

Análisis de distribución de carga en husillos a bolas para altas cargas mediante modelos de elementos finitos optimizados

L. Sangalli, A. Oyanguren*, J. Larrañaga, I. Ulacia

Departamento de Mecánica y Producción Industrial. Escuela Politécnica Superior de Mondragón Unibertsitatea,

*aoyanguren@mondragon.edu

² Departamento varios autores, Universidad o Empresa varios autores, e-mail autor, email autor

Los husillos a bolas son actuadores electro-mecánicos ampliamente utilizados en máquinas y mecanismos como solución de posicionamiento lineal, caracterizándose por su gran rigidez y capacidad de carga. Estos sistemas han ido sustituyendo a actuadores hidráulicos por motivos medioambientales y de costes, lo que han conllevado en diseños de husillos a bolas pensados para altas cargas. Para dimensionar husillos de alta carga, es un paso muy habitual optar por sumar circuitos de bolas en lugar de aumentar el diámetro, esto genera tuercas más esbeltas que los diseños para cargas menores. Diversos estudios previos mostraron, por diferentes métodos, que en estas situaciones, la distribución interna de fuerzas de contacto en las bolas no es uniforme a lo largo de la distancia axial. Esto provoca que no se cumpla la hipótesis de homogeneidad de carga que plantea la norma estando algunas bolas sobrecargadas.

Los trabajos de la literatura utilizan modelos que no contemplan con suficiente detalle el problema, ya sea por falta de detalle en su desarrollo o falta de profundidad de análisis de las diferentes variables. En este trabajo se plantea un modelo por elementos finitos 3D, el cual se caracteriza por modelar los contactos de las bolas utilizando elementos de elásticos no-lineales con el fin de buscar eficiencia computacional en los modelos con gran cantidad de bolas. Habiendo generado y validado esta herramienta teóricamente, se ha realizado un análisis de diferentes variables que pudieran afectar a la distribución de carga. Con los resultados obtenidos, se ha demostrado que entre las variables más influyentes se encuentran la relación de esbeltez de la tuerca y la disposición de amarres de tuerca y eje.

1. Introducción

Los husillos a bolas son los actuadores lineales más empleados en máquinas herramienta de pequeño y mediano tamaño. Proporcionan buena relación entre rigidez, precisión, eficiencia y durabilidad [1]. Recientemente, con el auge de la electrificación, que no solo aplica al ámbito de la movilidad, diferentes máquinas y mecanismos que típicamente optaban por actuadores hidráulicos, están optando por utilizar sistemas electro-mecánicos basados en husillos a bolas, con el doble beneficio de ahorrándose costes y convertirse en sistemas más sostenibles. Un claro ejemplo puede ser el sector de las máquinas de inyección de plástico.

En estas nuevas aplicaciones que demandan rigidez y especialmente capacidad de carga, se requieren cambios en los diseños típicos de husillos. Estos nuevos diseños, dejan de un lado los sistemas de doble tuerca precarga y optan por tuercas simples con múltiples circuitos de carga activa, y que para mantener la tuerca compacta se opta habitualmente por utilizar pasos de hélice reducidos. Esto se traduce en una gran cantidad de bolas trabajando y a pesar de pasos cortos, se obtienen tuercas con una longitud considerable, lo que provoca que las deformaciones no estén uniformemente repartidas y en consecuencia genera una heterogeneidad en la distribución de carga [2, 3].

A día de hoy, este fenómeno se ha estudiado por métodos experimentales y numéricos. Shimoda e Izawa [4] realizaron unos ensayos experimentales utilizando un prototipo 2D y observaron dicha distribución de carga por bola no homogénea. Más tarde, Bertolaso [5] propuso otro ensayo experimental en el plano para correlacionarlo con un modelo estructural. Ya en estas publicaciones, se destaca la dificultad para considerar un caso experimental de carácter tridimensional y contemplar de este modo la asimetría generada por la pista helicoidal.

A nivel teórico, hay diferentes modelos, pero la más relevante y la que se puede considerar como punto de partida es la de Mei [6]. En dicho trabajo, se muestra un modelo analítico en base a una carga estática aplicada y contacto Hertziano y aplicado a la deformación axial, donde se introducen errores geométricos. Xu [3] genera otro modelo considerando la variación del ángulo de contacto en base al modelo de deformación elástica de Wei y Lin [7]. Todos estos modelos son capaces de representar la variación de carga por motivo de la deformación axial, la forma representada es de variación continua. Sin embargo, el hecho de carecer de consideración de deformaciones laterales y obviar el efecto de la hélice limitan el alcance de estos trabajos. Para ampliar sus capacidades Lin [8] mostró un trabajo considerando también efectos de deformaciones laterales y torsionales. Este trabajo demuestra que aún existiendo cargas externas puramente axiales, existen deformaciones laterales que afectan el resultado y esto genera unas ondulaciones en la distribución.

Se resume que los trabajos que generan modelos para analizar la distribución de carga en husillos han sufrido una evolución partiendo desde el estudio de Mei, no obstante, su nivel de detalle así como la cantidad y tipología de casos de estudio seleccionados se consideran insuficientes para caracterizar en su totalidad la distribución de carga por bola en husillos a bolas.

En este trabajo, se propone un novedoso modelo por elementos finitos donde el mayor aporte son la herramienta de simulación y la profundidad del análisis de las causas de la no uniformidad en la carga por bola. El modelo es tridimensional con lo que se contemplan los efectos de deformaciones laterales y torsionales de eje y tuerca. Para reducir el coste computacional se utilizan conectores unidimensionales con elasticidad no lineal (denominado MCC) y se valida su empleo utilizando la geometría de un rodamiento de contacto angular frente a solución analítica y en husillos a bolas frente al caso de Wei [9]. Finalmente, se realiza un estudio paramétrico para comprender cómo afectan diferentes variables geométricas en la distribución de cargas.

2. Modelo basado en modelo de conector de contacto (MCC)

El modelo que se presenta en este trabajo se basa en el método de elementos finitos (EF) y su geometría es tridimensional para tener en cuenta los efectos de la hélice. Debido a que el empleo de un modelo íntegramente 3D conllevaría un coste computacional elevado, se opta por modificar el modelo e introducir las bolas mediante conectores unidimensionales con un comportamiento elástico no-lineal. Para ello se consideran las siguientes hipótesis de partida:

- El contacto entre bolas y pistas de rodadura no genera deformación plástica.
- Se desprecian efectos dinámicos como la fuerza centrífuga o momento giroscópico.
- El análisis se realiza bajo cargas estáticas.
- No se consideran las fuerzas de fricción.
- Cuando se calcula la rigidez del conector solo se tienen en cuenta las rigideces de contacto de ambos contactos bola-pista.

La obtención de la rigidez de contacto se realiza con la **Ecuación 1**, donde se relaciona el desplazamiento causado por la deformación de contacto δ con la carga normal de contacto P mediante la obtención de la rigidez de contacto Hertziana C . Hay que mencionar que esa rigidez incluye la rigidez de ambos contactos (bola-tuerca y bola-eje) y cada una de esas partes se calcula con la **Ecuación 2**, donde se representan el modulo de Young (E), ratio de Poisson (ν), sumatoria de curvaturas de superficies (ρ) y el parámetro adimensional que depende de la solución de la primera integral elíptica [10]. La suma de curvaturas (**Ecuación 3 y 4**) a su vez depende del diámetro de bola (d_w), diámetro primitivo (d_m), ángulo de contacto (α) y ángulo de hélice (λ).

$$\delta = CP^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

$$C = \delta^* \left[\frac{3}{2\Sigma\rho} \left(\frac{1-\nu_I^2}{E_I} + \frac{1-\nu_{II}^2}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \frac{\Sigma\rho}{2} \quad (2)$$

$$\Sigma\rho_s = \frac{4}{d_w} - \frac{2}{f_s d_w} + \frac{2 \cos \alpha \cos \lambda}{d_m - d_w \cos \alpha} \quad (3)$$

$$\Sigma\rho_n = \frac{4}{d_w} - \frac{2}{f_n d_w} + \frac{2 \cos \alpha \cos \lambda}{d_m + d_w \cos \alpha} \quad (4)$$

Esta formulación analítica se implementa en el modelo de elementos finitos el cual utiliza Abaqus como solver. En el mismo la bola se contempla como un conector (CONN3D2 en Abaqus) con un comportamiento elástico descrita por las anteriores relaciones sustituyendo así a una bola con mallado 3D (**Figura 1**) y constituyendo el modelo de conector de contacto (MCC). Este conector se integra en un entorno 3D donde se representan la tuerca y eje con elementos hexaédricos (tipo C3D8 en Abaqus) donde los nodos del extremo del conector se unen a las pistas de rodadura de manera rígida como se puede observar en la **Figura 2**. Por la arquitectura de unión, una tracción o extensión del elemento conector significa fuerzas de compresión en la bola. La extensión del conector a su vez se representa con u_1 .

$$u_1 = l - l_0 \quad (5)$$

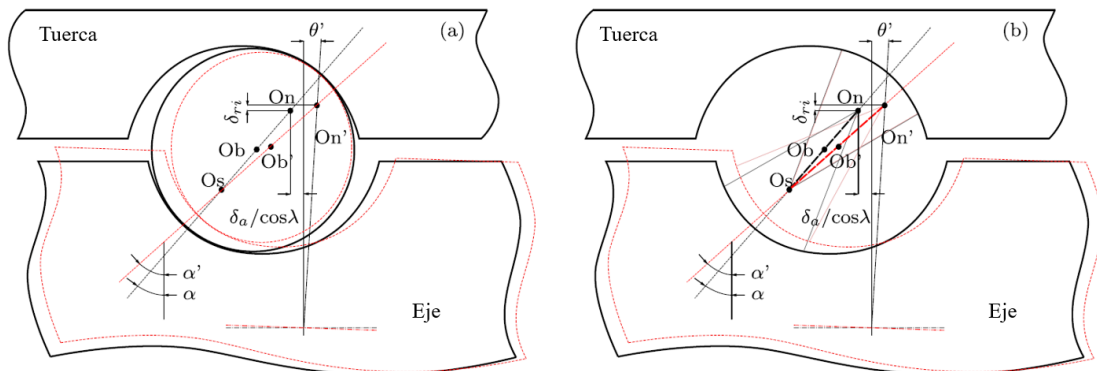


Figura 1: Modelo simplificado del contacto donde en discontinuas se muestra el estado tras deformación considerando bola sólida (a) y bola como conector MCC (b).

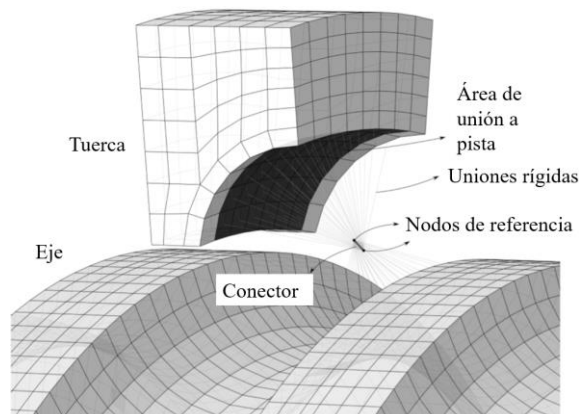


Figura 2: Implementación del modelo de conector MCC en el modelo EF tridimensional.

Cabe mencionar que en este sistema se transmite fuerzas a través de ese conector y esto provoca una deformación de las pistas al tratarse estas de elementos elásticos. Esta deformación es redundante ya que la misma ya ha sido contemplada en la formulación analítica de la rigidez del conector por lo que en un modelo paralelo y antes de ejecutar el modelo principal, se calculan dichas deformaciones redundantes para compensarlo después en la curva de rigidez del propio conector. Tanto la generación del modelo y esta compensación están automatizados con Matlab.

Una vez presentado cómo se constituye el modelo, se opta por validarlo a dos niveles. La primera frente a un modelo de elementos finitos totalmente tridimensional y con geometría de rodamiento de contacto angular por motivos de simpleza y coste computacional. La segunda frente a casos de distribución de carga de husillos de bola visto en la literatura.

En el primer caso, se ha generado el modelo en base a un rodamiento de contacto angular se referencia 7306 basado en EF 3D con elementos tetraédricos con una malla especialmente refinada en la zona de contacto (**Figura 3**) y se compara con el mismo caso generado con el método de conectores de contacto (MCC). Tras lanzar los análisis bajo mismas condiciones de cargas axiales y radiales, se puede apreciar un resultado muy similar (**Figura 4**) con errores máximos entre 0.5 y 0.7 % en las curvas de carga-deformación.

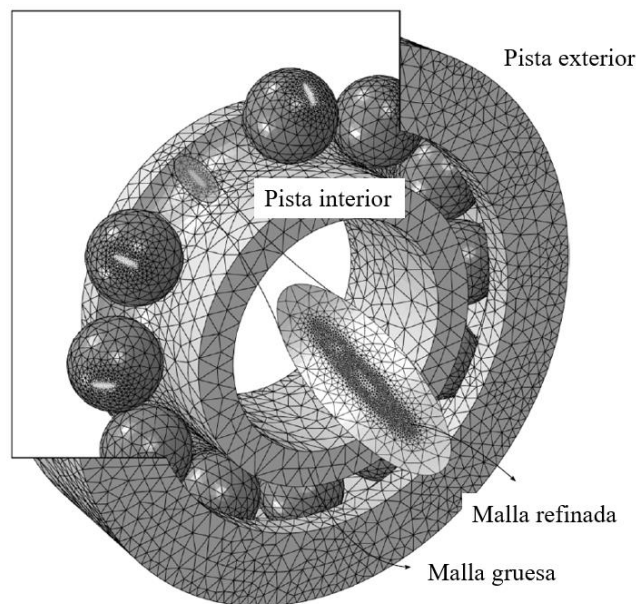


Figura 3: Modelo EF totalmente tridimensional para el caso de un rodamiento de contacto angular.

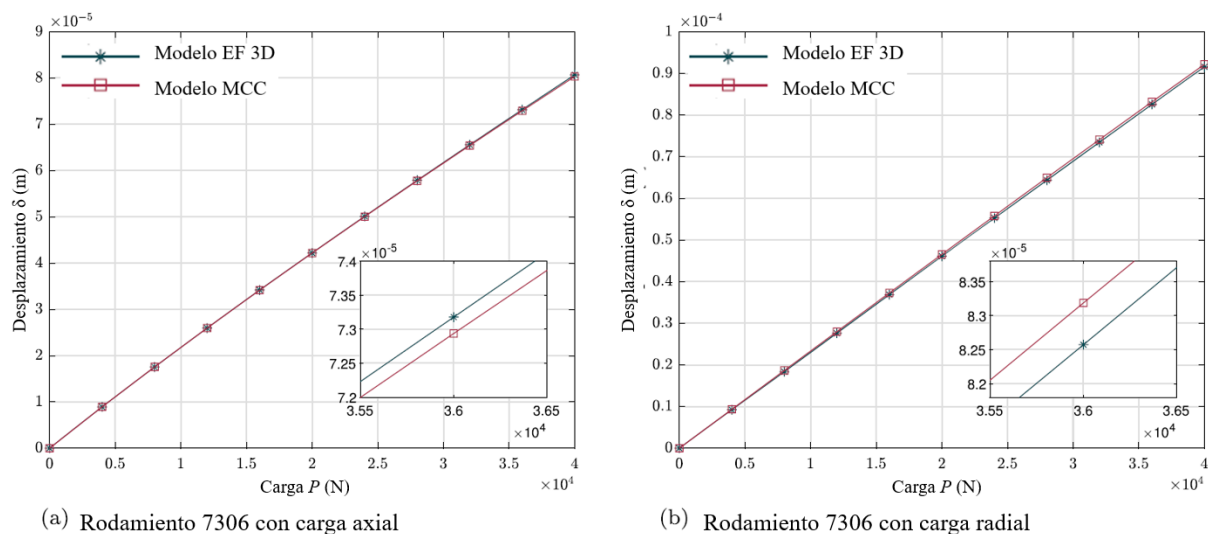


Figura 4: Resultados comparativos para el caso de un rodamiento de contacto angular.

Para la segunda parte de la validación, que consiste en utilizar un husillo a bolas, conviene mostrar un resultado tipo de distribuciones de carga que se obtiene con esta configuración con el fin de explicar dos de los indicadores que se utilizan en los posteriores análisis. La **Figura 5** muestra uno de los resultados que se observa en la

distribución de cargas. En dicha distribución de carga a través de las consecutivas bolas activas que soportan la carga, se puede ver por un lado una tendencia bajista desde la primera bola a la última y una ondulación periódica. Al primer tipo de variación se le denominará variación global y a la ondulación se le denominará variación local. Para apreciar esta última variación se ha dibujado una línea base, así como la carga media que tendrían las bolas en caso de que el reparto fuera homogéneo. Para representar la variación local se define el indicador r y para la variación local será s donde a mayor ratio, mayor variación y peor comportamiento general del husillo (**Ecuación 6 y 7**). Nótese que el valor mínimo de estos ratios es 1.

$$r = \frac{\max(\text{Distribución de carga})}{\text{Valor promedio}} \quad (6)$$

$$s = \frac{\max|\text{Distribución de carga-Línea base}|}{\text{Valor promedio}} \quad (7)$$

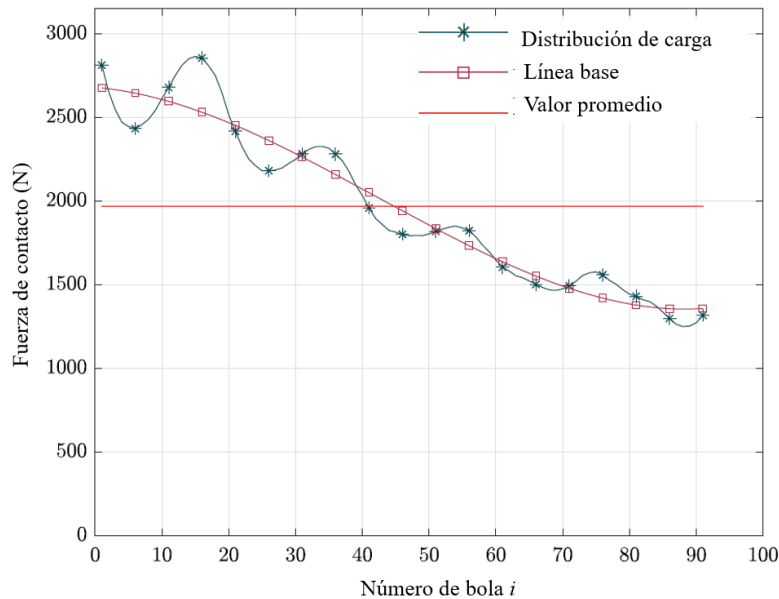


Figura 5: Ejemplo de resultado de distribución de carga obtenida por una simulación con MCC

Conociendo la representación de la distribución de carga que se puede obtener con el modelo MCC, se han probado los casos de estudio de referencias bibliográficas y se ha comparado con los resultados que obtenían estos autores con sus métodos (**Figura 6**). Estos son de los pocos disponibles con suficiente información para su réplica y representan casos variopintos a nivel de geometría, siendo el caso de Wei [9] el que más se acerca a un caso de husillo de altas cargas. A nivel de resultados se puede ver cierta similitud morfológica, pero a nivel de indicadores existen ligeras diferencias, cosa que puede ser comprensible ya son cálculos realizados con diferentes métodos.

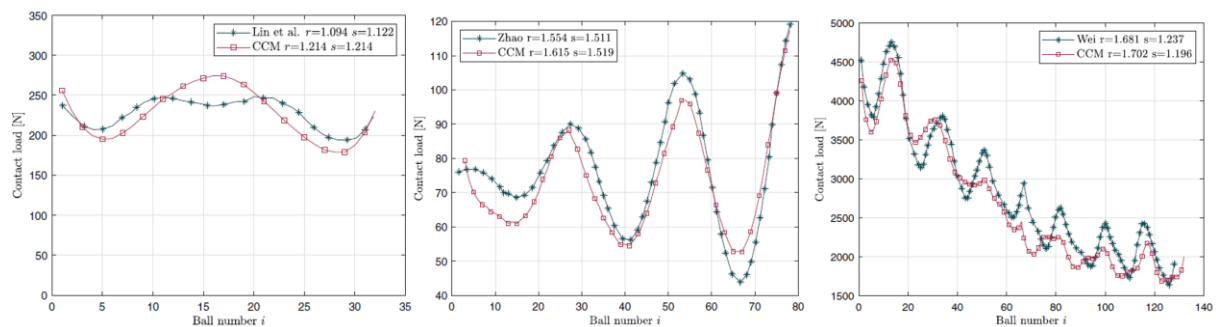


Figura 6: Resultados comparativos en distribución de carga de husillos a bolas [8,9,11].

3. Caracterización numérica de la distribución de carga

Una vez contrastado la herramienta basada en MCC se realiza una caracterización para evaluar el impacto que pueden tener las principales variables geométricas de diseño en la distribución de carga. El objetivo de este análisis es conocer que variables se pueden modificar en diseño con el objetivo de conseguir unas cargas más homogéneas.

El caso de estudio se representa primeramente por la **Figura 7** en la cual se enseña esquemáticamente el montaje del modelo de EF MCC al cual se le aplicará la carga axial. En la **Tabla 1** se puede observar el caso de estudio

nominal, así como las variaciones que tiene esta. Cabe mencionar que con el fin de comparar y adimensionalizar, en los resultados obtenidos en esta sección la carga por bola aparecerá directamente dividido por la carga media (carga relativa de contacto).

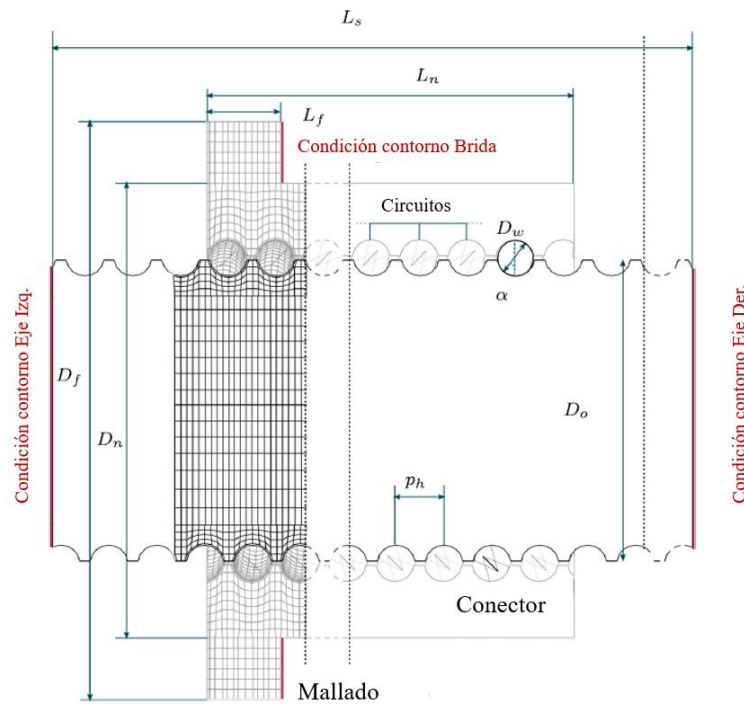


Figura 7: Representación esquemática de las variables de análisis

Tabla 1: Variables geométricas analizadas para un husillo a bolas de altas cargas

| Parámetro | Valor inf. | Valor nom. | Valor sup. | Valor sup. 2 | Unidades |
|---------------------------------------|------------|------------|------------|--------------|----------|
| Diámetro nominal (D_0) | | 80 | | | mm |
| Paso (p_h) | 16 | 20 | 25 | | mm |
| Diámetro de bola (D_w) | | 12.7 | | | mm |
| Longitud de tuerca (L_n) | | 250 | | | mm |
| Diámetro exterior de tuerca (D_n) | | 130 | | | mm |
| Diámetro exterior de brida (D_f) | | 175 | | | mm |
| Anchura de brida (L_f) | | 25 | | | mm |
| Longitud de eje (L_s) | | 750 | | | mm |
| Número de entradas | | 1 | 2 | 3 | |
| Ángulo de contacto (α) | | 45 | 47 | 49 | ° |
| Ratio de conformidad (f_n) | | 0.53 | | | |
| Circuitos | 2 | 10 | 16 | | |
| Módulo de Young (E) | | 210 | | | GPa |
| Ratio de Poisson (ν) | | 0.33 | | | |
| Carga Axial (P_a) | | 200 | | | kN |

3.1. Número de entradas

El número de entradas representa el número de pistas de rodadura helicoidales e independientes tiene un husillo a bolas. Lo más habitual son los husillos de una sola entrada debido a que husillos de múltiples entradas suponen un reto para la fabricación no obstante en este caso se analizan casos de hasta tres entradas.

En los resultados de la **Figura 8**, se aprecia que los resultados no son tan dispares y que a grandes rasgos la variación global no se ve muy afectado y tampoco hay tendencia alguna. No obstante, para el caso de la variación local ya se aprecia una mejora significativa en el parámetro s . Esto puede deberse que añadir más entradas minimice la deformación radial a nivel local que pudiera provocar a asimetría de la hélice y da pie a pensar que esa variación local y periódica está estrechamente relacionado con la asimetría de carga que introduce una única pista helicoidal.

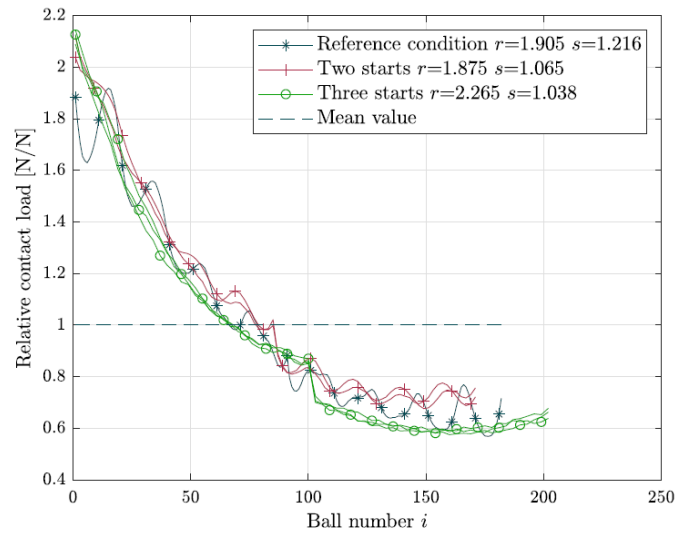


Figura 8: Distribución de carga por bola para diferentes números de entradas (start).

3.2. Paso

Se ha variado el paso de la hélice en un rango de valores que es habitual en este tipo de husillos a bolas y tal y como se aprecia en la **Figura 9**, la variación global aumenta con el paso. Hay que tener en cuenta que al aumentar el paso también se aumenta la longitud de la tuerca del husillo.

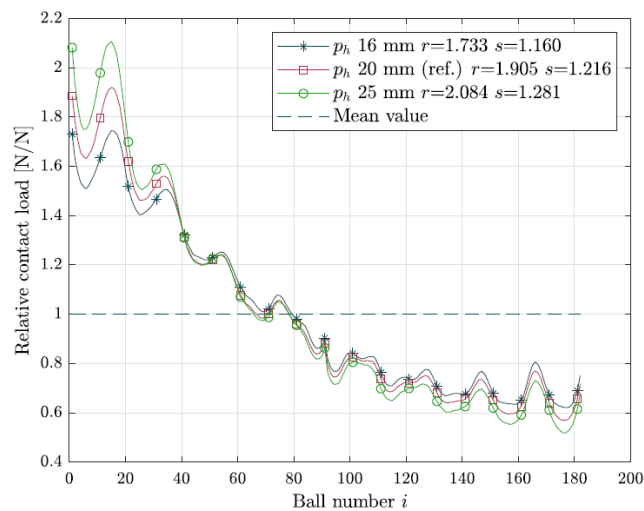


Figura 9: Distribución de carga por bola para diferentes pasos de hélice.

3.3. Ángulo de contacto

Tras analizar el ángulo de contacto (**Figura 10**), se ha podido apreciar que no tiene influencia en la distribución de carga. Hay que tener en cuenta que cada ángulo de contacto tiene su propio valor medio. En este caso los ratios están obtenidos para igualdad de condiciones.

3.4. Tamaño de bola

Se ha cambiado el tamaño de bola para una longitud de tuerca dada. Los resultados de la **Figura 11** se muestran en dos gráficas, ya que, al variar el tamaño de bola, se cambia el número de las mismas y la carga media. Por ello la gráfica de la derecha representa una situación más equiparable ya que se mira la posición axial de la bola en lugar de su número, así relativizando el factor de carga, se puede apreciar que las curvas son casi idénticas por lo que se deduce que el tamaño de bola no afecta a dicha distribución.

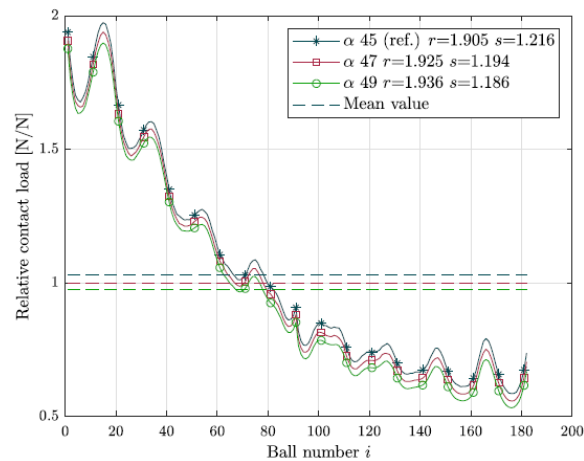


Figura 10: Distribución de carga por bola para diferentes ángulos de contacto.

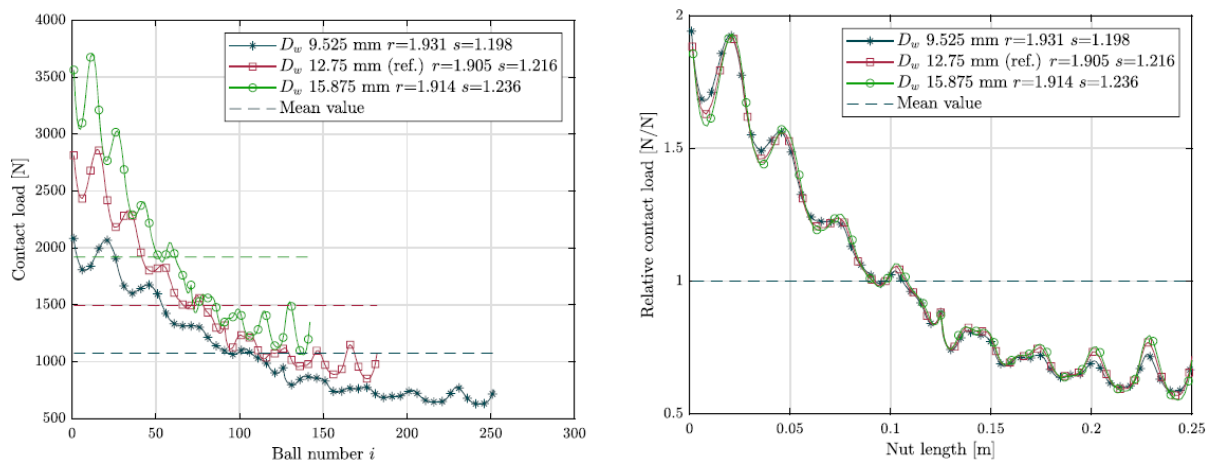


Figura 11: Distribución de carga por bola para diferentes tamaños de bola. En la izquierda frente al número de bola y en la derecha frente a la posición axial en la tuerca.

3.5. Esbeltez

La esbeltez en este análisis represente el factor de forma de la tuerca, por lo tanto, esta esbeltez se define como la relación de la longitud de la tuerca entre el diámetro primitivo del husillo. Esta variación se ha hecho variando el número de circuitos de 2 a 16 (como se indica en la **Tabla 1**). Los resultados de la **Figura 12** muestran que la esbeltez es un factor que influye directamente en la distribución de carga, se han dado casos de un ratio de 1.129 a casos de 3.170 en los casos más esbeltos.

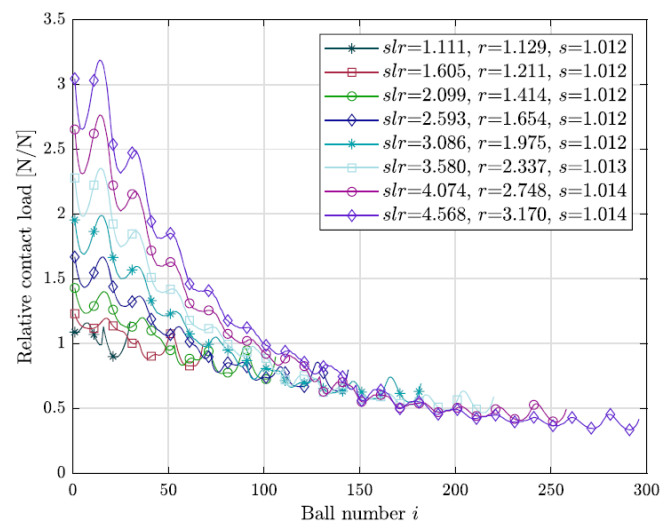


Figura 12 Distribución de carga por bola para diferentes esbelteces del husillo.

3.6. Configuración de carga y montaje

Debido a que existen diferentes opciones a la hora de montar un husillo en una máquina se hace un estudio para diferentes casos de direccionalidad de carga en la tuerca y amarre en el eje. Todos estos casos se contemplan para un caso de apoyo en el extremo de los ejes con rodamientos con fijación axial Fijo-libre. Los casos se ilustran en la **Figura 13** donde en mayúsculas se representa el estado tensional de la tuerca y en minúsculas la del eje:

- C-t: Tuerca a compresión y eje a tracción.
- C-c: Tuerca a compresión y eje a compresión.
- C-t: Tuerca a tracción y eje a tracción.
- C-t: Tuerca a tracción y eje a compresión

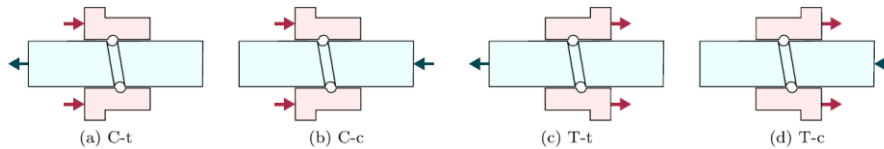


Figura 13: Configuración de transmisión de esfuerzos entre carga y amarre a través de la tuerca y el eje.

En los resultados de la **Figura 14**, se muestran comportamientos simétricos. El caso C-t tiene su simétrico en T-c y el caso C-c en T-T, siendo estas últimas las que mejor distribución de carga tienen y las configuraciones de montaje que se deberían seleccionar para homogeneizar las cargas.

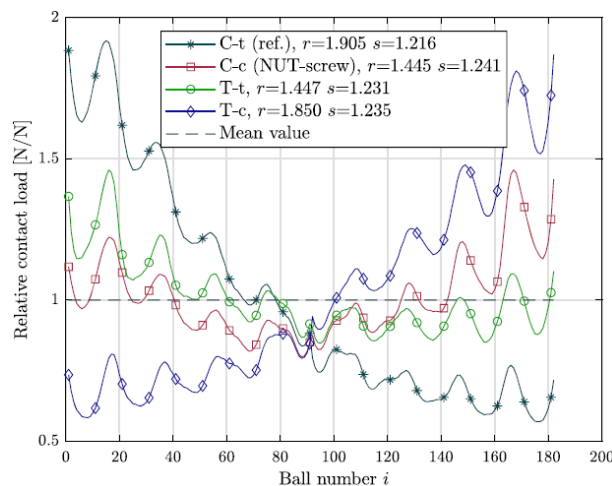


Figura 14: Distribución de carga por bola para diferentes esbelteces del husillo.

4. Conclusiones

En este trabajo se presenta un novedoso modelo estructural de husillos a bolas la cual permite analizar la problemática de la distribución de carga interna en los husillos a bolas de altas cargas. Conclusiones más relevantes son:

- Se ha conseguido un tipo de modelos gracias al uso de MCC que tiene un coste computacional asumible, lo cual ha permitido poder simular geometrías con una gran cantidad de bolas en contacto.
- La ventaja de utilizar cuerpos 3D de tuerca y husillo es que se contemplan las deformaciones en todas direcciones incluyendo las deformaciones laterales y las debidas a la torsión.
- Se ha podido validar la herramienta para un caso de rodamiento de contacto angular, así como a otros autores en el caso de los husillos con resultados coherentes.
- Se ha realizado un análisis paramétrico para entender que variables afectan en mayor medida y se ha podido observar que las variables geométricas que afectan a la esbeltez junto a las configuraciones de amarre y carga son las más influyentes para la distribución global. Como pauta de diseño se deberían priorizar diseños que generen tuercas poco esbeltas y configuraciones de amarre donde a carga máxima el estado tensional axial de la tuerca y eje sea del mismo signo. Por otro lado, se intuye que reducir las

deformaciones laterales provoca una disminución en la variación local. Este aspecto se puede ver en el caso de utilizar diferente número de entradas.

5. Referencias

- [1] Altintas Y, Verl A, Brecher C, Uriarte L, Pritschow G (2011) Machine tool feed drives. *CIRP Ann Manuf Technol* 60(2):779–796
- [2] Cheng Q, Qi B, Liu Z, Zhang C, Xue D (2019) An accuracy degradation analysis of ball screw mechanism considering timevarying motion and loading working conditions. *Mech Mach Theory* 134:1–23
- [3] Xu S, Sun Y, Shen H (2013) Load distribution of ball screw with contact angle variation. *Appl Mech Mater* 397-400:435–440
- [4] Shimoda H, Izawa M (1977) Study on the load distribution in the ball screw (4th Report). *Journal of the Japan Society of Precision Engineering* 43(510):673–677
- [5] Bertolaso R, Cheikh M, Barranger Y, Dupré J, Germaneau A, Doumalin P (2014) Experimental and numerical study of the load distribution in a ball-screw system. *J Mech Sci Technol* 28(4):1411–1420
- [6] Mei X, Tsutsumi M, Tao T, Sun N (2003) Study on the load distribution of ball screws with errors. *Mech Mach Theory* 38(11):1257–1269
- [7] Wei CC, Lin JF (2003) Kinematic analysis of the ball screw mechanism considering variable contact angles and elastic deformations. *J Mech Des, Transactions of the ASME* 125(4):717–733
- [8] Lin B, Okwudire CE, Wou JS (2018) Low order static load distribution model for ball screw mechanisms including effects of lateral deformation and geometric errors. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME* 140(2)
- [9] Wei CC, Kao WH (2018) Analyses of contact forces and kinetic motion on heavy load ball-screw. *MATEC Web of Conferences* 185:1–7
- [10] Harris TA, Kotzalas MN (2006) *Rolling bearing analysis essential concepts of bearing technology*. Taylor & Francis Group LLC
- [11] Zhao J, Lin M, Song X, Guo Q (2019) Investigation of load distribution and deformations for ball screws with the effects of turning torque and geometric errors. *Mech Mach Theory* 141:95–116