



TESIS PROFESIONAL.

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO
MECANICO PRESENTA.**

HIZET RODRIGUEZ MARTINEZ.

**Director de tesis.
M.I. ANTONIO ZEPEDA SANCHEZ**

TITULO.
**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA
TRANSMISION CVT Y DIFERENCIAL AUTOMOTRIZ.**

Ciudad Universitaria, México D.F. junio 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

La ingeniería es una expresión del ingenio humano, gracias a esta sublime y exclusiva virtud del hombre, hemos evolucionado con el fin de obtener un bienestar común, sin embargo, en nuestra época, la ingeniería es una imagen de la rentabilidad y superioridad económica de las personas y de las naciones. El ingenio del hombre actual se ha perdido, dentro del ambiente del mercado y de la mentalidad cotidiana e importada, la cual, los hombres deciden aceptar para formar parte de algo que los convierte en números, decidiendo así “solo no hacer nada“. Es por esto que hoy decido no convertirme en un número más, aceptando ser el cambio que irá en contra de lo establecido.

HIZET RODRIGUEZ MARTINEZ

Dedico esta sección a mi familia y en especial a mi madre y a su esfuerzo para que terminara esta formación académica y que gracias a ello, hoy estoy presentando este trabajo final, agradezco profundamente tu perseverancia que siempre fue mi sostén y mi inspiración para que cada vez fuera mejor en todo lo que iniciara, a ti madre gracias.

Agradezco a la DGAPA por su apoyo para la realización de la tesis en su forma física.

A mis profesores que siempre en su condición de académicos y amigos, me ofrecieron su apoyo científico y consejo personal no solo el área científico-tecnológica sino también como verdaderos maestros de la sabiduría y personas honorables.

En el transcurso de mi formación como ingeniero mecánico, conocí formas de pensar y de ver el mundo físico muy diferentes a la mía, sin embargo, aunque casi todas las veces no estuve de acuerdo, reconozco que la diversidad de pensamiento es riqueza, al iniciar una empresa para su realización física, emanada de una idea y así convertirla en una ventaja común, se generan diversas opiniones y reacciones a las que respete en su crítica hacia mi visión del mundo de la ingeniería, pero solo se convirtieron en eso, opiniones, porque considero que una idea autentica debe conservarse tal y como se formuló y sin alguna modificación y sin embargo a todos ellos, gracias, porque las críticas son también una forma de corrección y mejoramiento continuo.

La aventura de cursar una carrera dentro de esta, mi alma mater, “mi segunda madre”, ha sido al menos para mí, no solo una formación profesional, es ya parte de mí, es parte de mi vida como hombre que ha decidido tomar un camino que ante mis semejantes me hace digno.

Finalmente, termino con lo que he debido comenzar, en el nombre de Dios y gracias a Dios he llegado aquí. Gracias padre.

Introducción.

La optimización de las prestaciones de los diversos dispositivos y sistemas mecánicos, se llevan a cabo todo el tiempo, esto se da en diversos lugares de investigación y la industria tecnológica, con el fin de obtener máquinas que respondan mejor a los requerimientos de trabajo así como de eficiencia energética y control del funcionamiento, al aprovechar al máximo la energía suministrada, que mediante mecanismos planeados que reducen pérdidas de potencia. El caso de las transmisiones mecánicas es un ejemplo de este proceso de optimización, en el que se busca mejorar el desempeño del arreglo mecánico, al transmitir de forma controlada la mayor cantidad de potencia de la fuente motriz, en el que se procura no generar más gastos energéticos.

Las transmisiones mecánicas, como su nombre lo indica, transmiten potencia motriz y regulan la velocidad de salida, lo hacen con niveles de eficiencia según el tipo de transmisión y los requerimientos mecánicos de trabajo, la mayoría de las transmisiones presentan problemas del tipo de eficiencia energética, es decir presentan pérdidas de potencia debido a la interacción de las partes del mecanismo y por la forma de controlar su funcionamiento; la fricción, cambios de velocidades, calentamiento y movimientos inerciales, generan estas pérdidas energéticas, fallas por termo-fluencia o impurezas en los materiales usados, causan daños permanentes y un mayor costo económico de mantenimiento, no olvidando el daño ecológico por el mayor consumo de energéticos.

El control de las velocidades y funcionamiento del mecanismo de la transmisión, desgastan los elementos mecánicos que tienen superficies que están en constante contacto y también, debido al cambio de velocidades en el que están en paro y reinicio del movimiento constante. Existen las transmisiones continuamente variables (CVT por sus siglas en ingles) que ofrecen un cambio suave de velocidad evitando pérdidas de potencia, sin embargo están limitadas a un par-motor menor y constantemente se están dañando debido al principio de funcionamiento.

ALCANCES.

Esta tesis está encaminada, a la descripción de cómo se llevó a cabo, por el autor de la tesis, el análisis, diseño y fabricación de un mecanismo, que opera cómo una transmisión tipo CVT y que a la vez realiza la función de mecanismo diferencial, reduciendo las pérdidas de potencia en el funcionamiento del mecanismo que es ya una solución a los vehículos híbridos, porque es posible, incorporar totalmente los dos motores con los que este cuenta de forma totalmente paralela, con necesidad de mayor potencia cómo un vehículo tracto-camión, para ello se lleva a cabo en el prototipo una etapa de experimentación con pruebas y caracterización para conocer los alcances del mecanismo.

RESTRICCIONES.

Desde el comienzo del trabajo, con el análisis y diseño, se procura reducir en la medida de lo posible las pérdidas de potencia generadas por la interacción entre las partes del mecanismo cuándo este entra en funcionamiento, debido a la fricción entre superficies metálicas y esfuerzos aplicados.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Las transmisiones que existen actualmente en el mercado están restringidas por la magnitud de par que pueden transmitir, esto se puede deber a los principios de operación o el fin que buscan alcanzar con el diseño CVT, es decir, el mecanismo mediante el cual se pretende generar un cambio continuo de velocidad tiene implicado la alta generación de fricción entre superficies metal con metal o metal con algún tipo de polímero, en el caso de la interacción entre metal con metal, cuando se realiza el cambio de velocidad en él mecanismo, la magnitud de los esfuerzos aplicados entre superficies daña a las mismas esto es porque están restringidas a una carga máxima o fuerza, que se da en la línea de contacto y esto se puede atribuir por la dureza del material empleado así como la mínima área en la que están en contacto teniendo que emplear aceites especiales con un alto costo.

En el caso del empleo de los elementos mecánicos fabricados con metal y polímeros, este último está limitado por la frontera del límite elástico el cual comienza a deformarse plásticamente cuando la carga es mayor a la establecida en su diseño, es la explicación del porqué de los problemas en las transmisiones CVT de correas y bandas, al suministrar una entrada rápida de potencia como por ejemplo en un arrancón del vehículo la banda o cadena de material compuesto, tiende a deformarse de forma plástica lo cual altera la relación de diámetros de paso en las poleas motrices y seguidoras, así la banda desliza y ya no transmite potencia del motor a las ruedas.

El diseño del prototipo está enfocado a resolver los problemas descritos sumándole la reducción de pérdidas de potencia por fricción.

INDICE

Agradecimientos.....	2
Introducción.....	3
Alcances.....	3
Restricciones.....	4
Planteamiento del problema.....	4
Índice.....	5
Objetivo general.....	7
Los sistemas de transmisión de potencia.....	7
Definición básica del funcionamiento de una transmisión.....	8

CAPITULO I

1.1 Los sistemas de transmisión de potencia tradicional y tipo CVT.....	10
1.2 Las Cadenas y Bandas.....	20
1.3 Evolución de las cadenas de rodillos.....	25
1.4 Patentes existentes relativas al diseño.....	29

CAPITULO II

2.1 Diseño conceptual y de configuración.....	31
2.2 Configuraciones y bocetos.....	33

CAPITULO III

3.1 Diseño de detalle.....	36
3.1.1 Modelos.....	36
3.1.2 Cálculos.....	36
3.1.2.1 Ganancia de par.....	36

A.3.1 Con un motor.....	36
B.3.2 Con dos motores (diseño para un sistema hibrido paralelo).....	38
3.2 Regulación de velocidad.....	40
3.2.1 Independencia de par Gráficas y datos de comportamiento conforme al modelo matemático	42

CAPITULO IV

4.1 Descripción de la manufactura.....	46
4.1.1 Investigación de materiales.....	46
4.1.2 Métodos de manufactura utilizados.....	48
4.1.2.1 Control numérico CNC.....	48
4.1.2.2 Maquinas convencionales.....	48
4.2 Soldadura. MIG, TIG, Electrodo de revestimiento.....	51
4.3 Procesos de unión.....	53
4.3.1 Descripción de Piezas, ensambles y formas de unión.....	53

CAPITULO V

5.1 Armado del prototipo para pruebas y mediciones.....	70
5.2 Plano de partes.....	71
5.3 Descripción de los componentes motrices.....	72
5.4 Desarrollo de pruebas (Velocidad).....	77
5.5 Datos obtenidos y comparación con los datos teóricos.....	79
Conclusiones particulares.....	80
Aportaciones y Mejoras.....	81
Experiencias generadas.....	82
Bibliografía y referencias.....	83

OBJETIVO GENERAL.

Diseñar y construir, el prototipo mecánico de una transmisión de potencia, construida con cadenas de rodillos, que podrá regular la velocidad de forma continua de cualquier fuente motriz rotatoria, y que tenga la capacidad de operar como diferencial, cuando se emplee en un vehículo automotriz.

LOS SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA

Las transmisiones comerciales, generalmente están fabricadas con:

Engranés. (Aditamentos extras, convertidor de par, gobernador, sensores Electromagnéticos y válvulas)

- CVT cónico.
- Leva toroidal.
- Poleas y bandas.

Las tres últimas son tipo CVT, las cuales pueden ser estándar, automática o semiautomáticas, este tipo de transmisiones son confortables en su operación y disminuyen considerablemente los impactos y daños torsionales en los sistemas mecánicos del vehículo. El desempeño de la tracción motriz de la unidad, está en función de la continuidad de velocidades y reducción de pérdidas de potencia generadas por fricción como ya se había mencionado, cambios de velocidad, momentos de inercia, control de válvulas o control y cambio electrónico, de lo cual los diseños actuales tipo CVT, son los que más reducen tales pérdidas y daños.

A continuación se describen las transmisiones tipo CVT que existen comercialmente y que en la actualidad están en investigación. Las ventajas y desventajas que tienen los diseños se describen procurando no profundizar en su estudio ya que no es necesario y solo servirá para contrastar sus características con las del diseño generado, de esta forma se puede dar claridad al trabajo.

- Rígidas:
 - CVT half toroidal (media)
 - CVT full toroidal (completa)
 - CVT cónica.
- Flexibles:
 - CVT de cadenas.
 - CVT de poleas con bandas.

Definición básica del funcionamiento de una transmisión.

En principio es necesario definir ¿Qué es una transmisión y para qué sirve? Comenzaremos diciendo que el trabajo que se genera en un motor eléctrico o de explosión, no puede ser aprovechado directamente del eje o cigüeñal, si simplemente conectamos los diversos mecanismos o dispositivos a los ejes de los motores; aprovechar la potencia, par y velocidad de giro, en el eje de un motor eléctrico o en el cigüeñal del motor de explosión, requiere un mecanismo específico para obtener esta regulación de velocidad y control de potencia.

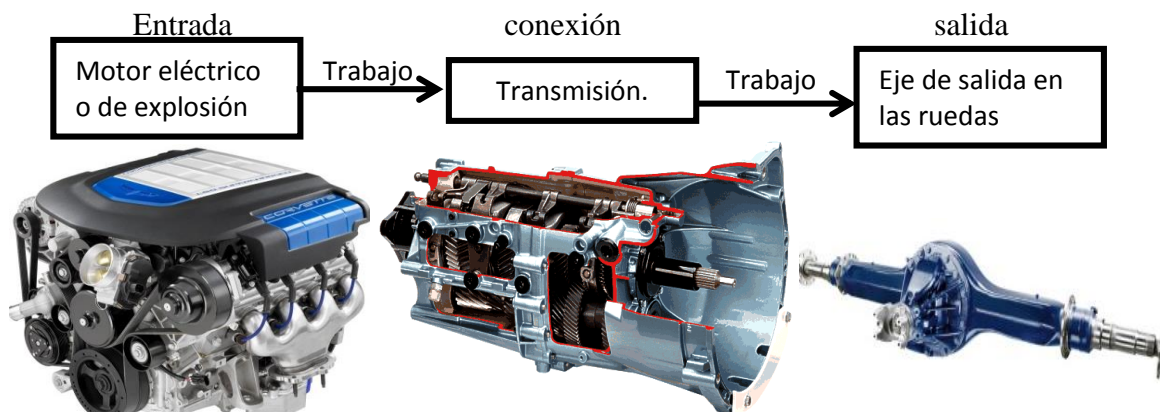
En el caso del motor eléctrico, existen métodos como circuitos electrónicos de potencia que configuran y programan en algún lenguaje ensamblador de programación, los componentes que varían algún parámetro como la corriente, frecuencia o el sincronismo con el que se cambia la polaridad de los campos inducidos en el motor, así se pueden regular los parámetros de control del trabajo entregado, pero la potencia y rendimiento no son los mismos, estos disminuyen, debido a la disminución de las fuerzas que hacen mover el eje, eso sin contar el costo que generalmente es alto para la adquisición del equipo de operación, y estos circuitos de potencia consumen mucha energía para su operación.

Para compensar la pérdida de par, se deben utilizar mecanismos que lo multiplique y a la vez regulen la velocidad.

En el caso del motor de explosión, es más difícil de regular mediante solo la admisión de la mezcla de combustible y aire, este pierde fuerza al disminuir el caudal un la cilindrada tanto en el arranque como en la variación de la velocidad.

Algo que es imprescindible describir es el momento angular de inercia, que presenta el motor en el arranque y cambios de velocidad, la fuerza necesaria que hay que aplicar a los cuerpos en movimiento o estáticos es considerable dado que presentan una resistencia al inicio del movimiento y el fin de este, por ello el cambio de velocidad es una pérdida de potencia cuando tratamos de acelerar o frenar algún mecanismo, es en esta parte donde una transmisión actúa y conecta la salida con la entrada, pero entendiendo que para que esto se realice, se generaran pérdidas de potencia, solo que en menor magnitud y de forma controlada volviéndose optimo el proceso.

Diagrama de conexión y posición.



CAPITULO 1

- 1.1 Los sistemas de transmisión de potencia tradicional y tipo CVT
- 1.2 Las Cadenas y Bandas.
- 1.3 Evolución de las cadenas de rodillos.
- 1.4 Patentes existentes relativas al diseño.

1.1 Los sistemas de transmisión de potencia tradicional y tipo CVT.

Transmisión tradicional con engranes rectos helicoidal:

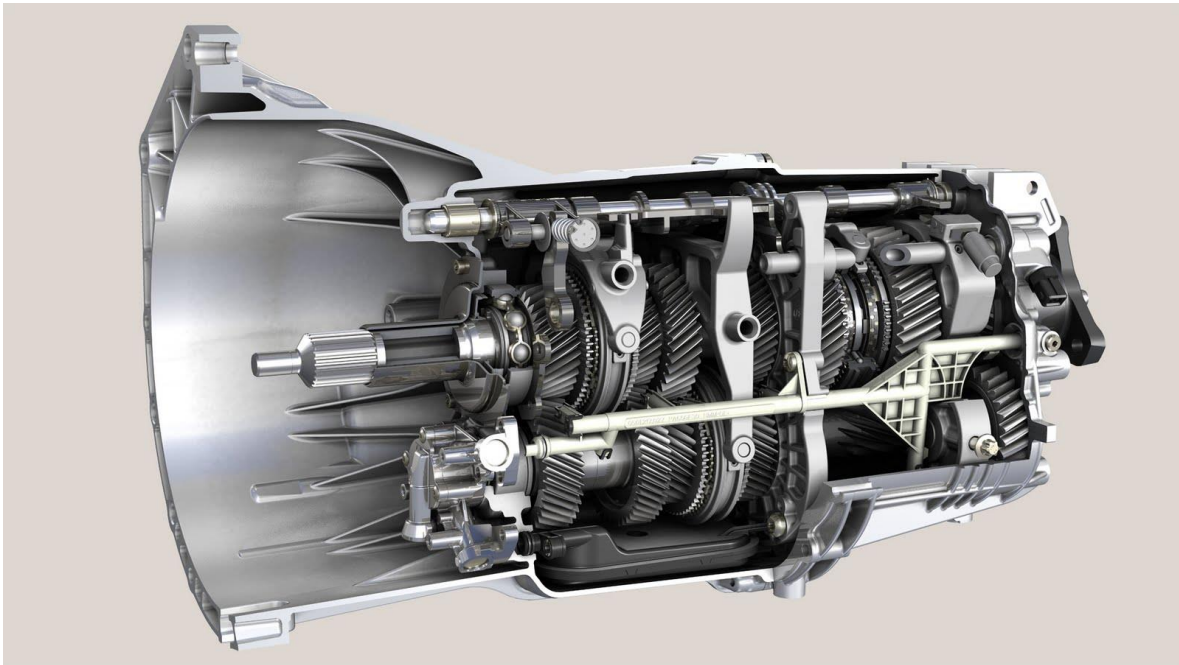


Figura 1.

Datos en punto óptimo de trabajo del motor.

Tabla 1.	<i>Rango de salida de potencia en eje. Por 1 [Hp] en motor.</i>	<i>Cambio de velocidad</i>	<i>Tipo de mantenimiento</i>	<i>Costo</i>
Ventajas	0.25 - 0.75 [hp] manual 0.5-0.85 [hp] auto.	Durabilidad	simple	Facilidad de compra
Desventajas	Necesario elemento extra.	cambios buscos	Constante	Relativamente barata.

Elemento extra: **Convertidor de Par**

Este dispositivo convierte la energía Hidráulica, proveniente del par inicial del motor, en energía mecánica en la entrada de la transmisión.



Figura 2.

Este tipo de transmisiones tiene una amplia gama de velocidades las cuales se manipulan según los requerimientos de velocidad y magnitud del par en las ruedas de tracción como lo son las pendientes o inicio de movimiento con cargas mayores en vehículos de transporte.

Sin embargo el inicio en el movimiento o cambio de velocidades requiere detener la transmisión mediante el uso de embrague mientras se realiza el cambio en el arreglo de engranes, ya sea automático o manual, el principio es el mismo, esto aumenta el desgaste de todo el vehículo así como el aumento del consumo de combustible.

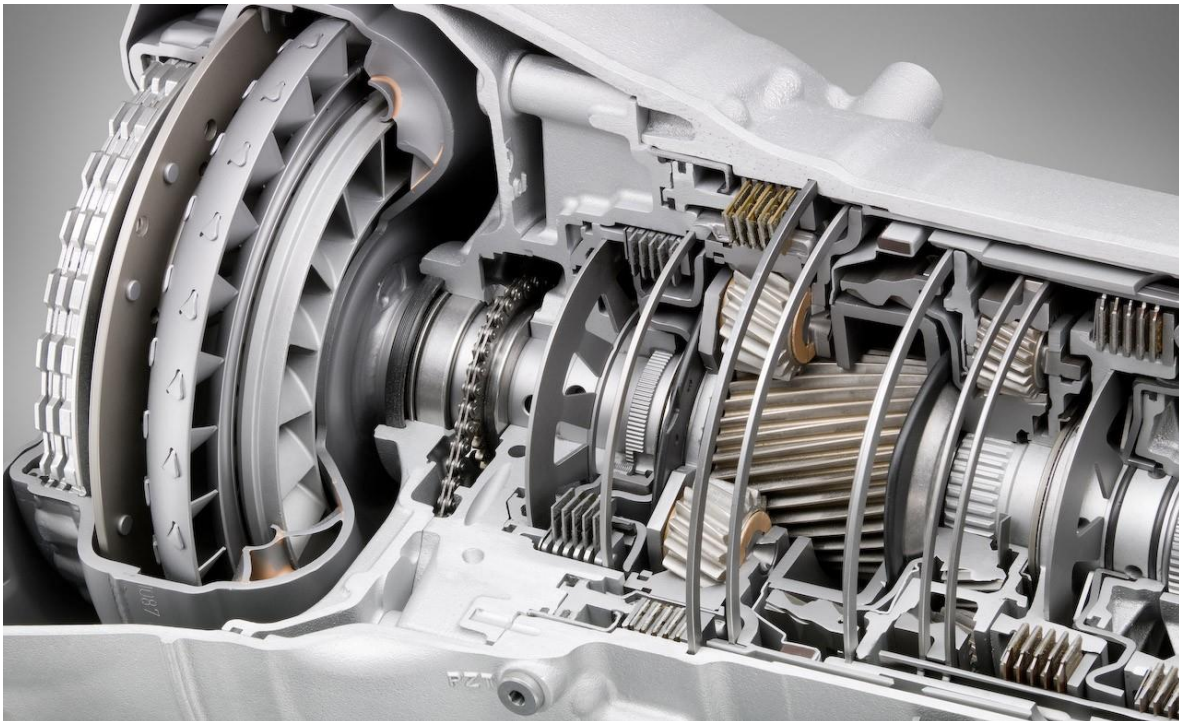


Figura 3.

En esta caja automática el principio es el mismo definido anteriormente, solo que los cambios los realizan todo un sistema mecánico, hidráulico y electrónico, el cual frena o libera discos que contienen arreglos planetarios según lo indicado por los sensores de la parte electrónica, que activa los mecanismos hidráulicos (gobernador) y que como se puede ver es bastante robusta y consume recursos energéticos en el vehículo.

Como podemos ver, el modelo de engranes, tiene a las superficies de las partes mecánicas en constante fricción según sea la relación de transformación de velocidad, lo cual será retomado en la propuesta del diseño.

Transmisión con poleas y bandas.

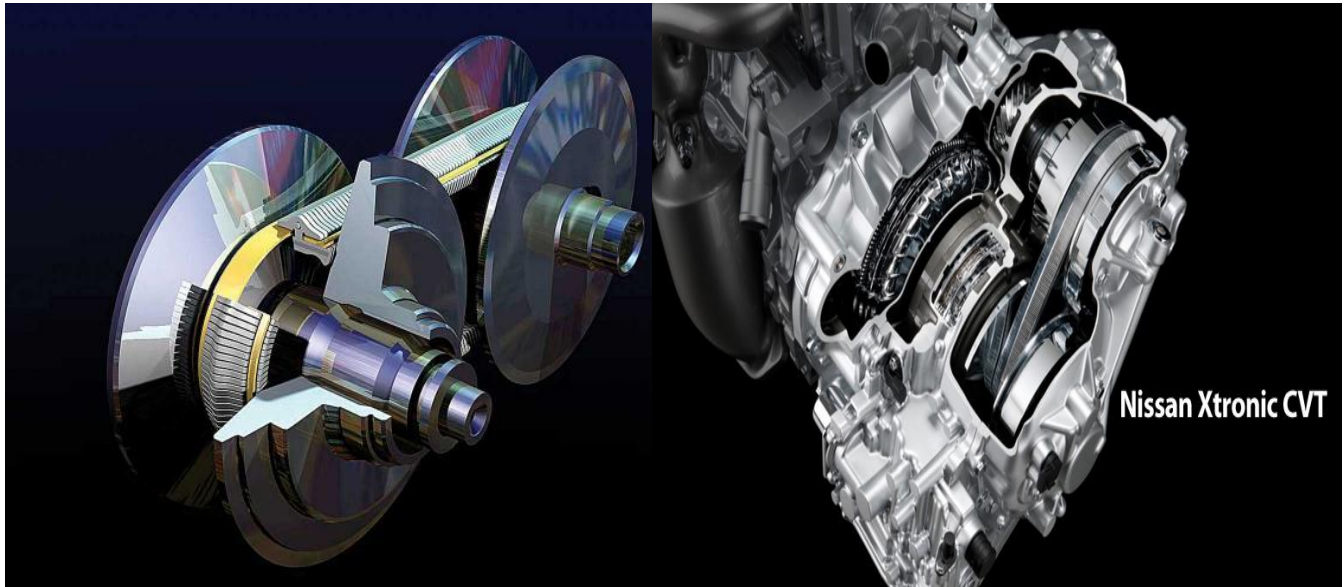


Figura 4.

El principio de esta transmisión se basa en la tracción generada por la fricción entre las caras de bandas y las caras de los platos de las poleas que son ajustables axialmente con el fin de generar relaciones en dos únicos ejes.

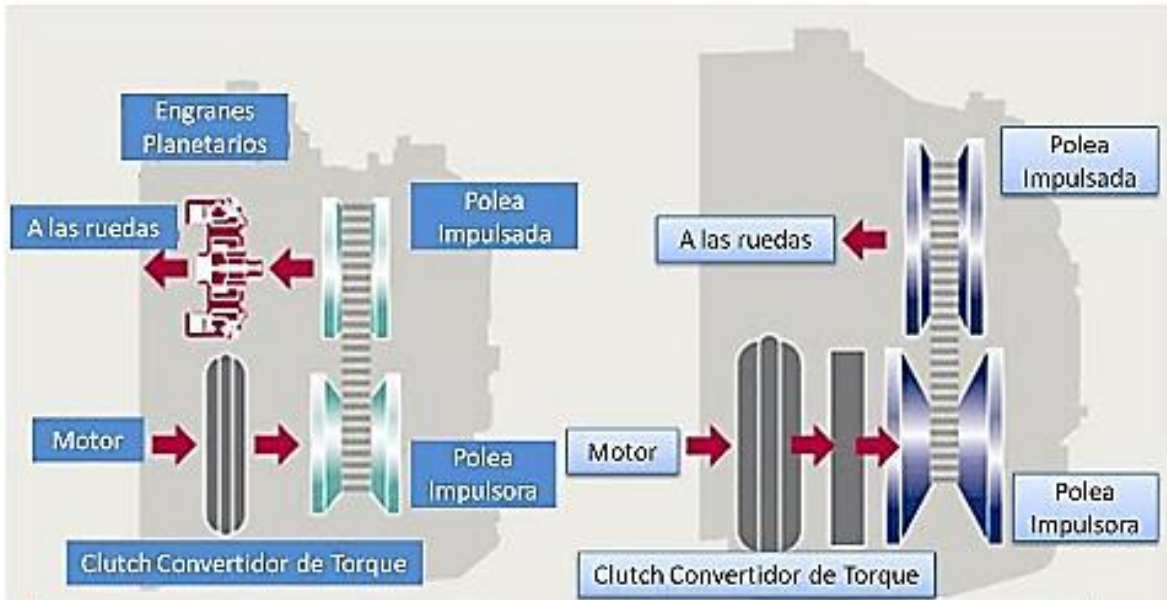
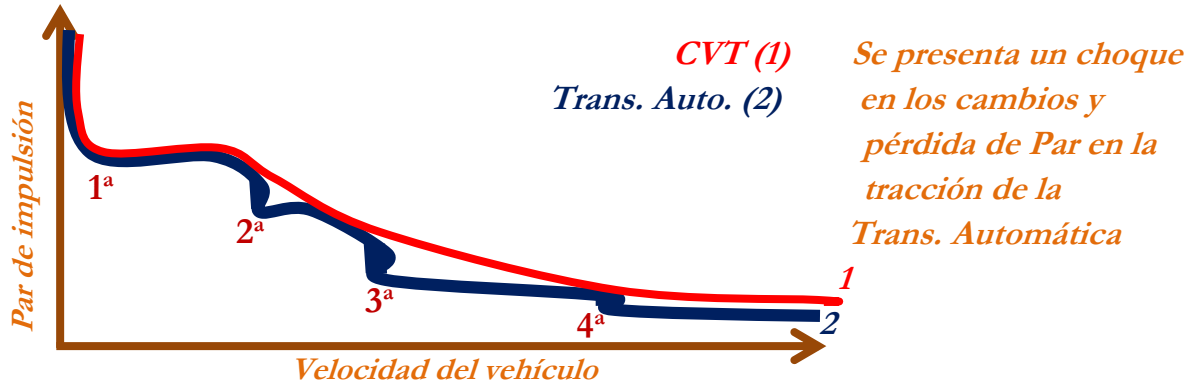


Figura 5.

Datos en punto óptimo de trabajo del motor.

Tabla 2.	Rango de salida de potencia en eje. Por 1 [Hp] en motor.	Cambio de velocidad	Tipo de mantenimiento	Costo
Ventajas	0.85 - 0.90 [hp] 182 [hp] en motor V4 270 [hp] en motor V6	Suave		15 % en ahorro de combustible en un V4 10 % en ahorro en un V6
Desventajas	Necesario elemento extra.	Bajo par	Constante aceite especial	Costoso en la compra



Grafica 1.

La CVT Xtronic Nissan Altima 2013 de última generación: Acelera de 0-100 [Km/h] en 8.4 [s] con un motor V4 y 15.7 km/L para ciudad y 23.2 km/L para carretera, con una eficiencia combinada de 19.1 km/L, lo que lo convierte en líder del segmento.

Este último dato indica que las restricciones por el tipo de transmisión, está en función de la magnitud del coeficiente de fricción y resistencia de la banda.

Estas transmisiones son utilizadas por:

- Audi
- Daihatsu
- Dodge
- Fiat
- Ford
- Honda
- Jeep-
- Lexus
- Mercedes
- Mercury
- Mitsubishi
- Mini
- Cooper
- Nissan
- Opel
- Peugeot
- Renault
- Rover
- Saturn
- Toyota

Este tipo de transmisión no es capaz de transmitir potencia necesaria para cargas de arrastre mayores de 2.2 Toneladas.

Transmisión cónica.

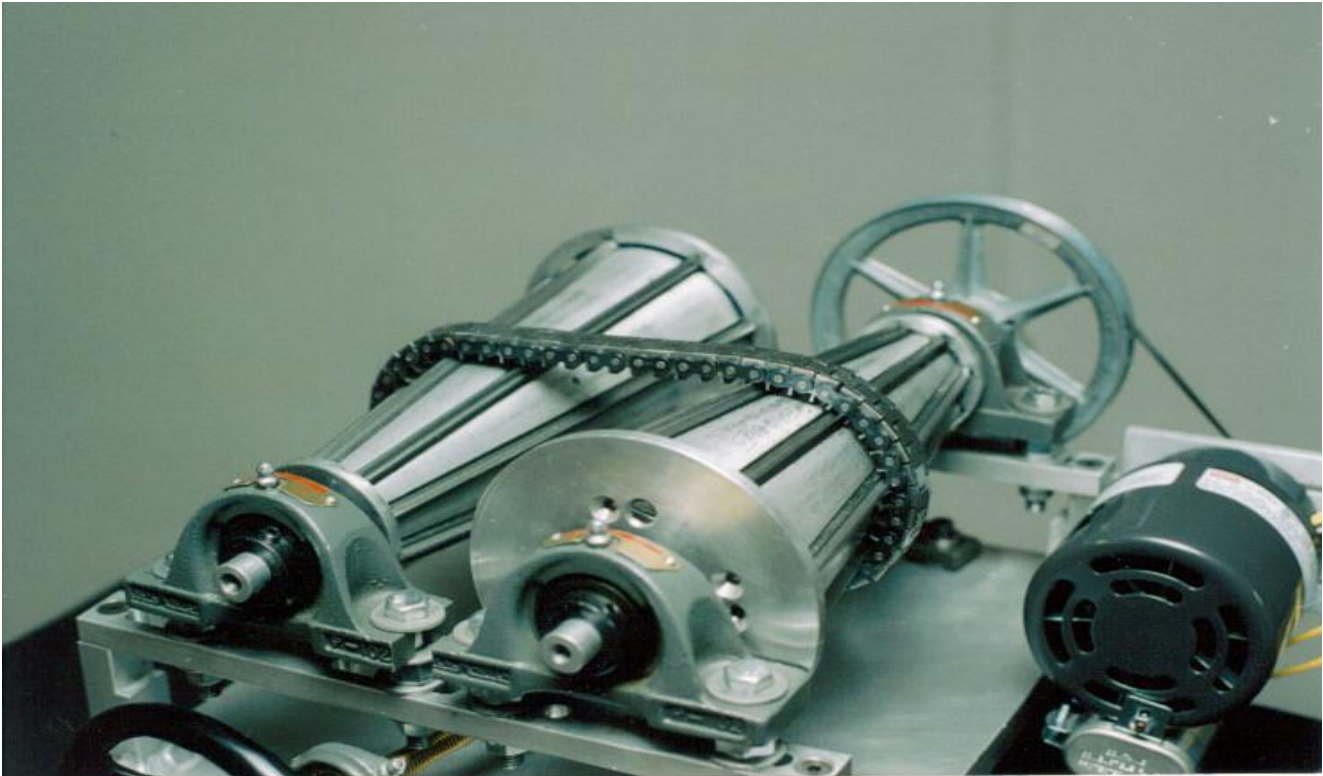


Figura 6.

Este tipo de transmisión CVT, genera una gama de velocidades un poco más restringida que los diseños anteriores, sin embargo su simplicidad y diseño nos proporciona un control más adecuado para maquinaria que trabaja a bajas velocidades que para uso automotriz.

El diseño puede contener un elemento adicional como un rodillo, una cadena o alguna banda, que está en contacto directo con las superficies de los dos conos pero con diferentes radios exteriores de giro, tal elemento se mueve axialmente según se requiera aumentar o disminuir la velocidad, sin embargo no está adaptado para uso automotriz por ejemplo: en estado o movimiento ralenti del motor el mecanismo no posee una forma de que pueda estar conectado al motor en este régimen, lo cual hace necesario el uso de un embrague. Debido al cambio de radio en los rodillos cónicos, en el caso de las cadenas el número de dientes en contacto que transmiten potencia disminuyen, así con el aumento de la velocidad disminuye el par; en el caso del elemento interno la fricción entre partes, generalmente metálicas, presenta la restricción de no poder aumentar la presión entre los rodillos cónicos, necesaria para transmitir la potencia deseada o necesaria, por lo que este diseño todavía está en investigación sin que se le augure mucho futuro, sin embargo se le puede incluir en este catálogo descriptivo haciendo referencia al tipo de transmisiones CVT.

Transmisión Toroidal.

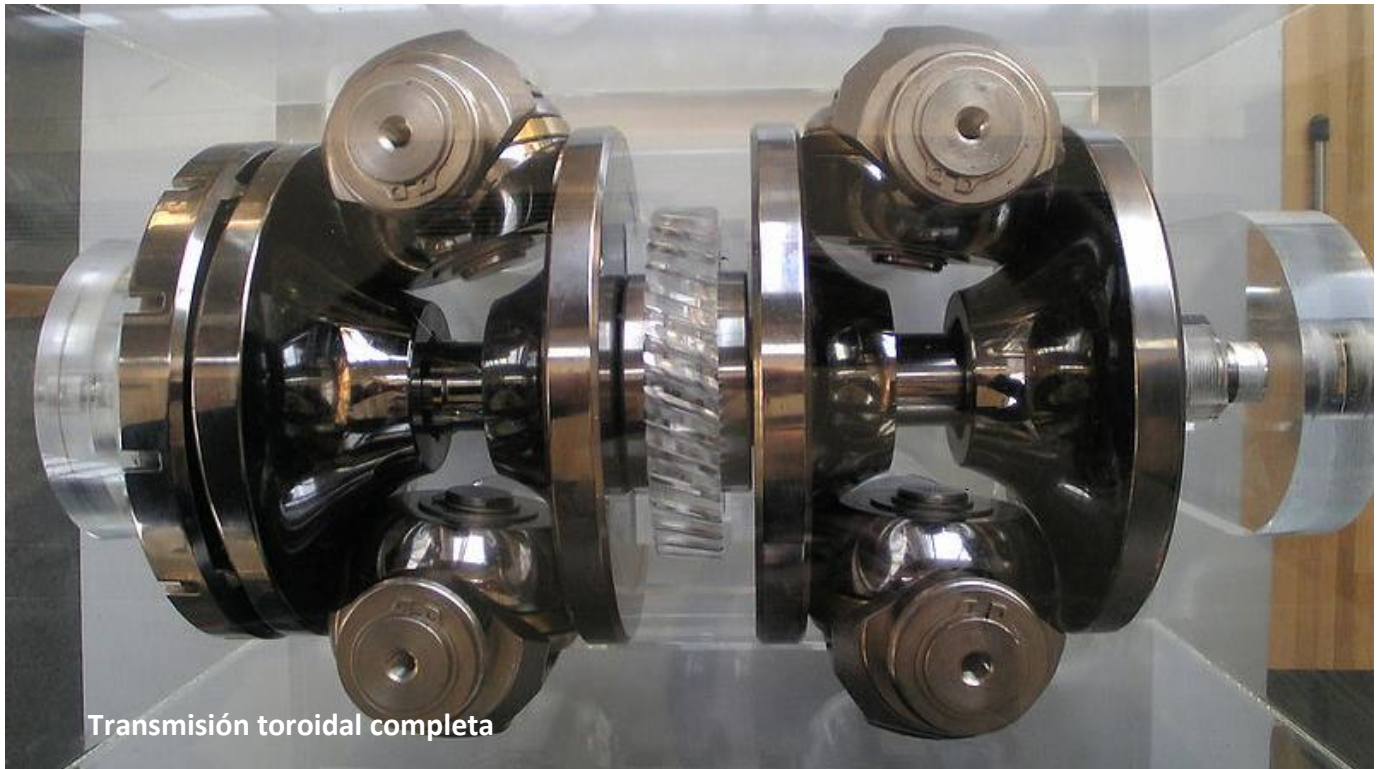


Figura 7.

Existen dos tipos o modelos de esta transmisión, puede ser completa o media, las cuales están basadas en el mismo principio.

El negativo de una geometría toroidal tridimensional, genera una superficie de trabajo de este mecanismo, que tiene su punto nodular en un tipo de lubricante especial (DM2H)¹, que está formado por una estructura molecular con base de benceno, carbón e hidrógeno, de estructura compleja y resistente ante la presión y temperatura, funge como un elemento mecánico más, ya que este se vuelve solido ante presiones elevadas, transmitiendo la potencia y recupera su fase líquida cuando la presión cede, sin embargo el uso de este tipo de aceite requiere de partes especiales como los rodamientos y ejes etc., dado que los polysulfitos o polisulfuros contenidos en el aceite, reaccionan ante la elevada temperatura adhiriéndose a la capa lubricante en las superficies de contacto, generando un cambio de estructura en los materiales metálicos, los cuales fallan por la disminución de espesores y formación de concentradores de esfuerzos, causado por el aceite.

¹Tomoko HIRAYAMA, Koki KONO, Yuto HOSONO, Takashi MATSUOKA

¹Doshisha University, 1-3 Miyakodani, Tatara, Kyotanabe, Kyoto 610-0394, Japan Nissan

El lubricante actual (TDF32) de la misma naturaleza que se usa hoy en este tipo de mecanismos, esta mejorado haciendo posible que no halla cambio estructural de los

materiales ni degradación del mismo, con un costo en la ligera disminución de la potencia transmitida, la transmisión toroidal ya sea media o completa es capaz de funcionar por: 300 000 [km] seguidos con una carga máxima de 12 toneladas sin ningún problema.

Los platos o discos que a se ven en la figura siguiente, son fundidos con una alta calidad de pureza o la mayor posible; las impurezas como es bien sabido son concentradores de esfuerzos en piezas sometidas a grandes requerimientos como los son alabes de turbinas que fallan por termo-fluencia; así las piezas deber ser fabricadas desde la fundición con métodos poco convencionales evitando que las impurezas o elementos de otro tipo de material se mezclen junto con la escoria é ingresen en la tolva donde está el material con el que se va a fundir la pieza en el proceso de fabricación, esto es a que en cargas mayores de tres toneladas los discos o platos tienden a partirse a la mitad y es debido a las altas presiones a las que son sometidos tales discos, estas cargas son necesarias para que se genere la tracción de transmisión de potencia.

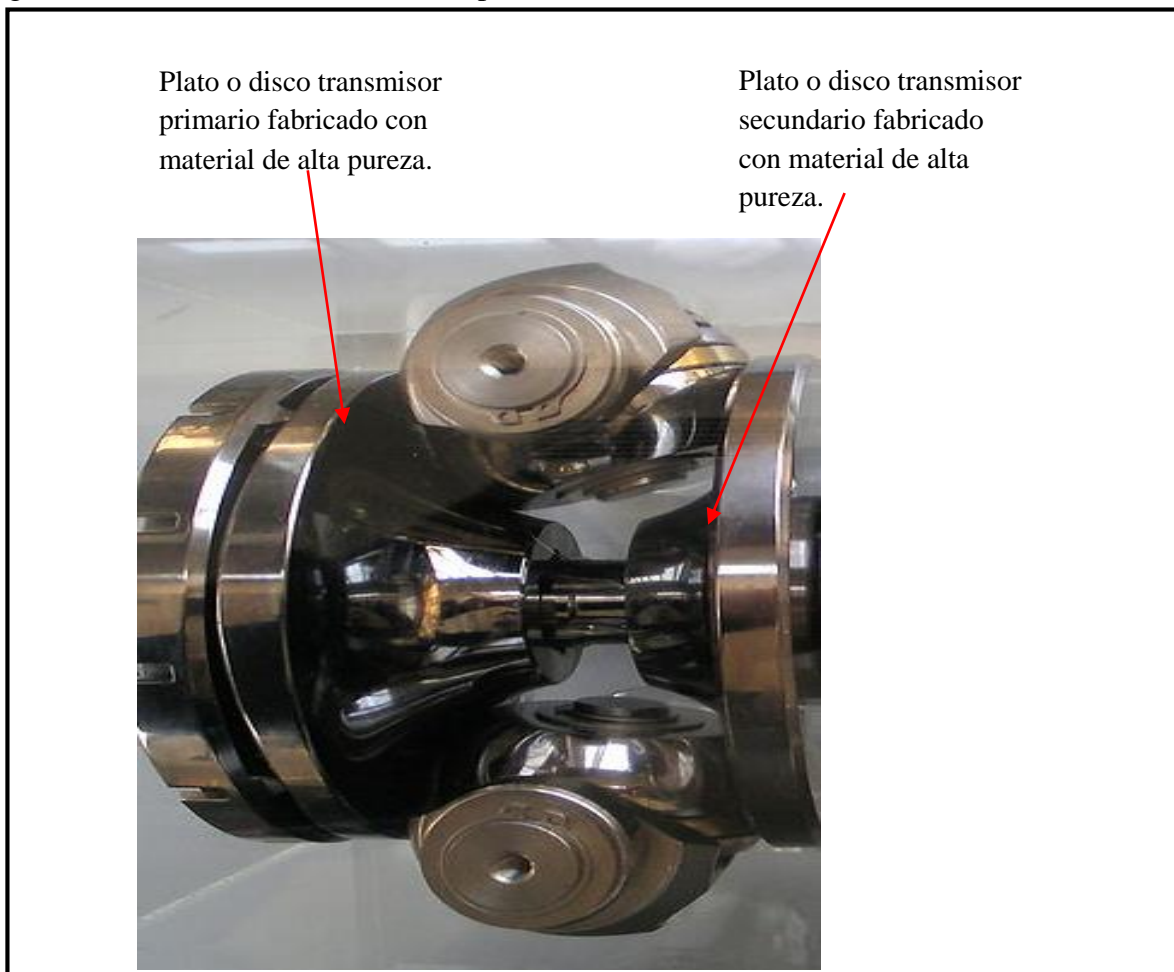


Figura 8.

Transmisión media toroidal.

La relación de velocidades en este diseño que ya está completamente patentado (Nissan), es infinita solo está restringido al control de los discos intermedios transmisores de

potencia, resulta ser costoso la compra del modelo y su reparación, en cuanto a la relación entre peso y la magnitud de potencia transmitida es proporcional y óptima.

Tabla 3.

	<i>Rango de salida de potencia en eje. Por 1 [Hp] en motor.</i>	<i>Cambio de velocidad</i>	<i>Tipo de mantenimiento</i>	<i>Costo</i>
<i>Ventajas</i>	0.92 - 0.96 [hp]	Suave e infinita	fácil	5- 25 % en ahorro de combustible
<i>Desventajas</i>	Limitado a vehículos de 12 [ton].	Motor extra para cambio	Costoso aceite especial	Alto

Transmisión Epicloide.

Este tipo de transmisión construida generalmente con engranes, ofrece una gama de velocidades infinita y una ganancia de par en la salida del eje que soporta a los engranes satélites debido a la forma de su arreglo del mecanismo.

El contacto entre las caras de los engranes genera un desgaste constante y el esfuerzo en los dientes es mayor que en otros mecanismos lo cual se compensa al repartir el esfuerzo total entre los satélites que conforman el movimiento planetario dentro de la transmisión.

Arreglos con frenado de coronas.

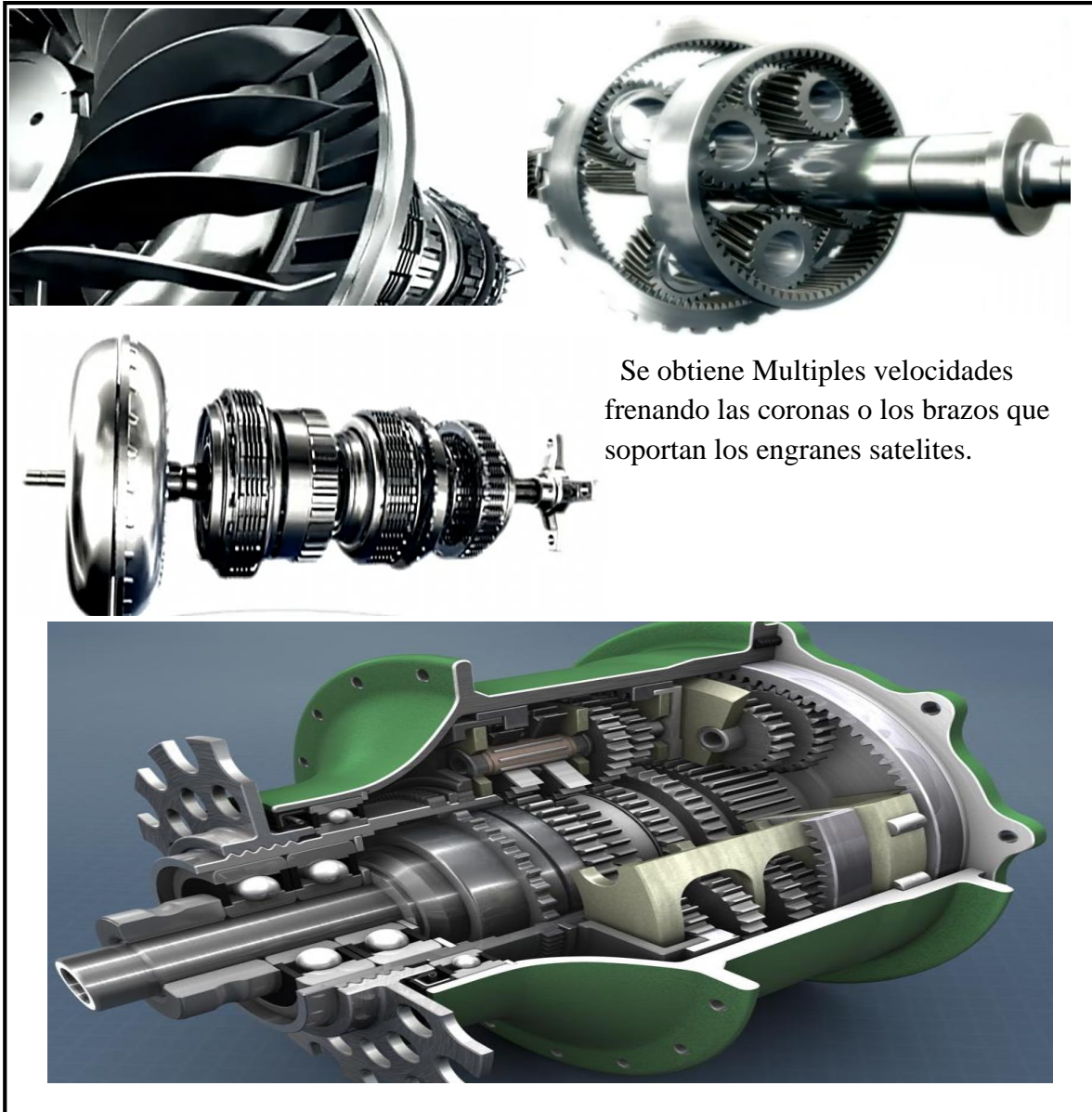


Figura 10.

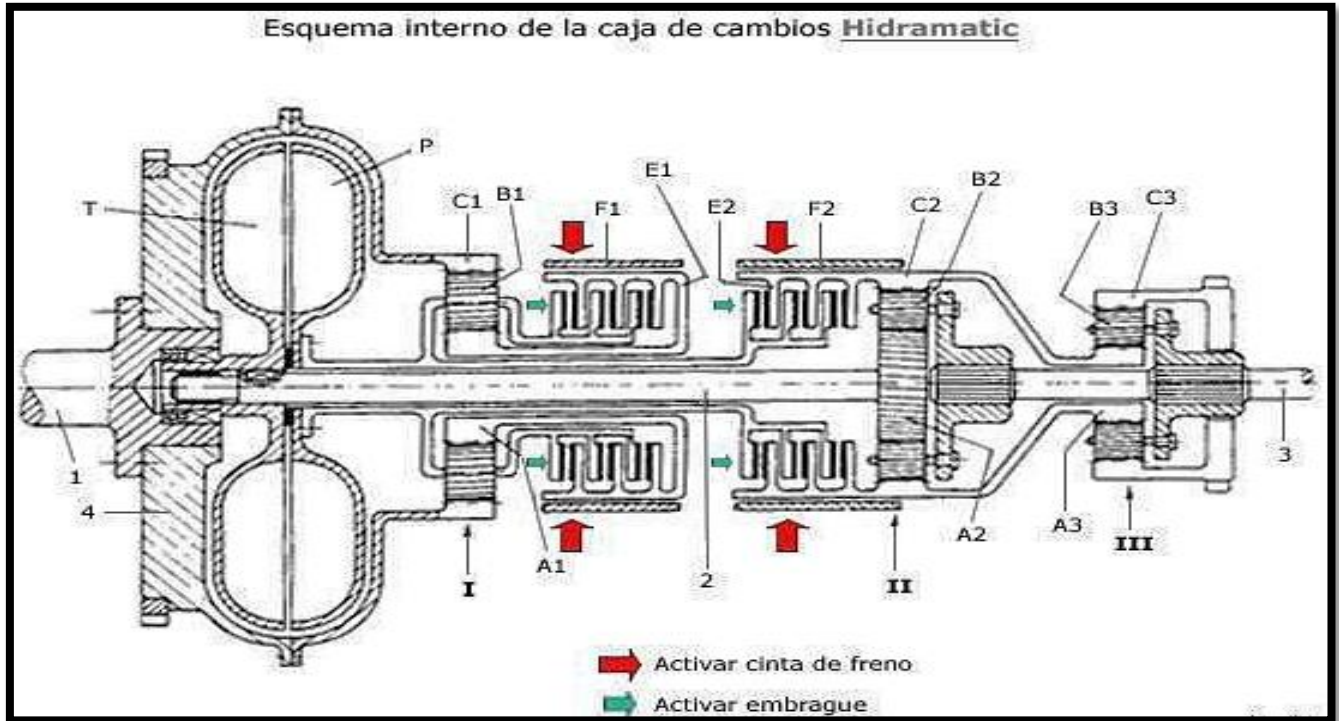


Figura 11.

El control del sistema se obtiene frenando con dispositivos hidráulicos, electrónicos y mecánicos extras, los elementos del mecanismo como el engrane corona, el engrane sol y el brazo que sujeta a los planetas y esto es con el fin de obtener una ganancia de par en la salida del eje.

En algunos mecanismos las coronas están sujetas a la carcasa, por lo que el frenado se reduce al engrane solar, este mecanismo epicicloidal tiene la característica de reducir la velocidad hasta cero y regularla de forma infinita, obteniéndose una ganancia de par mayor que en todos los modelos de transmisión descritos anteriormente.

En el funcionamiento del mecanismo, se generan movimientos relativos diversos, generados al ensamblar las diferentes partes móviles, por ello se ha diseñado un modelo que parte de este concepto básico para la aplicación de una regulación de la velocidad y ganancia de par.

1.2 Bandas y Cadenas.

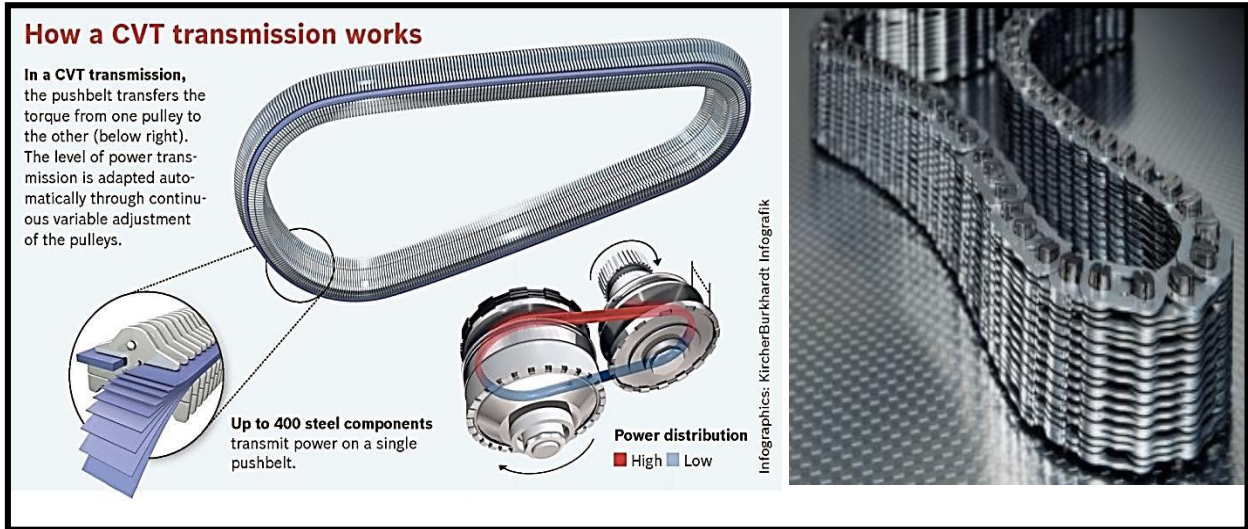
Los elementos mecánicos en una transmisión de potencia de tipo flexible, son las cadenas y bandas que transmiten movimiento y potencia de forma continua con diferentes parámetros de eficiencia y capacidad.

La fricción es uno de estos parámetros y en el caso de las bandas es el factor principal dado su principio de operación, cuando las caras de la polea hacen contacto con las caras de la banda se transmite el movimiento, pero la transmisión de potencia depende del coeficiente de fricción y determina la capacidad de transmisión, este coeficiente está en función de la geometría de la banda, material del que está hecha, así como la tensión a la que está sometida por los esfuerzos aplicados constantes para que se pueda transmitir lo necesario.

Tipos de bandas y correas.



Actualmente las correas solo son aplicadas para la transmisión y conexión en elementos mecánicos, con una muy buena eficiencia de transmisión, la banda o correa ha evolucionado hasta las bandas compuestas como las usadas en las transmisiones tipo CVT como la Xtronic de Nissan:



a) Bandas compuestas en metal y goma de alta resistencia.

b) cadena para transmisión tipo CVT de poleas.

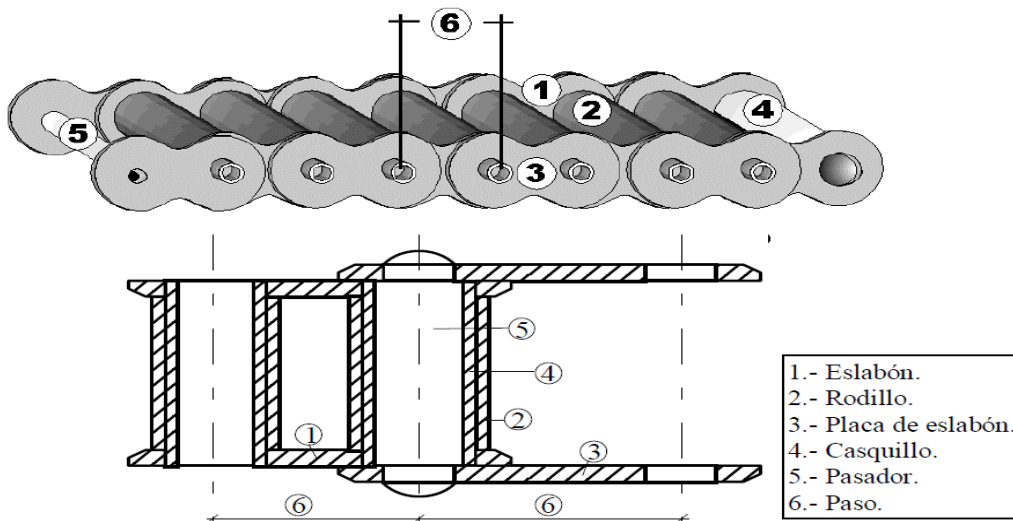
Figura 12.

Los modelos entre sus características tienen flexibilidad y resistencia de forma longitudinal y la estructura transversal proporciona soporte a través de láminas guía, que contienen a las cintas de algún tipo de polímero que es el que está en contacto con las caras de las poleas regulables.

Cadenas.

Este elemento mecánico en realidad es un mecanismo compuesto por diversos elementos de geometría variable y con funciones compartidas en los diseños de cadenas diversos según el uso y costo.

Generalmente las cadenas constan de:



Tipos de cadenas.

Este elemento mecánico está restringido generalmente a la de transmisión de potencia, puede aumentar su capacidad de transmitir par, modificando sus dimensiones al aumentar el espesor de los eslabones y diámetros de pernos, pero también generando líneas extras (1,2,3,4) según se requiera, pero no se recomiendan para mecanismos de alta velocidad debido al ruido y la vibración.

La forma de establecer su clasificación es por el uso y forma de operación, así como diseño, como se ve:

Cadena milimétrica:



Figura 13.



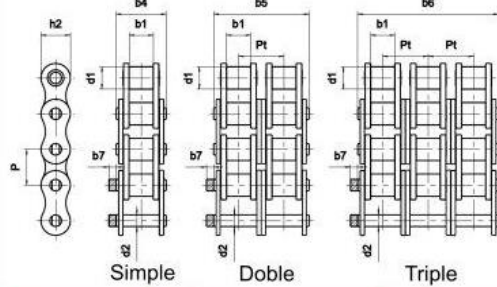
Cadenas tipo A serie Americana

GENERALIDADES :

Estas cadenas de rodillos destinadas a transmisiones mecánicas de potencia cumplen las normas internacionales ISO 606 (paso simple) y ISO 1275 (paso doble).

Estas cadenas corresponden a las principales normas nacionales siguientes :

- Americana ANSI B29-1,
- Alemana DIN 8188 (paso simple) y DIN 8181 (paso doble),



Además de las cadenas simples o múltiples que figuran en esta tabla, bajo pedido podemos fabricar cadenas con un número de filas superiores, por ejemplo, cuádruples, séxtuples, óctuples.

Los ejes remachados o con pasador.

Dimensiones en mm

REFERENCIA			Paso P	GAMA SEDIS					DIMENSIONES GENERALES								RESISTENCIA A LA TRACCIÓN					Peso Por Metro kg						
				1	2	3	4	5	d1	b1	b4 b5 b6	d2	h2	Pt	b7	ISO 606	1		2		3		4		5			
ALPHA	DELTA HR	DELTA TITANIUM		ALPHA LUB FREE	ALPHA INOX	min.	max.	min.									max.	min.	min. kN	med. kN	max. kN		min. kN	med. kN	max. kN	min. kN	med. kN	max. kN
SIMPLE	08A-1	40-1	12,7	•	•	•			7,93	7,85	16,30	3,98	11,50	1,5	13,9	16,5	19,2	18,0	18,0							10,3	0,60	
	10A-1	50-1	15,875	•	•	•			10,15	9,55	20,45	5,09	13,70	1,5	21,8	27,0	31,4	28,0	28,0							17,0	1,00	
	12A-1	60-1	19,05	•	•	•			11,91	12,65	25,40	5,96	16,20	4,0	31,3	38,0	43,8	38,0	38,0						31,3	1,36		
	16A-1	80-1	25,4	•	•	•			15,88	15,87	32,80	7,94	20,80	4,0	55,6	62,0	77,2	62,0	62,0								2,58	
	20A-1	100-1	31,75	•	•	•	•		19,05	19,05	39,60	9,53	25,40	6,1	87,0	99,0	110,0	99,0	99,0								3,88	
	24A-1	120-1	38,1	•	•	•			22,22	25,40	49,60	11,0	35,20	6,6	125,0	140,0	168,0	140,0	140,0								5,56	
	28A-1	140-1	44,45	•	•	•			25,40	25,40	53,50	12,70	42,00	7,0	170,0	178,0	203,0	178,0	178,0								7,44	
	32A-1	160-1	50,8	•	•	•			28,58	31,75	64,00	14,27	48,20	7,0	223,0	228,0	255,0	228,0	228,0								10,04	
40A-1	200-1	63,5	•	•	•			39,67	38,10	77,90	19,85	58,00	9,0	347,0	380,0	418,0	380,0	380,0								16,70		
48A-1	240-1	76,2	•	•	•			47,60	47,60	94,50	23,80	71,80	10,5	500,0	700,0	730,0	700,0	700,0									23,70	
DOBLE	08A-2	40-2	12,7	•	•	•	•		7,93	7,85	30,80	3,98	11,50	1,5	27,8	33,0	38,4	36,0	36,0							20,6	1,20	
	10A-2	50-2	15,875	•	•	•	•		10,15	9,55	38,90	5,09	13,70	1,5	43,6	54,0	63,4	56,0	56,0								2,00	
	12A-2	60-2	19,05	•	•	•	•		11,91	12,65	48,30	5,96	16,20	4,0	62,3	76,0	87,0	76,0	76,0						62,6	2,73		
	16A-2	80-2	25,4	•	•	•	•		15,88	15,87	62,30	7,94	20,80	4,0	111,2	124,0	154,0	124,0	124,0								5,10	
	20A-2	100-2	31,75	•	•	•	•		19,05	19,05	75,50	9,53	25,40	6,1	174,0	198,0	250,0	198,0	198,0								7,68	
	24A-2	120-2	38,1	•	•	•	•		22,22	25,40	95,30	11,0	35,20	6,6	250,0	280,0	336,0	280,0	280,0								10,96	
	28A-2	140-2	44,45	•	•	•	•		25,40	25,40	102,60	12,70	42,00	7,0	340,0	356,0	406,0	356,0	356,0								14,76	
	32A-2	160-2	50,8	•	•	•	•		28,58	31,75	123,00	14,27	48,20	7,0	446,0	456,0	510,0	456,0	456,0								19,90	
40A-2	200-2	63,5	•	•	•	•		39,67	38,10	150,20	19,85	58,00	9,0	694,0	760,0	832,0	760,0	760,0								33,20		
48A-2	240-2	76,2	•	•	•	•		47,60	47,60	182,20	23,80	71,80	10,5	1000,0	1400,0	1460,0	1400,0	1400,0									47,25	
TRIPLE	08A-3	40-3	12,7	•	•	•	•	•	7,93	7,85	45,30	3,98	11,50	1,5	41,7	49,5	57,2	54,0	54,0							30,9	1,80	
	10A-3	50-3	15,875	•	•	•	•	•	10,15	9,55	57,00	5,09	13,70	1,5	65,4	81,0	94,2	84,0	84,0									2,98
	12A-3	60-3	19,05	•	•	•	•	•	11,91	12,65	71,10	5,96	16,20	4,0	93,4	114,0	130,5	114,0	114,0							93,9	4,08	
	16A-3	80-3	25,4	•	•	•	•	•	15,88	15,87	91,80	7,94	20,80	4,0	166,8	186,0	231,6	186,0	186,0									7,67
	20A-3	100-3	31,75	•	•	•	•	•	19,05	19,05	112,10	9,53	25,40	6,1	261,0	297,0	310,0	297,0	297,0									11,52
	24A-3	120-3	38,1	•	•	•	•	•	22,22	25,40	140,90	11,0	35,20	6,6	375,0	420,0	504,0	420,0	420,0									16,44
	28A-3	140-3	44,45	•	•	•	•	•	25,40	25,40	162,40	12,70	42,00	7,0	510,0	534,0	609,0	534,0	534,0									22,08
	32A-3	160-3	50,8	•	•	•	•	•	28,58	31,75	182,00	14,27	48,20	7,0	669,0	684,0	765,0	684,0	684,0									29,76
40A-3	200-3	63,5	•	•	•	•	•	39,67	38,10	222,20	19,85	58,00	9,0	1041,0	1140,0	1248,0	1140,0	1140,0									49,70	
48A-3	240-3	76,2	•	•	•	•	•	47,60	47,60	270,00	23,80	71,80	10,5	1500,0	2100,0	2190,0	2100,0	2100,0									70,50	
Serie reforzada	50H	50 H	15,875	•	•	•			10,16	9,55	22,20	5,09	13,70	1,5		27,0	31,7	34,0	34,0									1,10
	60H	60 H	19,05	•	•	•			11,91	12,70	29,00	5,96	16,00	4,0	31,3	34,0	43,5	50,0	50,0									1,70
	80H	80 H	25,4	•	•	•			15,88	15,87	36,50	7,94	24,00	4,0	55,6	82,0	90,2	82,0	82,0									3,20
	140H	140 H	44,45	•	•	•			25,40	25,40	57,65	12,70	42,00	7,0	170,0	178,0	203,0	178,0	178,0									8,30
	160H	160 H	50,8	•	•	•			28,58	31,75	66,50	14,27	48,30	9,0	223,0	228,0	255,0	228,0	228,0									10,70
200H	200 H	63,5	•	•	•			39,67	38,10	84,10	19,84	58,00	9,0	347,0	410,0	451,0	410,0	410,0									18,60	
CADENAS DE PASO LARGO SEGÚN NORMA ISO 1275																												
SIMPLE	208A	2040	25,4	•	•	•			7,93	7,85	16,30	3,98	11,50	1,5	13,9	16,5	19,2	18,0	18,0									0,41
	210A	2050	31,75	•	•	•			10,16	9,55	20,45	5,09	14,50	1,5	21,8	27,0	31,4	28,0	28,0			21,8						0,69
	212A	2060	38,1	•	•	•			11,91	12,65	25,40	5,96	16,20	4,0	31,3	38,0	43,5	38,0	38,0			31,3						0,95

Elementos de unión y accesorios : disponibles también para cadenas dobles y triples

N° 200 Eslabón interior	N° 205 Eslabón exterior para remachar	N° 206 Eslabón de unión con clip Valido para las cadenas de paso 9,525 hasta 31,75 mm	N° 208 Eslabón de unión con pasadores Valido para las cadenas de paso 31,75 hasta 76,2 mm	N° 216 Eslabón acodado simple con pasador Valido para las cadenas de paso 12,7 hasta 63,5 mm	N° 221 Eslabón acodado doble Valido para las cadenas de paso 9,525 hasta 25,4 mm
Piezas comunes a todas las cadenas					

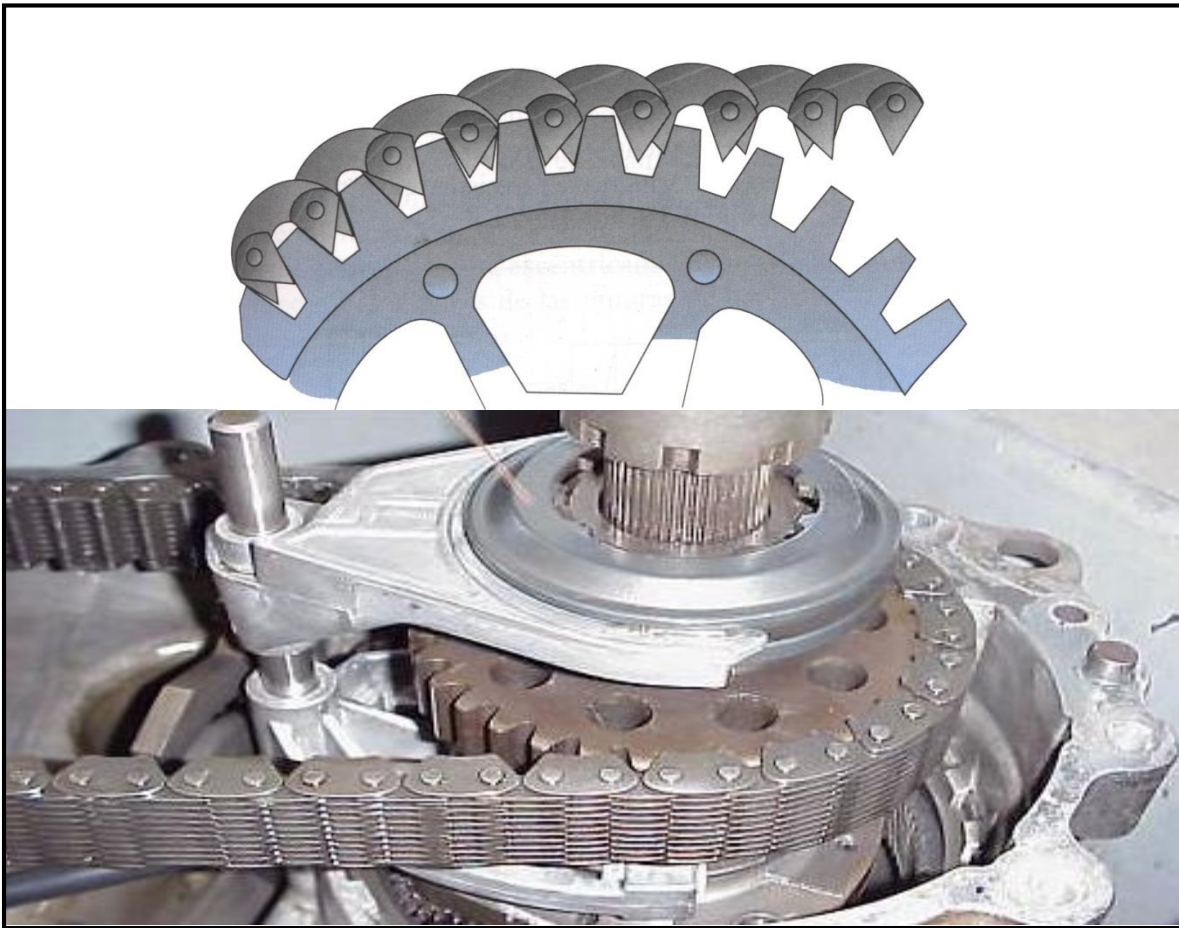
Cadena dentada:

Figura 14.

La cadena dentada tipo Borg Warner transmite un mayor par al combinarla con engranes directamente, pero está restringida a la transferencia de movimiento y potencia y no difiere mucho con respecto a las cadenas tradicionales de rodillos, aunque en este diseño la fricción aumenta debido a que la cadena se comporta como un engrane flexible cuando entran en contacto las placas eslabonadas con las caras del engrane.



Figura 15.

1.3 Evolución de las cadenas de rodillos.

Estos elementos mecánicos se han fusionado a otros elementos con el fin de rigidizar las cadenas, esto es porque se busca aprovechar sus ventajas y facilidad de instalación, algunas de ellas, se tienen con la interacción entre los rodillos de la cadena y los dientes de los piñones y catarinas de tracción, cuando las superficies de los dientes con la superficie de los rodillos entran en contacto estos tienen un mínimo deslizamiento debido a que el casquillo funciona como un rodamiento disminuyendo el desgaste y la fricción, obteniendo un rápido y fluido movimiento, reduciendo las pérdidas de potencia.

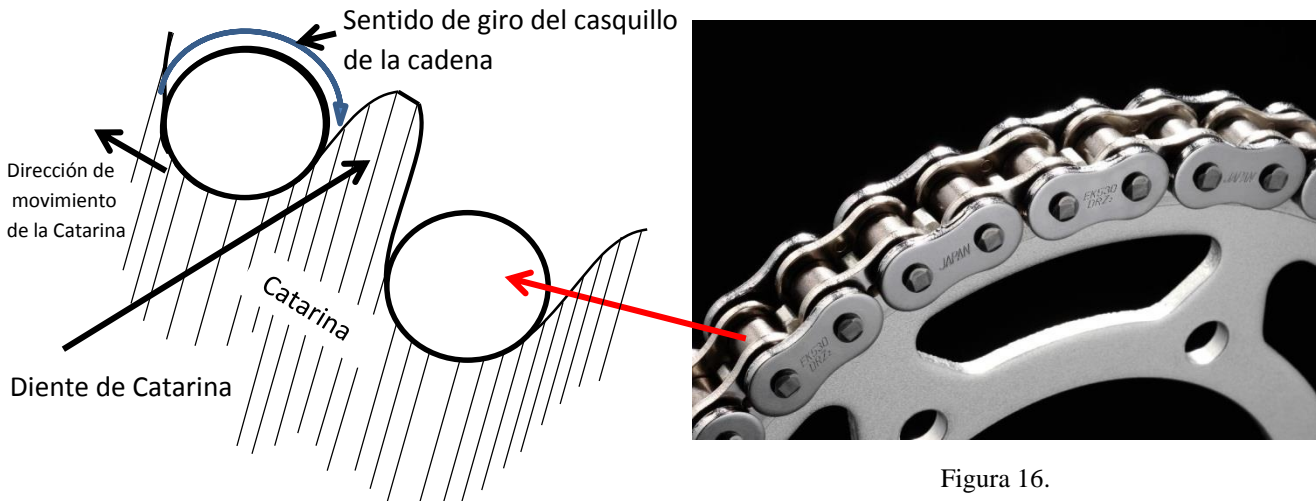
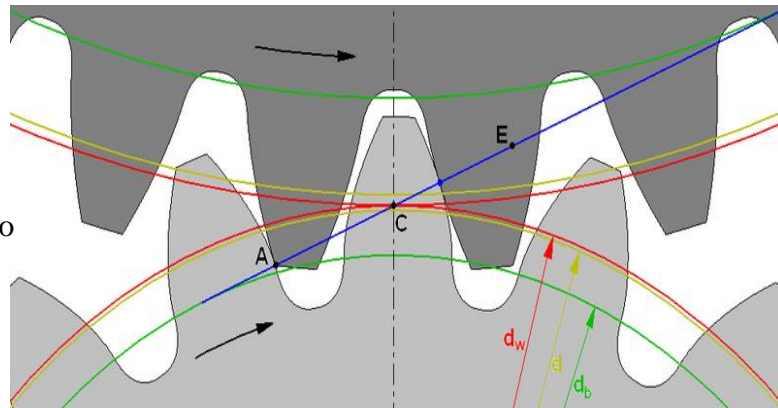


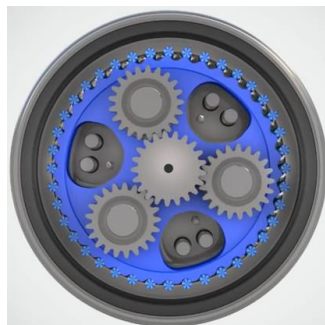
Figura 16.

A diferencia de los engranes que están en constante fricción.

En la línea de carga (azul E) la superficie del metal con metal, trabajan generando calor y pérdidas de potencia

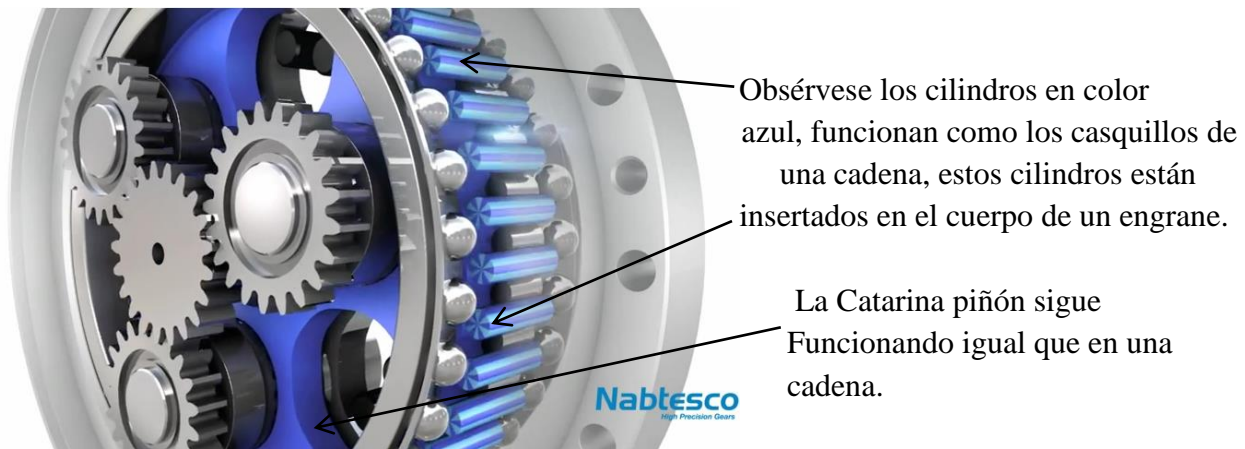


Pero ambos elementos mecánicos tiene sus ventajas por lo que se ha tratado de generar diseños híbridos con el fin de mejorar el funcionamiento.



Diseños de reductores cicloidales





Reductor comercial tipo cicloidal 7000:1 reduce velocidad entrante de 7000 rpm a 1 rpm saliente con una gran ganancia de par.

Figura 17.

De esta manera se puede aprovechar los beneficios de las cadenas, aunque para los modelos mostrados, la construcción del mecanismo implica elementos exclusivos como parte de un diseño único, por lo cual resulta ser un producto costoso.

1.4 Patentes existentes relativas al diseño.

Los diseños de mecanismos de transmisión por cadenas protegidos por los derechos de autor, de los cuales son abundantes los de origen europeo, principalmente los de Alemania se basan en arreglos mecánicos de engranes y cadenas dentadas, cadenas compuestas, engranes como los del reductor cicloidal, jaulas con rodamientos internos y coronas móviles frenadas con discos hidráulicos mediante gobernadores computarizados, etc.

Algunos de los diseños patentados son los siguientes:

Planetary gear drive assembly

US 5800302 A

Número de publicación: US5800302 A

Tipo de publicación: Otorgar

Número de solicitud: EE.UU. 08/742, 878

Fecha de publicación: 01 de septiembre 1998

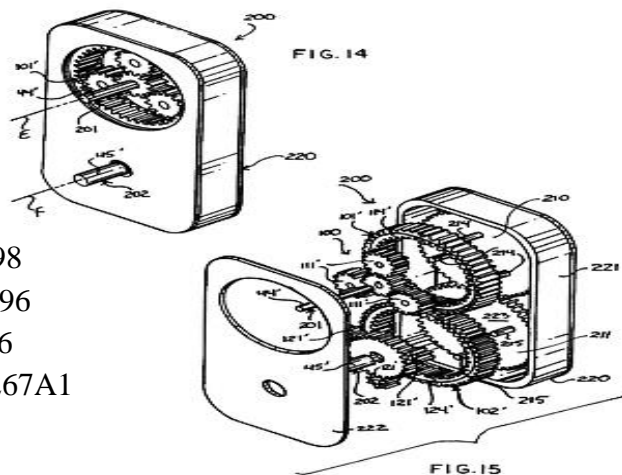
Fecha de presentación: 01 de noviembre 1996

Fecha de prioridad: 01 de noviembre 1996

También publicado como: WO1998020267A1

Inventores: Roger L. Werre

Cesionario original: Werre, Roger L.



Eslabón de longitud variable, rígida o flexible WO 2004063594 A1

Tipo de publicación: Aplicación

Número de solicitud:

PCT/ES2004/000004

Fecha de publicación: 29 de julio 2004

Fecha de presentación: 08 de enero 2004

Fecha de prioridad: 15 de enero 2003

Inventores: Perez Jose Ramon García

Solicitante: Pérez José Ramón García

El eslabón de longitud variable puede (Tomando referencia en algún elemento con el que mantenga velocidad relativa) modificar su longitud e introducir cambios cinemáticos, dinámicos y de posición en los órganos o mecanismos dependientes de él.

Silent chain transmission mechanism EP 1281890 A2

Número de publicación: EP1281890 A2

Tipo de publicación: Aplicación

Número de solicitud: EP20020017020

Fecha de publicación: 05 de febrero 2003

Fecha de presentación: 29 de julio 2002

Fecha de prioridad: 03 de agosto 2001

También publicado como: EP1281890A3,
US20030027675

Inventores: Masatoshi c / o Tsubakimoto Chain
Co. Sonoda, 1 más »

Solicitante: Tsubakimoto Chain Co.

El tiempo de transmisión de mecanismo en el motor EP 2258932 B1

Número de publicación: EP2258932 B1

Tipo de publicación: Otorgar

Número de solicitud: EP20090714015

Fecha de publicación: 27 de junio 2012

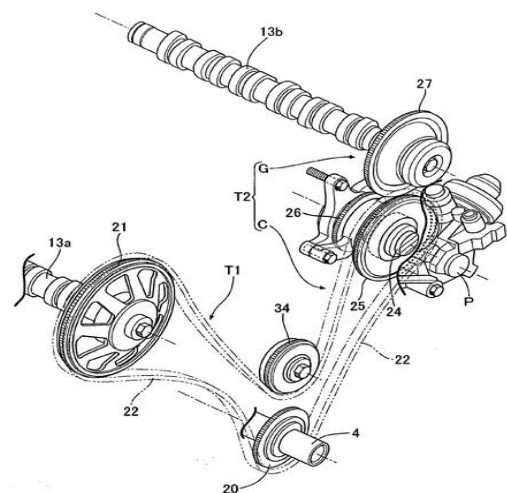
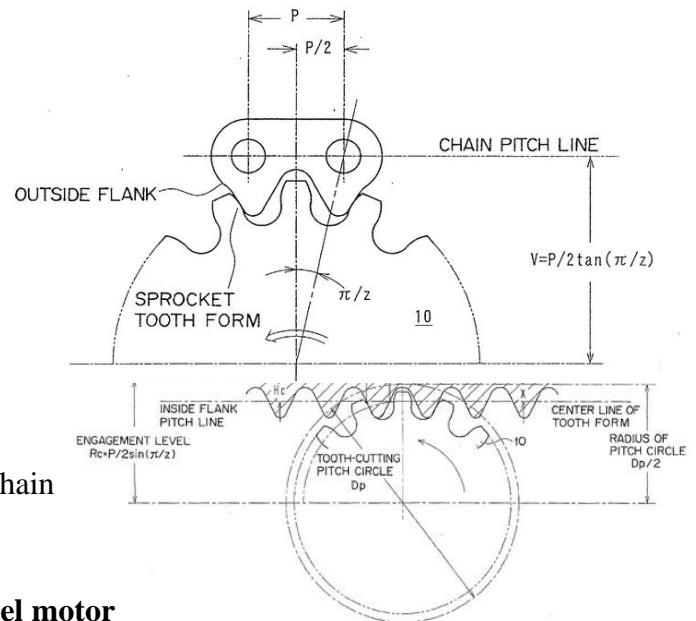
Fecha de presentación: 25 de febrero 2009

Fecha de prioridad: 28 de febrero 2008

También publicado como: EP2258932A1,
EP2258932A4, US8434458,
US20110005500, WO2009107668A1

Inventores: Masaru Asari, 5 Más »

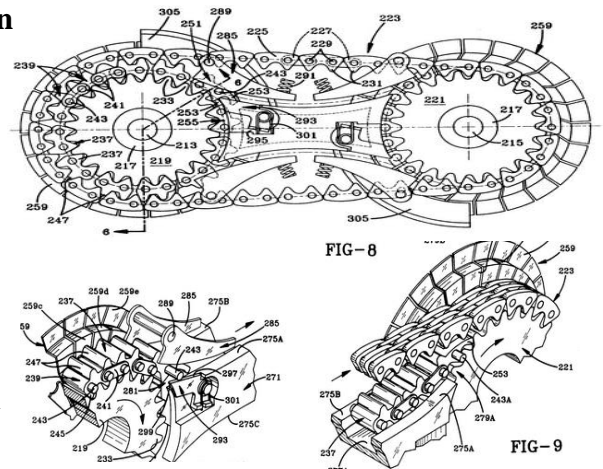
Solicitante: Honda Motor Co., Ltd.



Guide mechanism for a traveling chain transmission

US 5180340 A

Número de publicación: US5180340 A
 Tipo de publicación: Otorgar
 Número de solicitud: EE.UU. 07/808, 245
 Fecha de publicación: 19 de enero 1993
 Fecha de presentación: 16 de diciembre 1991
 Fecha de prioridad: 31 de octubre 1991
 Estado de la comisión: Transcurrido
 Inventores: Erkki A. Koivunen, Hamid Vahabzadeh
 Cesionario original: General Motors Corporation

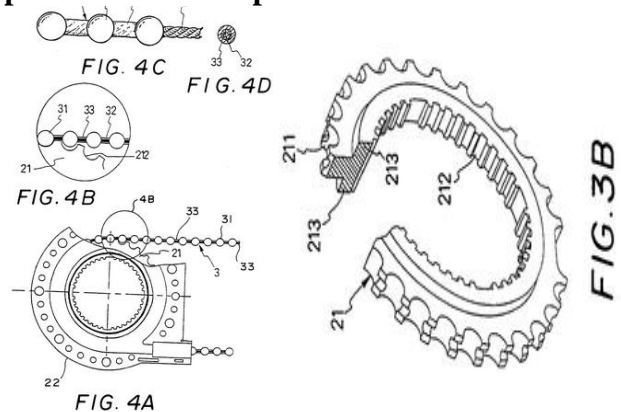


En este diseño, el diametro de las ruedas dentadas aumenta solo una vez, agregando una cadena dentada en el interior y exterior, entre la cadena transmisora y la rueda dentada.

Ultrathin transmisión mechanism for all types of automobile power window

US 5615577 A

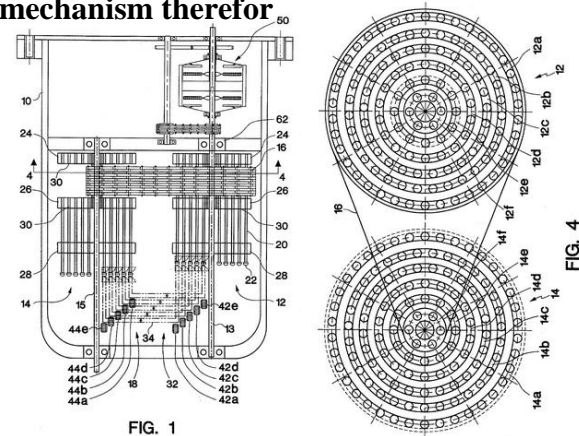
Número de publicación: US5615577 A
 Tipo de publicación: Otorgar
 Número de solicitud: EE.UU. 08/661, 693
 Fecha de publicación: 01 de abril 1997
 Fecha de presentación: 11 de junio 1996
 Fecha de prioridad: 11 de agosto 1994
 Estado de la comisión: Transcurrido
 Inventores: Tse-Hsing Chen
 Cesionario original: Chen; Tse-Hsing



Variable ratio transmisión system and clutch mechanism therefor

US 5637046 A

Número de publicación: US5637046 A
 Tipo de publicación: Otorgar
 Número de solicitud: EE.UU. 08/538, 599
 Fecha de publicación: 10 de junio 1997
 Fecha de presentación: 04 de octubre 1995
 Fecha de prioridad: 04 de octubre 1995
 Estado de la comisión: Transcurrido
 Inventores: Ha Jin S.
 Cesionario original: Ha; Jin S.



La polea genera diferentes tamaños de diametro cuando se forman pinos en dicho diametro empujando y tirando de los pinos dentro y fuera del acoplamiento con la cadena de la correa mediante la activación de diversos solenoides, con la cual se forman varias relaciones de polea en una pluralidad de pinos alineados en la circunferencia del diametro de tamaño relativo.

Como se puede ver hasta aquí los diseños registrados, buscan aprovechar los beneficios del elemento mecánico flexible que es la cadena y por momentos o parte del diseño volverlo elemento rígido, es decir que sea ambos, flexible y rígido en partes específicas del funcionamiento del mecanismo, para que pueda funcionar como se requiere, unos diseños con más éxito que otros, pero ninguno de ellos ha alcanzado el fin óptimo de la idea principal de los mecanismos, que es transmitir potencia en gran escala sin generar pérdidas al realizar su funcionamiento, con elementos híbridos (flexible-rígidos), así como regular la velocidad de forma continua y variable, a excepción del reductor cicloidal que reduce la velocidad de entrada pero no la regula y aunque si aumenta el par entregado, el dispositivo mecánico no se puede emplear más que como reductor de velocidad; por otro lado los dispositivos electromecánicos solo son viables dentro de parámetros específicos de operación.

En los diseños encontrados ya como patentes, tanto los que se describen en el apartado anterior como en otros revisados que no se colocaron por no tener una relevancia cercana al diseño tratado en esta tesis, ninguno tiene las ventajas en funcionalidad y facilidad con que se ensamblan los elementos mecánicos, a pesar del uso de cadenas en el diseño y su forma híbrida de funcionar, tales diseños no representan una ventaja funcional completamente, si es que se quiere darle un uso general en regulación y multiplicación de par, no perdiendo de vista que el costo de su producción es no viable, debido que se produce específicamente para una aplicación mecánica y sus partes necesitan de manufactura especializada.

CAPITULO II

En este capítulo se describe de forma general los diseños y configuraciones realizados del mecanismo para su diseño y posterior fabricación.

CONTENIDO:

- 2.1 Diseño conceptual y de configuración.
- 2.2 Configuraciones y bocetos.

En el presente capítulo se describe la forma en que se llegó el diseño final y el porqué del uso de las piezas y los arreglos mecánicos hechos con el fin de generar el fin principal, transmitir potencia a mayor escala de forma flexible, continua y variable.

La idea principal de la cual se parte es: generar un mecanismo que de forma continua, sea capaz de variar la velocidad y transmitir potencia en una escala mayor, el ensamble del mecanismo debe ser fácil, barato y con piezas mecánicas que se puedan encontrar fácilmente en el mercado.

En la descripción del diseño se omitirán algunas partes dado que se pretende generar la patente del diseño que ya está manufacturado.

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL Y DE CONFIGURACIÓN.

Dentro de los diseños anteriores que se estudiaron, el planetario de engranes es el único capaz de generar las prestaciones buscadas, sin embargo la forma en que se controla la velocidad es ineficiente pero cumple con las funciones de invertir el sentido de giro proveniente del motor, la reducción de la velocidad y la multiplicación de par. Pareciera que esto es suficiente pero dentro del catálogo de las transmisiones automáticas este diseño es complejo en su control y gasta demasiada energía al tener que acoplarle dispositivos electromecánicos e hidráulicos alternos de control que requieren del gasto de energía eléctrica y mecánica.

El mecanismo diseñado debe ser capaz de funcionar como transmisión CVT y también como elemento diferencial que generalmente se coloca en el eje trasero de un vehículo para compensar la diferencia de rodamiento de las ruedas traseras en un vehículo, cuando éste toma una curva o gira para estacionarse.

El diseño comienza con el siguiente diagrama de funcionamiento:

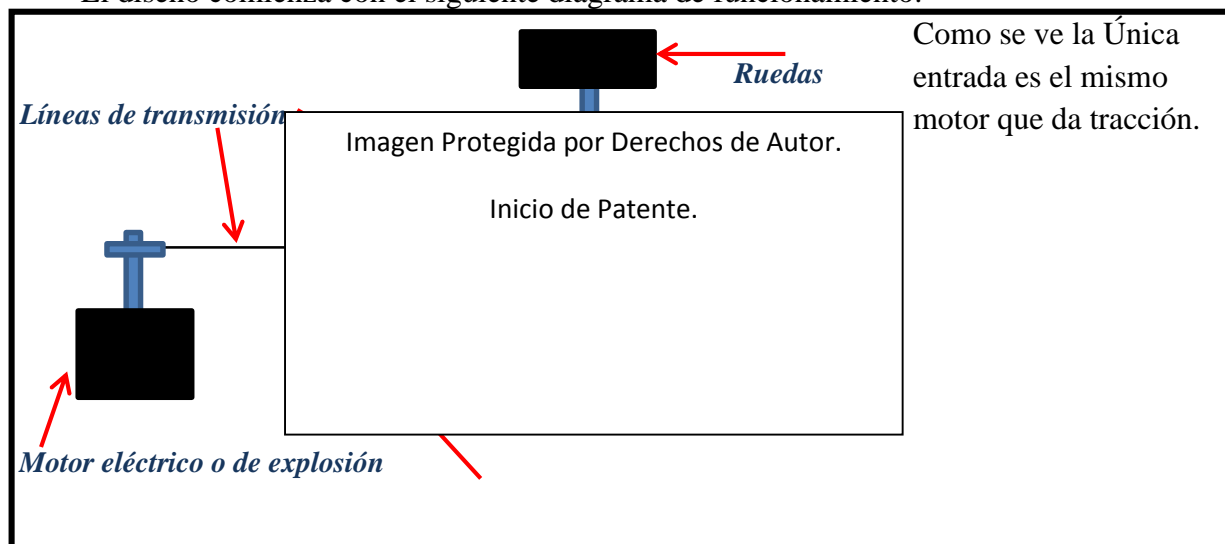


Figura 1.

En el diseño anterior, se encontró la independencia en el movimiento de giro de cada una de las ruedas, dado que en el eje trasero se coloca el planetario, se diseñó y construyó un planetario para cada rueda pero ambas ruedas son gobernadas por la misma entrada proveniente del motor y por el regulador de velocidad y diferencial que actúa al mismo tiempo.

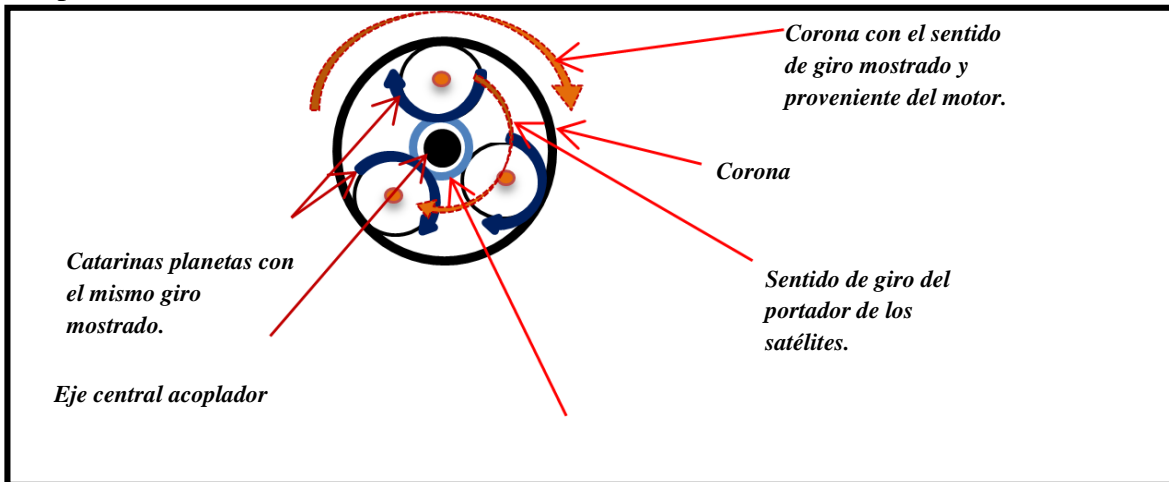


Figura 2.

Planetario para una sola rueda.

El mecanismo tiene dos grados de libertad, los cuatro elementos móviles pueden estar en movimiento en sentidos contrarios o semejantes, según sea lo buscado:

- Ganancia de par.
- Ganancia o pérdida de velocidad.
- Control y regulación de velocidad.
- Inversión del giro de salida.



El giro mostrado en el portador de satélites es el movimiento que se aprovecha en las ruedas y es gobernado por una corona que está construida con cadenas de eslabones al igual que el elemento mecánico sol.

En el caso del motor de explosión, cuando está trabajando a ralentí, se activa un mecanismo para que siga trabajando la transmisión pero sin que giren las ruedas y este mecanismo es movido por el mismo motor, de aquí que se puede obtener movimientos relativos entre ruedas, es decir se puede mover una rueda cuando la otra está completamente detenida, como por ejemplo cuando se está estacionado un vehículo.

La forma en que se controla la velocidad en cada rueda es a través del control del giro en la Catarina sol, frenándola o acelerándola, según se necesite, sin embargo esto implica un mecanismo que tenga la funcionalidad de actuar como una transmisión CVT de la Catarina sol, es decir, es una transmisión de otra transmisión, pareciera un mecanismo demasiado voluminoso, alto en peso y complejidad en el diseño, pero en realidad es un sistema simple que se puede construir con elementos mecánicos encontrados con facilidad en el mercado.

2.2 CONFIGURACIONES Y BOCETOS.

Para iniciar en la propuesta de diseños, señalaremos la importancia que tiene la independencia de cada uno de los elementos mecanismos para su desempeño y el cumplimiento del objetivo, que es, que también funcione el mecanismo como diferencial automotriz, para esto se fabricó un sistema planetario para cada rueda el cual está conectado a el mecanismo diferencial que es impulsado por un motor independiente que se suma a la tracción motriz; cada planetario cuenta con tres catarinas planetas y un disco porta planetas que es interior a un anillo corona unido a una corona central como se verá en la descripción de la fabricación.

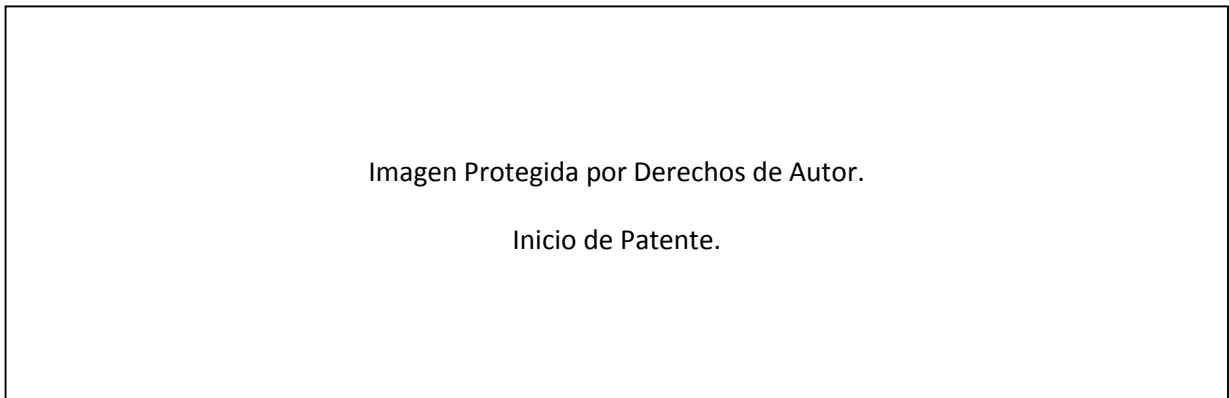


Figura 3.

El arreglo anterior, contiene un diseño flexible y rígido en partes especiales para su desempeño de regulación y capacidad de transmitir el par necesario; sin embargo la parte central debe considerarse un mecanismo posible de mover con un solo motor y que brinde la tracción para ambos mecanismos, es decir para cada rueda.

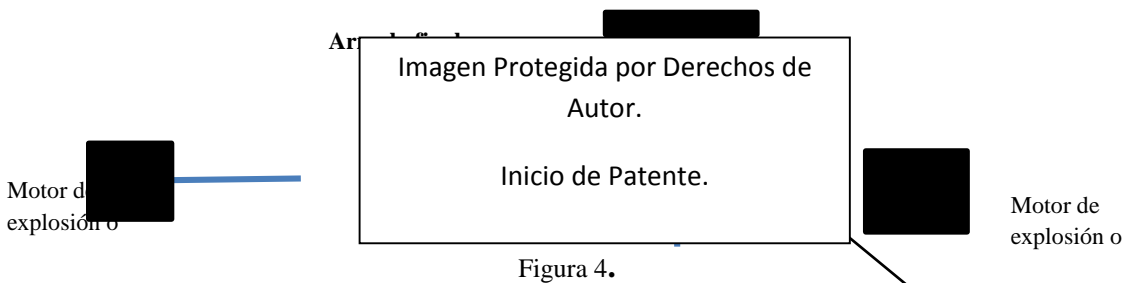


Figura 4.

Como se puede ver el modelo del prototipo a desarrollar sufrió de algunos cambios con relación al diseño conceptual inicial, pero en esencia es el mismo mecanismo.

Aquí se puede realizar un análisis rápido de la utilidad del mecanismo al incorporar dos motores, ya sea de combustión o eléctrico para utilizar la combinación en un vehículo híbrido, y como se comprobará adelante, un motor no arrastra al otro y no se pierde potencia.

- 3.1 Diseño de detalle.
 - 3.1.1 Modelos.
 - 3.1.2 Cálculos.
 - 3.1.2.1 Ganancia de par
 - A.3.1 Con un motor
 - B.3.2 Con dos motores (diseño para un sistema híbrido paralelo)
 - 3.2 Regulación de velocidad.
 - 3.2.1 Independencia de par.
- Gráficas y datos de comportamiento conforme al modelo matemático.

CAPITULO III



3.1 Diseño de detalle

3.1.1 Modelos:

Como se sabe, el mecanismo reductor de velocidad de este tipo planetario, genera una ganancia de par importante en el porta satélites, según la siguiente relación:

Definiendo los siguientes términos:

Par_{ent} = par entregado por el motor de explosión [Nm]

$Parent_{electric}$ = par entregado por el motor eléctrico [Nm]

Par_{sal} = par entregado en la salida del eje que va a las ruedas [Nm]

r_1 = radio del piñón del motor de explosion [m]

r_2 = radio de la corona [m]

r_3 = radio del satellite [m]

r_4 = radio de la catarina sol [m]

L_b = longitud del brazo porta satelites [m]

N_{ent} = velocidad de la entrada del motor de explosion [rpm]

N_{sal} = velocidad del eje de salida de las ruedas [rpm]

$N_{ent electric}$ = velocidad de la entrada del motor de electrico [rpm]

F_{motriz} = fuerza motriz tangencial [N]

Análisis para un solo par de entrada del motor de explosión.

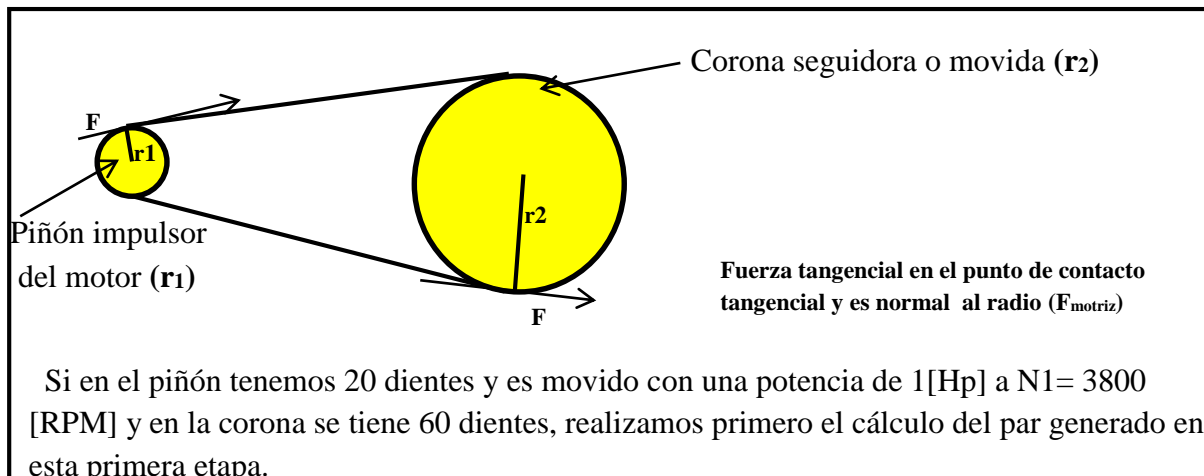


Figura 1.

3.1.2 Cálculos.

3.1.2.1 Ganancia de par.

A.3.1 Con un motor.

Primera etapa

Par [Nm] = (Fuerza) x (radio) [Nm] = $F r$ [Nm]

Potencia [W] = $\frac{J}{s} = \frac{Nm}{s}$

Equivalencia: 1 [Hp] = 0.7457 [kW]

Para un caballo de potencia en el motor de explosión tenemos 745.7 [W]

$$F = \frac{Par_{ent}}{r_1}$$

En el piñón del motor de explosión se tiene una velocidad de entrada de 3800 rpm

$$Par_{ent} = \frac{Watts}{rpm}$$

$$Par_{ent} = \frac{745.7 W}{63.34 rps}$$

$$Par_{ent} = 11.77421053 [Nm]$$

$$F = \frac{11.77421053 Nm}{6.35 \cdot 10^{-3} [m]} \quad \text{Radio de la flecha: } 6.35 E-3 [m]$$

$$F = 1854.206382 [N] \quad \text{con: } r_1 = 40.3408 E-3 [m]$$

$$F = 291.8685408 [N] \quad \text{en el diámetro de paso del piñón.}$$

Calculando el par en la corona:

$$Par_{corona} = F r_2 \quad r_2 = 120.889 E-3 [m] \quad \text{radio de paso de la corona}$$

$$Par_{corona} = 35.2837 [Nm] \quad \text{Relación de Par: } 2.996693173$$

Es decir por cada caballo de potencia en el motor se tendrá una ganancia multiplicada por tres veces en la corona con la relación de catarinas descritas.

Segunda etapa de ganancia de par:

Con base en la cinemática del cuerpo rígido, se tiene el cálculo del eje instantáneo de rotación con lo que se identifica al satélite que está en contacto con la corona y el sol al mismo tiempo, pero si consideramos al sol fijo o a la corona fija se tiene la base de dicho análisis para determinar que en el centro del satélite existe una fuerza mayor que en el punto tangencial de la corona y el piñón del motor.

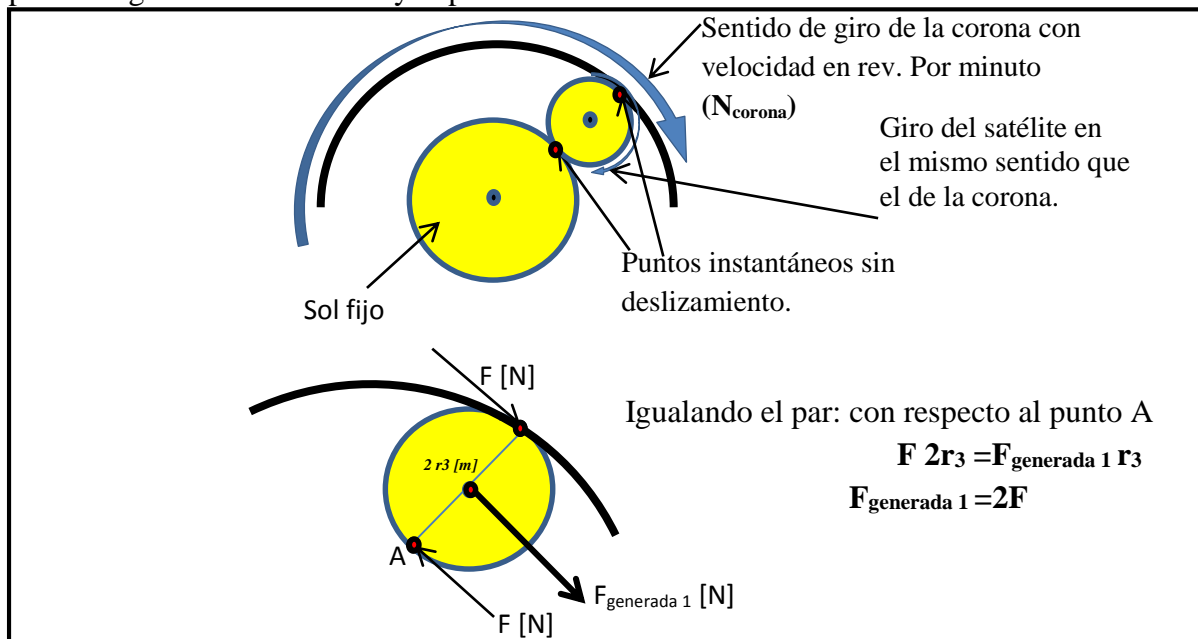


Figura 2.

Así en el centro del satélite se tiene una ganancia de fuerza con magnitud de:

$$F_{\text{generada 1}} = 2(291.8685408 \text{ [N]}) = 583.7370816 \text{ [N]}$$

Si tomamos en cuenta que el satélite transmite par a través del brazo: porta-satélites, tenemos los siguientes datos:

$$L_b = 90.6334 \text{ E-3[m]} \quad \text{Par}_{\text{sal 1}} = (F_{\text{generada 1}}) \times (L_b) \text{ [Nm]}$$

$$\text{Par}_{\text{sal 1}} = (90.6334 \text{ E-3[m]}) (583.7370816 \text{ N})$$

Par_{sal 1} = 52.90607641 [Nm] Par final en las ruedas con un solo motor de entrada y sol detenido.

Ya en el final se tiene por cada caballo de fuerza en la entrada con el motor de explosión, 4.5 veces más en ganancia de par en el eje de salida que va a las ruedas.

B.3.2 CÁLCULO DE PAR CON DOS MOTORES (DISEÑO PARA SISTEMA HÍBRIDO PARALELO DE TRACCIÓN MOTRIZ)

La entrada de par con dos motores, uno en corona y otro en el sol se realiza con la relación de par: 3 en el sol, como se describe a continuación, con 1000 rpm en el motor eléctrico.

Con 1 Hp en el motor del sol tenemos 745.7 [W]

En el sol se tiene el par y la fuerza de entrada:

$$\text{Par}_{\text{ent electric}} = \frac{745.7 \text{ W}}{16.67 \text{ rps}}$$

$$\text{Par}_{\text{ent electric}} = 44.742 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{\text{Par}_{\text{ent electric}}}{r_4}$$

$$F = \frac{44.742 \text{ Nm}}{6.35 \times 10^{-3} \text{ m}} \quad \text{con radio de la flecha: } 6.35 \text{ E-3 [m]}$$

$$F = 7045.984252 \text{ [N]} \quad \text{por lo que en el diámetro de paso del sol se tendrá: } F = 741.034 \text{ [N]}$$

$$r_4 = 60.3778 \text{ E-3[m]} \quad \text{radio de paso sol}$$

$$\text{Par}_{\text{en el sol}} = 44.742 \text{ [Nm]}$$

Tomando el mismo principio de eje instantáneo de rotación, se tiene:

Fuerza en el centro del satélite:

$$r_3 = 30.2556 \text{ E-3[m]} \quad \text{radio de paso del satélite}$$

$$F_{\text{generada 2}} = 2(741.034 \text{ [N]})$$

$$F_{\text{generada 2}} = 1482.068 \text{ [N]}$$

También en esta parte, el centro del satélite transmite par a través del brazo porta-satélites, tenemos la siguiente relación:

$$\text{Par}_{\text{sal } 2} = (F_{\text{generada } 2}) \times (L_b) \text{ [Nm]} \quad \text{con: } L_b = 90.6334 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\text{Par}_{\text{sal } 2} = (90.6334 \times 10^{-3} \text{ [m]}) (1482.068 \text{ [N]})$$

$$\text{Par}_{\text{sal } 2} = 134.3248619 \text{ [Nm]}$$

El Par final en el eje de las ruedas con un solo motor de entrada y corona detenida, destacando que el motor está directamente conectado a la catrina sol, sin un arreglo en la flecha del motor, entonces por cada caballo de potencia de entrada con el motor eléctrico en el sol, se tiene una ganancia de par de tres veces en el eje de salida de las ruedas.

Sumando la potencia de ambos motores generamos 7.5 veces la ganancia de par que se entrega en el eje de salida en las ruedas motrices con el uso de dos motores de 1 [Hp], uno en el sol y otro en la corona.

$$\text{Par total} = \text{Par}_{\text{sal } 2} + \text{Par}_{\text{sal } 1}$$

$$\text{Par total} = 134.3248619 \text{ [Nm]} + 52.90607641 \text{ [Nm]}$$

$$\text{Par total} = 187.2309383 \text{ [Nm]}, \quad \text{con } 44.742 \text{ [Nm]} \text{ del motor eléctrico y } 11.77421053 \text{ [Nm]} \text{ con el motor de explosión GANANCIA GENERAL DE PAR} = 3.313$$

3.2 REGULACIÓN DE VELOCIDAD.

El cálculo de velocidades del mecanismo en esta sección, es la memoria de cálculo para determinar la relación de velocidad entre los elementos mecánicos del ensamble, destacando que, la misma entrada de par regula la velocidad de salida en las ruedas, variando las velocidades en las catarinas sol y corona respectivamente, sincronizando los motores.

La relación de velocidad es como sigue:

Los elementos mecánicos planetas tienen un complejo y relativo movimiento angular respecto a su propio eje central y al del sol, que a la vez tiene movimiento relativo al porta satélites o porta planetas, como se ve en la gráfica:

Porta satélites (4)

Satélite o planeta (3)

Sol (1)

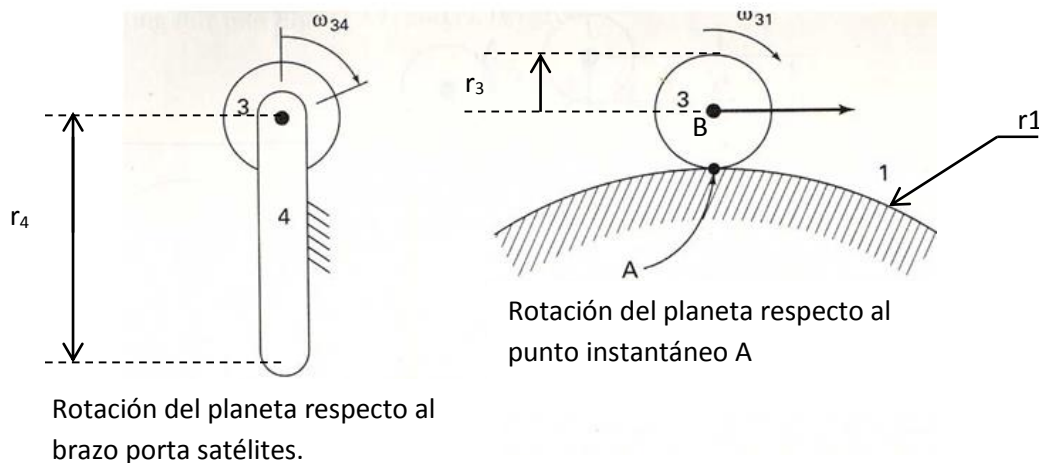


Figura 3.

Retomando la teoría del cuerpo rígido, se tiene en el punto A, el centro instantáneo de rotación entre el sol y el planeta, para identificar los elementos mecánicos se genera la nomenclatura siguiente:

ω_{34} velocidad angular del planeta respecto al porta satélites.

ω_{31} velocidad angular del planeta respecto al punto instantáneo A.

ω_{41} velocidad angular del porta satélites respecto al sol.

$$V_B = \omega_{41} r_4 \quad V_B = \omega_{31} r_3 \quad \text{generando la relación}$$

$$\omega_{41} r_4 = \omega_{31} r_3 \quad \omega_{31} = \frac{r_4}{r_3} \omega_{41} \quad \omega_{31} = \frac{r_3 + r_1}{r_3} \omega_{41} \quad \rightarrow \quad \omega_{31} = \left(1 + \frac{r_1}{r_3}\right) \omega_{41}$$

Como se tiene un arreglo de corona-satélite-porta satélites-sol, se necesita calcular la velocidad de salida en el porta satélites. Usando las relaciones de entrada descritas anteriormente.

Definiendo el paso diametral (P):

$$P = \frac{N \text{ (numero de dientes)}}{D \text{ (diametro de paso)}}$$

$$P = \frac{N_3}{2r_3} \quad P = \frac{N_1}{2r_1} \quad \frac{N_1}{2r_1} = \frac{N_3}{2r_3} \quad \frac{N_1}{N_3} = \frac{r_1}{r_3}$$

$$- \frac{N_1}{N_3} = \frac{\omega_{14}}{\omega_{34}} = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} \quad - \frac{N_{sol}}{N_{corona}} = \frac{\omega_{corona} - \omega_{por-satélites}}{\omega_{sol} - \omega_{por-satélites}}$$

Redefiniendo:

N_{corona} = número de dientes de la corona (entrada).

N_{sol} = número de dientes del sol (salida).

$\omega_{por-satélites}$ = velocidad angular del porta satélites [rpm].

ω_{corona} = velocidad angular de la corona [rpm].

ω_{sol} = velocidad angular del sol.

Utilizando la fórmula de Willis:

$$\omega_{por-satélites} (N_{sol} + N_{corona}) = \omega_{sol} N_{sol} + \omega_{corona} N_{corona}$$

$$\omega_{por-satélites} = \frac{\omega_{sol} N_{sol} + \omega_{corona} N_{corona}}{N_{sol} + N_{corona}}$$

Utilizando los mismos datos del cálculo del par:

-Como el piñón inicial es de 20 dientes con un radio: $r_1 = 40.3408 \times 10^{-3}$ [m] radio de paso
-Y en la corona se tiene 60 dientes y radio de: $r_2 = 120.889 \times 10^{-3}$ [m] radio de paso

Para este cálculo N_1 y N_2 son velocidades angulares;

$$N_2 = \frac{N_1 (r_1)}{r_2}$$

$$N_2 = \frac{3800 \text{ [rpm]} (0.0201704 \text{ [m]})}{0.0604445 \text{ [m]}} \quad N_2 = 1268.064422 \text{ [rpm]}$$

Utilizando la fórmula de Willis:

$$\omega_{por-satélites} = \frac{\omega_{sol} N_{sol} + \omega_{corona} N_{corona}}{N_{sol} + N_{corona}}$$

Con una velocidad angular en el Sol de: 3000[rpm]

$$\omega_{por-satelites} = \frac{3000[rpm](30) + 1268.064422[rpm](60)}{30+60}$$

$$\omega_{por-satelites} = 1845.377 [rpm] \text{ vel. en el eje de salida de las ruedas.}$$

Si realizamos el cálculo por la siguiente fórmula:

$$-\frac{N_{sol}}{N_{corona}} = \frac{\omega_{corona} - \omega_{por-satelites}}{\omega_{sol} - \omega_{por-satelites}}$$

$$-\frac{30}{60} = \frac{1268.064422 [rpm] - \omega_{por-satelites}}{3000 [rpm] - \omega_{por-satelites}} \quad \text{Despejando: } \underline{\omega_{por-satelites}}$$

$\omega_{por-satelites} = \underline{1845.377 [rpm]}$ que es similar a lo calculado por la fórmula de Willis.

3.2.1 INDEPENDENCIA DE PAR Y VELOCIDAD.

Los resultados anteriores se generan cuando se tiene el mismo sentido en el giro de entrada de los motores, pero al analizar la ecuación anterior se puede ver que cuando cambia el sentido de alguno de los dos motores o si la velocidad de alguno disminuye, la velocidad de salida en las ruedas puede llegar a ser cero [rpm], pero aquí se tiene la gran ventaja de que ninguno de los motores arrastra al otro debido a la forma del ensamble en el mecanismo que de manera individual generan velocidad y par, como ejemplo tabularemos en función de entrada de velocidad de los dos motores:

Variando la velocidad del motor en la corona “N1”:

Reordenando la fórmula: $\omega_{por-satelites} = \frac{\omega_{sol} N_{sol} + \omega_{corona} N_{corona}}{N_{sol} + N_{corona}}$

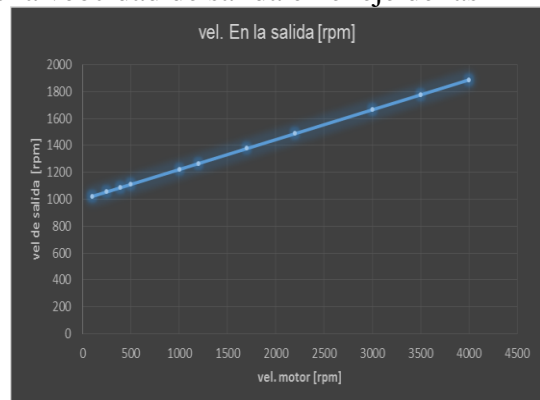
$$\omega_{corona} = \frac{N1 [rpm] (0.0201704 [m])}{0.0604445 [m]}$$

$$\omega_{por-satelites} = \frac{3000[rpm] 30 + \frac{N1 [rpm] 0.0201704 [m]}{0.0604445 [m]} 60}{60+30}$$

Si se conserva la velocidad de regulación constante en el motor que impulsa la catarina sol a 3000 [rpm] obtenemos los siguientes valores de la velocidad de salida en el eje de las ruedas:

Tabla 1.

Velocidad del motor de corona [rpm]	velocidad de salida [rpm]
100	1022.246744
250	1055.616861
390	1086.762303
500	1111.233721
1000	1222.467443
1200	1266.960931
1700	1378.194652
2200	1489.428374
3000	1667.402328



3500 1778.636049
4000 1889.86977

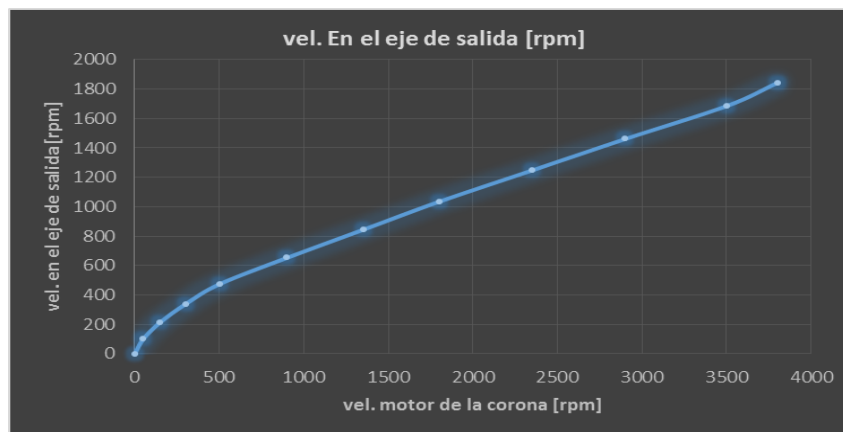
Si se analiza los valores anteriores podemos ver una aceleracion de 0 – 1000 [rpm] en el eje de salida final, los cuales nos indican que la catrina sol esta con velocidad 0 [rpm], en la realidad la catrina sol esta libre y esta girando a velocidad ralenti del motor de la corona, se implementa una velocidad negativa o frenado para iniciar el movimiento en el eje final (eje de las ruedas), hasta alcanzar la velocidad 0 [rpm] en la catarina sol para incrementarla en el sentido de giro de la corona para sumar la velocidad de ambos motores.

La siguiente grafica se genera variando la velocidad del motor de explosión que impulsa a la catarina corona, dentro de un rango de 0 - 3800 [rpm] y así tambien, la velocidad del motor de regulación que impulsa la catarina sol se varia en un rango de 0 - 3000 [rpm] obtenemos los siguientes valores para la velocidad de salida en el eje de las ruedas:

Tabla 2.

cambio de velocidades	vel. Motor del sol [rpm]	vel. Motor de corona [rpm]	vel. En la salida [rpm]
0	0	0	0
1	272	50	101.7900388
2	544	150	214.7034497
3	816.7272727	300	338.982657
4	1089.454545	500	474.3852364
5	1362.181818	900	654.2813044
6	1634.909091	1350	845.3007444
7	1907.636364	1800	1036.320185
8	2180.363636	2350	1249.586369
9	2453.090909	2900	1462.852553
10	2725.818182	3500	1687.24211
11	2998.545454	3800	1844.891433
12	3000	3800	1845.376282

Con el fin de mostrar el incremento de velocidad final, con la relacion que se tiene al variar la velocidad de ambos motores, se mantuvo un incremento simetrico o constante de la velocidad del motor que impulsa la catarina sol, así cuando cambiamos de velocidad en el motor de la corona, el cambio en la velocidad del motor del sol es constante, obteniendo los valores de la velocidad final que se muestran en la tabla anterior y generando la grafica que sigue:



En la realidad se puede variar de forma infinita las condiciones de velocidad en ambos motores, obteniendo un cambio tan suave de velocidad final como se necesite.

Se pueden analizar los datos obtenidos con los modelos matematicos, le relación de velocidades es casi simetrica con respecto a la forma en que se varia la velocidad de entrada, esto es debido a que el mecanismo tiene independencia de salida con respecto a las dos entradas, sin embargo para lograr el efecto deseado que es el de regulacion de velocidad, se tienen que tener los dos motores o implementar un diseño alternativo que ya se tiene generado pero no se expondra aquí.

El mecanismo anterior no dista mucho de lo encontrado en el mercado y utilizado en la industria automotriz sin embargo el mecanismo se ha rediseñado con el fin de alcanzar los requerimientos buscados como lo es el de darle la condición y función, de diferencial y caja de velocidades CVT, pero, también el de tornarlo en un mecanismo que trabaja de forma paralela en un auto hibrido, que acopla y suma el par ingresado por un motor de explosión y uno eléctrico.

Son numerosos los autos híbridos (paralelos o en serie) que funcionan de forma similar y casi con igual eficiencia, independientemente de las marcas y modelos, sin embargo su principal desventaja es el poco caballaje y el hecho de que en su funcionalidad no existe un mecanismo que coloque a la par la entrega de trabajo de ambos motores es decir que simultáneamente puedan mover las ruedas de un vehículo, el mecanismo planteado en esta tesis puede hacerlo, generando el par necesario para colocar al vehículo hibrido con las mismas competencias que los autos convencionales.

Los datos tabulados se compararan después del capítulo de manufactura en el cual se realizara una toma de datos cuando se realice protocolo de pruebas en el prototipo el cual será descrito de forma detallada.



CAPITULO IV

ESTE CAPITULO ENUNCIA EN DETALLE CON SU CONTENIDO INFORMACION SOBRE LOS PROCESOS DE LA MANUFACTURA Y LOS TIPOS DE ESTE QUE SE UTILIZARON, DESCRIBIENDO LAS PIEZAS Y LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS UTILIZADAS CONSIDERANDO EL MEJOR PROCESO Y MATERIAL PARA LLEVAR A CABO LA FABRICACION DEL PROTOTIPO.

Construcción.

- 4.1 Descripción de la manufactura.
 - 4.1.1 Investigación de materiales.
 - 4.1.2 Métodos de manufactura utilizados.
 - 4.1.2.1 Control numérico CNC.
 - 4.1.2.2 Maquinas convencionales.
- 4.2 Soldadura. MIG, TIG, Electrodo de revestimiento.
- 4.3 Procesos de unión.
 - 4.3.1 Descripción de Piezas, ensambles y formas de unión.

4.1 Descripción de la manufactura.

4.1.1 Investigación en materiales.

Dadas las condiciones en las que trabaja el mecanismo y los esfuerzos altos a los que está sometido el diseño, los calibres, espesores y procesos en los materiales, deben ser adecuados para que los materiales tengan la suficiente resistencia a los esfuerzos y desgaste.

El diseño que se está tratando, por ser prototipo, tanto su manufactura como en la etapa de pruebas y ajustes, el material debe ser fácil de maquinarse (maquinabilidad) con posibilidad de mejorar o aumentar sus características como la dureza superficial, con tratamiento térmico en el estado final.

Asociaciones para Normas de referencia:

ASTM: American Society for Testing Materials.

ASME: American Society of Mechanical Engineers.

AISI: American Iron and Steel Institute.

SAE: Society of Automotive Engineers.

Las piezas como satélites o planetas, coronas y soles se maquinaron en acero de bajo carbono.

Normas involucradas: **ASTM A 108**

ACERO AISI-SAE 1018

-Dureza 126 HB (71 HRb)

-Esfuerzo máximo 440 MPa
(63800PSI)

-Reducción de área 40%

-Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

-Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700PSI)

-Elongación máxima 15% (en 50 mm)

-Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)

-Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

Composición:

0.15 – 0.20 % C

0.6 -0.9 % Mn

0.04 % P

0.05 % S

Partes móviles como cadenas: Acero templado AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

Normas involucradas: ASTM A108

Dureza 163 HB (84 HRb)	Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)	Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)	Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)	
Densidad 7.87 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)	

Composición:

0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

Normalizado a 900°C y recocido a 790°C

Para los ejes se maquina: Acero Aleado AISI-SAE 4142 (UNS G41420)

Normas involucradas: ASTM 322

-Dureza 262 - 311 HB (26 – 33 HRC)	-Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI)
-Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI)	-Elongación mínima 12%
-Densidad 7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)	-Reducción de área mínima 50%

Composición:

0.42 % C	0.85 % Mn
1.00 % Cr	0.20 % Mo
0.25 % Si	0.030 % V
0.035 % P	0.040% S

Para uniones como tornillos se utilizó acero cementado comercial.

Para el soporte y caja o carcasa del mecanismo solo para pruebas se utiliza solera de aluminio comercial y para rodamientos se utiliza la marca SFK con las siguientes capacidades:

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Carga dinámica: 23.4 [kN]	velocidad Límite: 24000 rpm
Carga estática: 11.4 [kN]	(6305ETN9, 6305, 63052RS1)

Posteriormente a las pruebas y calibración, se realizó un tratamiento térmico a las piezas móviles: catarinas planetas y los engranes de regulación de velocidad, de temple y

recocido, para obtener durabilidad al desgaste en la superficie, las partes restantes no necesitan de algún tratamiento térmico dada su funcionalidad y diseño, puesto que los componentes mecánicos tienen la resistencia mecánica suficiente.

4.1.2 Métodos de manufactura utilizados.

4.1.2.1 Control numérico CNC

Algunas piezas se realizaron por control numérico con un margen de error de 0.03 [mm] generado por la elasticidad del equipo que es una maquina CNC SINUMERIK MC 300 de SIEMENS, inicialmente se realizó el modelo o diseño de la pieza por dos programas de CAD, los cuales fueron: Inventor 2013 y NX Unigraphics 8.0 para un post-procesamiento de la simulación del maquinado y generar el código de control de programación para aplicarlo en la maquina CNC.

El material utilizado como ya se describió en la parte de materiales, acero 1018, se maquina con los siguientes parámetros de corte en maquinaria CNC:

$d = 1$ [mm] profundidad de corte

$F = 50$ [mm/min] avance

$S = 2000$ rpm velocidad del usillo

Refrigerante: aceite ligero.

Cortadores de 1/4" redondo, 1/2" recto, 1/8" recto, 1" recto.



Figura 1.

Sinumerik mc 300 de Siemens.

4.1.2.2. Maquinas convencionales.

La manufactura posterior se realizó en Torno para piezas cilíndricas.

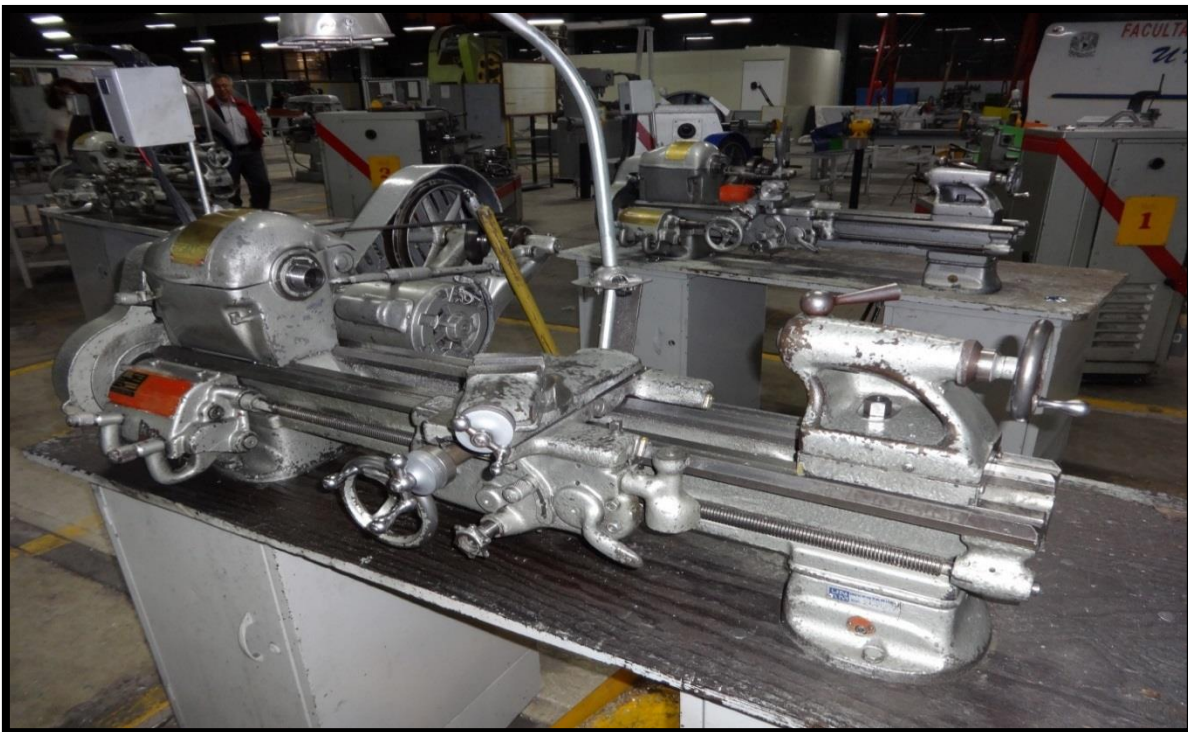
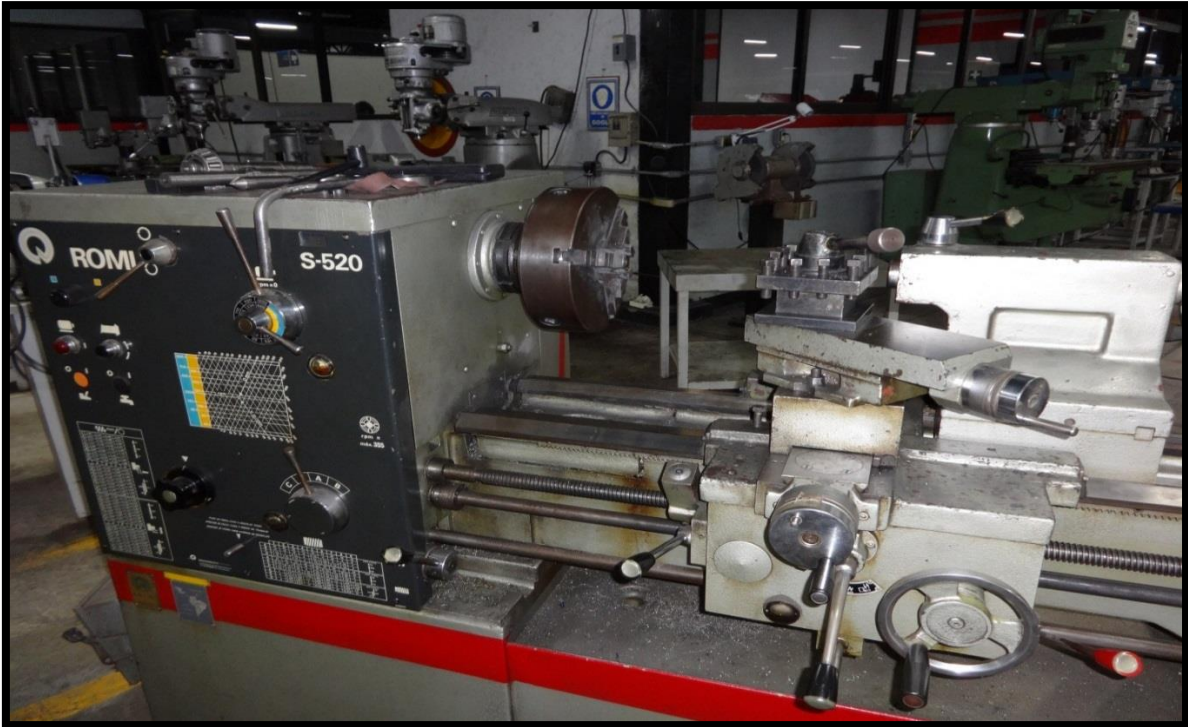


Figura 2.

Fresadora INDUMA.
maquinando aluminio
con un cortador vertical
HSS $d = 3.5 \text{ mm}$
 $S = 1200 \text{ rpm}$
 100 mm/min
Careado y ensamble
de la caja de soporte
para planetario.



Figura 3.

En el caso de la fresadora se maquinaron piezas como las placas de aluminio que sujetan parte del prototipo, acabados interiores en los platos que portan los satélites así como áreas de los ejes para un buen ensamble.

Para los tornos y las fresadoras se utilizaron herramientas de:

Carbuero de tungsteno.	Brocas de varias medidas.
Acero al cobalto HSS comercial.	Cortadores de varias medidas.
Perros de arrastre.	Moleteador.
Platos para perros de arrastre.	Cuchillas de tronzar.
Puntos de ejes.	Cabezal divisor.
Puntos embalados.	Prensas.
Broqueros.	Llaves allen y españolas.

4.2 Soldadura: MIG, TIG y Electrodo de revestimiento.

La soldadura TIG se realiza cuando se necesita una soldadura fina y delicada de forma localizada con el fin de casi no alterar y controlar la cantidad de material en las piezas a unir, sin embargo el calor es considerable ya que puede alcanzar los 20000 °C aunque puede regularse según las necesidades pero en general se suelda a unos 1200 °C por ello las piezas deben ser de un espesor robusto ya que de lo contrario se deformarían en una medida no controlada.



Figura 4.

En algunos casos se mezcla el argón, bióxido de carbono más helio, etc. pero en esta ocasión solo se empleó argón.

Por otro lado la soldadura MIG que es el soldeo con micro alambre y éste no lleva ningún tipo de recubrimiento pero se coloca con la ayuda de algún gas noble como en este caso el argón que ya es muy comercial, el calor generado es inferior que en el caso de la TIG este se trabaja a unos 700 – 900 °C que logra la fusión dado el punto localizado de descarga de corriente refrigerada con el gas noble.



Figura 6.

El electrodo de recubrimiento, ya muy conocido se utilizó para uniones sin relevancia de funcionamiento solo de unión.

4.3 Procesos de Unión.

Para la descripción de las geometrías, ensambles y dimensiones se utilizó el siguiente software:

- Unigraphics NX 8, 7.5, 8.5 SIEMENS (diseño de piezas)
- Post – procesador para de NX a la maquina CNC (maquinado)
- Inventor 2013 Autodesk (ensamble y simulación de movimiento)
- Solid edge ST 4, 5 (Draft y planos)

4.3.1 Descripción de Piezas, ensambles y formas de unión.

Corona central.

Esta pieza está compuesta por tres piezas, dos anillos y una Catarina central, los tres del mismo número de dientes (60) con paso 40 y las cuales están unidas por cuatro pernos de una pulgada mediante soldadura tipo MIG; Dado que las partes deben tener una unión concéntrica exacta la unión se realizó previo ensamble de las partes con ajuste y guía de un eje acoplador central, como se ve a continuación:



Catarina 40B60 (para la corona central, soporte)

Figura 7.

La corona central esta maquinada después de ser adquirida comercialmente, tanto en las cajas para los rodamientos de cilindros como en los barrenos pasados para los pernos de unión, posteriormente se le realizo un tratamiento de temple en la en la parte de los dientes para evitar el desgaste.

Como se puede ver el eje que soporta a la corona que ya está unida en una sola pieza, contiene rodamientos de cilindros tipo cono, los cuales son comerciales, esto es para darle mayor estabilidad y evitar el juego radial y axial de la corona, en el momento de transmitir la potencia a los planetas y reducir la perdidas por fricción.

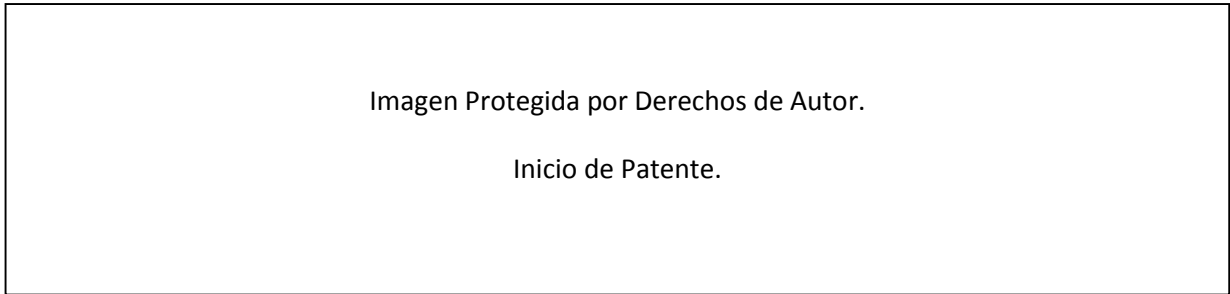


Figura 8.

Platos porta satélites.

La unión de los platos con los rodamientos es por presión ya que estos no cuentan con un medio de sujeción de los rodamientos.

Los platos porta satélites son discos escalonados que giran dentro del plano de los anillos de la corona, la importancia de esto radica en que el espesor permitido por las cadenas que se sujetan a la corona y el sol solo tienen un espesor de unos cuantos milímetros de los cuales estará dimensionado el espesor del plato porta satélites, pero de ser así la posibilidad de falla es muy alta, es por ello que se optó por escalonar el plato para que este entrara en la corona, en el espacio que deja de cada lado los anillos como se ve en la siguiente figura.

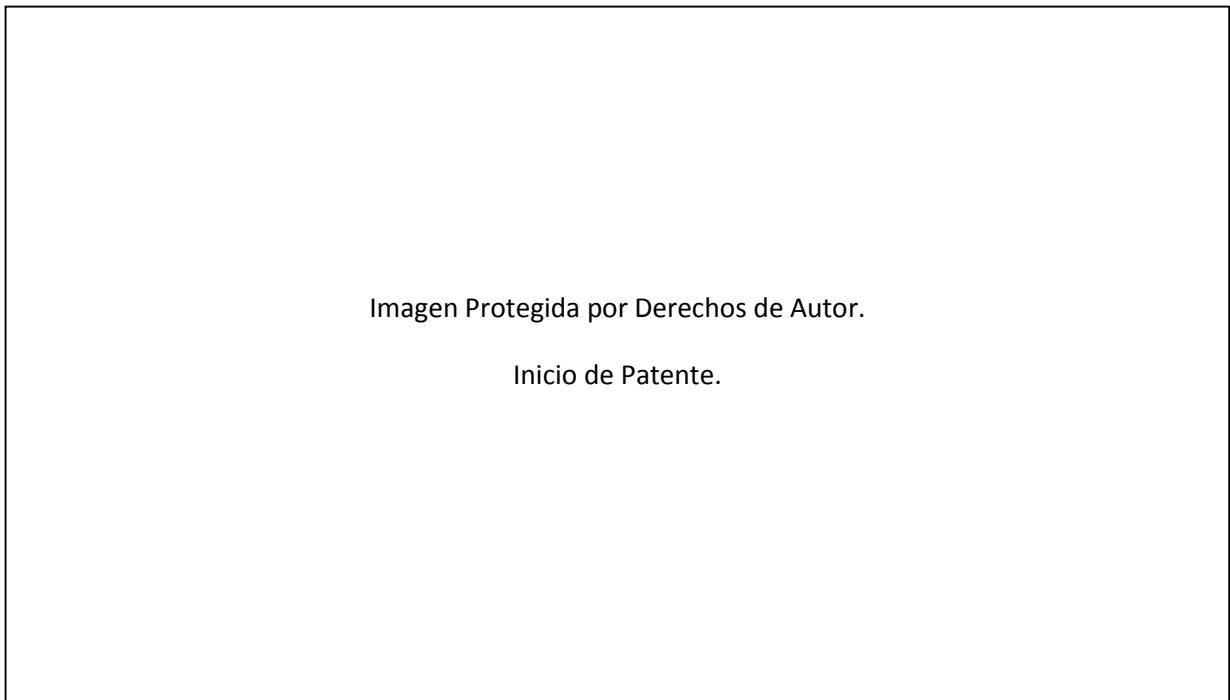


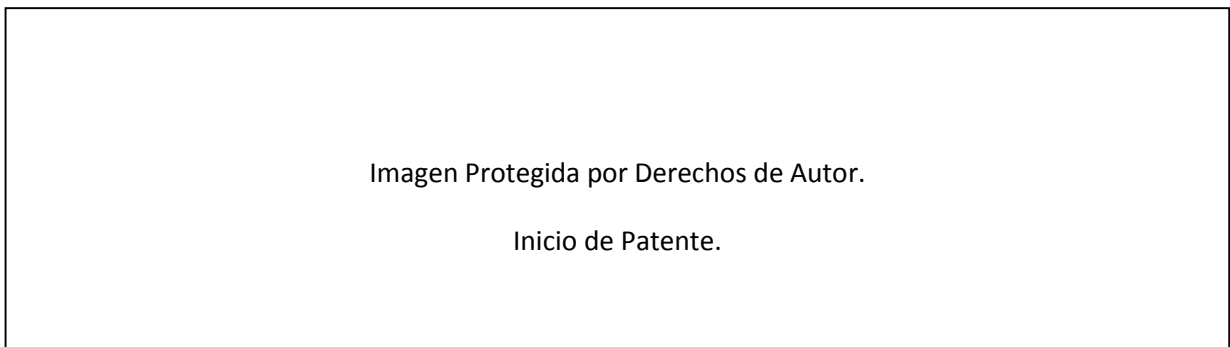
Figura 9.

El plato porta satélites soporta a los satélites como su nombre lo dice, a través de pernos de unión que se atornillan a él como se ve:



Figura 10.

La unión y ensamble entre el planeta y el perno hay un rodamiento de bolas, modelado y diseñado en Unigraphics NX.



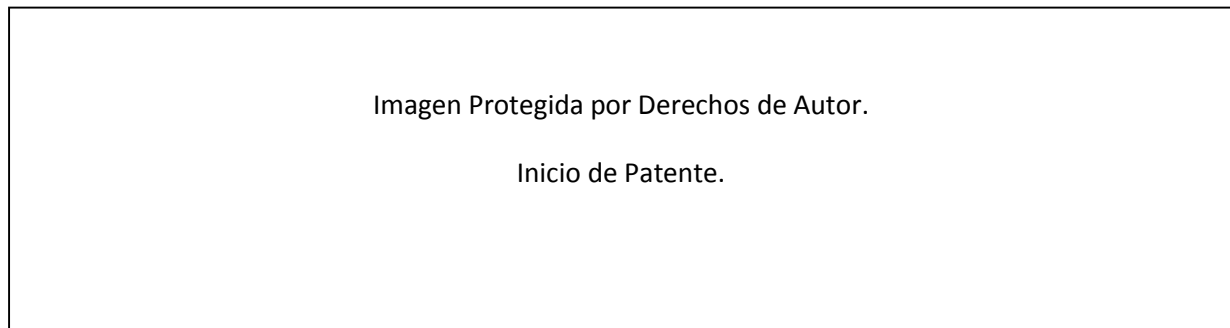
Marca: SFK, RUCAMRUS

Perno de union acero
1018 maquinado en frio.

Los Rodamientos de bolas tipo (L, recto.) de: 1500 [Kg] (Capacidad).

Satélites o planetas.

Los satélites son de quince dientes y de paso cuarenta, el material acero 1018 es óptimo para su maquinado y tratamiento, inicialmente con barrenos piloto y el tipo es B, con mamelón de un solo lado.



NX Unigraphics

Figura 11.

AutoCAD Inventor

Dado el tipo de funcionamiento relativo entre los ejes, uno que se une al plato porta satélites y otro acoplador central, las formas en que interactúan tales ejes, son de soporte mutuo, como se ve en el siguiente plano:

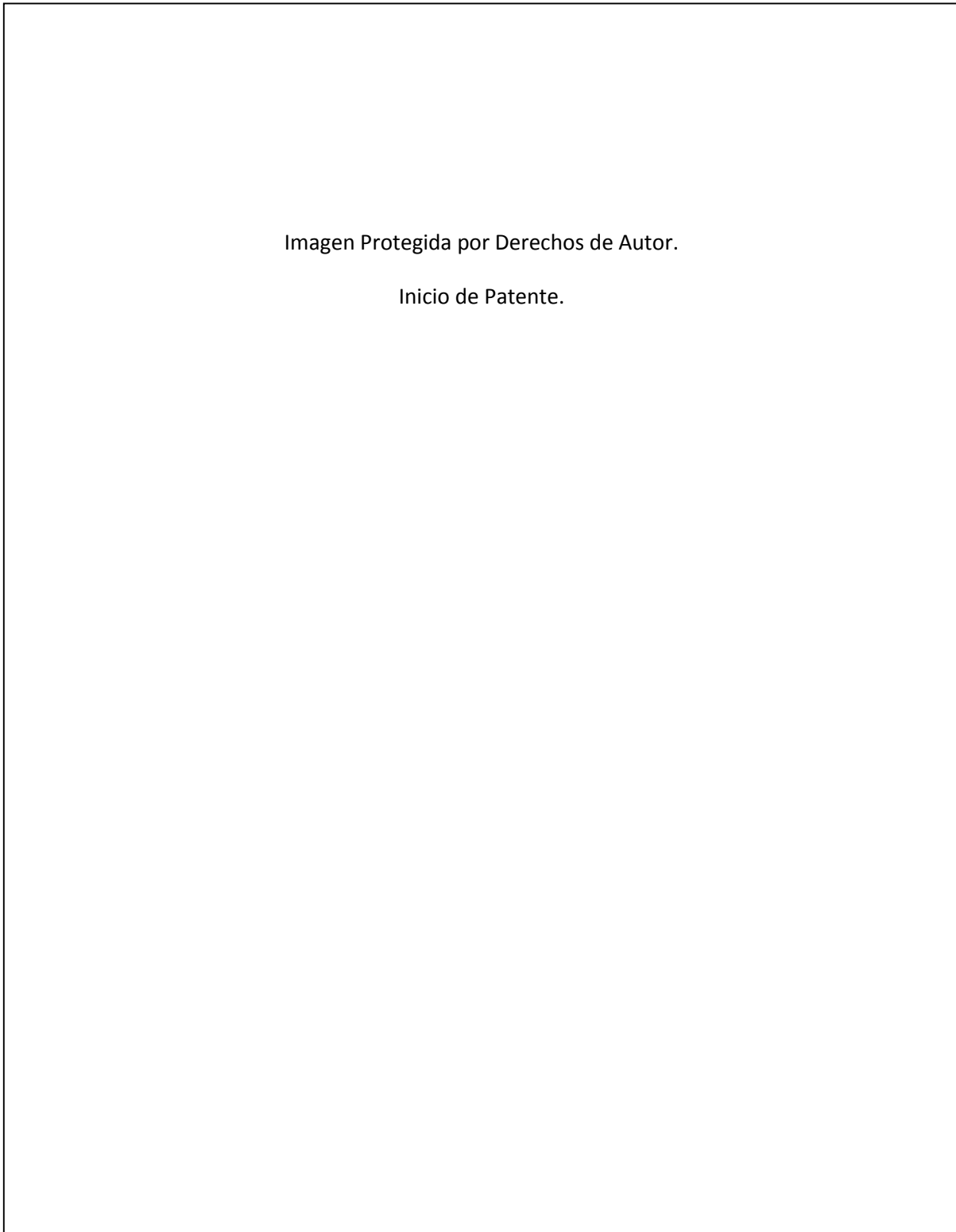


Figura 12.

El plato porta los satélites a través de su conexión con un eje que se atornilla a él mismo y este eje porta un rodamiento que entra en los satélites como se ve se genera el ensamble:

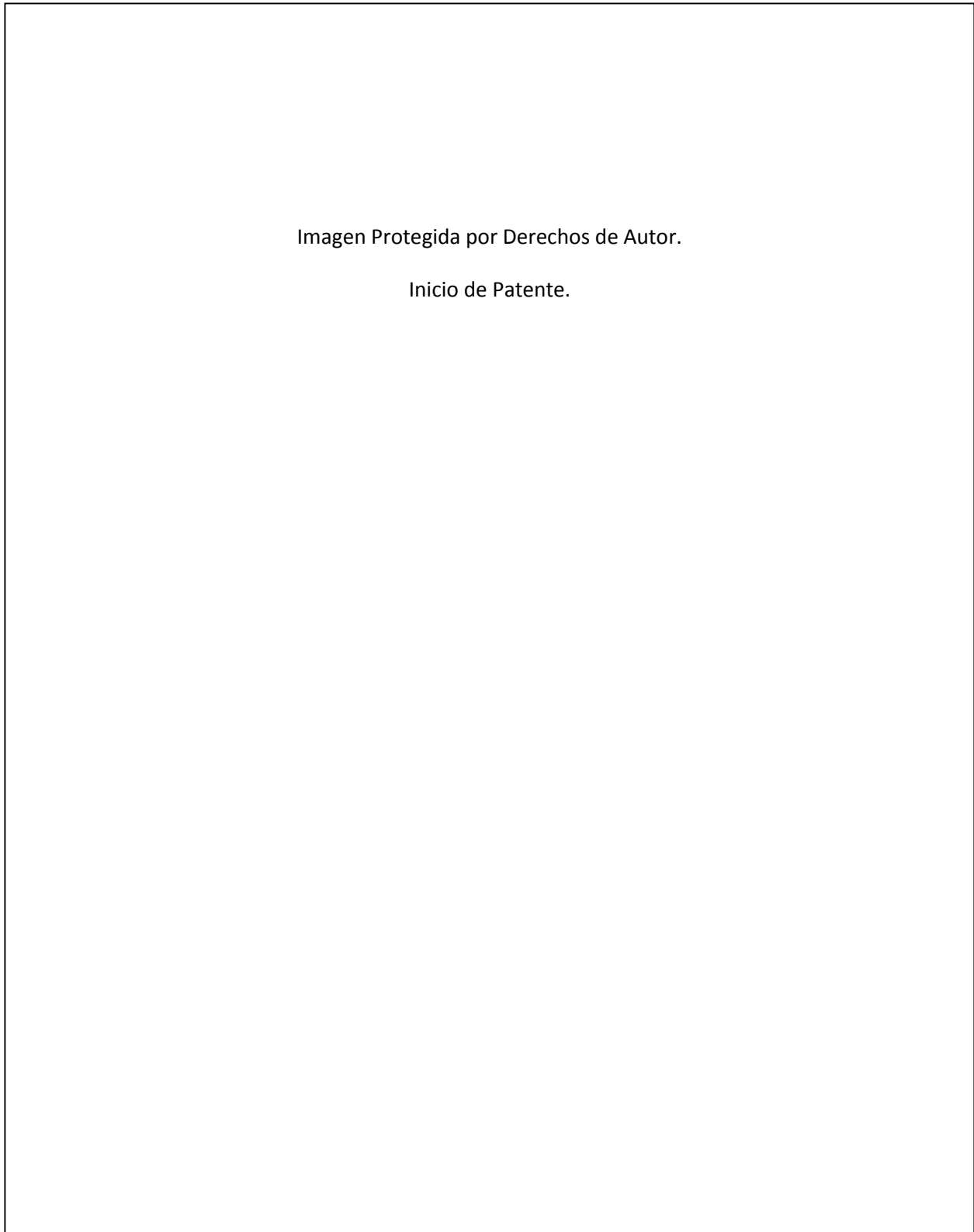


Figura 13.

Una vez montadas las tres catarinas anillos, se verificó que el nivel en donde coinciden las camas en las cuales descansa el casquillo de las cadenas, **no coincide**, y esto es con el fin de evitar el golpeo de los satélites con los casquillos, en el momento del contacto en el funcionamiento, como se muestra:

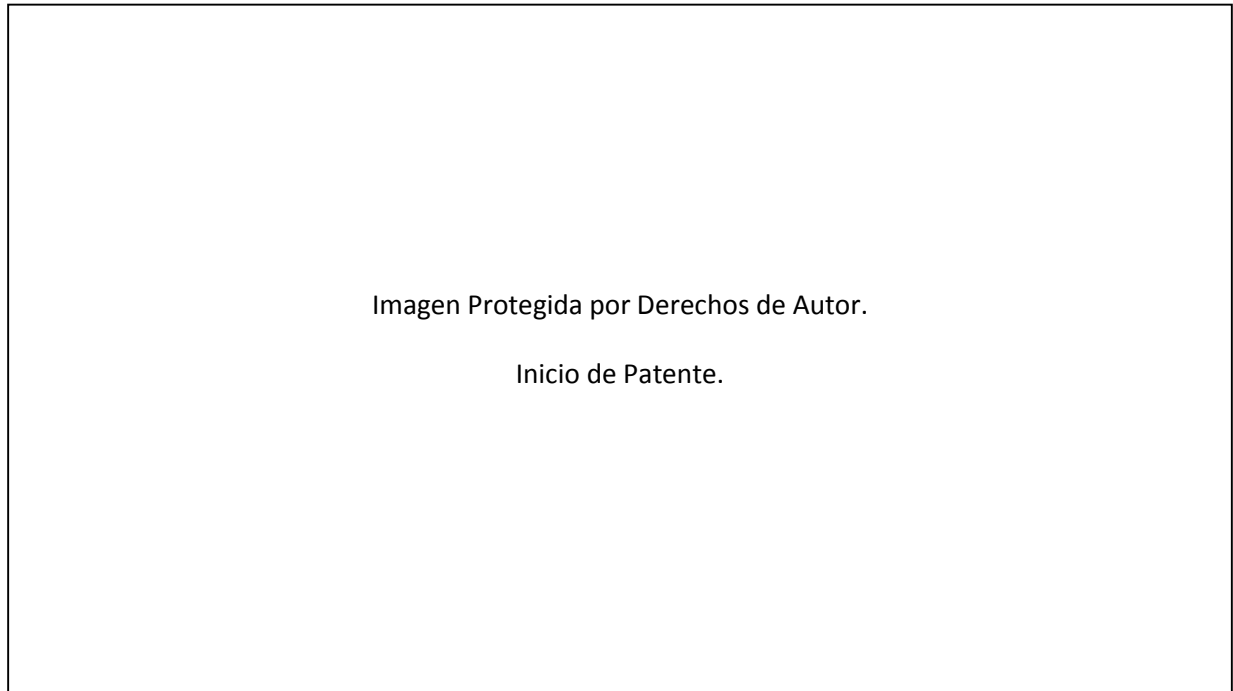


Figura 14.

Finalmente montadas las cadenas en los anillos corona se obtiene lo siguiente:

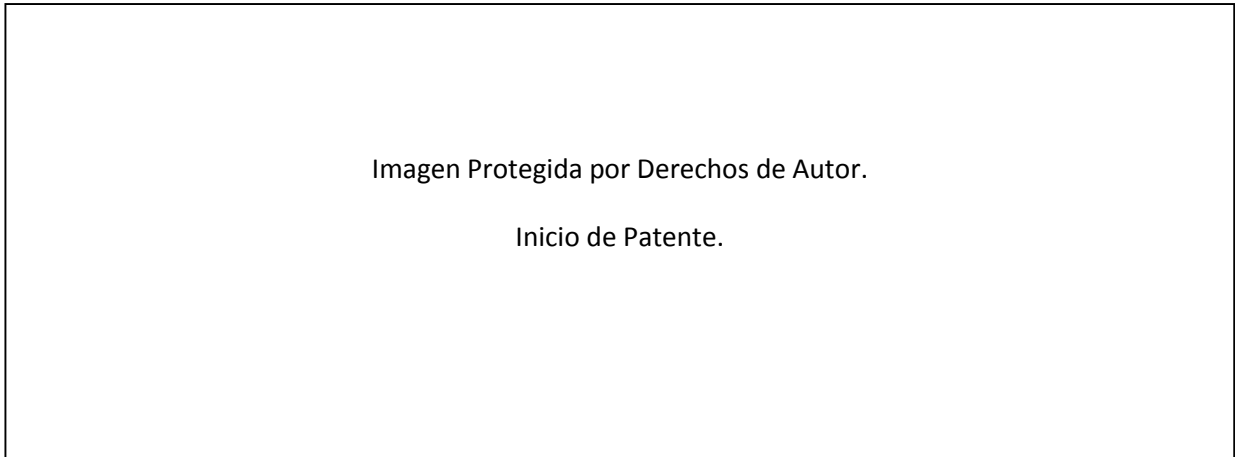


Figura 15.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 16.



Diferencial regulador.

Figura 17.

De las catarinas exteriores del mecanismo que se ve, se transmite potencia a las catarinas exteriores del planetario doble usado cadenas del mismo paso (40).

Quedando de la siguiente forma:

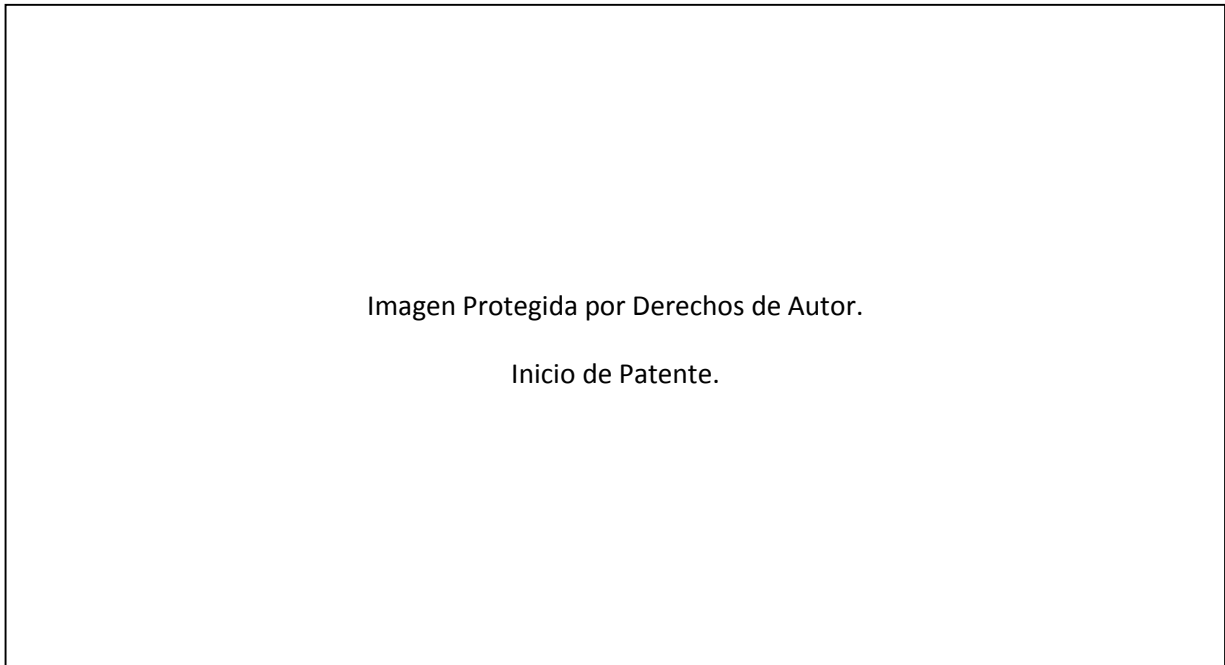


Figura 18.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 19.

Las guías en color azul indican las cadenas que conectan los diferentes elementos como ya se explicó en la parte de los cálculos, y el ingreso de potencia así como de velocidad brinda independencia en el funcionamiento de los motores, destacando que en ningún momento ninguno de los motores arrastra al otro, dado que el par es más fácil de vencer en la salida de las ruedas o salida del planetario doble obteniendo lo que se propuso, regular de forma suave, continua y con capacidad de aplicar un par de mayor magnitud.

Como en el funcionamiento del mecanismo el contacto y transmisión de velocidad y potencia entre los elementos mecánicos, se realiza a través de las cadenas, en el caso de las coronas en corona triple y el sol, se optó por la cadena de tres líneas por el siguiente análisis.

El esfuerzo que se genera en tipo cantiléver y que es de forma tangencial al diámetro de paso en el que la cadena utiliza como trayectoria circular, es soportada por la línea de la corona anillo, y la nivelación así como estabilidad en los casquillos la proporciona los mismos eslabones de la cadena.

Es decir la cadena funciona como una armadura que se soporta así misma imitando el funcionamiento de un engrane como elemento rígido.



Figura 20.

Las líneas azules son los esfuerzos generados por la corona anillo.

Las líneas negras son los esfuerzos generados por los satélites en funcionamiento.

Las líneas rojas equilibran el perno que sostiene a los casquillos de las tres líneas.

Así el esfuerzo cortante en cantiléver ya no se ve limitado por la resistencia del material del perno.

ENSAMBLES REALES.



Figura 21.

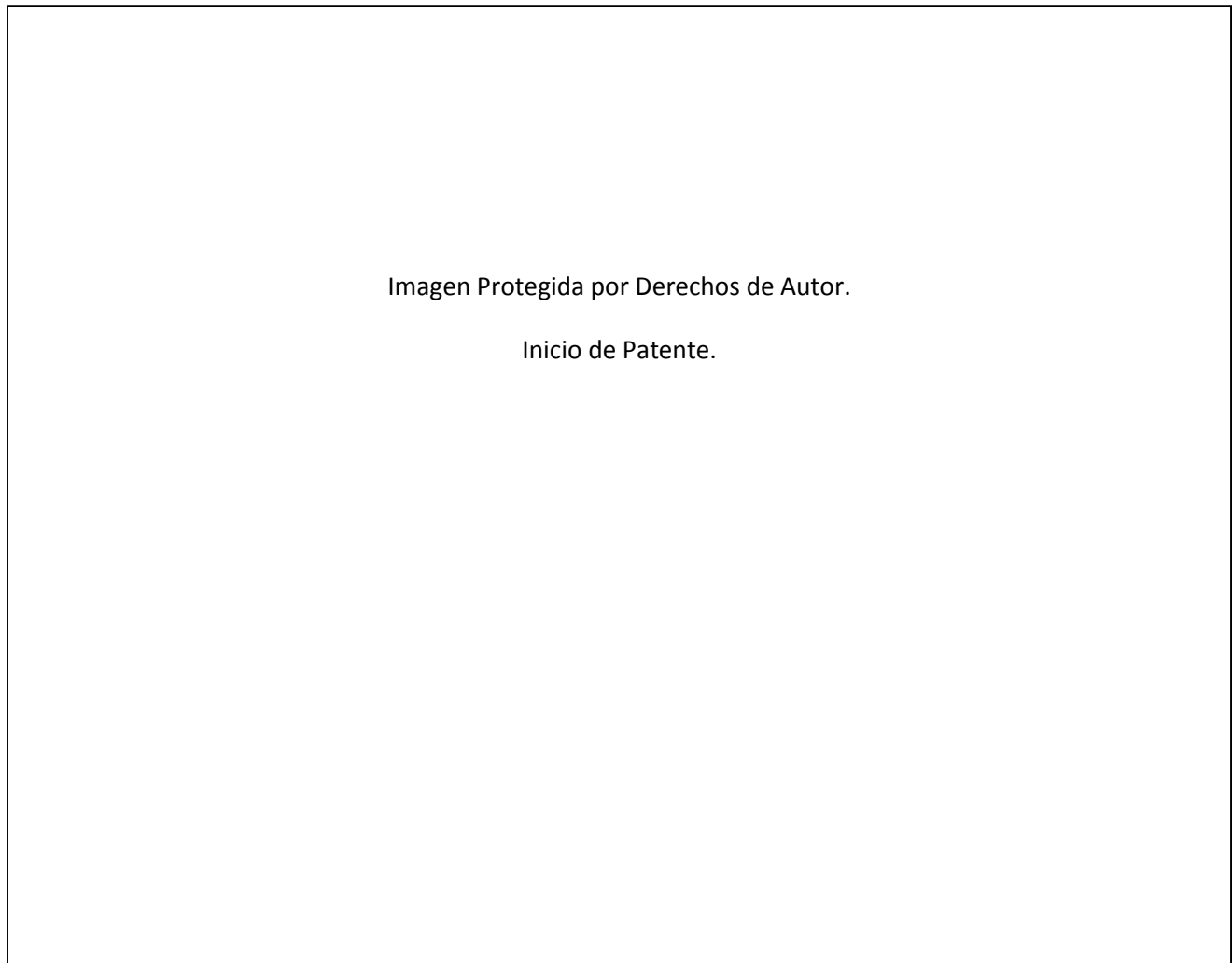


Figura 22.

Planetario doble.



Figura 23.

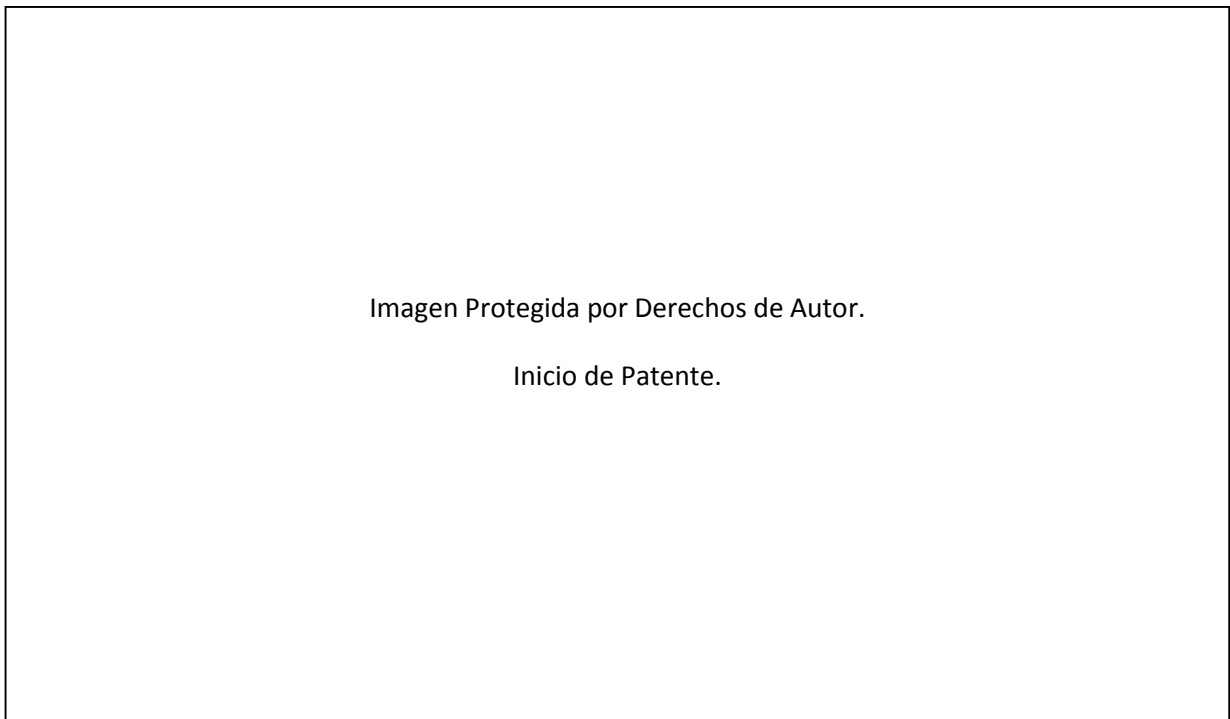


Figura 24.

La descripción del maquinado del arreglo de las catarinas del diferencial está definida como sigue en la siguiente parte:

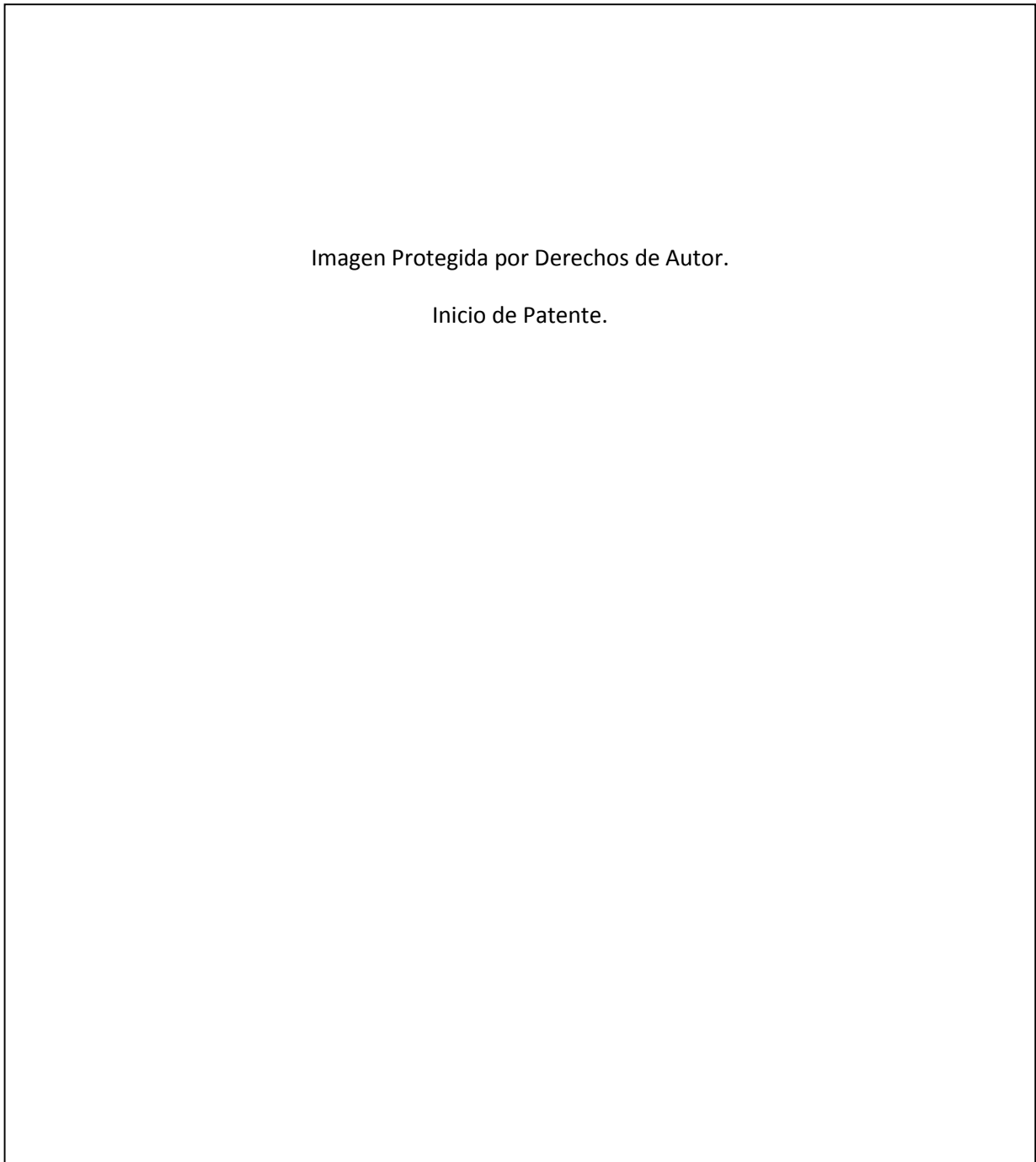


Figura 25.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 26.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 27.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 28.

CAPITULO V



Este capítulo, es el resumen de todo lo realizado y obtenido en el trabajo de la presente tesis, datos definidos después de varias pruebas realizadas, comparándolos con los datos teóricos desarrollados en los capítulos anteriores.

PRUEBAS, RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

- 5.1 Armado del prototipo para de pruebas y mediciones.
- 5.2 Plano de partes.
- 5.3 Descripción de los componentes motrices.
- 5.4 Desarrollo de pruebas (Velocidad).

- 5.5 Datos obtenidos y comparación con los datos teóricos.

5.1 Armado del prototipo para de pruebas y mediciones

El prototipo ya completo en el ensamble, maquinado y armado, quedo completo con dos motores; uno de explosión conectado a la corona central del planetario doble y otro motor eléctrico conectado a la fase de regulación y diferencial. Los dispositivos están montados en un armazón de solera de aluminio que solo sostiene a la transmisión sin motores, los motores poseen cada uno su propia estructura para poderlos mover. En el proceso de pruebas se utilizó un tacómetro y un arreglo de pesas y contrapesos para obtener el par generado por la transmisión; el arreglo final es el siguiente.



Figura 1.

La transmisión utilizada en las pruebas no tiene las ruedas montadas a diferencia de la imagen.

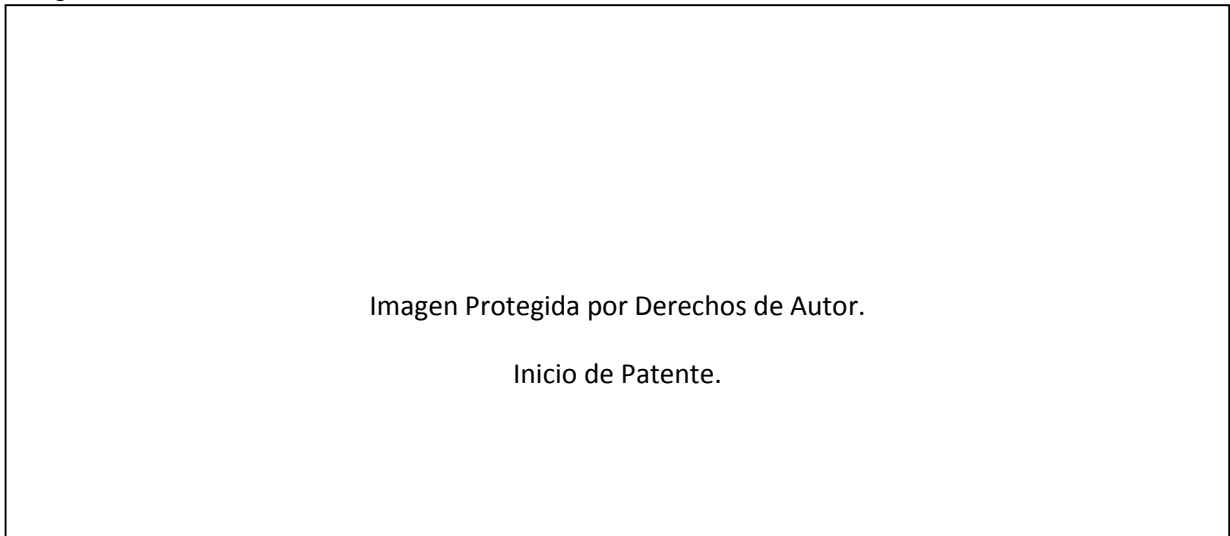


Figura 2.

En la figura se muestran las cadenas de transmisión de paso 40 simples, en bandas azules.

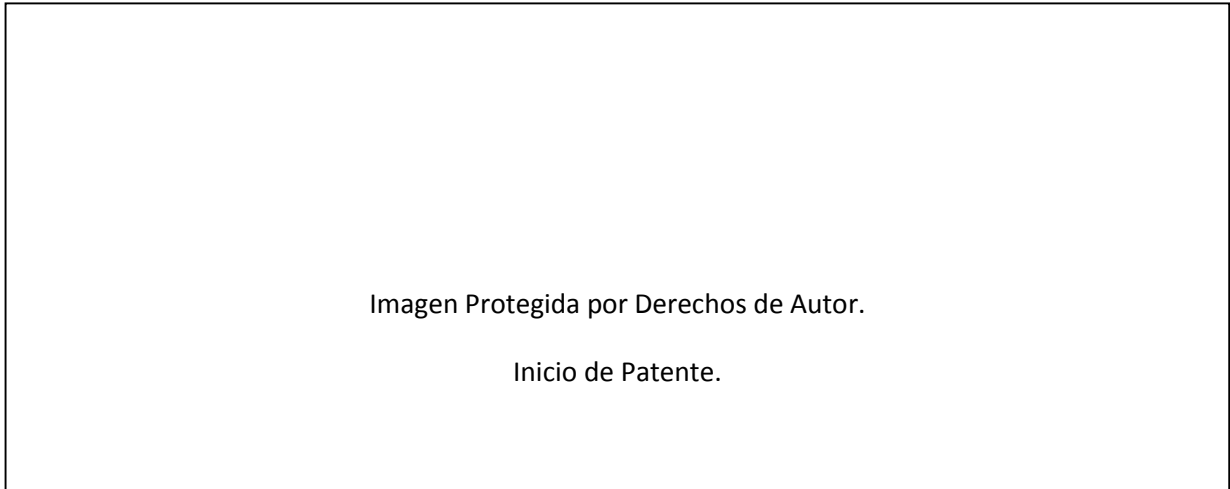
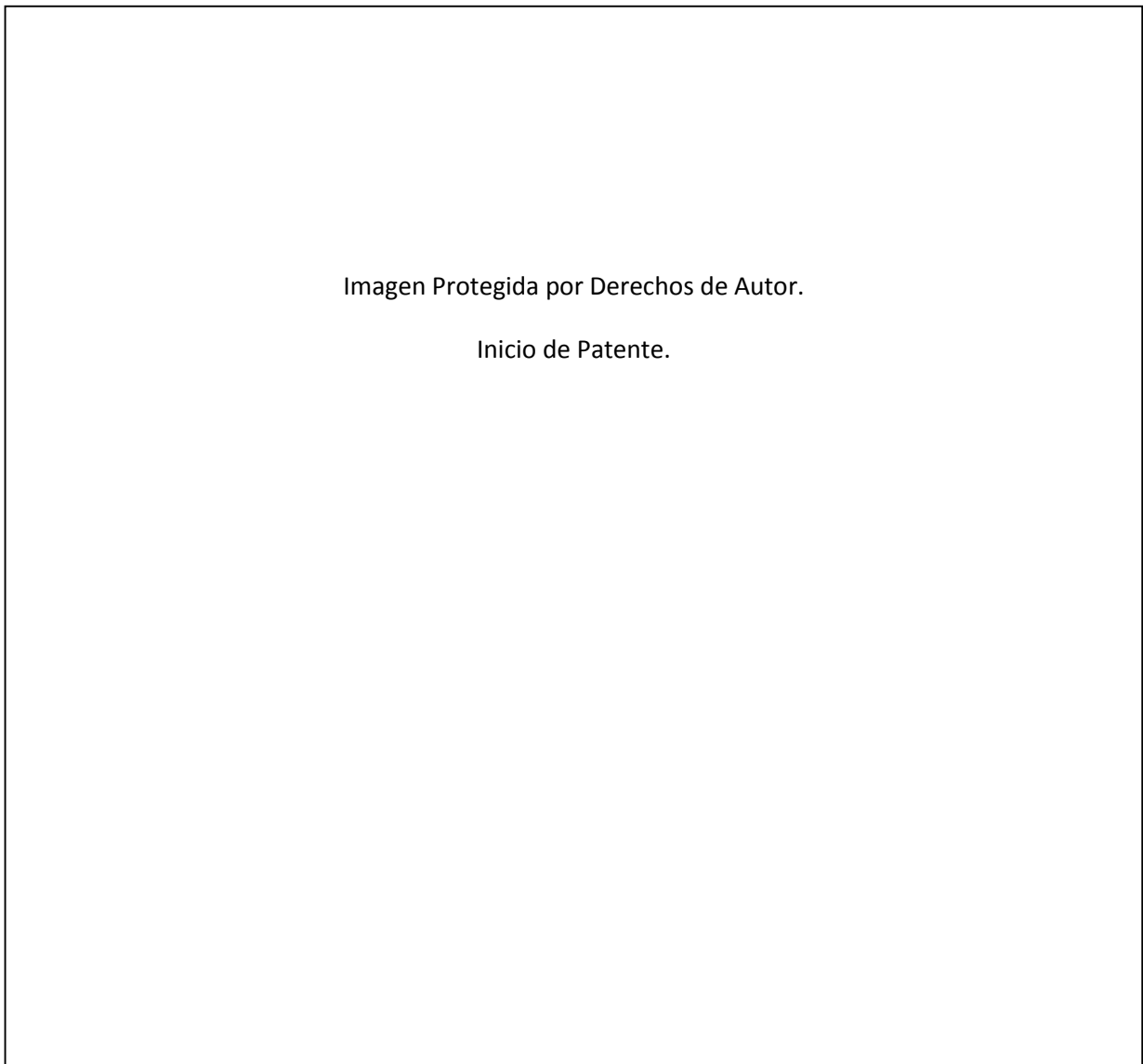


Figura 3.

5.2 Plano de Partes.



5.3 Descripción de los componentes motrices.

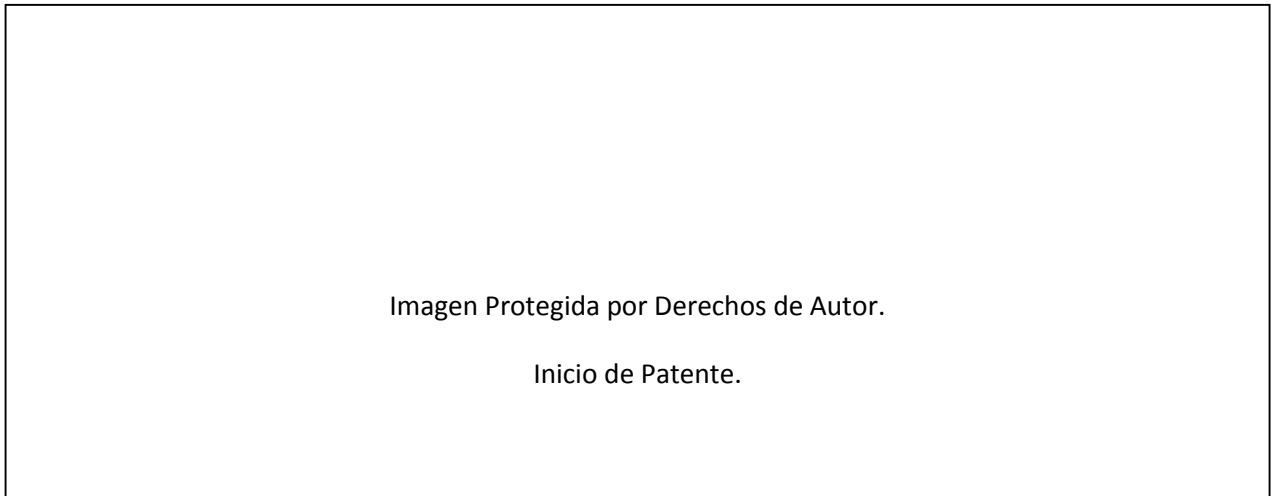


Figura 4.

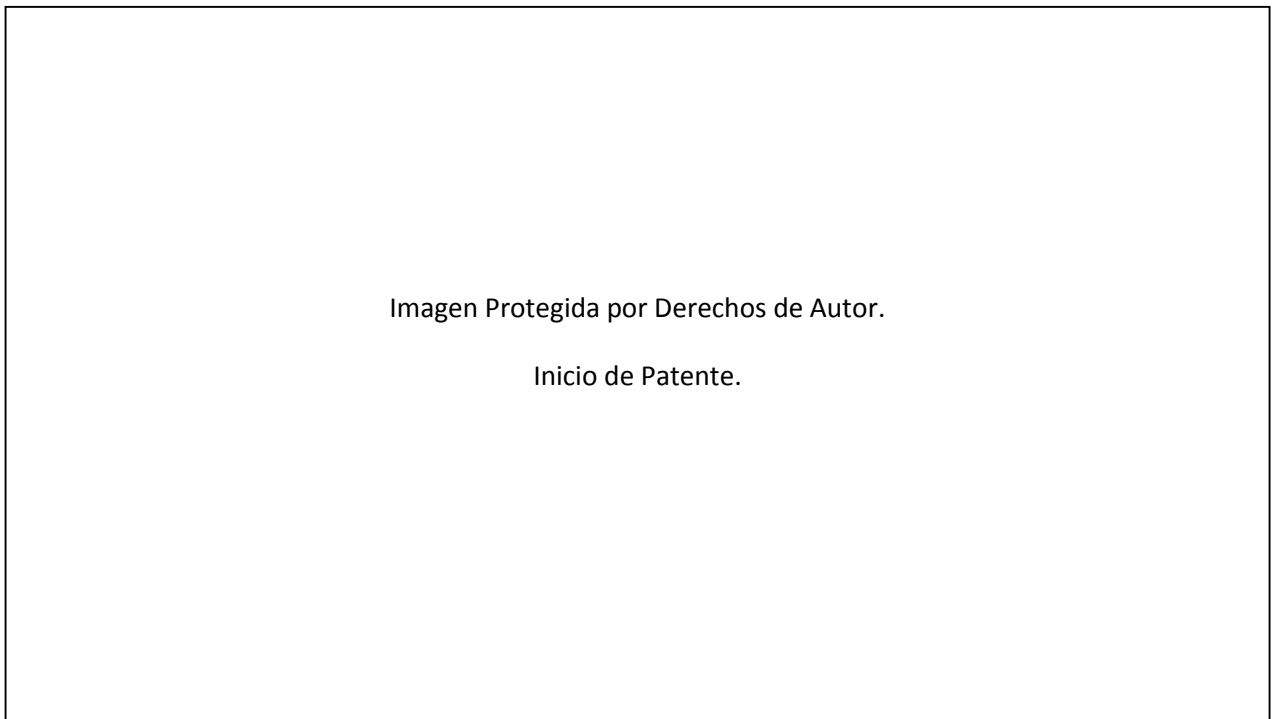


Figura 5.

Conexión de motores.

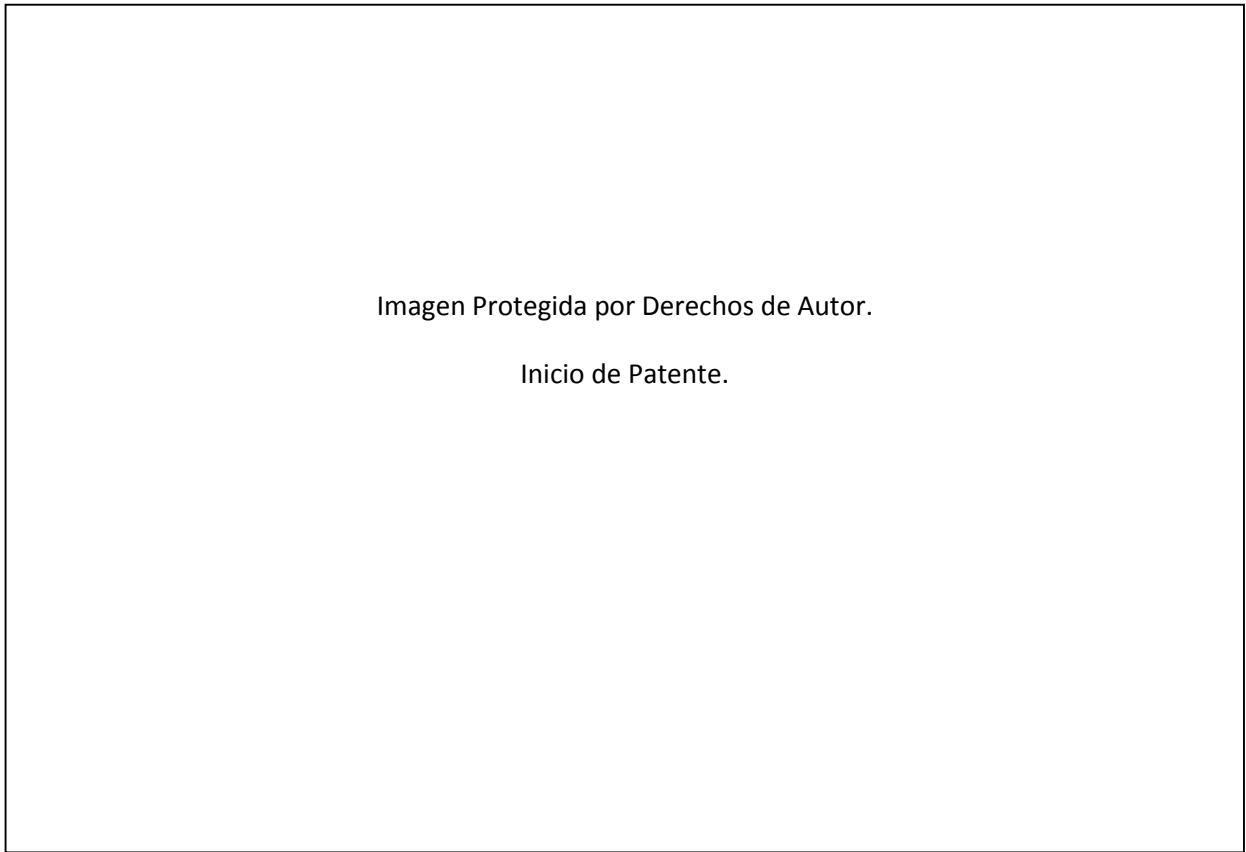


Figura 6.

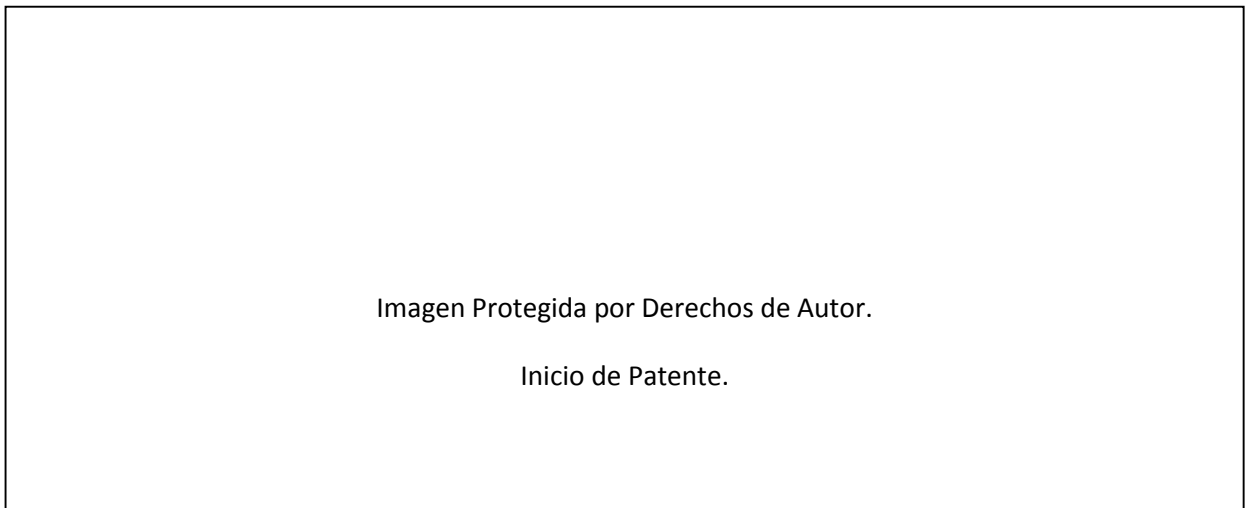


Figura 7.

Forma de control:

El método de control del motor eléctrico es a través de un variador de frecuencia que cambiando la frecuencia en un rango de 0 a 60 Hz. Para generar cambio de velocidades ya en la segunda fase del mecanismo.

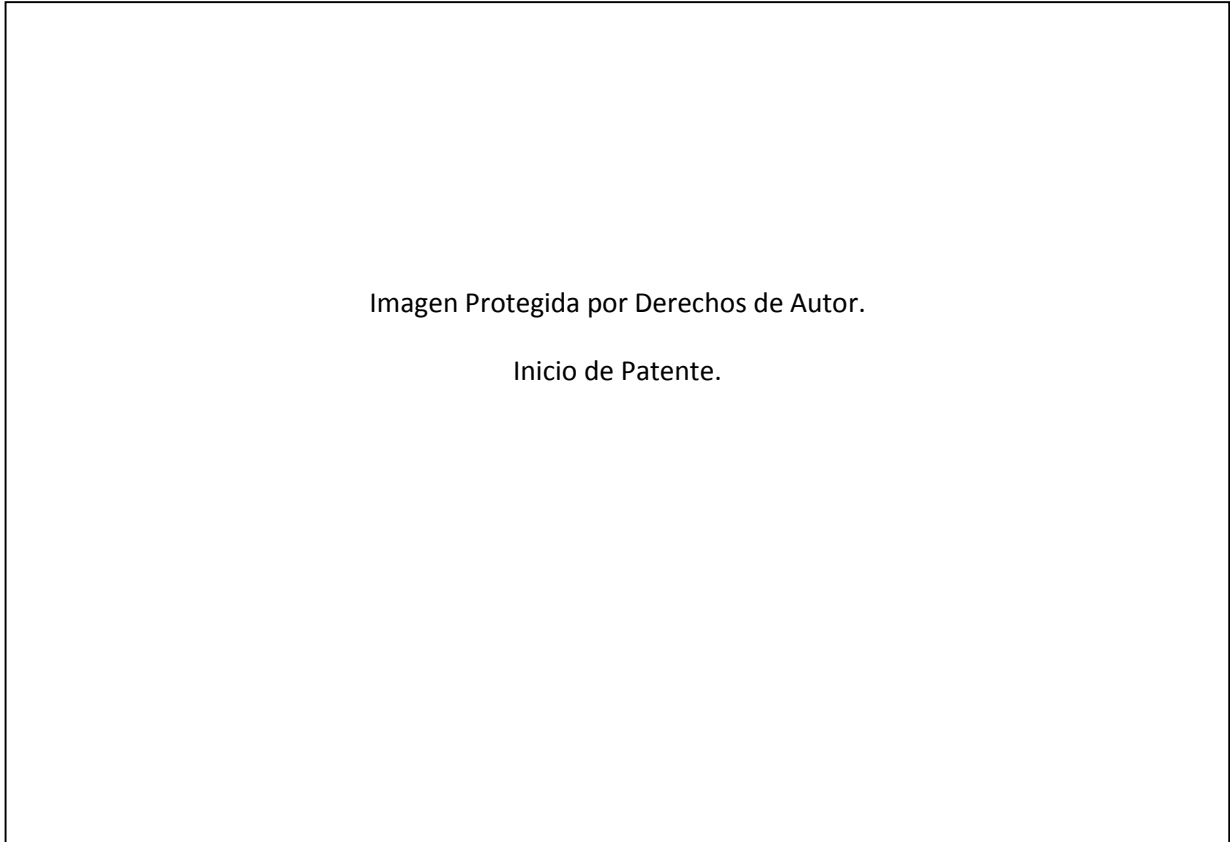


Figura 8.

El detalle de los ejes acoplados de forma coaxial, se realiza mediante un rodamiento entre ellos, dado que no deben deslizar entre los mismos, y los diámetros son casi iguales, se le realizo una caja exterior, como se ve.

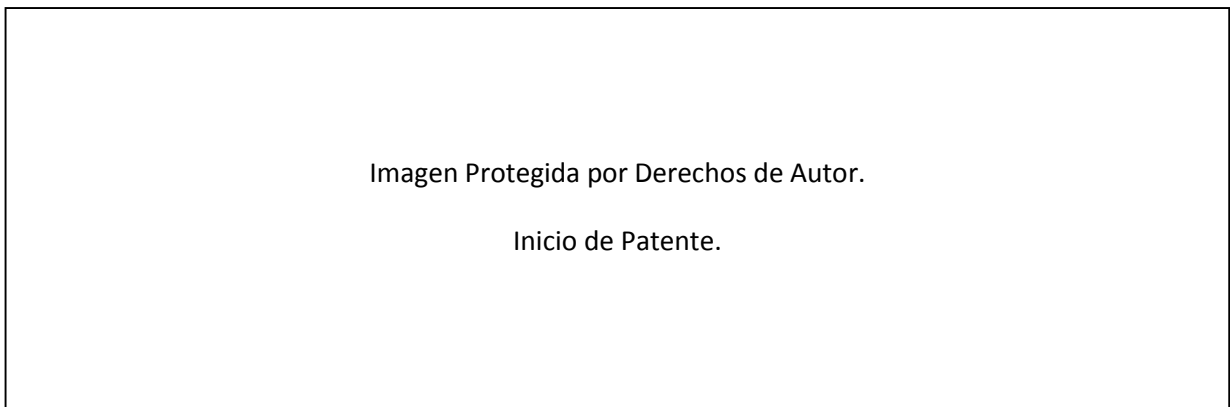


Figura 9.

A continuación se conectó el motor de explosión con las características determinadas y calculadas en el capítulo III. Con excepción de la relación de las catarinas del diferencial que conectan al mismo con las catarinas sol, del planetario doble.



Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 10.



Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 11.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Figura 12.

Una vez terminada la parte de ensamble y aseguramiento de las partes mecánicas se conectó los motores como ya se vio, controlados con los variadores de frecuencia para el control de velocidad y así poder medir la velocidad de salida que será en las ruedas, la medición se realizó con un estrobo en el eje de las ruedas.

5.4 Desarrollo de pruebas (Velocidad).

Revolucionando el motor principal del planetario doble que llamaremos “motor 9” por la definición en el plano de partes, y manteniendo el motor de la segunda fase del diferencial sin movimiento, se obtuvo una velocidad de salida en las ruedas de aproximadamente: 23 % de la velocidad de entrada en el “motor 9” según el modelo matemático, y se comparara con los datos de salida.



Figura 13.

Medida directamente del prototipo tenemos la tabla 1.

Tabla 1.

Evento	RPM en motor 9	RPM en motor 8	Velocidad medida con el estrobo
1	20	0	4
2	70	0	16
3	90	0	22
4	120	0	28
5	300	0	66
6	700	0	157
7	1000	0	225
8	1300	0	290
9	1500	0	335
10	1800	0	403

A continuación se realizó una medición de la velocidad de salida variando el “motor 8” de la segunda fase en el diferencial, manteniendo la velocidad constante del motor 9 en 1000 RPM obteniendo la tabla 2.

Tabla 2.

Evento	RPM en motor 9	RPM en motor 8	Velocidad medida con el estrobo
1	1000	0	225
2	1000	150	265
3	1000	450	346
4	1000	750	427
5	1000	1000	495
6	1000	1100	522
7	1000	1150	535
8	1000	1250	563
9	1000	1300	571
10	1000	1500	624

Los datos anteriores se obtuvieron directamente del prototipo midiendo la velocidad con el estrobo, denotando que se realizó una modificación a las catarinas del diferencial y optando no modificar la información del capítulo 3 debido a que se quiere reflejar la evolución de la invención.

Los siguientes valores de los elementos mecánicos que cambiaron son:

Catarina de la corona del diferencial (6): 48 dientes

Catarina de conexión del diferencial (3): 39 dientes

Catrina de conexión unida al sol (12): 20 dientes

Catarina en los motores (11): 20 dientes

Con esos valores se obtuvo la tabla 2.

5.5 Datos obtenidos y comparación con los datos teóricos.

Realizando un arreglo en los datos de los valores de los dientes de las catarinas del diseño del prototipo, para el cálculo realizado en el capítulo 3, se obtiene las siguientes tablas 3 y 4.

Tabla 3.

Evento	RPM en motor 9	RPM en motor 8	Velocidad calculada RPM
1	20	0	4.44934885
2	70	0	15.572721
3	90	0	20.0220698
4	120	0	26.6960931
5	300	0	66.7402328
6	700	0	155.72721
7	1000	0	222.467443
8	1300	0	289.207675
9	1500	0	333.701164
10	1800	0	400.441397

Tabla 4.

Evento	RPM en motor 9	RPM en motor 8	Velocidad medida con el estrobo
1	1000	0	222.467443
2	1000	150	263.092443
3	1000	450	344.342443
4	1000	750	425.592443
5	1000	1000	493.300776
6	1000	1100	520.384109
7	1000	1150	533.925776
8	1000	1250	561.009109
9	1000	1300	574.550776
10	1000	1500	628.717443

Con lo anterior podemos identificar que hay una diferencia de valores, los que podríamos determinar como un error de velocidad, debido a el instrumento de medición, pero el modelo matemático brinda un excelente resultado de aproximación, son correctos y lo suficientemente confiables.

Conclusiones generales y particulares

1.- Los resultados obtenidos con relación a la velocidad son correctos y óptimos, conforme al diseño principal inicial y al modelo matemático propuesto, para regular y aumentar la velocidad final en las ruedas.

2.- Se encontró que los motores no se arrastran el uno al otro, en el momento de acelerar cualquiera de los dos, es decir uno puede estar completamente detenido mientras que el otro se puede acelerar a su máxima velocidad.

3.- El par medido es relativo al par aportado por los motores y es mucho mayor a los mismos.

4.- El efecto del diferencial se realiza con eficiencia sin cambio cuando se está acelerando, los motores, por lo que si se genera el efecto diferencial en las ruedas sin ningún problema.

5.- Según lo calculado en el capítulo 3, el mecanismo cumple totalmente con el diseño inicial en todo su esquema de prestaciones motrices y de control haciéndolo óptimo para uso en vehículos híbridos aumentando la capacidad del mismo al poder utilizar por completo la capacidad total de los motores con que se cuenta sin necesidad de que se cumplan condiciones de operación para utilizarlos y haciendo uso solamente mecánico del sistema.

6.- El modelo que usa las cadenas con un efecto mecánico de un elemento rígido y a la vez flexible, funciona sin problemas, transmite y disminuye la fricción entre partes y superficies en contacto.

7.- La regulación de velocidad y efecto simultáneo del diferencial en la segunda fase del mecanismo reacciona perfectamente a los requerimientos mecánicos en el funcionamiento del primer sistema.

8.- Las revoluciones a las que funciona todo el mecanismo se reducen relativamente al arreglo de los elementos en contacto con posibilidad a escalar en cualquiera de las partes, recordando que toda reducción implica un aumento de par.

9.- Se puede emplear una sola fuente motriz de cualquier tipo en ambos lados del sistema mecánico o alternar la naturaleza o principio de operación de los motores en su uso.

10.- Se puede modificar la transmisión en las partes de las cadenas azules que se ven en las diferentes figuras, por engranes para establecer otro tipo de conexión aunque la que existe funciona sin vibración debido a que están a una distancia relativa y óptima.

11.- El mecanismo funciona de forma óptima en general, pero denotando que su control no requiere de ningún sistema eléctrico lo hace perfecto para que no signifique perdidas de energía y aumento de gasto de producción, es decir lo hace barato.

12.- Debido a su tipo de construcción y manufactura, es viable de fabricar por su fácil manufactura y ensamble, así también a que las partes son plenamente comerciales y de fácil adquisición.

Los objetivos principales del diseño y fabricación se alcanzaron sin más problema, satisfaciendo por completo el fin de esta tesis que fue de carácter en investigación, diseño, manufactura, prueba y satisfactoriamente de resultados óptimos para continuar investigando y optimizando lo encontrado.

Aportaciones y Mejoras

Se ha creado o inventado un nuevo tipo de transmisión tipo CVT, que no existe en el área automotriz; este invento no solo es del tipo de transmisión de velocidad continuamente regulable, también proporciona la función de un diferencial automotriz, aumentando considerablemente al par entregado, además por primera vez el diseño puede ser utilizado en vehículos que cuentan con dos motores (vehículos híbridos) que con este mecanismo pueden utilizar totalmente la capacidad de ambos motores en todo momento para aumentar la eficiencia del vehículo y reducir el consumo de combustible, reduciendo, también, el daño que se causa en toda la estructura del vehículo debido a la naturaleza y tipo de funcionamiento de los mecanismos con los que cuentan.

El mecanismo puede ser modificado por completo en el tipo de elementos con los que cuenta, pudiendo ser escalado de formas particulares según los requerimientos que se busquen.

DISEÑO FINAL CONSTRUIDO E INVENTADO.

Imagen Protegida por Derechos de Autor.

Inicio de Patente.

Experiencias generadas.

En la construcción del mecanismo se identificó puntos o nodos primordiales para obtener un mejor funcionamiento del mecanismo.

- 1.- Manufacturar con las tolerancias de diseño.
- 2.- Manufacturar en materiales con un grado de maquinabilidad alto y posteriormente si es necesario realizar algún tratamiento térmico para mejorar sus características mecánicas.
- 3.- El equilibrio de los ejes y su soporte coaxial deben estar relacionados a través de rodamientos de varios tipos, ya que algunas partes necesitan de tolerancia para ser flexibles en su función y en otros ser completamente estrictos en su movimiento.
- 4.- El diseño, construcción e invención del prototipo aquí descrito, en esta tesis, fue realizado en su totalidad por el autor de la misma tesis y fue realizado en un solo proceso.

BIBLIOGRAFÍA:

DISEÑO DE MAQUINARIA,ROBERT L.NORTON,TERCERA EDICION, 01 DE MAYO DEL 2009.

NISSAN MEXICANA, DISEÑO DE TRANSMISIONES TOROIDALES. MANUAL Y MEDIDAS.