



# DISEÑO, FABRICACIÓN Y VALIDACIÓN DE UN ROBOT PARALELO ULTRAFLEXIBLE DE 3 GRADOS DE LIBERTAD PARA OPERACIONES DE *PICK&PLACE*

MIKEL DIEZ SÁNCHEZ, FRANCISCO JAVIER CAMPA GÓMEZ, DANIEL DIAZ CANEJA, ÓSCAR ALTUZARRA MAESTRE

Universidad del País Vasco (UPV/EHU)  
Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela de Ingeniería de Bilbao  
Plaza Ingeniero Torres Quevedo nº1, 48013 Bilbao, España

(Recibido 15 de septiembre de 2020, para publicación 7 de enero de 2021)

**Resumen** – Una de las aplicaciones más extendidas en el ámbito de los manipuladores paralelos es la de *pick and place*. Las ventajas dinámicas de estos manipuladores frente a los robots tradicionales, los hacen idóneos para entornos donde la precisión y la velocidad son requisitos fundamentales. De todas formas, y pese a sus ventajas, los manipuladores paralelos no han logrado una representación notoria en los entornos de trabajo colaborativos, donde su alta rigidez y sus capacidades dinámicas se ven limitadas por el riesgo de accidente o lesión del trabajador que comparte espacio de trabajo con el robot. Es por este motivo que el desarrollo de manipuladores paralelos con elementos flexibles es interesante. La menor rigidez de los elementos y su capacidad de deformación, disminuyen notablemente el riesgo de sufrir una lesión en caso de un mal funcionamiento o un accidente. En este artículo se presenta un diseño de un manipulador paralelo flexible de tres grados de libertad. El problema de posición de los elementos flexibles es resuelto mediante el modelo de Kirchhoff. Se ha desarrollado un modelo mecatrónico que integra la dinámica del manipulador, el sistema de control, y los actuadores. Finalmente se ha construido un prototipo y se han realizado medidas experimentales para validar los modelos desarrollados.

**Palabras clave** – Manipulador paralelo, mecanismo flexible, *pick&place*.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los mecanismos flexibles son aquellos en los que el movimiento es generado gracias a la flexibilidad de algunas de sus partes en vez de por el movimiento relativo originado en los pares cinemáticos tradicionales. En comparación con los mecanismos tradicionales, los mecanismos flexibles están compuestos por un menor número de piezas, presentan menor desgaste y las necesidades de lubricación son menores. Estas características han hecho que se usen en la industria aeroespacial o la microelectrónica.

Por otro lado, los mecanismos flexibles son mecanismos en los que el movimiento se logra por la flexibilidad de elementos esbeltos. La deformación de estos elementos es la que origina el movimiento. Por lo general, estos mecanismos imitan estructuras biológicas con infinitos grados de libertad, tales como trompas de elefante, tentáculos o serpientes. En la bibliografía se pueden encontrar ejemplos de mecanismos de cadena abierta diseñados con esta morfología como cánulas o robots serie controlados por cables. La mayor parte de estos mecanismos son utilizados en aplicaciones quirúrgicas, gracias a la habilidad que presentan para trabajar en espacios confinados y que sus movimientos suelen ser muy lentos, lo cual facilita el control y diseño de estos [1].

Recientemente, dentro de esta categoría de mecanismos flexibles se han empezado a estudiar mecanismos con cinemática paralela. El interés principal de estos mecanismos radica en que aprovechándose de la flexibilidad de los elementos es posible lograr movimientos precisos y un control de la rigidez del mecanismo. En comparación con los mecanismos de cinemática paralela tradicionales, la flexibilidad de los elementos permite alcanzar posiciones que no serían posibles con elementos rígidos, por lo que se logra ampliar el espacio de trabajo [2]. Un ejemplo de esta capacidad sería el manipulador flexible presentado en [2]. Este hexápodo, con una arquitectura similar a la de una plataforma Gough-Stewart, está compuesto por una

plataforma móvil unida al elemento fijo por un conjunto de vigas esbeltas. La actuación del hexápodo se realiza modificando la longitud de dichas vigas. En este tipo de mecanismos, el problema de posición directo e inverso se puede resolver mediante métodos numéricos. Uno de los métodos más utilizados es el modelo de vigas de Cosserat [4,5], que puede ser utilizado para resolver grandes deformaciones en vigas esbeltas y flexibles. Una de las limitaciones de la aplicación de este método de resolución es que únicamente es posible implementarlo en algoritmos de control cuando el movimiento es cuasi estático o muy lento.

El propósito de este artículo es presentar el desarrollo de un manipulador paralelo de arquitectura continua en el que se combinan elementos flexibles y rígidos. El artículo está estructurado de la siguiente forma. En el apartado 2 se presenta el diseño del manipulador describiendo sus características cinemáticas y evaluando el espacio de trabajo y el modelo mecatrónico. En el apartado 3 se presentan el prototipo construido y los resultados de las pruebas experimentales realizadas. Finalmente, en el apartado 4 se muestran las conclusiones de los desarrollos y resultados obtenidos.

## 2. DISEÑO DEL PROTOTIPO

Para plantear el diseño del manipulador se ha tenido en cuenta la proyección plana del espacio de trabajo del manipulador comercial para operaciones de *pick&place* IRB-360 1/1130 [6]. El mecanismo diseñado consta de una morfología análoga a un mecanismo 5R. En este diseño, dos elementos flexibles se unen en un par de rotación que hace las veces de herramienta. Cada elemento flexible está compuesto por dos barras en paralelo con el objetivo de aumentar la rigidez del manipulador en la dirección perpendicular al plano de trabajo. Estas barras flexibles están fabricadas con Nylon 6 y poseen una longitud de 790 mm y una sección de 10 mm de diámetro. Los elementos flexibles están unidos a dos barras rígidas de fibra de carbono formando un ángulo de  $115^\circ$  con estas. Finalmente, las barras rígidas se unen a los accionamientos. En la Fig. 1a se puede ver el diseño completo del manipulador y en las Fig. 1b y 1c los detalles del par de rotación final y los accionamientos. Las uniones entre los accionamientos y las barras de fibra de carbono, las uniones rígidas con las barras de nylon y el par de rotación del extremo final están impresos en ABS+.

El prototipo se completa con un tercer motor que permite el giro del mismo alrededor de un eje vertical para extender el espacio de trabajo.

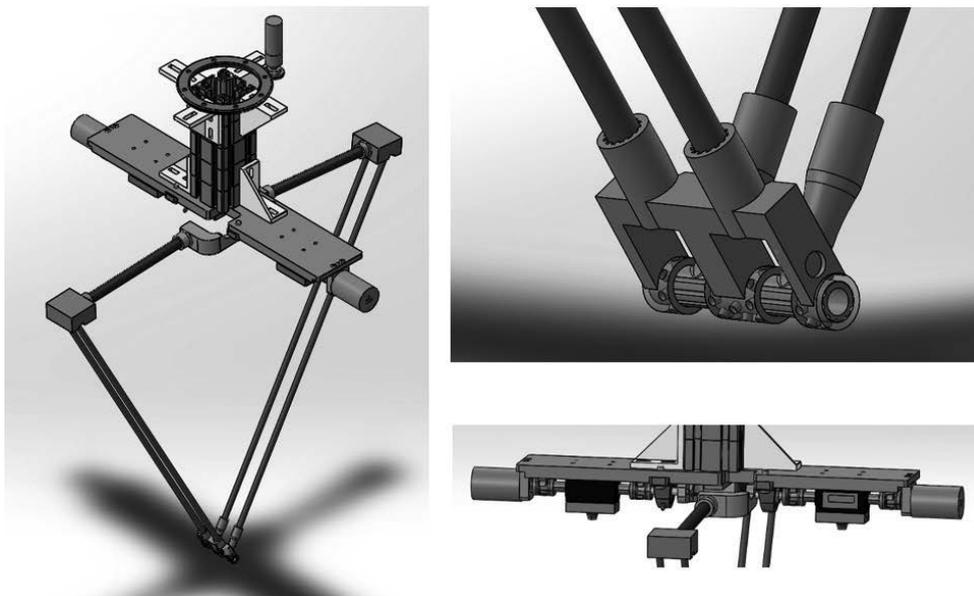


Fig. 1. Manipulador paralelo con el tercer motor que permite el giro alrededor del eje vertical y detalle del elemento terminar y el conjunto de accionamientos.

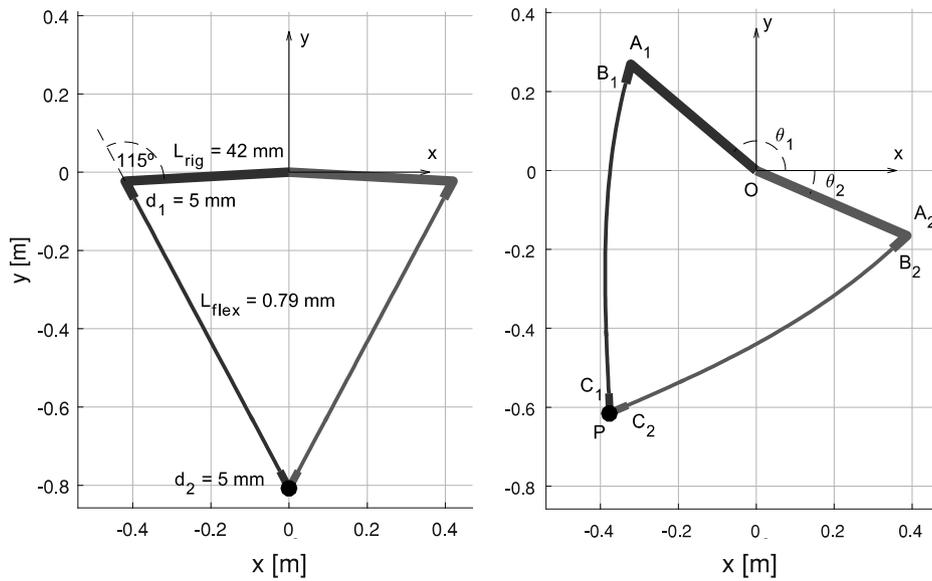


Fig. 2. a) Geometría del mecanismo en la posición de referencia. b) posición genérica del mecanismo.

Para completar la definición del prototipo, en la Fig. 2a se muestra el mecanismo en una posición en la que las barras de nylon no sufren deformación alguna. Esta posición se ha tomado como la posición de referencia para el movimiento. En la Fig. 2b se puede ver el mecanismo en una posición genérica. El punto O indica el origen de los elementos rígidos. Los puntos  $A_i$  indican el final del tramo recto de los elementos rígidos y los puntos  $B_i$  el inicio de las barras flexibles de nylon. Los puntos  $C_i$  indican el final de las barras flexibles representando el punto P el elemento terminal.

### 2.1. Modelo cinemático

En la Fig. 3 se muestra una sección diferencial  $ds$  de una barra esbelta con los diferentes parámetros que pueden aparecer en ella.  $\mathbf{n}$  y  $\mathbf{m}$  representan las fuerzas y momentos internos respectivamente,  $\mathbf{f}$  y  $\mathbf{l}$  las fuerzas y momentos aplicados y  $\mathbf{p}$  es la posición del centro de la sección de la barra. En el modelo de barras

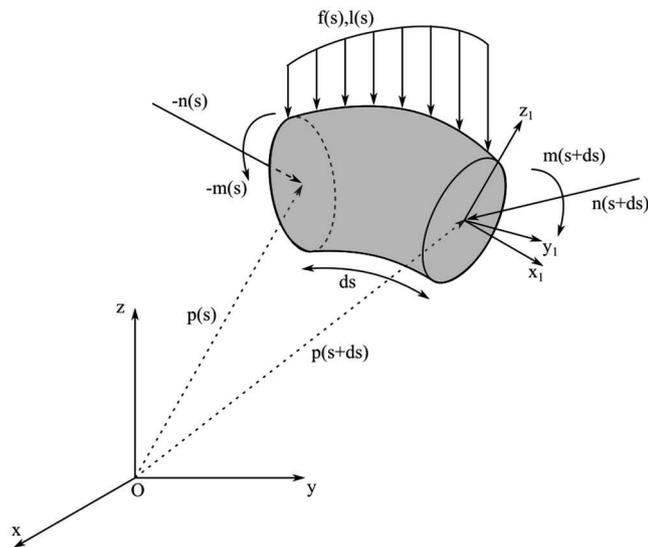


Fig. 3. Parámetros involucrados en el equilibrio estático de una sección infinitesimal de una barra.

de Cosserat, la posición del centro de la barra se define mediante una curva paramétrica  $\mathbf{p}(s)$ . Por otro lado, la matriz de rotación  $\mathbf{R}(s)$  define la orientación de la sección transversal de la barra, siendo  $s$  la longitud del arco. La deformación longitudinal  $\mathbf{v}$  y la curvatura  $\mathbf{u}$  entre las secciones transversales se obtienen derivando  $\mathbf{p}(s)$  y  $\mathbf{R}(s)$  con respecto de  $s$ :

$$\mathbf{p}' = \mathbf{R}\mathbf{v} \quad (1)$$

$$\mathbf{R}' = \mathbf{R}\mathbf{U} = \mathbf{R}\hat{\mathbf{u}} \quad (2)$$

Si asumimos leyes constitutivas lineales y que las secciones transversales son rígidas, la relación entre las fuerzas internas y las magnitudes  $\Delta\mathbf{v}$  y  $\Delta\mathbf{u}$  es biunívoca:

$$\mathbf{n} = \mathbf{K}_{SE}\Delta\mathbf{v} = \mathbf{K}_{SE}(\mathbf{v} - \mathbf{v}_0) \quad (3)$$

$$\mathbf{m} = \mathbf{K}_{BT}\Delta\mathbf{u} = \mathbf{K}_{BT}(\mathbf{u} - \mathbf{u}_0) \quad (4)$$

Siendo  $\mathbf{v}_0$  y  $\mathbf{u}_0$  los valores en la situación en reposo y  $\mathbf{K}_{SE}$  y  $\mathbf{K}_{BT}$  las rigideces a tracción y flexión respectivamente. Teniendo en cuenta que  $\mathbf{v}$  y  $\mathbf{u}$  están definidos en el sistema local de la sección de la viga, las relaciones con  $\mathbf{n}$  y  $\mathbf{m}$  quedarían de la siguiente forma:

$$\mathbf{v} = \mathbf{K}_{SE}^{-1}\mathbf{R}^T\mathbf{n} + \mathbf{v}_0 \quad (5)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{K}_{BT}^{-1}\mathbf{R}^T\mathbf{m} + \mathbf{u}_0 \quad (6)$$

Si planteamos el equilibrio estático en una sección infinitesimal de la barra frente a un sistema de fuerzas y momentos distribuidos,  $\mathbf{f}(s)$  y  $\mathbf{l}(s)$ , obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales:

$$\mathbf{n}' + \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad (7)$$

$$\mathbf{m}' + \mathbf{p}' \times \mathbf{n} + \mathbf{l} = \mathbf{0} \quad (8)$$

Sustituyendo (3) y (4) en (7) y (8) y considerando las ecuaciones (1) y (2), se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales no lineales:

$$\mathbf{p}' = \mathbf{R}\mathbf{v} \quad (9)$$

$$\mathbf{R}' = \mathbf{R}\hat{\mathbf{u}} \quad (10)$$

$$\mathbf{n}' = -\mathbf{f} \quad (11)$$

$$\mathbf{m}' = -\mathbf{p}' \times \mathbf{n} - \mathbf{l} \quad (12)$$

Este es un problema de límites donde el valor de las variables  $\mathbf{p}(s)$ ,  $\mathbf{R}(s)$ ,  $\mathbf{n}(s)$  y  $\mathbf{m}(s)$  es conocido en los dos extremos de la barra. Generalmente es posible calcular varias soluciones mediante el uso de métodos numéricos. En lo que respecta a las variables a integrar, el problema se simplifica notablemente al utilizar el modelo de barra de Kirchoff, que simplifica el modelo de Cosserat al no tener en cuenta las deformaciones longitudinales y transversales, siendo entonces  $\mathbf{v} = \mathbf{e}_3$ . El sistema de ecuaciones diferenciales además se reduce de forma notable cuando la deformada de la barra está restringida a un plano.

Una vez planteado el modelo para calcular la forma deformada de la barra, el problema de posición del mecanismo se resuelve aplicando las condiciones de contorno correspondientes. Para el problema de posición directo, donde las entradas son conocidas, las ecuaciones que obtenemos son las relacionadas con el problema geométrico y el balance de fuerzas en el par de rotación del elemento terminal. De este modo se plantean las restricciones de movimiento en un plano (ecuaciones (13) y (14)), la ecuación de lazo (14) y la ecuación de equilibrio de fuerzas en el elemento terminal (16).

$$\mathbf{C}_1\mathbf{P} \times \mathbf{n}_1(L_1)|_z = 0 \quad (13)$$

$$\mathbf{C}_2\mathbf{P} \times \mathbf{n}_2(L_2)|_z = 0 \quad (14)$$

$$\mathbf{P}_1(L_1) + \mathbf{C}_1\mathbf{P} - \mathbf{p}_2(L_2) - \mathbf{C}_2\mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (15)$$

$$N_1(L_1) + n_2(L_2) + F_p = 0 \quad (16)$$

Donde  $F_p$  representa la fuerza exterior aplicada en el elemento terminal debido al peso de la carga a transportar y la inercia de esta. El criterio asumido es que  $s = 0$  en los puntos  $B_1$  y  $B_2$  y  $s = L_1$  y  $s = L_2$  en  $C_1$  y  $C_2$  respectivamente.

Las variables de este problema son  $m_1(0)$ ,  $m_2(0)$ ,  $n_1(0)$  y  $n_2(0)$ . El problema de posición del mecanismo está compuesto por un sistema no lineal de ecuaciones diferenciales (ecuaciones (9) a (16)). El problema requiere de resolución numérica, por lo que se utiliza el método del disparo para problemas de contorno.

En el problema de posición inverso, la posición del elemento terminal es conocida, por lo que se plantean las siguientes condiciones de movimiento en el plano (ecuaciones (17) y (18)) las ecuaciones de lazo (19) y (20) y el equilibrio estático en el elemento terminal (21):

$$C_1 P \times n_1(L_1)|_z = 0 \quad (17)$$

$$C_2 P \times n_2(L_2)|_z = 0 \quad (18)$$

$$P_1(L_1) + C_1 P - OP = 0 \quad (19)$$

$$P_2(L_2) + C_2 P - OP = 0 \quad (20)$$

$$n_1(L_1) + n_2(L_2) + F_p = 0 \quad (21)$$

En este caso, las variables del problema son las mismas que en el problema de posición directo, añadiendo además los valores de los actuadores,  $\theta_1$  y  $\theta_2$  respectivamente y el sistema de ecuaciones estaría compuesto por las ecuaciones (9) a (12) y (17) a (21).

## 2.2. Evaluación del espacio de trabajo

En los mecanismos convencionales, el espacio de trabajo está directamente relacionado con la geometría del mecanismo, sin embargo, en los mecanismos deformables, el espacio de trabajo y su relación con las variables articulares es dependiente de las fuerzas externas. En la Fig. 4 se puede ver un ejemplo de cómo la posición del elemento terminal cambia al aplicar una fuerza externa sin modificar los valores en los accionamientos.

Cada punto del espacio de trabajo se caracteriza por la tensión máxima en las barras flexibles. Generalmente, las posiciones con deformaciones pequeñas se corresponden con estados de baja tensión, lejos de la tensión de fluencia. Las tensiones en estos casos son debidas a fuerzas de flexión, con lo que el valor máximo de la tensión se obtiene debido a la tensión normal en la parte exterior de la sección transversal de la barra. Para mejorar la precisión del cálculo, también son calculadas las tensiones normales debidas a la

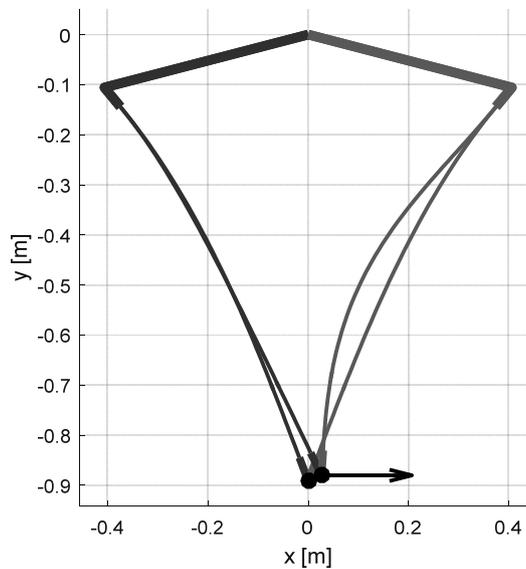


Fig. 4. Posición del mecanismo sin aplicar una fuerza externa y aplicando una fuerza externa.

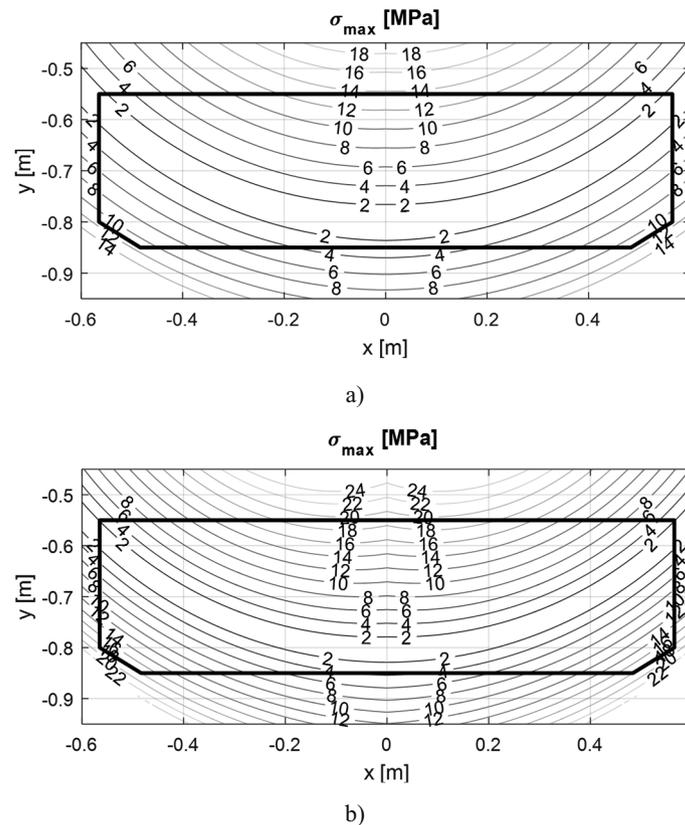


Fig. 5. Tensión máxima en MPa a lo largo del área de trabajo para los casos (a) sin carga y (b) con una carga de -10 N.

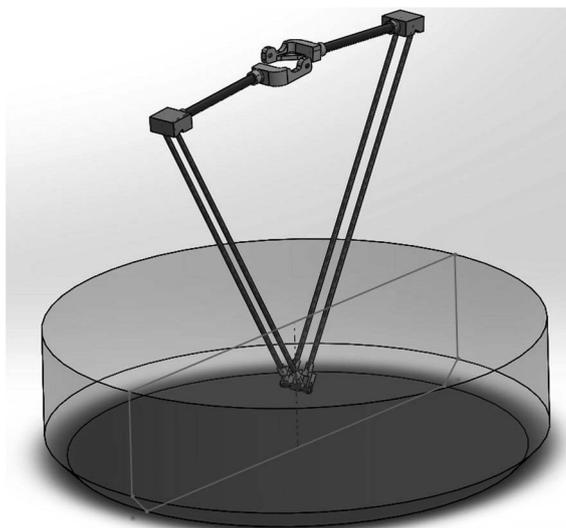


Fig. 6. Espacio de trabajo extendido.

componente normal de las fuerzas internas. En la Fig. 5(a) se muestra el valor de la tensión máxima a lo largo del espacio de trabajo cuando no hay una carga externa aplicada, y en la Fig. 5(b) el mismo espacio de trabajo con una carga de -10 N. Las posiciones más críticas en lo que a tensión se refiere son aquellas más alejadas de las posiciones en las que las barras no están flexionadas. En el espacio de trabajo definido se evitan las colisiones entre las barras, definiendo además su posición vertical en una zona de bajas tensiones. Tanto en la Fig. 5(a) como en la 5(b) se puede ver como la tensión máxima dentro del espacio de trabajo no supera los 30 MPa, con lo que no se alcanza la tensión de fluencia del material (60-85MPa).

El espacio de trabajo plano se amplía a tres dimensiones con la implementación de un tercer motor que permite girar todo el manipulador alrededor del eje vertical. Con esto se logra un espacio de trabajo similar al de otros manipuladores *pick&place* (ver Fig. 6).

### 2.3. Mecatrónica

Para evaluar los actuadores del mecanismo y el algoritmo de control de posición, se ha desarrollado un modelo mecatrónico del mecanismo que integra la dinámica de los actuadores, el problema de posición descrito en el apartado 2.1 y el control de posición. El algoritmo de control es un control PID en cascada de posición, velocidad y aceleración. El modelo se ha desarrollado en Simulink, desacoplando la dinámica de los actuadores y del mecanismo de forma que los pares requeridos por el mecanismo se perciben como perturbaciones por los motores [7]. El control posición es un control proporcional con una ganancia  $k_v$ , siendo los controladores de velocidad y aceleración proporcionales-integrales con sus correspondientes ganancias  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $k_{pi}$ ,  $k_{ii}$ . Las ganancias utilizadas son:  $k_v=40 \text{ s}^{-1}$ ,  $k_p=0,037 \text{ As/rad}$ ,  $k_i=1,9 \text{ A/rad}$ ,  $k_{pi}=1,4 \text{ } \Omega$ ,  $k_{ii}=2187,5 \text{ } \Omega/\text{s}$ .

Después de utilizar el modelo mecatrónico para simular el rendimiento de varios conjuntos de motor-reductora en lo que respecta al par y al seguimiento de trayectorias en operaciones de *pick&place*, se han elegido dos motores DC Maxon ECi52 con una reductora GP52C con una relación 113:1. El control se ha implementado utilizando Labview RT utilizando una compactRIO de National Instruments con un tiempo de ciclo de 10 ms, 1 ms y 0,1 ms en los lazos de posición, velocidad y aceleración respectivamente. La fricción de los motores ha sido obtenida de forma experimental. Utilizando un modelo simple de Coulomb-viscoso la fricción viscosa para ambos motores es de 0,00008 Nms/rad y la fricción de Coulomb es 0,0172 Nm y 0,0162 Nm respectivamente.

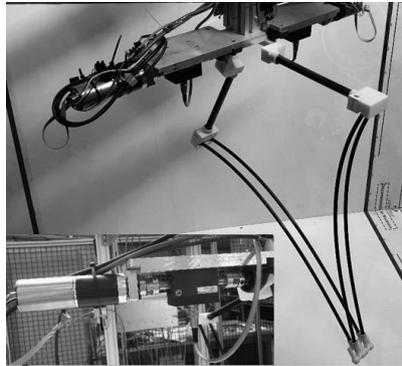


Fig. 7. Prototipo final y detalle de los actuadores.

## 3. PRUEBAS EXPERIMENTALES

Se han probado diferentes perfiles de movimiento para verificar los modelos desarrollados. En la Fig. 8 se puede observar una trayectoria con cuatro interpolaciones lineales con un perfil de aceleración sinusoidal con una aceleración máxima de  $1 \text{ m/s}^2$ . El desplazamiento horizontal es de 650 mm y el vertical de 325 mm. En la Fig. 9 se ve la típica aplicación de *pick&place* con un desplazamiento vertical de 25 mm y un desplazamiento horizontal de 305 mm con un perfil de aceleración sinusoidal con una aceleración máxima de  $0,5 \text{ m/s}^2$ . En ambas figuras se comparan los resultados obtenidos con el modelo mecatrónico y lo medido por los encoders de los motores.

Se puede ver como el modelo y los resultados experimentales muestran una buena correlación. De todas formas, hay unas vibraciones residuales en las medidas experimentales debidas principalmente a las fuerzas de inercia que no aparecen en el modelo mecatrónico debido a que este es un modelo cuasiestático.

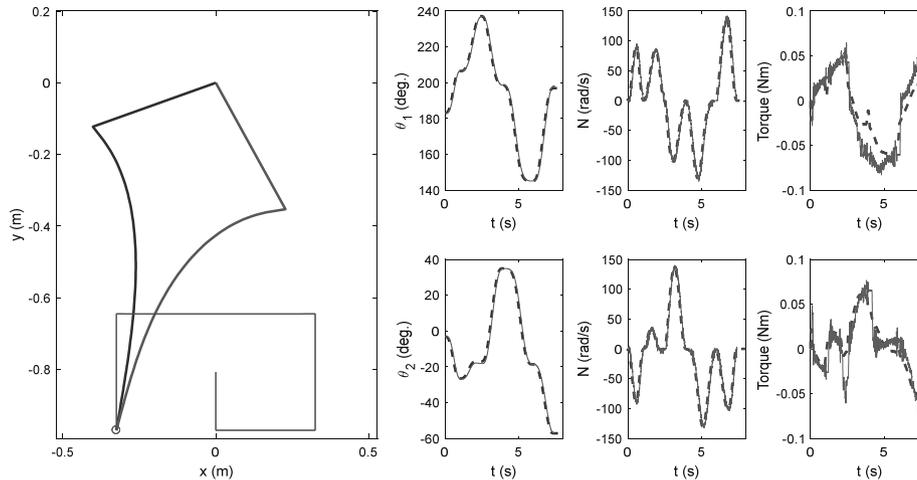


Fig. 8. Resultados experimentales (verde) y simulados (azul): posición, velocidad y aceleración de los motores utilizando un perfil sinusoidal de aceleración con una aceleración máxima de  $1 \text{ m/s}^2$ .

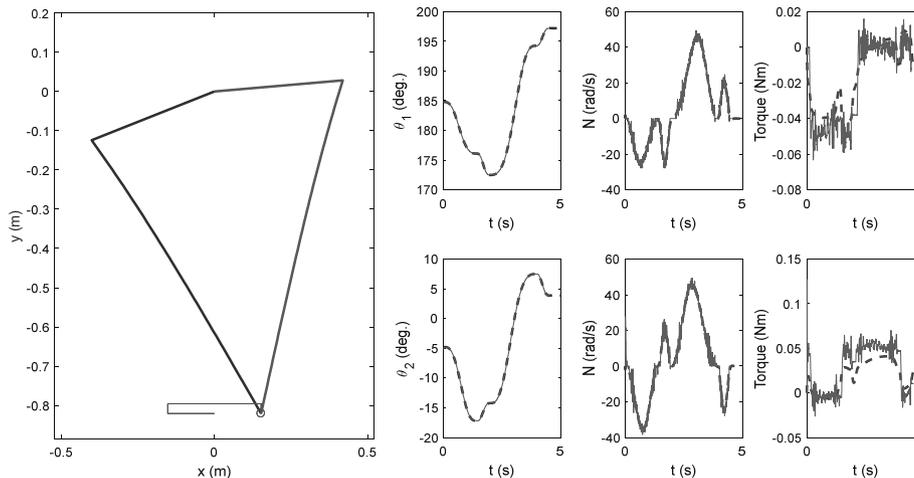


Fig. 9. Resultados experimentales (verde) y simulados (azul): posición, velocidad y aceleración de los motores utilizando un perfil sinusoidal de aceleración con una aceleración máxima de  $1 \text{ m/s}^2$ .

#### 4. CONCLUSIONES

En este artículo se ha presentado el diseño de un manipulador flexible para aplicaciones de *pick&place* en entornos colaborativos. Se ha demostrado que, aunque el espacio de trabajo depende de la carga que manipule, se logra un espacio de trabajo análogo al de los manipuladores con elementos rígidos. Para el desarrollo del modelo mecatrónico durante la etapa de diseño, el modelo cuasiestático del manipulador se ha integrado con la dinámica de los accionamientos y del algoritmo de control. El modelo cuasiestático está basado en el modelo de barras de Kirchoff, que permite resolver el problema de posición directo e inverso del mecanismo utilizando el método del disparo para problemas de contorno para resolver el sistema no lineal de ecuaciones diferenciales. De este modo, el modelo mecatrónico ha permitido seleccionar los motores y reductoras óptimos para la aplicación.

El prototipo se ha fabricado y testeado, comparando los resultados experimentales con el modelo teórico. Los resultados demuestran una buena correlación entre el modelo y el prototipo, aunque las fuerzas de inercia generan unas vibraciones que el modelo cuasiestático no es capaz de prever. El trabajo futuro se

centrará tanto en la mejora del modelo teórico, de forma que permita prever los efectos debidos a las fuerzas de inercia del prototipo, y continuar con las pruebas experimentales para validar el uso del mecanismo en entornos colaborativos, así como el estudio de trayectorias que reduzcan el consumo valiéndose de la deformación de los elementos elásticos.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren agradecer la ayuda dada por el Gobierno de España (Ministerio de Economía y Competitividad y Fondo Europeo de Desarrollo Regional, FEDER, DPI2015-64450-R) y al Gobierno del País Vasco por el proyecto IT949-16.

## REFERENCIAS

- [1] Bryson, C.E., Rucker, D.C., “Toward parallel continuum manipulators”. In: 2014 IEEE *International Conference on Robotics and Automation (ICRA)* (2014)
- [2] Orekhov, A.L., Aloï, V.A., Rucker, D.C., “Modeling parallel continuum robots with general intermediate constraints”. In: IEEE *International Conference on Robotics and Automation (ICRA)* (2017)
- [3] Till, J., Rucker, D.C., “Elastic Stability of Cosserat Rods and Parallel Continuum Robots”. In: IEEE *Transactions on Robotics*, **33**(3), 718-733 (2017)
- [4] Till, J. *et al.*, “Efficient computation of multiple coupled Cosserat rod models for real-time simulation and control of parallel continuum manipulators”. In: IEEE *International Conference on Robotics and Automation (ICRA)* (2015)
- [5] Antman, S.S., *Nonlinear problems of elasticity*. Springer, New York (2005)
- [6] IRB 360 FlexPicker® IRB 360 - Industrial Robots (Robotics) - Industrial Robots From ABB Robotics. In: <http://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-360>, Last access 18-Apr-2018
- [7] Roldán-Paraponiaris, C., Campa, F.J., Altuzarra, O., “Mechatronic modeling of a parallel kinematics multi-axial simulation table based on decoupling the actuators and manipulator dynamics”. In: *Mechatronics*, **47**, 208-222 (2016)

## DESIGN, MANUFACTURE AND VALIDATION OF A COMPLIANT 3 DEGREES OF FREEDOM PARALLEL ROBOT FOR PICK&PLACE OPERATIONS

**Abstract** – One of the most widespread applications in the field of parallel manipulators is that of pick&place operations. The dynamic advantages of these manipulators compared to traditional robots make them ideal for environments where precision and speed are fundamental requirements. In any case, and despite their advantages, parallel manipulators have not achieved a noticeable representation in collaborative work environments, where their high rigidity and dynamic capabilities are limited by the risk of accident or injury to the worker who shares the workspace. It is for this reason that the development of parallel manipulators with flexible elements is interesting. The lower rigidity of the elements and their capacity for deformation significantly reduce the risk of injury in the event of a malfunction or accident. This article presents a design of a flexible three-degree-of-freedom parallel manipulator. The position problem of the flexible elements is solved by means of the Kirchhoff model. A mechatronic model has been developed that integrates the dynamics of the manipulator, the control system, and the actuators. Finally, a prototype has been built and experimental measurements have been carried out to validate the models developed.

**Keywords** – Parallel manipulator, Compliant mechanism, Pick&Place.

