

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**



FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE TREN MOTRIZ PARA VEHÍCULO DE
COMPETICIÓN EN SHELL ECO MARATHON AMERICAS**

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A :

HÉCTOR MAURICIO UGALDE HERNÁNDEZ

DIRECTOR DE TESIS:

ING. ARMANDO SANCHEZ GUZMAN



CIUDAD UNIVERSITARIA

2013



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Agradezco a mis padres Héctor Ugalde Bellacetín y María de Lourdes Hernández García por el apoyo y confianza que me brindaron durante toda mi carrera estudiantil y por todos aquellos de sus sacrificios realizados para que pudiera culminar mi carrera profesional, además de todos aquellos consejos morales que me regalaron para guiarme en mi vida personal.

Agradezco a mi hermano Marco Ugalde por ese respaldo moral al sentir su plena confianza depositada en mi para lograr mis objetivos, por el apoyo económico que necesite en los momentos más difíciles, le agradezco por su gran amor y respeto que me brindo, sin él no hubiera logrado esta culminación profesional, de igual manera agradezco a mi hermano Eduardo Ugalde por su amor incondicional al estar conmigo en las situaciones más dolorosas y difíciles de mi vida.

Agradezco a mis amigos Alberto, Alfonso, Jean Loui, Aldo, Omar y Carlos por compartir una gran parte de mi vida y seguir presentes con su apoyo, lealtad y hermandad hacia mi persona, sin olvidar a mis amigos de sangre Sandra y Daniel porque han estado y estarán en vida siempre, y claro a todos aquellos familiares de los que he recibido siempre incondicionalmente su apoyo y motivación.

Agradezco a mis amigos de la Escudería Puma, Cristopher, Jose Luis, Koyi, Jimmy y Aldo por la oportunidad de pertenecer a este ganador equipo representativo de la UNAM internacionalmente, por todas sus enseñanzas y compromiso en este gran proyecto, así como al Profesor Mariano García por su apoyo y confianza en este equipo de estudiantes.

Agradezco a mi asesor de tesis Ing. Armando Sanchez por su confianza, apoyo, lealtad y enseñanzas que sin duda fueron parte fundamental de mi permanencia en la Escudería Puma, pero sin duda por su gran amistad y cariño extracurricular que compartió con mi persona, pero sobre todo agradezco a DIOS, por llevarme por el camino correcto en mi vida.

A todos y cada uno de ellos "GRACIAS".

CONTENIDO

Agradecimientos	2
Introducción	5
Identificación de la necesidad	7
Objetivos	7
CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES	8
1.1 ¿Qué es Shell Eco-Marathon Américas (SEMA)?	8
1.2 Principios básicos.	9
1.3 Tipos de combustibles o energía	10
1.4 Categorías de la competencia	10
1.5 Innovación técnica.	10
1.6 Un breve resumen del reglamento de Shell Eco Marathon Américas	11
1.7 Resultados de ganadores en SEMA	15
1.8 Participación de la Escudería Puma en Shell Eco Marathon Américas (SEMA).	16
1.9 Especificaciones generales	17
CAPÍTULO 2. INVESTIGACIÓN DEL TEMA “TREN MOTRIZ”	21
2.1 Introducción	21
2.2 Tren motriz	22
2.3 Configuración del tren motriz	23
2.4 Consideraciones para la selección de los elementos del tren motriz	27
2.5 Resistencias que se oponen al movimiento de un automóvil	28
2.6 Eficiencia del tren motriz	32
2.6.1 Punto de operación del motor	33
2.7 Fuerza motriz	34
2.8 Relación de transmisión	35
2.9 Principales elementos que componen el tren motriz para un vehículo de	36
competición en SEMA.	36
2.10 Tipos de motores	37
2.11 Tipos de embrague	41
2.12 Tipos de sistema de transmisión.	47
CAPÍTULO 3. DISEÑO CONCEPTUAL Y DE DETALLE DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO PROTOTIPO SEMA.	61

3.1 Diseño conceptual del tren motriz para un vehículo prototipo SEMA	61
3.1.1 Propuestas de tren motriz	68
3.2 Diseño a detalle	70
3.2.1 Calculo de potencia demandada	70
3.2.2 Propuestas y selección de motor para prototipo	73
3.2.3 Selección de subsistema de embrague (Clutch)	77
3.2.4 Cálculo de relación de transmisión	78
3.2.5 Propuestas de subsistema de transmisión mecánica	79
3.2.6 Cálculo de árbol y eje motriz	92
3.3 Análisis de propuestas	95
3.4 Resultados	96
CONCLUSIONES	97
TRABAJOS FUTUROS	98
ANEXO A	99
REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA	108

Introducción.

En la actualidad el uso de distintos combustibles en los vehículos ha provocado grandes problemas ambientales debido a las emisiones contaminantes que estos generan.

Algunos objetivos que la industria automotriz se ha propuesto a través de los años, es la disminución del consumo de combustible, la implementación de nuevas fuentes de energía y el uso de combustibles no contaminantes en los vehículos, con la finalidad de reducir emisiones contaminantes al ambiente.

Competencias universitarias a nivel internacional como Shell Eco Marathon y el World Solar Challenger, han impulsado entre los estudiantes el deseo por la investigación y el desarrollo e innovación tecnológica automotriz, lo cual ha permitido obtener excelentes resultados en beneficio del medio ambiente.

La Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) consciente de lo anterior, y a través de la Escudería Puma de su Facultad de Ingeniería, ha participado en Shell Eco Marathon Américas desarrollando un vehículo prototipo capaz de consumir el mínimo de combustible durante su participación.

La presente tesis propone un diseño del tren motriz para un vehículo de competición en Shell Eco Marathon Américas con una metodología de diseño actual dividida en los siguientes capítulos:

En el capítulo uno se presenta todos los antecedentes e información necesaria en cuanto a la competencia, experiencias, resultados de otras participaciones, parámetros a considerar, reglamento, diseños anteriores y algunas especificaciones sobre Shell Eco Marathon Americas.

El capítulo dos presenta todo lo relevante en cuanto al diseño y desarrollo de un tren motriz, sus componentes y elementos en general, sin embargo este capítulo está enfocado a las consideraciones necesarias para desarrollar la configuración y utilización de aquellos elementos óptimos de un tren motriz eficiente para la competencia en Shell Eco Marathon Americas.

El capítulo tres presenta el diseño conceptual desarrollado con una metodología de diseño que permite usar la descomposición de funciones de un sistema, en subfunciones, y tablas de matriz de decisiones para encontrar los mejores resultados en las propuestas presentadas. El diseño a detalle presenta los

cálculos necesarios que resuelven los parámetros y especificaciones necesarias para desarrollar dos propuestas de diseño del tren motriz para un vehículo de competición en Shell Eco Marathon Américas y su análisis de estas mismas.

El capítulo cuatro presenta la conclusión del análisis de las dos propuestas y la mención de la propuesta más eficaz con sus debidas justificaciones en este diseño.

Identificación de la necesidad

Se requiere mejorar los resultados obtenidos de las participaciones de la Escudería Puma rediseñando algún sistema componente del prototipo de competición en Shell Eco Marathon Américas, que permita al vehículo recorrer la mayor distancia con el menor consumo de combustible.

Objetivos

- 1.-**Proponer el diseño del tren motriz que se adapte a las especificaciones que el prototipo requiere para un buen desempeño en la competición Shell Eco-Marathon Américas

- 2.-** Dejar de esta tesis un documento como referencia para futuras generaciones en la investigación de este tema, así mismo que sirva como base para dar continuidad a lo ya desarrollado, ya que contiene información muy valiosa de experiencias anteriores de la Escudería Puma con la finalidad de ahorrar tiempo en nuevas investigaciones.

- 3.-** Demostrar que la propuesta final mejora los resultados ya antes obtenidos.

- 4.-**Mostrar que la metodología usada es un excelente método que facilita el diseño de los sistemas a desarrollar.

CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

1.1 ¿Qué es Shell Eco-Marathon Américas (SEMA)?

Shell Eco Marathon Américas es una competencia intercolegial donde los alumnos diseñan y construyen un prototipo que sea capaz de recorrer la mayor distancia con la menor cantidad de energía. Es un proyecto educativo, que integra los valores de desarrollo sustentable.

Esta competencia, organizada por Shell, inició entre científicos de esta empresa en 1939 en un laboratorio de los Estados Unidos como una apuesta amistosa para ver quién podía recorrer más millas por galón con sus vehículos. En este momento fue cuando comenzaron a construir prototipos que gastaran menos gasolina; posteriormente, se impulsó en Europa en 1985 y hasta la fecha varias naciones continúan en esta justa. [6]

Llega a América en 2007 realizándose en el Auto Club Speedway de Fontana CA con participantes de universidades de EUA y Canadá y en 2008 la Escudería Puma de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México se incorpora a la competencia siendo el único equipo mexicano que ha participado en este certamen.



Fig. 1.1 Shel Eco Marathon Américas. [9]



Fig. 1. 2 Prototipo participante en SEMA. [9]

1.2 Principios básicos.

La competencia a grandes rasgos consiste en recorrer una pista en un determinado número de vueltas, previamente establecido en las reglas de competencia, con un prototipo diseñado y construido por los participantes, impulsado por una fuente de energía consumiendo la menor cantidad del combustible.

Existe un reglamento elaborado por los organizadores que rige los parámetros de diseño, normas de seguridad, conducción en la pista, restricciones y limitantes para los vehículos competidores.

El objetivo de economizar combustible en la competencia es desarrollar y correr un vehículo que consuma la menor cantidad posible de combustible.

Los vehículos se desempeñan con un promedio mínimo de velocidad cerca de los 20 km/h.

El resultado final del vehículo es determinado por un cálculo de consumo equivalente de gasolina, a pesar del combustible usado. Este cálculo se realiza usando el concepto de poder calorífico inferior de ambos combustibles, y el resultado es expresado en kilómetros por litro (Km/l). Así, por ejemplo, el consumo de combustible en un vehículo de celdas de hidrógeno es medido usando un metro de flujo másico o pesando el hidrógeno almacenado antes y después de la carrera. Después este consumo es convertido en consumo de gasolina. El actual record es de 2847.5 [9] millas con el equivalente de un galón de gasolina.

El desarrollo de un vehículo prototipo para esta competencia sólo requiere de los siguientes sistemas:

- Sistema de tren motriz.
- Sistema de frenos.
- Sistema de dirección.
- Carrocería y chasis.

1.3 Tipos de combustibles o energía.

Los vehículos pueden utilizar uno de los siguientes tipos de combustible o energía:

- Gasolina Shell sin plomo 95 (UE)/Gasolina Shell plus 89 (EE.UU)/.
- Shell Diesel.
- Gas licuado de petróleo (GLP).
- Gas Shell Líquido (100% GTL).
- Esteres Metílicos de ácidos grasos (FAME 100%).
- Etanol E100 (100% de etanol).
- Hidrógeno.
- Solar.

1.4 Categorías de la competencia.

En la competencia Shell Eco Marathon Américas existen dos categorías, el grupo “prototipo” y el grupo “urban concept”.

- EL GRUPO PROTOTIPO. Alienta a la máxima creatividad ya que sólo se establece una restricción mínima en los aspectos críticos de diseño automotriz.
- EL GRUPO URBAN CONCEPT. Se destina a un enfoque más cercano a los vehículos urbanos comerciales en cuanto a apariencia y tecnología, abordando los aspectos de transporte actual.

1.5 Innovación técnica.

Una carrera de economía de combustible propicia a desarrollar innovaciones técnicas. Desafortunadamente, la mayoría de los equipos no tienen la suficiente conexión al mundo de la investigación y la industria, particularmente la industria automotriz y de ciclismo por lo que tienen un limitado soporte financiero.

Estos son los dos principales obstáculos para el desarrollo de técnicas innovadoras. Aún empresas manufactureras automotrices como Ford, Honda y

Mercedes Benz, han participado en esta competición en el pasado con la espera de establecer esta relación con la industria.

Honda también organiza hace varios años una competición de ahorro de combustible llamada Honda Econo Power en países como Japón, China y Tailandia.

Lo más notable a lo largo de estas competencias en la innovación de vehículos de consumo eficiente es probablemente la estrategia de apagar y encender el motor.

Esta estrategia consiste en apagar el motor cuando no es requerido y usarlo cuando es más eficiente, por ejemplo cuando el vehículo va de subida. Este sistema en el mercado fue implantado por BMW con el "Auto Start/Stop" system.

Un ejemplo de lo antes mencionado es la implementación que Honda hizo en su modelo Civic Hybrid, este vehículo apaga el motor de combustión cuando no requiere de su funcionamiento, por ejemplo, cuando se espera el cambio de luz roja a verde en un semáforo. Esta idea surgió de Shell Eco marathon, ya que una de las estrategias de los prototipos que participan en esta competencia para reducir el consumo de combustible, es apagar el motor en ciertas zonas de la pista que no requiere que esté encendido.

Por otra parte, usar el motor en su punto de operación más eficiente es ahora posible en vehículos híbridos, gracias a la reversibilidad de los motores eléctricos.

1.6 Un breve resumen del reglamento de Shell Eco Marathon Américas.

La información dada a continuación es tomada del reglamento oficial de Shell Eco Marathon Américas 2010. Este resumen parcial está diseñado tan solo como guía general, ya que revisa algunas de las reglas primordiales que se deben tener presentes en el diseño del tren motriz y seguridad del vehículo.

Las reglas de la competición han sido establecidas con los propósitos de mantener la seguridad y la justicia. Algunas de las reglas relacionadas a la seguridad se presentan más adelante.

Una competición de mínimo consumo de combustible es como cualquier carrera de autos, con ciertos riesgos de colisión o volcadura en la pista. Si no ha habido accidentes mayores, es definitivamente por las reglas de seguridad, las relativas velocidades bajas de los vehículos y la pequeña cantidad de combustible en los vehículos.

Reglas de seguridad.

En la industria automotriz los sistemas de seguridad están divididos en tres principales categorías:

- Sistemas primarios de seguridad, los cuales se enfocan en el vehículo y el medio ambiente, y están destinados a evitar accidentes.
- Los sistemas secundarios de seguridad se enfocan directamente en el vehículo para evitar serias lesiones a los pilotos en algún choque.
- Los sistemas terciarios de seguridad también tienen como objetivo el vehículo, pero están destinados a facilitar la intervención de equipos de rescate después de un accidente.

REGLAS PRIMARIAS DE SEGURIDAD.

1. Los vehículos deben tener tres o cuatro llantas y bajo condiciones normales de conducción todas deben estar en contacto con el suelo.
2. Las carrocerías no deben incluir ningún alerón aerodinámico que pueda ser peligroso para otros.
3. El interior del vehículo no debe contener ningún objeto que pueda lesionar al piloto en caso de choque.
4. La altura máxima del vehículo es de 100 cm.
5. La distancia entre ejes debe ser menor a 1m.
6. El radio máximo de la llanta debe ser de 50cm.
7. La longitud máxima del vehículo es de 350 cm.
8. El ancho máximo debe ser menor que 130 cm.
9. El peso del vehículo no debe exceder de 140 kg.
10. El piloto debe tener un arco de visibilidad de 90° en cada eje longitudinal del vehículo.

REGLAS SECUNDARIAS DE SEGURIDAD.

1. El vehículo debe estar equipado con un roll bar efectivo que exceda 5 cm del casco del piloto cuando este se encuentre colocado en posición normal de conducción y con los cinturones de seguridad colocados.

2. El roll bar debe ser más ancho que los hombros del piloto cuando este se encuentre colocado en posición normal de conducción y con los cinturones de seguridad colocados.
3. El roll bar debe ser capaz de resistir una carga vertical y horizontal de 700 N ó 70 Kg sin deformarse.
4. El chasis del vehículo debe ser lo suficientemente largo y ancho para evitar una lesión en el cuerpo del piloto en caso de un choque lateral o frontal.
5. Los puntos de montaje de la correa deben ser debajo de la entrepierna del piloto para evitar que resbale hacia adelante.
6. Los cinturones de seguridad deben ser usados y colocados en todo momento que el vehículo este en movimiento.
7. Los vehículos deben tener una mampara o pared de fuego permanente que separe completamente la propulsión del vehículo y los sistemas de almacenamiento de energía con el compartimiento del piloto.
8. La posición de conducción con la cabeza en la parte delantera del vehículo está prohibida.

REGLAS DE SEGURIDAD TERCARIAS

1. Todos los vehículos deben contener un extinguidor tipo AB o ABC y el piloto debe estar capacitados en su uso.
2. El extinguidor debe ser colocado en el compartimiento del motor y la descarga debe ser dentro del mismo.
3. La cubierta del vehículo debe ser removida desde el interior y el exterior del vehículo.
4. Está prohibido usar cinta adhesiva para asegurarse de cerrar la cubierta del vehículo.

Reglas para tren motriz

1. Los vehículos con motor de combustión interna deben ser equipados con un sistema de clutch, de manera que estén inmóviles en la línea de inicio y puedan avanzar sin asistencia exterior.
2. Los elementos de transmisión deberán estar cubiertos para evitar el contacto accidental por parte del piloto o de personal de pista. La guarda deberá formar una barrera efectiva entre el piloto y la transmisión de manera que en caso de falla los elementos que salgan disparados por fuerza centrífuga no lastimen al piloto, personal de la pista o espectadores.
3. Todo tipo de llantas están permitidas.
4. Los ejes de las ruedas motrices deben estar diseñados para soportar cargas de torsión más allá de cargas distribuidas.
5. Las llantas ubicadas dentro de la carrocería del vehículo deben estar aisladas del piloto por alguna proyección.

1.7 Resultados de ganadores en SEMA

La competencia SEMA se lleva a cabo cada año y hasta el momento se ha realizado en 7 ocasiones (2007-2013), en las cuales se han obtenido grandes resultados de los ganadores.

Esta competencia es un impulso en la investigación de nuevas tecnologías para el consumo eficiente del combustible en aplicaciones automovilísticas, por lo que los participantes han logrado excelentes resultados. A continuación se menciona a los ganadores de 2007-2013, la Institución Educativa que representaron y el resultado obtenido en millas por galón.



California Politechnic State University
(EUA)

2007

1902.7 mpg



Mater dei High School (EUA)

2008-2843.4 mpg

2012-2188.6 mpg



Laval University (CANADÁ)

2009 -2757.1 mpg

2010-2487.5 mpg

2011-2564.8 mpg

Fig.1.3 Resultados de las universidades ganadoras en los distintos certámenes.

1.8 Participación de la Escudería Puma en Shell Eco Marathon Américas (SEMA).

La Escudería Puma de la Facultad de Ingeniería de la UNAM ha participado en dos ocasiones en SEMA en la categoría de prototipo logrando satisfactorios resultados con los siguientes prototipos:



Fig.1.4 Prototipo "Puma Azteca" participante en 2008



Fig.1.5 Prototipo "Ahuicyani" participante en 2009.

La Escudería Puma en estos dos prototipos usó como combustible gasolina y sus resultados fueron los siguientes:

Tabla 1-1. Resultados de prototipos de la Escudería Puma en la participación de 2008 y 2009

PROTOTIPO	CONSUMO	RESULTADO
PUMA AZTECA	216 MILLAS/GALON	18vo lugar de 48 universidades participante
AHUICYANI	254 MILLAS/GALON	17vo lugar de 49 universidades participantes y 1er lugar en seguridad

Se puede observar una leve mejoría de la Escudería Puma en sus participaciones en SEMA, sin embargo hay que trabajar más para obtener mejores resultados.

La Facultad de Ingeniería de la UNAM, a través del Centro de Diseño Mecánico (CDM) ha vuelto a participar en 2012 y 2013 a pesar de presentarse en los certámenes no se lograron concluir las participaciones por fallas técnicas en el controlador del motor que impidieron lograr algún resultado.

1.9 Especificaciones generales.

Las primeras especificaciones que surgen de la información obtenida a través de la investigación realizada en los antecedentes y de la experiencia de algunos compañeros participantes son las que se mencionan a continuación:

- ❖ El prototipo debe consumir el menor combustible posible.

- ❖ Se deben dar 7 vueltas al circuito en 40 minutos como máximo.

- ❖ Debe cumplir con el reglamento en cuanto a medidas de seguridad y dimensiones en cada uno de los sistemas.

- ❖ Se debe mejorar el rendimiento de las últimas participaciones de la Escudería Puma.

- ❖ La colocación y ubicación de los elementos componentes del tren motriz no deben exceder las dimensiones del espacio proporcionado. En este caso se tomaran como referencia las dimensiones del espacio establecido para el vehículo prototipo “Ahuicyani” de la Escudería Puma participante en Shell Eco Marathon Américas 2009 (fig. 1.6).

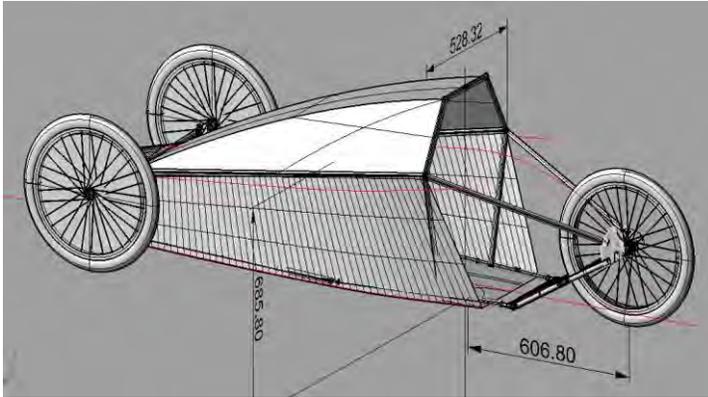


Fig.1.6 Dimensiones del espacio donde se colocan los elementos del tren motriz.

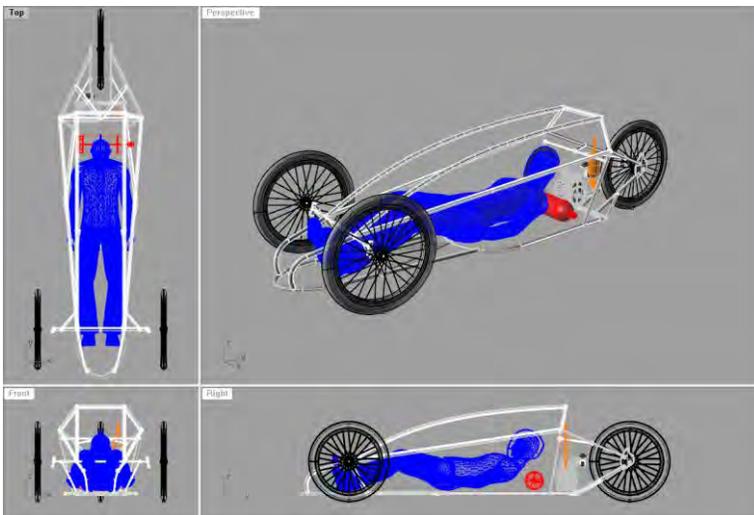


Fig. 1.7 Prototipo Ahuicyani.

- ❖ El vehículo se desempeña en una pista que no es totalmente plana, tiene pequeñas pendientes cercanas a los 15° de inclinación.
- ❖ Durante la competencia los pilotos tratan de conducir a una velocidad constante.
- ❖ La velocidad promedio de los competidores es 30km/h aprox.

Mediante entrevistas con algunos integrantes de la Escudería Puma de los anteriores equipos, se obtuvieron recomendaciones que con base a experiencia pueden favorecer un buen sistema de transmisión.

RECOMENDACIONES.

- ❖ Que la transmisión trabaje cuando el motor otorga el máximo par.
- ❖ Que se pueda prender y apagar el motor, apagarlo cuando se rebasa la velocidad en el que el motor ofrece el máximo par y encenderlo cuando este disminuye.
- ❖ Que el sistema de transmisión este perfectamente alineado entre el motor y la llanta motriz, ya que durante la participación de 2009 la Escudería Puma tuvo problemas con este sistema debido a que en una reducción en la que usaron cadena y polea dentada, la cadena se zafo durante la carrera en 3 ocasiones.



Fig.1. 8 Integrantes de la Escudería Puma reparando avería en sistema de transmisión.

En las siguientes imágenes (fig.1.9 y fig. 1.10) se muestra el sistema de transmisión de algunos equipos participantes, con la finalidad de recopilar información para generar ideas en el diseño del tren motriz.



Fig.1. 9 Sistema de transmisión del prototipo Black Widow Tear de CALPOLY.



Fig. 1.10 Sistema de transmisión del prototipo Drop de UCLA.

CAPÍTULO 2. INVESTIGACIÓN DEL TEMA “TREN MOTRIZ”.

2.1 Introducción

En este capítulo se describen brevemente todas las consideraciones e información que se debe tomar en cuenta para el diseño del tren motriz.

Antes de cualquier diseño preliminar se debe tener la información necesaria que permita de acuerdo a las consideraciones pertinentes, tomar las decisiones más adecuadas para un buen diseño del tren motriz.

En este capítulo se estudian las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de configuración del tren motriz, así como las consideraciones que se deben tomar en cuenta para la selección del tren motriz como: tipo de actividad, ruta de operación más crítica y desempeño del vehículo.

Para la selección del motor que se usa en el tren motriz es necesario el cálculo de las fuerzas de resistencia que se oponen al movimiento de vehículo para obtener la potencia mínima requerida por el vehículo y en este capítulo se describen y analizan cada una de estas fuerzas. Otro cálculo necesario es la relación de transmisión que más adelante en este capítulo será explicado.

La estrategia de conducción es sumamente importante considerarla cuando se decide el diseño del tren motriz, ya que conociendo el punto de operación óptimo de un motor y la eficacia del tren motriz, se puede lograr tener el mejor rendimiento en el consumo de combustible y en este capítulo esto será explicado con más detalle.

Finalmente, en este capítulo se presentan teóricamente los tipos de motores, tipos de clutch y tipos de transmisión que pueden ser usados en el diseño del tren motriz con la finalidad de seleccionar los componentes más adecuados a los requerimientos que un vehículo de competición en Shell Eco Marathon Americas necesita.

2.2 Tren motriz

El tren motriz de cualquier vehículo es el conjunto mecánico que permite la propulsión del vehículo y está constituido por el motor y transmisión.

A través de la observación de otros prototipos participantes y del análisis de los prototipos que la Escudería Puma ya ha desarrollado, se pueden definir los elementos que forman el tren motriz para un vehículo prototipo participante en Shell Eco Marathon Américas y deducir la configuración de la interacción energética requerida. En la figura 2.1 se muestra el esquema de la interacción energética que ocurre en el tren motriz de los accionamientos mecánicos.

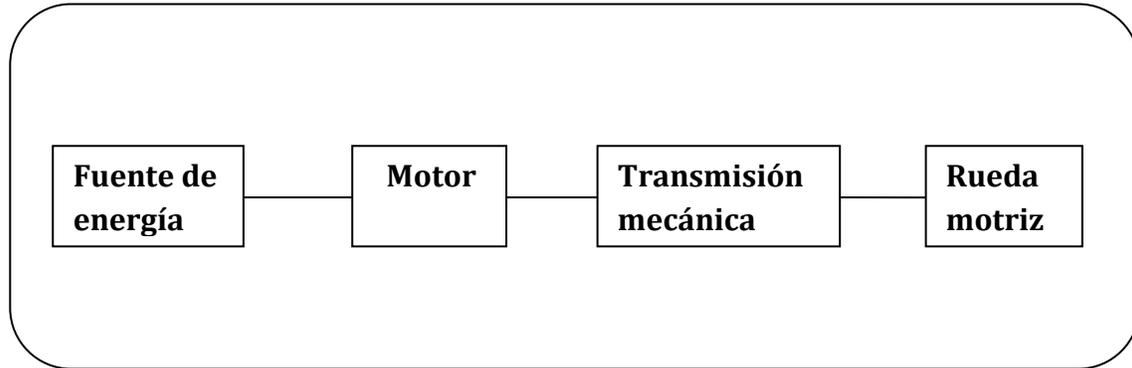


Fig.2.1 Esquema de interacción energética de los accionamientos mecánicos del tren motriz.

En el esquema se identifica que hay una fuente proveedora de energía, en este caso el combustible, el cual a través del motor que es el mecanismo que produce la combustión y transforma la energía del combustible en movimiento o energía cinética, transmite la energía a la rueda motriz mediante una transmisión mecánica, por lo tanto, el tren motriz son todos aquellos elementos que cumpliendo una función determinada, transmiten la energía de la fuente de energía a la rueda motriz de un vehículo.

2.3 Configuración del tren motriz

En los vehículos de combustión interna, existen diferentes configuraciones del tren motriz, debido a las características deseadas para el vehículo. Es por eso que pueden clasificarse en:

TRACCIÓN DELANTERA	{	Motor delantero transversal
		Motor delantero longitudinal
		Motor delantero longitudinal central

Características

En un vehículo de tracción delantera, el impulso está dado en las ruedas delanteras.

La configuración de tracción delantera con motor delantero transversal (fig.2.1) consiste en posicionar al motor en la parte frontal del vehículo y todos los componentes del tren motriz (motor y transmisión), se ubican paralelamente al eje delantero, mientras que la tracción delantera con motor longitudinal posiciona al motor y los componentes del tren motriz perpendicularmente al eje delantero.

La concentración de peso en las ruedas motrices debido a que es donde se ubican el motor y la caja de cambios genera mayor adherencia del neumático.

En los coches con tracción delantera las ruedas motrices son además directrices, lo que hace que su comportamiento este caracterizado por una actitud que se denomina subviradora. Esta situación aparece cuando en un giro se pisa el acelerador más de la cuenta, entonces se puede apreciar que el giro real es menor que el que se le da a las ruedas a través del volante (el coche subvira) y el frente del auto tiende a irse al exterior de la curva. La respuesta lógica en estos casos es dejar de acelerar, momento en el cual el coche vuelve a mantener la trayectoria de la curva. [8]

Otra configuración es el motor por delante pero detrás del eje delantero (Motor central delantero), o delante pero la caja de cambios en la parte trasera, junto al puente, características similares pero con la ventaja de que se consigue una

distribución equilibrada del peso entre los ejes más favorable. Por último, también se puede ubicar el motor, cambio y transmisión por detrás del eje trasero, o entre el eje trasero y el puesto de manejo. Las dos últimas configuraciones se reservan para modelos deportivos, en busca de un máximo control de dirección, por un lado, y buena motricidad por el otro.

La óptima distribución del peso de coches tracción delantera sin pasajeros es aproximadamente de 60-40%, delantera-trasera.

Otra configuración es la del «motor central delantero longitudinal» con tracción delantera, muy común entre los años 60 y 80 fueron los Renault 4, 5 y 6.

Ventajas

- Menos propenso al derrape.
- Soporta mejor la fuerza centrípeta.
- Mejor tracción en nieve y caminos escabrosos.
- Mayor espacio interior para los pasajeros
- Menor peso total del vehículo.
- Menor consumo de combustible.
- Menor costo de producción.

Desventajas

- Semiejes delanteros costosos.
- Complejidad técnica del tren delantero.
- Propenso al subviraje o subgiro.

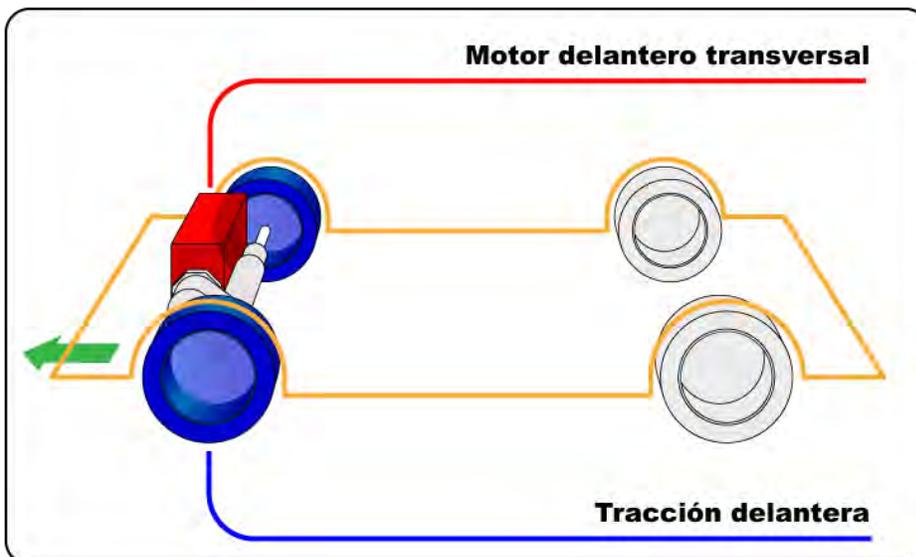


Fig. 2.2 Configuración de motor delantero con tracción delantera [8]

La tracción trasera se puede clasificar en:

TRACCIÓN TRASERA { Motor delantero central
 Motor trasero central
 Motor trasero transversal

Características

La tracción trasera permite posicionar al motor en la parte delantera o trasera del vehículo pero el impulso está dado en las ruedas traseras.

La tracción trasera con motor delantero central posiciona al motor en la parte delantera del vehículo generando el impulso a las ruedas traseras a través de un eje cardan.

La tracción trasera con motor trasero tiene variantes en la posición del motor, ya que se puede colocar de manera central al eje trasero o paralelamente el eje trasero, pero siempre en la parte trasera del vehículo.

La distribución equilibrada del peso entre los ejes de los vehículos de tracción trasera, permite un mejor desempeño, la tracción trasera evita que el auto subvire, aunque es propenso al sobregiro y requiere que se gire menos para evitar hacer un trompo o patinar. La tracción trasera es lo mejor en cuanto a deportividad ya que permite un reparto de pesos más equitativo y por ende una impresionante estabilidad.

Distribución de pesos

Distribución de pesos óptima entre ejes, delantero-trasero en las siguientes configuraciones:

- 52-48%; Motor delantero / tracción trasera.
- 50-50%; Motor delantero central / tracción trasera.
- 44-56%; Motor trasero / tracción trasera.
- 50-50%; Motor trasero central / tracción trasera.
- 48-52%; Motor trasero central transversal / tracción trasera.

Ventajas

- Mejor distribución de pesos.

- Mejor maniobrabilidad debido al peso mejor distribuido.
- Mejor estabilidad y adherencia.
- Más apto con motores de mayor potencia.
- Más apto para remolques.
- Es mejor para subir pendientes con altas cargas.
- Reducción del diámetro de giro, mejorando su maniobrabilidad en espacios estrechos.

Inconvenientes

- Mayor peso total del vehículo.
- Mayor consumo de combustible.
- Mayor costo de producción.
- Más sensible al derrapaje.

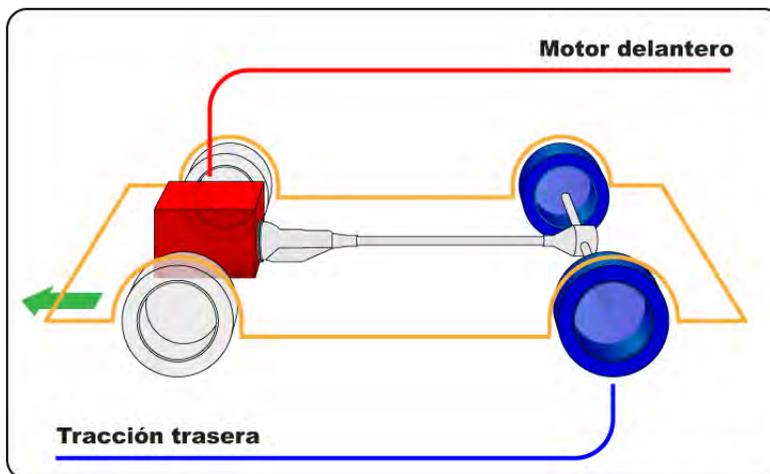


Fig. 2.3 Configuración de motor delantero con tracción trasera [8]

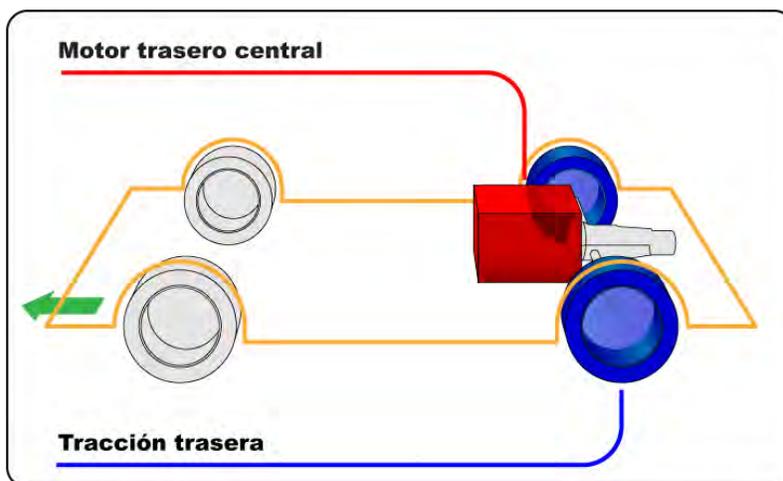


Fig. 2.4 Configuración de motor trasero con tracción trasera [8]

2.4 Consideraciones para la selección de los elementos del tren motriz.

Los principales aspectos que se deben tomar en consideración para el proceso de selección de los elementos del tren motriz de un vehículo son:

El tipo de actividad: Define la naturaleza del vehículo, esto es, en el caso de la competencia de SEMA, la mínima actividad que un vehículo realiza al soportar 7 vueltas en un circuito.

La ruta de operación más crítica: Este aspecto permite establecer los porcentajes de pendiente ascendente máximos, ya que estos factores requerirán potencia adicional para arrancar y superar las pendientes críticas, así como para vencer la resistencia al rodamiento en la pista (rugosidad y desgaste de la superficie de la pista), lo que permite poner particular atención al desgaste de las llantas.[8]

El desempeño del vehículo: El desempeño del vehículo se ve afectado principalmente por el peso de carga máxima que puede transportar en la pendiente crítica por la que transitará que a su vez depende de la ruta de operación. Conociendo estos parámetros se pueden determinar, de manera preliminar la potencia máxima del motor y, por consiguiente, establecer los elementos que integrarán su tren motriz.

Potencia máxima de un motor: En la selección del tren motriz para mover una carga la potencia máxima que proporciona un motor, aspecto de gran importancia, es un criterio insuficiente, ya que no corresponde al mejor desempeño en el vehículo particularmente en la capacidad de arranque en pendientes o en la habilidad de ascenso en pendientes.

Las consideraciones pertinentes a los requerimientos de la competencia se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2-1. Consideraciones para la selección de tren motriz

<i>Tipo de actividad</i>	<i>7 vueltas en un circuito</i>
<i>Ruta de operación crítica</i>	<i>15° de pendiente máxima</i>
<i>Desempeño del vehículo</i>	<i>110 kg de máxima carga (con piloto)</i>

2.5 Resistencias que se oponen al movimiento de un automóvil.

Para un prototipo de competición en SEMA el motor utilizado debe ofrecer la potencia necesaria que el prototipo requiere sin rebasar en exceso la potencia máxima requerida. Si el motor tuviera potencia en exceso el consumo también sería mayor. Es por este motivo que se necesita calcular cuanta potencia requerirá el prototipo durante la competencia y para ello es necesario utilizar la ecuación dinámica del automóvil, esta considera la fuerzas de resistencia que se oponen al desplazamiento y que el motor utilizado debe ser capaz de vencer.

Las resistencias son cinco, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

$$P=(R_r+R_p+R_j+R_a+R_b)V\text{.....ecu.(1)}$$

donde;

P =potencia [W]

(R_r) =Fuerza resistencia a la rodadura [N]

(R_p) =Fuerza de resistencia por pendiente [N]

(R_j) =Fuerza de resistencia por aceleración [N]

(R_a) =Fuerza de resistencia aerodinámica [N]

(R_b) = Fuerza de resistencia en el rodamiento del neumático [N]

V = Velocidad a la que se desplaza el vehículo

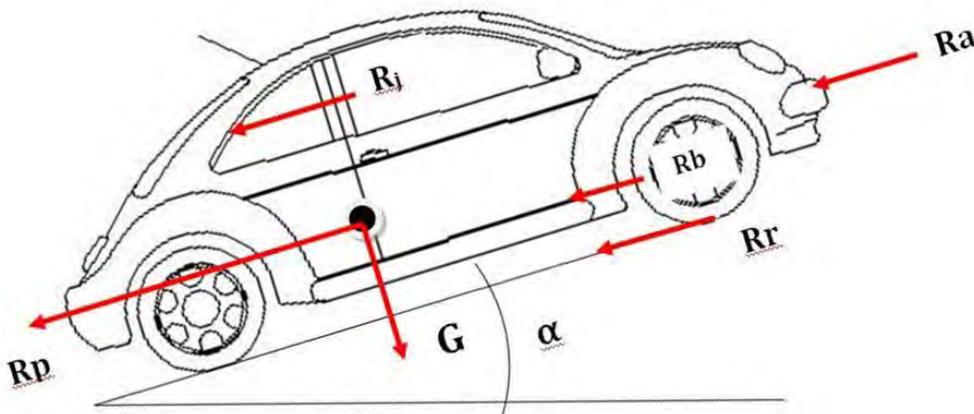


Fig. 2.5 Fuerzas de resistencia en un automóvil.

Fuerza de resistencia a la rodadura.

La fuerza de resistencia a la rodadura (R_r) de un vehículo tiene su origen en la deformación del neumático y se obtiene usando la siguiente ecuación:

$$R_r = f_r M g \dots \dots \dots \text{ecu. (2)}$$

donde f_r es el coeficiente de rodadura (adimensional); M es la masa del vehículo, incluyendo al piloto (Kg); y g es la aceleración de la gravedad (10 m/s^2).

El coeficiente a la rodadura f_r depende de muchos parámetros para su cálculo. La tabla 2-2 provee la magnitud de diferentes tipos de coeficiente de rodadura promedio de vehículos dependiendo del tipo de llanta.

Tabla 2-2. Magnitud de coeficientes de rodadura para varios tipos de vehículos.[2]

TIPO DE NEUMÁTICO	$f_r[-]$
Neumático para coche en concreto o asfalto	0.013
Neumático de bicicleta	0.006
Llanta Michelin (45-75R16)	0.00081
Neumático en empedrado seco	0.015

Fuerza de resistencia en el rodamiento del neumático.

La fuerza de resistencia R_b es generada debido a la fricción de los rodamientos en el neumático, y puede obtenerse usando la siguiente ecuación:

$$R_b = \mu Mg \frac{d}{D} \dots \dots \dots \text{ecu. (3)}$$

donde;

μ es el coeficiente de fricción del rodamiento (adimensional);

M es la masa del vehículo, incluido el piloto (Kg);

d es el diámetro del buje del rodamiento(m);

D es el diámetro del neumático (m); y

g es la aceleración de la gravedad (10 m/s^2).

El coeficiente de fricción del rodamiento depende del tipo de rodamiento, aproximadamente en orden de 0.0015. [1]

En muchos casos la resistencia del rodamiento representa menos del 1% del total de las resistencias. Este valor es válido si es correctamente montado y adecuadamente lubricado.

Fuerza de resistencia por la aerodinámica.

De todas las resistencias, está es sin duda la más estudiada, no sólo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo, sino por lo relacionada que está con la estética del mismo.

Los vehículos han ido evolucionando, buscando la disminución de la resistencia R_a .

Para el cálculo de R_a se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles de viento. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad.

El valor de R_a viene dado por:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho A c v^2 \dots \dots \dots \text{ecu.(4)}$$

donde;

ρ es la densidad del aire ($=1.2 \text{ Kg/m}^3$);

v es la velocidad relativa entre la velocidad del vehículo y la del aire (m/s);

c es el coeficiente aerodinámico ; y

A es el área frontal del vehículo (m^2)

En la siguiente tabla se presentan valores de coeficiente aerodinámicos para varios tipos de bicicletas.

Tabla 2-3 Magnitud de coeficientes aerodinámicos de algunos tipos de bicicletas. [6]

Tipos de bicicletas	Ac (m^2)
Bicicleta turismo.	0.56
Bicicleta de carreras	0.30
Bicicleta reclinada	0.27

Fuerza de resistencia por pendiente.

La fuerza de resistencia por pendiente R_p es generada por la gravedad cuando la conducción no es exactamente horizontal y ésta es en ascenso. Se puede obtener usando la siguiente ecuación.

$$R_p = gp(\sin(\alpha)) \dots \dots \dots \text{ecu.}(5)$$

donde:

M es la masa del vehículo (incluyendo el piloto);

g es la aceleración de la gravedad ($=10 \text{ m/s}^2$) y

α es el ángulo de inclinación en conducción($^\circ$).

Fuerza de resistencia por aceleración.

La fuerza de resistencia por aceleración se genera por inercia que se opone a la aceleración de un vehículo y esta puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$R_i = M\lambda \dots \dots \dots \text{ecu. (6)}$$

donde:

M es la masa del vehículo (incluyendo al piloto) y;

λ es la magnitud de la aceleración de vehículo (m/s^2)

La aceleración en un vehículo de competencia en SEMA puede ser de lo más bajo, ni el 10% comparado con un vehículo comercial, pero incluso en estos vehículos de eficiente consumo de combustible, la resistencia a la aceleración define el máximo torque durante la conducción que debe ser liberado en el neumático. Si el torque de conducción es muy bajo, el tiempo de puesta en marcha es bastante y el tiempo perdido durante la puesta en marcha es compensado por el aumento de velocidad del vehículo durante el resto del intento, el cual incrementa la resistencia al arrastre.

2.6 Eficiencia del tren motriz

La eficiencia del tren motriz es la relación de la potencia mecánica útil obtenida en la rueda motriz y la potencia química gastada (contenida en el combustible). Las unidades de eficiencia son adimensionales y siempre menores a uno, y son entonces expresadas como porcentajes. La eficiencia del tren motriz puede ser calculada por la multiplicación de las eficiencias de los componentes del tren motriz. Sin embargo, la eficiencia de cada componente del tren motriz depende del punto de operación en que se esté desempeñando.

2.6.1 Punto de operación del motor

El punto de operación se caracteriza por el punto en el cual un sistema está en operación; es definido por un par de cantidades físicas que proporcionan potencia al sistema cuando se multiplica. El punto de operación mecánico de un motor es obtenido por su torque (en Newton-metro) y la velocidad angular (radianes-segundo). Entonces, la potencia mecánica es el producto de su torque y la velocidad angular. La eficiencia (**η**) es obtenida por la división de la potencia mecánica de salida (P_s) y la potencia mecánica inicial (P_i).

$$\eta = P_s / P_i \dots \dots \dots \text{ecu. (7)}$$

Es importante que las pruebas de conducción sean bien comprendidas: el arranque, conducción en ascenso y conducción en descenso. El método más usado para una estimación preliminar del consumo de combustible es el llamado promedio del punto de operación. En este enfoque el valor acumulado del punto de operación en todo el tren motriz es reducido a un valor promedio con el cual el consumo de combustible es calculado.

Para un vehículo de estas características su punto de operación promedio se considera cuando su torque se mantiene lo más cerca del torque máximo del motor y su régimen cerca de un promedio de la velocidad angular requerida en la pista., tomando en cuenta la velocidad de la relación de transmisión.

Lo anterior se justifica con el hecho de que el vehículo no sea equipado con acelerador: el motor está o encendido o apagado, si esta encendido, el acelerador es instalado de manera que se mantenga en la misma posición para que el piloto no pueda ajustarlo durante la competencia.

El uso de este punto promedio de operación requiere asimilar dos nociones:

1. Sin tener en cuenta el régimen del motor, el motor es más eficiente cuando este entrega su máximo torque.
2. La estrategia de apagar y encender el motor debe ser usada. Esta estrategia implica que el motor es encendido cuando la velocidad del motor decrece por debajo de un régimen establecido (la cual generalmente es la promedio de la velocidad requerida), y apagado cuando la velocidad del vehículo se incrementa en relación a una previamente establecida (la cual generalmente es la requerida).

Encontrar la mejor estrategia consiste en determinar estas velocidades en términos de la localización del vehículo en la pista.

Para un vehículo de competición en SEMA se consideran dos puntos promedio de operación: uno en el máximo torque y otro a una velocidad constante del vehículo (llamado punto de operación de cruce). Esta última situación de conducción implica que el vehículo se mueve a velocidad constante en pista plana, mientras que el uso del punto de operación a máximo torque se usa cuando el vehículo se enciende en conducción en ascenso.

Este punto de operación de cruce puede ser el más eficiente de todo el tren motriz dados las formas de las curvas de eficiencia de un motor.

2.7 Fuerza motriz

Una consideración importante durante el diseño del tren motriz consiste en conocer el esfuerzo que se precisa en la rueda en función de la velocidad lineal del vehículo. La ecuación que define este concepto es la siguiente:

$$M_r = M_m \cdot r_t \cdot n_t = F \cdot R_d \dots \dots \dots \text{ecu. (8)}$$

M_r = par desarrollado de la rueda (N*m)

M_m = par desarrollado en el motor (N*m)

F = fuerza motriz en la llanta (N)

n_t = Eficiencia de la transmisión

r_t = relación de transmisión

R_d = radio de rueda (m)

De la ecuación anterior se puede despejar el valor de la fuerza motriz en la llanta:

$$F = \frac{M_r}{R_d} = M_m \frac{r_t n_t}{R_d}$$

Por otra parte la expresión de velocidad lineal del vehículo en función de las revoluciones por minutos del motor toma la forma:

$$v = \omega \cdot R_d = n_r \frac{2\pi}{60} R_d = \frac{n_m}{r_t} \frac{2\pi}{60} R_d \dots \dots \dots \text{ecu. (9)}$$

donde: $n_r = \frac{n_m}{r_t}$

n_r = número de revoluciones transmitidas del motor

n_m = número de revoluciones del motor

2.8 Relación de transmisión.

La transmisión del par motor a las ruedas debe vencer la resistencia de estas en movimiento, y como la potencia debe ser igual a la potencia absorbida por las ruedas, se debe cumplir que:

$$P = \frac{c_m n_m}{716.2} = \frac{C_r n_r}{716.2} \text{ entonces } c_m * n_m = c_r * n_r \dots\dots\dots \text{ecu.}(10)$$

c_m = par desarrollado por el motor

n_m = número de revoluciones del motor

c_r = par resistente en ruedas

n_r = número de revoluciones de las ruedas

Esto implica que si no existiera el sistema de transmisión el número de revoluciones del motor (n_m) se transmitiría directamente a las ruedas ($n_m = n_r$) por lo que el par desarrollado por el motor (c_m) sería igual al par resistente de las ruedas ($c_m = c_r$).

Esto en algunos casos podría ser contraproducente, si se necesitara un par elevado en las ruedas para realizar un determinado tipo de desplazamiento, se traduciría en la necesidad de contar con un motor de potencia altamente elevado.

Por lo tanto con el uso del sistema de transmisión se mantienen dentro de unos márgenes de funcionamiento óptimos, la potencia desarrollada por el motor en las diferentes condiciones de marcha, aumentando de este modo el par de salida a cambio de reducir el número de revoluciones en las ruedas. A la relación de desmultiplicación que se aplica en el sistema de transmisión para obtener el aumento de par necesario, en las ruedas se le denomina RELACIÓN DE TRANSMISIÓN y viene expresada por:

$$r_t = \frac{c_r}{c_m} = \frac{n_m}{n_r} \dots\dots\dots \text{ecu.}(11)$$

La relación de velocidades de giro es función a su vez de los diámetros de los elementos de transmisión dependiendo los que se usen.

2.9 Principales elementos que componen el tren motriz para un vehículo de competición en SEMA.

En un vehículo de competición en SEMA el tren motriz está constituido por diferentes elementos como son: el motor, el embrague, el sistema de transmisión mecánica y el eje motriz. Cada uno realiza una función en específico y en conjunto logran el desplazamiento del vehículo. Cabe mencionar que el sistema embrague de acuerdo al reglamento es obligatorio.

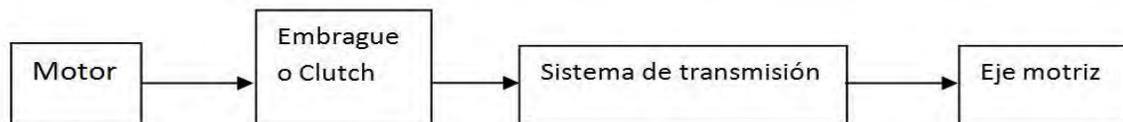


Fig. 2.6 Elementos que componen el tren motriz

2.10 Tipos de motores

En un automóvil, el motor es el conjunto de elementos que proporcionan la energía mecánica necesaria para que el vehículo se mueva.

Aunque existen muchos tipos de motores, no todos han encontrado cabida en el campo de la automoción, de hecho el Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) es el que se emplea en los automóviles de forma casi exclusiva.

Una manera de abordar el estudio de los motores de automoción es situarlos en una clasificación general junto con el resto de los motores, con el fin de comprender mejor cuál es su relación con los demás, sus ventajas e inconvenientes. A continuación se desarrolla esta clasificación, haciendo énfasis y definiendo los conceptos que nos ocupan.

Aunque no existe un único criterio que englobe a todos los motores, una primera clasificación podría establecerse en función del tipo de fuente energética, como se observa en la fig. 2.7.

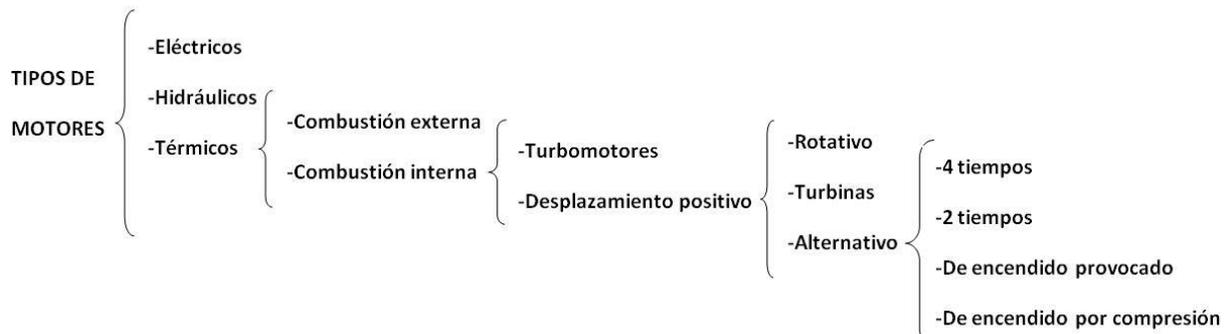


Fig. 2.7 Clasificación de motores

- Motores Eléctricos
- Motores Hidráulicos
- Motores Térmicos. Definidos como el conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener energía mecánica de forma cíclica a partir del estado térmico del fluido compresible que lo atraviesa. Consiguiéndose dicho estado térmico mediante la combustión de un combustible.

A su vez los motores térmicos, atendiendo al lugar donde se produce la combustión se pueden clasificar en:

- Motores de combustión externa.
- Motores de combustión interna. En estos motores, el proceso de combustión se realiza en el interior del propio motor, en el seno del gas que realiza el ciclo de trabajo con el que se mezclan los gases de la combustión. Por ello, entre otros aspectos, estos motores son de ciclo abierto y utilizan como fluido de trabajo el aire atmosférico.

Dentro de los motores de combustión interna se podría realizar otra división atendiendo al modo de realizar su ciclo de trabajo en:

- Motores de Flujo Continuo o Turbomotores.
- Motores Volumétricos o de Desplazamiento Positivo. En estos motores la masa de fluido que los recorre está confinada mediante límites materiales en un volumen formado por las paredes del propio motor y que además es variable a lo largo del ciclo.

A su vez, los motores de desplazamiento positivo, en función del movimiento de sus elementos característicos pueden ser:

- Rotativos (motor Wankel).
- Alternativos. Estos son los más usados para llevar a cabo la transformación térmica en mecánica. Son aquellos motores en los que el elemento mecánico donde se produce el intercambio energético desde el gas a la máquina, está animado de un movimiento rectilíneo y alternativo. Consta básicamente de un pistón que se mueve en carreras de ida y vuelta, dentro de un cilindro cerrado por uno de los extremos por la culata. Entre el extremo cerrado y el pistón se produce la combustión, que obliga a aquel a moverse. El movimiento se transforma en giro, mediante el mecanismo de biela-manivela.
- Turbinas. La turbina de gas es una de las máquinas térmicas más antiguas, aunque su apogeo se haya iniciado tan sólo hace 40 años. Las turbinas de gas, como elemento motriz de automoción, sólo han sido ensayadas más por curiosidad que por otros motivos en los vehículos. Sin embargo, hoy es muy utilizada como elemento auxiliar en los motores de combustión interna para su alimentación.

Así según esta clasificación, quedan definidas y descritas las características más generales de lo que anteriormente se había denominado: Motor de Combustión Interna Alternativo. No obstante se puede continuar con la clasificación de estos si atendemos al proceso según el cual se realiza el proceso de la combustión en:

- Motores de Encendido Provocado (motores de gasolina).

- Motores de Encendido por Compresión (motores Diesel).

También según las carreras que los MCIA necesiten para describir un ciclo completo, se pueden clasificar en:

- Motores de 4 tiempos.

En los motores de 4 tiempos cada fase se realiza en una carrera.

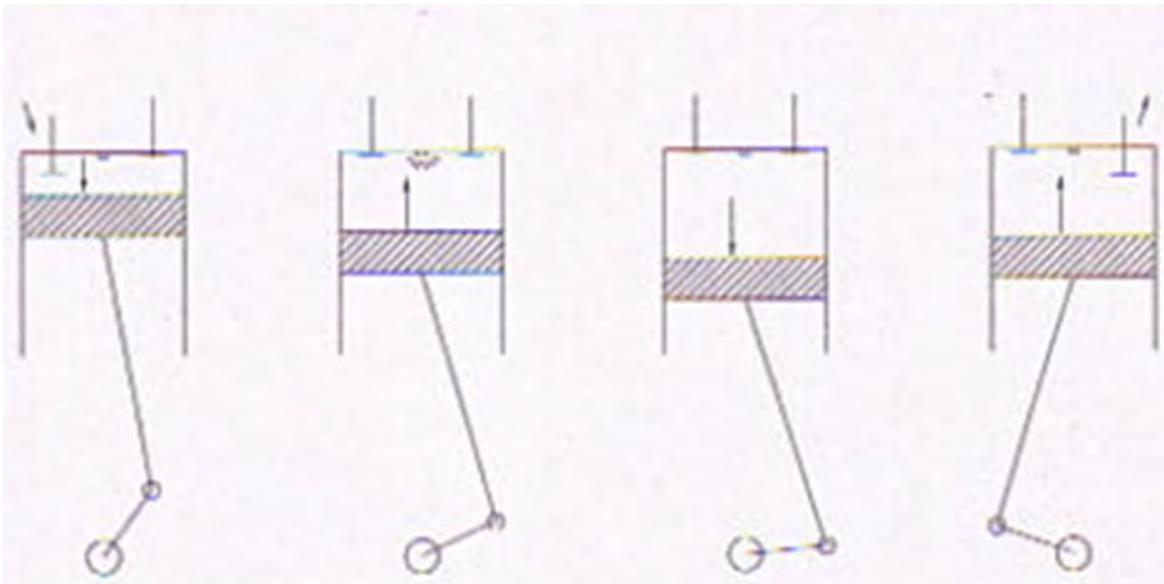


Fig. 2.8 Motor alternativo de 4 tiempos [2]

En la figura 2.8 se representan las 4 etapas de la siguiente manera:

- 1.- Admisión, bajando el pistón.
- 2.- Compresión, subiendo el pistón y comienzo de la combustión arriba.
- 3.- Expansión-trabajo, bajando el pistón.
- 4.- Escape, subiendo el pistón.

- Motores de 2 tiempos.

En los motores de dos tiempos la carrera descendente es la expansión, originándose en su último recorrido el escape y la admisión simultáneamente. En la ascendente se realiza la compresión.

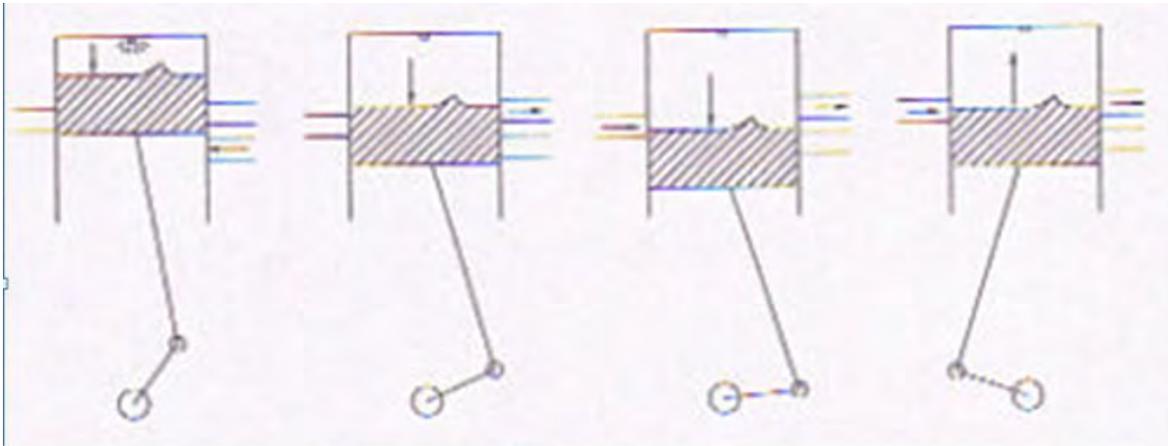


Fig. 2.9 Motor alternativo de 2 tiempos [2]

En la figura 2.9 se representan las cuatro fases. La primera, una vez producida la combustión, corresponde a la carrera de trabajo. La segunda cuando la lumbrera de escape queda abierta por desplazamiento del cilindro. La tercera cuando se abre la lumbrera de admisión y la cuarta es la carrera ascendente correspondiente a la compresión, una vez cerradas las lumbreras de carga y escape permitiendo la admisión.

2.11 Tipos de embrague

El embrague es un sistema que permite transmitir o interrumpir a voluntad la transmisión de un movimiento de giro de un eje a otro eje, cuando están alineados. En un automóvil su función consiste en enlazar el motor con el resto de la transmisión.

Se identifican dos posiciones claras de acuerdo a su funcionamiento:

Embragado---Donde ambas partes están unidas. En esta posición se transmite el par suministrado por el motor.

Desembragado--- Donde las partes están separadas. En esta posición se interrumpe la transmisión del par.

Los tipos de embregue más frecuentes son:

- De cono
- De disco seco
- De disco húmedo multidisco
- Hidráulico
- Magnético
- Centrífugo

Embrague por cono.

Los embragues de cono pueden transmitir grandes pares sin necesidad de grandes muelles, debido al efecto cuña, es adecuado para transmitir altos valores de par motor con un mínimo espacio.

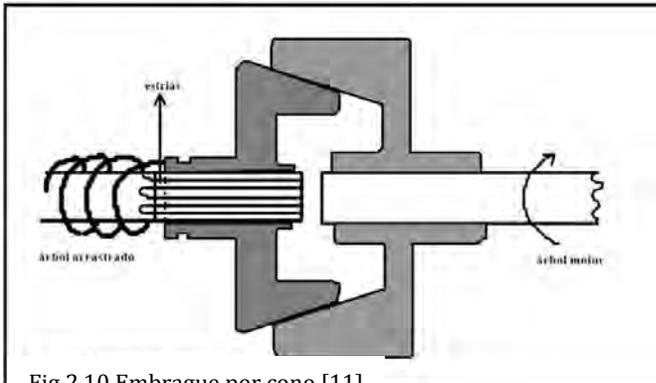


Fig 2.10 Embrague por cono [11]

Embrague de disco seco.

El embrague de disco es en general el más utilizado en el automóvil. El funcionamiento de este embrague consiste en la fricción que se genera por el arrastre entre un disco y otro, ambos coaxiales.

Cuando están separados, uno de ellos gira y el otro está en reposo, por tanto la transmisión del movimiento se hace presionando, es decir, acercando uno contra el otro, en primera instancia con deslizamiento y al final, cuando se han embregado, girando ambos a la misma velocidad. Es en este momento, cuando el disco es aprisionado por el volante motor y por la maza del embrague (embragado) que el par se transmite.

La presión se consigue mediante resortes helicoidales o de tipo diafragma, dando nombre a los embregues que llevan éstos.

Para desembragar se actúa sobre dichos resortes mediante un mecanismo.

Este embrague (diafragma) es idóneo para transmitir pares pequeños y la utilización es generalizada en los vehículos turismo.

El embrague de disco en seco tiene las siguientes ventajas:

- a) Suprime articulaciones, por la simplificación en el empuje.
- b) Mantiene la presión de ajuste óptima con el desgaste.
- c) Distribución de presión más uniforme.
- d) Mayor capacidad de transmitir par.
- e) Mayor capacidad térmica por lo tanto las temperaturas de trabajos son menores, al dotarle de una maza de embrague mayor.

La parte de fricción del disco, de cualquier tipo de embrague, va adosada a ambas caras, en forma circular y continua. Funciona en seco.

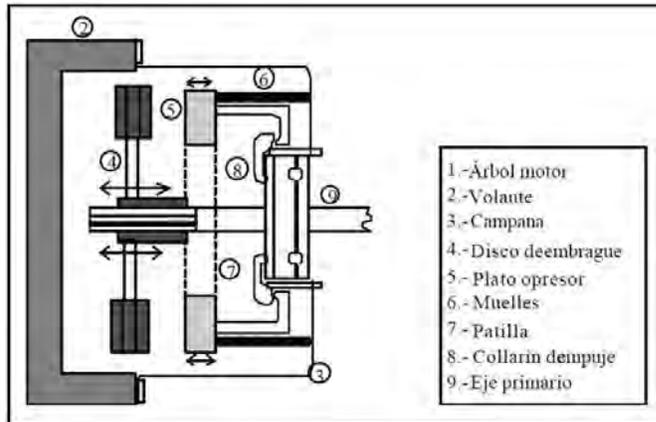


Fig. 2.11 Embrague de disco seco [11]

Embrague de disco húmedo multidisco.

Estos embragues son utilizados, por ejemplo, en las cajas de cambios automáticas. Suelen ser multidisco, tienen gran capacidad para transmitir pares, a mayor número de discos. Funcionan según el mismo principio solo que el material de fricción colocado sobre el disco de acero está formado por una mezcla de fibras de algodón y amianto con resina y parafina, con coeficiente de fricción dependiente del aceite utilizado. La eficiencia es originada por la evacuación del aceite entre los discos mediante estrías en el material de fricción. Por lo tanto la capacidad térmica es alta, debido a la ayuda del aceite en evacuar el calor.

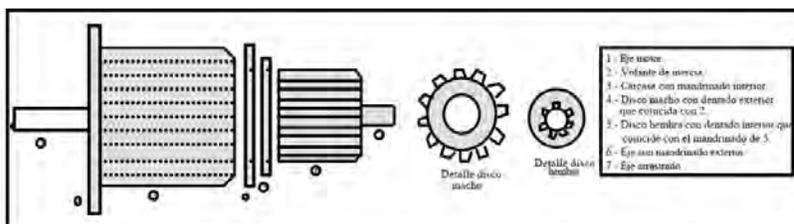


Fig. 2.12 Embrague húmedo multidisco [11]

Embrague hidráulico.

Los embragues hidráulicos son acoplamientos hidrocinéticos transmisores de potencia mediante la energía cinética de un líquido en juego, entre una bomba y una turbina

En el embrague hidráulico la bomba impulsa el aceite a alta velocidad y dirigido a la turbina.

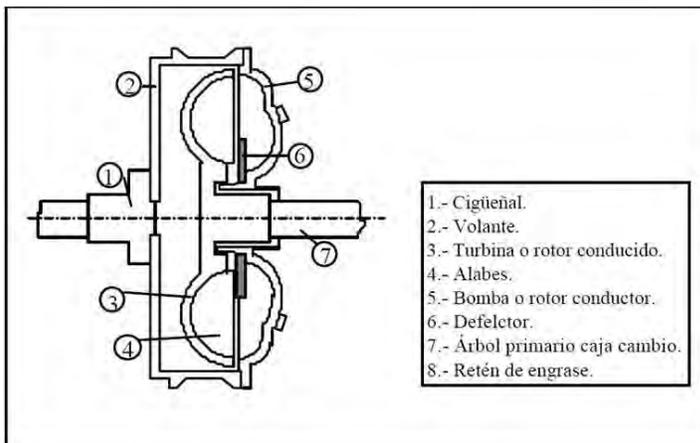


Fig. 2.13 Embrague hidráulico [11]

Embrague magnético.

El sistema de embrague electromagnético está constituido por una corona de acero que se monta sobre el volante de inercia del motor. En el interior de esta corona va alojada una bobina, que al pasar la corriente eléctrica a través de ella produce un campo magnético en la zona del entrehierro formado entre la corona y el disco de acero.

Dicho disco va montado en el primario de la caja de cambios por medio de un estriado, sustituyendo al disco de embrague convencional. El espacio existente en el interior de la corona se cierra con chapas de acero, y se rellena con polvo magnético, que se aglomera en el entrehierro por la acción del campo magnético creado por la bobina, haciendo solidarios a la corona con el disco. De esta forma, cuando pasa corriente por el arrollamiento de la bobina se produce la aglomeración del polvo magnético consiguiendo el embragado del motor. Por el contrario, si no pasa corriente por la bobina el polvo magnético no se aglomera en el entrehierro, lo que permite girar en vacío a la corona sin arrastrar el disco. Con lo cual el motor permanece desembragado.

En el instante en que comienza a pasar corriente por la bobina se inicia la aglomeración del polvo magnético, que tarda un cierto tiempo en completarse, además del retardo a la aparición del flujo magnético que se produce en todas las bobinas. Este efecto consigue que el embrague sea progresivo.



Fig. 2.14 Clutch industrial de 2 polos [11].

Embrague centrífugo.

El embrague centrífugo funciona en automático ya que el conductor no necesita accionar ningún pedal o dispositivo para su funcionamiento, la acción de embragado y desembragado se confía a unos contrapesos que funcionan por la acción de la fuerza centrífuga del giro del motor.

El embrague está calculado para que, cuando el motor gire a ralentí, los contrapesos no ejerzan acción sobre el plato opresor, quedando por tanto el disco libre, es decir desembragado.

Entonces cuando se acelera el motor y aumentan el número de revoluciones, la fuerza centrífuga hace desplazar los contrapesos hacia la periferia, con la que al bascular sobre su eje de montaje, empujan al plato de presión hacia acoplamiento con el disco, quedando así embragado.

En la figura 2.15 se muestran los componentes de un embrague centrífugo.

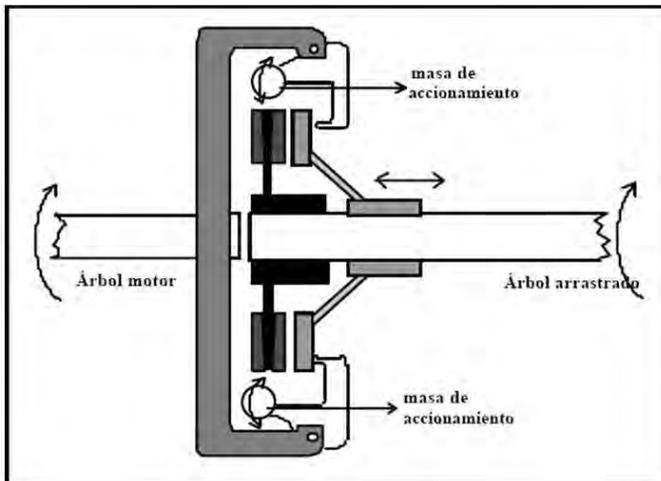


Fig 2.15 Embrague centrífugo [11]

2.12 Tipos de sistema de transmisión.

Los sistemas de transmisión de potencia mecánica se pueden clasificar por grupos de la siguiente manera:

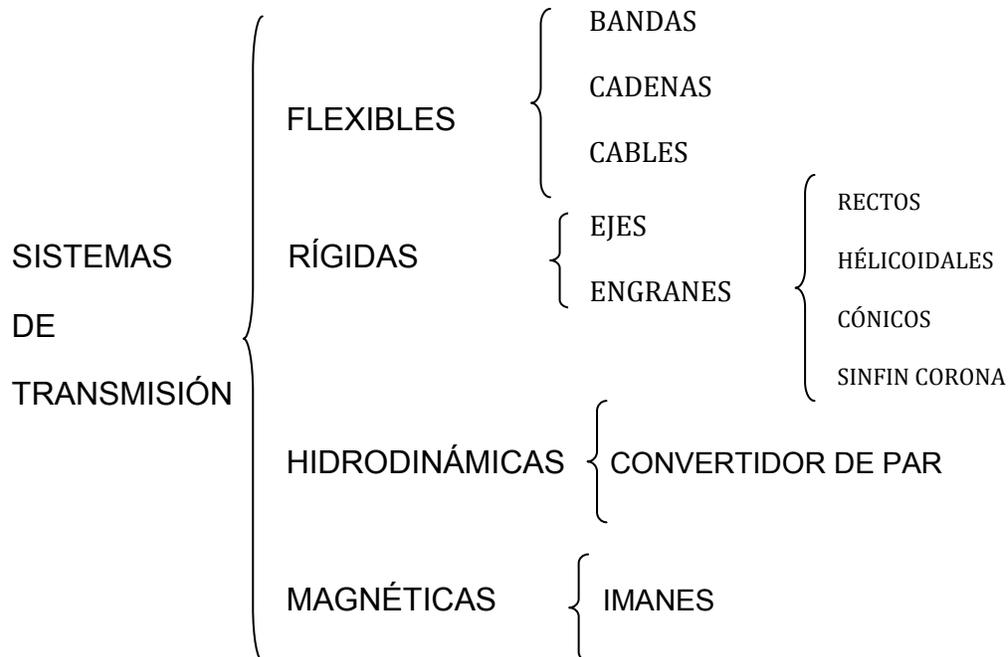


Fig. 2.16 Tipos de transmisión de potencia

En dicha clasificación cada agrupación tiene ciertas ventajas, por eso es muy importante conocer las características de cada una para seleccionar el tipo de transmisión más conveniente de acuerdo al uso requerido.

ELEMENTOS MECÁNICOS FLEXIBLES

Los elementos de máquina flexibles, como bandas, cadenas o cables, se utilizan para la transmisión de potencia a distancias comparativamente grandes. Generalmente la selección de estos elementos es por la reducción de costos, la simplificación en la instalación mecánica y reducción de peso en el sistema.

Además son elásticos y de gran longitud, juegan un papel importante absorbiendo las cargas de choque y amortiguando los efectos de las fuerzas vibratorias.

Transmisión por bandas.

Las bandas se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos, estos deben estar situados a una distancia 1.5 veces mayor a la suma de los radios de las poleas que intervienen en la transmisión, para trabajar con la mayor eficiencia. Existe una gran variedad de tipos y arreglos de bandas y comúnmente se clasifican en: bandas tipo "V" y bandas dentadas.

Las bandas tienen las siguientes características:

1. Se pueden utilizar para grandes distancias entre centros.
2. La razón entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante, debido a los efectos de deslizamiento y estirado que se producen en las bandas.
3. No requieren lubricación.
4. Producen menor ruido en comparación con la transmisión por cadena.
5. Las bandas planas son muy eficientes para altas velocidades, pueden transmitir grandes potencias, son muy flexibles y no requieren de poleas de grandes diámetros.
6. Las bandas "V" (o de sección trapecial) pueden trabajar con poleas más pequeñas y a distancias entre centros más cortas, son de transmisión múltiple ya que cierto número de ellas pueden usarse en una sola polea.
7. Una banda "V" eslabonada se compone de un gran número de eslabones de tela impregnada de goma. Este tipo de banda puede abrirse en cualquier punto y ajustarse a una longitud determinada quitando algunos eslabones, esto elimina la necesidad de distancias ajustables entre centros y simplifica la instalación.

8. Una banda dentada no se estira ni resbala, y en consecuencia, transmite potencia con relación de velocidad angular, no necesita tensión inicial, elimina la restricción de las velocidades, por lo tanto los dientes provocan que se puedan mover las poleas a casi cualquier velocidad, baja o alta.

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida, existen al menos tres métodos muy utilizados: Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho reforzado y cadenas de rodillos.

En el caso de la transmisión por bandas dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre ejes y costo, el método para seleccionar una banda es el siguiente:

Al comienzo se requieren los siguientes datos:

- Potencia requerida en la máquina conducida [HP].
- Tipo de máquina motora y máquina conducida.
- Velocidad de la máquina motora [rpm].
- Velocidad de la máquina conducida [rpm].
- Distancia tentativa entre ejes.

A los fines de simplificar el procedimiento, se enumeran los pasos a seguir para seleccionar el tipo (perfil ó sección), N° y calcular la cantidad de correas:

1) Estimar el factor de servicio (μ) es un valor que puede tomar valores que varían entre 1 (uno) y 2 (dos) – Nos indica en qué condiciones trabajan las correas.

Cuando se trate de servicios intermitentes, donde nunca se excede la carga asignada, los arranques se producen en vacío. Las correas trabajan en condiciones higiénicas, al resguardo de los factores climáticos y en instalaciones que poseen un adecuado mantenimiento; bajo tales condiciones el factor de servicio tiende a 1 (uno).

Por el contrario, cuando se trate de servicios continuos (16 a 24 horas diarias), con sobrecargas importantes, arranques a plena carga, a la intemperie, en ambientes sucios con mantenimiento deficiente, en esos casos el factor de servicio tiende a 2 (dos).

En la mayoría de las situaciones se adoptan valores intermedios (1,4 / 1,5 / 1,6).-

2) Estimar la potencia teórica (Pt): es la potencia requerida (en HP) por la máquina. Cuando este valor se desconoce ó es de difícil determinación se puede utilizar la potencia indicada en la chapa de características del motor.

3) Calcular la potencia de diseño (Pd): es el valor que se utilizará para los cálculos posteriores y resulta de multiplicar los valores de los puntos anteriores.

$$Pd = Pt * \mu \text{ (HP)} \dots \dots \dots \text{ecu. (12)}$$

4) Determinar la sección de las correas: los perfiles de las correas y sus dimensiones son los que se detallan en el cuadro siguiente

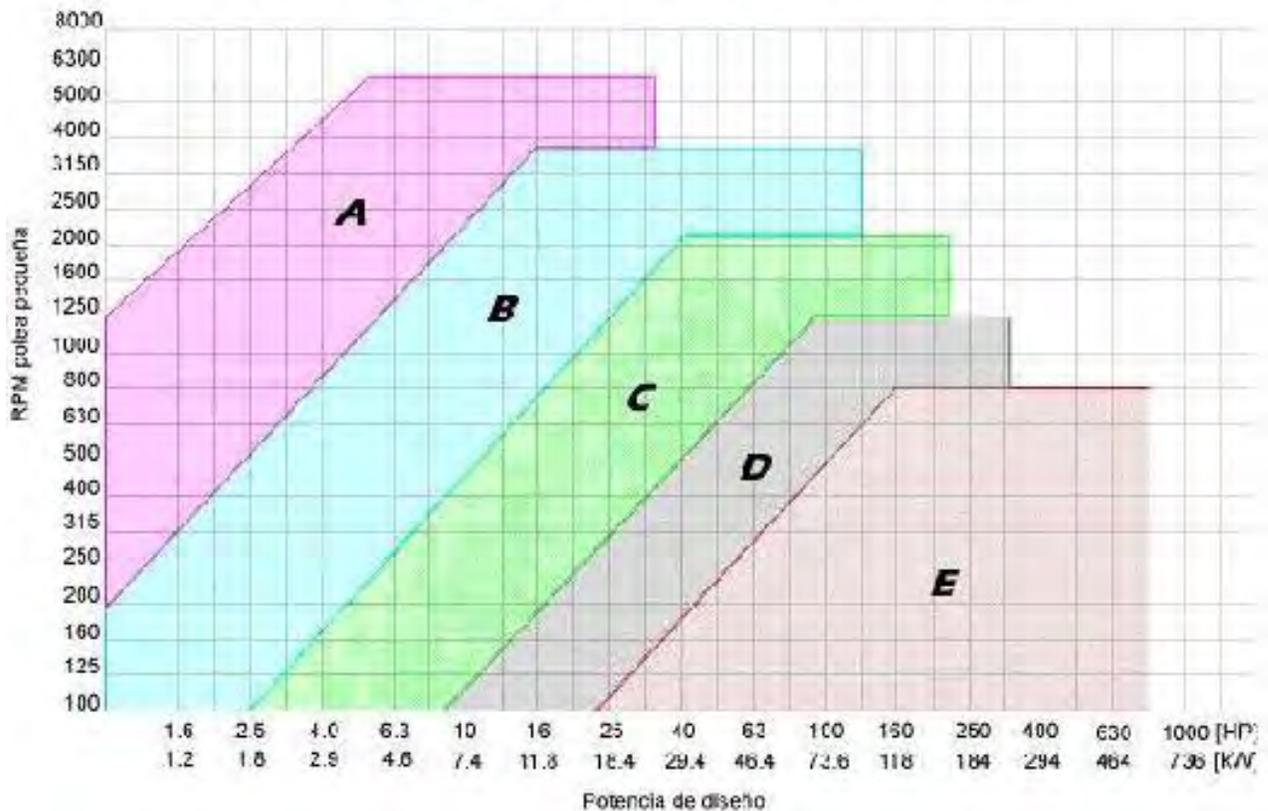
Tabla 2-4. Dimensiones de correas de acuerdo a su perfil.

Sección	Ancho Superior (mm)	Altura (mm)	Angulo (grados)
o	10	7	40
A	13	8	40
B	17	10	40
C	22	14	40
D	32	18	40
E	38	25	40

Las correas de perfiles más pequeños están diseñadas para transmitir potencias menores a velocidades (rpm) importantes. Por el contrario, los perfiles mayores se utilizan para potencias mayores. Cada fabricante brinda un ábaco en el cual se ubican sobre el eje de abscisas los valores de potencia de diseño (en HP), y en el eje de ordenadas las rpm de la polea más rápida. Trazando rectas perpendiculares a ambos eje, la intersección de ambas nos determina la sección más conveniente a utilizar (un ejemplo se muestra en la tabla 2-3).

2-5 Grafico de selección de perfil de correa [7].

Gráfico de selección del perfil de correa



5) Elección de los diámetros de las poleas: hay que tener en cuenta que para cada perfil de correa existe un diámetro mínimo a utilizar (valores en pulgadas)

A	2,60"	B	4,60"	C	7,00"	D	12,00"	E	18,00"
---	-------	---	-------	---	-------	---	--------	---	--------

A partir de la relación: $n_1 * \varnothing_1 = n_2 * \varnothing_2$ se pueden calcular los diámetros de ambas poleas

n_1 : rpm de la polea pequeña - \varnothing_1 : diámetro de la polea pequeña (pulgadas ó milímetros)

n_2 : rpm de la polea mayor - \varnothing_2 : diámetro de la polea mayor (pulgadas ó milímetros)

6) Determinación del N° de correa: el largo de la correa se calcula mediante la siguiente expresión:

Siendo:

$$L = 2 * C + 1,57 * (D + d) + (D - d)^2 / (4 * C) \dots \dots \dots \text{ecu. (13)}$$

C: distancia entre centro de poleas (en pulgadas ó milímetros)

D: diámetro de la polea mayor (en pulgadas ó milímetros)

d: diámetro de la polea menor (en pulgadas ó milímetros)

Calculada la longitud, hay que ingresar en la columna del perfil de correa seleccionada en el punto 4) y elegir el largo nominal más cercano. Con este dato podemos determinar el N° de correa.

7) Cálculo del arco de contacto y factor de corrección: la potencia se transmite desde la polea a la correa por fricción. Cuando mayor sea la superficie de contacto entre ambos elementos más eficiente será la transmisión de potencia. La situación ideal se presenta cuando ambas poleas tienen igual diámetro.

El arco de contacto se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\text{Arc} = 180^\circ - 60^\circ * (D - d) / C \dots \dots \dots \text{ecu. (14)}$$

Para tener en cuenta esta pérdida de potencia por falta de contacto, se introduce un factor de corrección (**F**) que se obtiene del siguiente de la siguiente tabla:

2-5 Tabla de factor de corrección de acuerdo al ángulo de contacto de una polea.

(Dp-dp)/C	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección (F)	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

8) Determinación de la cantidad de correas: cada fabricante indica la potencia que puede transmitir cada correa a una determinada velocidad (en rpm) y en función del diámetro de la polea menor. Esto se tabula para cada sección de correa. Se obtiene la capacidad básica por correa (**HP_{pc}**).

La cantidad necesaria de correas se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\text{Cant} = P_d / (\text{HP}_{pc} * F) \dots \dots \dots \text{ecu. (15)}$$



Fig. 2.17 Transmisión por banda dentada

Transmisión por cadenas.

Las cadenas de rodillos presentan características básicas de transmisión como lo son: una relación de velocidades constante, ya que no presenta deslizamiento o arrastre; larga vida o duración, y la capacidad para impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.

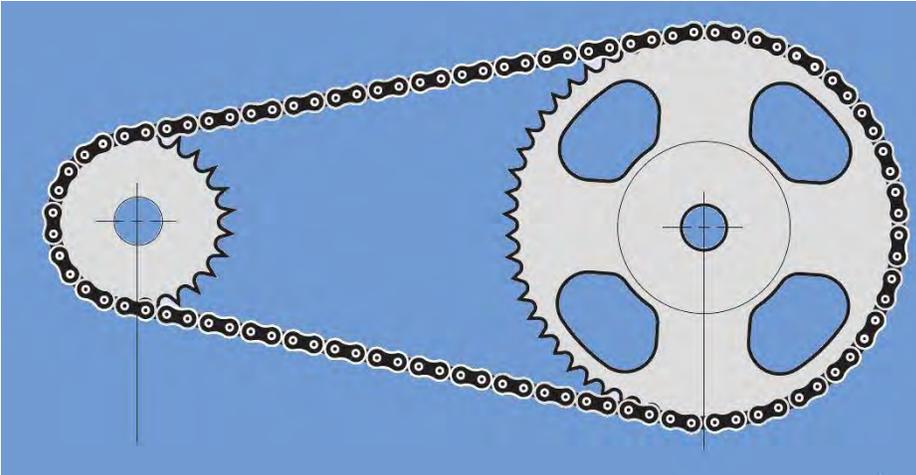


Fig. 2.18 Transmisión por cadena

En la fig.2.18 se muestran dos ruedas dentadas de transmisión llamadas catarinas, que impulsa una transmisión de cadena.

Las catarinas no se hacen en tamaños estándares con más de 120 dientes, ya que las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad hasta de 6:1,[1] aunque pueden usarse valores más elevados, sacrificando la vida de la cadena.

Las cadenas de rodillos rara vez fallan por deficiencia en la resistencia a la tensión; más bien fallan debido a que se las somete a un gran número de horas de servicio.

Algunas ventajas de las cadenas sobre otros mecanismos de transmisión son:

- La variación de la distancia de centros de la flecha se puede acomodar más fácilmente que con la transmisión por engranes.
- Las catarinas son más compactas debido a que los diámetros son menores que las poleas.
- Las cadenas no generan cargas estáticas.
- Las cadenas son más fáciles de instalar y reemplazar que las bandas, debido a que la distancia de centros entre las catarinas no necesita ser reducida para la instalación.
- Las cadenas operan a temperaturas más altas que las bandas.
- Las cadenas no se deslizan ni se resbalan como las bandas (excepto las bandas dentadas).

Para seleccionar la mejor transmisión de cadena para cualquier aplicación, utilizando catarinas (sprockets) de existencia, es necesario seguir el siguiente procedimiento:

La siguiente información es necesaria para la selección adecuada y el diseño de transmisiones de cadena de rodillos:

1. Tipo de entrada de H.P. (motor eléctrico, máquina de combustión interna).
2. Tipo de equipo de transmisión.
3. H.P. a transmitir.
4. Velocidad total en el eje motriz. (RPM)
5. Velocidad deseada en el eje impulsado (RPM).
6. Diámetros de los ejes motriz e impulsado.
7. Distancia entre centros de los ejes.
8. Posición de la transmisión y limitaciones de espacio
9. Método de lubricación.
10. Condiciones de la transmisión, carga estable o fluctuante, horas de operación, lubricación.

Pasos en el procedimiento de selección de cadena y de sprocket (cadena):

1. **Determinar el tipo de carga a transmitir.**
Se obtiene de algunas tablas de proveedores y depende del tipo de motor.
2. **Seleccionar el Factor de Servicio (F.S).**
Se obtiene de tablas ya predeterminadas de los proveedores ingresando con el tipo de carga a transmitir.
3. **Calcular el Diseño de H.P**
Diseño de H.P = HP del motor * F.S.....ecu (16)
4. **Seleccionar el paso de cadena.**
Se obtiene del catalogo del proveedor ingresando como datos la potencia a transmitir y la velocidad del eje motriz.
5. **Determinar el número de dientes del sprocket (Catarina) más pequeño.**
En las tablas de proveedores ingresando el paso se puede seleccionar al sprocket con los menores dientes posibles.
6. **Determinar el número de dientes del sprocket (Catarina) más grande.**
No. de dientes = No. Dientes del sprocket pequeño * vel. eje impulsado/
vel. eje motriz
7. **Determinar la distancia de centros.**
$$C = P/8 (2L - N - n + ((2L - N - n)^2 - 0.810(N - n)^2)^{1/2}) \dots \dots \dots \text{ecu}(17)$$

8. Determinar la longitud de la cadena con los siguientes datos:

$$L = 2 * C + 1,57 * (D + d) + (D - d)^2 / (4 * C) \dots\dots\dots \text{ecu}(13)$$

C: distancia entre centro de poleas (en pulgadas ó milímetros)

D: diámetro de la polea mayor (en pulgadas ó milímetros)

d: diámetro de la polea menor (en pulgadas ó milímetros)

Transmisión por cable

Las transmisiones de cable en que se utiliza un cable o cuerda de cáñamo, algodón o dacrón en poleas de ranura múltiples, pueden ser con frecuencia una forma más económica para transmitir potencias considerables o grandes distancias. La alineación exacta de las poleas no es necesaria porque están ranuradas. La velocidad del cable debe ser bastante elevada; 1500 m/min es una buena velocidad para máxima economía.

Generalmente los cables son utilizados en mecanismos de transportación, por ejemplo en los elevadores de edificios, donde su funcionamiento está ligado con la tensión.

Los cables también pueden ser utilizados como de transmisión para cuantificar velocidad, un ejemplo de ello son los llamados “chicotes” para velocímetros de automóviles pese a que la transmisión de potencia es mínima en este caso.

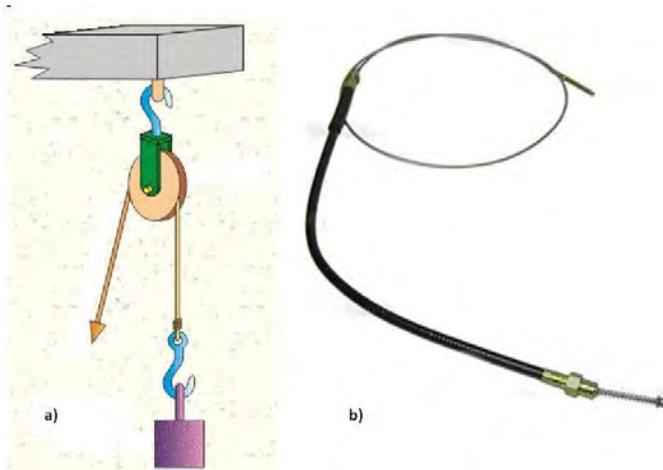


Fig. 2.19. a) Transmisión por polea y cable b) Ejemplo de transmisión por cable “chicote de velocidad”.

ELEMENTOS MECÁNICOS RÍGIDOS

Ejes o flechas

Los ejes son generalmente las partes principales de transmisión, ya que en estos componentes es posible ensamblar otros mecanismos que tienen el propósito de transformar la energía en movimiento (poleas, catrinas, engranes) por tal motivo su estudio se basa en las propiedades mecánicas del material y la geometría del elemento.



Fig. 2.20 Ejemplo de ensamble de un engrane y una polea dentada en un eje

Una transmisión por engranajes está formada por el acoplamiento de dos ruedas dentadas, una motriz y otra conducida, que, al introducir los dientes de una en los huecos de la contraria y producirse el giro de la rueda motora, arrastra a la conducida diente a diente.

Las transmisiones por medio de engranes se utilizan ampliamente en diversos mecanismos o máquinas, cuya aplicación más común, es para reducir la velocidad y aumentar el torque o momento rotatorio, con el propósito de impulsar cargas pesadas.

Existen diferentes tipos de engranes, entre los más comunes están los *engranes rectos* sus dientes son paralelos al eje de simetría del mismo. Este tipo de engranes solo pueden conectarse si sus ejes rotación son paralelos, llegando a tener una eficiencia del 98% al 99%. Tienen la ventaja de cambiarse individualmente, sin tener que reemplazar ambos como sucede con los engranes helicoidales.

La configuración de los dientes de *engranes helicoidales*, es una hélice con un ángulo de orientación respecto al engrane. La conexión de esos engranes puede ser de tal forma que los engranes estén paralelos entre sí, aunque también pueden conectarse cuando sus ejes forman un cierto ángulo. Estos engranes ofrecen una operación más silenciosa aunque su manufactura es más costosa que las de los engranes rectos. Por otro lado, un engrane helicoidal es menos eficiente que uno recto, debido a la fricción deslizante a lo largo del ángulo de hélice. La eficiencia de un engrane helicoidal cuyos ejes de rotación están en paralelo es alrededor del 96% y 98% y cuando los ejes de giro se encuentran perpendiculares entre sí, llega a ser del 85%.

Otro tipo de engranes es el sinfin corona, este se forma cuando el ángulo de hélice de un engrane helicoidal aumenta lo suficiente, el cual sólo tiene un diente o filete continuo alrededor de la superficie cilíndrica. Éste se conecta a un elemento especial llamado corona, cuyo eje de rotación es perpendicular al del sinfin.

Este tipo de configuración presenta una desventaja, tiene muy altos deslizamientos y cargas de empuje, lo que produce que su eficiencia baje a un nivel del 80%. Sin embargo tiene la ventaja de poseer relaciones de transmisión muy altas, un pequeño volumen de conjunto, y pueden soportar cargas muy altas.

Un tipo más de engranes son los engranes cónicos, estos se utilizan cuando se requiere una transmisión entre ejes oblicuos o cualquier ángulo, incluso el de 90°. Los engranes cónicos se basan en conos rodantes en contacto.

Cuando un engrane cónico provisto de dientes con borde rectilíneo que apuntan hacia la misma dirección de su eje, es un engrane cónico recto. Pero si los dientes de un engrane cónico no son rectos sino curvos, y siguen una configuración en espiral en la superficie cónica, se llama engrane cónico en espiral.

Los engranes cónicos presentan ventajas y desventajas y se mencionan a continuación:

- Los engranes metálicos no presentan cargas eléctricas estáticas.
- Son más compactos que las cadenas o bandas, debido a distancias entre centros más pequeños.
- Los engranes tienen mayor capacidad de velocidad que las cadenas y bandas.
- Los engranes tienen límites más amplios de relaciones de velocidad que las cadenas.

- Los engranes pueden transferir mejor la máxima potencia a elevada velocidad que las cadenas o bandas.

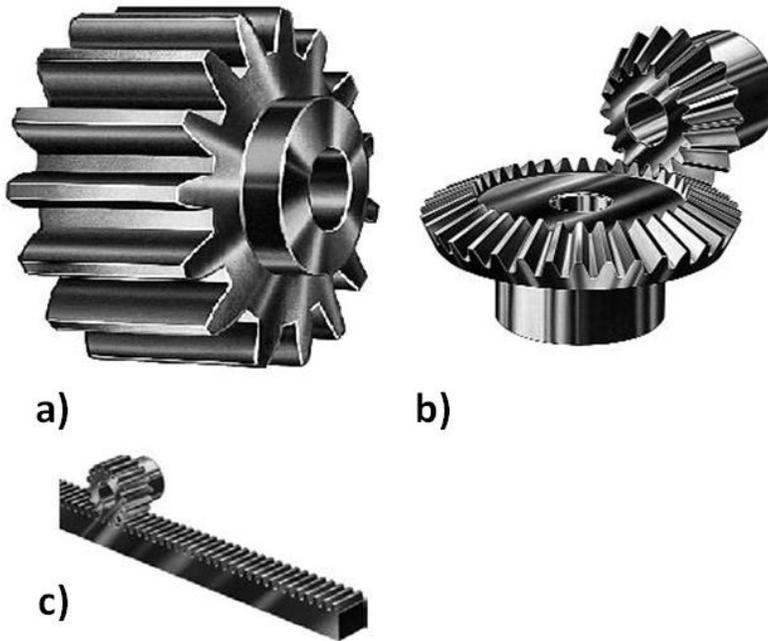


Fig. 2.21. a) Engrane de dientes rectos b) Engrane helicoidal c) Engrane sinfín-corona.

ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN HIDRODINÁMICA

Las transmisiones hidrodinámicas son dispositivos que utilizan como medio de operación un fluido, y funcionan como otro medio de transmisión de potencia. Son comúnmente utilizados en automóviles de combustión interna en las llamadas transmisiones automáticas.

Convertidor de par

Un convertidor de par es un mecanismo que puede servir tanto de embrague como de dispositivo variador de velocidad multiplicando el par torsional, debido que conduce el movimiento de una flecha de entrada hasta otra de salida, por medio del fluido que se encuentra girando en su interior.

Algunas características del convertidor de par son las siguientes:

- Puede ocasionar que la flecha de entrada opere a un par y una velocidad angular diferentes de la flecha de salida.
- Sirven como ayuda en el arranque en las transmisiones automáticas de los vehículos.
- Sirven como aditamento variador de velocidad y par, y como retardador.

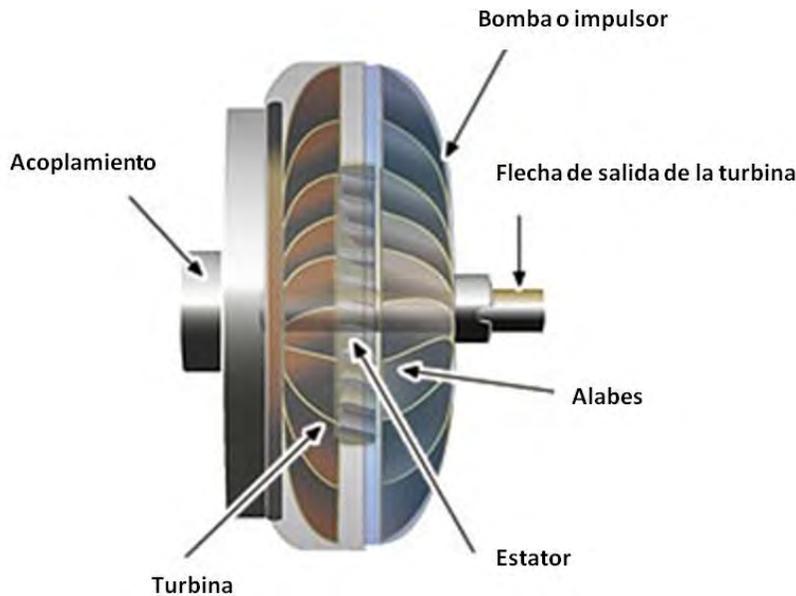


Fig. 2.22 Convertidor de par de torsión.

Transmisiones magnéticas.

En las transmisiones magnéticas a diferencia de cualquier otro de tipo de transmisión, el efecto de transmitir la potencia se produce mediante un campo magnético, es decir, sin que exista contacto físico entre los elementos del mecanismo.

La transmisión magnética se utiliza comúnmente en los motores eléctricos y en transportes terrestres como los ferrocarriles.

En los ferrocarriles es una nueva alternativa para transferir movimiento iniciando por la levitación y después propulsando a todo el equipo, en este sistema actúa una fuerza repulsiva y una atractiva que son inducidas entre las paredes de la vía y los imanes del vehículo, dando origen a la levitación y propulsión.

CAPÍTULO 3. DISEÑO CONCEPTUAL Y DE DETALLE DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO PROTOTIPO SEMA.

3.1 Diseño conceptual del tren motriz para un vehículo prototipo SEMA.

En todo desarrollo, aplicación y diseño de ingeniería es necesario seguir una metodología de diseño, la cual para este caso está basada en el tradicional método científico.

En la siguiente representación denominada caja negra se define la energía de entrada y salida del tren motriz.



Fig. 3.1 Representación de caja negra.

En la siguiente imagen se muestra la descomposición de funciones que desempeña el tren motriz.

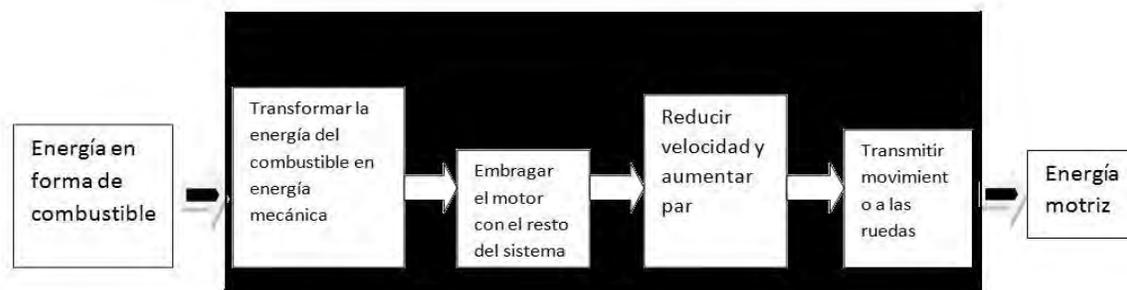


Fig. 3.2 Descomposición de funciones del sistema de transmisión.

SUBSISTEMAS DEL TREN MOTRIZ

La siguiente tabla proporciona las posibles soluciones a las subfunciones del tren motriz.

Tabla 3-1 Posibles soluciones a las subfunciones.

Transformar energía del combustible en energía mecánica (Motor)	Embragar el motor con el resto del tren motriz (Embrague o clutch)	Reducir Velocidad y aumentar par (Sistema de transmisión)	Transmitir energía a las ruedas (Eje o flecha motriz)
Motor a gasoline	Embrague de disco-manual	Transmisión por poleas y bandas	Flecha motriz
Motor a Diesel	Embrague hidráulico	Transmisión por sistema de tren engranaje	Flexible
Motor a Gas licuado de petróleo (GLP)	Embrague magnético	Transmisión por cadena y sprockets	
Motor a gas liquido (GTL)	Embrague centrífugo	Convertidor de variación continua por medio de poleas (CVT)	
Celdas de Hidrógeno		Transmisión hidráulica	
Celdas solares			

Una vez conocidas las posibles opciones que satisfacen las subfunciones del sistema de tren motriz fig.3.2, se requiere analizar todas las posibles combinaciones de solución y poder generar una lluvia de ideas de cada subsistema.

Subsistema Transformador de energía del combustible en energía mecánica. (MOTOR)

De las posibles alternativas de sistemas transformadores de energía del combustible en energía mecánica, se han descartado los motores diesel, los motores a gas licuado (GLP), motores a gas líquido (GTL), las celdas de hidrógeno y las celdas solares, ya que debido a la experiencia y conocimientos adquiridos de las dos participaciones anteriores de la Escudería Puma usando gasolina como combustible se pretende dar continuidad al trabajo realizado usando este tipo de motores.

Subsistema de embrague (CLUTCH)

Para el análisis de las posibles opciones de solución al sistema de embrague fue necesario definir la importancia de los requerimientos que este debe cumplir, para ello se usó una útil herramienta denominada tabla de jerarquización en la que se asigna con valor entre 1-5, denotando con 1 al de menor importancia y 5 al de mayor importancia.

La tabla 3-1 muestra la jerarquización a cada requerimiento que debe cumplir el subsistema de embrague.

Tabla 3-2 Tabla de jerarquización para subsistema de embrague.

Requerimiento	Jerarquización
Dimensiones compactas	3
Ligero	5
Funcionalidad	5

Costos bajos	3
Fácil Manufactura o adquisición	2

Una vez planteado lo anterior se realizo una eliminación de las opciones menos factibles.

En el caso del subsistema de embrague las siguientes opciones fueron descartadas y se menciona su justificación pertinente a cada opción.

EMBRAGUE HIDRÁULICO.

- Consumen mayor combustible que los de embrague de fricción.
- Es el embrague de mayor costo respecto a los otros opcionales.
- Tienen la necesidad de acoplar una caja de cambios automática.

EMBRAGUE MAGNÉTICO

- Funcionan mediante una fuente de poder normalmente mayor a 12V, e instalar una fuente de este tipo implica más peso.
- EL peso promedio de estos embragues es de aproximadamente 12 Kg.

LLUVIA DE IDEAS.

Considerando los parámetros anteriores tenemos las siguientes propuestas:

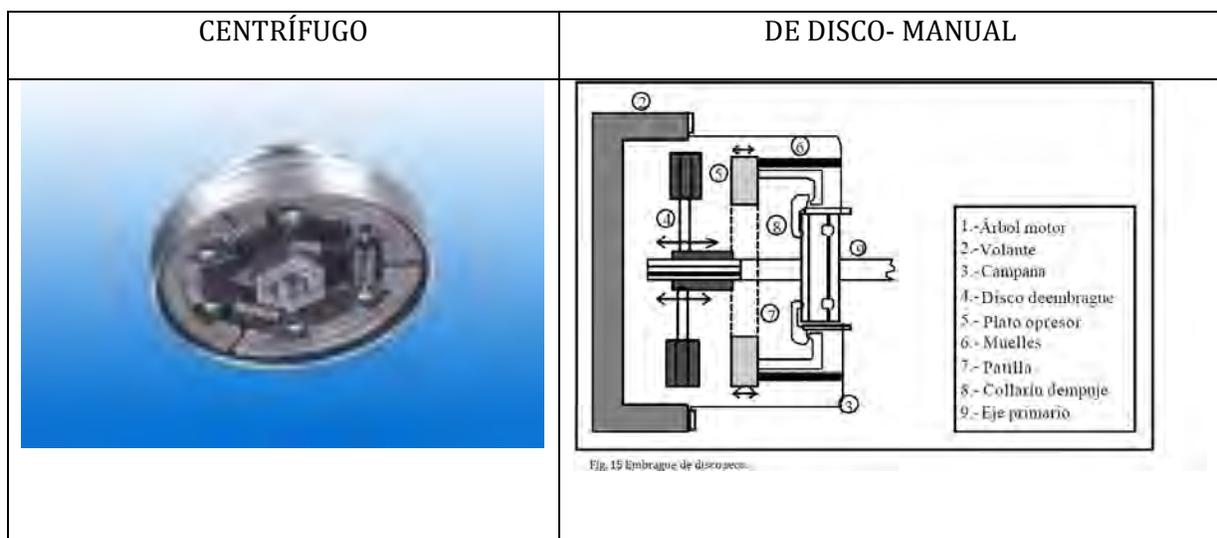


Fig. 3.3 Dos posibles soluciones al subsistema de embrague.

Estas dos opciones resultan ser las más factibles hasta el momento y como herramienta en la decisión de la más factible se usa la siguiente matriz de decisiones.

Tabla 3-3 Matriz de decisiones para subsistema de embrague.

Requerimiento	Factor de peso	Centrífugo	Disco- manual
Dimensiones compactas	0.2	3/0.6	2/0.4
Ligero	0.25	4/1	3/0.75
Funcionalidad	0.25	5/1.25	4/1.0
Costos bajos	0.2	3/0.6	4/0.8
Fácil Manufactura o adquisición	0.1	2/0.2	3/0.3
Valor útil total	1	3.65	3.25

En la tabla 3-3 se comparan el subsistema centrífugo y el subsistema de Disco – manual, considerando como factor de peso a un valor fraccionario menor a la unidad para cada requerimiento, se asigna un valor de acuerdo al criterio del requerimiento de mayor importancia para el diseñador, posteriormente se multiplica el valor de jerarquización por el factor de peso de cada requerimiento en cada opción de subsistema, se hace la sumatoria de todos los requerimientos por cada subsistema obteniendo el valor útil total, el valor más alto es el que nos indica que subsistema es el más idóneo de seleccionar.

Los resultados de la evaluación con la matriz de decisiones 3-3 indican que el subsistema de embrague centrífugo es el más adecuado para usarse en el tren motriz.

Subsistema de transmisión

En este subsistema la eliminación de las opciones menos factibles fue al descartar directamente el tren de engranes, pues debido a la experiencia las relaciones necesarias serian demasiados engranes y pesados por lo que para cumplir esta función no sería viable.

La transmisión hidráulica también se descarto ya que las existentes en el mercado son demasiado grandes en relación al espacio con el que se cuenta.

Tabla 3-4 Tabla de jerarquización para subsistema de transmisión.

Requerimiento	Jerarquización
Dimensiones	3
Ligera	5
Fácil Manufactura o adquisición	5
Costo	3
Eficiencia	4

LLUVIA DE IDEAS.

Considerando los requerimientos de la tabla anterior surgieron las siguientes ideas para convertir el par que proporciona el motor y transmitirlo en el eje de la llanta.

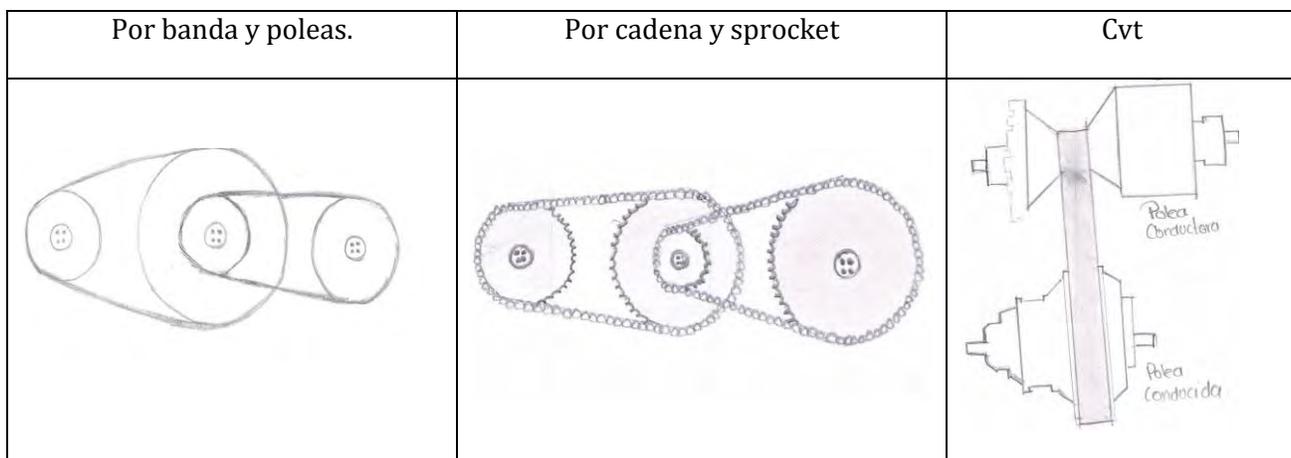


Fig. 3.4 Tres posibles soluciones al subsistema de transmisión.

Tabla 3-5 Matriz de decisiones para subsistema de transmisión.

Requerimiento	Factor de peso	Banda y polea	Cadena y sprocket	Cvt
Dimensiones	0.15	3/0.45	3/0.45	3/0.45
Peso	0.25	4/1	3/0.75	2/.5
Fácil manufactura o adquisición	0.25	4/1	4/1	1/0.25
Costo	0.1	3/0.3	3/0.3	1/0.1
Eficiencia	0.25	3/.75	4/1	4/1
Valor útil total	1	3.5	3.5	2.30

Análogamente a lo explicado en la tabla 3-3, en la matriz de decisiones 3-5 los resultados indican que la propuesta menos factible de acuerdo a los valores que se obtuvieron es el cvt, por lo tanto queda descartado como posible propuesta de solución y los subsistemas de banda y polea y cadena y sprocket arrojaron el mismo resultado de 3.5 del valor útil total por lo que se consideraran a los dos como opciones selección.

Subsistema transmisor de energía a la rueda motriz.

Para lograr el acople del sistema de transmisión mecánica con la rueda motriz se presentan dos opciones de las cuales el subsistema flexible queda descartado ya que de acuerdo a la experiencia de los integrantes de la Escudería Puma y por información obtenida en diseños de otros participantes diseñar un eje rígido es lo más sencillo y práctico, ya que su producción se puede realizar en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

3.1.1 Propuestas de tren motriz

Una vez identificados los elementos que cubren las características de cada subsistema se realizaron dos propuestas del arreglo del tren motriz que satisfacen las especificaciones requeridas.

La única diferencia entre ambas propuestas se presenta en el subsistema de transmisión, ya que ambas propuestas presentaran el mismo motor, el mismo subsistema de embrague y mismo subsistema transmisor de energía a la rueda motriz (eje rígido). En la propuesta 1 se sugiere que el subsistema de transmisión sea en dos pasos, mientras menos pasos y en sola dirección es mejor, ya que esto evitaría un desalineamiento entre el eje rígido y el motor, además de evitar pérdidas de eficiencia con menos elementos (fig 3.5).

En la propuesta 2 (fig 3.6) se usa el mismo criterio, siguiendo la sugerencia de mientras menos pasos de transmisión mejores rendimientos, menores perdidas de eficiencia y mejor alineamiento del subsistema, con estas condiciones se propone un solo paso de transmisión.

PROPUESTA 1.

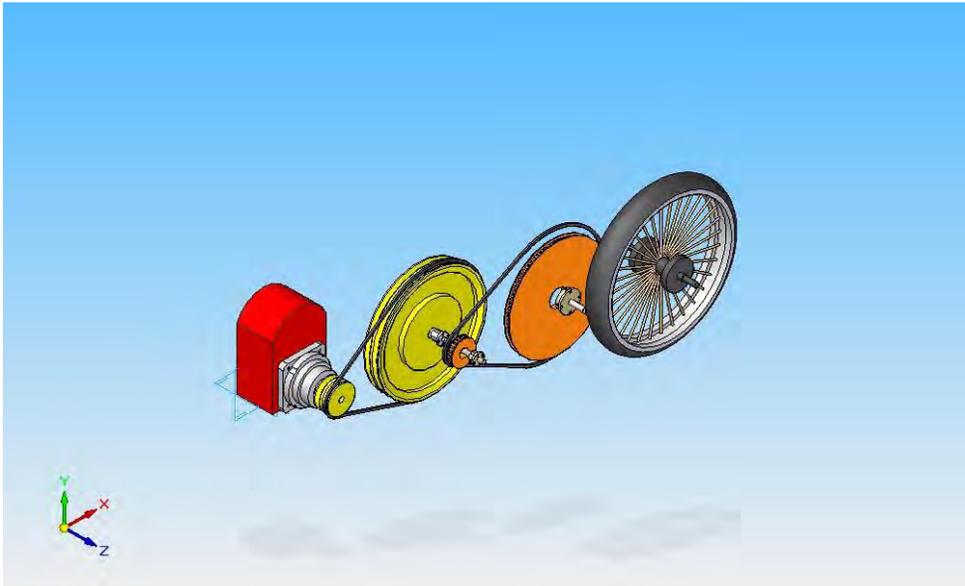


Fig. 3.5 Propuesta 1 de diseño de tren motriz para vehículo de competición en SEMA.

La propuesta 1 presenta:

- El motor a gasolina
- Clutch centrifugo
- El sistema de transmisión en 2 pasos: el primero con poleas de ranura y banda en V y el segundo con poleas dentadas y banda dentada
- Eje rígido

PROPUESTA 2.

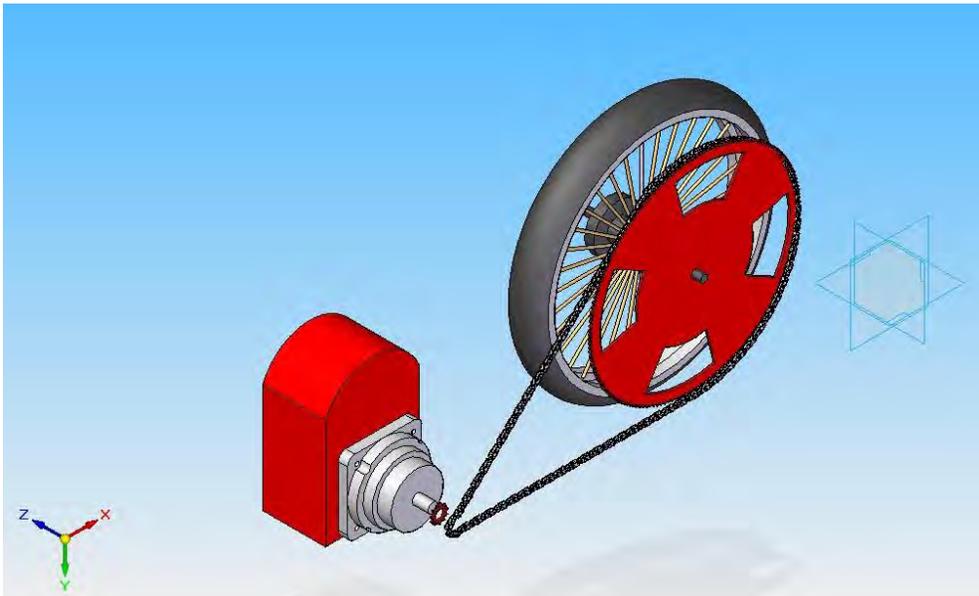


Fig. 3.6 Propuesta 2 de diseño de tren motriz para vehículo de competición en SEMA.

La propuesta 2 presenta:

- El motor a gasolina
- Clutch centrifugo
- El sistema de transmisión en 1 paso formado con sprockets y cadena de rodillos.

Hasta aquí se han definido las propuestas. En seguida se procederá a su análisis analítico para obtener las dimensiones geométricas de los elementos mecánicos a utilizar.

3.2 Diseño a detalle

3.2.1 Cálculo de potencia demandada.

La potencia demandada por el neumático (expresada en Watts) puede ser calculada por el producto de la suma de las fuerzas de resistencia mencionadas anteriormente (expresadas en Newton) por la velocidad del vehículo (en metros por segundo) ecu. (1). Por consiguiente la demanda de potencia varía dependiendo la solicitud de conducción (en pista plana, en ascenso o puesta en marcha).

$$P=(R_r+R_p+R_j+R_a+R_i)V\dots\dots\dots(1)$$

La potencia se puede calcular bajo las siguientes solicitudes:

Definiendo la máxima velocidad en pista plana a la que se desplazara el vehículo (8.33m/s).

Definiendo la velocidad máxima a la que el vehículo ascenderá la máxima pendiente (10m/s-15°)

Definiendo la máxima aceleración que tendrá el vehículo en pista plana.(0.3m/s²)

En la siguiente tabla se muestran los valores de los **parámetros de diseño** usados para calcular las fuerzas de resistencia.

Tabla 3-6 Parámetros de diseño usados para calcular las fuerzas de resistencia

NOMBRE	MAGNITUD	UNIDADES
Coefficiente de rodadura f_r Llanta Michelin (45-75R16)	0.003	[1]
Coefficiente de fricción del rodamiento μ	0.0015	[1]
Diámetro de buje del rodamiento d	0.02	[m]
Diámetro del neumático D	0.4	[m]
Masa del vehículo (Incluye peso del piloto)	110	[kg]
Aceleración de la gravedad	10	[m/s ²]
Ángulo de inclinación en ascenso p	15	[%]
Densidad del aire ρ	1.205	[kg/m ³]
Coefficiente aerodinámico c	0.136	[1]
Área máxima transversal A	0.32	[m ²]
Velocidad del aire	13.35	[m/s]
Velocidad máxima del vehículo	8.33	[m/s]
Aceleración del vehículo λ	0.3	[m/s ²]

Los cálculos se realizaron con el apoyo del software Engineering Equation Solver (EES), el cual facilitó la posibilidad de modificar en repetidas ocasiones los valores variables (como por ejemplo vel. máxima en pendiente, vel. máxima en terreno plano, etc) para poder definir con mayor precisión la potencia del motor que se utilizará.

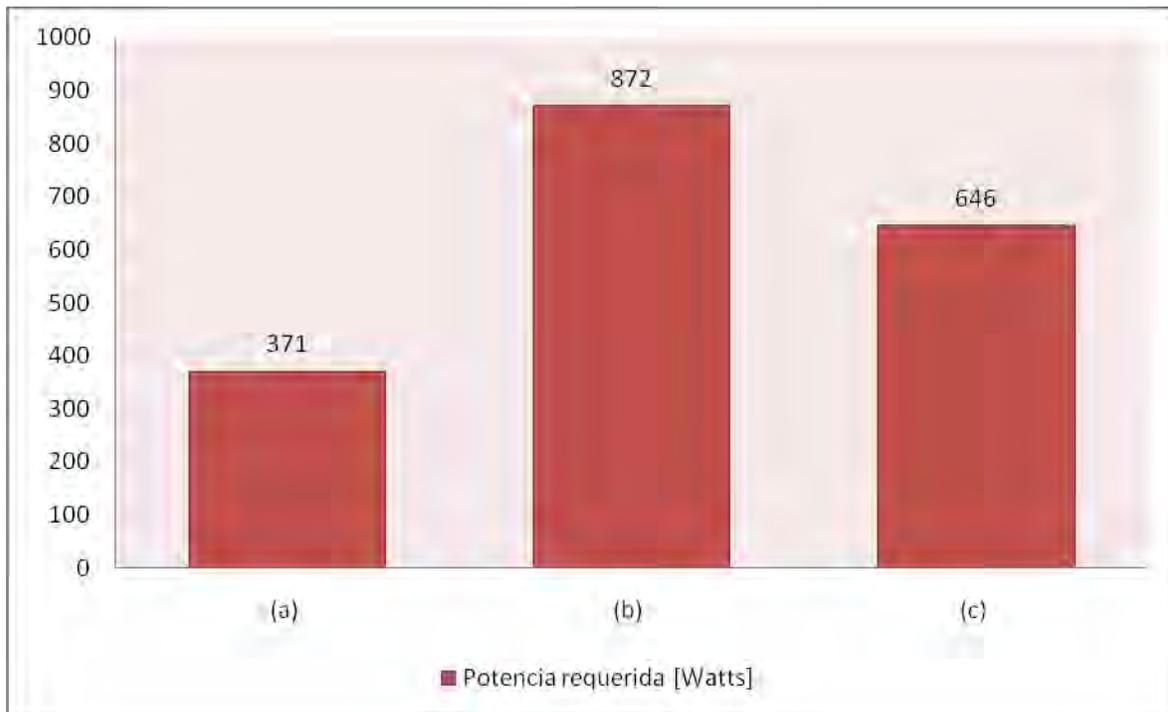


Fig. 3.7 Grafica de potencia requerida bajo 3 consideraciones diferentes.

Consideración (a): Conducción en pista plana a velocidad constante.

Consideración (b): Conducción en ascenso a velocidad constante.

Consideración (c): Conducción en pista plana con aceleración.

La gráfica muestra que la potencia máxima que el vehículo requerirá es cuando éste se conduzca en ascenso a una velocidad constante, por lo tanto se necesita un motor que ofrezca como mínimo éste valor de potencia.

3.2.2 Propuestas y selección de motor para prototipo.

La potencia mínima requerida en la llanta motriz es de 872Watts, sin embargo, existen pérdidas de energía en la transmisión, por lo tanto si se considera un 90% de rendimiento en la transmisión, la potencia mínima requerida es de 969Watts en las condiciones mencionadas anteriormente.

Una vez definido que el motor debe usar como combustible gasolina y que la potencia mínima requerida son 969 Watts se encontraron las siguientes opciones:

OPCION 1.

Motor Honda GX31



Fig. 3.8 Motor Honda GX31.

CURVA DE RENDIMIENTO

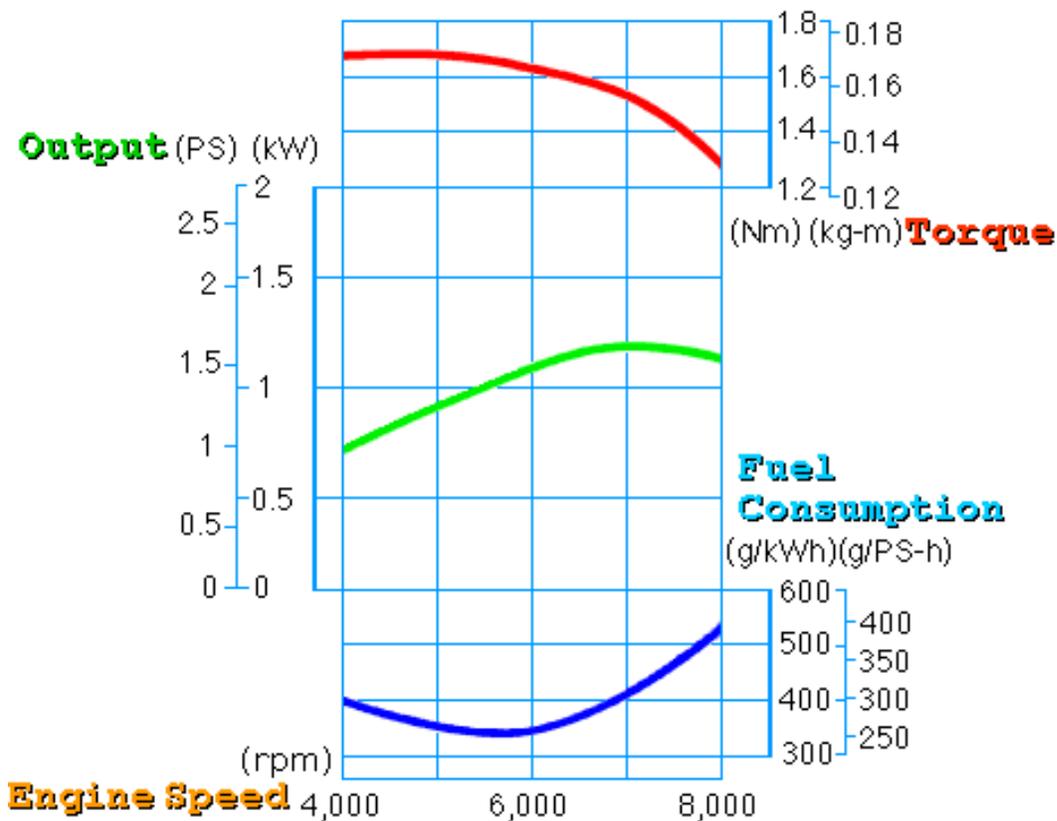


Fig. 3.9 Curva de rendimiento del motor GX31.

Especificaciones del motor

Tabla 3-7. Especificaciones del motor GX31

GX31								
Código del modelo	Cilindrada	HP	Operación	Cigüeñal	Tipo	Max. RPM	Tanque	Peso
SC	31cc	1.5	horizontal	1-1/4"x5/8"	Carb	7800	0.65L	3.4 Kg

OPCION 2.

Motor Honda GXH50



Fig. 3.10 Motor Honda GXH50.

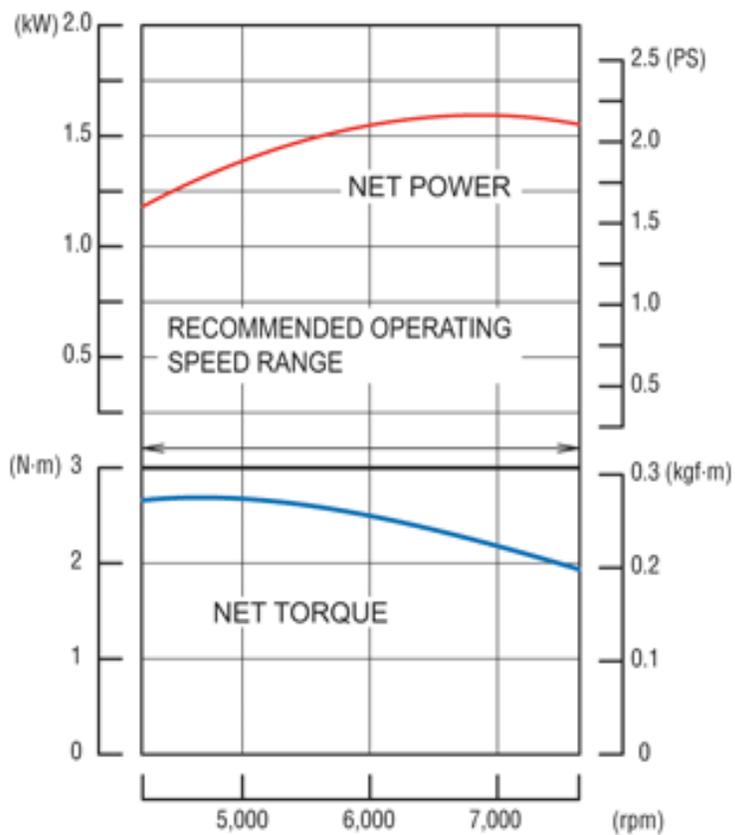


Fig. 3.11 Curva de rendimiento del motor GXH50.

Especificaciones del motor.

Tabla 3-8. Especificaciones del motor GX50

GXH50								
Código del modelo	Cilindrada	HP	Operación	Cigüeñal	Tipo	Max. RPM	Tanque	Peso
QXC	49cc	2	horizontal	1-1/4"x5/8"	Carb	7800	1.2L	5.5 Kg

Como se menciona en el subtema 2.6.1 el criterio de selección del motor es considerando su punto de operación, en este punto el motor ofrece su máximo torque a cierto régimen de velocidad y determinada potencia.

De acuerdo a las graficas del fabricante se observan las siguientes características:

Tabla 3-9. Comparativa de las especificaciones de los motores GX31 y GXH50.

MOTOR	PAR MÁXIMO (Nm)	VELOCIDAD (RPM)	POTENCIA (KW)
GX31	1.7	4000-6000	0.75-1.1
GXH50	2.6	4000-6000	1.2-1.5

Se observa que ambos entregan la potencia máxima que requiere el vehículo cuando el par es el máximo, por lo tanto ambos trabajarían en su punto más eficiente (punto de operación).

Si ambos funcionan para los requerimientos antes planteados, **se elige el motor GX31** ya que este al ser de menor cilindrada que el GXH50, consumiría menor cantidad de gasolina, además de incorporar un clutch centrifugo en el kit de compra y ser 2kg más ligero.

3.2.3 Selección de subsistema de embrague (Clutch).

La selección del subsistema de embrague quedo determinada al elegir el motor GX31, ya que el fabricante incorpora para sus diferentes usos un clutch centrifugo diseñado especialmente para este motor, por lo tanto, considerando en las especificaciones del fabricante que embraga a 2000 rpm aproximadamente, se puede usar perfectamente para los requerimientos de la competencia.

En la fig. 3.12 se muestra el clutch centrifugo utilizado y en la fig.3.13 el clutch centrifugo acoplado al motor honda GX31.



Fig. 3.12 Clutch centrifugo



Fig. 3.13 Clutch centrifugo acoplado en motor GXH50.

3.2.4 Cálculo de relación de transmisión.

A partir de la elección del motor, se definió el dato de las revoluciones por minuto a las que el motor girará en la zona del punto de operación, y con este valor se puede calcular la relación de transmisión.

Calcular la relación de transmisión es algo primordial para la decisión de los elementos que formaran el sistema de transmisión.

De la ecuación (9) del subtema 2.7 se puede obtener el dato de la relación de transmisión necesaria para que el prototipo circule a la velocidad promedio establecida.

Los parámetros de diseño de entrada son:

Tabla 3-10. Parametros de entrada para el calculo de la relación de transmisión.

Velocidad lineal máxima del vehículo-V	20 km/h-5.55m/s
Revoluciones del motor en el punto de operación-n_m	4000 rpm
Radio de llanta del vehículo -R_d	0.2m

Despejando r_t de la ecuación (9) y sustituyendo los valores de entrada:

$$r_t = n_m \cdot 2\pi R_d / 60V$$

se obtiene que la relación de transmisión del motor a la rueda motriz es de **1:15.23**

Este resultado garantiza que el vehículo viajará a 20 Km/h aproximadamente cuando el motor otorgue el máximo torque, es decir, en su punto de operación previamente definido.

3.2.5 Propuestas de subsistema de transmisión mecánica

Selección de sistema de transmisión mecánica.

El diseño del sistema de transmisión debe proveer una relación de velocidad adecuada que permita al motor ser usado en su punto de operación más eficiente.

Varios tipos de transmisión mecánica son posibles de usar, entre los más efectivos para las necesidades de esta competencia están los engranes, la transmisión por correa y la transmisión por cadena, siendo estos los más compactos, ligeros y accesibles en el mercado.

La relación de transmisión final puede ser obtenida en 1 o más etapas de transmisión y en la propuesta 1 se presentan mediante dos etapas y en la propuesta 2 mediante una sola etapa de transmisión.

PROPUESTA 1.

SELECCIÓN DEL PRIMER PASO DE TRANSMISIÓN.

Se selecciona como primer paso la transmisión por polea y banda, por la propiedad de flexión que presenta la banda y que es necesaria debido a la sollicitación de prender y apagar el motor constantemente.

La selección se realiza de la siguiente manera y se comienza con los siguientes datos:

- Potencia requerida en la llanta [HP] – 1.2
- Tipo de máquina motora - motor combustión de 1 pistón
- Velocidad del motor [rpm] – 4000 rpm
- Velocidad a la salida (en llanta) -263 rpm
- Distancia tentativa entre ejes -30 cm

1) Se estima el factor de servicio(μ): es un valor que indica en qué condiciones trabajan las correas. En este caso es de 1.3 de acuerdo a la tabla typical service factor que presenta la marca Martin. [Anexo A]

2) Se estima la potencia teórica (Pt): es la potencia requerida (en Hp) por la máquina. En este caso de 1.2 Hp.

3) Calcular la potencia de diseño (Pd): es el valor que se utilizará para los cálculos posteriores y resulta de multiplicar los valores de los puntos anteriores.

$$Pd = Pt * \mu \text{ [HP]} = 1.2 * 1.3 = 1.56 \text{ [Hp]}$$

4) Selección del perfil de la correa.

Las correas de perfiles más pequeños están diseñadas para transmitir potencias menores a velocidades (rpm) importantes. Por el contrario, los perfiles mayores se utilizan para potencias mayores. Con la ayuda de la tabla Conventional Cross Section Selection Chart del proveedor Martin se determina la sección que se puede utilizar. [Anexo A].

La intersección de dos líneas trazadas perpendicularmente una a partir de 1.5 HP y otra a 4000 rpm, indican la zona de bandas que se deben usar.

El resultado es la utilización de una banda en V sección A o AX, para este caso la de sección A es suficiente y de menor costo que la de sección AX.

5) Elección de los diámetros de las poleas: hay que tener en cuenta que para cada perfil de correa existe un diámetro mínimo a utilizar (valores en pulgadas), a continuación se indica el diámetro mínimo para cada perfil de correa.

A	2,60"	B	4,60"	C	7,00"	D	12,00"	E	18,00"
---	-------	---	-------	---	-------	---	--------	---	--------

Por lo tanto es necesario considerar que la polea1 (piñón) no debe ser menor a 2.6".

Se elige de 3" a la polea 1.

Para obtener los siguientes datos se ingresa a la tabla A STOCK DRIVE SELECTION [ANEXO A] eligiendo la relación deseada, en este caso 4, los valores a la derecha proporcionan valores, como diámetro de la polea 1 y polea 2, así como las cargas a diferentes velocidades.

La tabla nos proporciona los siguientes datos:

Tabla 3.11 Valores obtenidos de la tabla (A stock drive selection)

Distancia nominal entre centros (D_c)	10.9" – 27.68 cm
HP en la correa	3.20
Factor de corrección	0.77
Diámetro de polea 1 (D_1)	3" – 7.62 cm
Diámetro de polea 2(D_2)	12"- 30.48 cm

Por lo tanto, multiplicando Hp en la correa por el Factor de corrección:

Potencia corregida: $3.20 \text{ [Hp]} * 0.77 = 2.464 \text{ [Hp]}$

Para determinar el número de ranuras necesarias se divide la potencia corregida entre la potencia de diseño:

$2.464/1.56 = 1.57$

Se toma el valor entero más próximo, en este caso 2, lo que significa que las poleas deben tener dos ranuras para tener mejor agarre con la correa, es decir, evitar que se deslice, y de esta manera no perder potencia.

Finalmente se tienen todas las características necesarias para buscar en el catálogo del proveedor Martin las poleas necesarias.

Se sabe que son de perfil A y de doble ranura, en el catalogo este modelo es indicado con el código 2AK, y con el dato del diámetro de la polea 3" y 12" se busca el número correspondiente, ya que el catálogo indica el diámetro de la polea, se eligen los valores más cercanos, es decir, los modelos 2AK30 y 2AK124. (Se anexa el catálogo del proveedor Martin del cual fueron seleccionadas las poleas).

CORREA

Para la correa es necesario saber la longitud de esta, con la cual se le podrá indicar al proveedor correspondiente.

5) Cálculo de longitud de la correa.

Con el dato de distancia entre centros (D_c), puede ser calculada la longitud de correa L_c correspondiente, esta se estima de acuerdo al espacio que se tiene.

Suponiendo un espacio de $D_c = 20$ cm

Para una transmisión por correa y dos poleas:

$$L_c = 2 \cdot D_c + 1.57 \cdot (D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / 4 \cdot D_c = L_c = 1198.96 \text{ mm} = 119.89 \text{ cm}$$

Con este dato a cualquier proveedor se le puede indicar el tipo de correa que se necesita, es necesario indicarle la sección, en este caso AA y la longitud 120 cm.

CASQUILLO CÓNICO.

La polea 2 es de dimensiones mayores a la polea 1, el diámetro del buje es de 1" ,por lo tanto es necesario adaptarle un buje cónico que permita disminuir el diámetro del buje y poder insertar el eje necesario que conectará con el otro paso de la transmisión, este debe ser de 12mm.

El proveedor Indarbelt Indica que el casquillo cónico requerido, en su catálogo tiene el código 100812. Se anexa el catálogo [ANEXO A]

Las características que se han estudiado, orientan en la selección de los elementos buscados, estos se encuentran en la siguiente tabla y en la figura se ilustran los elementos que constituyen el paso 1.

Tabla 3.12 Identificación de elementos necesarios para el primer paso de transmisión.

Proveedor	Num. de Identificación del Modelo	Elemento	Material	Peso
Martin	2AK30	Polea 1 con buje de 5/8"	Acero	0,90 [kg]
Martin	2AK124TP	Polea 2 con buje de 1"	Acero	4.77 [Kg]
Indarbelt	100812	Casquillo cónico	Acero	0.14 [Kg]
Gates Hi Power II	AA 120	Correa en V sección AA	Poliuretano	[0.100Kg]

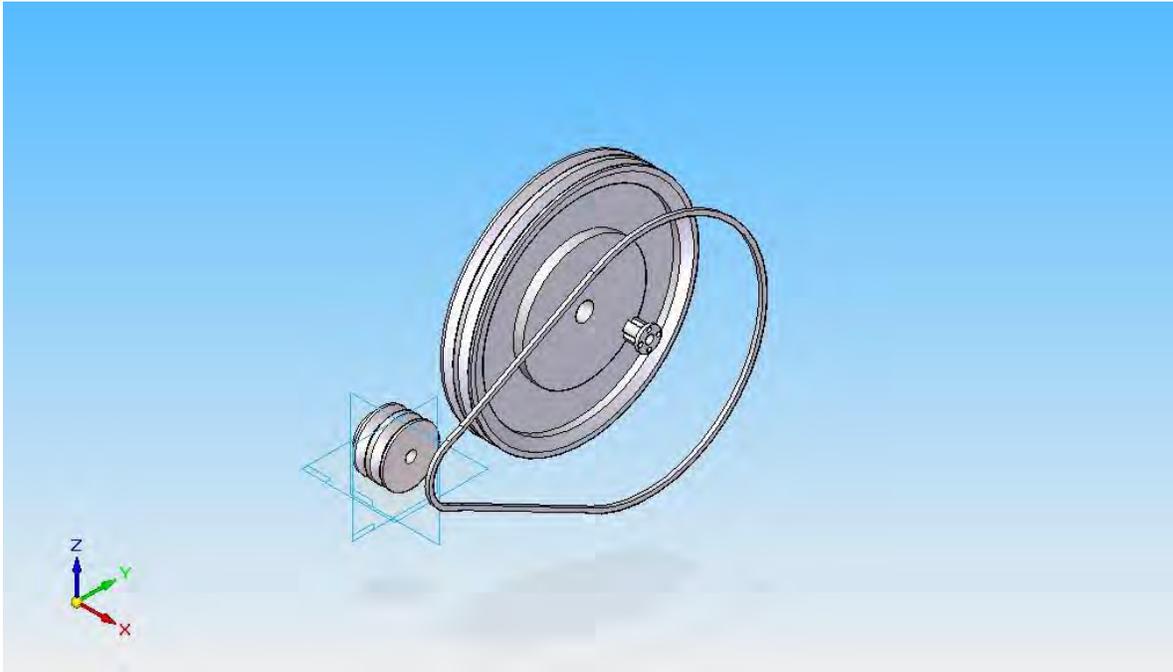


Fig. 3.14 Elementos que constituyen el primer paso de la propuesta 1 del subsistema de transmisión.

JUSTIFICACIÓN DE USAR LOS ELEMENTOS SELECCIONADOS PARA LA TRANSMISIÓN DEL PRIMER PASO.

Los elementos que fueron seleccionados para el primer paso de la transmisión son adecuados, ya que cumplen con las especificaciones que se plantearon al principio del proyecto, además de otras solicitaciones más de suma importancia como lo son las siguientes:

- La distancia entre centros no es mayor al espacio que se tiene.
- Los tamaños de las poleas son adecuados al espacio que se tiene.
- La obtención de las poleas, correa y casquillos cónicos es rápida en comparación a la necesidad de maquinasarlos, es decir, solo se tienen que comprar.
- Las piezas están existentes en el mercado y no requieren fabricación especial
- El costo es aceptable dentro de un reducido presupuesto.

SELECCIÓN DEL SEGUNDO DE PASO DE TRANSMISIÓN.

En la selección de los elementos para transmitir la potencia del segundo paso se analizó la posibilidad de utilizar sprocket y cadena, sin embargo después de analizar las piezas existentes en el mercado con la relación de transmisión requerida, se observó que las dimensiones generarían un peso aproximado de 7 Kg, una cantidad excesiva para los fines y requerimientos de la competencia, recordemos que el peso es un aspecto fundamental y mientras más se reduzca el este en los elementos, mejores resultados se pueden obtener, además los costos de estas piezas generalmente son altos.

Por lo tanto en este segundo paso se ha decidido transmitir potencia por medio de poleas dentadas, ya que los dientes provocan que no se genere deslizamiento entre la polea y la correa, además de tener un diámetro más pequeño en comparación con los sprocket y las poleas de sección en V.

Para seleccionar el tipo de polea dentada que este segundo paso requiere, es necesario conocer los siguientes datos:

P=Potencia a transmitir: **1.5 Hp**

V_1 = Velocidad angular en la polea conductora: **1000 rpm**

El procedimiento de elección se describe a continuación.

1.- Seleccionar el paso de la correa.

Con los datos de potencia y velocidad en la polea conductora, se ingresa en la grafica de selección de paso para polea dentada HTD, para identificar la zona que indica el paso conveniente.

En este caso el paso HTD5 indica que 5mm es el más conveniente.

2.- Se calcula el ancho de la correa.

$$B = F_u \cdot C_s \cdot 10 / F_p \text{ trans} \cdot Z_m \quad F_u = 19,1 \cdot 10^6 \cdot P / d_1 \cdot n_1$$

donde;

d_1 = diámetro de polea conductora= **5.4cm**

n_1 = Velocidad angular en polea conductora = **1000[Rpm]**

C_s = Factor de seguridad = **1.8**

F_u = Fuerza lineal

Z_m = Numero de dientes de la polea conductora en contacto con la correa = **9**

F_p trans = Fuerza transmisible por diente = **35**

RESULTADOS DE CÁLCULOS

Fu	B
176.85[N]	10.10[mm]

El ancho de banda resulto ser un valor fraccionario, por lo tanto se elige el ancho de banda más cercano existente, que en este caso es el de 15mm.

De acuerdo a los resultados anteriores la polea que se debe utilizar para el segundo paso de transmisión es con las siguientes características:

Paso de dientes	5 mm
Ancho de banda	15mm

3.- Una vez conocido el paso y el ancho de banda, se seleccionan las poleas dentadas del sistema.

En el catálogo del proveedor Transmisiones Potencia TDP [Anexo A] la polea dentada de paso 5mm y ancho de banda 15mm de menor diámetro tiene 34 dientes (N_1), se ha seleccionado esta polea por los siguientes 2 aspectos:

- EL diámetro final D_f es de 5.4 cm, lo suficientemente pequeño recordando que el espacio es una especificación del diseño de la transmisión.
- Es recomendable según varios proveedores como Gates o Martin que el mínimo de dientes posibles sean 19.

La polea Conducida se elige de acuerdo a la relación de transmisión para este segundo paso, por lo tanto de acuerdo a la siguiente fórmula, se determina el número de dientes de la polea conducida.

$$V_2/V_1 = N_2/N_1 = R_e = 3.8$$

$$N_2 = 3.8N_1 = 3.8 \cdot 34 [\text{dientes}] = 129.2 [\text{dientes}]$$

En el catálogo del proveedor Transmisiones Potencia TDP [Anexo A] se elige la polea con el número de dientes más próximo al calculado el cual es en este caso de 136 dientes y cuyo diámetro de paso D_p es de 21.64 cm, el cual cabe en el espacio para el sistema de transmisión.

El catálogo del proveedor Transmisiones Potencia TDP indica que estas poleas requieren de casquillo cónico para su adaptación y se indican las medidas de estos, solo se debe elegir el diámetro interno que es donde se conectan los ejes.

Para la polea de 34 dientes el número del casquillo indica 1008. Se añade el número 12 para indicar el diámetro interior del casquillo, lo cual significa 12 mm y finalmente el número que identifica al casquillo es 100812.

En el caso del casquillo cónico de la polea conducida también requiere de diámetro interior de 12mm, análogamente al casquillo de la polea conductora el número que identifica al casquillo cónico de la polea conducida es 201214.

4.- Cálculo de la longitud de la correa.

Para el cálculo de la longitud de la correa es necesario saber la distancia entre centros de las poleas, esta se estima de acuerdo al espacio que se tiene.

Suponiendo un espacio de $D_c = 20$ cm

Para una transmisión por correa y dos poleas:

$$L_c = 2 \cdot D_c + 1.57 \cdot (D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / 4 \cdot D_c = L_c = 857.4 \text{ mm} = 85.74 \text{ cm}$$



Banda PowerGrip HTD Gates

Los elementos para transmisión del segundo paso son los siguientes:

Tabla 3.12 Identificación de elementos necesarios para el segundo paso de transmisión

ELEMENTO	Número de identificación	PROVEEDOR	MATERIAL	PESO
POLEA DENTADA CONDUCTORA	HTD -345M15FT	TDP	Acero	0.25[Kg]
POLEA DENTADA CONDUCTA	HTD-1365M15FT	TDP	Acero	3.8[Kg]
CASQUILLO CÓNICO PARA POLEA CONDUCTORA	100812	Indarbelt	Acero	0.14[Kg]
CASQUILLO CÓNICO PARA POLEA CONDUCTA	201212	Indarbelt	Acero	0.78[Kg]
CORREA	Power Grip HTD 5M90	Gates	Poliuretano	0.12[KG]

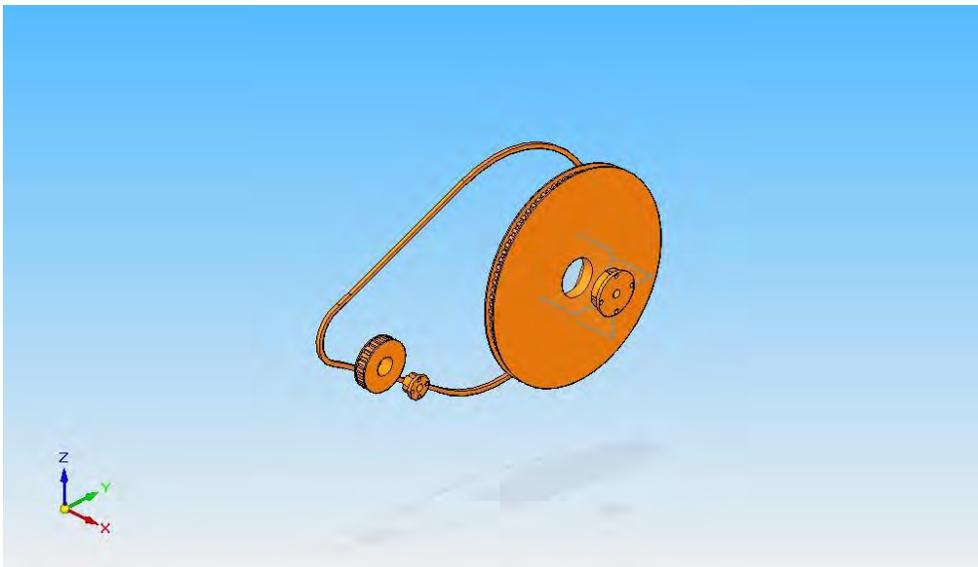


Fig. 3.14 Elementos que constituyen el segundo paso de la propuesta 1 del subsistema de transmisión.

JUSTIFICACIÓN DEL USO DE POLEAS DENTADAS PARA EL SEGUNDO PASO DE LA TRANSMISIÓN.

- Tienen mayor eficiencia de transmisión de potencia en comparación a los engranes y otros sistemas de transmisión de potencia, alrededor del 97%.
- El peso de todos los elementos es de aproximadamente 5 Kg, con la posibilidad de disminuir el peso barrenando la polea conducida.
- Las poleas están existentes en el mercado con gran variedad de proveedores, para facilitar su obtención.
- El tiempo de obtención es más rápido si se compara con el hecho de maquinar algún elemento.

En la figura se muestran los pasos que transmiten la potencia.

El primer paso (elementos en color amarillo) poleas para correa en V de doble ranura.

EL segundo paso (elementos en color naranja) poleas dentadas de paso 5mm.

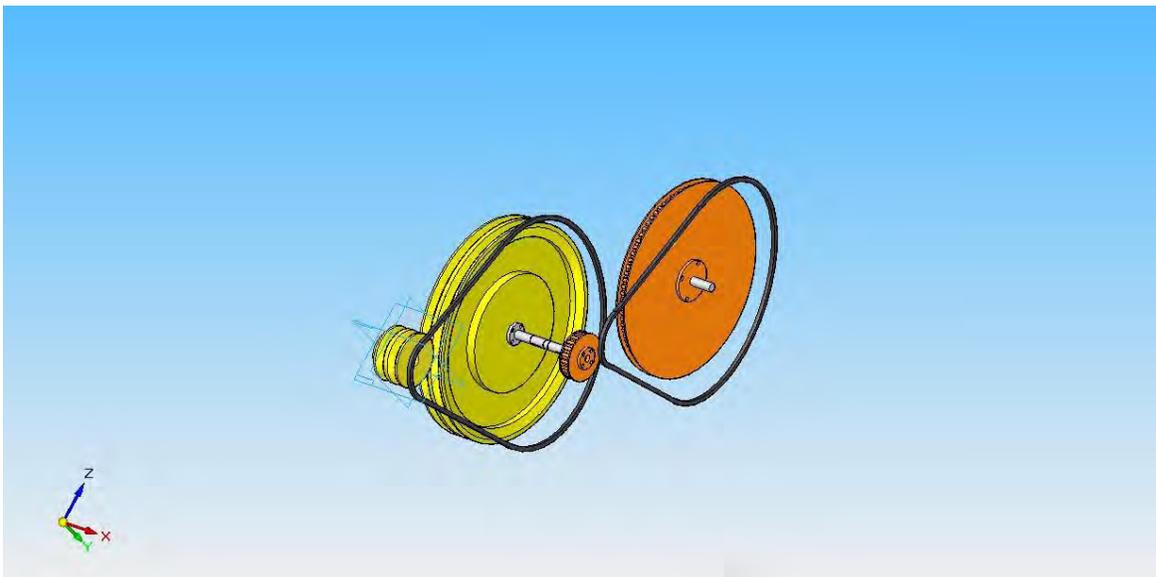


Fig. 3.15 Elementos que constituyen la propuesta 1 del subsistema de transmisión.

SEGUNDA PROPUESTA DE TRANSMISIÓN.

La segunda alternativa que se propone es para transmitir la potencia directamente en un solo paso, usando cadena de rodillos y sprockets o catarinas como son comúnmente llamados.

Esta alternativa ha sido propuesta porque transmitiendo la potencia en un solo paso habría menor pérdida de eficiencia y se utilizarían menos elementos de transmisión lo que reduciría el peso, sin embargo, el diseño de la transmisión en un solo paso conlleva principalmente un gran problema, y este es que debido a la relación de transmisión 1: 15.23, la rueda conducida será de dimensiones grandes e inexistentes en el mercado, por lo que será necesaria su fabricación. Sin embargo esta decisión está respaldada por grandes ventajas que más adelante serán analizadas.

Selección de cadena de rodillos

La cadena de rodillos debe ser lo suficientemente resistente para la soportar la potencia a transmitir y para ello los fabricantes nos proporcionan una tabla de especificaciones, con la cual es posible seleccionar una cadena que cumpla con los parámetros previamente establecidos.

Tabla 3-13. Especificaciones para la cadena de rodillos.

Máxima Potencia a transmitir	1.2 HP
Relación de transmisión	1:15.23
Velocidad en el piñon	4000rpm

¿Por qué se ha seleccionado una cadena de paso $\frac{1}{4}$?

- Es recomendable usar cadenas de paso pequeño para transmitir poca potencia a altas velocidades, ya que las fuerzas que se generan no producirían fallas en la cadena.
- De usar una cadena con un paso mayor a $\frac{1}{4}$ sobredimensionaría los diámetros de los sprockets.

- De acuerdo al catalogo del proveedor TSUBAKI (Anexo A) la cadena con paso $\frac{1}{4}$ con una velocidad de 4000 rpm soporta 1.38 Hp a transmitir, situación que recordemos se presentaría cuando el vehículo circule en ascenso, pero que no está contemplada en la estrategia de conducción.

De acuerdo a la relación de transmisión de potencia 1:15.23, se requerirán dos sprocket siendo el menor de aproximadamente 11 dientes y el mayor de 166 dientes, lo que generaría que el mayor tendría una diámetro de aproximadamente 30 cm e inexistente en el mercado.

Para solucionar la situación anterior se requerirá su fabricación, cuestión que puede ser fácilmente solucionada en un taller de corte laser y pudiéndose incluso fabricar en aluminio para reducir el peso, únicamente se le indica al fabricante los siguientes datos:

Paso del diente: $\frac{1}{4}$ "

Espesor: 0.125"

Diámetro de eje para piñon: $\frac{5}{8}$ "

Numero de dientes: 11 para piñon y 166 para sprocket.

Para evitar a lo que comúnmente es llamado balanceo en el sprocket se sugiere añadir un mamelón para que el acople al rin de la llanta no sea únicamente mediante el eje motriz, las dimensiones se diseñan respecto al tipo de rin que se use para la llanta del prototipo.

Con el diseño en CAD tenemos un aproximado de 0.35 Kg de masa para el piñon y 1.6 Kg de masa para el sprocket, por lo tanto no simboliza ningún problema la consideración de esta propuesta.

Finalmente solo se calcula la longitud de la cadena conociendo que la distancia entre centros es de aproximadamente $D_c=20$ cm, $D_1=2.85$ cm y $D_2=33.34$ cm

$$L_c = 2 \cdot D_c + 1.57 \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot D_c} =$$

$$L_c = 1100.04 \text{ mm} = 100.04 \text{ cm}$$

Tabla 3-14. Identificación de elementos necesarios para la segunda propuesta de transmisión.

ELEMENTO	Número de identificación	PROVEEDOR	MATERIAL	PESO
PIÑÓN	NO	Fabricado	Aluminio	0.35[Kg]
CADENA	RS25	Tsubaki	Acero	0.5[Kg]
SPROCKET	NO	Fabricado	Aluminio	1.6[Kg]

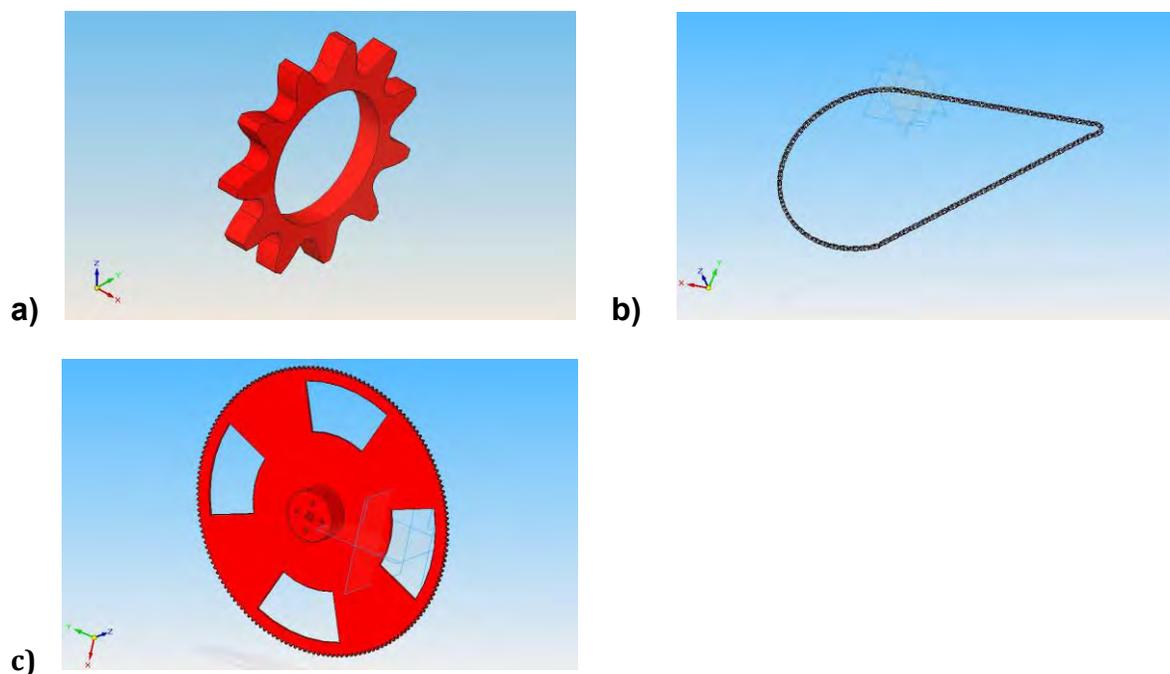


Fig. 3.16 Elementos que constituyen la propuesta 2 del subsistema de transmisión. a) Piñón b) Cadena c) Sprocket

3.2.6 Cálculo de árbol y eje motriz

ÁRBOL

El elemento que une y soporta a la polea de banda 2 del primer paso de transmisión y la polea dentada conductora del segundo paso de transmisión con sus respectivos casquillos cónicos se llama perno o árbol, la función de este elemento es girar sobre su propio eje para que las poleas giren a la misma velocidad y puedan transmitir la potencia a la polea conducida.

Debido a que el perno está sometido a las cargas del peso de las poleas, este presenta esfuerzos de momento flexionante y esfuerzos cortantes de torsión en su sección transversal debido al par transmitido. Estos esfuerzos son calculados para demostrar que las dimensiones y el material elegido soportaran estas condiciones garantizando que el perno no sufrirá fracturas o deformaciones.

Los cálculos de estos esfuerzos son necesarios para encontrar el diámetro del árbol que debe diseñarse.

El procedimiento se describe a continuación:

1. Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando los elementos de máquinas montados sobre el árbol por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión.
2. Se dibuja un diagrama de momentos flexionantes en los planos x-y y x-z, para calcular el momento interno resultante:

$$M_{\max} = (M_{xy}^2 + M_y^2)^{1/2}$$

Con este dato se obtiene el esfuerzo flexionante σ :

$$\sigma = cMx/I [\text{kPa}] \text{ donde:}$$

$$c = \text{radio del árbol [m]}$$

$$I = \text{Momento de Inercia [m}^4\text{]}$$

3. Se desarrolla un diagrama de los pares de torsión para localizar la zona crítica. Sustituyendo el par de transmisión en la siguiente ecuación se obtiene el esfuerzo cortante máximo (T_{\max})

$$T_{\max} = cT/J \text{ donde:}$$

c = radio del árbol [m]

T = Par transmitido [Nm]

J =Momento de inercia de torsión [m⁴]

4. Finalmente mediante la siguiente ecuación se puede obtener el diámetro mínimo que soporte estos esfuerzos.

$$d = \left(\frac{32n}{\pi S} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} \right)^{1/3}$$

n = Factor de seguridad

S =Resistencia a la fluencia del material

Los resultados para el árbol se presentan a continuación:

Tabla 3-15. Resultado de cálculos de parámetros para árbol.

$S_y=17$ [MPa]	$n=5$	$M_{\max}=5.63$ [Nm]
$T=10.67$ [Nm]	$T_{\max}=0.0018$ [MPa]	$d=0.14$ [mm]

El diámetro del árbol que se utiliza en la transmisión es de 12mm y de acuerdo a los cálculos el mínimo requerido es de 0.014 mm por lo tanto no sufrirá fractura ni deformación alguna.

EJE MOTRÍZ

Análogamente se realizaron los cálculos para el eje motriz y los resultados son los siguientes:

Tabla 3-16. Resultado de cálculos de parámetros para eje motriz.

$S_y=17$ [MPa]	$n=5$	$M_{\max}=9.77$ [Nm]
$T=40.87$ [Nm]	$T_{\max}=0.017$ [MPa]	$d=1.039$ [mm]

Finalmente se decide maquinar el árbol y eje motriz, y los diseños se presentan a continuación:

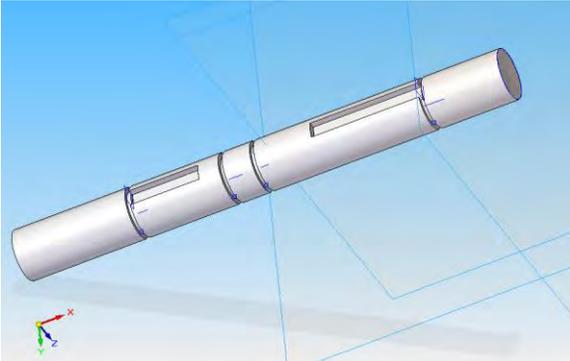


Fig. 3.17 Árbol para primer paso de transmisión

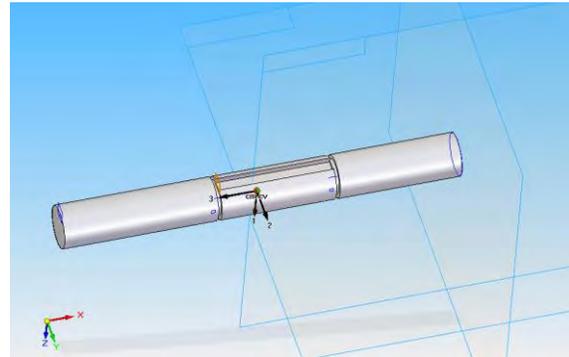


Fig 3.18. Eje motriz para primer paso de transmisión

Los elementos presentan cortes para las chavetas y seguros de presión diseñados de acuerdo a las medidas que los bujes presentan, datos tomados de las especificación del catalogo de bujes del proveedor Indarbelt (Anexo A). Los planos del árbol y eje motriz se presentan en el anexo A.

JUSTIFICACIONES DEL DISEÑO DEL ÁRBOL Y EJE MOTRIZ.

- El árbol y el eje serán maquinados, ya que la manufactura no es compleja.
- Se maquina en aluminio porque es un material con excelentes propiedades mecánicas, además de ser el más accesible dentro de la Facultad.
- El diámetro de ambos del árbol es de 12 mm para ser adaptado a los bujes cónicos de las poleas, y el diámetro del eje motriz es de 14 mm de diámetro, es decir que las dimensiones de ambos elementos resisten perfectamente los esfuerzos que en ellos serán aplicados.

3.3 Análisis de propuestas

La propuesta 1 presenta un motor a gasolina marca Honda GX31 de 31cc con 1.5 HP de potencia, que de acuerdo a los requerimientos de uso y a la estrategia de conducción en los instantes de mayor requerimiento de potencia durante la carrera, este motor nos ofrece un punto óptimo de potencia a un menor consumo de combustible (350g/KWh) aprox., debido a la cilindrada que presenta, el clutch centrifugo para esta propuesta es perfectamente adaptable al motor y nos ofrece la ventaja de acoplar el motor con la transmisión tan solo elevando las revoluciones del motor.

La transmisión de esta primer propuesta es mediante dos pasos y de acuerdo a los requerimientos se puede construir este diseño, ya que los elementos necesarios se podrían conseguir directamente con algún fabricante, las dimensiones de las piezas se podrían colocar en el espacio asignado en el vehículo, la pérdida de potencia no sería mayor al 10% del torque máximo, los acoples al motor son en medidas estándar, sin embargo debido a la cantidad de elementos requeridas aumentaría el peso aproximadamente a 15 kg, además de los soportes y acoples para su instalación dentro del área especificada para el tren motriz en el vehículo y la instalación requiere una alineación exacta para evitar que se brinquen las correas.

El árbol y el eje motriz propuestos, cumplen con las condiciones de acople a la llanta del vehículo, transmitiendo la potencia eficazmente, el diseño cumple con los parámetros especificados de resistencia de acuerdo a los cálculos de diseño presentados, el material podría ser aluminio para disminuir el peso, y es maquinable sin complicaciones en cualquier taller de maquinados.

La propuesta 2 presenta el mismo motor y clutch de la propuesta 1, sin embargo requiere de tan solo 3 piezas en la transmisión de potencia para su funcionamiento; piñon, cadena y sprocket en un solo paso, este sistema evita perdidas de potencia, la cadena y es existente en el mercado, sin embargo el piñon y el sprocket se tendrían que manufacturar y debido a que no se requiere un tiempo de vida longevo se podría realizar de algún material resistente sin exigencias de durabilidad, lo que permite seleccionar un material ligero de fácil manufactura para lo cual se propone de aluminio, de esta forma, el peso no excede los 2.5 kg, cumple las dimensiones para el espacio designado de su colocación y la instalación no implicaría la elaboración de mas aditamentos, sin embargo se tendría que colocar con mucha exactitud en su alineación para evitar que la cadena se vote.

3.4 Resultados

Ambas propuestas cumplen con los parámetros de diseño, por lo que teóricamente las dos serían funcionales debido al análisis antes mencionado, sin embargo este análisis arroja como mejor propuesta la 2, simplemente tomando como criterio el peso de los elementos siendo casi 8 kg menor de diferencia en comparación a la propuesta 1, ya que esto evidentemente provocaría menor consumo de combustible recordando que es el objetivo de la competencia.

Tabla 3-17. Comparación de propuestas.

REQUERIMIENTO	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2
¿CUMPLE ESPECIFICACIONES?	SI	SI
¿FUNCIONAL?	SI	SI
PESO	15[kg]	7.5[Kg]

CONCLUSIONES.

Por lo tanto se concluye que la Propuesta 2 es una opción de diseño bastante funcional para los requerimientos de la competencia, ya que cuenta con un motor a gasolina de bajo consumo de combustible que mejoraría los resultados de anteriores participaciones de la escudería Puma en este certamen, cabe mencionar que un factor importante de selección de estos elementos es la fácil construcción de estos sistemas, debido a los periodos de tiempo cortos con que la Facultad cuenta para la planeación de estos proyectos y el motor GX31 es un modelo con el que la Universidad cuenta para su uso, esto reduce gastos económicos y genera un seguimiento y continuidad a este tipo de proyectos con la intención de mejorar continuamente los resultados. El clutch es el mejor sistema de embrague para este tipo de competencia ya que su sistema centrífugo evita la incorporación de mas elementos que aumentarían el peso al vehículo y que no serian necesarios, el embrague se realiza a las revoluciones en que el motor trabaja en un intervalo de revoluciones donde el motor arroja un punto de alta eficiencia. El sistema de transmisión piñon cadena propuesto en un solo paso con la construcción del sprocket transmisor de potencia es un sistema que funcionaria adecuadamente para la competencia y generaría las revoluciones necesarias a la rueda motriz para lograr la velocidad promedio a la que el vehículo se conduciría, cabe mencionar que la construcción de este sprocket se puede hacer en cualquier taller de corte laser y el eje motriz resiste las solicitudes demandadas para transmitir la potencia a la rueda, ya que los cálculos están diseñados para no sufrir ningún tipo de ruptura.

La finalidad de esta propuesta sencilla es poderla realizar en un periodo de tiempo corto y sin complicaciones para las futuras generaciones.

Se cumplen los objetivos de esta tesis al mostrar una propuesta funcional para la competencia Shell Eco Marathon Americas utilizando una metodología de diseño que facilita el desarrollo de este tipo de proyectos, así mismo se deja la información necesaria para que futuras generaciones puedan dar seguimiento a este tipo de competencias que brindan gran motivación al estudiante para aplicar los conocimientos aprendidos durante los estudios en la universidad.

TRABAJOS FUTUROS

A pesar que el trabajo cumple con los objetivos planteados, aún restan trabajos por realizar que pueden mejorar y complementar el desempeño del tren motriz propuesto. Algunos aspectos que no fueron mencionados durante la presente tesis y son de suma importancia son todos aquellos elementos de sujeción y fijación entre los elementos del tren motriz y el chasis del prototipo, ya que depende del diseño del chasis que se elija usar y esto podría requerir ciertas adaptaciones para su colocación. Además recordemos que el sistema del tren motriz requiere cierta interacción con otros sistemas, como por ejemplo, el sistema de frenos y la carrocería y chasis, por lo que en todo proceso de diseño al tener esta interacción, se ingresa continuamente en una etapa de rediseño, es entonces que se propone desarrollar los mejores elementos de sujeción que se adapten a la propuesta 2 mencionada una vez definido el tipo de carrocería y diseño del chasis del prototipo.

Se propone hacer un estudio de análisis finito comparando varias opciones de material para los sprockets que se proponen fabricar esto podría aun reducir más el peso de los elementos del tren motriz.

ANEXO A.

Tabla. Typical service factor

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
<p>Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.</p> <p>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR.</p> <p>Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2</p>	<p>ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines</p>			<p>ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound</p>		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors 1.0 Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

Tabla. Conventional Cross Section Selection Chart

— Conventional Cross Section Selection Chart

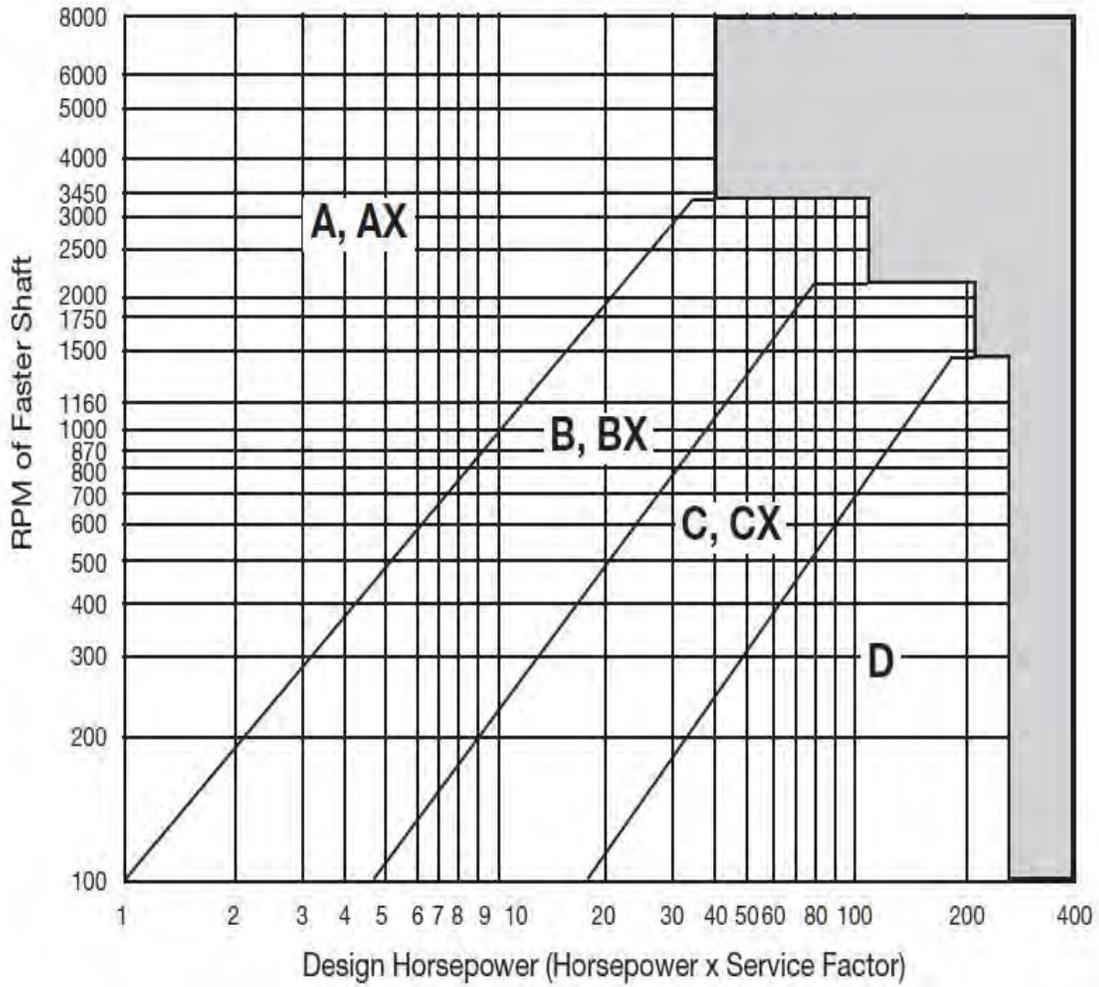
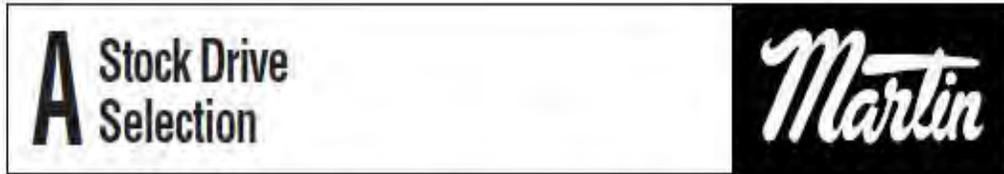


Tabla de proveedor Martin A Stock Drive Selection.



Speed Ratio	Shaft Combination		Drive Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc Length Correction Factor							
			550 RPM Drive†			1150 RPM Drive†			1150 RPM Drive†			ANSI Belt Length Designation							
	Drive# P.D.	Drive# P.D.	Drive# RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	Drive# RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	Drive# RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	25	31	35	38	42	46	51	
																			ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR
3.25	4.5	15.0	1077	8.27	9.30	536	5.34	5.76	357	3.67	4.13	-	-	-	-	-	-	-	
3.25	4.5	15.0	1073	7.77	8.85	537	5.00	5.41	355	3.53	3.88	-	-	-	-	-	-	-	
3.27	5.0	16.0	1071	10.88	12.32	536	7.30	7.77	355	5.30	5.57	-	-	-	-	-	-	-	
3.30	4.0	13.2	1061	6.17	7.14	530	3.00	4.35	352	2.86	3.14	-	-	-	-	-	-	11.7	
3.31	3.2	10.0	1057	3.82	4.66	528	2.02	2.91	350	1.67	2.12	-	-	-	-	10.1	12.3	14.9	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.86		
3.33	3.0	12.0	1050	5.03	5.94	525	3.24	3.64	346	2.36	2.63	-	-	-	-	-	-	-	
3.33	5.4	18.0	1050	0.60	10.02	525	6.33	6.78	346	4.50	4.86	-	-	-	-	10.0	-	13.2	
3.38	5.8	18.0	1036	10.40	11.87	516	6.98	7.44	343	5.07	5.34	-	-	-	-	-	-	-	
3.39	4.5	15.0	1032	7.77	8.85	510	5.00	5.41	342	3.53	3.88	-	-	-	-	-	-	-	
3.41	4.4	15.0	1027	7.26	8.29	513	4.05	5.00	340	3.36	3.64	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.76	0.83		
3.46	5.2	18.0	1011	8.22	10.43	506	6.01	6.44	335	4.35	4.62	-	-	-	-	-	-	-	
3.47	3.8	13.2	1008	5.61	6.55	504	3.00	4.00	334	2.63	2.88	-	-	-	-	-	-	11.0	
3.50	5.6	18.0	1000	10.09	11.41	500	6.06	7.11	331	4.83	5.10	-	-	-	-	-	-	-	
3.51	7.0	24.0	998	12.48	14.33	496	8.64	9.36	330	6.45	6.74	-	-	-	-	-	-	-	
3.53	3.0	10.0	991	3.19	4.04	495	2.15	2.53	328	1.61	1.86	-	-	-	10.3	12.4	15.0	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.85		
3.59	3.4	12.0	992	4.43	5.32	490	2.86	3.27	320	2.12	2.37	-	-	-	-	-	-	-	
3.56	4.4	15.0	987	7.25	8.29	494	4.65	5.06	327	3.38	3.64	-	-	-	-	-	-	-	
3.57	4.2	15.0	980	6.73	7.72	490	4.31	4.71	325	3.13	3.39	-	-	-	-	-	-	-	
3.60	5.0	18.0	972	9.75	10.62	486	5.67	6.10	322	4.11	4.37	-	-	-	-	-	-	-	
3.63	5.4	18.0	964	9.95	10.93	482	6.34	6.78	320	4.59	4.86	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.76	0.83		
3.67	3.0	13.2	955	5.03	5.94	477	3.25	3.64	315	2.36	2.63	-	-	-	-	-	-	12.0	
3.71	4.2	15.0	942	6.73	7.72	471	4.31	4.71	312	3.13	3.39	-	-	-	-	-	-	-	
3.73	5.0	24.0	939	11.91	13.58	470	8.24	8.73	311	6.00	6.26	-	-	-	-	-	-	-	
3.75	3.2	12.0	933	3.82	4.66	467	2.52	2.91	309	1.87	2.12	-	-	-	-	10.5	-	13.5	
3.75	4.0	15.0	933	6.18	7.14	467	3.90	4.36	309	2.86	3.14	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.76	0.83		
3.75	4.8	18.0	933	8.27	9.30	467	5.34	5.76	309	3.67	4.13	-	-	-	-	-	-	-	
3.77	5.2	18.0	929	0.22	10.43	464	6.01	6.44	306	4.35	4.62	-	-	-	-	-	-	-	
3.84	6.4	24.0	911	11.50	13.18	456	7.93	8.41	302	5.77	6.05	-	-	-	-	-	-	-	
3.86	3.4	13.2	902	4.43	5.32	451	2.86	3.27	290	2.13	2.38	-	-	-	-	-	-	12.1	
3.90	4.0	15.0	907	6.18	7.14	440	3.90	4.36	297	2.86	3.14	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80		
3.91	4.5	18.0	904	7.78	8.85	447	5.00	5.41	296	3.53	3.88	-	-	-	-	-	-	-	
3.92	5.0	18.0	903	8.75	9.62	446	5.67	6.10	296	4.11	4.37	-	-	-	-	-	-	-	
3.95	3.8	15.0	887	5.61	6.55	443	3.00	4.00	294	2.63	2.89	-	-	-	-	-	-	-	
3.97	6.2	24.0	882	11.24	12.76	441	7.62	8.00	292	5.53	5.81	-	-	-	-	-	-	-	
4.00	3.0	12.0	875	3.20	4.04	438	2.15	2.54	290	1.61	1.86	-	-	-	-	10.0	-	13.0	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.83		
4.08	4.8	18.0	857	8.28	9.30	426	5.34	5.76	284	3.67	4.13	-	-	-	-	-	-	-	
4.09	4.4	18.0	850	7.26	8.29	426	4.66	5.07	284	3.36	3.64	-	-	-	-	-	-	-	
4.10	6.0	24.0	854	10.88	12.33	427	7.30	7.77	283	5.30	5.58	-	-	-	-	-	-	-	
4.11	3.8	15.0	853	5.61	6.55	420	3.00	4.00	283	2.63	2.89	-	-	-	-	-	-	-	
4.12	3.2	13.2	846	3.82	4.66	424	2.52	2.91	281	1.87	2.12	-	-	-	-	-	-	12.2	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80		
4.17	3.6	15.0	840	5.03	5.94	420	3.25	3.64	278	2.36	2.63	-	-	-	-	-	-	-	
4.23	7.0	28.0	826	12.49	14.33	414	8.64	9.36	274	6.45	6.74	-	-	-	-	-	-	-	
4.24	3.8	24.0	825	10.50	11.88	413	6.98	7.44	273	5.07	5.34	-	-	-	-	-	-	-	
4.26	4.5	18.0	821	7.78	8.85	411	5.00	5.41	272	3.53	3.89	-	-	-	-	-	-	-	
4.29	4.2	18.0	817	6.73	7.73	408	4.31	4.71	271	3.13	3.39	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
4.33	3.0	15.0	806	5.03	5.94	404	3.25	3.64	268	2.36	2.63	-	-	-	-	-	-	-	
4.39	5.0	24.0	797	10.00	11.41	398	6.06	7.11	264	4.83	5.10	-	-	-	-	-	-	-	
4.40	3.0	13.2	795	3.20	4.04	398	2.15	2.54	264	1.61	1.86	-	-	-	-	-	-	12.4	
4.41	3.4	15.0	793	4.44	5.32	397	2.89	3.28	263	2.13	2.38	-	-	-	-	-	-	-	
4.45	4.4	18.0	786	7.26	8.29	393	4.66	5.07	260	3.36	3.64	-	-	-	-	-	-	-	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR											0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.80		

A - STANDARD V-BELT

Tabla del proveedor Martin para seleccionar poleas en 2V



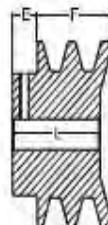
Two Groove FHP Sheaves

Bored-To-Size

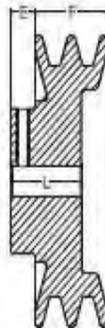
2AK

Keyway Dimensions
Inch Bore

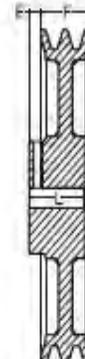
Diameter Of Shaft	Keyway Width X Depth
1/2	NONE
5/8 - 7/8	3/16 X 3/32
15/16 - 1-1/4	1/4 X 1/8
1-5/16 - 1-3/8	5/16 X 5/32
1-7/16 - 1-3/4	3/8 X 3/16



TYPE A
Solid



TYPE B
Web



TYPE C
Arm / Spoke

Dimensions in inches

Part Number	Diameter			Type	Stock Finished Bore Includes Keyway and Setscrew	F	E	L Thru Bore	Weight Lbs. (Approx.)
	OD	Datum A(4L) Belts	Pitch 3L Belts						
2AK20	2.00	1.80	1.46	A	5/8 - 5/8 - 3/4	13/16	11/16	17/16	0.8
2AK21	2.15	1.90	1.56	A	5/8 - 5/8 - 3/4	13/16	11/16	17/16	0.9
2AK22	2.25	2.00	1.66	A	5/8 - 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.1
2AK23	2.35	2.10	1.76	A	- 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.2
2AK25	2.55	2.30	1.96	A	- 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.4
2AK26	2.65	2.40	2.06	A	- 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.5
2AK27	2.75	2.50	2.16	A	- 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.6
2AK28	2.85	2.60	2.26	A	- 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1	13/16	11/16	17/16	1.7
2AK30	3.05	2.80	2.46	A	5/8 - 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	2.0
2AK32	3.25	3.00	2.66	A	5/8 - 5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	2.2
2AK34	3.45	3.20	2.86	A	5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	2.5
2AK39	3.75	3.50	3.16	B	5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	2.6
2AK41	3.95	3.70	3.36	B	5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	2.9
2AK44	4.25	4.00	3.66	B	5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	3.3
2AK46	4.45	4.20	3.86	B	5/8 - - - 7/8 - - 1 - 1 1/4	13/16	11/16	17/16	3.6
2AK49	4.75	4.50	4.16	B	- 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.1
2AK51	4.95	4.70	4.36	B	- 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.5
2AK54	5.25	5.00	4.66	B	5/8 - 3/4 - 7/8 - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.1
2AK56	5.45	5.20	4.86	B	5/8 - 3/4 - - - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.1
2AK58	5.75	5.50	5.16	B	5/8 - - - - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.3
2AK61	5.95	5.70	5.36	B	3/4 - 7/8 - - - 1 - 1 1/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	4.5
2AK64	6.25	6.00	5.66	C	3/4 - - - - 1 - 1 1/4 - 1 3/4 - 1 3/4 - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	5.6
2AK74	7.25	7.00	6.66	C	3/4 - - - - 1 - 1 1/4 - 1 3/4 - 1 3/4 - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	6.5
2AK84	8.25	8.00	7.66	C	3/4 - - - - 1 1/4 - 1 - 1 1/4 - 1 3/4 - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	7.2
2AK94	9.25	9.00	8.66	C	3/4 - - 3/4 - - 1 - 1 1/4 - 1 3/4 - 1 3/4 - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	8.0
2AK104	10.25	10.00	9.66	C	3/4 - - - 1 1/4 - 1 - - 1 3/4 - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	9.0
2AK114	11.25	11.00	10.66	C	1 - - - - 1 3/4 - 1 3/4 - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	9.7
2AK124	12.25	12.00	11.66	C	1 - - - - 1 3/4 - - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	10.5
2AK134	13.25	13.00	12.66	C	- - - - 1 3/4 - - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	12.7
2AK144	14.25	14.00	13.66	C	1 - - - - - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	13.1
2AK154	15.25	15.00	14.66	C	- - - - - 1 3/4 - - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	14.3
2AK184	18.25	18.00	17.66	C	- - - - - 1 3/4 - - - 1 3/4	13/16	11/16	17/16	17.1

1/2" Bore - setscrew only - no keyway

Catálogo selección de casquillo marca INDARBELT.



REFERENCIA	Diámetros standard	Sección de chaveta	TORNILLOS					Peso del moyú con el eje mínimo mecanizado
			Número	Diámetro	Longitud mm	Llave mm	Par de apriete Nm	
10 08	10 - 11 - 12	4 x 4	2	1/4"	13	3	6	0,14
11 08	14 - 15 - 16 18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 - 26 - 28 ■	5 x 5 6 x 6 8 x 7						
12 10	11 - 12	4 x 4	2	3/8"	16	5	20	0,30
12 15	14 - 15 - 16 18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 - 26 - 28 - 30 32 ■	5 x 5 6 x 6 8 x 7 10 x 8						
16 10	11 - 12	4 x 4	2	3/8"	16	5	20	0,44
16 15	14 - 15 - 16 18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 - 26 - 28 - 30 32 - 35 - 38 40 - 42 ■ 40 - 42 ■	5 x 5 6 x 6 8 x 7 10 x 8 12 x 9						
20 12	14 - 15 - 16 18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 - 26 - 28 - 30 32 - 35 - 38 40 - 42 45 - 46 - 50	5 x 5 6 x 6 8 x 7 10 x 8 12 x 9 14 x 9	2	7/16"	22	6	30	0,78
25 17	18 - 19 - 20 - 22 24 - 25 - 26 - 28 - 30 32 - 30 - 38 40 - 42 45 - 48 - 50 55 60 - 65	6 x 6 8 x 7 10 x 8 12 x 8 14 x 9 16 x 10 18 x 11	2	1/2"	25	6	50	1,64
30 20	25 - 28 - 30 32 - 35 - 38 40 - 42 45 - 48 - 50 55 60 - 65 70 - 75	8 x 7 10 x 8 12 x 8 14 x 9 16 x 10 18 x 11 20 x 12	2	5/8"	32	6	90	3,00
30 30								4,00
35 35	35 - 38 40 - 42 45 - 46 - 50 55 60 - 65 70 - 75 80 - 85 90	10 x 8 12 x 8 14 x 9 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14 25 x 14	3	1/2"	36	10	110	6,20
40 40	35 - 38 40 - 42 45 - 46 - 50 55 60 - 65 70 - 75 80 - 85 90 - 95 100	10 x 8 12 x 8 14 x 9 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14 25 x 14 28 x 16	3	5/8"	44	12	190	9,00
45 45	35 60 - 65 70 - 75 80 - 85 90 - 95 100 - 105 - 110 115	16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14 25 x 14 28 x 16 32 x 18	3	3/4"	50	14	275	12,50

Grafica de Selección de paso para polea dentada perfil curvilíneo HTD.

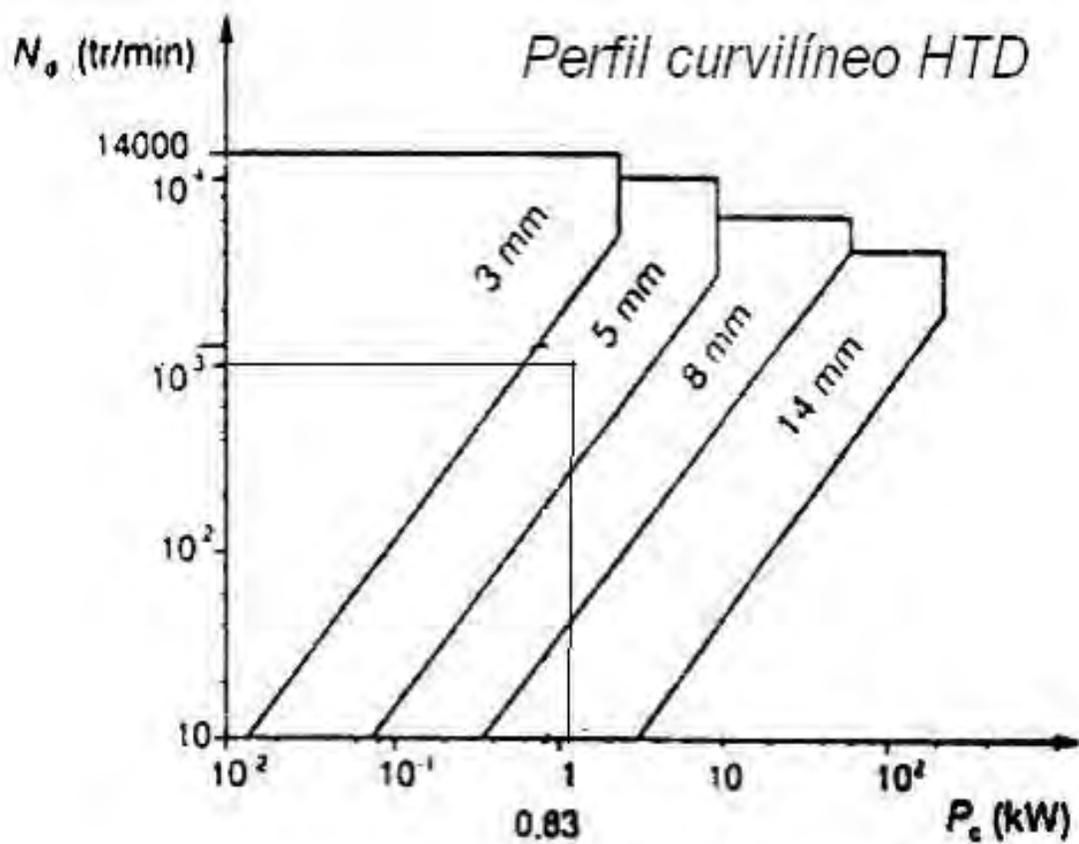


Tabla. Selección de polea dentada HTD proveedor Transmisiones de Potencia (TDP)

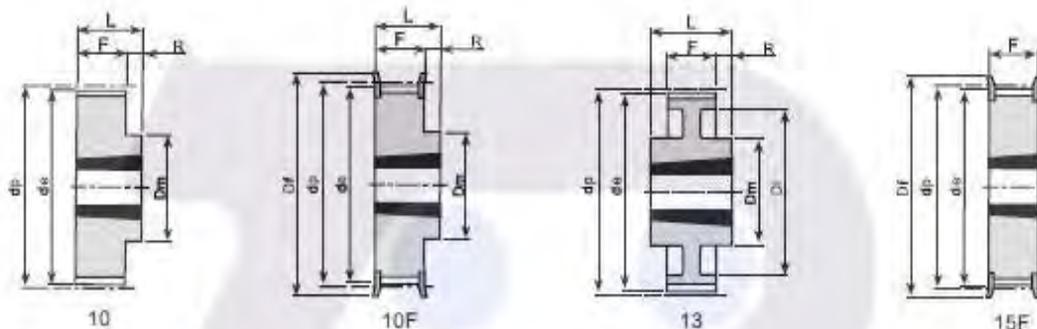
POLEA DENTADA HTD PARA CASQUILLO CONICO

PASO 5M

ANCHO DE CORREA 15 MM.

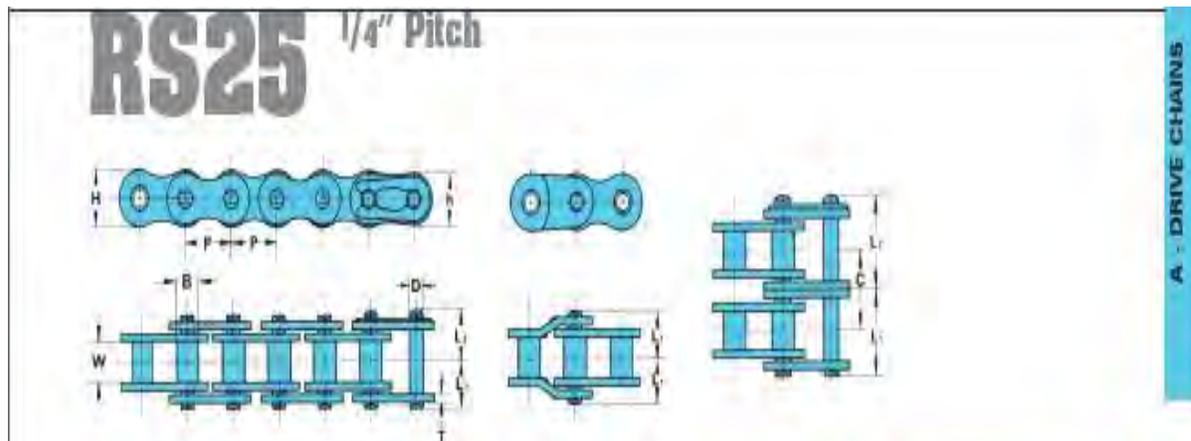
MATERIAL: ACERO (st)

* Ref. de valona



CODIGO	TIPO	Mat.	Nº Dts.	Casquillo	Diam. Máx de eje	dp	de	Df	Dm	Di	F	L	R	*	Kg
345M15FT	15F	St	34	1008	25	54,11	52,97	57			22	22		213	0,2
365M15FT	15F	St	36	1108	25	57,3	56,45	60			22	22		214	0,25
385M15FT	15F	St	38	1108	25	60,48	59,34	66			22	22		216	0,3
405M15FT	15F	St	40	1108	25	63,66	62,52	71			22	22		217	0,35
445M15FT	15F	St	44	1108	25	70,03	68,89	75			22	22		218	0,4
485M15FT	10F	St	48	1210	32	76,39	83	83	59		22	25	3	219	0,46
565M15FT	10F	St	56	1210	32	89,13	93	93	70		22	25	3	222	0,6
645M15FT	10F	St	64	1210	32	101,86	106	106	80		22	25	3	224	0,8
725M15T	10	St	72	1610	42	114,59			92		22	25	3		1,2
805M15T	10	St	80	1610	42	127,32			92		22	25	3		1,76
905M15T	10	St	90	1610	42	143,24			92		22	25	3		2,32
1125M15T	10	St	112	2012	50	178,25			110		20	32	12		3,72
1365M15T	13	St	136	2012	50	216,45			110	199	20	32	6		3,82

Tabla. Selección cadena TSUBAKI.



U.S. TSUBAKI Chain No.	ANSI	Pitch No.	Bushing Diameter	Width Between Inner Link Plates	Link Plate			Pin Diameter
					T	H	h	
RS25	25	.250	.130	.125	.060	.230	.199	.0905

U.S. TSUBAKI Chain No.	Number of Strands	Pitch			Transverse Pitch	Standard Type of Pin	Minimum Ultimate Strength ANSI Standard lbs.	Average Tensile Strength lbs.	Maximum Allowable Load lbs.	Approx. Weight lbs./ft.	Number of Links per 10 ft.
		L ₁ +L ₂	L ₁	L ₂							
RS25	1	.339	.150	.189	.252	Riveted	780	1,050	140	.094	480
RS25-2	2	.591	.276	.315	.252	Riveted	1,560	2,100	240	.181	

Note: Only two-pitch offset links are available for RS25 and RS25-2.

* Refer to page A-23, 'Selection for Slow Speed.'

Maximum Horsepower Ratings

No. of Teeth Small Splt.	Maximum Speed - Small Spsplt (rpm)																																																	
	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10,000																				
	A										B																																							
11	0.03	0.05	0.14	0.23	0.31	0.39	0.50	0.60	0.71	0.83	0.95	1.13	1.29	1.36	1.18	0.99	0.86	0.75	0.67	0.60	0.54	0.49	0.45	0.41	0.35	0.03	0.06	0.16	0.25	0.34	0.43	0.55	0.66	0.78	0.90	1.05	1.23	1.42	1.57	1.32	1.12	0.97	0.86	0.76	0.68	0.61	0.56	0.51	0.47	0.40
12	0.04	0.06	0.17	0.27	0.37	0.47	0.60	0.72	0.84	0.98	1.14	1.34	1.54	1.74	1.49	1.27	1.10	0.96	0.86	0.77	0.69	0.63	0.57	0.53	0.45	0.04	0.08	0.22	0.34	0.47	0.58	0.74	0.90	1.06	1.22	1.43	1.69	1.93	2.19	2.08	1.73	1.50	1.32	1.17	1.05	0.94	0.86	0.78	0.72	0.61
13	0.05	0.09	0.23	0.37	0.48	0.60	0.79	0.97	1.14	1.30	1.53	1.80	2.07	2.33	2.22	1.90	1.64	1.44	1.28	1.14	1.03	0.94	0.86	0.79	0.67	0.05	0.09	0.25	0.39	0.53	0.64	0.84	1.02	1.21	1.38	1.62	1.92	2.20	2.46	2.42	2.07	1.79	1.57	1.39	1.25	1.12	1.02	0.93	0.86	0.73
14	0.04	0.07	0.19	0.30	0.40	0.50	0.65	0.78	0.94	1.06	1.23	1.46	1.68	1.89	1.66	1.42	1.23	1.08	0.96	0.86	0.77	0.70	0.64	0.59	0.50	0.04	0.08	0.20	0.32	0.43	0.54	0.68	0.84	0.99	1.14	1.33	1.57	1.81	2.04	1.84	1.57	1.36	1.20	1.06	0.95	0.86	0.78	0.71	0.65	0.56
15	0.05	0.09	0.23	0.37	0.48	0.60	0.79	0.97	1.14	1.30	1.53	1.80	2.07	2.33	2.22	1.90	1.64	1.44	1.28	1.14	1.03	0.94	0.86	0.79	0.67	0.05	0.11	0.29	0.46	0.60	0.76	0.99	1.21	1.42	1.64	1.92	2.27	2.60	2.92	3.05	2.60	2.28	1.98	1.76	1.57	1.42	1.29	1.17	1.08	0.92
16	0.06	0.11	0.31	0.48	0.64	0.80	1.05	1.27	1.50	1.73	2.01	2.37	2.74	3.08	3.27	2.79	2.42	2.12	1.88	1.69	1.52	1.38	1.26	1.16	0.99	0.06	0.12	0.32	0.51	0.67	0.84	1.10	1.34	1.57	1.81	2.12	2.49	2.87	3.23	3.50	2.98	2.59	2.27	2.01	1.80	1.62	1.47	1.35	1.24	1.06
17	0.07	0.13	0.34	0.53	0.72	0.90	1.14	1.39	1.65	1.89	2.21	2.61	3.00	3.36	3.73	3.18	2.76	2.42	2.15	1.92	1.73	1.57	1.44	1.32	1.12	0.06	0.12	0.32	0.51	0.67	0.84	1.10	1.34	1.57	1.81	2.12	2.49	2.87	3.23	3.50	2.98	2.59	2.27	2.01	1.80	1.62	1.47	1.35	1.24	1.06
18	0.07	0.13	0.34	0.53	0.72	0.90	1.14	1.39	1.65	1.89	2.21	2.61	3.00	3.36	3.73	3.18	2.76	2.42	2.15	1.92	1.73	1.57	1.44	1.32	1.12	0.07	0.14	0.37	0.56	0.76	0.98	1.25	1.53	1.80	2.07	2.41	2.84	3.27	3.69	4.10	3.59	3.11	2.73	2.42	2.17	1.95	1.77	1.62	1.49	1.27
19	0.08	0.15	0.40	0.63	0.83	1.05	1.35	1.66	1.94	2.24	2.61	3.08	3.54	4.00	4.44	4.01	3.47	3.05	2.70	2.42	2.18	1.98	1.81	1.66	1.42	0.07	0.14	0.37	0.56	0.76	0.98	1.25	1.53	1.80	2.07	2.41	2.84	3.27	3.69	4.10	3.59	3.11	2.73	2.42	2.17	1.95	1.77	1.62	1.49	1.27
20	0.08	0.15	0.40	0.63	0.83	1.05	1.35	1.66	1.94	2.24	2.61	3.08	3.54	4.00	4.44	4.01	3.47	3.05	2.70	2.42	2.18	1.98	1.81	1.66	1.42	0.08	0.16	0.43	0.66	0.90	1.13	1.46	1.78	2.09	2.41	2.82	3.33	3.82	4.30	4.79	4.45	3.85	3.38	3.00	2.68	2.42	2.20	2.01	1.84	1.57
21	0.09	0.17	0.44	0.71	0.98	1.21	1.56	1.90	2.25	2.59	3.02	3.57	4.09	4.61	5.14	4.80	4.25	3.73	3.30	2.96	2.67	2.42	2.21	2.03	1.73	0.08	0.16	0.43	0.66	0.90	1.13	1.46	1.78	2.09	2.41	2.82	3.33	3.82	4.30	4.79	4.45	3.85	3.38	3.00	2.68	2.42	2.20	2.01	1.84	1.57
22	0.10	0.19	0.51	0.78	1.06	1.33	1.72	2.11	2.48	2.84	3.33	3.93	4.51	5.08	5.65	5.60	4.86	4.26	3.78	3.38	3.05	2.77	2.53	2.32	1.98	0.09	0.17	0.44	0.71	0.98	1.21	1.56	1.90	2.25	2.59	3.02	3.57	4.09	4.61	5.14	4.80	4.25	3.73	3.30	2.96	2.67	2.42	2.21	2.03	1.73
23	0.12	0.22	0.58	0.90	1.22	1.53	1.98	2.43	2.86	3.29	3.85	4.53	5.20	5.87	6.53	6.85	5.93	5.21	4.62	4.13	3.73	3.38	3.09	2.83	2.42	0.10	0.19	0.51	0.78	1.06	1.33	1.72	2.11	2.48	2.84	3.33	3.93	4.51	5.08	5.65	5.60	4.86	4.26	3.78	3.38	3.05	2.77	2.53	2.32	1.98
24	0.13	0.25	0.64	1.03	1.39	1.74	2.25	2.76	3.25	3.73	4.37	5.15	5.91	6.66	7.42	8.15	7.08	6.21	5.51	4.83	4.45	4.04	3.69	3.38	2.89	0.12	0.22	0.58	0.90	1.22	1.53	1.98	2.43	2.86	3.29	3.85	4.53	5.20	5.87	6.53	6.85	5.93	5.21	4.62	4.13	3.73	3.38	3.09	2.83	2.42
25																										0.13	0.25	0.64	1.03	1.39	1.74	2.25	2.76	3.25	3.73	4.37	5.15	5.91	6.66	7.42	8.15	7.08	6.21	5.51	4.83	4.45	4.04	3.69	3.38	2.89

A - DRIVE CHAINS

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA

- 1.- CASCAJOSA MANUEL. INGENIERÍA DE VEHÍCULOS: SISTEMAS Y CALCULOS, MADRID: TEBAR 2007.
- 2.- FONT, MEZQUITA JOSE. TRATADO SOBRE AUTOMOVILES. EDITORIAL ALFAOMEGA V1, 2007.
- 3.- LARRODE PELLICER EMILIO.AUTOMOVILES ELÉCTRICOS, ZARAGOZA, 1997.
- 4.- MORFIN, HERNANDEZ DAVID. DISEÑO DEL TREN MOTRIZ PARA UN PROTOTIPO DE UN VEHICULO DE ELÉCTRICO REPARTO, TESIS FACULTAD DE INGENIERIA UNAM, DICIEMBRE 2000.
- 5.- RAFAEL, MORALES MERCEDES YOLANDA/CERVANTES DE GORTARI, JAIME. LA SELECCION DEL TREN MOTRIZ BASADA EN LA EFICIENCIA ENERGETICA PARA VEHICULOS DE SERVICIO PESADO, INGENIERIA. INVESTIGACION Y TECNOLOGIA, ENERO MARZO, AÑO/VOL. V, NUMERO 001, UNAM MEXICO D,F.
- 6.- SANTIN,J.J,ONDER, C.H,BERNARD J,ISLER, D,KOBLER, P,KOLB, F, WEIDMANN,N,GUZZELLA, L. THE WORLD´S MOST EFFICIENT VEHICLE DESING AND DEVELOPMENT OF PACCAR II, VDF HOCHSCHLVERLAG AG AN DER ETH ZURICH, 2007.
- 7.- SHIGLEY, JOSHEP EDWARD. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA. EDITORIAL MAC GRAW HILL. 1997.
- 8.-[HTTP://ES.WIKIPEDIA.ORG/WIKI/CONFIGURACI%C3%B3N_AUTOMOTRIZ](http://es.wikipedia.org/wiki/Configuraci%C3%B3n_Automotriz)
- 9.-[HTTP://WWW.SHELL.COM/STATIC/ECO-MARATHON-EN](http://www.shell.com/static/eco-marathon-en)
- 10.-[HTTP://WWW.SHELL.COM/STATIC/ECO-MARATHON-EN/DOWNLOADS/PDF/SEM_RULES_2009.PDF](http://www.shell.com/static/eco-marathon-en/downloads/pdf/sem_rules_2009.pdf)
- 11.[HTTP://WWW.UCLM.ES/PROFESORADO/PORRASYSORIANO/ELEMENTOS /TEMA04.](http://www.uclm.es/profesorado/porrasySORIANO/elementos/tema04)
- 12.- [HTTP://ENGINES.HONDA.COM/MODELS/SERIES/GX.](http://engines.honda.com/models/series/gx)