

CONSIDERACIONES FUNCIONALES DE LAS CVTs INERCIALES

Francisco José Morales Sánchez

Ingeniería de los Transportes, AICIA, España.

Francisco García Benítez

Ingeniería e infraestructura de los Transportes, Universidad de Sevilla, España.

RESUMEN

Existen multitud de patentes y estudios centrados en transmisiones continuamente variables (CVTs) de tipo inercial. En estos documentos se presentan nuevos sistemas de este tipo apelando a la ventaja de autorregulación de la relación de transmisión que presentan. Sin embargo, este tipo de CVTs no han calado en el mercado actual de cajas de cambio. En este trabajo se analizan algunas de las causas técnicas de este hecho. Específicamente, se analizan diferentes fuentes de vibraciones que son intrínsecas al funcionamiento de este tipo de transmisiones, que se unen al problema principal del uso de ruedas libres. Para llevar a cabo este trabajo se ha seleccionado un sistema CVT a modo de caso de estudio; sin embargo, las conclusiones son fácilmente extrapolables al resto de CVTs inerciales.

A pesar de que las vibraciones analizadas están asociadas al principio de funcionamiento de las CVTs inerciales y no pueden ser eliminadas, se proponen una serie de medidas para mitigarlas. Igualmente se demuestra que el funcionamiento de este tipo de transmisiones depende del tipo de motor de accionamiento mostrando diferencias de comportamiento cuando son accionadas por un motor eléctrico o por un motor de combustión interna.

Este trabajo se ha basado tanto en estudios analíticos como computacionales y los resultados han sido corroborados mediante ensayos reales.

1. INFORMACIÓN GENERAL

Una de las características fundamentales del funcionamiento de una CVT de tipo inercial es la regulación de un movimiento oscilante en alguna de las etapas de la transmisión (Morales y Benitez, 2014a; Morales y Benitez, 2014b).

Este movimiento oscilante (al tener no ser constante ya que tiene que ser regulado para el correcto funcionamiento de la CVT) será una fuente de fuerzas no equilibradas y por tanto igualmente de vibraciones. En este documento, se analizarán las distintas fuentes de vibración de este tipo de transmisiones asociadas a su principio de funcionamiento. Otras fuentes de vibración (tales como ejes desequilibrados, por ejemplo) quedarán fuera de este estudio.

Para una mejor comprensión del análisis realizado, se utilizará un ejemplo de específico de transmisión, sin embargo, todos los resultados obtenidos son fácilmente extrapolables a cualquier sistema de transmisión de la misma naturaleza dinámica. Para ello, se realizará una breve exposición de la transmisión utilizada como ejemplo, no siendo ésta la parte principal de este documento. Esta presentación se realizará en la sección 3.

En este análisis se demostrará igualmente, que el funcionamiento de una transmisión CVT de tipo dinámico está condicionado por la fuente de potencia. Es decir, el comportamiento de la transmisión será diferente en función de si se encuentra accionada por un motor eléctrico o bien por un motor de combustión interna. Este hecho no es fundamental en el caso de ensayos de transmisiones cinemáticas. Debido a esto, y a que su fabricación y control es más sencillo, la inmensa mayoría de los bancos de ensayo para transmisiones disponen de un motor eléctrico como accionamiento.

Por último, y basadas en las conclusiones del estudio, se realizan una serie de recomendaciones que, si bien no eliminan las vibraciones inherentes a este tipo de transmisiones, al menos pueden ayudar a mitigarlas.

2. ESTADO DEL ARTE

Las CVT de tipo inercial han sido ampliamente estudiadas desde los estudios pioneros de Hunt (1912). Uno de los trabajos más importantes en los orígenes de este tipo de transmisión fue realizado por Constantinesco (1922), el cual llegó a construir un prototipo funcional presentado en el Motor Show de Paris en 1926.

Después de esto, multitud de distintas CVTs de tipo dinámico han sido analizadas y patentadas. En Morales y Benitz (2014) se presenta una revisión detallada de este tipo de transmisiones las cuales llegan a clasificarse claramente de dos categorías: a) CVTs con masas oscilantes y b) CVTs con masas excéntricas. De la primera categoría, los desarrollos más importantes son los llevados a cabo por Howards (2005), Benitez et al. (2009) o Franch (1981). En cuanto al segundo grupo destacan los desarrollos de Chalmers (1932), Tam (1992), Williams y Williams (1999), Lester (2006) y Shea (1982). En este documento solo se citan unos pocos ejemplos de cada familia de CVTs inerciales, sin embargo, existen infinidad de dispositivos de este tipo patentados.

En estos trabajos anteriormente mencionados se presentan innovaciones de sistemas de transmisión, sin embargo, también existen estudios donde se analizan en detalle alguno de estos sistemas. Cabe destacar el trabajo presentado por Stecki (1981) en el que la transmisión patentada por Constantinesco es profundamente analizada, obteniendo para ello las ecuaciones de movimiento mediante el uso de la metodología “bond graph”. Este estudio es continuación de otras publicaciones previas (Berselli y. Stecki 2008; Berselli, 2004).

Más recientemente, ejemplos que merecen un interés especial se encuentran en los trabajos presentados por S. Aliukov (2017) y Aliukov et al. (2018), en los que se analizan y proponen mejoras para el uso de CVTs inerciales. Aliukov continúa en este trabajo con la misma línea en la que había presentado varios papers previamente (Alyukov y Keller, 2018; Alyukov, 2014; Alyukov y Gorshenin, 2014; Alyukov y Gladyshev, 2013 y Alyukov, 2010).

A pesar de la cantidad de patentes referentes a este tipo de CVTs, actualmente no existen soluciones comerciales. La principal razón de este hecho es que este tipo de mecanismos necesitan un sistema rectificador basado en ruedas libres (Morales y Benitez, 2014b). Las ruedas libres, en este tipo de transmisiones, están sometidas a altos pares y velocidades angulares. En la actualidad, no se comercializan ruedas libres que sean capaces de soportar conjuntamente altos pares y altas velocidades de oscilación. Además de este problema principal, en este documento otra serie de problemas intrínsecos a este tipo de CVTs son analizados siendo éstos la causa principal de que este tipo de transmisiones no hayan proliferado.

Como se ha mencionado anteriormente, uno de los principales problemas de este tipo de transmisión radica en las vibraciones del sistema. Enfocándose en vibraciones mecánicas, existen estudios específicos dedicados a cajas de cambio. Por ejemplo, destacan los trabajos realizados por Mehmet Bozca (Mehmet, 2010) en el que analiza la optimización de una caja de cambio desde el punto de vista de reducción de la vibración de traqueteo de los elementos que componen la transmisión. Otro ejemplo sobre la misma temática, es el trabajo realizado por Parra y Molina (Parra y Molina, 2017) en el que proponen dos métodos para modelar las vibraciones de trenes planetarios. Otros estudios interesantes son los presentados por Wojnar y Juzek (2018) y Grega et al. (2016).

Sin embargo, todos estos estudios se encuentran enfocados en fuentes de vibración típicas de sistemas mecánicos. En este documento, este tipo de vibraciones serán ignoradas, ya que se centra en identificar y analizar las vibraciones generadas por el principio de funcionamiento de las transmisiones inerciales.

3. CVT AUTOADAPTABLE

Como se ha mencionado anteriormente, este estudio se centra en CVTs de tipo inercial. En este tipo de transmisión, aparte de un sistema externo de regulación, el sistema se autorregula para adaptar la relación de transmisión a las condiciones a las que la transmisión está sometida tales como el par resistente y la velocidad de giro del eje de entrada.

A pesar de que las conclusiones de este estudio pueden extrapolarse a cualquier caja de cambios de tipo inercial, se ha seleccionado un caso de estudio para facilitar la comprensión del análisis.

Se ha seleccionado como caso de estudio la CVT Autoadaptable patentada por Benitez et al (2009) y es por eso por lo que a continuación se dará una breve explicación de su funcionamiento (una descripción más detallada puede encontrarse en Morales y Benitez (2019) y en Centeno et al. (2010).

La CVT autoadaptable contiene un elemento inercial que consiste en un tren epicicloidal con una masa adicionad a la corona (Figura 1). Este elemento inercial es conducido por un mecanismo de accionamiento cuya función es transformar el movimiento constante del motor en un movimiento oscilante. Esto es necesario para tener continuos periodos de aceleración y desaceleración en el elemento inercial (corona del tren epicicloidal).

Disponer de aceleraciones continuas es necesario ya que durante los procesos de aceleración se transmite un par al eje de salida del epicicloidal (eje del planeta). El movimiento del planeta será igualmente oscilante, por lo que es necesario que el sistema disponga de una última etapa que rectifique este movimiento. Resumiendo, el motor se conecta al mecanismo de accionamiento que transmite un movimiento oscilante al tren epicicloidal que regula el par transmitido a la salida de éste en función de las variables tales como el par resistente y la velocidad de entrada y por último, un mecanismo rectificador convierte el movimiento oscilante en un giro en un único sentido.

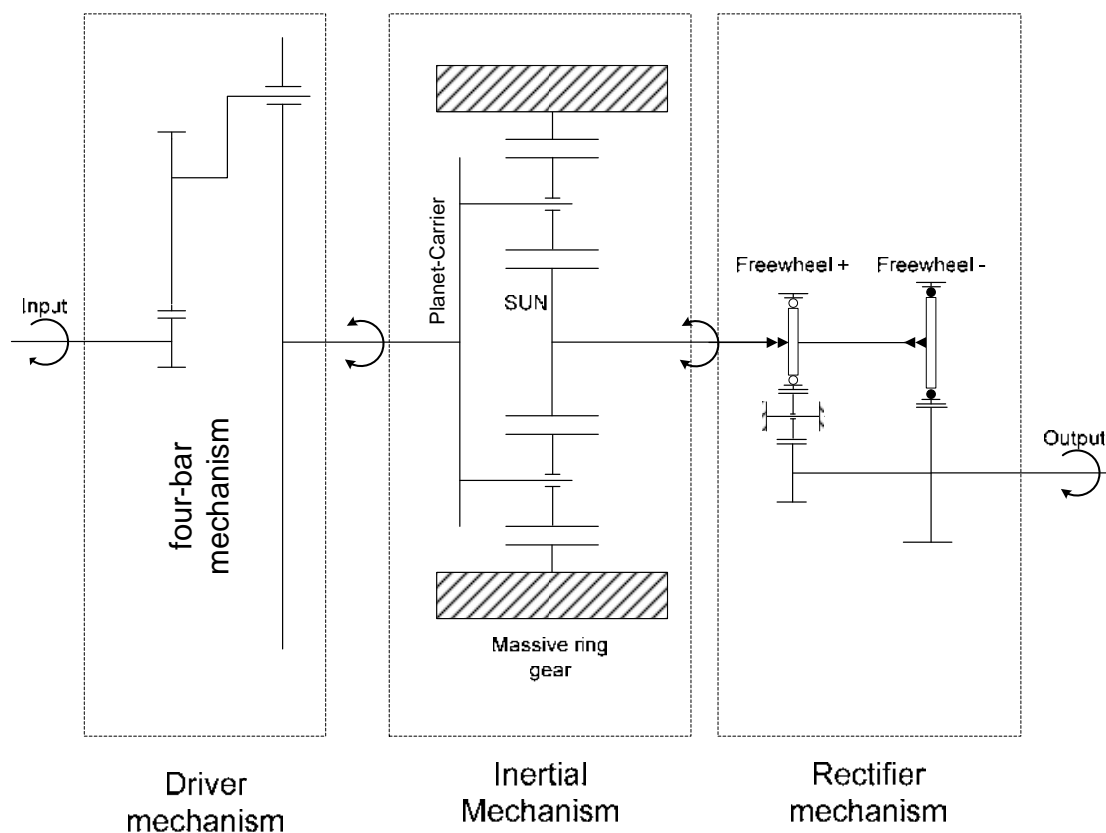


Figura 1: Esquema de la transmisión autoadaptable

4. VIBRACIONES DEBIDAS AL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

La más obvia y una de las más fuertes fuentes de vibración en este sistema de transmisión es la generada por el mecanismo de accionamiento. En la CVT seleccionada como caso de estudio el sistema de accionamiento es un mecanismo de cuatro barras (manivela-biela - balancín). En el análisis llevado a cabo en este estudio, la longitud de la manivela se ha mantenido constante haciendo que el sistema completo funcione como un convertidor de par (Centeno et al., 2010), ya que este estudio se centra en las vibraciones del sistema y, excepto por las vibraciones debidas al mecanismo de accionamiento que son tratadas en esta sección, este parámetro (longitud de la manivela) no es fundamental para entender cada una de las fuentes de vibración. En este caso particular (longitud de la manivela constante) es posible equilibrar el mecanismo de accionamiento (Berkof, 1973). Sin embargo, en la CVT real es necesario cambiar esta longitud de la manivela para poder modificar la relación de transmisión y de esta forma poder mantener la velocidad del motor a la velocidad deseada. De esta forma, al modificar la longitud de la manivela es necesario realizar igualmente un equilibrado que varíe con esa longitud. Este hecho es bastante complicado por lo que finalmente se producirá un desequilibrio al modificar la longitud de la manivela. Este desequilibrio se añade al resto de fuentes de vibración que serán enumeradas en este documento.

5. VIBRACIONES DEBIDAS AL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA CVT

El principio de funcionamiento de la CVT autoadaptable se basa en acumulaciones y cesiones de potencia por el sistema masivo (corona masiva de la Figura 2).

En el sistema, la corona masiva se usa como elemento intermedio entre la entrada (portasatélites) y la salida (planeta). De esta forma, la entrada de potencia que se introduce a través del portasatelite puede, o directamente ser transmitida hacia el planeta, o bien ser almacenada en el elemento masivo para ser utilizada posteriormente.

La potencia en cada elemento se representa por:

$$P_{PC} = T_{PC} \cdot \omega_{PC} \quad (1)$$

$$P_S = T_S \cdot \omega_S \quad (2)$$

$$P_{RG} = -I_{RG} \cdot \omega_{RG} \cdot d\omega_{RG}/dt \quad (3)$$

donde:

- P_{PC} es la potencia en el portasatélites
- T_{PC} el par en el portasatélites (par de entrada)

- P_S potencia en el planeta (salida)
- T_S par en el planeta (par resistente “visto” por el tren epicicloidal)
- P_{RG} potencia en la corona masiva
- I_{RG} inercia de la corona masiva
- ω_{PC} , ω_S , ω_{RG} son las velocidades angulares del portasatélites, planeta (eje de salida) y la corona respectivamente.

Como se ha mencionado anteriormente, el principio de funcionamiento de la CVT inercial se basa en generar aceleraciones en la corona masiva del tren epicicloidal. Debido a esto es por lo que se introduce un movimiento oscilatorio en el tren epicicloidal, resultando que ω_{RG} y $\frac{d\omega_{RG}}{dt}$ serán igualmente oscilantes y por consiguiente la potencia de la corona.

El par en la corona del tren epicicloidal viene dado por:

$$T_{RG} = I_{RG} \cdot d\omega_{RG}/dt \quad (4)$$

En estas ecuaciones, la potencia es positiva cuando entra en el Sistema. De esta forma, la potencia de la corona será negativa cuando este elemento almacena energía (cuando se acelera).

Realizando un equilibrio de potencias:

$$P_{PC} + P_{RG} + P_S = 0 \rightarrow P_{PC} = -(P_{RG} + P_S) \quad (5)$$

Según esta ecuacion (5), la entrada de potencia al sistema a través del portasatélites es igual a la absorbida por la corona del tren epicicloidal más la potencia transmitida a través del planeta. Igualmente, la potencia que transmite la corona masiva cuando cede su potencia acumulada viene dada por:

$$P_{RG} = -(P_{PC} + P_S) \quad (6)$$

De esta forma, la energía acumulada en la corona masiva será transmitida o bien hacia la salida (a través del planeta) o será devuelta a la entrada (a través del portasatélites). La cantidad de potencia transmitida a cada elemento será función del par en cada uno de ellos.

Como ejemplo, la Figura 2 muestra la evolución de la potencia en cada elemento del tren epicicloidal cuando se introduce una señal senoidal (y por tanto oscilante) en el portasatélites y un par resistente constante en el planeta. En esta figura pueden apreciarse claramente tres diferentes modos de funcionamiento.

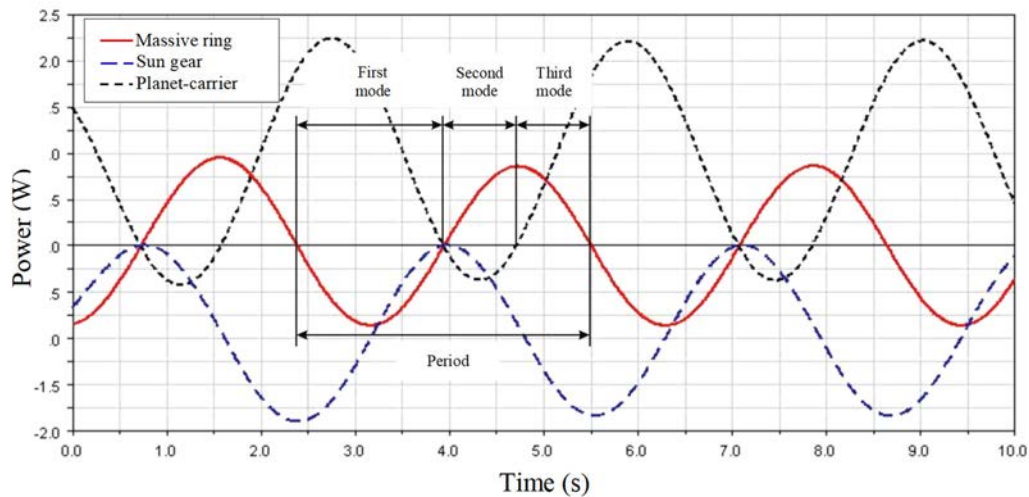


Figura 2: Evolución de la potencia en los elementos del tren epicicoidal

- Primer modo: La corona masiva almacena energía incrementando su velocidad angular. La potencia de la entrada es utilizada para acelerar la corona masiva y para mover el eje de salida.
- Segundo modo: Este modo es indeseado, ya que la corona masiva está transmitiendo potencia tanto a la salida (planeta) como a la entrada (portasatélites). Este último flujo de potencia es indeseado ya que parte de la energía se transmite a la entrada en lugar de la salida que sería el flujo correcto de potencia. Este modo de funcionamiento será una Fuente de vibraciones del Sistema.
- Tercer modo: En este modo, las dos potencias (la introducida por la entrada y la cedida por el elemento masivo al decelerarse) son transmitidas a la salida.

Según estos tres modos de funcionamiento, la potencia de la entrada (portasatélites) se transfiere a:

- dos elementos (modo 1)
- solo un elemento (modo 3), o
- recibe potencia del elemento masivo (modo 2).

Esto implica que el par en el eje de entrada siempre se ve alterado por los tres modos de funcionamiento. Al no ser un par constante, será una fuente de vibraciones indeseadas.

Debido a esto, para mantener constante la velocidad angular en el eje de entrada es necesario “frenar” el eje de entrada cuando recibe potencia de la corona masiva y proporcionar un par positivo en el resto de modos de funcionamiento. Si bien puede “frenarse” el eje de entrada si el mecanismo es accionado con un motor eléctrico, esto no será posible con un motor de combustión interna al no poder proporcionar un par negativo de forma que el eje acelerará y desacelerará en función del modo de funcionamiento en el que se encuentre el sistema.

Por esto, y como se ha mencionado anteriormente, el comportamiento del sistema será distinto en función del motor de accionamiento.

5.1 Sistema accionado por motor eléctrico

La peculiaridad del motor eléctrico es que, mediante un variador de frecuencia, es posible mantener una velocidad cuasi constante en el eje de entrada de la transmisión. El motor eléctrico proporcionará el par necesario, ya sea positivo o negativo, para que esto suceda.

Como se ha mencionado anteriormente, el par debe ser oscilante para mantener la velocidad constante debido a los tres modos de funcionamiento distintos del sistema de transmisión. Es decir, cuando la corona masiva ceda potencia hacia la entrada, el motor eléctrico debe proporcionar un par negativo para “frenar” el eje de entrada y un par positivo en el resto de casos. Este efecto será más severo en cuanto mayor sea el par resistente en el planeta del tren epiciclodial, ya que la corona masiva cederá más potencia hacia el elemento que menor resistencia ponga de las dos posibilidades que tiene (o hacia la entrada o hacia el planeta).

En otras palabras, si existe un par resistente pequeño (vehículo circulando en una carretera plana a una velocidad moderada), la corona masiva cederá una mayor potencia hacia la salida. Sin embargo, si el par resistente es alto (vehículo ascendiendo una pendiente y/o acelerando), la mayoría de la potencia será transmitida al eje de entrada cuando la transmisión se encuentre en el segundo modo de funcionamiento.

Por tanto, según las explicaciones dadas anteriormente, el par proporcionado por el motor eléctrico será oscilante y por tanto una fuente de vibraciones.

Este análisis fue corroborado experimentalmente mediante ensayos (los equipos utilizados y como se llevaron a cabo los tests se encuentra profundamente detallado en Centeno et al. (2010)). La figura 3 muestra el par medido en un ensayo real con un par resistente bajo. Como puede comprobarse, la señal no es simétrica respecto al eje $y=0$. Esto es debido a que, como el par resistente es bajo, existe una mayor cesión de potencia de la almacenada en la corona masiva hacia la salida y poca hacia la entrada, por lo que el motor eléctrico no tiene que ejercer un gran par negativo para evitar que se acelere la entrada.

Sin embargo, manteniendo la velocidad de entrada constante, pero aumentando considerablemente el par resistente a la salida de la transmisión, la corona cede una mayor potencia hacia la entrada necesitando el motor eléctrico proporcionar un mayor par negativo (Figura 4) llegando a ser prácticamente del mismo valor que el par positivo.

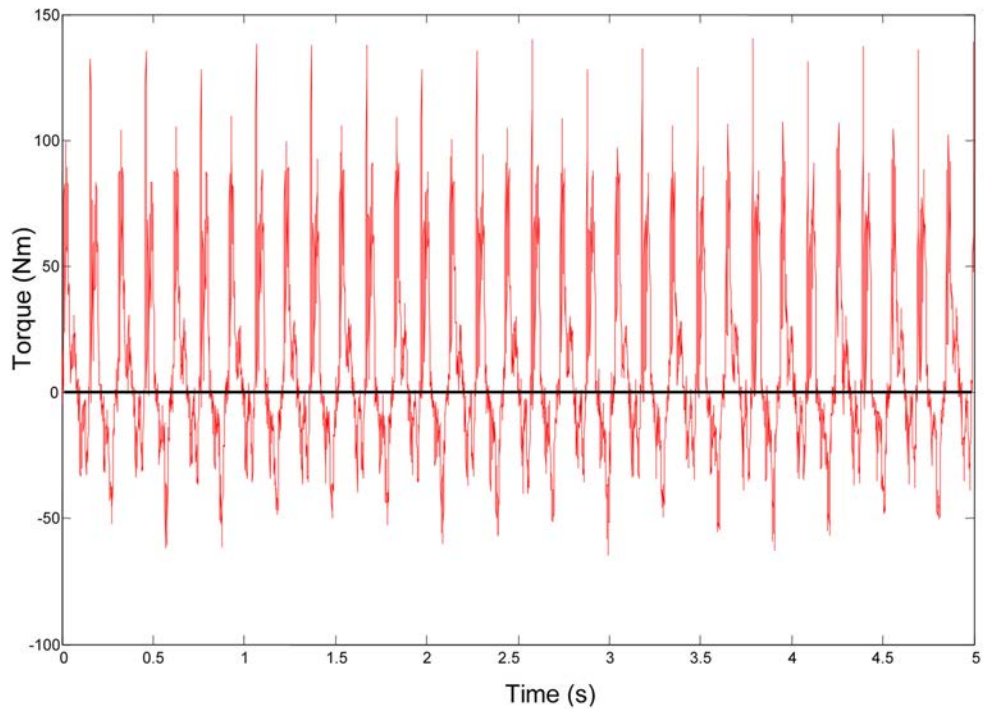


Figura 3: Par de entrada (bajo par resistente)

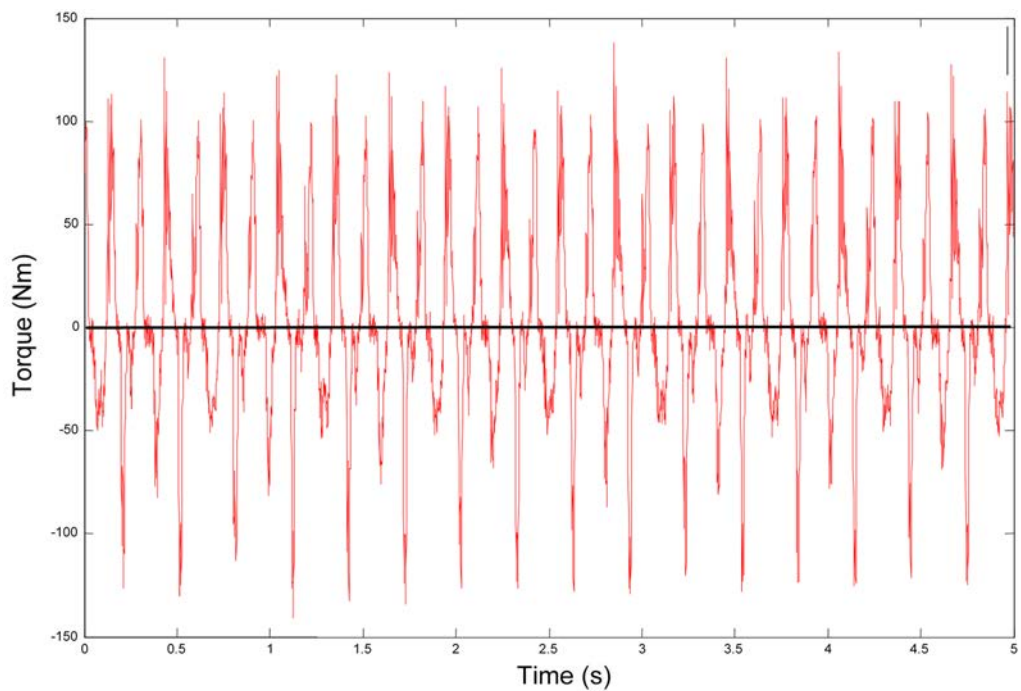


Figura 4: Par de entrada (alto par resistente)

Como se ha comprobado, el par de entrada que debe proporcionar el motor eléctrico es de naturaleza oscilante debido al principio de funcionamiento de la transmisión. Por la tercera ley de Newton, la carcasa del motor eléctrico transmite un par oscilante de la misma magnitud, pero de signo contrario, al chasis del banco de ensayos causando unas vibraciones indeseadas (Figura 5).

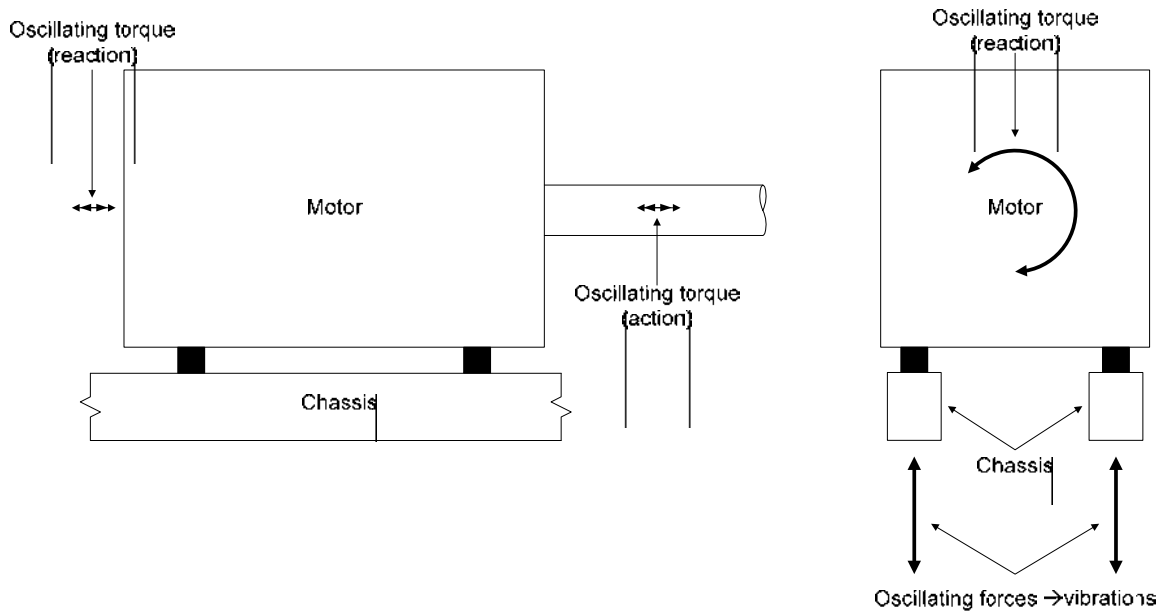


Figura 5: Transmisión del par oscilante al chasis del banco de ensayos

5.2 Sistema accionado por motor de combustión interna (ICE)

Este caso es diferente al anterior debido a que el motor de combustión interna no es capaz de proporcionar un par negativo. Esto implica que la velocidad del eje de entrada no podrá ser constante. Tomando el eje de entrada como elemento de control, el flujo de potencia presenta tres escenarios:

- durante el primer modo de funcionamiento, la entrada transfiere potencia hacia la salida (planeta del tren epicicloidal) y hacia la corona masiva
- Durante el segundo modo, el eje de entrada recibe potencia desde la corona masiva y finalmente,
- durante el tercer modo, la entrada solo transmite potencia hacia la salida (planeta).

Este flujo de potencia implica que el par resistente que “siente” el motor de combustión interna no sea constante y provoca que la velocidad del eje de entrada no sea constante tal y como se aprecia en la Figura 6. Estos resultados han sido obtenidos mediante un modelo realizado en un software de dinámica multicuerpo y previamente calibrado con ensayos reales (ver Morales y Benitez, 2019).

Cuando la corona masiva transfiere parte de su potencia hacia la entrada, el motor de combustión se acelera, incrementando la velocidad del eje de entrada. Sin embargo, cuando el motor de combustión transmite potencia hacia la salida y a la corona masiva, la velocidad del eje de entrada decrece.

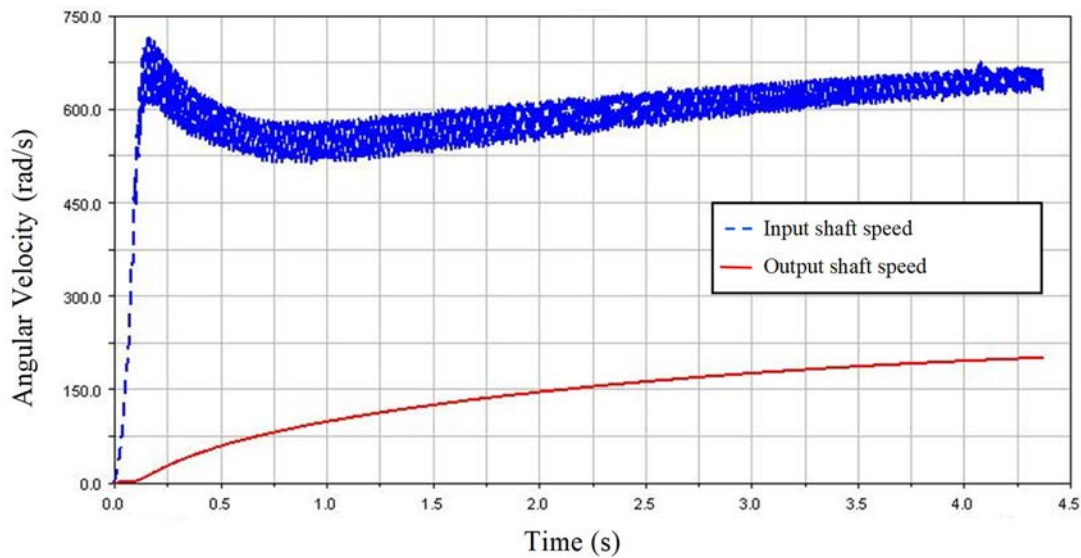


Figura 6: Oscilación de la velocidad angular del eje de entrada (ICE)

Este comportamiento puede ser explicado analizando el punto de equilibrio entre la curva de par del motor de combustión interna y la curva del par resistente. En el caso de las CVTs inerciales, el par resistente cambia dependiendo de los tres modos de funcionamiento descritos previamente (Figura 7). Esto hace que el punto de equilibrio cambie constantemente provocando una velocidad de entrada no constante.

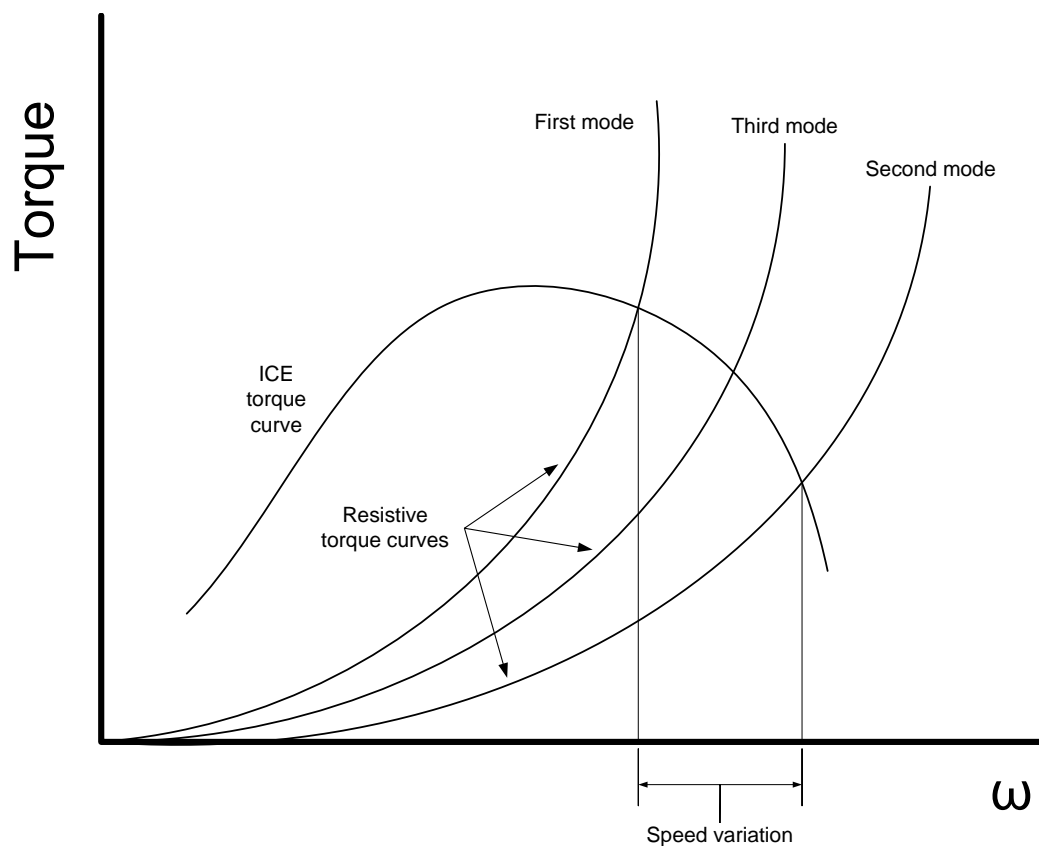


Figura 7: Punto de equilibrio entre la curva de par del motor de combustión y la curva del par resistente.

5.3 Soluciones propuestas para reducir vibraciones debidas al principio de funcionamiento.

Una vez conocida la naturaleza de las vibraciones debidas al principio de funcionamiento de este tipo de CVTs es posible proponer soluciones para reducirlas.

Ya es conocido que el par proporcionado por un motor de combustion interna no es constante y la solución para suavizar este par consiste en introducir un volante de inercia. Debido a esto, un primer método para reducir las vibraciones es aumentar la inercia de este volante de inercia. De esta forma, a la potencia cedida por la corona masiva hacia la entrada le costará más acelerar al eje de entrada. En la Figura 8 puede verse una comparativa entre el sistema con y sin disco de inercia aumentado en el eje de entrada. La figura muestra como la oscilación en la velocidad de entrada se ha visto drásticamente reducida. Sin embargo, se ha visto afectada la velocidad y la aceleración del vehículo a la salida. Debido a esto, debe llegarse a un compromiso para obtener un resultado final adecuado.

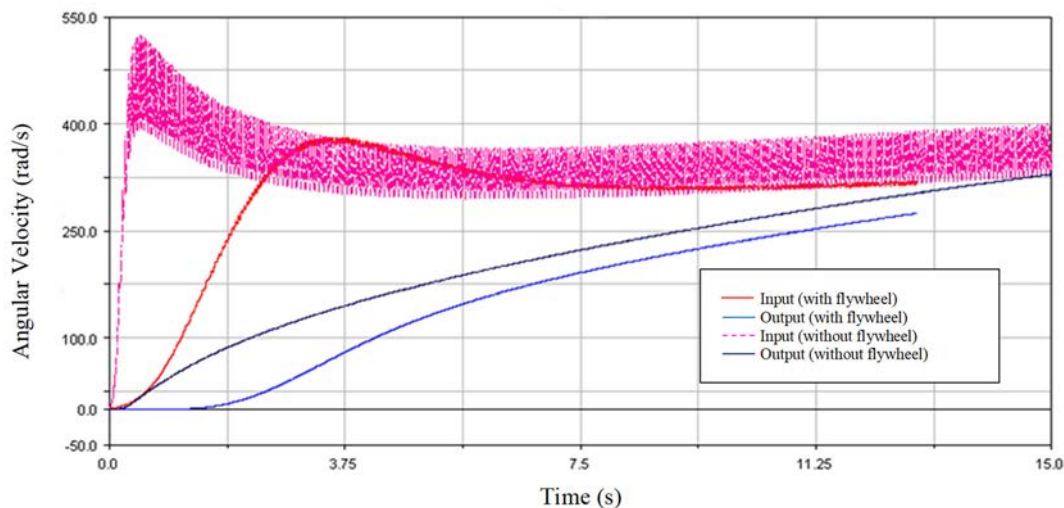


Figura 8: Comportamiento de la CVT inercial con y sin aumento de disco de inercia en el eje de entrada.

Puede proponerse una segunda solución teniendo en cuenta que las vibraciones debidas al principio de funcionamiento se deben a que la corona masiva tiene dos alternativas para transferir su potencia: i) hacia la salida (planeta del tres epicicloidal) o ii) hacia la entrada (portasatélites). En este último caso es cuando se generan las mayores vibraciones. Por tanto, si se reduce el par resistente en la salida del tren epicicloidal (planeta) una mayor proporción de potencia será transferida hacia esta salida. Sin embargo, el par resistente viene fijado por la dinámica longitudinal del vehículo, por lo que no puede ser modificado. Sin embargo, el par que afecta al tren epicicloidal y por tanto al que afecta a la cantidad de potencia transmitida hacia la salida es el par resistente que “ve” el planeta y éste si puede ser modificado utilizando un reductor como sistema rectificador (subsistema rectificador de la Figura 1). Esta solución se esquematiza en la Figura 9:

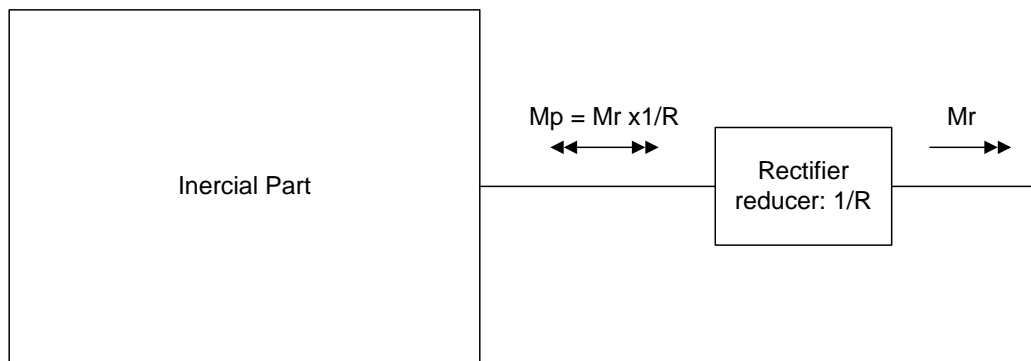


Figura 9: Esquema de la solución basada en el uso de un rectificador reductor

Con esta solución podría parecer que la velocidad del vehículo se vería reducida en la misma proporción. Sin embargo, aunque en principio parezca contradictorio, un reductor a la salida puede tener efectos positivos en la velocidad de salida. Esto se debe a que en el caso de una CVT inercial, cuando el par en el planeta (salida del tren epicicloidal) es reducido, se transfiere una mayor potencia desde el elemento masivo hacia esta salida (disminuyendo la potencia transferirá hacia la entrada y con ello las vibraciones indeseadas) haciendo que se aumente la velocidad final del sistema completo. Este comportamiento sucede hasta que el efecto de tener una reducción compensa al efecto de tener una mayor cesión de potencia hacia la salida (punto máximo en la Figura 10).

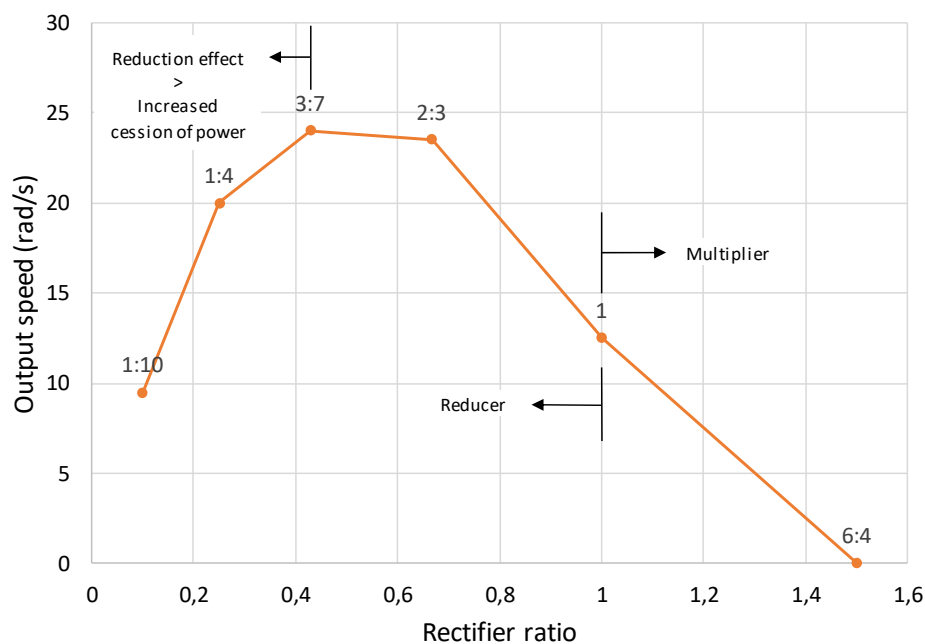


Fig. 10 – Efecto de usar un reductor/multiplicador como sistema rectificador

Los resultados mostrados en esta Figura 10 no son generales, ya que dependen de multitud de parámetros tales como la inercia del elemento masivo, la relación de transmisión del tren epicicloidal, el mecanismo de entrada, etc. Debido a esto, es necesario obtener la relación de transmisión del sistema óptima para cada caja de cambios de forma individual (una explicación más detallada de este comportamiento puede verse en Alyukov (2014)).

6. VIBRACIONES DEBIDAS AL MECANISMO RECTIFICADOR

Como se ha mencionado anteriormente, a la salida del tren epicycloidal se tiene un movimiento oscilatorio que es necesario rectificar para obtener un movimiento en un único sentido y poder ser utilizado por el vehículo. Tomando como ejemplo el sistema rectificador de la Figura 11, cuando el planeta del tren epicycloidal (sun) gira en sentido horario, la rueda libre positiva se encuentra bloqueada y la potencia se transmite a través de los engranajes G1, G2 y G3. Al mismo tiempo, la rueda libre negativa se encuentra desengranada. En la segunda mitad del periodo (cuando el planeta gira en sentido antihorario) la transmisión de potencia se realiza a través de los engranajes G4 y G5 (una explicación mas detallada del funcionamiento de este mecanismo puede encontrarse en Morales y Benitez (2014b).

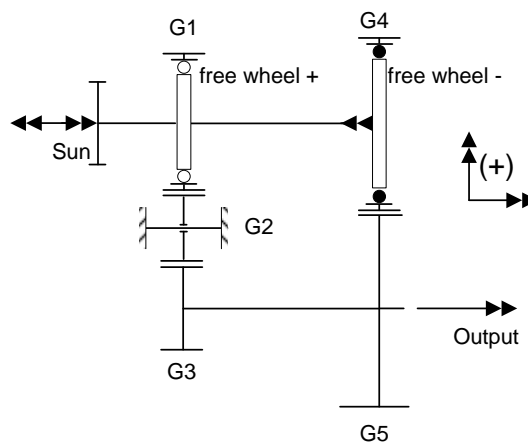


Figura 11: Mecanismo rectificador

Si se analiza por ejemplo las fuerzas transmitidas al chasis del banco de ensayos a través de G4 y G5 se obtiene que cuando se transmite potencia a través de ellas existen unas fuerzas de reacción en el chasis, en cambio, cuando la rueda libre alojada en el engranaje G4 se encuentra desacoplada estas fuerzas se anulan. Debido a esto existen unas fuerzas intermitentes (Figura 12) y consecuentemente unas vibraciones indeseadas.

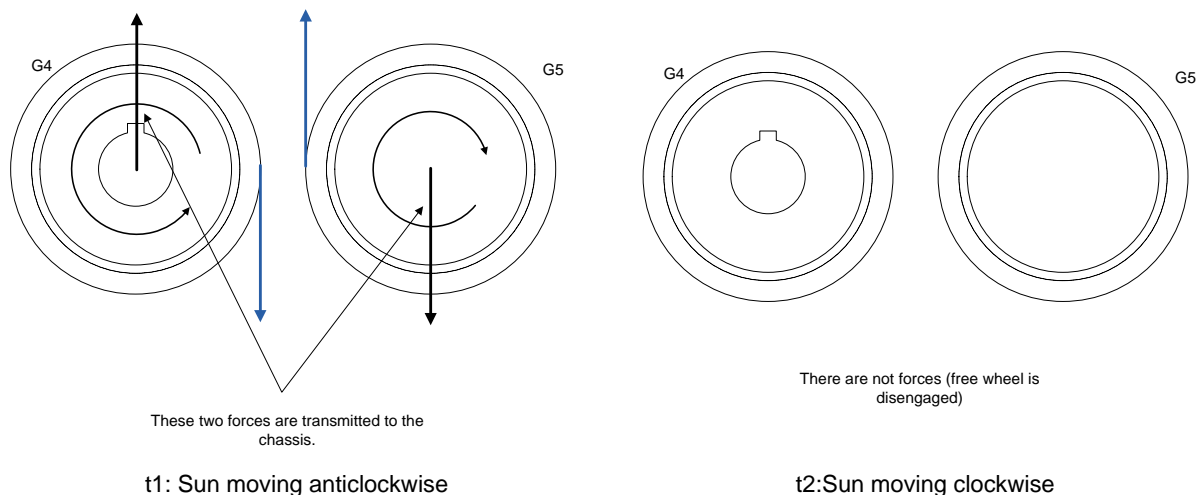


Figura 12: Fuerzas transmitidas por G4 y G5

6.1 Soluciones propuestas para reducir vibraciones debidas al rectificador

Una posible solución para reducir estas vibraciones es la de utilizar dos trenes epicicloidales trabajando en paralelo de forma que se compensen parcialmente las vibraciones entre uno y otro (Figura 13). Para que esta solución funcione correctamente, los sistemas de accionamiento de ambos trenes epicicloidales deben estar desfasados 90° .

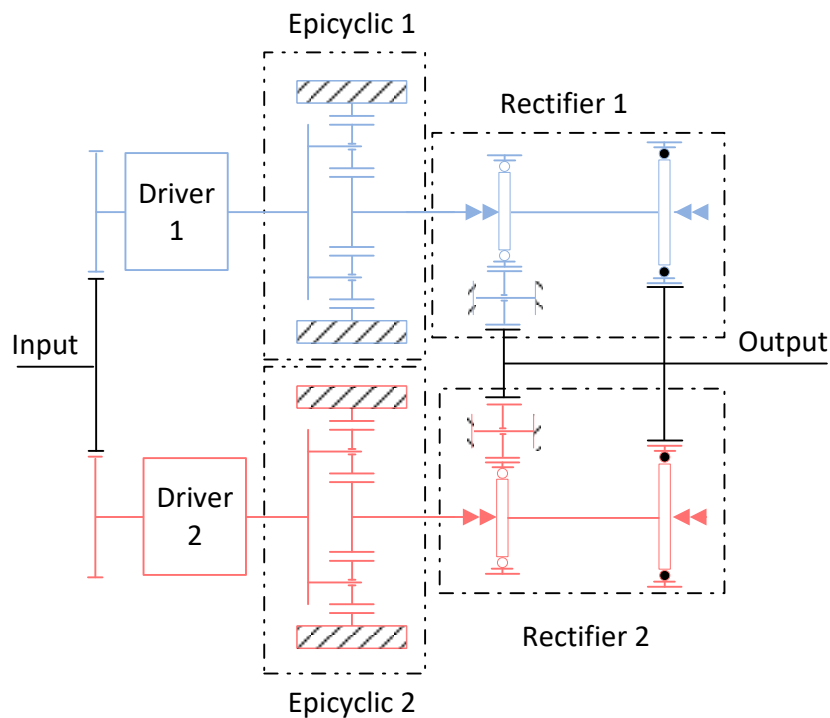


Figura 13: Esquema del sistema con dos trenes epicicloidales

Debido al desfase que existe entre los dos sistemas, cuando uno de ellos se encuentra en el segundo modo de funcionamiento, el otro se encuentra o bien en el 1 o bien en el 3, por lo que de esta forma también se compensan parcialmente las vibraciones debidas al principio de funcionamiento analizado anteriormente.

Analizando los pares transmitidos por las ruedas libres y las velocidades de los planetas (sun) de los trenes epicicloidales (Figura 14) puede comprobarse como el desfase introducido por los mecanismos de accionamiento se mantienen de forma que al menos una rueda libre siempre se encuentra transmitiendo movimiento y existe un solapamiento la mayoría del tiempo. Como en este sistema existen ahora 4 ruedas libres, el par transmitido por cada una de ellas es menor que en el caso de un único tren.

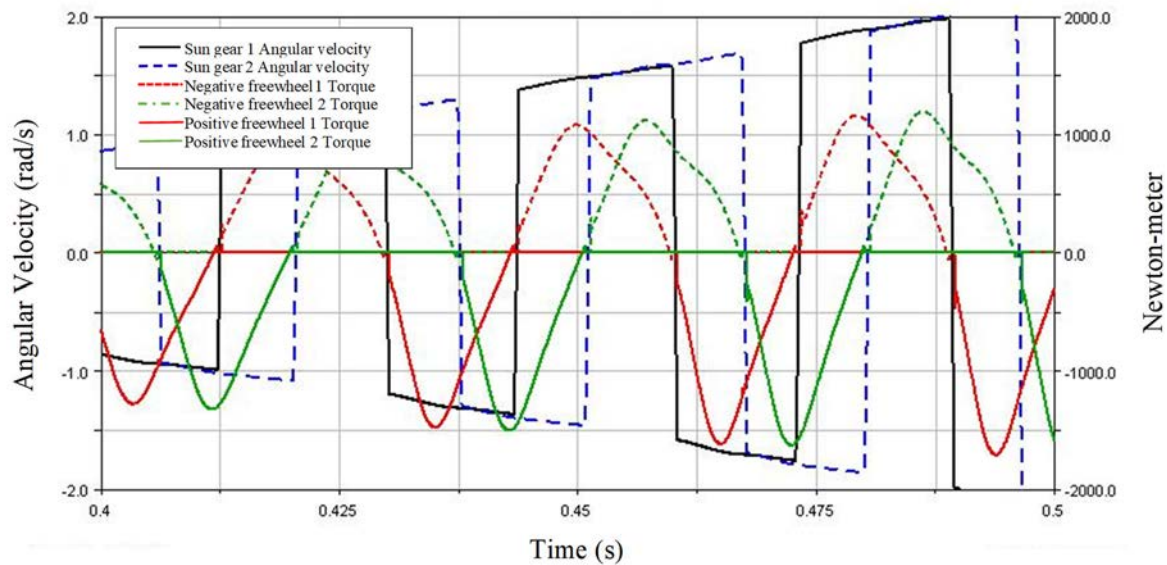


Figura 14: Pares transmitidos por las ruedas libres

Como conclusión, puede decirse que el hecho de usar dos trenes epicicloidales reduce las vibraciones del Sistema en base a:

- El par transmitido por las ruedas libres es menor.
- La velocidad de salida es mas suave debido al solapamiento entre la potencia transmitida por las ruedas libres.
- Hay una compensación parcial entre los modos de funcionamiento de los dos trenes epicicloidales reduciendo las oscilaciones del eje de entrada.

7. CONCLUSIONES

En este documento se analizan las distintas fuentes de vibraciones generadas por las CVTs de tipo inercial.

Las fuentes de vibraciones analizadas son intrínsecas al principio de funcionamiento de este tipo de CVTs y por lo tanto no pueden ser eliminadas. Sin embargo, se han propuesto una serie de posibilidades para reducir en lo posible estas vibraciones.

Para realizar estos análisis se han utilizado tanto modelos analíticos como computacionales y test en banco de ensayos.

Una conclusión importante de este estudio es que el comportamiento de una CVT inercial depende en gran medida de la fuente de potencia. Es decir, es dependiente de si se acciona mediante un motor eléctrico o mediante un motor de combustión interna y este hecho es fundamental a la hora de realizar ensayos, ya que la inmensa mayoría de los bancos de ensayo de transmisiones se encuentran accionados por motores eléctricos.

Este trabajo es parte de una línea completa de investigación. Este documento se ha centrado en las vibraciones de los sistemas de transmisión inerciales, pero no explica su principio de funcionamiento en detalle. Un estudio detallado de estos sistemas puede encontrarse en artículos y documentos previos (Morales y Benitez, 2019; Centeno et al., 2010; Perez, 2010; Morales, 2011).

AGRADECIMIENTOS

Uno de los autores expresa su gratitud al Ministerio de Economía y Competitividad por la ayuda parcial del programa Torres Quevedo (PTQ-17-09128).

Los ensayos en laboratorio no podrían haberse llevado a cabo sin la inestimable ayuda de Antonio Valverde Martín.

REFERENCIAS

- ALIUKOV, S., KELLER, A., ALYUKOV, A. (2017a). Inertia Continuously Variable Transmissions and Investigation of their Dynamics, 2017 SAE Technical Paper 2017-01-1103.
- ALIUKOV, S., KELLER, A., ALYUKOV, A. (2018). Inertial Continuously Variable Transmissions and Ways to Improve Their Performance, 2018 SAE Technical Paper 2018-01-1059. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1059>.
- ALIUKOV, S., KELLER, A., ALYUKOV, A. (2017b)., Modeling of Dynamic Processes for Inertial Continuously Variable Transmissions. 2017, SAE Technical Paper 2017-01-1060.
- ALYUKOV, S. (2014). Characteristic of an improved continuous inertial transmission, 2014 Russian Engineering Research. Vol. 34, No. 7, pp. 436–439.
- ALYUKOV, S., GORSHENIN, V. (2014). On the Question of External Characteristic of the Inertial Continuously Variable Transmission, 2014, SAE Technical Paper 2014-01-1733,
- ALYUKOV, S., GLADYSHEV, S. (2013). Dynamics of an Inertial Continuously Variable Transmission with High Load Ability, 2013, SAE Technical Paper 2013-01-2442.
- ALYUKOV, S. (2010). Approximate Solution of the Differential Equations of Motion of Inertial-Pulsed Transmissions, 2010, Russian Engineering Research. Vol. 30, pp. 655–661.
- BENITEZ, F.G., PEREZ, F.B., CENTENO, G. and MORALES, F.J. (2009). Continuously variable transmission system, PTC Patent PTCES20090001.
- BERKOF, R.S. (1973). Complete Force and Moment Balancing of Inline Four-Bar Linkages, Mechanism and Machine Theory. 1973. VOL 8. Pages. 397-410.

BERSELLI, G., STECKI, J.S. (2008). Kinematic Design and Bond Graph Modeling of an Inertia-Type Infinitely Variable Transmission, 2008, Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference. 5.

BERSELLI, G. (2004). Modeling and Simulation of an inertiatype infinitely variable transmission for use in automotive industry, 2004, Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Monash University, Melbourne, Australia.

BOZCA, M. (2010). Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission, Mechanism and Machine Theory, Volume 45, Issue 11, 2010, Pages 1583-1598.

CENTENO, G., MORALES, F., PEREZ, F.B., BENITEZ, F.G. (2010). Continuous variable transmission with an inertia-regulating system, J. Mech. Des. 132 (2010).

CHALMERS, H. B (1932). Oscillatory and unidirectional torque mechanism, US Patent 1,860,383.

CONSTANTINESCO, G.(1922). An improved method and means for transmitting power from prime movers such as internal combustion engines to driven shafts, particularly for locomotives or other vehicles driven by internal combustion engines, GB Patent 185,022.

MORALES, F., BENITEZ, F (2014a). A Review of Dynamic CVT-IVT Transmissions, 2014 SAE Technical Paper 2014-01- 1734.

MORALES, F., BENITEZ, F. (2014b). Basic Conceptual Designs for Rectifiers of Inertial Transmissions, 2014 SAE Technical Paper 2014-01-1737.

FRANCH, G. (1981). Rotational speed and torque mechanical transducer, US Patent 4,282,772.

GREGA, R., HOMIŠIN, J., KRAJŇÁK, J., URBANSKÝ, M. (2016). Analysis of the impact of flexible couplings on gearbox vibrations. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport, vol. 91, 2016, Pages 43-50. ISSN: 0209-3324.

HOWARD, R.P. (2005). Mechanical torque converter with oscillating flywheels, GB Patent 2,411,932 A.

HUNT, W. (1912). A Rotary Mechanism for the Transmission of Power at Variable speeds, GB Patent 21,414.

LESTER, W.T. (2006). Continuously variable transmission using oscillating torque and one-way drives, US Patent 2006070469 (A1).

MORALES, F.J., BENITEZ, F.G. (2019). Influence of the Rectifier Mechanism in the Performance of an Inertial Continuous Variable Transmission, Mechanism and Machine Theory, Volume 134, 2019, Pages 197-212.

MORALES, F. (2011). Conceptual Design of Rectifying Systems for Dynamic CVTs (In Spanish). Ph.D. Thesis Dissertation, Univ. of Seville, Spain, 2011.

PARRA, J., MOLINA, C. (2017). Two methods for modeling vibrations of planetary gearboxes including faults: Comparison and validation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 92, 2017, Pages 213-225.

PEREZ GUERRERO, F.B. (2010). Design, Building and Test of a Torque Converter for an Inertial CVT (In Spanish), Ph.D. Thesis Dissertation, Univ. of Seville, Spain, 2010.

TAM, Y. I. (1992). Inertial masses mediated rotational energy coupler, US Patent 5,134,894.

SHEA, R.H. (1982). "Torque exchange coupling", US Patent 4,336,870.

STECKI, J.S. (1981). Bond Graph Modelling of Power Transmission by Torque Converting MECHANISMS, (1981). *Journal of the Franklin Institute*, Volume 311, Issue 2, pp 93-110, ISSN 0016-0032.

WILLIAMS, E.A., WILLIAMS, J.W. (1999). "Power Transmission utilizing Conversion of Inertial Forces", US Patent 5,860,321.

WOJNAR, G., JUZEK, M. (2018). The impact of non-parallelism of toothed gear shafts axes and method of gear fixing on gearbox components vibrations, *Acta mechanica et automatica*, vol.12 no.2, 2018, Pages 165-171.