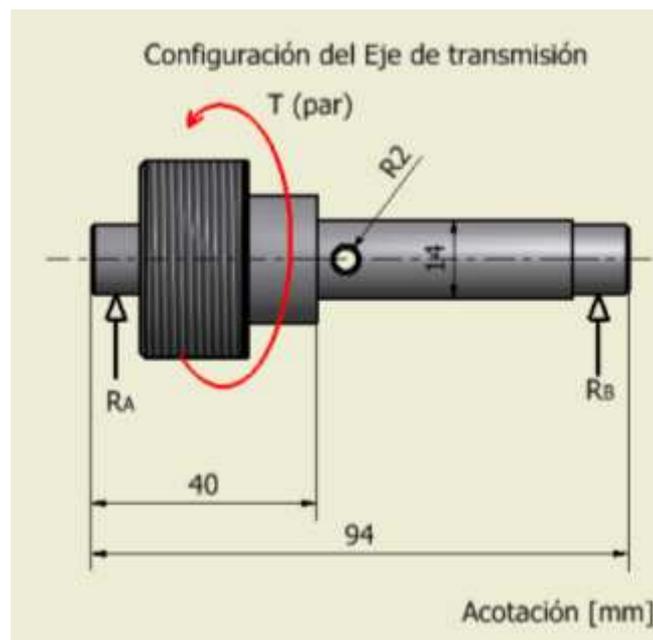
4.8.1 Diseño del eje de la transmisión

Para el eje de la transmisión se toma como referencia las propiedades mecánicas del acero de transmisión AISI 1018, el cual según la tabla A-22 SHIGLEY [19], pág. 1023], presenta:

$$S_y = 220 \text{ [Mpa]} = 32 \text{ [kpsi]}$$

$$S_{ut} = 341 \text{ [Mpa]} = 49,5 \text{ [kpsi]}$$

Figura 4.16 Configuración del eje de la transmisión.



Fuente: Propia

Para el eje de transmisión se puede asumir el factor de seguridad requerido considerando el factor de seguridad del eje principal redondeado.

$$n_f = 3$$

- Cálculo:

$$T_{m\acute{a}x} = 29,55 [lbf][pulg]$$

$$\tau_a = 0,75 \cdot \frac{32000 [psi]}{3} = 8000 [psi]$$

Despejando d , tenemos,

$$d = \left(\frac{32 T_{m\acute{a}x}}{\pi \tau_a} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{32 (29,55 [lbf][pulg])}{\pi (8000 [psi])} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,335[pulg] = 8,51 [mm]$$

El diámetro obtenido representa, el diámetro mínimo que puede tener el eje principal de la transmisión en la zona más crítica sometido a torsión.

El diámetro del eje de construcción en la zona más delgada es $d = 12 [mm]$.

4.8.2 Componentes diversos del eje de transmisión

Diseño del pasador.

Utilizando la potencia obtenida en la sección 4.4, tenemos

$$W_a = 0,235 [HP]$$

Y la velocidad angular promedio obtenida en la sección 4.2.2.2, es

$$n = 330 [rpm]$$

El par de torsión se obtiene mediante la ecuación de potencia²⁹

$$T = \frac{63025 W_a}{n} \quad \text{Ec. [4.49]}$$

$$T = \frac{63025 (0,235 [HP])}{330 [rpm]}$$

$$T = 44,88 [lbf][pulg]$$

Si el par de torsión se define por la fuerza tangencial multiplicada por el radio del eje que gira por esa torsión, tenemos que:

$$r = \frac{14 [mm]}{2} = 7[mm] = 0,275 [pulg]$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{44,88 [lbf][pulg]}{0,275 [pulg]} = 163,2[lbf]$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (54 kpsi^{30}) \quad \text{Ec. [4.50]}$$

$$S_{sy} = 31158 [psi]$$

La falla al cortante en la zona crítica del pasador circular estará determinada por:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot r^2}$$

²⁹ SHIGLEY J. [19] ejemplo 7-6, pág382.

³⁰ Internet: <http://www.repind.com.mx/sites/default/files/GRADO%20MAQUINARIA.pdf> Febrero 2013, Tratamiento térmico estirado en frío.

El esfuerzo cortante es equivalente a la resistencia dividida para el factor de seguridad.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{\pi \cdot r^2}$$

Si el radio del pasador es de $r = 4 [mm] = 0,157 [pulg]$

Despejando el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_{sy}}{\frac{F}{\pi \cdot r^2}} \quad \text{Ec. [4.51]}$$

$$n = \frac{31158 [psi]}{\frac{163,2 [lbf]}{\pi \cdot (0,157 [pulg])^2}}$$

$$n = 14,78$$

Para utilizar un acero AISI 1018, sin tratamiento térmico, tenemos que:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (32 \text{ kpsi})$$

$$S_{sy} = 18464 [psi]$$

$$n = \frac{18464 [psi]}{\frac{163,2 [lbf]}{\pi \cdot (0,157 [pulg])^2}}$$

$$n = 8,76$$

Los valores altos de factor de seguridad garantizan la funcionalidad mecánica de estos elementos.

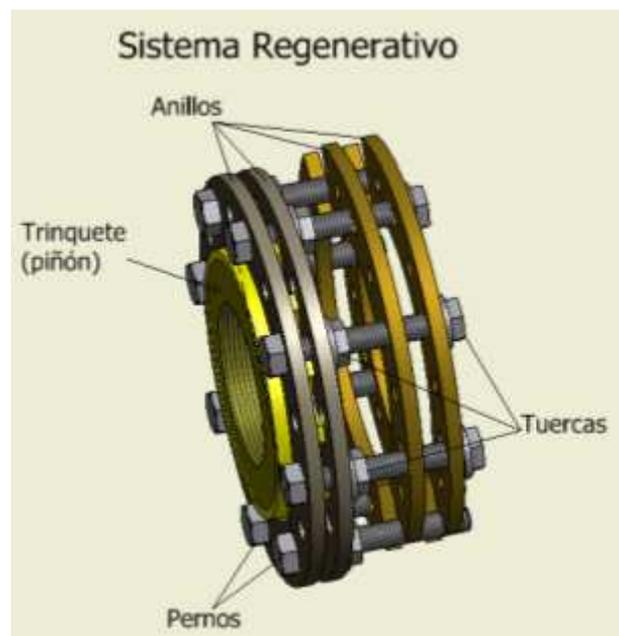
4.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA RUEDA REGENERATIVA

4.9.1 Descripción del sistema regenerativo

Para el sistema de transmisión de torque de la rueda regenerativa se diseña un sistema trinquete que permite controlar la transferencia de energía en función de la velocidad de giro de los dos elementos mecánicos.

El trinquete está localizado en la tapa lateral derecha del acumulador cinético (ver figura 4.17). La función del trinquete es conectar la rueda derecha (regenerativa) con el acumulador cinético, mediante la siguiente relación: Si las revoluciones de la rueda regenerativa son más altas que las revoluciones del acumulador cinético, el trinquete transmite directamente estas revoluciones al flywheels, permitiéndole el aprovechamiento total de la energía cinética (potencial) en el descenso de pendientes, sin utilizar el motor eléctrico. Al momento de que las revoluciones del acumulador cinético son mayores que la rueda regenerativa, simplemente la rueda gira libremente (rueda loca).

Figura 4.17 Sistema de transmisión de torque regenerativo.



Fuente: Propia

La unión de la rueda con el trinquete se la realiza a través de pernos con anillos en cada extremo, los cuales se adhieren tanto al trinquete como a los radios de la rueda regenerativa (ver figura 4.18).

Figura 4.18 Ubicación y montaje del sistema regenerativo.



Fuente: Propia

4.9.2 Determinación de elementos varios

Pernos

Para la determinación de la resistencia de los pernos al torque transmitido, se realiza el siguiente procedimiento:

Selección de las revoluciones por minuto máximas que puede transmitir la rueda regenerativa al sistema.

Según el cálculo de la sección 4.1.2, se presenta el torque que suministra la rueda regenerativa en bajadas:

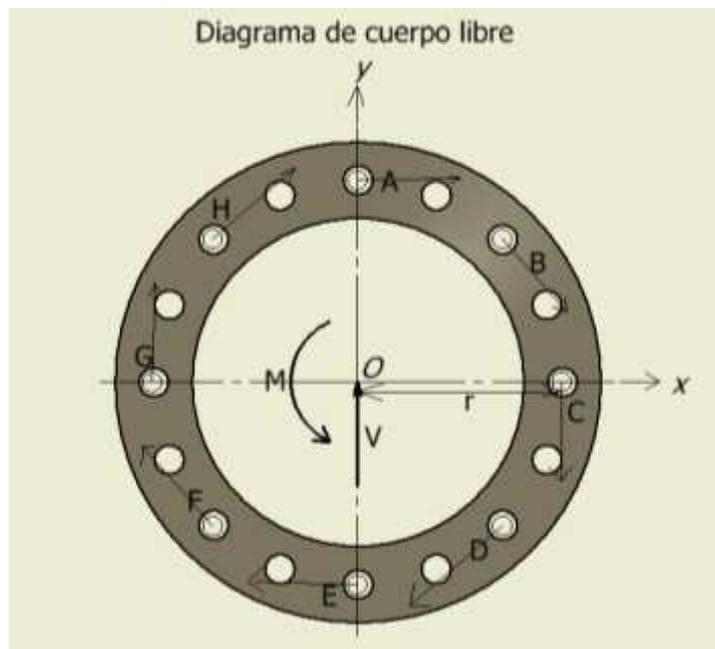
$$\tau_{Rm} = 98\% * \tau_{Pd} = 17,287 [J]$$

$$F = \frac{\tau_{Rm}}{r} = \frac{17,287 [J]}{0,027 [m]} = 298,05 [N]$$

Para el análisis de la transmisión de torque a través de los pernos, se realiza el siguiente procedimiento:

- Se realiza el diagrama de cuerpo libre del anillo en el cual se albergan los pernos:

Figura 4.19 Diagrama de cuerpo libre del anillo de transmisión del torque.



Fuente: Propia

Datos:

$\tau_{Rm} = 17,287 [J]$: Torque de la rueda regenerativa

$F = 298,05 [N]$: Fuerza de torsión del sistema regenerativo

$n = 8 [unidad]$: Número de pernos presentes en el anillo.

$r = 27 [mm]$: Radio del anillo sujeta pernos

Perno M5x50 [mm], Clase 8.8

$d = 5 [mm]$: Diámetro del perno

$p = 0,8 [mm]$: Paso del perno

$A_r = 14,2 [mm^2]$: Área del diámetro menor³¹

$S_t = 600 [MPa]$: Resistencia a la tracción

$S_y = 660 [MPa]$: Resistencia a la fluencia

$S_{ut} = 830 [MPa]$: Resistencia última a la tracción

Cálculo³²:

Por simetría, el punto O , es el centroide de todos los pernos del anillo. Por tanto, la reacción del cortante pasa por O , y las reacciones que generan el momento M serían respecto a O .

$$V = F = 298,05 [N]$$

$$M = \tau_{Rm} = 17,287 [J]$$

La carga cortante primaria por perno es:

³¹ SHIGLEY J. [19] Tabla 8-1, pág. 398

³² SHIGLEY J. [19] Ejemplo 8-7, pág. 440

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{298,05}{8} = 37,26 [N] \quad \text{Ec. [4.52]}$$

Las fuerzas secundarias, al estar ubicadas en el centro de la circunferencia, se convierten en:

$$F'' = \frac{M_1 r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_{...}^2 + r_H^2} = \frac{Mr}{8r^2} = \frac{M}{8r} \quad \text{Ec. [4.53]}$$

$$F'' = \frac{17,287 [J]}{8 \cdot 0,027 [m]} = 80 [N]$$

Por tanto, las fuerzas resultantes por perno se definen como:

$$F_A = \sqrt{F'^2 + F''^2} = \sqrt{37,26^2 + 80^2} \quad \text{Ec. [4.54]}$$

$$F_A = 88,25 [N]$$

El esfuerzo cortante está definido por:

$$\tau = \frac{F_A}{A_r} = \frac{88,25 [N]}{14,2 [mm^2]} = 6,215 [MPa]$$

Si el esfuerzo cortante máximo se define mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (660 [MPa])$$

$$S_{sy} = 330,82 [MPa]$$

El cortante es equivalente a la resistencia dividida para el factor de seguridad.

Si el factor de seguridad es de $n_f = 3$

$$\tau_{M\acute{a}x} = \frac{330,82 [MPa]}{3}$$

$$\tau_{M\acute{a}x} = 110,27 [Pa]$$

Por tanto, los pernos seleccionados cumplen cabalmente los requerimientos de transmisión de torque.

4.10 DIMENSIONAMIENTO DE RODAMIENTOS

En todo el sistema de acumulación energética tenemos tres zonas de aplicación de rodamientos:

1ra Zona: Parte central del volante de inercia donde existen dos puntos de apoyo (ver sección 4.6.2) en la cual van rodamientos con los siguientes requerimientos:

Datos:

Cargas radiales

$$F_{Gy} = 77,01 [N]$$

$$F_{Hy} = 77,01 [N]$$

$$RPM = 535 [rpm]$$

Cálculo:

Con los datos anteriores, se recurre a al catálogo de rodamientos el cual provee la siguiente opción.

Rodamiento 6903-2RS, 55FK

2da Zona: Ruedas delanteras (ver sección 4.6.2) en la que van rodamientos con los siguientes requerimientos:

Datos:

Cargas radiales

$$F_{Ay} = 192,17 [N] \cdot \cos 15 = 185,62 [N]$$

$$F_{Az} = 192,17 [N] \cdot \sin 15 = 49,74 [N]$$

$$F_{By} = 192,17 [N] \cdot \cos 15 = 185,62 [N]$$

$$F_{Bz} = 192,17 [N] \cdot \sin 15 = 49,74 [N]$$

$$RPM = 535 [rpm]$$

Determina:

Rodamiento 6001-2RS, CMB

3ra Zona: Transmisión (ver sección 4.7) en la que van rodamientos con los siguientes requerimientos:

Datos:

Cargas radiales son mínimas.

$$RPM = 535 [rpm]$$

Determina:

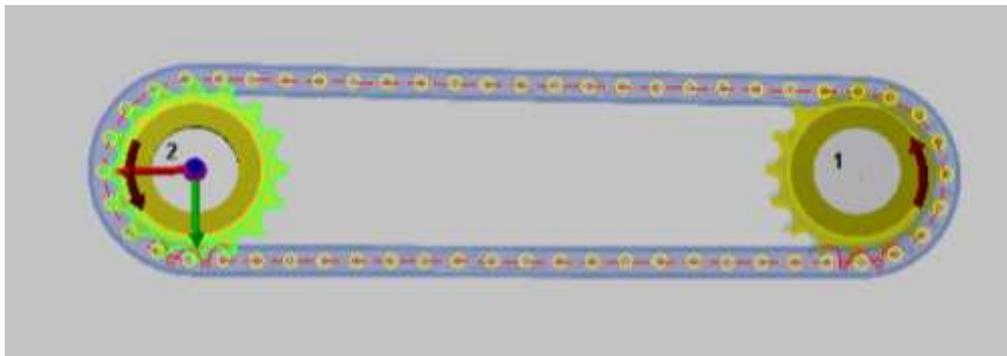
Rodamiento 6001-2RS, CMB

4.11 DIMENSIONAMIENTO DE CADENAS

4.11.1 Descripción de la función y ubicación de cada cadena en la transmisión

La transmisión de la energía cinética almacenada en el acumulador se la realiza a través de cadenas de rodillos. Existen dos conexiones: la primera conexión se la realiza del piñón motriz albergado en la tapa lateral izquierda del acumulador cinético hacia el piñón inducido situado en el eje principal de la transmisión. La segunda conexión se la realiza desde el sistema de engranes o matrimonio en el cual, el piñón móvil de conexión y desconexión de la transmisión se conecta hacia el piñón de velocidad variable situado en la rueda izquierda. Todo el sistema se muestra en la figura 4.20, las cadenas para la primera conexión son diferentes a la segunda conexión debido al uso de diferentes piñones, normalizados para bicicletas.

Figura 4.20 Conexión de transmisión de potencia por cadenas de rodillos.



Fuente: Propia

4.11.2 Determinación de la velocidad de la cadena

Para realizar el análisis primero es indispensable describir los piñones que generalmente se utilizan en bicicletas BMX y de Montaña, a continuación se muestra el piñón previamente seleccionado.

Datos:

$D = 2,52 \text{ [pulg]} = 64 \text{ [mm]}$: Diámetro de la cadena

$p = 1/2 \text{ [pulg]} = 12,27 \text{ [mm]}$: Paso de la cadena

$N = 16$: Número de dientes de la Catarina

V : Velocidad de la cadena

Cálculo³³:

$$\gamma = \frac{360^\circ}{N} = \frac{360}{16} = 22,5^\circ \quad \text{Ec. [4.55]}$$

$$V = \frac{Npn}{12} = \frac{16 \cdot 0,5 \cdot 535}{12} = 356,67 \frac{[\text{pies}]}{[\text{min}]} \quad \text{Ec. [4.56]}$$

Velocidad máxima de salida de la cadena se determina de acuerdo ha:

$$v_{\text{máx}} = \frac{\pi Dn}{12} = \frac{\pi \cdot (2,52 \text{ [pulg]}) \cdot 535 \text{ [rpm]}}{12} \quad \text{Ec. [4.57]}$$

$$v_{\text{máx}} = 352,96 \frac{[\text{pies}]}{[\text{min}]}$$

La velocidad de salida mínima es:

$$v_{\text{máx}} = \frac{\pi dn}{12} = \frac{\pi np \csc(\gamma/2)}{12 \text{ sen}(\gamma/2)} =$$

$$v_{\text{mín}} = \frac{\pi \cdot 535 \text{ [rpm]} \cdot (0,5 \text{ [pulg]}) \csc(22,5^\circ/2)}{12 \text{ csc}(22,5^\circ/2)} = 352 \frac{[\text{pies}]}{[\text{min}]}$$

³³ SHIGLEY J. [19] pág. 889.

4.11.3 Potencia transmitida por la cadena

Para el cálculo de la potencia transmitida por la cadena es necesario identificar dos aspectos de las mismas:

La potencia que puede transmitir el eslabón de la cadena, enunciada por:

$$H_1 = 0,004 N_1^{1,08} n_1^{0,9} p^{(3-0,07p)} \text{ [HP]} \quad \text{Ec. [4.58]}$$

Y la potencia nominal, limitada por los rodillos, como:

$$H_2 = \frac{1000 K_r N_1^{1,08} p^{0,8}}{n_1^{1,5}} \text{ [HP]} \quad \text{Ec. [4.59]}$$

Dónde:

$N_1 = 16$: Número de dientes en la catarina menor

$n_1 = 535$: Velocidad de la Catarina, rpm

$p = 0,5$ [pulg]: Paso de la cadena, pulgadas.

K_r : 29 para números de cadena 25, 35, 3.4 para cadena 41; y 17 para cadenas 40-440³⁴

Cálculo:

De acuerdo a la ecuación

$$H_1 = 0,004 (16)^{1,08} 535^{0,9} (0,5)^{(3-0,07(0,5))} \text{ [HP]}$$

³⁴ SHIGLEY J, [19] pág. 891

$$H_1 = 2,92 \text{ [HP]}$$

Para hallar el factor K_r , nos basamos en la tabla 17-20 SHIGLEY [19], pág. 891, tomamos tipo A, en lubricación manual o por goteo, con las rpm anteriormente calculadas.

$$H_2 = \frac{1000 (29)(16^{1,5})(0,5^{0,8})}{(535^2)} \text{ [HP]}$$

$$H_2 = 3,72 \text{ [HP]}$$

Para la potencia $H_{táb} = \text{mín}(2,92 \cdot 3,72) = 2,92 \text{ [HP]}$

La potencia permisible, H_a , es

$$H_a = K_1 K_2 H_{táb} \quad \text{Ec. [4.60]}$$

Los factores K_1 y K_2 , están establecidos en las tablas 17-22 y 17-23 SHIGLEY [19], pág. 893:

$K_1 = 0,91$; potencia posextremo

$K_2 = 1$; posee un solo torón

Entonces tenemos,

$$H_a = 0,91 \cdot 1 \cdot 2,91 \text{ [HP]}$$

$$H_a = 2,65 \text{ [HP]}$$

La potencia admisible está dentro de la potencia requerida por el acumulador cinético.

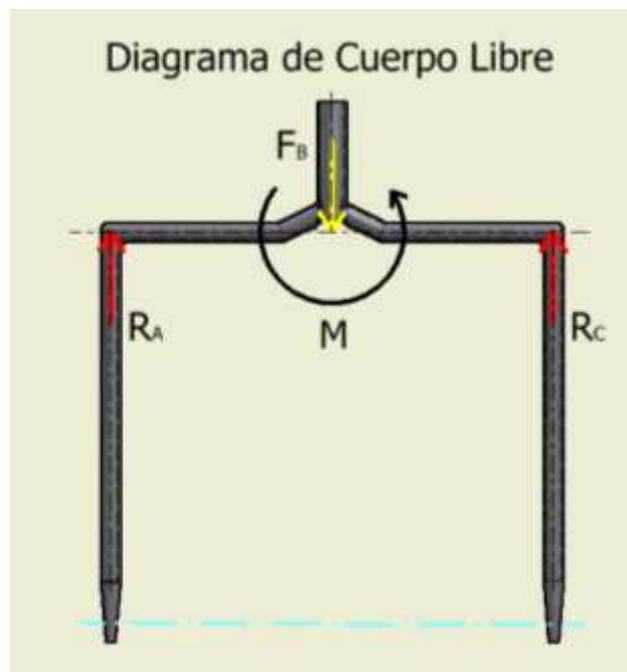
4.12 DISEÑO DE LA HORQUILLA DE DIRECCIÓN

El diseño de la horquilla considera dos aspectos, la fuerza de flexión que causa el peso del ciclista y de la bicicleta, y el par de torsión para el cambio de dirección.

4.12.1 Dimensionamiento de la horquilla

Para ello se representa el diagrama de cuerpo libre de la horquilla.

Figura 4.21 Configuración de la horquilla y Diagrama de cuerpo libre.



Fuente: Propia

Tomando el cálculo de la sección 4.1.2.2

$$F_B = 384.34 [N]$$

$L = 0,42 [m]$: Longitud horizontal de la horquilla

$$\sum F_y = 0$$

$$V = F_B = 384.34 \text{ [N]} \quad \text{Ec. [4.61]}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M = V \cdot \frac{L}{2} = 384.34 \text{ [N]} \cdot \frac{0.42 \text{ [m]}}{2} \quad \text{Ec. [4.62]}$$

$$M = 1830 \text{ [N][m]}$$

Cálculo del tubo circular hueco de la horquilla a flexión

Se utiliza como modelo un tubo de acero estructural con las siguientes características:

$$d_{ext} = 1 \text{ [pulg]} = 25,4 \text{ [mm]}$$

$$e = 2 \text{ [mm]}$$

Según el ANEXO B, las propiedades para estas especificaciones son:

$$I = 1,033 \text{ [cm]}^4: \text{ Momento de inercia}$$

$$c = 0,838 \text{ [cm]}: \text{ Radio de giro}$$

El esfuerzo normal del elemento en la superficie superior del tubo en el origen, es³⁵:

³⁵ SHIGLEY J. [19] pág 225, Ejemplo 5-4

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. [4.63]}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{1830 [N][m] \cdot 0,00838[m]}{1,033 [cm]^4 \cdot \left(\frac{1[m]}{100[cm]}\right)^4}$$

$$\sigma = 148,5 [MPa]$$

La torsión en el tubo circular según sección 4.5, tenemos:

$T = 41,9 [J]$, en estos casos no se elige el torque confortable, debido a la consideración de seguridad en casos extremos.

Se iguala el centro de giro C con el término r de la ecuación del esfuerzo torsional en el punto central.

Por tanto, tenemos:

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{41,9[J] \cdot (0,00838[m])}{\frac{\pi}{32} ((0,0254)^2 - (0,0214)^2)}$$

$$\tau = 19105,23 [Pa]$$

Para tener mayor exactitud se elige la Teoría de Distorsión como base del diseño. Por tanto, el esfuerzo Von Mises es:

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 148,5 [MPa]$$

Si el factor de seguridad está definido por:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250 [MPa]}{148,5 [MPa]}$$

$$n = 1,68$$

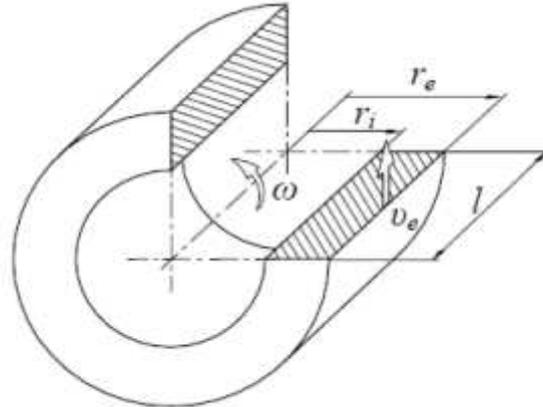
El factor de seguridad es aceptable, pero no el más indicado. Para evitar inconvenientes de flexión, se recomienda para la fabricación manipular la geometría del tubo en este punto crítico, con el fin de aumentar la rigidez del mismo.

4.13 DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA

4.13.1 Introducción

Existen numerosos estudios sobre diseño de volantes de inercia para diferentes aplicaciones de alta densidad de potencia, es por ello que, la mayor cantidad de ellos se ha enfocado en el diseño de volantes por materiales compuestos o aleaciones de alto desempeño a grandes revoluciones, algunos de ellos a un elevado costo de fabricación. Se toman algunos estudios (ver ANEXO A) como base para la creación de una volante que cumpla con las expectativas de calidad de energía a un precio accesible, y más bien direccionar el diseño a un nivel superior de fusión, dicho de otra manera, se busca manejar todas variables cinéticas, energéticas, magnéticas y simples, que la naturaleza nos provee en forma abundante para un funcionamiento autosustentable.

Figura 4.22 En los cilindros de pared gruesa, la velocidad periférica máxima, v_e depende de r_i/r_e .



Fuente: MASFERRER Ll [14], Cap. 9. Figura 9.2, pág212.

El volante de inercia posee ciertas características indispensables que le dan el máximo rendimiento. Como bien se ha descrito en el capítulo tres, sobre la energía cinética de almacenamiento y la cantidad de masa almacenada en los extremos de un volante, se establece que, entre más alejada esté la masa del centro de rotación, mayor es la cantidad de energía cinética almacenada. Todos estos criterios se los ha analizado cuidadosamente para determinar la geometría, material, y propiedades mecánicas que garanticen su funcionalidad.

4.13.2 Análisis del criterio de diseño del volante de inercia

Se busca poseer un análisis correcto para el diseño del volante, manipulando las principales variables que involucran su diseño mecánico y funcionalidad, como son: tipo de material, geometría, resistencia al cortante, energía cinética, densidad de energía, velocidad periférica, energía en función del volumen y del costo.

Nota: Todos los cálculos mostrados en las siguientes tablas utilizan la velocidad angular promedio del acumulador cinético.

El procedimiento para obtener la tabla de parámetros de diseño, se menciona a continuación:

- Se elige los materiales más utilizados en volantes de inercia según lo explican las figuras del ANEXO A, adicionando materiales de óptimo desempeño como el titanio y de alta densidad como el plomo, con el fin de determinar por qué no son utilizados por los diseñadores, si poseen buenas propiedades.
- Como el diámetro exterior está determinado, se realiza la tabla con la variación del diámetro interior, y del espesor del material para controlar la masa periférica.
- De los diámetros internos, se elige el que represente en promedio, los mejores resultados en la variación de parámetros de diseño, principalmente la energía cinética. En este caso se utilizó el acero para la selección del diámetro.
- Se selecciona el espesor del cilindro con la misma disposición que se hizo al diámetro interno.
- Al haber seleccionado las dos variables anteriores, el parámetro de energía cinética está definido para utilizarlo como referencia en los demás materiales.
- Para el siguiente material, que es el aluminio, se toma como constante el diámetro interno y la energía cinética seleccionadas anteriormente para el acero, y se varía el espesor del cilindro con el fin de obtener la misma energía cinética del acero.
- Luego se procede al análisis de resultados, para determinar el material y su geometría.

Tabla 4.11 Parámetros de diseño de volantes de inercia

Factores de diseño del volante de inercia							
TABLA DE RESULTADOS EN COMPARACIÓN A LA MISMA ENERGÍA CINÉTICA							
MATERIAL	Espesor, del volante [m]	Resistencia al Cortante [MPa]	Energía Cinética [J]	Densidad de Energía	Velocidad Periférica	Energía/Volumen [J/m ³]	Energía/Coste [J/\$]
ACERO	0,013	664	260,679	29,404	58,808	230823,210	351,704
ALUMINIO	0,038	231	262,084	29,404	58,808	79391,423	519,279
F. VIDRIO	0,057	72	262,084	29,404	58,808	52927,615	277,517
F.CARBONO	0,064	48	261,573	29,404	58,808	47046,769	624,840
TITANIO	0,023	896	264,383	29,404	58,808	132319,038	1328,130
PLOMO	0,009	49	259,785	29,404	58,808	332267,805	363,236
Constante: radio exterior e interior							
rext	0,505	[m]					
rint	0,190	[m]					

Fuente: Propia

4.13.3 Análisis de los parámetros seleccionados

Para este análisis se realiza una variación de las características geométricas y propiedades mecánicas del material, y así poder cuantificar los parámetros de diseño.

Tabla 4.12 Análisis de parámetros de diseño del volante

Análisis de los parámetros de diseño para diferente material

Parámetros de Diseño	Material						
	Acero	Aluminio	F. Vidrio	F. Carbono	Titanio	Plomo	Ideal
Densidad	4	2	1	1	2	5	5
Maquinabilidad	5	4	4	3	2	4	5
Ductilidad	5	4	1	3	2	0	5
Espesor	8	5	4	2	5	10	10
Resistencia al Cortante	12	4	1	0,5	15	0	15
Energía Cinética	18	9	5	3	11	20	20
Energía/ Volumen	8	4	3	2	6	10	10
Energía/ Costo	20	6	25	7	1	15	25
Impacto Ambiental	5	4	2	1	1	0	5
Total	85	42	46	22,5	45	64	100
Índice	0,85	0,42	0,46	0,225	0,45	0,64	1

Fuente: Propia

Como se aprecia en la tabla 4.12 se puede concluir que la fibra de carbono es el material menos indicado para fabricar el volante, esto se debe a que sus características funcionales son mejores a altas revoluciones, como lo indican las figuras del ANEXO A. En la tabla 4.12, el aluminio, la fibra de vidrio, el titanio y el plomo presentan índices promedio pero que no garantizan la funcionalidad del volante en función de algunos parámetros indispensables en máquinas rotativas. El índice del acero es el que cumple con todos los requisitos indispensables para un buen desempeño mecánico y energético del volante de inercia.

4.13.2 Dimensionamiento del volante de inercia

Para el diseño completo del volante de inercia se necesita de minuciosos cálculos comparativos tanto geométricos, como en materiales a utilizar, tal como se lo hizo en la sección anterior.

Por tanto, el dimensionamiento se lo realizará a través de tablas o figuras de estudios que poseen la relación de radios con propiedades del volante de inercia, como la velocidad periférica, tensiones, factor de rotura, energía cinética máxima, etc.

Datos:

Cómo principal determinante para el volante de inercia en el radio externo, tenemos, el radio de la rueda de la bicicleta. En la fabricación la limitante es el diámetro máximo a tornearse sin escote.

$$r_{ext} < r_{RB}$$

Por tanto, tomando estos dos factores indispensables en la mayor longitud permisible, tenemos:

$r_{ext} = 0,505 [m]$: El cual es menor a las 26 [pulg] del radio de la rueda y el diámetro es menor que el diámetro máximo del torno asequible.

Para el espesor de la pared del cilindro tenemos en el mercado una plancha con un máximo de 27 [mm] de espesor en bruto.

$e = 13 [mm]$: Utilizando el análisis de la sección anterior, tabla 4.11, el espesor que puede ser alcanzado después del maquinado, concuerda con este dato.

Se decide realizar los radios del volante de inercia de un solo material, debido a los posibles inconvenientes de esfuerzos en las uniones (especialmente los

cortantes), desbalanceo, vibración y cuidándose de la resonancia a altas velocidades.

Luego de haber obtenido la geometría, es necesario determinar el espesor de los radios bajo un factor de seguridad adecuado.

Considerando el análisis a tracción tenemos que:

$$\tau_{RV} = I_{CHZ1} \cdot \alpha_t$$

Datos:

Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

$S_y = 250 \text{ [MPa]}$: Resistencia a la fluencia

$S_{ut} = 410 \text{ [MPa]}$: Resistencia a la tracción

De la sección 4.2.4.1 tenemos

$$I_{CHZ1} = 0,44048 \text{ [kg]} \cdot \text{[m]}^2$$

Asumiendo en el peor de los casos el tiempo de transmisión sea de un segundo, debido al motor eléctrico, utilizando la ecuación 2.12

$$\omega_f = \omega_i + \alpha_v \cdot \Delta t$$

Si $\omega_i = 0$, y $\omega_f = 56,02 \frac{\text{[rad]}}{\text{[s]}}$, tenemos

$$\alpha_v = \frac{56,02 \frac{\text{[rad]}}{\text{[s]}}}{1 \text{ [s]}} = 56,02 \frac{\text{[rad]}}{\text{[s]}^2}$$

Por tanto,

$$T_{RV} = 0,44048 \text{ [kg][m]}^2 \cdot 56,02 \frac{[rad]}{[s]^2}$$

$$T_{RV} = 24,67 \text{ [N][m]}$$

Para determinar la fuerza aplicada en función del par tenemos,

$$T_{RV} = F_{Rt} \cdot r_g$$

$$F_{Rt} = \frac{24,67 \text{ [N][m]}}{0,19 \text{ [m]}} = 129,84 \text{ [N]}$$

Si aplicamos la igualdad del esfuerzo cortante,

$$\tau_{RV} = \frac{F_{Rt}}{A_{Rt}} = \frac{S_{sy}}{n_f}$$

Datos:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y = 0,577 \cdot 250 \text{ [MPa]}$$

$$S_{sy} = 144,25 \text{ [MPa]}$$

$n_f = 3$: Factor de seguridad recomendado

Cálculo:

$$A_{Rt} = \frac{F_{Rt}}{S_{sy}} \cdot n_f$$

$$A_{Rt} = \frac{129,84 [N]}{144,25 [MPa]} \cdot 3$$

$$A_{Rt} = 2,7 [mm]$$

Por tanto, el área total construida de los tres radios es mayor que el área total calculada.

El área de cada radio es,

$$A_{R-real} = 9[mm] \cdot 48[mm] = 432 [mm^2]$$

Cálculo de esfuerzo a fluencia

Para estos casos se determina la aceleración centrífuga, luego la fuerza centrífuga, y posteriormente se halla el esfuerzo de fluencia de los radios. En este caso se utiliza el área del radio del volante construido.

Si,

$$a_c = \omega_f^2 \cdot r_{int}$$

$$a_c = \left(56,02 \frac{[rad]}{[s]} \right)^2 \cdot 0,19[m] = 586,27 \frac{[m]}{[s^2]}$$

Obteniéndose en la sección 4.2.3.1

$$M_{CHZ1} = 8,806 [kg]$$

$$F_C = M_{CHZ1} \cdot a_c$$

$$F_C = 8,806 [kg] \cdot 586,27 \frac{[m]}{[s^2]}$$

$$F_C = 8,806 \text{ [kg]} \cdot 586,27 \frac{\text{[m]}}{\text{[s}^2\text{]}}$$

$$F_C = 5250,71 \text{ [N]}$$

El esfuerzo de fluencia está dado por:

$$\sigma = \frac{F_C}{A_{Rt-ideal}} = \frac{S_y}{n_f}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{n_f} = \frac{250 \text{ [MPa]}}{3} = 83,33 \text{ [MPa]}$$

$$A_{Rt-ideal} = \frac{5250,71 \text{ [N]}}{83,33 \text{ [MPa]}} = 63 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$n_f = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ [MPa]}}{12,21 \text{ [MPa]}}$$

$$n_f = 20$$

Completamente, el factor de seguridad se encuentra sobredimensionado en la construcción, por el hecho de existir otros factores importantes limitantes en la construcción.

Nomenclatura:

T_{RV} : Par generado por el volante de inercia en la zona 1 (cilíndrica)

α_v : Aceleración tangencial del volante de inercia

T_{RV} : Par generado por el volante de inercia

F_{Rt} : Fuerza tangencial del volante en el radio

A_{Rt} : Suma de las áreas de los tres radios

τ_{RV} : Esfuerzo de tracción del radio (volante)

A_{R-real} : Área individual de cada radio real de construcción

F_c : Fuerza centrífuga

a_c : Aceleración centrífuga

$A_{Rt-ideal}$: Suma de áreas de los radios ideal del volante de inercia

CAPÍTULO V

5. ELABORACIÓN DE PLANOS, PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE DE LA ALTERNATIVA

5.1 INTRODUCCIÓN

El presente capítulo posee una descripción detallada del proceso de fabricación del acumulador cinético (flywheels), así como el proceso de montaje del sistema energético a elementos constitutivos que permitan una suspensión móvil del mismo. Además, consta el proceso de ensamble del sistema a la dirección de una bicicleta convencional.

5.2 ELABORACIÓN DE PLANOS

El criterio de diseño mecánico y la utilización de programas de diseño (simuladores) permiten al diseñador obtener elementos que abarquen todas las posibilidades mecánicas y geométricas para garantizar su funcionalidad, es por ello que, cada elemento diseñado posee la ingeniería de detalle. Los planos de fabricación y de montaje del acumulador energético se muestran en el ANEXO C.

5.3 CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

La construcción del equipo se la realiza en un taller mecánico, en el cual se tiene a la mano todos los equipos, herramientas, ayudantes y material, para que el proceso de elaboración sea sumamente corto. La descripción técnico - gráfica de la construcción del prototipo se describe en el ANEXO B.

5.3.1 Requerimientos de fabricación

Los actuales talleres mecánicos que posean los equipos necesarios para la construcción del prototipo deben cumplir con ciertos requerimientos para su correcto funcionamiento. Los requerimientos se aplican a maquinaria, equipos,

herramientas, material disponible, instrumentos de medición y verificación, y elementos adicionales. A continuación se describen los requerimientos más importantes:

5.3.1.1 Maquinaria y Equipos

- Torno
- Fresadora
- Corte por plasma u oxicorte
- Taladro de pedestal
- Cabezal Divisor
- Amoladora
- Esmeril
- Mototool
- Soldadora eléctrica

5.3.1.2 Herramientas

- Útiles de trazo
- Cierra de arco y de mano
- Limas y lijas
- Brocas
- Juego de Cuchillas para torno
- Machuelos

5.3.1.3 Instrumentos de medición y verificación

- Calibrador pie de rey (Digital)
- Reloj comparador
- Flexómetro
- Escuadras
- Nivel

5.3.1.4 Materia prima

- Plancha de acero estructural A-36
- Ejes de acero de transmisión (sólido y hueco)
- Ejes de acero plata

5.3.1.5 Elementos Adicionales

- Puente grúa 1T, movilidad de planchas
- Bobinadora de motores eléctricos
- Herramienta básica para bicicletas

5.3.2 Procedimiento de fabricación

El procedimiento de fabricación de un elemento mecánico es un documento informativo que indica las características de fabricación, las operaciones y su secuencia de trabajo con un orden lógico y sistemático³⁶, el tipo de máquinas, de mecanizado y sus especificaciones de trabajo, las herramientas de producción que permitan realizar de una forma efectiva la operación³⁷.

En el Anexo B, se indica el procedimiento de fabricación de los elementos más importantes del proyecto.

5.3.3 Operaciones tecnológicas

Es el proceso secuencial de fabricación que se sigue en forma técnica para obtener un producto con las mejores características de acabado, funcionalidad, propiedades mecánicas (resistencia, térmicas, resonancia), y aplica en la conservación de equipos utilizados.

³⁶ Internet: <http://www.carrotools.com/m1.html>, Acceso: Febrero 2013.

³⁷ VARGAS J. "Producción por Virutaje", Departamento de Diseño y Producción, EPN, pág. 20-38.

Tabla 5.1 Operaciones tecnológicas

<i>Operaciones tecnológicas</i>	
Nº	Descripción
1	Trazado de geometría
2	Corte de material
3	Esmerilado y Amolado
4	Torneado
5	Cabezal Divisor
6	Fresado
7	Taladrado
8	Roscado
9	Doblado
10	Soldado
11	Limado Mototool
12	Limado y lijado manual

Fuente: Propia

5.3.4 Cursograma sinóptico de construcción

Para realizar un cursograma se necesita utilizar una simbología para la construcción. La norma ISO³⁸ 9000, establece un tipo de simbología para su realización, enfocada en la “Gestión de la Calidad Institucional”, la cual puede ser aplicada a una actividad sistemática, que esté orientada a la producción de bienes o servicios³⁹. A continuación, se muestra la simbología utilizada.

³⁸ ISO: Organización Internacional para la Normalización. Es el organismo encargado de promover el desarrollo de normas internacionales de fabricación, comercio y comunicación para todas las ramas industriales a excepción de la eléctrica y la electrónica.

³⁹ Internet: www.mideplan.go.cr, “Guía para la elaboración de diagramas de flujo”, Julio, 2009, Acceso: Marzo 2013

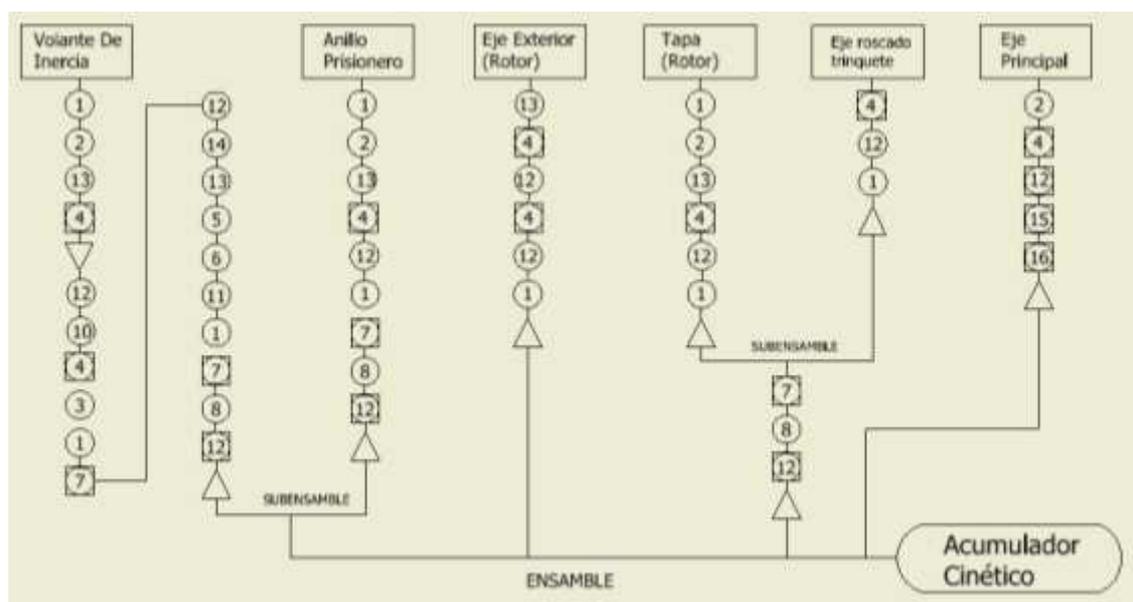
Tabla 5.2 Simbología utilizada para la fabricación

Simbología Utilizada		
Símbolo	Significado	Interpretación
○	Operación	Indica las principales fases del proceso, método o procedimiento
◻	Operación Inspección	Indica la verificación o supervisión durante las fases del proceso, método o procedimiento de sus componentes
◻	Inspección y Medición	Representa el hecho de verificar la naturaleza, cantidad y calidad de los insumos y productos.
↓	Transporte	Indica cada vez que el producto o material se mueve o traslada de una fase a otra en el proceso.
▽	Entrada de Bienes	Indican productos a materiales que ingresan al proceso.
△	Almacenamiento	Indica el depósito permanente de un producto dentro de un área determinada.
⊕	Líneas de flujo	Conecta los símbolos señalando el orden en el que se deben realizar las distintas operaciones.
◌	Finalización del proceso	Indica la finalización de las fases del proceso, obteniéndose el producto deseado.

Fuente: Internet <http://www.iso.org/iso/home.htm>. Febrero 2013

5.3.5 Acumulador cinético

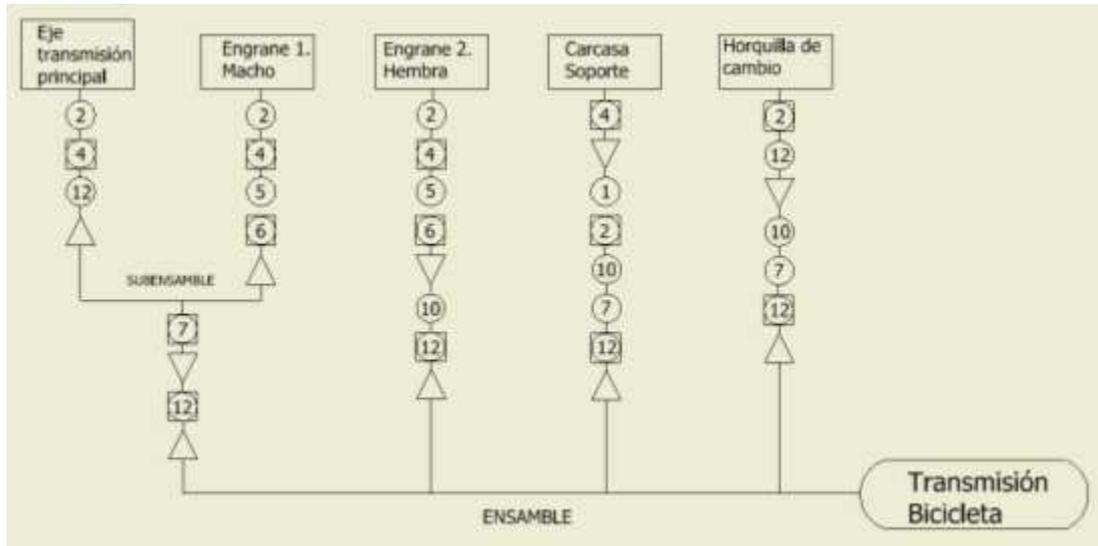
Figura 5.1 Cursograma de fabricación del acumulador cinético.



Fuente: Propia

5.3.6 Transmisión de la Bicicleta

Figura 5.2 Cursograma de fabricación de la transmisión de la bicicleta híbrida.



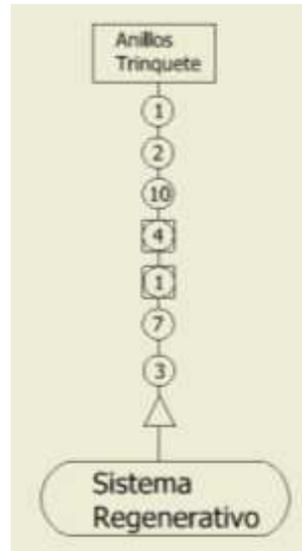
Fuente: Propia

5.3.7 Elementos Adicionales

5.3.7.1 Sistema regenerativo

Para obtener un sistema regenerativo, se necesita acoplar un trinquete con la rueda regenerativa, es por ello que este sistema consta de cuatro anillos circulares perforados, los cuales van atravesados de pernos entre los dos cuerpos del sistema regenerativo. A continuación, se describe el proceso de fabricación en el cursograma.

Figura 5.3 Cursograma de fabricación del sistema regenerativo

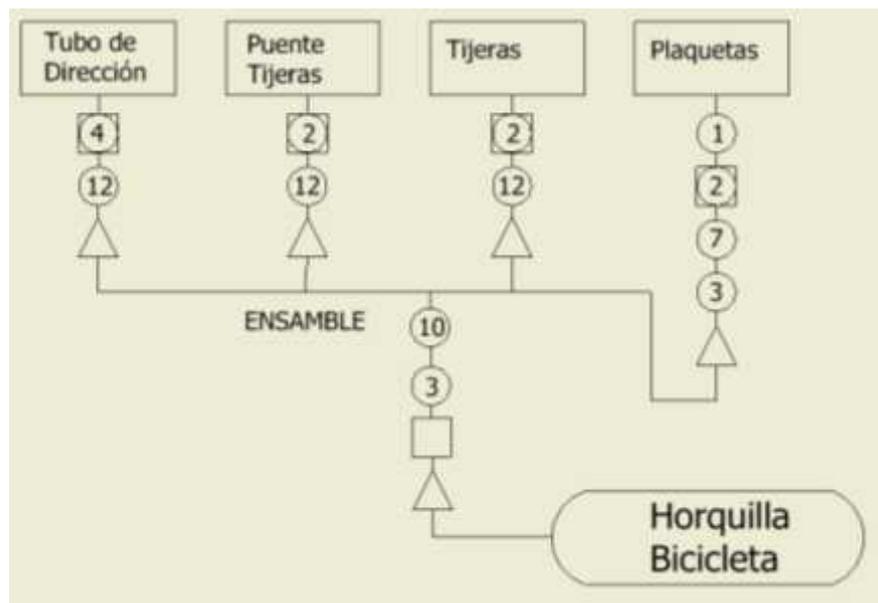


Fuente: Propia

5.3.7.2 Horquilla de dirección

La horquilla de la dirección se fabrica de una manera simple, funcional, a bajo costo y buena resistencia a la torsión por su estructura rígida.

Figura 5.4 Cursograma de fabricación de la horquilla de dirección de la bicicleta.



Fuente: Propia

5.4 ENSAMBLE

5.4.1 Operaciones de ensamble

Para realizar el ensamble de toda la bicicleta híbrida es necesario utilizar operaciones técnicas que permitan un buen funcionamiento de las partes en su totalidad. A continuación, se detallan las operaciones pertinentes para el ensamble.

Tabla 5.3 Operaciones de ensamble para la bicicleta híbrida

Operaciones de ensamble de la bicicleta híbrida

ÍTEM	OPERACIÓN
BH1	Instalación del sistema regenerativo en el trinquete regenerativo.
BH2	Colocación de escobillas y cables eléctricos, en el eje rotor hueco.
BH3	Instalación del trinquete regenerativo y motriz en las tapas del eje rotor hueco.
BH4	Instalación de rodamientos en el interior de las tapas del eje rotor hueco.
BH5	Posicionamiento del eje rotor hueco en el eje principal.
BH6	Instalación de las tapas, al eje rotor hueco y al eje principal, simultáneamente.
BH7	Instalación del volante de inercia al anillo prisionero.
BH8	Colocación del anillo prisionero al eje rotor hueco.
BH9	Ajuste de pernos en la totalidad del acumulador cinético.
BH10	Instalación de la rueda regenerativa al eje principal y al sistema regenerativo.
BH11	Instalación del sistema de transmisión de potencia en el eje principal.
BH12	Instalación de la rueda motriz al eje principal.
BH13	Instalación de discos de freno a cada rueda.
BH14	Instalación de la horquilla de dirección al cuadro de la bicicleta.
BH15	Colocación de la horquilla de dirección al eje principal del acumulador cinético.
BH16	Colocación de tuercas de sujeción de la horquilla y empernado de frenos.
BH17	Calibración de cables de frenos, cambios, embrague de transmisión.
BH18	Instalación del generador de corriente (Dínamo) en la horquilla
BH19	Colocación de cableado eléctrico del acumulador al sistema de energía
BH20	Instalación del sistema de control electrónico, control de rpm y nivel de batería.

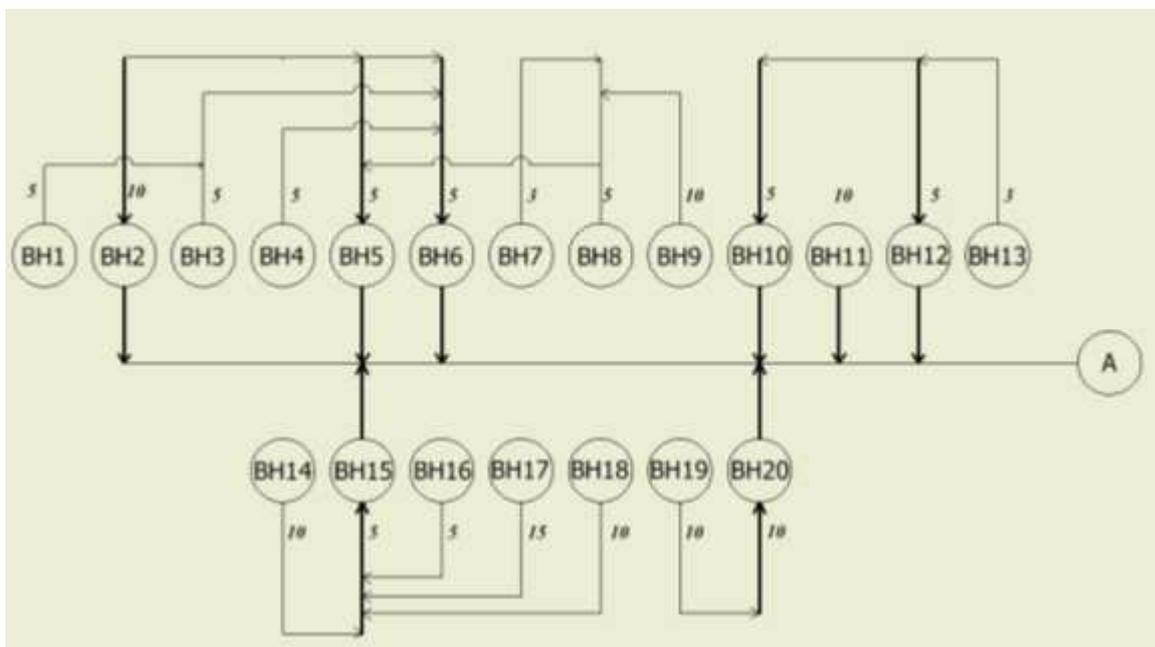
Fuente: Propia

5.4.2 Cursograma de ensamble

Para tener un mayor conocimiento de la forma de ensamble detallada para cada operación es necesario utilizar un cursograma o diagrama de flujo, el cual permite interpretar en forma secuencial las operaciones sistemáticas.

La figura 5.5 indica el cursograma de ensamble relacionando a cada una de las operaciones de la tabla 5.1. Además, se detalla en forma numérica el tiempo estimado en minutos para cada operación. Se utilizó un ítem adicional A, el cual implica que todos los elementos son parte de este ítem y por tanto de la bicicleta híbrida, este ítem representa al eje principal del sistema cinético o flywheels. En la figura también se detallan líneas más gruesas, las cuales representan ensambles directos con el eje principal, mientras que las líneas delgadas son ensambles indirectos, se lo notó de esta manera con el fin de aumentar la facilidad de ensamble.

Figura 5.5 Cursograma de ensamble de la bicicleta híbrida.



Fuente: Propia

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROTOTIPO

6.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de este proyecto es obtener una máquina que esté al alcance de cualquier persona, es por ello que el diseño en su totalidad se caracteriza por la optimización de costos en todos los aspectos. Se ha realizado un análisis económico en nuestro país de una manera práctica y simple, tomando en consideración tres aspectos fundamentales:

- Los elementos prefabricados, fabricados, y elementos adicionales seleccionados para la elaboración del prototipo, deben cumplir de una manera amplia los estándares de calidad.
- Los diferentes elementos o materiales existentes en nuestro país, deben poseer ciertas características de bajo agotamiento o alta oferta y accesibilidad a nivel nacional.
- El proceso debe ser autónomo, es decir que, por sí sólo sea capaz de direccionar el camino para la toma de decisiones.

6.2 COSTOS

Luego de haber realizado el análisis económico práctico, es necesario cuantificar estos valores con el fin de obtener el costo real del prototipo. Para ello se utiliza la siguiente clasificación de costos.

6.2.1 Costos directos

Los costos directos involucran al material utilizado para la fabricación así como también a todos los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos, que permiten la obtención funcional del prototipo.

A continuación se muestra la tabla 6.1, la cual indica el costo de los materiales utilizados en la fabricación del prototipo.

Tabla 6.1 Costo de materiales para la fabricación de la bicicleta híbrida

Costo de material

Cód.	Descripción	Material	Masa Inicial [kg]	Costo Unitario \$/[kg]	Costo Parcial \$
A 2	Eje exterior (Rotor) Volante	Cilindro Acero de transmisión: 147M 100x65	5,10	5,61	28,60
A 2	Anillo Prisionero del Volante	Plancha de acero estructural	3,91	2,46	9,59
A 1	Eje Principal	Acero plata K150	0,49	2,46	1,21
A 2	Eje Roscado Trinquete	Acero de transmisión 705 20	0,25	2,46	0,61
A 2	Tapa del Eje exterior	Plancha de acero estructural	1,99	2,46	4,90
A 2	Volante de Inercia	Plancha de acero estructural	71,78	2,46	176,22
A 2	Anillo de bronce	Bronce	0,58	4,63	2,70
A 2	Lunas de conexión	Plancha de acero estructural	0,13	2,46	0,32
A 3	Engrane Matrimonio	Acero de transmisión 705 20	0,19	5,30	1,02
A 3	Eje principal de la transmisión	Acero de transmisión 705 20	1,00	5,30	5,30
B	Horquilla de dirección	Acero estructural (ASTM A513), 1 1/8", espesor 1,5 mm.	3,54	1,34	4,74
		Suma	88,97	TOTAL USD	235,22

Fuente: Metalmecánica Beecons, Accesorios Industriales y Automotrices "JMVI".

Catálogo DIPAC.

En la tabla 6.2 tenemos los equipos y accesorios utilizados en el prototipo.

Tabla 6.2 Equipos y Accesorios

Costo de equipos y accesorios de la bicicleta híbrida

Cód.	Descripción/Medida	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo Parcial (USD)
N	Llantas completas 24". Aluminio	2	45	90
N	Frenos de disco, Dext 160mm	2	35	70
A 2	Pernos milimétricos 1/8x2", pernos Alen M5x0,8x16 GR10,9	16	0,25	4
A 2	Piñón fijo, Dicta Brand: 1/2"x1/8"x16T	3	6,5	19,5
A 3	Cadena piñón fijo	1	8	8
A 3	Rodamientos transmisión, Din 12 [mm],Dext28 [mm]	2	2,5	5
N	Piñón de marchas	1	40	40
N	Cadena de marchas	1	8	8
A 3	Tensor de cadena	1	12	12
A 1	Rodamientos del Volante, 6903-2RS , Din 12 [mm],Dext30 [mm]	2	1,34	2,68
A 1	Motor eléctrico, motor de arranque BR L5	1	33	33
A 2	Sistema de escobillas	1	8	8
A 1	Tuercas y arandelas	8	1,2	9,6
A 3	Cables y acoples	1	14	14
B	Bicicleta completa, excepto horquilla y rueda delantera..	1	450	450
B	Alternador de motocicleta	1	32	32
B	Batería 12 V, 9A	1	18	18
B	Circuito regulador de potencia	1	23	23
B	Otros	1	15	15
			TOTAL USD	861,78

Fuente: Catálogo de Shimano, Motors del Ecuador (Galardi), Talleres Cuenca, ICE Importaciones, Castillo Hermanos.

Por tanto, sumando los costos de las tablas 6.1 y 6.2, se obtienen los costos directos, que se expresan:

$$\text{Costo directo} = \text{Costo de material} + \text{Costo de equipos y accesorios}$$

$$\text{Costo directo} = 235,22 + 861,78 \text{ [USD]}$$

Costo directo = 1097 [USD]

6.2.2 Costos indirectos

Los costos indirectos se generan por el proceso de producción o transformación del material en bruto a elementos requeridos o diseñados, por tanto, en este rubro se debe tomar en cuenta: costo hora de maquinaria, equipos, herramientas, procesos manuales, mano de obra, etc.

En la tabla 6.3 se indican estos rubros, por cada elemento fabricado.

Tabla 6.3 Costos Indirectos

<i>Costos Indirectos</i>								
Descripción	Proceso							
	Torno	Fresadora	Taladro	Oxicorte	Soldadura	Mototool	Esmerilado	Procesos Manuales
Eje exterior (Rotor) Volante	1	--	0,5	--	--	--	--	1
Anillo Prisionero del Volante	1	--	1	0,25	--	--	--	2
Eje Principal	2	--	--	--	--	--	0,25	1
Eje Roscado Trinquete	0,5	--	0,5	--	--	--	0,25	1
Tapa del Eje exterior	1	--	0,5	0,25	--	--	--	1
Volante de Inercia	8	2	3	0,5	0,25	0,5	4	12
Anillo de bronce	0,5	--	1	--	--	--	0,25	0,5
Lunas de conexión		--	1	--	0,25	0,25	0,25	2
Engrane Matrimonio	1,5	1	--	--	0,15	--	--	0,25
Eje principal de la transmisión	1	--	--	--	--	--	--	--
Horquilla de dirección	0,5	--	1	--	2	1	0,5	2
Adicionales: Sistema eléctrico, Electrónico, Mecánico de Bicicletas	--	--	--	--	--	--	--	3
Suma total de horas	17,0	3,0	8,5	1,0	2,7	1,8	5,5	25,8
Precio Unitario Máquina/hora	7,4	9,5	4,2	5,3	6,4	9,5	9,5	9,5
Precio Unitario del Operador/hora	4,2	4,7	2,1	2,6	3,1	1,7	1,7	1,7
Subtotal	197,0	42,7	53,7	7,9	25,1	19,6	61,6	288,6

TOTAL (USD)	696,26
--------------------	--------

Fuente: Metalmecánica Beecons, INEC.

6.2.3 Costo por Improvisto

Este rubro de imprevisto, tiene la función de prever alguna anomalía con el material, daño de herramientas, tiempos perdidos por accidentes u equipos defectuosos, por tanto es adicional y puede ser reembolsable, en el caso de que

esto no ocurra. El porcentaje del rubro adicional es del 10% de la suma de los costos directos e indirectos.

$$\text{Costo por Improvisto} = 10\% \cdot (\text{Costo directo} + \text{Costo Indirecto})$$

$$\text{Costo por Improvisto} = 10\%(1097 + 696,26) \text{ (USD)}$$

$$\text{Costo por Improvisto} = 179,33 \text{ (USD)}$$

6.2.4 Costo parcial del prototipo

El costo parcial del prototipo es,

$$C_{\text{parcial}} = \text{Costo directo} + \text{Costo Indirecto} + \text{Costo Improvisto}$$

$$C_{\text{parcial}} = 1097 + 696,26 + 179,33 \text{ (USD)}$$

$$C_{\text{parcial}} = 1972,59 \text{ (USD)}$$

6.2.5 Costo de diseño

Para este tipo de proyectos en donde la investigación e imaginación del diseñador para adaptar ciertos dispositivos a un sistema fabricado en principio es fácil y divertido, lo radical es la elección de la geometría más detallada y el análisis del material ante ciertas modificaciones de propiedades mecánicas.

$$\text{Costo de diseño} = \text{Número de horas} \cdot \frac{\text{Costo}}{\text{Hora}}$$

$$\text{Costo de diseño} = (140 \text{ Horas}) \cdot \frac{8 \text{ USD}}{\text{hora}} = 1120 \text{ USD}$$

$$\text{Costo de diseño} = 1120 \text{ (USD)}$$

6.2.6 Costo total de la bicicleta híbrida

El costo total de prototipo es la suma de todos los costos para la obtención de la bicicleta híbrida. La tabla 6.4 indica la suma de los costos parciales detalladamente.

Tabla 6.4 Costo total del prototipo

Costo Total

Descripción	Costo parcial
Costos Directos	1097,00
Costos Indirectos	696,26
Costos por Imprevistos	179,33
Costos por Diseño	1120,00
TOTAL	3092,59

Fuente: Propia

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

- La industrialización cumple un papel importante en la ingeniería inversa, permitiendo desarrollar equipos y tecnología de vanguardia, a un bajo precio y una alta eficiencia, como lo fue para la construcción del sistema híbrido, montado en una bicicleta de montaña.
- La construcción se la realizó en las dos mejores alternativas (Alternativa 4 y 5), permitiendo una mayor comprensión de todos los principios mecánicos, cinéticos, energéticos, eléctricos y físicos, e interpretar los parámetros más indispensables en el diseño y su influencia en el rendimiento, capacidad, funcionalidad, adaptabilidad y costo, para así lograr el objetivo deseado.
- La fabricación inicial fue la alternativa 4, presenta en su funcionamiento ciertos parámetros que influyen directamente en su maniobrabilidad, en otras palabras, el efecto giroscópico cuando se toma una curva con una moderada velocidad (25 km/h), hacen que la rueda delantera por falta de adherencia (comparada con la adherencia de las dos ruedas del sistema de almacenamiento de energía) no gire, además de otros factores inerciales. La difícil operatividad de esta alternativa 4, fabricada, es la razón por la cual queda eliminada en las pruebas de campo.
- La alternativa 5 presenta las mejoras concernientes a la alternativa 4, de fácil operación, presenta una buena estabilidad, y el efecto giroscópico se lo puede compensar con un aumento de torque en el manubrio además de dotar al sistema de un amplio rango de velocidades permisibles.
- Los parámetros de diseño de máquinas han permitido tener un amplio factor de seguridad para su funcionamiento u operación y garantizar la vida del operador y todos sus entornos.
- El análisis de mercado práctico ha determinado ser una herramienta muy útil para la reducción de costos sin disminuir la calidad del producto, por tanto, los elementos utilizados y su funcionalidad poseen una evaluación técnica y económica de alta confiabilidad.

- El prototipo cumple todas las expectativas descritas, como una fuente alterna de un medio de transporte ligero y amigable con el medio ambiente.
- El estudio de los volantes de inercia y de sistemas híbridos debe pasar a primer plano cuando se trate de acumuladores energéticos involucrados al transporte, es por ello que se da con este proyecto el inicio de una era diferente a la conocida “combustión”, para pasar a una era de libertad energética.

RECOMENDACIONES:

- Los acumuladores energéticos poseen ciertas limitaciones que los hacen poco utilizados, pero con la ayuda de la inducción electromagnética podemos llevar a estas simples masas en movimiento a una producción de energía infinita.
- La fabricación de prototipos es indispensable cuando se trata de hacer un proyecto que sea útil verdaderamente, sea que la idea sea excelente o mala, pero hay que intentar poner en práctica para poder llevar a un nivel superior nuestra mente ingenieril aplicada a las máquinas.
- Estudiar más minuciosamente los volantes de inercia de materiales compuestos, es ahí donde se puede aumentar la densidad de energía sin perder de vista la densidad de potencia, para hacer más eficiente y liviano al prototipo.
- El sistema eléctrico y los controles electrónicos deben ser elaborados de acuerdo a las especificaciones del motor eléctrico y las rpm adquiridas, si se requiere mayor potencia para pendientes más inclinadas se recomienda variar el sistema de transmisión o aumentar la potencia del motor eléctrico.
- La velocidad admisible en un vehículo de transporte liviano es un parámetro más de confiabilidad y confort. Se recomienda por seguridad, no exceder los límites establecidos de velocidad para evitar accidentes.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ELORRIETA I., "Libro verde de medio ambiente urbano", España (2007).
- [2] Diseño y construcción de un sistema de impulsión neumático para acoplarlo a una bicicleta comercial/EPN/Cód.: 2286/Junio/2009
- [3] Estudio de la EPN de palo de bambú para cuadros de bicicletas.
- [4] VALLEJO P., "Física Vectorial 2", Cuarta Edición, Ecuador, 2003.
- [5] Cutnell D., "Física Elemental"
- [6] FISHBANE P. "Física para ciencias e Ingeniería Vol. 1", Ed. Prentice Hall, México, 1994.
- [7] BLATT F. "Fundamentos de Física", Ed. 3ra. Prentice Hall, México 1991, Cap. 9.
- [8] HOLOWENKO A. "Dynamics of machinery", Ed. 5th, United States, June 1965, Chapter 16.
- [9] MERIAM "Dinámica de maquinaria"
- [10] DUGGER G. "Heat-Engine/Mechanical-Energy-Storage-Hybrids-Propulsion Systems for vehicles", Applied Physics Laboratory, Maryland, march 1972.
- [11] KULKARNI S. "Composite Material Flywheels and Containment Systems" Energy and Tech. Rev. L.L.N.Lab., march 1982, pág. 18-29.
- [12] NASA, "Mechanical Capacitor", Información técnica de la NASA, Número TN D-8185, March 1976.

- [13] BOLUND B. "Flywheels energy and power storage systems", Uppsala University, The Angstrom Laboratory, Sweden, 2007.
- [14] MASFERRER LL., "Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos", Ingeniería Mecánica, UdG., 2005.
- [15] BELONG B., "Electric Power Generation and Storage Using a High Voltage Approach", Faculty of Science and Technology 173, Uppsala Universitet, 2006.
- [16] POST R., "Flywheels, Sci. Am. 2229, 1973.
- [17] GENTA G., "Kinetics Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems. London: Butterworths, 1985.
- [18] GABRYS CW., "High Performance Composite Flywheel", US patent Pub. No.: US 2001/0054856, December 2001.
- [19] SHIGLEY J. "Diseño en Ingeniería Mecánica". Ed. 8va, McGrawHill, México 2008.
- [20] SCHWEITZER G, "Active Magnetic Bearings", Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 1994.
- [21] CARZOLA D., "Control de maqueta de levitación magnética utilizando un microcontrolador", Universidad de Cartagena, 2011.
- [22] TORBJÖRN A. "Design and Analysis of a Novel Low Loss Homopolar Electrodynamic Bearing", Estocolmo, 2005.
- [23] TECNUN, Campus Tecnológico Universidad de Navarra. Elementos de Máquinas (Volantes de Inercia)

[24] VARGAS J. "Producción por Virutaje", Departamento de Diseño y Producción, EPN.

[25] MERIAM J., KRAIGE L. "Dinámica en Ingeniería Mecánica" 5ta edición.

INTERNET:

[1] Sitio Web OPEC: http://www.opec.org/opec_web/en/data_graphs/40.htm.
Acceso: Enero 2013

[2] Sitio Web Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, Ecuador, Acceso:
Enero 2013

[3] Sitio Web Catálogos de bicicletas, Shimano, Dita, Motores eléctricos,
Rodamientos. Acceso: Enero 2013

[4] Sitio Web Instituto Nacional de Estadísticas y Censos INEC. Acceso: Enero
2013

[5] http://www.nasa.gov/missions/science/f_flywheel.html, Acceso: Diciembre
2012

[6] <http://www.xataka.com/otros/bicicleta-electrica-de-panasonic>. Acceso: Enero
2013

[7] <http://www.ebikes.ca/hubmotors.shtml>. Acceso: Enero 2013

[8] <http://biobike.es/tienda/motor-bicicleta-electrica>. Acceso: Enero 2013

[9] <http://www.enbicielectrica.com/t1501p30-bicicleta-electrica-super-homemade>.
Acceso: Enero 2013

[10] <http://rodadosyauck.blogspot.com/2011/06/bicicletas-con-motor-novedad.html>
Acceso: Enero 2013

- [11] <http://motosdecalidad.blogspot.com/2011/11/historia-de-las-motocicletas.html>, Acceso: Enero 2013
- [12] <http://www.gizmag.com/flywheel-bicycle-regenerative-braking/19532>, Acceso: Enero 2013
- [13] <http://www.terrabike.com/foro/index.php?showtopic=126655>, Acceso: Enero 2013
- [14] <http://www.beaconpower.com/products/about-flywheels.asp>., Acceso: Enero 2013
- [15] http://elfini.files.wordpress.com/2009/02/xtrac_kers_f11.jpg. Acceso: Enero 2013
- [16] <https://sites.google.com/site/ahorroenergeticoenelespacio/baterias-inerciales-o-flywheel>. Acceso: Enero 2013
- [17] <http://queinventenellos.com/rosen-motors-innovacion-antes-de-tiempo>, Acceso: Enero 2013
- [18] <http://automobilesociety.ac.in/wp-content/uploads/2012/12/Super-conductivity.pdf>. Acceso: Enero 2013
- [19] <http://www.shinetsu-rare-earth-magnet.jp/e/rd/mc.html>. Acceso: Enero 2013
- [20] <http://automotoresturbo.blogspot.com/2012/08/el-motor-de-arranque-en-el-vehiculo-es.html>. Acceso: Enero 2013
- [21] <http://hermozaingenieria.blogspot.com>. Acceso: Enero 2013
- [22] http://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102835979, Enero 2013

[23] <http://www.repind.com.mx/sites/default/files/GRADO%20MAQUINARIA.pdf>,
Acceso: Febrero 2013, Tratamiento térmico estirado en frío.

[24] <http://www.carrotools.com/m1.html>, Acceso: Febrero 2013.

[25] <http://www.mideplan.go.cr>, "Guía para la elaboración de diagramas de flujo",
Julio, 2009, Acceso: Marzo 2013

[26] <http://www.iso.org/iso/home.htm>. Acceso: Febrero 2013

OTRAS:

[1] Propiedades físicas-Propiedades generales (Inventor 2012)

[2] Metalmecánica Beecons, Accesorios Industriales y Automotrices "JMVJ".
Catálogo DIPAC.

[3] Catálogo de Shimano, Motors del Ecuador (Galardi), Talleres Cuenca, ICE
Importaciones, Castillo Hermanos.

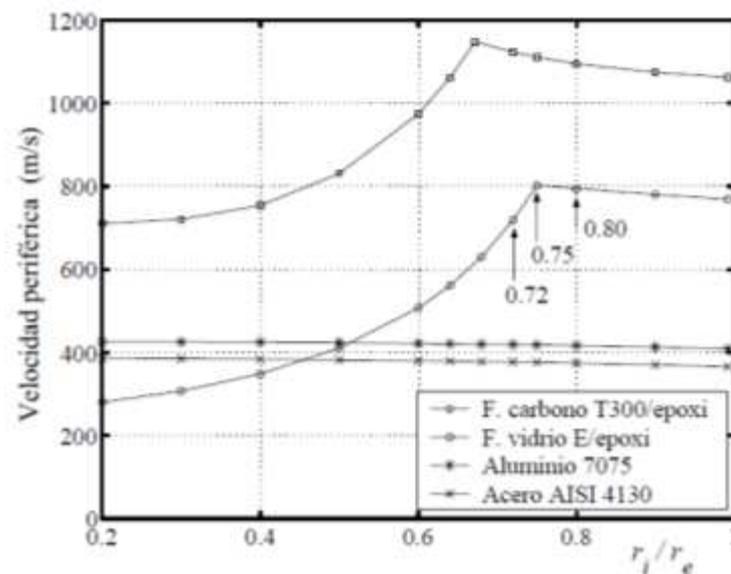
ANEXOS

ANEXO A.

GRÁFICAS DE ANÁLISIS DE VOLANTES DE INERCIA

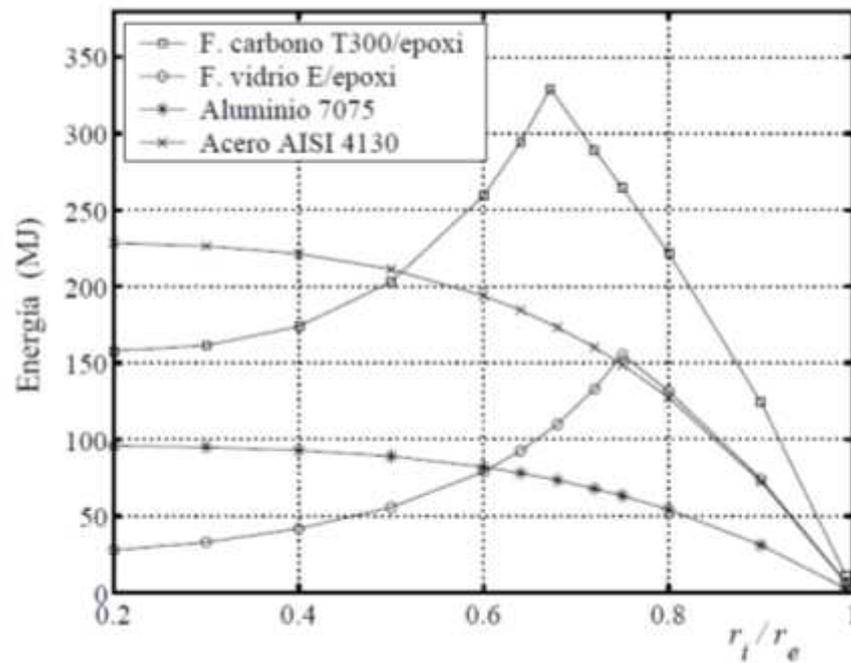
Estas gráficas presentan parámetros que permiten determinar que material es el más conveniente para cierta aplicación. Para este plan, el análisis es similar debido a que utiliza los mismos materiales pero el rango de revoluciones de estas gráficas es sumamente alto, es aproximadamente de 3800 [rpm] hasta las 23000 [rpm].

Figura A.1 Velocidad periférica v_e máxima admisible para distintos materiales en función de la relación r_i/r_e .



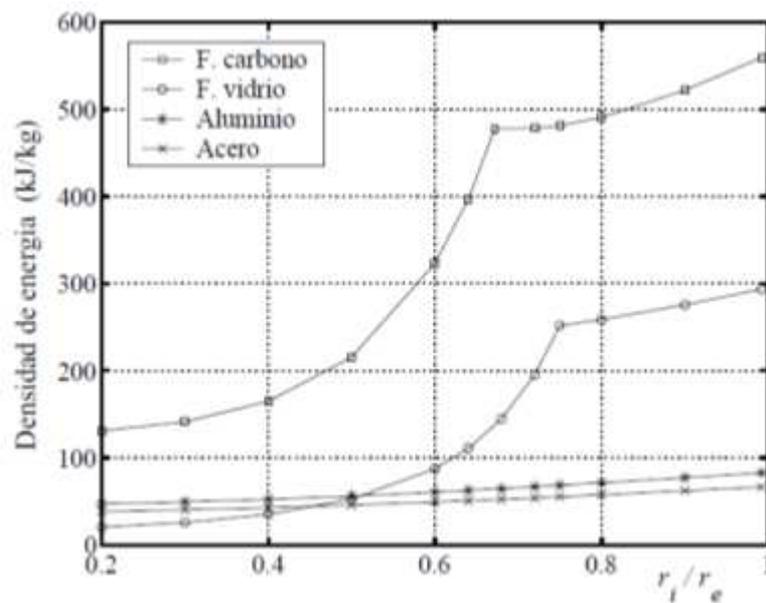
Fuente: MASFERRER Ll, Cáp. 9.Figura 9.3, pág213.

Figura A.2 Energía máxima de los rotores simples en función del radio interior r_i .



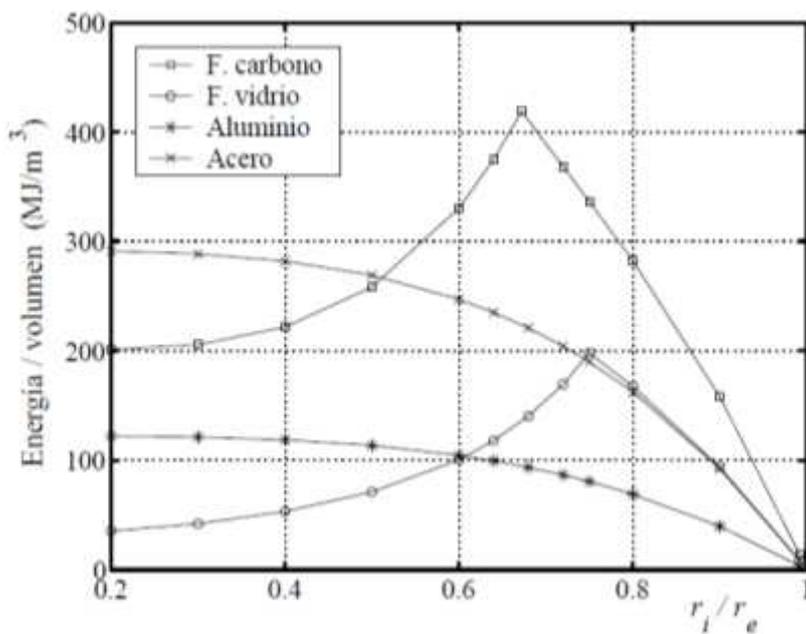
Fuente: MASFERRER Ll, Cap. 9. Figura 9.5, pág215.

Figura A.3 Densidad de energía máxima en el rotor en función del radio interior r_i .



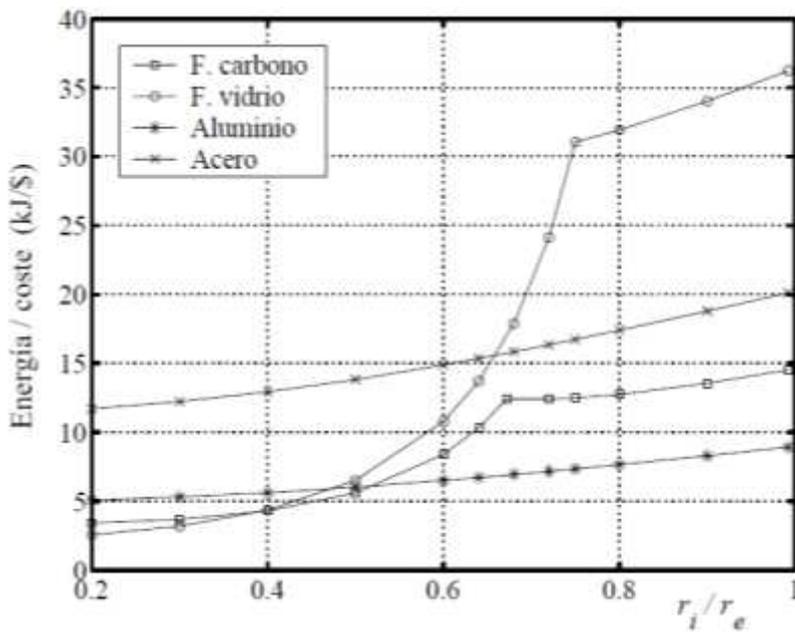
Fuente: MASFERRER Ll, Cap. 9. Figura 9.5, pág215.

Figura A.4 Energía máxima por unidad de volumen ocupado en función del radio interior r_i



Fuente: MASFERRER Ll, Cáp. 9.Figura 9.7, pág217.

Figura A.5 Energía máxima dividida por el coste del material en función del radio interior r_i



Fuente: MASFERRER Ll, Cáp. 9.Figura 9.8, pág218.

Figura A.6 Especificaciones de tubo redondo para cuadro de bicicleta.

ACERO



DIPAC®

PRODUCTOS DE ACERO

TUBO MECANICO REDONDO

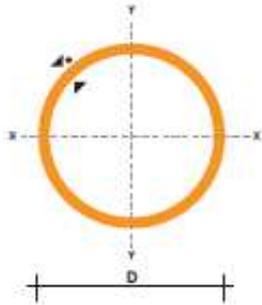
Especificaciones Generales

Norma	ASTM A 513
Recubrimiento	Negro o galvanizado, a mtz.
Largo Normal	6 mts.
Otros largos	Previa consulta
Dimensiones	Desde 1/2" a 2 1/2"
Espesor	Desde 0,6 mm a 1,5 mm



NOMENCLATURA

- A= Área de la sección transversal del tubo, cm²
- I= Momento de inercia de la sección, cm⁴
- W= Módulo resistente de la sección, cm³
- I= Radio de giro de la sección, cm



	DIAMETRO EXTERNO Pulg	ESPESOR		PESO		PROPIEDADES	
		e mm	F mm	A cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm
1/2	12.70	0.60	1.14	0.23	0.04	0.07	0.43
		0.75	1.44	0.28	0.05	0.08	0.42
		0.95	1.86	0.35	0.06	0.09	0.41
		1.10	2.10	0.40	0.07	0.11	0.41
		1.50	2.82	0.53	0.08	0.13	0.39
5/8	15.88	0.60	1.44	0.29	0.08	0.11	0.54
		0.75	1.86	0.36	0.10	0.13	0.53
		0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51
3/4	19.05	0.60	1.74	0.35	0.15	0.16	0.65
		0.75	2.16	0.43	0.19	0.19	0.65
		0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62
7/8	22.22	0.60	2.04	0.41	0.24	0.21	0.75
		0.75	2.52	0.50	0.29	0.26	0.76
		0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74
1	25.40	0.60	2.28	0.47	0.36	0.28	0.88
		0.75	2.88	0.58	0.44	0.35	0.87
		0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08
		1.50	7.08	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	1.28	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54
		1.10	7.26	1.50	3.52	0.16	1.53
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.76
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.78	1.74
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08
2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05	4.42	2.19

34

 Pbx: 013 2293 799 / Dpto. - Ecuador www.dipacmetal.com

Fuente: Dipac

Figura A.7 Parámetros de Rodamientos

Rodamientos FAG rígidos de bolas

era

2RSR

2ZR

Dimensiones		Peso				Capacidad de carga		Velocidad		Velocidad de referencia		Denominación abreviada	
d	D	B	f ₁ min	H ₁	H ₂	J	Peso	dyn. C ₁₀	stat. C ₀	límite	de referencia	Rodamiento	M
mm				mm	mm	mm	kg	kN		mm ³	mm ³	FAG	mm
10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	28	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	30	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	32	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	36	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	40	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,010	4,25	1,06	34000	30000	6200	12
10	45	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	50	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	55	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	60	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	65	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	70	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	75	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	80	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	85	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	90	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	95	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
10	100	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,012	4,95	1,26	40000	36000	7200	12
12	28	8	0,3	23,5	24,4	15,6	0,008	5,1	1,36	18000	16000	3200	12
12	30	8	0,3	23,5	24,4	15,6	0,008	5,1	1,36	18000	16000	3200	12
12	32	8	0,3	23,5	24,4	15,6	0,008	5,1	1,36	18000	16000	3200	12
12	36	8	0,3	23,5	24,4	15,6	0,008	5,1	1,36	18000	16000	3200	12
12	40	8	0,3	23,5	24,4	15,6	0,008	5,1	1,36	18000	16000	3200	12
12	45	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	50	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	55	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	60	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	65	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	70	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	75	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	80	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	85	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	90	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	95	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
12	100	9	0,5	27,4	29,5	17,0	0,010	5,9	1,56	20000	18000	3600	12
15	37	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	40	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	45	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	50	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	55	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	60	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	65	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	70	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	75	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	80	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	85	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	90	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	95	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15
15	100	12	1	30,6	31,4	19,5	0,005	6,6	1,86	15000	14000	2800	15

Los rodillos de vida B

Figura A.8 Partes del cuerpo humano. Morfología

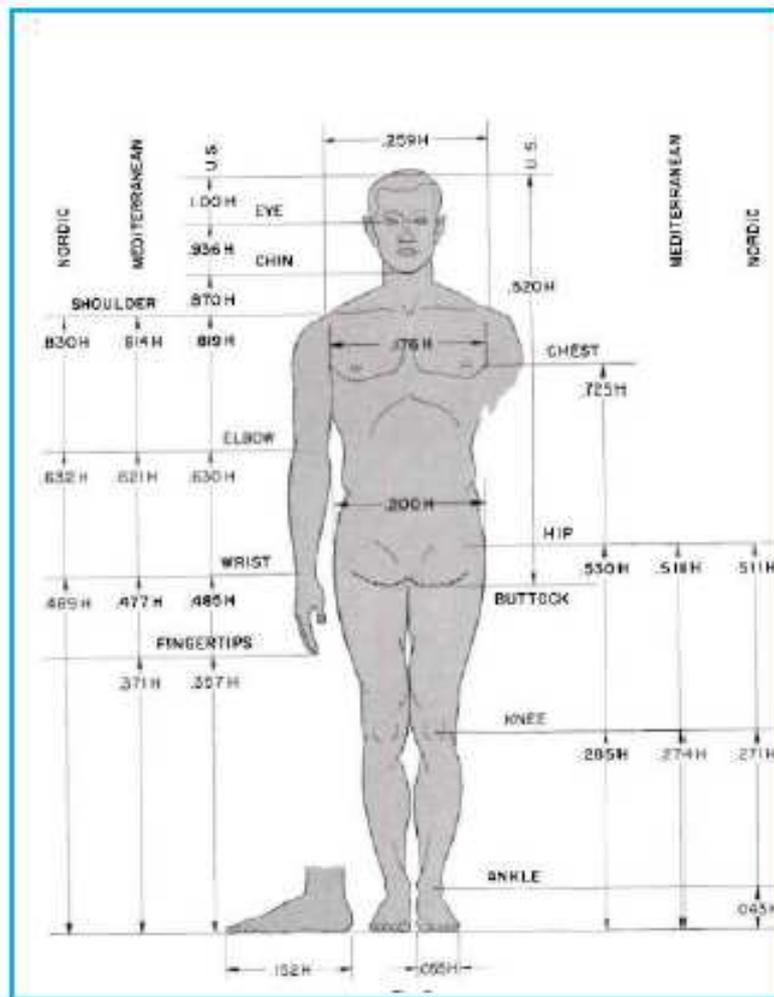


Figura 45. Parámetros de segmentos corporales de un hombre según su altura[9]

Posteriormente, para obtener las masas y centros de gravedad (que se necesitan luego en la simulación en SimMechanics) de cada parte del cuerpo según su altura, se utiliza la Tabla 3 [1].

Fuente.: Tesis Daniel Estévez Fernández

Figura A.9 Ciclo de conmutación de sistemas híbridos

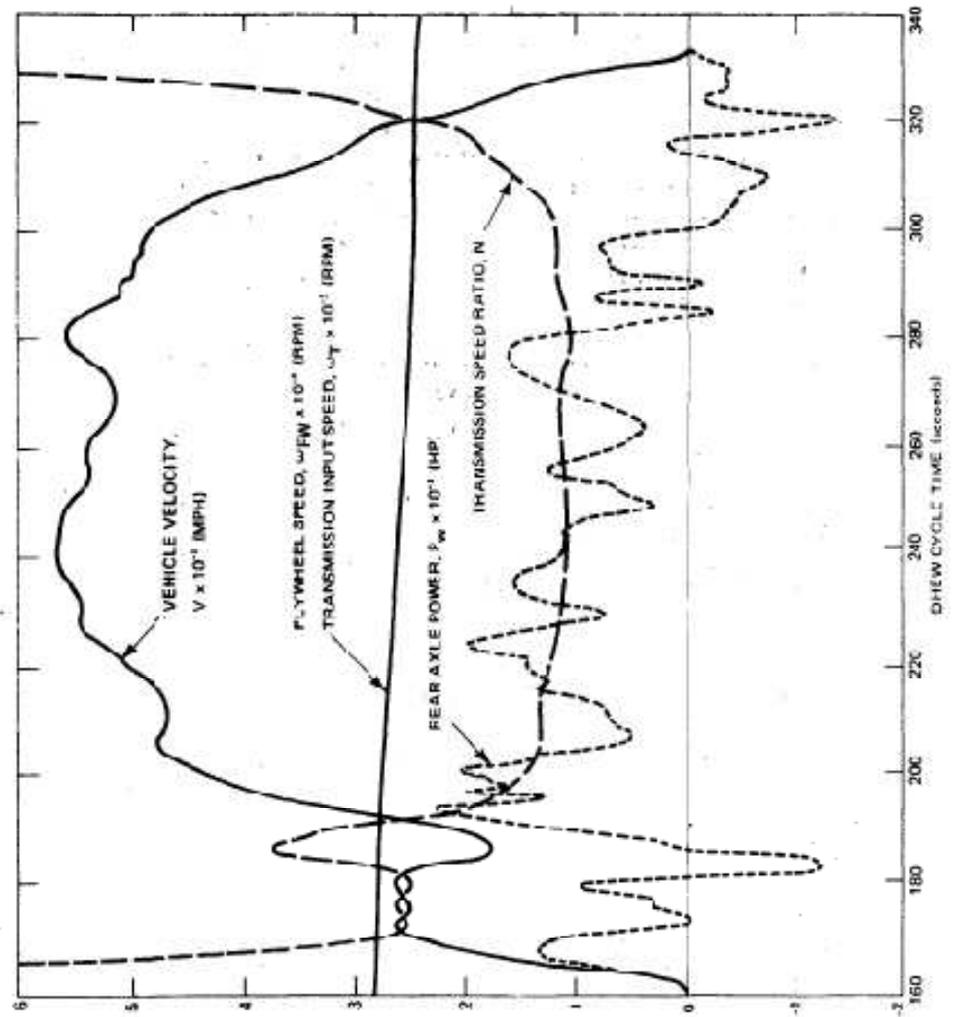


FIG. 5-11 COMMUTER CAR HYBRID OPERATING ON DHEW DRIVING CYCLE. FULL FLYWHEEL CHARGE AT START OF CYCLE. ENGINE IS OFF DURING THIS PORTION

Fuente: G.L DUGGER/ Hybrids Propulsion System/ CP011/1972

ANEXO B.

FOTOGRAFÍAS DEL PROTOTIPO.

ANEXO B

FOTOGRAFÍAS DEL PROTOTIPO

PROCEDIMIENTO GRÁFICO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL ACUMULADOR ENERGÉTICO

Figura B.1 Taller de fabricación



A continuación se describe el proceso de fabricación de los elementos principales del acumulador energético, describiendo gráficamente la secuencia de pasos y los parámetros que se deben tomar en cuenta para su elaboración.

- Volante de inercia

Figura B.2 Corte del Volante de inercia.



Descripción: Proceso de corte con oxígeno

Figura B.3 Retiro de rebabas del oxicorte.



Figura B.4 Soldadura de Anillo para mecanizado, proceso GMAW.



Figura B.5 Centrado del anillo en el torno.

Figura B.6 Torneado cara frontal.



Figura B.7 Punto centro, centrado en torno. Figura B.8 Cuchilla de interiores



Figura B.9 Reducción para el área de radios del volante.



Figura B.10 Torneado cara posterior.



Figura B.11 Eliminación de vibración.



Figura B.12 Soldadura GMAW.



Figura B.13 Platinas $e=4$ [mm].



Figura B.14 Perno contrapunto.



Figura B.15 Sujeción del perno en torno.



Figura B.16 Disco de contrapunto.



Figura B.17 Trazo de radios.



Figura B.18 Taladrado de contorno de geometría.



Figura B.19 Características de operación para taladrado.



Figura B.20 Taladrado perimetral de radios Figura B.21 Taladrado.



Figura B.22 Corte con sierra de mano del perímetro taladrado.



Figura B.23 Corte completo y limado de superficies rugosas con Mototool.



Figura B.24 Fresado de perímetro anteriormente taladrado, utilización de cabezal divisor acoplado al taladro de pedestal (Tesis Ing. Wilson Cueva).



Figura B.25 Fresado interno de superficie.



Figura B.26 Parámetros de fresado.



Figura B.27 Fresado uniforme de geometría diseñada.



Figura B.28 Avellanado de perforaciones. Figura B.29 Avellanado.



Figura B.30 Eliminación de filos cortantes con broca de mayor diámetro.



EJE EXTERIOR ROTOR

Figura B.31 Torneado para eliminación de impurezas superficiales.



Figura B.32 Parámetros de torno para acero de transmisión 140M.



Figura B.33 Torneado hasta Dext, deseado. Figura B.34 Lija proteger superficie.



Figura B.35 Torneado posterior.

Figura B.36 Centrado con reloj.



Figura B.37 Torneado Dext, deseado.

Figura B.38 Torneado Dint, deseado.



Figura B.39 Parámetros de torno para eje hueco.



Figura B.40 Torneado posterior hasta Dint. Figura B.41 Centrado posterior con reloj.



TAPAS DEL EJE EXTERIOR

Figura B.42 Corte con oxígeno de las tapas. Trazo 20 % más grandes.



Figura B.43 Oxicorte con compás.



Figura B.44 Limpieza de rebaba.



Figura B.45 Taladrado del centro y posteriormente torneado.



Figura B.46 Parámetros técnicos tapas.

Figura B.47 Centrado, taladrado.



Figura B.48 Torneado hasta obtener la geometría deseada.



Figura B.49 Torneado de acabado.



Figura B.50 Parámetro de acabado.



ANILLO PRISIONERO

Figura B.51 Oxicorte, torneado y lijado.



Figura B.52 Taladrado de agujeros axiales.



Figura B.53 Torneado de acabado.



Figura B.54 Machuelado.



Figura B.55 Taladrado del anillo axialmente para prisioneros.



Figura B.56 Puntos de suelda para centrado de agujeros en el volante de inercia. Se necesita alta centricidad.



EJES ROSCADO TRINQUETE

Figura B.57 Centrado con contrapunto, taladrado y torneado.



Figura B.58 Parámetros de avance para rosca.



Figura B.59 Tabla de técnica de avance para tipo de rosca según la posición de la Figura B.58

LEAD SCREW 6mm
GROSS SCREW 4mm

LEVER → I II III IV V

	I	II	III	IV	V	I	II	III
1G	72	36	18	9	4½	0.040	0.063	0.100
4G	60	30	15	7½	3½	0.048	0.099	0.150
6G	54	27	13½	6¾	3¾	0.054	0.110	0.167
1E	48	24	12	6	3	0.040	0.063	0.100
2E	46	23	11½	5¾	2¾	0.043	0.083	0.125
3E	44	22	11	5½	2¾	0.043	0.089	0.133
8G	42	21	10½	5¼	2¾	0.070	0.140	0.280
4E	40	20	10	5	2½	0.048	0.099	0.198
5E	38	19	9½	4¾	2¾	0.051	0.105	0.204
6E	36	18	9	4½	2½	0.054	0.110	0.218
7E	32	16	8	4	2	0.059	0.118	0.239
8E	28	14	7	3½	1¾	0.070	0.140	0.280
9E	26	13	6½	3¼	1¾	0.075	0.151	0.301
1E	86	48	24	12	6	0.062	0.124	0.250
2E	92	46	23	11½	5¾	0.067	0.134	0.269
3E	88	44	22	11	5½	0.070	0.140	0.280
4E	80	40	20	10	5	0.078	0.156	0.312
5E	76	38	19	9½	4¾	0.081	0.161	0.323
6E	72	36	18	9	4½	0.086	0.172	0.344
7E	64	32	16	8	4	0.097	0.194	0.387
8E	56	28	14	7	3½	0.110	0.220	0.441
9E	52	26	13	6½	3¼	0.118	0.237	0.473
1G	0.5	1	2	4	8	0.056	0.113	0.226
1E	0.75	1.5	3	6	12	0.056	0.113	0.226
4F		1.75	3.5	7	14	0.067	0.137	0.274
6E	1	2	4	8	16	0.075	0.153	0.306
7E		2.25	4.5	9	18	0.086	0.172	0.344
8F	1.25	2.5	5	10	20	0.099	0.198	0.397
1G	0.25	0.5	1	2	4	0.081	0.163	0.366
1E		0.75	1.5	3	6	0.091	0.183	0.366
4F			1.75	3.5	7	0.110	0.220	0.441
6E	0.5	1	2	4	8	0.118	0.239	0.479
7E			2.25	4.5	9	0.134	0.272	0.543
8F			1.25	2.5	5	0.153	0.306	0.613

IN
T/1"
DP
DP
MM
MM
MP
MP

Figura B.60 Comprobación de rosca para trinquete.



ACERO PLATA EJE PRINCIPAL

Figura B.61 Corte con sierra eléctrica.



Figura B.62 Dimensionado moleteado



Figura B.63 Moleteado en torno, para sujeción del rotor eléctrico



Figura B.64 Moleteado en una dirección. Figura B.65 Moleteado en dos direcciones.



Figura B.66 Parámetros del moleteado.



Figura B.67 Torneado de eje



Figura B.68 Torneado de geometría y preparación de superficie a roscar.



Figura B.69 Roscado en el eje, deja diámetros menores a los extremos para que tenga región de salida la cuchilla.



Figura B.70 Comprobación de rosca.



Figura B.71 Contra punto, torneado.



Figura B.72 Centrado Contrapunto.



Figura B.73 Roscado y comprobación.



FRABRICACIÓN CONJUNTA

Figura B.74 Puntos de suelda para perforación de agujeros de unión.

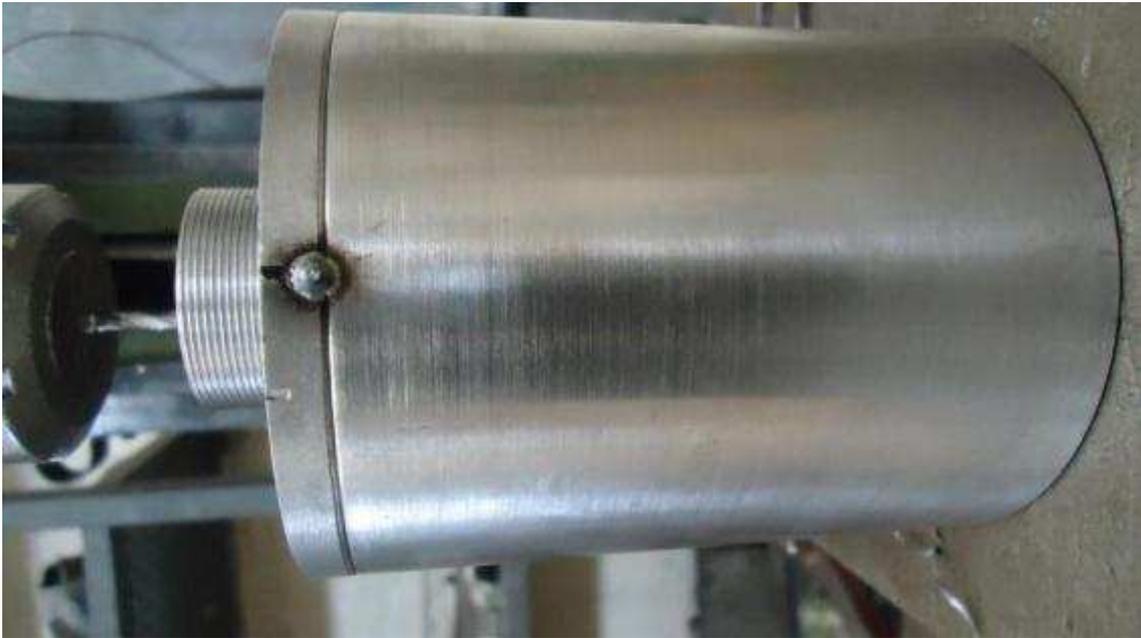


Figura B.75 Parámetro de taladrado



Figura B.76 Taladrado.



Figura B.77 Machuelado.



EJE DE TRANSMISIÓN

Figura B.78 Torneado de eje con rosca. Figura B.79 Torneado de engranes.



Figura B.80 Fresado de engranes con cabezal divisor.



Figura B.81 Parámetros de torneado del eje y los engranes.



SISTEMA REGENERATIVO

Anillos de acople

Figura B.82 Corte de placas con prensa hidráulica y torneado de anillos.



Figura B.83 Taladrado entorno de anillos. Figura B.84 Torneado interno.



Soporte transmisión

Figura B.85 Anillos de Rodamientos. Figura B.86 Suelda de patas soporte anillos.



CUADRO DE LA ALTERNATIVA 4

Figura B.87 Preparación del cuadro.



Figura B.88 Amolado de rebabas.



MONTAJE DEL ACUMULADOR CINÉTICO

Figura B.89 Volante de inercia acoplado al anillo prisionero.



Figura B.90 Volante y anillo acoplado al eje exterior hueco.



Figura B.91 Montaje de las tapas laterales.



Figura B.92 Montaje del eje principal.



Figura B.93 Montaje Sistema Regenerativo. Figura B.94 Colocación Piñón 16T



Figura B.95 Ajuste de pernos Sistema Regenerativo.



Figura B.96 Colocación Tuercas 1. Figura B.97 Colocación Tuercas 2.

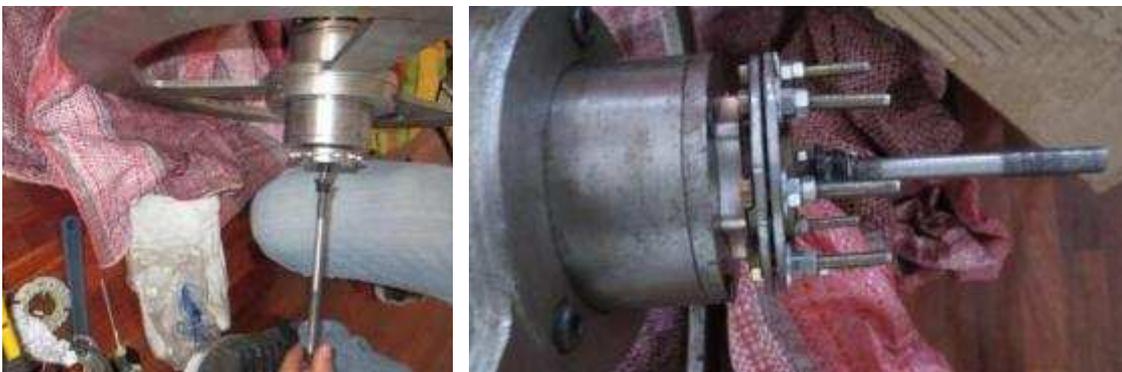


Figura B.98 Montaje Rueda Motriz. Figura B.99 Montaje de dos ruedas.



Figura B.100 Acumulador Cinético.



Figura B.101 Montaje del cuadro.

Figura B.102 Montaje de Horquilla delantera.



REVISIÓN DE PROYECTO 1

Figura B.103 Revisión del prototipo alternativa 4, con el Director. Ing. Mario Granja, y el Co-director Ing. Antonio Serrano.



Figura B.104 Revisión del prototipo alternativa 4, con el Ing. Antonio Serrano y el Ing. Jácome.



PROTOTIPO IDEAL, ALTERNATIVA 5

Figura B.105 Alternativa 5, Bicicleta híbrida con acumulador energético.



Figura B.106 Vista superior del acumulador energético completo.

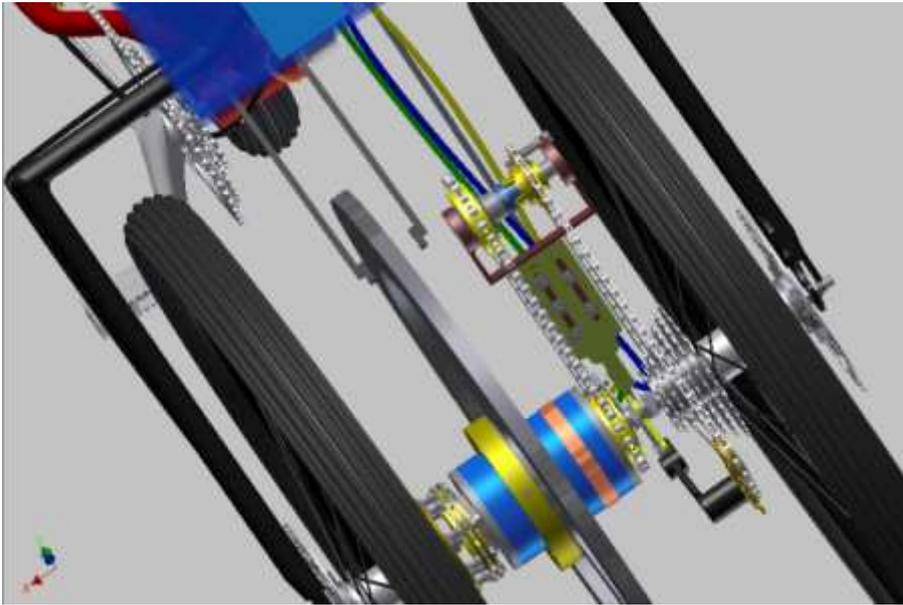


Figura B.107 Sistema de conexión del motor eléctrico por escobillas.

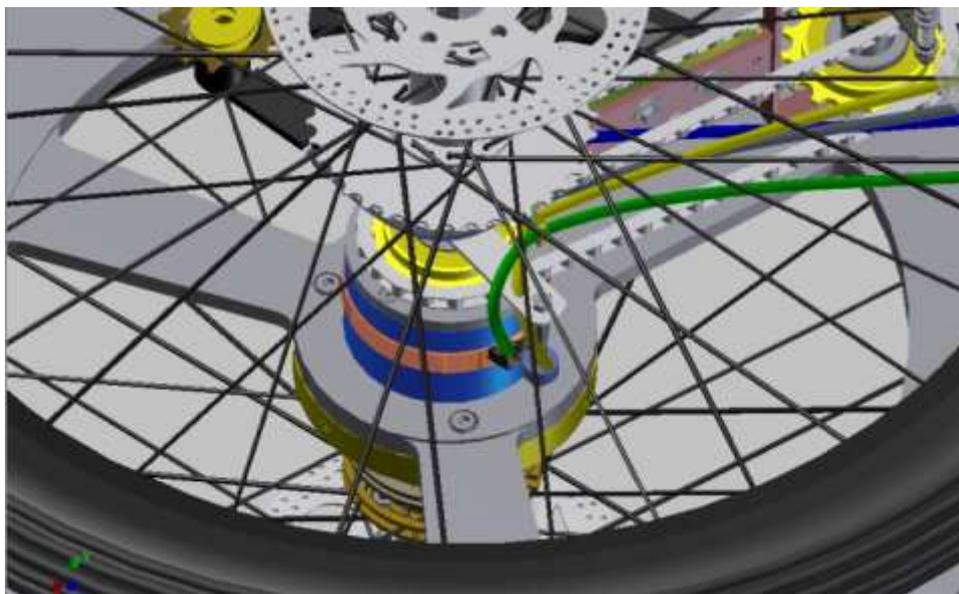


Figura B.108 Vista inferior del acumulador energético

FLYWHEELS.

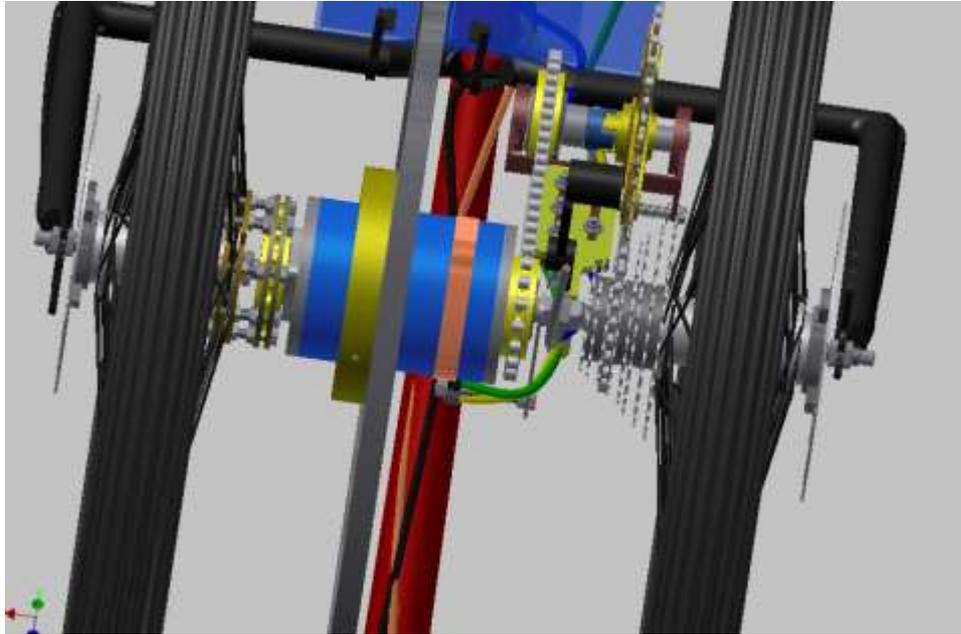
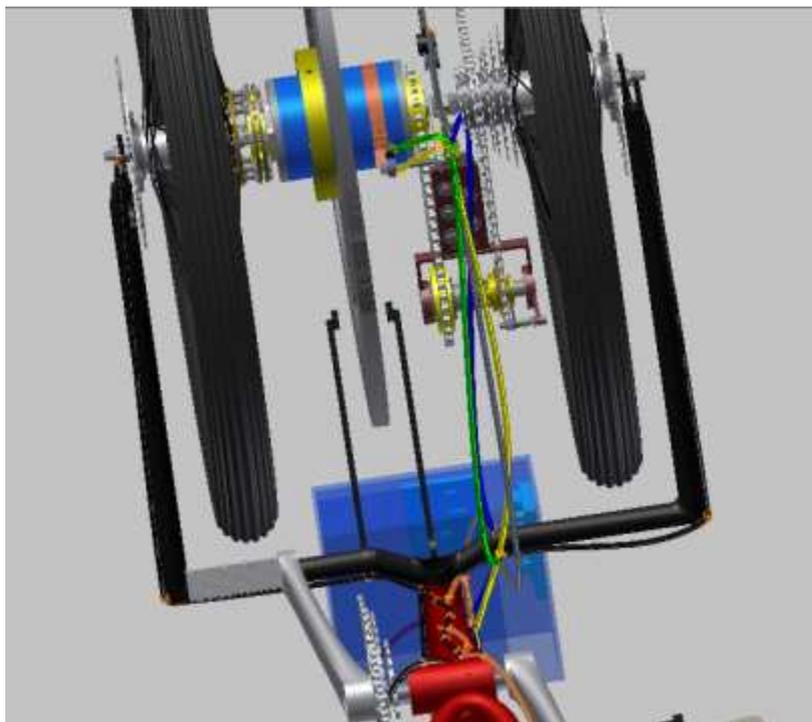


Figura B.109 Vista inferior posterior del acumulador energético FLYWHEELS, se observa cerca del volante de inercia los opto acopladores que a través de un circuito electrónico mide rpm.



REVISIÓN DE PROYECTO 2

Figura B.110 Preparación de la Horquilla, Alternativa 5.



Figura B.111 Trazo de geometría.



Figura B.112 Punteado GMAW.



Figura B.113 Comprobación.

Figura B.114 Soldadura final, horquilla GMAW.



Figura B.115 Fabricación del eje principal con ingeniería de detalle.



Figura B.116 Premontaje de la alternativa 5.



Figura B.117 Construcción de placas de extensión para horquilla.



Figura B.118 Diseño en campo, para placa de extensión superior.



Figura B.119 Montaje del sistema híbrido, parte mecánica.



Figura B.120 Torneado de colector, motor de DC.

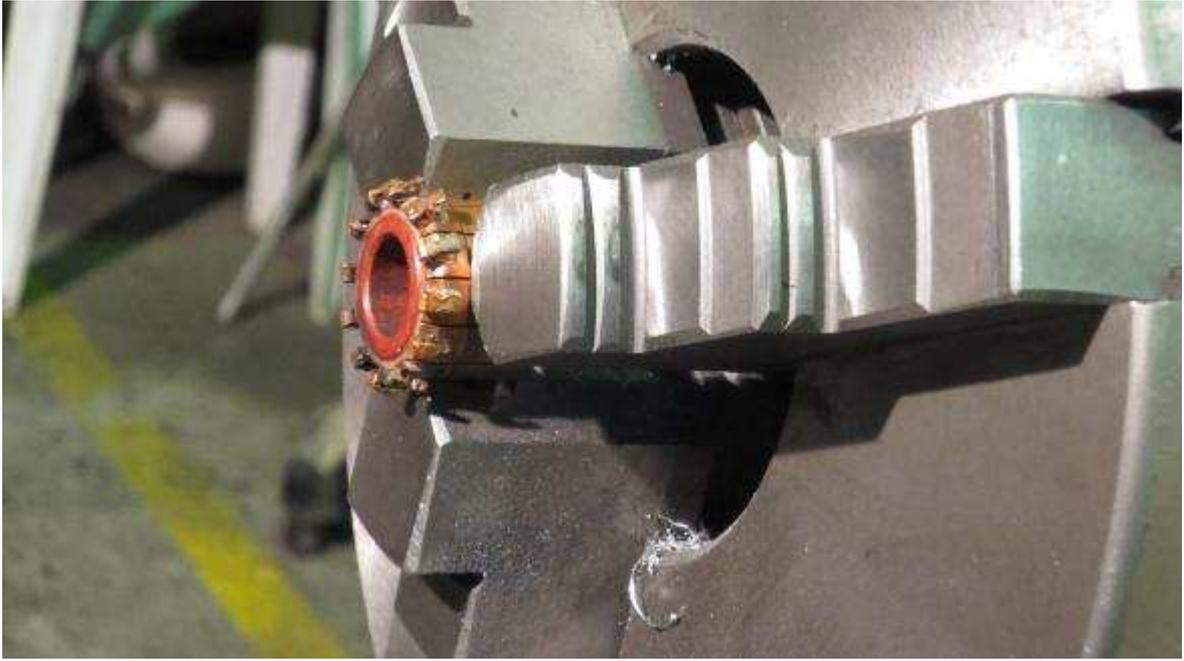


Figura B.121 Montaje del porta escobillas y el estator con imanes permanentes en el eje hueco, sujeto con prisioneros.

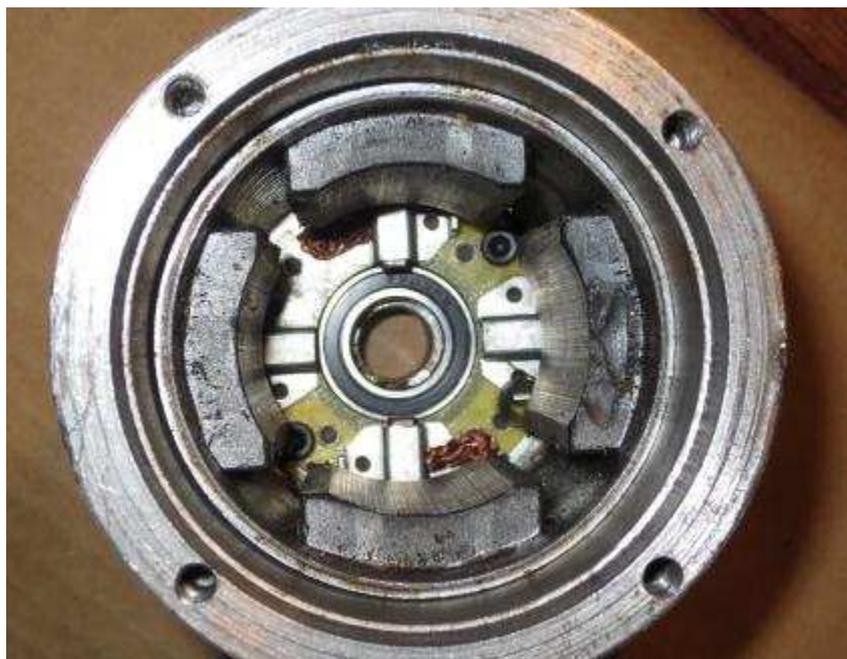


Figura B.122 Téc. Oswaldo Pillajo, conexión del motor eléctrico con portaescobillas.

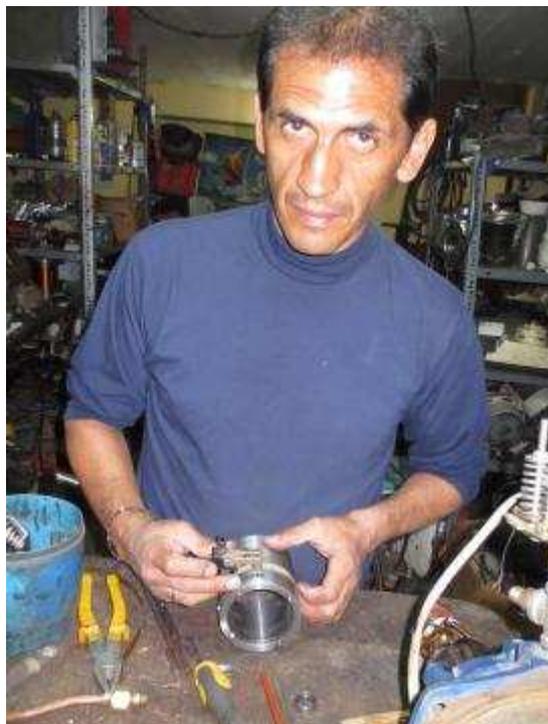


Figura B.123 Pruebas del motor de DC, con giro del estator.



Figura B.124 Fabricación del aislante, Nylon para los anillos de conexión.



Figura B.125 Montaje de anillos a presión y maquinado de la superficie interior.



Figura B.126 Separación de anillos y torneado interior.



Figura B.127 Comprobación de ajuste perfecto entre el estator y el porta anillos.



Figura B.128 Pruebas de funcionamiento del sistema eléctrico.



Figura B.129 Montaje de anillos al sistema híbrido.



Figura B.130 Automatización del portaescobillas con servomotor de 12 [kg][cm].



Figura B.131 Montaje del servomotor.



Figura B.132 Operación del servomotor.

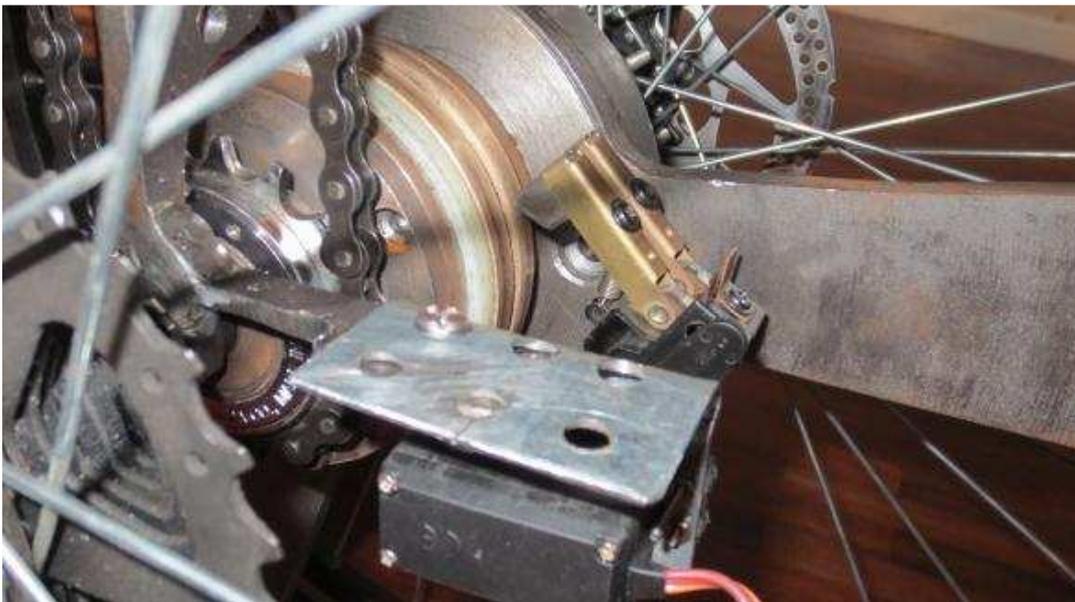


Figura B.133 Presentación del control electrónico.



Figura B.134 Conexión del servomotor al control electrónico.

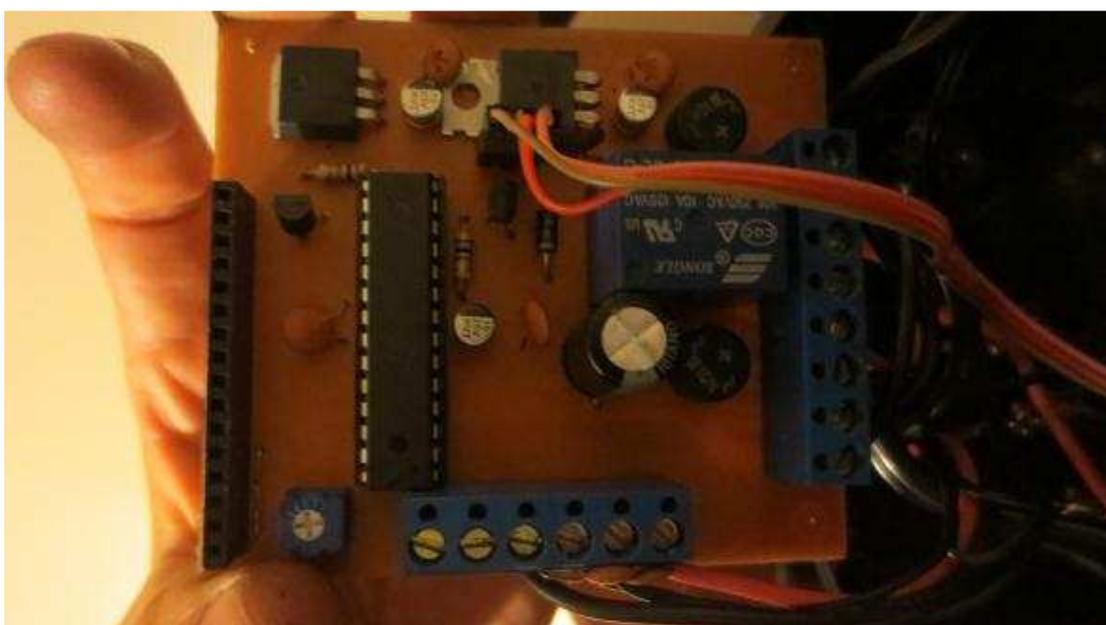


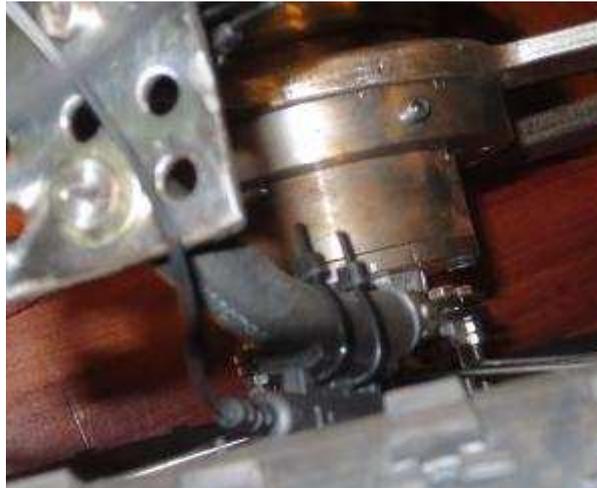
Figura B.135 Desarrollo de cableado para el sistema híbrido.



Figura B.136 Sistema electrónico montado en la Bicicleta híbrida.



Figura B.137 Ubicación de sensores, tanto de rpm del volante de inercia como el sensor de km/h de la bicicleta híbrida.



REVISIÓN DEL PROTOTIPO FINAL

Figura B.137 Revisión de la bicicleta híbrida, en EPN.



ANEXO C.

PLANOS DE LA BICICLETA HÍBRIDA