



Ciencia Nicolaita 89

ISSN: 2007-7068



Universidad
Michoacana
de San Nicolás
de Hidalgo

Diseño metódico de un tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda

Methodical design of a drive train for a tip-wheel arrangement

Luis Enrique Ontiveros Rocha*, Juan Felipe Soriano Peña, Luis Alberto Valencia Garay, J. Jesús Pacheco Ibarra y Jesús Eduardo Rodríguez Gutiérrez

Para citar este artículo: Ontiveros Rocha Luis Enrique, Soriano Peña Juan Felipe, Valencia Garay Luis Alberto, Pacheco Ibarra J. Jesús y Rodríguez Gutiérrez Jesús Eduardo, 2023. Diseño metódico de un tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda. Ciencia Nicolaita no. 89, 177-195. DOI: <https://doi.org/10.35830/cn.vi89.709>



Historial del artículo:

Recibido: 14 de marzo de 2023

Aceptado: 1 de agosto de 2023

Publicado en línea: diciembre de 2023



Ver material suplementario



Correspondencia de autor: 0935627g@umich.mx



Términos y condiciones de uso: <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/privacy>



Envíe su manuscrito a esta revista: <https://www.cic.cn.umich.mx/cn/about/submissions>

Diseño metódico de un tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda

Methodical design of a drive train for a tip-wheel arrangement

Luis Enrique Ontiveros Rocha*, Juan Felipe Soriano Peña, Luis Alberto Valencia Garay, J. Jesús Pacheco Ibarra y Jesús Eduardo Rodríguez Gutiérrez

Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Morelia, Michoacán, México.

Resumen

Este estudio se enfoca en el diseño de un subsistema de transmisión de potencia que será usado en la propulsión de un robot móvil con extremidades y ruedas; debe permitir al sistema robótico un desplazamiento en superficies estructuradas, y accidentadas, consumir la menor energía posible, y contar con un sistema de transmisión compacto y ligero. Para ello se presenta un modelo del comportamiento del arreglo de transmisión interactuando con el sistema robot donde se utilizarán como base del sistema engranajes armónicos, que tienen como principales características altas relaciones de transmisión en configuraciones espaciales relativamente pequeñas. Se emplea una metodología de diseño con un marco de referencia lógico de siete etapas, cuyo resultado es un concepto del sistema de transmisión que satisface los requerimientos específicos de operación.

Palabras clave: Diseño mecánico, metodología de diseño, arreglo extremidad-rueda, reductor armónico.

Abstract

This study focuses on the design of a power transmission subsystem that will be used in the propulsion of a mobile robot with limbs and wheels; it must allow the robotic system to move on structured and unstructured surfaces in addition to consuming as little energy as possible and allow the transmission system to be compact and light. For this, a model of the behavior of the transmission system interacting with the robot system is presented, where harmonic gears will be used as the base of the system, whose main characteristics are high transmission ratios in relatively small spatial configurations. A seven-stage logical framework design methodology is used, resulting in a transmission system design concept that satisfies specific operating requirements.

Keywords: Mechanical design, design methodology, wheel-leg array, harmonic drive.

Nomenclatura

A menos que sea indicado de otra manera, la nomenclatura utilizada se muestra a continuación:

Símbolo	Descripción
RMR	Robot móvil por ruedas.
WG	Generador de ondas.
FS	Flexspline.
CS	Cercha circular.
BC	Carcasa exterior.
n	Velocidad de rotación.
\emptyset (mm)	Diámetro.
OD (mm)	Diámetro exterior.
ID (mm)	Diámetro interior.
PC	Paso circular.
M	Módulo.
PD	Paso diametral.
R	Relación de transmisión.
Z_1	Número de dientes de la cercha circular.
Z_2	Número de dientes de la cercha flexible.
θ	Posición angular.
ω	Velocidad angular.
τ (N·m)	Torque.
v (m/s)	Velocidad lineal.
$m_{Max\ RMR}$ (Kg)	Masa del robot móvil por ruedas.
$V_{Max\ RMR}$ (m/s)	Velocidad máxima del robot móvil por ruedas.
$t_{para\ v\ max}$ (s)	Tiempo para alcanzar la velocidad máxima.
a_{Max} (m/s ²)	Aceleración máxima.
$\tau_{per\ motor}$ (N·m)	Torque requerido por motor.
r_{rueda} (m)	Radio de la rueda.

Introducción

Uno de los componentes más importantes de los sistemas robóticos móviles por ruedas (RMR) es el sistema de movilidad, el cual debe estar integrado por componentes que permitan transmitir la potencia de un motor eléctrico a un arreglo de rueda, comúnmente el tipo de rueda usado para para este propósito es el tipo castor.

El arreglo o sistema de transmisión de potencia debe permitir al robot desplazarse por terrenos donde, no solo se tengan obstáculos fijos, sino también obstáculos móviles con patrones de movimiento impredecibles.

Los sistemas de transmisión de potencia, en general, son complejos mecanismos cuya función consiste en recibir movimiento y torque de algún tipo de fuente giratoria (como puede ser un motor eléctrico) y transmitirlo a un componente de salida; estos sistemas pueden aumentar o reducir la velocidad, a la vez que modifican el torque (Gurocak, 2016; Stokes, 1992; Ugural, 2015; Uicker *et al.*, 2016).

Existe una gran variedad de transmisiones de potencia, las más empleadas son las que usan engranes, cuyas características dependerán de múltiples parámetros como los son:

- La naturaleza de la máquina impulsada.
- La cantidad de potencia por transmitir.
- La velocidad de rotación de la fuente motriz.
- La velocidad de salida deseada en la transmisión.

Una de las opciones actuales son los sistemas de engranajes armónicos, que pueden ser configurados como reductores, los cuales proporcionan altas relaciones de transmisión en configuraciones espaciales relativamente pequeñas, y en una sola etapa (Angeles, 2007; Jones *et al.*, 1998). Desde su invención por C. Walton Musser (1959), estos sistemas de engranajes han encontrado gran aceptación y uso entre los ingenieros mecánicos para un amplio número de aplicaciones como la robótica, equipos médicos, prensas de impresión y vehículos, etc. (Perez-Diaz *et al.*, 2015; Tuttle, 1992;1993).

En general, los arreglos de engranajes armónicos, emplean una onda continua de deflexión a lo largo de un engrane flexible que permite el contacto gradual de los dientes. Todas las transmisiones de engranajes armónicos están compuestas por al menos tres partes (Harmonic Drive AG, 2019), como se muestra en la **Fig. 1**.

1. **Generador de onda elíptica.** Es el elemento que recibe la potencia del eje del motor de la fuente motriz, consiste en un arreglo de rodamientos con un elemento rígido y elíptico que se encuentra en el centro y un elemento flexible de pared delgada en el exterior.
2. **Cercha flexible (flexspline).** Es un casquillo cilíndrico de pared delgada dentado en el exterior de su porción cilíndrica.

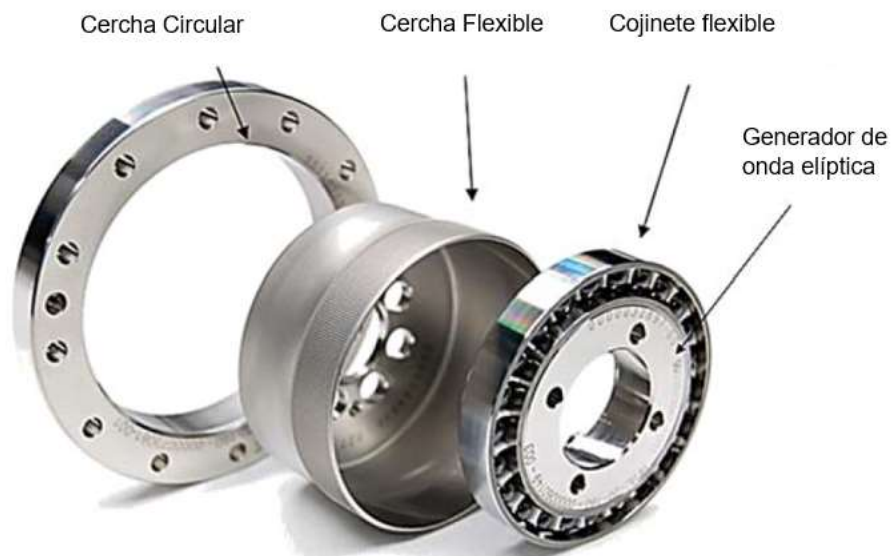


Figura 1. Partes de un sistema de engranajes armónico.



3. **Cercha circular.** Es un anillo rígido con dientes maquinados a lo largo del interior con un diámetro de paso ligeramente más grande que el de la cercha flexible.

El ensamblaje del sistema se muestra en la **Fig. 1**, en donde, el generador de onda queda anidado dentro de la cercha flexible, forzando al perfil dentado de pared delgada a adoptar la forma elíptica del generador de ondas. A su vez, el subensamble del generador de ondas y la cercha flexible son introducidos dentro de la cercha circular, entonces los dientes externos de la cercha flexible engranan con los dientes internos de la cercha circular a lo largo del eje mayor de la elipse del generador de ondas (Jelaska, 2012; Tuttle, 1992).

El diseño que se presenta, se basa en un tren de transmisión de tipo armónico, para el sistema de movilidad de un arreglo extremidad-rueda, capaz de integrarse a la plataforma de un RMR cuyas características geométricas, y necesidades de desplazamiento se describen en la **Tabla 1**.

Tabla 1
Condiciones de operación del robot deseadas.

	Valor	Unidades
r_{rueda}	0.085	m
$m_{Max RMR}$	25	Kg
$V_{Max RMR}$	1.5	m/s
$\tau_{Min rueda}$	2.15	N-m
$t_{Para Vmax}$	1.5	s
a_{Max}	1	m/s ²

Modelo matemático de los reductores armónicos

La velocidad de rotación de la cercha circular está definida por la relación de transmisión de acuerdo a la ecuación 1:

$$N = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (1)$$

Donde z_2 es el número de dientes en la cercha flexible y z_1 el número de dientes en la cercha circular. Dado que z_2 es tomado comúnmente como $z_2 = 100 \dots 640$, y que $(z_1 - z_2) = 2$ entonces la relación

de transmisión de estos sistemas comúnmente está en el orden de $i = 50 \dots 320(!)$.

En los catálogos comerciales, se le asigna a cada reductor armónico una relación de transmisión, N , con la cual se describe el comportamiento de su posición, velocidad y torque. Específicamente dada una rotación conocida de dos o tres de los puertos del sistema armónico, así como el valor de N , la rotación ideal del tercer puerto del sistema armónico puede ser predicho por la siguiente ecuación (Tuttle, 1992):

$$\theta_{wg} = (N + 1)\theta_{cs} - N\theta_{fs} \quad (2)$$

Donde θ_{wg} es la posición angular del generador de onda, θ_{cs} es la posición angular de la cercha circular y θ_{fs} es la posición angular de la cercha flexible. La posición angular de los tres elementos descritas en la ecuación (2) están definidas en el mismo marco de referencia.

Entonces, dado que N es constante bajo asunciones ideales, la derivada de esta relación produce una restricción de velocidad similar:

$$\omega_{wg} = (N + 1)\omega_{cs} - N\omega_{fs} \quad (3)$$

Donde ω_{wg} , ω_{cs} y ω_{fs} representa la velocidad angular de los tres componentes del sistema de engranajes armónicos. En estas ecuaciones, se puede observar que, si la velocidad de la cercha circular es cero, el generador de onda puede rotar en dirección opuesta N -veces más rápido que la cercha flexible. En una configuración diferente, al fijar la cercha flexible, obliga a que el generador de onda gire $(N + 1)$ veces más rápido que la cercha circular en la misma dirección. Al aplicar la ley de conservación de la energía en las partes del sistema armónico, el comportamiento del torque ideal se puede definir de la siguiente forma:

$$T_{wg} = \frac{1}{(N+1)}T_{cs} = -\frac{1}{N}T_{fs} \quad (4)$$

Donde T_{wg} , T_{cs} y T_{fs} son los torques, definidos con una convención idéntica de signos, vista para los tres componentes del sistema armónico. Se aprecia que el torque en uno de los elementos del sistema armónico establece el comportamiento de los otros dos elementos. Denotando que el torque en la cercha flexible es cercanamente equivalente a el torque en la cercha circular, siendo aproximadamente N -veces más

grande que la del torque en el generador de onda. Así, al aplicar las ecuaciones de torque, velocidad y posición presentadas arriba, el comportamiento dinámico del sistema de transmisión armónico queda completamente definido bajo suposiciones ideales.

Metodología de diseño conceptual

Para el diseño del sistema de transmisión, una metodología con marco de referencia lógico es utilizada, de manera que el proceso de diseño se realice de forma sistemática y ordenada brindando un mayor esclarecimiento del trayecto de diseño que se tuvo para llevar hasta la presentación de la solución final de diseño.

En la **Fig. 2** podemos observar las siete etapas de diseño colocadas dentro del modelo simétrico de problema/solución, donde podemos ver cómo se relaciona cada etapa con los problemas, soluciones generales y secundarias que se tienen (Cross, 2000).

En este modelo se integran los aspectos procedurales del diseño con los aspectos estructurales de las problemáticas de diseño. El aspecto procedural es representado por la secuencia de métodos enlistados

del uno al siete; mientras que los aspectos estructurales son representados por las flechas azules que muestran las relaciones conmutativas entre problema y solución, la relación jerárquica entre problema general/problema secundario, y soluciones secundarias/solución general.

Clarificación de objetivos

La creación de un árbol de objetivos ofrece un formato claro y útil para el planteamiento del problema, entendiéndose como objetivos de diseño las necesidades del usuario o propósito del producto. En el proceso de clarificación de objetivos de diseño, se crea un listado jerárquico de los objetivos, así como las diversas relaciones entre ellos (Ver **Fig. 8** en anexos). Es decir, partimos en la cúspide con la descripción completa del problema de diseño general, avanzando hacia abajo, nivel a nivel, dividiendo el problema general en problemas secundarios planteando la pregunta: ¿Cómo?; hasta conseguir una subdivisión del problema en el que cada problema secundario sea claro y manejable.

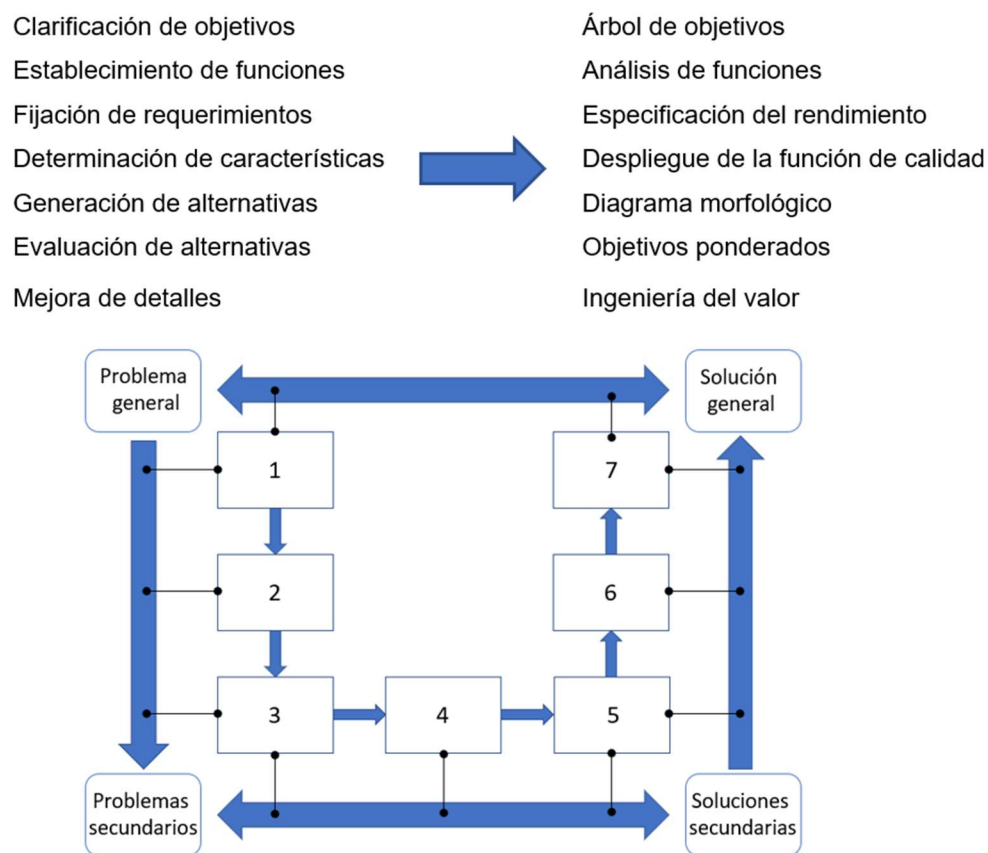


Figura 2. Siete etapas del proceso de diseño dentro del modelo simétrico de problema/solución (Cross, 2000).

Una vez se llegue hasta el nivel más bajo del árbol, se debe regresar hacia arriba planteando la pregunta: ¿Por qué?; de manera que el nivel superior del árbol sea el porqué del nivel en que nos encontremos.

Establecimiento de funciones

Las funciones esenciales son aquellas que debe satisfacer el subsistema motor que se diseñará independientemente de su morfología. Para realizar esto se utiliza el modelo de caja negra, que se muestra en la **Fig. 3**; además se puede crear un diagrama de bloques que muestra las interacciones entre las funciones secundarias, dentro de la caja.

Podemos observar, en azul, el modelo de caja negra cuyo objetivo es esclarecer aquello que debe hacer el diseño del subsistema motriz y no el cómo se va a lograr; dentro de la caja se encuentran todas las funciones necesarias para convertir las condiciones de entrada en condiciones de salida. Es conveniente que el sistema de caja negra sea lo más simple posible; para después exponer (abriendo la caja) las interacciones entre subfunciones que se encuentran dentro de ella. Se han planteado tres subfunciones que componen el subsistema motriz o tren de transmisión; esto de acuerdo a las transformaciones que debe sufrir la energía, es decir, se requiere un motor que genere el desplazamiento, posteriormente un sistema que acondicione la velocidad y el torque del motor (o reductor) y finalmente un sistema que permita frenar al robot (o freno).

Fijación de requerimientos

En las etapas tempranas de diseño usualmente se enumera una serie de características que representan el funcionamiento ideal del dispositivo, y frecuentemente, dichas características están mezcladas entre las de tipo cualitativas y las cuantitativas. Por ello, es común emplear, en primera instancia, un listado que fije aquellas características que definan al objeto-idea.

En la **Tabla 2** se muestra una lista de fijación de requerimientos para asentar aquellas características que son demandas y algunas otras que se pueden separar como deseos. Es decir, las demandas son aquellas características que son necesarias para que el diseño cumpla su función mientras que los deseos son características que, si bien no son esenciales, están presentes en la mente del usuario final. Es construida con la finalidad de tomar en cuenta las necesidades y preocupaciones del sistema dentro del robot móvil. Como podemos observar, del lado derecho se encuentran los requerimientos establecidos por el diseñador y del lado izquierdo la asignación de “demanda” o “deseo” que se le otorga a cada uno.

Determinación de características físicas

La determinación de características físicas del tren de transmisión se ha llevado a cabo mediante la implementación del método de despliegue de la función de calidad o QFD por sus siglas en inglés (*Quality Function Deployment*). Este método permite traducir aquellos atributos del diseño que son vistos desde la perspectiva del cliente o usuario final en características ingenieriles en términos de sus variantes físicas;

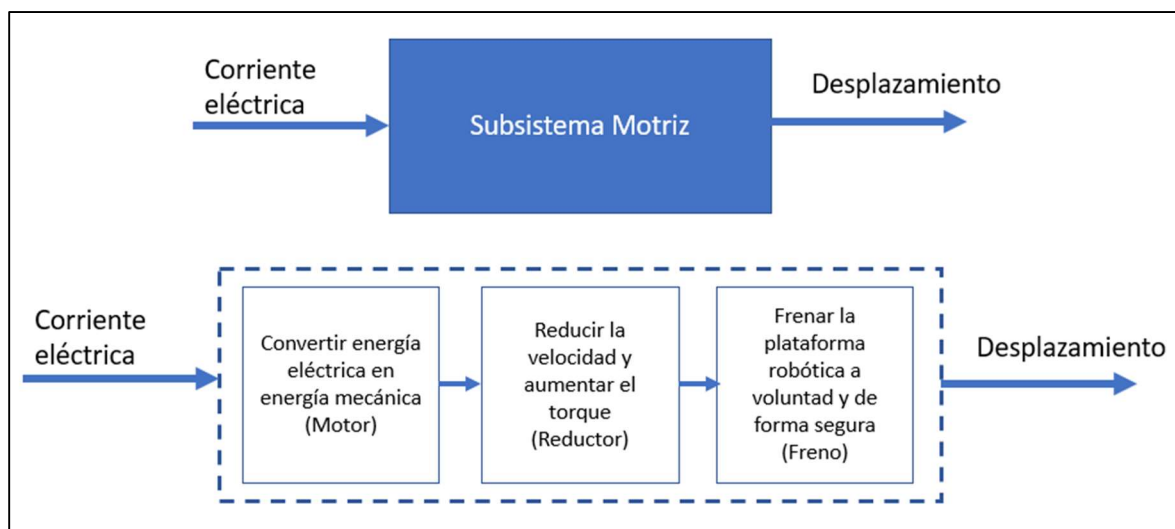


Figura 3. Diagrama de caja negra y diagrama de bloques de funciones secundarias.

Tabla 2
Especificación de rendimiento y separación en demandas y deseos.

Subsistema de movilidad	
D y d	Requerimientos
D	Compacto (Un cubo de 150×150×150 mm aprox.)
d	Ligero (Preferiblemente menos de 1 Kg y no más de 1.5 Kg)
d	Que todas las partes integradas estén en una sola carcasa
D	Fácil de acoplar con los otros subsistemas de la plataforma robótica
D	Eficiencia energética
d	Que sea visualmente estético
D	Freno de respuesta rápida
D	Velocidad de salida similar al andar de una persona (1.5 m/s aprox.)
D	Que use baterías
d	Que este protegido del polvo y tierra
D	Que las partes móviles internas no sean un riesgo para el usuario
D	Baja velocidad de rotación y alto torque
d	Ensamble sencillo
d	Pocas piezas
D	Costo reducido en comparación a los existentes en el mercado
d	Piezas de geometría simple
d	Resistente a la corrosión
D	Fácil lubricación

D – Demandas; d – deseos

priorizando de esta manera la voz del cliente sobre la de ingeniería. El método consta de los siguientes pasos (Cross, 2000):

1. Identificar los requerimientos del cliente en términos de los atributos del producto.
2. Determinar la importancia relativa de los atributos.
3. Evaluar los atributos de los productos de la competencia.
4. Dibujar una matriz de atributos del producto contra características de ingeniería.
5. Identificar las relaciones entre características de ingeniería y atributos del producto.
6. Identificar cualquier interacción relevante entre características de ingeniería
7. Establecer cantidades objetivo a ser alcanzadas por las características de ingeniería.

En la **Tabla 8** (ver anexos) se presenta una matriz de atributos del producto contra las características de ingeniería; esto con la finalidad de relacionar las propiedades de ingeniería que influyen en los atributos finales del subsistema de movilidad.

En la parte superior se muestran los atributos técnicos definidos como requerimientos de ingeniería y en la parte izquierda se muestran los atributos que representan el funcionamiento deseado del RMR (Robot Móvil por Ruedas), la matriz de atributos es completada, estableciendo como es que los requerimientos de ingeniería impactan en los requerimientos del cliente, para ello se estableció una escala de relaciones que va del 1 al 9, donde 1 representa una relación débil y 9 una relación fuerte. La importancia para el cliente es posteriormente multiplicada por cada valor de la matriz de relaciones para definir una puntuación ponderada de cada uno de los requerimientos del

cliente y cada uno de los requerimientos de ingeniería. Finalmente, gracias a esta matriz y siguiendo el método podemos establecer una escala de prioridades (del 1 al 12) dividiendo la puntuación de importancia técnica entre la puntuación total ponderada por el cliente, quedando como se muestra en la **Fig. 4**.

Gracias a este método ha sido posible entender a profundidad el problema de diseño, traduciendo las necesidades del cliente en características de ingeniería y estableciendo objetivos medibles.

Generación de alternativas

La generación de alternativas se llevará a cabo por medio de una tabla de análisis morfológico con la finalidad de determinar las posibles formas que puede asumir el subsistema de movilidad.

Esta tabla de análisis morfológico pretende desplegar el rango completo de elementos, componentes o soluciones secundarias que pueden ser combinadas entre sí para generar una solución general; ampliando de esta manera la búsqueda de posibles soluciones.

En la **Tabla 3** se muestra el diagrama morfológico que resume dicho análisis para la generación de alternativas de diseño del tren de transmisión; se muestran un máximo de 4 soluciones para un total de 4 subfunciones dándonos un total de 64 posibles combinaciones ($4 \times 2 \times 4 \times 2$).

A pesar de que se han podido discutir las 64 posibles combinaciones planteadas por la tabla de análisis morfológico, solo 3 alternativas de solución (las más prometedoras para el equipo) han sido exploradas a mayor profundidad:

1. Alternativa con un motor DC con escobillas, reductor armónico convencional y freno de tambor dentro de la cercha flexible.
2. Alternativa con un motor DC sin escobillas, un reductor armónico con cercha flexible recortada y sin sistema de freno integrado.
3. Alternativa con un motor de flujo axial PCB (*Printed Circuit Board*) y un arreglo de imanes permanentes, reductor de cercha flexible recortada sin sistema de freno mecánico.

Subsistema de movilidad	Importancia para el cliente	Peso máximo	Espacio máximo (15x15x15 cm)	Diámetro máximo	Velocidad máxima	T. para velocidad máx.	Angulo de ascenso máx.	Torque mínimo	Aceleración mínima	Eficiencia del motor	Eficiencia transmisión	# Baterías x Subistema	Horas x Carga batería	Puntuación ponderada
Unidades	/	Kg	cm ³	cm	m/s	Seg	°	Nm	m/s ²	%	%	#	/	
Metas	/	2	3375	20	1.5	1	20	6	1.5	70	80	2	3	
Puntuación de importancia técnica	/	189	224	210	210	118	65	204	126	190.5	219.5	54	80	1890
Importancia %	/	10%	12%	11%	11%	6%	3%	11%	7%	10%	12%	3%	4%	100%
Rango de prioridades	/	7	1	3	3	9	11	5	8	6	2	12	10	

Figura 4. Resultados de la matriz de atributos del producto contra características de ingeniería, se ha establecido el rango de prioridades.

Tabla 3
Análisis morfológico para obtención de diferentes soluciones de diseño.

Soluciones		1	2	3	4
Subfunciones					
1	Desplazamiento	Motor DC con escobillas	Motor DC sin escobillas	Motor DC flujo axial, imanes de neodimio convencionales	Motor DC flujo axial, imanes de neodimio arreglo Hallbach
2	Velocidad/Potencia	Transmisión armónica convencional	Transmisión armónica con cercha flexible recortada	/	/
3	Freno	Freno de tambor dentro de la cercha flexible	Freno de disco fuera de la cercha flexible	Sin sistema de freno	Sistema de freno regenerativo
4	Salida	Salida por banda a rueda o brazo	Conexión directa a rueda o brazo	/	/

Evaluación de alternativas

Una vez definidos los diseños preliminares de las tres alternativas seleccionadas, se procede a realizar un análisis comparativo de las principales características ingenieriles de estos. Para ello es necesario determinar cómo se desempeña cada alternativa en cada característica de diseño que representa un objetivo. Se han considerado como objetivos de diseño aquellas características morfológicas que afectan directamente el desempeño del tren de transmisión y que fueron obtenidas gracias al modelado en 3D.

Características ingenieriles u objetivos de diseño:

- Volumen
- Diámetro
- Largo
- Masa
- Número de piezas

Se han ordenado las características ingenieriles a través de una sencilla comparativa entre ellas; tomando una característica y comparando si dicha característica es más importante que las otras, creando así una tabla con ceros y unos de la que obtenemos el peso de cada una de ellas (**Tabla 4**).

Tabla 4

Tabla comparativa de pares de objetivos.

Objetivos	A	B	C	D	E	Totales de fila
A	-	1	1	1	1	4
B	0	-	0	0	1	1
C	0	1	-	1	1	3
D	0	1	0	-	1	2
E	0	0	0	0	-	0

Si el objetivo es más importante que aquel contra el que se le compara se asigna un 1; si no lo es, se asigna un 0. Una vez ordenados los objetivos por im-

portancia se asignan valores numéricos a cada uno representando su peso en relación a los otros objetivos (**Tabla 5**).

Tabla 5

Peso de cada objetivo de diseño.

0.30	A
0.25	C
0.20	D
0.15	B
0.10	E

Esta escala representa los valores de utilidad relativa comparada entre los mismos objetivos de diseño, siendo el volumen del dispositivo final el requerimiento más importante y cómo los demás requerimientos se comparan con él. Se emplea un diagrama de evaluación de objetivos ponderados para plasmar de una manera más clara, tanto la evaluación como la comparación de las alternativas de diseño. Cada objetivo de cada alternativa es calificado de manera que se le asigna el puntaje más alto (10) a la alternativa con la mejor magnitud, las otras dos soluciones son calificadas en función de la mejor magnitud través de la siguiente formula:

$$Calif_{sol} = 10 \times \left(\frac{\text{Mejor magnitud}}{\text{Magnitud sol.x}} \right) \quad (5)$$

Se obtienen valores numéricos para cada objetivo multiplicando el peso por la calificación; dicho valor es sumado con los otros valores de cada alternativa para obtener un valor general de utilidad (**Tabla 6**).

Ingeniería de detalle

Se ha tomado como el final de un primer ciclo de diseño todo el trabajo que se ha hecho previamente

Tabla 6

Diagrama de evaluación de objetivos ponderados para las tres alternativas de solución para el diseño de un tren de transmisión.

Objetivo	Peso	Parámetro	Alternativa 1			Alternativa 2			Alternativa 3		
			Magnitud	Calificación	Valor	Magnitud	Calificación	Valor	Magnitud	Calificación	Valor
Volumen	0.3	cm ³	948	6.8	2.0	642	10.0	3.0	1037	6.2	1.9
Largo	0.25	mm	175	3.6	0.9	63.5	10.0	2.5	96.5	6.6	1.6
Peso	0.2	Kg	1.356	5.7	1.1	0.775	10.0	2.0	0.854	9.1	1.8
Diámetro	0.15	mm	138	9.9	1.5	193.5	7.1	1.1	137	10.0	1.5
# de Piezas	0.1	/	31	8.1	0.8	25	10.0	1.0	26	9.6	1.0
Valor General de Utilidad			6.4			9.6			7.8		

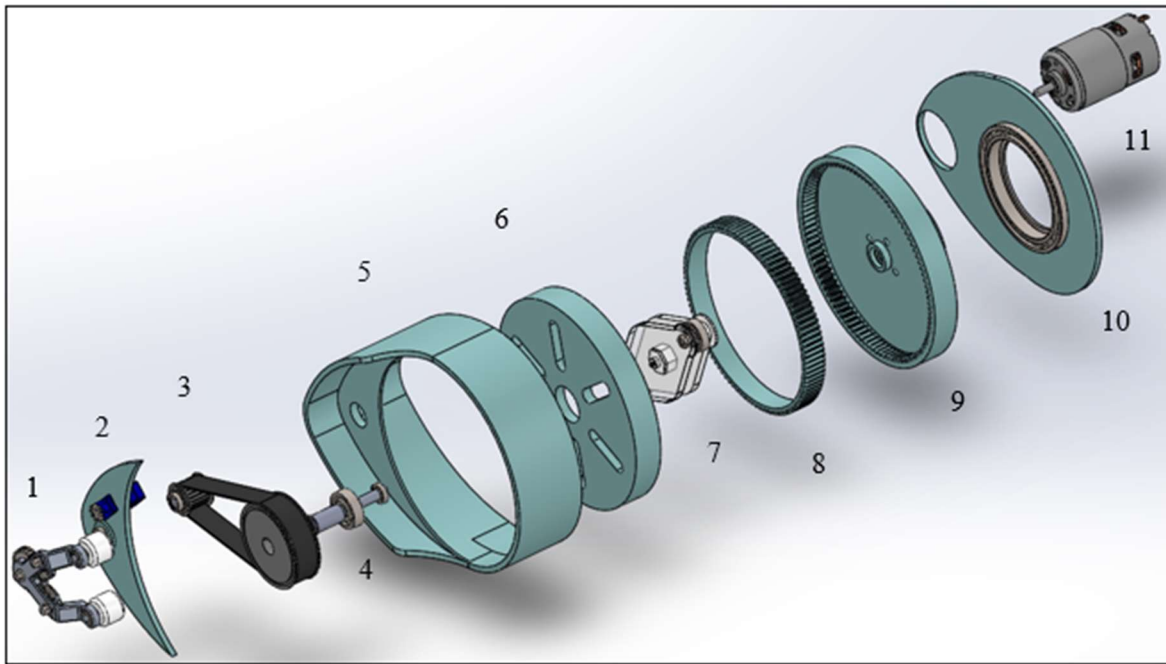


Figura 5. Diseño final del tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda, vista explosionada. Prototipo Final V2.5. De izquierda a derecha tenemos: 1. Subsistema tensor de banda, 2. Tapa superior de la carcasa, 3. Subsistema poleas y banda síncrona, 4. Eje del reductor con rodamientos, 5. Cuerpo de la carcasa exterior, 6. Tapa superior del reductor, 7. Subsistema generador de ondas, 8. Flexspline recortado, 9. Tapa inferior del reductor, 10. Tapa inferior de la carcasa, 11. Motor RS-550.

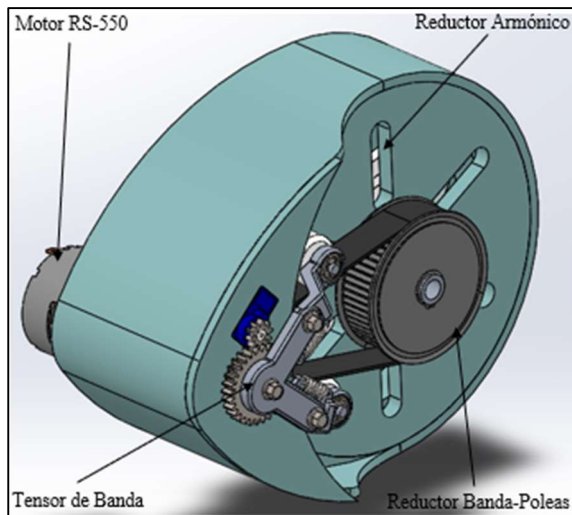


Figura 6. Subsistemas del diseño final del tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda.

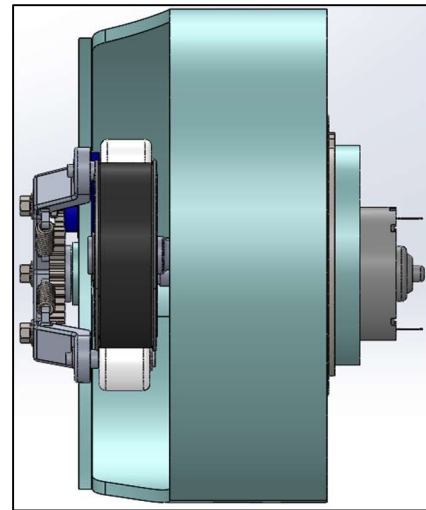


Figura 7. Diseño final del tren de transmisión para un arreglo extremidad-rueda, vista lateral.

hasta este punto. En las **Figs. 5, 6 y 7**, se muestran las características físicas finales del tren de transmisión para el RMR de locomoción por extremidades-ruedas.

Después de múltiples iteraciones de diseño sobre la alternativa 2, se ha diseñado un tren de transmisión híbrido con un sistema de poleas y banda síncrona cuya relación de reducción es de 3:1, en serie con un reductor armónico de relación 50:1; por lo que su velocidad final máxima es de 1.57 m/s y su torque pico

es de 71 N-m. Dicho sistema ocupa un espacio de $205 \times 156.9 \times 119.6$ mm en las tres coordenadas en sus elementos más alejados; y su peso final es de 1.102 Kg de acuerdo a las propiedades del modelo 3D.

Modelo dinámico del tren de transmisión en Simulink Simscape

Se ha modelado el comportamiento dinámico del robot móvil por ruedas con ayuda de Simulink Simscape (**Fig. 10** anexo) con la finalidad de determinar las relaciones de transmisión del reductor armónico, del sistema de poleas y banda síncrona, considerando tanto las variables de entrada al sistema reductor (velocidad angular del motor, torque del motor e inercias de los elementos que lo componen) como el comportamiento de las variables de salida del sistema reductor (velocidad lineal del robot, torque en el eje de la rueda y aceleración máxima del robot).

El comportamiento del torque y la velocidad angular a la salida del reductor armónico, así como la velocidad lineal del robot se muestran en las **Figs. 11, 12 y 13** (anexos).

Conclusiones

El uso tanto de técnicas creativas como de métodos con marco de referencia lógico proveen al diseñador de las herramientas adecuadas para alcanzar múltiples alternativas de diseño, sorteando bloqueos, definiendo claramente las demandas del dispositivo diseñado y la subsecuente validación de la elección de una de las alternativas de diseño encontradas sobre las otras. Esto nos ha permitido concentrarnos en el diseño de un solo prototipo, teniendo en mente los requerimientos finales del producto para avanzar a la ingeniería de detalle y dejar el camino trazado para una subsecuente etapa de ingeniería de valor.

Los reductores armónicos son sistemas sumamente eficientes para reducir la velocidad contra el espacio que necesitan; en la **Fig. 9**, comparando contra sistemas epicicloidales convencionales; podemos observar una pendiente más pronunciada en la recta que representa la relación de reducción vs el diámetro del sistema. Es decir, la relación entre el diámetro del sistema vs la relación de transmisión se comporta de manera lineal (idealmente) y dependerá de manera directa de la geometría del diente y las restricciones dimensionales del reductor final; no obstante, al reducir el tamaño de diente, el sistema manifiesta problemas como la manufactura del mismo y una complejidad de ensamblaje mayor; al reducir el tamaño del diente, debe reducirse también la tolerancia de

coaxialidad entre el flexspline y la cercha circular, volviéndose además proporcionalmente más susceptibles a perturbaciones en forma de vibración.

Referencias

- Angeles, J. 2003. Fundamentals of Robotic Mechanical Systems: Theory, Methods, and Algorithms. En *Springer eBooks*. <https://doi.org/10.1007/b97597>
- Cross, N. 2021. *Engineering Design Methods: Strategies for Product Design*. http://elibrary.unpas.ac.id/index.php?p=show_detail&id=17843
- Gurocak, H. 2015. Industrial Motion Control: Motor Selection, Drives, Controller Tuning, Applications. https://openlibrary.org/books/OL29302717M/Industrial_Motion_Control
- Harmonic Drive AG. 2019. Reducer Catalog. Harmonic Drive Systems, Inc. https://www.harmonicdrive.net/_hd/content/documents1/reducer%20catalog_US.pdf
- Jelaska, D. 2012. *Gears and Gear Drives*. <https://www.amazon.com/Gears-Gear-Drives-Damir-Jelaska/dp/111994130X>
- Jones, J., Seiger, B. A., & Flynn, A. M. 1998. *Mobile Robots: Inspiration to Implementation, Second Edition*. <https://www.taylorfrancis.com/books/9780429065118>
- Pérez-Díaz, J., Díez-Jiménez, E., Valiente-Blanco, I., Cristache, C., Álvarez-Valenzuela, M. A., Sánchez-García-Casarrubios, J., Ferdeghini, C., Canepa, F., Hornig, W., Carbone, G., Plechacek, J., Amorim, A., Frederico, T., Gordo, P., De Abreu, J. F., Sanz, V., Ruiz-Navas, E. M., & Martínez-Rojas, J. 2015. Performance of Magnetic-Superconductor Non-Contact Harmonic Drive for Cryogenic Space Applications. *Machines*, 3(3), 138-156. <https://doi.org/10.3390/machines3030138>
- Stokes, A. 1992. *Manual Gearbox Design*. <http://ci.nii.ac.jp/ncid/BA17182573>
- Tuttle, T. D. 1992. Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission. En *NASA STI/Recon Technical Report N* (Vol. 93, p. 24152). <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a259610.pdf>
- Tuttle, T., & Seering, W. P. 2002. *Modeling a harmonic drive gear transmission*. <https://doi.org/10.1109/robot.1993.291889>
- Ugural, A. C. 2015. Mechanical Design of Machine Components. En *CRC Press eBooks*. <https://doi.org/10.1201/b18000>



Uicker, J. J., Pennock, G. R., Shigley, J. E., & McCarthy, J. M.
2003. *Theory of Machines and Mechanisms*. *Journal of
Mechanical Design*, 125(3), 650.
<https://doi.org/10.1115/1.1605769>

Anexos

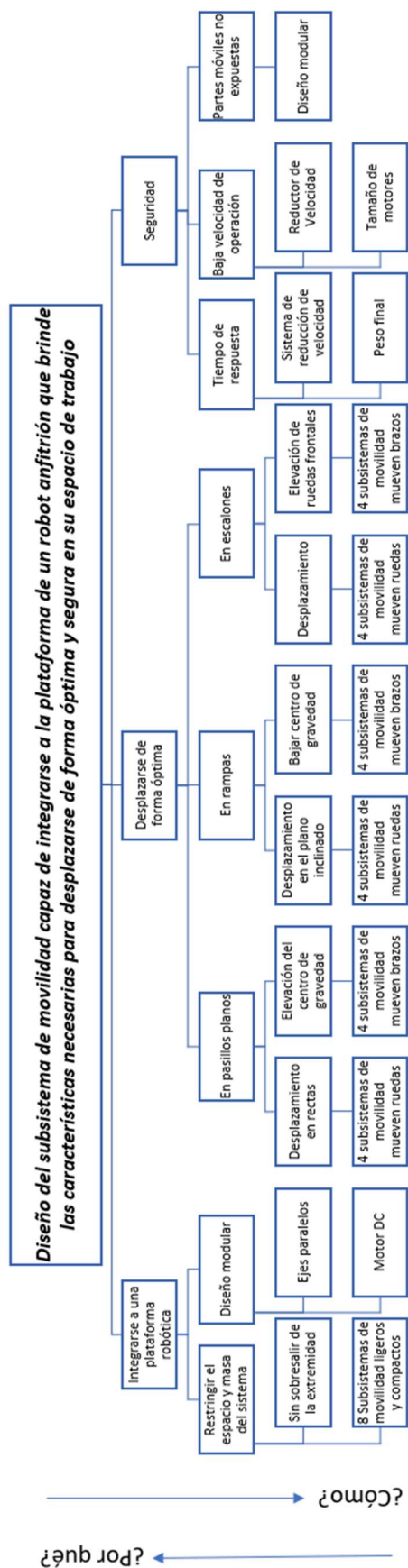


Figura 8. Árbol de objetivos para el diseño del tren de transmisión. Leyendo de arriba hacia abajo encontramos el cómo y leyendo de abajo hacia arriba encontramos el por qué.



Tabla 7
Matriz de interacciones de requerimientos para el tren de transmisión (o subsistema de movilidad).

REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

REQUERIMIENTOS DE INGENIERÍA

Subsistema de movilidad			Importancia para el cliente	Peso máximo	Espacio máximo (15x15x15 cm)	Diámetro máximo	Velocidad máxima	T. para velocidad máx.	Angulo de ascenso máx.	Torque mínimo	Aceleración mínima	Eficiencia del motor	Eficiencia transmisión	# Baterías x Subsistema	Horas x Carga batería	Puntuación ponderada	
Desempeño funcional	Ensamblaje	Piezas sencillas	2	3	1	3										14	
		Fácil de ensamblar	3		3	3										18	
		Pocas piezas	2	6	7	5										36	
	Funcionamiento del RMR	Baterías como fuente	*														
		Fuerza de los brazos	5	8	8	6	8	7		9		8	9			8	355
		Baja velocidad	5				9	4	6	8		7	9				215
		Eficiente	4									9	9				72
		Fácil mantenimiento	2		8	6											28
	Espacio y peso	Acoplamiento al RMR	Modular	4		9	7										64
			No sobresalga	3		9	8										51
Tiempo de respuesta ante obstáculos		Ligero	5	9	7	5	6	5	6	8	7	7	7	9	8	420	
		Freno rápido	4	8			9				8						100
		Maniobrabilidad	3	9			8	6		8	8	4	4	3			150
Apariencia	Robusto	3	9		7				5		5	5				93	
	Compacto	5		9	9	7	4	1	8	7						225	
	Silencioso	3.5									5	9				49	
Unidades			/	Kg	cm ³	cm	m/s	Seg	°	Nm	m/s ²	%	%	#	/		
Metas			/	1	3375	20	1.5	1	20	6	1.5	70	80	2	3		
Puntuación de importancia técnica			/	189	224	210	210	118	65	204	126	190.5	219.5	54	80	1890	
Importancia %			/	10%	12%	11%	11%	6%	3%	11%	7%	10%	12%	3%	4%	100%	
Rango de prioridades			/	7	1	3	3	9	11	5	8	6	2	12	10		

*Requerimientos ineludibles

Importancia para el cliente

5	1
Elevada	Baja

Relaciones

9	3	1	
Fuerte	Moderado	Débil	Ninguna

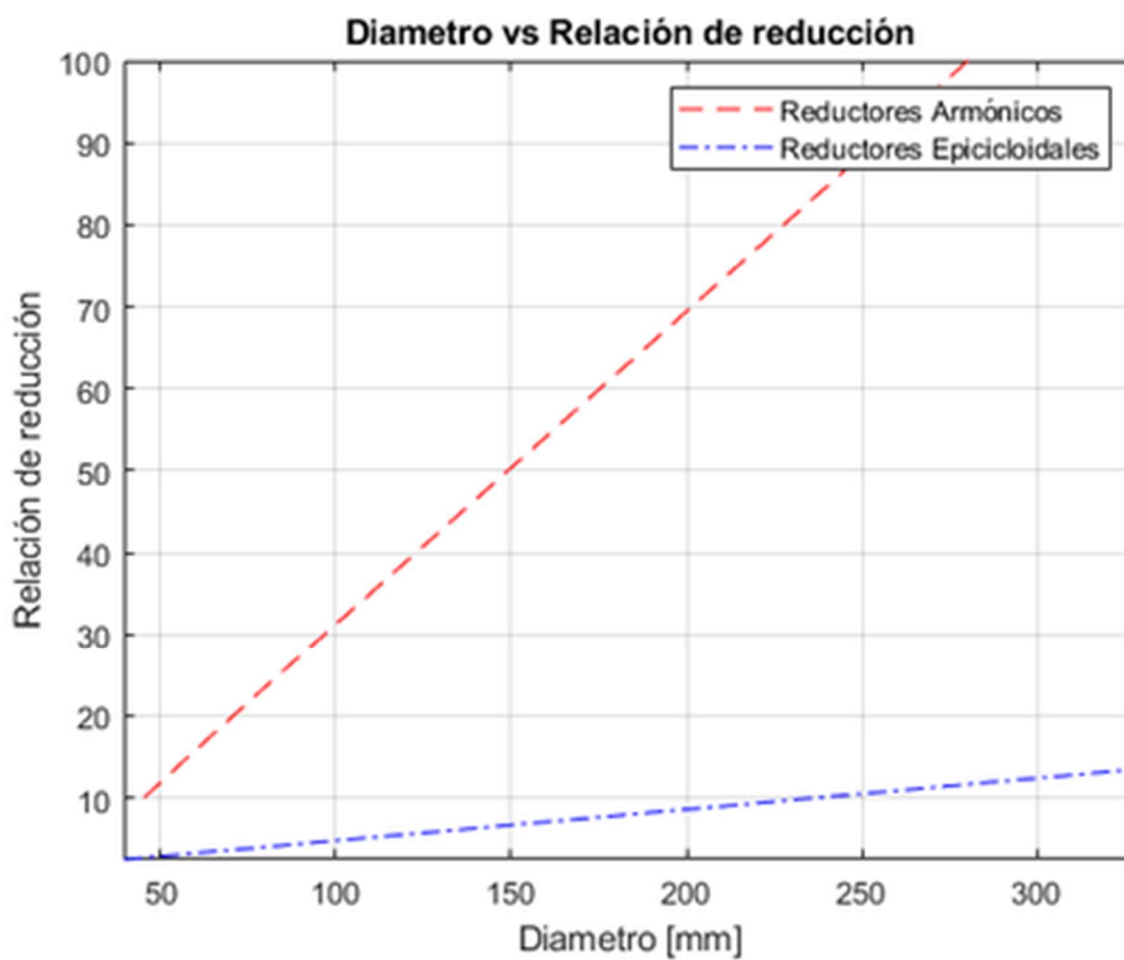


Figura 9. Gráfico comparativo de capacidad de reducción de velocidad reductor armónico vs reductor epicicloidal.

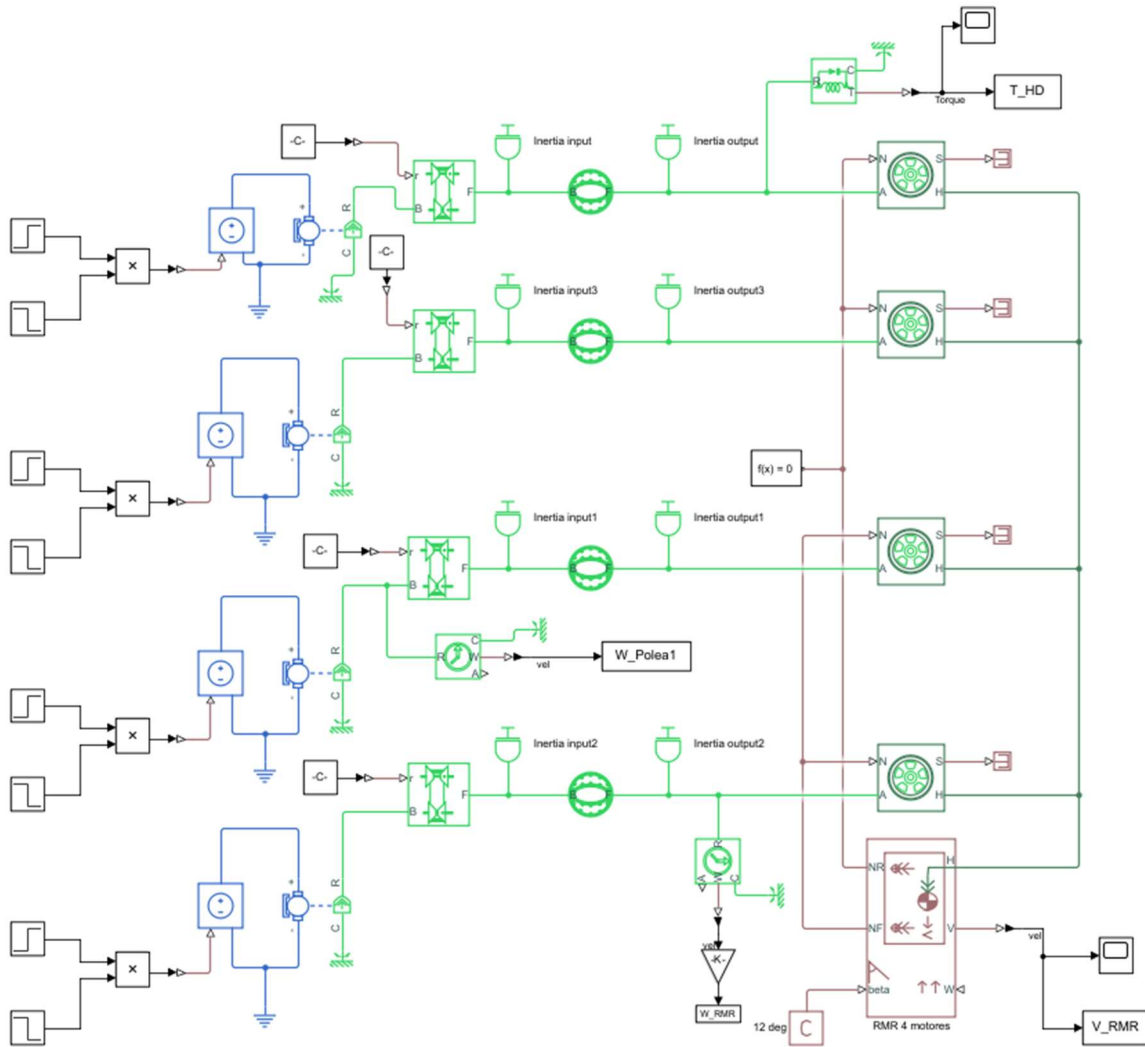


Figura 10. Modelo SimScape del RMR con motores, poleas y reductores armónicos (uno en cada rueda).

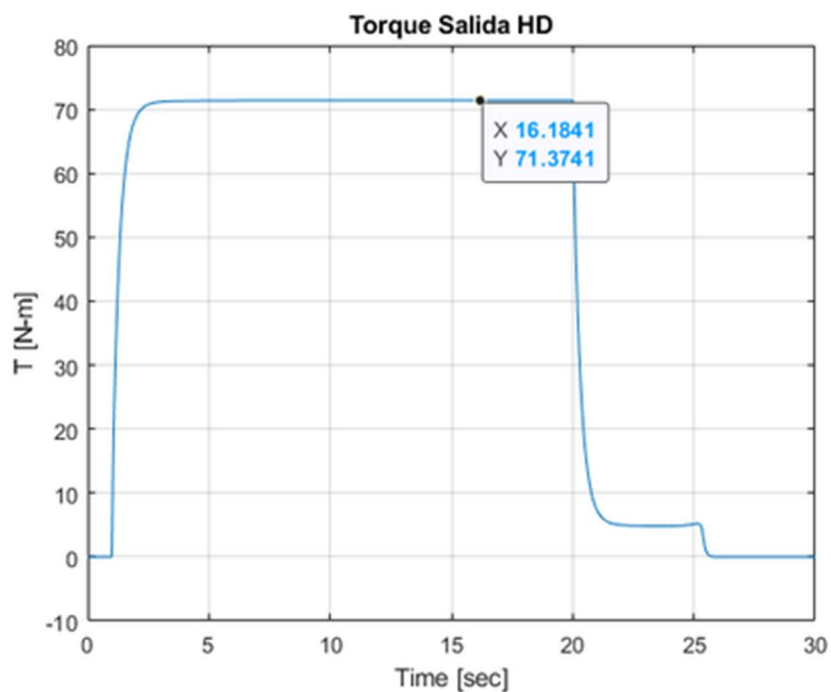


Figura 11. Torque a la salida del reductor armónico con banda síncrona.

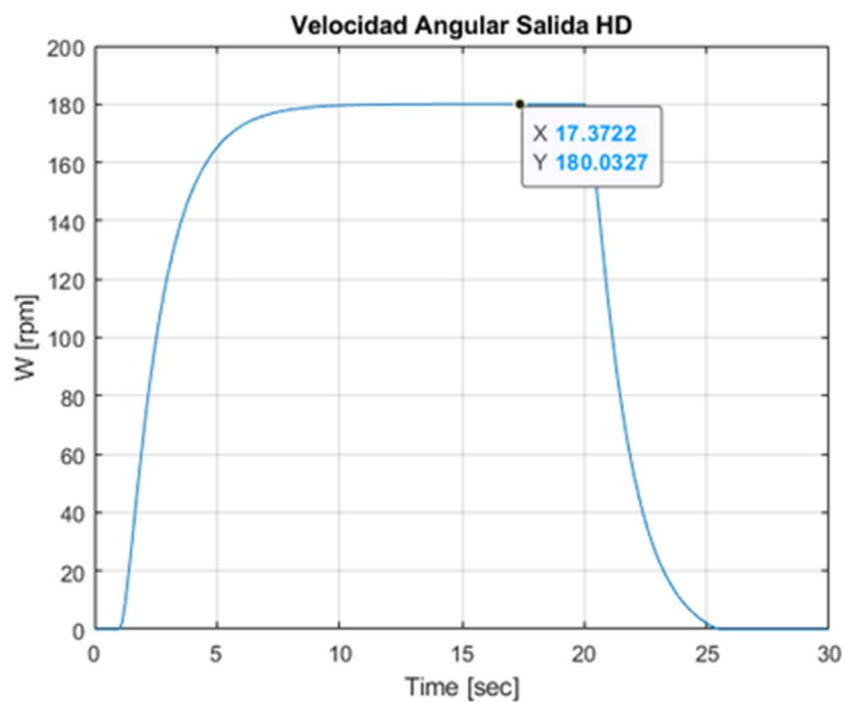


Figura 12. Velocidad Angular a la salida de la banda síncrona + reductor armónico.

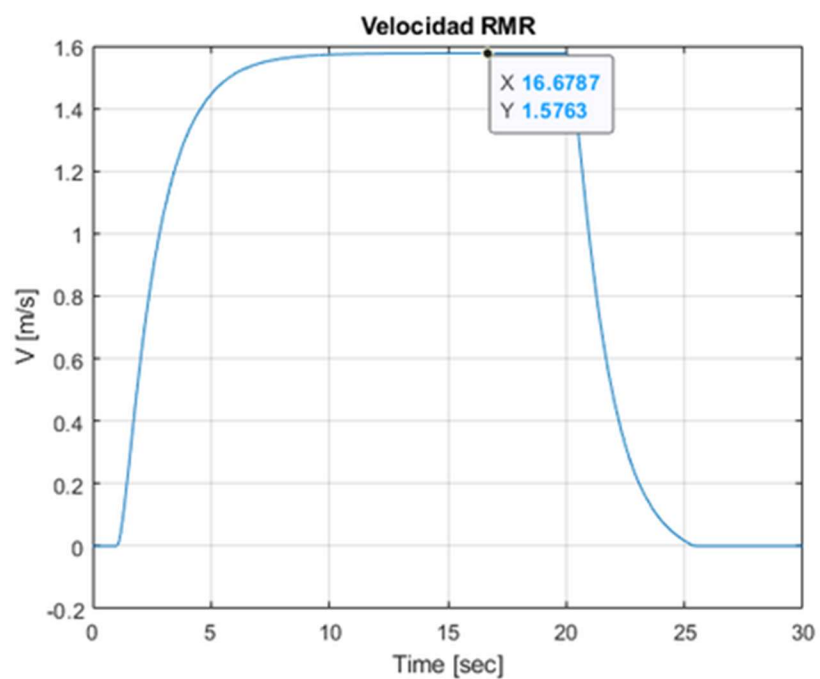


Figura 13. Velocidad lineal del RMR con banda síncrona + reductor armónico.