



Universidad
Zaragoza

PROYECTO FIN DE CARRERA

DISEÑO DE UN MECANISMO RECUPERADOR DE ENERGÍA CINÉTICA PARA
LA BICICLETA Y CÁLCULO APROXIMADO DE SUS PARÁMETROS

Autor:

David Puertollano Ventura

Director:

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza

Febrero de 2013



A mis padres, gracias por la paciencia

A Viktoria, gracias por el rumbo

A mi hermano, mucho éxito

A los que están, os quiero

A los que ya no, os lo dedico



Índice

Prefacio	4
Origen del proyecto	4
Motivación	6
¿Qué es BIK-E.R.S.?	8
Introducción	9
Alcance y objetivos del proyecto	9
Metodología utilizada	10
Nomenclatura	11
Planteamiento general del problema	12
Consideraciones teóricas	12
Consideraciones prácticas	13
Toma de datos	15
Estudio del problema I: Dinámica	18
Frenadas suaves	18
Frenadas fuertes	18
Estudio del problema II: Mecánica	20
Estudio del problema III: Mecanismo de almacenamiento de energía	21
Recepción de energía	21
Almacenamiento de energía	22
Transmisión de energía	23
Diseños preliminares	23
Evaluación de las alternativas de diseño	28
A) Lámina o barra delgada	29
Diseño del mecanismo	30
<i>Panel Separador</i>	32
<i>Acoplamientos</i>	33
<i>Horquilla</i>	34
<i>Llanta de la rueda</i>	35
<i>Mecanismo de sustentación de la rueda</i>	36
Recepción de energía	37
Almacenamiento de energía	38
<i>Dimensionamiento de la barra</i>	39
B) Muelle en espiral	47
Diseño del mecanismo	48
Recepción de energía	50
Almacenamiento de energía	54
<i>Dimensionamiento del muelle</i>	56



<i>Software industrial</i>	61
Transmisión de energía	65
Dimensionamiento de engranajes	67
<i>Dimensionamiento de engranajes de la base del muelle</i>	71
<i>Diseño de engranajes de transmisión del movimiento</i>	72
Estudio del problema IV: Eficiencia	73
Mecanismo A	74
Mecanismo B	74
Comparación con modelos del mercado	77
Retrospectiva y legalidad	77
Valoración de una bicicleta eléctrica	78
Legislación	79
Fabricantes de bicicletas eléctricas	80
Consideración	80
Modelos	81
Copenhagen Wheel	81
Wisper 905sel	82
Electricbike	83
Drymer v0.5	84
Optibike 1100R	85
Beneficios posibles	86
Salud. Esfuerzos cardíacos.	86
Posibilidades de comercialización	87
Barandilla para el carril bici	88
Conclusiones	90
Bibliografía	91
Libros y apuntes	91
Páginas web y direcciones	91
Cálculos de muelles en espiral y de compresión. Fabricantes.	91
Noticias	91
Partes mecánicas y bicicletas	92
Rodamientos	92
Engranajes	92
Científico y datos	93

Prefacio

Origen del proyecto

Dijo Einstein una vez:

“Life is like riding a bicycle. To keep your balance you must keep moving.”

La vida es como ir en bicicleta. Para mantener el equilibrio debes seguir moviéndote.

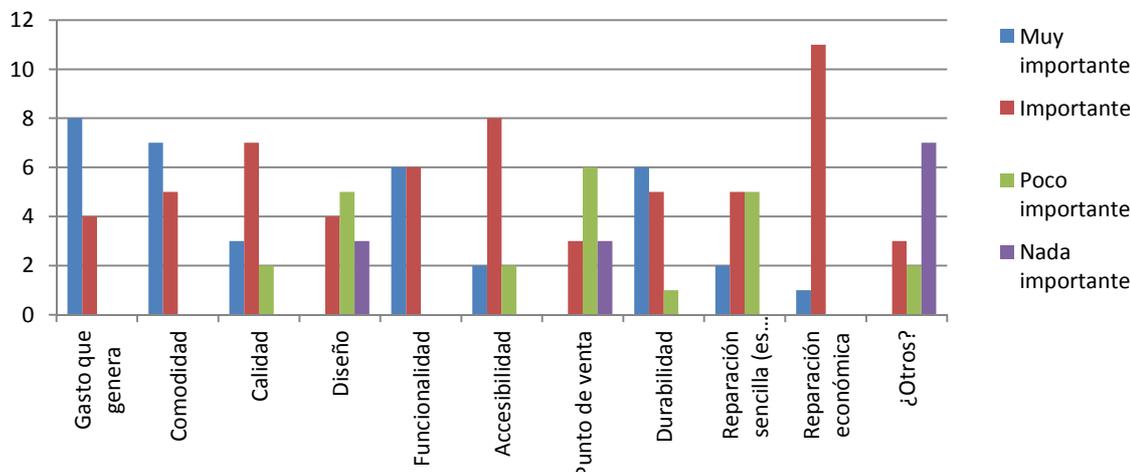
Esta idea surgió básicamente de la necesidad. Se escogió de entre varias ideas por su originalidad y posibilidad de libre diseño y creación.

Tras una búsqueda en bases de datos de internet a cerca de patentes, no hallé ningún sistema puramente mecánico que pudiese ayudar a gestionar la energía cinética “de desecho” en bicicletas u otros medios de transporte. La motivación es clara, deseo mejorar algo ya de por sí bueno.

En la actualidad existen cientos de medios de transporte propulsados por diferentes fuentes de energía. Estos sistemas, forzosamente incorporan un motor, al que hay que alimentar. Además es necesario un mantenimiento especializado y son susceptibles de sufrir una avería eléctrica en el momento menos deseado. Su precio no suele bajar de los 2.000 €, y para colmo, sus desechos pueden resultar nocivos para el ser humano y tóxicos para el medio ambiente a largo plazo. Su peso también es considerablemente mayor que una bicicleta normal, y no conviene dejarlas atadas a un aparcabicis con un candado endeble. Además, bajo mi punto de vista, dejan de ser bicicletas en cuanto se comprueba que la autonomía de la mayoría de los modelos supera los 40 kilómetros. Se puede ir al trabajo y volver a casa sin dar una pedalada.

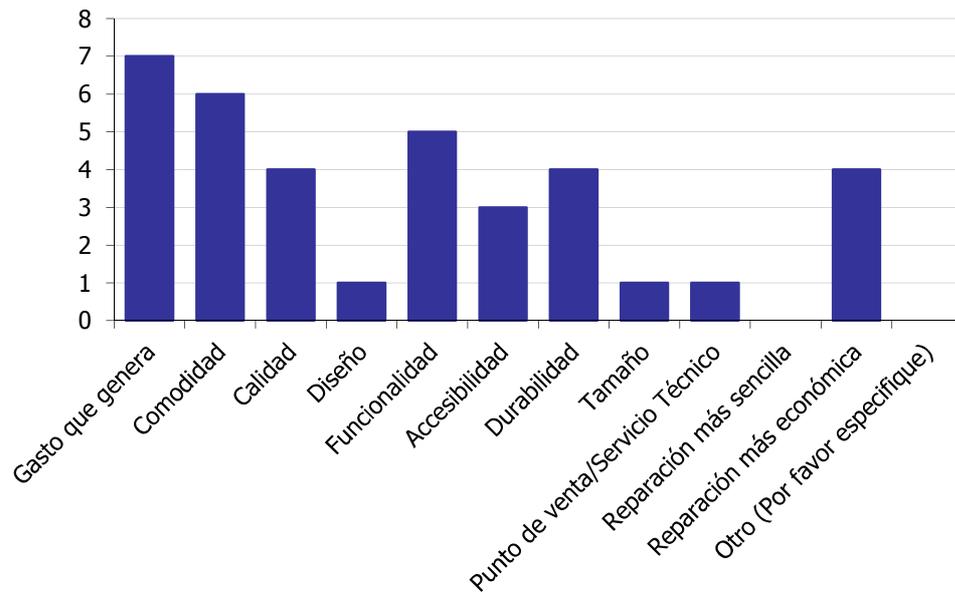
Yo mismo realicé una encuesta anónima de cuatro preguntas a través de internet, en la que se pedía a los encuestados que respondiesen a cerca de sus opiniones sobre los medios de transporte que usan. Los resultados que se muestran a continuación son los obtenidos:

Fig. 1 **¿Cómo de importantes consideras estas características para valorar un sistema de transporte?**



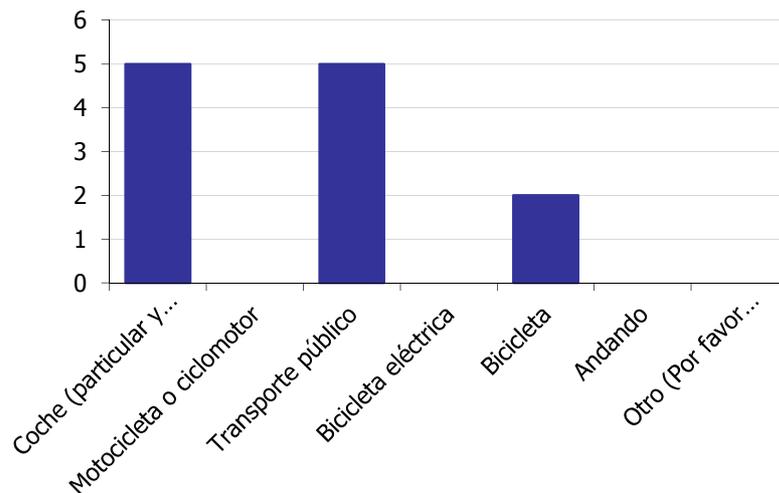
De estas preguntas podemos deducir que a casi todo el mundo le parece muy importante cuánto gaste el medio de transporte que usan (billete de autobús, gasolina, seguro o precio de compra):

Fig.2 **¿Si tuvieras que invertir tu dinero en mejorar tres cosas de tu medio de transporte, cuáles serían?**



Sin embargo:

Fig. 3 **¿Cuál es tu medio de transporte habitual?**



Así que lo único que se puede pensar es que la gente realmente quiere usar medios de transporte baratos o gratuitos, como una bicicleta, pero que sin embargo no lo hacen, seguramente influenciados por su falta de costumbre y por las exigencias diarias en el ámbito laboral, que normalmente no concuerda con la filosofía de libertad que aporta una bicicleta.



Motivación

Mi necesidad parte de que yo mismo soy usuario de una bicicleta a diario, tanto para acudir a las clases de la Universidad, como para atender mi trabajo por horas. El poder del pensamiento es alto, a veces basta con un poco de imaginación para pensar en situaciones difíciles e incómodas que podrían ser mejoradas con un poco de ingenio, en lugar de con la intervención de un desembolso económico importante. Siempre he estado convencido de que el ser humano se ha vuelto conformista con su entorno, el consumismo es una prueba de ello. Sabemos que podemos evolucionar los inventos existentes, volverlos más ecológicos y eficientes, pero muchas veces nos conformamos con lo que existe, aunque no cumpla nuestras expectativas, o esperamos a que lo haga otro, con la esperanza de que mejore la parte que a nosotros más nos interesa.

Mi mayor interés es realizar una máquina ecológica, que sea fácil de arreglar si se estropea y cuyo precio de compra sea económico. Algo, que con el tiempo, se volviese un mecanismo más cotidiano, más mecánicamente tecnológico y menos electrónico, y que suponga una pequeña ayuda al ciclista, y no un medio de transporte en sí mismo. Así podríamos seguir usando un aparato que todavía se llame bicicleta y no pierda su estatus al introducirle mejoras en su funcionamiento, y sobre todo que no asuste. Debería ser tan sencillo de entender, que la gente incluso se interese por él, para que pueda ser mejorado en el futuro con la introducción de nuevas ideas, materiales, estudios y optimizaciones.

Me siento orgulloso de haber podido realizar un proyecto en el que he diseñado y calculado, siempre de forma aproximada, las dimensiones, formas y mecanismos de una llanta de bicicleta que puede albergar un sistema recuperador de la energía cinética perdida al frenar. ¿Por qué dejar que la energía cinética se transforme puramente en calor, siendo que podríamos aprovecharla para impulsarnos al arrancar de nuevo?

Cito a Einstein otra vez:

“Imagination is more important than knowledge. For knowledge is limited, whereas imagination embraces the entire world, stimulating progress, giving birth to evolution. It is, strictly speaking, a real factor in scientific research.”

La imaginación es más importante que el conocimiento. El conocimiento es limitado, mientras que la imaginación abarca a todo el mundo, estimulando el progreso, dando a luz a la evolución. Es, hablando estrictamente, un factor real en la investigación científica.

Las bicicletas tienen muchas cualidades que todos conocemos y de las que sólo algunos disfrutamos. A la par, existen ciertos inconvenientes que podrían ser “atenuados” para propiciar una mejora en la experiencia del uso de la bicicleta. De momento, no podremos eliminar las pendientes de los caminos ni el viento de las calles, pero sí podremos entrar en un campo poco explorado hasta el momento para idear e implementar una mejora técnica. Por supuesto, este sistema está diseñado para una bicicleta de calle, pero podría ser recalculado y adaptado en cualquier momento a otros tipos de vehículos o sistemas. Las soluciones de los apartados han sido calculadas algebraicamente, para después introducir los datos del problema y obtener los baremos más representativos. Además,

podría haber desarrollado otro tipo de soluciones más creativas, aunque he preferido centrarme en el problema más general, para hallar una solución rápida y factible en modelos de bicicletas existentes.

Hay eventualidades que ocasionan una pérdida de ritmo en el ciclista, obligándole a retomar la marcha una vez ha tenido que frenar sin tener tiempo de cambiar de piñón, o haciendo que tenga que tomar la salida con los pies en el suelo o introduciéndole frecuentemente en una situación aún más peligrosa que la previa, con coches o autobuses a velocidades mucho más altas y en espacios bastante reducidos. Mi intención es saber si eso es técnicamente evitable: proporcionando una salida mucho más consistente y estable contribuimos a que el esfuerzo y el tiempo invertidos sean menores.



Fig. 4, El Coso



Fig. 5, Carril bici cortado

¿Qué es BIK-E.R.S.?

BIK-E.R.S es el nombre de la hipotética marca que podría comercializar dispositivos de este tipo. Las siglas lo dicen todo: *Bicycle Energy Recovery System*, y le hemos asignado una imagen de marca:



A partir de ahora, en lugar de decir “mecanismo recuperador de energía”, podremos llamarlo por su nombre.

Ahora mismo, con la influencia de la fórmula uno, poca gente no sabe lo que es un K.E.R.S. Este dispositivo es el encargado de almacenar energía de las frenadas y transformarlo en potencia extra cuando el piloto la necesita.



Introducción

Alcance y objetivos del proyecto

Calcular el problema particular que supone frenar con la bicicleta bruscamente, tras haber adquirido previamente una velocidad de viaje. Esto está referido a frenadas realizadas en menos de 10 metros y que son originadas, principalmente, por cambios de luz en semáforos, cuestas o eventos imprevisibles en la calzada que pueden afectar a la seguridad del ciclista y que suponen un cambio brusco en la velocidad de viaje. El problema consistirá en medir la velocidad inicial y el tiempo y el espacio de la frenada para calcular la deceleración ocasionada por la acción de los frenos de una bicicleta con un hombre de 85 kg encima.

Esa energía cinética puede ser transformada, mediante el uso adecuado de engranajes y unos acoplamientos sobre rodamientos lineales, en energía de flexión y deformación de un muelle torsional o de una barra metálica colocada a modo de resorte. Se calculará la cantidad de energía acumulada en el resorte con los conocimientos adquiridos en la asignatura de Elasticidad y Resistencia de Materiales, aplicando su metodología para calcular también esfuerzos y decantarnos por un sistema. Esa energía se retornará a la rueda mediante un sistema paralelo de engranajes, inverso al de entrada, y que supondrá la descarga del resorte y la arrancada de la persona montada en la bicicleta. Podremos calcular también la duración e intensidad de la aceleración experimentada, equiparándola con la energía introducida. También podremos observar la tendencia del rendimiento del sistema en función del dimensionamiento del sistema mecánico y la elección de los materiales, y cómo afecta esto al peso y a la eficiencia.

Para finalizar, comentaré las posibilidades de comercialización que podría tener un modelo hipotético en el mercado.



Metodología utilizada

El desarrollo del modelo se ha llevado a cabo a partir de la toma de datos de un ciclista que frena en distintas distancias. El cálculo de los engranajes está llevado a cabo mediante el análisis estándar que rige la norma DIN 3960, regulada por la norma de calidad UNE-EN-ISO 9001: 2000. Tanto el cálculo de los sistemas de almacenamiento de energía, como los acoplamientos y sus subsistemas, así como los soportes y las carcasas han sido completamente diseñadas atendiendo a criterios de Elasticidad y Resistencia de Materiales, donde se basan los pilares del diseño mecánico.

Se ha pretendido realizar un ejercicio de investigación en un área ya muy masificada y comercializada. La rama deportiva de los avances tecnológicos está muy explotada debido a su rentabilidad, facilidad de publicidad y venta. Además, de un siglo a esta fecha, los grandes cambios introducidos en los objetos usados para hacer deporte se basan, principalmente, en cambios de tejido o de material, y en introducciones electrónicas, ayudas de tipo eléctrico y mejoras en el campo de la seguridad.

Naturalmente, la proyección de un nuevo aparato no garantiza su salida del campo teórico o meramente experimental, pero he actuado con seriedad hacia la materia, así que he intentado aproximarme al máximo a la calidad y claridad de cualquier proyecto comercial, justificando y explicando cada uno de los pasos seguidos, sin olvidar el carácter innovador que se ha pretendido mantener.

Los materiales y recursos bibliográficos usados a tal fin son exactamente los mismos que los usados durante las últimas asignaturas de la carrera, además de los propios apuntes, libros de la biblioteca y fuentes de internet, por su proximidad y facilidad de acceso. Muchas veces, por falta de medios accesibles a un usuario, he tenido que recurrir a fuentes en otros idiomas para obtener información creíble a cerca de precios, tablas, imágenes, especificaciones técnicas, y otras cuestiones aparentemente más desarrolladas y más accesibles en otras lenguas.

Las tablas EXCEL *Tablas Modelos A) y B)* presentadas como archivos adjuntos contienen la información que he ido manejando a lo largo de la creación de este Proyecto.

Los programas CAD 3D, como SolidWorks, me han ayudado a crear un modelo aproximado de la idea inicial, permitiendo hacer variaciones sucesivas hasta obtener el modelo presentado más adelante. También se adjuntan para inspección los archivos de las piezas en formato SW.

Nomenclatura

De manera generalista, las partes que componen una bicicleta son:



Fig. 6, Partes de una bicicleta, Fuente: www.fixiestudio.com

Las partes internas (rodamientos, horquilla, pedales, discos) las componen más de 40 piezas, de las que la mayor parte no está a la vista. Nos centraremos en las partes de la horquilla delantera, que es donde más espacio disponible tenemos para aprovechar:



Fig.7, Componentes internos



Planteamiento general del problema

Consideraciones teóricas

- Partiremos de la base de que el conductor de la bicicleta es una persona eficiente y práctica. Usa la bicicleta diariamente para desplazarse hasta su lugar de trabajo. No le gusta acelerar muy fuerte si sabe que va a tener que frenar, tiene experiencia y prefiere no cansarse en exceso. A la vez, puede desarrollar buena potencia y gana velocidad fácilmente para mantenerla dosificando el esfuerzo.
- La fuerza de rozamiento dinámica será despreciada, por motivos de exactitud y de su escasa relevancia a velocidades bajas, y las fuerzas de rozamiento estática y mecánica las tendremos en cuenta en el apartado del cálculo del empuje experimentado. Estaremos actuando bajo la premisa de la hipótesis suficiente, que quiere decir que si los cálculos teóricos con hipótesis más restrictivas y desfavorables son suficientes, entonces los cálculos más próximos a la realidad también deberían ser favorables.

$$F = m \cdot a$$

$$x(t) = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

- Tendremos en cuenta que un ciclista puede frenar con ambos frenos a la vez. La distancia de frenado, así como el tiempo que tarda y su deceleración vendrán determinados directamente por la potencia de frenado y la velocidad inicial.
- Es razonable pensar que el efecto que pueda tener el peso de un mecanismo es una bicicleta puede ser determinante a la hora de juzgar la calidad de una frenada. Lo valoraremos para decantarnos por un sistema u otro.



Consideraciones prácticas

Un trayecto conocido ayuda a manejar la energía de una manera más inteligente, pudiendo reducir el riesgo de lesiones y de situaciones de riesgo con otros ciclistas, peatones o conductores. Se aumenta la efectividad y la eficiencia de viajar en un vehículo de estas características. De hecho, como es más fácil reducir la marcha antes de un semáforo conocido que ante una eventualidad en el camino, es más fácil retomar el ritmo de viaje tras una parada conocida de antemano que tras una maniobra de emergencia. Cuando se ve obligado a frenar de manera no prevista, no le da tiempo a cambiar de piñón para facilitar una salida más fácil, por lo que además se ve obligado a realizar un esfuerzo extra para ponerse de nuevo en movimiento con una relación de marchas inadecuada, creando una fila detrás suyo y obligando a todos los demás a frenar, con lo que se puede crear además otro accidente en cadena.

Cuando un semáforo cambia la frecuencia o el usuario se ve interrumpido en el camino por algún ciclista más lento, puede desarrollar gran cantidad de potencia y gasto físico para ganar velocidad y adelantar. Intenta no frenar bruscamente para evitar situaciones de riesgo, ahorrar tiempo y ajustarse al momento exacto de la frecuencia. Es similar a encontrarse un coche lento en una vía rápida, al que adelantamos para seguir con nuestro ritmo en lugar de quedarnos detrás de él, metiéndole prisa. A veces este método es mucho más seguro que ajustar forzosamente la velocidad en unos pocos metros o simplemente ir despacio, ya que no todos los usuarios tienen el mismo nivel de habilidad. También algunos conductores de coche se quejan de que no ven tan fácilmente a los conductores de bicicleta que van lentos, sobre todo en condiciones de visibilidad reducida. Un ciclista que va rápido (o con buen ritmo) por el carril bici, impone visualmente mucho más que un ciclista lento. No llaman la atención, parecen peatones que se van a detener al ver el coche, pero no lo son y continúan su marcha, pudiendo ocasionar situaciones incómodas en el mejor de los casos.

En ocasiones, la peor inclemencia cuando se conduce una bicicleta en Zaragoza no es el viento, sino el propio carril-bici. Es bastante peligroso, las sujeciones de las balizas laterales se rompen y se mueven de la calzada, pesan mucho y no suponen ninguna protección contra un coche mal conducido, no están ni si quiera bien señalizadas, ni iluminadas y no hay zonas amplias para maniobrar o adelantar seguramente, excepto aquellas que están mal diseñadas. Muchas de las zonas construidas recientemente traspasan zonas de gran afluencia peatonal, hasta el punto de que el carril pierde sus preferencias y se mezcla con la acera, haciendo que ni ciclistas ni peatones sepan cómo tienen que reaccionar. Un peatón que pasa sin mirar es una situación de riesgo muy grande, ya que podría provocar un susto o un accidente mayor. Un semáforo en verde para los peatones significa que todas las bicicletas tienen que frenar, para luego tener que coger velocidad de nuevo.

Seguramente, éste es un problema menor, frenar y acelerar en bici cuesta lo mismo que no hacerlo: nada, la fuerza muscular es gratuita. Por ello mismo, muchos peatones cruzan la calle por donde quieren y ponen a conductores, ciclistas y a ellos mismos en peligro, porque saben que serán los demás los que frenen. Sin embargo, la energía necesaria en un peatón para detenerse mientras camina y alcanzar posteriormente la misma velocidad, no es tan grande como la que debe ejercer el ciclista para dejar pasar a un peatón y retomar luego su marcha. No se pueden cambiar las normas y

hay que acostumbrarse a la situación siendo respetuoso y educado. De todos modos, podríamos facilitar ligeramente el proceso a quienes más esfuerzo deben realizar.



Fig. 8



Fig. 9



Fig. 10



Fig. 11



Fig. 12

Toma de datos

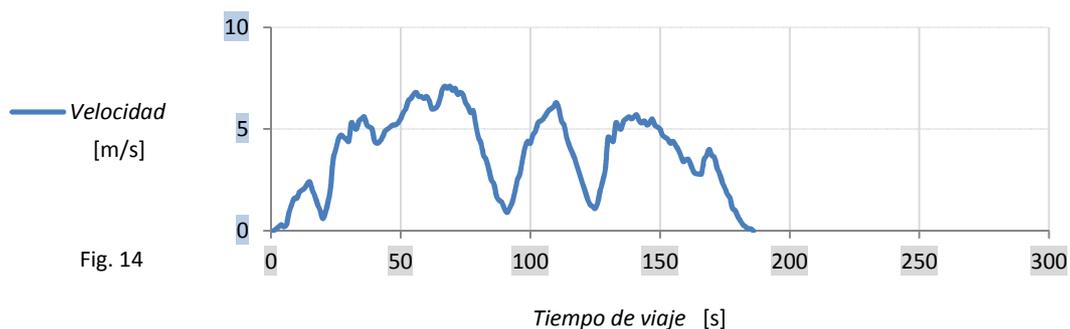
Como ejemplo, tomemos como referencia un corto recorrido urbano: 1.1 km de carril bici + 0.3 km sobre la calzada.



Fig. 13 1.4 km, 22 minutos a pie.

Se han llevado a cabo dos mediciones estimativas de la velocidad alcanzada según el tiempo transcurrido. Se toman datos del tiempo transcurrido entre semáforos y posteriormente, con las distancias conocidas, se realizaron sendas tablas de datos, de las que obtenemos las siguientes gráficas. Esta medición puede demostrar que el uso de una bicicleta para ciertos recorridos urbanos es muy beneficiosa. Cabe decir que el trayecto es ligeramente cuesta abajo y permite viajar velozmente sin demasiado esfuerzo.

El sábado 19 de Enero de 2013, alrededor de las 15.30 h:



En bicicleta, suponiendo unas condiciones climatológicas aceptables, un recorrido de 2 km debería durar unos 180 segundos. Nótese, que ni siquiera ha tenido que detenerse en ninguna ocasión, lo cual hace la recuperación de energía cinética mucho más sencilla y menos costosa. La gráfica demuestra que las frenadas son suaves y graduales, porque son conocidas. Se miden las Pulsaciones Por Minuto tras dos minutos de dejar la bicicleta para comprobar el esfuerzo realizado: 80.

$$v_{max} = 7.3 \text{ m/s.}$$

$$v_{media} = 3.8 \text{ m/s.}$$

$$a_{max} = 1.5 \text{ m/s}^2$$

El mismo recorrido medido dos días después, el lunes 21 de Enero a las 16.00 h., con mayor afluencia de tráfico y peatones. Estas condiciones son las más normales en el centro de una ciudad e implica que se repite con más asiduidad que el caso anterior. Las marcadas en rojo son las frenadas tan inoportunas de las cuales podríamos obtener la energía mecánica desperdiciada a la que hemos hecho referencia para poder ayudar en la aceleración.

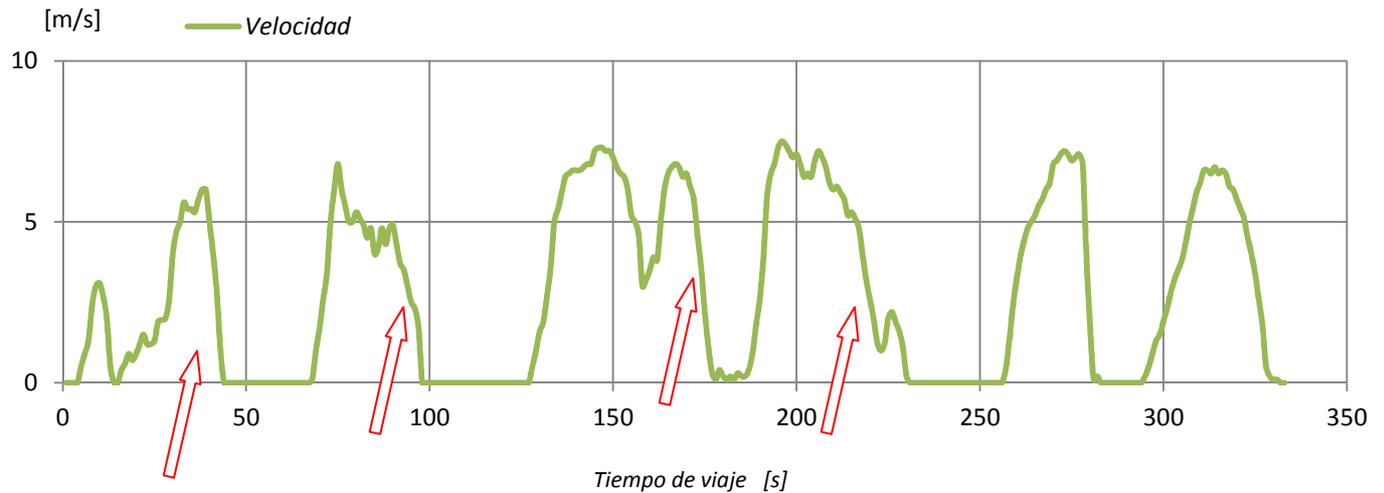


Fig. 15



Fig. 16



En cualquier caso, la experiencia es la mejor amiga, y la prisa es la peor consejera. Las aceleraciones fuertes no son siempre la manera más eficiente de conducir una bicicleta. Es mejor intentar prever la intención de un peatón que no mira, o de un coche que se queda cruzado donde no debe. Digamos que aquel día el autor de este documento tuvo algo de suerte con un conductor que pensó que tenía prioridad. Pulsaciones Por Minuto después de dos minutos: 106.

$$v_{max} = 7.5 \text{ m/s.}$$

$$v_{media} = 2.8 \text{ m/s.}$$

$$a_{max} = -2.8 \text{ m/s.}$$

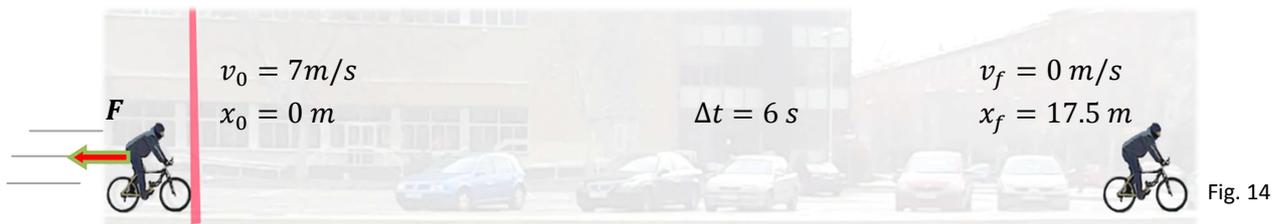
De hecho, es esta última deceleración la que llama la atención de entre todas las medidas de los dos días. Al ser un movimiento tan imprevisible, se convierte en algo casi imposible de aprovechar. Es como intentar aprovechar la energía de un terremoto. La mejor manera de dimensionar el problema es estudiar el movimiento dinámica y mecánicamente.

Estudio del problema I: Dinámica

El individuo en cuestión pesa con ropa alrededor de 85 kg, y la bicicleta que conduce es una *BH Over X*, con cuadro de aluminio, con un peso aproximado de 15 kg. La suma de ambos da un total cercano a 100 kg, así podemos deducir la fuerza necesaria para frenarlo. Los datos proceden de datos tomados experimentalmente: A una velocidad razonablemente alta se toman medidas (tiempo y espacio) de las frenadas descritas a continuación:

Frenadas suaves

No siempre que frenamos lo hacemos de emergencia. Una frenada no prevista pero sin riesgo puede completarse en unos 20 metros, dependiendo de la velocidad. Si suponemos que se puede alcanzar una velocidad de 25 km/h, y que la deceleración puede ser constante:

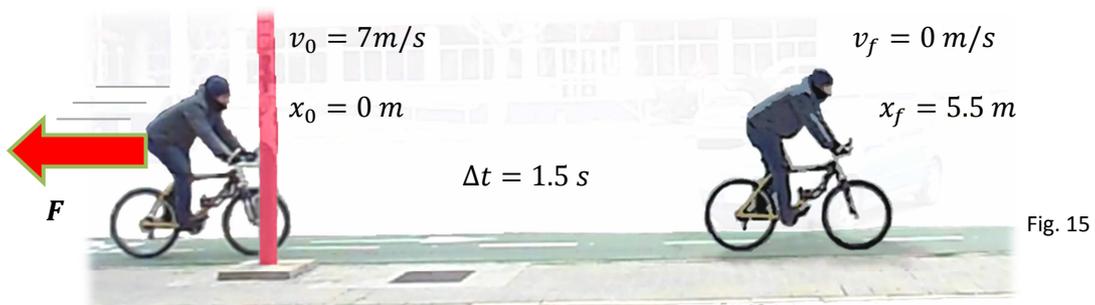


$$\left. \begin{aligned} x(t) &= x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2 \\ v(t) &= v_0 + a t = 0 \end{aligned} \right\} a = 2 \left(\frac{x_f - v_0 t}{t^2} \right) = \frac{-44}{36} = -1.2 \text{ m/s}^2$$

$$F = m \cdot a \cong -120 \text{ N}$$

Frenadas fuertes

Algunas frenadas deben realizarse en menos espacio, pudiendo tener que acortar tiempo y espacio de reacción. Frecuentemente, y para evitar el peligro según sea la situación, los ciclistas pueden tener que bloquear las ruedas o seguir una trayectoria que evite el choque, aumentando la distancia y el tiempo. Supondremos para el análisis que las ruedas giran sin deslizar sobre la calzada y que la trayectoria seguida es recta. Así queda:



De modo análogo al anterior obtenemos:

$$a = -\frac{v_0}{t} = \frac{7}{1.5} = -4.6 \text{ m/s}^2 \rightarrow F = m \cdot a \cong -460 \text{ N}$$

En este tipo de frenadas, la energía cinética desciende de forma mucho más brusca.

El trabajo realizado en cada una de las frenadas es el mismo, ya que pierden la misma energía cinética, pero no así la potencia de frenado, que es mucho mayor en las frenadas fuertes, debido al menor tiempo requerido en detener al ciclista. N (potencia), es la energía desprendida o absorbida por unidad de tiempo:

$$E_{cin} = \frac{1}{2} m v^2 = 2,450 J$$

$$N = \frac{E}{t}$$

Por lo tanto, la potencia de cada frenada es:

$$N_{suave} = \frac{2450 J}{6 s} = 408.3 W$$

$$N_{fuerte} = \frac{2450 J}{1.5 s} = 1633.3 W$$

Sabiendo que el diámetro de una rueda de bicicleta de 26' es de unos 65 centímetros, calculamos la aceleración angular del caso que nos interesa:

$$a = \alpha \cdot R$$

$$\alpha_{fuerte} = \frac{a}{r} = \frac{-4.6}{0.325} = -14.15 \text{ rad/s}^2$$

Podremos saber también el número de vueltas que han girado las ruedas hasta detenerse:

$$\varphi(t) = \varphi_0 + \omega_0 t + \frac{\alpha t^2}{2}$$

En nuestro caso de la frenada fuerte:

$$v = \omega \cdot r$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{7}{0.325} = 21.37 \text{ rad/s}$$

$$\rightarrow \varphi(1,5) = 21,37 \cdot 1,5 + \frac{-13,49 \cdot 1,5^2}{2} = 16,92 \text{ rad} \cong 2,7 \text{ vueltas}$$



Estudio del problema II: Mecánica

Para permitir almacenar el movimiento rotatorio del neumático, debemos hallar la inercia equivalente que es capaz de rotar con la velocidad angular equivalente a la lineal, que nos permitirá diseñar el mecanismo en los siguientes pasos.

$$E_{cin} = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} I_{eqv} \omega^2$$

Siendo así, $v = \omega \cdot R$, obtenemos que:

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} I_{eqv} \omega^2$$

Particularizando para la situación de la frenada fuerte obtenemos que:

$$I_{eqv} = \frac{m v^2}{\omega^2} = \frac{m (\omega R)^2}{\omega^2} = m \cdot R^2 = 100 \cdot (0.325)^2 = 10.5625 [kg \cdot m^2]$$

$$M_T = I_{eqv} \cdot \alpha \rightarrow M_T = -145.33 [N \cdot m]$$

Esto quiere decir que nuestro ciclista provoca un momento torsor de $145.33 N \cdot m$ con los frenos para detenerse.

Cuando estudiemos nuestros sistemas deberemos tener cuenta que el ciclista frena con los dos frenos a la vez. Sería lógico pensar que si sólo frenase con uno de ellos, generaría menos momento torsor y por lo tanto su deceleración sería menor.

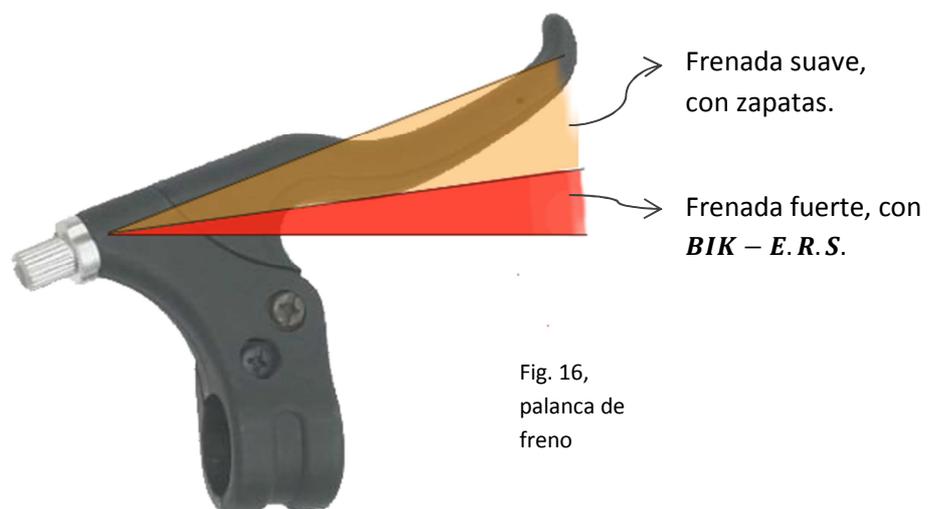
Estudio del problema III: Mecanismo de almacenamiento de energía

El mecanismo de almacenamiento de energía es la parte esencial del proyecto. En él se centra el diseño del método de recepción, almacenaje y transmisión de la fuerza motriz de desecho. Al ser la parte mecánica la que tiene que dar sustento a la idea, se piensa en sistemas elásticos basados en principios de acción-reacción que puedan cumplir los siguientes requisitos:

Recepción de energía

Debe entrar en funcionamiento con la acción de la palanca del freno. Al mecanismo de freno original se le añade un accionador que permita el uso de la misma palanca para activar un sistema de freno u otro. Puede realizarse como un tope situado en la carrera del mango del freno, que al llegar a cierto ángulo arrastre la pestaña accionadora del ERS. Ya que las frenadas no suelen ser “de emergencia”, el primer tramo del accionamiento debería actuar solamente sobre los frenos de fricción convencionales. En esos casos el ciclista intenta ajustar su marcha de manera suave a la situación, por lo que la pérdida de energía es más escalonada y no es tan aprovechable: Es una pérdida de energía deseada que produce el efecto de una deceleración suave, por lo que **BIK – E. R. S.** no debe entrar en funcionamiento.

En el momento en el que la frenada suave no fuese suficiente, deberíamos presionar más el freno, para acortar la distancia y el tiempo de frenado, aumentando la presión de las zapatas sobre el tambor de la llanta. Además de que es un acto reflejo, presionar el freno más de lo necesario puede conllevar derrapes, resbalones y caídas de la bicicleta, sobre todo en días lluviosos o con la calzada resbaladiza, y es más fácil accionar el freno hasta el final en distancias cortas, para aumentar la potencia de frenado.



En estos casos, ya que el freno de fricción entra en funcionamiento anteriormente, se pierde algo de momento torsor disipado en forma de calor en los frenos. Se ha llegado al consenso con el director de este proyecto de que la energía almacenable sea el 30 % de la inicial, ya que además de que frenamos con dos frenos, sólo activamos el KERS cuando ya ha comenzado la frenada, así que la energía que todavía quede no puede ser muy elevada.

Almacenamiento de energía

Una vez se ha frenado durante el trayecto lo suficiente como para mover el resorte hasta cierta posición desfasada, se bloquea el disco mediante dientes con el fin de almacenar la energía potencial, de manera que se quede el resorte tensionado hasta la descarga. Se han tenido en cuenta muelles lineales y circulares, pletinas de resortes, tornillos de potencia, varios sistemas de transmisión de movimiento, sujeciones, etc.

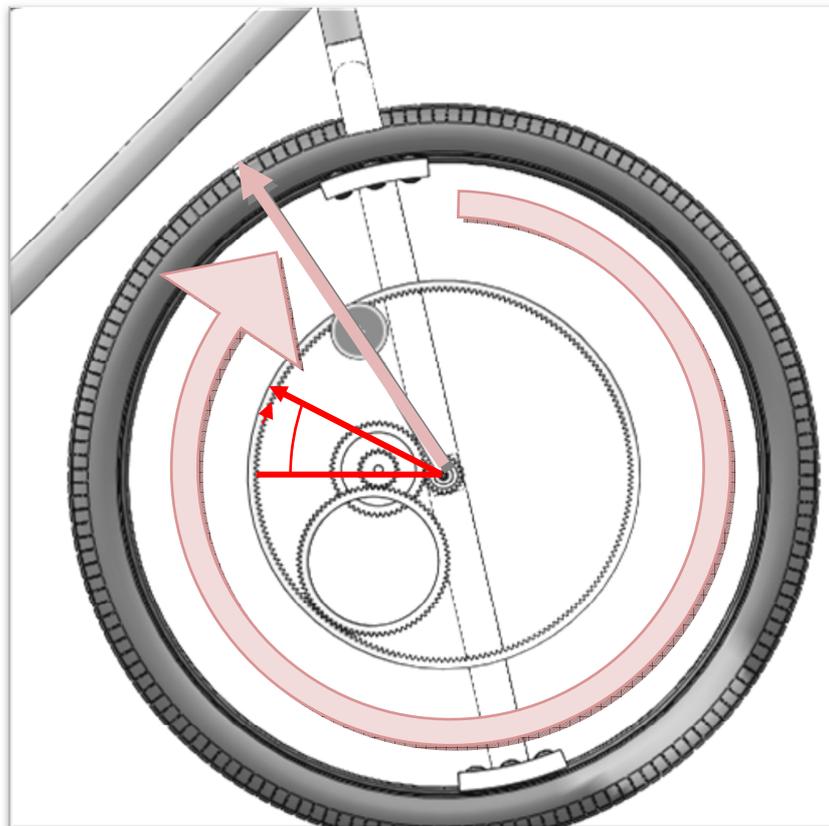
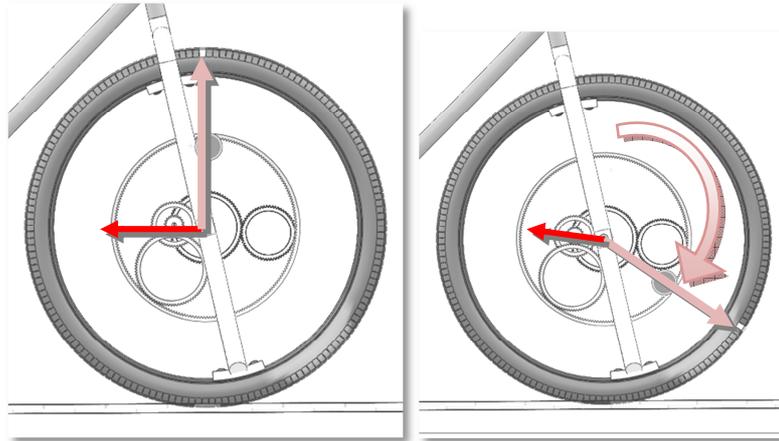


Fig. 17a,
17b, 17c,
Método de
carga

Transmisión de energía

Es la fase en la que el movimiento giratorio del sistema de almacenaje se libera de la tensión a la que lo hemos sometido en la carga. Así obtendremos un par de giro en la rueda que nos ayudará en la salida.

Tras compararlos, se elijen dos mecanismos, los que por su sencillez se consideran más robustos y fiables para ejercer de resorte. Se presentan como las opciones A) y B) que vienen a continuación.

Diseños preliminares

Éste es el germen del proceso de diseño y es la fase que más depende del ingeniero. En esta etapa se pretende tomar decisiones sobre configuraciones, dimensiones y otras especificaciones alternativas, planteando múltiples variantes a través del dibujo conceptual y el bombardeo de ideas nuevas que permitan la solución del problema. Estos prediseños deben ser juzgados críticamente para filtrar aquellos modelos que no resulten beneficiosos o factibles. Alguno de ellos se presenta a continuación.

Debe mencionarse que la mayor parte del tiempo invertido en este proyecto se ha dedicado a hallar y a visualizar las formas de alcanzar los objetivos deseados.

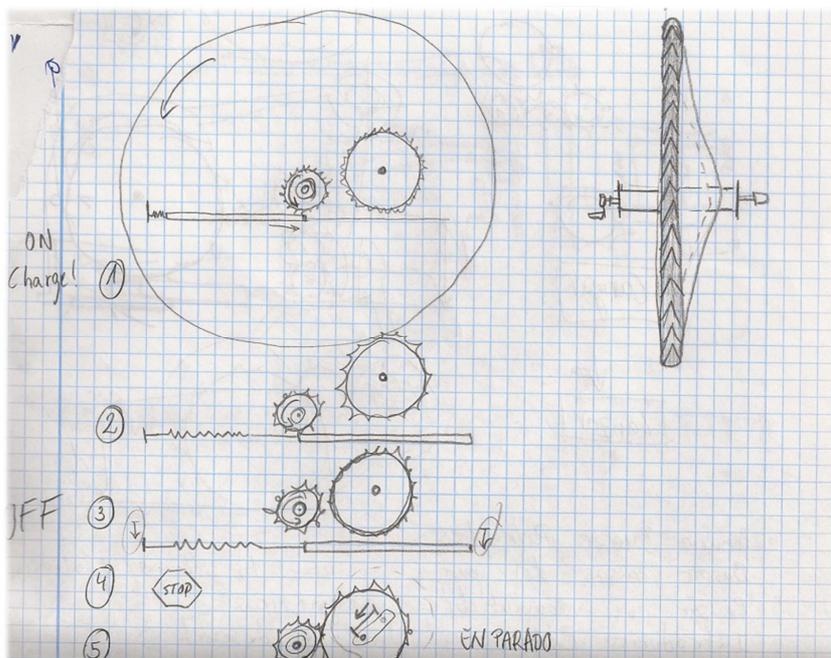


Fig. 18
Uno de los primeros bocetos

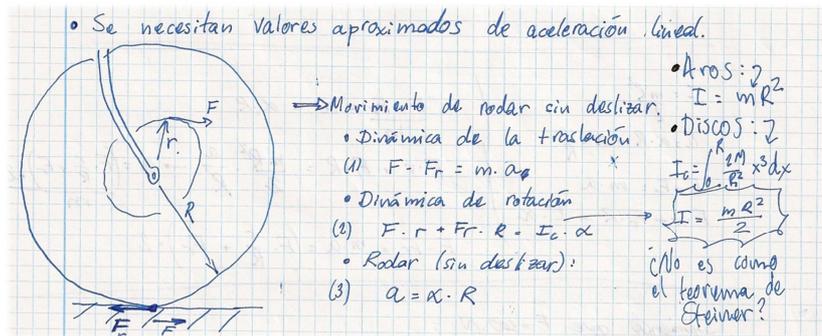


Fig. 19

Razonamiento inicial (erróneo) del movimiento circular en la bicicleta.

En la siguiente imagen, se toma la determinación de hacer una llanta sin radios, es decir, que el neumático y la llanta no estén sustentados por los radios, sino por soportes con rodamientos unidos a las barras

Fig. 20 a
 Planteamiento de disco de inercia y llanta sin radios

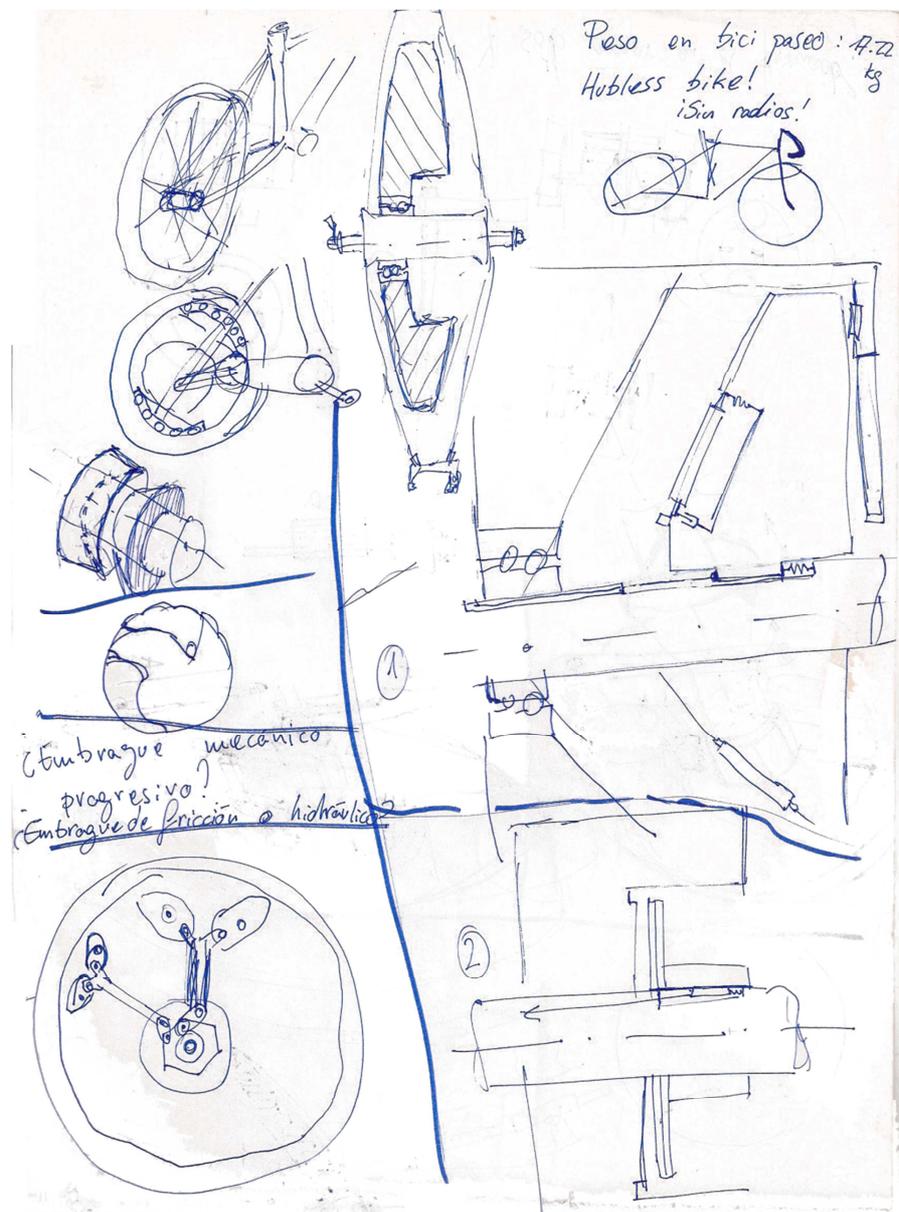


Fig. 20b, Se planteó la implantación de un sistema de bloqueo mediante embrague de fricción, activado por el giro interno en el eje.

Hubo que pensar en cómo permitir el hinchado de la válvula, sustentando a su vez la llanta en una posición fija. Se comienza a pensar en el sistema de almacenamiento de energía, observando muelles, resortes y discos de inercia en movimiento:



Fig. 22 Diseño de la llanta y los soportes

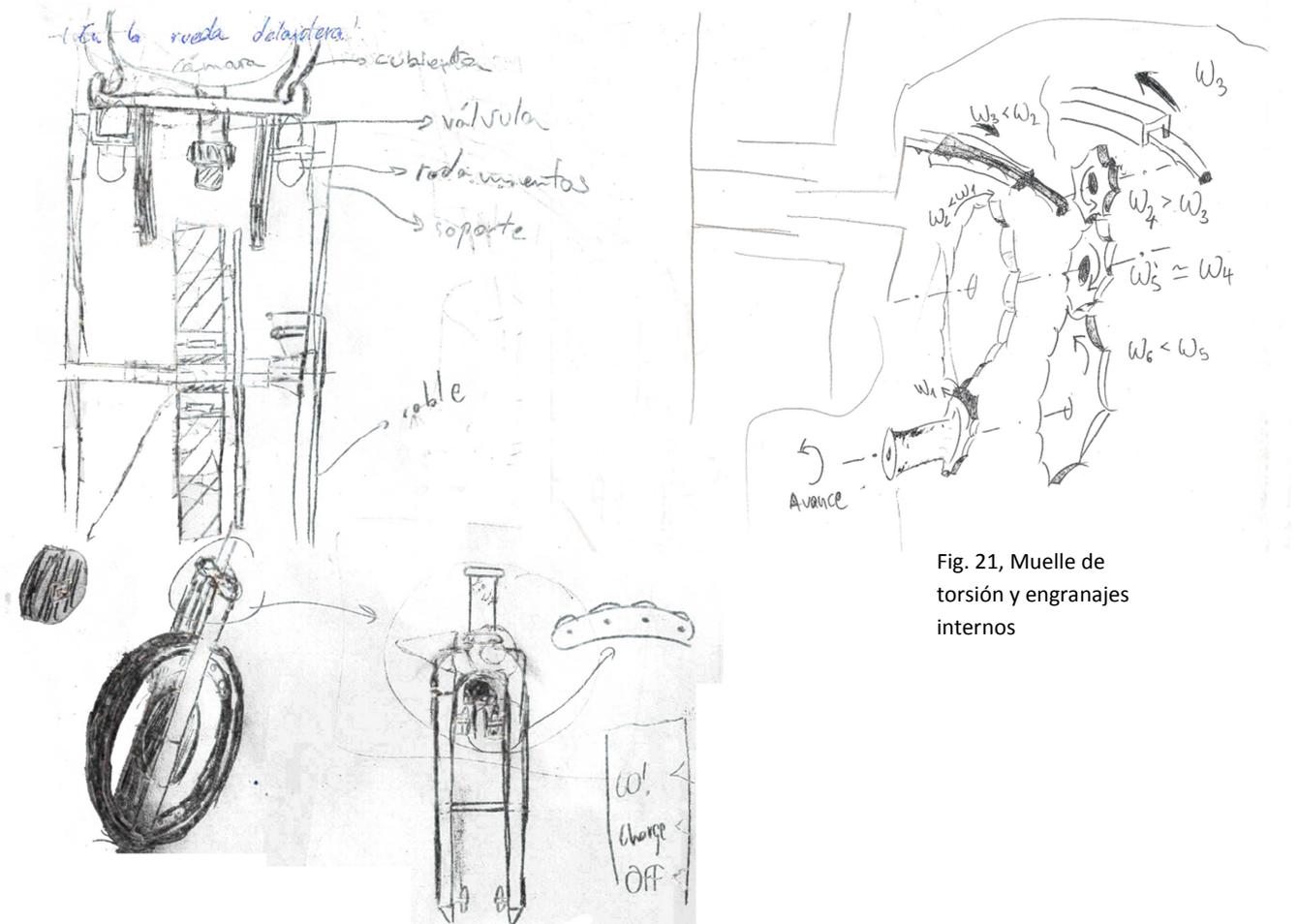
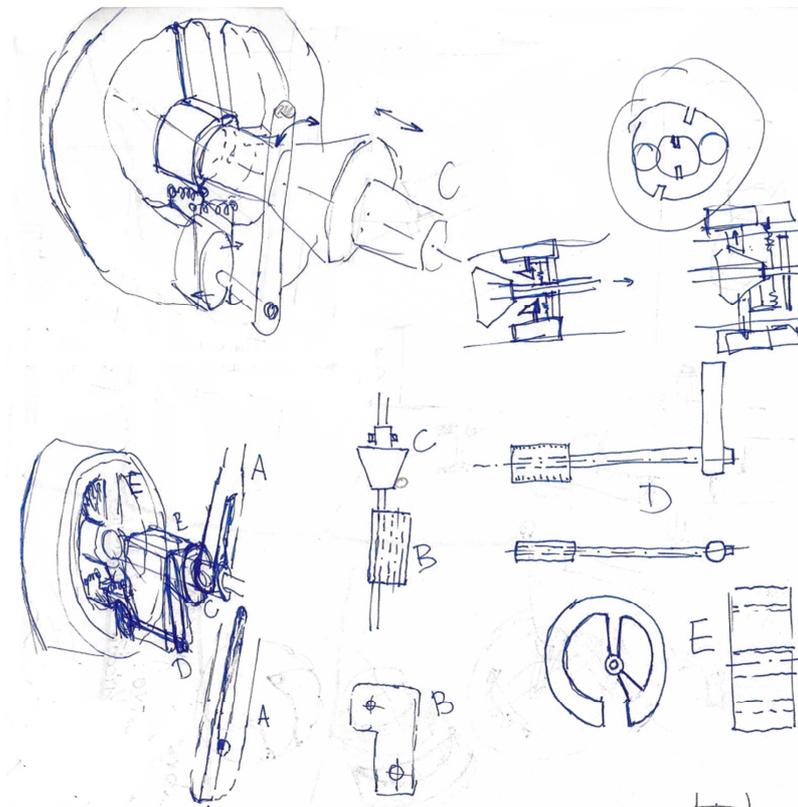


Fig. 21, Muelle de torsión y engranajes internos

La transmisión del movimiento entre el mecanismo y la llanta de la rueda fue siempre el mayor problema, pues debían ser piezas que trabajasen cerca unas de otras para permitir alternar el uso del dispositivo

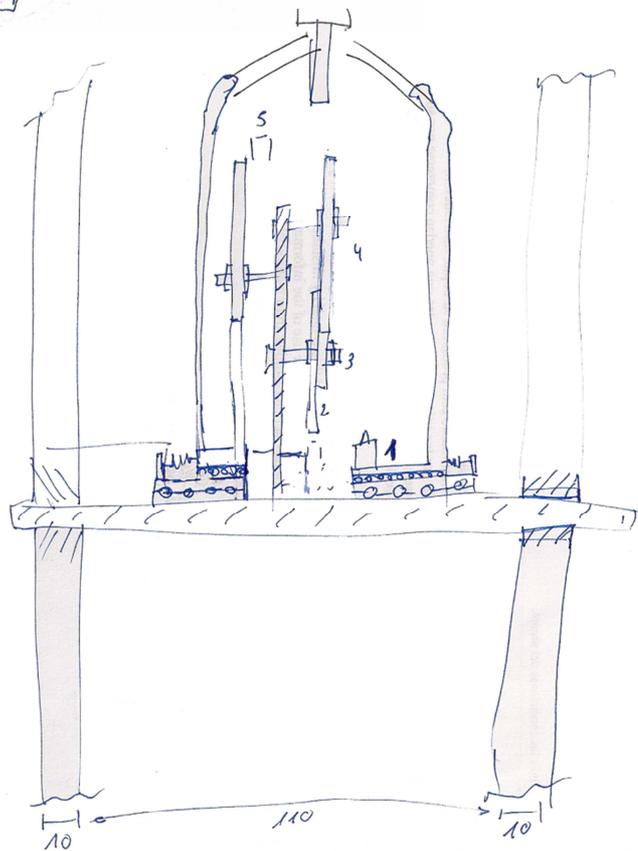
También se pensó y desechó la idea de introducir un embrague radial de activación axial. El funcionamiento de este mecanismo hace que el tronco de cono situado en el eje gire la palanca que hace que el disco se expanda o se contraiga, permitiendo interrumpir la transmisión de un movimiento.

Fig. 23



Poco a poco, se fueron definiendo los aspectos básicos del diseño. A medida que el proyecto iba siendo construido, las partes se parecían cada vez menos a los bocetos dibujados.

Fig. 24, Vista de sección del aparato de carga y del mecanismo



Incluso, dentro de las suposiciones iniciales, se planteó la creación de un modelo portátil que pudiese ser montado o desmontado sobre un tubo de la horquilla.

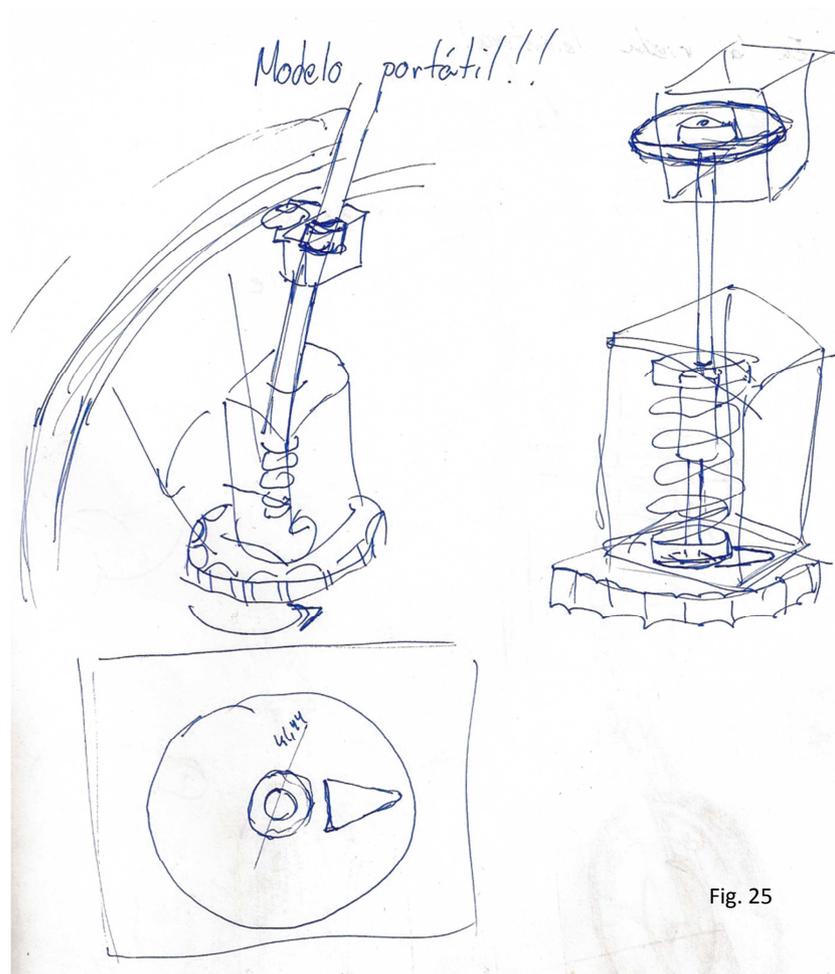


Fig. 25

De este boceto cabe resaltar más la idea que la técnica. El muelle del interior podría estar sujeto en la parte superior y suelto en la inferior. A voluntad del usuario ciclista podría tensionarse por ese extremo con el giro de la rueda, lo que provocaría que contrajese ligeramente su longitud y encajase en la base con una forma que sólo puede hacerlo tras un determinado número de giros.

Posteriormente, el mecanismo sólo debe sujetar la parte inferior y soltar la superior, para que el movimiento del muelle ayude a acelerar nuevamente. Es precisamente este principio el que sirvió de inspiración para uno de los modelos que se van a presentar en el siguiente capítulo.

Evaluación de las alternativas de diseño

En un proyecto de este tipo, tenemos el problema añadido de la inexistencia de precedentes similares, por lo que partiendo desde una base en blanco, iremos sumando ideas poco a poco, y con ayuda de los conocimientos inherentes al título de Ingeniería Mecánica podremos analizar tensiones y comprobar su viabilidad.

Para la creación de un resorte almacenador de energía, se han tenido en cuenta los problemas de espacio, flexibilidad, elasticidad y rigidez del accionamiento, su peso, e incluso sistemas basados en otros tipos de accionamiento o transmisión para optimizar los resultados. Resulta evidente que no existe una solución única, cada sistema debe ser estudiado a parte, con sus consideraciones y restricciones, para poder dimensionar el sistema y estudiar las fuerzas y las relaciones mecánicas.

Al ser este un proyecto basado en dar forma a un mecanismo que no existe tal y como lo hemos descrito, se necesitaron algunas semanas de trabajo para esbozar y definir el mecanismo. Ésta fue una labor que podría haber llevado a cabo un equipo de ingenieros más fácilmente que un estudiante en vías de graduación. El proceso fue tan progresivo, que el modelo finalmente presentado tiene pocas similitudes con el inicial:

Fig. 26, Vista previa del mecanismo *B*



Podemos estudiar los siguientes mecanismos:

A) Lámina o barra delgada

Se encuentra dispuesta en el interior del mecanismo, a modo de resorte anclado al eje. Se debe analizar como una viga empotrada que sufre flexión y se trata, esencialmente, de una palanca:

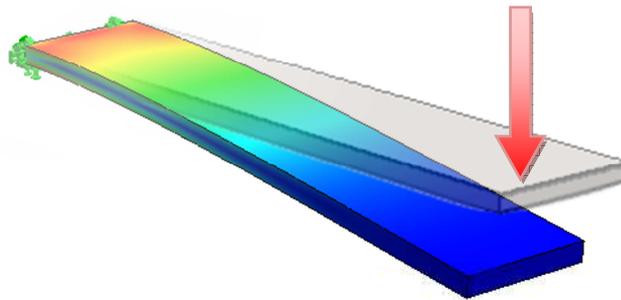


Fig. 27

Lo que haremos será poner la barra fija por el extremo inferior en el eje, y colocaremos la parte superior en una muesca con profundidad que permita su giro pero no desplazarse o separarse. De este modo obtenemos una relación de movimiento entre el eje y el rodamiento que permite tensionar la barra.

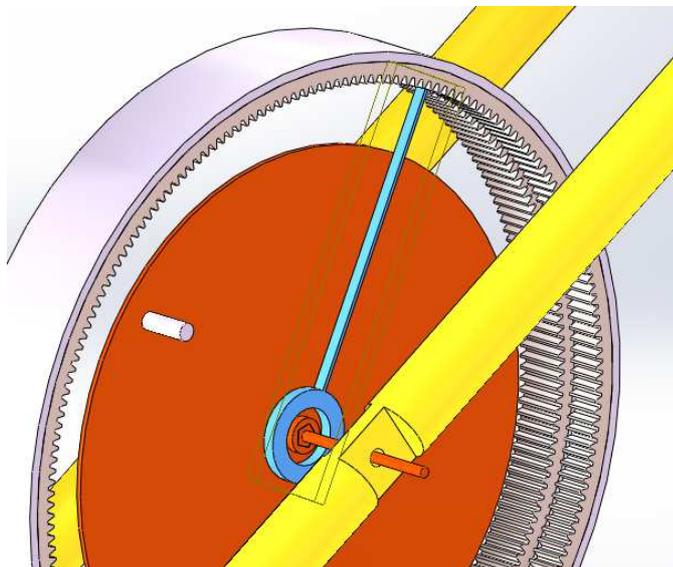
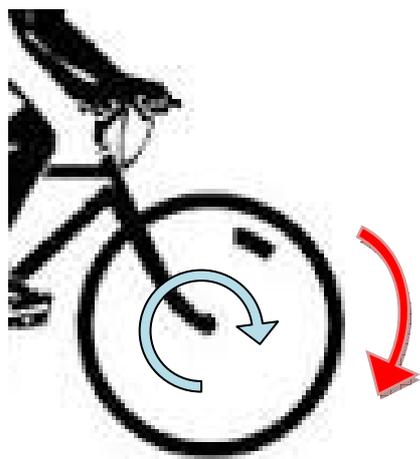


Fig. 28

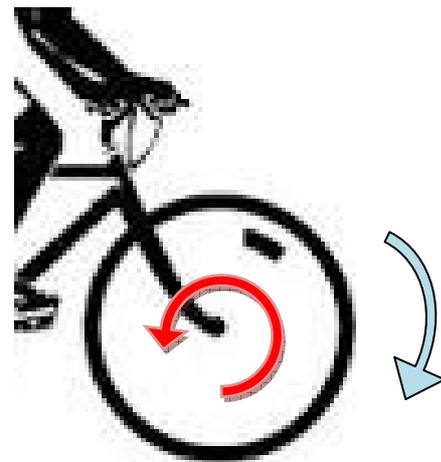
Para saber cuánto girará la barra hay que dimensionar los engranajes, y para dimensionar los engranajes, debemos haber resuelto la barra. Es el problema de diseñar algo que no existe, no hay experiencia previa que indique si unas medidas son mejores que otras. Por eso mismo, comenzamos suponiendo que una barra que deba ser flexionada, debe ser larga y elástica. Estamos buscando algo similar a una catapulta, que permita su fácil carga y aprovechar su descarga en nuestro movimiento.

Diseño del mecanismo

Se llega a la conclusión de que el sistema debe estar compuesto por un sistema mecánico de entrada y otro de salida, los cuales deben poder alternarse secuencialmente y también deben poder quedar en posición desactivada. El árbol de transmisión debe ser diferente en los dos sistemas de carga y de descarga. El mecanismo de carga tiene un rodillo más que el de descarga, para poder así transferir en el mismo sentido de avance de la rueda el movimiento giratorio introducido en el avance en sentido contrario.



Movimiento de carga



Movimiento de de descarga

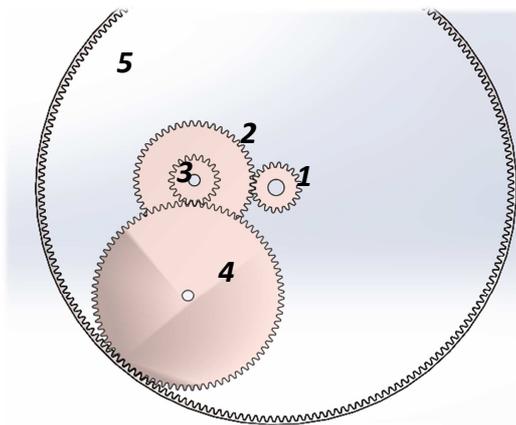


Fig. 29

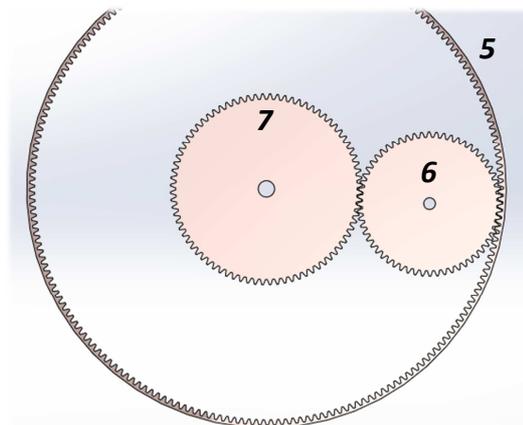


Fig. 30

Nos aproximamos a una forma del mecanismo que podría solucionar el problema y también podría ser factible. Vamos definiendo las partes internas del sistema, para poder hacer así un estudio de la mecánica.

Primero veremos una vista explosionada del mecanismo y luego explicaremos las partes menos comunes del sistema:

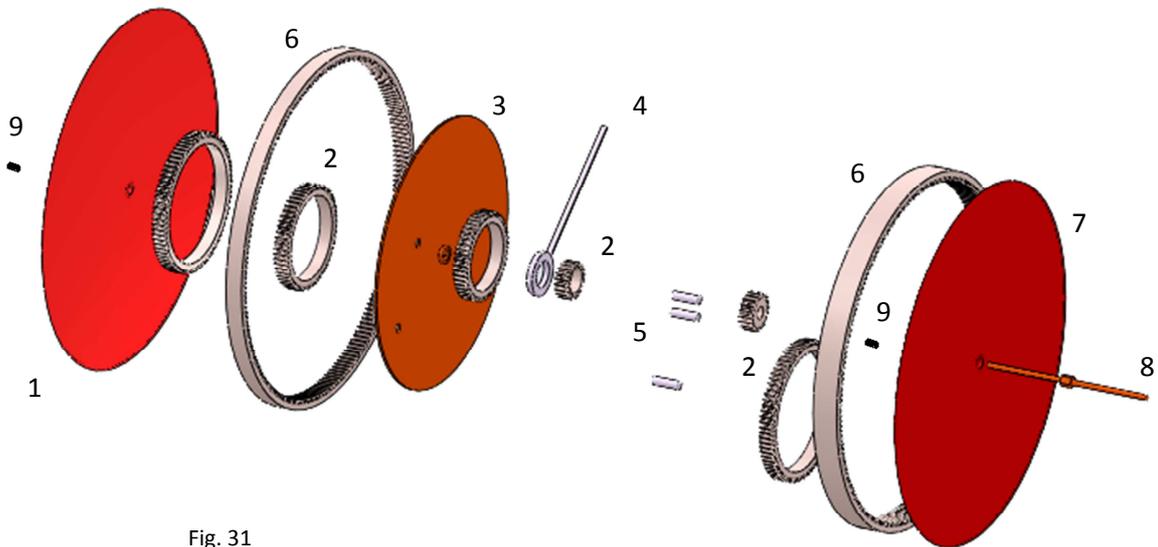


Fig. 31

- | | | | | | |
|---|-------------------------|---|--------------------------|---|------------------------|
| 1 | Acoplamiento de entrada | 4 | Barra sometida a flexión | 7 | Acoplamiento de salida |
| 2 | Engranajes | 5 | Ejes de los engranajes | 8 | Eje |
| 3 | Panel separador | 6 | Anillos dentados | 9 | Rodamientos lineales |

Panel Separador

Como punto de partida, se dispone un plato central, solidario al eje, que parte el espacio en dos entre los dos mecanismos. Funciona a modo de soporte para los trenes de engranajes, pudiendo estar estos fijos, evitando así las pérdidas de traslación que se generarían en la transmisión del movimiento hasta el mecanismo almacenador de energía debido a la rotación de los engranajes en torno al eje. Si no hubiera una geometría fija, el mecanismo almacenador quedaría en reposo.

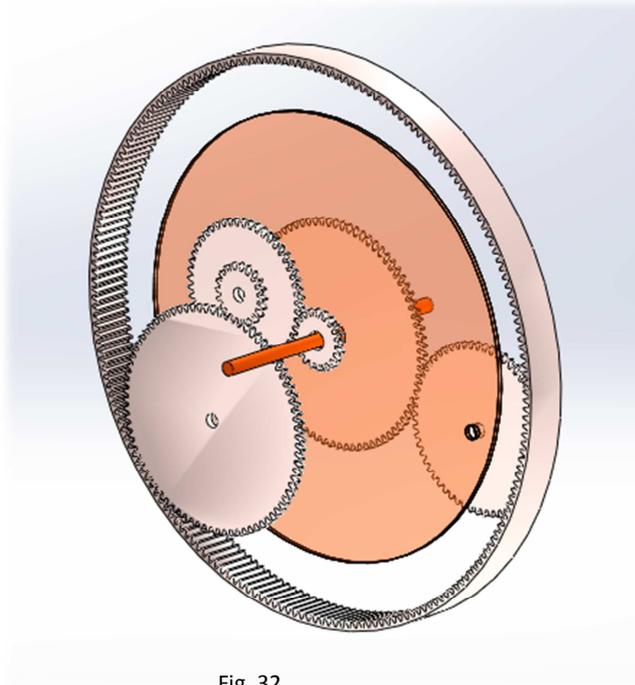


Fig. 32

Para un montaje más sencillo, se ha dividido en dos partes, el panel y el eje, que encajan mediante un perfil como se ve en la figura:

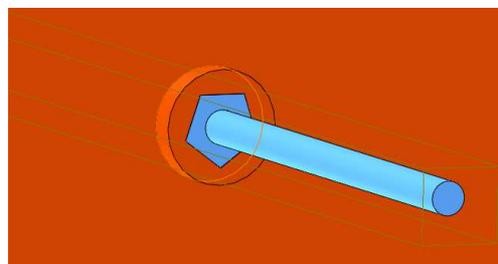


Fig. 33

Acoplamientos

Para alternar entre el canal de carga y el de descarga, existen dos pletinas en cada lado que funcionan alternativamente como un embrague de fricción. El libre desplazamiento lateral se consigue alojando los acoplamientos sobre rodamientos lineales. El desplazamiento está condicionado al accionamiento manual desde la palanca de freno y se produce a través de un sistema de pinzas con un resorte incorporado a la horquilla que hace que vuelva a su posición natural cuando no se presiona.



Fig. 34

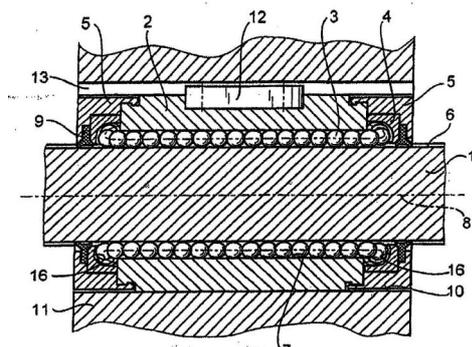


Fig. 35

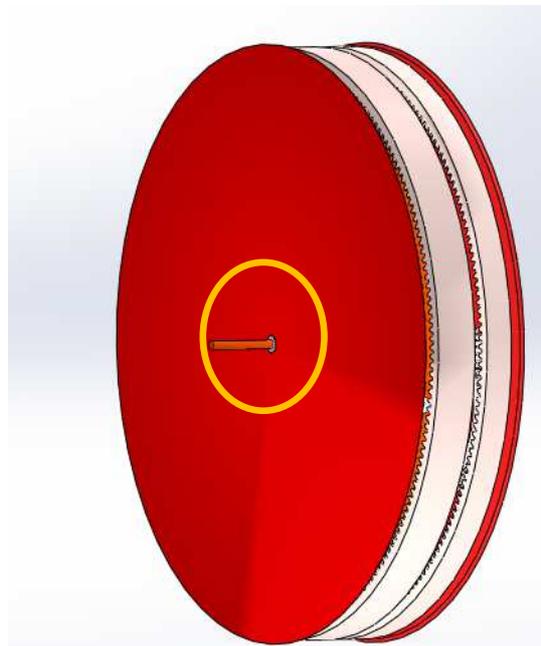


Fig. 36

Ambos acoplamientos se encuentran a una distancia tal, que el posición neutra ninguno de los dos está activo. Al desplazarse lateralmente y engranar, se consigue que el giro de la rueda sea solidario con el sistema que activa el acoplamiento. Se transmite así tanto el movimiento de entrada como el de salida y también se permite, a parte del funcionamiento alternativo de los acoplamientos, su desactivación para poder rodar libremente.

Horquilla

Dado que he supuesto que hay que cambiar el sistema de sujeción de la rueda, he diseñado también la horquilla y los soportes de los rodamientos que harían esta función posible. Éstos están dispuestos de tal modo que permiten girar a la rueda sin que sea necesario que gire su eje, permitiendo así el desfase mecánico con la parte fija interna.

Este sistema ya está incorporado en algunos sistemas y productos. Su implantación no parece que sea un hecho, pero es una alternativa de diseño que nos permite cumplir con nuestro objetivo.

Otros productos que incorporan este sistema



Fig. 37



Fig. 38

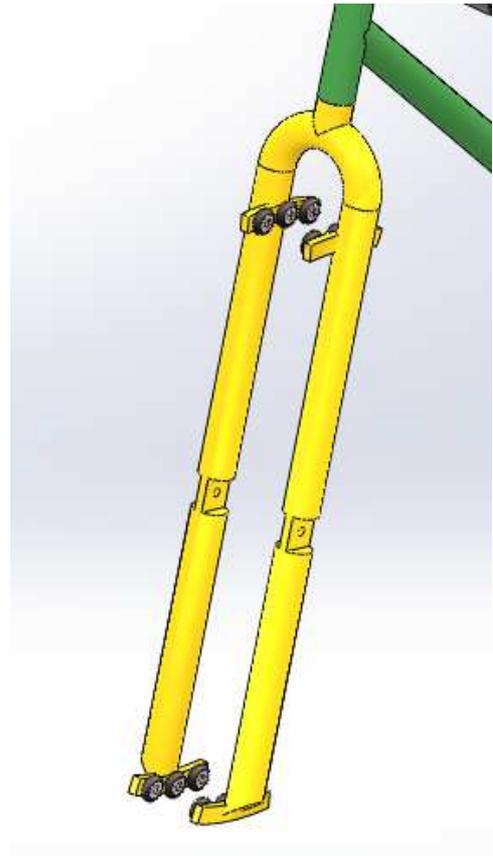


Fig. 39



Fig. 40

Llanta de la rueda

Se ha creado también esta llanta de bicicleta que tiene como principal fin servir de soporte y de guía a los rodamientos sobre los que se sustenta. Es el complemento de la horquilla y debe poder enganchar con los acoplamientos laterales cuando se requiera una u otra acción.

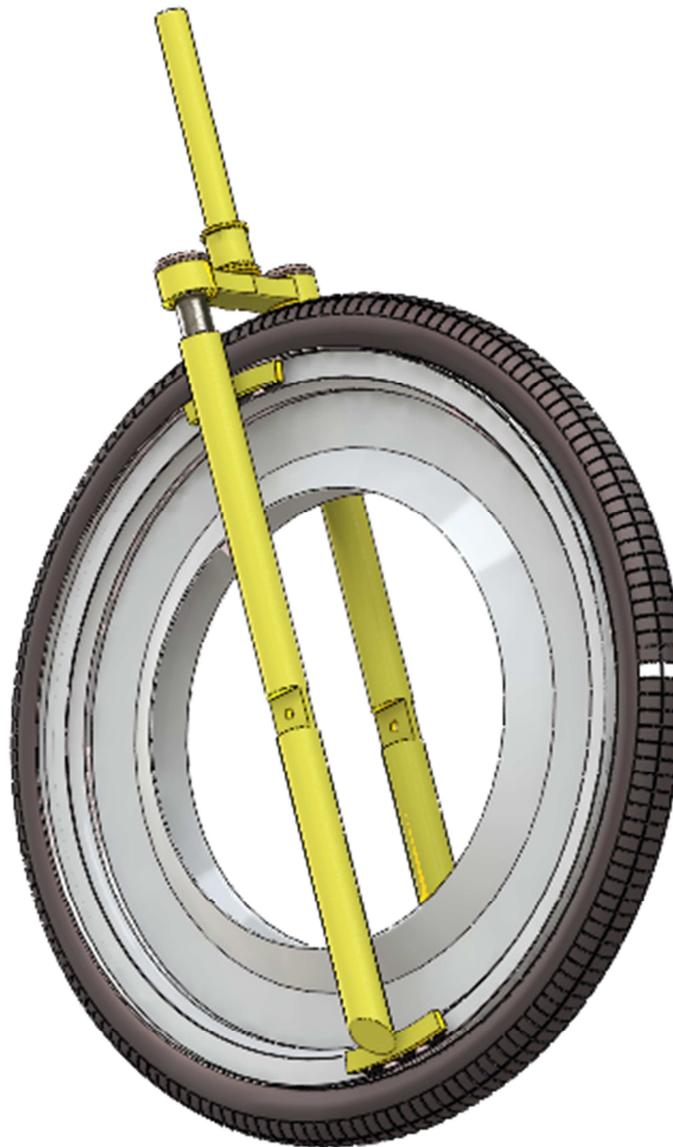


Fig. 41

La marca blanca en el neumático es una señal que hace más visible cada giro de la rueda.

Mecanismo de sustentación de la rueda

Como el mecanismo se basa en un movimiento relativo entre el eje de la rueda y el mecanismo de almacenamiento de energía, se ha optado por incorporar un sistema de sujeción de las llantas que incorporan **BIK – E.R.S** que funciona como un rodamiento interno en la propia llanta. La función de este tren de rodamientos es permitir dejar libre el movimiento relativo entre engranajes, ejes y accionamientos, sustentando la rueda con un efecto similar a un rodamiento cilíndrico o uno de bolas.

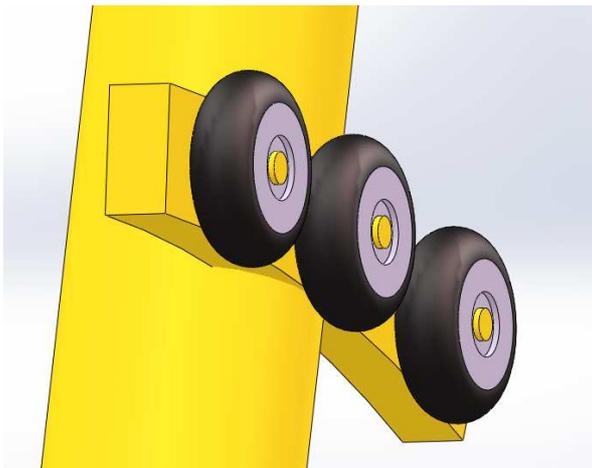


Fig. 42, Soporte superior

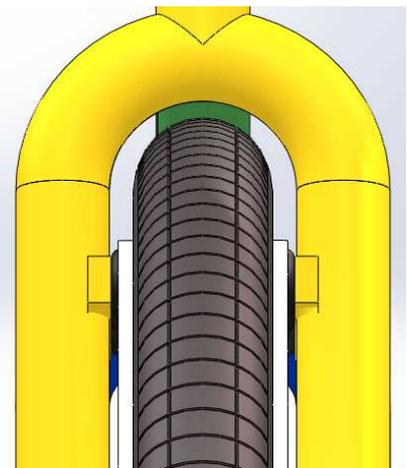


Fig. 43, Vista frontal

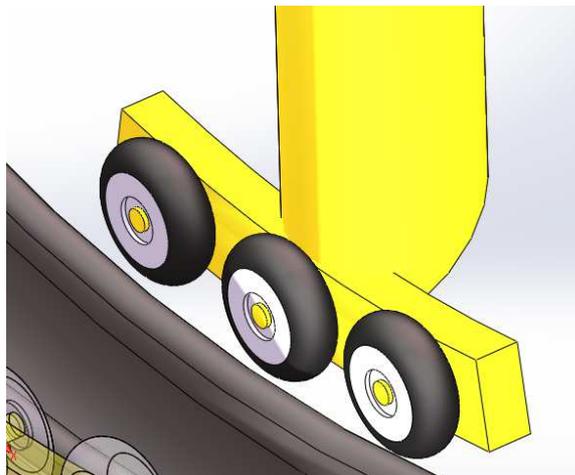


Fig. 44 Soporte inferior

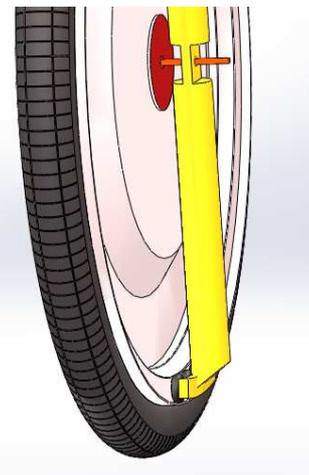


Fig. 45, Vista de la llanta
con acopladores
antiguos

Cada brazo de la horquilla tiene dos soportes que están dispuestos en dirección radialmente opuesta. De esta manera se guía completamente a la rueda, impidiendo que salga de su eje de rotación.



Recepción de energía

El giro de la rueda es el movimiento activador del sistema que, cuando entra en funcionamiento, realiza una conversión tanto del momento torsor como de la velocidad angular, para conferirle ese movimiento a la carcasa y que ésta, a su vez, flexione el resorte. Tendremos en cuenta que el momento torsor introducido es el 30% del generado, debido a que el sistema entra en funcionamiento después de accionar los frenos.

Cuando el ciclista necesita frenar, el sistema de acople debería ser lo más rápido posible. Esto es una medida de seguridad, pues si un ciclista cuenta con la fuerza de frenado cuando más la necesita y falla, el resultado puede ser muy negativo. El acople podría estar accionado por un muelle que se tense cuando el acoplamiento está inactivo, para soltar de golpe su efecto cuando se requiere su activación.

El engrane entre los dientes debe ser unidireccional para que, en caso de enganche accidental o de movimiento hacia atrás de la rueda, el acople salga de la órbita de enganche sin alterar el giro libre de la rueda.

El diseño de esta parte ha resultado bastante problemático. La introducción de piezas que no son específicas para este tipo de movimientos (rodamientos lineales) y de cargas compuestas radial-axial han propiciado que mezclemos componentes, con un resultado imprevisible.



Almacenamiento de energía

El almacenamiento de energía es la clave del proceso. En este caso, con el mecanismo descrito, podremos plantear el estudio de la capacidad de almacenamiento, así como un hipotético dimensionamiento del tren de engranajes de entrada y de salida, y la energía entregada al acelerar.

Tal y como se verá posteriormente, este mecanismo resulta fallido en esta fase de carga, lo cual resulta un pequeño inconveniente, puesto que nos deja una alternativa menos. Podríamos rediseñar la barra a partir de la carcasa y posteriormente ver si necesitamos engranajes reductores. Al ser una barra flexionada sí los necesita, ya que la barra girará muy poco ángulo en comparación al ángulo girado por la rueda de la bicicleta.

Dimensionamiento de la barra

Para el dimensionamiento del dispositivo completo tendremos que regirnos por las restricciones de nuestra geometría. 200 cm de radio y un ancho que no puede superar el centímetro para la barra

Este sistema será estudiado mediante el Teorema de Trabajos Virtuales: Aplicando el Principio de D'Alembert a la mecánica de sólidos para plantear las ecuaciones de movimiento y cálculo de reacciones usando un campo de desplazamientos virtuales que sea diferenciable. Usaremos la aproximación de Bernoulli-Euler-Navier para el planteamiento fuerte del problema de flexión, C1, por tratarse de una aproximación a una viga que puede ser considerada como delgada.

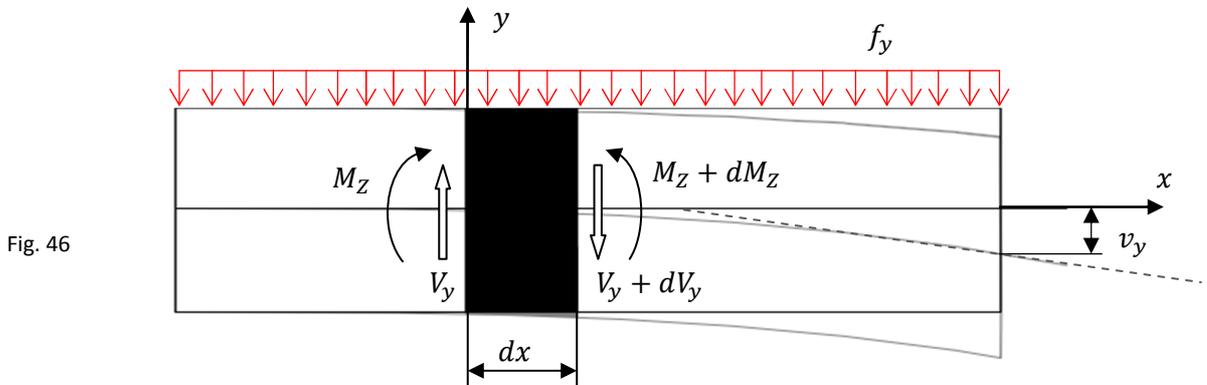


Fig. 46

$$\begin{array}{l}
 \text{Ec. equilibrio} \quad \frac{d^2 M_z}{dx^2} - f_y = 0 \\
 \text{Ec. comport. } M_z = EI \chi_z \\
 \text{Ec. compat. } \chi_z = \frac{d^2 v}{dx^2}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array}} \right\}
 \begin{array}{l}
 M_z = EI \frac{d^2 v}{dx^2} \\
 \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = f_y
 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l}
 \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = f_y \\
 v = \bar{v} \quad \frac{dv}{dx} = \bar{\theta} \\
 EI \frac{d^2 v}{dx^2} = \bar{M}_z \\
 -\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = \bar{V}_y
 \end{array} \right\}
 \begin{array}{l}
 0 \leq x \leq L \\
 \forall x \in \Gamma^u \\
 \forall x \in \Gamma^t
 \end{array}
 \quad \text{FORMULACIÓN FUERTE}$$



Para la obtención de la formulación débil, multiplicamos por un desplazamiento virtual e integramos en la barra:

$$\int_0^L \eta \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) dx = \int_0^L \eta f_y dx$$

Puesto que las ecuaciones del momento pueden resultar cuadráticas, habrá que integrar por partes dos veces:

$$-\int_0^L \frac{d\eta}{dx} \frac{d}{dx} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) dx + \left[\eta \frac{d}{dx} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) \right]_0^L = \int_0^L \eta f_y dx$$

$$\int_0^L \frac{d^2 \eta}{dx^2} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) dx = \left[\frac{d\eta}{dx} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) - \eta \frac{d}{dx} \left(\frac{EI d^2 v}{dx^2} \right) \right]_0^L + \int_0^L \eta f_y dx$$

Obtenemos:

$$\int_0^L \chi_Z^V M_Z dx = \left[\theta_Z M_Z^V + \eta V_y^V \right]_0^L + \int_0^L v f_y dx$$

Y por reciprocidad, el enunciado general de Teorema de Trabajos Virtuales para barras sometidas a esfuerzos flectores:

$$\int_0^L \chi_Z M_Z^V dx = \left[\theta_Z M_Z^V + v V_y^V \right]_0^L + \int_0^L v f_y^V dx$$

Al mismo resultado podríamos llegar analizando la barra mediante Elementos Finitos o el Método Directo de la Rigidez. La discretización de la pieza en dos puntos unidos por una línea empotrada en un extremo es el ejemplo clásico para comprender la correlación entre los métodos, pero se ha elegido el Teorema de Trabajos Virtuales por ser un ejemplo tan simple, en el que ahorramos tiempo, explicaciones y espacio.

Ahora podremos calcular cuál será el giro y el desplazamiento de la barra empotrada bajo la acción de F_5 en su extremo libre:

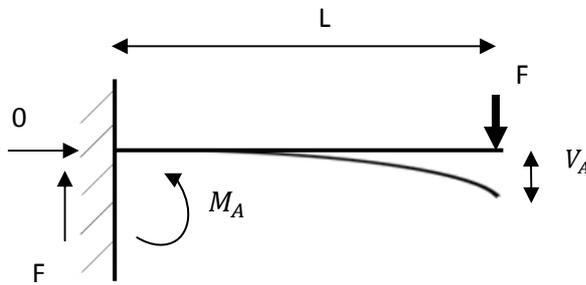


Fig. 47

Sistema Real

$$\sum M_A = M_A - F x = 0$$

$$M_A = F x$$

$$\sum F_A = V_A - F = 0$$

$$V_A = F$$

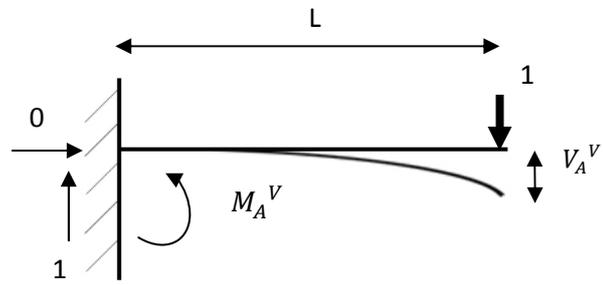


Fig. 48

Sistema Virtual

$$\sum M_A = M_A^V - x = 0$$

$$M_A^V = x$$

$$\sum F_A = V_A^V - 1 = 0$$

$$V_A^V = 1$$

El desplazamiento será:

$$\int_0^L \frac{(Fx)x}{EI_z} dx = \cancel{\theta_z x} + v_B V_y^V \Big|_0^L + \int_0^L v_B \cancel{f_y^V} dx \rightarrow v_B = \int_0^L \frac{Fx^2}{EI_z} dx = \frac{FL^3}{3EI_z}$$

Y el giro:

$$\int_0^L \chi_z M_z^V dx = \cancel{\theta_z M_z^V} + v \cancel{V_y^V} \Big|_0^L + \int_0^L v \cancel{f_y^V} dx \rightarrow \theta_z = \int_0^L \frac{Fx}{EI_z} dx = \frac{FL^2}{2EI_z} [rad]$$

Haciendo cálculos con EXCEL, se obtiene una tabla de rigidez, ángulo girado y tensión admisible, en función de la geometría y el material aplicado a la barra. La longitud se establece en 20 cm, que es el radio que se ha elegido para el engranaje 5. Se ha elegido esta medida por poder hacer posible que la palanca se tense y se desplace gracias a la acción de una fuerza pequeña ejercida con un radio relativamente grande, además de que el espacio no es ilimitado.

$$\sigma = \frac{M_F}{W_z} \rightarrow M_F = \sigma_{max} \cdot W_z$$

Necesitamos, además, las medidas de la sección de la barra. Escogeremos una anchura de la barra de un centímetro. Teniendo en cuenta que el espacio es más que limitado, 10 mm pueden resultar valiosos. El espesor lo variaremos a la vez que la fuerza aplicada y obtendremos una gráfica de giro en función de esos parámetros. Deseamos saber hasta qué punto contribuye el espesor a favor de la rigidez o de la flexibilidad de la barra. Partiendo de:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{F L 6}{b h^2} = \frac{F L}{I} \cdot \frac{h}{2}$$

$$\theta_z = \frac{F L^2}{2 E I_z} = \frac{M}{K}$$

Si igualamos las partes comunes obtenemos que:

$$\frac{F L}{I} = \frac{2 \theta E}{L} = \frac{2 \sigma}{h} \quad (1)$$

Si de (1) despejamos el giro:

$$\theta_z = \frac{\sigma L}{h E} = \frac{\left(\frac{6 F L}{b h^2}\right) \cdot L}{h E} = \frac{6 F L^2}{b h^3 E}$$

Si de (1) despejamos la tensión:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{\theta E h}{L}$$

Podemos observar, por ejemplo, la variación de coeficiente de seguridad según material, espesor (aumenta la fuerza de izquierda a derecha hasta el siguiente material) y fuerza aplicada:

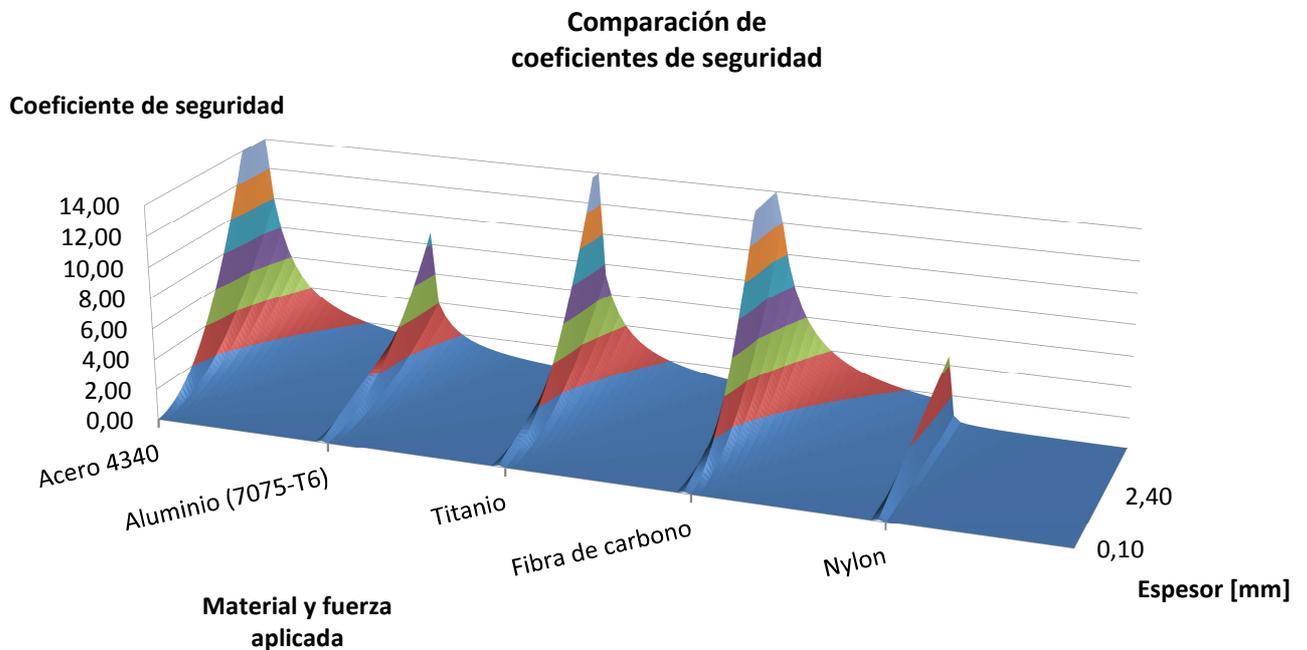


Fig. 49, Unión de las gráficas de coeficiente de seguridad de cada material

También podemos ver el giro según el espesor y la cantidad de fuerza aplicada. Este dato es especialmente importante, ya que los engranajes de entrada deberán reducir el giro del engranaje 5 a (como máximo) el giro de la barra.

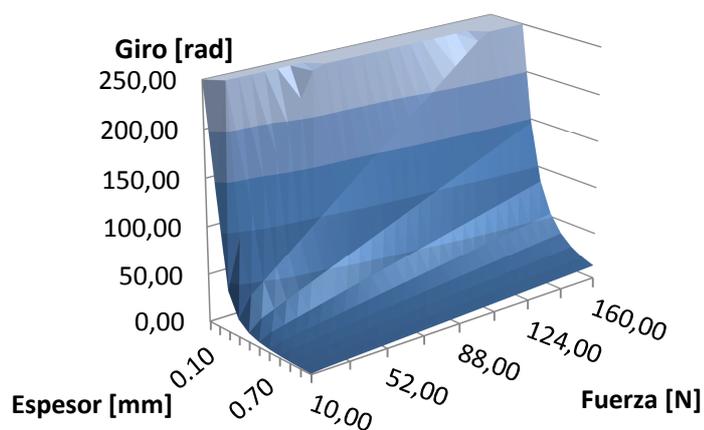


Fig. 50, Relación para el acero 4340

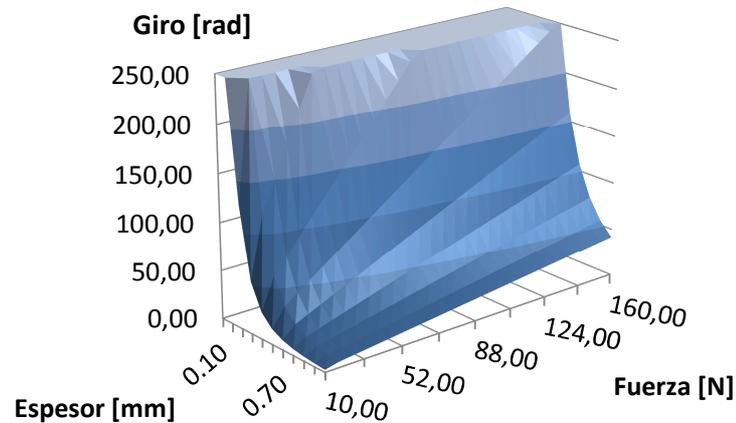


Fig. 51, Relación para el aluminio

Observando todos los resultados detenidamente, podemos llegar a la conclusión de que es muy difícil tomar la decisión basándonos en estos datos. El coeficiente de seguridad variará en función de la carga y el espesor, así que todavía existen infinitas combinaciones, y aunque hemos demostrado que hay opciones mejores que otras, conviene dejar las dimensiones de la barra completamente definidas.

Tomaremos como valor del espesor 8 mm, quedándonos un perfil rectangular de 10 x 8 mm al que, ahora sí, podremos variar el material para comprobar la carga y el giro máximo que soportan:

$$CS = \frac{\sigma_{real}}{\sigma_{lim}} = \frac{M}{W \cdot \sigma_{lim}} = \frac{F \cdot r}{W \cdot \sigma_{lim}}$$

	Acero 4340	Aluminio (7075-T6)	Titanio	Cobre aleado	Nylon	Kevlar 49	Kevlar 29	Fibra de carbono	Fibra de vidrio	
E	210.00	70.00	100.00	135.00	3.00	120	65.00	130.00	40.00	GPa
σ_{lim}	1240	500	910	510	40	3400	1240	1500	1000	MPa

Fig. 52

GEOMETRÍA de la barra

I_z	426.67	mm^4
W	106.67	mm^3

CÁLCULOS

M max	132266.6	53333.33	97066.67	54400	4266.67	362666.6	132266.6	160000	106666.6	$N \cdot mm$
F max	661.33	266.67	485.33	272.00	21.33	1813.33	661.33	800.00	533.33	N
Desplazamiento	19.68	23.81	30.33	12.59	44.44	94.44	63.59	38.46	83.33	mm
Giro	0.15	0.18	0.23	0.09	0.33	0.71	0.48	0.29	0.63	rad

CÁLCULOS con "F=1300 N"

M max	260000	260000	260000	260000	260000	260000	260000	260000	260000	$N \cdot mm$
Desplazamiento	38.69	116.07	81.25	60.19	2708.34	67.71	125	62.5	203.125	mm
Giro	0.29	0.87	0.61	0.45	20.3125	0.51	0.9375	0.46875	1.523	rad
Cs	1.97	4.88	2.68	4.78	60.94	0.72	1.97	1.63	2.44	
K (2EI/L)	896000.00	298666	426666.67	576000	12800	512000	277333.33	554666.67	170666.67	$N \cdot mm/rev$
K (M/Giro)	896000.00	298666	426666.6	576000	12800	512000	277333.33	554666.67	170666.67	$N \cdot mm/rev$

Fig. 53

Es evidente que la barra está accionada por el engranaje 5, de modo que giran solidariamente unidos por la punta de la barra. Si igualamos el giro del engranaje producido en la frenada y el giro que se produce en la barra debido a la fuerza que transmiten los engranajes, obtendremos que:

$$\theta_z = \frac{FL^2}{2EI_z} = \phi_0 + \omega t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

Si α es la aceleración angular y ω es la velocidad angular del engranaje 5, F es la acción tangencial de la fuerza ejercida por el engranaje 4 sobre él. Igualaremos la fuerza desprendida por éste a la fuerza que actúa sobre nuestra barra, para obtener las dimensiones de la sección y el material a escoger:

Al construir la tabla que nos ayuda a calcular los engranajes y las relaciones de transmisión necesarias, descubrimos que las combinaciones que se ofrecen no entran en nuestro baremo. Ni la fuerza transmitida es adecuada ni el número de giros se ajusta. Corremos el riesgo de romper la barra en la carga por falta de reducción, ya que necesitaríamos una relación de transmisión bastante grande para convertir 2 vueltas en unas fracciones de radián, con más engranajes, más volumen, más peso. En este caso, la anchura de un centímetro también resulta determinante.

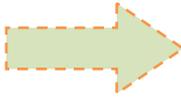
	Engranaje 1: DE RUEDA - CONDUCTORA		Engranaje 5: A MUELLE - CONDUCTIDA	
R_i , Radio primitivo	10.00		200.00	mm
ω	21.37		0.89	rad/s
z , Número de dientes	10.00		200.00	
m , Módulo	2.00		2.00	
M_t , Momento torsor	-43,600.06		-1,046,401.52	N·m
N , Potencia	-931.63		-931.63	W
F_t , Fuerza en el diente	-4,360.01		-5,232.01	N
I , Momento de inercia	3,232.13		1,861,704.00	kg·m ²
φ , Ángulo girado	33.85		0.7051	rad
α , Aceleración angular	-13.49		-0.56	rad/s ²

Fig. 54

Deberemos pues, abortar el proceso de dimensionamiento y pensar en otras opciones. Podríamos por supuesto, cambiar el grosor y la anchura de nuestro resorte, incluso, podríamos añadir más resortes que se accionasen alternativamente, y que se liberasen a la vez en un solo movimiento (principio de superposición de fuerzas), así se conseguiría almacenar más energía con menos esfuerzo. En cualquier caso, una palanca no es el sistema más beneficioso para resolver el problema. Se ha observado durante el proceso que las dimensiones de la pieza van a ser fundamentales para su implantación. Las propiedades del material también van a ser determinantes, pero el habitáculo disponible es reducido y condiciona la libertad de elección.

Aprendiendo de los errores cometidos, abordaremos el diseño del siguiente mecanismo.

B) Muelle en espiral

Un muelle de potencia conectado por un lado a la parte fija del eje, y por otro a la parte móvil de la carcasa. Así se logra un movimiento relativo o desfase entre las partes que permite almacenar una parte de la energía desperdiciada en las frenadas. Este sistema se diseña como el mecanismo de un coche de juguete al que hay que darle cuerda. En esta ocasión, y debido principalmente a problemas de espacio y peso, debemos escoger un diseño especial que permita cumplir con los requisitos de explicados en el planteamiento general del problema. Precisamente por esto, se cree que es necesario rediseñar los engranajes, a modo de que sean más compactos y permitan hacer girar el muelle de potencia desde su interior, ahorrando espacio.

A esta idea se ha llegado observando los engranajes de un cambio *Rohloff* de bicicleta: En este mecanismo, la función de los engranajes es cambiar la relación de transmisión entre la carcasa roja (unión a los radios de la bicicleta) y el cuerpo interior de metal en el que se apoyan los engranajes. Así se logra que, desplazando lateralmente el cuerpo a lo largo del eje, el cambio de marchas se realice de forma interna. El rango de relaciones es casi infinito, ya que su sistema permite desde el acople directo de la rueda con el piñón hasta su desacople completo. Este tipo de cambios es muy apreciado por los consumidores, debido a su robustez y fiabilidad. Introduce una mejora clara en la funcionalidad de la rueda trasera.

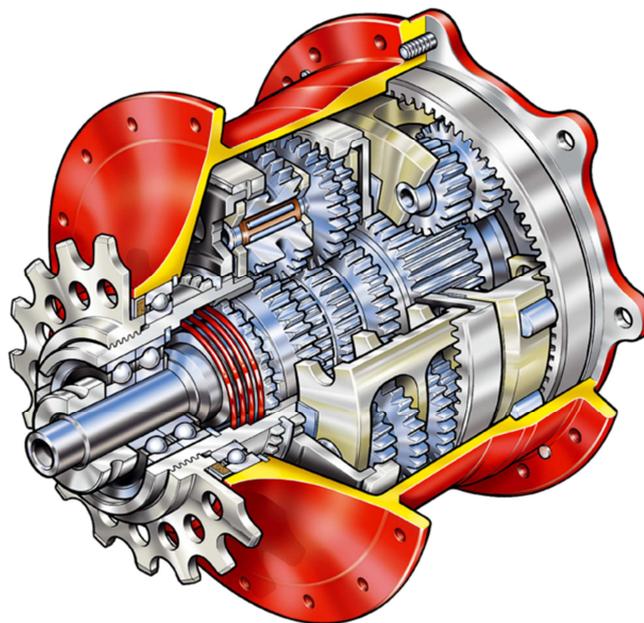


Fig. 55, Vista de sección de
cambio Rohloff

Diseño del mecanismo

Para la realización de este sistema, se ha optado por eliminar el tren de engranajes que se estableció en el primer diseño. Los muelles de potencia permiten entre una y 10 vueltas (o más) dependiendo de su geometría y material, por lo que diseñaremos un muelle que admita alguna vuelta más de las que se calcula que pueda girar la rueda al frenar, pero que tenga una rigidez elevada, para absorber momento torsor, y ayudar a frenar. Ahora podemos optar por transmitir el movimiento de la rueda directamente al muelle, para aprovechar cada giro de la rueda. También se ha contemplado la posibilidad de introducir un “sistema de caja de marchas” que funcionase por presión, pero se desechó por falta de espacio. Si quisiésemos introducirlo, debería incorporar, al menos, dos filas de engranajes que hagan que el giro del resorte se produzca en la dirección adecuada. Las normativas con respecto a la anchura de los dientes según el módulo del engranaje hacen que el espacio de trabajo tan pequeño (apenas 15 centímetros de largo tiene el eje) sea un inconveniente. Quizás con un estudio diferente y más detallado podríamos hallar la combinación ideal que permitiese su introducción. Con ello, lograríamos que cualquier frenada (también las más suaves) pudiese ser aprovechable, ya que $M \cdot \omega = M \cdot \omega$, lo que quiere decir que la potencia no varía al hacerlo la velocidad y podríamos girar el muelle bajo diferentes combinaciones de par y velocidad de giro.

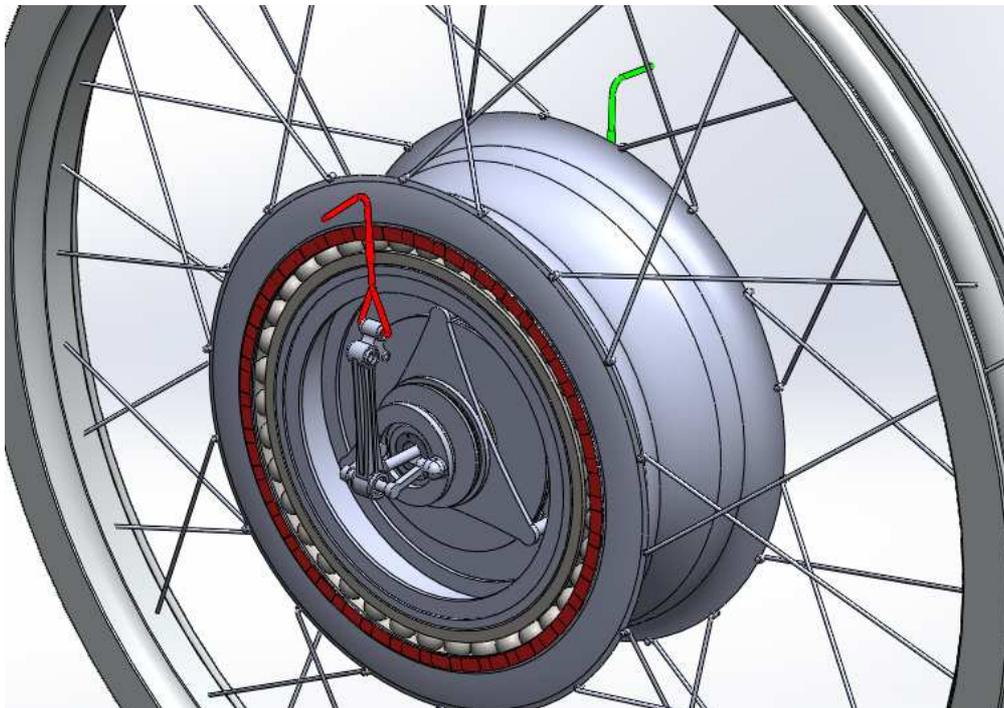


Fig. 56, Vista sin tapas del interior
de recepción de movimiento

Se han añadido dos “enganches”, visualizados aquí de color rojo y verde para mover más fácilmente el mecanismo de carga (rojo) o el de descarga (verde). Estos enganches podrían simular la unión mediante sirga con las palancas activadoras en el manillar, ya que accionan el mecanismo del mismo modo, a tracción.

El muelle deberá ir situado en la parte central del sistema, para aportar energía por el lado contrario al que entra, así podremos aprovechar bien el espacio. Nos interesa un resorte que sea capaz de conferir suficiente momento torsor a la salida, pero un valor que no sea demasiado alto, puesto que podría resultar en un derrape y la pérdida total de la energía. Por esto mismo, establecemos un sistema multiplicador (disminuirá el par que es capaz de entregar a la rueda, pero asegura que el derrape no ocurrirá tan fácilmente)

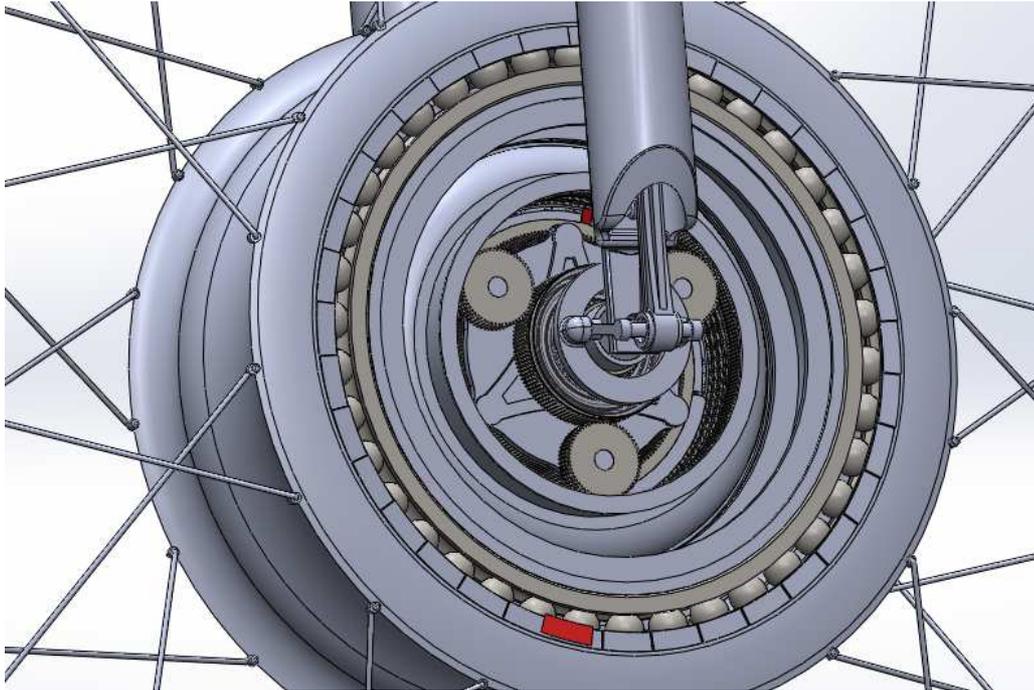


Fig. 57, Vista sin tapas del interior del mecanismo de transmisión de movimiento



Recepción de energía

Esta acción se lleva a cabo para cargar el resorte. Es evidente que el diseño de cualquier mecanismo depende de su funcionamiento. Se establece un sistema de platos de fricción en la entrada como medida de seguridad intermedia, para evitar que un exceso de momento torsor pueda dañar el resorte. Será el propio movimiento de la rueda el encargado de girar el muelle, y no como en el sistema A), en el que reducíamos el ángulo girado al máximo por ser el resorte una barra sometida a flexión con deformación elástica.

Para saber cómo va a entrar el movimiento en el mecanismo y cuál puede ser un sistema favorable, vamos evolucionando la idea desde un simple muelle conectado al eje de la bicicleta hasta el modelo presentado más adelante.

En el apartado del tercer estudio del problema se han establecido las bases para diseñar nuestro mecanismo. Primero, el manejo de la energía debe poder hacerse alternativamente, es decir, podemos desear hacer con nuestro aparato una cosa o la otra con el mecanismo con independencia de si ha cargado energía previamente o no. Habrá tres estados que reconoceremos para definir cómo debe ser el paso de un estado a otro: en carga, en reposo y en estado de devolver energía al ciclista.

En segundo lugar, cuando entra movimiento al sistema es porque el usuario está conduciendo y siente la necesidad de frenar más o menos bruscamente. Ése movimiento repentino y fugaz debe transformarse en el paso necesario para convertir la energía que normalmente es de desecho en el momento torsor que gire nuestro resorte. El momento torsor solo podrá ser almacenado si oponemos resistencia al movimiento de la rueda, la hacemos frenar y deformamos el resorte, de este modo llegamos a la conclusión de que cada fase de la transmisión de energía tiene que tener una posición determinada del mecanismo interno. Tanto para la carga como la para descarga del resorte es lógico que debemos dejar una de las dos partes libres para poder conferir u obtener el movimiento relativo. Cuando tengamos que activar el sistema, la parte móvil del eje será la que se engrane en la llanta y transmita su momento torsor hasta los discos de fricción. A partir de ahí, transmitirá al muelle tanto momento como sea capaz de pasar por los discos. Así pues, como necesitamos detener la parte del resorte que no vamos a mover, diseñamos un sistema de transmisión en el que cuando una opción se activa, se mueve longitudinalmente hasta el muelle en donde da o recibe momento torsor mientras mantiene inmóvil la carcasa alternativa, donde se encuentra la otra punta del muelle.

Para la posición desactivada tendremos que hacer que el muelle, tanto su parte inferior como la superior, quede quieto y no gire, pues podría acarrear problemas de sobrecarga del sistema en el caso de que exista un cierto desfase previo incontrolado. Además, una conducción en bicicleta es mucho más segura cuanto menor número de objetos desestabilizadores se involucren. En definitiva, es necesario frenar el muelle por seguridad cuando no se está usando.

Para tales requisitos se ha llegado al siguiente desarrollo:

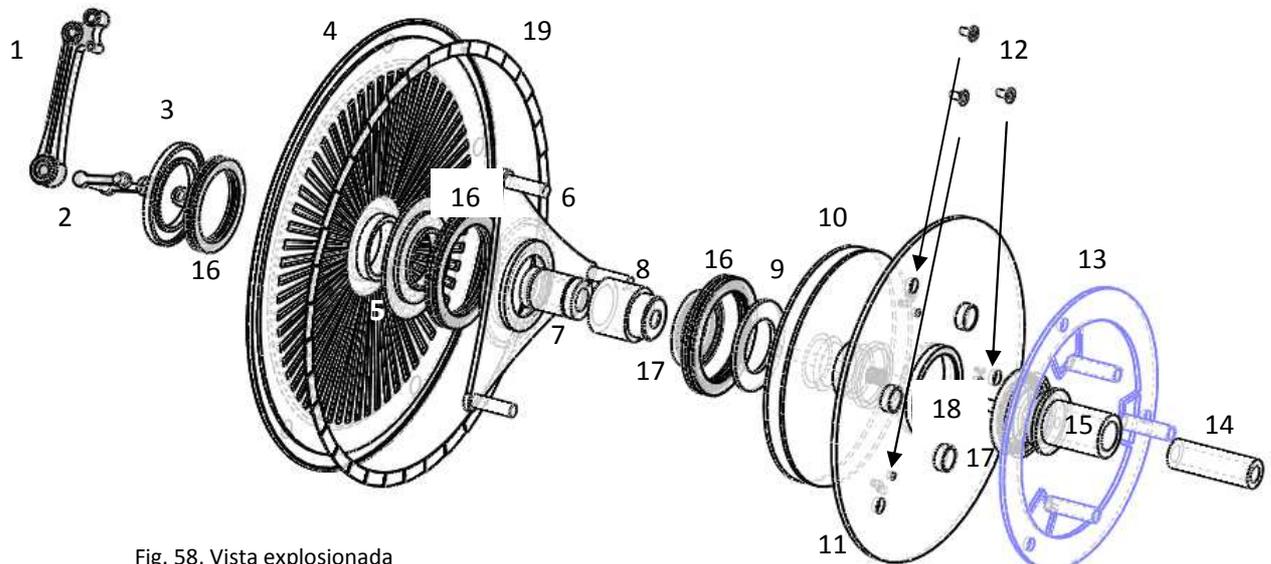


Fig. 58, Vista explosionada
 del mecanismo de entrada
 y lista de componentes

1	Palanca	8	Carcasa rodamiento lineal	15	Eje del disco de fricción
2	Unión	9	Anillo de soporte	16	Rodamientos axiales
3	Anillo empujador	10	Discos de fricción	17	Rodamientos radiales
4	Acoplador de entrada	11	Separador fijo	18	Eje fijo
5	Separador	12	Frenos bloqueadores	19	Dientes de seguridad
6	Soporte empujador	13	Freno de parte superior		
7	Rodamiento lineal	14	Eje del Acoplador		

El freno de la parte superior (marcado en azul) incorpora unos tubos que sirven de guía para introducir la parte complementaria del freno del mecanismo de salida. Esto será útil para cambiar de posición alternativamente entre los mecanismos de entrada y de salida. Casi podríamos decir que los tres soportes han sido diseñados con el fin de demostrar que se puede introducir un sistema o un accionamiento en el hueco entre engranajes.

Se introducen 3 resortes que ejerzan palanca en el plano direccional del freno. Cuando el eje se mueve hacia dentro, los platos de fricción se ponen en contacto y ocurre el movimiento del muelle, mientras que los tres pasadores del freno llevan un movimiento lineal respecto del separador fijo que puede usarse y aprovecharse para introducir una nueva palanca en cada pasador, que haga que los tres resortes se inclinen hacia atrás y liberen ambas partes, quedando así sólo la superior aprisionada.

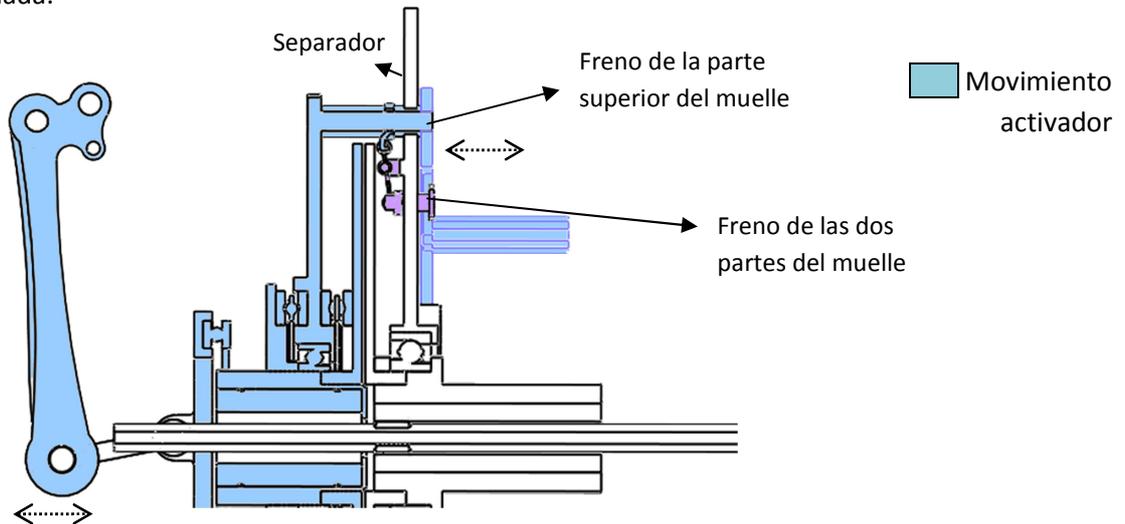


Fig. 59 Esquema de funcionamiento del mecanismo de entrada

Obtenemos un mecanismo que puede tener tres posiciones relativas diferentes con respecto al plato de fricción solidario al eje del muelle, todas controladas desde la palanca en la entrada:

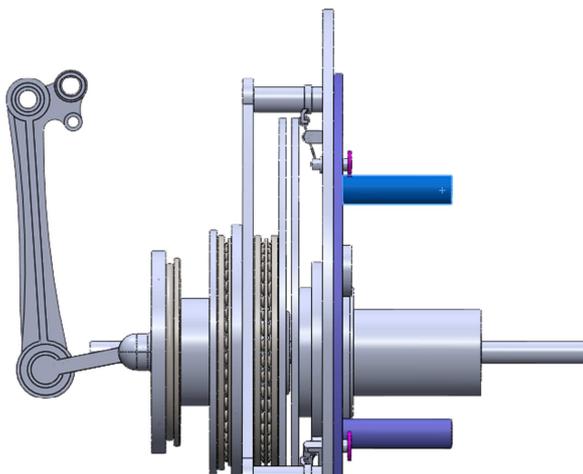


Fig. 60, Estado de reposo (OFF): Los discos de fricción están separados y los frenos se activan para bloquear ambas partes.

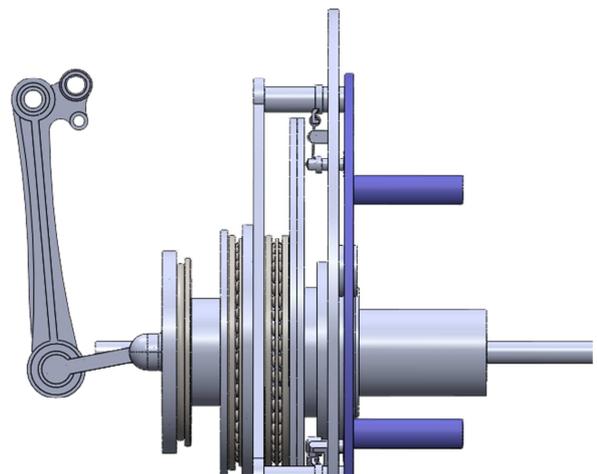


Fig. 61, Estado de carga (ON): Los frenos se activan para bloquear ambas partes y entra el movimiento a través del contacto de los discos.

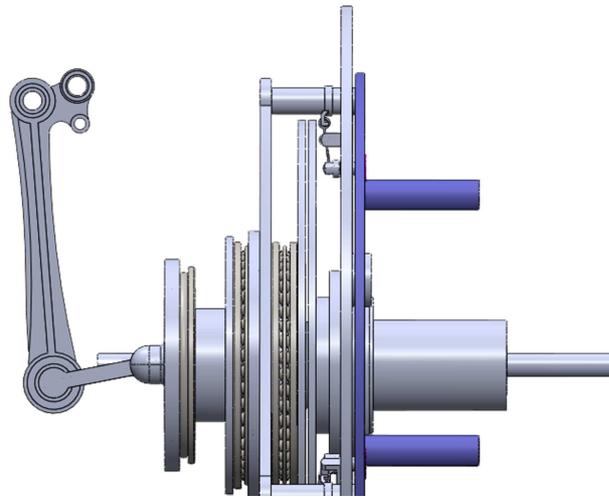


Fig. 62, Estado neutro: Posición intermedia en la que ninguno de los frenos entra en contacto ni los discos rozan

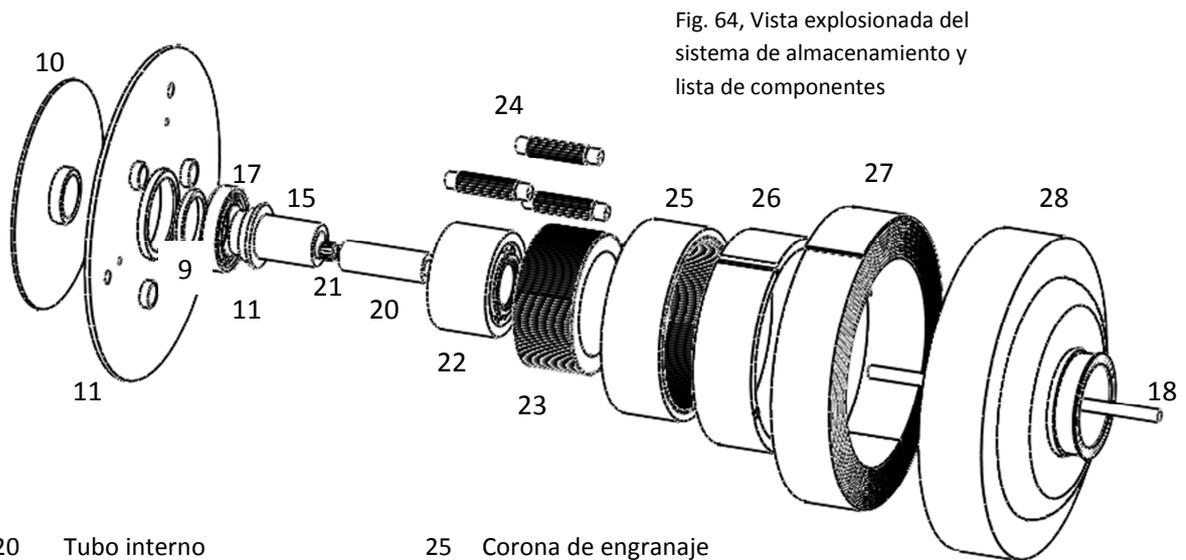
Esto debe ser posible gracias al mecanismo tensor que se encuentra alojado a lo largo del trayecto entre el accionador en la palanca de freno del manillar y el accionador de palanca, que no ha sido diseñado ni calculado por tratarse de un sistema mecánico específico que ya existe. Similar a la palanca de cambios en los platos o en los piñones de la rueda trasera, incorporaría dos posiciones elegibles para el usuario, ON/OFF, con lo que podría elegir activarlo o no hacerlo según la fuerza con la que presione la palanca de freno. La posición ON no debe tener un tope para que quede activa, pues nos interesa que se desactive en cuanto el usuario ha dejado de usar el freno. El estado neutro se alcanzará cuando la parte de la transmisión de energía entre en funcionamiento, haciendo que ninguno de estos frenos entre en contacto y dejando el muelle libre en las dos partes.



Fig. 63
Imagen 3D
del sistema
de entrada

Almacenamiento de energía

El mecanismo de almacenamiento elegido en esta opción hace que deba tener un receptáculo cilíndrico, lo cual es favorable para el diseño del conjunto, aprovechando las formas circulares tanto de la rueda como de la llanta. Debemos tener en cuenta las dimensiones calculadas en el apartado siguiente (Dimensionamiento del muelle) para obtener unas medidas aproximadas para el modelo presentado:



- | | | | |
|----|----------------------------|----|-----------------------------|
| 20 | Tubo interno | 25 | Corona de engranaje |
| 21 | Rodamiento cilíndrico | 26 | Carcasa inferior del muelle |
| 22 | Soporte de engranaje axial | 27 | Muelle de torsión |
| 23 | Engranaje axial | 28 | Carcasa superior del muelle |
| 24 | Engranajes planetarios | | |

Con el giro de los platos de fricción se consigue que el movimiento rotativo de la rueda llegue hasta el eje del muelle de torsión. Éste no está conectado directamente al eje, sino que se ha introducido un sistema de engranajes planetarios. Puesto que la fuerza entre dientes es constante, se logra aumentar el momento torsor e invertir la dirección de giro. Esto influye directamente en el diámetro del árbol del muelle (diámetro interno), pero como veremos, es beneficioso para nuestro propósito.

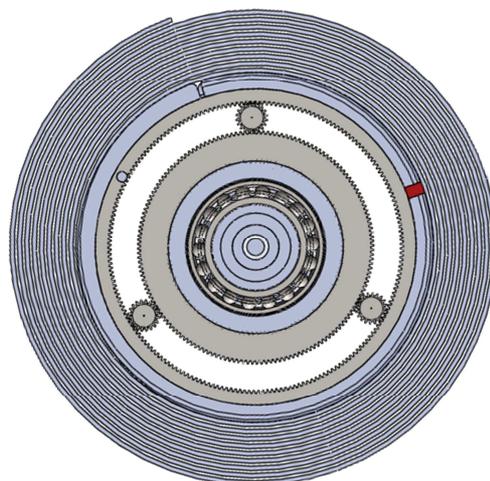


Fig. 65, Imagen lateral del muelle con el sistema de engranajes

Con la carcasa superior detenida, el movimiento hará que el muelle se expanda libremente hasta que la rueda de la bicicleta se detenga.

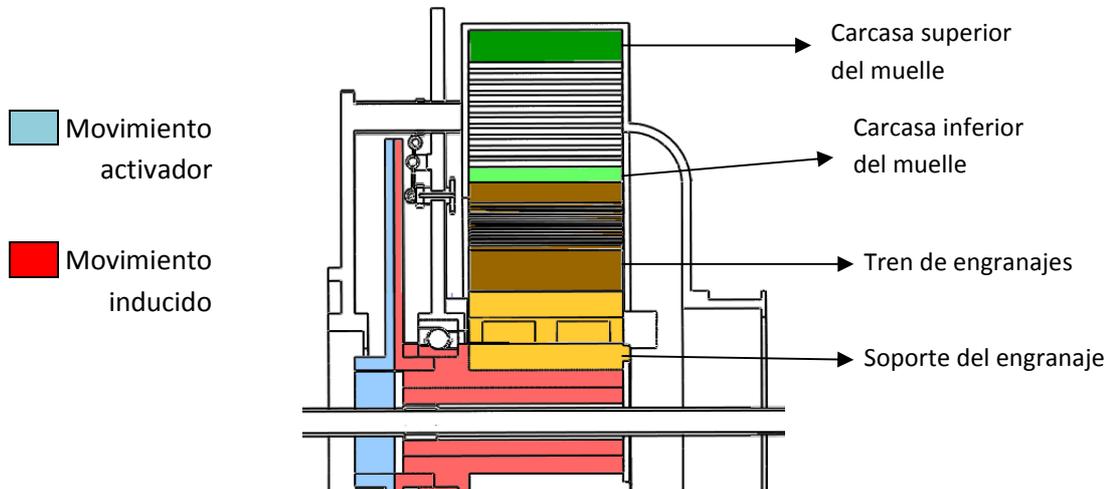


Fig. 66, Representación de movimientos

La carcasa del muelle incorpora un engranaje en la parte posterior para hacer llegar el movimiento del muelle al mecanismo de transmisión de energía, del que se hablará en el apartado de transmisión de energía.



Fig. 67, Visión 3D de la carcasa del muelle seccionada

Dimensionamiento del muelle

Para los muelles de torsión deberemos tener en cuenta la curva de carga y descarga del mismo. Cuanto mayor es el número de espiras, mayor es el momento torsor que puede absorber y devolver el muelle, pero también es mayor la energía que se pierde en el proceso, principalmente debido a histéresis y fricción. La particularidad de este tipo de muelles es que su rigidez no depende del número de vueltas, ya que es constante. Los datos de entrada para el dimensionamiento del muelle serán el momento torsor generado y el número de vueltas que deseamos que gire el resorte.

Los muelles de torsión pueden diseñarse a medida según cada necesidad. Las espiras del muelle suelen estar encajadas en una carcasa y tienen un extremo libre para conferirle el movimiento rotativo que provoca un par de fuerzas y esto a su vez un desfase, que dependen de la rigidez del material y de las dimensiones de las láminas.

Principalmente, existen dos tipos de muelles de torsión: los convencionales y los pretensados. La diferencia entre ambos es básicamente un aumento de momento torsor en el pretensado, que influye sin embargo muy negativamente sobre su durabilidad acortando su ciclo de vida en algunos casos hasta en 100 veces. Los pretensados también presentan curvas de absorción y liberación de energía entre un 25 y un 50% mayores, además de que presentan una relación Par-Número de giros mucho más estable.

En el caso que nos ocupa, hay una gran cantidad de variables posibles que pueden ser modificadas para cumplir con los objetivos de nuestro problema. Debemos ir definiendo más variables para completar los cálculos, y determinar así el material, el número de espiras y su grosor y los diámetros característicos del muelle:

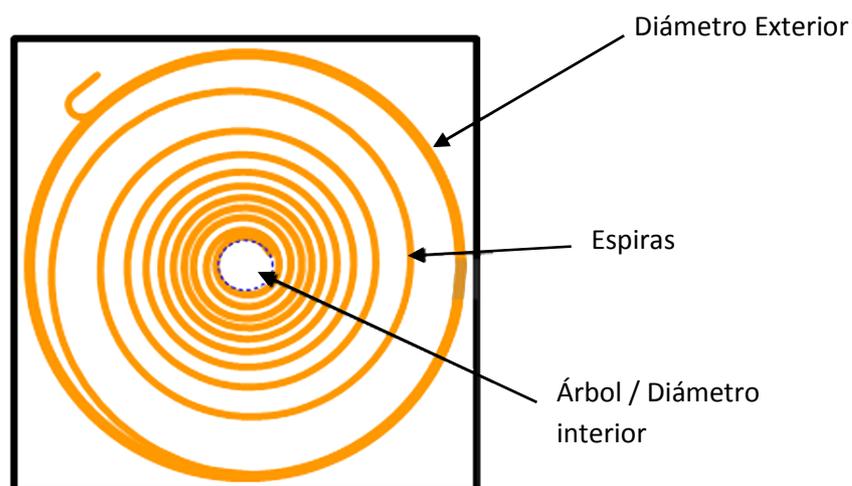


Fig. 68, Características del muelle

El primer término a definir es el momento torsor y el número de giros. Estos parámetros son dependientes de la geometría y el material del que se compone la pieza, lo que a su vez define la rigidez del resorte:

$$k = \frac{M_T}{\theta} = \frac{E b t^3}{12 L}$$

Vienen definidos por la geometría:

$$L = \frac{\pi \cdot n (D + d)}{2}$$

$$\sigma = \frac{6 M}{b \cdot t^2}$$

$$\theta = \frac{M_T L}{EI}$$

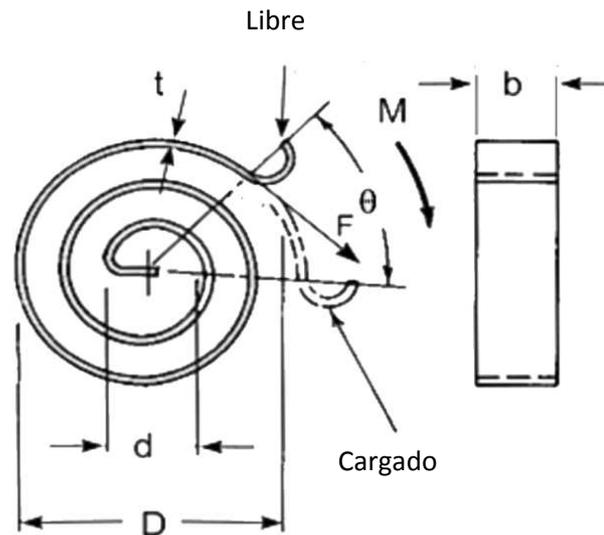


Fig. 69, Esquema de datos de muelles de torsión

Determinaremos que el número de espiras debe ser mayor que 13, ya que de lo contrario el ángulo girado será demasiado pequeño y estaremos de nuevo en un caso similar al del apartado A). Además, el diámetro interior debe ser amplio (120 mm) para poder albergar en su interior al sistema que le da movimiento. Cuanto más amplio es éste, la forma de las espiras es más tangente a la circunferencia, por lo que (aparentemente y según datos de fabricantes) la tensión disminuye al aumentar el diámetro del árbol. El diámetro exterior será de 200 mm para limitarlo de algún modo y que ocupe un espacio asumible dentro de la llanta.

Se procede a realizar un estudio del material, para lo cual es necesario saber previamente las tensiones a las que se ve sometida la geometría. El momento torsor que tomaremos como dato será el aplicado tras la multiplicación del momento entrante (30% *del original*) en el sistema de engranajes y evaluaremos la tensión en función de las dimensiones de la lámina.

Las tensiones en función de la geometría quedan:

t \ b	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	37	38	39	40	mm
1.85	4674.95	4207.45	3824.96	3506.21	3236.50	3005.32	2804.97	2629.66	2474.97	2337.47	2274.30	2214.45	2157.67	2103.73	
1.9	4432.13	3988.92	3626.29	3324.10	3068.40	2849.23	2659.28	2493.07	2346.42	2216.07	2156.17	2099.43	2045.60	1994.46	
1.95	4207.76	3786.98	3442.71	3155.82	2913.06	2704.99	2524.65	2366.86	2227.64	2103.88	2047.02	1993.15	1942.04	1893.49	
2	4000.00	3600.00	3272.73	3000.00	2769.23	2571.43	2400.00	2250.00	2117.65	2000.00	1945.95	1894.74	1846.15	1800.00	
2.05	3807.26	3426.53	3115.03	2855.44	2635.79	2447.52	2284.35	2141.58	2015.61	1903.63	1852.18	1803.44	1757.20	1713.27	
2.1	3628.12	3265.31	2968.46	2721.09	2511.77	2332.36	2176.87	2040.82	1920.77	1814.06	1765.03	1718.58	1674.52	1632.65	
2.15	3461.33	3115.20	2832.00	2596.00	2396.31	2225.14	2076.80	1947.00	1832.47	1730.67	1683.89	1639.58	1597.54	1557.60	
2.2	3305.79	2975.21	2704.73	2479.34	2288.62	2125.15	1983.47	1859.50	1750.12	1652.89	1608.22	1565.90	1525.75	1487.60	
2.25	3160.49	2844.44	2585.86	2370.37	2188.03	2031.75	1896.30	1777.78	1673.20	1580.25	1537.54	1497.08	1458.69	1422.22	
2.3	3024.57	2722.12	2474.65	2268.43	2093.94	1944.37	1814.74	1701.32	1601.25	1512.29	1471.41	1432.69	1395.96	1361.06	
2.35	2897.24	2607.51	2370.47	2172.93	2005.78	1862.51	1738.34	1629.70	1533.83	1448.62	1409.47	1372.38	1337.19	1303.76	
2.4	2777.78	2500.00	2272.73	2083.33	1923.08	1785.71	1666.67	1562.50	1470.59	1388.89	1351.35	1315.79	1282.05	1250.00	
2.45	2665.56	2399.00	2180.91	1999.17	1845.38	1713.57	1599.33	1499.38	1411.18	1332.78	1296.76	1262.63	1230.26	1199.50	
2.5	2560.00	2304.00	2094.55	1920.00	1772.31	1645.71	1536.00	1440.00	1355.29	1280.00	1245.41	1212.63	1181.54	1152.00	
2.55	2460.59	2214.53	2013.21	1845.44	1703.49	1581.81	1476.36	1384.08	1302.67	1230.30	1197.04	1165.54	1135.66	1107.27	
2.6	2366.86	2130.18	1936.53	1775.15	1638.60	1521.56	1420.12	1331.36	1253.05	1183.43	1151.45	1121.15	1092.40	1065.09	
2.65	2278.39	2050.55	1864.14	1708.79	1577.35	1464.68	1367.03	1281.59	1206.21	1139.20	1108.41	1079.24	1051.57	1025.28	
2.7	2194.79	1975.31	1795.74	1646.09	1519.47	1410.93	1316.87	1234.57	1161.95	1097.39	1067.73	1039.64	1012.98	987.65	
2.75	2115.70	1904.13	1731.03	1586.78	1464.72	1360.09	1269.42	1190.08	1120.08	1057.85	1029.26	1002.17	976.48	952.07	[MPa]
2.8	2040.82	1836.73	1669.76	1530.61	1412.87	1311.95	1224.49	1147.96	1080.43	1020.41	992.83	966.70	941.92	918.37	
2.85	1969.84	1772.85	1611.68	1477.38	1363.73	1266.32	1181.90	1108.03	1042.85	984.92	958.30	933.08	909.16	886.43	
2.9	1902.50	1712.25	1556.59	1426.87	1317.11	1223.03	1141.50	1070.15	1007.20	951.25	925.54	901.18	878.08	856.12	
2.95	1838.55	1654.70	1504.27	1378.91	1272.84	1181.93	1103.13	1034.19	973.35	919.28	894.43	870.89	848.56	827.35	
3	1777.78	1600.00	1454.55	1333.33	1230.77	1142.86	1066.67	1000.00	941.18	888.89	864.86	842.11	820.51	800.00	
3.05	1719.97	1547.97	1407.25	1289.98	1190.75	1105.69	1031.98	967.48	910.57	859.98	836.74	814.72	793.83	773.99	
3.1	1664.93	1498.44	1362.22	1248.70	1152.65	1070.31	998.96	936.52	881.43	832.47	809.97	788.65	768.43	749.22	
3.15	1612.50	1451.25	1319.32	1209.37	1116.34	1036.61	967.50	907.03	853.67	806.25	784.46	763.81	744.23	725.62	
3.2	1562.50	1406.25	1278.41	1171.88	1081.73	1004.46	937.50	878.91	827.21	781.25	760.14	740.13	721.15	703.13	
3.25	1514.79	1363.31	1239.38	1136.09	1048.70	973.80	908.88	852.07	801.95	757.40	736.93	717.53	699.14	681.66	
3.3	1469.24	1322.31	1202.10	1101.93	1017.16	944.51	881.54	826.45	777.83	734.62	714.76	695.95	678.11	661.16	
3.35	1425.71	1283.14	1166.49	1069.28	987.03	916.53	855.42	801.96	754.79	712.85	693.59	675.34	658.02	641.57	
3.4	1384.08	1245.67	1132.43	1038.06	958.21	889.77	830.45	778.55	732.75	692.04	673.34	655.62	638.81	622.84	
3.45	1344.26	1209.83	1099.85	1008.19	930.64	864.16	806.55	756.14	711.66	672.13	653.96	636.75	620.43	604.91	
3.5	1306.12	1175.51	1068.65	979.59	904.24	839.65	783.67	734.69	691.48	653.06	635.41	618.69	602.83	587.76	

Fig. 70, Evolución de la tensión según la geometría

Naturalmente, cuanto mayor sean el espesor y la anchura de las láminas de nuestro muelle, más tensión podrá soportar. Sin embargo, debemos elegir unas medidas que se ajusten a nuestro problema para no sobredimensionar el muelle y evitar que pese demasiado o que ejerza un momento torsor más elevado que el generado y no podamos girar la rueda, provocando su derrape sobre el suelo. Elegimos los valores $b = 35 \text{ mm}$ (no dado en la tabla, pero calculado) y $t = 3 \text{ mm}$, con los que obtenemos un valor de la tensión de 914 MPa.

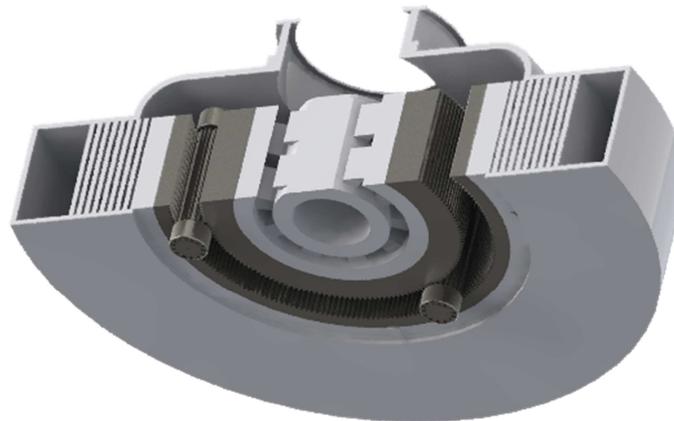


Fig. 71, Muelle en la carcasa

Para elegir el material, se crea otra tabla comparativa, enfrentando el coeficiente de seguridad que aporta cada material con el peso que ofrece cada variante, para comparar los resultados entre sí. Descartamos los materiales de tipo cerámico por no disponer de las tablas de resiliencia de cada material:

	Acero 4340	Aluminio (7075-T6)	Titanio	Cobre aleado	Fibra de carbono	Fibra de vidrio	Nylon	Kevlar 49	Kevlar 29	
E	210	70	100	135	130	40	3	120	65	GPa
σ_{lim}	1240	500	910	510	1500	1000	40	3400	1240	MPa
ρ	7.80	2.70	4.50	8.30	1.60	1.90	1.10	1.40	1.40	gr/cm^3
K	2530.8	843.6	1205.14	1626.94	1566.68	482.06	36.16	1446.17	783.34	$N \cdot mm/rev$
$\varphi \text{ (rad)}$	18.97	56.9	39.83	29.5	30.64	99.57	1327.65	33.20	61.27	rad
φ	3.02	9.06	6.34	4.7	4.88	15.85	211.3	5.28	9.76	$vuelatas$
$C_s =$	1.36	0.55	1.00	0.56	1.64	1.09	0.04	3.72	1.36	
$Masa$	5.35	1.85	3.09	5.69	1.10	1.30	0.75	0.96	0.96	kg

Fig. 72

Se observa que la opción más favorable es un material compuesto. Podríamos obtener buenos resultados tanto con una matriz de epoxy con Kevlar, como con una de fibra de vidrio o de carbono. Es precisamente esta última la que más beneficios presenta, ya que el número de giros se adapta más que en los otros materiales, menos rígidos. Además, en contra del Kevlar destaca su precio, del orden de 80 veces más caro que un acero aleado.

Por otra parte, podríamos plantearnos la fabricación del muelle en acero o en titanio, pero ambas elecciones presentan desventajas de peso, aunque el número de giros permitido es el ideal en el caso del acero. El acero 4340 es un tipo especial de acero aleado con 0.38-0.43%C; 0.7-0.9%Cr; 1.65-2.0%Ni; 0.6-0.8%Mn; 0.2-0.3%Mo; 0.15-0.35%Si; 0.009%P; 0.002%S; 0.093%Cu, lo que le confiere unas propiedades especiales para ser acero de muelles de torsión.



Fig. 73, Representación aproximada del muelle calculado en fibra de carbono

Nos decantamos, después de todo, por la fabricación en fibra de carbono. También deberíamos tener en cuenta que la mezcla de las fibras con una matriz de otro material puede alterar el resultado obtenido y en caso de que no fuese satisfactorio, deberíamos acudir al acero o al titanio. Después de todo, no sabemos si un muelle puede realizarse en materiales compuestos o en cerámicos, podríamos eliminar este material del estudio por la misma razón que lo hemos hecho con los cerámicos, pero sin embargo parece más plausible y sería necesario recabar más información al respecto de este tema y consultar con fabricantes industriales de muelles para obtener una versión fiable que sea comercializable o se pueda encontrar en el mercado.



Fig. 74, Vista al detalle



Software industrial

Con la ayuda de Software específico podemos aproximarnos más rápidamente al resultado solicitado. En este caso, dos versiones de demostración del software de dos empresas americanas de muelles de torsión: Mecca C&S Inc. (*Mecca Power Spring*) y Universal Tecnical Systems (*Advanced Spring Design*) son las que me han ayudado a comprender mejor la relación entre el número de espiras, el giro del resorte, el diámetro exterior y el momento torsor.

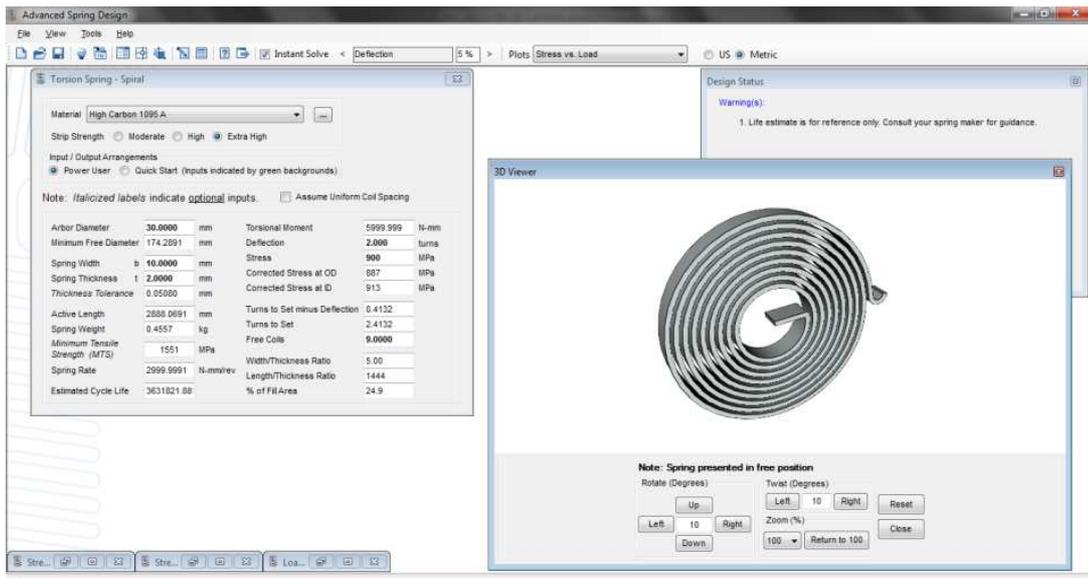


Fig. 75, Advanced Spring Design

Aunque por ser versiones de demostración tienen muchas de sus opciones restringidas, han servido de ayuda y han permitido un gran ahorro de tiempo. Estas herramientas industriales se han conseguido pidiéndolas personalmente a través de e-mail a cada una de sus respectivas empresas.

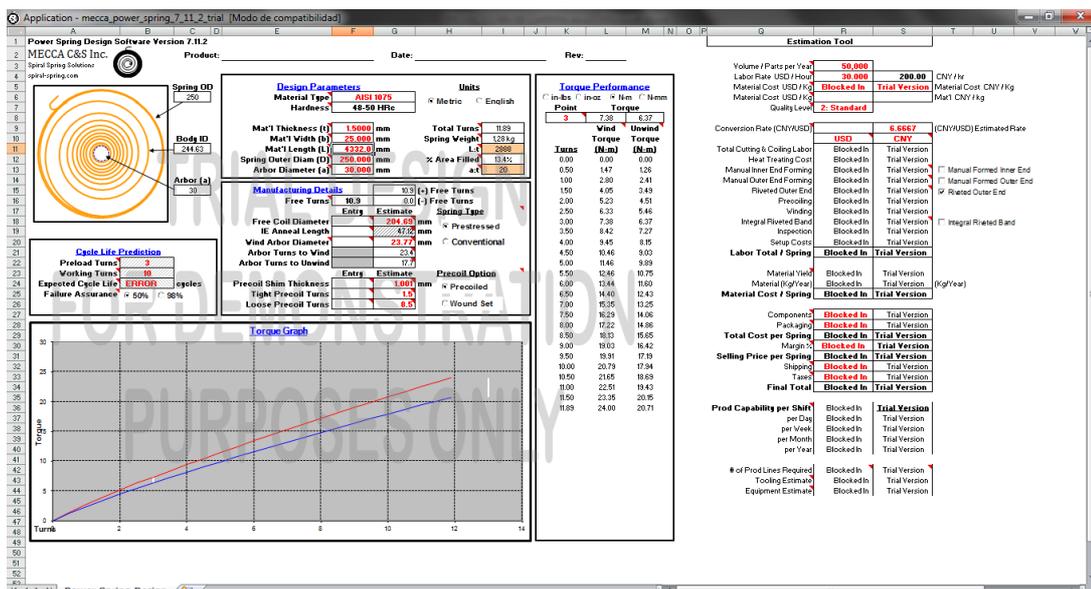


Fig. 76, Mecca Power Spring

Usaremos los datos de *Advanced Spring Design* para determinar el muelle que debemos usar, y posteriormente introduciremos los datos en el *Mecca Power Spring* para conocer la curva de carga y descarga característica del muelle. En el primero podremos dimensionar el muelle introduciendo como datos el momento torsor deseado, los diámetros exterior e interior y el número de giros del muelle. Tendremos en cuenta esto último principalmente. Ya que el momento torsor entrante (30% del generado) es de unos $43600 \text{ N} \cdot \text{mm}$, optaremos por un diseño mecánico que permita ajustarnos lo más posible a nuestras demandas.

Por lo tanto, buscamos el resorte:

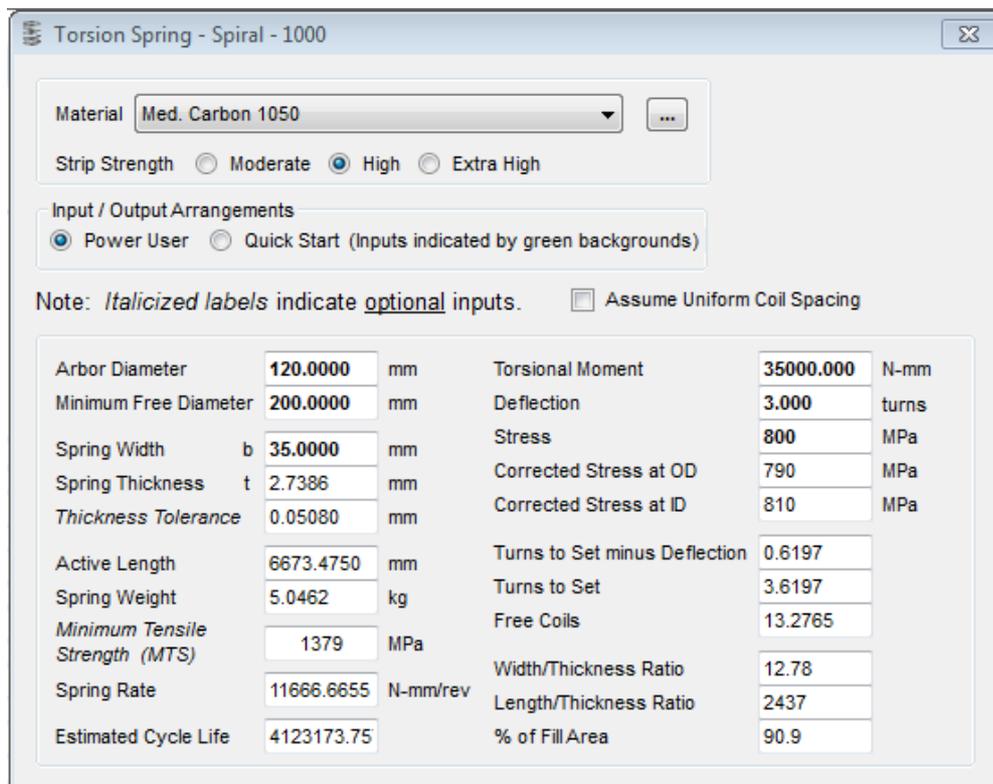


Fig. 77, Muelle de Acero al carbono

Se ha decidido disminuir el Momento torsor de entrada debido a que esta herramienta informática muestra los errores de diseño que se producen al incumplir ciertas restricciones geométricas. El valor de $44.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$ no es demasiado elevado, pero altera de forma significativa la geometría del muelle, haciendo más gruesas las espiras y doblando el número de láminas necesarias para ganar esa diferencia de $10.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Se fija un valor máximo de la tensión en 800 MPa y un giro total de 3 vueltas, para asegurarnos de que el giro de la rueda no sobrepase este valor, que se ajuste a los datos de nuestro problema. Dicha reducción del par de entrada no debe suponer mayor problema, ya que los platos de fricción en la entrada deben ser los encargados de "resbalar" cuando el valor límite de rozamiento entre ambos sea sobrepasado.

Sin embargo, si nos damos cuenta, hemos obtenido los datos de un muelle que pesa algo más de 5 kg. Variando el material de la lista desplegable conseguimos obtener los datos que se muestran en la siguiente imagen:

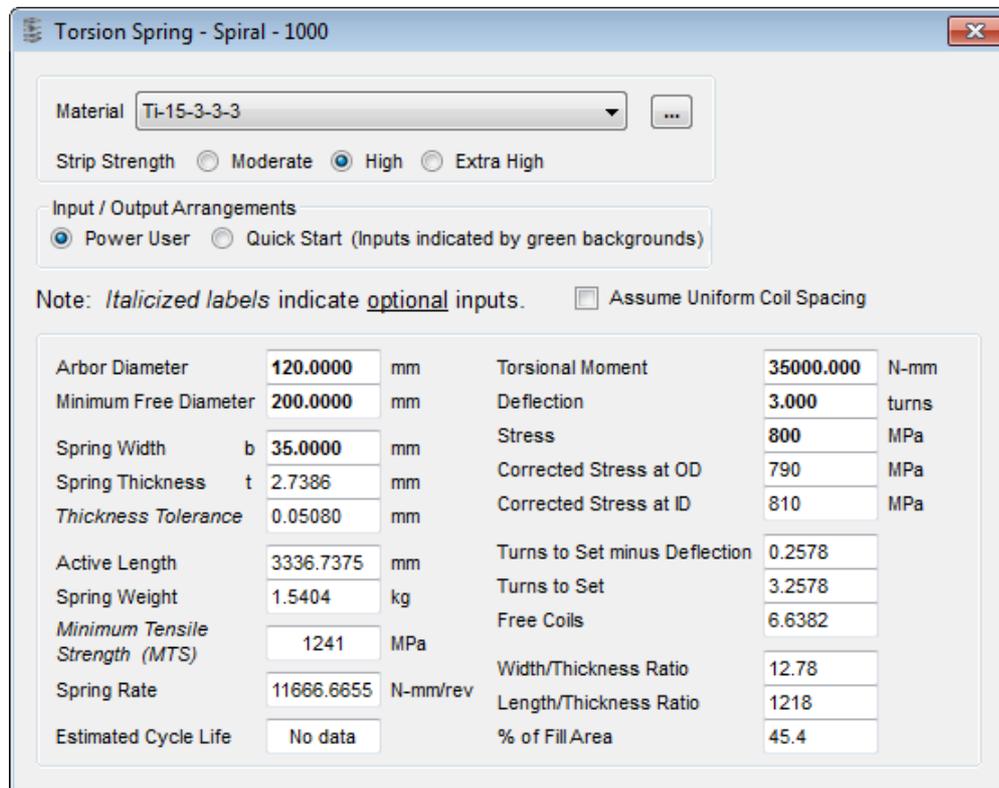


Fig. 78, Muelle de Titanio

Con sus gráficas de comportamiento:

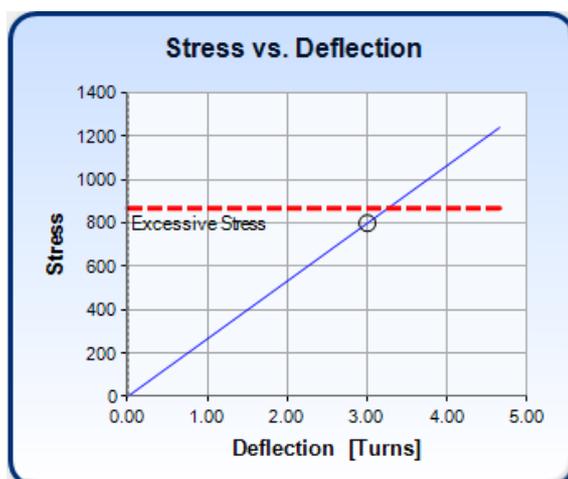


Fig. 79

Tensión-Giro

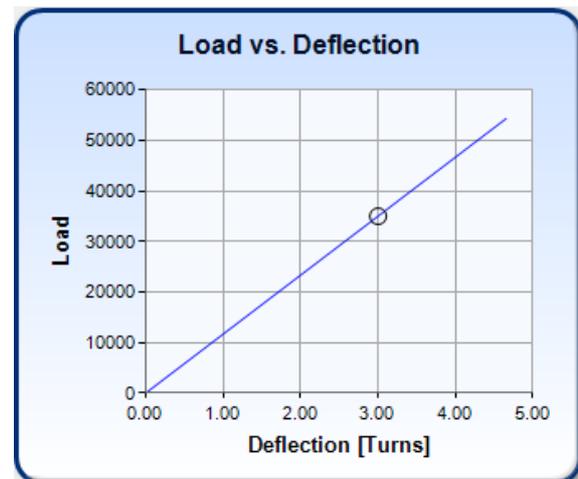


Fig. 80

Carga-Giro



Fig. 81, Representación gráfica del sistema

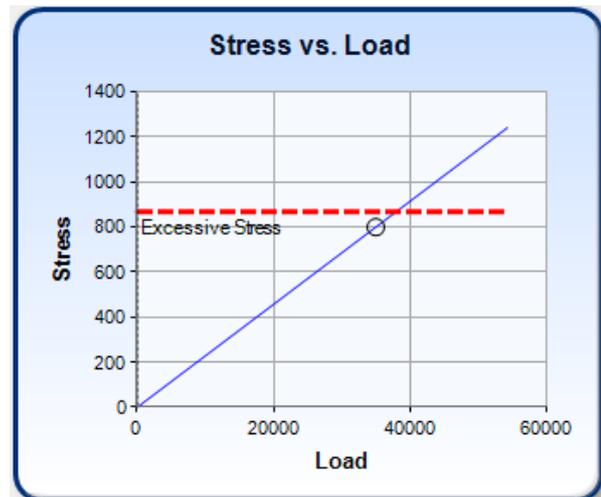


Fig. 82,

Carga-Tensión

Si ahora usamos *Mecca Power Spring*, obtenemos la siguiente gráfica de rendimiento del muelle:

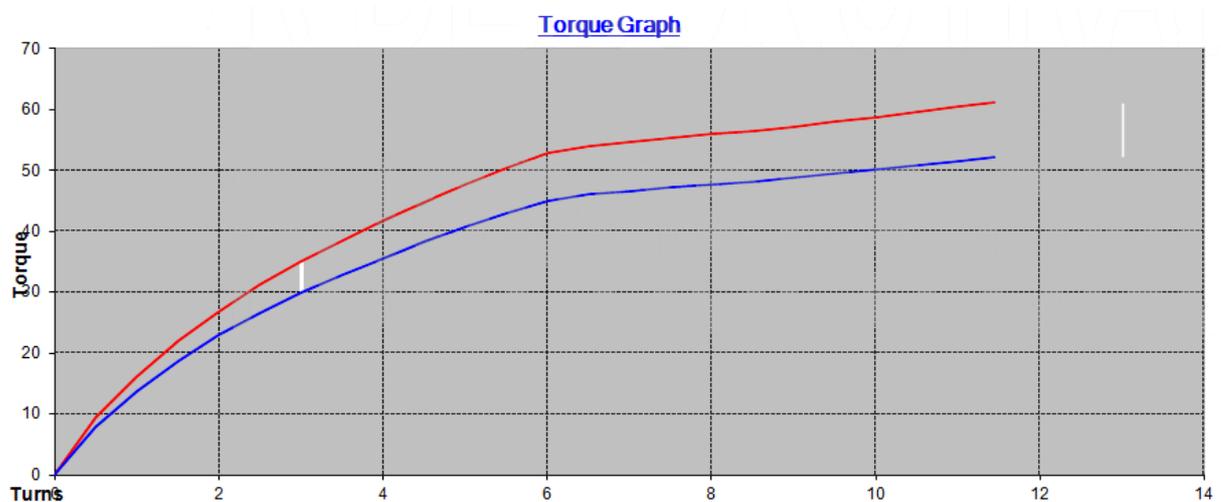


Fig. 83

www.spiral-spring.com

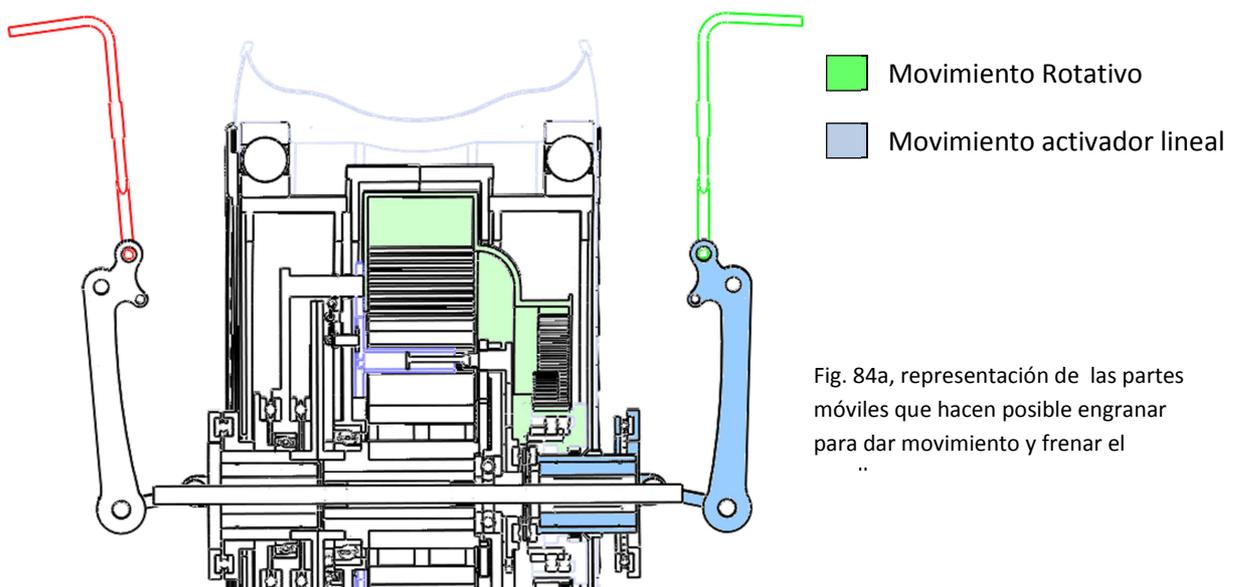
Lo cual nos muestra que el par devuelto es de unos 30000 N·mm, 5000N·mm menos que a la entrada. Este dato de pérdidas deberíamos aplicarlo también al muelle de fibra de carbono calculado en el apartado anterior. Ya que no disponemos de esos datos, podremos estimar las pérdidas en torno al 15%.

Lo realmente complicado de este apartado es calcular un muelle que no sea demasiado rígido y admita el giro que le impone la rueda en la entrada, ni que sea demasiado blando y rompa o se deforme más vueltas de las deseadas. Se necesitan datos verdaderos de todos los factores para aproximarse más a un resultado verídico.

Transmisión de energía

El sistema de transmisión de energía está compuesto, principalmente, por un acoplador lineal de salida y por un sistema reductor de engranajes planetarios que, con el fin contrario que el sistema de engranajes en la entrada, permite rebajar el momento torsor que llega hasta la rueda (disminuyendo la velocidad y, por tanto, el ángulo girado) e invertir el sentido de giro del movimiento resultante, para dejarlo en el sentido de avance de la rueda.

Al presionar el botón para utilizar la energía almacenada, el ciclista está en disposición de arrancar. El mecanismo de transmisión (azul) debe empujar al de recepción hasta la posición neutra, liberando ambas carcasas, pero logrando frenar la parte inferior del muelle para aprovechar el giro de la parte superior (en verde) que queda libre.



Al moverse hacia dentro, los frenos de la entrada se alinean y quedan en posición neutra, pero es el freno de la salida el que entra en contacto con la parte inferior para dejar libre la superior.

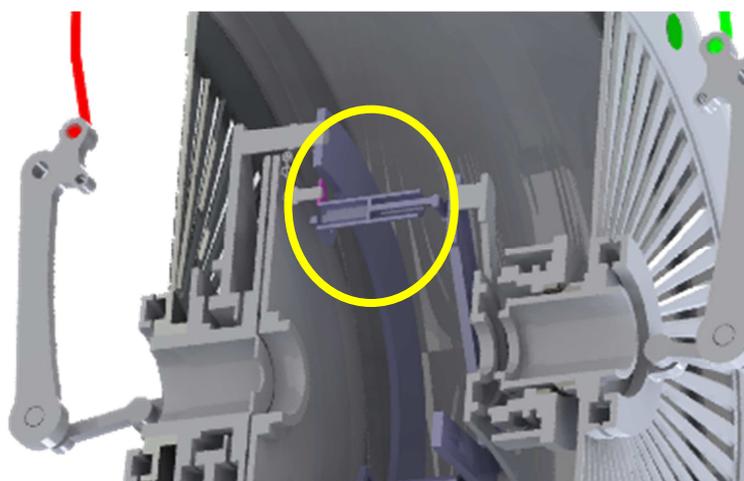


Fig. 84c, Muestra del freno de salida, que incorpora muescas para quedar bloqueado con el freno en forma de triángulo vacío

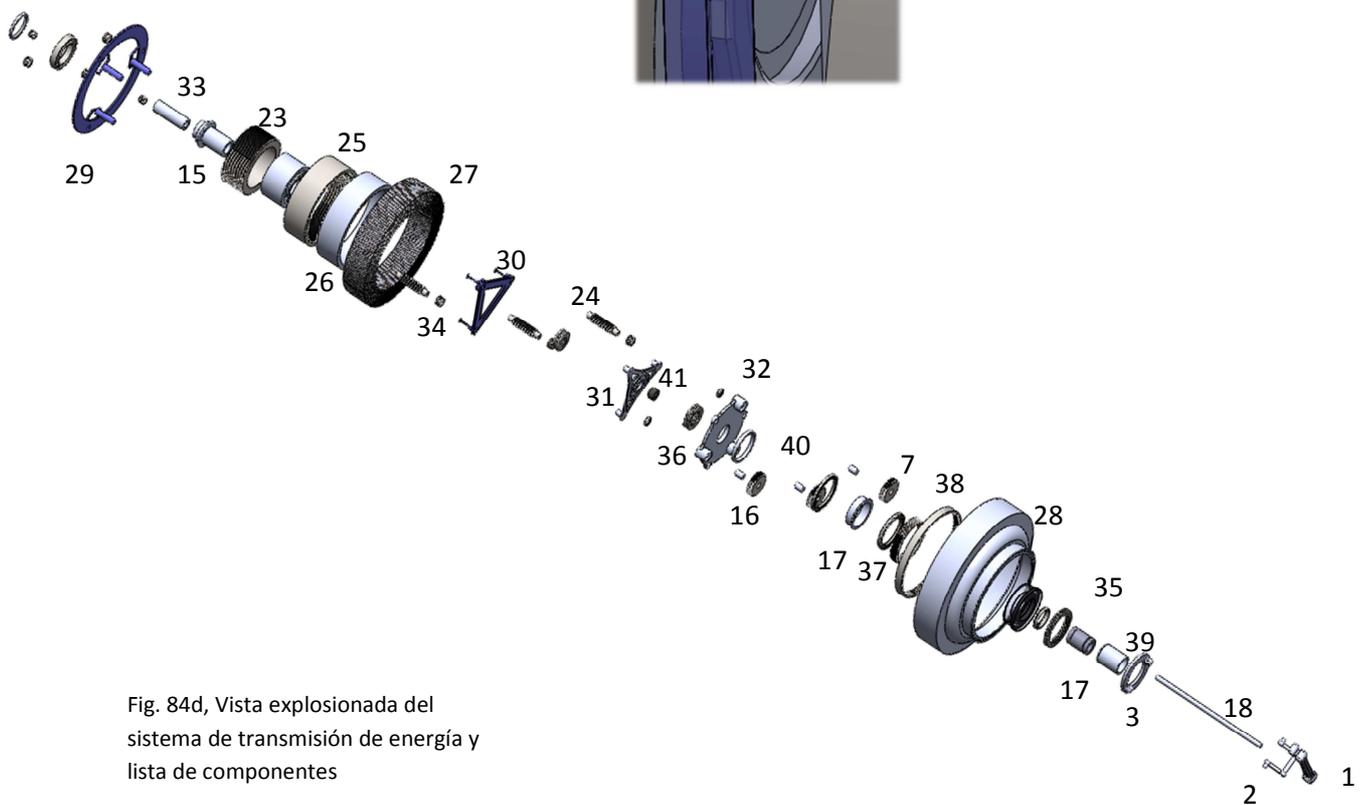


Fig. 84d, Vista explosionada del sistema de transmisión de energía y lista de componentes

29	Freno de la parte inferior	34	Rodamientos de aguja	39	Tubo acoplador
30	Soporte pasador fijo	35	Engranaje solidario a carcasa	40	Ejes de engranajes
31	Soporte empujador	36	Engranajes planetarios	41	Soporte fijo solidario
32	Separador	37	Rueda transmisora		
33	Tubo de soporte	38	Engranaje de corona		

Para la devolución del giro se ha tenido que diseñar otro sistema de engranajes planetarios sustentados por la pieza 32, que está sujeta al eje. Este sistema multiplica la velocidad de giro pero disminuye el par transmitido, haciendo que el ángulo girado sea también más pequeño. Lo que se consigue con esto realmente es que el par generado no haga derrapar a la rueda en la salida.

Al igual que el mecanismo de entrada, tiene tres posiciones distintas que hacen que el movimiento relativo sea posible.



Fig. 84e, Vista 3D del mecanismo de transmisión de energía.

Dimensionamiento de engranajes

Supondremos todos los engranajes circulares como cilindros cuyos perímetros sean los de sus circunferencias primitivas. Algunos de los cilindros se han diseñado huecos, otros macizos y otros son coronas, por lo que se considerarán como cilindros con espesor para calcular sus masas.

Para calcular las respectivas masas:

$$m = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - R^2) \cdot b$$

Tal y como se aprecia, la inercia de los engranajes depende directamente de la masa, y ésta, a su vez, de la densidad del material con el que se fabrican. Para la elección del material tendremos en cuenta las fuerzas a las que se ve sometido un engranaje.

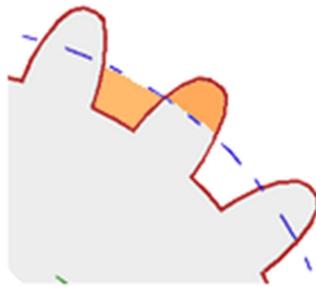


Fig. 85

Tendremos en cuenta que la acción de las fuerzas en engranajes debemos calcularla según estándares. Podemos dibujar una tangente TT entre las circunferencias primitivas y una línea MM que forme un ángulo de incidencia de 20° con ella. Al trazar dos circunferencias tangentes a ella, obtenemos que la línea MM es la línea de presión y el ángulo elegido es el ángulo de presión.

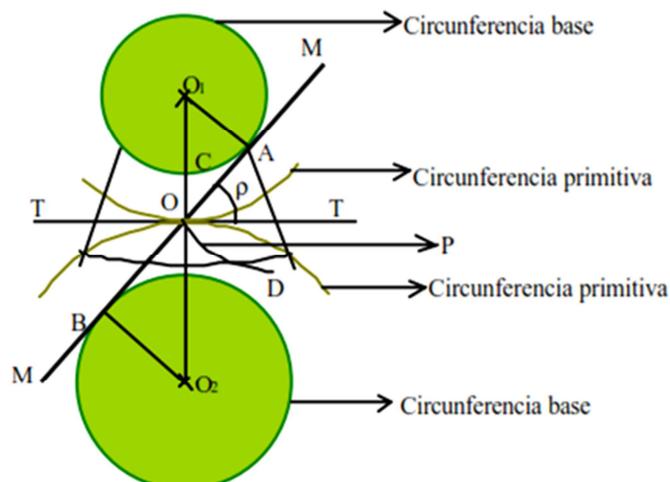


Fig. 86

La potencia que se transmite de un engranaje a otro se realiza mediante la fuerza que imprime un diente sobre el siguiente siguiendo la línea de presión. Supondremos un instante t , en el que la velocidad es constante, por lo que la fuerza también lo es:

$$N = M \cdot \omega \rightarrow F_t = \frac{N}{\omega \cdot R} \quad (1)$$

Por norma general, cuando dos engranajes están transmitiendo potencia y tienen suficientes dientes, es posible que más de una pareja esté en contacto. En ese caso la fuerza a transmitir se reparte entre los contactos, sin embargo, para el análisis de los dientes supondremos que toda la carga se concentra en un solo par de dientes y que ésta actúa en el punto más desfavorable:

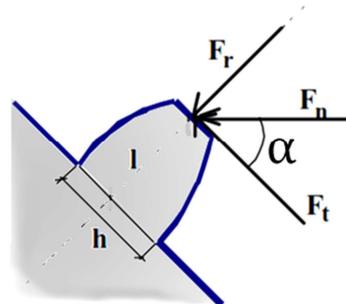


Fig. 87

Siendo F_t la fuerza tangencial al engranaje, que es una componente de la fuerza ejercida sobre la línea de presión, F_n , por lo que:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

De manera análoga se podrá calcular la fuerza radial, F_r , que actúa comprimiendo el diente:

$$F_r = F_n \cdot \text{sen } \alpha$$

Ahora podemos ver que cuando se transmite una potencia N con una velocidad angular ω , se producen sendas fuerzas F_t y F_r que, sustituyendo en (1), quedan:

$$F_t = \frac{N}{\omega \cdot R} \quad \text{y} \quad F_r = \frac{N}{\omega \cdot R} \cdot \tan \alpha$$

A la hora de calcular las tensiones a las que está sometido el diente, lo haremos como si fuese una barra de sección rectangular, por lo que el valor que obtendremos será solamente una aproximación.

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{lim}}{C_S} = \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{max}$$

La mayor fuerza transmitida tendrá lugar entre los engranajes de carga del mecanismo, tal y como se ha determinado anteriormente. He decidido optar por unos engranajes de módulo $m = 0.5$ para todo el sistema por la sencillez que aporta al cálculo. Sabiendo el número de dientes y el diámetro, podremos saber cuánto es el paso circular, P , del engranaje, lo que nos aportará los datos de altura, anchura y profundidad de cada diente, necesario para el cálculo previo de la I_z y la y_{max} . Calculamos, pues, el espacio que debe ocupar un diente y un vano, medido sobre la circunferencia primitiva:

$$m = \frac{\emptyset}{z} \rightarrow P = \frac{\pi \cdot \emptyset}{z} = \frac{\pi}{m} \text{ [mm/diente]}$$



Por lo tanto, el grosor de cada diente será tomado como un valor cercano a $2\pi \text{ mm}$. Además, hay partes normalizadas en los dientes, que dependen de la velocidad de rotación del conjunto y del diámetro de los engranajes y sus relaciones de transmisión. Tomaremos un ángulo de presión de 20° , ya que es la medida más apropiada para engranajes de nuestras dimensiones y velocidades de rotación. Éste ángulo nos aporta unas medidas que vienen definidas por norma:

Adendo	$0.8 \cdot m = 1.6 \text{ mm}$
Dedendo	$m = 2 \text{ mm}$
Altura total	$1.8 \cdot m = 3.6 \text{ mm}$
Ancho de la cara	$8 \cdot m = 16 \text{ mm}$

El análisis de tensiones ha de hacerse sabiendo que las piezas más solicitadas son los engranajes 1, 2 y 3, donde se transmite la potencia de entrada desde la rueda de la bicicleta hasta el engranaje interior, que mueve el sistema mecánico de almacenamiento de energía. El análisis de tensiones quedará determinado por las fuerzas que calculamos que pueden ser las máximas para el ejemplo del ciclista que frena, estudiado en apartados anteriores.

Dimensionamiento de engranajes de la base del muelle

Son los encargados de transmitir el momento de entrada al muelle. Los datos de los engranajes son:

$$r_1 = 40 \text{ mm}$$

$$r_2 = 5 \text{ mm}$$

$$r_3 = 50 \text{ mm}$$

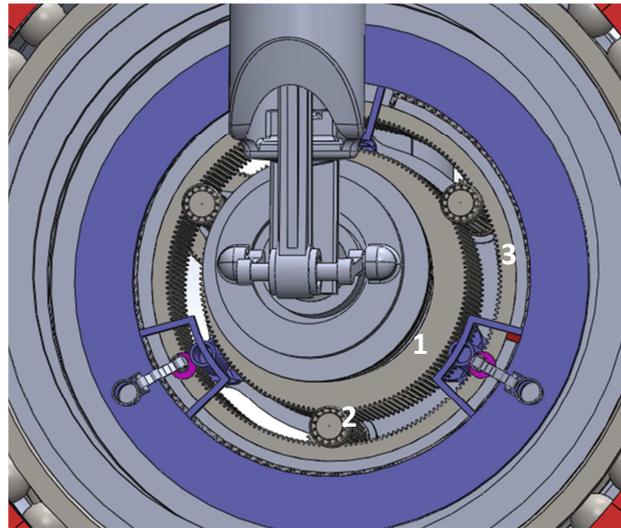


Fig. 89

Con lo que obtenemos una tabla combinada con sus propiedades físicas para saber cuál es el material más favorable. La fuerza en el diente es de 1090 N.

	Acero 4340	Aluminio (7075-T6)	Alúmina	Titanio	Cobre aleado	Silicio	Nylon	Kevlar 49	Kevlar 29	
E	210.00	70.00	390.00	100.00	135.00	110.00	3.00	120.00	65.00	GPa
σ_{lim}	1240.00	500.00	4800.00	910.00	510.00	3200.00	40.00	3400.00	1240.00	MPa
Densidad	7.80	2.70	3.90	4.50	8.30	2.30	1.10	1.40	1.40	gr/cm3
Peso total	208.29	72.10	104.14	120.17	221.64	61.42	29.37	37.38	37.38	gr
Precio unitario	0.25	1.80	1.90	16.25	2.25	2.35	4.30	85.00	40.00	\$/Kg
Precio total	0.05	0.13	0.20	1.95	0.50	0.14	0.13	3.18	1.50	\$
F_{lim}	11331.77	4569.26	43864.91	8316.06	4660.65	29243.27	365.54	31070.98	11331.77	N
Cs =	10.40	4.19	40.24	7.63	4.28	26.83	0.34	28.51	10.40	

Fig. 90

Apropiados podrían ser el aluminio y el acero, pero veamos el siguiente apartado.

Diseño de engranajes de transmisión del movimiento

Debemos tener en cuenta que estos dientes son los que menos tensión sufrirán ya que son multiplicadores de velocidad, pero divisores de par. Su función es aportar al eje de la rueda un momento torsor que sea aprovechable y que la rueda no resbale ni patine cuando entre en funcionamiento, aportando un valor más próximo al límite de rozamiento entre rueda y suelo. Quizás incluso podríamos aumentar más la relación de transmisión con el fin de devolver un momento torsor más suave, pero eso se verá en el apartado dedicado a ello.

$$r_4 = 60 \text{ mm}$$

$$r_5 = 15 \text{ mm}$$

$$r_6 = 30 \text{ mm}$$

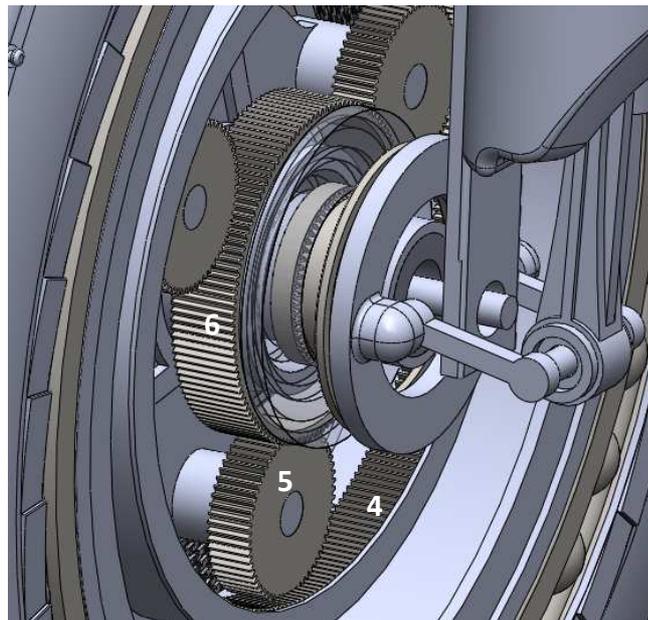


Fig. 91

	Acero 4340	Aluminio (7075-T6)	Alúmina	Titanio	Cobre aleado	Silicio	Nylon	Kevlar 49	Kevlar 29	
E	210.00	70.00	390.00	100.00	135.00	110.00	3.00	120.00	65.00	GPa
σ_{lim}	1240.00	500.00	4800.00	910.00	510.00	3200.00	40.00	3400.00	1240.00	MPa
Densidad	7.80	2.70	3.90	4.50	8.30	2.30	1.10	1.40	1.40	gr/cm ³
Peso total	208.29	72.10	104.14	120.17	221.64	61.42	29.37	37.38	37.38	gr
Precio unitario	0.25	1.80	1.90	16.25	2.25	2.35	4.30	85.00	40.00	\$/Kg
Precio total	0.54	1.34	2.04	20.15	5.15	1.49	1.30	32.79	15.43	\$
F_{lim}	11331.77	4569.26	43864.91	8316.06	4660.65	29243.27	365.54	31070.98	11331.77	N
Cs =	19.43	7.83	75.20	14.26	7.99	50.13	0.63	53.26	19.43	

Fig. 92

Podríamos escoger fabricar en aluminio ambos trenes de engranajes, ya que cumple las especificaciones de seguridad, es ligero y económico.

Estudio del problema IV: Eficiencia

El momento torsor generado por el mecanismo de almacenamiento será el que haga girar a la rueda y permita un desplazamiento más dinámico y sencillo al arrancar.

Cuando un ciclista intenta arrancar, apoya su peso en el pedal para hacer palanca y romper el equilibrio de fuerzas estático, provocando el giro de la rueda mediante una transmisión de cadena. Este proceso es diferente en función de cómo estén engranadas las relaciones de marcha, aunque no suele ni derrapar ni deslizar sobre el asfalto cuando arranca, ya que la fuerza de rozamiento entre neumático y calzada no es nula (resbalaría la rueda como sobre el hielo) y es mayor que la fuerza generada por el pedaleo. Por ese mismo rango de actuaciones según la fuerza ejercida, la aceleración es suave, sin discontinuidades en el movimiento.

Si olvidamos la influencia de la banda de rodadura sobre la aceleración y suponemos que el ciclista quiere arrancar desde una posición estática horizontal, al apoyarse sobre el pedal la bicicleta se mueve. La aceleración que experimenta el ciclista es directamente proporcional a la cantidad de fuerza que puede ejercer con su masa sobre el pedal. Sin embargo, no todo el movimiento que se ejerza sobre el pedal puede convertirse en par de arranque y aceleración. La fuerza límite que una rueda de bicicleta es capaz de aprovechar es la fuerza máxima de rozamiento entre el neumático y el pavimento.

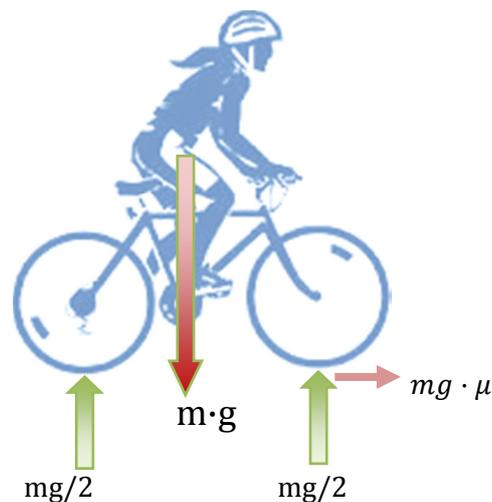


Fig. 93, Esquema de distribución de fuerzas

En el caso de la aceleración, el rozamiento tiene dirección y sentido los del avance del neumático. Esto se debe a que el desplazamiento ocurre gracias a que la rueda “impulsa” al suelo hacia atrás. Si no existiera el rozamiento, la rueda resbalaría en su sitio, así que rotaría sin avanzar.

Mecanismo A

La intención inicial era comparar ambos sistemas A y B en su aceleración, para saber cuál podría ser más eficiente. Si volvemos al caso A, el problema hallado era que no se encontraba una combinación suficiente para las barras, que pudiese proporcionar el giro necesitado y a la vez que soportase la fuerza que le confería el mecanismo. Para la salida debería tener otro tren de engranajes multiplicadores, para aumentar el ángulo girado y disminuir el momento torsor. También, a posteriori, se ha pensado en que el sistema de almacenamiento de energía podrían no ser uno ni dos, sino bastantes espiras (bastante es más de 5, por ejemplo), que se fuesen cargando en frenadas más suaves una tras otra, así, cuando queramos usar la energía almacenada, podemos soltar todas a la vez y obtener la fuerza acumulada. En definitiva, debido al fallo en el cálculo de resistencia en la fase de dimensionamiento, no calcularemos ninguna aceleración hipotética, ni su potencia, ni su rendimiento, ya que ha quedado demostrado que no es un sistema válido.

Mecanismo B

El ciclista arrancará con la fuerza aprovechable que le devuelve el mecanismo. En este caso, la fuerza de rozamiento entre suelo y neumáticos debemos estimarla entre un 0,4 y un 0,6. Tomaremos de nuevo la situación menos favorable, en la que hay poco rozamiento. Esto es negativo, por ejemplo, como si hubiese llovido, o como si no encontrásemos en una situación en la que la rueda no hace totalmente contacto con el suelo.

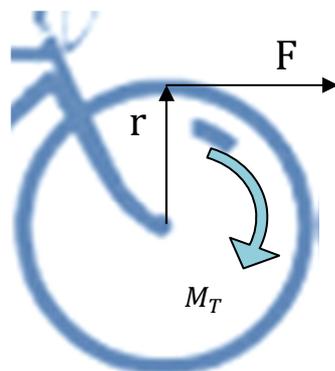


Fig. 94

$$F_{roz} = \mu \cdot N = \mu \cdot m \cdot g$$

$$M_T = F \cdot r$$

Si la fuerza generada por el mecanismo es superior a la de rozamiento, entonces la energía aprovechable será como máximo la fuerza de rozamiento y el resto resbalaría o derraparía por exceso de momento torsor. De todos modos, la diferencia entre fuerzas no es demasiado grande (180 N), quizás con un rediseño del muelle o de los engranajes de salida podríamos ajustarlo un poco mejor. Supondremos que no derrapa, para cumplir la condición de que la rueda gira sin deslizar y ser capaces de hallar una solución numérica aproximada.

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{M_T}{r} = 583 \text{ N} \\ F_{roz} &\cong 0.4 * 100 * 10 = 400 \text{ N} \end{aligned} \right\} F_{util} = F_{roz}$$

Entonces:

$$F = m \cdot a \rightarrow a = \frac{F}{m} = \frac{400}{100} = 4 \text{ m/s}^2$$

Para saber durante cuánto tiempo podrá sustentar esta situación ideal, debemos saber el ángulo que habíamos sido capaces de expandir el resorte y que es ahora el que nos aporta la energía para el movimiento con su contracción. Según las hojas de cálculo, el muelle de fibra de carbono que habíamos elegido podría girar hasta 5,54 vueltas, es decir más del doble de las que necesitamos, pero como es un muelle de torsión, esto no afecta a su rendimiento ya que su rigidez es constante.

El ángulo girado en el muelle con la frenada fuerte era de 2,15 vueltas (13,5 radianes), por lo tanto el ángulo girado hasta descargarse será ese. Con las relaciones de transmisión sabremos que el ángulo final girado por la rueda es de aproximadamente 27 radianes

$$\varphi(t) = \varphi + \omega_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 = 27 \text{ rad}$$

Haremos ahora un cambio de variable: $a = \alpha \cdot r$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{r} \cdot t^2 = 27 \text{ rad}$$

Y hallamos el tiempo de descarga:

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_f \cdot r}{a}} \text{ [s]}$$

Si queremos introducir ahora los valores del problema que habíamos planteado al principio, obtenemos:

- Tiempo de aceleración: $t = 2,1 \text{ s}$.
- Posición final: $x(t) = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = 8,82 \text{ m}$.
- La velocidad final: $v(t) = a \cdot t = 8,4 \text{ m/s}$.
- Energía cinética alcanzada: $E_{cin} = \frac{1}{2} m v^2 = 3528 \text{ J}$.
- Potencia: $N = \frac{\Delta E}{\Delta t} = 1680 \text{ W}$.



Dichos valores parecen un poco abultados. Todo tiene que ver con los coeficientes de incertidumbre que hemos elegido tanto para la entrada de energía en el sistema debido a los frenos, como los definidos como coeficientes de carga y descarga de muelles. Seguramente llegaría menos momento torsor que el calculado desde el resorte debido a la curva de carga y descarga del muelle que, aunque hemos estimado unas pérdidas de casi el 35%, tampoco hemos tenido en cuenta las pérdidas mecánicas, la masa del ciclista y la bici con el sistema añadido, ni que podríamos encontrarnos con frenadas diferentes que también requieran *BIKE.R.S.*, pero que podrían requerir cargar menos el muelle y obtener una aceleración menor. Además, está claro que lo que ha pasado es que el momento torsor es excesivo y hace que las ruedas derrapen (probablemente no demasiado). Si elegimos como coeficiente de rozamiento $\mu = 0,6$, la fuerza aprovechable sería enteramente la proporcionada por el resorte, que en este caso no superaría al valor límite de rozamiento, lo que aseguraría una aceleración de $5,7 \text{ m/s}^2$ durante 1,8 segundos. Nos acabaría llevando hasta el mismo sitio (8,8 metros), porque la longitud recorrida por el muelle no varía con la transmisión, sino con la recepción de movimiento.

Entre las posibilidades de mejora del mecanismo también se contempla rediseñar el muelle y los engranajes a medida de cada persona. En las tablas EXCEL se incluyen todos los cálculos y los procedimientos, se ruega que se tenga en cuenta.

También me ha parecido que cuanto más masa tiene el móvil, más energía puede almacenarse en el resorte, así que quizás el muelle debiera ser más pequeño y mi suposición de un diámetro de árbol grande era falsa; o bien podríamos intentar colocar este sistema en un coche o en algún sistema móvil que requiera un servicio similar. Se puede variar la masa en la página Mecanismo B), así como todos los datos de entrada que se permiten hasta conseguir un sistema equivalente o similar a otro con más peso y más velocidad, como sería el caso de un vehículo a motor.

Comparación con modelos del mercado

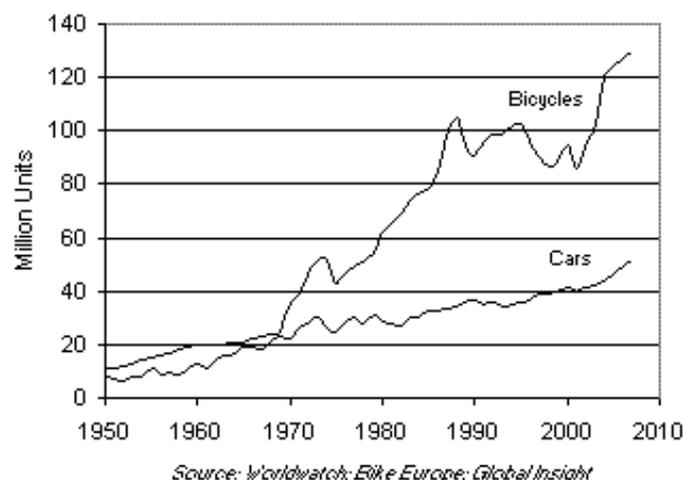
Retrospectiva y legalidad

Como casi siempre, las leyes ayudan al que mejor sabe interpretarlas. Muchas veces, los avances tecnológicos resultan ser los frutos de una investigación acerca de un inconveniente, algo que se debía mejorar o una simple casualidad. Afortunadamente, existe desde hace unos años la conciencia ecológica, que viene a defender las ideas de preservar la naturaleza, cuidar el ecosistema y evolucionar de forma sostenible. Bajo estas premisas, cientos de nuevos artilugios e inventos han salido a la luz buscando favorecer el crecimiento, y aprovechando y cuidando la naturaleza. Hoy en día es ya normal hablar sobre placas solares domésticas o coches eléctricos familiares, así como lo es ver una bicicleta eléctrica por la calle.

Por lo general, son difícilmente distinguibles de las bicicletas convencionales. Suelen portar una batería de unos 4-6 kg de peso, un motor eléctrico que pesa 1-2 kg, y el sistema de cableado y conexión entre el manillar de la bicicleta y la rueda correspondiente. Hasta 2001 no existía en Europa una normativa que legislase a las bicicletas eléctricas como tal. Así como en no en todos los países coinciden las normas de circulación, las definiciones de bicicleta eléctrica varían notablemente, y hay legislaciones que hablan de velocidad máxima, mientras que otras hablan de la potencia del motor. La batería y el motor en una bicicleta eléctrica pueden generar una serie de riesgos que no existen en bicicletas convencionales, por lo que están sujetas a un conjunto de normas y regulaciones armonizadas europeas.

Al tratarse de vehículos no automóviles, sus especificaciones técnicas suelen ser bastante sencillas. El precio de los recambios, el servicio técnico, el menor desgaste de las piezas y la ausencia de gastos derivados de su uso, como el seguro de circulación obligatorio o la gasolina, ayudan a que el precio de venta de estos aparatos resulte asequible en comparación con una motocicleta o un coche, y la tendencia a decantarse por uno de estos aparatos aumenta cada año, ya que representan una interesante alternativa a las gasolineras, atascos de tráfico y a los altos precios que hay que pagar cada día por aparcar.

Fig. 95, Producción mundial de Bicicletas y automóviles, 1950-2007:



Valoración de una bicicleta eléctrica

Probablemente, los consumidores percibimos los productos nuevos como algo impactante si es capaz de revolucionar nuestras vidas. Ha habido también casos en los que el producto novedoso fracasa por falta de versatilidad, por su comodidad escasa o por la ausencia de un fin determinado. Realmente, los objetos industriales, con la cantidad de recursos técnicos y humanos disponibles, deberían ser mucho más eficientes, más perfeccionados. Hay cientos de personas en el mundo que podrían estar mejorando, preparando un sistema de transporte cómodo, barato, eficaz, y sobre todo que sirva de sustento y apoyo para las generaciones futuras, como fuente de inspiración y como símbolo de la mejora y el progreso humanos. Desgraciadamente, esto no es así, y lo que ocurre es que hay miles de millones de personas compitiendo entre sí para obtener ganancias y beneficios, y olvidándose tanto de su pasado, como de su presente y su futuro. No hay que buscar una excusa para destruir el planeta, solamente hace falta no ser consciente del daño que puede cometer y la huella que puede dejar en el planeta la presencia de una sola persona. Gracias al progreso, y en aras de la investigación y el desarrollo, se ingenian y fabrican, entre otras cosas más peligrosas, cientos de miles de baterías para componentes eléctricos que acaban siendo usadas y tiradas, por no hablar de las defectuosas, o del propio proceso de fabricación y obtención de materias primas.

En una bicicleta eléctrica, los componentes están divididos, y generalmente dispersos por la estructura, lo que la convierte en una máquina más compleja. La detección de un problema en el funcionamiento debe hacerse en una inspección técnica, y a veces, los tiempos de reparación no son ni tan cortos, ni tan baratos como los que pudieran ser de una bicicleta convencional. El desmontaje de una rueda que incorpore un sistema de motorización no suele durar menos de diez minutos si se dispone de las herramientas y de los conocimientos necesarios, y si se trata de una avería en el sistema de propulsión podemos hablar de no usar nuestro medio de transporte habitual durante unos cuantos días. Algo impensable si se trata del pinchazo de una rueda o de una cadena rota, donde la reparación puede ser hecha en casa y en cuestión de una hora, si no se tiene experiencia previa.

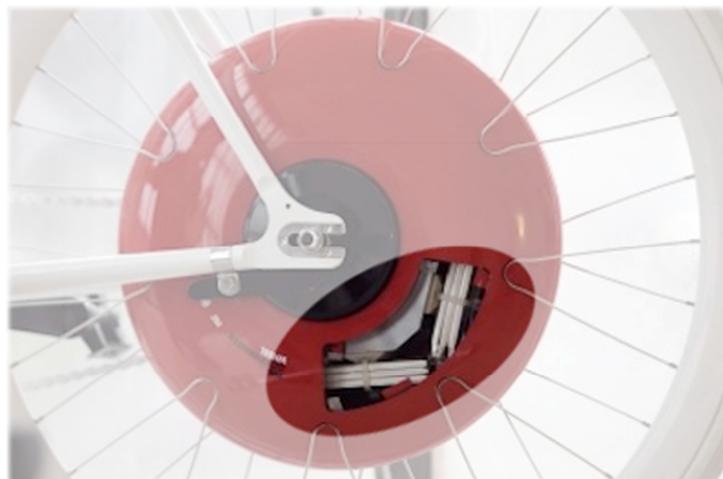


Fig. 96, Copenhagen Wheel: Vista seccionada



En la industria automovilística se ha tomado conciencia, en la última década mayormente, del impacto medioambiental y de las alternativas energéticas para el futuro. Eso lleva a planificar una estrategia, la cual ha sido abandonar los proyectos de desarrollo de motores de explosión, y una profundización en las tecnologías que permiten el uso de motores eléctricos. Uno de los inconvenientes es la batería: a lo largo de un período no muy largo de tiempo, el número de cargas sí puede ser elevado, lo que contribuye a su desgaste y a su deterioro. En poco tiempo, las baterías terminan quedando inservibles y deben ser recicladas o desechadas. Este proceso repetido millones de veces llega a generar un nivel de contaminación que, a largo plazo, puede resultar insanable. Algo que no puede ocurrir con un sencillo mecanismo reciclable.

El progreso es un proceso lento, que requiere tiempo y paciencia, y que no es divisible hasta que ya se ha obtenido. De hecho, es necesario un cambio en la sociedad para que se produzca el deseado progreso científico. Si se hubiese hecho este proceso de investigación y desarrollo hace 40 años, cuando el *boom* petrolífero estalló y $\frac{3}{4}$ de la población mundial deseaba tener un automóvil para ir al trabajo, quizás hoy no estaríamos lamentándonos sobre la capa de ozono, la contaminación atmosférica o sobre la escasez de recursos en la población mundial.

Legislación

En España, legislación está resumida en el Real Decreto 2406/1985, conjuntado con la Directiva 2002/24/CE para homologaciones, y el Reglamento General de Vehículos, Real Decreto 2822/1998, donde se especifican los detalles de construcción y montaje de bicicletas, así como la normativa de consideraciones en los vehículos y sus requerimientos mínimos de licencia de uso. En estos documentos oficiales, se consideran también bicicletas (con pedaleo asistido) las equipadas con un motor eléctrico auxiliar de potencia nominal continua máxima de 0,25 kW, cuya potencia disminuya progresivamente y que finalmente se interrumpa cuando la velocidad del vehículo alcance los 25 km/h, o antes si el ciclista deja de pedalear. A todos los efectos, no requieren homologación, ni seguro, ni portar casco en vías urbanas.

La Comisión Europea está revisando la Directiva 2002/24/CE. En ese marco, la Asociación de Minoristas de dos ruedas de Europa, (ETRA), ha presentado una propuesta que propone aumentar la potencia del motor de 0,25 kW a 0,50 kW. El límite actual resulta insuficiente, por ejemplo, para los ciclos eléctricos utilizados en las zonas con desnivel, por las personas obesas, los ciclos de tres ruedas, bicicletas de carga, etc. El aumento propuesto servirá para asegurar que los ciclos actúen con el nivel requerido en todas las circunstancias, y para que el ciclista disfrute de una seguridad y confort óptimos.

Llama la atención que en países como EE.UU., la legislación de las especificaciones técnicas de las bicicletas eléctricas sea mucho menos restrictiva que aquí. Allí, por ejemplo, dejan de considerarse bicicletas cuando superan la potencia de 0,75 kW o los 45 km/h. Este hecho tiene la sencilla explicación de que cuando se comenzó a fabricar bicicletas eléctricas, los fabricantes tomaron medidas e hicieron ensayos y prototipos sin una normativa existente, y posteriormente fue creada la ley. Para no perjudicar a la industria y sumirla en procesos adaptativos de larga duración, adaptaron la nueva ley a los modelos existentes, con el consiguiente resultado: normativa y

disponibilidad de modelos variables según el Estado por el que se circule o en el que se compre el aparato.

Fabricantes de bicicletas eléctricas

Los grandes beneficiados. Al no suponer un aumento de categoría de vehículo, se pueden conducir sin licencia de ningún tipo, lo que aumenta su mercado. Los fabricantes están en auge últimamente, y además la demanda de bicicletas eléctricas aumenta, así que se están viendo multitud de avances tecnológicos en este campo, motivados e inspirados también por el ámbito deportivo de competición en distintas disciplinas. Además, se prevén crecimientos en el sector de los ciclos eléctricos de más del 2000 % en la próxima década.

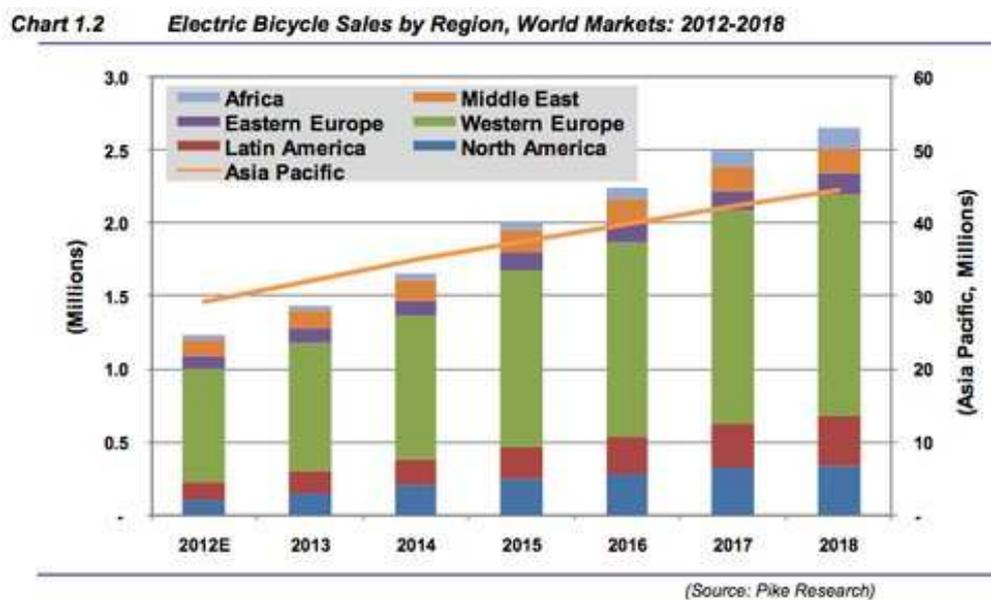


Fig. 97, Venta de bicicletas en el mundo

Consideración

Consideraremos pues, los siguientes modelos como bicicletas eléctricas y no como ciclomotores. Aunque ciertas leyes en Estados Unidos sí que les dan un estatus diferente, en España el código de circulación establece que NO es vehículo de motor aquél que incorpora uno más pequeño que 50 cm³ (para motores de combustión interna) y que por construcción no desarrollan velocidades superiores a los 45 km/h.



Fig. 98

Modelos

Copenhagen Wheel

Este proyecto, desarrollado por científicos del MIT (Massachusetts Institute of Technology), incorpora sensores de polución, velocidad, distancia, GPS y es actualizable mediante un iPhone, para añadirle funcionalidades en el futuro. Además, almacena energía en las frenadas para devolverlo cuando se detectan pedaladas. Incluye un emisor-receptor WiFi, que permite comunicarse con la bicicleta a través del móvil o compartir online todos los datos obtenidos.



Fig. 99

Componentes internos en vista explosionada

El peso de la Copenhagen Wheel es de unos 15 kg. (Sólo la rueda), y su precio (todavía no está a la venta), oscilará entre 450 € y 800 €.



Fig. 100

Wisper 905sel

Este fabricante chino de bicicletas eléctricas. Se ajusta a la norma europea para alcanzar a un rango de población mayor. De entre la numerosa familia de modelos de bicicleta que tienen, tomamos una muestra, con sus especificaciones.

Motor 250w Hi torque Japanese Dapu rear wheel motor. 2.200 €.

- **Batería Polímero de litio 36V 15.5A**
- **Modos** Asistente de aceleración, con botón de apagado y encendido en la barra de control.
- **Controles:** Barra de control con 7 modos de control de potencia
- **Acelerador:** Asistente de aceleración hasta 25 km/h.
- **Radio de acción** Hasta 65 Km.
- **Peso** con todos los accesorios 25kg
- **Incorpora luces de señalización** alimentadas por la batería



Fig. 101

Electricbike

Este proveedor de bicicletas es pionero en introducir sensores de par de torsión. El efecto que se consigue es poder circular en bicicleta con la cantidad justa de ayuda, para pedalear siempre con la misma fuerza. Un sensor de par de torsión es un tipo de acelerador que determina la cantidad de fuerza que debe proporcionar el motor, basándose en la fuerza del ciclista que está pedaleando. Esto es diferente de un sensor de cadencia, que mide simplemente la rapidez con la que se está pedaleando. Un sensor de par puede ayudar a sentirse como un ser biónico sobre dos ruedas.

Velocidad con pedaleo: 65 km/h

Velocidad sin pedaleo: 25 km/h

Peso: 20 kg.

Precio: 7.000 \$

La fiabilidad es un factor muy importante al considerar la validez de una de estas máquinas. La naturaleza de una bicicleta eléctrica rápida es ser muy poco fiables (leer artículo sobre el alto costo de la velocidad, lo avisan los propios fabricantes). Cuando un usuario se decide a comprar una bicicleta eléctrica, debe estimar la fiabilidad de la moto basándose en las valoraciones del producto y en la viabilidad de la empresa y su reputación.



Fig. 102

Drymer v0.5

Drymer ha elaborado un prototipo de bicicleta eléctrica de tres ruedas y eje delantero basculante muy versátil, cómodo y estable. Es muy recomendable para gente mayor que pueda correr el riesgo de caerse mientras van en bici. Además, el carenado es perfecto para días lluviosos. Cuenta con un motor capaz de producir 250 vatios, que alcanzan una velocidad máxima de 25 km/h. Su precio de venta es de 7.400 €.



Fig. 103 El Drymer v0.5, con y sin carenado



Fig. 104

Optibike 1100R

Optibike es un fabricante norteamericano de bicicletas eléctricas que ha sido calificado como “El Ferrari de las bicis eléctricas” por el periódico *The New York Times*. El precio base es 10.000 \$, y se van añadiendo extras al pedido personalizado.



Fig. 105

Potencia del motor	1100w con Batería de 48v de ion de Litio
Transmisión:	Caja de cambios con 14 marchas y cambio secuencial
Velocidad máxima sin pedalear	50 km/h
Velocidad máxima pedaleando	60 km/h
Alcance (modo eco)	136 km.
Alcance (modo rápido):	70 km.
Peso	33kg (27 kg sin batería)



Beneficios posibles

Tal y como se quiere demostrar, el mayor beneficio obtenido de este mecanismo es la satisfacción de saber que al frenar no estamos disipando nuestra energía en el aire. La energía es un bien valioso, así que en lugar de desperdiciarla constantemente, podemos almacenar cierta parte y usarla posteriormente si es necesario. El beneficio parece claro. Todo lo que venga desde ese lado será bienvenido, ya que de momento en las frenadas sólo perdemos energía.

Salud. Esfuerzos cardíacos.

Los beneficios de montar en bicicleta de forma regular se traducen en una reducción del riesgo de infarto en un 50%. Con el ejercicio del pedaleo el ritmo cardíaco máximo aumenta y la presión arterial disminuye, se reduce el nivel de colesterol en sangre y los vasos sanguíneos se conservan flexibles y saludables. Sin embargo, no es saludable todo el esfuerzo. Sus beneficios se hacen mayores cuanto más prolongado es el ejercicio físico, y no cuanto más extremo o violento sea.

Un esfuerzo excesivo o “sobreesfuerzo” puede acarrear un fallo cardíaco instantáneo, como ha sido el caso de algunos futbolistas u otros deportistas de élite. Si una persona que no está preparada físicamente debe ir en bicicleta durante un período prolongado de tiempo, su nivel de exposición a frenadas fuertes termina acumulando muchas situaciones en las que la energía podría ser aprovechada en ayudar al ciclista a recuperar su marcha. No sólo eso, además podríamos estar evitando esfuerzos en el usuario de la misma manera que lo hace una bicicleta eléctrica, por los mismos motivos y con un coste mucho más económico.



Posibilidades de comercialización

Se ha demostrado en los primeros párrafos de este documento que hay gente con conciencia de mejorar los medios de transporte de una manera ecológica y que resulte beneficiosa en general. Es normal que la gente quiera algo que mejore sus vidas y repercuta en su futuro de manera positiva. Todas las ideas que han cambiado el mundo han tenido un comienzo modesto. Es cierto que las herramientas de las que disponemos hoy en día son mucho mejores, las técnicas son más perfectas y cada vez parece que quedan menos cosas por inventar, pero cada día hay alguien que piensa en algo útil en lo que nadie había pensado nunca antes. Internet está siendo el gran nexo de unión para inventores anónimos y científicos urbanos

Para tener unas directrices claras sobre las posibilidades de comercialización, lo primero debería ser necesario obtener una respuesta fiable de una encuesta oficial o algo similar, que clarifique cuáles serían las posibilidades reales, dejando al usuario probar el producto. Implantarlo sería complicado, pues a la gente no le interesa gastar mucho dinero. Si es poco, sí: 15 céntimos en el autobús no parece demasiado caro si viniesen los autobuses un poco más regularmente, o con más derechos (montar/desmontar del autobús, p. ej.), pero no creo que mucha gente estuviese dispuesta a gastarse un dinero importante en un artilugio “para mejorar su experiencia de ir en bicicleta”. La mayoría prefieren frenar con antelación, arrancar despacio y llegar a los sitios tranquilamente. Se supone que este tipo de mecanismos pueda tener éxito en países con tradición ciclista como en países de Centroeuropa, Asia y algunos de América del Sur. Sin embargo, depende del enfoque se le quiera dar, podríamos tener incluso una visión más deportiva, basada en la eficiencia de las frenadas fuertes, que atraiga a otro tipo de público más industrializado y consumidor.

Para obtener un coste total del mecanizado, con hojas de procesos y presupuesto deberíamos haber pasado del campo teórico al práctico, haber tomado datos y medidas para dimensionar y elegir el material de cada componente. El precio del peso del material en bruto es una guía inútil que puede hacer que se confunda el usuario al elegir el material más barato de comprar en bruto, pero que sea el más difícil de mecanizar, elevando el coste del proceso de fabricación. Quizás una buena posibilidad sería inclinarse por el desarrollo de un modelo de lujo, que funcione bien, podría ser a medida, y además, se le podría introducir un sistema de embragues en la entrada que permitiesen guardar energía con distintas relaciones de transmisión, para diferentes presiones en la palanca de freno.

Los modelos 3D para SolidWorks representan las ideas principales. Tanto lo expuesto en este proyecto de investigación, como lo representado en realidad virtual no se ajustan a la realidad, en el sentido de que las medidas son aproximadas a la realidad con casos personales extrapolados y con situaciones puestas a prueba, como las frenadas fuertes y suaves, las tomas de datos, o las observaciones sobre la seguridad vial y sus posibles temibles consecuencias.

Barandilla para el carril bici

Ya que estamos hablando sobre la seguridad e ir en bicicleta, voy a introducir muy brevemente una idea muy sencilla que creo que es más necesaria que un sistema de aceleración. Ya se ha hablado de la tortuosidad y peligrosidad del carril bici. Mis principales motivos de queja vienen por la dualidad peatón-vehículo a la que induce a pensar un ciclista que circula a velocidad de viaje (no de paseo). Los peatones miran mal a quien lo hace y los coches intentan esquivarse unos a otros para adelantar al ciclista, cuando es éste el que va más rápido que ellos.

Otras veces el riesgo que suponen otros ciclistas con malas costumbres que pasan con el semáforo en rojo y sin mirar, y ponen en peligro a los coches que vienen y a la gente que tiene alrededor, ya que un conductor asustado puede realizar una mala frenada y perder el control del vehículo. En mi búsqueda de la seguridad de todos y poniendo mi experiencia personal al servicio de la ingeniería, he diseñado un sencillo poste o barandilla, que sirva de sustento a los ciclistas detenidos en un semáforo. Esto tiene como fin que, cuando el ciclista se detiene a esperar, debe apoyarse en algún sitio, y muchas de las veces es poniendo el pie en el suelo o usando un lugar inestable y peligroso. Esto se solucionaría con la introducción de barreras en ciertos tramos, delimitando mejor el carril-bici.

Añadido con Photoshop y
SolidWorks



Fig. 106, Visualización del posible uso de la barandilla

La forma que se le ha conferido no es casualidad, el pasamanos no tiene ningún soporte radial para permitir la libre circulación de las manos en caso de que algún ciclista llegue con cierta velocidad y vaya apoyándose hasta frenar.



Fig. 106,
Representación 3D

La base de la parte de abajo es un apoyo para los pies. Un ciclista no debería necesitar quitar el pie del pedal si puede apoyarse con la mano en algún objeto fijo. Por eso mismo, está más pensado para niños o gente que encuentre más cómoda al apoyar un pie que al sujetarse con la mano. El modelo es muy simple, pues no se requieren grandes obras de ingeniería para diseñar un objeto que cumpla con la función de poder apoyarse.

Además, puede aportar seguridad a quienes están esperando. Muchas veces los coches pasan muy cerca y muy rápido del arcén, y quizás poner un soporte metálico ayudaría a que todos respetasen más las distancias y a que cada persona, ya sea conductor, ciclista o peatón, tengan un espacio más definido y seguro por el que circular. En definitiva no es una gran invención, pero es una manera de simplificar cientos de miles de veces el mismo gesto cada día.



Fig. 108



Fig. 107

Realmente es sólo otra cosa más que pienso que es necesaria, y que, por las razones que sean, es imposible encontrar algo similar en Zaragoza.



Conclusiones

Pienso que el Proyecto de Fin de Carrera llevado a cabo podría haber tenido una profundidad y un alcance mayores. Finalmente, me he visto avocado a calcular lo que sé y de la manera que sé, lo cual me hace pensar que si una bicicleta es complicada, ¿cómo debe ser un coche?

En muchas ocasiones han sido las dificultades técnicas las que imponen un ritmo de trabajo y es el día a día el que da el tiempo para ello, que no siempre es el necesario. El trabajo de investigación y desarrollo de los primeros bocetos tardó semanas en completarse y pasó más tiempo hasta que pude pensar en las cuentas. No me di cuenta de la magnitud del problema hasta que ya lo tenía a medias. Por ejemplo, calcular los resortes sin una lista de materiales específica o un software de apoyo me ha parecido una tarea difícil, cuando en la realidad las empresas tardan una hora en diseñarlas y fabricarlas. Parece ser que en China son especialistas en muelles y hay cientos de vendedores que exportan barato cualquier tipo de muelle que les pidan a todo el mundo. Además, en ninguna de las asignaturas de la carrera hemos estudiado muelles de torsión (¿quizás un poco en Fundamentos Físicos?) y me costó conseguir las fórmulas para los cálculos, que incluso tuvieron que ser corregidas por el director de este Proyecto.

Muchas de las cosas que aquí aparecen son sólo ideas, quizás fantasiosas, si hay que llamarlo de alguna manera. Lo que me alegra es poder usar la Ingeniería Mecánica para poder ser creativo y para hallar soluciones a problemas que me afectan.

Mi gran reto era construir un aparato que pudiese devolver energía mecánica al usuario que frena fuertemente. Bueno, no lo he construido, pero ahí está la idea. Si tuviera que construirlo de verdad, hubiera tenido recursos técnicos para hacer las mediciones, además de fondos bibliográficos oficiales y herramientas de diseño actualizadas. Todos los factores cuentan a la hora de presentar un buen trabajo.



Bibliografía

Libros y apuntes

Abad Blasco, Javier; Canalís Martínez, Paula; Carrera Alegre, Marco; Apuntes de Diseño de Máquinas, Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2011, Zaragoza.

Bel Cacho, José David; Hamdy Doweidar, Mohamed; *Elasticidad y Resistencia de Materiales*, Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica., 2009, Zaragoza.

Ortiz Berrocal, Luis; *Elasticidad*, McGrawHill, 2004, Basauri.

Páginas web y direcciones

Cálculos de muelles en espiral y de compresión. Fabricantes.

http://www.spiral-spring.com/about_power_springs.html

http://optimumspring.com/products/torsion_springs.aspx

<http://www.mitcalc.com/doc/sprtorsion/help/en/sprtorsiontxt.htm>

<http://spanish.alibaba.com/product-gs/flat-spiral-spring-459062265.html>

http://www.powerspring.com.tw/power_spring.php

http://www.powerspringtech.com/prestressed_power_spring_s_type.html

<http://www.muellesleysam.com/fabricacion-muelles-torsion.htm>

Noticias

<http://www.bikerumor.com/2010/02/17/actual-real-life-working-hubless-spokeless-bicycle/>

http://www.designnews.com/document.asp?doc_id=228818&dfpPParams=ind_183,aid_228818&dfpLayout=article&dfpPParams=ind_183,aid_228818&dfpLayout=article

<http://bicicletasciudadesviajes.blogspot.com.es/2011/03/ralentizar-al-lento-para-acelerar-al.html>

<http://santinitas.blogspot.com.es/2012/04/indicador-de-picada-de-muelle.html>

http://www.bikers.cl/?page_id=476

<http://www.granabike.com/consejos/lista/338-montar-en-bici.html>

<http://www.pikeresearch.com/>



Partes mecánicas y bicicletas

<http://www.fixiestudio.com/>

<http://www.telovation.com/articles/hubless-bicycle.html>

http://bikerodnkustom4.homestead.com/hubless_horseman.html

<http://www.starbike.com/en/components/>

<http://www.kinetics.org.uk/index.html>

<http://www.parktool.com/blog/repair-help/coaster-hub-overhaul-pedal-brake-hub>

<http://www.corneplas.com/metacrilato.php>

<http://www.powerbikeshop.at/shop/de/Nachruestsaeetze/Bionx-Umbausatz>

<http://www.cienciaydeporte.net/numeros-anteriores/no-3/47-articulos/58-articulo.html?start=5>

<https://sites.google.com/site/tecnorlopez32/tema5-mecanica/02-mecanismos-de-transmision>

<http://www.drymer.nl/>

<http://www.directindustry.es/>

Rodamientos

<http://www.apiro.com/rulemanlinealkb.html>

[http://www.tracepartsonline.net/\(S\(1mgwhi45nc5pvmremmlzccig\)\)/ws/INAFAG/index.aspx?lang=en](http://www.tracepartsonline.net/(S(1mgwhi45nc5pvmremmlzccig))/ws/INAFAG/index.aspx?lang=en)

http://www.arizti.com/PDF-Arizti/PLF%20S_0108INA-TecnicaLineal.pdf

<http://www.arizti.com/s-catalogos.html>

Engranajes

<http://sheldonbrown.com/internal-gears.html>

<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema08.pdf>

<http://es.scribd.com/doc/52593058/8/ENGRANAJES-NORMALIZADOS>

<http://www.yuk.es/cadenas/es-engranajes/engranajes.htm>



http://www.gaessa.com/GAES/Castellano/Productos/Transmisiones/Engranajes/ENGRANAJE_S_NYLON.shtml

http://www.gaessa.com/GAES/Castellano/Productos/Transmisiones/Engranajes/ENGRANAJE_S.shtml

Científico y datos

http://www.efunda.com/DesignStandards/springs/calc_comp_designer.cfm

http://es.scribd.com/doc/29044778/Spring-Design-Handbook#outer_page_106

<http://pdf.directindustry.es/pdf/spiroflex-15944.html>

<http://www.resopal.com/IT/ES/PT/Nylon.htm>

<http://acer.forestales.upm.es/basicas/udfisica/asignaturas/fisica/solido/minercia.html>

<http://www.treehugger.com/bikes/annual-sales-electric-bicycles-surpass-47-million-2018.html>

http://es.wikibooks.org/wiki/F%C3%ADsica/Din%C3%A1mica_de_rotaci%C3%B3n/Rotaci%C3%B3n_de_un_s%C3%B3lido

<http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/Normas.htm>

<http://www.matweb.com/>

<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/ihoop.html>

<http://web.mit.edu/course/3/3.11/www/modules/props.pdf>

http://web.mit.edu/course/3/3.11/www/module_list.html

<http://www.aireyespacio.com/2009/08/el-kevlar.html>

<http://www.beuth.de/de/norm-entwurf/iso-fdis-1328-1/178315512;jsessionid=9305D26F3233017344ADFECD666BF5E.1>

<http://www.sisa1.com.mx/pdf/Acero%20SISA%204340.pdf>