

**DISEÑO, IMPLEMENTACIÓN Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE PROPULSIÓN
HUMANA Y DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO SOLAR**

**HOLMES SEBASTIÁN SANDOVAL HERNÁNDEZ
CÓDIGO: 1088327938
BRYAN GUEVARA ROJAS
CÓDIGO: 1088323364**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE TECNOLOGÍAS
ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA
PEREIRA
2015**

**DISEÑO, IMPLEMENTACIÓN Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE PROPULSIÓN
HUMANA Y DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO SOLAR**

**HOLMES SEBASTIÁN SANDOVAL HERNÁNDEZ
CÓDIGO: 1088327938
BRYAN GUEVARA ROJAS
CÓDIGO: 1088323364**

**Proyecto de grado presentado como requisito para optar a título de tecnólogo
mecánico**

**FELIPE ARROYAVE
DIRECTOR**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE TECNOLOGÍAS
ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA
PEREIRA
2015**

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	6
1. SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	7
1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE LA DIRECCIÓN.....	7
1.2 MÉTODOS DE MONTAJE DE LA DIRECCIÓN.....	7
1.2.1 PIÑÓN CREMALLERA.....	7
1.2.2 DIRECCIÓN TIPO GO KART.....	7
1.2.3 DIRECCIÓN DE MANDO LATERAL.....	8
1.2.4 DIRECCIÓN SOBRE KINGPIN.....	9
1.3 GEOMETRÍA DEL SISTEMA.....	10
1.3.1 ÁNGULO DE SALIDA (KINGPIN):.....	10
1.3.2 ANGULO DE CAÍDA (CAMBER).....	11
1.3.3 ÁNGULO DE AVANCE (CASTER).....	12
1.3.4 CONVERGENCIA TOE.....	13
1.3.5 ACKERMAN.....	14
1.3.5.1 CÁLCULO DEL TRAPECIO DE LA DIRECCIÓN.....	16
1.3.5.2 RADIO DE GIRO MÁXIMO.....	16
2. DINÁMICA DEL VEHÍCULO Y MECANISMOS DE TRANSMISIÓN.....	18
2.1 DINÁMICA DEL VEHÍCULO.....	18
2.1.1 FUERZA DE TRACCIÓN (FT).....	18
2.1.2 RESISTENCIA DEBIDO A LA INERCIA.....	19
2.1.3 RESISTENCIA A LA RODADURA.....	19
2.1.4 RESISTENCIA AERODINÁMICA.....	20
2.1.5 RESISTENCIA DEBIDO A LA PENDIENTE.....	21
2.2 MECANISMO DE PROPULSIÓN.....	21
2.2.1 TRANSMISIÓN POR CADENA.....	21
2.2.1 CADENA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	22
2.2.2 CADENA DE MANUTENCIÓN Y TRANSPORTE.....	22
2.2.3 CADENA DE CARGA.....	23
2.2.4 VENTAJAS DE LAS TRANSMISIONES POR CADENA.....	23
2.2.5 DESVENTAJAS DE LAS TRASMISIONES POR CADENA.....	24
2.2.6 CRITERIOS DE LA CAPACIDAD DE TRABAJO DE LAS TRANSMISIONES POR CADENA.....	24
3. DISEÑO Y PARÁMETROS SELECCIONADOS.....	25
3.1 MODELADO EN CAD DEL VEHÍCULO.....	25
3.2 PARÁMETROS SELECCIONADOS PARA EL SISTEMA DE TRACCIÓN.....	26
3.2.1 CALCULO DE LAS RELACIONES DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO ...	28
3.3 PARÁMETROS ELEGIDOS DE LA DIRECCIÓN.....	29
3.3.1 CÁLCULO DEL MECANISMO DE ACKERMAN.....	30
3.3.1 ÁNGULOS DE GIRO MÁXIMOS.....	31

3.4	MODIFICACIONES AL VEHÍCULO	33
4.	CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS	35
4.1	CONSTRUCCIÓN	35
4.2	PRUEBAS	38
5.	CONCLUSIONES.....	39
6.	BIBLIOGRAFÍA.....	40

TABLA DE FIGURAS

FIGURA 1 VEHÍCULO SOLAR DE PRUEBAS	6
FIGURA 2 PIÑÓN CREMALLERA	7
FIGURA 3 DIRECCIÓN TIPO GO KART	8
FIGURA 4 DIRECCIÓN DE MANDO LATERAL	9
FIGURA 5 DIRECCIÓN SOBRE KINGPIN.....	10
FIGURA 6 ANGULO DE SALIDA.....	11
FIGURA 7 ANGULO DE CAÍDA	12
FIGURA 8 ANGULO DE AVANCE.....	13
FIGURA 9 CONVERGENCIA O PARALELISMO DE LAS RUEDAS	14
FIGURA 10 CONVERGENCIA - DIVERGENCIA	14
FIGURA 11 GEOMETRÍA ACKERMAN	16
FIGURA 12 RADIO DE GIRO MÁXIMO (ACKERMAN).....	17
FIGURA 13 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL VEHÍCULO.....	18
FIGURA 14 RESISTENCIA A LA RODADURA	19
FIGURA 15 RESISTENCIA DEBIDO A LA PENDIENTE	21
FIGURA 16 CADENA DE RODILLOS.....	22
FIGURA 17 CADENA GALE.....	22
FIGURA 18. TIPOS DE CADENA DE MANUTENCIÓN.....	23
FIGURA 19. TIPOS DE CADENA DE CARGA	23
FIGURA 20 VEHÍCULO SIN MODIFICACIONES	25
FIGURA 21 SOPORTE DE PEDALES SOBRE EL CHASIS SIN MODIFICACIONES.....	25
FIGURA 22 SOPORTE DE PEDALES EN ESTRUCTURÁ TUBULAR SOBRE CHASIS MODIFICADO.....	26
FIGURA 23 SOPORTE DE PEDALES EN ESTRUCTURA CUADRADA SOBRE CHASIS MODIFICADO	26
FIGURA 24 ACCESORIOS DE LA TRASMISIÓN DE POTENCIA.....	27
FIGURA 25 IMAGEN DEL VEHÍCULO TERMINADO	27
FIGURA 26 DIMENSIONES FINALES DEL MECANISMO DE ACKERMAN.....	32
FIGURA 27 MECANISMO DE ACKERMAN ADAPTO EN EL VEHÍCULO.....	33
FIGURA 28 ESTRUCTURA PARA ADAPTAR AL CHASIS.....	35
FIGURA 29 FABRICACIÓN Y ADAPTACIÓN, BASE DE PEDALES.....	35
FIGURA 30 ADAPTACIÓN E MODIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	36
FIGURA 31 SISTEMA DE DIRECCIÓN	36
FIGURA 32 VEHÍCULO TERMINADO	37
FIGURA 33 VEHÍCULO TERMINADO DANDO UN GIRO	37
FIGURA 34 PRUEBA REGLAMENTARIA DEL MÁXIMO RADIO DE GIRO	38

INTRODUCCIÓN

En el año 2014, el semillero de energías renovables del programa de Tecnología Mecánica desarrolló un vehículo solar de pruebas (figura 1), este estaba constituido por un sistema fotovoltaico (panel solar mono cristalino de 345 W, baterías de litio de 20Ah, etc) y por un motor eléctrico de 1200 W acoplado directamente a la rueda.

Figura 1 vehículo solar de pruebas



El vehículo presentaba dificultades en su movilización debido a que el motor limitado en potencia no cumplía con una adecuada movilidad en el área urbana en cuanto a los requerimientos en pendientes. El vehículo no contaba con un buen sistema de dirección que garantizará el buen funcionamiento y estabilidad del mismo, debido a que el sistema implementado no se realizó acorde con la geometría del vehículo y los limitantes de espacio generaban problemas de funcionamiento y un buen desempeño.

Este trabajo muestra la adaptación y mejoramiento del sistema de dirección y la implementación del sistema de tracción para hacer que el vehículo tenga un mejor desempeño.

El objetivo general es Desarrollar e implementar los sistemas de propulsión humana y dirección de un vehículo solar. En este trabajo se presente sólo los cálculos cinemáticos de la dirección y del sistema de tracción, su construcción y su implementación en el vehículo. Los cálculos de resistencia se verificaran en un trabajo posterior.

Los objetivos específicos son:

- Realizar una revisión bibliográfica de los sistemas de potencia y dirección en vehículos de propulsión humana.
- Modelar en CAD el vehículo actual y establecer las mejoras.
- Diseñar y seleccionar los componentes para mejorar el sistema de dirección y adecuar un sistema de potencia auxiliar (tracción humana).

1. SISTEMA DE DIRECCIÓN

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE LA DIRECCIÓN

El sistema de dirección de un vehículo consta de una serie de elementos que permiten una orientación deseada del vehículo, para que este mecanismo tenga un buen desempeño debe obedecer a una serie de requerimientos y configuraciones los cuales están contenidos en la geometría de la dirección, para garantizar un fácil accionamiento y el confort del piloto hay una serie de configuraciones que dependen del diseño del vehículo y los requerimientos deseados

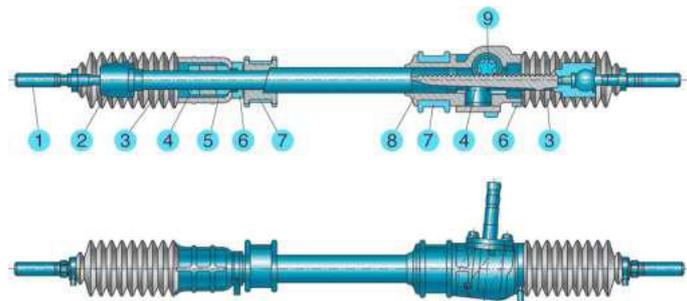
1.2 MÉTODOS DE MONTAJE DE LA DIRECCIÓN

En este numeral se mencionan los métodos más utilizados para el accionamiento y maniobrabilidad de la dirección del vehículo.

1.2.1 PIÑÓN CREMALLERA.

Su mecanismo de accionamiento es conformado por un tornillo con fin corona o un piñón cremallera. Este tipo de mecanismo permite cambiar un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo transversal. Por medio de las barras articuladas con rotulas el mecanismo transmite el movimiento al trapecio de la dirección el cual hace girar las llantas alrededor del pivote. (1)

Figura 2 Piñón cremallera



Disponible en: Diseño y construcción de un vehículo de tracción humana para la competencia uniandes 2011. [ed.] Facultad ingeniería mecánica. (1)

1.2.2 DIRECCIÓN TIPO GO KART

Su método de accionamiento es por medio de una manivela la cual puede ser de diferentes geometrías dependiendo de la posición y comodidad del piloto. El mecanismo utiliza un sistema de barras las cuales transmiten el movimiento la manivela al trapecio de la dirección.

Este sistema debe de garantizar la comodidad y seguridad del piloto asegurando que manivela no toque ni quede en posición de riesgo de accidente con el vientre del piloto. (2)

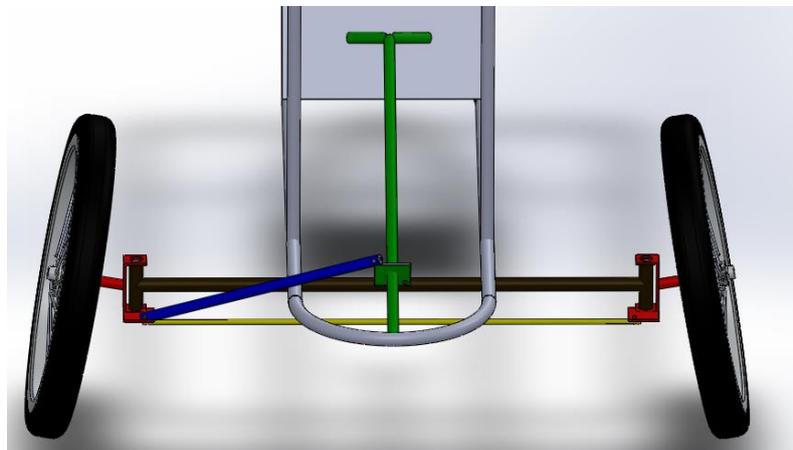
Ventajas:

- Baja complejidad en su construcción.
- Permite un seguimiento preciso de la posición de las ruedas.

Desventajas.

- En la geometría del chasis debe de tener el espacio suficiente y fácil accesibilidad en su accionamiento.
- No permite accesorios ni elementos entre el asiento y el sistema de dirección.
- El conductor no puede utilizar la barra de la dirección para apoyarse.
- Puede ser incómodo.

Figura 3 Dirección tipo GO Kart



1.2.3 DIRECCIÓN DE MANDO LATERAL

Este sistema de dirección se presenta en dos configuraciones básicas: el manillar en U y la dirección de doble palanca. La elección depende en mayor parte del "gusto" del piloto y complejidad en su implementación.

El diseño de manillar en "U" presenta un manillar único, pivotado bajo el asiento, el cual obliga a realizar un movimiento semi-circular con los brazos en una posición baja, este sistema tiende a ser más simple y más económico, ya que requiere menos piezas para su funcionamiento. (2)

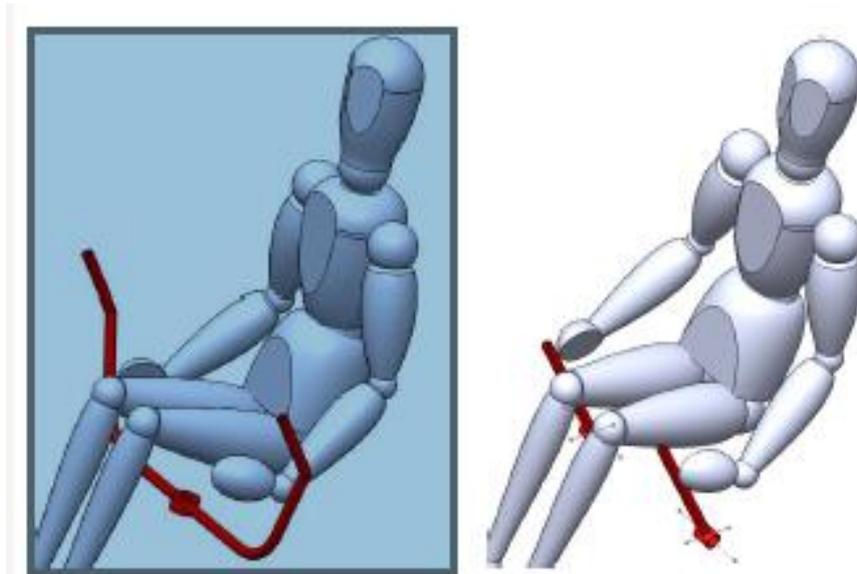
Ventajas:

- Proporciona buena comodidad.
- Brinda soporte al piloto en el momento de tomar curvas.

Desventajas

- Requiere poner las manos del piloto cerca de las ruedas lo cual puede resultar peligroso.

Figura 4 Dirección de mando lateral



Disponible en: *Diseño y construcción de un vehículo de tracción humana para la competencia unidades 2011* (2)

1.2.4 DIRECCIÓN SOBRE KINGPIN

Es un sistema que consta de dos palancas que van directamente sobre el kingPin de la dirección, requiere de un movimiento de lado a lado de las palancas, contrario de la dirección convencional, para orientar la dirección hacia la derecha se requiere mover los brazos hacia la izquierda, y viceversa. Al igual que el mecanismo de dirección bajo el asiento, requiere de significativo espacio entre las ruedas y el cuerpo del piloto para no limitar su rango de acción. (2)

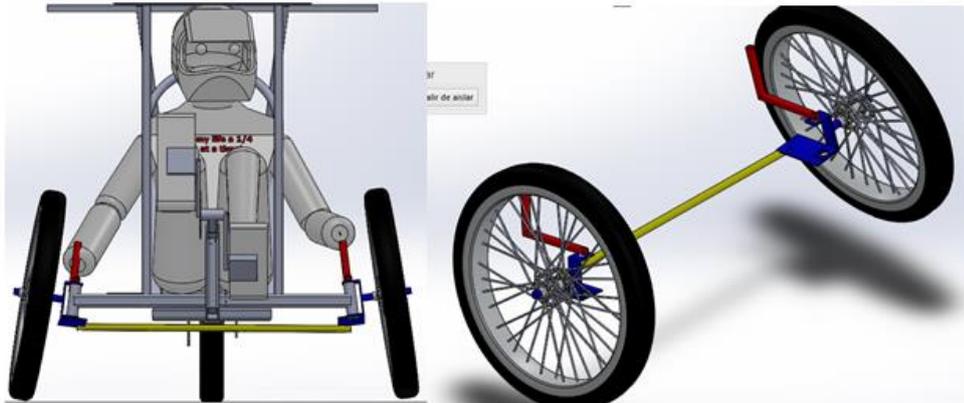
Ventajas

- El sistema de implementación es sencilla y de bajo costo.
- Proporciona un soporte cómodo para los brazos.
- Brinda soporte al piloto en el momento de tomar curvas.
- ayuda a reducir peso al vehículo y deja espacio suficiente para las piernas del conductor

Desventajas

- Requiere poner las manos del piloto cerca de las ruedas lo cual puede resultar peligroso

Figura 5 Dirección sobre KingPin



1.3 GEOMETRÍA DEL SISTEMA

La geometría del sistema de dirección equilibra al vehículo y lo posiciona en una forma estable para el fácil manejo y direccionamiento de este, el vehículo no solo se orienta con el tipo de actuador que tiene para girar las ruedas sino también se necesita unos ángulos o parámetros conocidos como la geometría de la dirección que garantizan un buen desempeño y confort al mecanismo de dirección.

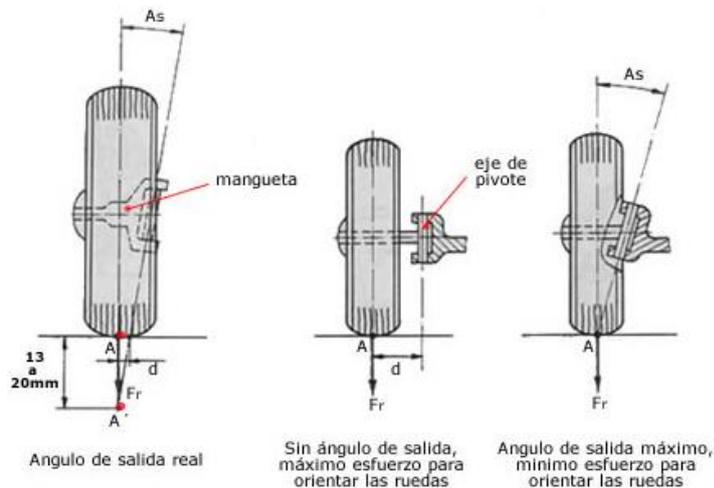
- **Ángulo de salida (KingPin):** Reduce el esfuerzo que se ocasiona en la orientación de la rueda.
- **Ángulo de caída (Camber):** Reduce el esfuerzo a los que están sometidos los rodamientos.
- **Ángulo de avance (Caster):** Corrige inestabilidad de la dirección a causa del empuje de la llanta trasera y a la inestabilidad de terreno.
- **Convergencia toe:** contrarresta la tendencia de las ruedas a abrirse esta tendencia resulta por la combinación del ángulo de caída y salida.

1.3.1 ÁNGULO DE SALIDA (KINGPIN):

Se conoce como ángulo de salida (A_s) a la prolongación que tiene el eje del pivote con la vertical que pasa por el punto de apoyo de la ruedas (vistas desde la parte frontal del vehículo (figura 6)), este ángulo es medido entre la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide con A' y la prolongación del eje del pivote. El ángulo está comprometido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de 6 a 7°.

Esta disposición reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de las ruedas ya que depende directamente de la distancia "d", cuanto menor sea "d" menor será el esfuerzo a realizar del volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto "A", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo.

Figura 6 Angulo de salida



Disponible en: https://docs.google.com/document/d/1KxSl_vC9BRZA19SMUVfliwVisOE-742N1f10Yld2-Y/edit (3)

De la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales después del paso de una curva hacen volver las ruedas a la posición en línea recta (sentido de la marcha). El ángulo de salida, minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección. (3) (2)

Funciones:

- Reducir el esfuerzo para orientar las ruedas.
- Disminuir el ángulo de caída para mejorar el desgaste de los neumáticos.
- Favorecer la reversibilidad de la dirección.

Síntomas de un mal ángulo de salida:

- Desgaste anormal y rápido de los neumáticos.
- Un exceso de salida provoca dureza en la dirección y retorno a la línea recta brusca.

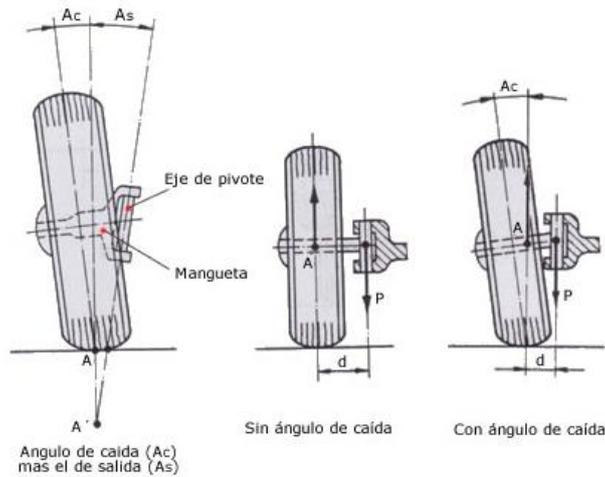
1.3.2 ANGULO DE CAÍDA (CAMBER)

Se llama ángulo de caída " Ac " a la prolongación que tiene la perpendicular del eje de la rueda con la vertical que pasa por el punto de apoyo de esta (vista frontal del vehículo (figura 7)).

Esta disposición tiene por objeto desplazar las fuerzas que actúan sobre el eje de la mangueta al interior de esta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes que soportan las ruedas. (3)

El valor del ángulo de caída (Ac) suele estar comprendido entre ($0^\circ - 2^\circ$)

Figura 7 Angulo de caída



Disponible en: https://docs.google.com/document/d/1KxSI_vC9BRZA19SMUVfliwVisOE-742N1f10Yld2-Y/edit (3)

Funciones:

- Reparto de cargas sobre el eje de mangueta.
- Evita el desgaste de neumáticos y rodamientos.
- Reduce el esfuerzo de giro del volante.

Síntomas de un mal ángulo de caída:

- El ángulo de caída mal regulado provoca que el vehículo se desvíe de su trayectoria hacia el lado de mayor ángulo.
- Un exceso de caída negativa provoca el desgaste de los neumáticos en la parte interior de la banda de rodadura.
- Un exceso de caída positiva provoca el desgaste en la parte exterior de la banda de rodadura.

1.3.3 **ÁNGULO DE AVANCE (CASTER)**

Se llama ángulo de avance " A_a " a la prolongación del eje del pivote con la vertical que pasa por el punto de apoyo de la rueda (vista lateral del vehículo (figura 8)).

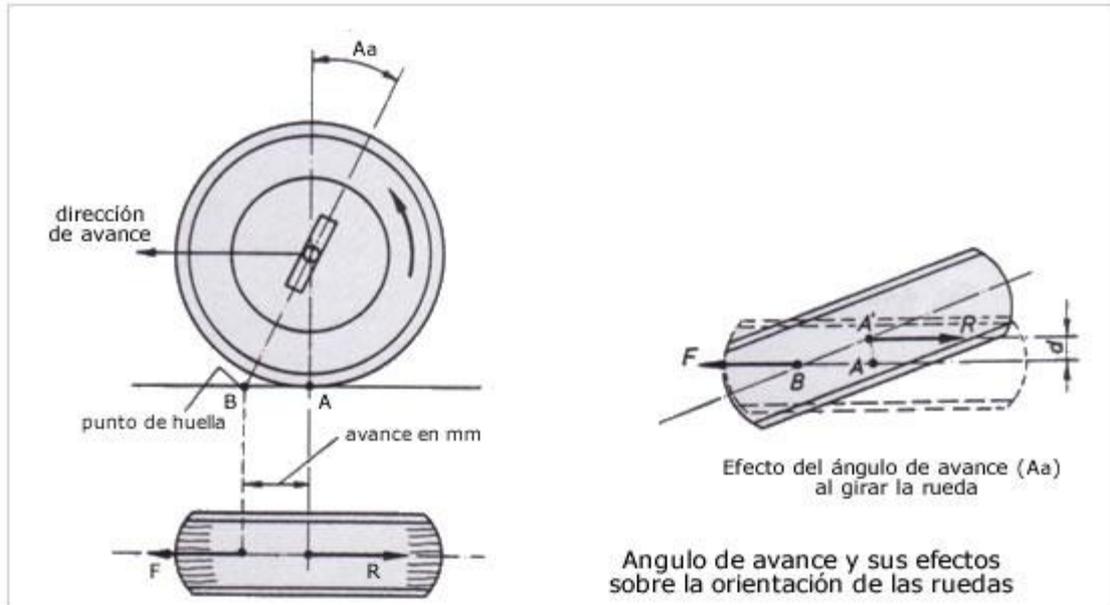
Cuando el vehículo es empujado desde las ruedas traseras (propulsión), el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un ángulo de avance (A_a) de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento por delante del punto (A) de la rueda, con ello aparece una acción de remolque que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto (A) de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás de (B) punto de impulsión. (3)

Al girar la dirección para tomar una curva la rueda se orienta sobre el punto (B) fijado para el avance esto hace que el punto (A) se desplace hasta (A'), creándose un par de fuerzas que tiende a volver a la rueda a su posición de línea recta ya que, en esta posición, al ser ($d = 0$), desaparece el par.

El avance debe ser tal, que cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es,

haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o insuficiente, el par de orientación también lo es, resultando una dirección inestable. El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero. (3)

Figura 8 Angulo de avance



Disponible en: https://docs.google.com/document/d/1KxSI_vC9BRZA19SMUVfliwVisOE-742N1f10Yld2-Y/edit (3)

Funciones:

- Mantener la dirección estable y precisa con un efecto direccional de auto centrado.
- Favorecer la reversibilidad para que las ruedas se posicionen rectas tras una curva.
- Evitar vibraciones en las ruedas y la repercusión en la dirección.

Síntomas de un mal ángulo de avance:

- Angulo de avance insuficiente provoca poca reversibilidad.
- Angulo de avance excesivo provoca una dirección muy reversible e inestable.
- El ángulo repartido de forma desigual entre ambas ruedas provoca que vehículo se desvíe de su trayectoria hacia el lado donde el avance sea menor.

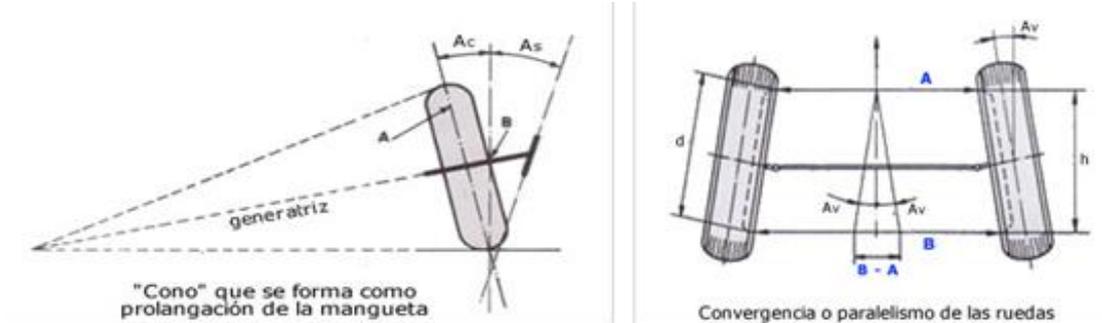
1.3.4 CONVERGENCIA TOE

El ángulo de caída (A_c) y el de salida (A_s) hace que las ruedas estén inclinadas respecto al terreno y que al rodar lo haga sobre la generatriz de un "cono" (figura 9) lo que implica que las ruedas tiendan a abrirse. Para corregir esto se cierran las ruedas por su parte delantera con lo que se adelanta el vértice del cono en el sentido de la marcha.

El ángulo de convergencia (A_v) o desviación angular de las ruedas con respecto a la dirección de marcha (figura 9), se expresa en función de las distancias (A) y (B) y del diámetro de la llanta (d). (3)

$$\tan(Av) = \frac{B - A}{2 \times h} \quad (1)$$

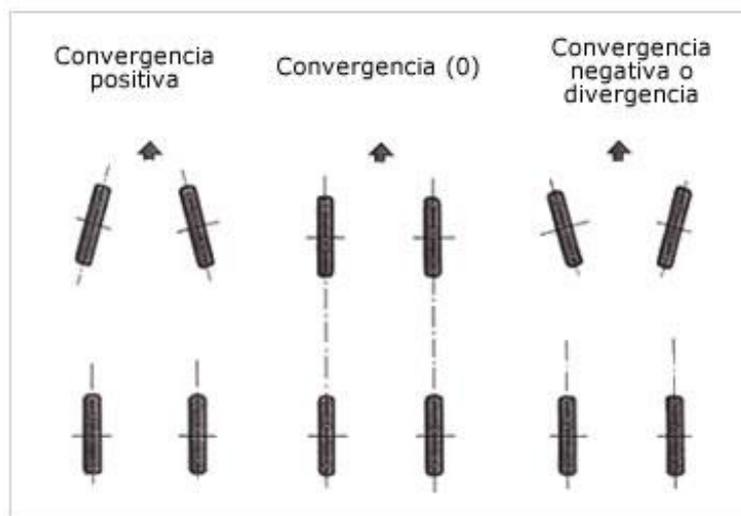
Figura 9 Convergencia o paralelismo de las ruedas



Fuente: https://docs.google.com/document/d/1KxSI_vC9BRZA19SMUVfliwVisOE-742N1f10Yld2-Y/edit (3)

El valor de la convergencia puede ser positivo (convergencia) o negativo (divergencia) depende de los valores que tengan los ángulos de caída y salida figura (10)

Figura 10 Convergencia - divergencia



Disponible en: https://docs.google.com/document/d/1KxSI_vC9BRZA19SMUVfliwVisOE-742N1f10Yld2-Y/edit

Influencia de un mal reglaje de paralelismo:

- Un exceso de divergencia provoca en la banda de rodadura rebabas de a fuera hacia dentro además de un desgaste excesivo en el borde interior.
- Un exceso de convergencia provoca en la banda de rodadura rebabas de adentro hacia fuera y un desgaste excesivo en el borde exterior.

1.3.5 ACKERMAN

Cuando el carro realiza un giro sea a la derecha o a la izquierda una de las llantas tiende a derrapar (deslizar) esto ocurre porque las dos llantas tienen el mismo radio de giro, para contrarrestar este fenómeno Ackerman estudiando los carruajes estableció que el radio de giro de cada una de las llantas debe coincidir en un punto

siendo este punto a lo largo de la prolongación del eje trasero o a $2/3$ de la distancia del eje de las llantas delanteras, esto permite que el radio de giro de la llanta interna sea menor que el de la llanta externa evitando el deslizamiento y posibles daños en el sistema de la dirección. (3)

Existen dos condiciones conocidas como ángulos de Ackerman que consiste en obtener teóricamente los ángulos de giro de cada una de las llantas de la dirección, donde la rueda interior debe de girar un ángulo mayor que la rueda exterior, teniendo en cuenta que durante el giro se consideran ángulos pequeños como se muestra en la figura (11) donde (δ_i) es el ángulo formado por la rueda interior y (δ_e) el formado por la rueda exterior. Teóricamente se pueden encontrar estos ángulos por medio de las ecuaciones (2) y (3)

$$\cot\delta_e = \frac{R + \frac{b}{2}}{L} \quad (2)$$

$$\cot\delta_i = \frac{R - b/2}{L} \quad (3)$$

Restando las ecuaciones (2) y (3) se obtiene la condición de Ackerman (ángulo de Ackerman) como se muestra en la figura (11).

$$\cot\delta_e - \cot\delta_i = \frac{R + \frac{b}{2}}{L} - \frac{R - \frac{b}{2}}{L} \quad (4)$$

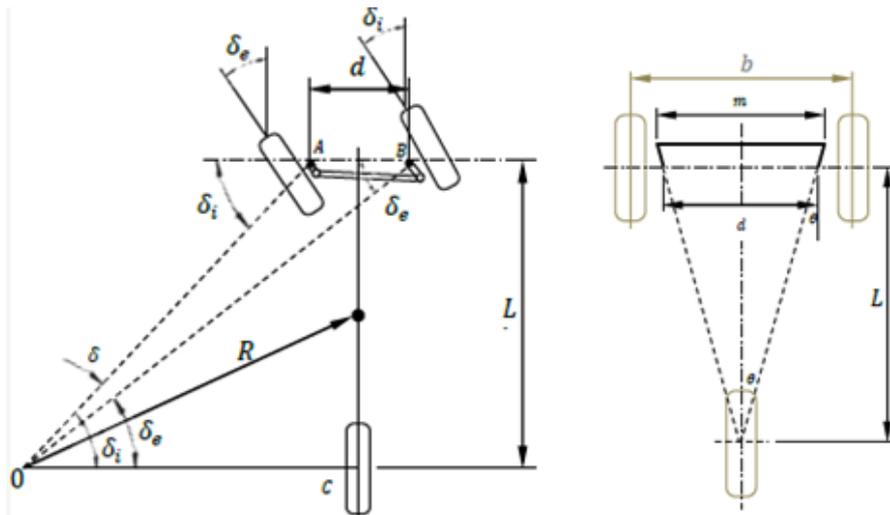
Dónde:

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{R}$$

Para calcular el ángulo interno en función del ángulo externo, ancho de trocha y la distancia entre ejes, se despeja el ángulo interno (δ_i) en la ecuación (4). (3) (4)

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{L \tan(\delta_e)}{L - b \tan\delta_e} \right) \quad (5)$$

Figura 11 Geometría Ackerman



Disponible en: *DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO SUPERMILEAGE. PEREIRA: s.n., 2013. (1)*

Dónde:

d = distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección.

L = distancia entre ejes.

b = ancho de trocha

δ_i = ángulo interno

δ_e = ángulo externo

δ = Ángulo de Ackerman

θ = Ángulo del trapecio

1.3.5.1 CÁLCULO DEL TRAPECIO DE LA DIRECCIÓN

Para tener la relación adecuada de los ángulos δ_i y δ_e es necesario determinar el ángulo θ , este ángulo es el formado por el trapecio y una vertical cuando las llantas se encuentran en línea recta como se muestra en la figura (11). (1)

Por geometría podemos determinar el ángulo θ :

$$\tan\theta = \frac{d/2}{L} = \frac{d}{2L} \quad (6)$$

Dónde:

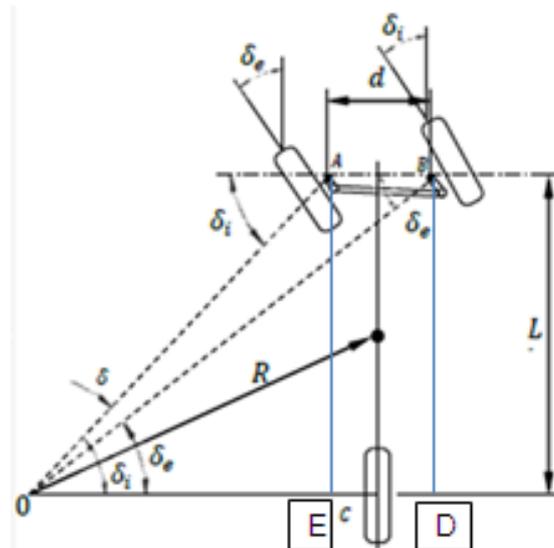
d = distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección.

L = distancia entre ejes.

1.3.5.2 RADIO DE GIRO MÁXIMO

El mecanismo de Ackerman está limitado para ángulos de giro pequeños para garantizar que al momento de tomar una curva la geometría de la dirección funcione correctamente se determina el radio de giro máximo (figura 12).

Figura 12 Radio de giro máximo (Ackerman)



El ángulo de viraje (δ_i) para un determinado radio de giro (R), según los triángulos rectángulos OAE y OBD de la (figura 12), por funciones trigonométricas se obtienen los ángulos que forman las ruedas en función de la distancia entre ejes (L) y el ancho de vía (d). Teniendo en cuenta que el radio de giro máximo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la distancia entre ejes ($R_{max} = 2 L$). El ángulo de viraje máximo entre las ruedas esta dado por las ecuaciones (7) y (8). (3) (1)

$$\tan(\delta_i) = \frac{2l}{4l-d} \quad (7)$$

$$\tan(\delta_e) = \frac{2l}{4l+d} \quad (8)$$

2. DINÁMICA DEL VEHÍCULO Y MECANISMOS DE TRANSMISIÓN

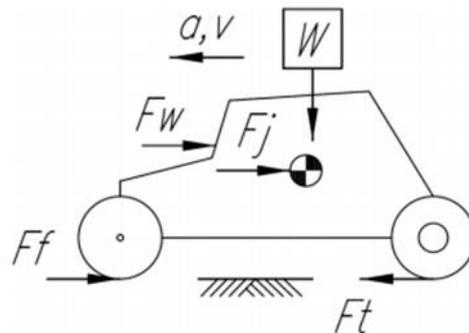
2.1 DINÁMICA DEL VEHÍCULO

Sobre un vehículo en movimiento interactúan una serie de fuerzas, ya sea para aumentar el movimiento u oponerse a él, el estudio de estas fuerzas es de gran importancia para la industria automovilística ya que permiten saber la potencia necesaria para la movilización del vehículo cumpliendo con los regímenes establecidos y hacer estudios para disminuir las fuerzas que se oponen al movimiento.

Las fuerzas que interactúan en el vehículo en movimiento son:

- Fuerza de tracción
- Resistencia debido a la inercia
- Resistencia a la rodadura
- Resistencia aerodinámica
- Resistencia debido a la pendiente.

Figura 13 Fuerzas que actúan sobre el vehículo



Disponible en: Trujillo, Gabriel Calle. Introducción a la ingeniería mecánica (5)

2.1.1 FUERZA DE TRACCIÓN (FT)

Es la fuerza por medio de la cual se efectúa el movimiento del vehículo, es producida por un medio externo ya sea (un motor o fuerza humana) a las rueda trasera. Cuando la fuerza de tracción es mayor a las fuerzas que presentan resistencia al movimiento se produce el desplazamiento del vehículo.

En nuestro caso la fuerza de tracción está determinada por el momento que actúa en el eje de la llanta trasera y el radio de la llanta como se muestra en la ecuación (9).

$$Ft = \frac{Mc}{R} \quad (9)$$

Donde el momento que actúa sobre el eje está determinado por la fuerza aplicada y el radio del piñón trasero como se muestra en la ecuación (10). (5) (6)

$$Mc = Fc * r \quad (10)$$

2.1.2 RESISTENCIA DEBIDO A LA INERCIA

Fuerza que aparece por efecto de la inercia cuando un cuerpo experimenta una aceleración o una deceleración. La fuerza de inercia actúa siempre en sentido opuesto al de la aceleración; si un cuerpo se halla sometido a una aceleración se comporta como una fuerza resistente, mientras que si un cuerpo experimenta una deceleración se comporta como una fuerza motriz y favorece la continuación del movimiento. (6) (1)

La acción de la fuerza de inercia puede comprobarse personalmente cuando se viaja en un automóvil, si se arranca bruscamente (aceleración), se nota un empuje hacia atrás; si se frena de golpe (deceleración), se observa un impulso hacia delante. Su intensidad es proporcional tanto a la masa (m) como a la aceleración (a) del cuerpo:

$$F = -ma \quad (11)$$

Cualquier elemento infinitesimal de la masa de un cuerpo sometido a una aceleración experimenta la acción de una fuerza de inercia infinitesimal. Por ello es usual considerar la acción de la resultante de dichas pequeñas fuerzas, es decir, la fuerza de inercia de toda la masa del cuerpo concentrada en el centro de gravedad esta dada por la ecuación (12).

$$Ri(Fi) = m * \frac{dv}{dt} = m * a \quad (12)$$

Donde (m) es la masa del vehículo en Kg y (a) es la aceleración en m/s^2 . (5) (1) (6)

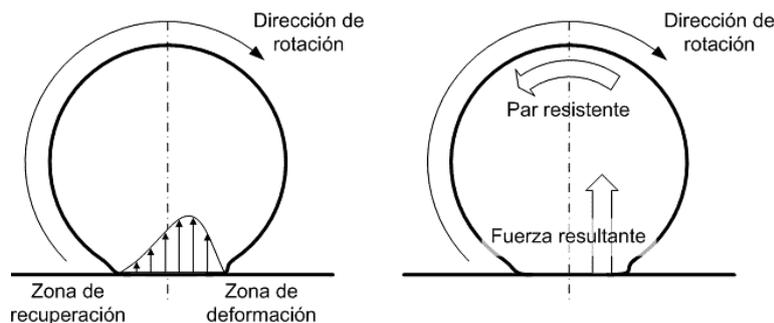
2.1.3 RESISTENCIA A LA RODADURA

Al girar, sucesivas secciones del neumático son deformadas al entrar en contacto con el suelo pero no recuperan de forma inmediata su forma original, a consecuencia de la visco-elasticidad del caucho.

Este retardo provoca que buena parte de la energía empleada en su deformación no sea recuperada. Esto se traduce en una distribución de presiones desigual en la huella, más intensas en su parte delantera.

Esta distribución de presiones puede ser resumida en una única fuerza resultante, dicha fuerza tendrá una dirección vertical y su punto de aplicación estará ligeramente desplazado por delante del eje vertical del neumático como se muestra en la figura (14). (7) (1) (6)

Figura 14 Resistencia a la rodadura



Disponible en: Cascajosa, Manuel. Ingeniería de vehículos sistemas y cálculos. (6)

Como toda fuerza cuya dirección de aplicación no pase por el centro de rotación de un objeto, genera un momento angular o par. En el caso del neumático, este par se opondrá a su rodadura, y deberá ser vencido por la energía proveniente de la fuerza de tracción. (7) (6)

La resistencia a la rodadura está determinada por:

$$Rr = f * m * g = f * w \quad (13)$$

Dónde:

f=coeficiente de rodadura se tomó igual a 0.02 (hormigón y cemento).

w= peso total del vehículo 120 kg con pasajero y panel solar.

$$Rr = 0.02 * 120kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$Rr = 23.54 N$$

2.1.4 RESISTENCIA AERODINÁMICA

De todas las fuerzas que se oponen al movimiento esta es una de las más estudiadas en la actualidad no solo por oponerse al movimiento si no porque tiene gran influencia en la estabilidad del vehículo.

Para el cálculo de la resistencia aerodinámica, se emplean formulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Donde intervienen la presión y la temperatura del aire, área de la sección transversal del vehículo y fundamentos de la velocidad. (6)

La resistencia del aire está dado por:

$$Ra = K * S * v^2 \quad (14)$$

Siendo:

K= Coeficiente de resistencia aerodinámica que depende de la forma y acabado de la superficie. (Ns²/m⁴)

S= Área frontal del vehículo. (m²)

V=velocidad del vehículo. (m/s)

El coeficiente de resistencia aerodinámica está dado por:

$$K = \delta * \frac{C}{2g}$$

Siendo:

δ= Peso específico del aire en condiciones normales 1.24 kg/m³

g= Gravedad 9.81 (m/s²)

C= constante

Remplazando estos valores que da:

$$Ra = \frac{1}{2g} * \delta * C * S * v^2 \quad (15)$$

(6) (1)

2.1.5 RESISTENCIA DEBIDO A LA PENDIENTE

Es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente.

$$R_p = P \operatorname{sen} \alpha$$

Dado que los ángulos son pequeños (el seno y la tangente son similares) por lo tanto:

$$R_p = P \operatorname{sen} \alpha = P \operatorname{tan} \alpha \quad (16)$$

Siendo:

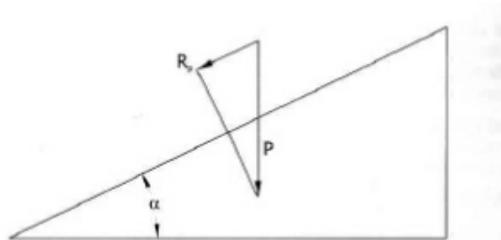
P= Peso total del vehículo

α = Ángulo de inclinación de la pendiente

De forma habitual, la pendiente se expresa en x metros de subida vertical por cada 100 metros de recorrido horizontal. (6) (1)

$$R_p = P * \frac{x}{100} \quad (17)$$

Figura 15 Resistencia debido a la pendiente



Disponible en: Cascajosa, Manuel. Ingeniería de vehículos sistemas y cálculos (6)

En los casos en que la pendiente es negativa (cuesta abajo) esta resistencia de pendiente o gravitatoria cambia de signo y deja de ser una fuerza de oposición al movimiento del vehículo para convertirse en un apoyo a la fuerza de tracción del vehículo.

2.2 MECANISMO DE PROPULSIÓN.

2.2.1 TRANSMISIÓN POR CADENA

Las transmisiones por cadena son transmisiones por engranajes con enlace flexible, compuestas por (rueda conductora, rueda conducida y enlace flexible), la cadena se compone de elementos articulados gracias a lo cual se obtiene la flexibilidad, este tipo de transmisión incluye frecuentemente dispositivos de tención, lubricación y protección. (8)

Las transmisiones por cadenas se pueden clasificar en tres grupos.

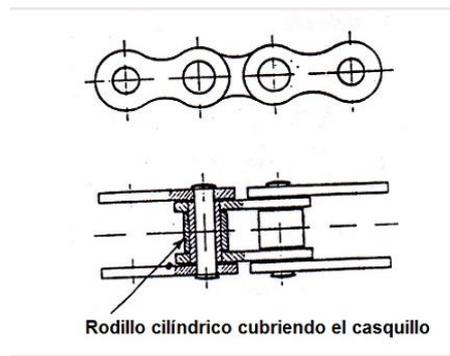
- Cadena de transmisión de potencia
- Cadena de manutención y transportadoras
- Cadena de carga

2.2.1 CADENA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Generalmente son empleados eslabones pequeños y de gran precisión en sus dimensiones, con pasos entre 4 y 63.5 mm, con el objetivo de reducir las cargas dinámicas y con pasadores resistentes al desgaste para asegurar una conveniente duración.

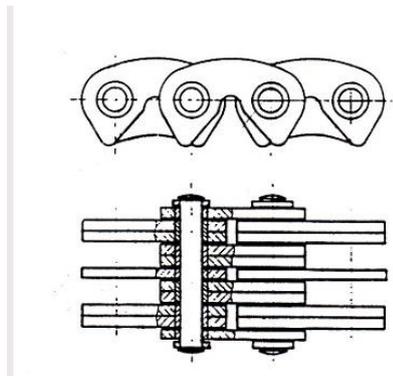
En los diversos tipos de cadenas empleados para transmisión de potencia, las más se utilizadas son: es la cadena de rodillos, cadenas tipo Gale y cadena con pasador de media caña. Estos dos últimos tipos de cadena son silenciosos pero no se recomienda para el transporte de fuerza ya que existe un gran riesgo si estas se llegan a descarrilar (8) (9)

Figura 16 Cadena de rodillos



Disponible en: Romero Piedrahita, carlos alberto y Calle Trujillo, Gabriel. diseño de elementos de maquinas. (8)

Figura 17 Cadena Gale

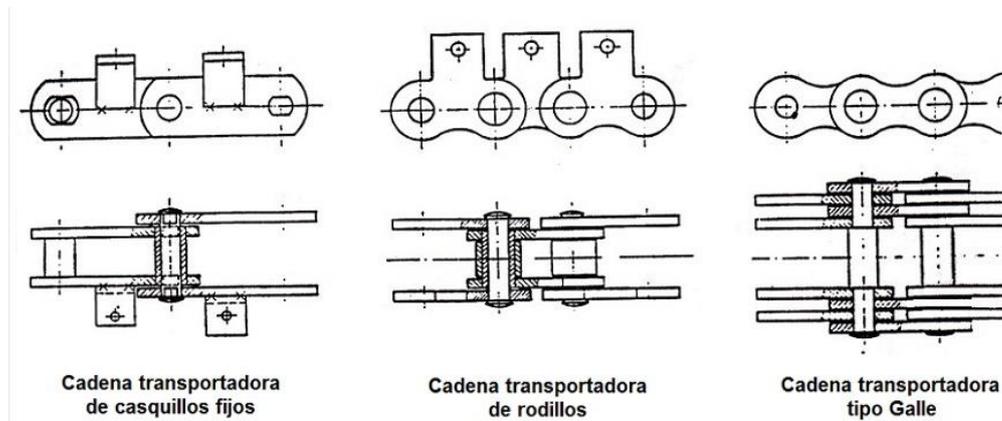


Disponible en: Romero Piedrahita, carlos alberto y Calle Trujillo, Gabriel. diseño de elementos de maquinas. (8)

2.2.2 CADENA DE MANUTENCIÓN Y TRANSPORTE

Estas cadenas son generalmente utilizadas en la industria para maquinarias transportadoras, estas funcionan a velocidades medias de 2-4 m/s. en su fabricación se usan eslabones de pasos largos, usualmente entre los 50-1000 mm. (8) (9)

Figura 18. Tipos de cadena de manutención



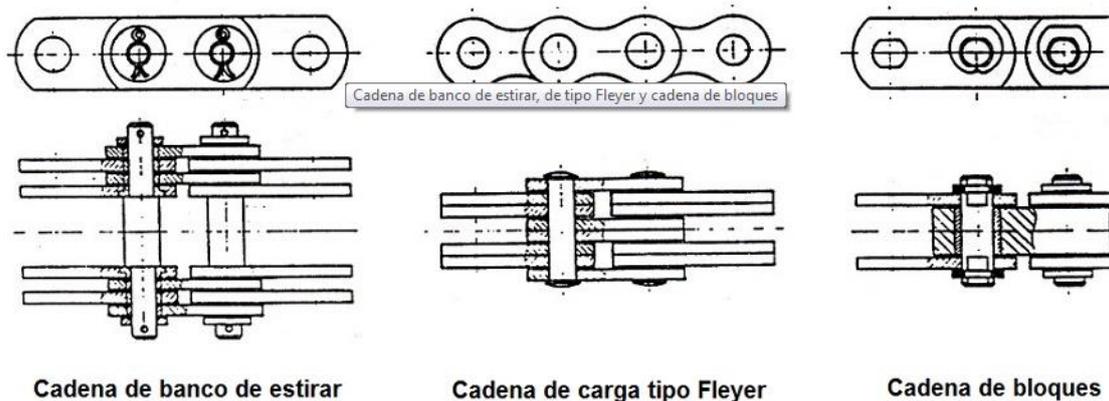
Disponible en: Romero Piedrahita, carlos alberto y Calle Trujillo, Gabriel. *diseño de elementos de maquinas.* (8)

2.2.3 CADENA DE CARGA

Son empleadas para suspender, elevar y bajar cargas, son empleadas periódicamente en las maquinas elevadoras de carga.

Estas trabajan con bajas velocidades 0.25 m/s y grandes cargas. Son construidas de eslabones simples, generalmente redondos o de bridas sencillas (9) (8)

Figura 19. Tipos de cadena de carga



Disponible en: Romero Piedrahita, carlos alberto y Calle Trujillo, Gabriel. *diseño de elementos de maquinas.* (8)

2.2.4 VENTAJAS DE LAS TRANSMISIONES POR CADENA

- Empleo de una considerable distancia entre ejes.
- Son más compactas que las transmisiones por correas
- Su rendimiento mecánico es elevado.
- No presentan deslizamiento.

- Las fuerzas que se transmite a los ejes es relativamente pequeñas.
- Tienen la posibilidad de transmitir movimiento mediante varios piñones.

2.2.5 DESVENTAJAS DE LAS TRASMISIONES POR CADENA

- Es inevitable el desgaste de las articulaciones de la cadena
- La velocidad de movimiento de la cadena no es constante, sobre todo cuando los números de dientes de las ruedas son bajos.
- Son más exigentes que las transmisiones por correas en V.
- Necesidad de mantenimiento periódico.

2.2.6 CRITERIOS DE LA CAPACIDAD DE TRABAJO DE LAS TRASMISIONES POR CADENA.

Las transmisiones por cadena pueden fallar por las siguientes causas:

- Desgaste de las articulaciones, lo que a su vez provoca el alargamiento de la cadena, el aumento del paso y el deterioro del engrane de la cadena con los dientes de los piñones.
- Destrucción por fatiga de las placas atreves de sus orificios, lo cual es característico de las transmisiones cerradas muy severamente cargadas, que operan en condiciones de buena lubricación, cuando el desgaste de las articulaciones no es lo definitivo.
- Girado los pasadores y los bujes sobre las placas en los sitios de montaje con interferencia, causados por problemas de fabricación (problemas de calidad).
- Picado por fatiga y destrucción de los rodillos.
- Colgadura no permisible del ramal conducido de la cadena, característico de las trasmisiones sin regulación de la distancia entre centros, sin dispositivos tensores.
- Desgaste de los dientes de los piñones. (8) (9) (10)

Longitud de la cadena

La fórmula para el largo de la cadena "L" es:

$$L = 2c + \frac{N+n}{2} + \frac{\left[\frac{N-n}{2 \times 3.14}\right]^2}{c} \quad (18)$$

Dónde:

L= longitud de la cadena expresada en pasos.

C= distancia entre ejes expresado en pasos.

N= número de dientes de la rueda.

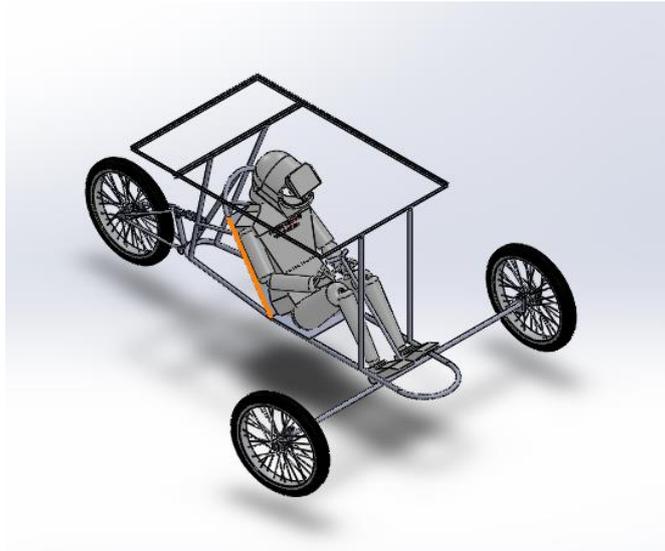
n= número de dientes del piñón

3. DISEÑO Y PARÁMETROS SELECCIONADOS

3.1 MODELADO EN CAD DEL VEHÍCULO

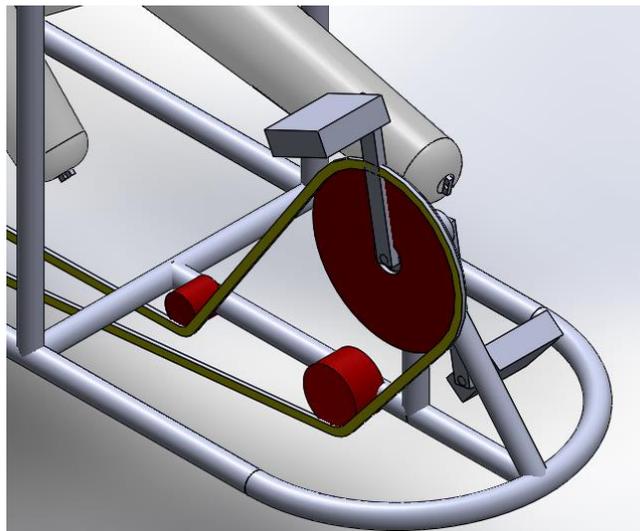
El modelado se realizó en el programa computacional SolidWorks. Con base en el modelo original mostrado en la figura 20. Se establecieron diferentes alternativas en el sistema de tracción.

Figura 20 Vehículo sin modificaciones



En la figura 21 se planteó el sistema de tracción con soporte para los pedales en estructura tubular acoplado directamente sobre el chasis sin modificaciones.

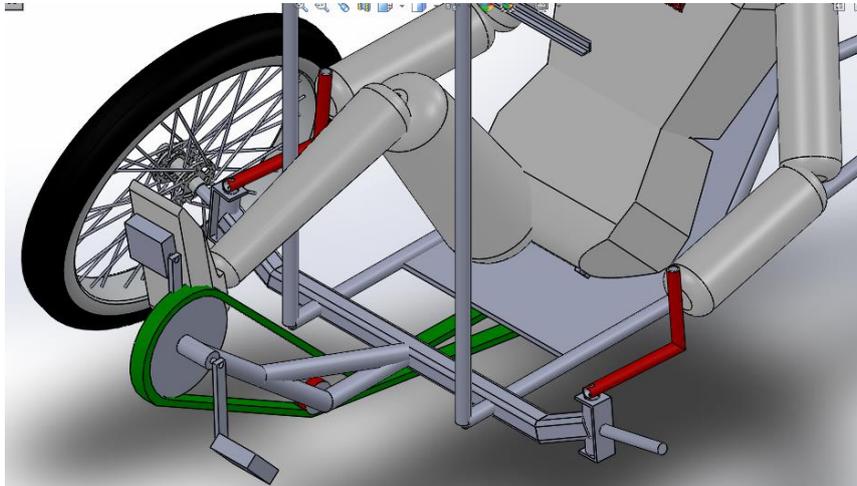
Figura 21 Soporte de pedales sobre el chasis sin modificaciones



Dado el limitante de espacio y geometría que presentaba el vehículo original, al implementar el sistema de tracción mostrado en la figura 21 el piloto quedaba en posición incómoda y peligrosa, por estas razones este diseño se descartó.

En la figura 22 se planteó el sistema de tracción con soporte para los pedales en estructura tubular acoplado directamente sobre el chasis modificado.

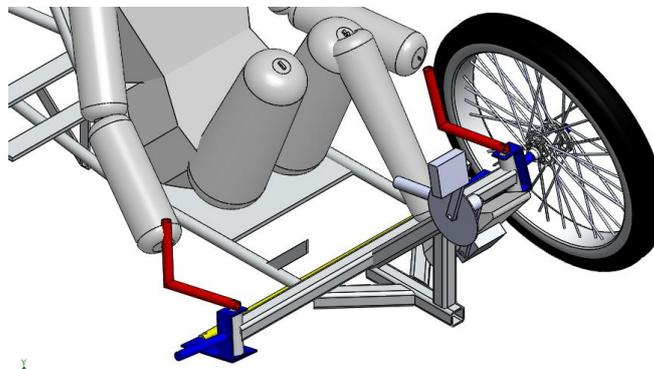
Figura 22 Soporte de pedales en estructura tubular sobre chasis modificado



La modificación del chasis planteada en la figura 22 daba menor altura al vehículo ocasionando limitantes de espacio para la adaptación de accesorios intermedios en la transmisión. La implementación del soporte de pedales planteada en estructura tubular hacia complejo el proceso de manufactura, teniendo en cuenta las herramientas y maquinaria disponibles en el taller.

En la figura 23 se planteó el sistema de tracción con soporte para los pedales en estructura de perfil cuadrado directamente sobre el chasis modificado.

Figura 23 soporte de pedales en estructura cuadrada sobre chasis modificado



La modificación del chasis e implementación del sistema de transmisión plateados en la figura 23 en conjunto del sistema de dirección sobre KingPin permiten mejorar la limitante de espacio que presenta el chasis original. La implementación del soporte de pedales en estructura de perfil cuadrado facilita el proceso de manufactura, teniendo en cuenta las herramientas y maquinaria disponibles en el taller, por estas razones el diseño planteado en la figura 23 fue el elegido.

3.2 PARÁMETROS SELECCIONADOS PARA EL SISTEMA DE TRACCIÓN

El mecanismo de propulsión elegido para el vehículo Xué revolution fue el de piñón cadena de transmisión de potencia, con rodillo cilíndricos ya que esta permite (la transmisión fuerzas significativas, cambios bruscos del sentido de la misma, grandes distancias entre ejes y no presenta deslizamiento).

Gracias a la gran variedad de accesorios que presenta este tipo de cadena y el gran parecido del funcionamiento que tiene el vehículo con las bicicletas y triciclos convencionales, se le adaptaran accesorios de bicicleterias los cuales cuentan con un amplio comercio, lo cual facilita la adquisición de piezas y accesorios en el momento de cambió de piezas o modificaciones.

Debido a la gran distancia entre ejes que presenta el vehículo fue necesario la implementación de dos tramos en la transmisión para evitar el pandeo de la cadena.

En la figura 24 mediante el modelado en CAD se muestra la trayectoria de la cadena y los principales accesorios utilizados.

Figura 24 accesorios de la trasmisión de potencia

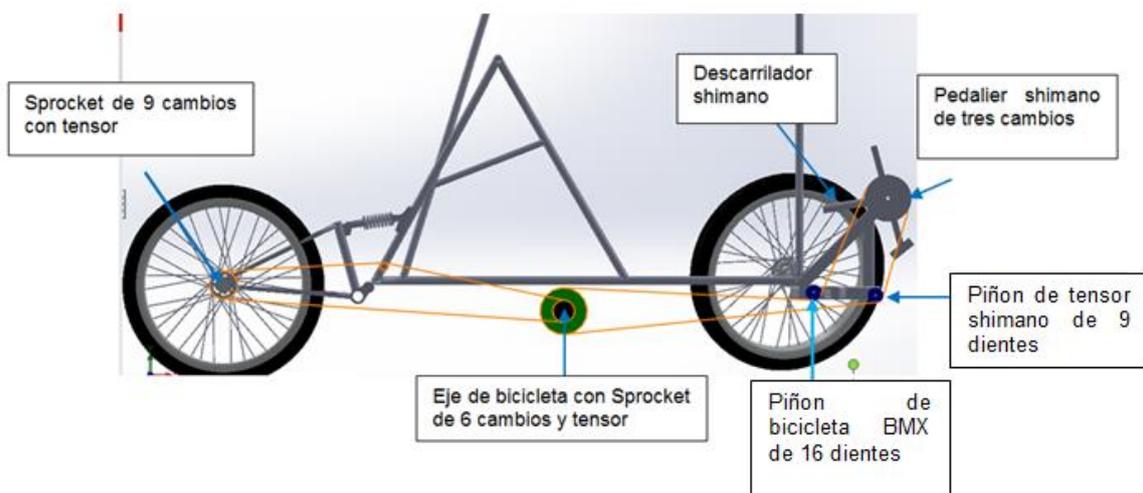


Figura 25 Imagen del vehículo terminado



principal (pedal) el piñón número 13 el cual tiene 41 dientes en eje intermedio 34 dientes y en el eje trasero en el piñón número 8 el cual cuenta con 34 dientes.

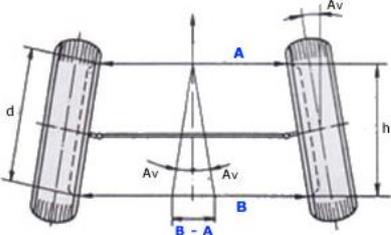
3.3 PARÁMETROS ELEGIDOS DE LA DIRECCIÓN

Con base en las limitaciones de espacio del vehículo, se eligió el sistema de accionamiento de la dirección sobre Kig-pin. Los ángulos que se eligieron fueron obtenidos con base en las recomendaciones y rangos adecuados consultados en la literatura (1) (3).

Los ángulos elegidos son: (Caster 10° , Camber 2° , KingPin 7° , el toe dado por los ángulos dio de convergencia positiva).

Tabla 3 Geometría de la dirección adecuada para el vehículo

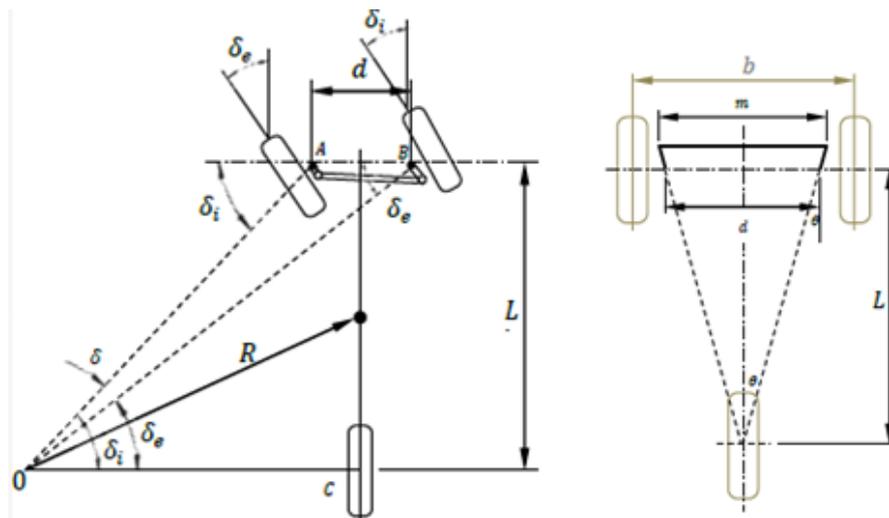
GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN			
COTAS DE DIRECCIÓN	PRESENTACIÓN GRAFICA	FUNCIONES	VALORES RECOMENDADOS PAR EL TRONCO MÓVIL
Angulo de salida (As)		<p>Reducir el esfuerzo para orientar las ruedas. Disminuir el angulo de caída, para mejorar el desgaste de los neumaticos. Favoreser la reversibilidad de la dirección.</p>	$As \leq 15^\circ$
Ángulo de Caída (Camber)		<p>Compensa la deformación por flexión del tren delantero Reparto de cargas sobre el eje de mangueta. Evita el desgaste de neumáticos y rodamientos. Reduce el esfuerzo de giro del volante.</p>	$0^\circ \leq Ac \leq 2^\circ$ Generalmente se toma igual a 0°
Ángulo de Avance (Caster)		<p>Mantener la dirección estable y precisa, con un efecto direccional de auto centrado. Favorecer la reversibilidad para que las ruedas se posicionen rectas tras una curva. Evitar vibraciones en las ruedas y la repercusión en la dirección.</p>	$10^\circ \leq Aa \leq 15^\circ$

<p>Convergencia (Toe in) Divergencia (Toe out)</p>		<p>En las ruedas no motrices, durante el rodaje se produce una apertura de las ruedas por tanto hay que darles un cierre o convergencia; en cambio en las ruedas motrices durante el rodaje se da un cierre de estas, y en este caso habría quedarles una apertura o divergencia.</p>	<p>$0\text{mm} \leq \text{Toe} \leq 6\text{mm}$</p>
--	---	---	--

3.3.1 CÁLCULO DEL MECANISMO DE ACKERMAN

De acuerdo la figura 11 r se calcularon los parámetros para el mecanismo.

Figura 11 repetida (r). Geometría Ackerman



De la ecuación (5r) se calcula el ángulo (θ) del trapecio de la dirección.

$$\tan\theta = \frac{d/2}{L} = \frac{d}{2L} \quad (5r)$$

Dónde:

d= distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección.

L= distancia entre ejes.

Siendo:

d= 827 mm

L= 1837 mm

Remplazando d y L en la ecuación 5r

$$\tan\theta = \frac{827 \text{ mm}}{2 (1837 \text{ mm})}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{827 \text{ mm}}{2 (1837 \text{ mm})} \right)$$

$$\theta = 12.68^\circ$$

Con la ecuación (4) se obtiene la tabla del ángulo (δ_i) teórico en función del ángulo (δ_e), los resultados se comparan en la tabla (1) con el modelado realizado en el programa de WorkingModel.

Tabla 4 Comparación de los resultados teóricos y la simulación de los ángulos de ackerman

Ancho de trocha	b	827 mm	giro a la izquierda		
	L	1837 mm			
Longitud entre ejes	Datos teóricos		Datos de WorkingModel		Diferencia entre δ_i teórico y WorkingModel
	δ_e (grados)	δ_e (grados)	δ_i (grados)	δ_e (grados)	
	5,20	5	5,106	5	0,10
	10,84	10	10,441	10	0,40
	16,95	15	16,037	15	0,91
	23,52	20	21,953	20	1,57
	30,55	25	28,289	25	2,26
	37,96	30	35,229	30	2,73
	45,64	35	43,169	35	2,47

3.3.1 ÁNGULOS DE GIRO MÁXIMOS

Para el cálculo de los ángulos máximos de giro, garantizando el correcto funcionamiento de la dirección se determinaron por medio de la ecuación (6r) y (7r).

$$\tan(\delta i) = \frac{2l}{4l-d} \quad (6r)$$

$$\tan(\delta e) = \frac{2l}{4l+d} \quad (7r)$$

Siendo:

$$d = 827 \text{ mm}$$

$$L = 1837 \text{ mm}$$

$$\tan(\delta i) = \frac{2(1837\text{mm})}{4(1837\text{mm}) - 827\text{mm}}$$

$$(\delta i) = \tan^{-1} \left(\frac{3674}{6521} \right)$$

$$(\delta_i) = 29.39^\circ$$

$$\tan(\delta_e) = \frac{2l}{4l + d}$$

$$\tan(\delta_e) = \frac{2(1837\text{mm})}{4(1837\text{mm}) + 827\text{mm}}$$

$$(\delta_e) = 24.2^\circ$$

De acuerdo a los resultados obtenidos se concluye que al superar los ángulos máximos, la diferencia entre los datos teóricos y el modelado tienen un incremento considerable, por lo tanto para ángulos mayores a 25° la condición de Ackerman empiece a presentar inconvenientes.

Figura 26 Dimensiones finales del mecanismo de Ackerman.

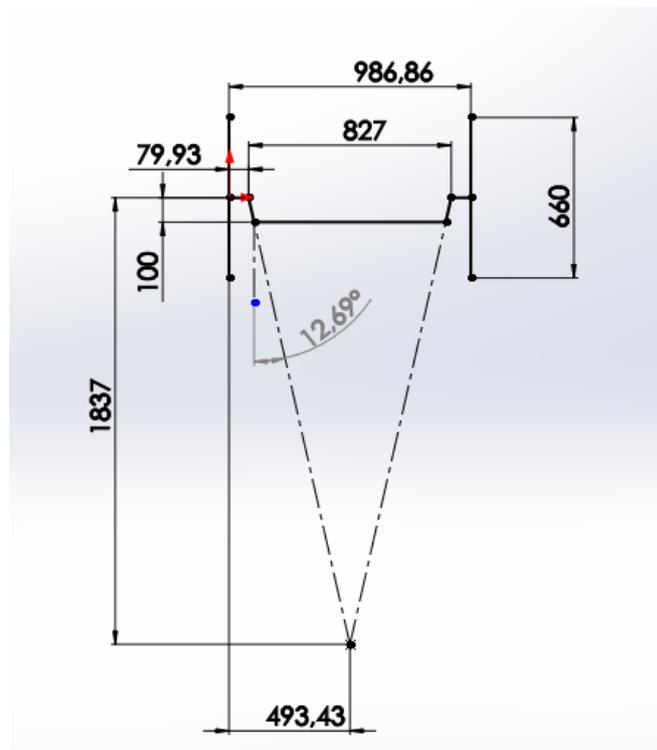


Figura 27 Mecanismo de Ackerman adaptado en el vehículo



3.4 MODIFICACIONES AL VEHÍCULO

La figura 28 y 29 muestran las modificaciones al chasis para implementar los sistemas de dirección y tracción. Se implementó el soporte del eje intermedio por medio de patinas de hierro las cuales se instalaron directamente sobre el chasis, evitando el problema de desalineamiento en el eje intermedio que ocasiona descarrilamiento y fallas en la transmisión.

Se implementaron patinas de apoyo entre las bases del panel solar y el chasis del vehículo para mejorar la entrada y salida del piloto

Se implementó un tubo de 2 pulgadas de diámetro al soporte de los pedales para sujetar el descarrilador.

Figura 28 Implementación de soportes para las bases

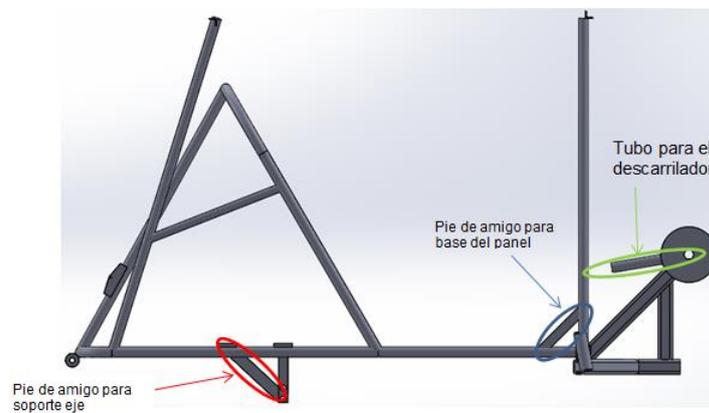
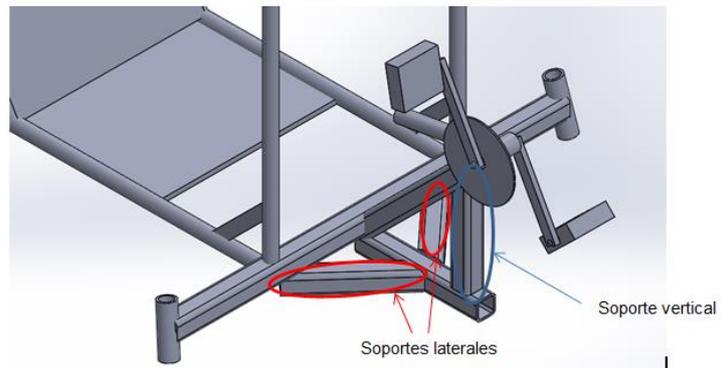


Figura 29 Soportes para la base de la dirección

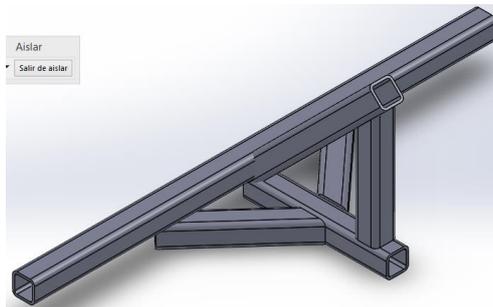


4. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS

4.1 CONSTRUCCIÓN

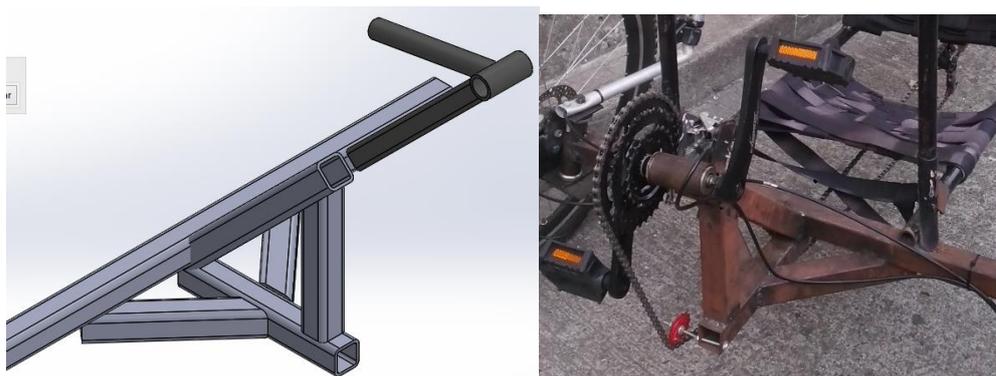
Después de elegir cada uno de los sistemas a implementar, se empezó por la modificación pertinente al chasis, primero se hizo la estructura a adicionar para luego adaptarla al chasis recortado figura 28. Para la construcción y adaptación al chasis de esta estructura se utilizó la pulidora con disco de corte y para la unión de partes de todo el vehículo se empleó soldadura continua SMAW AWS E7018.

Figura 28 Estructura para adaptar al chasis



Se fabricó la base de los pedales, la cual está compuesta por un tubo de perfil cuadrado que tiene soldado en un extremo el soporte del eje de los pedales y un tubo de 2 pulgadas de diámetro que sirve como base para el descarrilador de la rueda conductora ver figura 29, para la fabricación de este elemento fue necesario la pulidora con disco de corte para los cortes parejos y la fresadora para los cortes circulares. Posteriormente se realizó el montaje del sistema de tracción.

Figura 29 Fabricación y adaptación, base de pedales



Para el sistema de dirección se empezó con la adaptación de los parámetros elegidos; se establecieron el ángulo de avance y salida a la estructura donde se acoplaría el eje del pivote (figura 30^a), para agregar la forma y ángulos del pivote al chasis fue necesario el empleo de plantillas para darla forma por medio de la fresadora. Se modificó el soporte de las llantas del modelo original agregándole el ángulo de caída a

la mangueta y se le adicio una platina de hierro en la parte posterior para agregar el trapecio de Ackerman al sistema de direcci3n (figura 30 b), posteriormente se realiz3 el montaje de los componentes del sistema de direcci3n (figura 31).

Figura 30 adaptaci3n e modificaci3n de los elementos del sistema de direcci3n

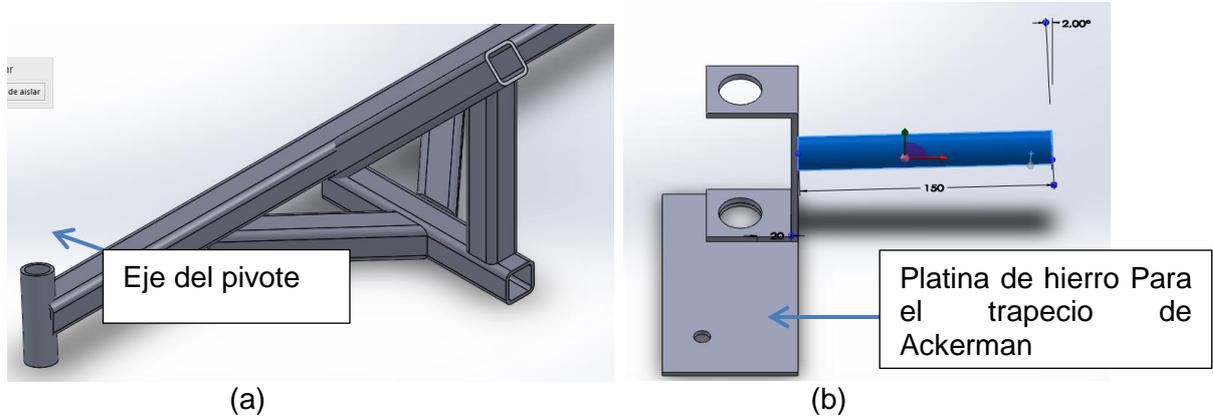


Figura 31 Sistema de direcci3n



Figura 32 Vehículo terminado



Figura 33 Vehículo terminado dando un giro

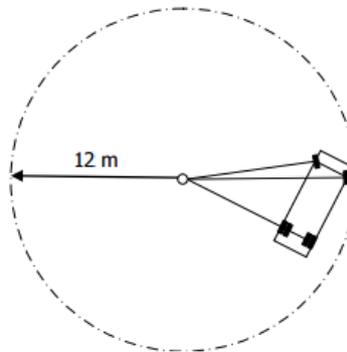


4.2 PRUEBAS

Se hicieron pruebas de funcionamiento del vehículo en terrenos con diferentes pendientes para comprobar las relaciones de máxima velocidad y máximo torque, mediante estas pruebas se determinó que la velocidad promedio del vehículo en terrenos planos con la relación de máxima velocidad fue de 40 km/h y que el vehículo es capaz de subir pendientes hasta con el 11 % de inclinación con la transmisión de máximo torque desde velocidad cero partiendo desde velocidad cero.

Para la determinación del radio de giro máximo se probó el vehículo en un terreno plano y despejado con la dirección describiendo los máximos ángulos planteados en el capítulo 3 y midiendo la trayectoria circular que describió el vehículo arrojando un máximo radio de giro igual a 10 m, estando este entre el rango promedio que tienen los vehículos convencionales (11).

Figura 34 Prueba reglamentaria del máximo radio de giro



5. CONCLUSIONES

- Después de realizar la revisión bibliográfica se estableció que el sistema que mejor se adaptó al vehículo en tracción es el de cadenas de rodillos y para el sistema de dirección el de kingPin debido a la disponibilidad de espacio que presentaba el vehículo original
- El modelado en un programa de CAD es una herramienta muy poderosa que ayuda a elegir la opción más viable de los sistemas implementados y accesorios.
- Por pruebas realizadas se estableció que los mecanismos de propulsión cuando funcionan combinados (cuando funciona el sistema fotovoltaico y la transmisión de cadena en forma simultanea) tienen mayor eficiencia que cuando funcionan en forma independiente.
- En el montaje de la transmisión, se vio la importancia de una correcta alineación, para evitar el descarrilamiento y fallas mecánicas en el sistema de transmisión.
- El vehículo alcanzó en las pruebas de desempeño velocidades promedio de 60 km/h en superficies con pendientes inferiores al 11%.

6. BIBLIOGRAFÍA

1. **MARÍA ALEJANDRA PULGARÍN ARIAS, JUAN DAVID ZABALA GUIADO.** *DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO SUPERMILEAGE.* PEREIRA : s.n., 2013.
2. **Patiño Molina, Franklin Julian.** Diseño y construcción de un vehículo de tracción humana para la competencia uniandes 2011. [ed.] Facultad ingeniería mecánica. [Tesis de grado (Ingeniero mecánico)]. Bucaramanga, Colombia : Universidad Pontificia Bolivariana, 2012. pág. 109.
3. [En línea] [Citado el: 18 de junio de 2015.] https://docs.google.com/document/d/1hXzkHyzjSRGi5hmSEi-p7jPWg3yDhhNK-vXFWuZg0g4/edit?hl=en_US.
4. **tirerack.** *sitio web de tirerack.* [En línea] 18 de 06 de 2015. [Citado el: 28 de abril de 2016.] <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>.
5. **Trujillo, Gabriel Calle.** Introducción a La Ingeniería Mecánica UTP. [En línea] [Citado el: 09 de 06 de 2016.] <https://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWVpbnxpbmRyb2ltdXRwfGd4OjE2MDVjYjYyYTdINzcnN2E>.
6. **casajosa, manuel.** ingeniería de vehículos sistemas y cálculos. *scribd.* [En línea] 10 de 01 de 2000. [Citado el: 10 de 06 de 2016.] <https://es.scribd.com/doc/191976527/INGENIERIA-DE-VEHICULOS-M-Casajosa-pdf>.
7. **km77.** km77.com. [En línea] [Citado el: 09 de 06 de 2016.] <http://www.km77.com/tecnica/bastidor/adherencia/sumario1.asp>.
8. **Romero Piedrahita, carlos alberto y Calle Trujillo, Gabriel.** diseño de elementos de máquinas. 1 Pereira, Colombia : s.n., 2005. ISBN 958-8065-86-0.
9. **segura, carlor ricardo y moreno ibañez, william.** *sitio web de slideshare.* [En línea] 30 de mayo de 2012. [Citado el: 3 de mayo de 2016.] <http://es.slideshare.net/SIMECOL/expo-engranajes-y-cadenas>.
10. **fares, virgil moring.** diseño de elementos de máquina. México, D.F : limusa, S.A, 2001. 121. ISBN 968-18-4207-3.
11. **dirección, Emilio Velasco Sánchez- vehículos sistemas de.** <http://umh1796.edu.umh.es/>. [En línea] [Citado el: 15 de 05 de 2016.] <http://umh1796.edu.umh.es/wp-content/uploads/sites/272/2013/02/sistema-de-direccion-texto1.pdf>.
12. [En línea] 18 de 06 de 2015. <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>.