

Trabajo fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Comportamiento de transmisión CVT en ADAMS-
Drive_Line y ADAMS-Car

Autor: Diana Higuera López

Tutor: Francisco José Morales Sánchez

Francisco García Benítez

Dep. de Ingeniería y Ciencia de los Materiales y
del Transporte

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Sevilla, 2018



Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Comportamiento de transmisión CVT en ADAMS-Drive_Line y ADAMS-Car

Autor:

Diana Higuera López

Tutor:

Francisco José Morales Sánchez

Francisco García Benítez

Dep. de Ingeniería y Ciencia de los Materiales y del Transporte

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Máster: Comportamiento de transmisión CVT en ADAMS-Drive_Line y ADAMS-Car

Autor: Diana Higuera López
Tutor: Francisco José Morales Sánchez
Francisco García Benítez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

Resumen

En este proyecto se parte de un diseño de transmisión variable para un vehículo turismo que rectifica en ambos sentidos el movimiento del planeta de un tren epicicloidal, diseñado y analizado en el anterior trabajo de fin de carrera “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo”, donde se adoptaron unas suposiciones con el fin de poder simular su comportamiento.

El objetivo de este proyecto es probar esta transmisión continua variable en un entorno real, dentro de un vehículo con parámetros actuales, utilizando el programa de simulación ADAMS-Car y ADAMS-Drive_Line, comparando los análisis para ver el funcionamiento de la CVT en un vehículo turismo y comprobar la fiabilidad de las hipótesis realizadas.

Abstract

This study starts from a variable transmission design for a private car which rectifies the oscillatory movement in both of the rotating direction of the sun gear. This system was designed and analyzed in the last study “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo” and in that case, some hypotheses have been made in order to simulate a real behavior.

The aim of this study is to proof the behavior of the variable transmission in a real environment, inside a car with real current parameters, by using the simulator programs ADAMS-Car and ADAMS-Drive_Line. This study compares the variable transmission with the actual transmission of a private car.

Agradecimientos

A mis padres, Juan y Begoña, gracias por ser el pilar fundamental para resolver todos los problemas.

A mis tutores, Francisco José Morales Sánchez y Francisco García Benítez, por el apoyo y la ayuda que me han brindado.

Índice

1.	Introducción	15
2.	Estudio de ADAMS-Car	16
2.1	Beneficios de Adams Car	16
2.2	Componentes	17
2.2.1	Plantillas (Templates)	17
2.2.2	Subsistemas (Subsystems)	17
2.2.3	Ensamblajes (Assemblies)	17
2.3	Modos de funcionamiento	17
3.	Estudio de ADAMS DriveLine	18
3.1	Beneficios de Adams Driveline	18
3.2	Análisis en Adams Drive Line	18
3.3	Tipos de análisis	19
3.3.1	Impulso de par (Impulse Torque)	19
3.3.2	Par en rampa (Ramp Torque)	21
3.3.3	Par en escalón (Step torque)	22
3.3.4	Par en bajada y subida (Tip-in tip-out torque)	23
3.3.5	Par en ciclo (Torque Rock Cycle)	24
4.	Caja de cambios continuamente variable. Diseño rectificador en ambos sentidos.	26
5.	Análisis del vehículo elegido	32
5.1	Análisis de la caja de cambios original	33
5.1.1	Par de impulso (Impulse Torque)	33
5.1.2	Par en rampa (Ramp torque)	35
5.1.3	Par en escalón (Step torque)	36
5.1.4	Par en bajada y subida (Tip In - Tip Out Torque)	38
5.1.5	Par en ciclo (Torque Rock Cycle)	39
5.2	Resultados de la caja de cambios original	41
5.3	Análisis de la CVT	42
5.1.1	Par de impulso (Impulse torque)	42
5.1.2	Par en rampa (Ramp torque)	45
5.1.3	Par en escalón (Step Torque)	46
5.1.4	Par en bajada y subida (Tip In – Tip Out Torque)	48
5.1.5	Par en ciclo (Torque Rock Cycle)	50
5.4	Resultados de la caja de cambios variable	51

6.	Análisis de la caja de cambios teórica	52
7.	Conclusiones.....	55
8.	Trabajos futuros	59
9.	Anexos.....	60
	Anexo I: Datos del vehículo Jeep.....	60
	Anexo II: Datos del vehículo Audi A3	61
	Anexo III: Diseño de la plantilla de la CVT en Adams Driveline.....	62
	Anexo IV: Cálculo del momento resistente en el Jeep.....	69
	Fuerza de resistencia aerodinámica.....	69
	Fuerza de resistencia gravitatoria	69
	Fuerza de inercia	70
	Fuerza de rodadura	70
	Fuerza de resistencia total	71
	Momento resistente	71
10.	Bibliografía	73

Índice de figuras

Figura 1-1: Pasos a seguir en el presente estudio.....	15
Figura 2-1: Beneficios del simulador Adams Car.....	16
Figura 2-2: Modos de funcionamiento de Adams Car	17
Figura 3-1: Cuadro de análisis del ensayo "Impulse Torque"	19
Figura 3-2: Gráfica del ensayo "Impulse torque"	20
Figura 3-3: Cuadro de análisis del ensayo "Ramp Torque"	21
Figura 3-4: Gráfica del ensayo "Ramp torque"	22
Figura 3-5: Cuadro de análisis del ensayo "Step torque"	22
Figura 3-6: Gráfica del ensayo "Step Torque"	23
Figura 3-7: Cuadro de análisis del ensayo "Torque tip-in tip-out"	23
Figura 3-8: Gráfica del ensayo " Tip in-Tip out torque"	24
Figura 3-9: Cuadro de análisis del ensayo "Torque rock cycle"	24
Figura 3-10: Gráfica del ensayo "Torque Rock Cycle"	25
Figura 4-1: Estructura de la CVT	26
Figura 4-2: Diseño de partida en Adams View de la CVT	26
Figura 4-3: Mecanismo de accionamiento	27
Figura 4-4: Tren epicicloidial	27
Figura 4-5: Mecanismo rectificador	28
Figura 4-6: Caja de cambios actual del JEEP.....	29
Figura 4-7: comunicadores de la caja de cambios actual del Jeep.....	29
Figura 4-8: Comparación del comportamiento modificando la variable de radio de engranaje	31
Figura 4-9: Diseño final de la caja de cambios variable	31
Figura 5-1: Modelo del vehículo elegido.....	32
Figura 5-2: Vehículo elegido en Adams Drive Line.....	32
Figura 5-3: Evolución del par en el ensayo "par de impulso"	33
Figura 5-4: Velocidad del vehículo con caja de cambios original.....	34
Figura 5-5: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con la caja de cambios original	34
Figura 5-6: Par ensayo "par en rampa"	35
Figura 5-7: Velocidad del vehículo con caja de cambios original.....	35
Figura 5-8: Velocidad angular del eje de entrada y salida con caja de cambios original.....	36
Figura 5-9: Evolución del par en el vehículo en el ensayo "par en escalón"	36
Figura 5-10: Velocidad del vehículo con caja de cambios original.....	37
Figura 5-11: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con la caja de cambios original	37
Figura 5-12: Evolución del par en el ensayo "par de subida y bajada"	38
Figura 5-13: Velocidad del vehículo con caja de cambios original.....	38
Figura 5-14: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con caja de cambios original .	39
Figura 5-15: Evolución del par en el ensayo "Rock cycle"	39
Figura 5-16: Velocidad del vehículo con la caja de cambios original	40

Figura 5-17: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios original.....	40
Figura 5-18: Evolución del par en el ensayo de “par de impulso”	43
Figura 5-19: Velocidad del vehículo con la caja de cambios variable	43
Figura 5-20: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable.....	44
Figura 5-21: Comprobación de conexión con el motor.....	44
Figura 5-22: Comprobación de la conexión con la transmisión	45
Figura 5-23: Evolución del par en el ensayo “par en rampa”	45
Figura 5-24: Velocidad del vehículo con la caja de cambios variable	46
Figura 5-25: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable.....	46
Figura 5-26: Evolución del par en el ensayo “par en escalón”	47
Figura 5-27: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable	47
Figura 5-28: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable.....	48
Figura 5-29: Evolución del par en el ensayo "par en bajada y subida"	48
Figura 5-30: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable.....	49
Figura 5-31: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable.....	49
Figura 5-32: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable	50
Figura 5-33: Velocidades de entrada y salida de la caja de cambios variable	50
Figura 6-1: Diseño de la caja de cambios variable	52
Figura 6-2: Par de entrada definido	52
Figura 6-3: Comportamiento de la CVT en Adams Driveline	53
Figura 7-1: Comparación del comportamiento en el ensayo de impulso	55
Figura 7-2: Comparación del comportamiento en el ensayo "rock cycle".....	55
Figura 7-3: Velocidad de entrada de la CVT con diferentes discretizaciones	56
Figura 7-4: Detalle de la velocidad de entrada con diferentes discretizaciones	57
Figura 7-5: Comparativa de la CVT teórica y real en cuanto a velocidad de entrada	57
Figura 7-6: Comparativa de la CVT teórica y real en cuanto a velocidad de salida	58
Figura 9-1: Modelo Jeep.....	60
Figura 9-2: Modelo Audi A3	61
Figura 9-3: Selección del modo de funcionamiento	62
Figura 9-4: Creación de la plantilla.....	62
Figura 9-5: Elección del tipo de plantilla	63
Figura 9-6: Crear un punto	63
Figura 9-7: Creación del marco de construcción.....	64
Figura 9-8: Creación del part.....	64
Figura 9-9: Creación de la geometría	65
Figura 9-10: Creación de las uniones	65
Figura 9-11: Diseño de la plantilla de la CVT	66
Figura 9-12: Dinámica longitudinal	69
Figura 9-13: Coeficiente de fricción	71

Índice de tablas

Tabla 4-1: Dimensiones de la caja de cambios variable.....	28
Tabla 5-1: Resultados de los ensayos con la caja de cambios original	41
Tabla 5-2: Resultados de los ensayos con la caja de cambios variable.....	51
Tabla 8-1: Coordenadas de la plantilla de la CVT.....	66
Tabla 8-2: Radios de las partes de la CVT.....	67

1.Introducción

Los vehículos de hoy en día con motor de combustión interna tienen una caja de cambio, independientemente del tipo que sea. El comportamiento del motor está íntimamente ligado al funcionamiento de esta caja de cambios, por lo que es de interés estudiarla. La función fundamental de una caja de cambios es la de adaptar la curva de potencia del motor a las necesidades del vehículo y, en función del diseño de esta adaptación, obtener un mejor rendimiento del motor.

Podemos definir la transmisión continua variable (CVT) como una caja de cambios con marchas infinitas. Con este tipo de cajas de cambio se puede optimizar el funcionamiento del motor dejándolo en el punto de mayor potencia, mayor rendimiento, mayor par motor, etc.

En el anterior trabajo de fin de grado “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo” [2] se simuló una CVT variable diseñada a través del programa ADAMS View, dentro de unas hipótesis donde se fijó un par resistente y una inercia del motor, y se optimizó teniendo en cuenta el par de entrada máximo.

En el presente trabajo se desea comprobar esta CVT diseñada anteriormente en un vehículo real, donde poder estudiar el comportamiento dentro del conjunto del vehículo. Para ello, se va a simular un vehículo actual con una serie de ensayos, y posteriormente se cambiará la caja de cambios por la CVT diseñada anteriormente, para realizar los mismos ensayos y poder hacer una comparativa de funcionamiento. Por último se realizará una comparativa con los resultados de la caja de cambios diseñada en el programa Adams View con las hipótesis del anterior trabajo mencionado.

Los pasos a seguir en el presente trabajo se concretan en la figura 1-1:

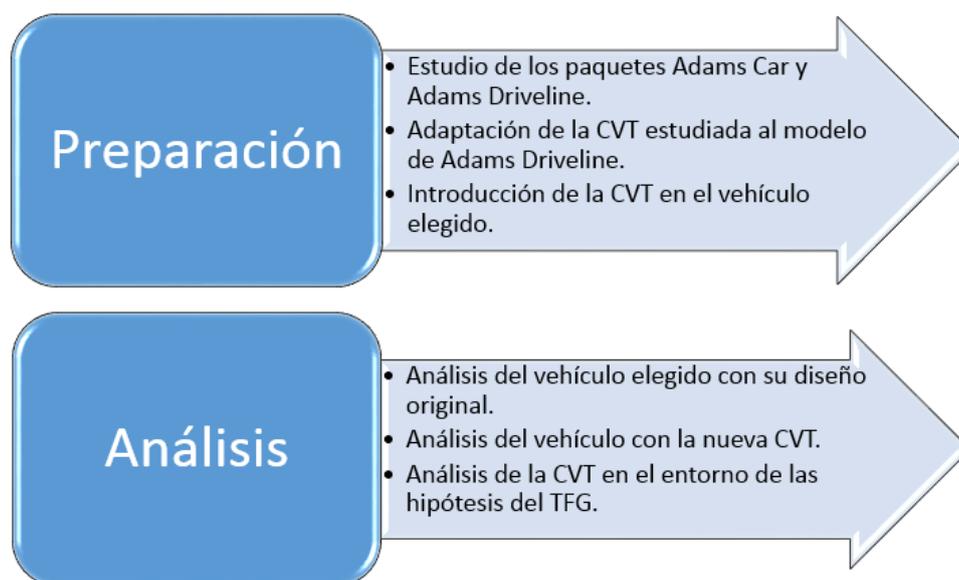


Figura 1-1: Pasos a seguir en el presente estudio

2. Estudio de ADAMS-Car

Adams Car, parte del paquete de software Adams 2017®, es un entorno especializado para modelos de vehículos que permite crear prototipos virtuales de subsistemas de vehículos y analizarlos de manera similar a como se analizarían los prototipos físicos.

Con Adams Car se pueden crear rápidamente vehículos completos, para posteriormente analizarlos con el fin de comprender su desempeño y comportamiento. Para crear ensamblajes en Adams Car es necesario definir subsistemas de vehículos, como suspensiones delantera y trasera, engranajes de dirección, barras estabilizadoras y cuerpos. Estos subsistemas se basan en sus correspondientes plantillas estándar de Adams Car, por ejemplo, Adams Car incluye plantillas para suspensión de doble horquilla, suspensión de puntal MacPherson, dirección de cremallera y piñón [1].

Si se tiene acceso de experto-usuario también se pueden basar los subsistemas en plantillas personalizadas que se creen utilizando Adams Car Template Builder, que será lo que se realizará en este trabajo.

Trabajando en Adams se pueden ejercitar los diseños de vehículos en diferentes condiciones, realizando las mismas pruebas que normalmente se realizan en un laboratorio de prueba o en una pista de prueba, pero en una fracción de tiempo mucho más reducida.

2.1 Beneficios de Adams Car

Son muchos los beneficios que se encuentran en el programa Adams Car, como se muestran en la figura 2-1:



Figura 2-1: Beneficios del simulador Adams Car

2.2 Componentes

La jerarquía del modelo Adams Car consta de los siguientes componentes, que son almacenados en bases de datos:

2.2.1 Plantillas (Templates)

Los Template son plantillas que definen los componentes y tipologías de un subsistema. Para modificar los templates a través de Adams Car, el programa se debe ejecutar como Template Builder, donde se pueden modificar dichas plantillas. Estas modificaciones pueden hacerse en:

- **Hardpoints:** son puntos que definen la localización de las partes del subsistema y se puede modificar su posición, así como añadir nuevos puntos o eliminarlos.
- **Parts:** elementos construidos a partir de las geometrías nativas de Adams View.
- **Attachments:** se corresponde a las uniones que presentan los elementos entre sí y su localización se define a través de los hardpoints. Se deben definir los grados de libertad y las posiciones de estas uniones.

2.2.2 Subsistemas (Subsystems)

Se basan en plantillas de Adams Car y permiten a los usuarios estándar cambiar los datos paramétricos de la plantilla. Por ejemplo, se puede cambiar la ubicación de los puntos, modificar variables paramétricas, etc.

2.2.3 Ensamblajes (Assemblies)

Se componen de subsistemas que se pueden agrupar para formar conjuntos de suspensión, de vehículos completos, etc.

2.3 Modos de funcionamiento

Dentro del programa Adams Car se encuentran dos modos de trabajo (figura 2-2):

1. **Interfaz estándar:** se usa cuando se trabaja con plantillas existentes para crear y analizar montajes de suspensiones y vehículos completos. Cualquier usuario puede usar Adams Car Standard Interface. Este modo será utilizado a la hora de realizar los análisis del vehículo elegido con ambas cajas de cambios.
2. **Creador de plantillas:** solo como usuario experto se pueden crear nuevas plantillas para usar en Adams Car Standard Interfaz. Este modo se utilizará a la hora de crear la CVT para poder introducirla en el vehículo elegido y se accede desde la opción de “Template builder” del dialogo de inicio, como se muestra en la figura 2-2.



Figura 2-2: Modos de funcionamiento de Adams Car

3. Estudio de ADAMS DriveLine

Se puede utilizar Adams Driveline, que forma parte del paquete de software Adams 2017®, solo o como un complemento para Adams Car. Adams Driveline es útil para modelar líneas motrices, crear prototipos virtuales de subsistemas de líneas motrices y analizar los prototipos virtuales de manera similar a como se analizarían los prototipos físicos.

Con Adams Driveline se pueden crear rápidamente conjuntos de suspensiones y vehículos completos, incluidos los componentes de la línea motriz, para luego ser analizados con el fin de comprender su desempeño y comportamiento.

Se pueden crear conjuntos definiendo subsistemas de vehículos, para ello se basan estos subsistemas en sus correspondientes plantillas Adams Driveline, por ejemplo, incluyendo plantillas para motor, caja de cambios, ejes de apoyo y diferenciales.

Si se tiene acceso de usuario experto también se pueden basar los subsistemas en plantillas personalizadas que se creen utilizando Adams Driveline Template Builder (este modo será el utilizado a la hora de crear la CVT para este trabajo).

Cuando se analiza un conjunto, Adams Driveline aplica las entradas que se especifiquen. Por ejemplo, para un análisis de vehículo completo se puede especificar:

- Aplicar un par específico al modelo de transmisión (impulso, paso, rampa, carga, etc.).
- Definir un coeficiente de fricción diferente para las ruedas del modelo.
- Definir una pendiente en la carretera para estudiar el rendimiento del modelo.

Según los resultados del análisis, se puede modificar rápidamente la geometría de la línea motriz y analizarlo nuevamente para evaluar los efectos de las alteraciones.

3.1 Beneficios de Adams Driveline

Adams Driveline permite trabajar de forma más rápida e inteligente, lo que facilita tener más tiempo para estudiar y comprender cómo los cambios del diseño pueden afectar el rendimiento del vehículo, al igual que comparte los beneficios de Adams Car comentados en el apartado anterior “Beneficios de Adams Car”.

Al ser Adams Driveline un complemento de Adams Car y compartir herramientas y beneficios, se decide utilizar este paquete para la realización del presente trabajo, ya que está más centrado en las líneas motrices que el paquete Adams Car.

3.2 Análisis en Adams Drive Line

En Adams Driveline se analizan prototipos virtuales de vehículos completos permitiendo:

- Modificar fácilmente la geometría y las propiedades de los componentes de sus subsistemas.
- Seleccionar de un conjunto estándar de maniobras de vehículos para evaluar las características dinámicas de su prototipo virtual.

Al configurar un análisis en Adams Driveline es necesario especificar:

- El prototipo virtual que se probará: especificar el prototipo virtual abriendo o creando un ensamblaje que contenga los componentes o subsistemas apropiados que conformen el prototipo.
- El tipo de análisis que se desea realizar: especificar la prueba o el análisis al seleccionar uno del menú *Simulación del coche* de Adams. Hay dos tipos principales de análisis: suspensión y vehículo completo.
- Las entradas de análisis que se utilizarán: especificar las entradas al análisis directamente en un cuadro de diálogo de análisis o seleccionando un archivo de caja de carga que contenga las entradas deseadas de una base de datos de Adams Car.

Después de especificar el ensamblaje del prototipo y un análisis, Adams Driveline aplica las entradas que se especifican y registra los resultados. Para comprender cómo se comporta el prototipo durante el análisis, se pueden trazar los resultados en gráficas. Después de ver los resultados, se puede modificar el prototipo y analizarlo nuevamente para ver si las modificaciones mejoraron su comportamiento.

3.3 Tipos de análisis

Los análisis que se pueden realizar dentro de Adams Driveline son los que se explican en este punto, a los que se llega desde (*Standard Interface*) *Simulate* -> *Full-Vehicle Analysis* -> *Driveline Tests*.

3.3.1 Impulso de par (Impulse Torque)

Un análisis de impulso de par es un análisis específico de todo el vehículo de Adams Driveline. Los parámetros que definen dicho ensayo se muestran en el cuadro de la figura 3-1:

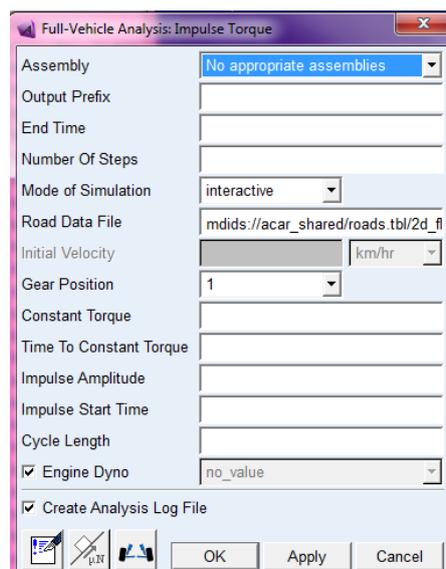


Figura 3-1: Cuadro de análisis del ensayo "Impulse Torque"

Los datos necesarios para la realización del ensayo serán:

- Assembly: conjunto a analizar.
- Output Prefix: nombre de salida del análisis.
- End Time: duración de la simulación.
- Number of Steps: número de pasos de salida (lo suficientemente alto para mostrar la frecuencia más alta que se desea observar).
- Initial Velocity: velocidad inicial del automóvil al comienzo de la simulación.
- Constant Torque: valor de par desde el cual Adams Driveline creará el impulso. El valor representa un valor de par constante aplicado al conjunto del vehículo completo antes y después del impulso.
- Time to Constant Torque: tiempo necesario para subir el par de torsión desde cero al valor de par constante que se especificó. Adams Driveline usa una función STEP y establece el tiempo inicial y el par inicial en 0.
- Impulse Amplitude: amplitud del impulso de par (incremento del valor de par constante).
- Impulse Start Time: momento donde el impulso de par comienza a desarrollarse.
- Cycle Length: duración del impulso.

Todas estas variables se muestran gráficamente en la figura 3-2, donde se puede entender el ensayo de una manera clara:

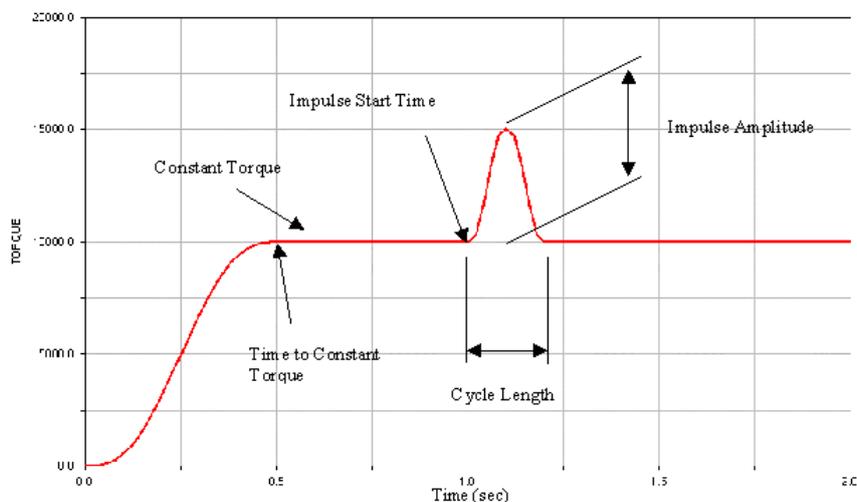


Figura 3-2: Gráfica del ensayo "Impulse torque"

En el eje de abscisas se encuentra el tiempo del ensayo en segundos y en el eje de coordenadas se representa el valor de par aplicado en newton por milímetro, donde se puede apreciar como el valor de par es constante hasta que se aumenta en un tiempo determinado como si fuese un impulso, y pasado un tiempo, se vuelve al valor anterior constante. Esta prueba se asemeja a la situación que se podría dar cuando se acelera de manera continua hasta que en un momento determinado se necesita una mayor velocidad o un mayor par, ya sea para subir una cuesta, adelantar un coche o cualquier otra situación.

3.3.2 Par en rampa (Ramp Torque)

Un análisis de par en rampa es un análisis de vehículo completo de Adams Driveline. En la figura 3-3 se muestran los parámetros necesarios para este ensayo:

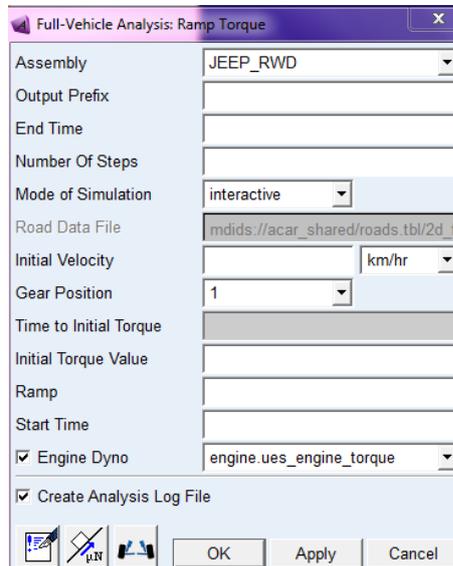


Figura 3-3: Cuadro de análisis del ensayo "Ramp Torque"

Los parámetros necesarios para este análisis que no se utilizaban en el anterior análisis son:

- Time to Initial Torque: duración durante la cual el par de torsión inicial aumenta de 0.0 al valor de par inicial. Si no se especifica, el par inicial se aplica inmediatamente al comienzo de la simulación.
- Initial Torque: valor de par inicial, aplicado en el tiempo cero. Adams Driveline comienza a aumentar el par desde este valor.
- Ramp: pendiente de la curva de par frente a tiempo. Define qué tan rápido cambia el par en la unidad de tiempo.
- Start Time: momento en el cual el par comienza a aumentar.

Todas estas variables se muestran gráficamente en la figura 3-4, donde se representa el ensayo descrito. En el eje de abscisas se representa el tiempo en segundos mientras que en el eje de coordenadas se muestra el par aplicado en newton por milímetro. Se aplica un valor de par constante hasta el momento que comienza a aumentar de forma proporcional según la pendiente determinada. Esta prueba podría asemejarse a una situación de arranque donde va aumentando el par de manera constante.

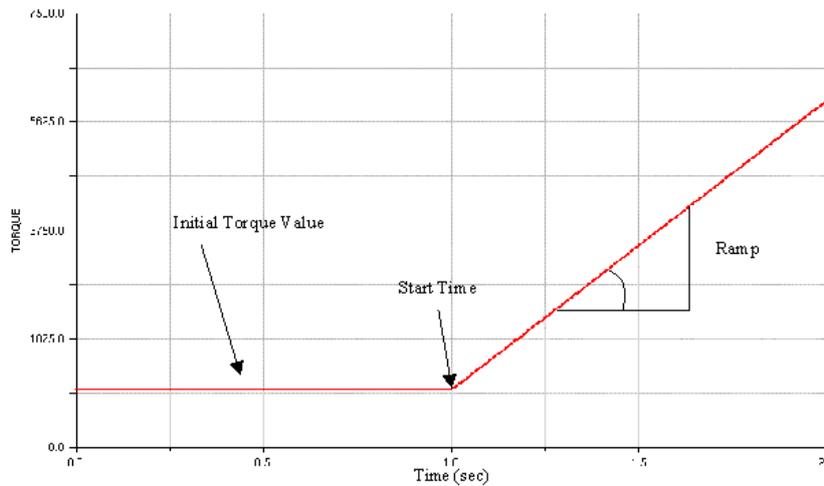


Figura 3-4: Gráfica del ensayo "Ramp torque"

3.3.3 Par en escalón (Step torque)

El par en escalón es un análisis de Adams Driveline de vehículo completo. Los parámetros que son necesarios definir se muestran en la figura 3-5:

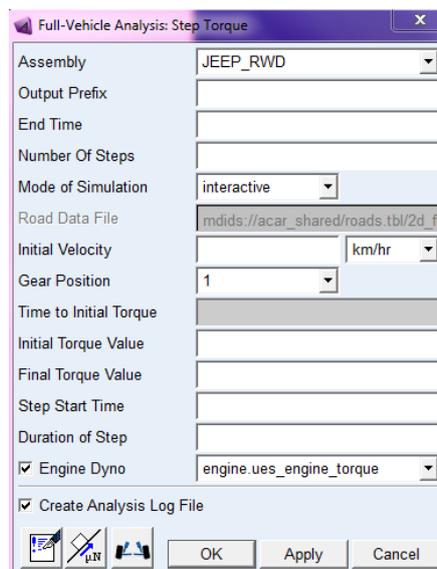


Figura 3-5: Cuadro de análisis del ensayo "Step torque"

- Initial Torque Value/Final Torque Value: valores de par inicial y final. Adams Driveline aplica una función STEP entre estos dos valores para entregar el par correcto en cada paso de tiempo.
- Step Start Time: momento en el cual el par debe aumentar desde el valor de par inicial hasta el valor de par final.
- Duration of Step: tiempo necesario para pasar del valor de par inicial al valor de par final.

En la figura 3-6 se muestra como el par va de un valor inicial que era constante hasta otro valor final en el cual se estabiliza.

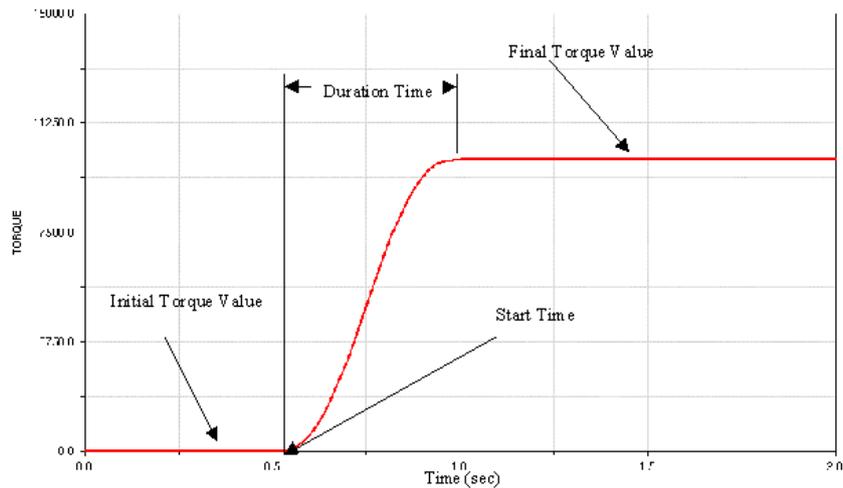


Figura 3-6: Gráfica del ensayo "Step Torque"

En el eje de abscisas está representado el tiempo en segundos y en el eje de coordenadas el par aplicado en newton por milímetro. Esta situación se asemeja a iniciar la marcha aumentando el par hasta un momento donde se estabiliza dicho movimiento y no se aumenta el par, por ejemplo salir en un semáforo y aumentar tu velocidad hasta que se estabiliza en un ritmo de marcha.

3.3.4 Par en bajada y subida (Tip-in tip-out torque)

El ensayo de par en bajada y subida es un análisis de Adams Driveline de vehículo completo. Los parámetros que son necesarios definir se muestran en la figura 3-7:

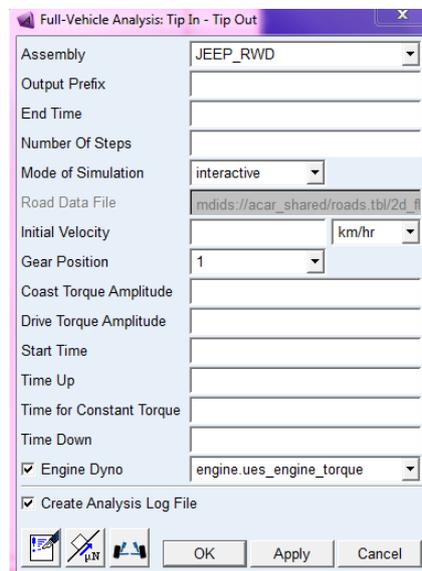


Figura 3-7: Cuadro de análisis del ensayo "Torque tip-in tip-out"

- Coast Torque Amplitude: amplitud del par que se aplicará hasta el inicio.
- Drive Torque Amplitude: amplitud de par de impulso.
- Time Up: momento para intensificar el Par usando una expresión de STEP5
- Time for Constant Torque: tiempo para mantener el par a un valor de amplitud de par de impulso constante.

- Time Down: tiempo para reducir el par desde el valor de par de impulso constante a 0.0 usando una expresión STEP5.

En la figura 3-8 se muestra el ensayo de forma gráfica, donde se aprecian los cambios de valor de par en el tiempo.

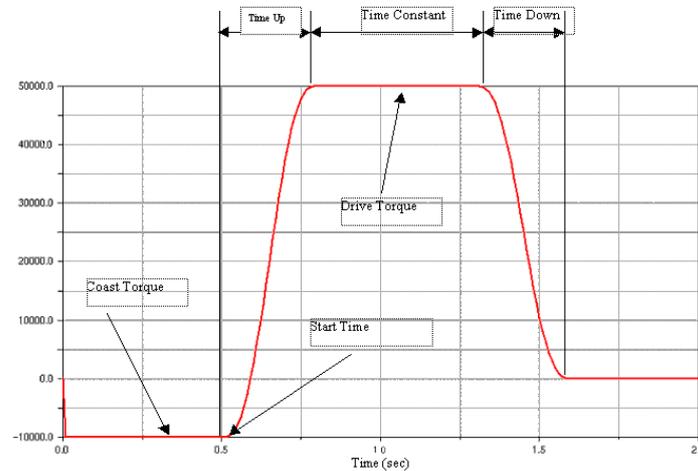


Figura 3-8: Gráfica del ensayo " Tip in-Tip out torque"

En el eje de abscisas se muestra el tiempo en segundos y en el eje de coordenadas el valor del par durante el ensayo en newton por milímetro. Podría simularse a una situación que empieza con el motor frenando a la caja de cambios, por ejemplo en una pendiente donde estuviera una marcha corta metida, para estabilizarse hasta un momento donde el par vuelve a aumentar hasta un valor contante, por ejemplo una vez terminada la pendiente si quisieras aumentar la velocidad, para después frenar el movimiento disminuyendo el par.

3.3.5 Par en ciclo (Torque Rock Cycle)

El ensayo de par "rock cycle" es un análisis de vehículo completo de Adams Driveline. Los parámetros necesarios se muestran en la figura 3-9:

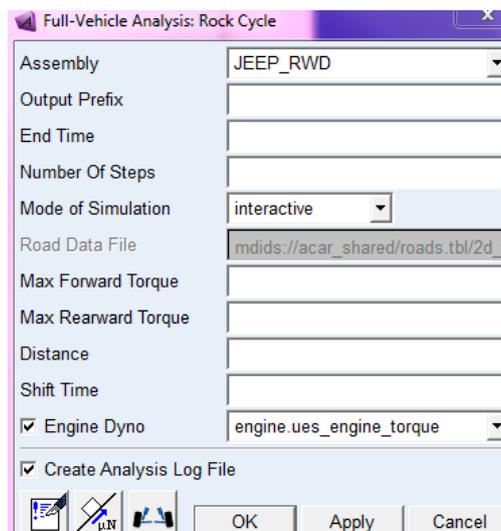


Figura 3-9: Cuadro de análisis del ensayo "Torque rock cycle"

- Max Forward Torque: valor de par del motor que Adams Driveline aplica cuando el vehículo avanza.
- Max Rearward Torque: valor de par del motor que Adams Driveline aplica cuando el vehículo se mueve hacia atrás
- Distance: distancia que el vehículo debería moverse. Cuando el vehículo se mueve hacia atrás o hacia adelante, una distancia igual a la distancia especificada en este cuadro de texto, el par del motor cambia automáticamente de signo. Adams Driveline realiza la transición de Max Forward Par a Max Rearward Par en un tiempo igual al tiempo especificado en el cuadro de texto Shift Time.
- Shift Time: tiempo necesario para pasar de Par de avance máximo a Par de retroceso máximo y viceversa, cuando la distancia haya alcanzado el valor deseado.

En la figura 3-10 se muestra el ensayo de forma gráfica, donde se aprecian los cambios de valor de par en el tiempo. Esta prueba es muy similar a la anterior, con la diferencia de que al estabilizarse de nuevo en un valor de par, lo hace en un valor negativo.

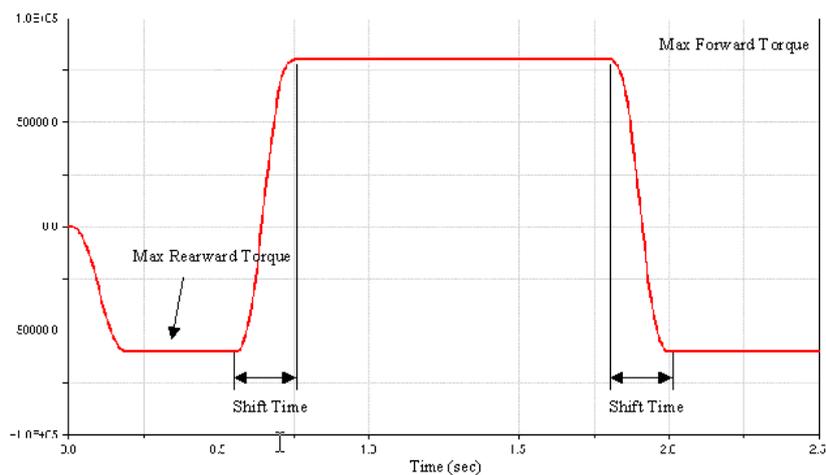


Figura 3-10: Gráfica del ensayo "Torque Rock Cycle"

En el eje de abscisas se coloca el tiempo en segundos mientras que el eje de coordenadas muestra el par aplicado en newton por milímetro.

4. Caja de cambios continuamente variable. Diseño rectificador en ambos sentidos.

El diseño de caja de cambios que se va a introducir en el vehículo es el diseñado en el anterior trabajo de fin de grado “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo”, que trata de una **caja de cambios continuamente variable**. El sistema de transmisión está compuesto por un mecanismo de accionamiento, un tren epicycloidal con una adición de masa en la corona que hace de mecanismo inercial y un mecanismo rectificador, como podemos ver en la figura 4-1.

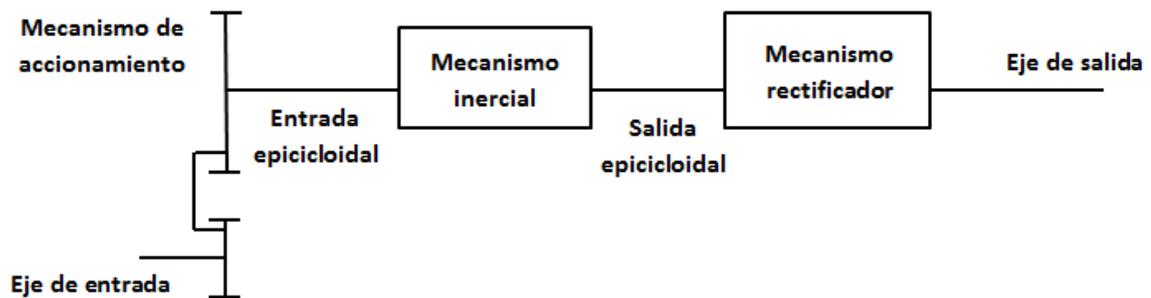


Figura 4-1: Estructura de la CVT

El motor se conecta al mecanismo de accionamiento generándose en el eje de entrada del tren epicycloidal un movimiento oscilante que genera aceleraciones del mismo tipo. El mecanismo inercial regula el par que se proporciona a la salida en función de las condiciones de funcionamiento, y por último el mecanismo rectificador convierte el giro oscilante a la salida del tren en una velocidad angular en un único sentido [2].

Se parte de un diseño de sistema rectificador simétrico (figura 4-2) para conseguir que el planeta se encuentre sometido a un par resistente igual en los dos sentidos. Para conseguir esta simetría, se van a usar dos ruedas libres [2] para rectificar ambos sentidos de la velocidad del planeta.

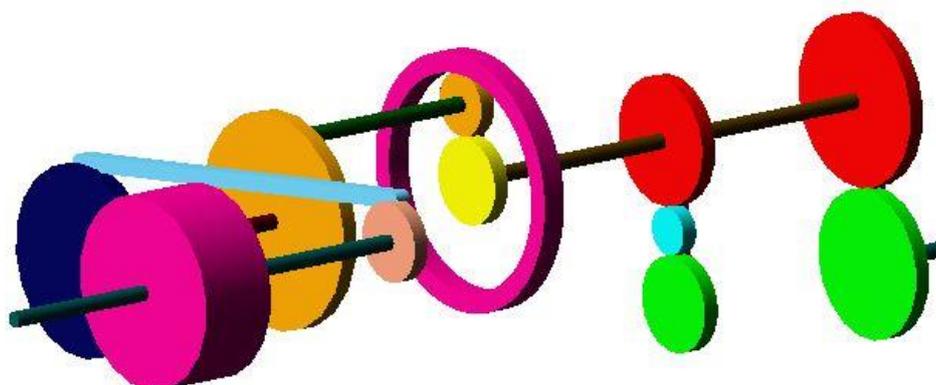


Figura 4-2: Diseño de partida en Adams View de la CVT

El mecanismo de accionamiento convierte la velocidad angular proveniente del motor en un único sentido, en una velocidad angular oscilante centrada en cero cuya amplitud varíe entre un valor nulo y una amplitud máxima. Se utilizará como mecanismo de accionamiento un mecanismo cuatro barras constituido por una manivela (disco de color salmón en la figura 4-3), una biela (barra de color celeste de la figura 4-3) y un balancín (disco de color azul oscuro en la figura 4-3). La manivela se conecta al eje de salida del motor y el balancín genera el movimiento oscilatorio en los dos sentidos. La variable relación de entrada mostrada en la tabla 4-1 será la división entre el radio del balancín y el radio de la manivela.

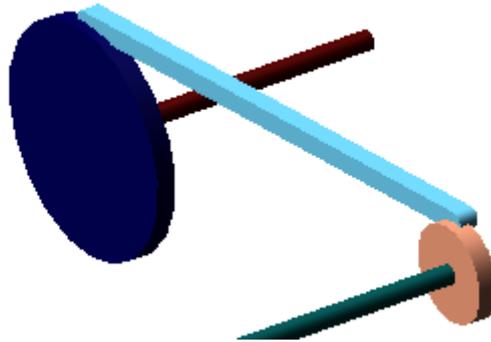


Figura 4-3: Mecanismo de accionamiento

El mecanismo de regulación inercial es el elemento central del sistema de transmisión, el cual actúa regulando de manera inercial la señal de velocidad angular en su propio eje de entrada, proporcionando una señal diferente en el eje de salida. Se encuentra formado por el planeta (disco de color amarillo en la figura 4-4), la corona (anillo de color rosa en la figura 4-4) y el satélite (disco de color naranja en la figura 4-4).

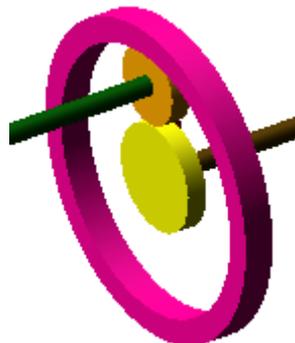


Figura 4-4: Tren epicycloidal

La adición de la masa a la corona permite que el tren se convierta en un mecanismo inercial de regulación de potencia, se acumula y cede potencia cíclicamente, cediendo tanto al planeta como al porta satélites.

Al aplicarse una señal de entrada oscilante centrada en cero que proporciona el mecanismo de accionamiento, la señal de salida del tren epicycloidal será también de carácter oscilatorio, por ello es necesario el uso de un mecanismo de rectificación del movimiento basado en ruedas libres (figura 4-5).

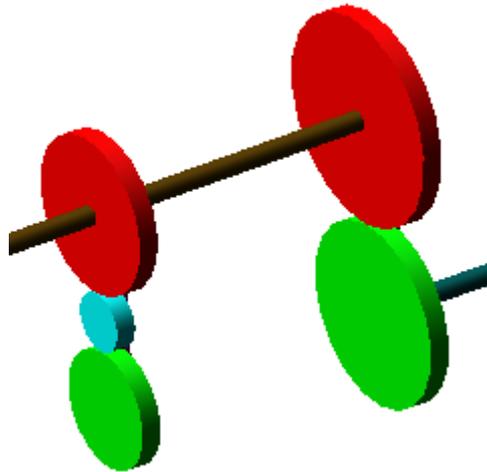


Figura 4-5: Mecanismo rectificador

Se utiliza un mecanismo de dos ruedas libres (discos de color rojo en la figura 4-5) para poder aprovechar el movimiento oscilatorio del planeta en ambos sentidos. Consta de un piñón (disco celeste en la figura 4-5) que invierte el movimiento de una de las ruedas libres, con lo que se consigue que la salida gire en un único sentido. Una rueda libre no es más que un mecanismo que permite a un eje girar libremente en un sentido y ser engranado en el sentido contrario.

Este diseño explicado a lo largo del punto cuatro será el utilizado para introducirlo en un vehículo turismo dentro del programa Adams Driveline, y para ello es necesario crear en primer lugar la plantilla con dicho diseño, y en segundo lugar el subsistema con dicha plantilla, para finalmente conectarlo en el vehículo completo. El diseño de la plantilla se explica paso a paso en el anexo III.

Las medidas del diseño elegidas serán las optimizadas en el anterior trabajo con el objetivo de maximizar el par de entrada, siendo estas las especificadas en la tabla 4-1:

Longitud de la biela	300 mm	Radio del planeta	25,3 mm
Relación de entrada	2,4	Radio del satélite	54,9 mm
Radio manivela	50 mm	Relación de salida	0,3
Espesor de la corona	23,7 mm	Radio de la rueda libre	80 mm
Ancho de la corona	15,2 mm	Radio ejes e/s	20 mm

Tabla 4-1: Dimensiones de la caja de cambios variable

Una vez creado el diseño de la caja de cambios es necesario crear los *comunicadores* que relacionan la caja de cambios con el vehículo completo. El subsistema que se introduce como “gearbox” dentro del vehículo funciona como si fuese una caja negra, por lo que necesita comunicarse con el resto del vehículo (motor, transmisión, etc). Los comunicadores son los elementos clave que permiten el intercambio de información entre subsistemas, plantillas y la plataforma de prueba en su conjunto.

Un ensamblaje requiere dos direcciones de transferencia de datos entre sus subsistemas. Para proporcionar estas dos direcciones de transferencia de datos, existen dos tipos de comunicadores:

- Comunicadores de entrada: solicitan información de otros subsistemas.
- Comunicadores de salida: brindan información a otros subsistemas.

Para entender que comunicadores son necesarios se debe estudiar la caja de cambios del modelo actual: automóvil Jeep, modelo que ofrece Adams Driveline. Dicho diseño cuenta con una caja de cambios longitudinal de cinco engranajes como se muestra en la figura 4-6:

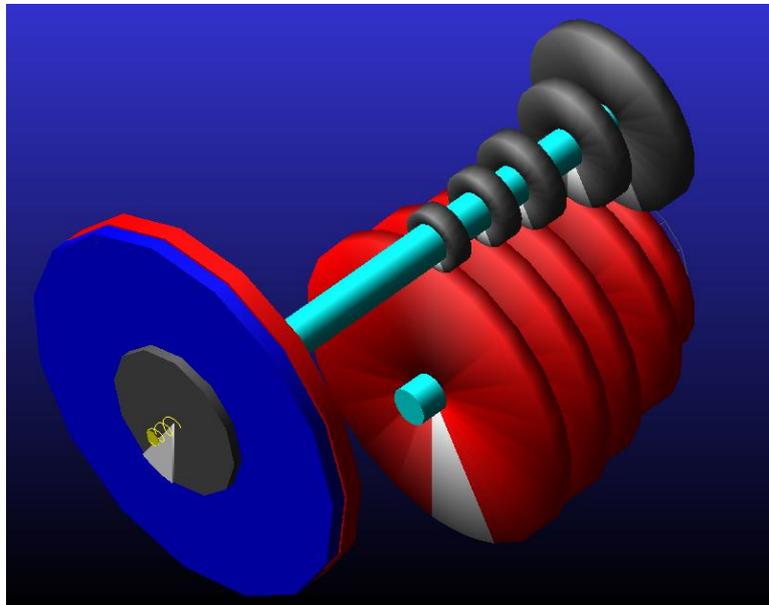


Figura 4-6: Caja de cambios actual del JEEP

Los comunicadores de la caja de cambios del Jeep, tanto de entrada como de salida, son los que se reflejados en la figura 4-7:

```
Listing of input communicators in '_gearbox_longitudinal'
-----
Communicator Name:      Entity Class:      From Minor Role:   Matching Name:
cis_body                mount              any                 body
cis_clutch_demand_1    solver_variable   inherent            clutch_demand
cis_clutch_demand_2    solver_variable   inherent            clutch_demand
cis_flywheel            mount              any                 flywheel, engine_out
cis_transmission_demand solver_variable    inherit            transmission_demand

5 input communicators were found in '_gearbox_longitudinal'

Listing of output communicators in '_gearbox_longitudinal'
-----
Communicator Name:      Entity Class:      To Minor Role:     Matching Name:
cos_gear_ratio          parameter_real     inherit             gear_ratio
cos_max_gears           parameter_integer inherit             max_gears
cos_output_shaft        mount              any                 output_shaft
cos_transmission_efficiency parameter_real     inherit             transmission_efficiency
cos_transmission_input_omega solver_variable    inherit             transmission_input_omega
cos_transmission_spline spline              inherit             transmission_spline

6 output communicators were found in '_gearbox_longitudinal'
```

Figura 4-7: comunicadores de la caja de cambios actual del Jeep

Como comunicadores de entrada se encuentran: la relación con el cuerpo del vehículo donde está colocada, conexión con el embrague, conexión con el volante de inercia y por último con conexión con la transmisión.

Como comunicadores de salida se encuentran: el radio de engranaje y el máximo de engranajes de la caja de cambios, la relación con el eje de salida y la eficiencia de la transmisión.

Para utilizar la CVT dentro del vehículo que se analiza es necesario adaptar estos comunicadores, eliminando los que no sean necesarios. Los relativos a los engranajes se suprimen, ya que en el caso de estudio, la única variable existente será la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida. Finalmente los comunicadores utilizados en la CVT serán:

- Body: es un comunicador que entra en la caja de cambios desde el cuerpo del vehículo.
- Clutch demand: es un comunicador que entra en la caja de cambios y comunica con la demanda del embrague.
- Flywheel: es un comunicador que entra en la caja de cambios desde el volante de inercia del motor.
- Transmission demand: es un comunicador que conecta la caja de cambios con la plataforma de análisis que simula el ensayo físico.
- Gear ratio: en este caso será la relación entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida de la caja de cambios variable.
- Output shaft: relación entre el eje de salida de la caja de cambios y el eje que transmite el movimiento a la transmisión. Ambos ejes deben ser solidarios y moverse a la misma velocidad, por lo que será necesario crear una conexión que los una.
- Eficiencia de la transmisión: si existen pérdidas de velocidad entre la salida de la caja de cambios y la conexión con la transmisión (en este caso se define esta eficiencia como 1, que significaría que no existen pérdidas).

En el caso del comunicador de radio del engranaje quedaba la duda de la influencia que podría tener dentro del template de la caja de cambios original, ya que es una conexión importante a la hora del funcionamiento de la caja de cambios y su conexión para el movimiento completo del vehículo, y en la caja de cambios variable esta relación no será de engranajes si no de velocidades.

Con el fin de comprobar el correcto funcionamiento y conexión de la caja de cambios variable a través del comunicador “gear ratio” definido como relación de velocidades, se realiza una prueba modificando la propia caja de cambios actual del vehículo mostrada en la figura 4-6, modificando la variable “gear_ratio” existente y definiéndola como la relación de velocidad del eje de salida entre la velocidad del eje de entrada. Se simula un análisis sobre la caja de cambios actual del vehículo y se reemplaza dicha caja de cambios por la modificada, para realizar el mismo análisis y poder comparar ambos funcionamientos.

El comportamiento de ambas cajas de cambios se muestra en la siguiente figura 4-8:

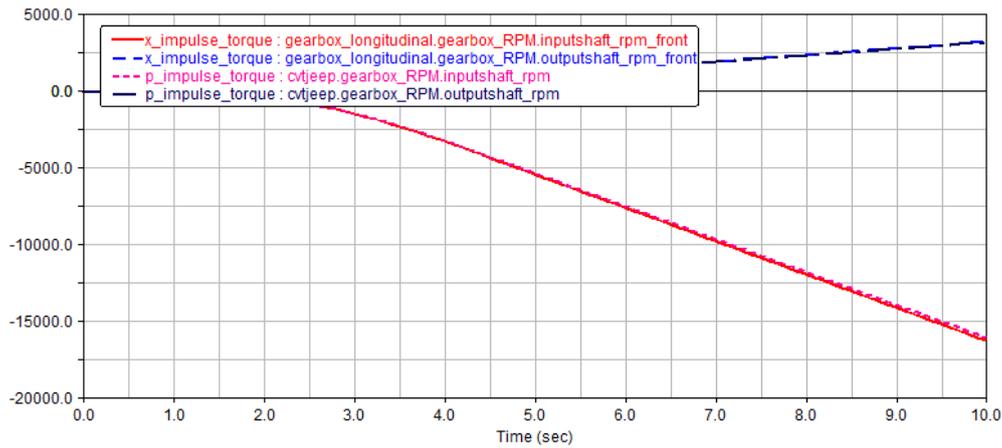


Figura 4-8: Comparación del comportamiento modificando la variable de radio de engranaje

En la figura 4-8 se comprueba como la modificación de la variable no afecta al comportamiento, ya que ambos ensayos coinciden. En color rojo (línea continua) y azul oscuro (línea discontinua) se encuentran las velocidades del eje de entrada y del eje de salida respectivamente de la caja de cambios original. Una vez hecha la modificación de la variable se realiza un segundo ensayo donde se muestran los resultados de velocidad de entrada de color rosa (línea discontinua) y la velocidad de salida de color azul oscuro (línea discontinua).

Por último, un punto importante a tener en cuenta para la realización del diseño de la caja de cambios como plantilla es pensar en la adaptación de esta caja de cambios completa. No solo es necesario adaptarla con comunicadores que la conecten con el vehículo completo, sino que se debe comprobar que la nueva caja de cambios tenga las medidas correctas para poder ser introducida en el vehículo, y los ejes de entrada y salida de dicha caja de cambios deben estar colocados de la misma manera que se encuentran en la caja de cambios original del vehículo mostrada en la figura 4-6.

En la figura 4-9 se muestra el diseño final de la caja de cambios, donde se puede apreciar cómo se diferencia del diseño inicial que se mostraba en la figura 4-2 en distancias de separación entre discos, estando en este diseño las diferentes partes menos alejadas, y se ha añadido un eje de salida en la misma dirección que el eje de entrada.

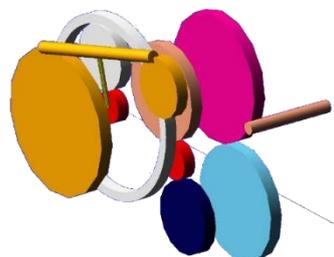


Figura 4-9: Diseño final de la caja de cambios variable

Finalmente, una vez se tiene la caja de cambios diseñada, se puede introducir en el vehículo elegido de Adams Driveline.

5. Análisis del vehículo elegido

El vehículo estudiado que facilita la base de datos de Adams Driveline es el Jeep mostrado en la figura 5-1, los datos de interés del mismo se contemplan en el Anexo II.



Figura 5-1: Modelo del vehículo elegido

Dentro del programa Adams Driveline, en el modo “Standard Interface”, se elige el Assembly “JEEP_RWD”, donde aparece el vehículo completo que se muestra en la figura 5-2:

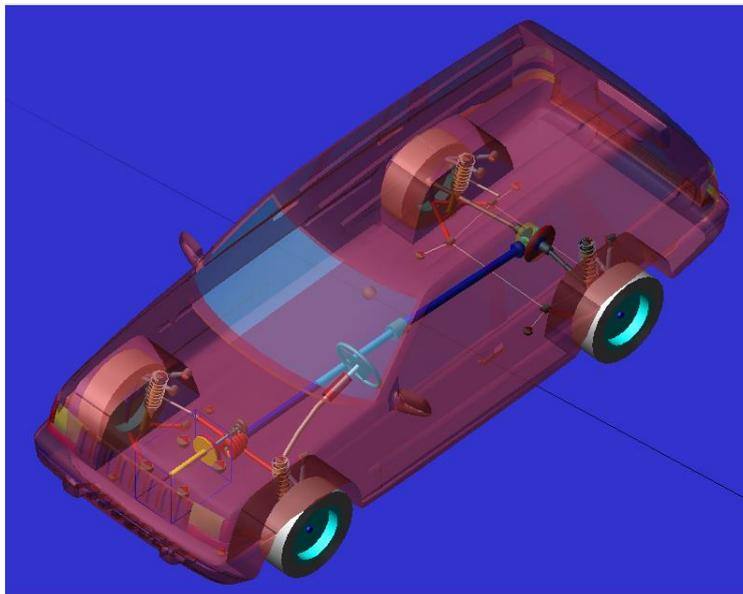


Figura 5-2: Vehículo elegido en Adams Drive Line

Como se comenta anteriormente, el proyecto se basa en introducir la caja de cambios diseñada en Adams View dentro del modelo de vehículo en Adams Driveline, con la finalidad de conocer el comportamiento real del vehículo y la CVT. Para ello, se realizan los ensayos con la caja de cambios actual del vehículo seleccionado, y posteriormente se compararan estos resultados con los obtenidos con la nueva CVT reemplazada.

5.1 Análisis de la caja de cambios original

Los análisis explicados anteriormente en el punto “3.3. Tipos de análisis” son los que se realizan al vehículo, tanto con la caja de cambios original como con la CVT diseñada. Se comienza analizando el comportamiento del vehículo con la caja de cambios original en los siguientes apartados.

5.1.1 Par de impulso (Impulse Torque)

Se seleccionan como valores para los parámetros del ensayo los mostrados a continuación, teniendo en cuenta que en los datos de interés del vehículo (anexo II) aparece el par máximo de la curva con valor de 152 Nm:

- Par constante: 100 Nm.
- Amplitud de impulso: 50 Nm.
- Tiempo de comienzo de impulso: 7 s.
- Longitud de ciclo: 4 s.

En primer lugar, se muestra en la figura 5-3 el par de entrada definido en el ensayo:

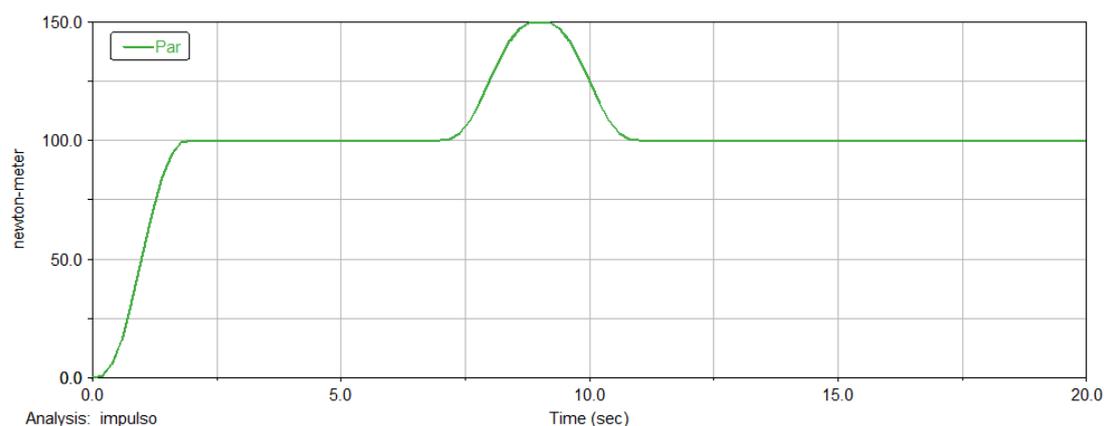


Figura 5-3: Evolución del par en el ensayo "par de impulso"

En la figura se aprecia como el par, de color verde, se estabiliza en el valor constante en el segundo 2 con un valor de 100 Nm y se incrementa hasta 150 Nm en el segundo 9, volviendo al par constante en el segundo 11, sin rizado en la señal, como se ha definido en los parámetros del cuadro de ensayo.

Tras comprobar el par aplicado, los resultados obtenidos del ensayo de impulso de par en el vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

El caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-4:

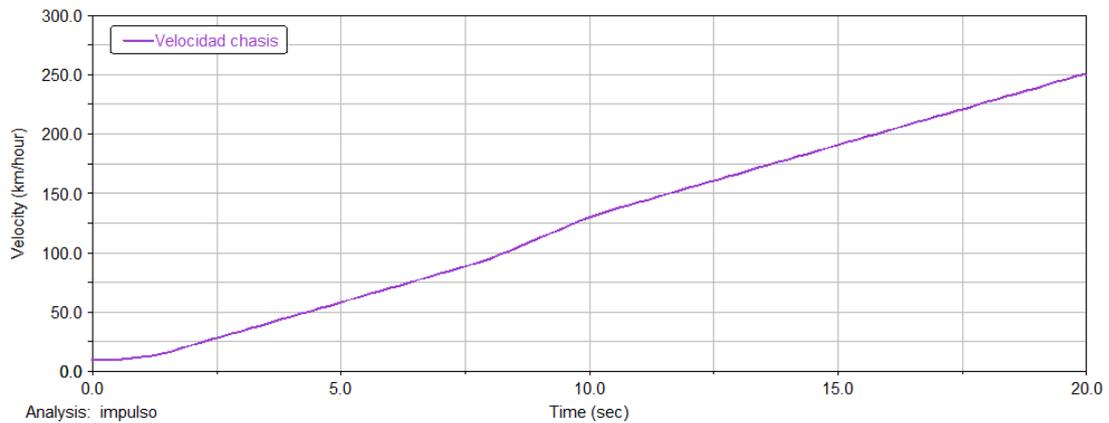


Figura 5-4: Velocidad del vehículo con caja de cambios original

El vehículo comienza el ensayo con una velocidad de 10 km/h como se ha definido en los parámetros iniciales del ensayo, obteniéndose a los 20 segundos una velocidad final de 250 km/h con una evolución suave, representada en color morado.

En último lugar, se muestran en la figura 5-5 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (w_e) y la velocidad de salida (w_s) de la caja de cambios.

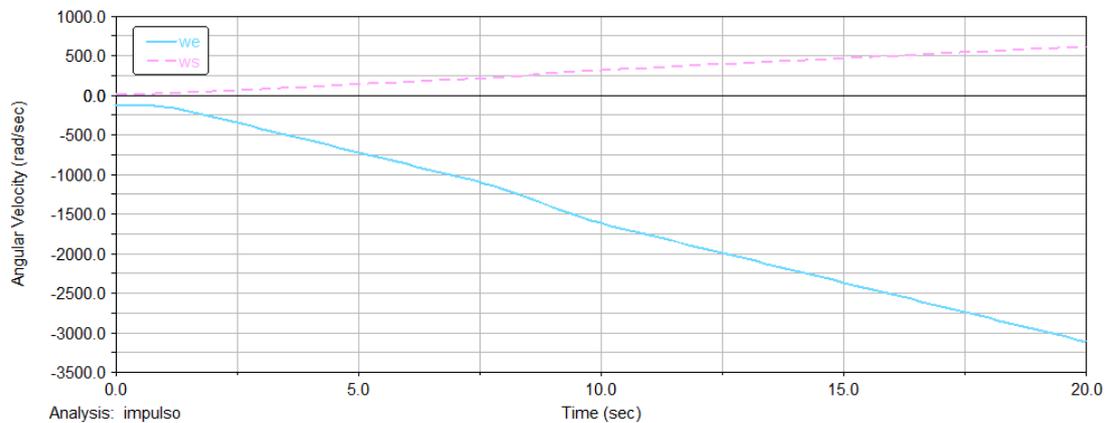


Figura 5-5: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con la caja de cambios original

La velocidad angular de entrada, representada en color celeste, alcanza los 3055 rad/s al final del ensayo, mientras que la velocidad angular de salida, representada en color rosa de forma discontinua, asciende a 622 rad/s al final del ensayo, que teniendo en cuenta el radio de neumático y la relación de transmisión serían los 250 km/h que se muestran en la gráfica de la velocidad comentada anteriormente (figura 5-4).

5.1.2 Par en rampa (Ramp torque)

Se seleccionan como valores de los parámetros para el ensayo los mostrados a continuación:

- Valor inicial de par: 100 Nm.
- Rampa: 3,33 Nm.
- Tiempo de inicio de rampa: 5 segundos.

Se selecciona dicho valor de pendiente con la finalidad de llegar a un par máximo de 150 Nm en el total de la simulación.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-6:

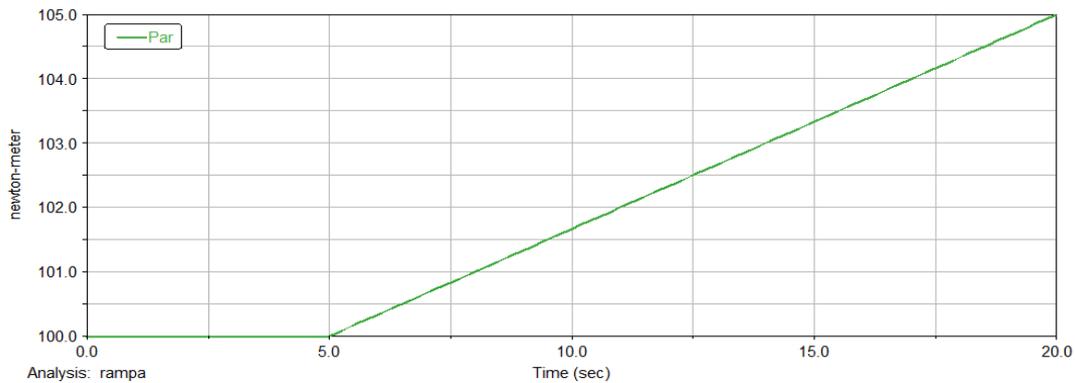


Figura 5-6: Par ensayo "par en rampa"

La gráfica muestra como el valor del par, de color verde, se mantiene estable en 100 Nm hasta el segundo 5, donde comienza a incrementar de forma proporcional llegando a los 150 Nm en el segundo 20.

Los resultados obtenidos del ensayo de par en rampa en el vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-7 de color morado:

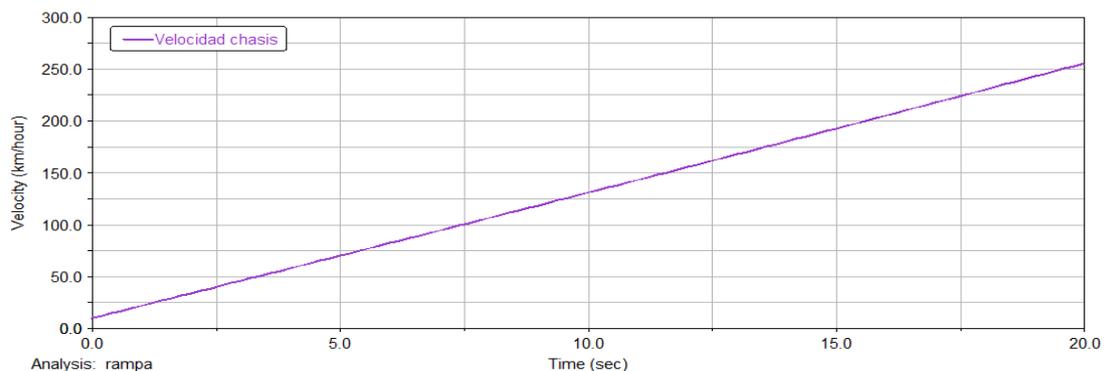


Figura 5-7: Velocidad del vehículo con caja de cambios original

La velocidad del vehículo comienza en el valor indicado de 10 km/h y se incrementa sin picos hasta llegar al valor de 300 km/h al finalizar el ensayo.

Como últimos resultados, se muestran en la figura 5-8 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (w_e), y la velocidad de salida (w_s) de la caja de cambios.

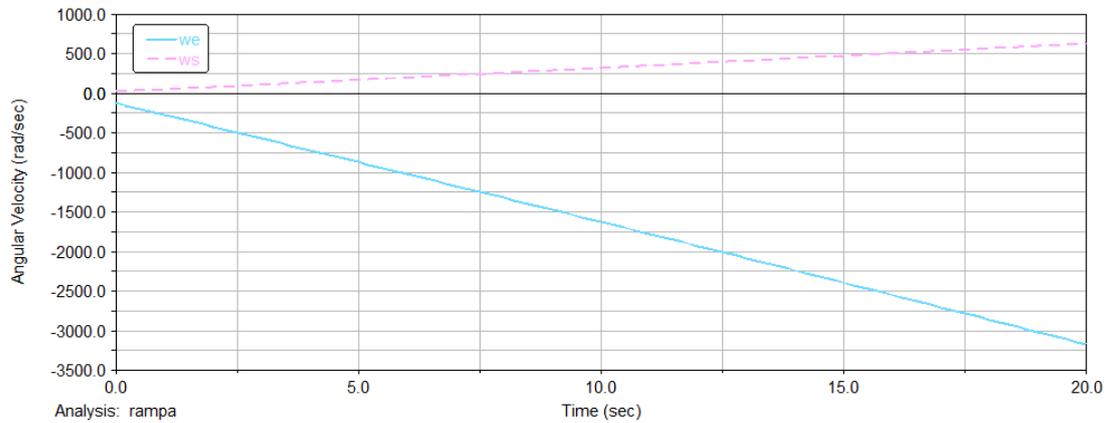


Figura 5-8: Velocidad angular del eje de entrada y salida con caja de cambios original

La evolución de ambas velocidades es suave y sin picos, alcanzándose como velocidad de entrada máxima 3670 rad/s proveniente del motor y representada en color celeste, y como velocidad de salida máxima 735 rad/s, representada en color rosa discontinuo.

5.1.3 Par en escalón (Step torque)

Los parámetros seleccionados para el ensayo de escalón son los mostrados a continuación:

- Valor inicial de par: 80 Nm.
- Valor final de par: 150 Nm.
- Tiempo de inicio del escalón: 5 segundos.
- Duración del escalón: 12 segundos.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-9:

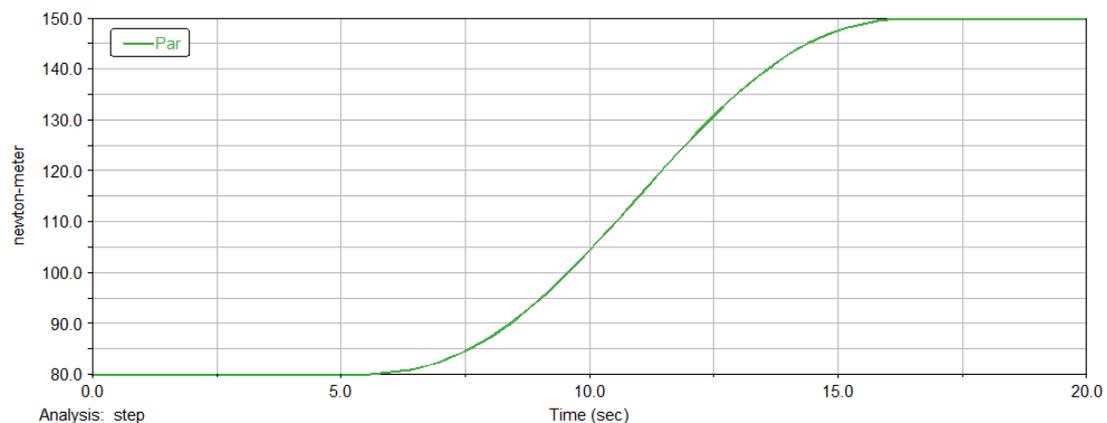


Figura 5-9: Evolución del par en el vehículo en el ensayo "par en escalón"

El par de entrada proveniente del motor, de color verde, evoluciona desde el valor constante inicial 80 Nm, incrementando de forma suave desde el segundo 5 hasta el segundo 17, llegando al valor de 150 Nm.

Los resultados obtenidos del ensayo de par en escalón en el vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-10 de color morado:

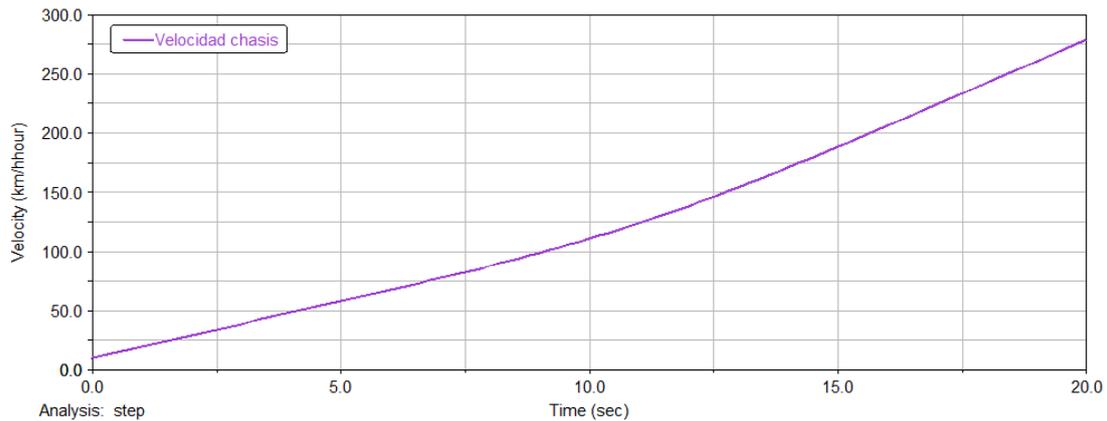


Figura 5-10: Velocidad del vehículo con caja de cambios original

La velocidad del vehículo comienza en 10 km/h, como se marca en el cuadro inicial del ensayo, y alcanza a los 20 segundos un valor de 275km/h sin picos ni rizado.

Por último, se muestran en la figura 5-11 las velocidades de entrada (we) al sistema proveniente del motor, y la velocidad de salida (ws) de la caja de cambios.

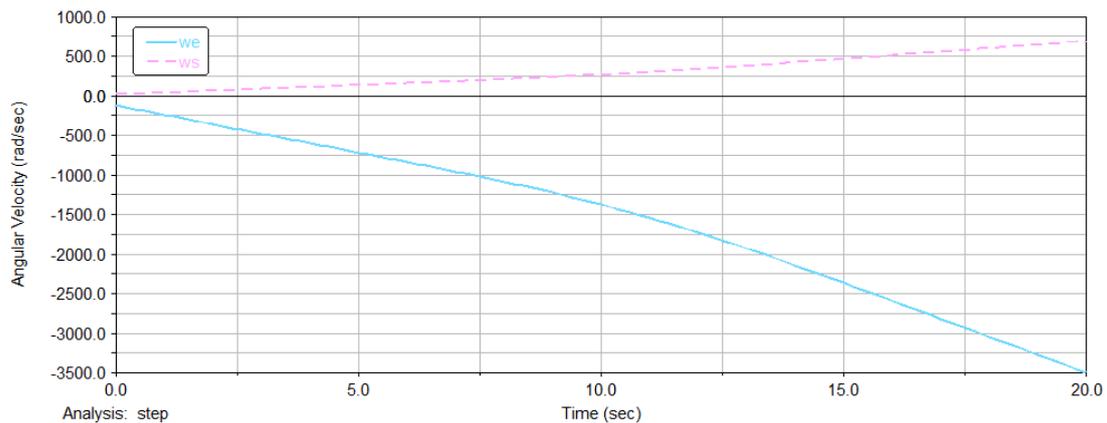


Figura 5-11: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con la caja de cambios original

La velocidad angular del eje de entrada, de color celeste, asciende hasta los 3500 rad/s, mientras que la velocidad angular de salida, de color rosa discontinuo, alcanza los 690 rad/s a los 20 segundos, ambas con una evolución suave.

5.1.4 Par en bajada y subida (Tip In - Tip Out Torque)

Se seleccionan como parámetros del ensayo los mostrados a continuación:

- Amplitud de par inicial: 20 Nm
- Amplitud de par máximo: 150 Nm
- Tiempo de inicio: 2 s.
- Tiempo de subida/ bajada: 3/5 s.
- Tiempo de par constante: 10 s.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-12:

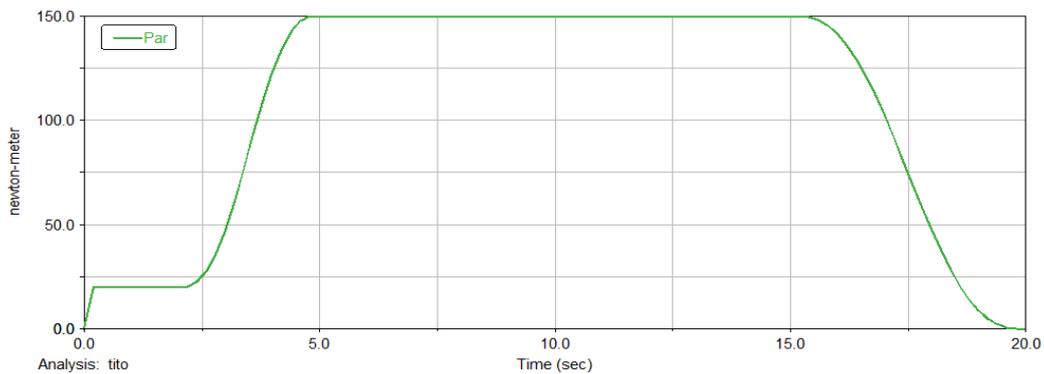


Figura 5-12: Evolución del par en el ensayo "par de subida y bajada"

El par de entrada proveniente del motor, representado en color verde, se incrementa en un principio hasta el valor de 20 Nm para aumentar de manera suave hasta los 150 Nm, manteniéndose en este valor hasta el segundo 15 donde comienza a disminuir sin cambios bruscos.

A continuación se muestran y comentan los resultados obtenidos del ensayo "Tip-in Tip-out" del vehículo con la caja de cambios original.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-13 de color morado:

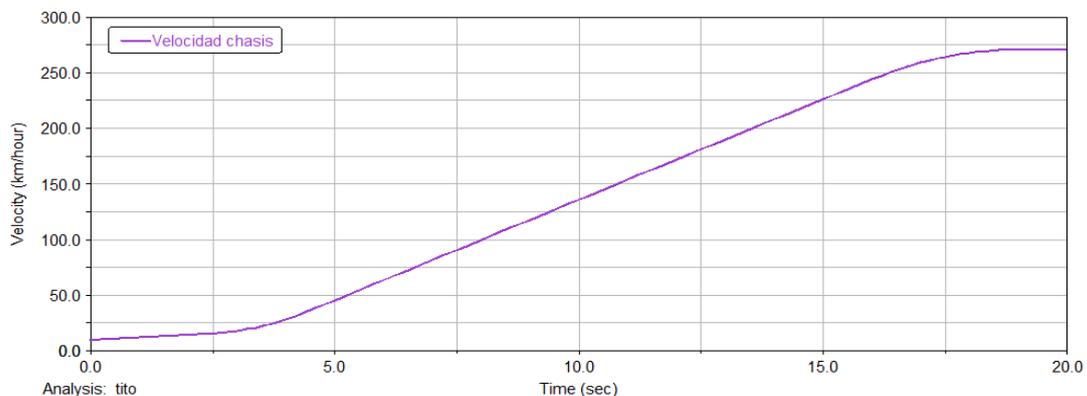


Figura 5-13: Velocidad del vehículo con caja de cambios original

La evolución de la velocidad del vehículo comienza en el valor elegido en el cuadro de parámetros de ensayo (10 km/h) y evoluciona incrementándose hasta llegar a 275 km/h, donde se estabiliza una vez disminuye el par.

En último lugar, se muestran en la figura 5-14 las velocidades de entrada (w_e) al sistema proveniente del motor, y la velocidad de salida (w_s) de la caja de cambios.

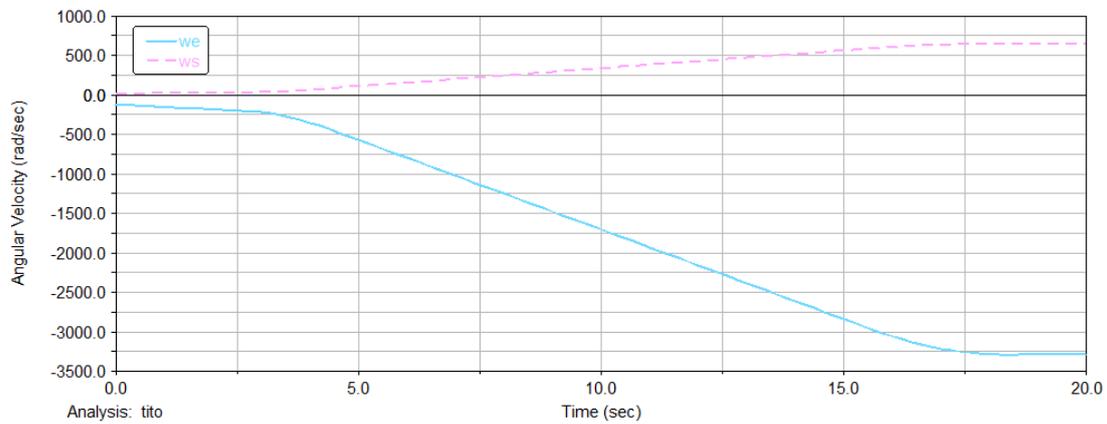


Figura 5-14: Velocidad angular de entrada y salida del vehículo con caja de cambios original

Se observa como la velocidad angular de salida asciende de manera suave hasta el valor de 655 rad/s mientras que la velocidad angular de entrada llega a tomar el valor de 3500 rad/s.

5.1.5 Par en ciclo (Torque Rock Cycle)

Como parámetros del ensayo se seleccionan los valores mostrados a continuación:

- Max forward par: 150000 Nmm.
- Max rearward par: 50000 Nmm.
- Distance: 30000 mm.
- Shift time: 4s.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-15:

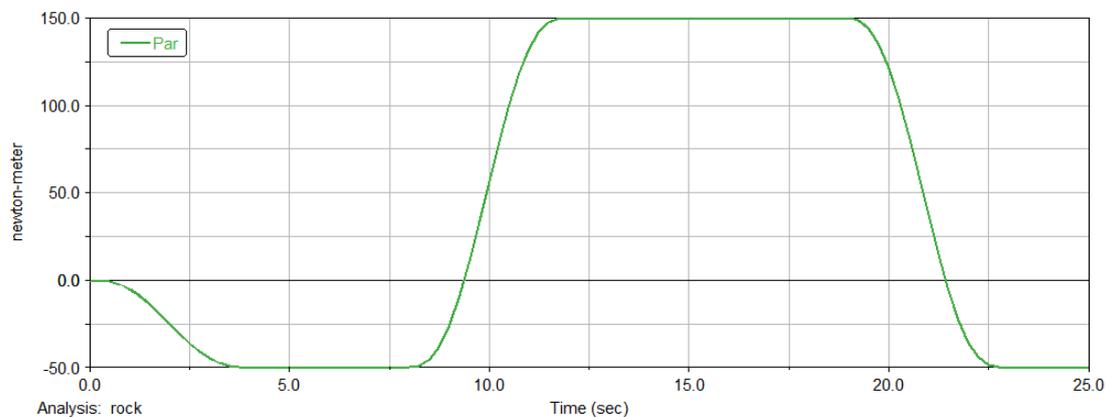


Figura 5-15: Evolución del par en el ensayo "Rock cycle"

En este ensayo, el par de entrada pasa por tres etapas, la primera y la tercera con un valor menor de par constante, 50 Nm, y una fase intermedia donde alcanza el valor de par máximo de 150 Nm.

Los resultados obtenidos del ensayo "Rock Cycle" del vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-16 de color morado:

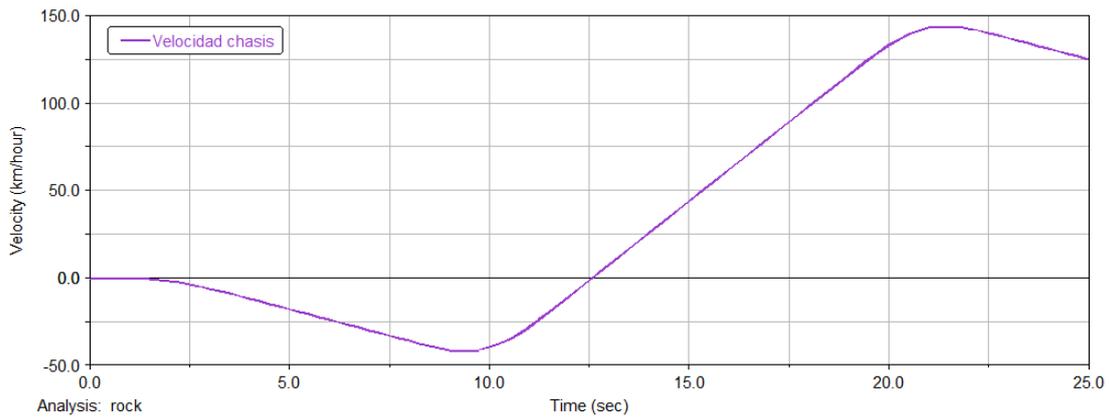


Figura 5-16: Velocidad del vehículo con la caja de cambios original

En este caso, la evolución de la velocidad varía con respecto a los ensayos analizados anteriormente. Este ensayo comienza con una velocidad negativa, lo que sería equivalente a ir marcha atrás, y evoluciona llegando hasta 42 km/h. Una vez se ha avanzado los metros indicados en el cuadro de parámetros del ensayo (30 m) la velocidad aumenta de nuevo con el par hasta alcanzar el valor de 143 km/h en el segundo 25 que finaliza la simulación.

Por último, se muestran en la figura 5-17 las velocidades de entrada (we) al sistema, y la velocidad de salida (ws) de la caja de cambios.

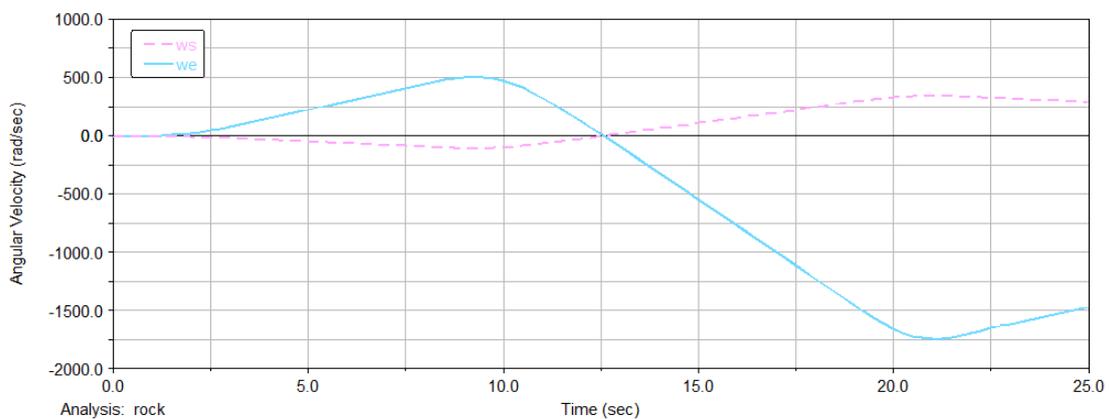


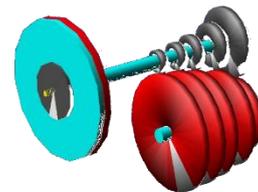
Figura 5-17: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios original

En este caso la evolución de ambas velocidades también difiere de los ensayos anteriores. Llama la atención el hecho de que en la figura 5-17 la velocidad de entrada (representada en color celeste) cambie de sentido, ya que el motor no puede girar en sentido contrario. Esto es debido a que la simulación no está aplicando un par en el motor, si no que el programa parte de una curva de motor definida con ecuaciones matemáticas y aplica directamente la velocidad de entrada en el eje de entrada de la caja de cambios, y es por eso que cambia de sentido cuando físicamente no es posible. Esto es debido a que la caja de cambios definida en el vehículo no está diseñada con marcha atrás, por lo que para simular el ensayo con dicha atrás es necesario ejercer una velocidad en sentido contrario a la de avance.

En cuanto a los resultados de la figura 5-17, se observa como la velocidad angular de salida, de color rosa discontinuo, asciende de manera suave hasta el valor de 100 rad/s, posteriormente descende su valor y vuelve a aumentar hasta llegar a 350 rad/s en el final de la simulación, mientras que la velocidad angular de entrada, llega a tomar el valor de 1745 rad/s teniendo anteriormente un pico en 500 rad/s.

5.2 Resultados de la caja de cambios original

Una vez realizados todos los ensayos con la caja de cambios original se recogen los resultados de cada uno de ellos, utilizando como valores de referencia a la hora de hacer una comparativa los mostrados en la tabla 5-1:



<i>Ensayo</i>	Par máximo	Velocidad final	Velocidad angular de entrada	Velocidad angular de salida
<i>Impulse torque</i>	150 Nm	250 km/h	3055 rad/s	622 rad/s
<i>Ramp torque</i>	150 Nm	300 km/h	3670 rad/s	735 rad/s
<i>Step torque</i>	150 Nm	275 km/h	3500 rad/s	690 rad/s
<i>Tip-in Tip-out torque</i>	150 Nm	275 km/h	3500 rad/s	655 rad/s
<i>Rock cycle torque</i>	150 Nm	143 km/h	1745 rad/s	350 rad/s

Tabla 5-1: Resultados de los ensayos con la caja de cambios original

La velocidad máxima se alcanza en el ensayo de rampa, llegando hasta 300 km/h, mientras la velocidad menor se alcanza en el ensayo de “rock cycle”, donde el valor de par varia de forma significativa, alcanzándose 143 km/h.

Un aspecto a destacar es que en la caja de cambios original del Jeep la velocidad de salida es siempre menor que la velocidad de entrada, por lo que la caja de cambios tiene una relación de reducción.

5.3 Análisis de la CVT

Una vez realizados los ensayos del Jeep con la caja de cambios original se reemplaza ésta por la CVT diseñada, para realizar las mismas simulaciones y poder realizar una comparativa del comportamiento de ambas.

Un punto a tener en cuenta a la hora de simular la caja de cambios variable es el hecho de que la caja de cambios se optimizó con las hipótesis de estar situada en un modelo distinto al utilizado en Adams Driveline. En el caso de dicha optimización, se simuló el comportamiento de la CVT dentro de un Audi A3 (anexo II), lo que conllevó el cálculo de un momento resistente con los parámetros específicos de este modelo, por lo que al introducir dicha caja con las medidas optimizadas para un Audi A3 en un Jeep, es lógico que no alcance la velocidad máxima que se obtiene con su caja de cambios original. Simplemente comparando las masas ya se obtiene la primera diferencia, en el caso del Audi tenía un peso en vacío de 1320 Kg mientras que el Jeep tiene 1977 kg, como se especifica en los anexos I y II.

La finalidad del presente trabajo no es que se alcance la máxima velocidad obtenida por la caja de cambios original, ni tampoco que se alcance la velocidad máxima alcanzada en el anterior trabajo de optimización (183 km/h), en este trabajo se pretende estudiar el comportamiento de la CVT dentro de un vehículo completo y comparar el funcionamiento de la misma en cuanto a lo que se estimó hipotéticamente. Para poder alcanzar el máximo de la velocidad alcanzada por su caja de cambios original habría que rehacer el trabajo realizado en el anterior trabajo de fin de grado, recalculando el momento resistente, y optimizando el diseño de la caja de cambios continuamente variable a partir de las medidas de cada parte, realizando estudios de sensibilidad de cada una de las variables, con sus posteriores optimizaciones.

Por otro lado, a la hora de realizar los ensayos del vehículo con la CVT es importante tener en cuenta la duración de las simulaciones. En este caso necesitaremos un tiempo mayor al utilizado en las simulaciones realizadas en el Jeep. Esto es debido a la propiedad del reductor epicicloidal montado de forma invertida, por la que al aplicarse una aceleración al porta satélites, bloqueando al planeta, la respuesta de la corona es una aceleración con una evolución similar y como consecuencia de la aceleración del porta satélites, se genera un par en el eje de salida, en el planeta, que está bloqueado.

5.1.1 Par de impulso (Impulse torque)

Se seleccionan como valores para los parámetros del ensayo los mostrados a continuación:

- Par constante: 100 Nm.
- Amplitud de impulso: 50 Nm.
- Tiempo de comienzo de impulso: 15 s.
- Longitud de ciclo: 25 s.

En primer lugar, se muestra en la figura 5-18 el par de entrada definido en el ensayo:

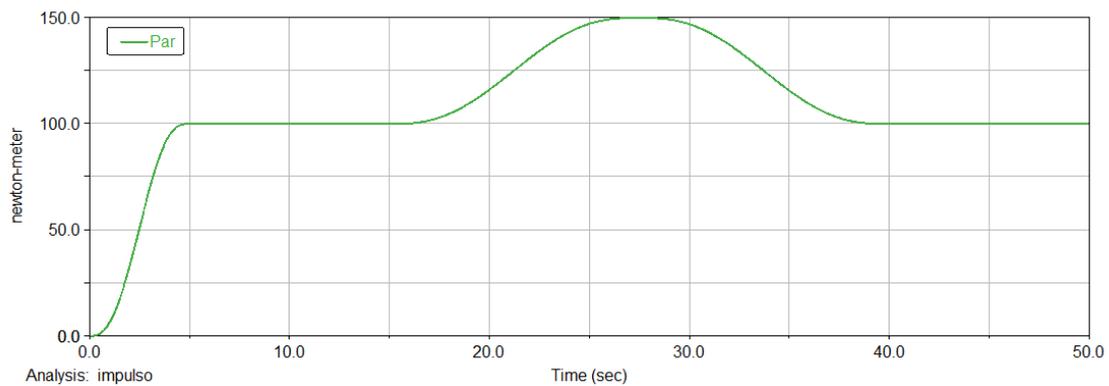


Figura 5-18: Evolución del par en el ensayo de “par de impulso”

En la figura se aprecia como el par, de color verde, se estabiliza en el valor constante en el segundo 5 con un valor de 100 Nm y se incrementa hasta 150 Nm en el segundo 28, volviendo al par constante en el segundo 40, sin rizado en la señal.

Los resultados obtenidos del ensayo de impulso de par en el vehículo con la caja de cambios variable se muestran y comentan a continuación.

El caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-19 de color morado:

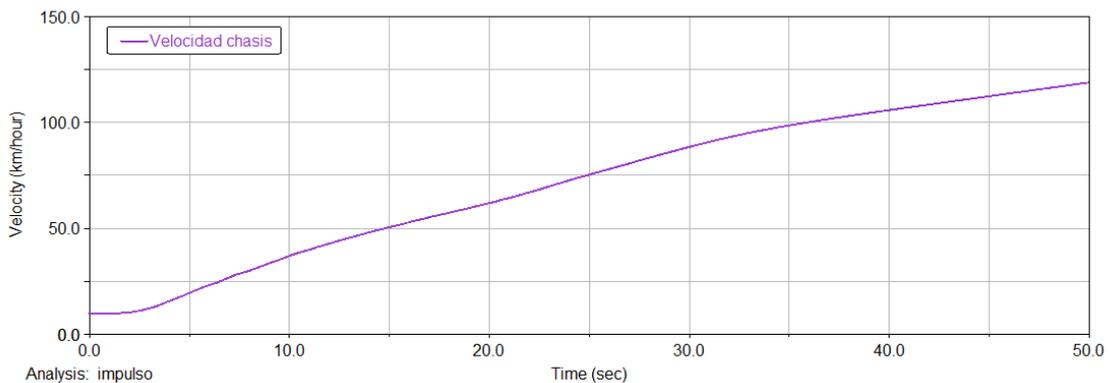


Figura 5-19: Velocidad del vehículo con la caja de cambios variable

El vehículo comienza el ensayo con una velocidad de 10 km/h como se ha definido en los parámetros iniciales del ensayo, obteniéndose a los 50 segundos una velocidad final de 118 km/h con una evolución suave, representada en color morado.

En último lugar, se muestran en la figura 5-20 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (w_e), y la velocidad de salida (w_s) ya rectificadas.

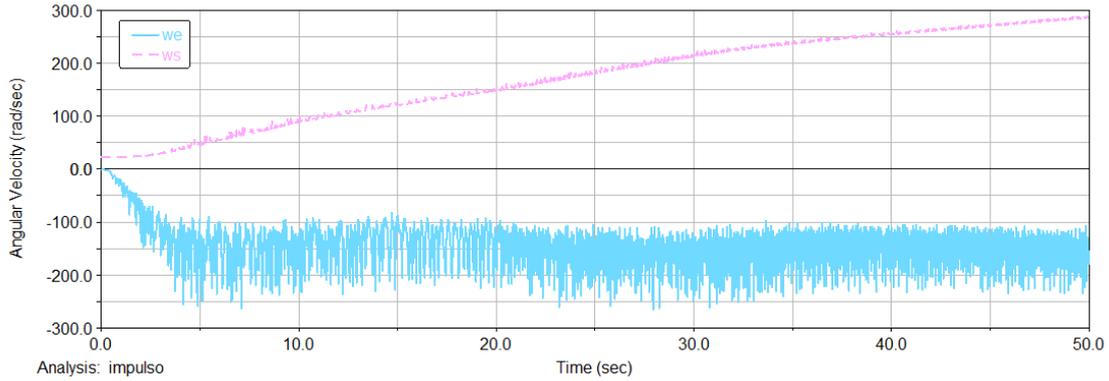


Figura 5-20: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable

La velocidad angular de entrada, representada en color celeste, alcanza los 200 rad/s al final del ensayo, mientras que la velocidad angular de salida, representada en color rosa, asciende a 300 rad/s al final del ensayo, que teniendo en cuenta el radio de neumático y la relación de transmisión serían los 118 km/h que se muestran en la gráfica de la velocidad comentada anteriormente (figura 5-19).

La velocidad de entrada en este caso varía entre 100 y 200 rad/s, con una rizado constante. Este efecto es provocado por el funcionamiento del tren epicicloidal, como se comentaba de manera detallada en el trabajo de fin de grado [2], a causa de los diferentes modos de funcionamiento que se dan, ya se esté cediendo o absorbiendo potencia la corona. Este suceso se evitaba en el diseño de la caja de cambios en el trabajo de fin de grado con la utilización de un disco de inercia en la entrada, modelándolo hasta tener una velocidad de entrada uniforme y sin rizo.

Para comprobar que la caja de cambios se está conectando correctamente tanto al motor como a la transmisión, se comprueba que coinciden las velocidades, como se muestra en las figuras 5-21 y 5-22.

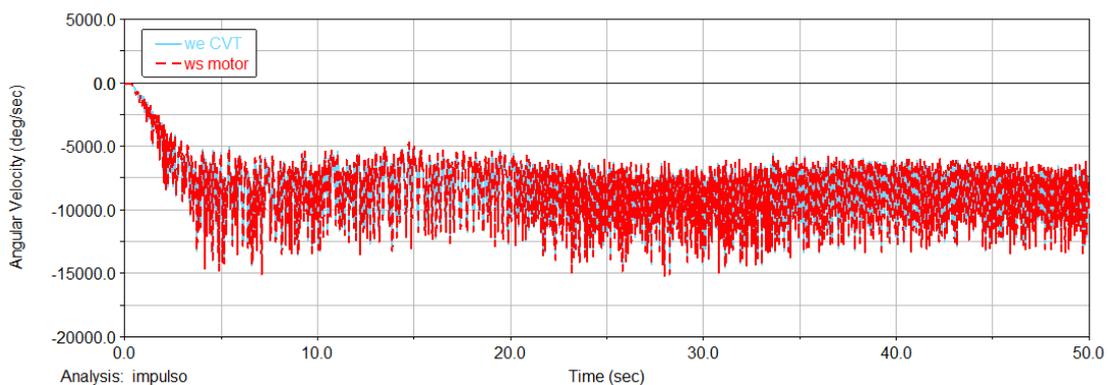


Figura 5-21: Comprobación de conexión con el motor

En la figura 5-21 se comprueba que la velocidad de entrada de la caja de cambios, representada de color celeste, coincide con la de salida del motor representada en color rojo, por lo que se están conectando correctamente.

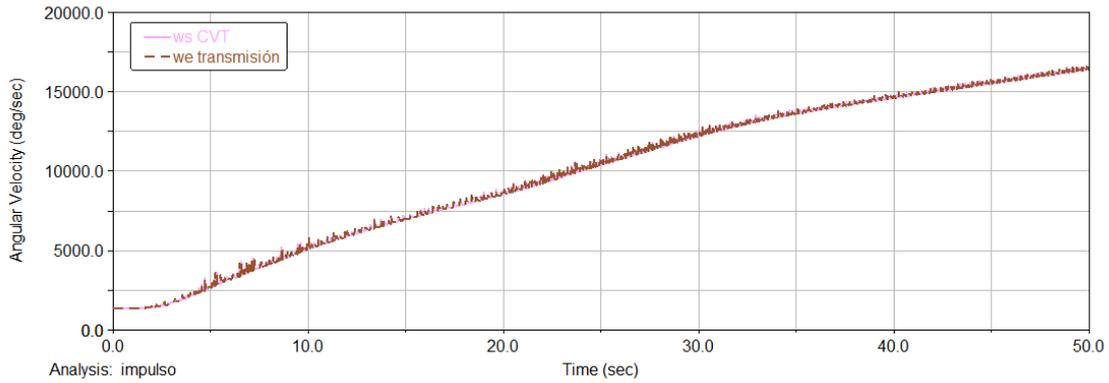


Figura 5-22: Comprobación de la conexión con la transmisión

En la figura 5-22 se comprueba como la velocidad de salida de la caja de cambios, representada en rosa, coincide con la velocidad de entrada de la transmisión, representada en marrón, por lo que la caja de cambios está conectada de manera correcta con la transmisión.

5.1.2 Par en rampa (Ramp torque)

Se seleccionan como valores de los parámetros para el ensayo los mostrados a continuación:

- Valor inicial de par: 100 Nm.
- Rampa: 1.25 Nm.
- Tiempo de inicio de rampa: 10 segundos.

Se selecciona dicho valor de pendiente con la finalidad de llegar a un par máximo de 150 Nm en el total de la simulación.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-23:

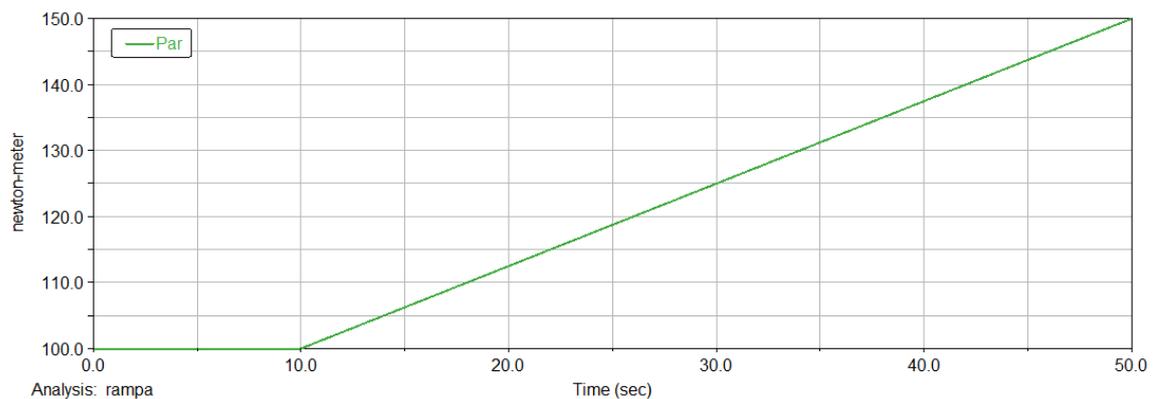


Figura 5-23: Evolución del par en el ensayo “par en rampa”

La gráfica muestra como el valor del par, de color verde, se mantiene estable en 100 Nm hasta el segundo 10, donde comienza a incrementar de forma proporcional llegando a los 150 Nm en el segundo 50.

Los resultados obtenidos del ensayo de par en rampa en el vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-24 de color morado:

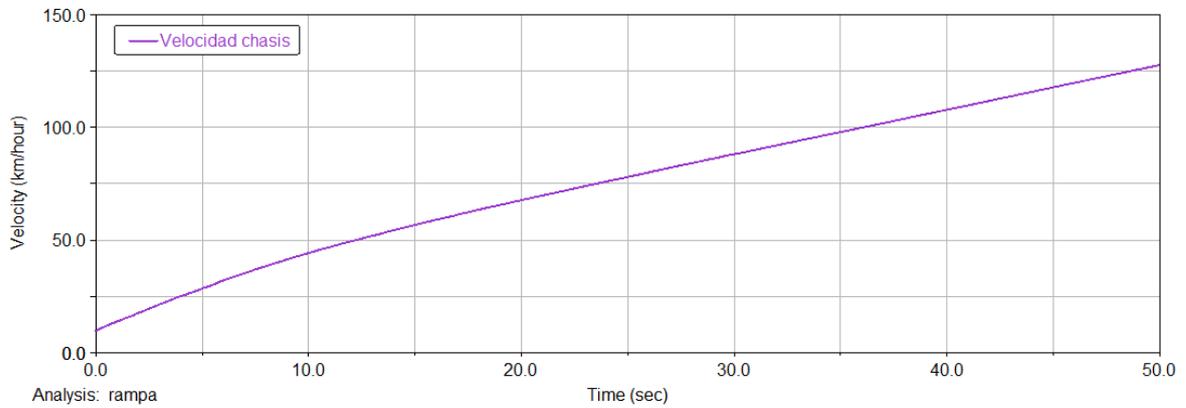


Figura 5-24: Velocidad del vehículo con la caja de cambios variable

La velocidad del vehículo comienza en el valor indicado de 10 km/h y se incrementa sin picos hasta llegar al valor de 127 km/h al finalizar el ensayo.

Como últimos resultados, se muestran en la figura 5-25 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (we), y la velocidad de salida (ws) ya rectificada.

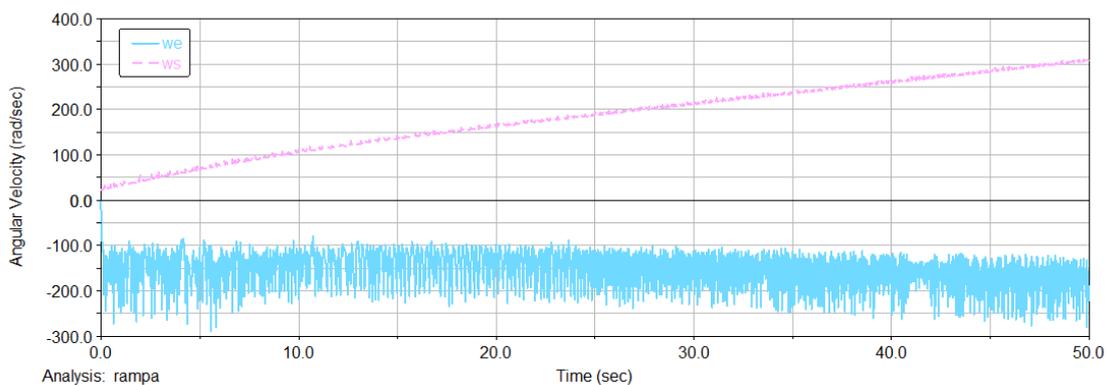


Figura 5-25: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable

La evolución de la velocidad de salida es suave y sin picos, mientras que la velocidad de entrada sufre una rizarura de unos 100 rad/s y se mantiene en el tiempo, alcanzándose como velocidad de entrada máxima 225 rad/s proveniente del motor y representada en color celeste, y como velocidad de salida máxima 305 rad/s, representada en color rosa discontinuo.

5.1.3 Par en escalón (Step Torque)

Los parámetros seleccionados para el ensayo de escalón son los mostrados a continuación:

- Valor inicial de par: 50 Nmm.
- Valor final de par: 150 Nmm.
- Tiempo de inicio del escalón: 10 segundos.
- Duración del escalón: 30 segundos.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-26:

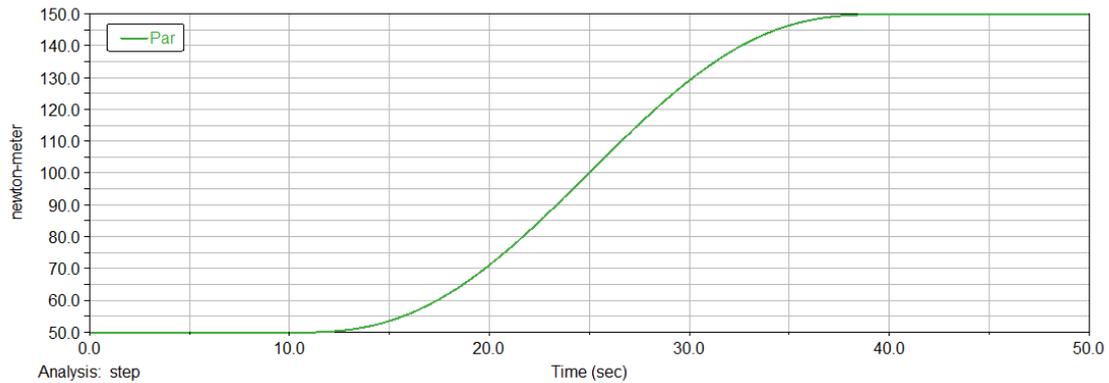


Figura 5-26: Evolución del par en el ensayo "par en escalón"

El par de entrada proveniente del motor, de color verde, evoluciona desde el valor constante inicial 50 Nm, incrementando de forma suave desde el segundo 10 hasta el segundo 40, llegando al valor de 150 Nm.

Los resultados obtenidos del ensayo de par en escalón en el vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación.

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-27 de color morado:

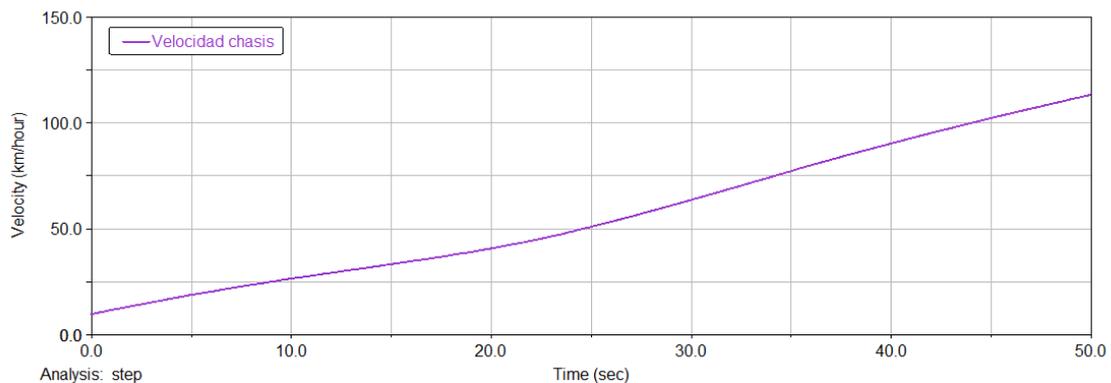


Figura 5-27: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable

La velocidad del vehículo comienza en 10 km/h como se marca en el cuadro inicial del ensayo y alcanza a los 50 segundos un valor de 113 km/h sin picos ni rizada.

Por último, se muestran en la figura 5-28 las velocidades de entrada (w_e) al sistema proveniente del motor, y la velocidad de salida (w_s) ya rectificada.

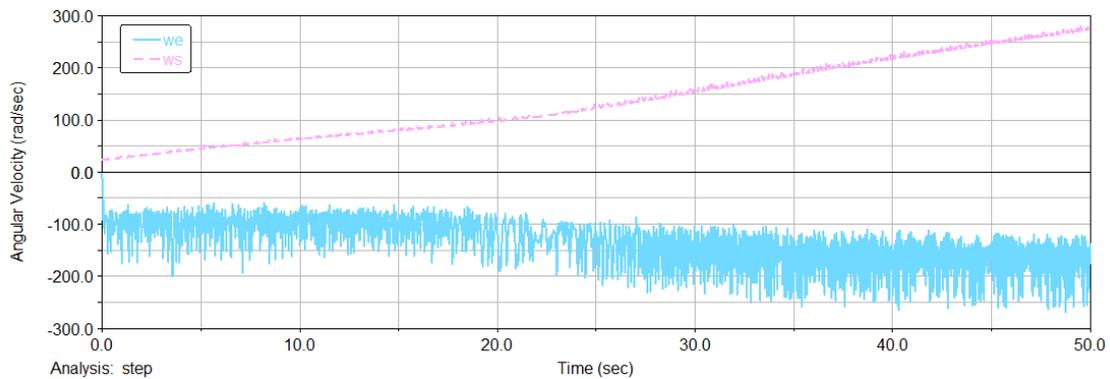


Figura 5-28: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable

La velocidad angular del eje de entrada, de color celeste, asciende hasta los 189 rad/s, mientras que la velocidad angular de salida, de color rosa discontinuo, alcanza los 276 rad/s. En este caso se repite el comportamiento comentado en los anteriores ensayos, donde la velocidad de salida tiene una evolución suave en contraposición a la de entrada, que sufre rizado contante.

5.1.4 Par en bajada y subida (Tip In – Tip Out Torque)

Se seleccionan como parámetros del ensayo los mostrados a continuación:

- Coast torque amplitude: 20 Nmm
- Drive torque amplitude: 150 Nmm
- Start time: 15 s.
- Time up: 10 s.
- Time for constant par: 15 s.
- Time down: 10 s.

En primer lugar, se muestra el par de entrada definido en el ensayo en la figura 5-29:

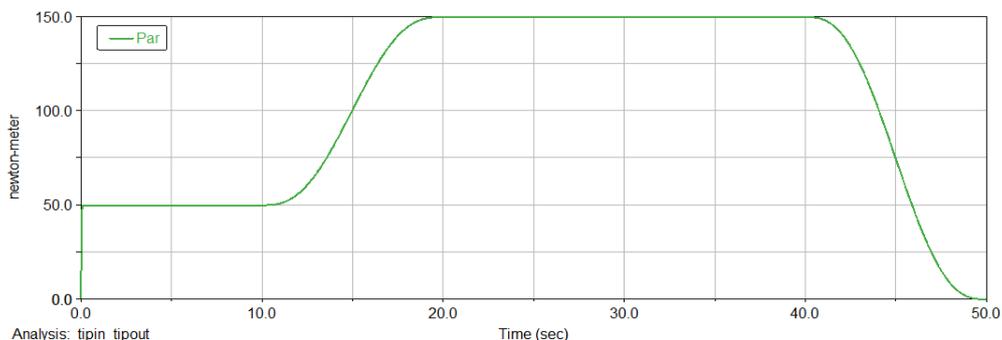


Figura 5-29: Evolución del par en el ensayo "par en bajada y subida"

El par de entrada proveniente del motor, representado en color verde, se incrementa en un principio hasta el valor de 20 Nm para aumentar de manera suave hasta los 150 Nm,

manteniéndose en este valor hasta el segundo 15 donde comienza a disminuir sin cambios bruscos.

Los resultados obtenidos del ensayo “Tip-in Tip-out” del vehículo con la caja de cambios original se muestran y comentan a continuación:

En primer lugar, el caso de la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-30 de color morado:

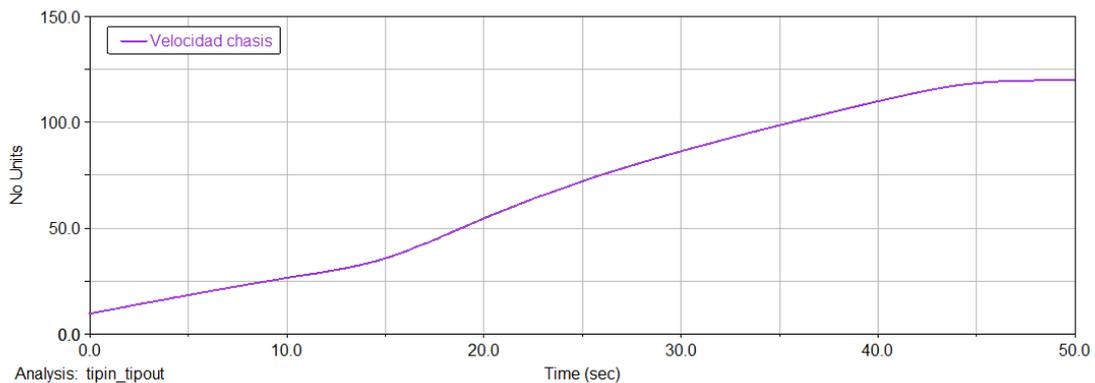


Figura 5-30: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable

La evolución de la velocidad del vehículo comienza en el valor elegido en el cuadro de parámetros de ensayo (10 km/h) y evoluciona incrementándose hasta llegar a 105 km/h, donde se estabiliza una vez disminuye el par.

Por último, se muestran en la figura 5-31 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (w_e), y la velocidad de salida (w_s) ya rectificadas.

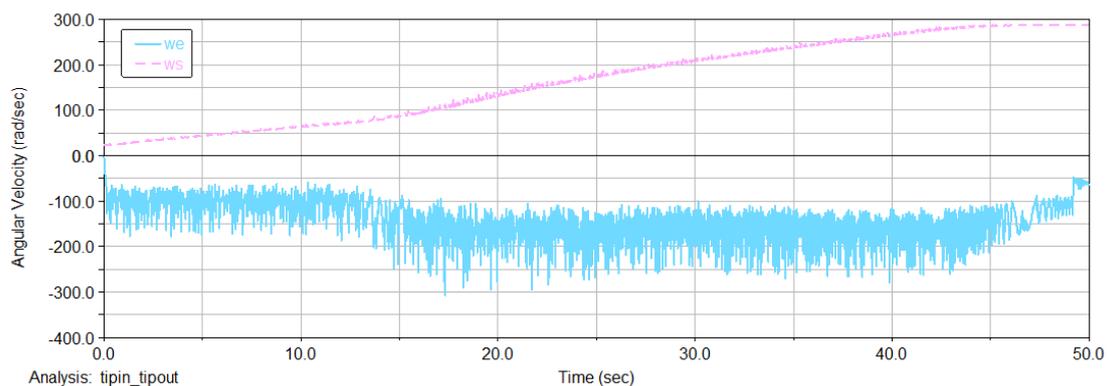


Figura 5-31: Velocidad angular de entrada y salida de la caja de cambios variable

Se observa como la velocidad angular de salida, representada en color rosa, asciende de manera suave hasta el valor de 275 rad/s, mientras que la velocidad angular de entrada, representada en color celeste, llega a tomar el valor de 150 rad/s, en este caso con una rizarura que alcanza hasta los 200rad/s de diferencia entre dos puntos consecutivos de la velocidad de entrada.

5.1.5 Par en ciclo (Torque Rock Cycle)

Este ensayo se trata de aplicar un par negativo, o lo que es lo mismo aplicar una velocidad en un sentido en el eje de entrada de la caja de cambios, para posteriormente aplicar el par en sentido contrario, por lo que la velocidad de entrada en la caja de cambios original cambia de sentido, como se muestra en la figura 5-17. En el caso de la caja de cambios variable esto no es posible, ya que sea cual sea la dirección de la velocidad de entrada, la rectificación hecha por las ruedas libres y sus engranajes consiguen que la velocidad de salida sea en una única dirección, es por eso que este ensayo sería similar al ensayo “Tip-in Tip-out” si se realiza en la caja de cambios variable. Se realiza la prueba para demostrarlo con los siguientes parámetros:

- Max forward torque: 150 Nmm.
- Max rearward torque: 50 Nmm.
- Distance: 50 m.
- Shift time: 20 s.

En primer lugar, la evolución de la velocidad del vehículo se muestra en la figura 5-32:

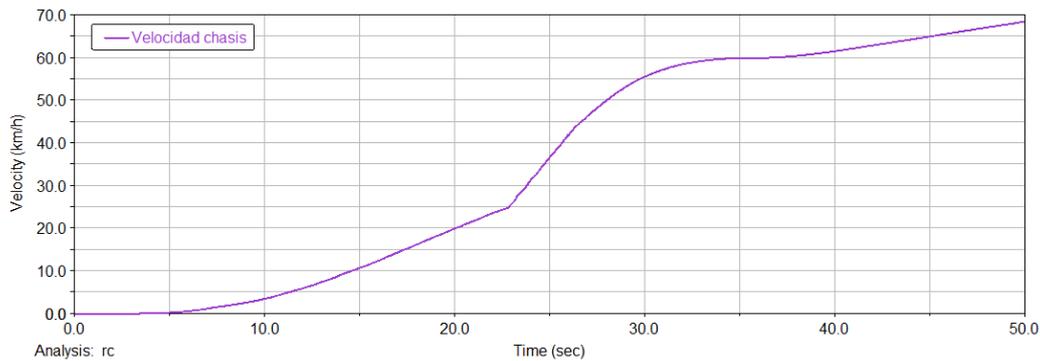


Figura 5-32: Velocidad del vehículo con caja de cambios variable

En este caso, la evolución de la velocidad varía aumentando en toda la simulación, sin tener parte decreciente como pasaba en la caja de cambios del Jeep, hasta alcanzar el valor de 70 km/h.

Por otro lado, se muestran en la figura 5-33 las velocidades de entrada al sistema proveniente del motor (we), y la velocidad de salida (ws) ya rectificadas.

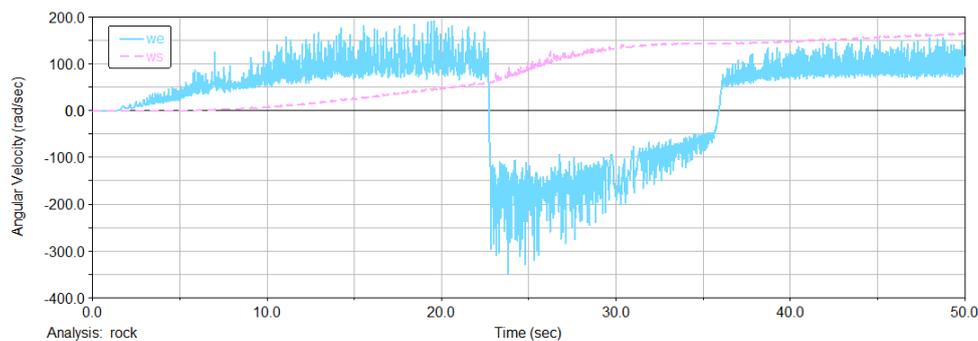
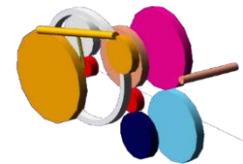


Figura 5-33: Velocidades de entrada y salida de la caja de cambios variable

Se observa como la velocidad angular de salida, de color rosa discontinuo, asciende de manera suave hasta el valor de 75 rad/s, y sin descender su valor sigue aumentando hasta llegar a 155 rad/s, con una distribución similar a la comentada en el ensayo anterior en la figura 5-31, mientras que la velocidad angular de entrada, de color celeste, tiene la variación de sentido como indica el ensayo pasando de velocidad positiva con valor de 150 a valor negativo de 200 rad/s. Con esto se demuestra que el resultado del ensayo sería similar al ensayo de Tip-in Tip-out y no serviría en este caso como comparación para el comportamiento, ya que la velocidad de salida no cambia de sentido en ningún momento.

5.4 Resultados de la caja de cambios variable

Una vez realizados todos los ensayos con la caja de cambios variable se obtienen los resultados de cada uno de ellos, utilizando como valores de referencia a la hora de hacer una comparativa los mostrados en la tabla 5-2:



<i>Ensayo</i>	Par máximo	Velocidad final	Velocidad angular de entrada	Velocidad angular de salida
<i>Impulse torque</i>	150 Nm	118 km/h	200 rad/s	300 rad/s
<i>Ramp torque</i>	150 Nm	127 km/h	225 rad/s	305 rad/s
<i>Step torque</i>	150 Nm	105 km/h	150 rad/s	275 rad/s
<i>Tip-in Tip-out torque</i>	150 Nm	113 km/h	189 rad/s	276 rad/s
<i>Rock cycle torque</i>	150 Nm	70 km/h	155 rad/s	200 rad/s

Tabla 5-2: Resultados de los ensayos con la caja de cambios variable

La velocidad máxima se alcanza en el ensayo de rampa, al igual que sucedía en el ensayo de la caja de cambios original del Jeep, llegando hasta 127 km/h, mientras la velocidad menor se alcanza en el ensayo de “rock cycle”, donde el valor de par varía de forma significativa, donde se alcanzan 70 km/h.

En cuanto a la comparativa de funcionamiento entre ambas cajas de cambios, también coinciden en que ambas alcanzan la misma velocidad de salida en los ensayos “step torque” y “tip.in tip-out”.

Las velocidades de entrada y salida en cuanto a valores no son comparables debido a lo comentado anteriormente, la caja de cambios variable esta optimizada para un modelo diferente al modelo utilizado en los ensayos y con unas hipótesis de funcionamiento teóricas.

Para comparar las velocidades sería necesario comparar el comportamiento de la caja de cambios variable dentro del vehículo con las simulaciones que se realizaron en el trabajo fin de grado, donde se diseñó y optimizó la caja de cambios.

6. Análisis de la caja de cambios teórica

En el pasado trabajo fin de grado “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo” se realizó la optimización a par máximo de entrada de la caja de cambios variable para un vehículo concreto, audi A3, con unas hipótesis de momento resistente adecuado al mismo, y para eliminar la rizadura que aparecía en la velocidad de entrada de la caja de cambios se añadía un disco de inercia que se modelaba manualmente (figura 6-1).

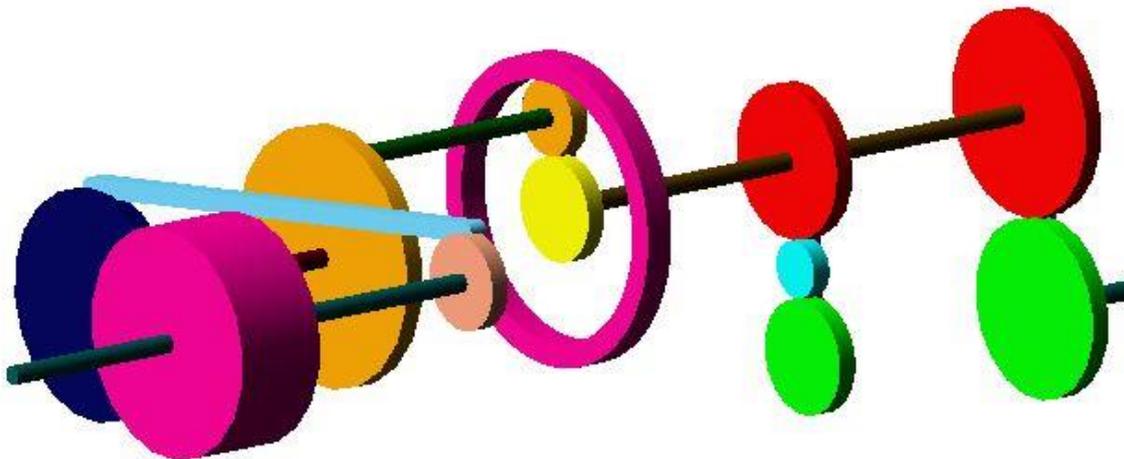


Figura 6-1: Diseño de la caja de cambios variable

Para comprobar como actuaría la CVT en comparación a estar introducida en un vehículo completo, se utiliza el diseño de Adams View realizado en dicho trabajo fin de grado, y se introduce un par similar al utilizado en uno de los ensayos realizados en el punto 5.3, para poder comparar la situación real del vehículo completo con las hipótesis que se realizaron. Se elige el ensayo de escalón y se introduce un par igual al utilizado en la simulación de dicho ensayo. En la figura 6-2 se muestra el par de entrada de color verde:

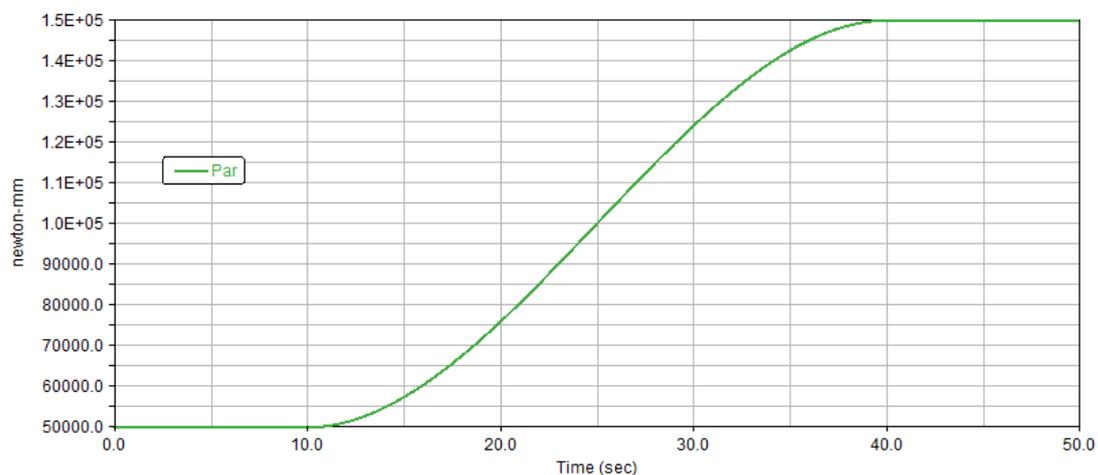


Figura 6-2: Par de entrada definido

Para simular el funcionamiento del Jeep es necesario calcular el momento resistente de dicho vehículo, como se muestra en el anexo IV, e introducirlo en el diseño de Adams View.

En la figura 6-2 se muestra el par de entrada que se ha definido para este análisis, haciéndolo coincidir con el par que se usaba en el análisis de escalón del punto 5.1.3.

Las velocidades angulares de entrada proveniente del motor (w_e) y de salida de la caja de cambios (w_s) se muestran en la figura 6-2:

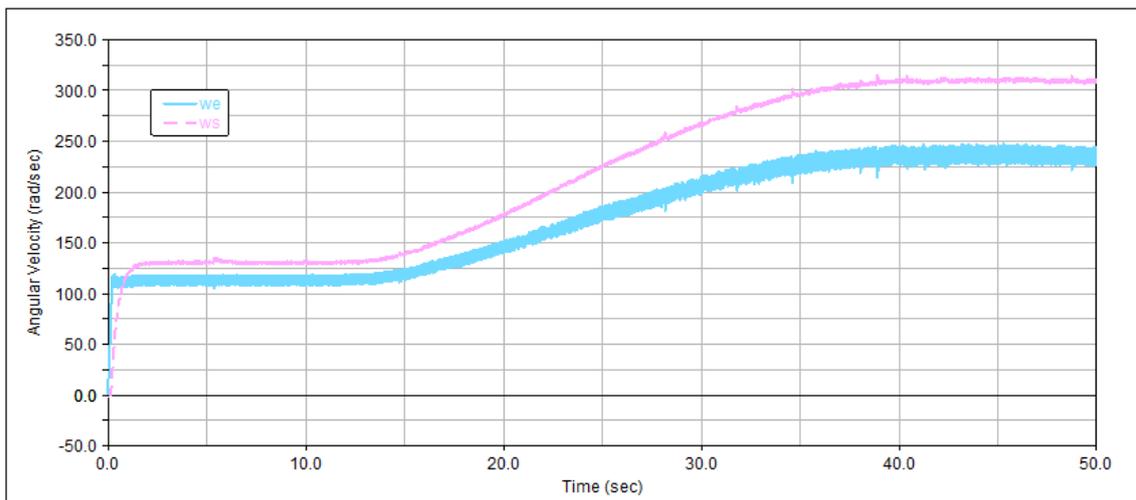
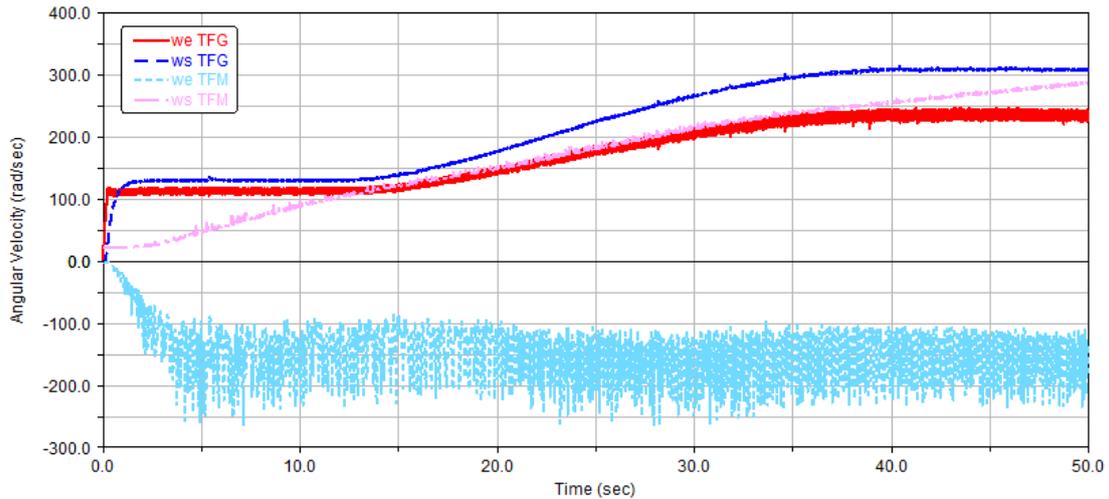


Figura 6-3: Comportamiento de la CVT en Adams Driveline

En la figura 6-2 se representa de color celeste la velocidad angular de entrada de la caja de cambios que alcanza los 230 rad/s a los 40 segundos de la simulación. Se puede ver la diferencia entre el comportamiento real dentro del vehículo que se obtiene en el punto 5.3, donde la rizado de la señal era de unos 100 rad/s mientras que en esta simulación aparece una rizado de no más de 30 rad/s.

Como velocidad de salida, representada en color rosa, se obtienen 309 rad/s al finalizar la simulación, lo que serían 130 km/h, un valor más elevado que el obtenido dentro del vehículo real (118 km/h), pero con una diferencia mucho menor a la encontrada con la caja de cambios real (180 km/h).

Se comprueba con ello que la caja de cambios variable diseñada en el anterior trabajo fin de grado, sometida al par del ensayo que utilizábamos en el vehículo completo, se comporta de forma similar en cuanto al funcionamiento, alcanzando velocidades muy similares, como se comprueba en la figura 6-4 donde se ponen ambos resultados:



Como se puede comprobar en la figura, en ambos ensayos la velocidad de salida llega al mismo valor (300 rad/s), de color azul se representa la velocidad angular de salida de la caja de cambios en el estudio de Adams View y la velocidad angular de salida del ensayo de Adams Driveline se representa en color rosa.

La diferencia aparece en la velocidad de entrada y no en el valor, ya que ambas alcanzan valores similares, en color rojo se encuentra la velocidad de entrada en Adams View que alcanza los 240 rad/s mientras en celeste se representa la velocidad de entrada del análisis en Adams Driveline, que alcanza los 200 rad/s. La gran diferencia se encuentra en la rizado que comentábamos en los apartados anteriores, y es que en el trabajo de fin de grado utilizamos un disco de inercia de entrada en Adams View, modelándolo a medida para poder disminuir la rizado en la señal, pero como se comprueba esa hipótesis no es real. El comportamiento real que sufriría el eje de entrada es el representado en color celeste, analizado en Adams Driveline dentro del vehículo real.

7. Conclusiones

Tras la realización de todos los ensayos, tanto del vehículo turismo Jeep con su caja de cambios original como con la caja de cambios variable diseñada en el anterior trabajo, queda comprobado que ambas cajas de cambio responden de manera positiva ante los ensayos realizados, ya que aumentan su velocidad de forma progresiva al aumentar el par de entrada y responden de igual manera al disminuir el par, estabilizándose en la velocidad alcanzada o disminuyendo la misma, pero los valores alcanzados no son comparables.

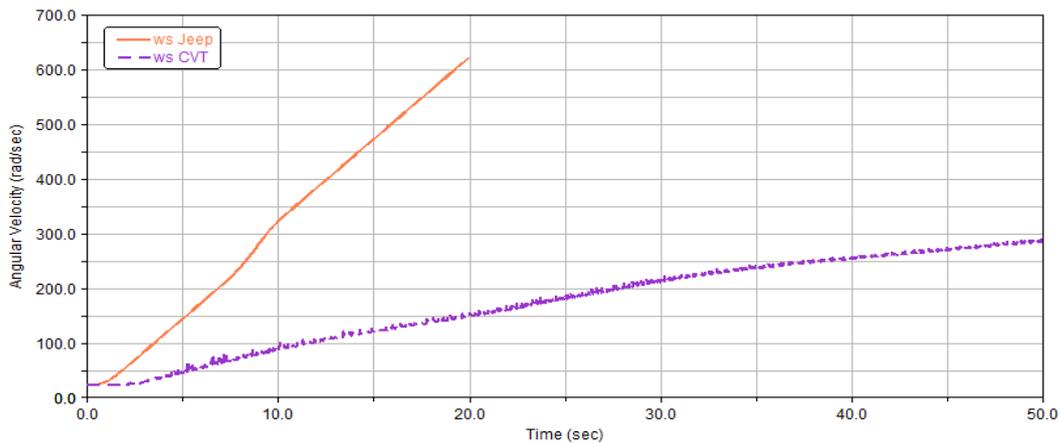


Figura 7-1: Comparación del comportamiento en el ensayo de impulso

En la figura 7-1 se muestran ambas velocidades alcanzadas en los ensayos de impulso de cada una. En naranja se representa la velocidad angular de salida de la caja de cambios original del Jeep, y en color morado la velocidad angular de salida de la CVT.

En cuanto al funcionamiento ante los ensayos, la única diferencia encontrada es la comentada en el ensayo de "Rock cycle", donde no se comportaban de la misma manera ambas cajas de cambio debido a las configuraciones de ambas cajas (figura 7-2):

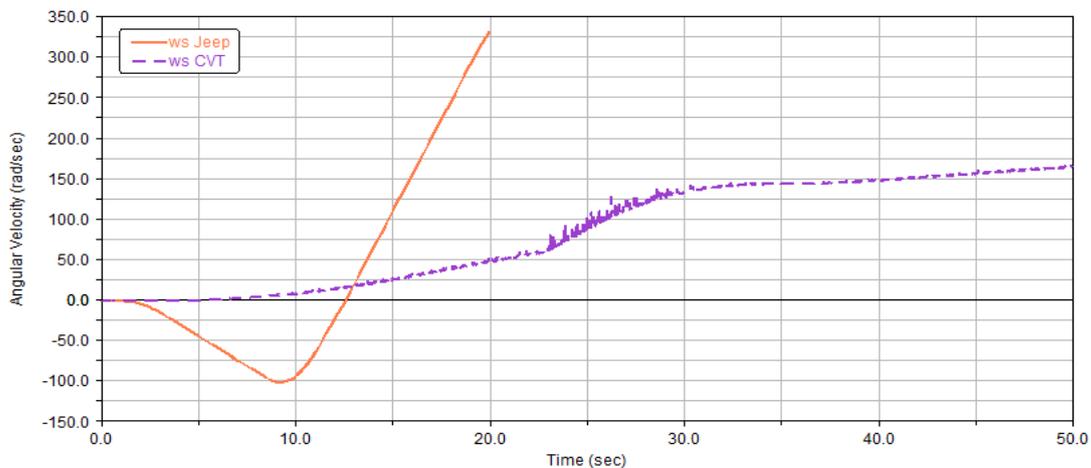


Figura 7-2: Comparación del comportamiento en el ensayo "rock cycle"

- La caja de cambios original del Jeep contaba con engranajes que simulaban las diferentes marchas, y los análisis se realizaron seleccionando la primera marcha, por lo que la relación de velocidades era reductora y el sentido del movimiento de la velocidad de entrada de la caja de cambios será siempre contrario al sentido de la velocidad de salida.
- En cuanto al comportamiento de la caja de cambios variable, el avance de la velocidad de salida siempre es en el mismo sentido, indistintamente del sentido de la velocidad de entrada, debido al carácter rectificador de la caja de cambios a través de las ruedas libres y sus engranajes.

Otro aspecto que diferencia ambas cajas es que la caja de cambios variable necesita un mayor tiempo de simulación y una mayor frecuencia de paso entre puntos. Mientras que en la caja de cambios original del Jeep podíamos realizar la simulación con 100 pasos, lo que es lo mismo que dibujar la gráfica con 100 puntos) en la caja de cambios variables con 100 pasos perderíamos muchísima información del movimiento real del eje de entrada. Al realizar la simulación de la caja de cambios variable es necesario saber el valor de todas las variables en todo momento, y al ser las señales de la caja de cambios oscilantes, el paso de discretización debe ser muy pequeño para poder realizar los procesos internos de integración de forma precisa. Para explicar este fenómeno se realiza un ensayo de impulso simple, con los mismos valores de par constante e impulso (100 Nm y 50 Nm respectivamente), simulando en un primer caso con 100 pasos de discretización, y en segundo ensayo con 1000 pasos de discretización.

Las velocidades de entrada se muestran en la figura 7-3:

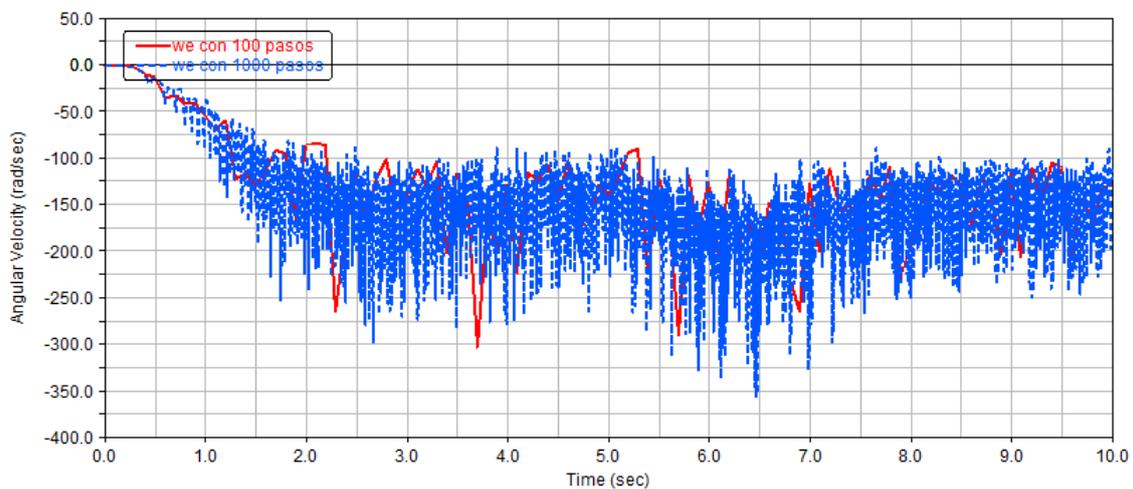


Figura 7-3: Velocidad de entrada de la CVT con diferentes discretizaciones

Ampliando en la figura se puede observar como en la primera simulación realizada con solo 100 pasos, representada en color rojo, se pierde mucha información necesaria sobre la velocidad de entrada real en cada momento, en comparación con la señal representada en azul, con 1000 pasos de discretización.

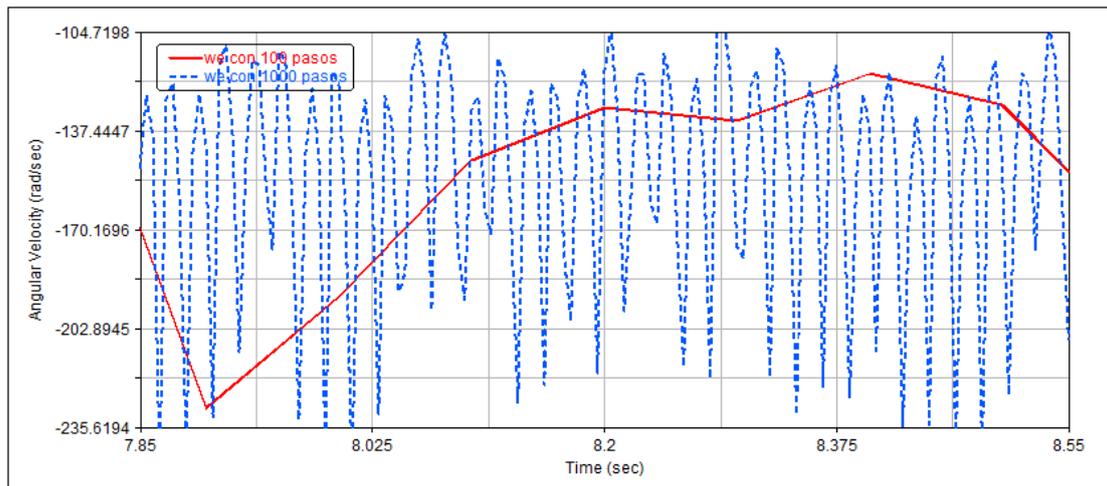


Figura 7-4: Detalle de la velocidad de entrada con diferentes discretizaciones

Se aprecia en la figura 7-4 como en medio segundo se pierde mucha información de la velocidad de entrada, ya que varía en 100 rad/s en centésimas de segundo, y si no se utiliza un número de pasos suficientes donde se encuentren bien definidas las variables podrían aparecer errores de funcionamiento y bloqueos.

En cuanto a la comparativa del funcionamiento de la caja de cambios variable dentro del Jeep, con el funcionamiento del diseño en Adams View del trabajo fin de grado, se muestra como con el diseño del disco de inercia que se incorporaba en la caja de cambios del trabajo fin de grado se elimina el comportamiento real que al introducir la caja de cambios en un vehículo aparece: la rizado de la señal de la velocidad de entrada.

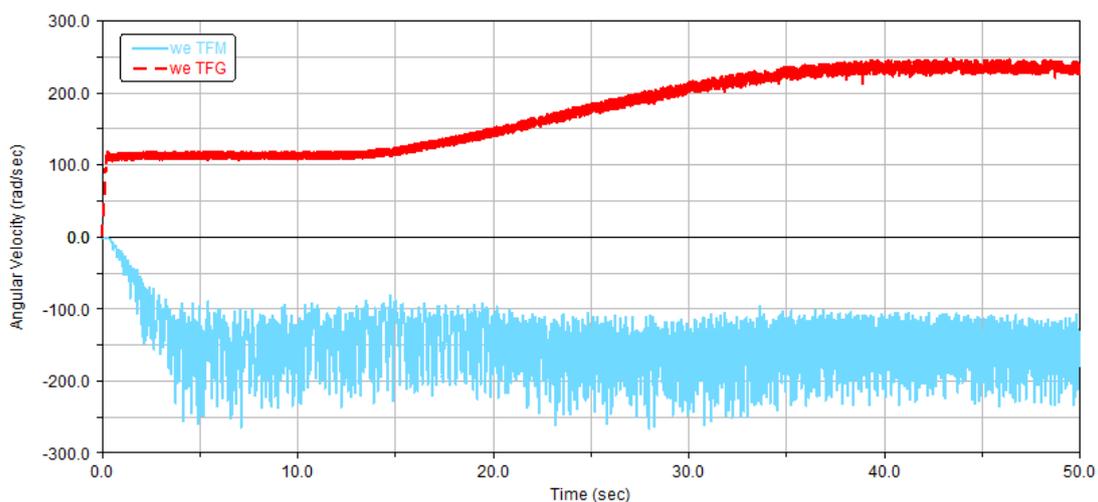


Figura 7-5: Comparativa de la CVT teórica y real en cuanto a velocidad de entrada

Se puede comprobar en la figura 7-5 como la velocidad de entrada en la CVT teórica, representada en rojo, aparecía una mínima rizado de unos 40 rad/s mientras en la velocidad de la CVT dentro del Jeep, representada en rosa, sufre una rizado de 150 rad/s.

En cuanto a la velocidad de salida, tanto el diseño teórico como el diseño real introducido en el jeep alcanzan la misma velocidad de salida: 300 rad/s, lo que corrobora que la optimización y el comportamiento que se había estudiado en el trabajo anterior era correcto.

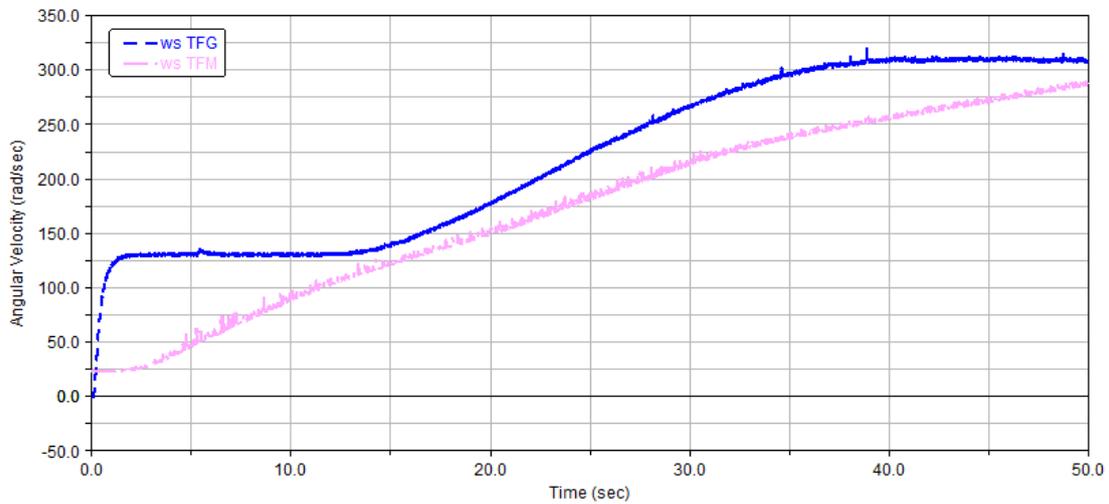


Figura 7-6: Comparativa de la CVT teórica y real en cuanto a velocidad de salida

En la figura 7-6 se muestran las diferencias en la velocidad de salida, en azul representada la caja de cambios simulada dentro de Adams View, con las hipótesis teóricas, y la velocidad de salida simulada dentro del Jeep de color rosa.

Una vez realizadas todas las comparaciones se puede concluir que la caja de cambios rectificadora en ambos sentidos puede acoplarse dentro de un vehículo real y se comportaría de manera parecida a las cajas de cambios del mercado llegando a alcanzar incluso su velocidad de salida, teniendo el inconveniente de la rizado que sufre la velocidad angular de entrada.

8. Trabajos futuros

Se pueden proponer trabajos futuros en la línea del estudio de este trabajo con el fin de ampliar los conocimientos:

- En el anterior trabajo de fin de grado “Diseño de transmisión variable para vehículo turismo” se comparaba el funcionamiento de dos diseños rectificadores: uno rectificaba en ambos sentidos el diseño del planeta utilizando dos ruedas libre, y el otro rectificaba en un único sentido el movimiento del planeta y bloqueaba el sentido contrario utilizando una única rueda libre.

En el presente TFM se ha estudiado la introducción del **sistema rectificador en ambos sentidos** del planeta en un vehículo real, y se ha comparado el funcionamiento teórico que se obtuvo en dicho TFG, con el funcionamiento real dentro del conjunto del vehículo completo.

Como trabajo futuro complementario se podría realizar el estudio del comportamiento del diseño del **sistema rectificador en un solo sentido** del movimiento del planeta, introduciéndolo en un vehículo completo, y haciendo las comparaciones realizadas entre el comportamiento teórico calculado en el trabajo de fin de grado y los resultados obtenidos dentro del vehículo real.

- Optimización de las medidas de la caja de cambios teniendo en cuenta las medidas reales físicas del vehículo seleccionado (Jeep) y sus parámetros, a través de un estudio en Adams View como el realizado en el trabajo de fin de grado: primero realizando el diseño en Adams View, calculando el momento resistente con los parámetros correspondientes al anexo I, para posteriormente realizar el estudio de sensibilidad de las variables, seleccionar las más sensibles y optimizar las medidas acorde a la optimización por parámetros.

9. Anexos

Anexo I: Datos del vehículo Jeep



Figura 9-1: Modelo Jeep

Tipo de Carrocería: Todoterreno	Material del bloque/culata: Aluminio
Número de puertas: 5	Diámetro: 77 mm
Longitud: 4.236 mm	Carrera: 85,8 mm
Anchura: 1.805 mm	Cilindrada: 1.598 cm ³
Altura: 1.667 mm	Relación de compresión: 11 a 1
Vía delantera: 1.541 mm	Válvulas por cilindro: 4
Vía trasera: 1.541 mm	Tipo de distribución: Un árbol de levas en la culata
Tipo de depósito: Gasolina 48 l	Alimentación: Inyección Indirecta.
Ángulo de entrada: 17,9 grados	Automatismo de parada y arranque del motor ("Stop/Start") Sí
Ángulo de salida: 29,7 grados	Tracción: Delantera
Combustible: Gasolina	Caja de cambios: Manual
Potencia máxima: 110 CV / 81 kW	Número de velocidades: 5
Revoluciones potencia máxima: 5.500 rpm	Tipo de Embrague: Embrague monodisco en seco
Par máximo: 152 Nm	Tipo de mecanismo: Pares de engranajes
Revoluciones par máximo: 4.500 rpm	Peso máximo autorizado: 2495 kg
Situación: Delantero transversal	Peso en vacío (publicado): 1977 kg
Número de cilindros: 4	
Disposición de los cilindros: En línea	

Anexo II: Datos del vehículo Audi A3



Figura 9-2: Modelo Audi A3

Potencia Máxima: 75 kW/ 5.500 r.p.m.

Par motor máxima: 150 Nm / 3.800-4000 r.p.m.

Caja de cambio: Manual de 6 velocidades

Desarrollo: 3,769/2,087/1,324/0,977/0,975/0,814

Marcha Atrás: 4,549

Diferencial: 3,1

Velocidad máxima: 207 km/h

Largo (milímetros): 4.238 mm

Ancho (milímetros): 1.765 mm

Alto (milímetros): 1.421 mm

Distancia entre ejes (mm): 2.578 mm

Vía delantera (mm): 1.534 mm

Vía trasera (mm): 1.507 mm

Peso (en vacío): 1.320 Kg

Neumáticos para Audi A3

Diámetros: 15.0" - 20.0"

Ancho (mm): 195 - 255

Anexo III: Diseño de la plantilla de la CVT en Adams Driveline

En este anexo se explica paso a paso la adaptación de la caja de cambios diseñada en el programa Adams View a la plantilla (*template*) que será utilizado en Adams Driveline.

Lo primero es abrir el programa Adams Driveline y seleccionar el modo “**Template Builder**” (figura 9-3) que será el que permitirá la creación y diseño de nuevas plantillas.

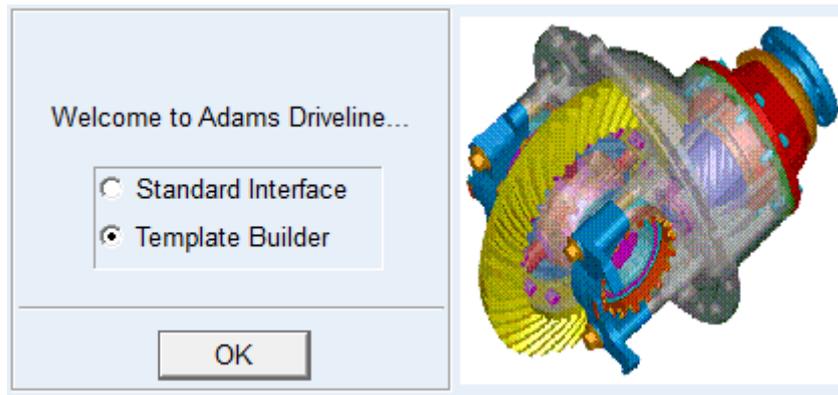


Figura 9-3: Selección del modo de funcionamiento

Como se comenta en el apartado 2.2, los *template* son plantillas que definen los componentes y tipologías de un subsistema. Estas modificaciones pueden hacerse en: Hardpoints, Parts y Attachments

Una vez que se abre el programa el primer paso es crear una nueva plantilla (figura 9-4): File → New.

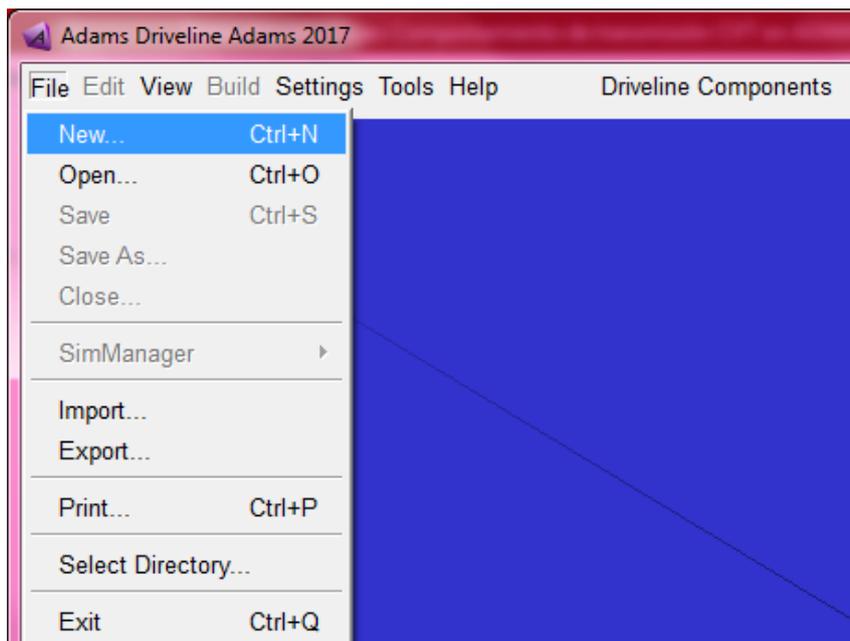


Figura 9-4: Creación de la plantilla

Se elige que tipo de plantilla se quiere crear de entre todas las posibles (figura 9-5), en este caso se elige “gearbox”, y se nombra la plantilla como se desee.

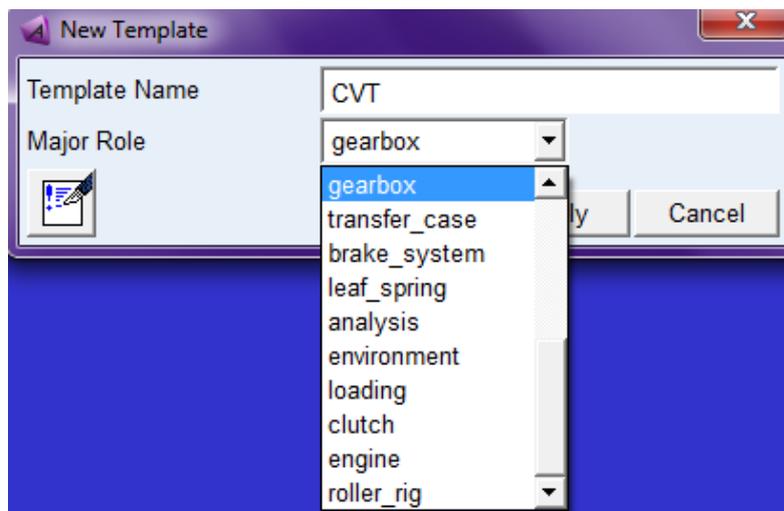


Figura 9-5: Elección del tipo de plantilla

Una vez se tiene la plantilla creada, el siguiente paso es definir un punto de referencia, por el cual estarán definidos todos y cada uno de los puntos de la caja de cambios, con la finalidad de que la plantilla trabaje como caja negra, es decir, moviendo ese punto de referencia se colocará la caja de cambios en el sitio correspondiente, y con dicho punto se moverá la caja completa. Esto facilitará la conexión y la introducción de la caja de cambios en el vehículo elegido. Para crear el punto de referencia se siguen los pasos mostrados en la figura 9-6: Build → Hardpoint → New y se introduce el nombre del punto y las coordenadas del mismo en formato (x,y,z).

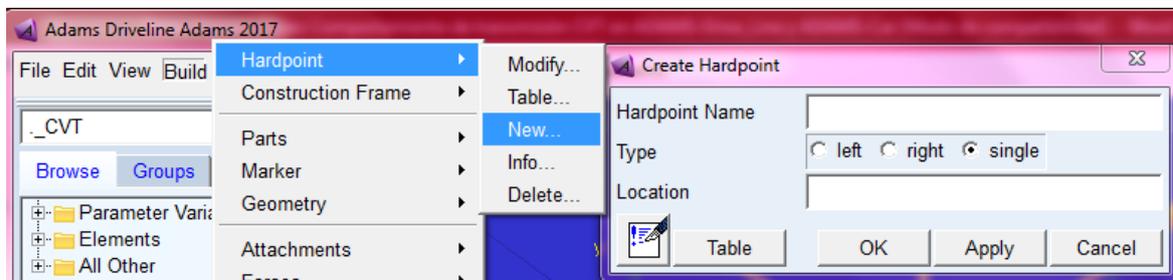


Figura 9-6: Crear un punto

Para crear cada parte de la caja de cambios que la completa se debe seguir una secuencia de pasos que será la misma:

1. Se define el marco de construcción (**construction frame**) del objeto que se va a modelar siguiendo los pasos de la figura 9-7: Build → Construction frame → New. Se introduce el nombre, la coordenada de referencia desde la cual se colocará el marco (en este caso el punto de referencia) y las coordenadas en formato (x,y,z), así como los ángulos de Euler (90,90,-90).

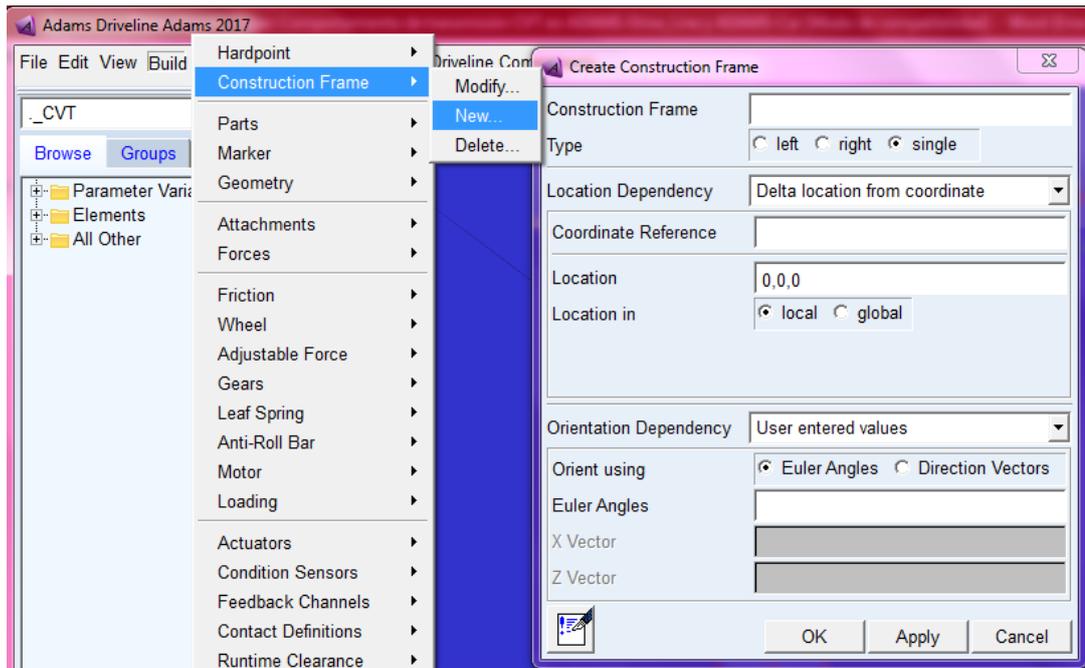


Figura 9-7: Creación del marco de construcción

2. Se crea el cuerpo (**part**) en el marco de construcción que se define en el paso 2, siguiendo los pasos de la figura 9-8: Build → Parts → General Part → New.

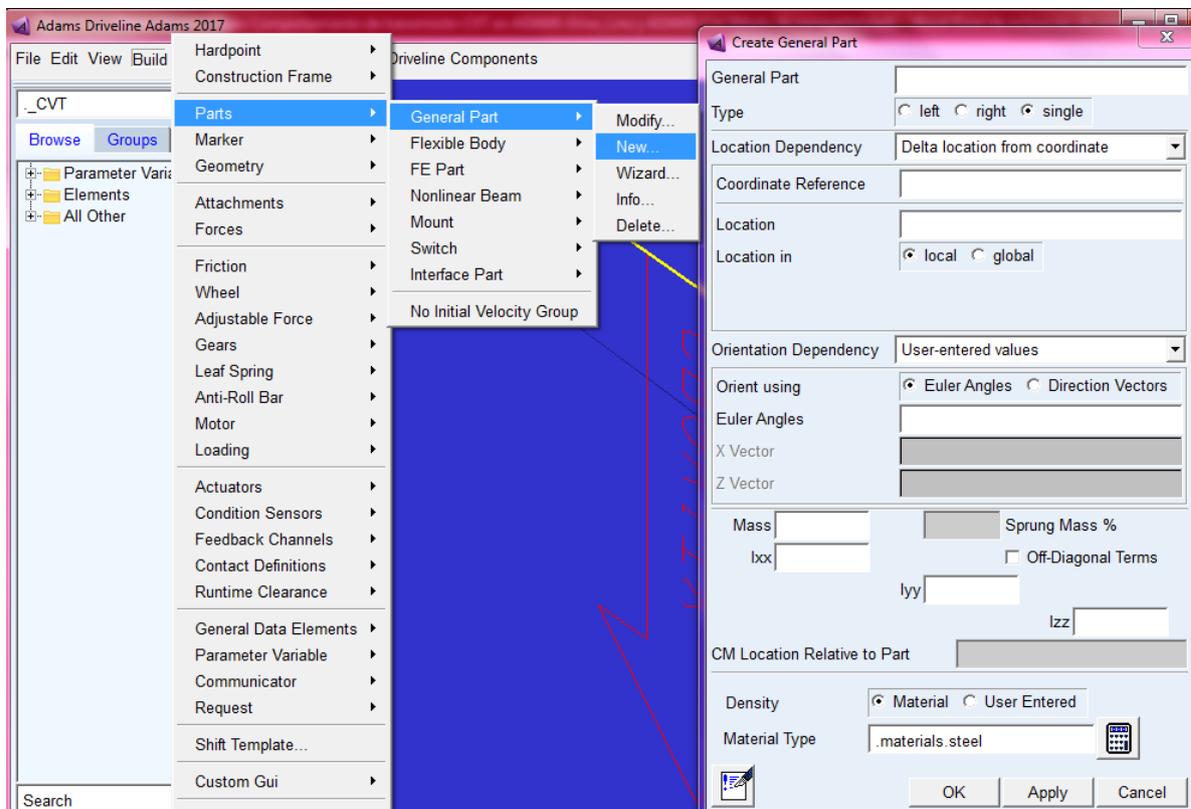


Figura 9-8: Creación del part

3. Se asigna al cuerpo creado y al marco de construcción una geometría concreta (**geometry**) de todas las que aparecen, en este caso todos los objetos de la caja de cambios serán cilindros. Se siguen los pasos de la figura 9-9: Build → Geometry → Cylinder → New.

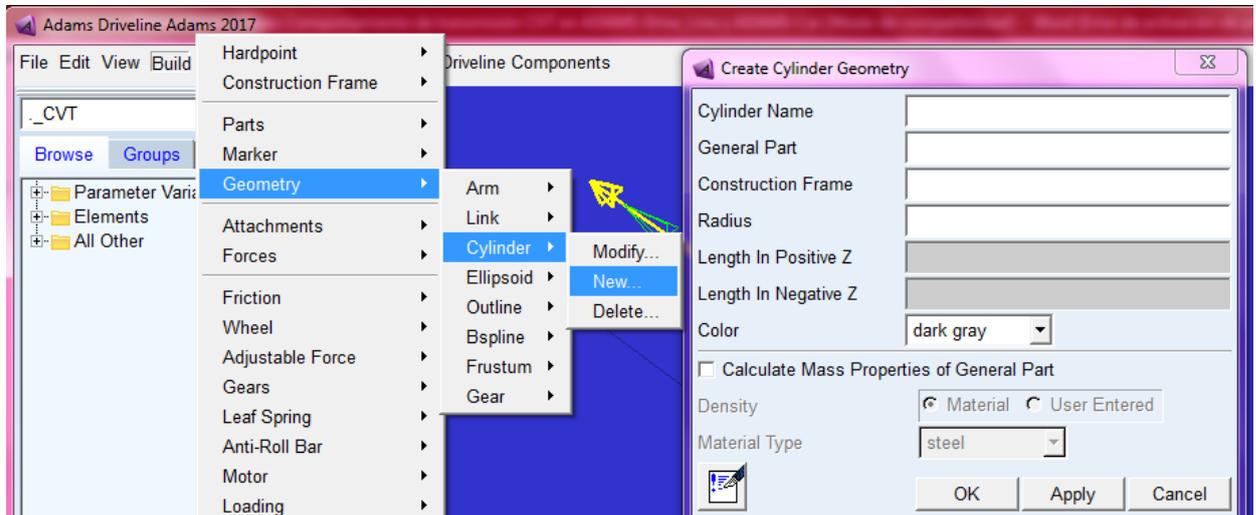


Figura 9-9: Creación de la geometría

4. Se definen las conexiones entre pares (**attachment**) creando uniones entre las geometrías definidas, como se siguen los pasos en la figura 9-10:

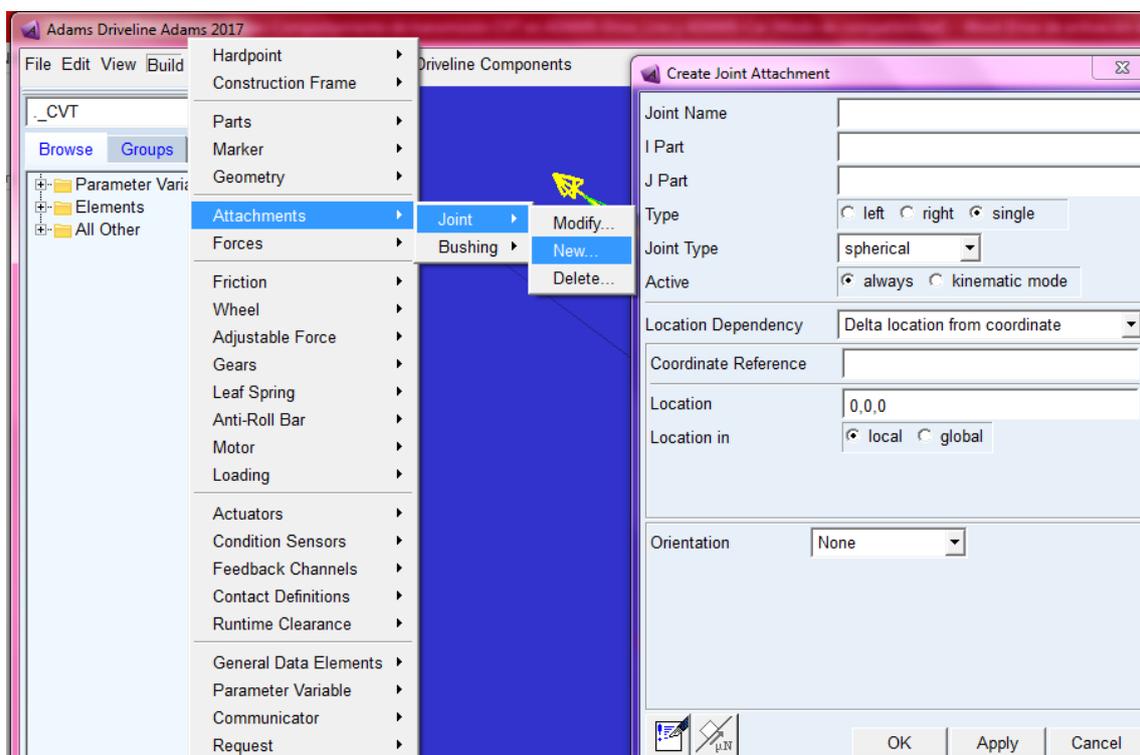


Figura 9-10: Creación de las uniones

Los pasos definidos anteriormente se siguen para cada una de las partes de la caja de cambios. Desde el eje de entrada, se empieza diseñando el mecanismo de entrada de la CVT: el mecanismo de cuatro barras, que consta de dos cilindros nombrados como “Cb1” y “Cb2”, y la

biela nombrada “Cb3”. Se continúa diseñando el engranaje planetario formado por “planeta”, “satélite” y “corona”, y por último se diseña el sistema rectificador con las ruedas libres “RL1” y “RL2”, y sus correspondientes engranajes “R3”, “R4” y “R5”, como se muestra en la figura 9-11.

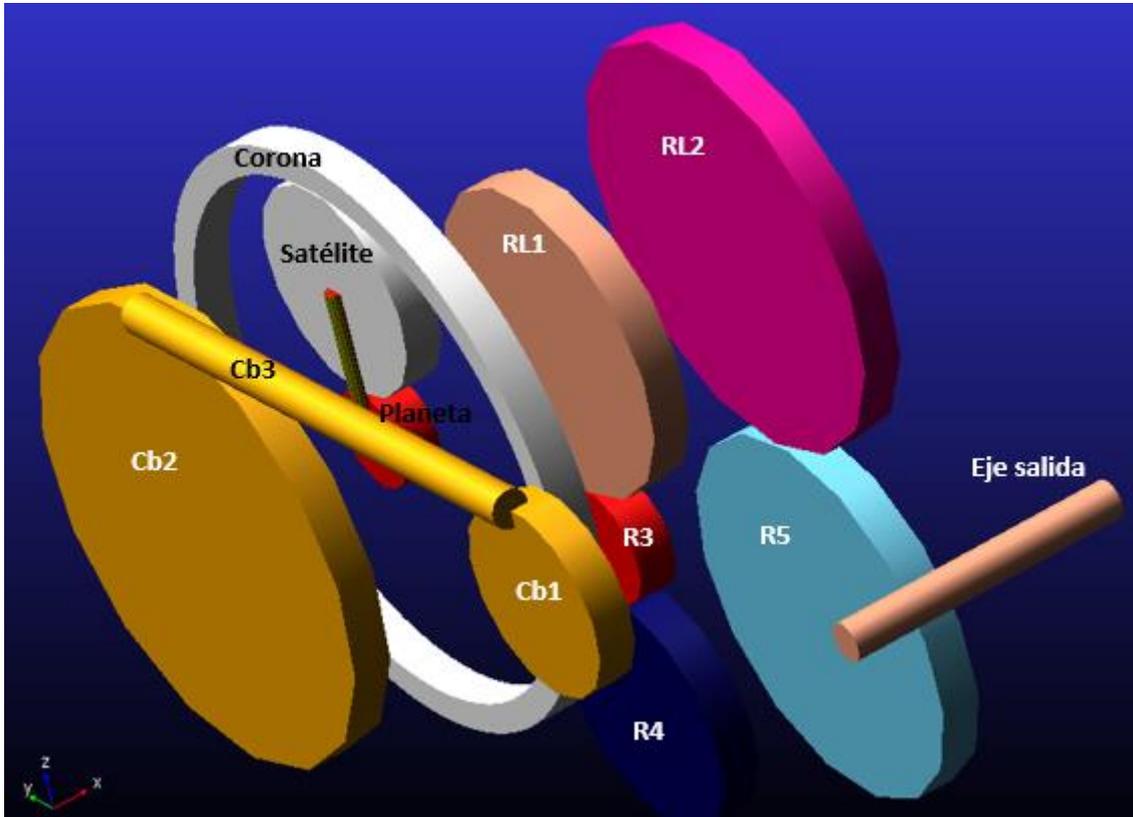


Figura 9-11: Diseño de la plantilla de la CVT

Las coordenadas utilizadas para cada uno de las variables, tanto el punto de referencia como los marcos de referencia de cada objeto se muestran en la tabla 8-1:

	X	Y	Z
<i>Punto de referencia</i>	0	0	0
<i>cfs_Cb1</i>	0	0	0
<i>cfs_Cb2</i>	0	300	-70
<i>Cf3_Cb3</i>	0	300	50
<i>cfs_planeta</i>	100	300	-70
<i>cfs_satélite</i>	100	300	10,145
<i>cfs_corona</i>	100	300	-70
<i>cfs_RL1</i>	200	300	-70
<i>cfs_R3</i>	200	300	-180
<i>cfs_R4</i>	200	300	-270
<i>Cfs_RL2</i>	300	300	-70
<i>cfs_R5</i>	300	300	-270
<i>cfs_eje_entrada</i>	300	0	-100

Tabla 9-1: Coordenadas de la plantilla de la CVT

Para poder conectar el eje de salida de la caja de cambios con el eje de la transmisión, se ha añadido un eje de salida que coincide longitudinalmente con el eje de entrada.

En cuanto a los radios utilizados para cada objeto se muestran en la tabla 8-2, todos en milímetros:

Cb1	120	Satélite	54,855	R4	60
Cb2	50	Corona	135	RL2	106
Cb3	10	RL1	80	R5	94
Planeta	25,29	R3	30	Eje salida	10

Tabla 9-2: Radios de las partes de la CVT

Las conexiones que se definen dentro de la caja de cambios son:

- Unión de revolución del Cb1 con Cb3 en su punto de unión.
- Unión de revolución del Cb2 con Cb3 en su punto de unión.
- Unión de revolución entre Cb2 y el satélite.
- Engranajes definidos como en el TFG tanto en la corona como en el satélite y el planeta.
- Engranajes en RL1, R3 y R4, así como en RL2 y R5, a través de la opción de Adams Driveline Build → Gears → Reduction Gear.
- Las fuerzas entre el planeta y las ruedas libres se definen con creación de fuerzas entre dos cuerpos, desde Adams View.
- El eje de salida auxiliar que se añade se conecta al eje de salida de las ruedas 4 y 5 a través de un coupler, dentro de Adams View.

Una vez creados cada uno de los objetos con sus conexiones será necesario crear los comunicadores que utilizará la plantilla una vez esté situada en el vehículo completo. Desde Build → Communicator → Input/Output → New.

Para el correcto funcionamiento de la caja de cambios es necesario que esté conectada con el vehículo completo, y para ello se utilizan los *mount parts*: partes sin masa que actúan como un comunicador para situarse respecto a otras partes en el vehículo completo. Se pueden usar los *mount part* como se usaría un part real al crear uniones, muelles, contactos, etc. Los *mount part* están fijados a tierra por defecto. Si hay comunicadores coincidentes de tipo *mount* encontrados durante el proceso de ensamblaje entre plantillas diferentes, se corrigen gracias a los *mount part* las conexiones y localizaciones de cada parte del vehículo completo.

En el caso del diseño utilizado serán necesarios los siguientes *mount part*:

- **Flywheel**: en un part que representa al embrague y sirve para conectar la caja de cambios con el motor.
- **Body**: es un part que representa al chasis y sirve para localizar la caja completa dentro del chasis, y hacer todas las uniones con respecto al chasis en lugar de hacerlas fijadas en el ground.

Por último, las variables necesarias para los comunicadores son:

- **gear_ratio:** relación de velocidades de entrada y salida. Creada desde Build → System element → State variable.
 $WX(._CVT_2sentidos.ges_eje_salida.cm)/WX(._CVT_2sentidos.ges_Cb1.cm)$
- **transmission_input_omega:** velocidad de la caja de cambios con respecto al chasis. Creada desde Build → System element → State variable.
 $WZ(._CVT_2sentidos.ges_Cb1.jxs_joint_j_5,._CVT_2sentidos.mts_Body.jxs_joint_j_6,._CVT_2sentidos.mts_Body.jxs_joint_j_6).$
- **transmission_efficiency:** eficiencia de la transmisión que se define como 1. Creada desde Build → Parameter variable.

Anexo IV: Cálculo del momento resistente en el Jeep.

Para el estudio de la caja de cambios necesitaremos conocer cada una de las fuerzas que se oponen al movimiento de esta, y el estudio de dichas fuerzas se llevará a cabo a través de la dinámica longitudinal. Utilizaremos un modelo bidimensional del vehículo:

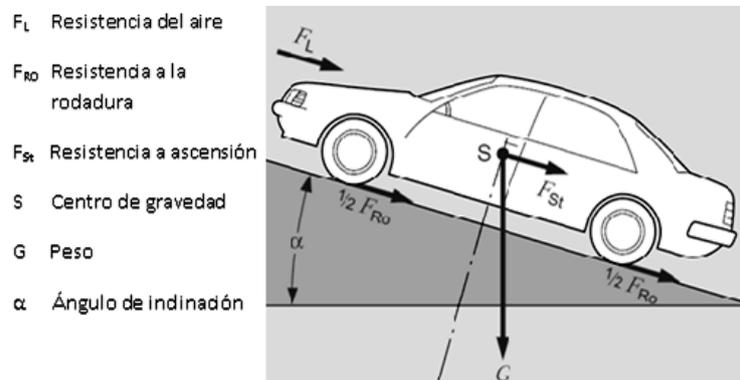


Figura 9-12: Dinámica longitudinal

Con un balance de fuerzas en el plano horizontal se obtiene:

$$F_{res} = F_{aerodinamica} + F_{gravitatoria} + F_{inercia} + F_{rodadura}$$

Pasamos a definir cada fuerza por separado.

Fuerza de resistencia aerodinámica

La fuerza de resistencia aerodinámica es la fuerza que se opone al movimiento del vehículo causada por el aire, y viene definida por:

$$F_{aerodinamica} = \rho C_d A \frac{v^2}{2}$$

Siendo:

- ρ densidad del aire
- C_d coeficiente de resistencia aerodinámico (diferente para cada vehículo)
- A superficie frontal del vehículo
- v velocidad del vehículo

Fuerza de resistencia gravitatoria

Fuerza que se opone al movimiento del vehículo causado por su propio peso en una pendiente. Se obtendrá proyectando en la dirección paralela a la superficie de rodadura del vehículo y viene definida por:

$$F_{gravitatoria} = mg \sen \alpha$$

Siendo:

- m la masa del vehículo
- g la gravedad
- α el ángulo de inclinación del terreno

Fuerza de inercia

La fuerza de inercia aparece por la oposición que ejerce el propio vehículo al cambio de velocidad y viene definida por:

$$F_{inercia} = m \frac{dv}{dt} = ma$$

Siendo:

- m la masa del vehículo
- v la velocidad del vehículo
- a la aceleración del vehículo

Fuerza de rodadura

La fuerza de resistencia a la rodadura se origina a causa de la fricción que se produce entre los neumáticos y la superficie de la carretera. Esta fuerza es proporcional a la fuerza normal que ejerce la carretera por el vehículo, ponderada por un coeficiente de fricción entre los neumáticos y la carretera.

$$F_{rodadura} = fr N = fr mg \cos \alpha$$

Siendo:

- fr coeficiente de resistencia a la rodadura
- N fuerza normal del terreno
- m masa del vehículo
- g gravedad
- α ángulo de inclinación del terreno

El valor del coeficiente de fricción entre los neumáticos y la carretera depende del material de la vía, de los neumáticos y de la velocidad del vehículo.

Neumático	Wong (v en km/h)	Gillespie (v en millas /h)
Radial Turismo	$f_r=0,0136+0,04 \times 10^{-6} v^2$	
Diagonal Turismo	$f_r=0,0169+0,19 \times 10^{-6} v^2$	
Radial Camión	$f_r=0,006+0,23 \times 10^{-6} v^2$	$f_r=(0,0041+0,000041 v) C_h$
Diagonal Camión	$f_r=0,007+0,45 \times 10^{-6} v^2$	$f_r=(0,0066+0,000046 v) C_h$

$C_h=1,0$ para hormigón
 $C_h=1,2$ para asfalto
 $C_h=1,5$ para asfalto en verano

Figura 9-13: Coeficiente de fricción

Fuerza de resistencia total

Sustituimos cada una de las fuerzas en la expresión general:

$$F_{res} = \rho C_d A \frac{v^2}{2} + mg \operatorname{sen} \alpha + ma + fr mg \cos \alpha$$

Momento resistente

El momento resistente que se ve en la salida del sistema de transmisión se obtiene a partir del momento resistente que hay en el eje de las ruedas del vehículo:

$$M_{res} = F_{res} R r_d$$

Siendo:

- R el radio de la rueda
- r_d la relación del diferencial

Se obtiene la expresión del momento resistente sustituyendo todo en la ecuación:

$$M_{res} = R r_d \rho C_d A \frac{v^2}{2} + R r_d mg \operatorname{sen} \alpha + R r_d ma + R r_d fr mg \cos \alpha$$

Hay que tener en cuenta que:

- $a = a_{rueda} R = \alpha_{eje} r_d R$
- $v = \omega_{rueda} R = \omega_{eje} r_d R$

Con lo que queda:

$$M_{res} = R^3 r_d^3 \rho C_d A \frac{\omega_{eje}^2}{2} + R r_d mg \operatorname{sen} \alpha + R^2 r_d^2 m \alpha_{eje} + R r_d fr mg \cos \alpha$$

Se particularizan los parámetros para el vehículo Jeep.

$$C_d = 0,5$$

$$A = 3 \text{ m}^2$$

$$m = 1977 \text{ kg}$$

$$R = \frac{36 * 1,25}{100} = 0,45 \text{ m}$$

$$r_d = 0,4$$

$$fr = 0,015$$

Siendo:

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

La expresión del momento resistente queda como:

$$M_{res} = 0,00092 \omega^2 + 1960 \operatorname{sen} \alpha + 20 \frac{d\omega}{dt} + 29,4 \cos \alpha \text{ Nm}$$

10. Bibliografía

[1] file:///C:/MSC.Software/Adams/2017/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm#href=about_Adams_Car_overview.html#900589 (visitado por última vez el día 29/08/2018)

[2] Higuera, D., (2016), Diseño de transmisión variable para vehículo turismo, *Trabajo Fin de Grado, Universidad de Sevilla*

[3] <https://simcompanion.mscsoftware.com/resources/sites/MSC> (visitado por última vez el día 05/10/2018)