



Influencia experimental de las fuerzas de anclaje en la eficiencia y deslizamiento en transmisiones CVT tipo toroidales

M. Iribecampos¹, E. Errazkin¹, A. Arana¹, J. Larrañaga¹, I. Ulacia¹

¹ Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea, Arrasate-Mondragón, España.
miribecampos@mondragon.edu, aarana@mondragon.edu, jlarranaga@mondragon.edu, iulacia@mondragon.edu

Las transmisiones variables continuas tipo toroidales transmiten el par mediante fuerzas de tracción (fricción) sobre contactos puntuales, altamente cargados, rodantes y lubricados. La mayor peculiaridad de este tipo de mecanismos reside en que la tracción lubricada se rige por las tensiones a cortadura de la película de lubricante, que está directamente relacionada con el deslizamiento longitudinal (SRR) entre discos y rodillos. Con el objetivo de maximizar eficiencia y potencia transferible se controlan las fuerzas de anclaje (fuerza normal) de manera que se controla el deslizamiento que ocurre en los puntos de contacto. Se conoce que cuando las fuerzas de anclaje son excesivas o insuficientes la eficiencia decrece, por lo que es importante controlar las fuerzas con el objetivo de aumentar la eficiencia.

En este estudio se ha diseñado y fabricado un prototipo de CVT tipo toroidal donde las fuerzas de anclaje pueden ser controlados independientemente mediante dos cilindros hidráulicos que adaptan la presión hidráulica y por ende la fuerza normal que actúa en cada punto de contacto. El prototipo diseñado consta de tres rodillos en una única cavidad toroidal que se encargan de transmitir el par del disco de entrada al de salida. Los ejes de rotación e inclinación de los rodillos se han alineado con los ejes de giro de los discos de entrada y salida.

El comportamiento de la transmisión se ha medido en un banco de ensayos que consta de dos motores eléctricos síncronos, (uno que trabaja en modo motor y otro en modo freno). El motor define la velocidad de entrada, por lo que adapta el par necesario para mantenerla, y el generador determina el par de frenada y la velocidad se auto-estabiliza en la condición de equilibrio de las fuerzas de tracción.

Los resultados muestran que, manteniendo las fuerzas de anclaje, a medida que aumenta el par el deslizamiento longitudinal aumenta gradualmente hasta cierta condición donde el deslizamiento aumenta descontroladamente (condición donde el coeficiente de tracción necesario es demasiado alto). Similarmente, manteniendo el par y aumentando las fuerzas de anclaje el deslizamiento decrece. Esta tendencia coincide con el comportamiento del lubricante, lo cual explica la posición del coeficiente de fricción en la curva de tracción. Además, los resultados muestran la importancia de anclar el punto de entrada correctamente dado que afecta considerablemente a la energía que llega al punto de salida; que magnifica la reducción de eficiencia como consecuencia de la sobrecarga de fuerzas.

1. Introducción

Las transmisiones variables continuas (CVT) son mecanismos que permiten un cambio de relación de transmisión continuo. Esto permite adaptar la relación de transmisión a la condición de eficiencia máxima de un sistema [1]. Las CVT tipo toroidales están basados en un disco de entrada, otro de salida y unos rodillos que se colocan en una cavidad toroidal que se crea entre ambos discos. La energía del eje de entrada se transmite a los rodillos por el disco de entrada y posteriormente al eje de salida por el disco de salida [2]. Cambiando el ángulo de inclinación de los rodillos se consigue cambiar la relación de transmisión. No se pueden utilizar elementos dentados, por lo que comúnmente se hace uso de fuerzas de tracción (fricción) lubricada en la transmisión de par mediante estos mecanismos.

Con el objetivo de proteger los elementos metálicos en contacto, la transmisión se lubrica, en consecuencia, el par se transmite mediante tracción lubricada por contactos puntuales altamente cargados. Este régimen de lubricación se conoce como lubricación elastohidrodinámica; donde la tracción se da por la cizalladura de la película de lubricante que separa los elementos en contacto [3]. Por lo que el deslizamiento entre los componentes es necesario para generar la cizalladura necesaria para generar tracción. Sin embargo, es conocido que el deslizamiento es una fuente de pérdida de potencia, por lo que en este tipo de transmisiones hay que llegar a un equilibrio entre deslizamiento para generar par pero no tanto como para aumentar las pérdidas de potencia. El equilibrio se consigue adaptando las fuerzas normales que actúan entre los discos y rodillos de la transmisión. En función al par que haya que transmitir la fuerza de anclaje aplicada a la transmisión afecta su eficiencia. Para ello, comúnmente, se utilizan elementos pasivos como levas que adaptan la fuerza normal que actúa en la transmisión proporcional al par que esta tiene que transmitir [4]. Son pocos los trabajos relacionados con las tendencias experimentales de este tipo de transmisiones [5], [6]. Además, se ha visto que la fuerza normal que actúa tanto en el punto de contacto de entrada como en el de salida ha solido considerarse igual [7], [8].

Además, como consecuencia de las cinemáticas de los elementos en contacto, las CVT tipo toroidales sufren de deslizamientos *spin*. Estos deslizamientos son unos deslizamientos que hacen que las pérdidas de potencia aumenten en condiciones de bajo deslizamiento longitudinal, y suponen una fuente importante de pérdidas de potencia en este tipo de transmisiones [9].

Este trabajo presenta un análisis experimental de como las fuerzas que actúan en la transmisión afectan la eficiencia de esta, continuando el trabajo presentado en el XXIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica en 2021 [10]. Para ello, se ha desarrollado un prototipo de CVT para poder monitorizar y controlar la transmisión, posteriormente se han comparado las tendencias de funcionamientos experimentales simuladas.

2. Principio de funcionamiento

La relación de transmisión se define como la relación entre velocidad de entrada y velocidad de salida como se muestra en la Ecuación 1, que a su vez viene definido por una relación geométrica de los elementos en contacto [11]. En este tipo de transmisiones la relación de transmisión se adapta cambiando el ángulo de inclinación de los rodillos, así se adaptan el radio de entrada y el radio de salida como lo define la Ecuación 2 (donde, r_0 es el radio de la cavidad toroidal, κ es la relación entre el radio mínimo de la toroide y r_0 ($\kappa = e / r_0$), y γ es el ángulo de inclinación de los rodillos).

No obstante, como consecuencia del deslizamiento que ocurre entre los elementos rodantes (por la cizalladura del lubricante), la relación de transmisión real es diferente a la relación de transmisión geométrica o ideal como se muestra en la Ecuación 1.

$$i_{real} = \omega_{in} : \omega_{out} \neq i_{ideal} = r_{out} : r_{in} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} r_{in} &= r_0(1 + \kappa - \sin(\gamma)) \\ r_{out} &= r_0(1 + \kappa + \sin(\gamma)) \end{aligned} \quad (2)$$

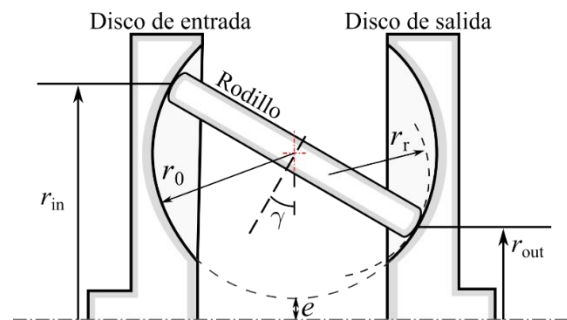


Figura 1: Ilustración de una CVT tipo toroidal completa y sus parámetros geométricos.

3. Desarrollo de un prototipo de CVT tipo toroidal

Se ha diseñado y fabricado un prototipo de CVT con la mayor peculiaridad de poder controlar las fuerzas de anclaje de entrada y salida independientemente. En esta sección se explica el desarrollo de dicho prototipo, comenzando por el diseño, la fabricación y montaje del diseño y seguido por los sensores y actuadores de este.

3.1. Diseño, fabricación y montaje de la transmisión

Se ha diseñado un prototipo de CVT toroidal completo de una única cavidad. La Figura 2 muestra una vista de corte de la transmisión diseñada, que considera tres rodillos en una estructura central. El prototipo desarrollado tiene la peculiaridad de controlar independientemente las cargas de anclaje de entrada y salida para tener diferentes cargas normales en cada punto de contacto entre el disco y los rodillos. Los parámetros geométricos de la transmisión diseñada se definen en la Tabla 1. Se logra un rango de relación de transmisión de 1:3 a 3:1 mediante un conjunto de ángulos de inclinación de $\pm 25^\circ$ de los rodillos. Además, se ha elegido una relación de conformidad de 0.5 ya que conduce a mayores eficiencias.

Tabla 1: Valores de los parámetros geométricos de la CVT tipo toroidal.

r_0	e	γ	r_r	n_r	m_r
110 mm	-20 mm	$\pm 25^\circ$	$r_0 \cdot 0.5$	3	1

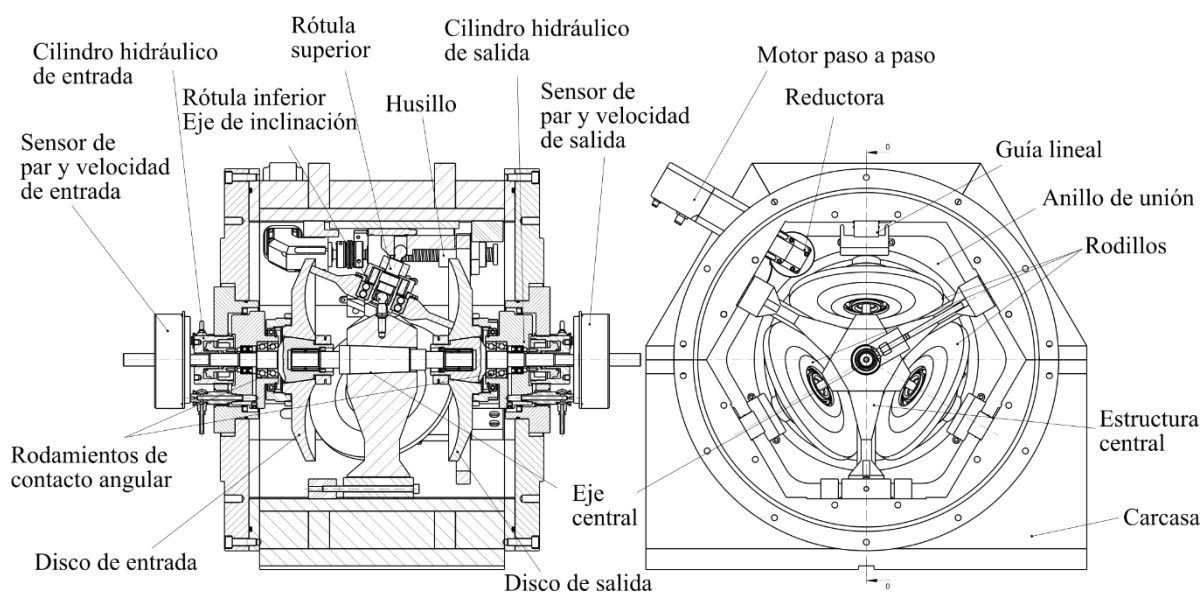


Figura 2: Vista de corte del conjunto de la CVT tipo toroidal que se ha diseñado.

La transmisión diseñada se ha dividido en tres subconjuntos: un conjunto de entrada y un conjunto de salida, donde se colocan respectivamente los discos de entrada y salida, y un conjunto central con la estructura central y los tres rodillos. Se ha colocado un eje central en el conjunto central para determinar la posición de los discos con el propósito de alinearlos con los rodillos de la estructura central. Los discos están montados sobre dos rodamientos de rodillos de agujas en el eje central (rodamiento SKF NKI 20/20). Además, permiten un desplazamiento axial del disco, lo cual es de interés para evitar posibles reacciones al adaptar las fuerzas de anclaje. Adicionalmente, los ejes de la transmisión están conectados por acoplamientos estriados que permiten el desplazamiento axial de ambos ejes. Este diseño ayuda a prevenir reacciones indeseadas que pueden ocurrir como resultado del desplazamiento axial del eje durante el proceso de anclaje.

Mecanismo de cambio de relación de transmisión

La relación de transmisión de este tipo de mecanismo se controla mediante el cambio del ángulo de inclinación de los rodillos. Para ello, los rodillos se han colocado sobre rótulas que determinan su eje de inclinación, el cual está posicionado en el centro de la cavidad toroidal (rótula inferior de la Figura 2). Los rodillos se han colocado sobre rodamientos de bolas de doble hilera para soportar el momento de inclinación generado durante el cambio de la relación de transmisión (rodamientos 4207 ATN9 de SKF). Además, para inclinar los rodillos, una rótula superior está conectada a una guía lineal, por lo tanto, moviendo la guía lineal hacia adelante y hacia atrás se controla la relación de transmisión. El ángulo de inclinación de los rodillos se controla mediante un motor paso a paso, un reductor de engranajes y un husillo de bolas representado en la Figura 2. El husillo de bolas mueve un anillo de unión, que está unido a las tres guías lineales de los rodillos, y por lo tanto a las rótulas superiores.

Se colocaron dos finales de carrera en los límites geométricos del recorrido del anillo de unión (límites de la relación de transmisión). Por lo tanto, mediante un proceso de *homing* y basándose en la geometría de las rótulas y los rodillos, la relación de transmisión se determina contando el número de pasos del motor paso a paso.

Mecanismo de fuerza de anclaje

La fuerza normal que actúa entre discos y rodillos se controla durante el funcionamiento de la transmisión para controlar el deslizamiento longitudinal, así como las pérdidas en los puntos de contacto.

El control de las cargas normales se lleva a cabo mediante dos cilindros hidráulicos de émbolo hueco en los conjuntos de entrada y salida, como se representa en la Figura 2. La presión hidráulica del cilindro se convierte en carga de anclaje, y posteriormente, se transfiere a los puntos de contacto de la transmisión mediante dos rodamientos de contacto angular en disposición tándem (rodamientos 7205 BECBP de SKF). Los ejes de los discos pasan por el agujero central de los cilindros hidráulicos de émbolo hueco, por lo tanto, la fuerza está alineada con los ejes y se evitan reacciones indeseadas.

La carga de anclaje se determina a partir de la presión hidráulica y el área efectiva del cilindro. Se ha utilizado un cilindro hidráulico Enerpac RWH 120 que tiene un área efectiva de 1718 mm². Por lo que, con 100 bar de presión hidráulica, la fuerza de anclaje generada es de 17.18 kN.

Además, las diferencias en las cargas normales que ocurren en los rodillos generan una fuerza de reacción que se transfiere a la estructura central desde la rótula inferior (Eje de inclinación).

La Figura 3 muestra una fotografía de la parte central de la transmisión fabricada y ensamblada, donde los tres rodillos están colocados en las rótulas inferiores ubicadas en la estructura central.

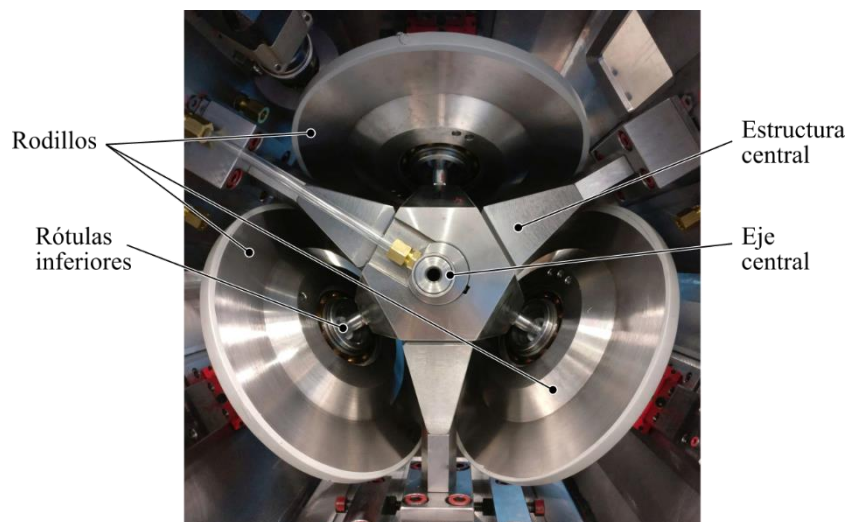


Figura 3: Fotografía de la transmisión fabricada y montada.

Se consideraron los siguientes aspectos en el proceso de fabricación:

- Los discos y los rodillos están hechos de acero cementado 16MnCr5 con el propósito de lograr una dureza superficial de 59 HRC (equivalente a 700 HV). En los contactos de rodadura y deslizamiento, la dureza superficial juega un papel importante en la durabilidad de los componentes; cuanto más dura, mejor. Sin embargo, la dureza hace que el acero sea frágil, por lo tanto, en lugar de acero para rodamientos (acero templado), se ha utilizado acero para engranajes (cementado).
- Este tipo de transmisión funciona bajo un régimen de lubricación EHL, y es importante no tener contactos directos de metal con metal durante la operación con el propósito de prevenir el desgaste de los componentes. Además, la literatura ha revelado que las superficies pulidas previenen la fatiga por contacto de rodadura de los componentes. Para ello, el disco y los rodillos se diseñaron considerando superficies pulidas similares a la rugosidad que se puede encontrar en rodamientos y/o muestras de tribómetro. Una vez fabricados los componentes, la rugosidad superficial se midió mediante perfilómetros ópticos (Alicona IFG4) y se determinó que la rugosidad superficial estaba por debajo de $S_q = 50$ nm.
- Las tolerancias dimensionales y geométricas de los componentes fabricados se midieron en una máquina de medición por coordenadas (CMM) para asegurar el correcto rendimiento del prototipo y que las cargas se transfirieran correctamente a los puntos de contacto.

El proceso de ensamblaje se llevó a cabo de manera similar. La alineación de cada uno de los componentes de la transmisión se aseguró mediante la máquina CMM, y cuando la alineación no era suficiente, los componentes se modificaron para corregir su alineación.

La transmisión se llenó con Santotrac 50, un lubricante de tracción disponible comercialmente, el cual tiene un coeficiente de tracción alto debido a que su viscosidad aumenta considerablemente con la presión. Además, se ha considerado una serie de conductos para suministrar lubricación a todos los rodamientos, como se muestra en la Figura 3, donde se muestra un conducto desde la carcasa hasta el eje central para lubricar los rodamientos de agujas.

3.2. Sensores y actuadores de la transmisión

Se requieren sensores y actuadores para monitorear el rendimiento de la transmisión CVT y tomar decisiones sobre cómo adaptar la relación de transmisión y las cargas de anclaje en función de las condiciones medidas. La Tabla 2 muestra los sensores y actuadores considerados en el prototipo de transmisión desarrollado.

Tabla 2: Sensores y actuadores de la CVT tipo toroidal.

Sensores	Equipo	Rango	Comunicación
Velocidad (in / out)	Encoder	0 – 8000 RPM	TCP – IP
Par (in / out)	Galgas extensiométricas	-50 – 50 Nm	0 – 10 V
Presión hidráulica (in / out)	Parker SCPSDi-100	0 – 100 bar	4 – 20 mA
Temperatura del lubricante	Pt100	-20 – 100 °C	4 – 20 mA
Actuadores			
Actuadores lineales	MecVel ALI1		
Motor paso a paso	IGUS (NEMA23)		
Bomba de lubricante	Hydac UKF-1		

Las mediciones de velocidad de entrada y salida son esenciales para calcular tanto el deslizamiento longitudinal que ocurre en la transmisión como la eficiencia del mecanismo. De manera similar, se necesita el par para determinar la eficiencia de la transmisión. Se monitorea la presión hidráulica para determinar la carga de anclaje que actúa en cada uno de los puntos de contacto de la transmisión. Además, se ha medido la temperatura del lubricante, ya que es bien sabido que la tracción lubricada depende de la temperatura del lubricante; cuanto mayor es la temperatura, menor es la tracción debido a que la viscosidad del lubricante se reduce.

Cabe mencionar que los sensores de par se han desarrollado específicamente en este proyecto en colaboración con la empresa ARC de Italia. Están integrados en los ejes de la transmisión, donde la medición se realiza utilizando galgas extensométricas adheridas a los ejes de entrada y salida. La señal de salida del sensor varía de 0 a 10 V, donde 0 V corresponde a -50 Nm y 10 V corresponde a 50 Nm. La transferencia de datos y el suministro de energía del sensor se realizan de forma inalámbrica a través de una bobina. Para ello, el sensor comprende un estator y un rotor, con el rotor conectado directamente a las galgas extensométricas, transmitiendo datos al estator, que posteriormente se conecta al cuadro eléctrico de control.

Los actuadores del prototipo diseñado son principalmente el dispositivo de control de la relación de transmisión y de la carga de anclaje. Por un lado, se utilizaron dos actuadores lineales que comprenden dos resortes y, por lo tanto, controlan la presión hidráulica (basada en la rigidez del resorte) necesaria para la carga de anclaje. Por otro lado, se utilizó un motor paso a paso para mover el husillo de bolas y cambiar el ángulo de inclinación de los rodillos. Además, se utilizó una bomba de potencia hidráulica para recircular el lubricante dentro de la transmisión y llevarlo a todos los rodamientos y contactos de rodadura, así como para filtrarlo y refrigerarlo.

Se ha construido un armario eléctrico de control para medir las señales obtenidas de la transmisión. Para ello, se utilizó un controlador CompactRIO 9047 de National Instruments y se programó junto con la empresa Mondragon Sistemas mediante LabView. Los controladores de los actuadores utilizados en el prototipo se incluyeron en el armario eléctrico.

4. Procedimiento experimental

Para determinar tanto la eficiencia como el deslizamiento que ocurre en la transmisión en esta sección se explican primero el banco de ensayos que se ha utilizado, después el procedimiento de medición, posteriormente el procesamiento de datos que se ha realizado y finalmente se definen los casos de estudio.

4.1. Banco de ensayos

Las pruebas se llevaron a cabo en un banco de pruebas de transmisiones en las instalaciones de Escuela Politécnica Superior de Mondragón Unibertsitatea. El montaje experimental consiste en dos motores síncronos trifásicos colocados uno frente al otro y la transmisión colocada entre ambos, como se representa en la Figura 4. Uno de ellos funciona en modo motor (M. velocidad), fijando la velocidad de entrada y adaptando el par necesario para mantenerla. El otro funciona como generador o freno (M. par), fijando el par de frenado y la velocidad se equilibra automáticamente. Una fotografía del montaje se muestra en la Figura 4, identificando los componentes principales.

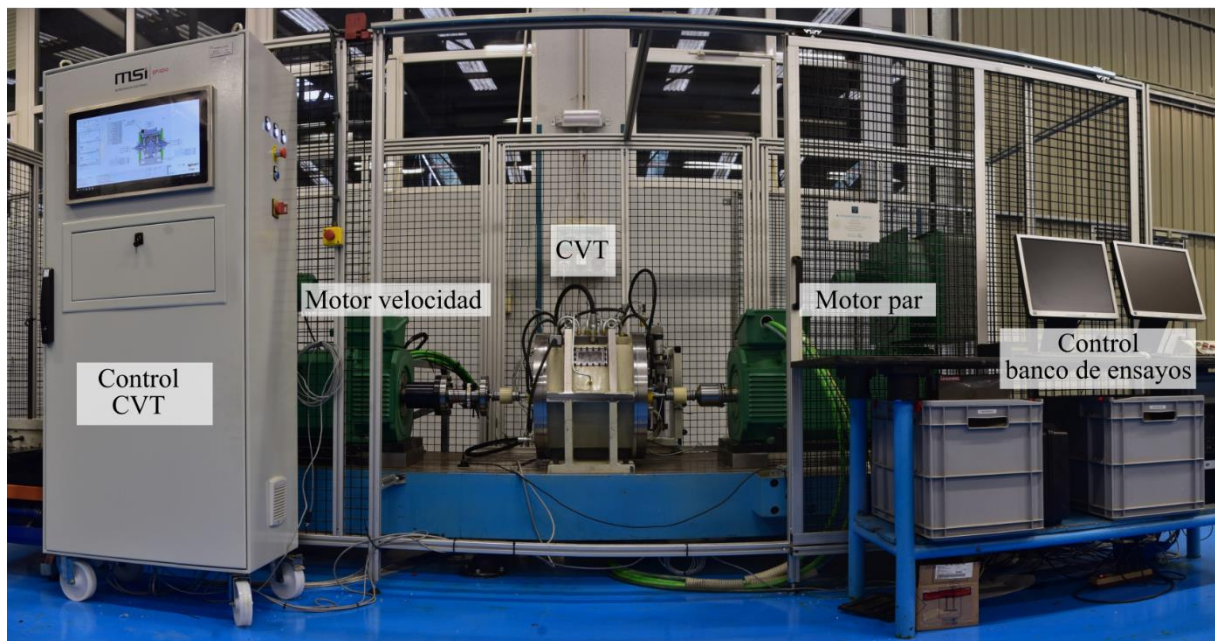
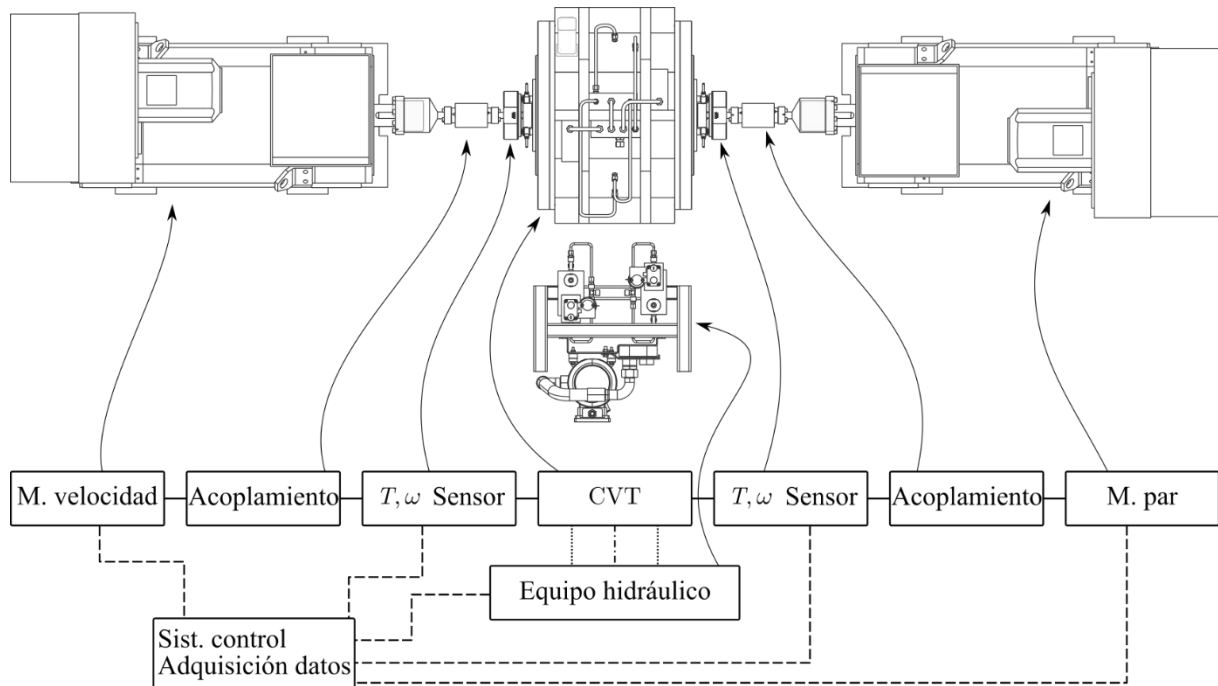


Figura 4: Esquema (arriba) y fotografía (debajo) del banco de ensayos.

4.2. Procedimiento de medición

Las pruebas se llevan a cabo de la siguiente manera:

1. Primero, se enciende el sistema de control de la CVT, se enciende la bomba de lubricación y se lleva a cabo el proceso de *homing* del motor paso a paso (relación de transmisión). Posteriormente, se establece la relación de transmisión de prueba y se sujeta la transmisión hasta la carga de anclaje deseada. En este punto, se inicia la medición (los datos se miden a 100 Hz de velocidad).
2. Luego, se encienden los dos motores y se aceleran gradualmente hasta alcanzar la velocidad de entrada deseada.
3. Posteriormente, se adapta el par / carga de anclaje para probar el comportamiento de la transmisión bajo diferentes condiciones de par / carga de anclaje hasta que ocurra un deslizamiento brusco o el par medido exceda los 50 Nm. Cabe señalar que cuando el par de salida aumenta y ocurre un deslizamiento brusco, el eje de salida puede detenerse.
4. Finalmente, se establece el par de frenado a cero y se detiene la transmisión. Los datos medidos se guardan para el análisis posterior.

4.3. Procesamiento de datos

Partiendo de las variables medidas por los sensores, se han calculado otros parámetros más representativos del funcionamiento de la transmisión como la eficiencia y el deslizamiento. Después, se han calculado las medias aritméticas de todas las repeticiones (3 repeticiones por condición de trabajo), así como sus desviaciones estándar los cuales se muestran en la Figura 5.

Cálculo de potencia y eficiencia

La potencia de entrada y de salida de la transmisión se han calculado mediante el par y velocidad medidos como se muestra en la Ecuación 3.

$$\begin{aligned} P_{in} &= T_{in} \cdot \omega_{in} \\ P_{out} &= T_{out} \cdot \omega_{out} \end{aligned} \quad (3)$$

Posteriormente los valores de potencia de entrada y de salida se han comparado para calcular la eficiencia mediante la Ecuación 4.

$$\xi(\%) = 100 \cdot \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (4)$$

Cálculo de deslizamiento longitudinal

Comúnmente, en el ámbito de la tracción lubricada el deslizamiento longitudinal se cuantifica mediante el parámetro adimensional del ratio de deslizamiento *SRR* (por sus siglas en inglés *Slide to Roll Ratio*) que relaciona la velocidad de deslizamiento con la velocidad media de rodadura $SRR = v_s / u_e$. La velocidad media de rodadura hace que el lubricante entre a la interfaz de contacto y así se genera la película de lubricante que separa los elementos en contacto. En las CVT tipo toroidales hay dos puntos de contacto donde ocurre el deslizamiento, la Ecuación 5 muestra el deslizamiento total que ocurre en ambos puntos.

$$SRR = \frac{4 \cdot SRR_{in} + 4 \cdot SRR_{out}}{4 + SRR_{in} \cdot SRR_{out}}, \quad SRR_{in,out} \in [0,2] \quad (5)$$

donde *SRR* es el deslizamiento longitudinal total que ocurre en la transmisión, que viene dada por la combinación del deslizamiento que ocurre en los puntos de contacto de entrada (SRR_{in}) y salida (SRR_{out}). Hay que tener en cuenta que los valores del deslizamiento longitudinal están dentro del rango entre 0 y 2. Además, desarrollando la ecuación se consigue la definición del deslizamiento de la Ecuación 6 donde la velocidad de rotación de ambos ejes y la relación de transmisión ideal determinan el deslizamiento longitudinal que ocurre en la transmisión.

$$SRR = \frac{2 \cdot (\omega_{in} - \omega_{out} \cdot i_{ideal})}{\omega_{in} + \omega_{out} \cdot i_{ideal}} \quad (6)$$

La Figura 5 ilustra una medición de la CVT de par de salida variable bajo una relación de transmisión ideal de 1:1 (i_{ideal}), una velocidad de entrada (N_{in}) de 750 RPM y una carga de anclaje (F_c) de 4 kN (igual en la entrada y salida), donde el 0% revela 0 Nm de par de salida y el 100% revela 50 Nm. En primer lugar, la Figura 5a ilustra la evolución del par, ya que la prueba se realizó aumentando gradualmente el par de salida, la desviación del par de salida es baja. Además, dado que no se alcanzaron los 50 Nm de par, la prueba finaliza al 60%. Además, un dato interesante es el valor del par al inicio de la prueba (0%), donde no hay par de salida, pero hay una cierta cantidad de par de entrada producido por pérdidas de *spin* (carga de anclaje excesivo) y pérdidas periféricas (rodamientos, barboteo del lubricante y componentes de sellado). La Figura 5b muestra la evolución de la velocidad de rotación de los ejes de entrada y salida, la velocidad de entrada es fija mientras que la velocidad de salida disminuye a medida que aumenta el par. Además, la Figura 5c y la Figura 5d representan esta tendencia en forma de eficiencia y deslizamiento longitudinal respectivamente. Al principio, el par de salida es insignificante, por lo tanto, la eficiencia es cero y aumenta gradualmente con el par hasta que se alcanza la condición de deslizamiento brusco. De manera similar, una pequeña cantidad de deslizamiento longitudinal ocurre al inicio de la prueba ya que se requiere un cierto deslizamiento longitudinal, y aumenta con el par.

La Figura 5e ilustra la evolución de las fuerzas de anclaje a lo largo de la medición, que como ha sido medido a fuerzas de anclaje fijos se han mantenido constantes en 4 kN de fuerza. Finalmente, la Figure 5f muestra las relaciones de transmisión ideal y real. Dado que el deslizamiento aumenta a lo largo de la medición, al comienzo ambas relaciones de transmisión son iguales y a medida que aumenta el par la diferencia entre ambas definiciones de relación de transmisión aumenta. Cabe mencionar que la relación de transmisión real pasa a valores mayores que la relación de transmisión ideal, es decir la relación de transmisión pasa a reducir la velocidad de salida como consecuencia del deslizamiento.

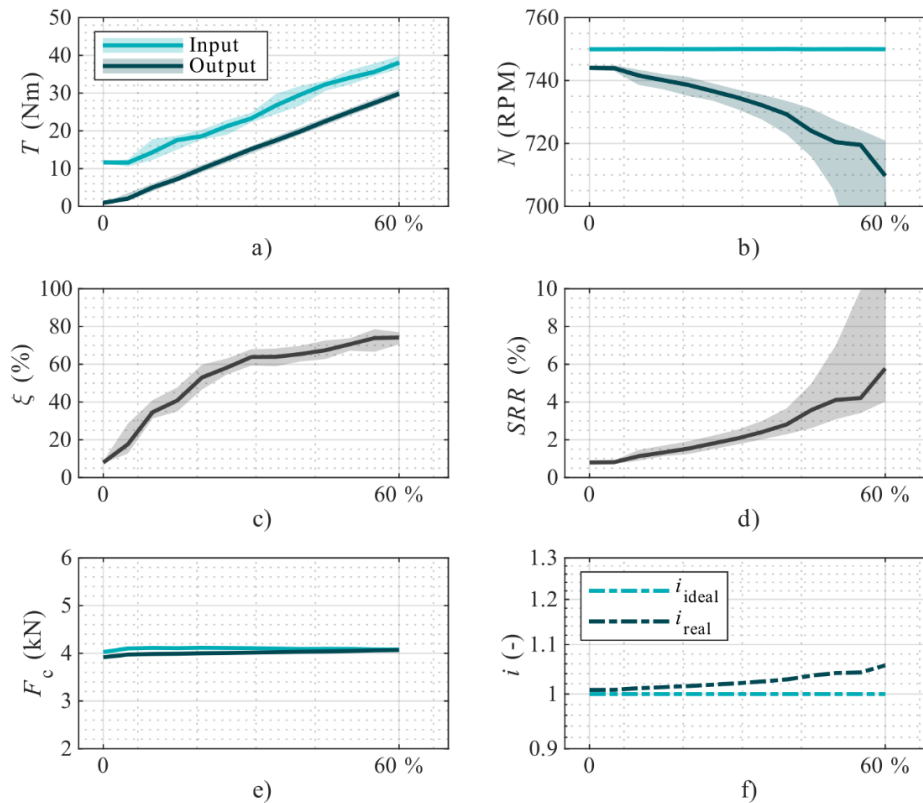


Figura 5: Parámetros medidos y calculados.

4.4. Casos de estudio

Se han analizado dos casos de estudio que se detallan en la Tabla 3. En el primer caso de estudio se han analizado las tendencias de eficiencia y deslizamiento en función al par manteniendo las fuerzas de anclaje. En el segundo caso de estudio en cambio, se ha analizado la tendencia manteniendo el par y cambiando las fuerzas de anclaje, controlando independientemente la fuerza de entrada y de salida.

Tabla 3: Casos de estudio

r_0	i	$i\bar{i}$
Velocidad (N_{in})	500 RPM	500 RPM
Par (T_{out})	0 – 50 Nm	10 Nm
Fuerza de anclaje (F_c)	[3, 5, 7, 10] kN	$F_{c,in \parallel out} = 4 \rightarrow 0$ kN
Relación de transmisión (i)	1:1	1:1

5. Resultados

Los resultados de eficiencia y deslizamiento longitudinal experimentales para el primer caso de estudio se muestran en la Figura 6. Los resultados indican que el deslizamiento longitudinal y la eficiencia pueden ser controlados por las cargas de anclaje.

En las mediciones se observó que, en condiciones de par de salida bajo, la eficiencia medida es baja ya que las pérdidas de potencia son mayores en proporción a la potencia transmitida. A medida que aumenta el par de salida, la eficiencia también aumenta. Además, el aumento de las cargas de anclaje lleva a una disminución de la eficiencia como resultado de los efectos de las fuerzas excesivas (pérdidas por *spin*). Sin embargo, la disminución de las cargas de anclaje lleva a una disminución de la potencia máxima transmisible. Ocurre un deslizamiento brusco después del par donde se encuentra la tracción máxima.

El deslizamiento longitudinal que ocurre en las interfaces de contacto puede ser controlado por la relación entre el par y las cargas de anclaje aplicadas. A un par constante, el aumento de las cargas de anclaje disminuye el *SRR* medido ya que la tracción que actúa en la interfaz de contacto se logra en una condición de deslizamiento longitudinal menor. De manera similar, el aumento del par y el mantenimiento de las cargas de anclaje constantes llevan a un aumento del deslizamiento longitudinal.

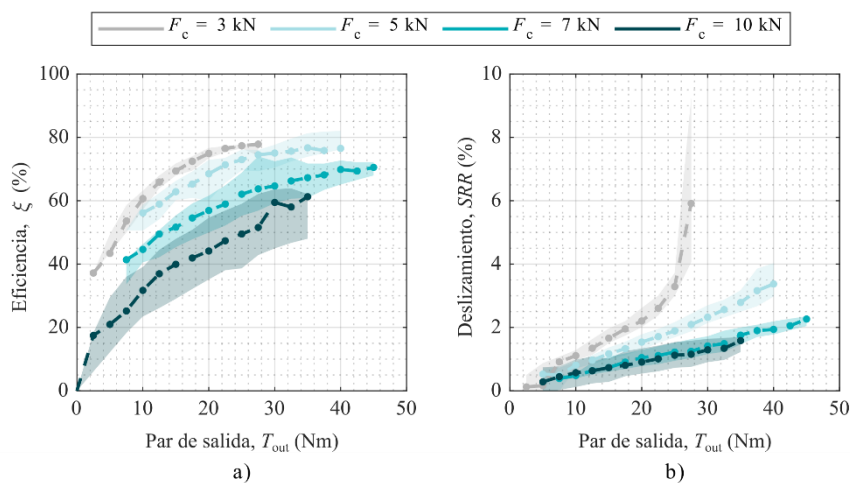


Figura 6: Correlación entre resultados obtenidos de la simulación como de las mediciones.

Los resultados del segundo caso de estudio se muestran en la Figura 7. En este caso el par a transmitir se ha mantenido constante y se ha variado la fuerza de anclaje de entrada y de salida por separado. Cuando se ha reducido la fuerza de anclaje de entrada ($F_{c,in}$), el deslizamiento brusco a ocurrido a 3 kN de fuerza y no hay datos de eficiencia por debajo de ese valor. Cuando se ha variado la fuerza de anclaje de salida ($F_{c,out}$) en cambio, el deslizamiento brusco ha ocurrido a 1,5 kN de fuerza. Como era de esperar, esto refleja que la energía que transmite el punto de entrada es mayor a la energía que transmite el punto de salida, lo cual refleja que ambos puntos de contacto se comportan de manera diferente. Además, la fuerza de anclaje aplicado en el punto de entrada afecta a la energía que llega al punto de salida. Una fuerza de anclaje excesiva del punto de entrada reduce eficiencia del punto de entrada y consecuentemente, se reduce la energía que llega al punto de salida, por lo que aumenta el efecto de la sobrecarga en la transmisión.

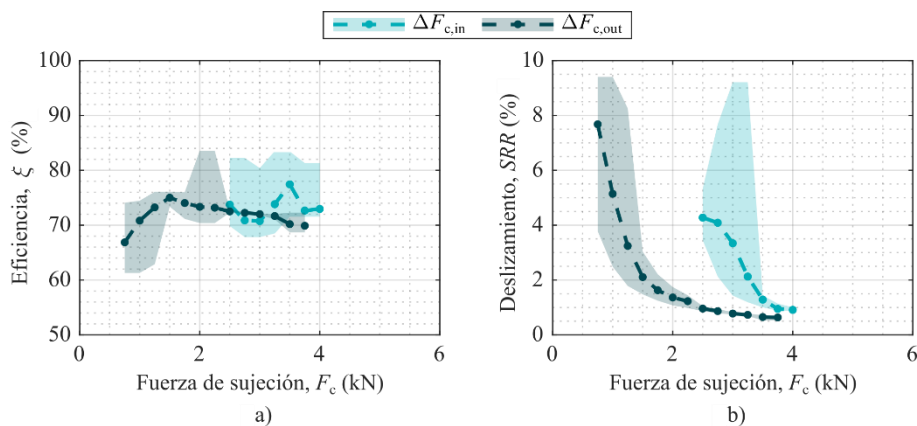


Figura 7: Variación de la a) eficiencia y el b) deslizamiento longitudinal en función a la fuerza de anclaje

6. Conclusiones

En este trabajo se mostraron las pruebas experimentales de un prototipo de T-CVT. Este prototipo fue diseñado para permitir controlar independientemente las cargas de anclaje de entrada y salida con el fin de estudiar su influencia en el deslizamiento longitudinal y la eficiencia de la transmisión. Las siguientes conclusiones se infirieron de este trabajo:

- Se ha visto que el deslizamiento que ocurre en la transmisión aumenta con el par y disminuye con la carga de anclaje. Por lo tanto, se debe lograr un equilibrio entre el par y el anclaje para controlar el de deslizamiento longitudinal que ocurre en la transmisión, así como la eficiencia del mecanismo.
- Como era de esperar, se midió una disminución en la eficiencia en condiciones de trabajo con sobrecarga, como se representa en las condiciones de alta carga de anclaje mostradas en la Figura 6. Esta tendencia también se ha visto en las tendencias de comportamiento de la transmisión en la literatura, como mencionan Gecim et al.[7]. Además, Meyer [6] y Carbone et al. [8] presentaron curvas de eficiencia en función del par similares a las que se han conseguido en este trabajo, donde manteniendo constante la carga de anclaje, la eficiencia es baja en condiciones de par bajo como resultado de la sobrecarga y en alto par como resultado del deslizamiento brusco.
- Se ha identificado la importancia de la carga de anclaje de entrada en el comportamiento del punto de salida. En una condición en la que el punto de entrada está sobrecargado, las pérdidas de potencia de entrada son altas, por lo tanto, la energía transmitida al punto de salida disminuye. Sujetar ambos puntos de contacto por igual significa que las pérdidas de energía del punto de salida son altas, ya que está aún más sobrecargado, por lo tanto, la eficiencia general disminuye. Además, disminuir la carga de anclaje de entrada aumenta la energía transmitida al punto de salida, por lo tanto, la condición de deslizamiento brusco del punto de salida ocurre en condiciones de carga de anclaje superiores.

7. Referencias

- [1] B. Bonsen, M. Steinbuch y P. A. Veenhuizen, "CVT ratio control strategy optimization," *Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2005.
- [2] C. Bell y R. Glovnea, "Tribological optimization of a toroidal-type continuously variable transmission," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2011.
- [3] J. L. Tevaarwerk, "Traction calculations using the shear plane hypothesis," *Proc. Of Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1979.
- [4] T. Yamamoto, T. Osidari y M. Nakano, "Improvement of loading cam performance in a toroidal CVT," *JSAE Review*, 2002.
- [5] M. Iribecampos, E. Errazkin, A. Arana, I. Ulacia y J. Larrañaga, "Sliding performance of toroidal type CVT transmissions," in *7th World Tribology Congress (WTC)*, 2022.
- [6] C. Meyer, "Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten," Leibniz Universitaet Hannover, 2010.
- [7] B. A. Gecim, "Modeling and Experimental Validation of Optimized Clamp Loading in a Toroidal-CVT," *SAE Technical Paper Series*, 2004.
- [8] G. Carbone, L. Mangialardi y G. Mantriota, "A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives," *Mechanism and Machine Theory*, 2004.
- [9] S. H. Loewenthal, "Spin Analysis of Concentrated Traction Contacts," *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, 1986.
- [10] M. Iribecampos, A. Arana, J. Larrañaga y I. Ulacia, "Influencia de la geometría de transmisiones variables continuas toroidales en la fricción," in *XXIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, 2021.
- [11] Y. Chen, *Automotive Transmissions: Design, Theory and Applications*. Springer Singapore, 2021.