



UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
AUTOMOTRIZ

**Configuración del tren motriz para un vehículo Shell Eco-
Marathon**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autor:

PAULO CÉSAR FRÍAS PEÑAFIEL

Director:

DANIEL GUILLERMO CORDERO MORENO

CUENCA, ECUADOR

2017

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a Dios, quien ha sido mi guía durante el trayecto de mi vida, me ha brindado su apoyo incondicional y colmándome de bendiciones al igual que a mi familia.

Quiero dedicar también este trabajo de investigación a toda mi familia. A mis padres, Marcos Frías y Kathy Peñafiel, quienes han sido el pilar fundamental de mi formación como persona, hijo y alumno, con este trabajo pretendo retribuir de alguna manera todo el esfuerzo que han hecho por mí, al brindarme la posibilidad de estudiar una carrera universitaria, que hoy logro culminar.

De la misma manera dedico este trabajo a mis hermanos, a quienes amo profundamente, ya que siempre me han apoyado en mi diario caminar, al ser el hermano mayor he tratado de darles un buen ejemplo, pero muchas veces ellos han sido también un modelo para mí, son y serán mis mejores amigos para toda la vida.

Finalmente, dedico este trabajo a mis abuelos, en especial a mi abuelito Polibio, quien desde el cielo sé que se encuentra muy feliz y orgulloso de verme culminar con mis estudios universitarios.

Paulo César Frías Peñafiel

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, a nuestro señor Jesucristo y la Virgen María, quienes están y estarán presentes toda mi vida, guiando mi caminar. A mis padres Marcos de Jesús Frías Sigüenza y Kathy Amada Peñafiel Orellana, quienes han realizado un gran esfuerzo para mantenerme en el camino de Dios y lograr terminar una etapa de mi vida, al obtener un título profesional.

También quiero agradecer a todas las personas que conformaron el equipo E-Team, quienes pusieron todo su esfuerzo en el desarrollo de este proyecto, logrando completar nuestras metas de llegar a la competencia, con un vehículo, en los Estados Unidos.

Paulo César Frías Peñafiel

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	iv
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
 CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....	 15
1.1 Introducción	15
1.2 Competencia Shell Eco Marathon.....	16
1.2.1 La pista de Shell Eco Marathon Américas 2016.....	17
1.2.2 Categorías y tipo de energía de la SEM	18
1.3 Tren motriz.....	20
1.3.1 Tipos de transmisión	21
1.4 Reglamento Shell Eco Marathon.....	22
1.4.1 Fuente de energía	22
1.4.1.1 4A – General	22
1.4.1.2 Propulsión eléctrica	23

1.5 Estado del arte	24
1.6 Objetivo General	27
1.7 Objetivos Específicos	27
1.8 Alcance	27
1.9 Pregunta de investigación	27
CAPITULO II: DEMANDA DE ENERGÍA	28
2.1 Introducción	28
2.2 Consumo energético	28
2.3 Dinámica del vehículo	29
2.3.1 Fuerza resultante en rueda.	29
2.3.1.1 Fuerza de arrastre.....	31
2.3.1.2 Resistencia a la rodadura.....	31
2.3.1.3 Resistencia debido a la inercia	32
2.3.1.4 Resistencia debido a la pendiente.....	33
2.4 Variables de la fuerza (Fx).....	33
2.4.1 Definición de variables.....	34
2.4.1.1 Coeficiente de arrastre (Cd) y área frontal (Af)	34

2.4.1.2 Parámetros ambientales (g , ρ_a)	37
2.4.1.3 Coeficiente de rodadura (f_r)	38
2.4.1.4 Masa del vehículo (m)	40
2.4.1.5 Parámetros de operación	41
2.4.1.4.1 Pendiente (θ)	41
2.4.1.4.2 Velocidad (V) y aceleración (a)	44
2.5 Demanda de energía en rueda	48
CAPITULO III: SELECCIÓN DEL MOTOR.....	50
3.1 Introducción	50
3.2 Transmisión.....	50
3.2.1 Selección de la transmisión	53
3.4 Relación de transmisión.....	55
3.5 Demanda de energía en el motor.....	59
3.6 Tipos de motores	60
3.6.1 Comparación y selección final del motor	64
Capitulo IV: MODELO DE CAPACIDAD DE ACELERACIÓN	67
4.1 Introducción	67

4.2 Capacidad de aceleración.....	67
4.3 Modelo de simulación.....	70
4.4 Simulación	73
4.4.1 Parámetros iniciales	73
4.4.1.1 Variables de control que no serán modificadas.....	73
4.4.1.2 Variables de control que serán modificadas.....	74
4.4.2 Límites.....	75
4.4.2.1 Rango de selección de la relación de transmisión	76
4.4.3 Criterios para el análisis de la capacidad de aceleración.....	79
4.4.3.1 Criterio nº 1	80
4.4.3.2 Criterio nº 2	81
4.4.3.3 Criterio nº 3	83
4.4.4 Cargas de las diferentes relaciones de transmisión.....	84
4.5 Análisis de carga del ciclo de conducción y resultados.....	88
4.5.1 Resultados.....	92
4.5.1.1 Cálculo de la media, desviación estándar e intervalo de confianza.....	94
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	97
BIBLIOGRAFÍA	99

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Shell Eco Marathon 2015	16
Figura 1.2 Pista SEM 2016	17
Figura 1.3 Vehículo de concepto urbano	18
Figura 1.4 Vehículo prototipo	19
Figura 1.5 Categorías en la competencia Shell Eco-Marathon (Koch, 2015).....	19
Figura 1.6 Tren motriz de un vehículo convencional de tracción trasera	21
Figura 2.1 Fuerzas resistentes en el vehículo	30
Figura 2.2 Ejemplo de un análisis CFD	35
Figura 2.3 Ejemplo de área frontal	36
Figura 2.4 Modelo CAD del prototipo.....	36
Figura 2.5 Análisis CFD del prototipo.....	36
Figura 2.6 Neumático Michelin 44-406 de 20''	40
Figura 2.7 Ejemplo de perfil de elevación	41
Figura 2.8 Pendiente	42
Figura 2.9 Pista SEM 2015	43
Figura 2.10 Captura de pantalla del video presentado por SEM de la pista del año 2015 en la ciudad de Detroit	43
Figura 2.11 Pendiente de la pista SEM 2015	44

Figura 2.12 Ciclo de Conducción de la Ciudad de Nueva York (NYCC)	45
Figura 2.14 Ciclo de conducción de la pista SEM 2015.....	47
Figura 3.1 Engranaje de dientes rectos	51
Figura 3.2 Partes de una cadena	52
Figura 3.3 Transmisión por cadena.....	52
Figura 3.4 Vehículo prototipo con transmisión por banda CVT	53
Figura 3.5 Transmisión del vehículo	55
Figura 3.6 Variación de r.p.m en función de las relaciones de transmisión	58
Figura 3.7 Variación del torque en función de las relaciones de transmisión.....	58
Figura 3.8 Motor eléctrico en rueda.....	61
Figura 3.9 Motor eléctrico convencional	61
Figura 3.10 Motor RV-120 pro-short.....	62
Figura 3.11 Dimensiones del motor RV-120 pro short.....	62
Figura 3.12 Motor Turnigy Rotomax 150cc brushless outruner	63
Figura 3.13 Dimensiones del motor Turginy Rotomax 150cc	63
Figura 3.14 Comparación de dimensiones de los motores a) y b).	65
Figura 3.15 Gráfica de potencia vs. velocidad del motor	66
Figura 3.16 Gráfica de torque vs. velocidad del motor.....	66

Figura 4.1 Modelo de capacidad de aceleración.....	70
Figura 4.2 Ejemplos de carga del motor	73
Figura 4.3 Croquis del punto de inicio del criterio 1	80
Figura 4.4 Perfil de pendiente del criterio 1	81
Figura 4.5 Croquis del punto de inicio del criterio 2	82
Figura 4.6 Perfil de pendiente del criterio 1	82
Figura 4.7 Croquis del punto de inicio del criterio 3	83
Figura 4.8 Perfil de pendiente del criterio 3.....	84
Figura 4.9 Curvas de comportamiento con las relaciones de 6.5 y 0.373:1 con diferentes cargas	85
Figura 4.9 Ciclo de conducción propuesto (7 vueltas)	89
Figura 4.10 Dispersión de la carga del motor con la relación de transmisión de 3:1 ..	90
Figura 4.11 Relación porcentual del torque demandado y el torque que proporciona el motor al 100% de carga	91
4.12 Gráfica de cargas del ciclo de conducción (7 vueltas) con la relación de transmisión de 3:1	91
Figura 4.13 Gráficas de los perfiles de carga de las relaciones de a) 3.5:1; b) 3:1; c) 2.5:1; d) 2:1; e) 1.5:1; f) 1:1	92
Figura 4.14 Histogramas del ciclo de conducción con diferentes relaciones de transmisión	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Estado del arte.....	25
Tabla 2.1 Valores del área frontal y coeficiente de arrastre (Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016).....	36
Tabla 2.2 Valores del coeficiente de rodadura (fr) y radio dinámico (Rd)	40
Tabla 2.3 Resumen de la pendiente de la pista.....	43
Tabla 2.4 Resumen del ciclo de conducción de la pista SEM 2015 (1ra vuelta)	48
Tabla 2.5 Tabla resumen de la demanda de energía en rueda (1ra vuelta)	49
Tabla 3.1 Tabla de comparación de la transmisión por poleas y transmisión por cadena	54
Tabla 3.1 Tabla resumen de la demanda de energía en el motor (1ra vuelta).....	59
Tabla 3.2 Especificaciones del motor RV-120 pro short	63
Tabla 3.3 Especificaciones del motor Turginy Rotomax 150cc.....	64
Tabla 4.1 Valores de variables no controlables.....	74
Tabla 4.2 Variables controlables	74
Tabla 4.3 Relaciones de transmisión en función de la aceleración	77
Tabla 4.4 Relación de transmisión en función de la pendiente	78
Tabla 4.5 Relaciones de transmisión criterio	79
Tabla 4.6 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 1	85

Tabla 4.7 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 2	86
Tabla 4.8 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 3	87
Tabla 4.9 Resumen ciclo de conducción (7 vueltas)	89
Tabla 4.10 Resumen de los histogramas	94
Tabla 4.11 Cargas promedio del ciclo de conducción para cada una de las relaciones de transmisión analizadas.....	96

CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON

RESUMEN

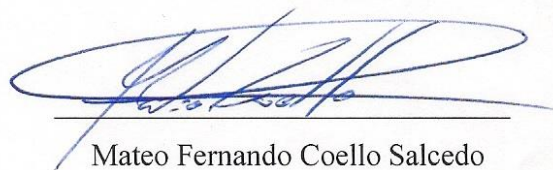
Este trabajo describe la metodología utilizada para configurar el tren motriz de un prototipo, para la competencia *Shell Eco-Marathon Americas*. En este proceso de selección se consideraron: la demanda de energía exigida por el trazado de la pista, el diseño del vehículo y un ciclo de conducción propuesto. Para la selección de la relación de transmisión, se utilizó un modelo de capacidad de aceleración y un análisis de la carga del motor -desde la rueda hacia el motor-; obteniendo así una relación de transmisión de 3:1, con la cual se obtuvo la menor demanda energética para el motor seleccionado.

Palabras clave: Shell Eco-Marathon, consumo energético, tren motriz, capacidad de aceleración.



Daniel Guillermo Cordero Moreno

Director del Trabajo de Titulación



Mateo Fernando Coello Salcedo

Coordinador de Escuela



Paulo César Frías Peñafiel

Autor

POWERTRAIN CONFIGURATION FOR A SHELL ECO-MARATHON VEHICLE

ABSTRACT

This paper describes the methodology used to configure the powertrain of a prototype for the Shell Eco-Marathon Americas competition. This selection process took into account the energy demand required by the track layout, the vehicle design, and a proposed driving cycle. An acceleration capacity model and an analysis of the engine load- from wheel to engine - were used for the transmission ratio selection. This resulted in a transmission ratio of 3: 1, with which it was possible to achieve the lowest energy demand for the selected engine.

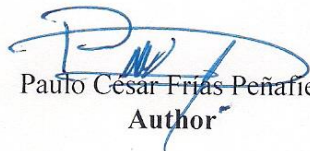
Keywords: Shell Eco-Marathon, energy consumption, powertrain, acceleration capability.



Daniel Guillermo Cordero Moreno
Thesis Director



Mateo Fernando Coello Salcedo
School Coordinator



Paulo César Frías Peñafiel
Author



Dr. Isaac Obando de Chy
UNIVERSIDAD DEL
AZUAY
Dpto. Idiomas



Translated by
Lic. Lourdes Crespo

Frías Peñafiel Paulo César

Trabajo de Titulación

Ing. Daniel Guillermo Cordero Moreno, PhD

Mayo, 2017

CONFIGURACIÓN DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Introducción

Este capítulo abarca la temática que refiere a la competencia Shell Eco Marathon, las categorías en las cuales se puede participar, la pista en la que se esta se desarrolla, que tipo y categoría se escogió para el desarrollo de este trabajo. Además, se describe el tren motriz, así como el reglamento de la competencia, que tiene relación con este sistema; con una breve descripción de lo que otros equipos participantes han realizado con respecto al sistema de propulsión. Así como la definición del objetivo general y los específicos.

1.2 Competencia Shell Eco Marathon

Esta competencia (SEM, por sus siglas en inglés), nace en 1939, cuando trabajadores de Shell Oil Company hicieron una apuesta, la que consistían en que, quien llegue más lejos con la misma cantidad de combustible ganaría (Shell, 2016). Lo que prima en esta competencia, es incentivar a estudiantes de todo el mundo, a la investigación y desarrollo de vehículos enfocados a la eficiencia energética. En la Figura 1.1 se aprecia una fotografía grupal de los participantes del 2015, de la sede en América.



Figura 1.1 Shell Eco Marathon 2015

Fuente: (<http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/americas.html>)

Esta competencia se ha expandido a nivel mundial, teniendo diferentes sedes distribuidas de la siguiente manera.

- Europa, la cual tuvo sus inicios en 1985, con su sede actual en la ciudad de Londres, Reino Unido.
- Américas, que comienza desde el 2007, con su sede actual en Detroit – Michigan, Estados Unidos.
- Asia, comenzó desde el 2010, siendo la más reciente de todas y con su sede actual en Manila, Filipinas.

Al ser Ecuador parte del continente americano, la sede en la cual, cualquier equipo de este país será permitido participar, será en la de Estados Unidos (Américas).

1.2.1 La pista de Shell Eco Marathon Américas 2016

La pista, de tipo urbano, tiene como localidad las calles de Detroit – Michigan, Estados Unidos. Es un circuito en sentido anti-horario, con seis giros de 90°, éste tiene una extensión de 0,6 millas o 0,9 kilómetros; debe ser completado en un tiempo de 24 minutos, con un total de 10 vueltas. La superficie es de asfalto. Además, la pendiente de la pista es un parámetro muy importante para el desarrollo de este trabajo, ésta será explicada, con más detalle en el Capítulo I. La figura 1.2 se muestra un croquis de las calles de Detroit, en donde está ubicado el circuito, el día de la competencia.

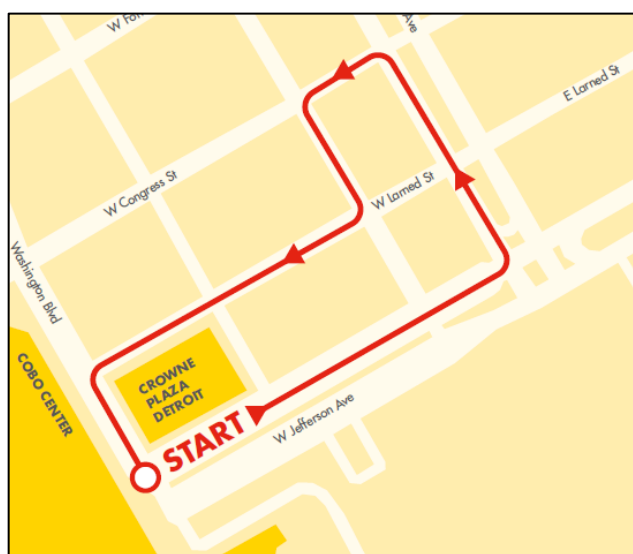


Figura 1.2 Pista SEM 2016

Fuente: (<http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/americas/for-americas-participants/important-information.html>)

1.2.2 Categorías y tipo de energía de la SEM

La categorización de la competencia está dividida de la siguiente manera:

Concepto urbano, que se aprecia en la Figura 1.3, tiene las siguientes características:

- Se utilizan diseños más prácticos, para su construcción
- Su estructura es parecida a la de un vehículo convencional
- Es diseñado y construido, con la idea de llevar dos pasajeros.



Figura 1.3 Vehículo de concepto urbano

Fuente: (<http://www.shell.com.ph/aboutshell/media-centre/news-and-media-releases/2013/manila-hosts-2014-shell-eco-marathon-asia.html>)

Vehículo prototipo, aquel que se presenta en la Figura 1.4, se define por las siguientes características:

- El diseño de éste, se enfoca en obtener la máxima eficiencia
- El confort del piloto queda en segundo plano
- El vehículo, permite llevar un solo pasajero



Figura 1.4 Vehículo prototipo

Fuente: (<https://grabcad.com/requests/shell-eco-marathon-prototype-body-design>)

Al conocer las categorías de los vehículos en la competencia, se pueden explicar los diferentes tipos de energía, que se utilizan en el evento (Figura 1.5).

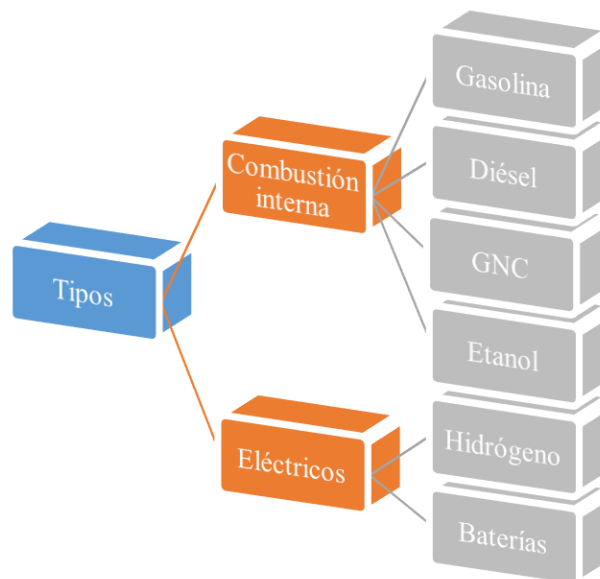


Figura 1.5 Categorías en la competencia Shell Eco-Marathon (Koch, 2015)

En la Universidad del Azuay, se realizó un concurso de forma interna, el cual consistió en que un grupo de estudiantes, presentase una propuesta de un vehículo para la SEM y quien entregara la mejor, sería parte del grupo oficial de la institución, para luego realizar el diseño y construcción del prototipo o concepto urbano, que se mostrara en

la propuesta. Siendo conformado de esta manera el equipo *UDA E-Team*, que construyó un vehículo prototipo, eléctrico de baterías llamado Quillapuma; equipo que consta de 6 estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, 2 estudiantes de la escuela de Ingeniería Electrónica y 3 más de la escuela de Marketing. El trabajo fue dividido en diferentes parámetros de diseño del vehículo:

- Chasis
- Carrocería
- Tren motriz
- Control electrónico
- Dirección y frenos

Este trabajo está enfocado en la configuración del tren motriz.

1.3 Tren motriz

“La salida de la fuente de energía hasta la actualidad, dominado por el motor de combustión interna, es controlado por el sistema de transmisión y el tren de tracción, para entregar la fuerza de tracción a las ruedas. Todos estos componentes, denominados colectivamente como el sistema de tren de potencia, son controlados por el conductor” (Crolla, D, & Mashadi, B, 2011). Este sistema, en un vehículo convencional de tracción trasera, está integrado por los siguientes componentes (Figura 1.6) (Sánchez, 2015):

- Motor
- Embrague
- Caja de cambios

- Árbol de transmisión
- Diferencial
- Rueda motriz

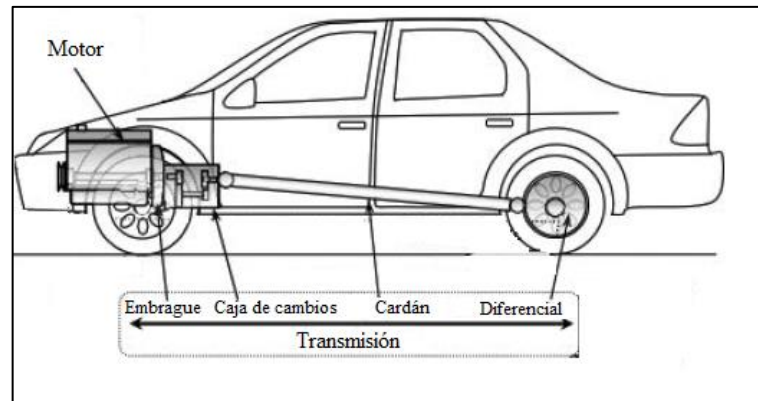


Figura 1.6 Tren motriz de un vehículo convencional de tracción trasera
Fuente: (Crolla & Mashadi, 2011)

Los vehículos eléctricos prototipo en la SEM, al ser diseñados de forma compacta, tienen espacio reducido, por lo cual los componentes utilizados dentro de este sistema serán menos que los de un vehículo convencional, como el de la Figura 1.6:

- Motor
- Transmisión
- Rueda motriz

1.3.1 Tipos de transmisión

En la competencia, se utilizan generalmente sistemas de transmisión tales como: transmisión por cadena, transmisión por piñones rectos, transmisión por banda y su variante de CVT (Transmisión Variable Continua). Debido a la diferencia que estos

sistemas presentan, es importante seleccionar el adecuado, puesto que de este dependerá que tan eficiente sea la transferencia tanto del par como de la potencia, del motor a la rueda (González Rey, García Toll, & Cárdenas, 2014). Los tipos de transmisión serán descritos a detalle en el Capítulo III.

1.4 Reglamento Shell Eco Marathon

La organización de la competencia SEM, establece un reglamento, aquel que es de carácter obligatorio. Con el objeto de guiar a los participantes a crear un vehículo que mantenga cierto nivel de seguridad, tanto para el piloto como para los integrantes del equipo, estas normas presentadas en el capítulo uno de las reglas oficiales (Koch, 2015) tienden a homogenizar ciertos aspectos del evento, para mantener un equilibrio entre los diferentes equipos, refiriéndose tanto a diseño como funcionalidad de los vehículos.

Para poder entrar en competencia, existen también regulaciones para los vehículos que exigen mantener un buen nivel de preparación, y es verificado por réferis de SEM, y son ellos, que a través de todas las evaluaciones que exige la competencia, aprueban o desaprueban al equipo participante, para entrar y competir en pista. Los artículos que se presentan a continuación, son aquellos que tienen relación con el tren motriz (sistema de propulsión).

1.4.1 Fuente de energía

1.4.1.1 4A – General

Artículo 57, sistema eléctrico del vehículo

- a) Por razones de seguridad, el voltaje máximo dentro de cualquier vehículo en cualquier momento, no debe exceder 48 Voltios nominales y 60 Voltios (esto

incluye baterías internas, baterías externas, súper capacitores, baterías de combustible, etc.) (Koch, 2015)

- c) Si se utiliza baterías de litio, un Sistema de Gestión de Baterías (BMS, por sus siglas en inglés) compatible con la química de la batería debe ser instalado, para controlar y proteger la batería de algún riesgo o incendio. El BMS debe proveer balance de las celdas y protección de sobrevoltaje durante la carga fuera de pista. Para los vehículos de movilidad eléctrica, es requerido un equipo adicional de sobredescarga, sobrecorriente y sobretemperatura, que debe ser parte del sistema interno del vehículo. El BMS debe automáticamente aislar la batería, sin la intervención del operador, si alguno de los parámetros descritos previamente rebasa el rango de seguridad. Para las baterías de litio, los cargadores deberán tener BMS. La capacidad máxima de cualquier batería a base de litio usada en cualquier, es de 1000 Wh. (Koch, 2015)

1.4.1.2 Propulsión eléctrica

- a) El grupo de propulsión en la categoría “Eléctricos de Batería” está restringido el uso a un solo dispositivo de almacenamiento, y hasta 2 motores eléctricos, con unidades de control en común. Los motores eléctricos pueden ser comprados, comprados-y-modificados, o contruidos. El controlador DEBE ser construido para Shell Eco Marathon. Modificaciones a controladores comprados, o el uso de kits de evaluación de controladores del motor no son aceptables. Se fomenta el uso de controladores del motor contruidos de sub-componentes como los de computadoras de una sola placa, fuentes de poder, si un controlador del motor es construido incorporando una o más placas impresas de circuito (PCB, por sus siglas en inglés), el texto “SEM” necesita ser incluido en la superficie de estas. (Koch, 2015)
- b) Solo baterías a base de litio serán permitidas como fuentes de almacenamiento de energía. (Koch, 2015)

1.5 Estado del arte

Se realizó una recopilación de los algunos equipos participantes en esta competencia, con relación al tren motriz. En la Tabla 1.1 se muestran en algunos casos de los diferentes parámetros utilizados para escoger que tipo de transmisión utilizarán, así como la seleccionada, en diferentes categorías.

Tabla 1.1 Estado del arte

Universidad	Tipo de Transmisión	Sistema	Categoría	Referencia	Observaciones
(U. I. Florida)	Embrague centrifugo- Transmisión por banda	Mecánico	Combustible	(Dan et al., 2012)	▪ Dinámica del vehículo ▪ Eficiencia de la transmisión y no peso
Dalhousie University	Por cadena con selector de cambios	Mecánico	Combustible	Final Report (2009)	▪ Transmisión optima CVT ▪ Comparación de complejidad – peso ▪ Selección final – Transmisión de cadena
U. N. Arizona	Por cadena	Mecánico	Combustible	(Alshodokhi et al, 2013)	▪ Seleccionan en función de peso y simplicidad ▪ Matriz de decisión

U. Nantes (Francia)	Directo en la rueda	Mecánico	Eléctrico de Baterías	(Wasselynck, et al,2012)	▪ Típica potencia nominal del tren motriz es menor a 1Kw ▪ La administración del consumo de energía muy importante ▪ Fuerzas: F_d, R_x y R_i ▪ Pista plana ▪ Más eficiente un arranque plano
------------------------	---------------------	----------	--------------------------	-----------------------------	---

Los equipos analizados utilizan en mayor medida, transmisiones que son más livianas y más sencillas en su montaje, y de esta manera mantener un peso reducido en los vehículos. Además, hay equipos que estudian la dinámica del vehículo, para poder así cuantificar las diferentes resistencias que se oponen al movimiento del vehículo, y conocer el comportamiento que este podría tener en el momento de competir, facilitando el diseño de un ciclo de conducción específico para la pista en la que se competirá.

1.6 Objetivo General

Determinar la configuración del tren motriz para el vehículo prototipo Shell Eco-Marathon de la Universidad del Azuay.

1.7 Objetivos Específicos

- Revisar los lineamientos y reglamentos de Shell Eco-Marathon.
- Configurar el tren motriz.
- Seleccionar los componentes.
- Realizar un modelo de capacidad de aceleración.

1.8 Alcance

Este trabajo se concentra en realizar la simulación de un ciclo de conducción para la selección de componentes del tren motriz de un prototipo para la competencia SEM.

1.9 Pregunta de investigación

¿Cómo se debe seleccionar el tren motriz adecuado para un vehículo destinado a competir en Shell Eco-Marathon?

CAPITULO II

DEMANDA DE ENERGÍA

2.1 Introducción

En este capítulo se definen los diferentes parámetros tales como fuerzas y resistencias que se oponen al movimiento de un vehículo, delimitándolas con ayuda del estudio de la dinámica vehicular. Además, se fijan las variables utilizadas en las fórmulas aportadas por dicho estudio, de manera que se puedan escoger los diferentes elementos a formar parte del vehículo prototipo, en función del resultado final de este análisis.

2.2 Consumo energético

La cantidad de energía consumida durante un proceso específico se llama consumo energético (Kody, 2010). Existen varias fuentes de energía como las renovables: energía hídrica, energía eólica, energía solar, energía geotérmica, energía marítima, biomasa; y las no renovables: carbón, gas natural, petróleo y uranio. Todas estas fuentes de energía pueden ser transformados en energía eléctrica, primordial para el funcionamiento del vehículo prototipo que se describe en este trabajo.

La competencia SEM se esmera en fomentar la máxima eficiencia en los vehículos participantes, por ende, fue de primera instancia estudiar la demanda de energía que se exige para vencer las fuerzas que se oponen al desplazamiento del prototipo, energía que luego será proporcionada por el motor seleccionado, y después poder derivar éste análisis al consumo energético de la fuente de energía (batería) (Gillespie, 1992, Naunheimer, Bertsche, Ryborz, & Novak, 1999).

2.3 Dinámica del vehículo

El vehículo se ve afectado por diferentes fuerzas que afectan su comportamiento dinámico; en el desempeño de un vehículo, los movimientos de aceleración, frenado, y giros en curvas, son reacciones de fuerzas impuestas a través de la rueda, por la aerodinámica, la gravedad, la pendiente, el tipo de neumáticos y el peso del vehículo. La dinámica del vehículo analiza el porqué de estos fenómenos (Gillespie, 1992). Con las diferentes fórmulas que se describirán a lo largo de este trabajo, se calcula una fuerza total o resultante, la que estará directamente aplicada en el único elemento donde el vehículo tiene contacto directo con la calzada, la rueda. Esta magnitud es de principal consideración a la hora de estudiar la demanda de energía de un vehículo en un análisis dinámico.

2.3.1 Fuerza resultante en rueda.

Como se indicó anteriormente de forma breve, la sumatoria de diferentes fuerzas que interactúan con el vehículo (Figura 2.1), permiten obtener una sola resultante, en ésta intervienen, si bien es cierto, cuatro diferentes resistencias, las que se describen de la siguiente manera: resistencia a la rodadura, fuerza de arrastre, resistencia debido a la inercia y la resistencia debido a la pendiente. Con esta resultante es posible determinar la demanda de energía así como el consumo energético, y al ser calculada de forma analítica, no es precisa en su totalidad, ya que depende de la exactitud de los valores, de las pérdidas mecánicas que existen en el análisis desde la rueda hacia el motor, además de las pérdidas de potencia producidas por sistemas auxiliares de un motor, en el caso de un motor de combustible fósil, y en el caso de un motor eléctrico debido a los componentes electrónicos que formen parte del sistema de control.

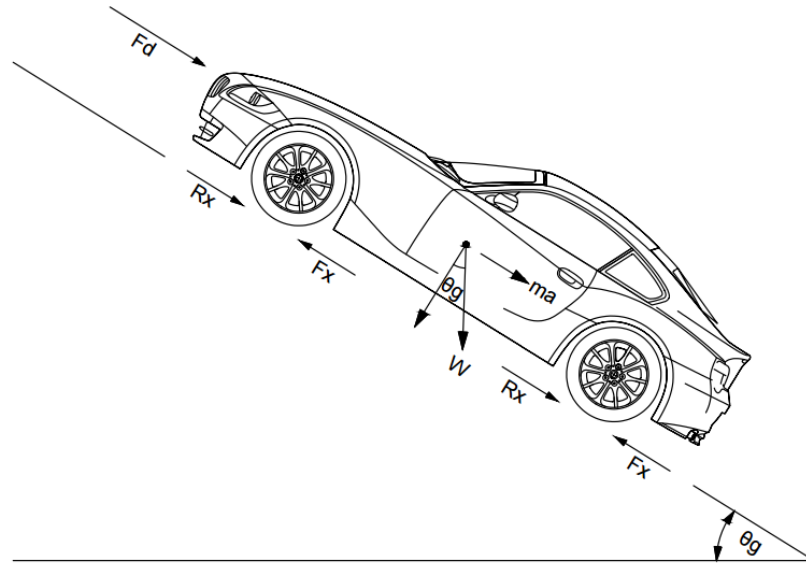


Figura 2.1 Fuerzas resistentes en el vehículo
Fuente: (Gillespie, 1992)

La ecuación de la fuerza resultante en rueda se describe de la siguiente manera:

$$F_x = F_d + R_x + R_i + R_g \quad \text{Ec. (1)}$$

En donde:

- F_x = Fuerza resultante en rueda [N].
- F_d = Fuerza de arrastre [N].
- R_x = Resistencia a la rodadura [N].
- R_i = Resistencia debido a la inercia [N].
- R_g = Resistencia debido a la pendiente [N].

2.3.1.1 Fuerza de arrastre

La resistencia aerodinámica, es sin duda la más estudiada (Cascajosa, 2005) no solo por su influencia en el consumo del vehículo, sino también por la relación con la estética del mismo (Cascajosa, 2005). Al mejorar la estética dentro de los conceptos actuales, se procura aumentar a su vez el rendimiento, al diseñar vehículos con perfiles más aerodinámicos, especialmente los automotores que circulan a altas velocidades como los deportivos. Los ensayos en túneles de viento, en donde se estudia este tipo de comportamiento, han ayudado a desarrollar la ecuación que está definida por la siguiente expresión:

$$Fd = \frac{1}{2} * C_d * \rho_a * A_f * V^2 \quad Ec. (2)$$

En donde:

- F_d = Fuerza de arrastre [N].
- C_d = coeficiente de arrastre [-].
- ρ_a = densidad del aire [kg/m^3].
- A_f = área frontal del vehículo [m^2].
- V = velocidad lineal [m/s].

2.3.1.2 Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura tiene su origen en la variación de energía que existe durante la deformación entre dos elementos en contacto, en este caso la rueda con el pavimento. “La rueda cuando está en reposo, genera una reacción perpendicular con respecto al suelo, ésta pasa por el centro de la rueda. Al rodar la reacción se desplaza una distancia dando lugar a un momento resistente” (Cascajosa, 2005). De esta manera

el vehículo necesita vencer esta resistencia para lograr el desplazamiento y se establece mediante la siguiente ecuación.

$$R_x = f_r * m * g * \cos(\theta) \quad \text{Ec. (3)}$$

En donde:

- R_x = Resistencia a la rodadura [N].
- f_r = coeficiente de rodadura [-].
- m = masa [kg].
- g = gravedad [m/s^2].
- θ = pendiente [rad].

2.3.1.3 Resistencia debido a la inercia

“La inercia es una propiedad que todos los cuerpos poseen, misma que tiende a mantener de forma natural el estado en el que se encuentran, ya sea en reposo o en movimiento” (Ed, 2014). Al estar en función de la aceleración, esta resistencia variará dependiendo de los cambios de velocidad del vehículo en cierto intervalo de tiempo, denominando este fenómeno como resistencia debido a la inercia y se representa con la siguiente ecuación:

$$R_i = m * a \quad \text{Ec. (4)}$$

En donde:

- R_i = Resistencia a la inercia [N].
- m = masa del vehículo [kg].
- a = aceleración [m/s^2].

2.3.1.4 Resistencia debido a la pendiente

La resistencia a la pendiente depende tanto del peso del vehículo como de la gradiente o pendiente, de esta manera si esta última varía entre positiva o negativa, puede repercutir de manera provechosa o no a la demanda de energía del vehículo y por ende al consumo. Al ser negativa la pendiente, la fuerza que actúa sobre el vehículo es llamada también atracción gravitacional (Ed, 2014), aquella que dependiendo de las condiciones o necesidades de conducción es aprovechable, es decir que en una pendiente de este tipo el motor podría necesitar un esfuerzo menor para llegar a una cierta velocidad que en una pendiente positiva. Se presenta mediante la siguiente expresión:

$$Rg = m * g * \text{sen} (\theta) \quad \text{Ec. (5)}$$

En donde:

- Rg = Resistencia debido a la pendiente [N].
- m = masa [kg].
- g = gravedad [m/s^2].
- θ =pendiente [rad].

2.4 Variables de la fuerza (Fx)

Reiterando lo previamente visto, la sumatoria de todas las resistencias genera una resultante denominada fuerza en rueda (Fx). Al descomponer la Ec. 1 en sus diferentes variables la apreciamos de esta manera:

$$Fx = \frac{1}{2} C_d A_f \rho_a V^2 + mg \sin \theta + f_r mg \cos \theta + ma \quad \text{Ec. (6)}$$

Es importante conocer de dónde provienen los valores de esas variables ya que, de ellas dependerá, describir tanto el diseño del vehículo, el terreno en el cual circula y la forma en la que se conduce. Por consiguiente, éstos parámetros pueden generar valores erróneos en cuanto al desempeño del móvil, de no ser los correctos. Las variables se desglosan de la siguiente manera: coeficiente de arrastre (C_d) el cual es adimensional, área frontal (A_f) expresada en m^2 , densidad del aire (ρ_a) expresada en kg/m^3 , velocidad (V) expresada en $[m/s]$, la masa (m) expresada en kg , la gravedad (g) en m/s^2 , pendiente (θ) en radianes, coeficiente de rodadura (f_r) que también es adimensional y por último la aceleración (a) expresada en m/s^2 , éstas serán descritas en los siguientes puntos.

2.4.1 Definición de variables

En este punto se describen y definen las diferentes variables que intervienen en el análisis de la dinámica del vehículo.

2.4.1.1 Coeficiente de arrastre (C_d) y área frontal (A_f)

La fuerza que ocasiona un fluido al oponerse en la dirección de un cuerpo que se desplaza, se llama arrastre, la fuerza de arrastre generalmente suele llamarse también resistencia al aire en automóviles, camiones y trenes, y ésta se ve contrarrestada por una fuerza de propulsión que es generada por el motor del vehículo, logrando así mantener o aumentar la velocidad del automotor (L. Mott, 2006).

“El C_d es un valor adimensional que está en función de la forma del cuerpo y su orientación con respecto al fluido” (Çengel, Y. A., & Cimbala, 2006). Este valor puede ser obtenido de varias formas, unos ejemplos: mediante un túnel de viento, el cual sirve para estudiar de forma directa como actúa el viento en un vehículo, simulando las condiciones que experimentara dicho móvil, en donde el modelo permanece estacionario mientras unas turbinas generan circulación de aire o gas, y con una balanza de arrastre colocada bajo el automóvil, se mide la fuerza de arrastre, y por

consecuente el coeficiente de arrastre puede ser obtenido (Çengel, Y. A., & Cimbala, 2006).

La Mecánica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés), es una herramienta muy utilizada en investigaciones académicas, ésta deriva de las materias de mecánica de fluidos y la transferencia de calor, su principal uso está en la construcción de nuevos diseños y optimización, mediante simulaciones con una alta eficiencia y un bajo costo relativo (Tu, Yeoh, & Liu, 2012), se trabaja en conjunto con un software de Diseño Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés), que es en donde se realiza el modelado previo del elemento a analizar.

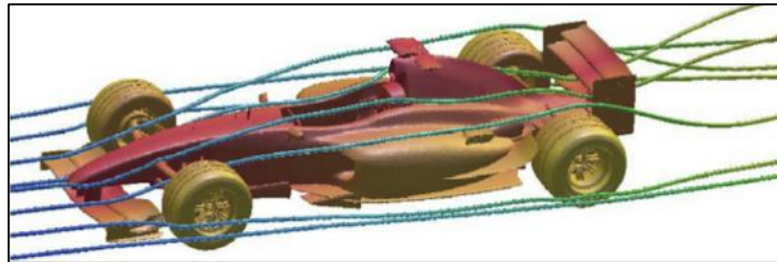


Figura 2.2 Ejemplo de un análisis CFD
Fuente: (Tu et al., 2012)

Por otro lado, el área frontal también llamada área proyectada del vehículo, es el área de la mayor sección transversal que este tiene (Tu et al., 2012). Al solo tener el diseño del vehículo prototipo, y ya que los estudios fueron realizados en esta etapa, la única manera de obtener el C_d y el A_f , fue mediante un análisis de un modelo CAD, por lo que estudiantes del equipo encargados del diseño de la carrocería optaron por un análisis CFD como se observa en la Figura 2.5 (Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016), obteniendo de esta manera los valores del área frontal y el coeficiente de arrastre, revisar la Tabla 2.1.

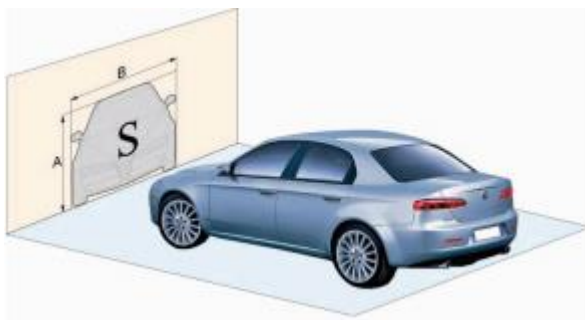


Figura 2.3 Ejemplo de área frontal
Fuente: (Olivares de Jodar, 2011)

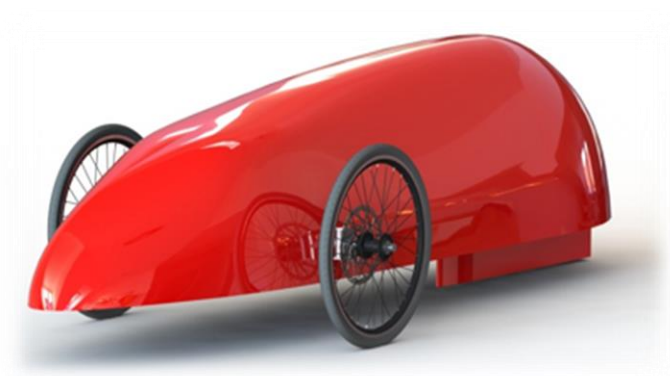


Figura 2.4 Modelo CAD del prototipo
Fuente: (Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016)

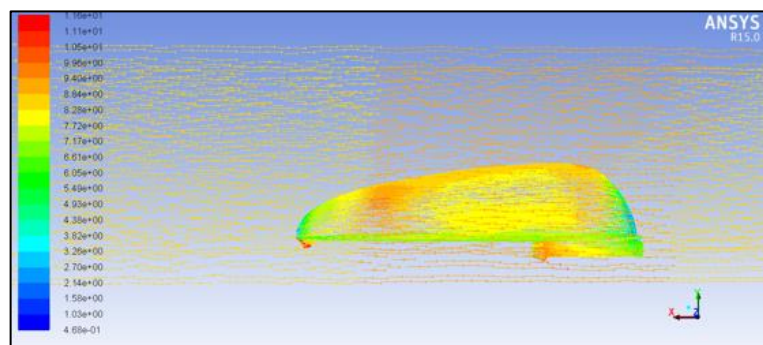


Figura 2.5 Análisis CFD del prototipo
Fuente: (Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016)

Tabla 2.1 Valores del área frontal y coeficiente de arrastre (Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016)

Variable	Valor	Unidad
Área frontal (A_f)	0.24	[m ²]
Coeficiente de arrastre (C_d)	0.36	[-]

2.4.1.2 Parámetros ambientales (g, ρ_a)

Para los parámetros ambientales se utilizarán valores estándar, ya que estos influyen directamente en cuanto a consumo se refiere, pero al tratarse de la selección de la transmisión estos no influyen de manera significativa (Meywerk, 2015). De esta manera la gravedad se establece en $9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ (Brandt, 2000), mientras que la densidad del aire es calculada con los parámetros estándar de temperatura y presión, despejando la densidad de la ecuación de los gases que se describe a continuación:

$$PV = mRT \quad \text{Ec. (7)}$$

En donde:

- P = presión atmosférica [kPa].
- V = volumen [m^3].
- m = masa [kg].
- R = constante universal de los gases [$\text{kPa m}^3/\text{kg K}$].
- T = temperatura [K].

Al despejar la Ec. 7 se puede obtener la densidad; sabiendo que éste parámetro se descompone en masa sobre volumen ($\rho_a = m/V$), y al ser remplazado en la Ec. 7 se obtiene:

$$\rho_a = \frac{P}{R * T} \quad \text{Ec. (8)}$$

En donde:

- ρ_a = densidad del aire [kg/m^3].

- P = presión atmosférica [Pa].
- R = constante universal de los gases; $0.287 \text{ [kPa m}^3/\text{kg K}]$.
- T = temperatura del aire [K].

Los valores estándar para temperatura y presión a nivel del mar según (Brandt, 2000) son 288.16 K y 101325 Pa respectivamente, al remplazar los datos en la Ec. 8 se obtiene:

- $$\rho_a = \frac{101.325 \text{ kPa}}{0.287 \frac{\text{kPa m}^3}{\text{kg K}} * 288.16 \text{ K}}$$
- $$\rho_a = 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

2.4.1.3 Coeficiente de rodadura (fr)

Retomando lo visto en el punto 2.3.1.2, el coeficiente de rodadura es un valor adimensional que describe las propiedades físicas de la rueda y el suelo al estar en contacto entre sí (Cascajosa, 2005); Existen varios factores que intervienen directamente en este coeficiente, aquellos que se indican a continuación (Gillespie, 1992).

- Temperatura del neumático
- Presión de inflado del neumático
- El material (tanto del neumático como del suelo) y el diseño
- El diámetro de la rueda

Para esto Shell Eco-Marathon ofrece a los competidores la opción de comprar neumáticos Michelin de bajo coeficiente de rodadura, los que se muestran en la Figura 2.6. Para el desarrollo de este trabajo, no se contaba con el neumático, ya que solo es vendido durante la competencia, ni tampoco con la instrumentación para obtener un valor de f_r , por ende, se vuelve muy complicado tener un valor real del mismo. Optando de esta manera la utilización del valor que SEM presenta en su página de dichos neumáticos, magnitud que se observa en la Tabla 2.2 (Michelin 44-406) (Shell, 2016).

Otro parámetro importante es el radio dinámico y se define como “el radio real de un neumático cuando está deformado por el peso del vehículo cargado a la masa de ensayo nominal” (UNE-EN 13447, 2002), cabe recalcar que para el desarrollo de este trabajo se utilizan condiciones en estado estacionario en cuanto al neumático se refiere, debido a los parámetros del neumático que se necesitan al realizar un análisis dinámico, como son los materiales específicos tanto del neumático como del pavimento (Schuring, 1980), por lo tanto es utilizado el radio nominal de la rueda (Tabla 2.2), el cual se utiliza para el cálculo del torque en rueda, como se presenta en la siguiente ecuación:

$$\tau_x = Fx * Rd \quad Ec. (9)$$

En donde:

- τ_x = torque en rueda [Nm].
- Fx = Fuerza en rueda [N].
- Rd = radio dinámico [m].



Figura 2.6 Neumático Michelin 44-406 de 20''

Fuente: (<http://www.ginkgo-feine-veloteile.de/gingkoshop/en/Wheel-Accessories/Tires-Tubes/Tires-406-mm/Michelin-Blue-Flange-44-406mm-210gr.html>)

Por lo tanto, se establecen los siguientes valores para estas variables:

Tabla 2.2 Valores del coeficiente de rodadura (f_r) y radio dinámico (R_d)

Variable	Valor	Unidad
Coeficiente de rodadura (f_r)	0.0025	[-]
Radio dinámico (R_d)	0,254	[m]

2.4.1.4 Masa del vehículo (m)

La masa es una medida de la cantidad de materia que contiene un cuerpo (Tambutti & Muñoz, 2002). La resistencia debido a la pendiente, la resistencia por inercia y la resistencia a la rodadura, son directamente proporcionales a la masa del vehículo, ya que mientras mayor sea su valor a propulsar, mayor será la magnitud de los esfuerzos necesarios para vencer éstas resistencias. Como se ha explicado anteriormente, el vehículo no se encontraba construido aún por lo que se utilizó un peso estimado obtenido mediante software CAD de 50 kg (Chamba & Jaramillo, 2016, Minga Pauta, 2016, Cajamarca Sumba & Vásquez Remache, 2016), a su vez se incluye la masa del piloto lo que aumenta 50 kg más (Koch, 2015), debido a un artículo en el reglamento de SEM estipula que el peso mínimo de un piloto debe ser de 50kg, sumando así un total de 100 kg.

2.4.1.5 Parámetros de operación

Dentro de estos parámetros se encuentra: la pendiente del trayecto (θ), la velocidad (V) y la aceleración (a), estos dos últimos se incluyen en un ciclo de conducción, y serán descritos más adelante. Los valores de estas variables definen el comportamiento que va a tener el vehículo con respecto al tiempo que éste circula, ya que son parámetros que variarán de forma relativa, modificando la cantidad de fuerza y energía necesarias para la propulsión del vehículo. Por lo que serán descritos individualmente en los siguientes puntos (2.4.1.4.1 y 2.4.1.4.2).

2.4.1.4.1 Pendiente (θ)

“La pendiente es el factor que determina y diferencia las formas del relieve de un terreno” (Hernández, 1998), ésta puede ser presentada en grados, radianes o en porcentaje. Ésta deriva de los perfiles de elevación que muestran la altitud con respecto al nivel del mar como se aprecia en la Figura 2.7 y pueden ser obtenidos mediante: GPS, softwares computacionales como por ejemplo “Google Earth” y mediante un levantamiento topográfico también llamada estación total en donde se mide la elevación del terreno de forma física siendo éste el método más preciso. Del perfil de altura se puede calcular la pendiente en porcentaje con la Ec. (10).

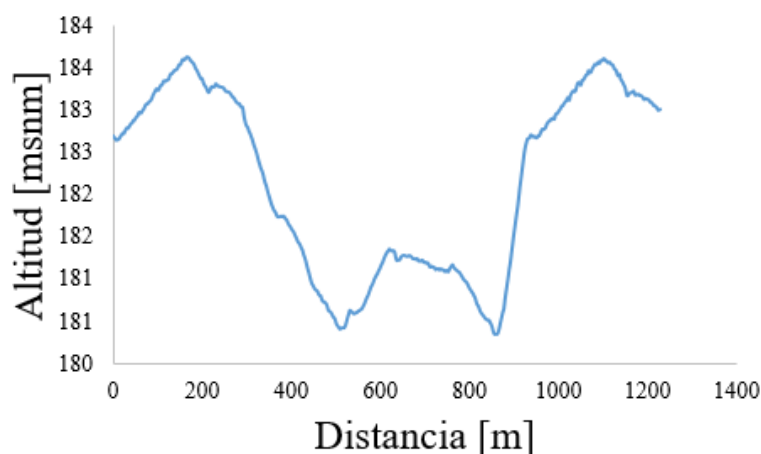


Figura 2.7 Ejemplo de perfil de elevación

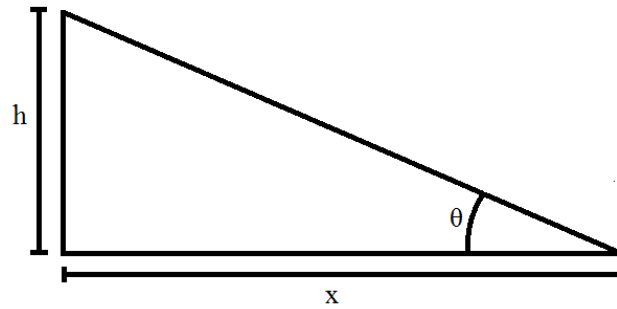


Figura 2.8 Pendiente

$$\theta = \frac{h}{x} * 100 \quad \text{Ec. (10)}$$

En donde:

- h = es la altura [m].
- x = es el desplazamiento [m].

La pista que se analizó para el desarrollo de este trabajo, fue la de SEM Américas del año 2015 (Figura 2.9), aquella fue diseñada, adecuando las calles en el centro de la ciudad de Detroit, Michigan. El circuito tiene una extensión de 0.9 millas o 1.44 kilómetros, es de tipo urbano y la superficie es asfáltica. Para satisfacer la necesidad de que los participantes conozcan el trazado de la pista, SEM presenta un video tutorial (Figura 2.10), en donde metro a metro se describe la pendiente promedio de los diferentes tramos del circuito. Por ende al no poder adquirir los datos del perfil de pendiente de la pista de una forma directa debido a su ubicación, estos datos fueron recolectados del video que presentan los organizadores (Figura 2.9) y transcritos a una tabla, en función de distancia y pendiente, obteniendo la siguiente gráfica para la pista (Figura 2.11), además del resumen de la pista presentado en la Tabla 2.3.



Figura 2.9 Pista SEM 2015
Fuente: (Shell, 2015)

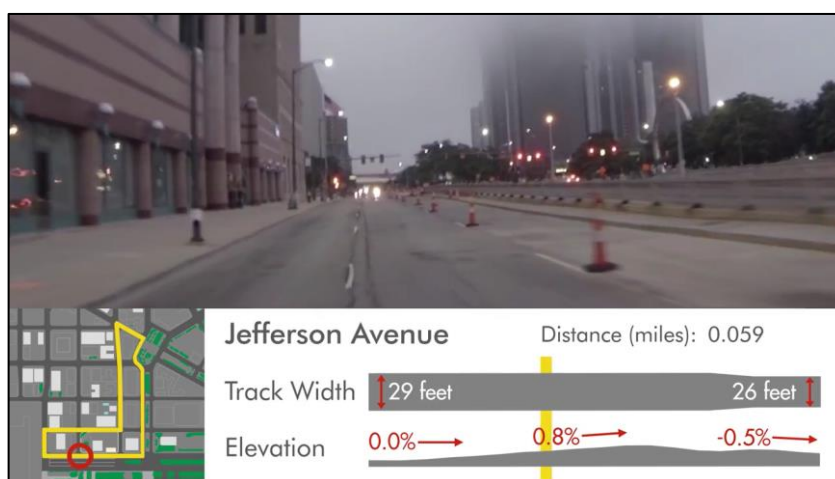


Figura 2.10 Captura de pantalla del video presentado por SEM de la pista del año 2015 en la ciudad de Detroit
Fuente: (Shell, 2015)

Tabla 2.3 Resumen de la pendiente de la pista

Tabla resumen de la pendiente de la pista		
Parámetro	Valor	Unidad
Distancia total	1440	[m]
θ máx. (+)	4.30	[%]
θ mín. (-)	-3.20	[%]
θ prom.	0.34	[%]

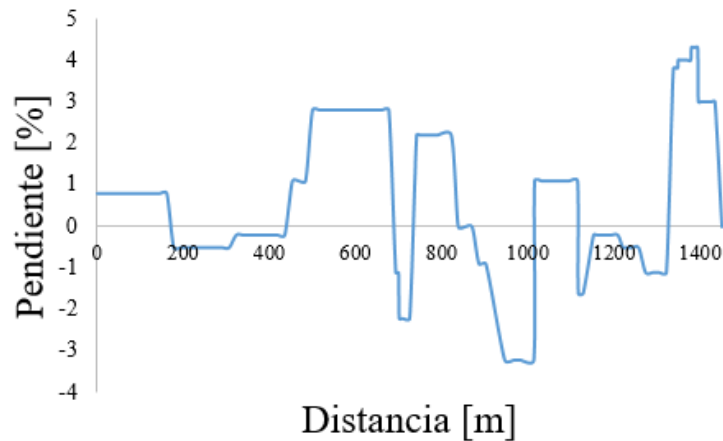


Figura 2.11 Pendiente de la pista SEM 2015

2.4.1.4.2 Velocidad (V) y aceleración (a)

Para estas variables es importante conocer primero acerca del ciclo de conducción, ya que es en donde el parámetro de la velocidad y el tiempo se hacen presente, y se define de la siguiente manera, “un ciclo de conducción es un patrón estándar de manejo, es utilizado generalmente para analizar el desempeño de un vehículo, es decir se puede obtener valores tanto de consumo, cantidad de emisiones contaminantes, y eficiencia de un automóvil” (Chiru, 2011). Está comprendido por una tabla de velocidad (V) – tiempo (t). De esta tabla se obtienen los datos de la aceleración, al ser derivada la velocidad con respecto al tiempo:

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} \frac{m}{s^2} \quad \text{Ec. (11)}$$

Por otra parte, un ciclo de conducción puede ser creado de forma teórica y de forma experimental, analizando los patrones de conducción de una zona o carretera específica. De esta manera se pueden obtener dos tipos de ciclos, que se describen a continuación.

- Ciclo transitorio

Este ciclo, está estructurado por cambios frecuentes en la velocidad que lleva un vehículo, representando de esta forma un patrón de conducción más realista. Por esta

razón estos son utilizados, para reproducir la manera de conducir promedio de una zona específica (Chiru, 2011). Un ejemplo es el de *New York City Driving Cycle* (NYCC) o en español Ciclo de Conducción de la Ciudad de Nueva York, como se ve en la Figura 2.12.

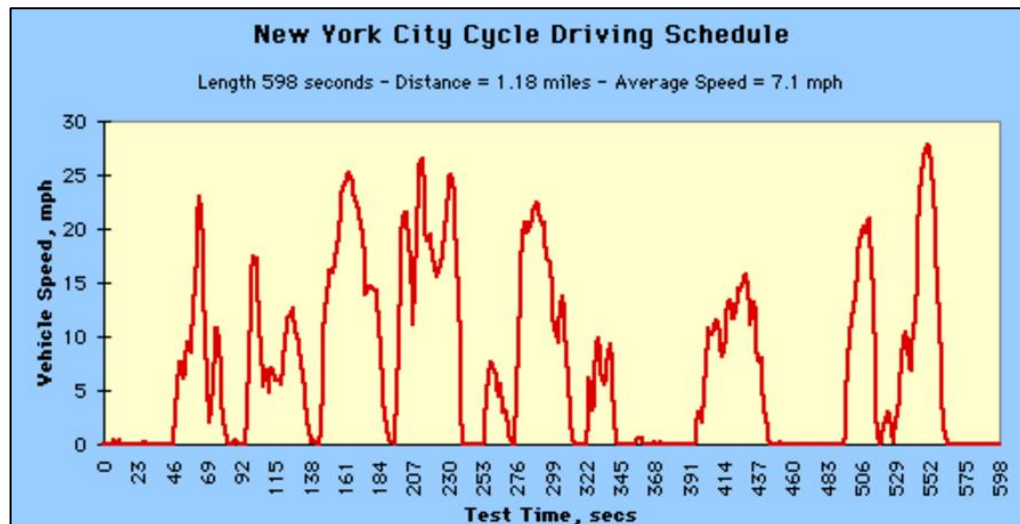


Figura 2.12 Ciclo de Conducción de la Ciudad de Nueva York (NYCC)
 Fuente: (EPA, 2016)

- Ciclo estacionario

Por otro lado, los ciclos estacionarios, están comprendidos en su mayor parte por velocidades constantes, haciéndolos de esta manera, más fácil de reproducirlos en un banco dinamométrico (Chiru, 2011). La mayoría de estos ciclos son provenientes de la Unión Europea, un ejemplo de estos ciclos es el *New European Driving Cycle* (NEDC), presentado en la Figura 2.13.

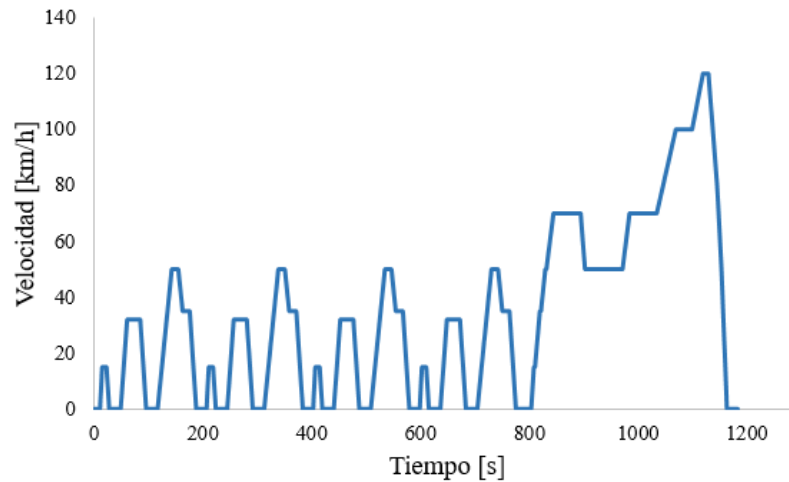


Figura 2.13 New European Driving Cycle (NEDC) (EPA, 2016)

Después de haber definido que es un ciclo de conducción, también es importante conocer que parámetros principales son los que puede representar de forma resumida la naturaleza de uno de estos ciclos, siendo así, se presentan los siguientes: duración, distancia, velocidad promedio y velocidad máxima (Chiru, 2011).

Retomando lo mencionado anteriormente sobre la pista de SEM Américas 2015, ésta tiene una distancia total de 1.44 km, además la organización estableció que para ser válida la carrera tiene que ser completada en un límite de tiempo de 25 minutos y 7 vueltas, por lo tanto, se realiza el siguiente proceso para obtener la velocidad promedio del recorrido:

- *Tiempo límite* (t) = 25 min = 1500 seg
- *Distancia total* (d) = 0.9 mi = 1,44 km = 1440 m

Al dividir el tiempo límite para la distancia total se obtiene la velocidad promedio necesaria para completar el recorrido en el límite de tiempo.

- $Vel.promedio = \frac{distancia\ total * n\ vueltas}{tiempo}$
- $Vel.promedio = \frac{1440\ m * 7}{1500\ seg}$

- $Vel.promedio = 6.72 \frac{m}{s} = 24.19 \frac{km}{h}$
- $Vel.promedio = 24.19 \frac{km}{h}$

Para crear una propuesta de un ciclo de conducción se tomó en cuenta el tiempo límite de 214 segundos para completar la primera vuelta de siete y para cumplir con este requisito se debe alcanzar una velocidad promedio de 24.19 km/h, y a la vez tratando de mantener aceleraciones constantes, resultando de esta manera un ciclo sin muchas variaciones de velocidad (Figura 2.14). Este análisis se lo realizó en la primera vuelta (Figura 2.14), ya que es en donde el vehículo prototipo arranca desde el reposo, considerando de esta manera el punto crítico para el desempeño en la pista; de esta manera se encontrará la potencia máxima necesaria para lograr propulsar el vehículo, y utilizarla como referencia para la configuración del tren motriz más adelante. El intervalo de tiempo utilizado para el ciclo de conducción es de 1 segundo (Wasselynck et al., 2012, Arioui & Nehaoua, 2013), al no necesitar un rango tan exigente, como lo es en una prueba de aceleración o frenado, que necesitan conocer el milisegundo exacto en donde ocurren los fenómenos producidos por la realización de estas actividades.

El ciclo de conducción presenta el siguiente perfil:

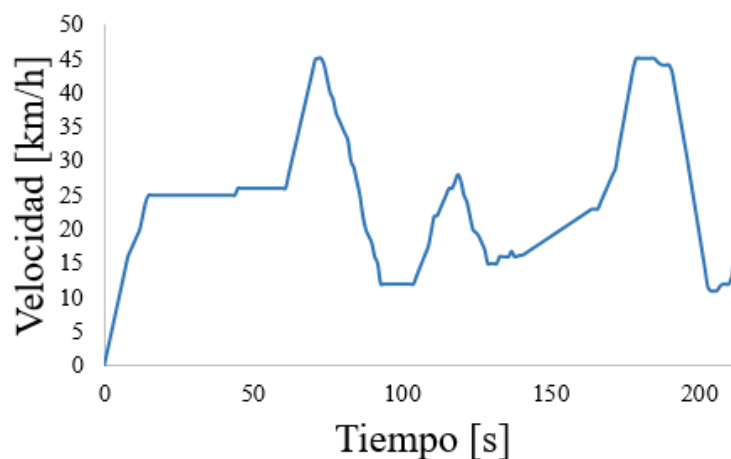


Figura 2.14 Ciclo de conducción de la pista SEM 2015

Tabla 2.4 Resumen del ciclo de conducción de la pista SEM 2015 (1ra vuelta)

Tabla resumen del ciclo de conducción SEM 2015		
Parámetro	Valor	Unidad
Distancia	1440	[m]
Duración	214	[seg]
V. promedio	24.12	[km/h]
V. máxima	45.00	[km/h]
a. promedio	0.13	[m/s ²]
a. máxima	0.75	[m/s ²]

2.5 Demanda de energía en rueda

La demanda de energía, es la cantidad necesaria de energía para desplazar un vehículo (Gillespie, 1992). Luego de obtener todos los parámetros necesarios, vistos en los puntos anteriores, se procede al cálculo de la potencia en rueda, que se define con la siguiente expresión:

$$Px = Fx * V \quad \text{Ec. (12)}$$

En donde:

- Px = potencia en rueda [W].
- Fx = Fuerza resultante en rueda [N].
- V = Velocidad [m/s²].

Los datos de la potencia son calculados en un periodo de tiempo, segundo a segundo para ser preciso, de esta manera resulta como potencia instantánea. Después de obtener la potencia se puede calcular la cantidad de energía con la misma variación de tiempo. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_x = P_x * \Delta t \quad \text{Ec. (13)}$$

En donde:

- ε_x = Energía total en rueda [Wh].
- P_x = potencia en rueda [W].
- Δt = variación de tiempo [h].

Así pues, se obtiene una energía total, de donde se separó la energía positiva de la negativa, ya que la primera indica la energía que es consumida y la segunda indica el valor de energía que puede ser regenerada (Cascajosa, 2005, Pistoia, 2010). De esta manera se obtuvo los siguientes resultados (Tabla 2.5) en cuanto a la demanda en rueda del prototipo en la pista SEM 2015:

Tabla 2.5 Tabla resumen de la demanda de energía en rueda (1ra vuelta)

Tabla resumen de la demanda de energía en rueda		
Parámetro	Valor	Unidad
P _x máx.	757.97	[W]
P _x prom.	70.69	[W]
ε total	4.20	[Wh/1ra vuelta]
ε +	7.0	[Wh/1ra vuelta]
ε -	2.79	[Wh/1ra vuelta]

CAPITULO III

SELECCIÓN DEL MOTOR

3.1 Introducción

En este capítulo se presentarán las diferentes consideraciones que se tomaron para la selección del motor del vehículo prototipo. Así como el cálculo de la potencia que se exige, para propulsarlo; para esto se selecciona tanto un tipo de transmisión y la relación de transmisión que será la encargada de la transferencia de energía del motor a la rueda.

3.2 Transmisión

Como se ha dicho anteriormente, la transmisión forma parte del tren motriz y es este sistema el encargado de transformar el giro del motor a las ruedas. De la misma manera se transmite tanto el par como la potencia, que son provenientes de la fuente de movimiento (motor). Existen diferentes tipos de sistemas que son utilizados para realizar esta función, pero entre los más utilizados por los participantes de SEM se describen a continuación.

Transmisión mediante engranes

Estos se utilizan de forma habitual para velocidades moderadas, por este motivo son muy utilizados en las cajas de transmisión de los vehículos en donde se necesita transmitir potencia y a la vez multiplicar o desmultiplicar el par. Este tipo de transmisión, transfiere la potencia y par mediante el contacto directo de los dientes, los cuales pueden ser dientes rectos, helicoidales, cónicos o sin fin, en la Figura 3.1 se puede apreciar un helicoidal recto. Al estar en contacto directo unos dientes con otros

es necesario realizarles tratamiento térmico, para así aumentar la dureza de la superficie de contacto y evitar el alto desgaste que pueden llegar a tener (Pérez González, Rodríguez Cervantes, & Sancho Brú, 2007).

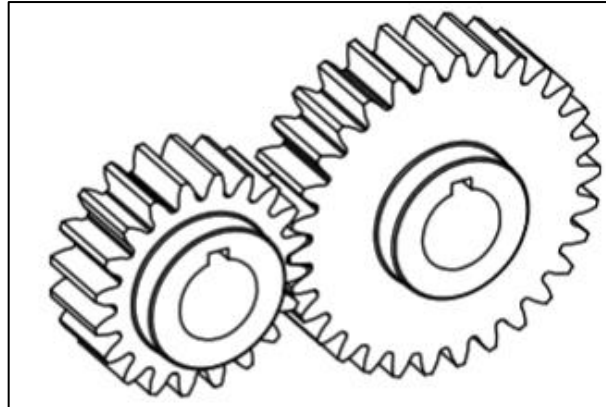


Figura 3.1 Engranaje de dientes rectos
Fuente: (Pérez González et al., 2007)

Transmisión mediante cadena

De los tipos de transmisión descritos en este punto (3.2) la más utilizada es la cadena de rodillos, ya que este sistema puede transmitir potencia, con un menor desgaste y menor ruido, siendo así más eficientes en su trabajo (Pérez González et al., 2007). Suelen ser construida de acero, y de igual manera los casquillos que recubren los rodamientos, los casquillos generalmente tienen tratamientos térmicos para aumentar así la resistencia al desgaste (Pérez González et al., 2007), en la Figura 3.2 se aprecian los diferentes elementos que forman parte de la cadena. De esta manera la cadena forma un conjunto con las ruedas dentadas, en donde, los espacios que existen entre los casquillos, calzan en los dientes de la rueda como se aprecia en la Figura 3.3, permitiendo de esta manera la transmisión de la potencia de una manera sincronizada.

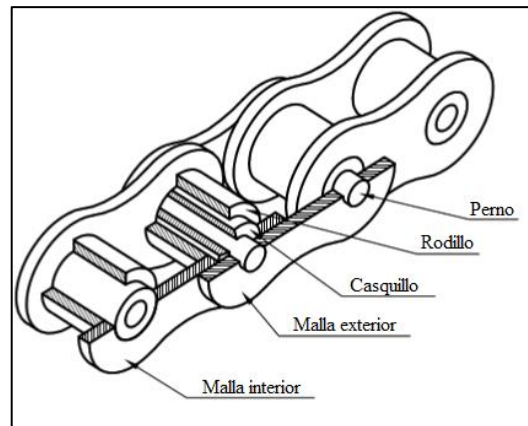


Figura 3.2 Partes de una cadena
Fuente: (Pérez González et al., 2007)

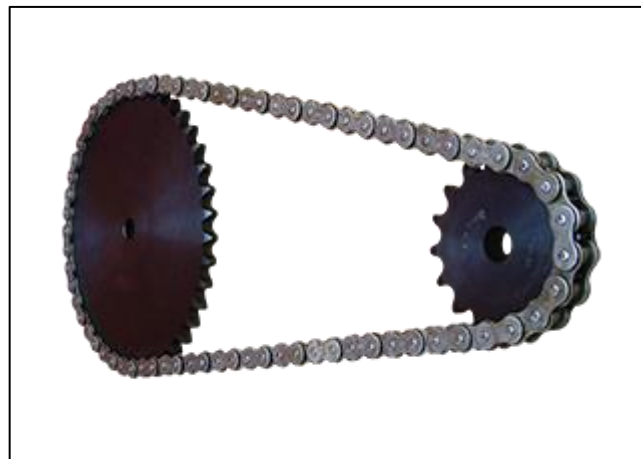


Figura 3.3 Transmisión por cadena
Fuente: (<http://lab.transmitec.com/division-mecanica-marcas/intermec/>)

Transmisión mediante bandas

Una de las ventajas de las transmisiones flexibles (tanto de cadena, como de polea), es que tienen una buena relación entre el espacio que ocupan y la capacidad de transmitir potencia (Pérez González, A., Rodríguez Cervantes, P. J., and Sancho, B. J. L., 2007). A diferencia de la cadena, la banda transmite potencia, en la mayoría de los casos por fricción, mientras la otra lo hace por desplazamiento positivo; lo que influye en la eficiencia de la transmisión al presentar pérdidas por deslizamiento. Otra variante de la transmisión por banda, que es utilizada en la SEM, es la transmisión CVT (Figura 3.4), pero ésta es mayormente utilizada en vehículos con motor de combustión interna,

ya que por regla los que participan en la categoría de combustión interna deben tener embrague en sus motores (Koch, 2015), y generalmente este sistema de transmisión tiene integrado un embrague centrífugo que permite mantener el motor encendido sin que se transfiera movimiento a las ruedas (Naunheimer et al., 1999); mientras que no es necesario para un vehículo eléctrico ya que el movimiento del motor se regula con el control electrónico.



Figura 3.4 Vehículo prototipo con transmisión por banda CVT

Fuente: (<http://energyblog.nationalgeographic.com/2012/03/29/uc-santa-barbara-supermileage-team-kicks-off-at-an-exclusive-conference/>)

3.2.1 Selección de la transmisión

Al recopilar los diferentes aspectos de los tipos de transmisiones presentados anteriormente, se definen 3 aspectos importantes (Tabla 3.1) que indican las diferencias entre la transmisión por cadena y la transmisión por banda, ya que la transmisión de engranes queda fuera de consideración, debido a la complejidad de maquinado, las dimensiones, y por la necesidad de realizar un tratamiento térmico a los dientes del engrane para evitar el desgaste, lo que a la vez aumentaría su costo; por lo tanto en la siguiente tabla se muestran las principales diferencias entre los sistemas escogidos.

Tabla 3.1 Tabla de comparación de la transmisión por poleas y transmisión por cadena

Transmisión por poleas	Transmisión por cadena
Funcionan por fricción, por lo que, a la presencia de cualquier fluido, las poleas resbalarán. (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)	Transmite el movimiento por desplazamiento positivo (rotación de la rueda solidaria con el movimiento de la cadena). (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)
La eficiencia es del 70 y el 96%. (Budynas G., Richard, Keith Nisbett, 2011)	La eficiencia de transmisión por cadena es del 98%. (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)
Ya que depende de la fricción mientras menos envoltura, su eficiencia se verá reducida. (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)	Permite realizar transmisión en poca envoltura. (Budynas G., Richard, Keith Nisbett, 2011)
La relación angular entre los ejes impulsor e impulsado no es constante ni igual al a la relación de los diámetros de las poleas. (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)	La transmisión del movimiento es prácticamente sincronizada. (Pérez González, Antonio, Rodríguez Cervantes, Pablo Jesús, and Sancho Brú, 2007)

Concluyendo de esta manera que el más efectivo para esta necesidad es la transmisión por cadena al ser más eficiente y permitir una transmisión sincronizada (Figura 3.5).

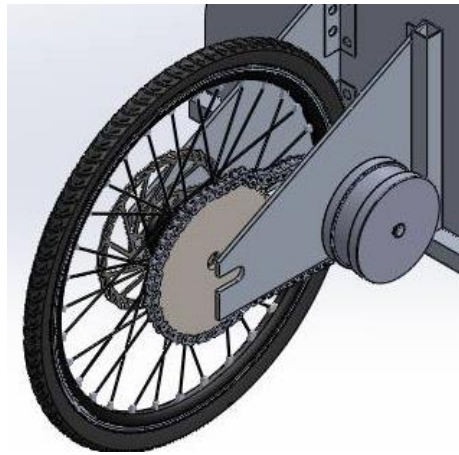


Figura 3.5 Transmisión del vehículo

3.4 Relación de transmisión

La relación de transmisión permite cubrir las exigencias del camino, y de esta forma el motor funcione en las condiciones más favorables (Crolla & Mashadi, 2011). A la vez esta actúa aumentando o disminuyendo tanto el torque como la velocidad, según sea necesario. Existen dos tipos de relaciones: una relación reductora, que disminuye la velocidad de rotación del eje conducido con respecto al conductor; y una relación multiplicadora, que en cambio aumenta la velocidad del eje conducido con respecto al conductor (Shigley, 2012). Al mismo tiempo en el primer caso el torque se ve incrementado, mientras que en el segundo se ve disminuido.

Adicionalmente es importante reconocer que el consumo de energía de un motor eléctrico depende tanto de la rotación del motor, como del torque producido bajo carga, ya que estos dos parámetros son directamente proporcionales al consumo de energía hacia la batería (Ec. 17 y Ec. 24), por lo que son parámetros que se tomaron en cuenta al seleccionar la relación de transmisión adecuada, y teniendo en consideración que estos dos parámetros dependen del comportamiento del vehículo en la pista, comportamiento que fue descrito anterior mente en el ciclo de conducción (Gómez Sarduy & Viego Felipe, n.d.). Por ende, es importante conocer el torque y las “r.p.m” (revoluciones por minuto), que se refiere al número de giros completos que realiza el eje de salida del motor en un minuto) que el motor requiriere para satisfacer la demanda de energía, y que son calculados por las siguientes fórmulas.

$$\tau_m = \frac{\tau_x}{Rt * \eta} \quad Ec. (14)$$

En donde:

- τ_m = torque del motor [Nm]. P_m
- τ_x = torque en rueda [Nm].
- Rt = relación de transmisión [-].
- η = eficiencia de la transmisión [%].

Las r.p.m. del motor son calculadas luego de obtener las revoluciones de la rueda, teniendo de esta forma las siguientes ecuaciones:

$$rev_r = \frac{V}{Rd * 2 * \pi} * 60 \quad Ec. (14)$$

En donde:

- rev_r = revoluciones en rueda [r.p.m].
- V = velocidad lineal del vehículo [m/s].
- Rd = radio dinámico [m].

Luego de obtener las revoluciones en la rueda, y al ser una transmisión reductora se procede a obtener las revoluciones del motor con la siguiente expresión:

$$rev_m = rev_r * Rt \quad Ec. (15)$$

En donde:

- rev_m = revoluciones en el motor [r.p.m].
- Rt = relación de transmisión [-].

Ahora para proponer una relación de transmisión se consideró que algunos equipos en la competencia utilizan relaciones entre 3.5 y 4.5 (Cabrera, Francisque, & Synalovsky, 2015, Chowdhury, Farid, Kamel Fajter, & Bennamar, 2014), aunque hay muchos que no revelan este valor, ya que pueden considerarlo estrategia de competencia. Por ende, se tomó un valor medio, optando por realizar un análisis con una relación de transmisión de 4:1.

Como se dijo anteriormente el consumo de un motor eléctrico se ve afectado directamente por las revoluciones y el torque, por lo que al tener una relación muy alta el torque se ve aumentado considerablemente, pero la velocidad del vehículo tendería a ser muy lenta, y de manera opuesta con una relación muy pequeña. Para realizar el cálculo previo también se consideró que las relaciones menores de 6:1 son más eficaces (Shigley, 2012) .

En las siguientes imágenes (Figura 3.6 y Figura 3.7) se aprecia, tanto las r.p.m como el torque a las que el motor debería estar funcionando para cumplir con la demanda de energía del ciclo de conducción propuesto de la primera vuelta, los datos de las gráficas se ven incrementados o disminuidos dependiendo de la relación de transmisión que se ocupe para el análisis de la dinámica del vehículo (Figura 3.6 y 3.7).

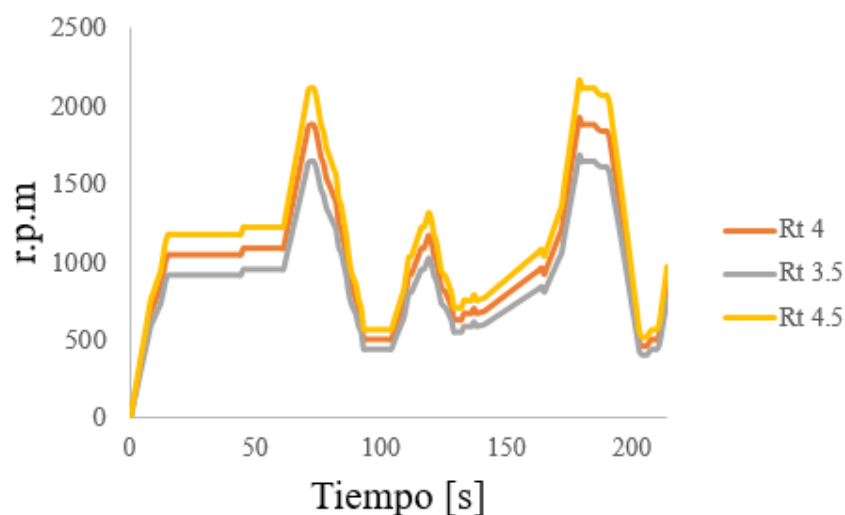


Figura 3.6 Variación de r.p.m en función de las relaciones de transmisión

De la misma manera se obtuvo las diferentes gráficas de la variación del torque con las tres diferentes relaciones de transmisión (4:1, 3.5:1 y 4.5:1):

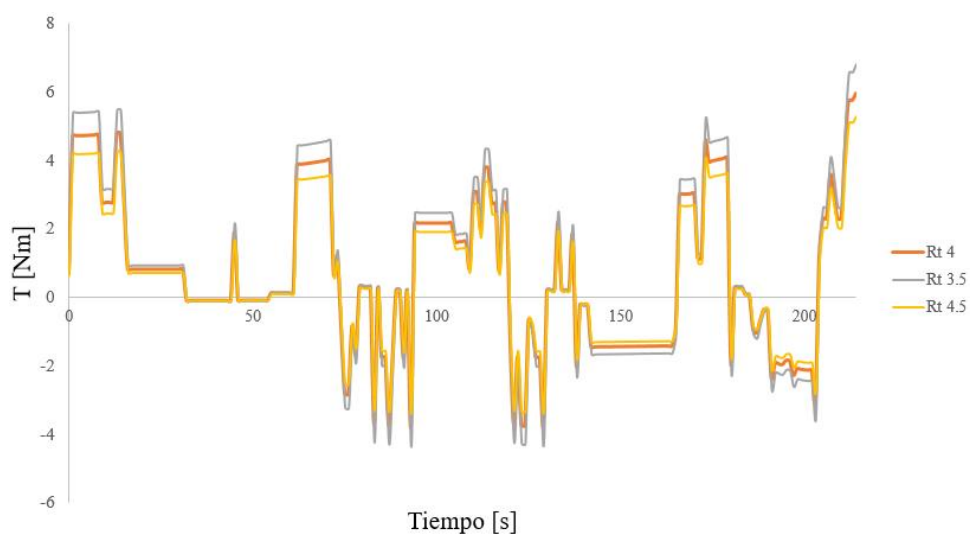


Figura 3.7 Variación del torque en función de las relaciones de transmisión

Más adelante estas diferencias serán analizadas con una simulación de capacidad de aceleración, comprobando de esta manera que relación es la más indicada para el tren motriz del prototipo.

3.5 Demanda de energía en el motor

Una vez que la relación de transmisión es definida, se puede calcular la potencia mecánica necesaria que el motor debe proporcionar para satisfacer la demanda, y de esta manera propulsar el vehículo. Para calcular la potencia mecánica se debe multiplicar el torque por la velocidad angular en [rad/seg] como se indica en la siguiente fórmula:

$$P = \tau_m * \omega \quad \text{Ec. (16)}$$

En donde:

- P = potencia mecánica en el motor [W].
- τ_m = torque [Nm].
- ω = velocidad angular [rad/seg].

Una vez calculada la potencia, con los datos ya obtenidos anteriormente, se puede encontrar la demanda de energía (Tabla 3.1), de la misma manera que se presenta en la Ec. 10. Obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3.1 Tabla resumen de la demanda de energía en el motor (1ra vuelta)

Tabla resumen de la demanda de energía en el motor		
Parámetro	Valor	Unidad
Px máx.	773.44	[W]
Px prom.	71.80	[W]
τ_m máx	5.46	[Nm]
$\mathcal{E}$ total	4.29	[Wh/1ra vuelta]
$\mathcal{E} +$	7.14	[Wh/1ra vuelta]
$\mathcal{E} -$	2.85	[Wh/1ra vuelta]

3.6 Tipos de motores

Luego de haber realizado los cálculos previos, se tienen los diferentes valores en cuanto a la demanda de energía del vehículo se refiere, en donde se abarca la potencia, el torque y las r.p.m que necesita el vehículo para moverse. Para la selección del motor se utilizaron ciertas consideraciones adicionales a las ya mencionadas, y se presentan a continuación:

- Peso del motor
- Dimensiones del motor
- Disposición de sensores de efecto Hall
- Voltaje de operación hasta de 48 volts

No solo tiene que cumplir con las características de funcionamiento mínimas, sino también de construcción ya que no debe ocupar espacio, que al final puede ser aprovechado por la carrocería del vehículo para mantener un menor peso ya que para este punto el equipo de chasis y carrocería tenían el diseño terminado. Y en cuanto a los sensores de efecto hall estos ayudan al control electrónico de éste, de la misma manera el voltaje máximo permitido por reglamento de la competencia limitará el voltaje al que el motor funcionará. Ahora es importante conocer los diferentes tipos de motores eléctricos que son utilizados en la competencia y serán descritos brevemente más adelante.

Existen motores eléctricos que pueden ser energizados por corriente directa (DC) o bien por corriente alterna (AC). De estos dos, los más utilizados son los de corriente directa, ya que estos pueden ser más pequeños, menos complejos y generalmente más eficientes, además de ser más fácil de controlar que un motor de corriente alterna (Pistoia, 2010).

Los tipos de motores empleados habitualmente en los eventos de SEM actuales son: motor en rueda, mostrado en la Figura 3.8, éste transmite el par motor directo en la rueda motriz; y el motor eléctrico convencional, el que se observa en la Figura 3.9.

Para la selección entre estos dos tipos no se consideró el motor en rueda debido a la disposición que estos precisan, y a la dificultad de adquisición de los aros que cumplan con estas dimensiones en el mercado, además que no pueden llevar ninguna relación de transmisión, debido a que el motor no puede llevar ningún tipo de asistencia por su disposición.



Figura 3.8 Motor eléctrico en rueda

Fuente: (<http://www.electric-bicycle-guide.com/electric-bicycle-motor.html>)

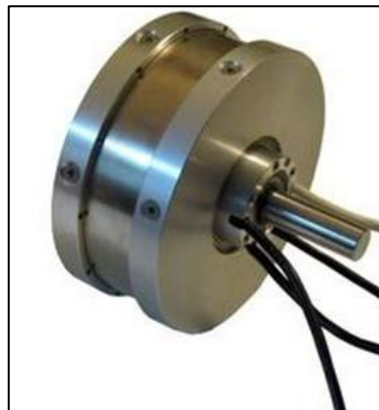


Figura 3.9 Motor eléctrico convencional

Fuente: (<http://www.revolt.org.il/>)

Por lo tanto, el motor propuesto es el motor eléctrico de tipo convencional, el cual transmite el movimiento mediante un eje de salida, necesitando así un sistema de

transmisión para que el movimiento llegue hasta la rueda (Hughes, Drury, & Drury, 2005).

Si bien es cierto existen muchos modelos y marcas de estos tipos de motores, sin embargo, las dos opciones comparadas para esta aplicación cumplen con la potencia mínima de funcionamiento (773.44 W) tomando en cuenta los resultados de la demanda del motor obtenidos anteriormente, y son presentados con sus respectivas especificaciones y dimensiones:

a) Revolt RV-120 pro-short

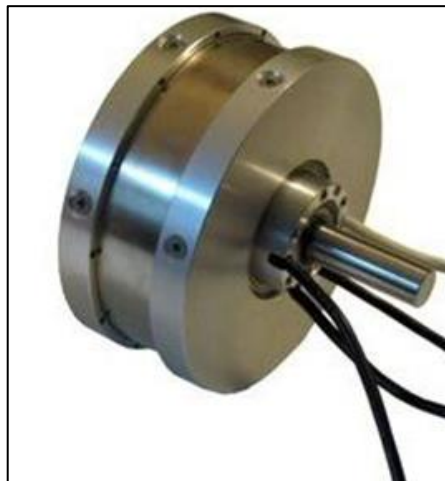


Figura 3.10 Motor RV-120 pro-short
Fuente: (<http://www.revolt.org.il/>)

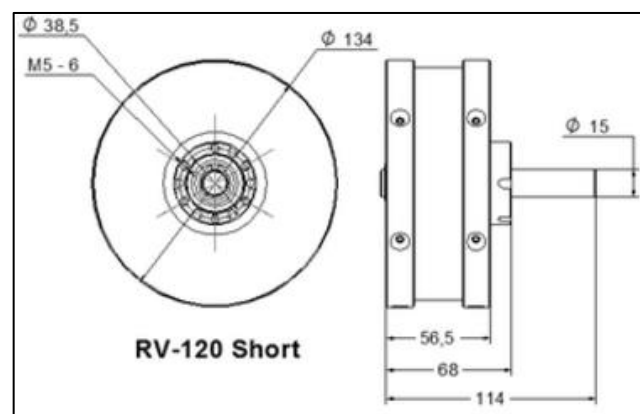


Figura 3.11 Dimensiones del motor RV-120 pro short
Fuente: (<http://www.revolt.org.il/>)

Tabla 3.2 Especificaciones del motor RV-120 pro short

Especificaciones del motor RV-120 pro short		
Parámetro	Valor	Unidad
Potencia	9.8	[kW]
Voltaje de operación	24-96	[V]
Peso	2.85	[kg]
Sensores de efecto hall	Si	[-]

b) Turnigy Rotomax 150cc brushless outruner



Figura 3.12 Motor Turnigy Rotomax 150cc brushless outruner

Fuente: (https://www.hobbyking.com/en_us/turnigy-rotomax-150cc-size-brushless-outrunner-motor.html)

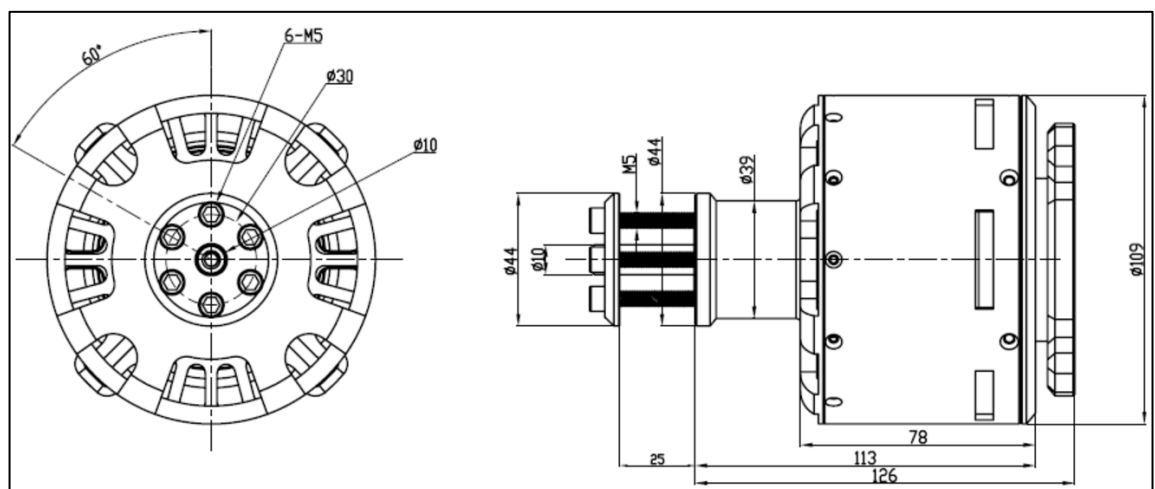


Figura 3.13 Dimensiones del motor Turginy Rotomax 150cc

Fuente: (https://www.hobbyking.com/en_us/turnigy-rotomax-150cc-size-brushless-outrunner-motor.html)

Tabla 3.3 Especificaciones del motor Turginy Rotomax 150cc

Especificaciones del motor Turginy Rotomax 150cc		
Parámetro	Valor	Unidad
Potencia	9.8	[kW]
Voltaje de operación máximo	56	[V]
Peso	2.53	[kg]
Sensores de efecto hall	No	[-]

3.6.1 Comparación y selección final del motor

Luego de conocer las especificaciones de los motores mostrados anteriormente, se puede decir que al final los dos cumplen con la potencia mínima necesaria para propulsar el vehículo según lo calculado previamente (0.773 kW de potencia) así como el voltaje de operación el cual tiene un límite de 48 volts establecido por el reglamento de SEM, voltaje que alguno de los dos motores no pueda manejar; pero el motor más favorable para esta aplicación es el Revolt RV-120 pro short, debido a las dimensiones más reducidas que este tiene, en cuanto al ancho se refiere, como se observa en la comparación realizada de la Figura 3.14, ya que esta dimensión puede afectar al dimensionado de la carrocería y por ende variar el peso de esta, considerando a la vez que la diferencia de peso entre los dos motores es de 0.32 kg siendo el Turginy Rotomax más liviano.

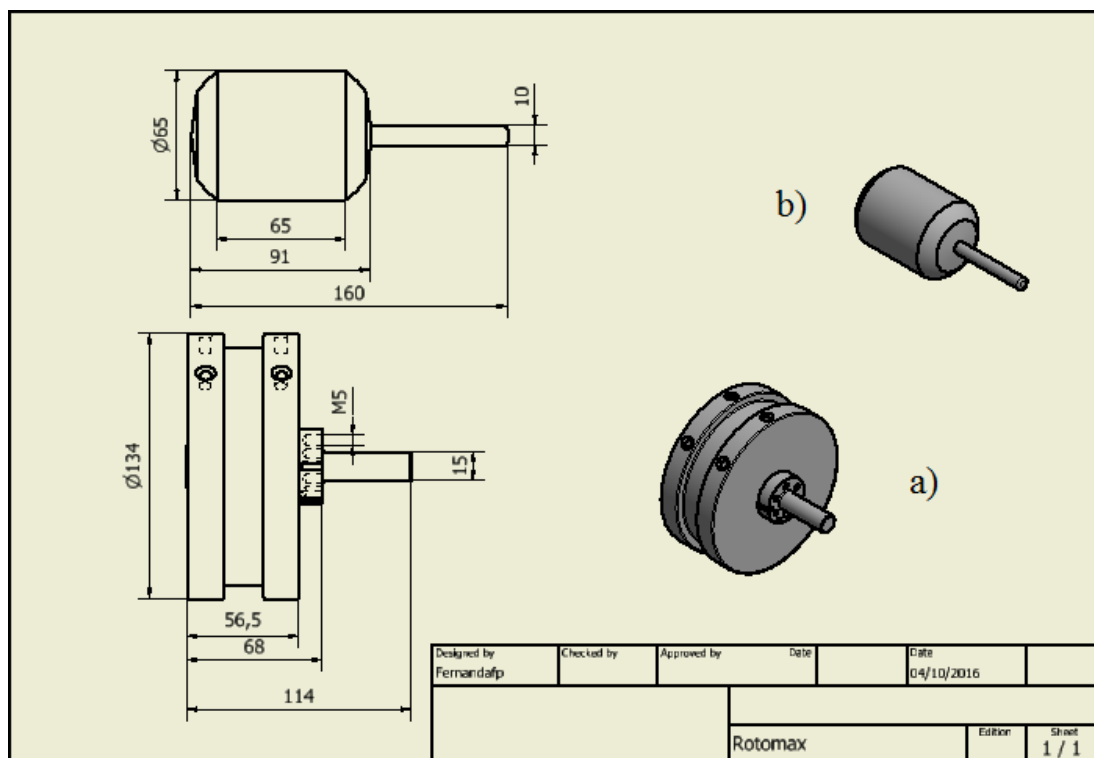


Figura 3.14 Comparación de dimensiones de los motores a) y b).

Fuente: Elaboración propia

Otra propiedad importante es la presencia de sensores hall, ya que estos facilitan la etapa del control electrónico del motor (Pistoia, 2010), y el único de los dos que tiene este tipo de sensores es el motor Revolt, por solicitud del equipo de electrónica es importante que el motor tenga sensores de efecto hall, ya que les pareció mucho más adaptable al tipo de control que deseaban implementar, siendo ellos quien sugirieron la utilización de uno de los dos motores. De esta manera como selección final el motor a utilizar es el Revolt RV-120 pro short, el cual presenta las siguientes curvas de potencia y torque vs. rpm:

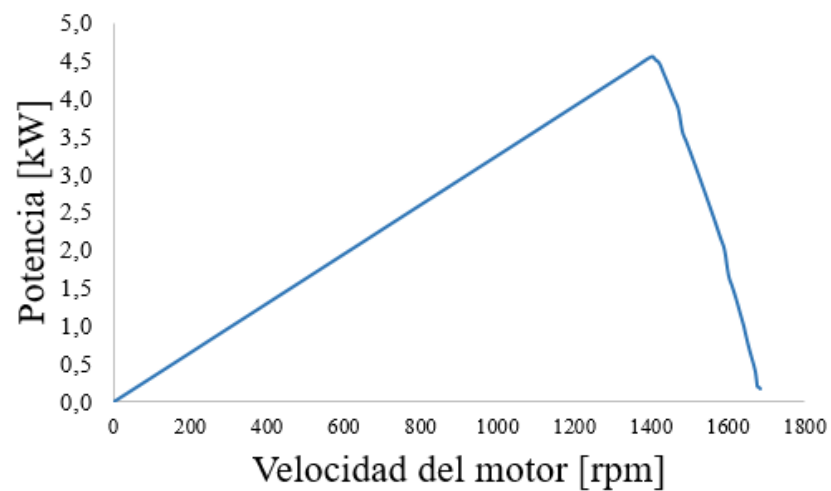


Figura 3.15 Gráfica de potencia vs. velocidad del motor

Fuente: (www.revolt.org.il)

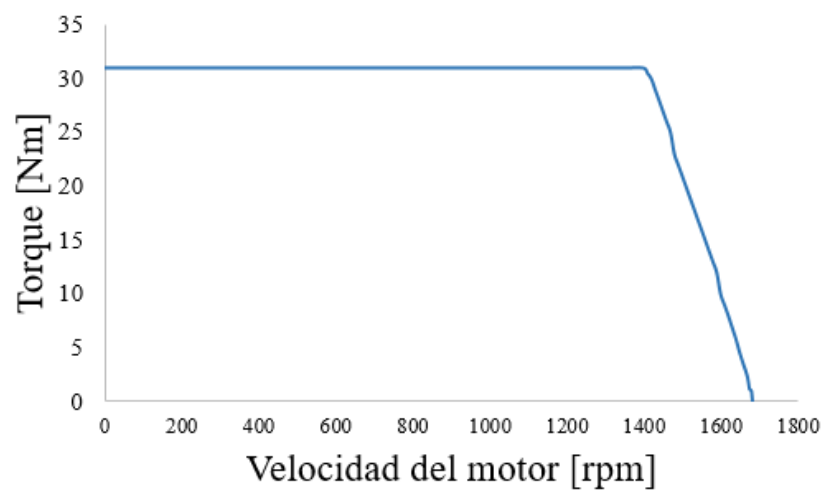


Figura 3.16 Gráfica de torque vs. velocidad del motor

Fuente: (www.revolt.org.il)

CAPITULO IV

MODELO DE CAPACIDAD DE ACELERACIÓN

4.1 Introducción

En este capítulo se describe que es la capacidad de aceleración, además se analizará el comportamiento del prototipo en función de éste parámetro, y a la vez explicar la importancia de su uso en el diseño de un ciclo de conducción. Se evaluaron diferentes relaciones de transmisión que fueron delimitadas en función de las velocidades que presenta el ciclo de conducción propuesto y las condiciones de la pista, todo esto realizado en un modelo de simulación, en la herramienta Simulink de MATLAB. Finalizando con la selección de la relación de transmisión adecuada para el vehículo prototipo.

4.2 Capacidad de aceleración

Ésta puede ser descrita como el tiempo que toma un vehículo para alcanzar una velocidad determinada (Gillespie, 1992). El análisis de la capacidad de aceleración “examina las características del motor y como este interactúa a través del tren motriz”(Gillespie, 1992), la capacidad de aceleración es evaluada en función de la velocidad y el tiempo, es decir el tiempo en el que un vehículo logra llegar a una velocidad determinada. Las pruebas en autos livianos son evaluadas en rangos de velocidades de 0-48 km/h, 0-97 km/h y 72-105 km/h (MacKenzie & Heywood, 2010). El comportamiento del vehículo en cuanto a aceleración respecta, puede ser proyectado a otros aspectos del vehículo, como la economía de combustible (MacKenzie & Heywood, 2010). La capacidad de aceleración puede influenciar en cuan agresivo puede ser el manejo, afectando de esta manera directamente al consumo (Berry, 2010).

Las variables que intervienen en la capacidad de aceleración son: peso total del vehículo, forma del vehículo refiriéndose al área frontal y coeficiente de arrastre, tipo de transmisión (de donde se obtiene la eficiencia del sistema), coeficiente de rodadura, curva de torque del motor. La ecuación de la capacidad de aceleración es descrita por (Gillespie, 1992) de la siguiente manera:

$$a = \frac{\frac{\tau_e R_t \eta}{R_d} - R_x - F_d - R_g}{M m_f} \quad \text{Ec. (17)}$$

En donde:

- a = aceleración [m/s^2].
- τ_e = torque entregado por el motor [Nm].
- R_t = relación de transmisión [-].
- η = eficiencia de la transmisión [%].
- R_d = radio dinámico [m].
- R_x = resistencia a la rodadura [N].
- R_g = resistencia debido a la pendiente [N].
- F_d = Fuerza de arrastre [N].
- M = masa [kg].
- m_f = factor de masa [-].

La mayoría de las variables mostradas ya fueron descritas en el Capítulo II (η , R_d , R_x , F_d , M) (Tabla 4.1). Por lo tanto, las nuevas variables (τ_e y m_f) serán puntualizadas a continuación.

Torque entregado por el motor (T_e):

Este parámetro es el torque que el motor entrega en función de las r.p.m al que este se encuentra, este parámetro puede ser calculado de forma dinámica en un banco de pruebas, o la vez datos emitidos por el fabricante, para este trabajo, se utilizó la curva característica mostrada en la Figura 3.16, la cual fue obtenida del fabricante.

Factor de masa (mf):

Es un factor que está en función de la masa del vehículo y los componentes rotativos del tren motriz, y se determina mediante la siguiente ecuación (Gillespie, 1992):

$$mf = 1 + 0.04 + 0.0025 Rt^2 \quad Ec. (18)$$

En donde:

- Rt = relación total de transmisión

Al obtener la aceleración, es posible calcular la velocidad lineal del vehículo realizando la integral de la aceleración en función del tiempo.

$$V = \int_{ti}^{tf} a(t) dt \quad Ec. (19)$$

Obteniendo así la capacidad de aceleración. Es importante recalcar, que es primordial para el diseño de un ciclo de conducción, ya que el ciclo propuesto mostrado anteriormente, fue diseñado cumpliendo el tiempo límite de la competencia y manteniendo aceleraciones constantes la mayor parte del tiempo, lo que puede no ser muy apegado a una conducción real, mientras que con la capacidad de aceleración se puede obtener un desempeño del motor mucho más apegado a la realidad al conocer el comportamiento que este tendrá en el vehículo y así crear un modelo de ciclo de conducción más apegado a una conducción real (MacKenzie & Heywood, 2010).

4.3 Modelo de simulación

El modelo se realizó en la herramienta de Simulink, de MATLAB que “es un entorno de diagrama de bloques para la simulación multidominio y el diseño basado en modelos. Soporta simulación, generación automática de código y prueba y verificación continua de sistemas embebidos” (MathWorks, 2016). Ahora “la simulación es el proceso de diseñar y desarrollar un modelo computarizado de un sistema o proceso y conducir experimentos con este modelo con el propósito de entender el comportamiento del sistema o evaluar varias estrategias con las cuales se puede operar el sistema” Robert E. Shannon (Coss Bu, 1993). El modelo de la Figura 4.1, permite obtener la capacidad de aceleración y está comprendido por las ecuaciones mostradas anteriormente (Ec. 18, Ec. 19 y Ec. 20).

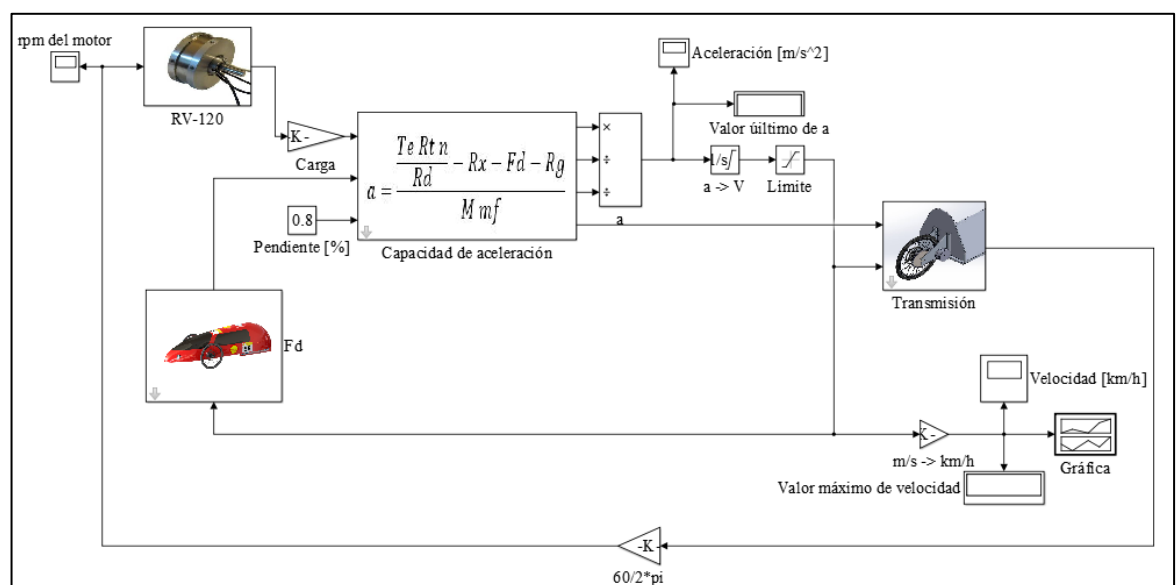


Figura 4.1 Modelo de capacidad de aceleración

En la Figura 4.1 los diferentes bloques trabajan de la siguiente manera:

$a \rightarrow V$: convierte los valores de aceleración (m/s^2) a velocidad (m/s) mediante una integración, además se ingresan los rangos de velocidad con los que la simulación trabajará.

Límite: se define el límite de la simulación en función de las revoluciones máximas del motor a simular.

Transmisión: convierte la velocidad lineal (m/s) a revoluciones del motor (rad/s) mientras que el bloque $60/2\pi$ convierte las revoluciones de (rad/s) a (r.p.m).

RV-120: en éste bloque se ingresa la curva de torque (Nm) versus velocidad del motor (r.p.m), además se encarga de seleccionar un valor de torque para un valor de r.p.m de entrada, que dependerá de la velocidad del vehículo simulada.

Bloque *Carga:* éste calcula el valor de torque (Nm) del motor para el valor de carga (%) ingresado por el usuario.

Pendiente: se ingresa el valor de pendiente de la pista ó la gráfica de pendiente (%) en función de la distancia (m).

En los bloques *Capacidad de aceleración*, F_d y a se calculan los valores resultantes de las formulas previamente mencionadas, computando de esta manera la capacidad de aceleración del vehículo. Esto en cuanto a los bloques principales del modelo, ya que los otros realizan las funciones de graficar los datos solicitados, como el recuadro de *rpm del motor*.

Al ser un proceso, éste presenta dos tipos de variables, las que se dividen en variables de control y variables de respuesta. Las variables de control son aquellas que el investigador puede variar o modificar según su consideración, para obtener diferentes resultados del proceso, mientras que las de respuesta son aquellas en donde se reflejan los resultados de las pruebas realizadas (Romo Vélez & Rodríguez Cuenca, 2016).

Las variables de control del proceso que no serán modificadas ya que son factores externos que dependen del vehículo, la pista y condiciones ambientales, están comprendidas por:

- Rendimiento de la transmisión [η].
- Radio del neumático [Rd].

- Torque entregado por el motor [τ_e].
- Masa del vehículo [M].
- Coeficiente de rodadura [f_r].
- Área frontal [A_f].
- Densidad del aire [ρ_a].
- Coeficiente aerodinámico [C_d].
- Pendiente [θ].

Las variables de control que serán modificadas para este análisis son las siguientes:

- Carga [%].
- Relación de transmisión [R_t].

Es importante señalar que el termino carga se refiere al porcentaje de torque, que dependiendo de la demanda de energía, es solicitada por el conductor y de esta manera vencer las resistencias que interactúan con el vehículo, para poder lograr desplazarlo (Figura 4.2). Es decir, el motor puede estar funcionando a un determinado régimen de revoluciones, pero no precisa utilizar el 100 % del torque que puede entregar (31 Nm), y aun así mantener su velocidad, si las resistencias son bajas.

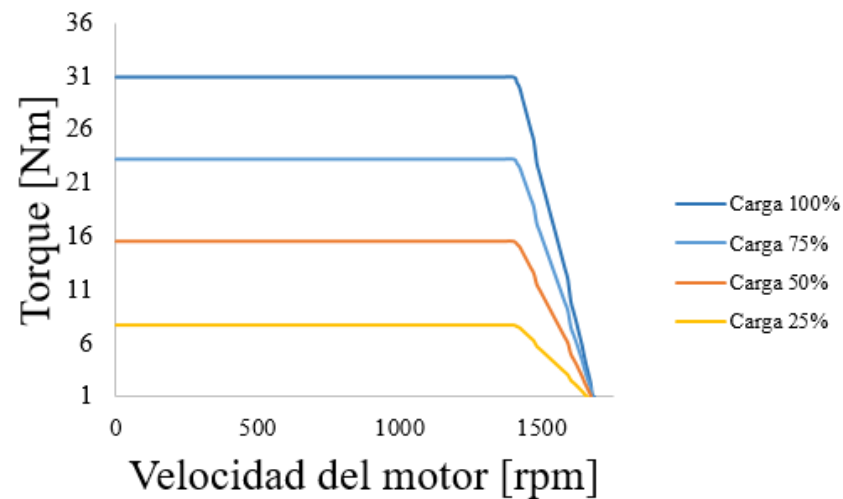


Figura 4.2 Ejemplos de carga del motor

4.4 Simulación

En este punto se explica de qué manera se realizó la simulación de la capacidad de aceleración del prototipo.

4.4.1 Parámetros iniciales

Como se explicó anteriormente existen dos tipos de variables, que serán definidas por los siguientes valores descritos a continuación, comprendiendo de esta manera las variables de controlables modificable y las no modificables del sistema.

4.4.1.1 Variables de control que no serán modificadas

Las variables mostradas a continuación (Tabla 4.1) son utilizadas en todas las simulaciones realizadas, exceptuando por la pendiente ya que esta será definida en función de ciertas consideraciones que serán descritas más adelante.

Tabla 4.1 Valores de variables no controlables

Variables no controlables		
Parámetro	Valor	Unidad
η	98	[%]
Rd	0.256	[m]
M	100	[kg]
fr	0.0025	[-]
Af	0.24	[m ²]
ρ_a	1.225	[kg/m ³]
Cd	0.36	[-]
θ	Datos de la pista	[-]

Una variable que no se define en esta tabla es la del torque entregado por el motor, que ya fue definida por la gráfica que se observa en la Figura 3.16.

4.4.1.2 Variables de control que serán modificadas

Las variables controlables mostradas a continuación (Tabla 4.2) serán utilizadas para la una de las pruebas. Estos valores variarán dependiendo del criterio de simulación los cuales serán presentados más adelante.

Tabla 4.2 Variables controlables

Variables controlables		
Parámetro	Valor	Unidad
Rt	4:1	[-]
Carga	100	[%]

4.4.2 Límites

La simulación realizada está en función del tiempo, por esa razón es importante limitarla a un tiempo en donde se pueda apreciar los parámetros necesarios para obtener las respuestas esperadas. Determinando mediante las simulaciones, que un tiempo global adecuado de simulación es de 30 segundos y 100 para otros casos ya que dentro de estos intervalos de tiempo se puede apreciar la velocidad límite que el vehículo puede desarrollar para todas las relaciones de transmisión a analizar, de la misma manera para la integral mostrada en la Ec. 20, se utilizan estos valores como límites para que así sean congruentes, ya que el límite representa el rango de tiempo máximo del proceso para obtener la aceleración y por consecuente la velocidad del vehículo.

Otro límite importante, es el de las revoluciones por minuto (r.p.m), ya que la velocidad del vehículo se verá acotada por las revoluciones máximas que puede producir el motor y que son transmitidas a las ruedas, en este caso las revoluciones máximas a las que el motor puede funcionar son de 1683 como se aprecia en la Figura 3.16, y en función de la relación de transmisión el vehículo tendrá una velocidad lineal límite, que se obtendrá con la siguiente ecuación.

$$V = \text{perímetro} * \omega \quad \text{Ec. (20)}$$

En donde:

- V = velocidad lineal del vehículo [m/s].
- Perímetro = es el perímetro de la rueda [m].
- ω = velocidad angular en la rueda [rpm].

4.4.2.1 Rango de selección de la relación de transmisión

Además de los límites anteriores, es necesario definir el rango de relaciones de transmisión que se va a analizar, porque de esta manera se acota la simulación a únicamente procesar lo necesario. De esta manera se obtuvieron los rangos mínimos y máximos, utilizando las velocidades del ciclo de conducción propuesto como referencia. Por lo tanto, se considera la velocidad de 24 km/h y 45 km/h, la primera debido a que es la velocidad promedio para completar el circuito en el tiempo especificado, y la segunda ya que es la velocidad máxima planteada en el ciclo.

Existen varias formas de obtener estas relaciones, una de ellas es de manera estática planteado por (Naunheimer et al., 1999), el cual fue considerado para este trabajo, ya que para hacerlo de forma dinámica es necesario realizar pruebas en un banco dinamométrico y el vehículo ya construido. Para el método estático se asume que no existe resbalamiento en la transmisión, a la vez que la velocidad lineal máxima del ciclo de conducción es alcanzada (45 km/h), así como la velocidad de promedio (24 km/h), y además que el motor está funcionando a máximas revoluciones (1683) (Naunheimer et al., 1999), la relación de transmisión en función de la velocidad está dada por:

$$i = \frac{3.6 \frac{\pi}{30} n_m r d}{V_{m\acute{a}x}} \quad Ec. (21)$$

En donde:

- i = relación de transmisión
- n_m = revoluciones máximas del motor [rpm].
- rd = radio dinámico [m].
- $V_{m\acute{a}x}$ = velocidad lineal máxima [km/h].

Y al remplazar los datos se obtienen los siguientes valores:

Tabla 4.3 Relaciones de transmisión en función de la aceleración

Velocidad [km/h]	Relación de transmisión
24	3.57:1
45	6.7:1

Por otro lado, es necesario obtener una relación de transmisión mínima que satisfaga la demanda de torque en la pendiente máxima a la que el vehículo estará dispuesto (*capacidad de ascenso*), tomando en cuenta como caso crítico que el vehículo se encuentra en reposo ($v = 0$ km/h) y que la pendiente es de (4.3%), considerando que el motor tiene un torque de (31 Nm) cargado al 100%. De esta manera (Naunheimer et al., 1999), presenta la siguiente ecuación para encontrar la relación de transmisión mínima en función del torque:

$$i_{\min} = \frac{Rd * m * g * (fr * \cos \theta + \sin \theta)}{\tau_{\max} * \eta} \quad Ec. (22)$$

En donde:

- $i_{\min}$ = relación de transmisión mínima
- Rd = radio dinámico [m].
- m = masa del vehículo [kg].
- g = gravedad [m/s^2].
- fr = coeficiente de rodadura [-].

- $\tau_{\text{máx}}$ = torque máximo del motor [Nm].
- η = eficiencia de la transmisión [%].

Una vez definida la Ec. 23 y al remplazar los datos previamente establecidos se obtiene:

Tabla 4.4 Relación de transmisión en función de la pendiente

Relación de transmisión en función de la pendiente	0.373:1
---	---------

Finalmente, el rango de relaciones de transmisión en función de los dos extremos, es de 6.7:1 como relación de transmisión máxima y la mínima de 0.373:1. Luego de calcular estos límites, se utiliza un rango de incremento de aproximadamente de 0.5 para tener de esta manera varias relaciones de transmisión a analizar y poder obtener de esta manera el comportamiento en diferentes puntos a manera de patrón. Por consiguiente, las relaciones que serán analizadas en este trabajo serían las siguientes:

Tabla 4.5 Relaciones de transmisión criterio

Relaciones de transmisión criterio
6.7
6.5
6
5.5
5
4.5
4
3.5
3
2.5
2
1.5
1
0.5
0.373

4.4.3 Criterios para el análisis de la capacidad de aceleración

Los criterios a analizar fueron desarrollados en función del ciclo de conducción propuesto, de esta manera se seleccionaron 3 secciones críticas de la pista, en donde existen aceleraciones que son consideradas críticas, también se toma en cuenta la pendiente del tramo que el vehículo describe en ese instante. Utilizando el modelo de capacidad de aceleración, se obtienen el respectivo comportamiento de cada una de las relaciones de transmisión seleccionadas en el punto anterior, en las condiciones que serán descritas. Cabe recalcar que las cargas del motor que serán presentadas a continuación, se mantendrán constantes durante todo el tiempo que dure las simulaciones realizadas y de la misma manera la eficiencia de la transmisión se asumirá como constante, (98 %) como se indicó en el Capítulo III.

4.4.3.1 Criterio n° 1

En el primer criterio, es considerado en el inicio de la pista en cómo se marca en el croquis de la Figura 4.3, es considerado como el primer punto crítico, debido a que es en donde el vehículo partirá desde el reposo venciendo las fuerzas que se oponen al movimiento, para así dar inicio a las 7 vueltas reglamentarias.



Figura 4.3 Croquis del punto de inicio del criterio 1
Fuente: (Shell, 2016)

Desde ese punto el vehículo deberá lograr una capacidad de aceleración de (0 a 24 km/h) en 14 segundos recorriendo una distancia aproximada de 55 m, cabe recalcar que el terreno no es plano, y por ende el vehículo deberá poder cumplir la capacidad propuesta en el perfil de pendiente que la pista describe, el cual se puede observar en la Figura 4.4, estableciendo de esta manera el primer criterio.

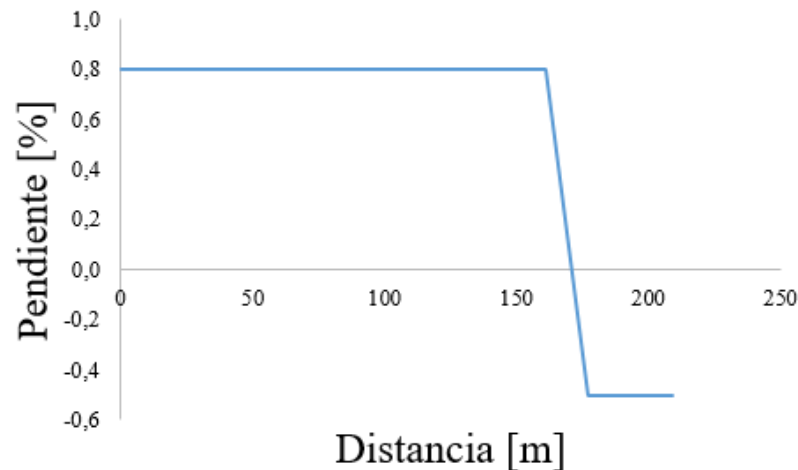


Figura 4.4 Perfil de pendiente del criterio 1

4.4.3.2 Criterio n° 2

Luego se establece un segundo criterio, considerando un punto en donde el vehículo alcanza la velocidad máxima del ciclo de conducción (45 km/h), seleccionando así la aceleración previa al tramo en donde la pendiente máxima de la pista se encuentra, el inicio del tramo en donde se lleva a cabo el análisis de este criterio se lo observa en el croquis de la Figura 4.5 y su respectivo perfil de pendiente en la Figura 4.6, cabe señalar que para este perfil de pendiente se considera la distancia cero el punto donde inicia esta consideración, este punto se encuentra a 1044 m de la línea de partida que a la vez es el punto de inicio del criterio 1.

Por lo tanto, se considera para este criterio que el vehículo debe desarrollar una capacidad de aceleración de (23 a 45 km/h) en 13 segundos, siendo que la primera velocidad es la que el vehículo lleva en este punto según el ciclo de conducción propuesto, y además el vehículo recorrerá una distancia aproximada de 123 m.



Figura 4.5 Croquis del punto de inicio del criterio 2
Fuente: (Shell, 2016)

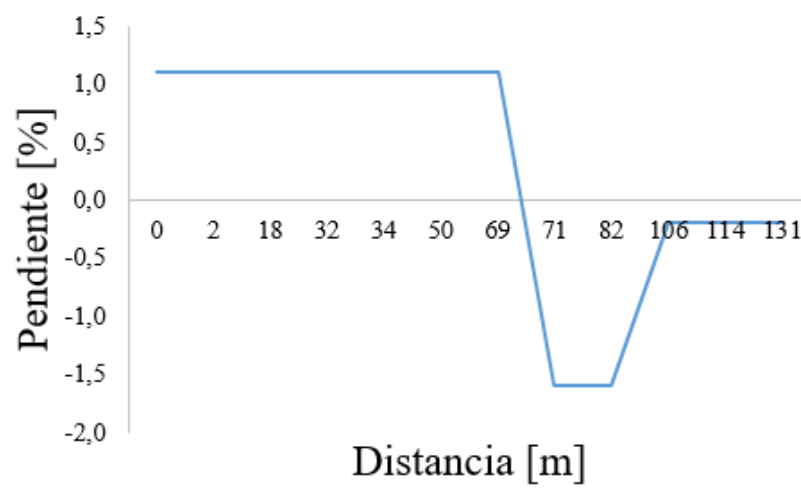


Figura 4.6 Perfil de pendiente del criterio 1

4.4.3.3 Criterio n° 3

Para este último criterio, se considera una aceleración previa al comienzo de la segunda vuelta del ciclo de conducción (a 1425 m de la línea de partida) ya que desde este punto será en donde el ciclo se vuelve reiterativo hasta finalizar la séptima vuelta debido a que el vehículo no se detendrá en ningún punto, en donde el vehículo debe desarrollar una capacidad de aceleración de (13 a 34 km/h) en 19 segundos en donde el vehículo recorre una distancia de 122 metros, comenzando en el punto marcado en el croquis de la Figura 4.7 y en la Figura 4.8 el respectivo perfil de pendiente, tomando como punto cero el punto donde el vehículo se encuentra en 13 km/h en el ciclo de conducción, que está marcado en el croquis.



Figura 4.7 Croquis del punto de inicio del criterio 3
Fuente: (Shell, 2016)

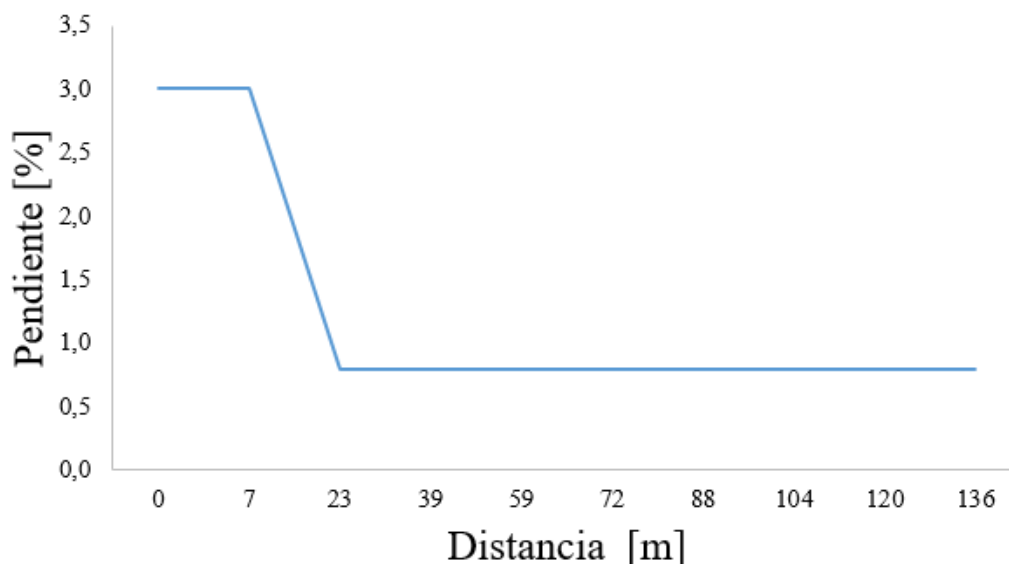


Figura 4.8 Perfil de pendiente del criterio 3

4.4.4 Cargas de las diferentes relaciones de transmisión

Después de haber definido los criterios para el análisis, se procede a realizar la simulación en el modelo de capacidad de aceleración, en donde se obtendrá el comportamiento de cada una de las relaciones de transmisión dispuestas en la Tabla 4.4. Este análisis es realizado en los tres casos, para comprobar que relaciones de transmisión cumplen con los criterios propuestos, es decir si el criterio indica que la aceleración debe ser de 0 a 24 km/h en 14 segundos, al ingresar la relación de transmisión de 6.5:1 en la simulación, el motor debe proporcionar la carga suficiente para que se reproduzca este comportamiento, y encontrando a la vez esta carga mencionada; de la misma manera se realiza este análisis en los otros dos criterios utilizando la misma relación, y en el caso de no cumplir en al menos uno de los tres criterios, esta quedará descartada como posible relación de transmisión final del vehículo.

Como se observa en la Figura 4.9, según la curva de velocidad versus tiempo de la relación de 6.5:1, esta cumple con el criterio 1 utilizando una carga constante del (10.11%), mientras que la relación de transmisión de 0.373:1 inclusive con el motor cargado al 100% no logra desempeñar dicha capacidad de aceleración en el tiempo propuesto, por ende, esta quedará descartada para análisis posteriores.

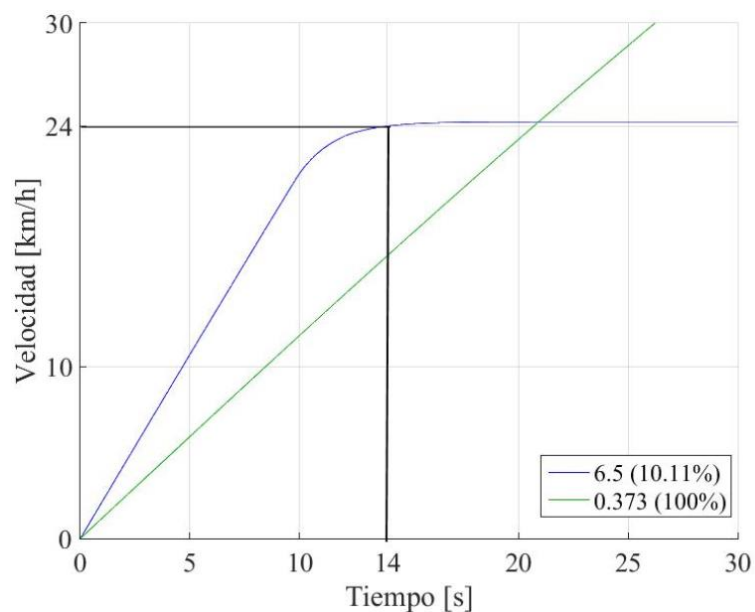


Figura 4.9 Curvas de comportamiento con las relaciones de 6.5 y 0.373:1 con diferentes cargas

De esta manera se obtienen las siguientes tablas, en donde se muestran las diferentes relaciones de transmisiones con sus respectivas cargas si es que cumplen, para cada uno de los criterios:

Tabla 4.6 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 1

Cargas del criterio n° 1	
Rt	Carga
[-]	[%]
6.7	No cumple
6.5	10.11
6	9.17
5.5	9.76
5	10.63
4.5	11.71
4	13.06
3.5	14.82
3	17.19
2.5	20.52
2	25.53

1.5	33.93
1	50.78
0.5	No cumple
0.373	No cumple

Tabla 4.7 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 2

Cargas del criterio nº 2	
Rt	Carga
[-]	[%]
6.7	No cumple
6.5	No cumple
6	No cumple
5.5	No cumple
5	No cumple
4.5	No cumple
4	No cumple
3.5	20.23
3	17.04
2.5	20.34
2	25.32
1.5	33.64
1	50.34
0.5	No cumple
0.373	No cumple

Tabla 4.8 Cargas de las relaciones de transmisión para el criterio 3

Cargas del criterio nº 3	
Rt	Carga
[-]	[%]
6.7	No cumple
6.5	No cumple
6	No cumple
5.5	No cumple
5	No cumple
4.5	10.98
4	10.47
3.5	11.89
3	13.80
2.5	16.49
2	20.55
1.5	27.32
1	40.91
0.5	81.72
0.373	No cumple

En resumen, luego de analizar todas las relaciones se concluye que las relaciones que cumplen con lo impuesto por los tres criterios son las siguientes:

- 3.5:1
- 3:1
- 2.5:1
- 2:1
- 1.5:1
- 1:1

Estas relaciones serán utilizadas en el análisis de la dinámica del vehículo, pero esta vez de todas las siete vueltas, para obtener el promedio de carga durante todo el ciclo de conducción y de esta manera escoger la más favorable para el vehículo, que será descrito con mayor detalle más adelante.

4.5 Análisis de carga del ciclo de conducción y resultados

Previamente en el Capítulo II se realizó un análisis de la dinámica del vehículo, en donde se estudió el comportamiento del prototipo en la primera vuelta; para este punto se realizará un análisis similar, con la diferencia de que serán las siete vueltas que establece la competencia para completar el circuito y de esta manera obtener el régimen de cargas a las que funciona el motor durante los 1500 segundos que es lo que dura este ciclo (Figura 4.9). Además, se lo realizará variando entre las 6 relaciones de transmisión escogidas previamente, y de esta manera seleccionar la más favorable en cuanto a la carga se refiere, ya que, a mayor carga, mayor será la corriente demandada por el motor y por consiguiente el consumo de energía solicitado a la batería será mayor (Ec. 24).

$$I = \frac{P}{V} \quad \text{Ec. (23)}$$

En donde:

- I = corriente [A]
- P = potencia [W] (Ec. 17)
- V = voltaje [v]

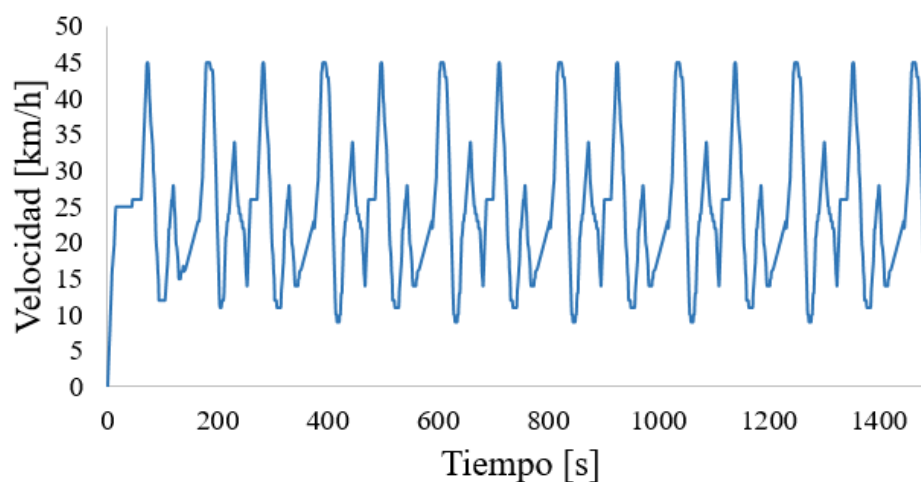


Figura 4.9 Ciclo de conducción propuesto (7 vueltas)

Tabla 4.9 Resumen ciclo de conducción (7 vueltas)

Tabla resumen del ciclo de conducción SEM 2015 (7 vueltas)		
Parámetro	Valor	Unidad
Distancia	10.1	[km]
Duración	1500	[seg]
V. promedio	24.31	[km/h]
V. máxima	45.00	[km/h]
a. promedio	0.14	[m/s ²]
a. máxima	0.75	[m/s ²]

Luego, se obtiene el τ y ω del motor del ciclo de conducción completo (7 vueltas), realizando el mismo procedimiento utilizado en el Capítulo III, para obtener las gráficas de comportamiento del motor, del torque versus las revoluciones, teniendo así una gráfica como la de la Figura 4.10, en donde cada uno de los puntos indican un valor de r.p.m por cada segundo del ciclo de conducción, que a la vez muestra el régimen al cual el motor funciona.

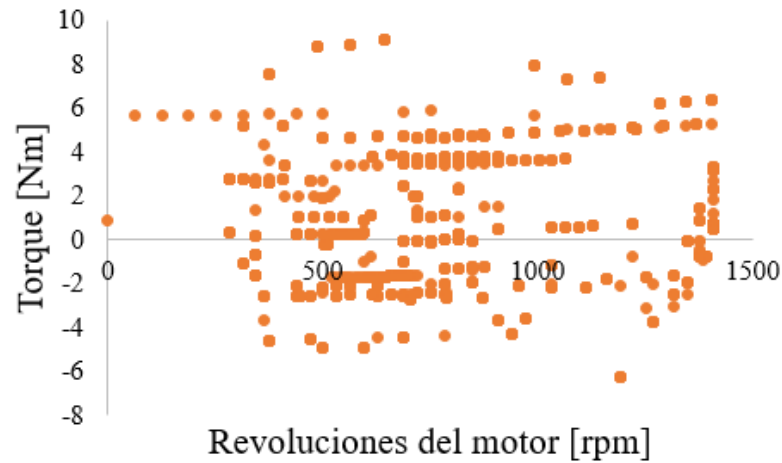


Figura 4.10 Dispersión de la carga del motor con la relación de transmisión de 3:1

Después de obtener los datos de la demanda de torque a la que debe funcionar el motor para cubrir el ciclo de conducción, se calculará la relación porcentual del torque motor durante el ciclo de conducción (será llamado torque del motor instantáneo) y el torque motor cargado al 100%, esto en función de las r.p.m a las que el motor se encuentra en el segundo en que es analizado, para conocer de esta manera (Figura 4.11) el porcentaje de carga a la que está funcionando el motor durante cada uno de los 1500 segundos, resultando de esta manera una gráfica como la de la Figura 4.12 y en la Figura 4.13 se observa los perfiles de carga para las seis relaciones de transmisión que cumplían los tres criterios del punto anterior.

$$\frac{\text{Torque del motor al 100\%}}{\text{Torque del motor instantáneo}} = \frac{100\%}{x} \quad \text{Ec. (24)}$$

En donde:

- x = carga del motor instantánea

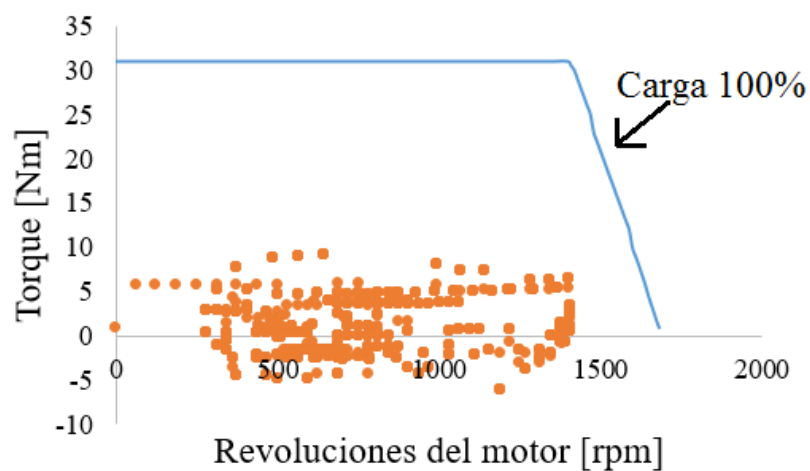
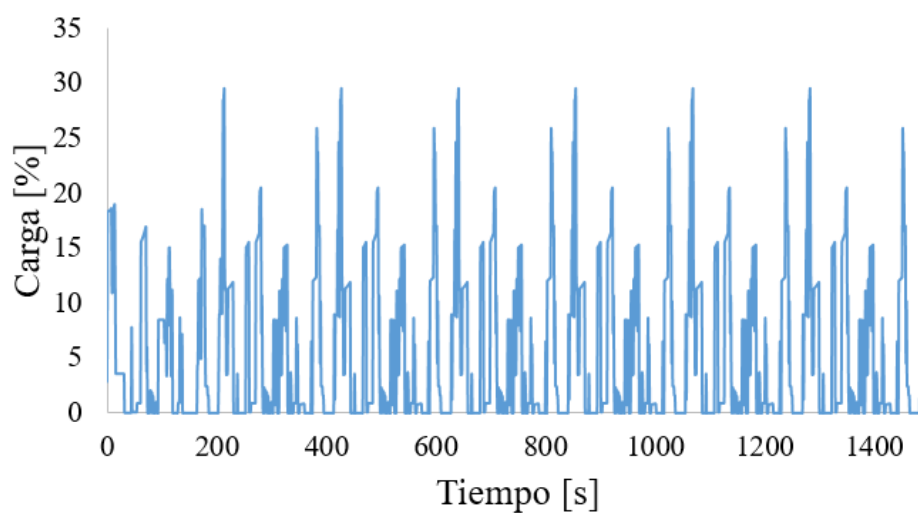


Figura 4.11 Relación porcentual del torque demandado y el torque que proporciona el motor al 100% de carga



4.12 Gráfica de cargas del ciclo de conducción (7 vueltas) con la relación de transmisión de 3:1

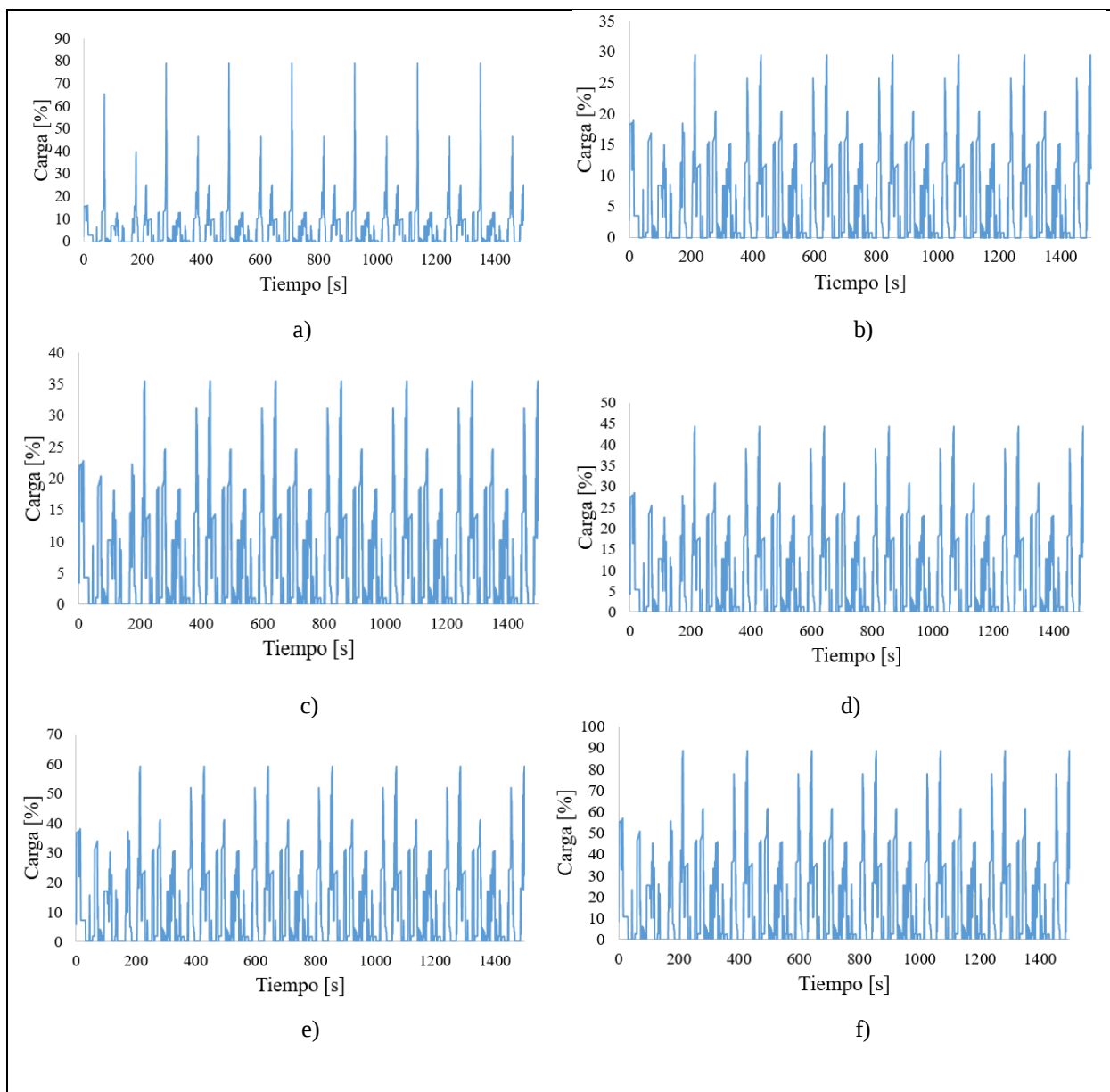


Figura 4.13 Gráficas de los perfiles de carga de las relaciones de a) 3.5:1; b) 3:1; c) 2.5:1; d) 2:1; e) 1.5:1; f) 1:1

4.5.1 Resultados

Finalmente, al tener el comportamiento de las diferentes relaciones de transmisión en un mismo patrón de análisis (en este caso el ciclo de conducción), se realiza un histograma de cada una de las gráficas presentadas en la Figura 4.13, y de esta forma observar la distribución de las cargas durante el tiempo estipulado, véase la Figura 4.14.

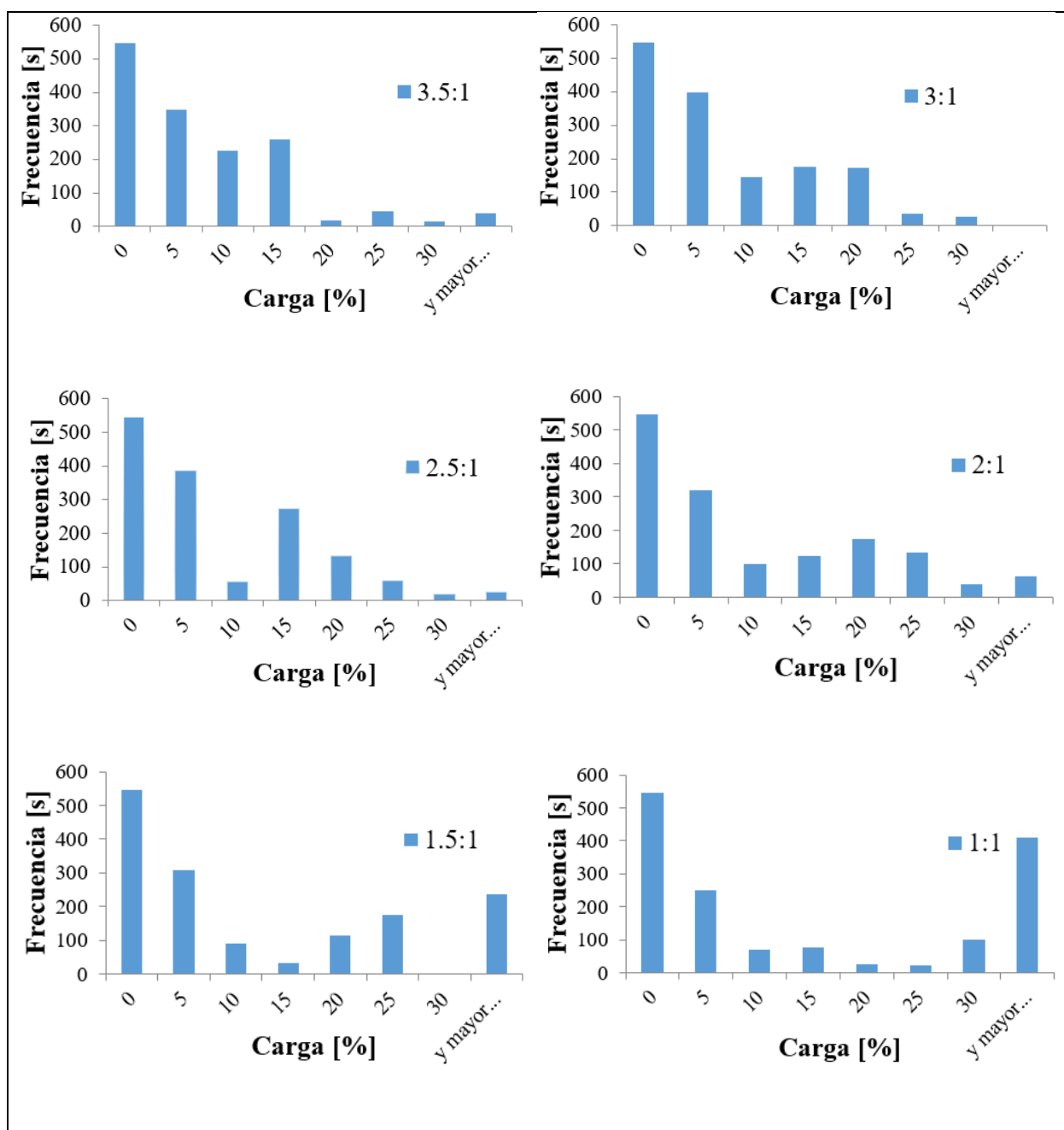


Figura 4.14 Histogramas del ciclo de conducción con diferentes relaciones de transmisión

En la siguiente tabla (Tabla 4.10) se tiene un resumen del tiempo en segundos, en que el motor se mantiene en cada intervalo de carga, para cada relación de transmisión y de esta manera observar cuál de ellas mantendrá al motor en un régimen de carga menor, facilitando la interpretación de la Figura 4.14.

Tabla 4.10 Resumen de los histogramas

Rt	Porcentajes de carga			
	0-10 %	10-20 %	20-30 %	Y mayor
3.5	1123	278	61	39
3	1090	348	63	0
2.5	989	409	76	27
2	968	296	174	63
1.5	944	146	175	236
1	867	101	122	411

4.5.1.1 Cálculo de la media, desviación estándar e intervalo de confianza

“La *media* de una muestra es el valor central que resulta de un conjunto de números, usualmente llamado promedio” (Montgomery, 2003).

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad Ec. (25)$$

Donde:

- $\bar{x}$ = media
- n = número total de muestras
- x_i = valor de la muestra

Por otro lado “la *desviación estándar* es un índice numérico que expresa la dispersión de un conjunto de datos, a la vez de ser una medida que indica cuanto se apartan los datos de su media, por ende es medida en las mismas unidades que la variable analizada” (Romo Vélez & Rodríguez Cuenca, 2016) (Montgomery, 2003).

$$s = \sqrt{\frac{\sum x^2}{N}} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde:

- s = desviación estándar
- $\sum x^2$ = Suma de la diferencia al cuadrado entre cada muestra y la media
- N = número total de muestras

El *intervalo de confianza*, es un intervalo que permite precisar la incertidumbre existente en la estimación de un parámetro. “Se trata de encontrar dos números L y U tales que el parámetro μ se encuentre entre ellos con una probabilidad de $1 - \alpha$ (Ec.28)” (Romo Vélez & Rodríguez Cuenca, 2016), para el cálculo de este intervalo en este trabajo se tomará un nivel de confianza del 95%.

$$P(L \leq \mu \leq U) = 1 - \alpha \quad \text{Ec. (27)}$$

En donde:

- L = límite inferior del intervalo de confianza
- U = límite superior del intervalo de confianza
- μ = media
- $1 - \alpha$ = nivel de confianza

Una vez definidas las herramientas estadísticas que se utilizaron para el último análisis, se obtienen los datos mostrados en la Tabla 4.11, en donde el promedio de carga indica, que escenario es el menor cargado, de esta manera se describe que el escenario con la relación de 3:1 es el que mantiene menor régimen de carga promedio, además que es el que menor desviación estándar presenta con respecto a su valor medio indicando que la dispersión de los datos es menor, y a la vez presenta un intervalo de confianza de $\pm 0,36$; para concluir, la relación escogida, siendo la que mejor se adapta a las exigencias del circuito es la de 3:1.

Tabla 4.11 Cargas promedio del ciclo de conducción para cada una de las relaciones de transmisión analizadas

Rt	Desv. Estándar [%]	Carga promedio [%]
1	21.12	16.43 ± 1.07
1.5	14.08	10.95 ± 0.71
2	10.56	8.21 ± 0.53
2.5	8.45	6.57 ± 0.43
3	7.04	5.48 ± 0.36
3.5	9.45	5.95 ± 0.48

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- La configuración del tren motriz para el vehículo prototipo fue realizado en función de los lineamientos y reglamentos de Shell Eco-Marathon, a la vez el tiempo límite de 25 minutos estipulado por la competencia fue fundamental para diseñar una propuesta de un ciclo de conducción.
- Debido a que el diseño del chasis y la carrocería estaban realizados al momento del estudio de este trabajo, estos influyeron como una restricción para la selección del motor.
- El análisis en el modelo de capacidad de aceleración fue primordial para la selección de la relación de transmisión que se va a utilizar en el vehículo, ya que permitió simular el comportamiento que tendría el motor hacia la rueda, en las condiciones demandadas por la competencia. De la misma manera el estudio de la dinámica del vehículo permitió conocer luego, con qué relación de transmisión se comportaría de mejor manera en cuanto a la carga del motor se refiere.
- La configuración del tren motriz queda establecida de la siguiente manera:

Motor eléctrico: *Revolt RV-120 pro short* de 2 kW de potencia

Tipo de transmisión: Transmisión por cadena

Relación de transmisión: 3:1

RECOMENDACIONES

- Una vez implementado el sistema del tren motriz, sería adecuado realizar pruebas dinámicas de aceleración, para conocer de esta manera el comportamiento del vehículo en condiciones reales. De ser posible realizar pruebas en un dinamómetro de chasis construido a medida.
- Para un estudio a futuro, es necesario conocer la gráfica de las superficies de eficiencia del motor a utilizar, de esta manera se podrá configurar de mejor manera el tren motriz, al determinar en qué régimen el motor trabaja de una manera más eficiente.
- Luego de haber configurado el tren motriz, es recomendable optimizar el ciclo de conducción, para que de esta manera éste vaya a la par con un mejor comportamiento en la pista y por ende tratar de reducir aún más la demanda de energía y por consiguiente el consumo de la misma, ya que la competencia SEM al estar basada en eficiencia, lo exige.

BIBLIOGRAFÍA

Arioui, H., & Nehaoua, L. (2013). *FOCUS : Driving Simulation (1)*. Wiley-ISTE.

Berry, I. (2010). *The effects of driving style and vehicle performance on the real-world fuel consumption of U.S. light-duty vehicles*. Massachusetts Institute of Technology.

Brandt, S. A. (2000). *Introduction to Aeronautics : A Design Perspective (2)*. (American Institute of Aeronautics and Astronautics, Ed.).

Cabrera, R., Francisque, C., & Synalovsky, L. (2015). *Shell Eco-Marathon: Electric car prototype*. Florida International University.

Cajamarca Sumba, D. P., & Vásquez Remache, C. D. (2016). *Diseño y construcción de la carrocería para el prototipo de competencia Shell Eco Marathon*. Universidad del azuay. Retrieved from <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/6258>

Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de Vehículos (Sistemas y Cálculos)*. (Alfaomega, Ed.) (2a. Ed.). Editorial Tebar Flores.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana. Retrieved from <http://www.ebrary.com>

Chamba, J., & Jaramillo, D. (2016). *Sistema de Dirección y Frenos para Vehículo de competencia Shell Eco Marathon*. Universidad del Azuay. Retrieved from <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/6227>

Chiru, A. (2011). *The Automobile and the Environment : International Congress of Automotive and Transport Engineering CONAT 2010 (1)*. Cambridge Scholars Publishing. Retrieved from <http://www.ebrary.com>

- Chowdhury, N. A., Farid, T., Kamel Faiter, M. M., & Bennamar, M. (2014). Development of energy efficient battery electric car for Shell Eco-MArathon-Qatar university.
- Coss Bu, R. (1993). *Simulación un enfoque práctico*. (E. Limusa, Ed.). Retrieved from <https://books.google.com.ec/books?id=iY6dI3E0FNUC&dq=Simulaci%25C3%25B3n+es+una+t%25C3%25A9cnica+num%25C3%25A9rica+para+conducir+experimentos+en+una+computadora+digital.+Estos+experimentos+comprenden+ciertos+tipos+de+relaciones+matem%25C3%25A1ticas+y+l%25>
- Crolla, D., & Mashadi, B. (2011). *Vehicle Powertrain Systems : Integration and Optimization (1)*. Wiley. Retrieved from <http://www.ebrary.com>
- Ed, K. R. (2014). Brakes , Brake Control and Driver Assistance Systems, 275. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-03978-3>
- EPA. (2016). Unite States Enviromental Protection Agency. Retrieved October 18, 2016, from <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dymanics*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- Gómez Sarduy, J. R., & Viego Felipe, P. R. (n.d.). *Ahorro de energía en motores eléctricos*. Cuba. Retrieved from <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia65/HTML/Articulo06.htm>
- González Rey, G., García Toll, A., & Cárdenas, T. O. (2014). Elementos de Máquinas. Cadenas y Sprockets. Transmisiones Mecánicas., 1–11.
- Hernández, G. (1998). Metodología para la elaboración de mapas de pendientes. *Revista Geográfica de América Central*, Vol. 2. Retrieved from www.ebrary.com
- Hughes, A., Drury, W., & Drury, B. (2005). *Electric Motors and Drives : Fundamentals, Types and Applications (3)*. (Newnes, Ed.).

- Koch, N. (2015). Shell Eco-Marathon 2016 Official Rules, 51. Retrieved from <http://s06.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/global/sem-2016-global-rules-chapter1-010715.pdf>
- Kody, M. F. (2010). *Transportation Issues, Policies and R&D : Automobiles: Performance, Safety Assessment, and Energy Consumption : Performance, Safety Assessment, and Energy Consumption*. (Nova, Ed.).
- L. Mott, R. (2006). *Mecánica de Fluidos* (6a. Ed). Pearsons.
- MacKenzie, D., & Heywood, J. (2010). Acceleration Performance Trends and the Evolving Relationship Between Power, Weight, and Acceleration in U.S. Light-Duty Vehicles: A Linear Regression Analysis, 21. Retrieved from <http://faculty.washington.edu/dwhm/wp-content/uploads/2016/02/MacKenzie-Heywood-TRB-12-1475.pdf>
- MathWorks. (2016). Simulation and Model-Based Design. Retrieved November 10, 2016, from <https://www.mathworks.com/products/simulink/>
- Meywerk, M. (2015). *Automotive Series : Vehicle Dynamics (I)*. Wiley.
- Minga Pauta, C. A. (2016). *Diseño y manufactura de un chasis para el prototipo de competencia Shell Eco-Marathon*. Universidad del Azuay. Retrieved from <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/6264>
- Montgomery, D. C. (2003). *Estadística aplicada y probabilidad para ingenieros*. (J. W. & Sons, Ed.) (3ra Edició).
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (1999). *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. (Springer, Ed.) (Second Edi). Berlin, Germany.
- Olivares de Jodar, J. (2011). *Estudio aerodinámico aplicado en el campo de la automoción*. Universidad Politécnica de Cataluña.

- Pérez González, A., Rodríguez Cervantes, P. J., & Sancho Brú, J. L. (2007). *Mantenimiento mecánico de máquinas (2a. ed.)*. Castellón de la Plana, ES: Universitat Jaume I. Servei de Comunicació i Publicacions. Retrieved from <http://www.ebrary.com>
- Pistoia, G. (2010). *Electric and Hybrid Vehicles: Power Sources, Models, Sustainability, Infrastructure and the Market*. Elsevier. Retrieved from <http://www.ebrary.com>
- Romo Vélez, L. A., & Rodríguez Cuenca, Á. D. (2016). *Optimización del funcionamiento de un motor de combustión interna por medio de la modificación de parámetros de la ECU basado en modelos matemáticos*. Universidad del azuay. Retrieved from <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/5773>
- Sánchez, M. (2015). Tren motriz: Sistemas de transmisión, suspensión y frenos. Retrieved from https://prezi.com/r2fbxlo_npyu/tren-motriz-sistemas-de-transmision-suspension-y-direccion/
- Schuring, D. J. (1980). *The rolling loss of pneumatic tires*.
- Shell. (2016). About Shell Eco-Marathon. Retrieved October 8, 2016, from <http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/about.html>
- Shigley, J. E. (2012). *Mechanical Engineering Design*. <https://doi.org/10.1007/s13398-014-0173-7.2>
- Tambutti, R., & Muñoz, H. (2002). *Introducción a la Física y a la Química (4ta. Ed.)*. Limusa.
- Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2012). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach (2)*. GB: Butterworth-Heinemann. Retrieved from <http://www.ebrary.com>
- UNE-EN 13447. (2002). In *Electrically propelled vehicles. Terminology*.

Wasselynck, G., Auvity, B., Olivier, J. C., Trichet, D., Josset, C., & Maindru, P. (2012). Design and testing of a fuel cell powertrain with energy constraints. *Energy*, 38(1), 414–424. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.11.022>