

	Influencia de los errores en el reparto de carga y en el error de transmisión en un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas con diferentes fases de engrane	Disciplina UNESCO Subdisciplina
ARTICULO / COLABORACION	Autores separados por comas	Subdisciplina

Influencia de los errores de fabricación en el comportamiento de un tren de engranajes planetarios de dos etapas

Influence of manufacturing errors on the behaviour of a two-stage planetary gear train

Autores: Guanghe Huo^{1,2}, Javier Sanchez-Espiga², Miguel Iglesias Santamaria², Alfonso Fernandez-del-Rincon², Yinghou Jiao¹ and Fernando Viadero-Rueda^{2*}

1 School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, 92 West Dazhi Street, Nangang Dist., Harbin, P.R. China

2 Department of Structural and Mechanical Engineering, ETSIT University of Cantabria, Avda. de los Castros s/n 39005 Santander, Spain

Recibido: DD/MM/AA – Revisado: DD/MM/AA – Aceptado: DD/MM/AA - DOI: <https://dx.doi.org/10.6036/A> (A complimentar por el Editor)

ABSTRACT:

Planetary gear train is widely used in large heavy-duty machineries such as helicopters and ships due to its large transmission ratio, strong bearing capacity, and small size. In this paper, the load sharing ratio (LSR) and overall transmission error (TE) of a two-stage double-helical planetary gear train are studied. Firstly, the static balance equations of the double-helical planetary gear train are established. Then, the LSR under different mesh phasing and the overall TE are obtained by solving the equations. Finally, different errors such as pinhole position and eccentricity error are taken into consideration and the influence of errors on load sharing ratio and transmission error are analyzed. The results show that the excitation frequency of transmission error is related to the number of planet gears and mesh phasing and the LSR is related to the mesh phasing, especially to the sequentially phased transmission. It is also concluded that the excitation frequency of the output element of the two stages can be seen as the superposition of the mesh frequencies of each stage and that the studied errors have a significant impact on the LSR and the TE.

Keywords: Double-helical planetary gear; Meshing phase; Load Sharing Ratio, Transmission Error.

RESUMEN:

Las transmisiones mediante engranajes planetarios se usan ampliamente en grandes maquinarias de servicio pesado, como helicópteros y barcos, debido a su gran relación de transmisión, gran capacidad de carga y pequeño tamaño. En este artículo, se estudia el reparto de carga (LSR) y el error de transmisión general (TE) de un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas. En primer lugar, se establecen las ecuaciones de equilibrio estático del tren de engranajes planetarios de doble hélice. Posteriormente, el LSR bajo diferentes fases de engrane y el TE general se obtienen resolviendo las ecuaciones. Por último, se tienen en cuenta diferentes errores, como la posición del eje de los planetas para diversas excentricidades, y se analiza la influencia de dichos errores en el reparto de carga y el error de transmisión. Los resultados demuestran que la frecuencia de excitación del error de transmisión está relacionada con el número de ramas del planetario, así como con el desfase del engrane, mientras que el LSR está relacionado con el desfase del engrane, especialmente cuando la transmisión está configurada con desfase secuencial. También se concluye que la frecuencia de excitación del elemento de salida de las dos etapas se puede ver como la superposición de las frecuencias de engrane de cada etapa y que los errores estudiados tienen un impacto significativo en el LSR y el TE.

Palabras clave: Engranaje planetario de doble hélice; fase de engrane; reparto de carga, error de transmisión.

FINANCIACION

Este trabajo se ha realizado bajo el amparo del proyecto PID2020-116213RB-I00, financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación. Esta investigación también ha contado con el apoyo de la Fundación Nacional de Ciencias Naturales de China (subvención n.º11972131) y (subvención n.º12072089). El primer autor, Guanghe Huo, agradece también la financiación de su estancia en la Universidad de Cantabria a través de una beca CSC (China Scholarship Council) número 202106120133, financiada por el gobierno de la República Popular China.

	Influencia de los errores en el reparto de carga y en el error de transmisión en un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas con diferentes fases de engrane	Disciplina UNESCO Subdisciplina
ARTICULO / COLABORACION	Autores separados por comas	Subdisciplina

1.- INTRODUCCIÓN

En comparación con las transmisiones ordinarias, las transmisiones de engranajes planetarios tienen una relación de transmisión mayor, alta capacidad de carga y mayor compacidad. Por estas razones, muchos tipos de sistemas de engranajes planetarios, incluyendo engranajes rectos, engranajes cónicos, engranajes helicoidales [1], engranajes de doble hélice y sus combinaciones, se utilizan ampliamente a lo largo de todo el espectro industrial [2].

En la actualidad existe un gran interés en el estudio mediante modelizado de las transmisiones planetarias, trabajando en aspectos tales como la fuerza de contacto, el reparto de carga, el error de transmisión y sus características vibratorias.

En esta línea de trabajo en modelizado de transmisiones planetarias, Hu et al. [3] estudiaron el TE global de un tren de engranajes planetarios y analizaron la influencia de diversos errores y modificaciones en el mismo. Por su parte, Iglesias et al. [4] propusieron un nuevo modelo transmisión planetaria de dientes rectos para estudiar el reparto de carga y como los errores afectaban a dicho reparto. Dai et al. [5] estudiaron la fuerza de engrane del sistema de engranaje planetario de engranajes rectos mediante modelizado numérico y medición experimental. Viadero et al. [6] propusieron un modelo multicuerpo para estudiar el comportamiento dinámico del tren de transmisión planetario de una turbina eólica en condiciones no estacionarias.

El desfase entre los engranes de las distintas ramas es otro parámetro principal que afecta a las características de la transmisión en un engranaje planetario. Se dice que cada una de las ramas se encuentra en fase cuando el contacto entre dientes se produce en el mismo punto de forma simultánea para cada uno de los engranes, y desfasadas cuando esto no es así. En la literatura [7-9], se dan las condiciones de clasificación del desfase entre engranes, así como la formulación necesaria para el cálculo de la diferencia de fase entre engranes, bien sea entre engranes de planeta con sol o con anillo. En estos mismos trabajos, Sánchez et al. [7, 8] estudiaron el reparto de carga (LSR) de cada planeta bajo diferentes desfases de engrane mediante el uso de modelos numéricos y de galgas extensométricas virtuales.

En los últimos años, la investigación en engranajes con doble hélice ha atraído gradualmente la atención de los investigadores, fundamentalmente en el ámbito de las transmisiones ordinarias, encontrándose menos trabajos referidos a sistemas de engranajes planetarios. Así, Kang et al. [10] estudiaron el comportamiento dinámico de un par de engranajes de doble hélice mediante el uso de experimentos y teoría, y posteriormente profundizaron en el estudio del comportamiento cuasiestático de un par de engranajes de doble hélice [11].

Un método extendido y establecido para modelizar una transmisión mediante engranajes consiste en el uso de modelos de parámetros concentrados y las formulaciones analíticas [12, 13], mientras que para modelizar los apoyos se emplean elementos viga. En relación con esto, Sondkar [14] propuso un modelo dinámico de un engranaje planetario de doble hélice con rigidez de engrane invariante en el tiempo combinando el método de parámetros concentrados con el método de elementos viga. También en la misma línea de estudio, Portron [15] utilizó en primer lugar elementos viga de Timoshenko para conectar los dos engranajes helicoidales de un engranaje helicoidal doble y, a continuación, investigó su comportamiento dinámico.

Aunque la investigación en engranajes de doble hélice comienza a despertar interés, el trabajo de investigación del sistema de engranajes planetarios de doble hélice no es tan amplio como el de los engranajes rectos o helicoidales, especialmente para una transmisión compleja con varias etapas como la que se propone en este trabajo. Además, debido a que el error de transmisión es la principal fuente de vibración y ruido, es necesario estudiar esta característica estática, así como el reparto de carga, antes de investigar en profundidad la dinámica de los sistemas de engranajes planetarios de doble hélice multietapa.

El trabajo propuesto consiste en el estudio de un tren de engranajes planetarios cerrado diferencial de dos etapas y doble hélice. En primer lugar, se analiza la relación del desfase entre engranes con la rigidez de engrane variable en el tiempo, según la geometría de la transmisión para cada etapa. A continuación, se establecen las ecuaciones de equilibrio estático de todo el tren de engranajes planetarios, a partir de las cuales se obtiene el reparto de carga (LSR) con diferentes fases de engrane y el error de transmisión (TE) del elemento de salida. Por último, se tuvieron en cuenta diferentes errores [16], como el error de posicionamiento de los planetas o la excentricidad, y se analizó la influencia de los errores en el LSR y el TE. En el último apartado se estudia la influencia de la flexibilidad de los apoyos en el comportamiento de la transmisión con y sin defectos, estudiando una configuración de apoyo fijo frente a una flotante, en la que se toman distintos valores de rigidez para los rodamientos.

2.- MODELO DE TREN DE ENGRANAJES PLANETARIOS HELICOIDALES DOBLES DE DOS ETAPAS

2.1.- DIAGRAMA DE LA TRANSMISIÓN

La figura 1 muestra el diagrama de la transmisión de dos etapas, que consta de dos trenes de engranajes planetarios, la primera etapa es un tren de engranajes planetarios epicicloidial y la segunda etapa es un tren de engranajes planetarios en configuración de estrella (portaplanetas fijo).

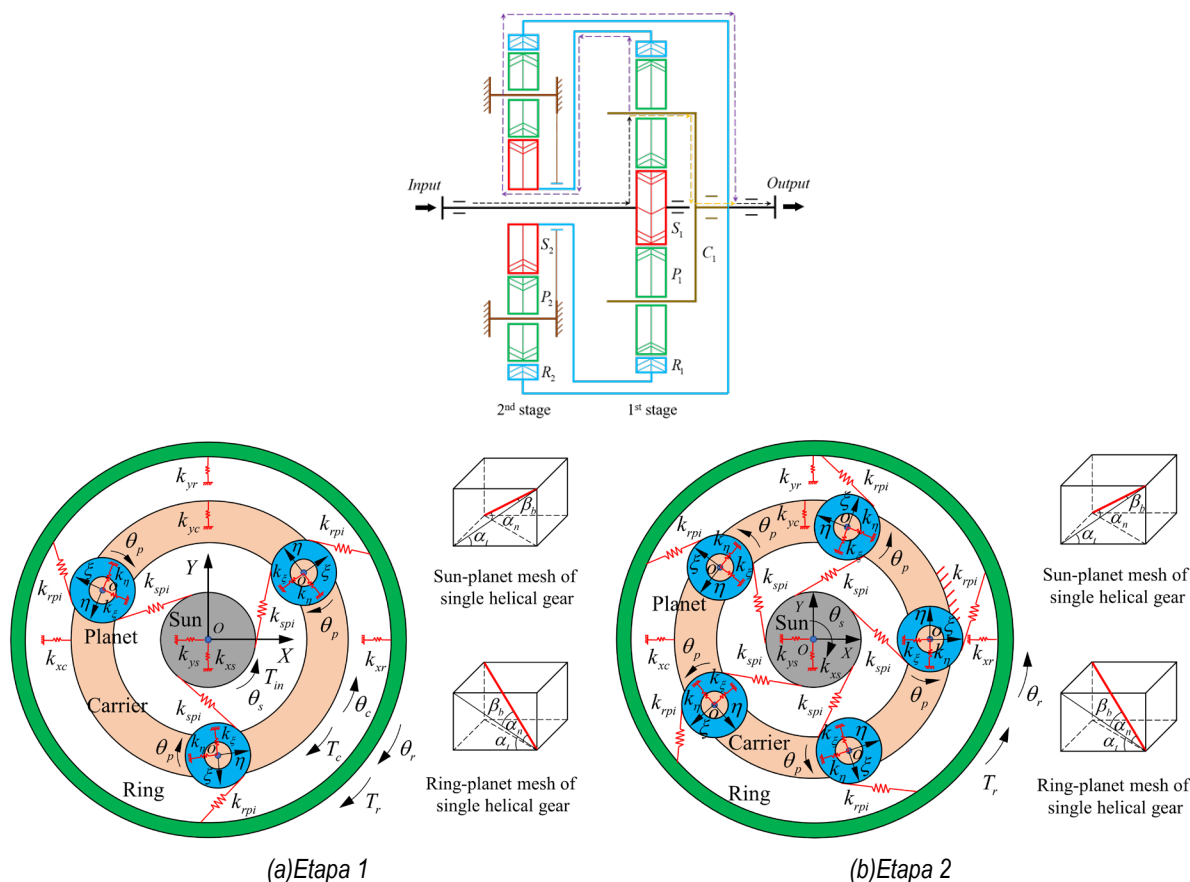


Fig. 1. Transmisión planetaria estudiada y modelo cuasi-estático de cada etapa

Como se muestra en la Fig.1, los subíndices (1 y 2) se refieren a la primera y segunda etapa, respectivamente. El tren de engranajes planetarios de dos etapas también se denomina tren de engranajes planetarios diferencial cerrado, debido a que el tren planetario cerrado se envuelve alrededor del tren planetario diferencial. El eje de entrada está conectado al S1 (engranaje de sol en la primera etapa), y el eje de salida está conectado al C1 (portaplanetas en la primera etapa) y R2 (engranaje de anillo en la segunda etapa). Como se muestra en la Fig.1, hay dos trayectorias de transmisión de potencia, una trayectoria está compuesta por los siguientes elementos: engranaje solar (S1), planetario (P1) y portaplanetas (C1); otra está compuesta por: engranaje solar (S1), engranaje planetario (P1), corona dentada (R1), engranaje solar (S2), engranaje planetario (P2) y corona dentada (R2). En este trabajo, cada elemento tiene 3 DOF, dos desplazamientos de traslación a lo largo de los ejes x e y, una libertad de torsión alrededor del eje z.

2.2.- MODELO CUASI-ESTÁTICO

El modelo presentado se implementa en Matlab, de donde se obtienen todos los resultados y gráficas presentadas en este trabajo. Todos los componentes del sistema se consideran cuerpos rígidos, la Fig.1 muestra el diagrama esquemático del modelo estático de transmisión por engranajes planetarios de cada etapa. Además, se supone que la deformación de engrane entre los dientes en contacto de dos ruedas está representada por un resorte lineal equivalente a lo largo del plano de engrane, siendo este muelle tangente a los círculos base de los dos engranajes en contacto. Los engranajes planeta se distribuyen uniformemente alrededor del engranaje solar. Como se muestra en la Fig.1, XOY es un sistema de coordenadas fijo y también es un sistema de coordenadas global, mientras que $\xi\eta$ es un sistema de coordenadas móvil en el engranaje planetario, donde ξ es la dirección radial y η es la dirección tangencial. k_{xi} y k_{yi} ($i=s,c,r$) son la rigidez de soporte de sol (s), portaplanetas (c) y corona (r), k_{ξ} y k_{η} son la rigidez de soporte (N/m) del planeta (p) en cada una de las dos direcciones perpendiculares. Para estas rigideces se toman los valores de $1e8$ y $1e10$ (N/m), estimados en función del tamaño de la transmisión para considerar un apoyo flotante o flexible y uno fijo o rígido.

	Influencia de los errores en el reparto de carga y en el error de transmisión en un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas con diferentes fases de engrane	Disciplina UNESCO Subdisciplina
ARTICULO / COLABORACION	Autores separados por comas	

2.3.- ECUACIONES DEL SISTEMA

2.3.1.- RIGIDEZ VARIABLE

Dado que el engranaje helicoidal doble está compuesto por dos engranajes helicoidales con ángulo de hélice opuesto, la rigidez de engrane del engranaje helicoidal doble puede considerarse como la suma de la rigidez de engrane de cada engranaje helicoidal, y la rigidez de engrane variable en el tiempo puede estar compuesta por la rigidez de engrane media y la longitud de la línea de engrane (norma ISO6336 y trabajo de Maatar [17]).

2.3.2.- ECUACIONES DE EQUILIBRIO

Para cada elemento, la fuerza de engrane, la fuerza del soporte y la fuerza externa deben alcanzar el equilibrio, como se muestra en la Ec.(1):

$$\mathbf{F}_{mesh} + \mathbf{F}_{bearing} + \mathbf{F}_{external} = \mathbf{0} \quad (1)$$

2.3.3.- CÁLCULO DEL REPARTO DE CARGA Y DEL ERROR DE TRANSMISIÓN GLOBAL

Para cada planeta en un sistema de engranajes planetarios, éste soporta la fuerza de contacto con el sol y el anillo, y el par generado por ambas fuerzas de contacto debe ser igual y anularse. Por lo tanto, una vez que se alcanza el equilibrio de cada elemento, el par de entrada se dividirá en cada engranaje planeta. La relación de reparto de carga (LSR) del planeta i se obtiene de la siguiente manera:

$$LSR_i = F_i / (\sum_{j=1}^N F_j) \quad (2)$$

donde F_i es la fuerza de contacto en el planeta i , y el valor ideal de LSR_i es $1/N$, que depende del número de engranajes planeta.

El error de transmisión es la diferencia entre la posición angular ideal y la posición angular real:

$$TE_i = \theta_{real} - \theta_{ideal} = \theta_{real} - \theta_{in} / tr \quad (3)$$

donde tr es la relación de transmisión del elemento de entrada al elemento de salida.

2.4.- ERRORES DE POSICIONAMIENTO Y EXCENRICIDAD

En aplicaciones reales, debido a la existencia de tolerancias de fabricación y a la precisión del proceso de montaje, la posición central real y la posición central ideal de los planetas pueden no coincidir, lo que afecta al comportamiento de transmisión del sistema de engranajes.

El error de posicionamiento es la diferencia entre la posición real de montaje del engranaje planeta y la posición ideal de montaje. Este tipo de error es común en el montaje de sistemas de engranajes planetarios. Normalmente, este error se divide en sus dos componentes, con lo que se definen dos subtipos de error de posición: el error radial y el error tangencial (ver figura 1 del material complementario). El valor positivo del error radial es hacia fuera a lo largo de la línea central de dos engranajes, mientras que el valor positivo del error tangencial es perpendicular a la dirección radial y en el mismo sentido que la dirección tangencial de la rotación del engranaje sol.

El error de excentricidad o *run-out error* se trata de un error variable en el tiempo, que puede descomponerse en dos componentes en el sistema de coordenadas y representarse como traslaciones planas transversales del punto central de rotación de la rueda dentada. Por lo tanto, el error de excentricidad puede proyectarse en dos componentes en su sistema de coordenadas, variando armónicamente entre una componente radial y una componente tangencial.

3.- ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LA TRANSMISIÓN

A continuación, se estudia un tren de engranajes planetarios helicoidales dobles de dos etapas para barcos, cuyos parámetros básicos de engrane y relación de fases de cada etapa se muestran en la Tabla 1 del material complementario. El módulo normal es 6 y el ángulo de hélice 25° . La velocidad de entrada es de 600rpm y el par de entrada es de 5000N.m.

3.1.- ANÁLISIS DEL REPARTO DE CARGA Y EL ERROR DE TRANSMISIÓN SIN ERRORES EN UNA CONFIGURACIÓN DE SOL FIJA

3.1.1.- Resultados del reparto de carga (LSR)

El desfase del engrane en la primera etapa es secuencial, con un LSR medio ideal de $2\pi/3$. El desfase del engrane en la segunda etapa es nulo, con un LSR medio ideal de $1/5$. En la Fig.2 a) se muestra el resultado del LSR de la primera etapa sin ningún error. Para la 2ª etapa, el resultado de LSR es perfecto e igual a 0,2 debido a que los engranes van en fase, por lo que este resultado no

se representa en la figura. Como se muestra en la Fig.2 a), el valor calculado de LSR fluctúa debido a la variación de la rigidez de engrane y al distinto equilibrio de fuerzas que esto produce entre los distintos engranes. Además, el resultado de LSR en la primera etapa tiene el mismo desfase que el exhibido por los engranes.

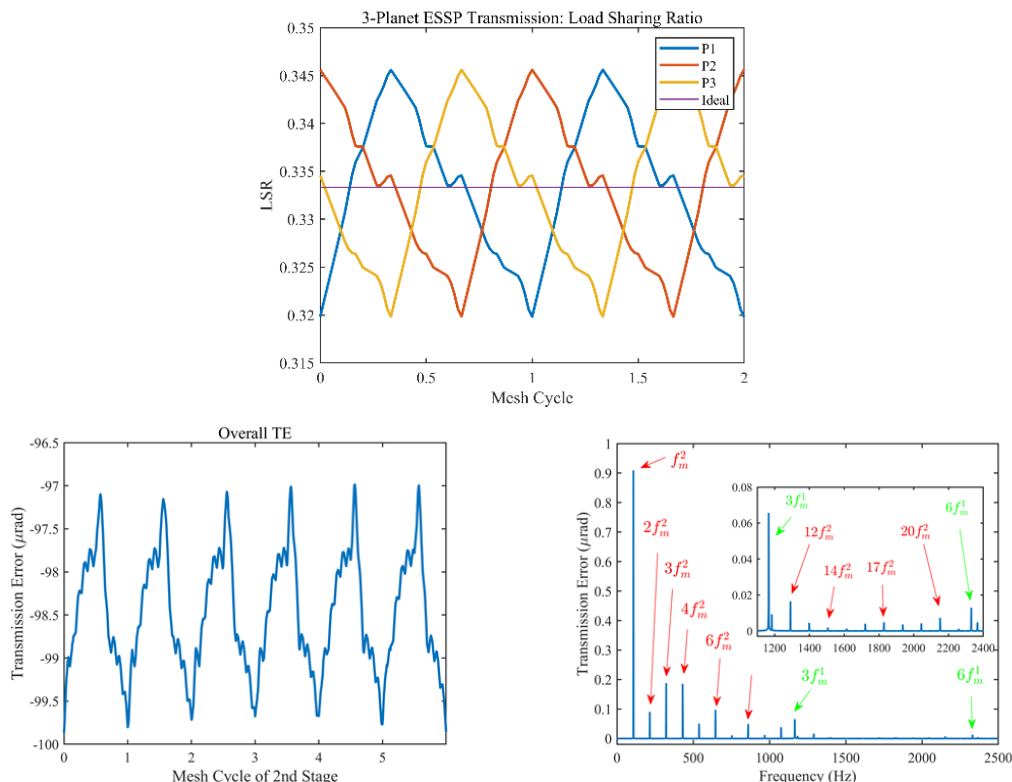


Fig. 2 Resultados para la configuración de sol fijo: a) LSR en la primera etapa sin errores b) ET en el dominio del tiempo y contenido en frecuencias del elemento de salida

3.1.2.- Resultados del Error de Transmisión

Para dos etapas, hay dos frecuencias de engrane (f_m), que se calculan en función de las frecuencias de giro del sol (f_s), del portaplanetas (f_c) y del número de dientes de los soles (Z_s) como:

$$f_m^1 = (f_s^1 - f_c^1) \times Z_s^1, \quad f_m^2 = (f_s^2) \times Z_s^2 \quad (4)$$

La Fig.2 b) muestra el resultado del error de transmisión en el dominio temporal del elemento de salida y su espectro de frecuencias en el dominio de la frecuencia sin errores. La frecuencia de engrane en la 2ª etapa y sus primeros 6 armónicos tienen una mayor influencia en el elemento de salida que la frecuencia de engrane de la primera etapa. La bibliografía [3] muestra que, para un sistema de engranajes planetarios de una etapa, en términos del error de transmisión global, una transmisión con sus engranes en fase (IP) muestra todos los armónicos de la frecuencia de engrane, mientras que para una transmisión secuencial (SP) sólo se observan los múltiplos del número de engranajes planeta en cada caso. En comparación, la frecuencia de excitación del elemento de salida puede verse como una superposición de la frecuencia de excitación en cada etapa, con diferentes fases de engrane (SP e IP).

3.2.- ANÁLISIS DEL REPARTO DE CARGA Y EL ERROR DE TRANSMISIÓN CON ERRORES EN UNA CONFIGURACIÓN DE SOL FIJA

Para estudiar la influencia de un mismo valor de error en la LSR, se define un factor K_y (Factor de carga en el engrane) como la relación entre la carga real soportada y la carga ideal soportada por este planeta y su valor nominal de reparto:

$$K_{yi} = LSR_i / (1/N) \quad (5)$$

$K_{vi} > 1$ indica que el planeta i soporta más carga que la carga ideal. Por otra parte, para mostrar claramente el efecto sobre el reparto de carga del planeta, únicamente se van a considerar en el análisis errores en el planeta 1, de forma que se pueda interpretar con mayor facilidad la causa de la carga o la descarga de las distintas vías.

3.2.1.- Error de posicionamiento del planeta

En primer lugar, como se refiere en la literatura científica, la componente radial del error de posición de los planetas tiene una influencia despreciable en el reparto de carga de las transmisiones planetarias cuando los ángulos de presión de los contactos sol-planeta y planeta-anillo son iguales. En el caso de que los ángulos de presión no sean iguales, Iglesias et al. [17] llegan a la conclusión de que, si bien no es despreciable, la componente radial del error tiene un impacto mucho menor en el LSR que la componente tangencial. En el presente trabajo, por coincidir los ángulos de presión, únicamente se estudia la componente tangencial del error de posicionamiento sobre el reparto de carga.

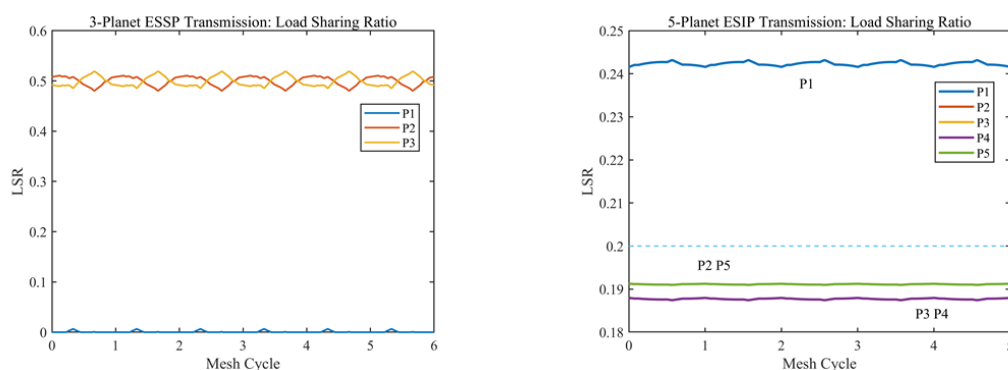
La Tab.1 muestra los cinco casos de estudio empleados, con diferentes valores de error, donde se puede apreciar que tanto el LSR como el LSR relativo disminuyen a medida que aumenta el valor del error, lo que provoca una peor distribución de la carga desigual y por lo tanto un peor comportamiento de la transmisión.

Tab.1. Valor del LSR para diferentes valores y tipos de error en el planeta 1

Configuración del error	e_t (μm)	Etapa 1			Etapa 2		
		LSR1(%)		$\max(K_v)$	LSR1(%)		$\max(K_v)$
		max	min		max	min	
1	5	28.91	26.54	0.8318	22.16	22.08	1.106
2	10	23.25	21.11	0.6654	24.31	24.16	1.212
3	15	17.60	15.67	0.4991	26.47	26.24	1.318
4	20	11.95	10.23	0.3327	28.63	28.32	1.423
5	30	0.0064	0	0.0002	32.94	32.48	1.647

Configuración del error	e_{runout} (μm)	LSR1(%)			LSR1(%)		
		max	min	$\max(K_v)$	max	min	$\max(K_v)$
		max	min		max	min	
1	5	40.21	26.55	1.206	22.15	17.85	1.108
2	10	45.86	21.11	1.376	24.31	15.69	1.216
3	15	51.51	15.67	1.545	26.46	13.54	1.323
4	20	57.16	10.23	1.715	28.62	11.38	1.431
5	30	68.47	0	2.054	32.93	7.07	1.647
6	50	91.16	0	2.735	41.55	0	2.077

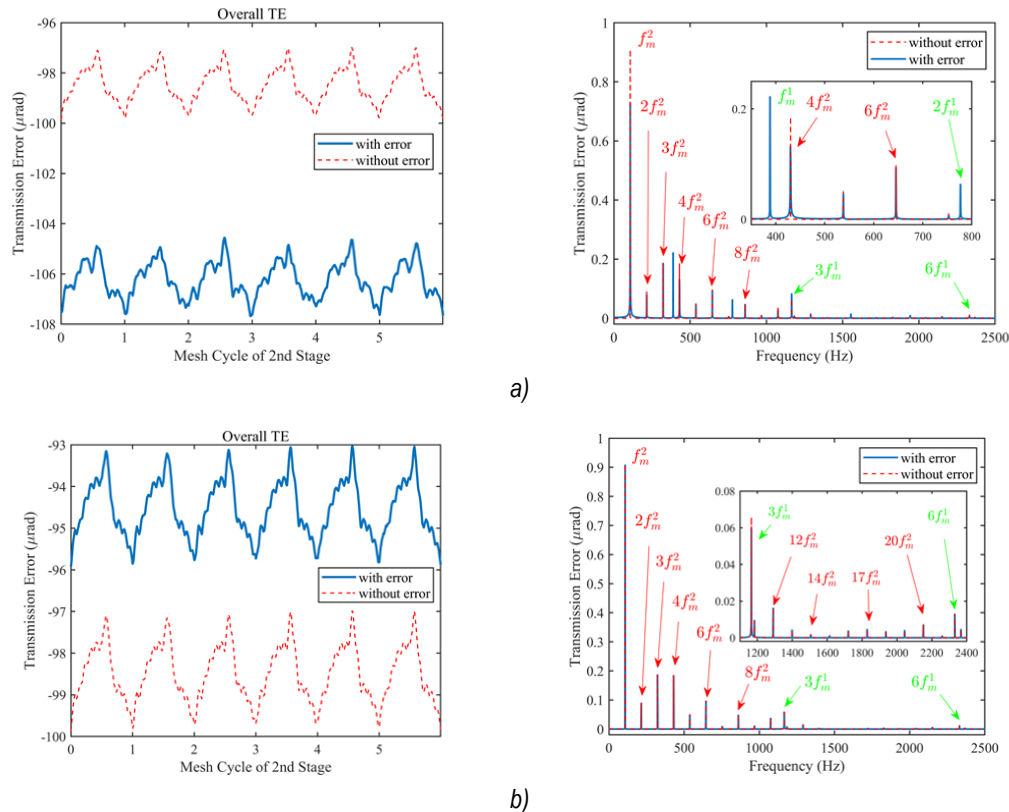
Con el fin de ver claramente la situación de carga de cada planeta a lo largo del tiempo, en la Fig.3 se muestra el reparto de carga cuando se aplica un error tangencial de 30 y 10 micrómetros respectivamente en el planeta 1 de cada etapa. En el primero de los casos (etapa 1) se observa como el planeta 1 sufre una casi descarga total, mientras que en la segunda figura (etapa 2) el error produce una sobrecarga del planeta 1. Desde un punto de vista de durabilidad, cabe reseñar que son más peligrosos los errores que adelantan la carga del planeta, puesto que el aumento de tensiones es mayor en el planeta defectuoso que absorbe de forma individual el desequilibrio de exceso de carga. Cuando el planeta sufre una descarga, es el resto de planetas quien debe absorber el desequilibrio, repartiéndose en un número mayor de ruedas y no generando sobretensiones tan elevadas.



a) Error tangencial de $30\mu\text{m}$ en el planeta 1 (primera etapa) b) Error tangencial de $10\mu\text{m}$ en el planeta 1 (segunda etapa)

Fig.3. Reparto de carga con errores tangenciales en la transmisión planetaria

En correspondencia con el caso mostrado en Fig.3 a), en la Fig.4 a) se muestran los resultados en tiempo y frecuencia de TE con $30\mu\text{m}$ de error tangencial en el planeta 1 en la 1ª etapa. En comparación con el caso mostrado en la Fig.2 b), se observa que la frecuencia de excitación principal no cambia, lo que significa que la frecuencia de excitación principal del elemento de salida sigue siendo la frecuencia de engrane de cada etapa, pero los múltiplos residuales de las frecuencias de engrane de la 1ª etapa aparecen, como se muestra en la Fig.4 a).



a) Registro temporal del TE

b) Contenido en frecuencias del TE

Fig.4. Registro temporal y contenido en frecuencias del TE del sistema con error de posicionamiento tangencial en el planeta 1: a) error de $30\mu\text{m}$ en la primera etapa b) error de $10\mu\text{m}$ en la segunda etapa)

Por otra parte, y en correspondencia con el caso mostrado en la Fig.3 b), cuando el error tangencial de $10\mu\text{m}$ se considera únicamente en el planeta de la 2ª etapa, los resultados de tiempo y frecuencia del TE se muestran en la Fig.4 b). Como se muestra en la Fig.4 b), la frecuencia de excitación principal del TE no cambia, y se puede observar cómo el error tangencial introducido en el planeta en la 2ª etapa no modifica sustancialmente la señal.

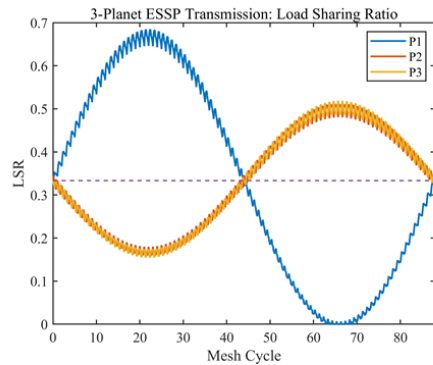
Comparando las Fig.4 a) y Fig.4 b), en términos del TE, para la etapa con un desfase secuencial de los engranes, el error tangencial activa algunas frecuencias nuevas. En cambio, para la etapa con los contactos en fase, el error tangencial no produce nuevas frecuencias.

3.2.2.- Error de excentricidad

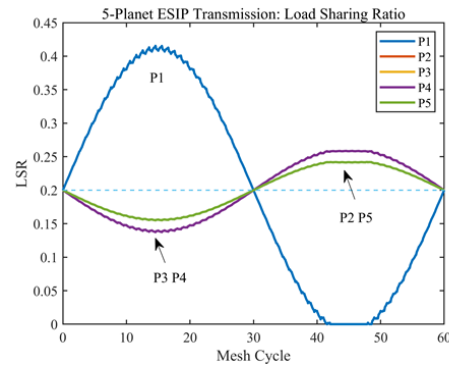
En segundo lugar, el error de excentricidad en el planeta 1 de cada etapa se elige como ejemplo para estudiar la influencia del error de excentricidad en el TE global. En la Tab.2 se muestra el LSR y su valor relativo con error de excentricidad en el planeta 1 de cada etapa.

Con el fin de visualizar los cambios de LSR, la Fig.5 muestra la forma de LSR. En esta figura se puede apreciar como el error de excentricidad se corresponde con una proyección del valor del error en sus componentes radial y tangencial. La onda armónica marca

su máximo cuando la proyección se realiza en la componente tangencial, de mayor influencia sobre el reparto de carga, y marca su mínimo cuando la proyección se realiza sobre la componente radial, cuyo efecto sobre el reparto de carga de una transmisión como la estudiada (iguales ángulos de presión) es nulo.



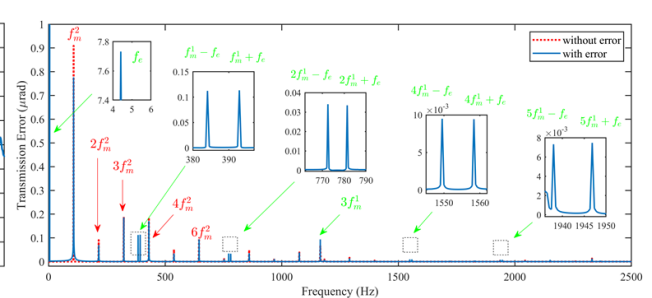
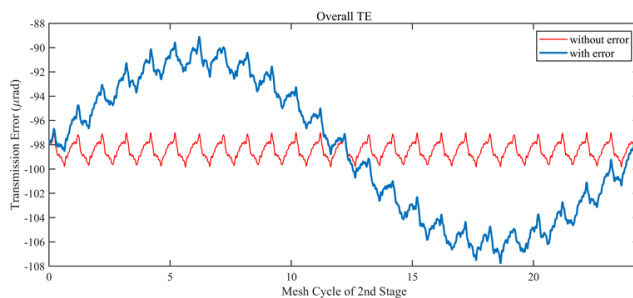
a) 30µm error en el planeta1 de la primera etapa



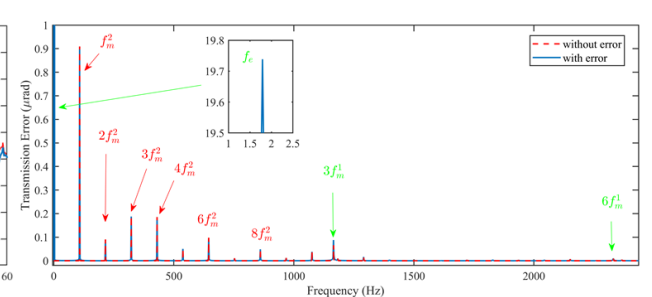
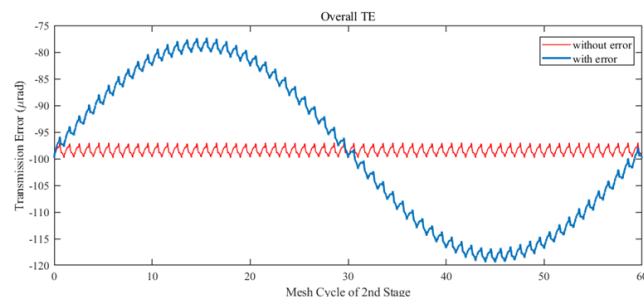
b) 50µm error en el planeta1 de la segunda etapa

Fig.5. Resultados del LSR con excentricidad en el planeta de cada etapa

Para la primera etapa, correspondiente a la Fig.5 a), la Fig.6 a) muestra el registro temporal y el contenido en frecuencias del TE total. Como se muestra en la Fig.6 a), 1 ciclo de repetición equivale a 24,37 veces el ciclo de engrane de la 2ª etapa y debe haber una frecuencia de error. En correspondencia, no solo aparece la frecuencia del error, sino que también aparecen algunas nuevas frecuencias de excitación alrededor de la frecuencia de engrane de la primera etapa como $f_m^1 - f_e$, $f_m^1 + f_e$, $2f_m^1 - f_e$, $2f_m^1 + f_e$. Excepto por la influencia del error, solo la 1ª frecuencia de engrane de la 2ª etapa disminuye ligeramente, sin prácticamente cambios para otras frecuencias. Por lo tanto, en términos del error de transmisión general, la frecuencia del error de excentricidad del planeta en la primera etapa tiene un efecto muy relevante.



a)



b)

Fig.6. Registro temporal y contenido en frecuencias del TE del sistema con error de excentricidad en el planeta 1:

a) error de 30µm en la primera etapa b) error de 50µm en la segunda etapa)

De acuerdo con el caso mostrado en la Fig.5 b), para un error de excentricidad de 50µm en la 2ª etapa, el registro temporal y el contenido en frecuencias del TE global se muestran en la figura 11. Como se muestra en la Fig.11b), la frecuencia de error de

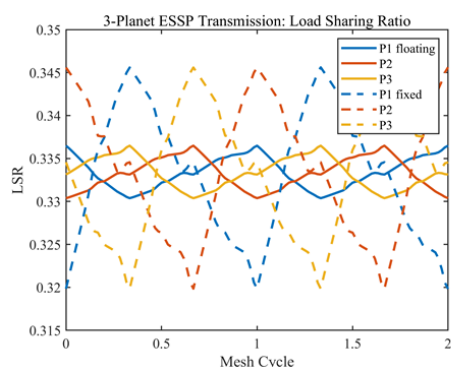
	Influencia de los errores en el reparto de carga y en el error de transmisión en un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas con diferentes fases de engrane	Disciplina UNESCO Subdisciplina
ARTICULO / COLABORACION	Autores separados por comas	

excentricidad coincide con la frecuencia de rotación del planeta de la 2ª etapa, al ser el portaplanetas fijo. Por otro lado, en el contenido espectral la única variación es la relativa a la frecuencia del error, mientras que el resto de frecuencias permanecen inalteradas.

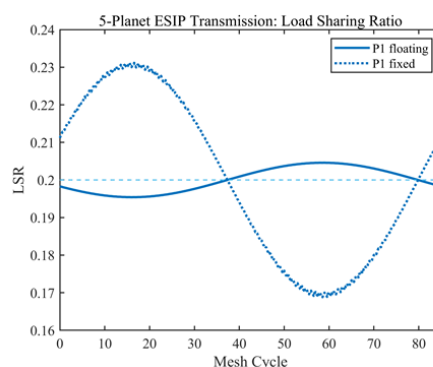
3.3.- ESTUDIO DE CONFIGURACIONES

Una forma de mejorar el comportamiento del reparto de carga en transmisiones planetarias consiste en aumentar la flexibilidad o flotabilidad de los elementos centrales (sol, portaplanetas o corona). En este estudio se ha establecido la flotabilidad del sol para evaluar la influencia de esta configuración en el reparto de carga.

Para la primera etapa, con desfase secuencial, se puede observar la mejora en el valor de LSR con sol flotante frente a fijo en la Fig.7 a).



(a) Primera etapa



(b) Segunda etapa (10μm excentricidad en el sol)

Fig.7. Reparto de carga con configuración de sol flotante

Para la transmisión en fase de la 2ª etapa, el reparto de carga en cada planeta es el mismo, dado que no hay errores ni vías con distinta rigidez. Para poder evaluar el beneficio del cambio de configuración, en la Fig.7 b) se muestra el LSR del planeta 1 cuando se considera un error de 10μm de excentricidad en el sol, tanto para configuración fija como flotante del propio sol. Como se aprecia en la figura, la configuración fija muestra que cada rama puede transmitir en determinados momentos hasta el 23% de la carga bajo la configuración de sol fijo, pero bajo configuración flotante el máximo de carga es del 20,45%.

Puede concluirse por lo tanto que la configuración flotante puede mejorar las características del reparto de carga de la transmisión planetaria tanto en condiciones de fase como de desfase de los engranes.

4.- Conclusiones

En este trabajo de investigación se ha profundizado en el comportamiento de las transmisiones planetarias multietapa de dientes con doble hélice. Como novedad fundamental del estudio, se ha prestado especial atención al desfase en el engrane entre cada uno de los contactos sol-planeta y planeta-corona, que en la transmisión ejemplo utilizada presentaba dos tipologías: en desfase secuencial para la primera etapa y en fase para la segunda etapa. Estas condiciones de desfase, tal como se ha demostrado, determinan fuertemente las características de reparto de carga y vibratorias de la transmisión, al tener un fuerte impacto sobre el error de transmisión.

Considerándose una rigidez de engrane variable en el tiempo, para el engrane en doble helicoidal, así como las diferentes relaciones de fase de engrane, se construye un modelo estático del sistema de engranajes planetarios helicoidales de dos etapas basado en ecuaciones de equilibrio, con un enfoque mixto de parámetros concentrados y elementos viga para los apoyos.

Se analizaron las características estáticas de la transmisión, incluyendo la relación de reparto de carga y el error de transmisión. A continuación, se estudió la influencia de diferentes errores en la relación de reparto de carga y el error de transmisión. Las conclusiones principales del estudio son las siguientes:

- 1) Se demuestra que la relación de reparto de carga está fuertemente condicionada por las condiciones de fase de los engranes, especialmente con la transmisión secuencialmente desfasada, y los resultados del dominio de la frecuencia también muestran que la frecuencia de excitación del componente de salida es la acción conjunta de la frecuencia de excitación de cada etapa.
- 2) El error tangencial en distintas condiciones de desfase de engrane producirá efectos diferentes en el TE: desfases secuenciales modifican el contenido en frecuencias, mientras que una configuración en fase no activa ninguna frecuencia nueva.
- 3) Para la etapa con desfase secuencial, el error de excentricidad genera nuevas frecuencias de excitación. Para la etapa en fase hay un cambio relevante en amplitud que coincide con la frecuencia de error, pero sin generar nuevas frecuencias de excitación.

	Influencia de los errores en el reparto de carga y en el error de transmisión en un tren de engranajes planetarios de doble hélice de dos etapas con diferentes fases de engrane	Disciplina UNESCO Subdisciplina
ARTICULO / COLABORACION	Autores separados por comas	Subdisciplina

4) En comparación con la configuración de sol fijo, la configuración de sol flotante mejora el reparto de carga, de forma más acusada en el caso de las configuraciones con desfase secuencial, pero absorbiendo también el efecto de los posibles errores cuando la transmisión está en fase.

La mejora del conocimiento en el reparto de carga en transmisiones planetarias, y la investigación sobre cómo los errores y otras condiciones operacionales afectan al mismo supone un impacto directo en multitud de aplicaciones industriales. Sin embargo, se puede subrayar la importancia de investigar y mejorar el reparto de carga mediante simulación y experimentación en el ámbito específico de las reductoras de turbinas eólicas, aspecto que desde la propia industria [18] ha despertado un gran interés en los últimos años. Con este objetivo de aplicación y como líneas de trabajo futuro, cabe destacar la búsqueda de una correlación del modelo con resultados experimentales, así como explorar vías de mejora del reparto de carga en este tipo de aplicaciones industriales, minimizando el impacto de los distintos errores estudiados.

Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado bajo el amparo del proyecto PID2020-116213RB-I00, financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación. Esta investigación también ha contado con el apoyo de la Fundación Nacional de Ciencias Naturales de China (subvención n.º 11972131) y (subvención n.º 12072089). El primer autor, Guanghe Huo, agradece también la financiación de su estancia en la Universidad de Cantabria a través de una beca CSC (China Scholarship Council) número 202106120133, financiada por el gobierno de la República Popular China.

REFERENCIAS

- [1] M. Benatar, M. Handschuh, A. Kahraman, D. Talbot, Static and Dynamic Transmission Error Measurements of Helical Gear Pairs With Various Tooth Modifications, *J Mech Design*, 141 (10) (2019). DOI: <http://doi.org/10.1115/1.4043586>
- [2] C.G. Cooley, R.G. Parker, A Review of Planetary and Epicyclic Gear Dynamics and Vibrations Research, *Appl Mech Rev*, 66 (4) (2014). DOI: <http://doi.org/10.1115/1.4027812>
- [3] Y. Hu, L. Ryali, D. Talbot, A. Kahraman, A theoretical study of the overall transmission error in planetary gear sets, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 233 (21-22) (2019) 7200-7211. DOI: <http://doi.org/10.1177/0954406219830436>
- [4] M. Iglesias, A. Fernandez Del Rincon, A. De-Juan, A. Diez-Ibarbia, P. Garcia, F. Viadero, Advanced model for the calculation of meshing forces in spur gear planetary transmissions, *Meccanica*, 50 (7) (2015) 1869-1894. DOI: <http://doi.org/10.1007/s11012-015-0130-3>
- [5] H. Dai, F. Chen, C. Xun, X. Long, Numerical calculation and experimental measurement for gear mesh force of planetary gear transmissions, *Mech Syst Signal Pr*, 162 (2022) 108085. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108085>
- [6] F. Viadero, A. Fernández, M. Iglesias, A. De-Juan, E. Liaño, M.A. Serna, Non-stationary dynamic analysis of a wind turbine power drivetrain: Offshore considerations, *Appl Acoust*, 77 (2014) 204-211. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.10.006>
- [7] J. Sanchez-Espiga, A. Fernandez-del-Rincon, M. Iglesias, F. Viadero, Planetary gear transmissions load sharing measurement from tooth root strains: Numerical evaluation of mesh phasing influence, *Mech Mach Theory*, 163 (2021) 104370. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104370>
- [8] J. Sanchez-Espiga, A. Fernandez-del-Rincon, M. Iglesias, F. Viadero, Influence of errors in planetary transmissions load sharing under different mesh phasing, *Mech Mach Theory*, 153 (2020) 104012. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104012>
- [9] R.G. Parker, J. Lin, Mesh Phasing Relationships in Planetary and Epicyclic Gears, *J Mech Design*, 126 (2) (2004) 365-370. DOI: <http://doi.org/10.1115/1.1667892>
- [10] M.R. Kang, A. Kahraman, An experimental and theoretical study of the dynamic behavior of double-helical gear sets, *J Sound Vib*, 350 (2015) 11-29. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.04.008>
- [11] M.R. Kang, A. Kahraman, An Experimental and Theoretical Study of Quasi-Static Behavior of Double-Helical Gear Sets, *J Mech Design*, 143 (4) (2021). DOI: <http://doi.org/10.1115/1.4047906>
- [12] J. I. Pedrero, M. Pleguezuelos, and M. B. Sánchez, "Influence of meshing stiffness on load distribution between planets of planetary gear drives," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 170, no. November 2021, 2022. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104718>
- [13] M. B. Sánchez, M. Pleguezuelos, and J. I. Pedrero, "Influence of profile modifications on meshing stiffness, load sharing, and transmission error of involute spur gears," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 139, pp. 506-525, 2019. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.05.014>
- [14] P. Sondkar, A. Kahraman, A dynamic model of a double-helical planetary gear set, *Mech Mach Theory*, 70 (2013) 157-174. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.07.005>
- [15] S. Portron, P. Velex, V. Abousleiman, A hybrid model to study the effect of tooth lead modifications on the dynamic behavior of double helical planetary gears, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 233 (21-22) (2019) 7224-7235. DOI: <http://doi.org/10.1177/0954406219846156>
- [16] M. Iglesias, A. Fernandez Del Rincon, A. De-Juan, P. Garcia, A. Diez-Ibarbia, F. Viadero, Planetary transmission load sharing: Manufacturing errors and system configuration study, *Mech Mach Theory*, 111 (2017) 21-38. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.12.010>
- [17] M. Maatar, P. Velex, An analytical expression for the time-varying contact length in perfect cylindrical gears, *J Mech Design*, (1996). DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2826933>
- [18] Aurrekoetxea H., De Ocenda I. R., Experimental and theoretical study of Load mesh factor for different boundary conditions in wind gearbox planetary stages, *International Conference on Gears*, (2019). DOI: [10.51202/9783181023556-835](https://doi.org/10.51202/9783181023556-835)

MATERIAL COMPLEMENTARIO

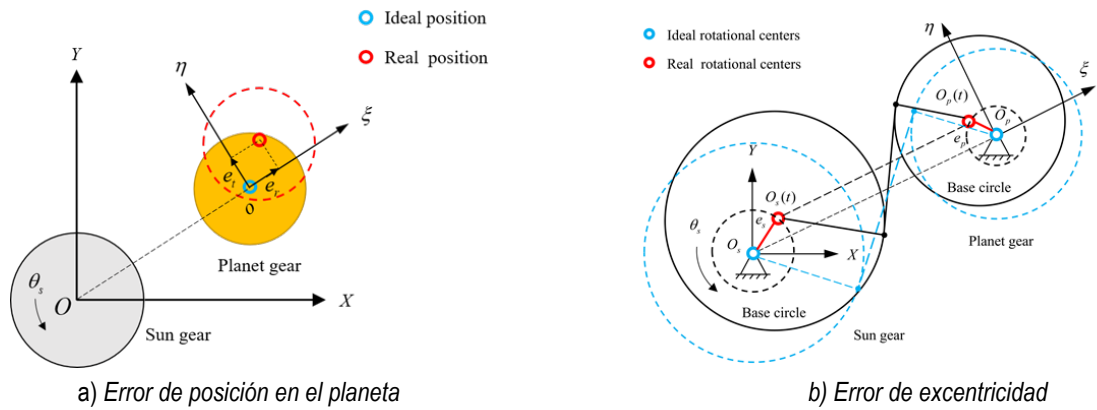


Fig. 1. Errores considerados

Tab. 1. Parámetros del tren de engranajes planetario de dos etapas y doble hélice

Elemento	Primera etapa			Segunda etapa		
	Sol	Planeta	Anillo	Sol	Planeta	Anillo
Número de dientes, Z	40	87	215	85	57	200
Módulo normal, mn (mm)			6			
Ángulo de presión normal, α_n (°)			20			
Ángulo de hélice, β (°)			25			
Número de planetas (N)		3			5	
Espaciado angular (°)		120			72	
Configuración y desfase entre engranes		ESSP			ESIP	