



Proyecto Fin de Carrera

*Análisis y diseño de un
acoplamiento flexible para
seguridad en la interacción
hombre-robot*

Universidad de Almería
Escuela Politécnica Superior de Ingeniería

Titulación: *Ingeniería Técnica Industrial en Mecánica*

Autor:

Alfonso Carrasco Escánez

Directores:

D. Javier López Martínez

D. José Luis Torres Moreno

Curso 2011-2012

ÍNDICE

MEMORIA

I. <u>INTERESES Y OBJETIVOS</u>	5
1.1 INTERESES	6
1.2 OBJETIVOS	7
II. <u>REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA</u>	8
2.1 ROBOTS ASISTENCIALES O DE SERVICIO.....	9
2.2 MÉTODOS DE REDUCCIÓN DE DAÑO EN IMPACTOS HOMBRE-ROBOT	10
2.2.1 <i>Robots flexibles</i>	10
2.2.2 <i>Coberturas</i>	11
2.2.3 <i>Actuadores de rigidez variable</i>	12
2.2.4 <i>Mecanismo de conexión segura SLM (Safe Link Mechanism)</i>	14
2.3 CRITERIOS DE DAÑO	16
III. <u>MATERIAL Y MÉTODO</u>	28
3.1 CARACTERIZACIÓN DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	19
3.1.1 <i>Análisis del par y la rigidez</i>	19
3.2 PARÁMETROS DEL CONJUNTO CABEZA-CUELLO	19
3.3 INTRODUCCIÓN A MATLAB Y SIMULINK.....	22
3.4 MODELADO DE LA SITUACIÓN DE IMPACTO HOMBRE-ROBOT	24
3.4.1 <i>Modelado del motor y brazo</i>	24
3.4.2 <i>Modelado de cabeza y cuello</i>	27
3.4.3 <i>Modelado de la fuerza de impacto</i>	28
3.5 ELEMENTOS MECÁNICOS DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE.....	31
3.5.1 <i>Teoría de resortes</i>	32

3.5.2 Teoría de Cables.....	32
3.5.3 Teoría para selección del motor/reductora.....	37
3.5.4 Teoría y selección del tornillo sin fin.....	39
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	47
4.1 ASPECTOS DEL DISEÑO Y REQUISITOS	48
4.2 DISEÑO CONCEPTUAL.....	48
4.2.1 Modelo matemático del acoplamiento flexible.....	49
4.3 EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO	52
4.3.1 Par umbral para separar la unión.....	52
4.3.2 Consideraciones constructivas y limitaciones mecánicas	54
4.3.3 Curvas características del acoplamiento	60
4.4 SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL IMPACTO CABEZA-CUELLO ROBOT	68
4.4.1 Fuerza y aceleración de impacto según las inercias del rotor.....	73
4.4.2 Fuerza de impacto según diferentes resortes y pares umbrales.....	74
4.4.3 Fuerza y aceleración de impacto para diferentes longitudes del brazo	79
4.4.4 Giro del acoplamiento.....	81
4.4.5 Discusión.....	82
4.5 PROTOTIPOS DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	83
4.5.1 Prototipo con par umbral fijo.....	83
4.5.2 Prototipo con sistema de regulación del par umbral	83
4.6 DISEÑO DEL PROTOTIPO CAD DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	84
4.7 SELECCIÓN Y DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS DEL ACOPLAMIENTO.....	88
4.7.1 Resorte.....	88
4.7.2 Cable	88
4.7.3 Motor/reductora eje principal	89
4.7.4 Motor para modificar el par umbral.....	90

4.8 CARACTERIZACIÓN Y ESPECIFICACIONES DEL PROTOTIPO	90
4.8.1 Especificaciones del acoplamiento flexible	90
4.8.2 Par umbral	94
4.8.3 Contribución a la reducción del daño	96
4.8.4 Uso de varios acoplamientos para varias articulaciones	97
V. <u>CONCLUSIONES</u>	98
VI. <u>BIBLIOGRAFÍA</u>	100

ANEJOS

ANEJO A: CÁLCULOS	102
A1. Cable	102
A2. Tornillo sin fin	103
ANEJO B: HOJAS DE CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR/REDUCTORA	107

PLANOS

P1: ACOPLAMIENTO FLEXIBLE SIN MOTOR	109
1.0 Plano de conjunto general	
1.1 Unión Acoplamiento – Brazo Robot	
1.2 Habitáculo Resorte	
1.3 Habitáculo Tornillo de Tensión	
1.4 Tope Cable	
1.5 Tapa Resorte	
1.6 Cilindro resorte	
1.7 Tornillo Taladrado de Tensión	
P2: ACOPLAMIENTO FLEXIBLE CON MOTOR	110
2.0 Plano de conjunto general	
2.1 Unión Acoplamiento – Brazo Robot	



- 2.2 *Habitáculo Resorte*
- 2.3 *Habitáculo Tornillo de Potencia*
- 2.4 *Unión Acoplamiento – Motor – Brazo Robot*
- 2.5 *Tope Cable*
- 2.6 *Tapa Resorte*
- 2.7 *Cilindro Resorte*
- 2.8 *Soporte Axial de Nailon*
- 2.9 *Tensor Cable*
- 2.10 *Tornillo de Potencia*
- 2.11 *Corredera*
- 2.12 *Recubrimiento de Nailon Para Corredera*

I. Intereses y objetivos

Se mostrarán de forma precisa los intereses por los que se lleva a cabo el trabajo y los objetivos que se pretenden conseguir.

1.1 Intereses

El término 'robot' procede de la palabra checa *robota*, que significa 'trabajo obligatorio'; fue empleado por primera vez en la obra teatral R.U.R (Robots Universales de Rossum), estrenada en Enero de 1921 en Praga por el novelista y dramaturgo checo Karel Capek. Dicha obra tuvo gran éxito y se extendió por toda Europa y Estados Unidos. Mas tarde en 1954 el inventor estadounidense George C. Devol desarrolló un “*dispositivo de transferencia programada articulada*” (según su propia definición); un brazo primitivo que se podía programar para realizar tareas especificadas. Desde entonces se ha tenido un avance sin precedentes de los robots realizando todo tipo de tareas, siendo así el brazo fuerte sobre el que recae la industria.

La gran eficiencia de los robots ha creado el interés de extrapolar su aplicación a otros ámbitos y entornos de convivencia con el ser humano, donde existe una interacción más directa que en la industria convencional. Estos entornos son los serviciales, asistencia a personas y tareas domésticas.

En la industria convencional, los robots trabajan en espacios delimitados de forma controlada y aislados con barreras protectoras. Así se garantizará lo más importante, la seguridad de las personas. En la actualidad se efectúa la instalación de sensores de proximidad (métodos de control), de modo que cuando se detecta un cuerpo en las cercanías se detendría el movimiento del brazo robot. El problema que nos podemos encontrar con este tipo de sensores es la velocidad de respuesta ante un posible impacto, pudiéndose infligir un daño a un ser humano ó un daño material. Debido a esto se buscan otro tipo de soluciones que venga impuestas desde el diseño mecánico de robot. Para que los robots puedan realizar un trabajo de precisión se necesitará una gran rigidez en las articulaciones, lo cual comprometería la seguridad de las personas en caso de impacto. Se necesitaría así un diseño mecánico que nos permita variar la rigidez de estas articulaciones. Es por ello que en la actualidad se están desarrollando actuadores de rigidez variable, los cuales en tiempo real mediante motores controlan la rigidez del sistema, siendo capaces de desacoplar la inercia del rotor a la del brazo robot ante un impacto. No obstante este sistema no guarda la seguridad en caso de impacto todo lo que es deseado. Para garantizar la seguridad se propone otro mecanismo nuevo que se denominará acoplamiento flexible donde no solo se desacoplará la inercia del rotor sino toda la inercia en anterioridad a donde se sitúe el mecanismo.

Concordando la rigidez a su nivel adecuado según sea la operación del robot podemos limitar las fuerzas de impacto de forma que no comprometeremos la integridad del medio que rodea al robot. Este mecanismo será concebido debido a su pericia para:

- Minimizar grandes fuerzas de impacto pudiendo interactuar de forma segura con los seres humanos.
- Almacenar y liberar energía en elementos elásticos pasivos.

Queda así mostrada la motivación e interés por la posible integración del robot en la vida cotidiana sin comprometer la seguridad del medio circundante gracias a los avances mecánicos como es un acoplamiento flexible.

1.2 Objetivos

El objetivo fundamental en el que se basa el proyecto es diseñar un acoplamiento flexible donde dependiendo de la rigidez que tenga el mecanismo en cada momento se podrá reducir la fuerza generada en un impacto. De este modo se garantizará la integridad de la persona que se encuentre en lugares próximo al robot.

Como objetivos secundarios se pueden destacar:

- Caracterización y análisis del modelo del acoplamiento flexible.
- Diseño de un prototipo CAD del acoplamiento flexible. Dimensionado y validación de los distintos componentes del acoplamiento.
- Simulación de impactos para determinar el daño que se produciría en caso de colisión hombre-robot.

II. Revisión **bibliográfica**

Se mostrará toda aquella información pertinente al trabajo creando una base de fundamento para facilitar la comprensión del mismo.

2.1 Robots Asistenciales o de servicio

Como campo fundamental de aplicación del nuevo mecanismo que se propone se tienen a los robots asistenciales o de servicio de personas. Los robots asistenciales se encuentran hoy en día en amplio desarrollo dada su relativa novedad. Dichos robots realizarán trabajos, entre otros, como ayudar a personas discapacidades en las tareas que se presentan en su vida cotidiana. Dado que los robots trabajarán interaccionando con personas habrá que asegurar lo más importante, la seguridad de las personas. De aquí que se propongan métodos implementados desde el diseño mecánico del robot para reducir el daño en caso de impacto hombre-robot. Con estos robots se trata de alcanzar un futuro de seguridad y comodidad que nos hará la vida más fácil. De este modo nos encontramos con robots ya creados como ASIBOT desarrollado por el grupo de investigación Robotics Lab de la Universidad Carlos III de Madrid, como podemos observar en la imagen siguiente:



Figura 1. Robot servicial ASIBOT

ASIBOT es un robot asistencial para personas discapacitadas o de avanzada edad siendo capaz de realizar tareas como: dar de comer, beber, ducharse, lavarse los dientes, etc.

2.2 Métodos de reducción de daño en impactos hombre-robot

Son diversos los métodos utilizados para reducir el daño producido en caso de colisión hombre-robot entre ellos existen métodos de control y métodos mecánicos. En cuanto a los métodos de control tenemos los sensores, sistemas electrónicos y software que aseguran las partes blandas del cuerpo (pecho, brazos...) de una manera eficiente. No obstante cuando el impacto es producido en las partes más rígidas del cuerpo como es la cabeza, tan relevante por la severidad de un impacto en dicha zona, los resultados no son suficientes dado que la velocidad de respuesta no es la suficiente. La duración del impacto sobre la cabeza dura poco tiempo necesitándose un mayor tiempo para parar los motores. De este modo se imposibilita estos métodos de control en impactos críticos como sería en la cabeza no siendo capaces de minorar la fuerza producida en el impacto. Para asegurar la integridad completa del hombre es necesario realizar un diseño mecánico del robot que implemente métodos de seguridad. Entre los métodos mecánicos nos encontramos con robots flexibles, utilización de coberturas y actuadores de rigidez variables. Los métodos mecánicos serán analizados más detalladamente en los apartados siguientes.

2.2.1 Robots flexibles

Estos robots están creados para reducir el daño causado en caso de impacto diseñándose con inercias menores que en los robots convencionales y estando constituidos por elementos flexibles. En los robots industriales convencionales tenemos unos valores inerciales grandes siendo además robots muy rígidos. Las soluciones que plantean los robots flexibles frente a valores inerciales altos son la utilización de materiales para rebajar la inercia en la estructura como son aleaciones y materiales compuestos. Además de la optimización de la inercia del robot, frente a la gran rigidez se establecerán elementos flexibles que limiten las fuerzas en el impacto. También podemos reducir la inercia situando los motores del robot en su base, realizando las transmisiones pertinentes mediante cables o correas.

Como ejemplo de estos métodos podemos encontrar al robot conocido como DLR-III Lightweight Robot fabricado en fibra de carbono utilizando actuadores con reductoras de elevada relación de transmisión y eficiente transmisión de potencia, siendo capaz de mover una carga útil igual a su propio peso (13,5 Kg).



Figura 2. DLR-III

Existe flexibilidad tanto en los eslabones como en las articulaciones, ambos obtienen como resultado la reducción del daño en el caso de impacto, sin embargo aun es necesario establecer concretamente la relación existente entre los parámetros flexibilidad y daño sobre el usuario.

Este tipo de robots reúnen unas características que satisfacen las necesidades en cuanto a seguridad, ahorro energético, menor coste y capacidad de carga dado su peso propio. No obstante también presenta una serie de problemas como son la presencia de vibraciones y dificultad al posicionar con precisión el efector final.

2.2.2 Coberturas

La utilización de coberturas para reducir los daños de impacto consiste en cubrir las partes móviles que más expuestas estén a golpear a un usuario con materiales como espumas, elastómeros y polímeros. El principal problema que presenta este método es el no ser capaz siempre de cubrir las partes mas expuestas a golpear. También calientan al robot, ya que las coberturas actúan como un aislante impidiendo una transmisión eficiente de calor con el medio exterior. Este método de protección ante impactos posee varios trabajos en la literatura.

2.2.3 Actuadores de rigidez variable

Hay que comprender el concepto de actuador como un mecanismo que según sea el estado de compresión de un sistema de resortes se variará el rango de flexibilidad a rigidez. Esta variación de la rigidez será dependiente de la actividad que lleve a cabo el robot en cada momento. En la actualidad no existe un único diseño de actuador de rigidez variable sino que existe un amplio abanico de estos.

En los últimos años se ha producido un desarrollo notable en ciertos actuadores de rigidez variable los cuales se verán a continuación [1]:

➤ Rigidez controlada por el equilibrio

Utilizan un resorte de rigidez fijo el cual se ajusta en posición de equilibrio para obtener una rigidez variable. Su principal inconveniente es que el problema de control de fuerza provoca a su vez un problema de control de posición en motores eléctricos.

➤ Rigidez controlada por antagonistas

Utilizan dos actuadores de rigidez fija, trabajando uno contra otro. Se puede ajustar la posición y rigidez de equilibrio de esta disposición antagónica mediante el control de ambos actuadores y el uso de resortes no lineales.

➤ Rigidez controlada por la estructura

Con este método se controla la estructura física eficaz de un resorte para lograr variaciones en la rigidez. La rigidez se puede controlar mediante el ajuste del módulo elástico del material, el momento de inercia o la longitud de la barra en el caso de que sea ésta el elemento elástico utilizado.

➤ Rigidez controlada de forma mecánica

La rigidez del sistema se ajusta de forma mecánica. La longitud total del resorte siempre está en uso. Se varía cambiando la pretensión o precarga del muelle.

Analizaremos este tipo de actuadores con mayor rigurosidad dada su relevancia. Para ello recurriremos a un actuador de rigidez variable diseñado en la Universidad de Almería denominado MEVASTT.

A continuación podremos ver una imagen del diseño:

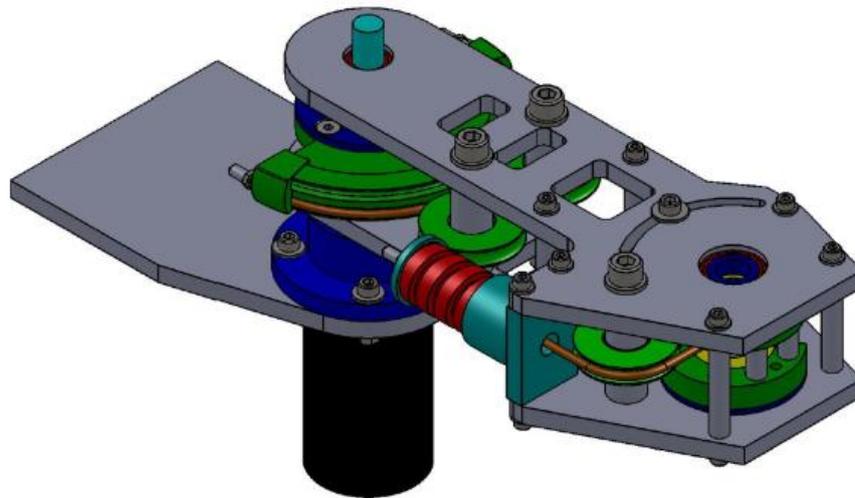


Figura 3. Diseño CAD de MEVASTT

El mecanismo está basado en una transmisión cable-polea. Está constituido por dos servomotores uno que transmite potencia al brazo robot mientras que otro controla la rigidez del resorte. Según sea el trabajo que se esté realizando se cambiara la rigidez del resorte. Si reducimos la rigidez realizaremos un trabajo menos preciso pero se asegure la integridad de la persona que se encuentre en el medio circundante, mientras que en el caso contrario se comportara de una manera muy rígida realizando trabajos precisos pero creando un ambiente peligroso.

En contra de este tipo de actuadores, Haddadin et al. [2] observan que no son todo lo eficientes que deberían para la reducción de daño por ello se sigue investigando en este campo hoy en día.

2.2.4 Mecanismo de conexión segura SLM (Safe Link Mechanism)

Como se observa en la figura siguiente el SLM [3] está basado en un mecanismo de cuatro barras. Este mecanismo como se vera mas adelante esta constituido por un resorte, un mecanismo de doble corredera y un sistema de amortiguación de módulos e hilos.

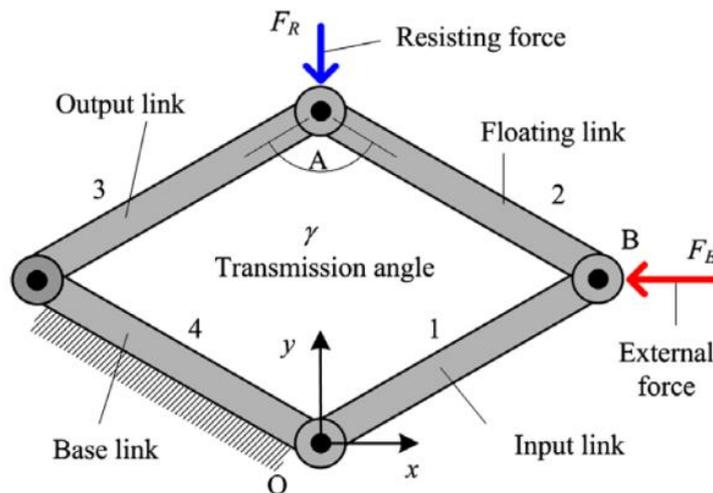


Figura 4. Conexión de cuatro barras

Si se ejerce una fuerza F_E sobre el punto B y en la dirección del eje X y sentido negativo, en el punto A como reacción aparecerá una resistencia F_R en la dirección del eje Y y sentido negativo que impedirá el movimiento a la salida. La eficiencia energética en la transmisión dependerá del ángulo existente entre el eslabón flotante (2) y el eslabón de salida (3). Si este ángulo de transmisión es menor de 45° o mayor de 145° , se requiere una gran fuerza en el eslabón de entrada para mover el eslabón de salida. No obstante cuando el ángulo de transmisión se aproxima a 90° , la eficiencia energética de al transmisión mejora.

El principio de funcionamiento mostrado en el mecanismo de cuatro barras se puede implementar en un mecanismo de doble control como se observa a continuación:

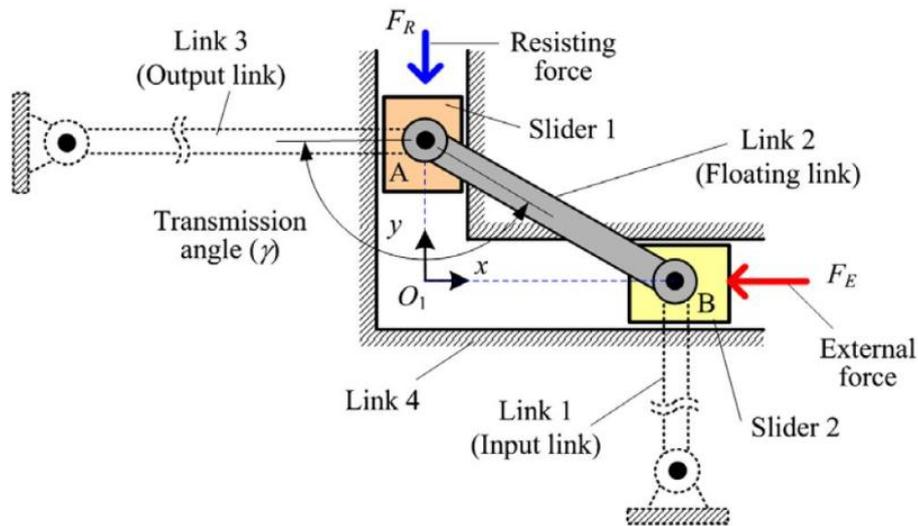


Figura 5. Mecanismo de doble deslizadera.

Si el eslabón de salida (eslabón 3) se supone que es infinito y ubicado en la dirección del eje X, por consiguiente la junta de revolución A entre el eslabón 2 y el 3 se puede mover de forma rectilínea a lo largo del eje Y. De igual manera ocurre en el eje X, el eslabón de entrada (eslabón 1) se supone infinito y en dirección del eje Y de modo que el nudo B sólo podrá moverse en la dirección del eje X. De este modo hemos convertido el mecanismo de cuatro barras en un mecanismo de doble deslizadera.

Además se instala un resorte precargado entre los puntos C y D:

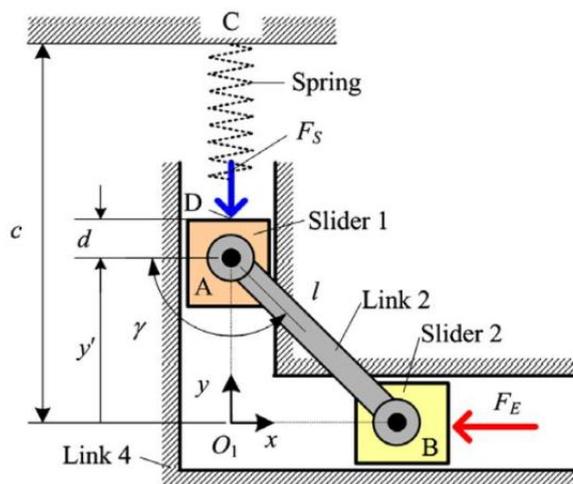


Figura 6. Mecanismo de doble deslizadera combinado con un resorte

En este caso la fuerza del resorte F_S será la fuerza resistente al movimiento del cursor 1, causado por la fuerza externa F_E .

Se propone así un mecanismo donde la fuerza externa necesaria para equilibrar la fuerza del resorte se define como la fuerza del impacto crítico. El mecanismo permanecerá estático mientras la fuerza externa de impacto no supere a la fuerza de compresión del resorte, sin embargo si la fuerza exterior de impacto supera a la del resorte, éste será rápidamente desplazado. Cuando la fuerza externa supere a la fuerza del impacto crítico, la placa móvil es atraída hacia la placa fija por un cable conectado a la placa base. Posteriormente, una corredera conectada a la barra 2 se ve obligada a moverse hacia arriba comprimiendo al resorte. Se produce así una disminución del ángulo de transmisión de modo que se necesita una mayor fuerza resistiva para mantener el equilibrio.

A continuación podemos ver la aplicación de este mecanismo para posicionarlo en un brazo robot:

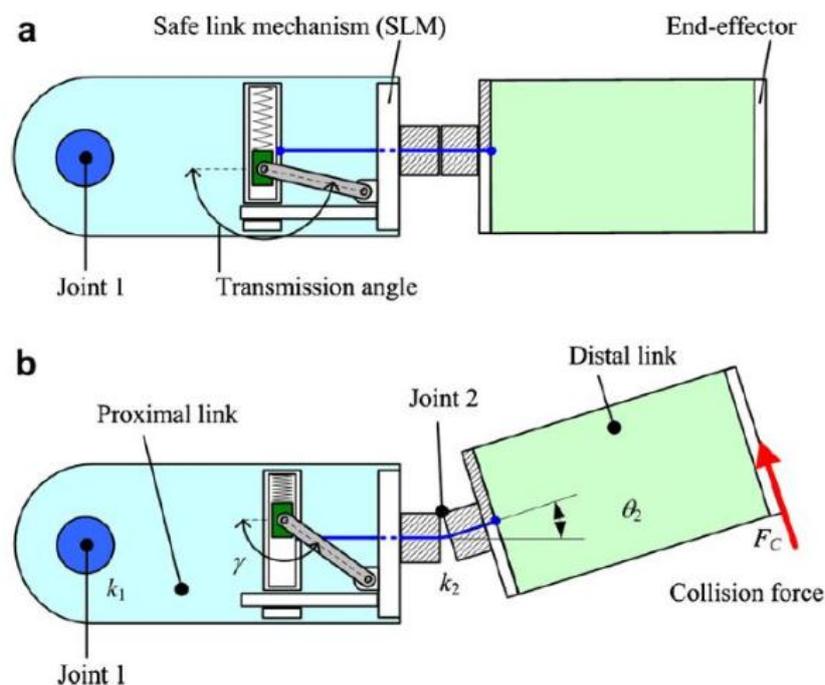


Figura 7. (a) MLS en posición de equilibrio y (b) tras el impacto

Podemos ver que como resultado de la colisión los módulos se desconectan quedando unidos únicamente por el cable, absorbiendo la fuerza del impacto. No obstante si la fuerza externa es menor que la fuerza de impacto crítico el mecanismo se mantendrá totalmente rígido.

2.3 Criterios de daño

Desde el punto de vista de la seguridad en la automovilística, en la industria, en el atletismo y en otros deportes es necesario determinar el daño producido en un impacto para poder diseñar sistemas de seguridad eficientes.

Ante la gran cantidad de formas en las que pueden verse implicados los integrantes de un impacto se crean criterios de daño diferentes. Entre ellos podemos destacar: Thoracic Trauma Index (TTI), el Viscous Injury Response (VC), el Gadd Severity Index (GSI) o el Head Injury Criterion (HIC); siendo este último el más aceptado. Estos criterios se basan, por lo general, en el daño percibido en la cabeza debido a gran severidad que podría suponer un golpe en esta zona. Además gran parte de estos criterios están fundados datos experimentales recogidos en la curva de tolerancia límite de la Wayne State University, donde se relaciona la aceleración de la cabeza con el tiempo de duración de esa aceleración. Se puede observar que se pueden permitir altas aceleraciones pero con tiempos pequeños (10 milisegundos).

El problema principal de los criterios expuestos anteriormente es que son diseñados exclusivamente para la automovilística. Esto es lógico debido a uso en la actualidad de los vehículos y de la importancia de la seguridad de las personas en caso de colisión. En cuanto a criterios de daño en lo referente a industria no se encuentra nada concreto en la literatura.

Además observando la tabla siguiente se pueden observar lo límites de fuerza que son capaces de resistir los huesos de la cabeza antes de fracturarse [4]. De esto modo se tendrán unos valores como referencia para conocer las fuerzas más dañinas sobre los diversos huesos.

Facial bone	FRACTURE FORCE
Mandible (A-P)	1.78 kN
Mandible (lateral)	0.89 kN
Maxilla	0.66 kN
Zygoma	0.89 kN
Cranial bone	FRACTURE FORCE
Frontal	4.0 kN
Temporo-Parietal	3.12 kN
Occipital	6.41 kN

Tabla 1. Fuerzas de fractura según distintos hueso de cabeza

III. Material y Método

*Se mostrarán de forma
precisa el procedimiento
y las técnicas de análisis
describiendo el trabajo
realizado*

3.1 Caracterización del acoplamiento flexible

3.1.1 Análisis del par y la rigidez

Si lo que se pretende es variar la rigidez de un brazo robot mediante un mecanismo se tendrá a ésta como una variable fundamental. Para poder obtenerla es necesario realizar un análisis matemático que refleje el comportamiento del mecanismo y para ello es necesario conocer la expresión que relaciona par-rigidez:

$$K = \frac{\partial T}{\partial \beta}$$

Siendo:

- K la rigidez del mecanismo.
- T el par sobre el mecanismo.
- β el giro de desacople del mecanismo.

Analizando la expresión anterior se presentan tres situaciones que representan la curva de par y rigidez haciendo alusión a una relación entre ambas variables en constancia, linealidad y con grado superior a 1. Se graficará en un apartado posterior la rigidez y se observará en cual de estos tres casos se sitúa el acoplamiento flexible.

3.2 Parámetros del conjunto cabeza-cuello

Los parámetros de masa de la cabeza junto con la constante de rigidez y amortiguamiento del cuello son datos importantes ya que deben de ser representativos para tener un modelo afín a la realidad. Para ello se recurre a artículos como los de M. A. Fard, T. Ishihara, H. Inooka [5] donde podemos observar los siguientes datos:

- $I = 0,0799 \text{ kg m}^2$
- $K_{\text{cuello}} = 10,17 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
- $D_{\text{cuello}} = 0,452 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$

No obstante estos datos pertenecen a un modelo de 1 grado de libertad (péndulo invertido) mientras que se necesita un modelo lineal, ya que por simplicidad será más sencillo implementarlo a la hora de hacer las simulaciones pertinentes:

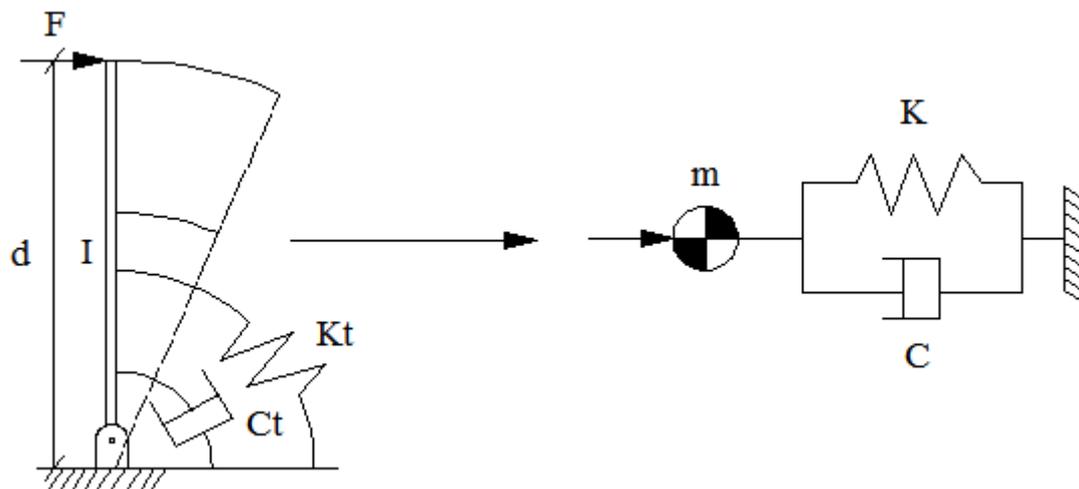


Figura 8. (a) Péndulo invertido y (b) Modelo lineal

El modelo del péndulo invertido de 1 grado de libertad representa el conjunto cabeza-cuello que viene representado por su inercia (I). La longitud d será la correspondiente a la distancia entre el eje de rotación del conjunto cabeza-cuello y la aplicación de la fuerza.

Conociendo las ecuaciones dinámicas que rigen el modelo:

- Modelo angular:

$$I \cdot \ddot{\theta} = K_T \cdot \theta + C_T \cdot \dot{\theta} + M_{ext}$$

Donde:

- I es la inercia de la cabeza
- $\ddot{\theta}$, $\dot{\theta}$ y θ son la aceleración, velocidad angular y giro respectivamente
- K_T es la rigidez torsional
- C_T es el amortiguamiento
- M_{ext} es el momento que provoca la fuerza de impacto

- Modelo lineal:

$$m \cdot \ddot{x} = K \cdot x + C \cdot \dot{x} + F_{ext}$$

Donde:

- m es la masa en kg
- \ddot{x} , \dot{x} y x son la aceleración, velocidad y posición respectivamente
- K es la rigidez
- C es el amortiguamiento
- F_{ext} fuerza que impacta sobre la cabeza

Despejando las ecuaciones en función del momento exterior y sabiendo que la distancia $x = d \cdot \theta$:

$$M_{ext} = F \cdot d = -K_T \cdot \theta - C_T \cdot \dot{\theta} + I \cdot \ddot{\theta} \rightarrow F \cdot d = -\frac{K_T}{d} \cdot x - \frac{C_T}{d} \cdot \dot{x} + \frac{I}{d} \cdot \ddot{x}$$

Despejando la fuerza:

$$F = -\frac{K_T}{d^2} \cdot x - \frac{C_T}{d^2} \cdot \dot{x} + \frac{I}{d^2} \cdot \ddot{x}$$

Despejando la fuerza del modelo lineal se obtiene:

$$F_{ext} = F = -K \cdot x - C \cdot \dot{x} + m \cdot \ddot{x}$$

Comparando las dos ecuaciones obtenidas anteriores se obtiene:

$$K = \frac{K_T}{d^2}$$

$$C = \frac{C_T}{d^2}$$

$$m = \frac{I}{d^2}$$

Particularizando a una $d = 14,7$ cm se obtiene los valores pertinentes a nuestro modelo lineal de impacto sobre la cabeza:

- $K_{\text{cuello}} = 463 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
- $m_{\text{cabeza}} = 3,25 \text{ kg}$
- $D_{\text{cuello}} = 21 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$

3.3 Introducción a Matlab y Simulink

En la fase de cálculo del proyecto usaremos MATLAB (MATrix LABoratory). Este software es una potente herramienta con lenguaje de programación de alto nivel con un entorno interactivo para el desarrollo de algoritmos, visualización de datos, análisis de datos y cálculo numérico. MATLAB permite gestionar el código en forma de funciones y archivos que estructuran y agilizan la tarea de programación. Entre otras funcionalidades, posee herramientas interactivas para la exploración, diseño y resolución de problemas iterativos, además de funciones matemáticas para álgebra lineal, estadística, análisis de Fourier, filtraje, optimización e integración numérica, funciones gráficas bidimensionales y tridimensionales para poder visualizar los datos, etc.

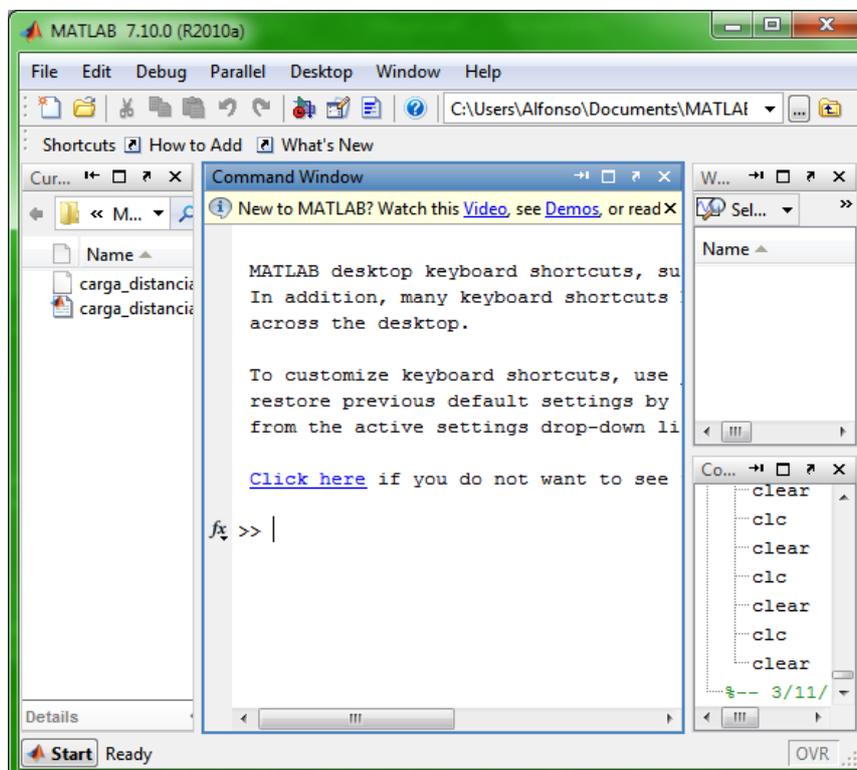


Figura 9. Ventana principal de MATLAB.

Sin embargo, y ante su amplio contenido, nosotros nos centraremos esencialmente en la herramienta llamada Simulink. Se trata de un entorno de programación de mayor nivel de absorción, basado en un editor gráfico en el cual se crean los modelos mediante diagramas de bloques. Estos bloques representan de forma gráfica el cálculo matemático que el software ejecuta.

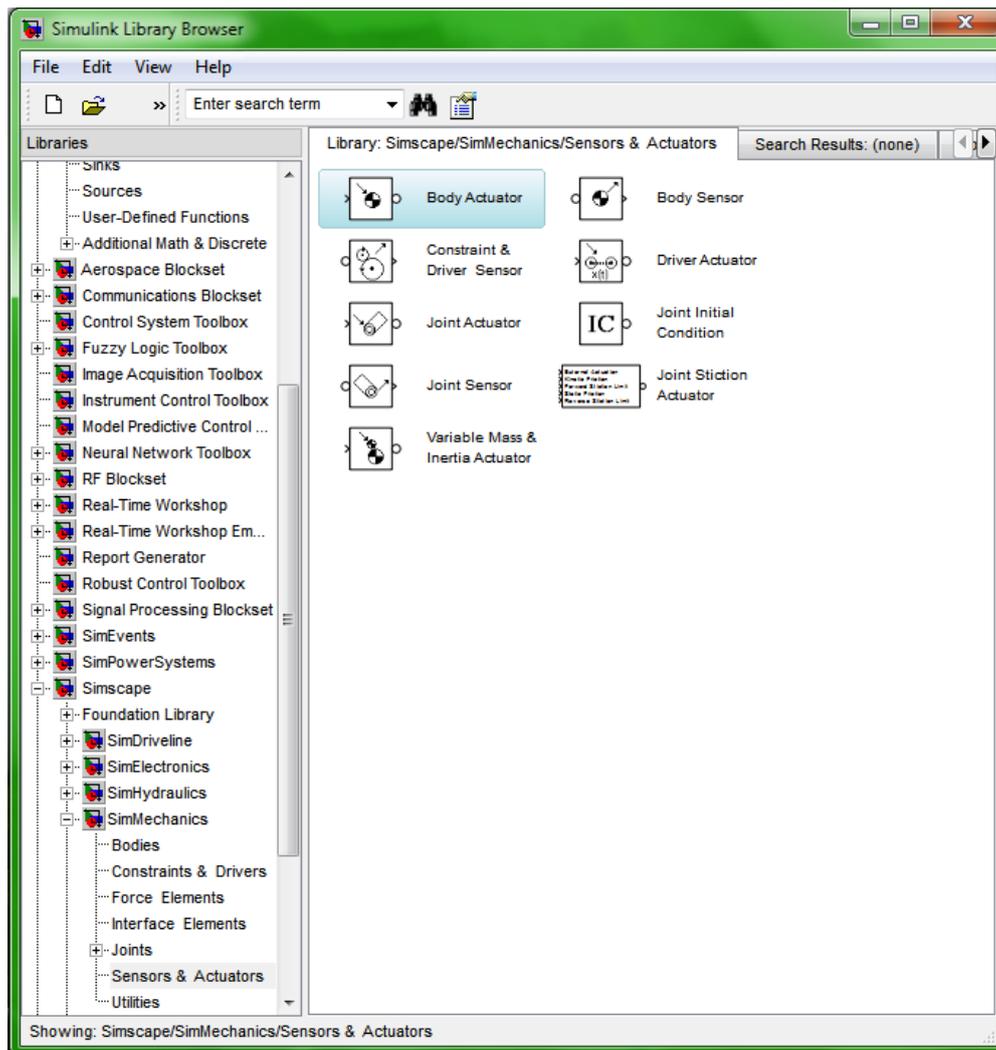


Figura 10. Simulink: librería de bloques

La representación del modelo describe el comportamiento físico a partir de los cálculos. Simulink ofrece una extensa librería de bloques los cuales son capaces de representar una gran diversidad de funciones, y a la vez poder personalizarlos o crear nuevos bloques. Simulink dispone a su vez del apartado toolbox. Este apartado se encarga de modelar los sistemas mecánicos necesarios que estemos trabajando gracias a sus bloques y herramientas de modelado.

3.4 Modelado de la situación de impacto hombre-robot

En este apartado modelaremos todos los elementos necesarios para simular el impacto, donde intervendrán motor, brazo robot, mecanismo, cabeza y cuello.

3.4.1 Modelado del motor y brazo

Consistirá en realizar un modelo lo más próximo a la realidad posible para asegurar que las futuras simulaciones muestren datos los mas parecidos a la realidad posibles.

Se comienza definiendo la parte del motor. Mediante el bloque *Revolute 2*, conector de dos bloques *body* (cuerpos), se realiza la articulación del brazo del robot. A éste se le une el bloque *Joint Spring & Damper 1*, el cual otorga la propiedad elástica a la unión, estableciendo las constantes de rigidez y de amortiguación. En este caso, los bloques *body* que se unen son el Rotor y el brazo (eslabón de salida).

El motor está constituido de varias partes, de las cuales sólo hemos definido el rotor. Esto ha sido así debido a que el rotor es la única parte cuya inercia influye en el movimiento del sistema. El rotor debe ir conectado a otro bloque de rotación, en nuestro caso *Revolute 1*, y éste a su vez irá conectado al bloque *Ground 1*. A su vez, al bloque *Revolute 1* se le incorporan otros bloques: *Join Initial Condition 1* y *Joint Sensor 1*. Éstos le proporcionan unas condiciones iniciales de posición y velocidad, además de sensorizar su comportamiento (par).

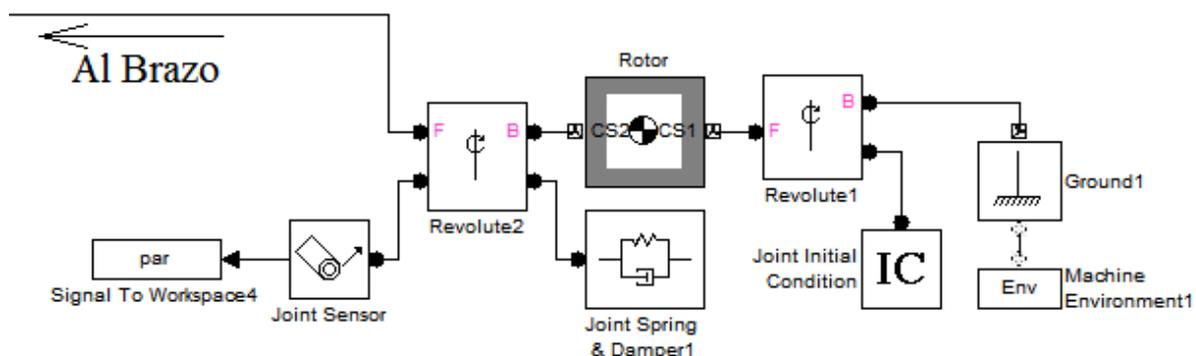


Figura 11. Motor (rotor) y elementos necesarios

En la siguiente tabla se representarán los datos introducidos en cada uno de los bloques mencionados (estas variables se definirán en el anexo):

<u>CUERPOS</u>			
	MASA (kg)	INERCIA (kg·m²)	PUNTOS QUE LO DEFINEN
Brazo rígido	m	Izcdg*eye(3)	CG [0 - L/2 0] (m) respecto a CS1
			CS1 [0 0 0] (m) respecto a unión
			CS2 [0 - L 0] (m) respecto a CS1
Rotor	MasaRotor1	Irotor*eye(3)	CG [0 0 0] (m) respecto a CS1
			CS1 [0 0 0] (m) respecto a unión
			CS2 [0 0 0] (m) respecto a CS1
SITUACIÓN [x, y, z] (m)			
Ground1		[0 0 0]	
VECTOR DE GRAVEDAD (m /s²)			
Machine Enviroment1		[0 0 -9,81]	
<u>FORCE ELEMENTS</u>			
	Constante de resorte		Constante de amortiguación
Joint Spring & Damper 1	K1 (N/m)		D1 (Ns/m)
<u>JOINTS</u>			
	Ejes de acción		
Revolute 1	[0 0 1]		
Revolute 2	[0 0 1]		
<u>SENSOR & ACTUATORS</u>			
PARÁMETROS MEDIDOS			
Joint Sensor	Par (N·m)		
	POSICIÓN (deg)		VELOCIDAD (rad/s)
Joint Inicial Condition	0		Vinicial

Tabla 2. Parámetros de cada bloque del modelo

A continuación se observa el modelo del brazo robot particularizado a esta aplicación:

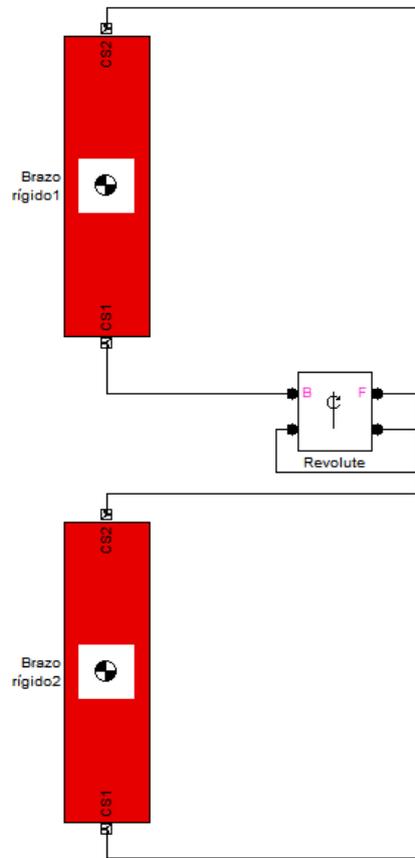


Figura 12. Brazo robot

El brazo robot se encontrará separado por el acoplamiento flexible. Para unir las dos partes del brazo robot se utilizará el bloque *revolute*.

<u>CUERPOS</u>			
	MASA (kg)	INERCIA (kg·m ²)	PUNTOS QUE LO DEFINEN
Brazo rígido 1	m1	Izcdg1*eye(3)	CG [0 -L1/2 0] (m) respecto a CS2
			CS1 [0 -L1 0] (m) respecto a mundo
			CS2 [0 0 0] (m) respecto a mundo
Brazo rígido 2	m2	Izcdg2*eye(3)	CG [0 -L2/2 0] (m) respecto a CS2
			CS1 [0 -L2 0] (m) respecto a CS2
			CS2 [0 0 0] (m) respecto a la unión

Tabla 3. Parámetros de cada bloque del brazo

3.4.2 Modelado de cabeza y cuello

Para simular la cabeza se utiliza el bloque *Body*, la cabeza es un cuerpo con una determinada masa. Mediante una unión prismática (cuello) a lo largo del eje X se une la cabeza al tronco del cuerpo, que será otro bloque *Body* al que se le da una masa de 1 kg la cual es irrelevante ya que uniremos el cuerpo directamente a tierra mediante una soldadura y no tiene efectos sobre el impacto. Al bloque de la unión prismática se le conecta un resorte y un amortiguador, *Joint Spring & Damper 2* donde aportaremos la constante de rigidez del cuello. Los parámetros pertinentes a este apartado se calculan previamente en “Parámetros del conjunto cabeza-cuello”.

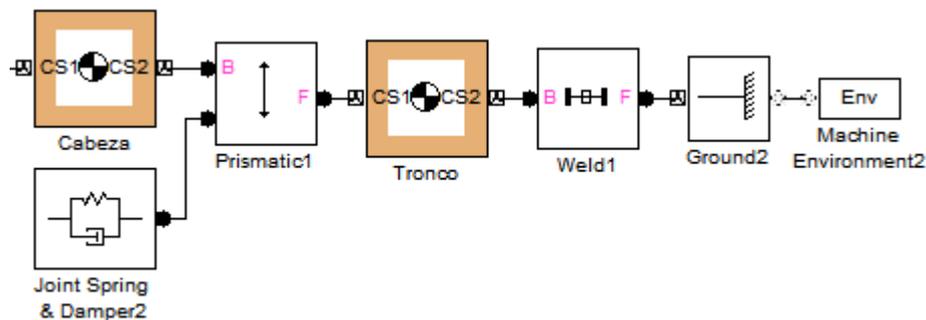


Figura 13. Modelo de cabeza-cuello

Los parámetros que rigen el modelo cabeza-cuellos se muestran en la siguiente tabla (estas variables se definirán en el anexo):

<u>CUERPOS</u>			
	MASA (kg)	INERCIA (kg·m ²)	PUNTOS QUE LO DEFINEN
Cabeza	mcabeza	eye(3)	CG [0 0 0] (m) respecto a CS1
			CS1 [0 0 0] (m) respecto a CS2
			CS2 [-0.3 0 0] (m) respecto a unión
Tronco	1	eye(3)	CG [0 0 0] (m) respecto a CS1
			CS1 [0 0 0] (m) respecto a CS2
			CS2 [0 0 0] (m) respecto a la unión

SITUACIÓN [x, y, z](m)		
Ground1	[0 0 0]	
VECTOR DE GRAVEDAD (m /s ²)		
Machine Enviroment1	[0 0 -9,81]	
<u>FORCE ELEMENTS</u>		
	Constante de resorte	Constante de amortiguación
Joint Spring & Damper2	Kneck (N/m)	Dneck (Ns/m)
<u>JOINTS</u>		
	Ejes de acción	
Prismatic1	[1 0 0]	
Weld1	---	

Tabla 4. Parámetros del modelado de cabeza y cuello

3.4.3 Modelado de la fuerza de impacto

Para poder realizar una simulación del impacto habrá que simular la fuerza que interviene. De este modo será necesario comprender que sucede durante el impacto.

El brazo se encontrara en un movimiento de velocidad constante que en el preciso instante inicial de choque con la cabeza poseerá velocidad cero al igual que la cabeza. Por el principio de acción-reacción (tercera ley de Newton) la cabeza sufrirá una fuerza de impacto igual y de sentido opuesto a la que recibirá el brazo. Más tarde se sufrirá una pequeña penetración sobre la cabeza y el brazo retrocederá. El movimiento de la cabeza queda restringido por el cuello.

A continuación se muestra el subprograma que aplica las fuerzas a la cabeza y al brazo:

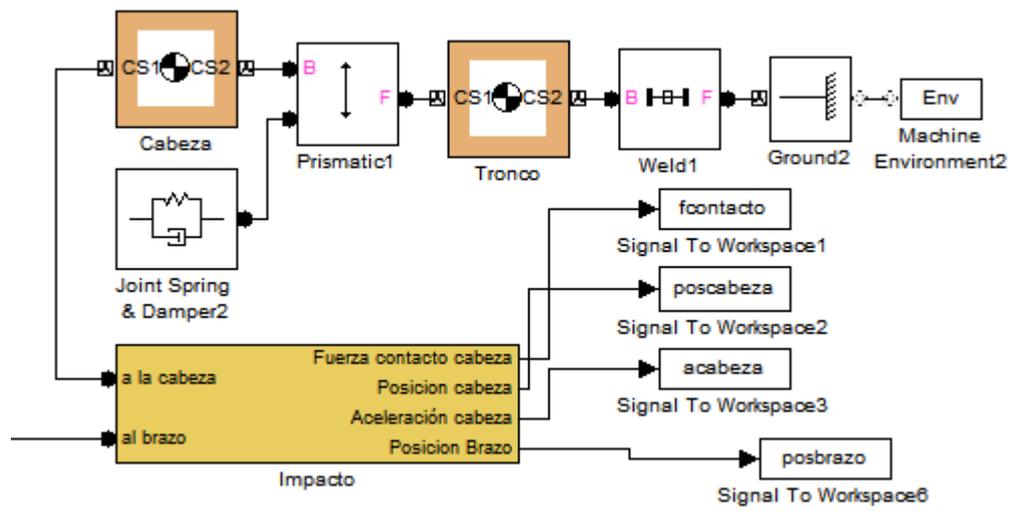


Figura 14. Bloque de Impacto sobre la cabeza y brazo

Ahora se analizará el bloque Impacto mostrado en la figura anterior. En su interior nos encontraremos con sensores y actuadores. Los sensores medirán valores de velocidad y posición en todo momento de brazo y cabeza, además de la aceleración en la cabeza tras el impacto. Los actuadores se encargaran de suministrar la fuerza apropiada a cabeza y brazo durante el impacto. Los módulos Selector 1, 2 y 3 se encargan de quedarse únicamente con la variable x de la fuerza/posición del movimiento tridimensional. Todo ello podemos observarlo en la figura que se muestra a continuación:

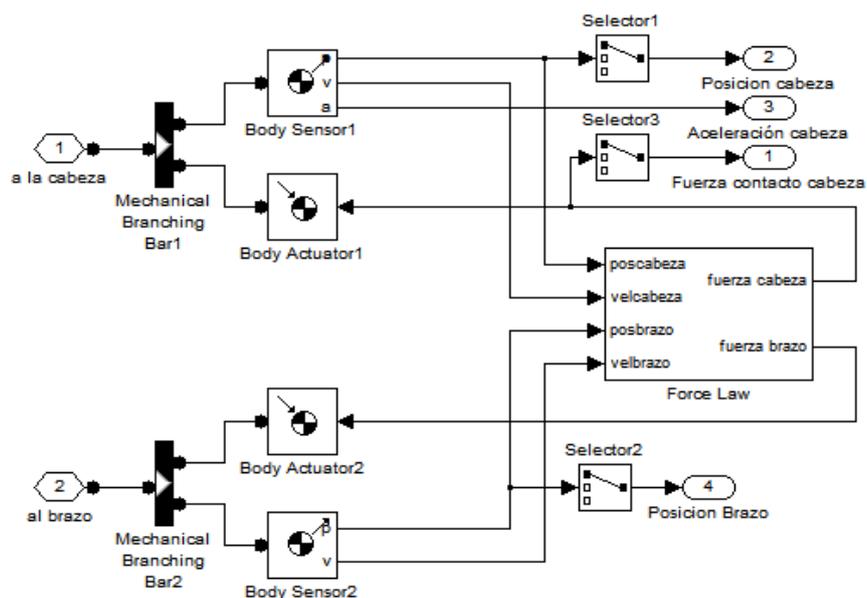


Figura 15. Interior del bloque Impacto

Para ver como se obtiene las fuerzas sobre cabeza y brazos se observa el módulo denominado *Force Law*:

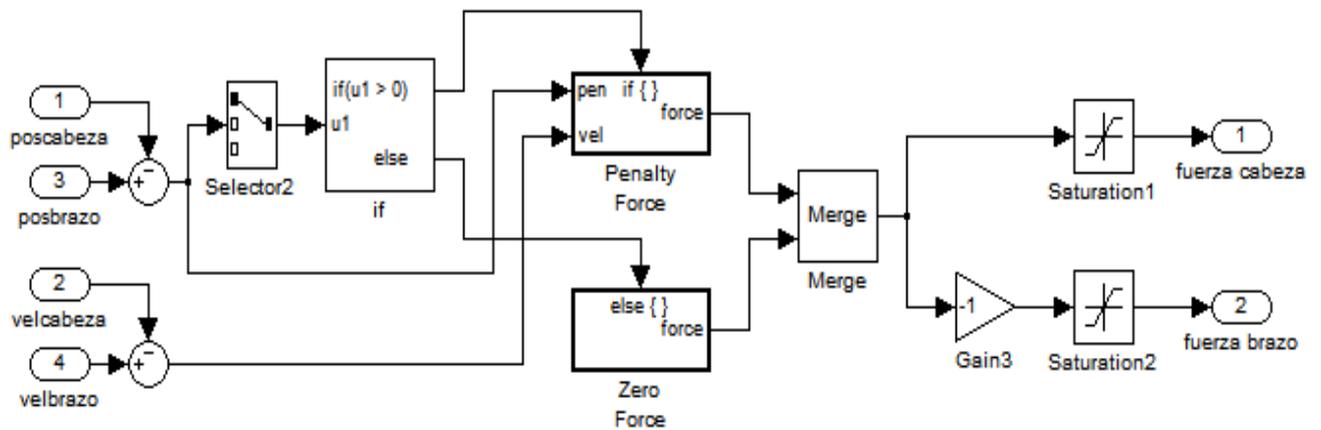


Figura 16. Interior del bloque *Force Law*

Las posiciones leídas anteriormente serán restadas ahora para obtener la distancia existente entre ambos elementos y lo mismo ocurrirá con las velocidades. Con el selector2 obtendremos la coordenada x de la diferencia de posiciones para realizar la comparación que aplicara fuerza o no según el caso. Si la coordenada x de posición (u_1) es mayor de cero (contacto) se aplicara una fuerza F sino esta fuerza será 0. Entraremos ahora a analizar el bloque *Penalty Force*, ya que el otro es tan simple como un vector de fuerza $[0,0,0]$.

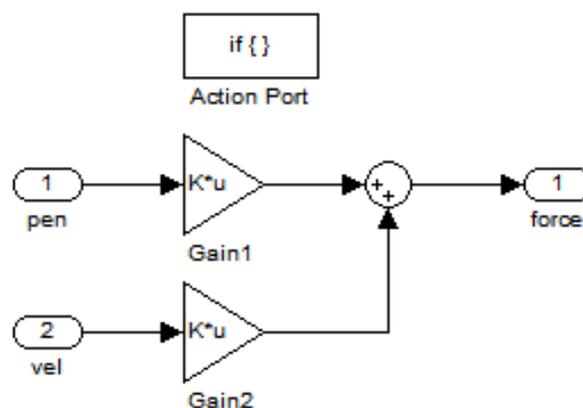


Figura 17. Bloque *Penalty Force*

Esta fuerza viene dada por la ley de la elasticidad de Hooke donde usando los parámetros que aportan los sensores (diferencias de posición y velocidades cabeza-brazo), e

introduciendo unas constantes de rigidez y amortiguación ambas convergen en un bloque de suma y obtenemos la fuerza de impacto a aplicar.

A la salida del condicional se observa un bloque *Merge*, cuya función es recibir varias señales y transmitir únicamente la última recibida. Como las fuerzas sobre cabeza y brazo son iguales y de sentido contrario, se le cambiará el signo a la fuerza que va hacia el brazo. Antes de emitir las fuerzas se utilizan los bloques de *saturation* para limitar la señal a unos determinados valores (en este caso se limitan las señales para impedir una aplicación negativa de la fuerza en la cabeza, y positiva en el brazo).

Una vez obtenidas las fuerzas serán aplicadas al brazo y a la cabeza con los correspondientes *Joint Actuator*. En la tabla siguiente se muestran los parámetros importantes introducidos en el bloque que los requiere.

<u>SENSOR & ACTUATORS</u>		
PARÁMETROS MEDIDOS		
	POSICIÓN (deg)	Fuerza
Body Actuator 1	---	N
Body Actuator 2	---	N
PARÁMETROS MEDIDOS		
Body Sensor 1	Posición (rad)	Velocidad (rad/s)
		Aceleración (m/s ²)
Body Sensor 2	Posición (rad)	Velocidad (rad/s)

Tabla 5. Algunos parámetros que intervienen en Force Law

3.5 Elementos mecánicos del acoplamiento flexible

Cada uno de los elementos mecánicos que requieren de un procedimiento de cálculo específico para ser diseñados se mostrará en los apartados siguientes.

3.5.1 Teoría de resortes

Es conocido que todos los elementos mecánicos poseen un comportamiento elástico debido a los materiales utilizados en su fabricación. Partiendo de esto, denominamos resorte al elemento destinado a ser parte de un mecanismo para conocer la deflexión en algún lugar específico, en función de la carga aplicada.

En maquinas, los resortes se utilizan con objeto de ejercer fuerzas, proporcionar flexibilidad y almacenar o absorber energía. Existe una enorme variedad de formas, capaces de soportar cargas de tensión, compresión y torsión.

La ley fundamental que regula el comportamiento de los resortes es denominada Ley de Hooke. La Ley de Hooke [6] establece que la fuerza requerida para estirar o comprimir un resorte x unidades de longitud a partir de una longitud natural (sin comprimir), es proporcional a dicha longitud x , dada una constante k :

$$F = k \cdot x$$

Donde:

- k es la constante de rigidez del resorte
- x la deformación del resorte

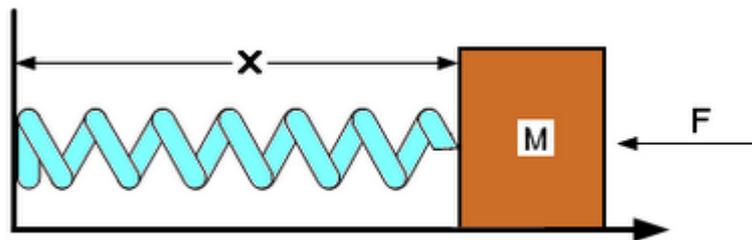


Figura 18. Resorte a compresión

3.5.2 Teoría de Cables

El cable utilizado en este tipo de casos es de acero, éste es una máquina simple compuesta de un conjunto de elementos que transmiten fuerzas, movimientos y energía entre dos puntos, de manera predeterminada para lograr un fin deseado.

Los cables están formados por:

- **ALAMBRE:** es el componente básico del cable de acero. Dependiendo del uso al que se destine la calidad del mismo será diferente. Los alambres para la producción de cables de acero se clasifican en grados según la calidad nominal del acero de sus alambres. A su vez estos quedan definidos por su resistencia nominal a tracción, número de torsiones, doblados, adherencia del recubrimiento, uniformidad del recubrimiento de zinc y peso de éste.

	NOMBRE COMÚN	RESISTENCIA NOMINAL A LA TRACCIÓN $\left[\frac{kg}{mm^2} \right]$
GRADO 1	Acero a tracción	120 - 140
GRADO 2	Arado suave	140 – 160
GRADO 3	Arado	160 – 180
GRADO 4	Arado mejorado	180 210
GRADO 5	Arado extra mejorado	210 -245
GRADO 6	Siemens-Martín	70 mínimo
GRADO 7	Alta resistencia	100 mínimo
GRADO 8	Extra alta resistencia	135 mínimo

Tabla 6. Clasificación en grados de los alambres para la producción de cables de acero.

- **ALMA:** se le llama al eje central del cable donde se desarrollan los torones. El alma sirve como base del cable, ayudando a conservar su redondez, soportando la presión de los torones y manteniendo las distancias o espacios correctos entre ellos. Existen dos tipos de almas: de fibra o de acero. A su vez estos pueden ser, en el caso de ser de fibra: natural o sintética, y por el contrario, en caso de ser de acero: de torón o independiente. Siendo un cable con alma de acero mas resistente a la tracción aunque tiene menos elasticidad.

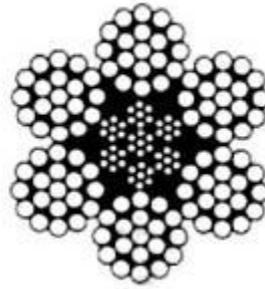


Figura 19. Cable con alma de acero.

- TORÓN: esta constituido por un número de alambres de acuerdo a su contribución, que son enrollados helicoidalmente alrededor de un centro, en una o varias capas. Las principales construcciones de los torones se pueden clasificar en tres grupos:
 - Grupo 7 → Incluye construcciones que tienen de 3 a 14 alambres.
 - Grupo 19 → Incluye construcciones que tienen de 15 a 26 alambres.
 - Grupo 37 → Incluye construcciones que tienen de 27 a 49 alambres.
- CABLE: es el producto final de la combinación de los elementos anteriores. Está formado por varios torones enrollados helicoidalmente alrededor de un alma. El cable se identifica por el número de torones con dos alambres de cada torón, su tipo de alma y si son negros o galvanizados.

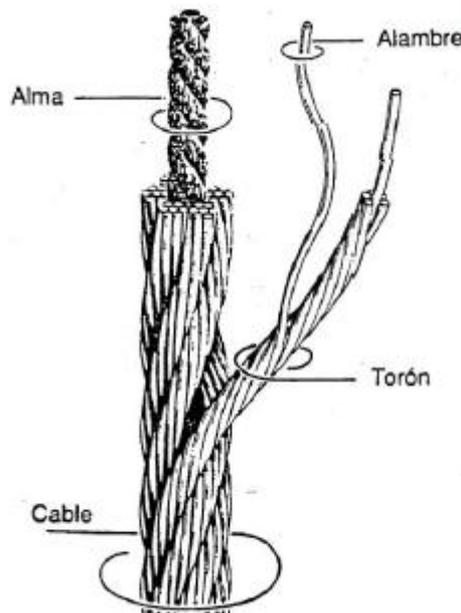


Figura 20. Estructura de un cable de acero.

Podemos clasificar los cables en 3 grupos principales:

- Grupo 6x7 → Tiene de 3 a 14 alambres por torón. No son recomendables para aplicaciones donde se requiere flexibilidad. El diámetro mínimo de las poleas ha de ser 42 veces el diámetro del cable.
- Grupo 6x19 → Tiene de 15 a 26 alambres por torón. Su nivel de resistencia a la abrasión y al aplastamiento es aceptable. Para poleas de diámetro no muy reducido son lo suficientemente flexibles. El diámetro mínimo de las poleas ha de ser 34 veces el diámetro del alambre.
- Grupo 6x37 → Tiene de 27 a 49 alambres de torón. Son muy flexibles pero no se recomiendan cuando son sometidos a una abrasión severa. El diámetro mínimo de las poleas ha de ser 23 veces el diámetro del cable.

Para seleccionar el cable adecuado hay que tener en cuenta varios factores entre los cuales están la carga de rotura, la resistencia a fatiga, a la abrasión, al aplastamiento, etc. Muy pocas veces es posible seleccionar un cable que cumpla con todos los requerimientos. En general se debe privilegiar las características más sensibles a la operación que se deba realizar a cambio de una disminución relativa en aquellas características menos relevantes para el fin determinado.

En este caso la característica más sensibles a la operación que se deba realizar a cambio de una disminución relativa en aquellas características menos relevantes para el fin determinado.

La selección del cable se debe hacer en base a la carga de rotura que resulta ser la característica más sensible. El proceso a seguir para la elección del cable es:

- Determinar la máxima carga que el cable deberá soportar.
- Multiplicar la carga de trabajo por un factor de seguridad.
- Calcular el diámetro del cable necesario.

Se define el factor de seguridad de un cable de acero como la relación entre la resistencia a la ruptura mínima garantizada del cable y la fuerza de trabajo a la cual esta sujeto.

Puesto que no se puede detallar el factor de seguridad para todas las aplicaciones, en nuestro caso consideramos que el factor de seguridad es 3 por tratarse de un tirante que realiza un trabajo estático.

APLICACIÓN	FACTOR
Tirantes de cable o torones (trabajo estático)	3 a 4
Cables principales para puentes colgantes	3 a 3,5
Cables de suspensión (péndulo para puentes colgantes)	3,5 a 4
Cables de tracción para teleféricos y andariveles	5 a 6

Tabla 7. Factores de seguridad según el tipo de aplicación del cable

ALARGAMIENTO DE CABLE:

Por otra parte, el cable de acero sufrirá un alargamiento debido a varios factores, produciendo la gran mayoría elongaciones que son muy pequeñas y generalmente pueden ser ignoradas. Las principales causas de estos alargamientos son debidas a:

- El acomodamiento de los alambres en los torones y los torones en el cable cuando está puesto en servicio, conocido como “Alargamiento Permanente por Construcción”. Depende principalmente de la construcción del cable, el rango de cargas aplicadas y la cantidad y frecuencia de ciclos de operación.
- La aplicación de una carga axial (alargamiento elástico). Por la ley de Hooke:

$$\text{Alargamiento} = \frac{F \cdot L}{E \cdot A}$$

Donde:

- F: carga aplicada
 - L: longitud del cable
 - E: módulo elástico referido al área del diámetro nominal del cable.
 - A: área aparente del cable calculada a partir del diámetro nominal.
- Las variaciones de temperatura: expansión o contracción térmica.
 - La rotación de un extremo libre del cable.

3.5.3 Teoría para selección del motor/reductora

Para poder determinar correctamente a esta aplicación hay que calcular el par motor requerido. Para ello seguiremos los siguientes pasos:

1. Seleccionar el mecanismo de accionamiento mecánico que se va a utilizar y calcular fricción y el par de carga.
2. Determinar el par motor requerido para la aplicación específica.
3. Seleccionar el motor adecuado basado en sus características de velocidad y par.

El mecanismo de accionamiento estará constituido por un motor y una reductora. Las reductoras tradicionales se usan comúnmente con motores paso a paso. La reductora se utiliza en aplicaciones que es necesario aumentar la precisión del sistema junto a la necesidad de reducir la velocidad del motor y aumentar el par.

Por lo general los engranajes tienen desgastes y holguras que derivan en una baja eficiencia. Este tipo de transmisión es útil cuando se deben mover cargas con elevada inercia, ya que la inercia de la carga reflejada sobre el motor es dividida por el cuadrado de la relación de engrane. De este modo se mueven cargas de alta inercia teniendo una buena relación entre la inercia de la carga y la inercia del rotor (menor de 10:1).

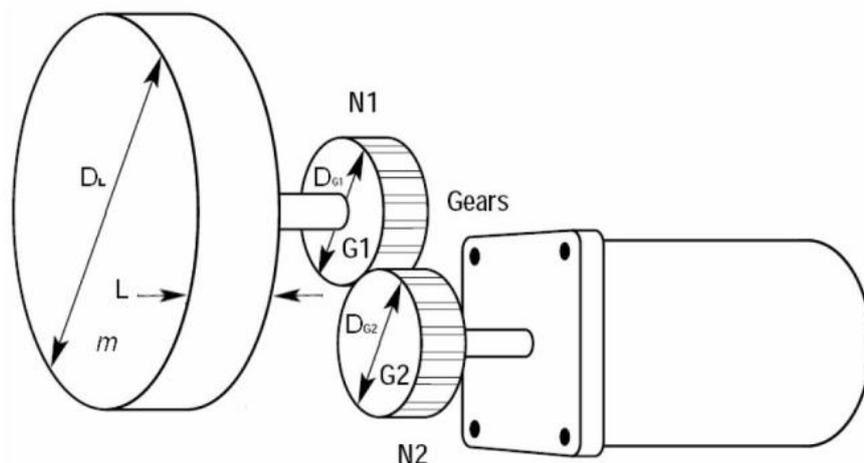


Figura 21. Modelo simplificado de motor reductora

A continuación se mostraran las expresiones necesarias para el cálculo de la inercia y del par para su diseño [7]:

➤ Cálculo de la inercia (kg m²):

$$J_L = \frac{1}{8}mD_L^2 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$J_{G1} = \frac{1}{8}m_{G1}D_{G1}^2 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$J_{G2} = \frac{1}{8}m_{G2}D_{G2}^2$$

$$J_T = J_L + J_{G1} + J_{G2} + J_M$$

Donde:

- J_L es la inercia de la carga
- J_{G1} es la inercia del engranaje 1
- J_{G2} es la inercia del engranaje 2
- J_M es la inercia del motor
- J_T es la inercia del sistema
- N_1 es el n° de dientes del engranaje 1
- N_2 es el n° de dientes del engranaje 2
- m es la masa de la carga
- m_{G1}, m_{G2} es la masa de los engranajes
- D, D_{G1}, D_{G2} son los diámetros

➤ Cálculo del par (Nm):

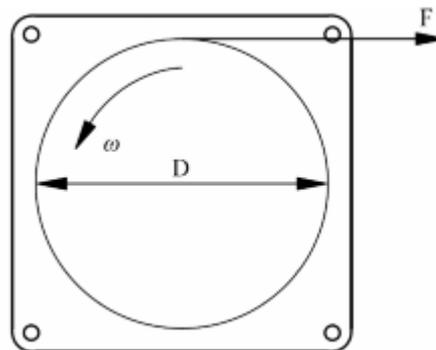


Figura 22. Motor

$$T_a = J_T a = (J_L + J_{G1} + J_{G2} + J_M) \frac{w_1 - w_0}{t}$$

$$T_T = T_L + T_a = \frac{FD}{2} + T_a$$

$$T_M = K_S T_T$$

Donde:

- T_a es el par de aceleración
- w_1 es la velocidad final del motor
- w_0 es la velocidad inicial del motor
- T_L es el par de carga
- F es la fuerza para rotar la carga
- T_T es el par total calculado
- T_M es el n° de dientes del engranaje 2
- t es el tiempo
- K_s es el factor de seguridad

3.5.4 Teoría y selección del tornillo sin fin

Se denomina tornillo de transmisión de potencia a aquel dispositivo empleado para cambiar un movimiento angular por lineal y para transmitir potencia [8].

Los usos habituales para tornillos de potencia son:

1. La obtención de una ventaja mecánica mayor, cuya finalidad sea, por ejemplo, levantar pesos.
2. La práctica de fuerzas de gran magnitud (para compactadores o presas).
3. El logro de obtener un posicionamiento preciso de un movimiento axial, como en el tornillo de avance de un torno o en el tornillo de un micrómetro.

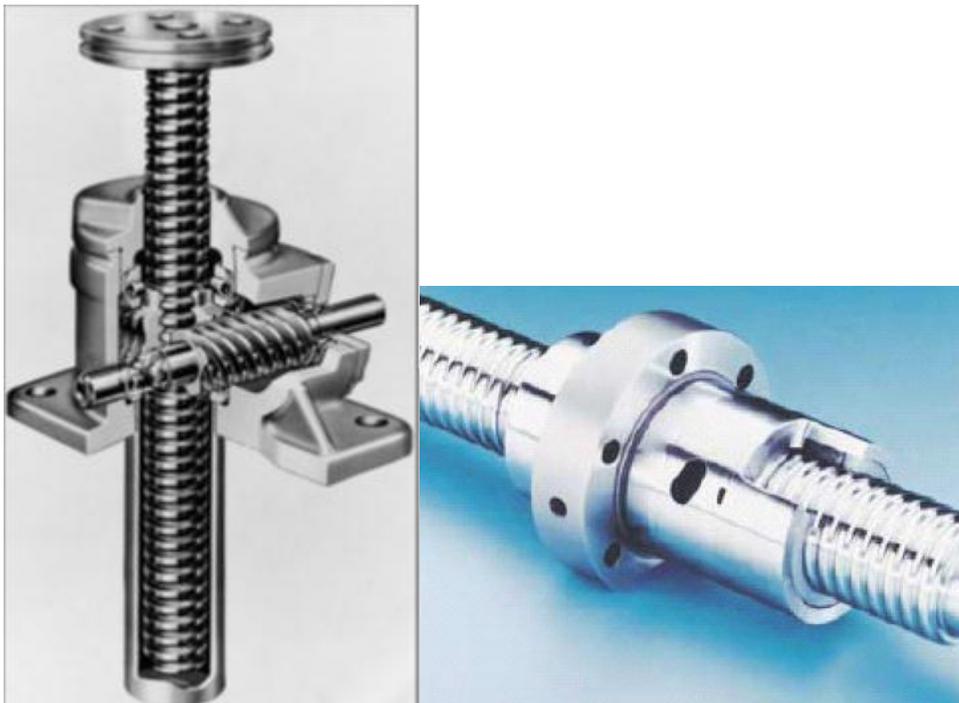


Figura 23. Representación de la transformación de un movimiento giratorio en uno axial

Las roscas empleadas en estos casos se perfilan de forma diferente a las que se emplean en los tornillos de sujeción. Por lo tanto, el diseño se fundamenta en ejercer una fuerza con ventaja mecánica.

El perfilado de estas roscas se pueden clasificar en:

- a. Rosca Cuadrada o Square (Sellers): es el tipo de tornillo más eficiente en lo referente a la fricción por deslizamiento. Sin embargo, tiene ventaja mecánica baja, es difícil y costosa de maquinar.
- b. Rosca trapezoidal: capacitada de un diseño capaz de resistir cargas en una sola dirección y más resistente que las demás porque el espesor de raíz es mayor. La eficiencia de estas roscas es similar a la de la rosca Sellers, fácil de cortar y fabricar a costos razonables. Si el ángulo de separación entre los filetes es de 29° se habla de una rosca ACME, no obstante si es de 30° se habla de rosca DIN.

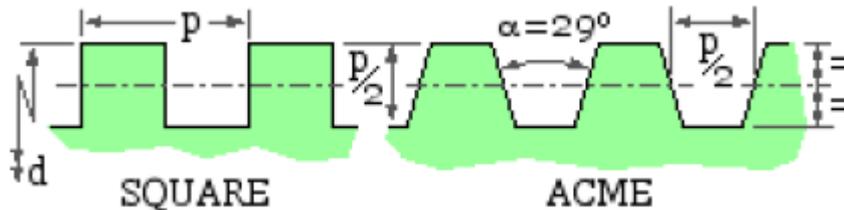


Figura 24. Rosca cuadrada (SQUARE) y rosca trapezoidal (ACME)

- c. Rosca ACME truncada: se emplea en aplicaciones donde debido al tratamiento térmico se precisa un paso grande con rosca poco profunda. Para propósitos generales se utiliza un ajuste 2G.

Para poder realizar un estudio de los tornillos de potencia será necesario conocer unos términos previos:

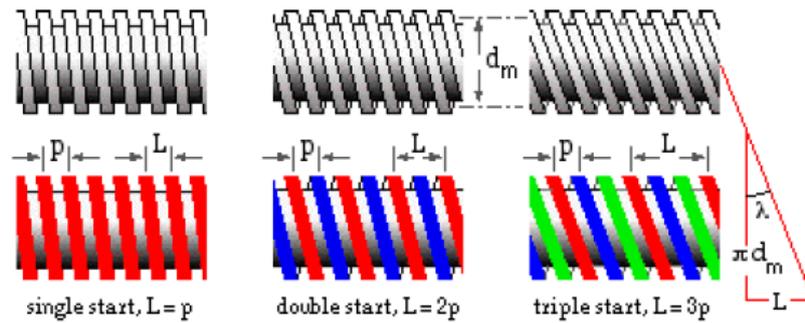


Figura 25. Distintas relaciones entre el paso y el avance

Paso (p): se define por paso a la distancia axial existente a lo largo del cilindro de paso del tornillo, medido desde una rosca (filete) hasta la adyacente.

$$p = \frac{1}{h_{pp}} \text{ ó } \frac{1}{h_{pcm}}$$

Avance (L): se conoce como la distancia axial que avanza la tuerca por una vuelta o revolución del tornillo.

$$L = N \cdot p$$

Donde N es el número de entradas.

Ángulo de la hélice (o de avance) (λ): es el ángulo formado por la tangente a la hélice de paso con un plano perpendicular al eje del tornillo.

$$\tan \lambda = \frac{N \cdot p}{\pi \cdot D_m} \rightarrow L = \pi \cdot D_m \cdot \tan \lambda$$

Par requerido para el movimiento del tornillo

Para el estudio de la ecuación del par requerido partimos del equilibrio de un segmento de tuerca sobre el que actúa una carga ω , tal y como se muestra en la siguiente figura:

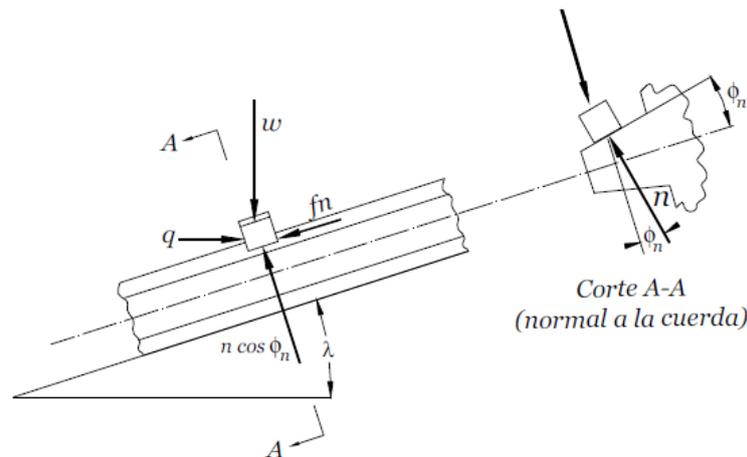


Figura 26. Equilibrio de un segmento de tuerca

Siendo:

- ω : carga axial debida a W
- n : reacción normal
- fn : fuerza de fricción
- q : fuerza tangencial generada por T

Calculamos el sumatorio de las fuerzas tangenciales y axiales como:

$$\sum F_t = 0 \rightarrow q - n \cdot (f \cdot \cos \lambda + \cos \phi_n \cdot \sin \lambda) = 0$$

$$\sum F_a = 0 \rightarrow \omega + n \cdot (f \cdot \sin \lambda + \cos \phi_n \cdot \cos \lambda) = 0$$

Si eliminamos el término n de las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$q = \omega \cdot \left(\frac{f \cdot \cos \lambda + \cos \phi_n \cdot \sin \lambda}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} \right)$$

Teniendo en consideración que el bloque pequeño representa un segmento típico de la rosca de la tuerca, se puede decir que se generan W y N como resultado de la integración sobre la superficie completa de la cuerda en contacto:

$$\int \omega ds = W$$

$$\int n ds = N$$

Además, el par de torsión aplicado al segmento de tuerca se puede representar como el producto de la fuerza Q por $D_m / 2$. La ecuación para el par de torsión solicitado para levantar la carga W es:

$$T = Q \cdot \frac{D_m}{2} = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot \cos \lambda + \cos \phi_n \cdot \sin \lambda}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} \right)$$

Dicha ecuación se considerará válida para los siguientes casos:

- Elevación de la carga.
- Sin fricción en el collarín de empuje ($f_c = 0$)

Dado que el avance es un valor estándar más conocido que el ángulo de la hélice, se puede obtener una forma más conveniente de la ecuación del par de torsión dividiendo el numerador y el denominador entre $\cos \lambda$ y, luego, hacemos el cambio $L / \pi \cdot D_m$ en lugar de $\tan \lambda$:

$$T = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot \pi \cdot D_m + L \cdot \cos \phi_n}{\pi \cdot D_m \cdot \cos \phi_n - f \cdot L} \right)$$

Para la generalidad de las aplicaciones de tornillos que transmiten potencia se precisa de una superficie de apoyo o un collarín de empuje entre el elemento fijo y el elemento móvil.

Ésta función la realiza el cojinete de empuje de bolas de diámetro d_c . También, es posible la utilización de una simple arandela de empuje en algunos casos.

Consideramos f_c como el coeficiente de dicha arandela, por lo que el par de torsión adicional requerido para vencer la fricción del collarín es $W \cdot f_c \cdot d_c / 2$, por lo que la expresión del par para levantar la carga finalmente resulta:

$$T = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot \pi \cdot D_m + L \cdot \cos \phi_n}{\pi \cdot D_m \cdot \cos \phi_n - f \cdot L} \right) + \frac{W \cdot f_c \cdot d_c}{2}$$

En el caso particular de ser una rosca cuadrada ($\Phi = 0$) por lo que el par requerido es:

$$T = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f + \tan \lambda}{1 - f \cdot \tan \lambda} \right) + \frac{W \cdot f_c \cdot d_c}{2}$$

A continuación, se muestra la siguiente figura:

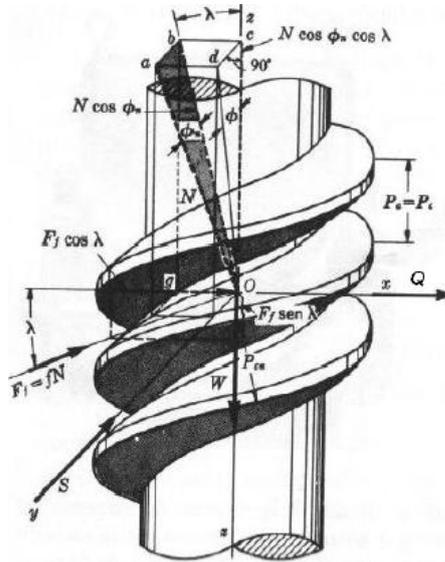


Figura 27. Parámetros que intervienen en un tornillo de potencia

De la que se tiene que:

$$\tan \phi_n = \frac{\overline{AB}}{\overline{OB}} = \frac{\overline{OC} \cdot \tan \phi}{\overline{OC} / \cos \lambda} = (\cos \lambda)(\tan \phi)$$

$$\cos \phi_n = \frac{1}{\sqrt{1 + \cos^2 \lambda \cdot \tan^2 \phi}}$$

A pesar de ello:

$$\cos^2 \lambda = \frac{(\pi \cdot D)^2}{l^2 + (\pi \cdot D)^2}$$

Y, observando que:

$$l^2 \ll (\pi \cdot D)^2 \rightarrow \cos^2 \lambda \cong 1$$

Por lo que, fundamentándonos en la siguiente ilustración:

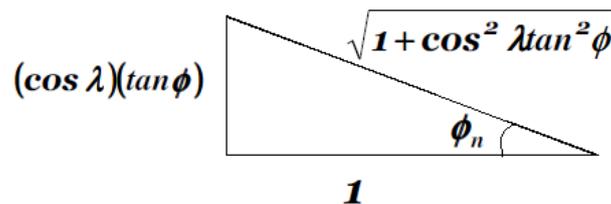


Figura 28. Trigonometría de parámetros del tornillo

$$\cos \phi_n \cong \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \phi}} = \frac{1}{\sec \phi} = \cos \phi$$

Lo que lleva a deducir que:

$$\phi_n \cong \phi$$

Consecuentemente, el par requerido será:

$$T_{asc} = \left(\frac{f \cdot \pi \cdot D_m + L \cdot \cos \phi}{\pi \cdot D_m \cdot \cos \phi - f \cdot L} \right) + \frac{W \cdot f_c \cdot d_c}{2}$$

Coefficientes de fricción

Los coeficientes de fricción para roscas de tornillos y collarines de empuje quedan reflejados en la siguiente tabla. La obtención de los mismos se ha resuelto experimentalmente en un cuantioso rango de circunstancias operativas.

Screw Material	Nut Material			
	Steel	Bronze	Brass	Cast Iron
Steel, dry	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Steel, machine oil	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronze	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Tabla 8. Valores de rodamiento más frecuentes

Autobloqueo de la carga

Analizando las fuerzas de igual modo que se realizó para el cálculo del par de elevación, deduciremos el par requerido para el descenso de la carga:

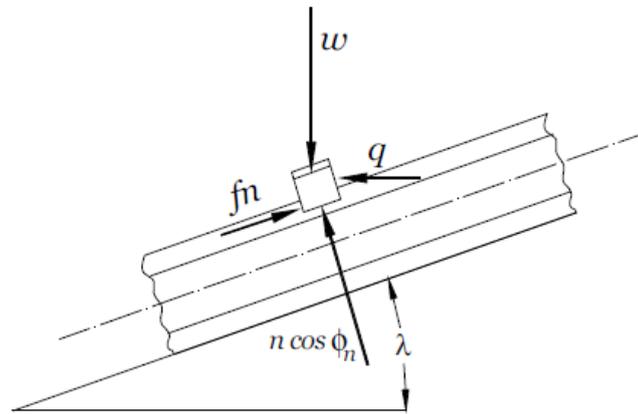


Figura 29. Análisis de fuerzas

$$\sum F_t = 0 \rightarrow -q + n \cdot (f \cdot \cos \lambda - \cos \phi_n \cdot \sin \lambda) = 0$$

$$\sum F_a = 0 \rightarrow \omega + n \cdot (-f \cdot \sin \lambda - \cos \phi_n \cdot \cos \lambda) = 0$$

Al eliminar e integrar la superficie correspondiente se tiene que:

$$T_{desc} = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f - \cos \phi \cdot \tan \lambda}{\cos \phi + f \cdot \tan \lambda} \right)$$

Siendo,

$$\begin{cases} \phi_n \cong \phi \\ f_c = 0 \end{cases}$$

El par para bajar la carga será negativo si $f < \cos \Phi \cdot \tan \lambda$: i.e, la carga descenderá sola a menos que un torque restrictivo T_{brake} sea aplicado. Pero si $f > \cos \Phi \cdot \tan \lambda$, sin embargo, se requerirá de un par positivo para bajar la carga y, en este caso al tornillo se le denomina autoblocante.

En el caso concreto de un tornillo de rosca cuadrada: la condición de autobloqueo queda: $f > \tan \lambda$.

$$T_{brake} = W \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \left(\frac{f - \cos \phi \cdot \tan \lambda}{\cos \phi + f \cdot \tan \lambda} \right)$$

Con las siguientes relaciones:

$$\begin{cases} \phi_n \cong \phi \\ f_c = 0 \end{cases}$$

IV. Resultados **y discusión**

Se mostrarán los resultados obtenidos así como su interpretación y discusión.

4.1 Aspectos del diseño y requisitos

Para poder hacer un diseño correcto será necesario ver la aportación de cada una de las variables que lo caracterizan. Entre estas variables se tendrán: la carga a soportar, el rango de desviación angular, el peso del acoplamiento y la rigidez que es capaz de aportar.

Cuando se habla de la carga a soportar se hace alusión al peso efectivo que se puede soportar en el extremo del brazo robot (mano del robot) sin desacoplarse el mecanismo. El peso que es capaz de soportar el brazo dependerá de la rigidez que aporte el acoplamiento, a mayor rigidez mayor carga se soportará en el extremo.

Se buscará un acoplamiento de relativa sencillez en cuanto a modelo matemático pero sobre todo constructivamente.

En cuanto al giro del acoplamiento lo que se busca es un mecanismo que al desacoplarse lo haga con un ángulo suficiente como para no restringir el ángulo de desacople real del mecanismo en situación de impacto. Para poder determinar cual es el desacople real del mecanismo en la situación de impacto robot-hombre habrá que realizar una simulaciones previas.

Los requisitos deseados en el diseño serán:

Soportar una carga (kg)	1,5
Giro del acoplamiento (°)	>β
Masa (kg)	< 1

Tabla 9. Tabla de requisitos

4.2 Diseño conceptual

En este apartado se propone una idea del prototipo a diseñar. De lo que se trata es de crear una idea, un boceto que refleje el modelado matemático, caracterizando el comportamiento del mecanismo.

4.2.1 Modelo matemático del acoplamiento flexible

Ahora se mostrará un croquis del diseño propuesto para poder determinar las ecuaciones matemáticas que lo rigen así como las curvas de características pertinentes. Para realizar la caracterización matemática se establecerá como objetivo la determinación de la rigidez torsional mediante la derivada del par.

A continuación se observa el diseño propuesto:

- Posición inicial (mecanismo rígido):

El mecanismo permanecerá unido por la fuerza que ejerce el resorte sobre el cable que une ambas piezas.

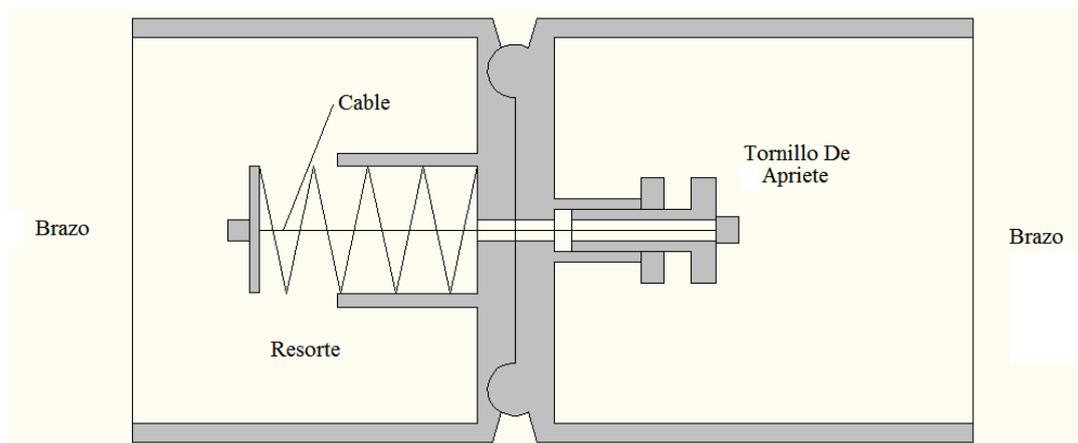


Figura 30. Posición de equilibrio del acoplamiento flexible

Cada una de las piezas mostradas estarán unidas al brazo donde se inserte el mecanismo. El resorte se encontrará en la posición inicial con una precarga dada según se verá en los apartados siguientes. Dicha precarga podrá ser regulada por un tornillo de apriete tarado por el que pasa el cable tal y como se muestra en la figura anterior.

- Posición en desacople:

Una fuerza externa (impacto) desacopla el mecanismo comprimiendo el resorte.

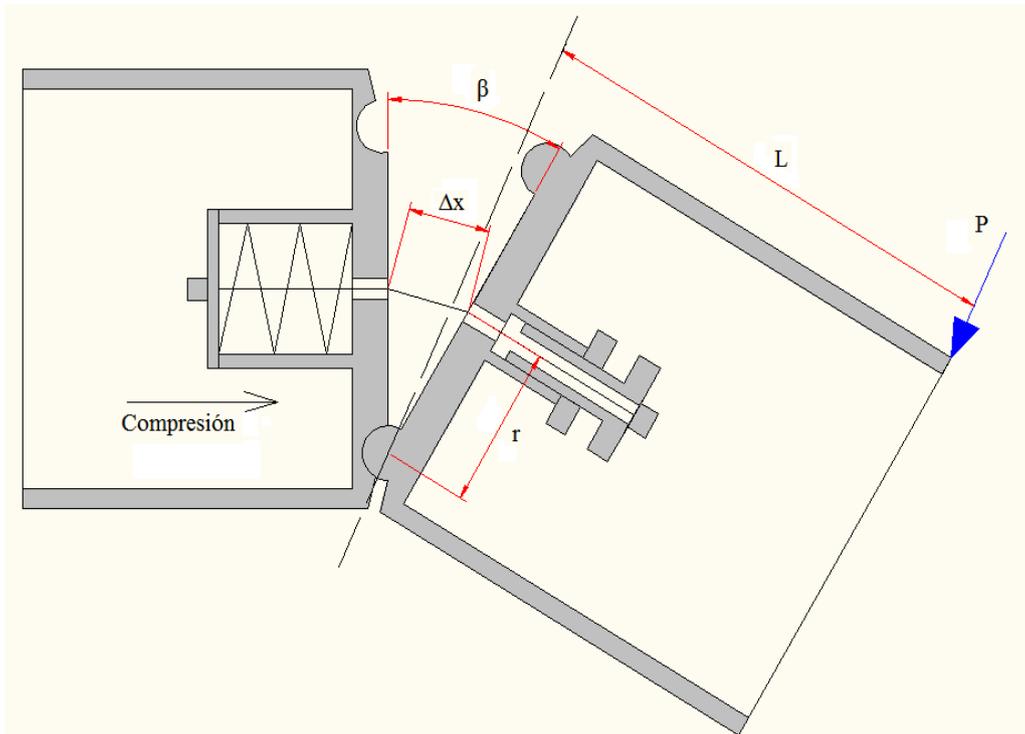


Figura 31. Posición tras un impacto en el acoplamiento flexible

La fuerza elástica de un resorte es:

$$F_s = K_s \cdot \Delta x$$

Donde:

- K_s la constante de rigidez del resorte.
- Δx la compresión del resorte.

Según el modelo representado en la figura siguiente se obtendrá la relación entre el ángulo de desacople y la compresión del resorte:

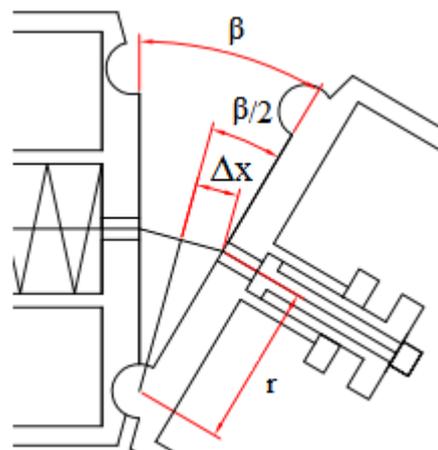


Figura 32. Detalle de distancias y ángulos tras el impacto

$$\Delta x = 2 \cdot r \cdot \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Siendo:

- r radio de giro en el desacople.
- β ángulo generado al separarse el mecanismo.

Sustituyendo Δx en la ecuación de la fuerza del resorte se obtendrá:

$$F_s = 2 \cdot K_s \cdot r \cdot \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Aislando una parte del mecanismo según la figura siguiente y realizando sumatoria de momentos respecto del centro de giro se tiene que:

$$\Sigma M_0 = 0 \rightarrow F_s \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot r = P \cdot L$$

Donde:

- P la fuerza en el exterior sobre el mecanismo.
- L distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje paralelo a la fuerza que pasa por el centro de giro.

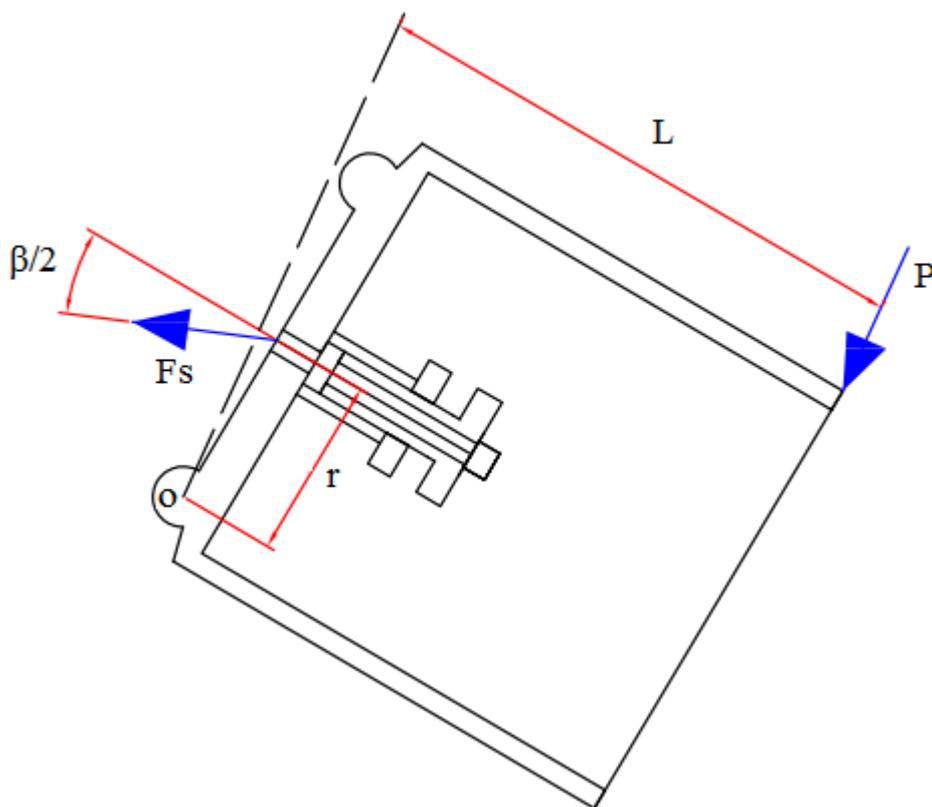


Figura 33. Detalle de fuerzas y distancias

Como se observa la fuerza P puede tener una dirección cualquiera, de este modo generalizaremos el modelo.

Por lo tanto el par exterior aplicado (T) será:

$$T = P \cdot L = F_s \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot r$$

Dejándolo expresado en función de la fuerza del resorte en la ecuación:

$$T = F_s \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot r = 2 \cdot K_s \cdot r^2 \cdot \operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Una vez conseguido el par se obtendrá la rigidez torsional derivando el par respecto del ángulo de giro del acoplamiento (como se vio en el apartado “Análisis del par y la rigidez”):

$$K_T = \frac{\partial T}{\partial \beta} = 2 \cdot K_s \cdot r^2 \cdot \frac{\partial T}{\partial \beta} \left(\operatorname{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \right)$$

$$K_T = 2 \cdot K_s \cdot r^2 \cdot \frac{\cos(\beta)}{2}$$

$$K_T = K_s \cdot r^2 \cdot \cos(\beta)$$

$$K_T = f(K_s, r, \beta)$$

Finalmente se obtiene la rigidez torsional del acoplamiento que depende de las variables K_s , r y β .

4.3 Evaluación de los parámetros del diseño

4.3.1 Par umbral para separar la unión

Dada la figura 29 (“Posición de equilibrio del acoplamiento flexible”) se observa que se tiene una unión entre las dos partes del mecanismo que se encuentran unidas por un cable. Si el aplicamos una cierta precarga al resorte será necesario vencer un par umbral para poder separar la unión.

El comportamiento del acoplamiento coincide con el de una unión atornillada con precarga [9]. En estas uniones se calcula el par necesario para separar el acoplamiento utilizando la siguiente expresión:

$$(1 - C)P_0 - F_i = 0$$

Donde:

- P_0 es la fuerza exterior para separar la unión (sobre la unión)
- C es la fracción de la P_0 soportada por el perno (cable en este caso)
- F_i es la precarga en la unión (dada por el resorte en este caso)

Además C se calcula con las rigideces de los elementos que intervienen en el acoplamiento:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Donde:

- K_b es la rigidez del cable que une el acoplamiento
- K_m es la rigidez en la unión dada la compresión del resorte y el tornillo sobre la unión del acoplamiento.

Despejando de la ecuación anterior obtendremos la fuerza exterior buscada:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)}$$

Una vez obtenida la fuerza P_0 exterior para separar la unión el par umbral se calcula del siguiente modo:

$$M_u = P_0 \cdot r$$

Donde:

- r es el radio de giro del acoplamiento.

4.3.2 Consideraciones constructivas y limitaciones mecánicas

Para poder completar un diseño correcto habrá que concretar una serie de consideraciones constructivas y limitaciones mecánicas.

➤ Giro mínimo del mecanismo

Desde el diseño del mecanismo se impondrá el giro mínimo del acoplamiento estipulando que será de unos 3° , como se vio en los requisitos. Para poder implementar este ángulo en el diseño existe una relación directa entre el ángulo y el desplazamiento del resorte. Haciendo uso de una de las expresiones calculadas en el apartado “*Modelo matemático del acoplamiento flexible*” se obtiene:

$$\Delta x = 2 \cdot r \cdot \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Por ejemplo, particularizando a $\beta = 30^\circ$, radio de giro $r = 0.03\text{m}$ y sabiendo que la compresión del resorte $\Delta x = L - l_m$, donde L es la longitud total del resorte y l_m la altura del resorte que limita a 30° de compresión del resorte:

$$\Delta x = L - l_m = 2 \cdot r \cdot \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

Para un resorte de $L = 76\text{ mm}$ tendremos una $l_m = 60,5\text{mm}$. La distancia de carrera del resorte será de $15,5\text{ mm}$. De este modo se conoce la distancia mínima que debe de ser capaz de proporcionar el resorte de carrera para permitir un giro de 30° .

➤ Par umbral para separar la unión

El objetivo es determinar el par creado por una carga de peso determinado, que tendrá que ser equivalente al par umbral del acoplamiento. Para ello se particulariza a los siguientes valores:

- $L = 0,2\text{ m}$ (longitud de brazo tras el acoplamiento)
- $P = 1,5\text{ kg}$ (Peso del brazo y carga a soportar supuestos en el extremo del brazo)

Para poder obtener el par umbral que soportará dicha carga P se realiza sumatoria de momentos tal y como se muestra a continuación:

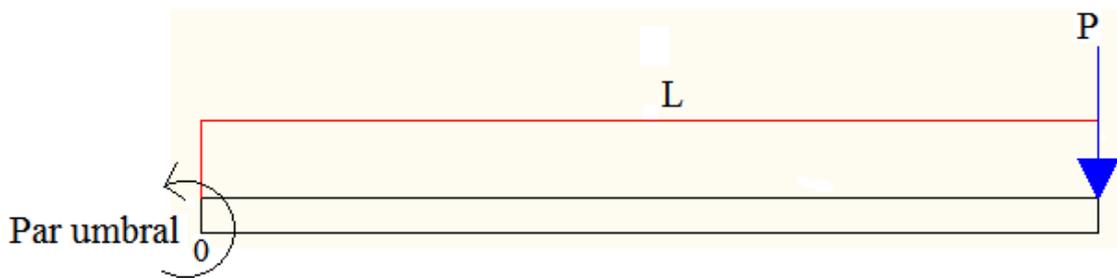


Figura 34. Parámetros que intervienen en la sumatoria de momentos

$$\sum M_0 = P_u - P \cdot L = 0$$

Donde:

- P_u es el par umbral

Si se tiene en cuenta la dinámica del brazo y suponiendo el caso más desfavorable (subir la carga) dado un giro contrario al sentido de giro de las agujas de un reloj, se tendrá que soportar una carga adicional de:

$$P_d = m \cdot a$$

Donde m es la masa de 1,5 kg (carga del brazo) y a es la aceleración de 4 m/s^2 (aceleración del brazo). Ahora en la sumatoria tendremos lo siguiente:

$$\sum M_0 = P_u - (P + P_d) \cdot L = 0$$

$$P_u - (1,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1,5 \text{ kg} \cdot 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot 0,2 = 0$$

$$P_u = 4,14 \text{ Nm}$$

De este modo para los valores particulares anteriores se tendrá un par umbral que soportará la carga de 1,5 kg sin desacoplarse la unión de 4,14 Nm.

➤ Rigidez del cable

Se calcula la rigidez del cable, ya que interviene junto con la rigidez de la unión a la rigidez total del acoplamiento.

Para ello recurriremos a la expresión que determina la rigidez en un cable:

$$K_T = \frac{AE}{L_c}$$

Donde:

- K_T : rigidez torsional aportada al mecanismo.
- A: sección de cable.
- E: módulo elástico del cable (tabla 8)
- L_c : la longitud total del cable.

Por tanto la rigidez del cable será:

$$K_T = \frac{AE}{L_c} = \frac{\frac{\pi \cdot 2^2}{4} \text{ mm}^2 \cdot 63000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{0,15 \text{ m}} = 1319469 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

El diámetro del cable utilizado en calcular el área en la expresión anterior se obtienen en el anexo A1 “Cable”.

Construccion Cables Negros	Modulo de Elasticidad (Kgs/mm2)
Serie 6 x 7 Alma de Fibra	6.300
Serie 6 x 7 Alma de Acero	7.000
Serie 6 x19 Alma de Fibra	5.000
Serie 6 x 19 Alma de Acero	6.000
Serie 6 x 37 Alma de Fibra	4.700
Serie 6 x 37 Alma de Acero	5.600
Serie 18 x 7 Alma de Fibra	4.300
Serie 18 x 7 Alma de Acero	4.500
<i>Torones Galvanizados</i>	
1 x 7 (6/1)	11.000
1 x 19 (12/6/1)	10.000
1 x 37 (18/12/6/1)	9.500

Tabla 10. Modulo elástico según la configuración del cable

➤ **Rigidez en la unión**

Para obtener la rigidez de la unión dadas las cargas que soportan la unión provocando una deformación se recurrirá a realizar un estudio en SolidWorks el cual se explicará a continuación.

Primero se crean las piezas que intervienen en la unión y se ensamblan. Como material se asigna un aluminio de denominación 2219-O cuyas características se tabulan a continuación:

Propiedad	Valor	Unidad
Modulo elástico	$7,2 \cdot 10^{10}$	$\frac{N}{m^2}$
Coefficiente de Poisson	0.33	adimensional
Módulo cortante	$2,7 \cdot 10^{10}$	N/m^2
Densidad	2840	N/m^2
Límite de tracción	$1,7 \cdot 10^7$	N/m^2
Limite elástico	$7 \cdot 10^7$	N/m^2

Tabla 11. Características del cable de designación 2219-O

Se tienen dos placas unidas de 6 mm cada una y una taladro de 5 mm por el que pasará el cable. La superficie superior queda diferenciada por la zona de acción de resorte, que se observa a continuación en azul:

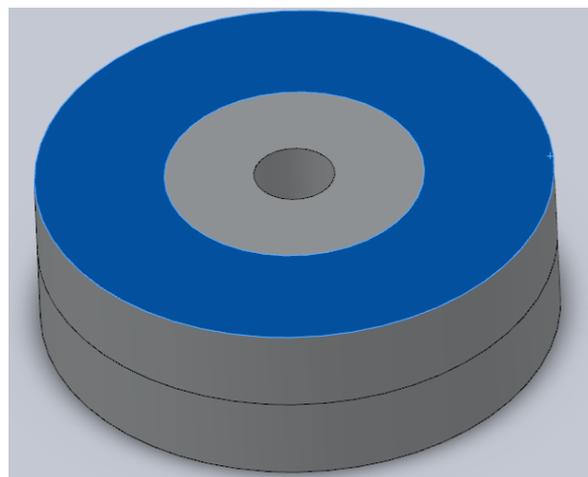


Figura 35. Zona de afección de la presión del resorte

Para definir por completo el estudio de desplazamientos se fijará el ensamblaje por la parte inferior tal y como se muestra a continuación (flechas en verde, figura izquierda) junto con las fuerzas distribuidas uniformemente de 100 N (flechas moradas, figura derecha):

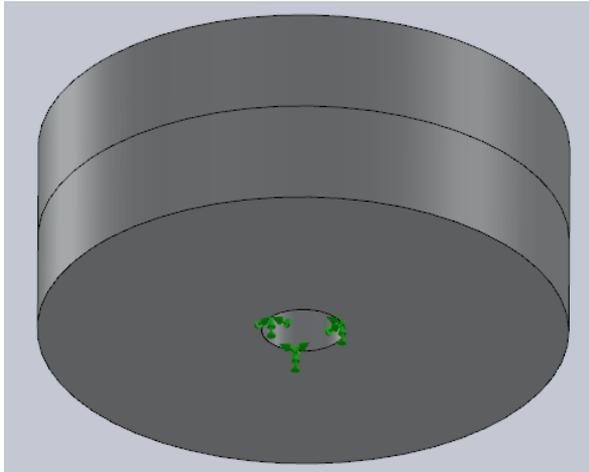


Figura 36. Fijación del sólido

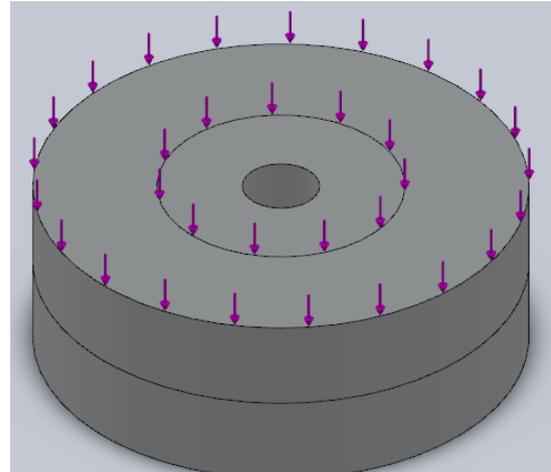


Figura 37. Fuerza distribuida

Una vez definido el sólido completamente se malla y se ejecuta el análisis. A continuación veremos los resultados que se requieren, los desplazamientos:

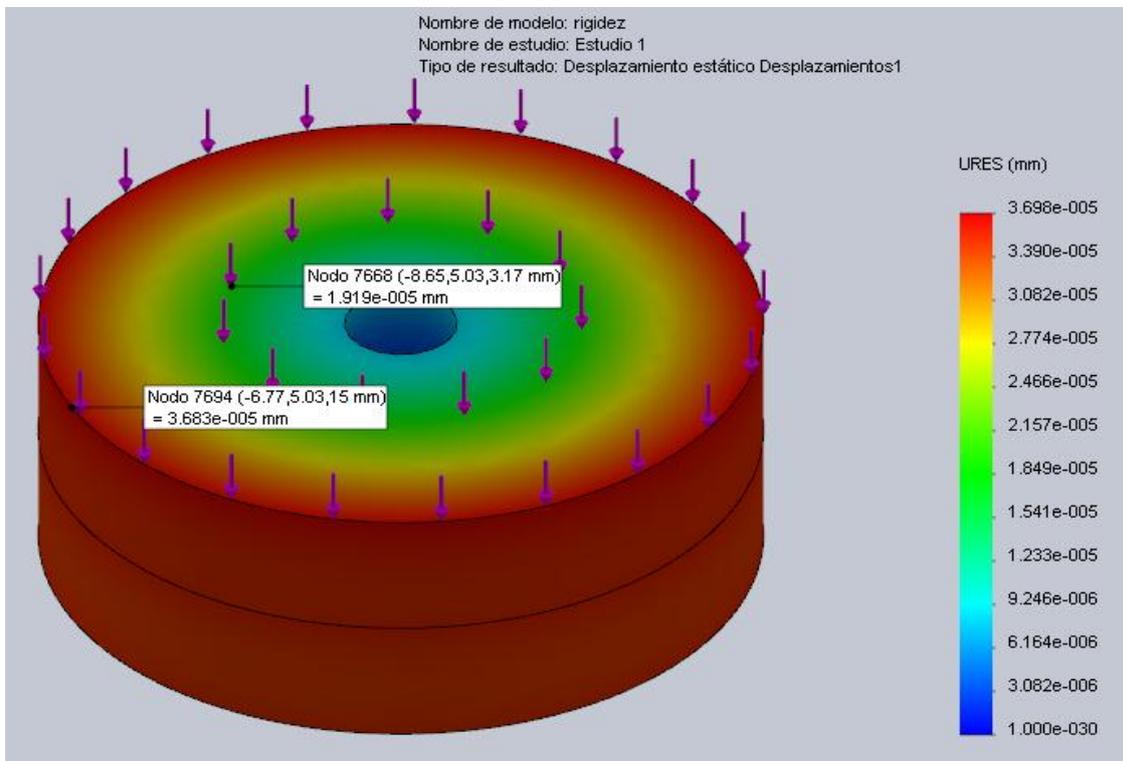


Figura 38. Resultados del estudio de desplazamientos.

Los dos puntos mostrados no son arbitrarios sino que corresponden a las deformaciones máximas y mínimas en la zona de afección de las fuerzas. Se calculará de forma simplificada la deformación obteniendo un valor medio. Para su cálculo se recurrirá a la media entre los dos valores mostrados anteriormente:

$$\delta = \frac{\delta_{m\acute{a}xima} + \delta_{m\acute{i}nima}}{2} = \frac{(3683 + 1919) \cdot 10^{-5} \text{ mm}}{2} = 2,80 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

Por lo tanto la rigidez en la unión dada una carga aplicada de 100 N, será:

$$K_m = \frac{P}{\delta} = \frac{100 \text{ N}}{2,80 \cdot 10^{-2} \text{ mm}} = 3571,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \frac{10^3 \text{ mm}}{\text{m}} = 3.57 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

➤ Constante C del par umbral

Para separarse el acoplamiento será necesario superar un determinado valor de par al que se le denominara par umbral. No obstante como ya se vio en “Par umbral para separar la unión” este par umbral depende de una constante C que habrá que calcular.

Para poder obtener la constante C será necesario conocer de antemano las rigideces de los elementos que intervienen en el acoplamiento calculadas en los apartados anteriores.

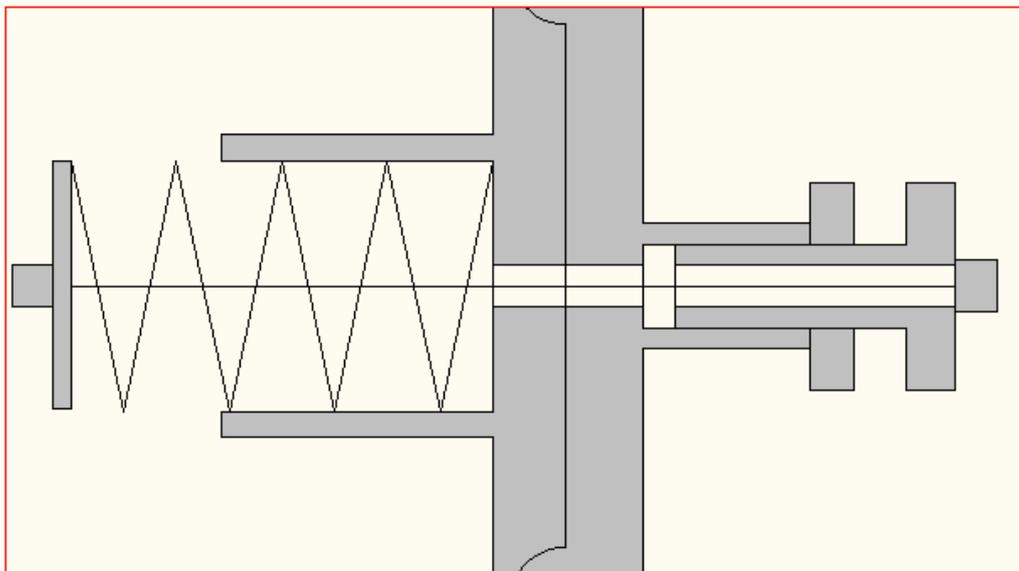


Figura 39. Vista de los elementos que intervienen en el acoplamiento

En la unión intervendrán las rigideces del cable y del material en contacto donde se presentan tensiones y por lo tanto tengamos una deformación. Las rigideces de cada uno de estos elementos ya han sido calculadas en apartados anteriores, las cuales son:

$$\text{Material de la unión:} \quad K_m = 3,57 \cdot 10^6 \frac{N}{m}$$

$$\text{Cable:} \quad K_b = 1319469 \frac{N}{m}$$

Utilizando la expresión para determinar la constante:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$
$$C = \frac{1319469 \frac{N}{m}}{1319469 \frac{N}{m} + 3,57 \cdot 10^6 \frac{N}{m}} = 0,27$$

4.3.3 Curvas características del acoplamiento

En este apartado se representarán una serie de gráficas que caracterizarán el acoplamiento flexible.

Par del mecanismo frente a la precarga para los distintos radios

Aquí se refleja el par que el mecanismo es capaz de soportar manteniéndose totalmente rígido (sin desacoplarse) según la precarga que se le aplique al resorte.

El par soportado vendrá regido por la expresión ya calcula en el apartado anterior:

$$M_u = P_0 \cdot r$$

Donde:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)}$$

La expresión utilizada para realizar la gráfica será la sustitución de la fuerza exterior P_0 en la expresión del par umbral:

$$M_u = \frac{F_i}{(1 - C)} \cdot r$$

La representación se realizará variando el radio de giro del acoplamiento y para la $C=0,27$ calculada en el apartado anterior, de modo que obtendremos la gráfica que aparece a continuación:

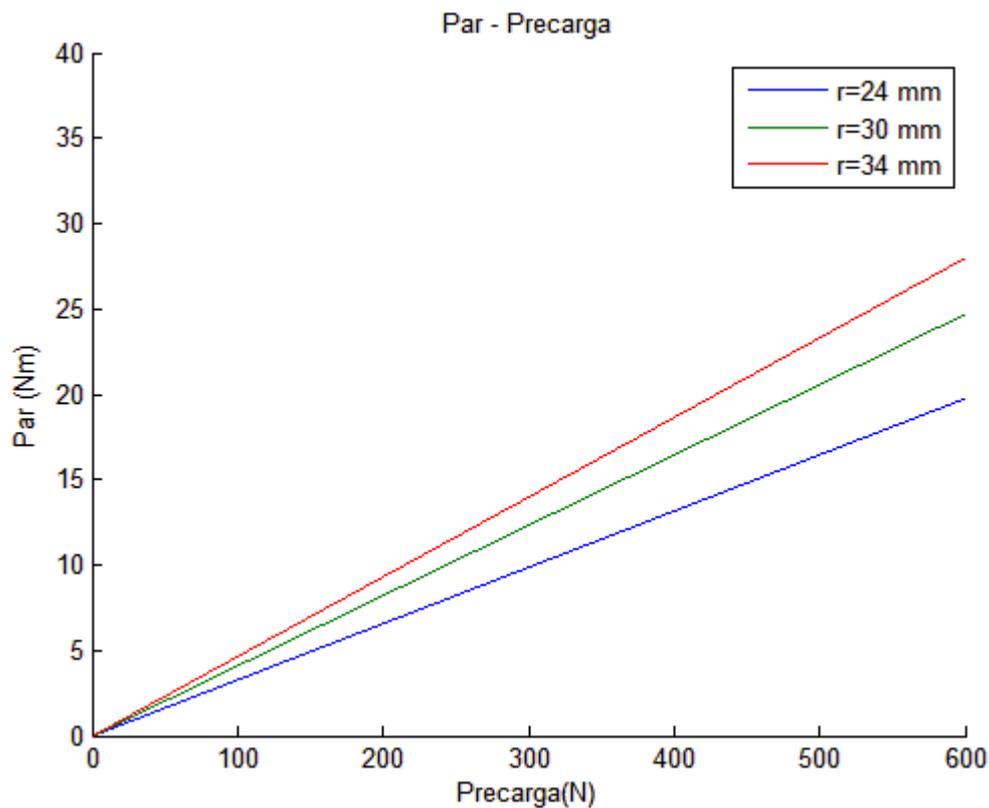


Figura 40. Par-precarga mecanismo para diversos radios de giro

La pendiente de la curva será el radio de giro dividido entre $1-C$. De este modo a mayor radio mayor será el par que será capaz de soportar el mecanismo a una misma precarga.

Par del mecanismo frente al giro según distintos pares umbrales

Una vez superado el par umbral el mecanismo empezará a desacoplarse. En este apartado se representa el giro dado según el par que se ejerza sobre el mecanismo. En este caso no se variará el radio sino que se escogerá un radio medio de $30 \cdot 10^{-3}$ m.

- Para $K_s = 44 \cdot 10^3 \frac{N}{m}$:

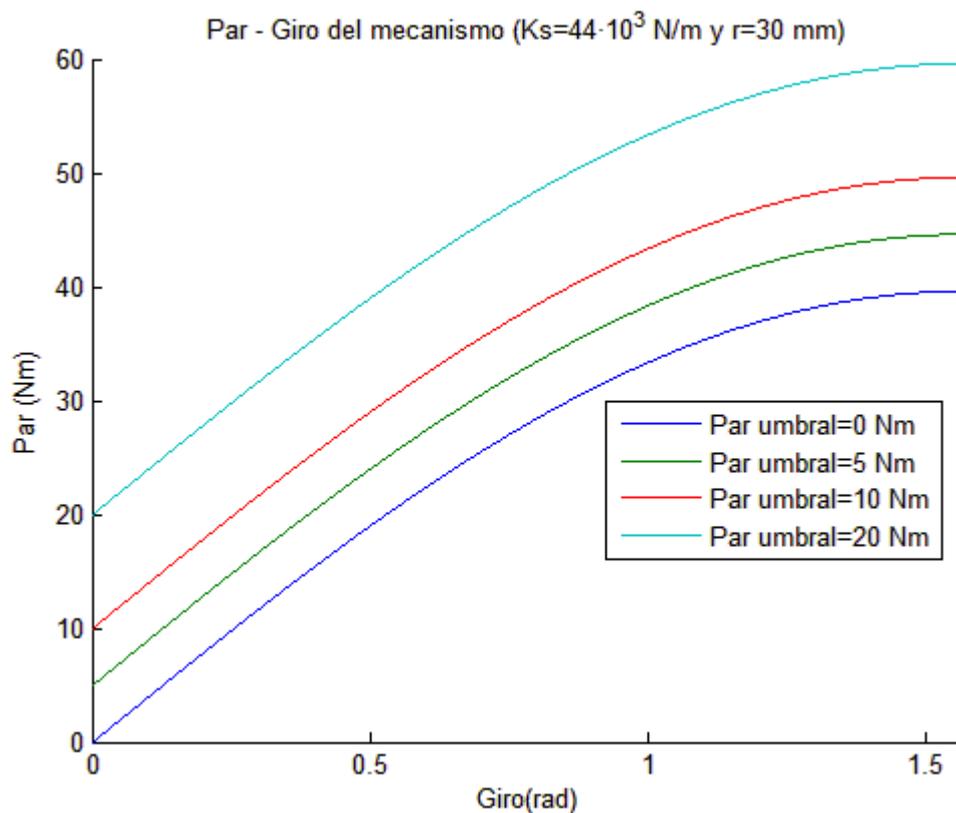


Figura 41. Par-giro mecanismo ($K=44 \cdot 10^3$ N/m)

Se puede observar como a medida que aumenta el par umbral en el mecanismo y para un mismo giro dado el par aumenta. Las curvas no comienzan desde la coordenada (0,0) excepto para precarga 0, ya que se debe superar un par umbral en el mecanismo para que se produzca el giro de desacople.

- Para $K = 80,5 \cdot 10^3 \frac{N}{m}$:

Al igual que en caso anterior se observa como a medida que aumenta el par umbral en el mecanismo y para un mismo giro dado el par aumenta. Se observa que mientras con la primera rigidez teníamos el valor tope de 60 Nm, para esta rigidez se tiene un valor pico de 90 Nm para par umbral de 20 Nm.

La figura se puede observar a continuación:

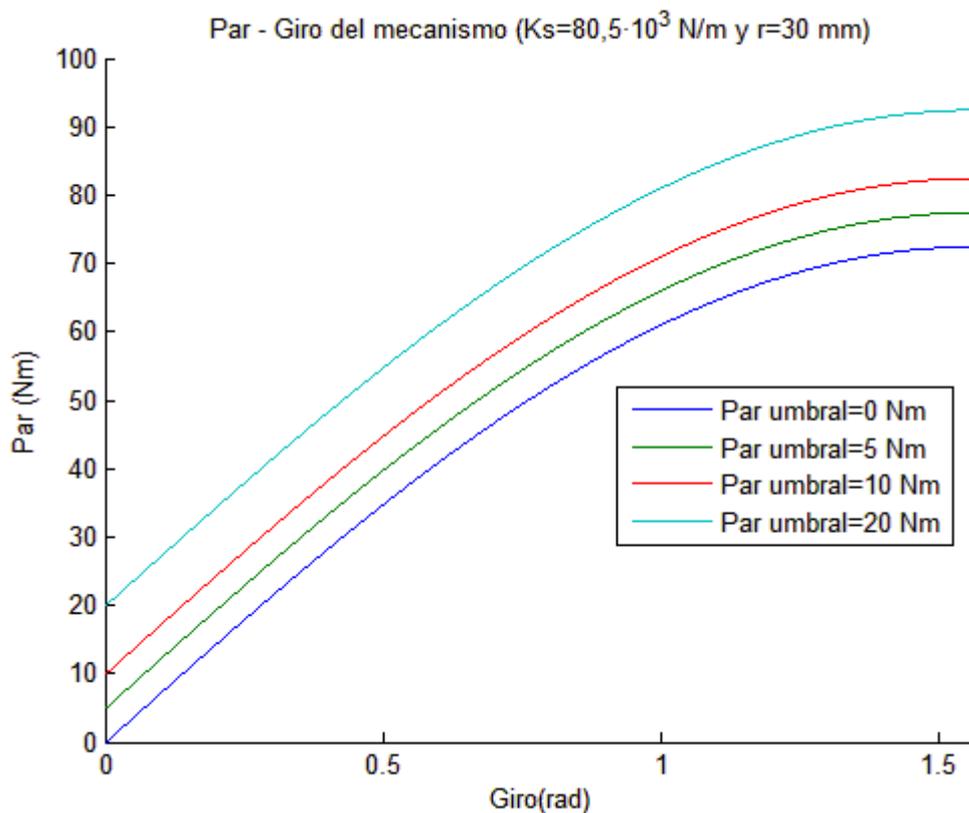


Figura 42. Par-giro mecanismo ($K=80,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$)

➤ Para $K = 218,5 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$:

Para esta rigidez ocurrirá exactamente lo mismo que para las rigideces anteriores aumentando los valores proporcionalmente conforme lo hace la rigidez, consiguiendo en este caso un valor pico de 210 Nm para par umbral de 20 Nm.

La representación gráfica se observa a continuación:

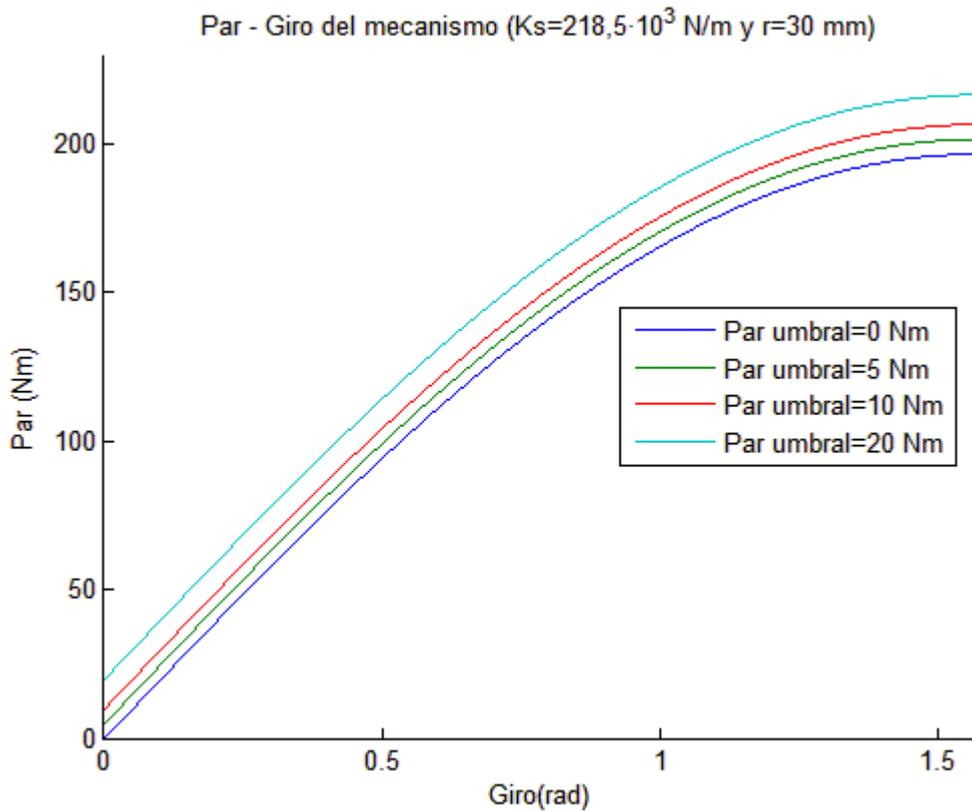


Figura 43. Par-giro mecanismo ($K=218,5 \cdot 10^3$ N/m)

Tensión en el cable frente al giro del mecanismo

Se representará en gráficas según sea la constante de rigidez la tensión del cable respecto del giro de desacople del mecanismo para distintos radios dados. Estos datos se utilizarán para la determinación del cable que se utilice en el mecanismo.

Como se observará en la figura en este caso también se tiene una tensión umbral a superar antes de que la tensión del cable comience a aumentar. Dicha tensión umbral vendrá impuesta por la expresión siguiente obtenida en el apartado “Par umbral para separar la unión”. Se trata de despejar el pre carga del resorte, una fuerza que será compartida con el cable, ya que están unidos el uno al otro.

$$F_i = \frac{M_u \cdot (1 - C)}{r}$$

Donde el par umbral M_u supuesto será de 10 N.

➤ Para :

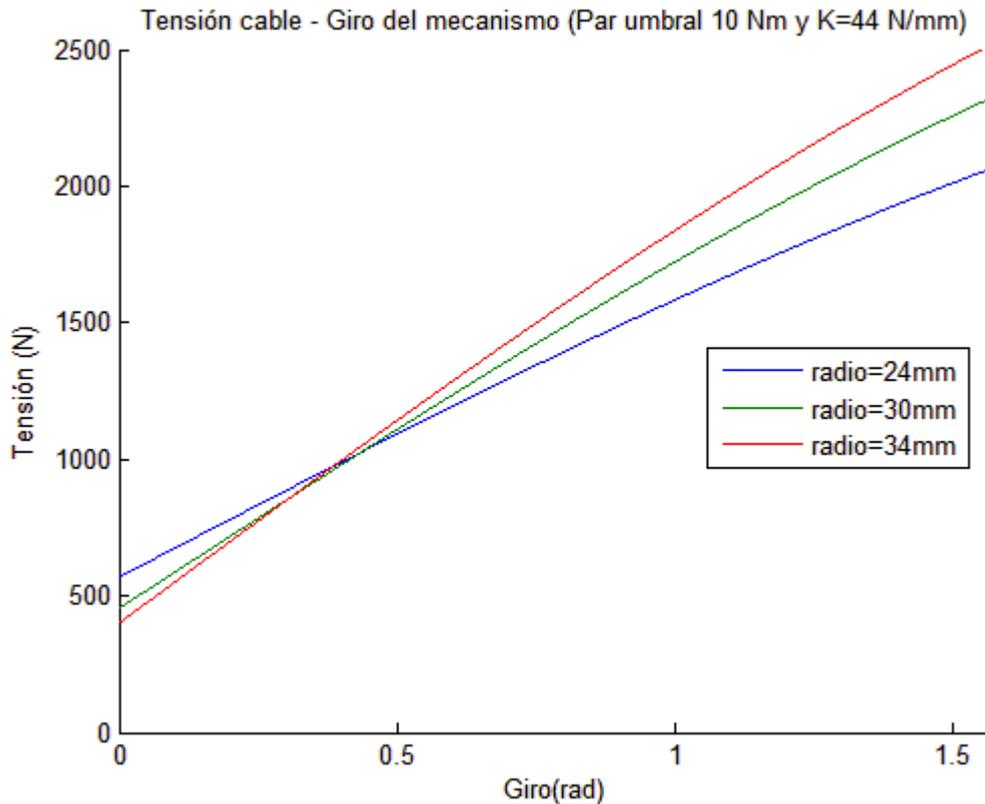


Figura 44. Tensión cable-giro mecanismo ($K=44 \cdot 10^3$ N/m) para diversos radios de giro

➤ Para :

Fácilmente se observa en la gráfica que la tensión que se puede llegar a alcanzar a un mismo giro es mayor que la del caso anterior. Además conforme mayor es el radio mayor será la tensión del cable a un mismo giro dado.

A continuación se puede observar la gráfica de las tensiones según distintos radios:

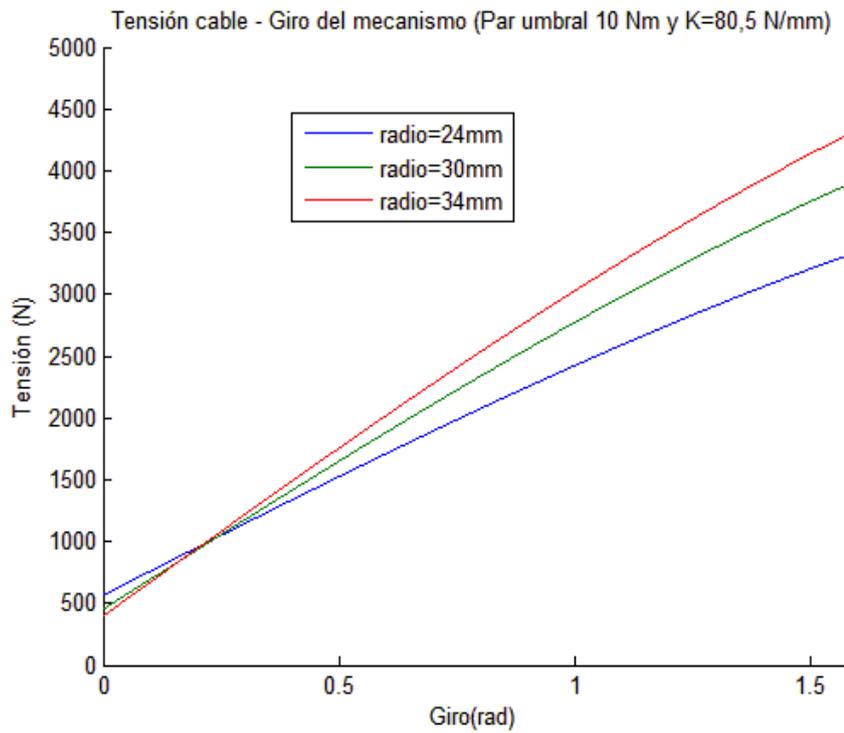


Figura 45. Tensión cable-giro mecanismo ($K=80,5 \cdot 10^3$ N/m) según el radio de giro

➤ Para :

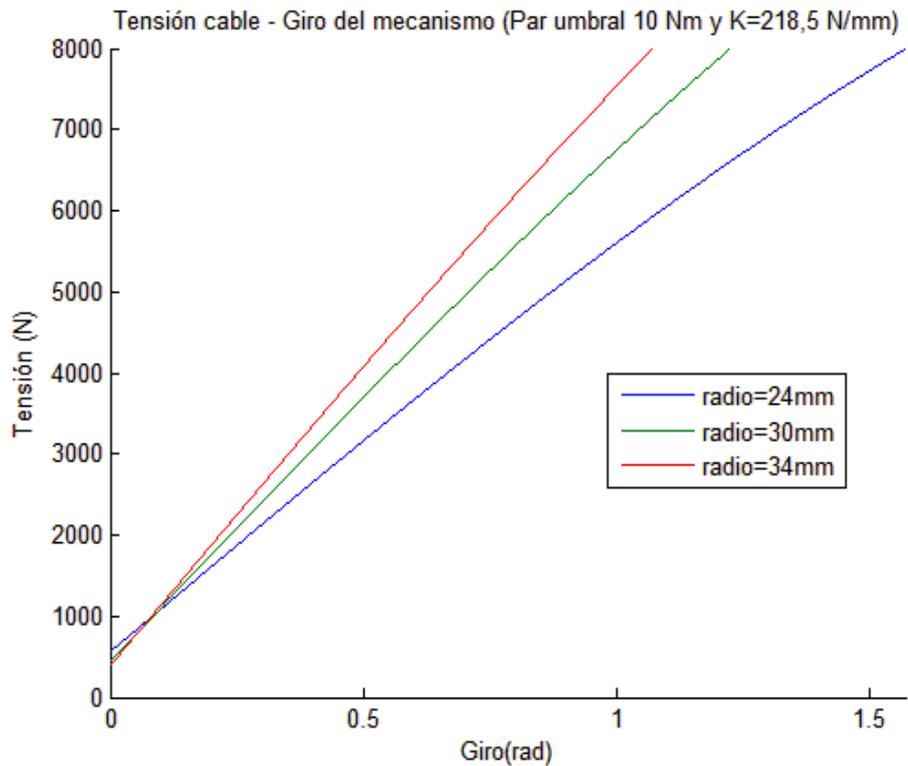


Figura 46. Tensión cable-giro mecanismo ($K=218,5 \cdot 10^3$ N/m) para diversos radios de giro

Se trata de la rigidez mayor por lo tanto será para la que tengamos la mayor tensión. La pendiente de las curvas que la conforman es la mayor por lo que será el resorte que mayor tensión nos proporcione al cable que une el mecanismo.

Rigidez torsional en función del giro del mecanismo

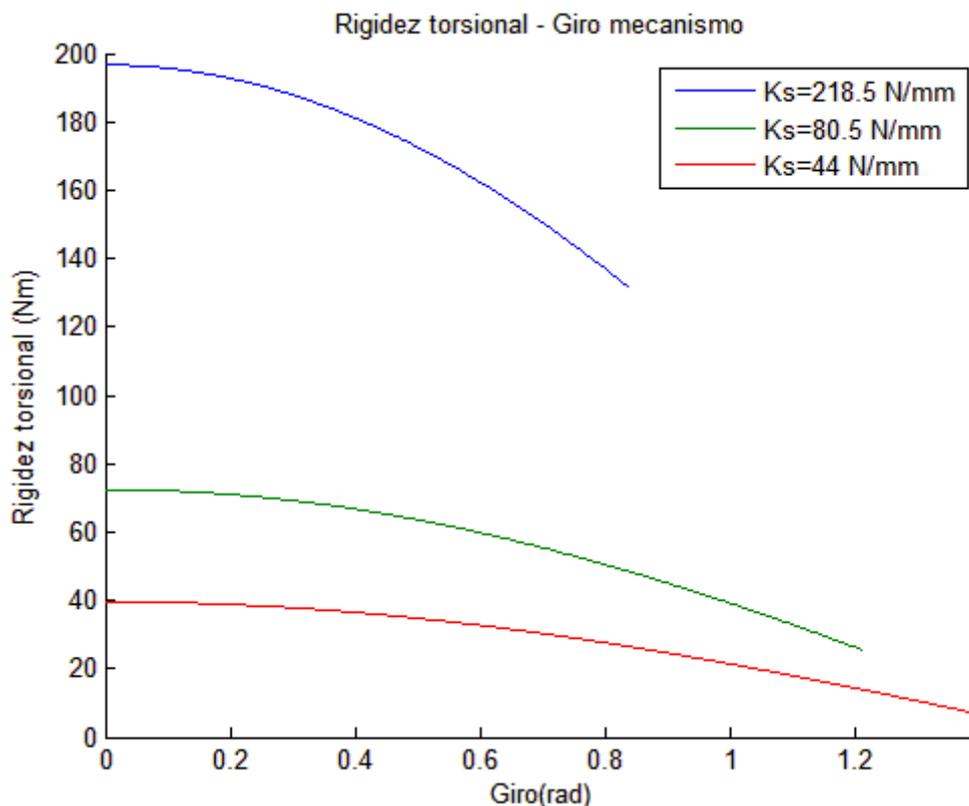


Figura 47. Rigidez torsional-giro mecanismo según la rigidez del resorte

En esta gráfica podemos observar cómo influye el giro del mecanismo sobre la rigidez torsional según las distintas rigideces de los resortes que se presenta. Se observa que el giro límite mayor viene dado por la rigidez menor. Esto es debido a las limitaciones del resorte dado que se llega a la altura solida de éste. Para determinar el ángulo límite del mecanismo se utilizan las siguientes expresiones:

$$\Delta x_{m\acute{a}xima} = largo - a_{solida}$$

Siendo:

- $\Delta x_{m\acute{a}xima}$ la compresión máxima del resorte.
- $largo$ la longitud inicial del resorte sin precarga.
- $a_{s\acute{o}lida}$ la altura mínima del resorte a la que es capaz de comprimirse.

El largo del resorte y las alturas sólidas son sacadas de un catalogo y serán de $7,5 \cdot 10^{-2}$ m en cuanto al largo mientras que las alturas sólidas dependerá del resorte.

La siguiente expresión es el despeje del ángulo β de la ecuación:

$$\beta_{\acute{l}mite} = 2 \cdot \arcsen \frac{\Delta x_{m\acute{a}xima}}{2 \cdot r}$$

4.4 Simulación y análisis del impacto cabeza-cuello robot

Simulación del acoplamiento flexible:

En el apartado “Modelado cabeza-cuello y del brazo robot” se crearon las diferentes partes que integrarán el modelo completo. No obstante será necesario incluir una representación verídica del acoplamiento flexible.

Para poder realizar la simulación se requiere modelo afín del acoplamiento flexible a la realidad para poder obtener unos resultados satisfactorios a lo que en realidad ocurriría en el modelo real. Dado que no existe un modulo en Simulink que nos permita introducir una ecuación como constante de rigidez variable (ya que la rigidez en el acoplamiento es cambiante) idearemos otro método para obtener el mismo resultado. Para ello se utilizará un *Join Actuator* que aplicará un par igual que ocurriría con el resorte.

La configuración es la siguiente:

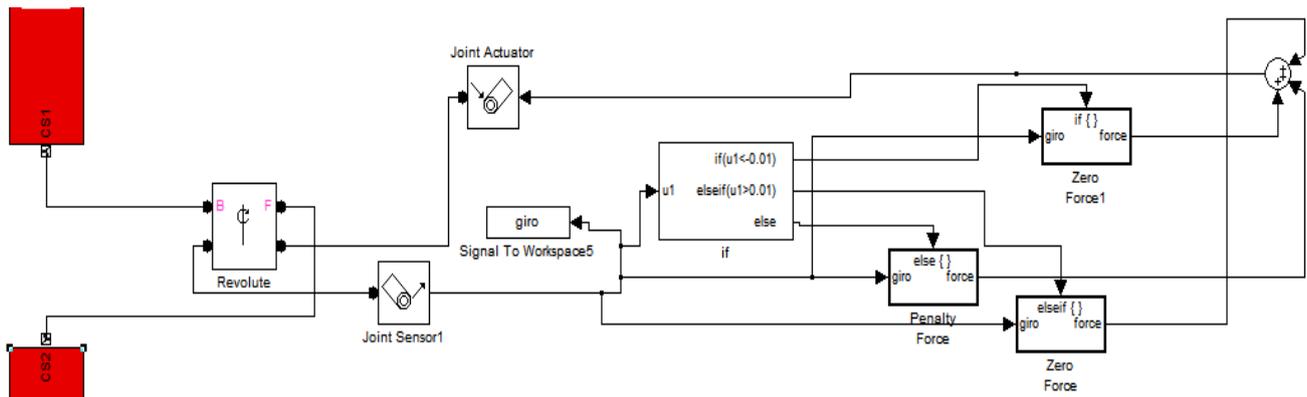


Figura 48. Acoplamiento flexible

El funcionamiento esta basado en la lectura del ángulo que cambiará al producirse el impacto con la cabeza. Se utilizara este ángulo leído como argumento para establecer las siguientes comparativas:

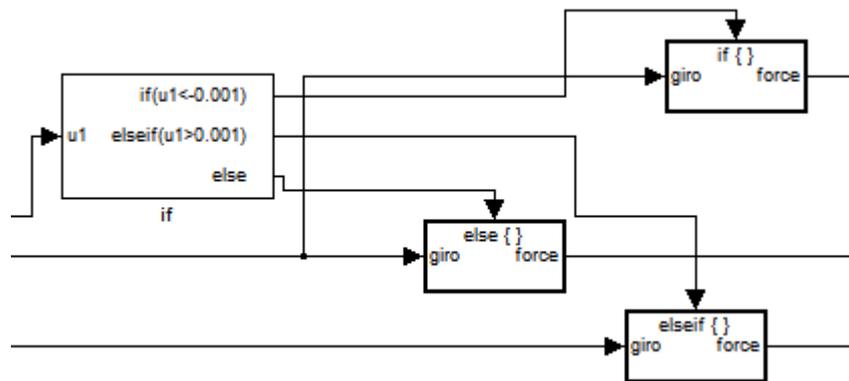


Figura 49. Condiciones de la aplicación del par

Ya que está preparado tanto para ángulos positivos como negativos (giro en un sentido u otro), se debe contemplar esto en las condiciones y ecuaciones que se mostrarán más adelante. En el modelo inicialmente se tiene un comportamiento rígido de la unión, dada la precarga inicial que se le aplica al resorte necesitando superar un par umbral para separar el acoplamiento. Para establecer ese par umbral se establece una recta donde el par es mucho mayor que el giro dado por lo tanto se tiene un comportamiento prácticamente rígido hasta superar dicho par umbral. Se muestran ahora las condiciones:

- Si el ángulo de giro β del acoplamiento es menor que δ radianes (siendo δ un ángulo muy pequeño): se introducirá el giro en radianes y se obtendrá el par a aplicar sobre el *Revolute*. Con la siguiente expresión (obtenida en el apartado:

“Caracterización matemática del acoplamiento flexible”) se representa el par en la unión más un par umbral a superar para el inicio del movimiento:

$$-K_S \cdot \text{radio}^2 \cdot \text{seno}(u_1) + P$$

Donde:

- K_S es la rigidez del resorte
 - radio es el radio sobre el que gira el acoplamiento al separarse
 - u_1 es el ángulo de giro β
 - P es el par umbral
- Si el ángulo β es mayor que δ radianes: se introducirá el giro y se obtendrá el par a aplicar sobre el *Revolute* con la siguiente expresión:

$$-K_S \cdot \text{radio}^2 \cdot \text{seno}(u_1) - P$$

- Sino se tiene que $-\delta > \beta < \delta$: el comportamiento será totalmente rígido hasta superar el par umbral utilizando la siguiente expresión:

$$-\frac{P}{\delta} \cdot u_1$$

Todas estas acciones van a parar a un bloque suma. Mientras se esté ejecutando en una de las tres condiciones las dos restantes aportaran 0 a la suma. Más tarde se aplicará esta fuerza a la unión con un *Joint Actuator* como se estudiará en un apartado posterior titulado: “Modelado de la fuerza de impacto”.

En este apartado se pondrá a prueba el mecanismo, para ello se realizaran una serie de simulaciones variando parámetros y estudiando las consecuencias de dichos cambios. Tienen relevancia en su estudio parámetros tales como la contribución de la inercia del rotor sobre la fuerza de impacto, el par umbral de funcionamiento óptimo, la rigidez del resorte y la posición de acoplamiento sobre el brazo. De lo que se trata es de crear un abanico de posibilidades que sea capaz de atender a las diversas situaciones que se presenten en la etapa de diseño, según sea lo que se quiera conseguir.

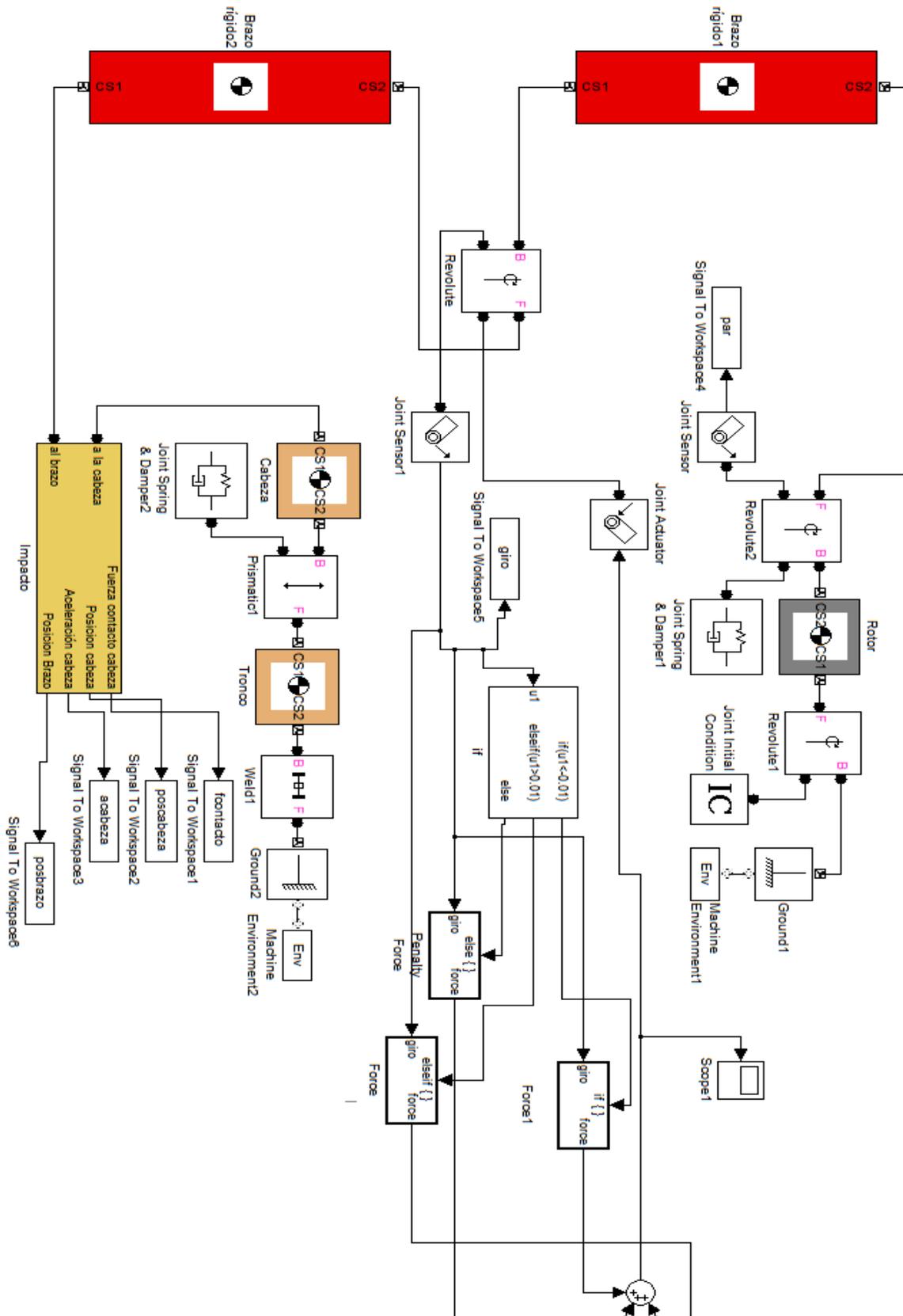


Figura 50. Modelo completo simulación del impacto

Para poder realizar las simulaciones le daremos valores a los diferentes parámetros que integran el modelo:

Parámetros definidos	Designación-Valor	Unidad
Longitud del brazo 1	$L1 = 0,2$	m
Longitud del brazo 2	$L2 = 0,2$	m
Diámetro externo de la sección	$D_{ext} = 0,150$	m
Diámetro interno de la sección	$D_{int} = 0,147$	m
Densidad del aluminio	$d = 2710$	Kg/m^3
Modulo de Young para el aluminio	$E = 7,2 \cdot 10^{10}$	N/m^2
Masa del brazo	$m_{brazo} = 3$	kg
Área de la sección	$Area=6,998 \cdot 10^{-4}$	m^2
Momento de inercia másico en Z desde el extremo	$I_{zz}=0,16$	$Kg \cdot m^2$
Momento de inercia a la salida de la reductora	$I_{rotor}=1,2$	$Kg \cdot m^2$
Constante de rigidez del acoplamiento flexible	$K_{red}=1,6 \cdot 10^4$	$N \cdot m/rad$
Masa de la cabeza	$M_{cabeza}=3,25$	kg
Constante de rigidez del cuello	$K_{neck}=463$	N/m
Constante de amortiguamiento del cuello	$D_{neck}=21$	$N \cdot s/m$
Velocidad angular inicial del rotor	$v_{inivial}=2$	rad/s
Constante de rigidez de la cobertura	$D_{cov}=10^5$	N/m
Constante de amortiguamiento de la cobertura	$D_{cov}=15$	Ns/m

Tabla 12. Designación de parámetros para las simulaciones

Los datos mostrados anteriormente corresponde a valores generales, no obstante si se quiere estudiar la influencia, por ejemplo de la longitud, esta será un parámetro que en modelo no quedará definido (no será un valor concreto). Una vez definidos los parámetros que intervienen en el modelo sólo quedará estudiar las diferentes variables como verá a continuación.

4.4.1 Fuerza y aceleración de impacto según las inercias del rotor

Según sea la inercia que tenga el rotor cambiará la fuerza de impacto sobre la cabeza. Como se observa en la gráfica que aparece a continuación a mayor inercia mayor será la diferencia entre fuerzas de impacto entre un brazo robot totalmente rígido y otro con el acoplamiento flexible. La inercia de $1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ es la calculada en el apartado “Motor/reductora eje principal” para una relación de reducción de 100:1 mientras que la de $0,28 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ es para una reducción de 50:1. El valor inercial de $0,16 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ corresponde a la masa propia del brazo sobre un eje que pase por el extremo del brazo.

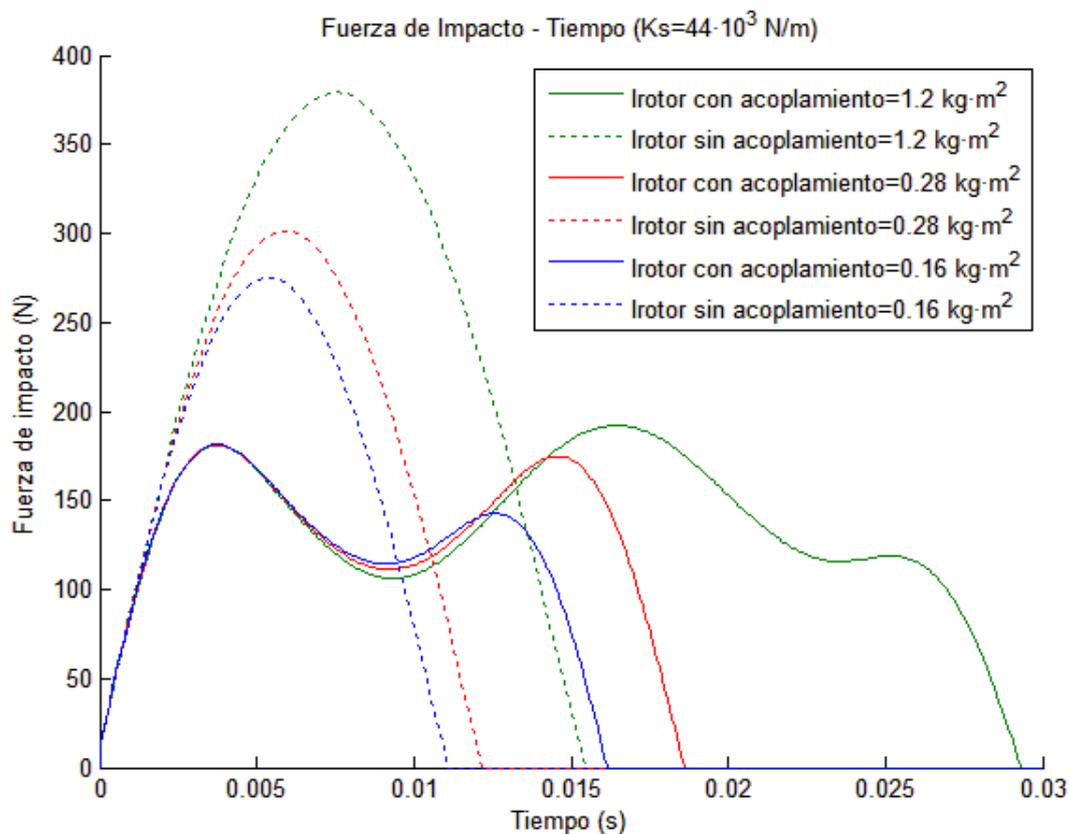


Figura 51. Fuerza de impacto en función del tiempo para diferentes valores de inercia del rotor

La disminución de las fuerzas de impacto en curvas con acoplamiento frente a los eslabones rígidos (sin acoplamiento) se debe a que se desacopla la inercia del brazo y rotor, quedando la inercia entre el acoplamiento y el efector (mano robot). El alargamiento en el tiempo de la fuerza de impacto (siguiente pico de fuerza) se debe a la recuperación de la inercia que antes estaba desacoplada.

Para las gráficas que aparecen en los apartados siguientes se utilizará un valor de inercia de $1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

En cuanto a la aceleración que la cabeza posee durante el impacto se observa lo siguiente:

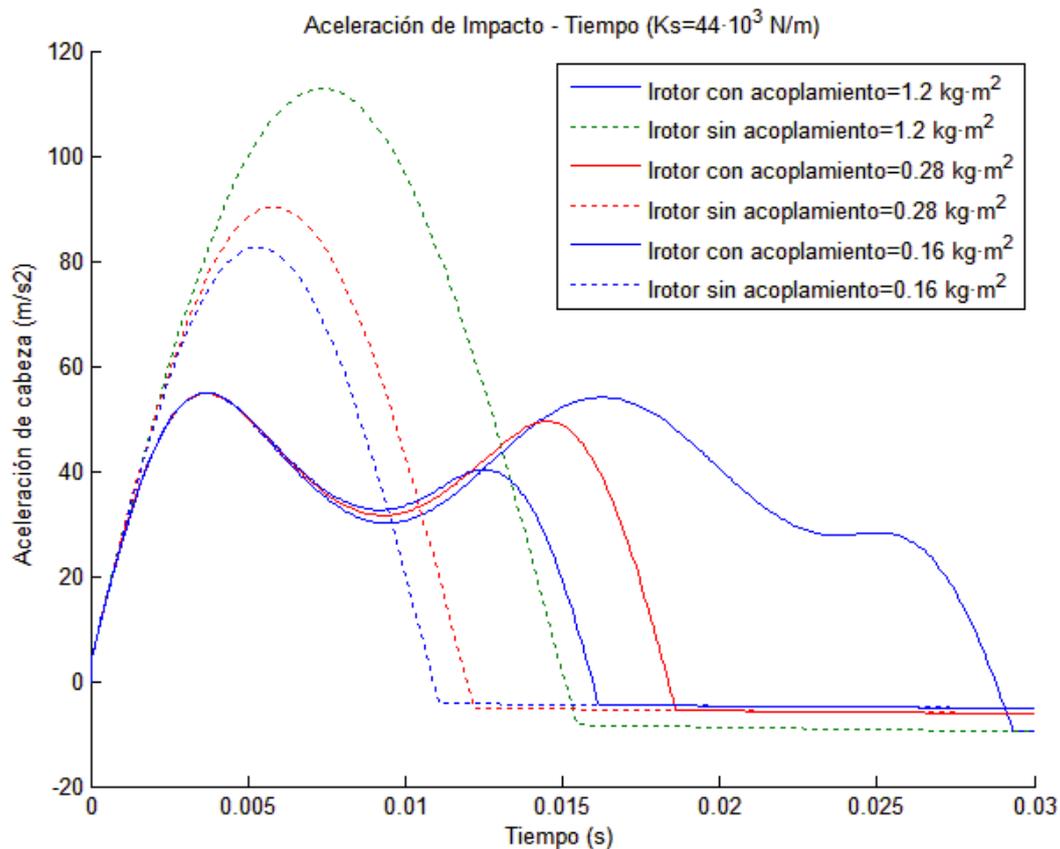


Figura 51. Aceleración en la cabeza en función del tiempo para diferentes valores de inercia del rotor

4.4.2 Fuerza de impacto según diferentes resortes y pares umbrales

Como se dijo en el apartado “Par umbral para separar la unión” es necesario superar un par umbral para que el acoplamiento se separe. Dicho par umbral tiene gran relevancia y por ellos se realiza su estudio para distintos resortes, variando el par umbral y comparándolo con un eslabón donde el acoplamiento no existiría (totalmente rígido).

- Para $K_s = 44\cdot 10^3 \text{ N/m}$:

Para un tiempo de simulación de 0,1 segundos tendríamos la siguiente figura:

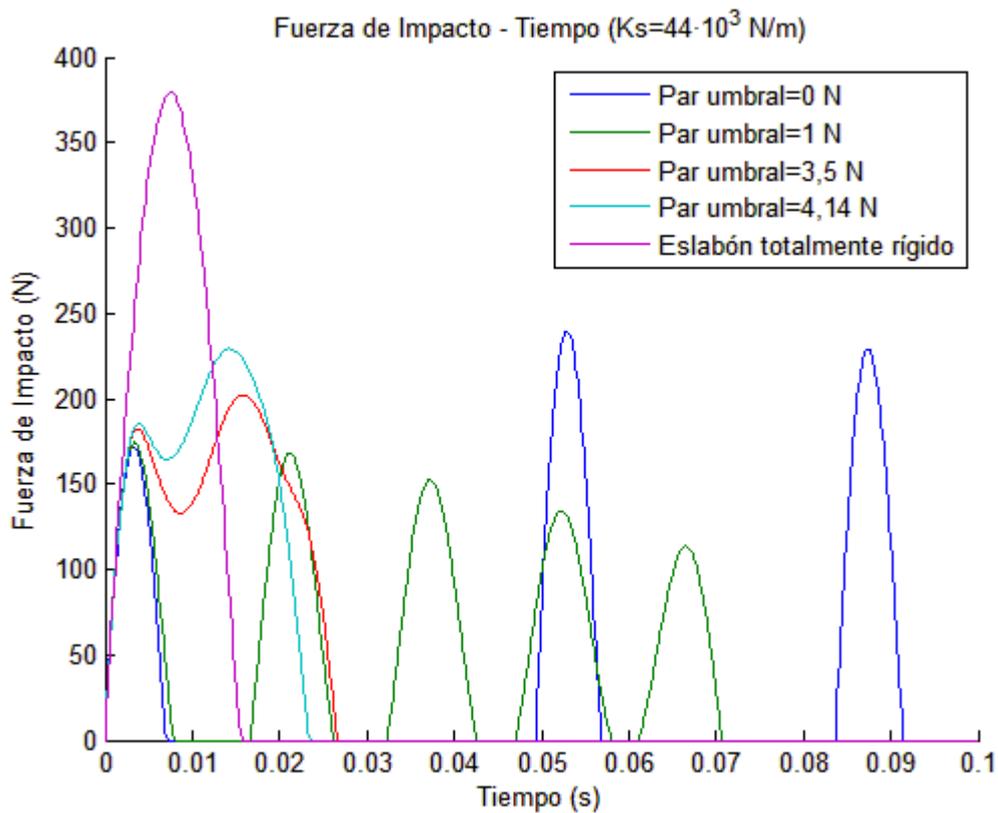


Figura 52. Fuerza de impacto respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=44 \cdot 10^3$ N/m)

El tiempo de simulación no está escogido al azar, sino que representa la primera zona de impactos de las tres existentes en el impacto (tiempo de 0,5 segundos). En esta zona nos encontramos con los resultados más representativos, ya que se obtiene fuerzas de impacto mayores. Después de estos 0,5 segundos donde tendríamos estas tres zonas de impactos volveríamos a tener impactos 3 segundos más tarde, pero no se estudia ya que el operario apartaría la cabeza teniendo tiempo suficiente. Las zonas de impacto se distinguen fácilmente por la agrupación en crestas de fuerzas (choques) sobre la cabeza.

Como es lógico el valor pico de fuerza corresponde al brazo sin el mecanismo (Eslabón totalmente rígido), mientras que la aplicación de un par umbral a nuestro mecanismo tiene como consecuencia la disminución de esa fuerza de impacto. Dicha disminución será proporcional al valor de par que se introduzca de modo que a menor par menor será la fuerza de impacto excepto cuando tenemos un brazo con par umbral 0 donde las fuerzas de impacto no son siempre inferiores a pares umbrales mayores. Esto es debido a que la parte del brazo que golpea está únicamente unida por un cable, sin ninguna fuerza de un resorte que tienda a unir ambas partes del brazo, de este modo se contribuye a la inercia tras el primer impacto

aumentando la fuerza que golpea sobre la cabeza frente a precargas un poco mayores (0,936 y 3,11 vista la figura anterior).

Para entender de una forma más directa la reducción de daño que supone utilizar una par umbral u otro se realiza una comparación entre dos de ellas:

El valor de fuerza pico para el eslabón totalmente rígido corresponde a 379,1 N.

- Para par umbral 3,11 Nm:

El valor de fuerza pico corresponde a 192 N, siendo capaz de soportar una carga de 1,1 kg. La reducción de fuerza es de $379,1 - 192,0 = 187,1$ N, por lo tanto la reducción de daño es del 49,4 %.

- Para par umbral 4,14 Nm:

El valor de fuerza pico corresponde a 229 N, siendo capaz de soportar una carga de 1,5 kg. La reducción de fuerza es de $379,1 - 229,0 = 150,1$ N, por lo tanto la reducción de daño es del 39,6 %.

En cuanto a la aceleración que la cabeza posee durante el impacto se observa lo siguiente:

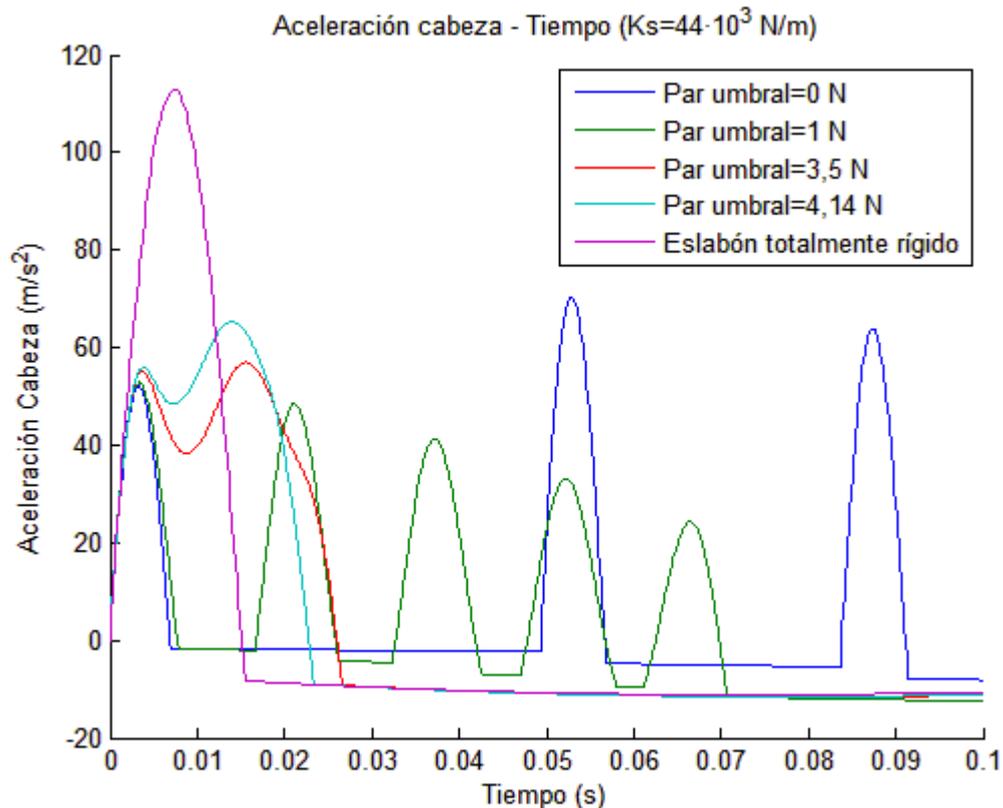


Figura 53. Aceleración de la cabeza respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=44 \cdot 10^3$ N/m)

➤ Para $K_s = 80,5 \cdot 10^3$ N/m:

A continuación se observa la gráfica para otra rigidez del resorte donde se puede apreciar la diferencia respecto a rigidez de $44 \cdot 10^3$ N/m al encontrar otro impacto (cresta de fuerza) cuando no existe par umbral. Los valores de fuerza aumentan levemente también respecto a la rigidez estudiada anteriormente.

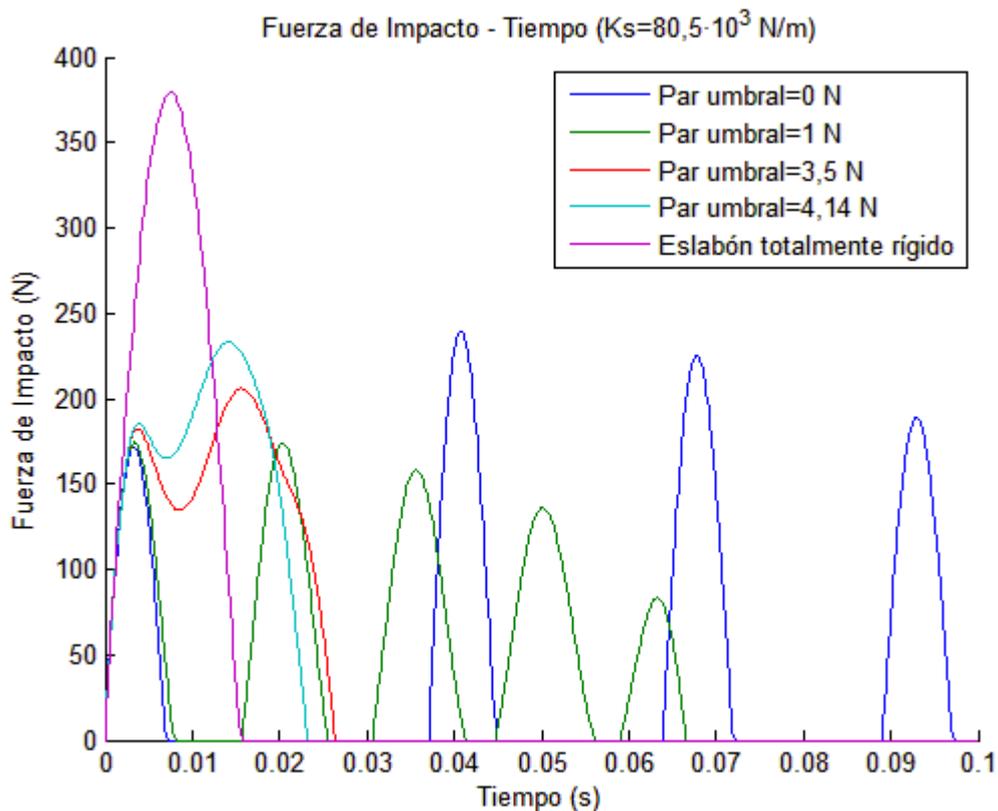


Figura 54. Fuerza de impacto respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=80,5 \cdot 10^3$ N/m)

En cuanto a la aceleración que la cabeza posee durante el impacto podemos observar como se obtiene una gráfica proporcional a la mostrada anteriormente.

A continuación podemos observar la aceleración de la cabeza durante el tiempo de impacto:

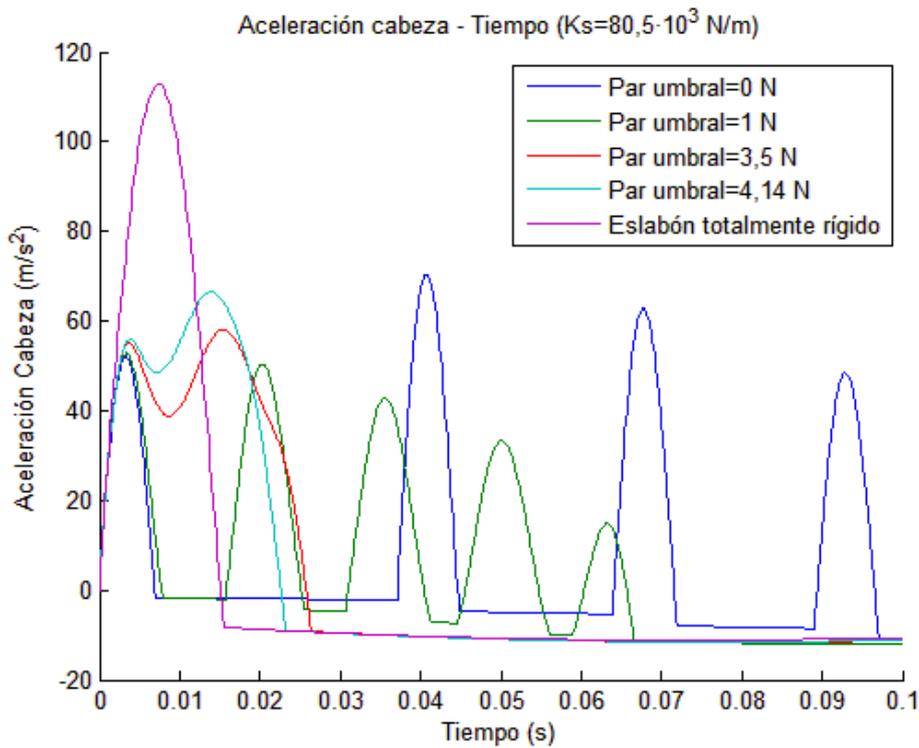


Figura 55. Aceleración de la cabeza respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=80,5 \cdot 10^3$ N/m)

➤ Para $K_s = 218,5 \cdot 10^3$ N/m:

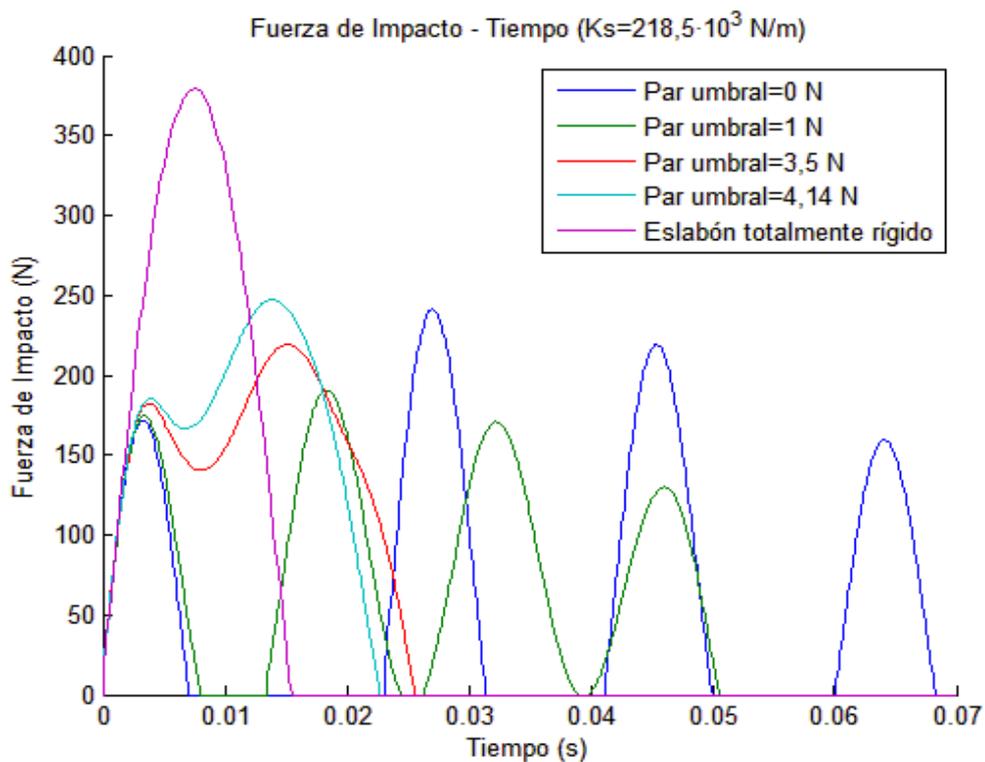


Figura 56. Fuerza de impacto respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=218,5 \cdot 10^3$ N/m)

Al igual que ocurre para la rigidez de $80,5 \cdot 10^3$ N/m, se aprecia un aumento leve de las fuerzas de impacto. También se puede observar como aumenta el tiempo de impacto para par umbral 0 y 0.936 Nm frente a las otras rigideces.

En cuanto a la aceleración que la cabeza posee durante el impacto se observa lo siguiente:

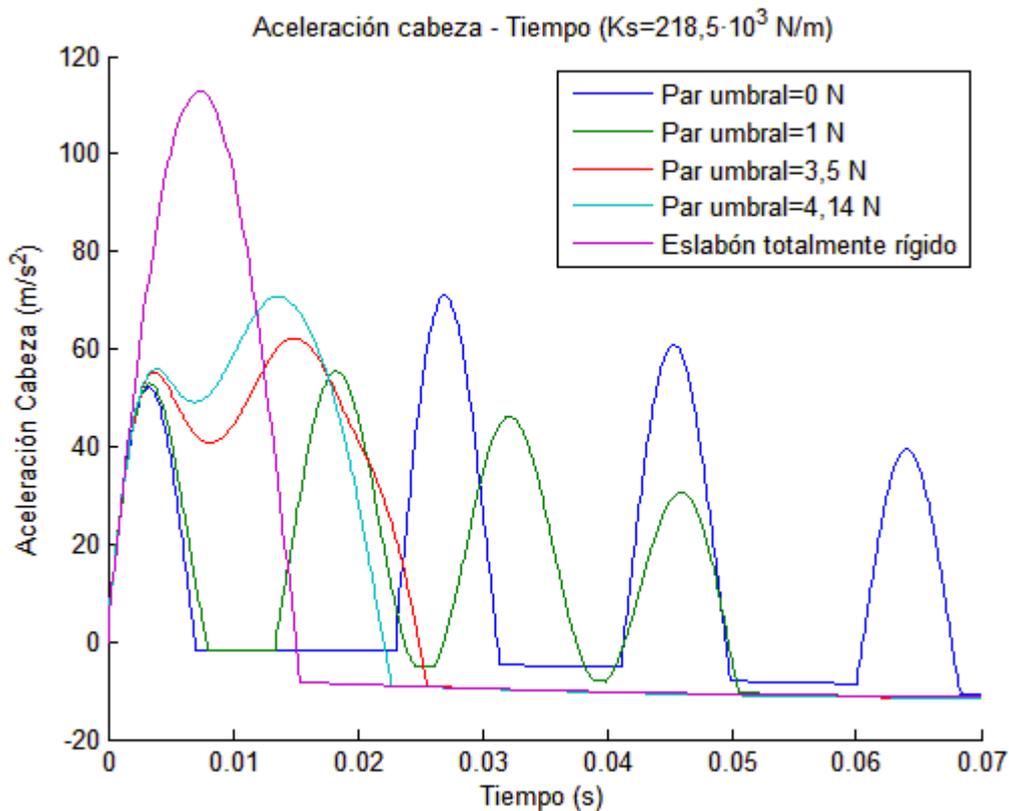


Figura 57. Aceleración de cabeza respecto al tiempo variando el par umbral ($K_s=218,5 \cdot 10^3$ N/m)

Dados los resultados anteriores se escogerá el par umbral de 4,14 Nm ya que aporta una buena seguridad consiguiendo soportar una carga de 1,5 kg. A continuación se estudiará como contribuye la longitud del brazo a la fuerza y aceleración causada sobre la cabeza.

4.4.3 Fuerza y aceleración de impacto para diferentes longitudes del brazo

La longitud del brazo será función de L1 de modo que a mayor L1 menos será la longitud restante del brazo L2. L1 representa la longitud existente entre el comienzo del brazo robot hasta llegar al acoplamiento flexible, mientras que L2 representa la longitud entre el

acoplamiento flexible y la mano de robot. Como ya se dijo en un apartado anterior la longitud total del brazo será de 0.4 m, por lo tanto $L1=0,4-L2$.

Parece lógico pensar que a mayor longitud de brazo $L1$ mayor será la reducción del daño causado, ya que menor será la inercia con la que se golpea del brazo de longitud restante $L2$. No obstante se obtiene la siguiente gráfica:

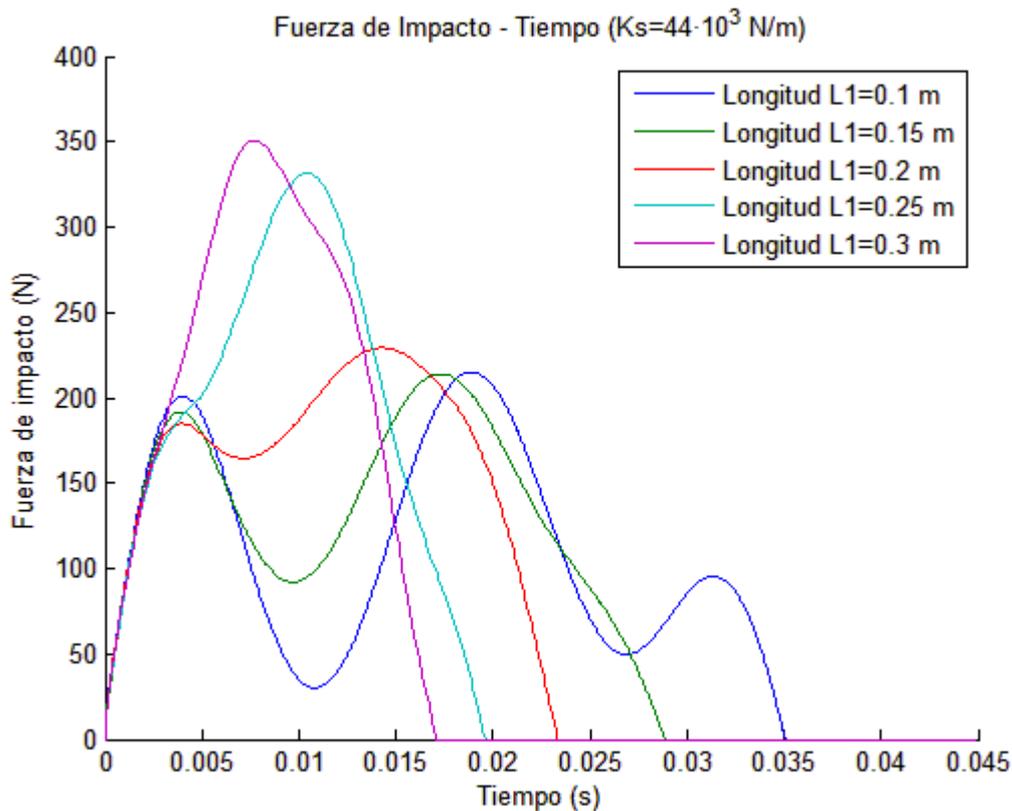


Figura 58. Fuerza de impacto respecto al tiempo variando las longitudes $L1$ ($P=4,14Nm$)

Efectivamente a mayor longitud de $L1$ mayor es la reducción de la fuerza de impacto pero hasta llegar a longitud 0,2 m. Para la longitud de 0,25 y 0,3 m se ve un incremento en la fuerza de impacto. Se observa que a mayor longitud de $L1$ menor es la distancia existente entre los picos de fuerza (menor tiempo entre impactos). De este modo se intercambia tres impactos por uno de mayor fuerza. Por el principio de acción reacción la fuerza de impacto es la misma pero de sentido contrario para la cabeza que para el brazo. Dicha fuerza tiende a separar los cuerpos, no obstante esta fuerza sobre $L2$ crea un momento menor, ya que la longitud $L2$ va decreciendo conforme aumenta $L1$. Al ser el momento menor

el desacople del mecanismo es menor no creándose esa separación entre los cuerpos como ocurre con longitudes de $L1$ menores.

En cuanto a las aceleraciones para las distintas longitudes ocurre lo mismo como se observa a continuación:

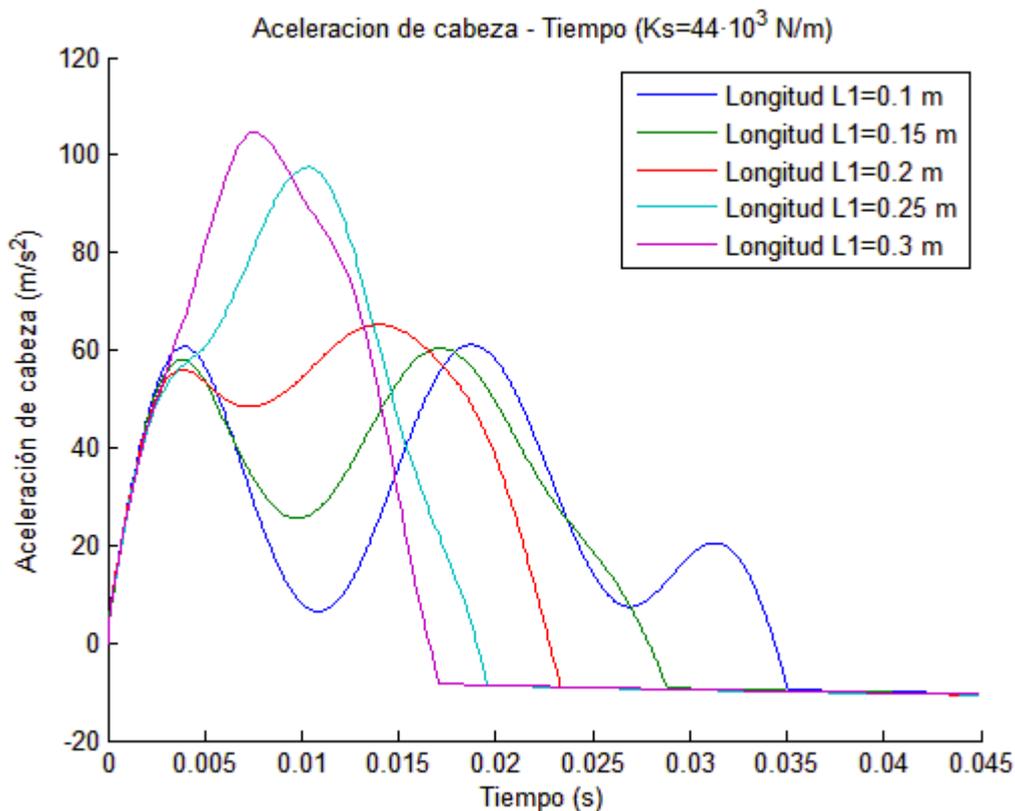


Figura 59. Aceleración de cabeza respecto al tiempo variando las rigideces ($P=4,14Nm$)

4.4.4 Giro del acoplamiento

El objetivo es determinar cual es el giro del acoplamiento (giro entre las dos partes del brazo robot que une) durante el tiempo de impacto. Para ello se particularizan las simulaciones a un par umbral de 4,14 Nm, un resorte de $44 \cdot 10^3$ N/m y situando el mecanismo justo en la mitad del brazo ($L1=0,2$ m). Los resultados son los siguientes:

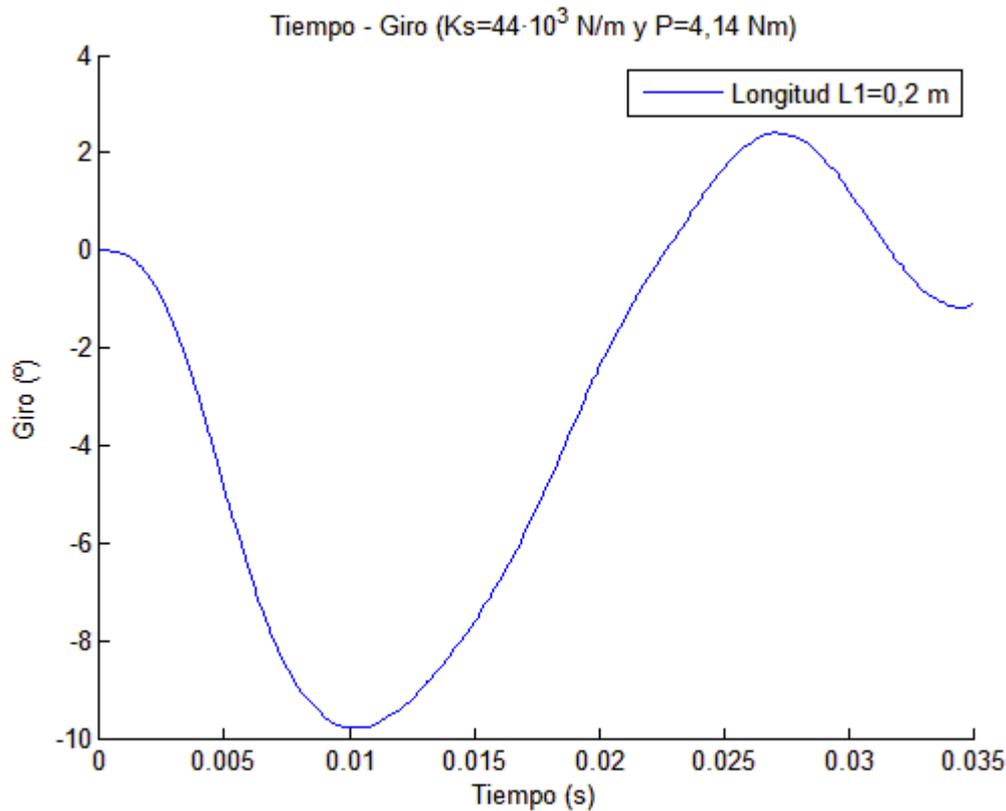


Figura 60. Giro del acoplamiento durante el tiempo de impacto

Se observa como para este caso se tendrá un giro máximo de aproximadamente 10° . El hecho de que se observen ángulos negativos o positivos es debido al sentido de giro del acoplamiento. El giro del acoplamiento dado un impacto tiende a recuperarse tras este para recuperar su posición de equilibrio.

4.4.5 Discusión

El objetivo de este apartado es mostrar a modo de conclusión los resultados generales obtenidos en las simulaciones anteriores. En estas gráficas se observan diversos valores de cada uno de los parámetros estudiados. Corresponderá ahora determinar cuales serán los parámetros para este prototipo del acoplamiento flexible. Como es lógico se elegirán aquellos valores que reflejen una reducción de daño (menor fuerza/aceleración de impacto) con respecto a los otros valores simulados. Los valores serán:

- Inercia del rotor de $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.
- Rigidez del resorte: Se tomará la de $44 \cdot 10^3$ N/m.
- Par umbral $4,14$ Nm.

De entre todos los valores estudiados en las simulaciones, la combinación de los valores anteriores propiciarán la situación más óptima a la hora de reducir el daño en caso de colisión hombre robot.

4.5 Prototipos del acoplamiento flexible

En este apartado se presentarán las propuestas de diseño según sea el método de regulación del par umbral del acoplamiento flexible. Existirá un prototipo con par umbral fijo durante una tarea y un prototipo con sistema de regulación del par umbral con un motor.

4.5.1 Prototipo con par umbral fijo

En este prototipo se podrá cambiar el par umbral manualmente accediendo al habitáculo donde se encuentre el sistema de regulación entre tareas del manipulador. El sistema de regulación será un tornillo tensor, de manera que antes de cada tarea se ajustará según sea la operación que se quiera llevar a cabo.

4.5.2 Prototipo con sistema de regulación del par umbral

En este caso el par umbral se podrá modificar en tiempo real durante una misma tarea. Para ello se recurre a un sistema con un motor. Para el prototipo con sistema de regulación del par umbral se consideran dos propuestas:

- Propuesta 1

A continuación se observa el modelo del acoplamiento:

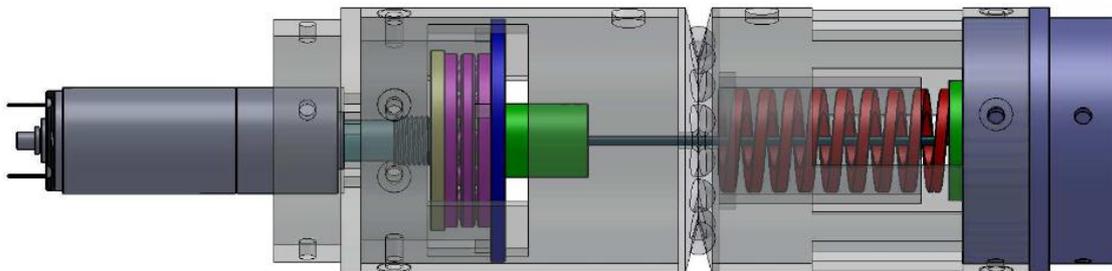


Figura 61. Propuesta 1 del prototipo con sistema de regulación del par umbral

En esta propuesta se utiliza un rodamiento que apoya sobre dos superficies para que la carga axial producida por la tensión del cable no se transmita al motor. Para tensar más o menos el cable (cambiar par umbral) se recurre a la utilización de un tornillo de potencia.

- Propuesta 2

A continuación se muestra el modelo:

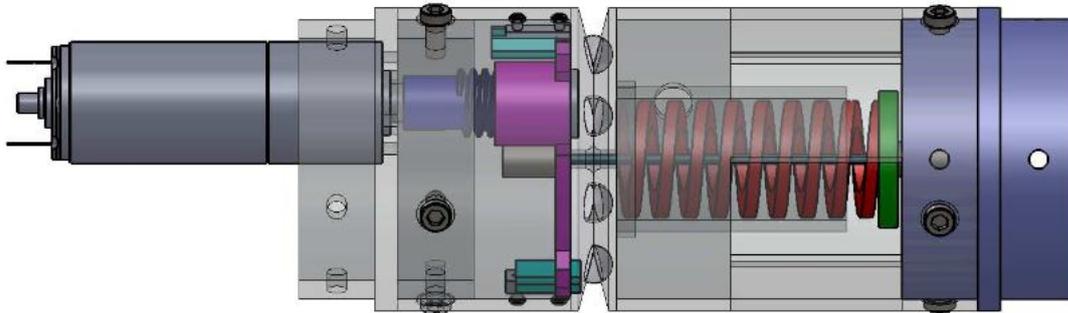


Figura 62. Propuesta 2 del prototipo con sistema de regulación del par umbral

En esta ocasión para regular el par umbral se utiliza un tornillo sin fin que tira de un tensor que se mueve a través de unas correderas. En este caso el tornillo sin fin está apoyado sobre el habitáculo del motor por lo que la carga tampoco llegará al motor.

Ante las dos alternativas se observa un compromiso en cuanto a la simplicidad de fabricación, montaje y en cuanto a peso de la segunda propuesta. De este modo será la segunda propuesta la elegida como prototipo final.

4.6 Diseño del prototipo CAD del acoplamiento flexible

Ya se propuso un boceto del modelo en el apartado “Modelo matemático del acoplamiento flexible” el cual se observa a continuación:

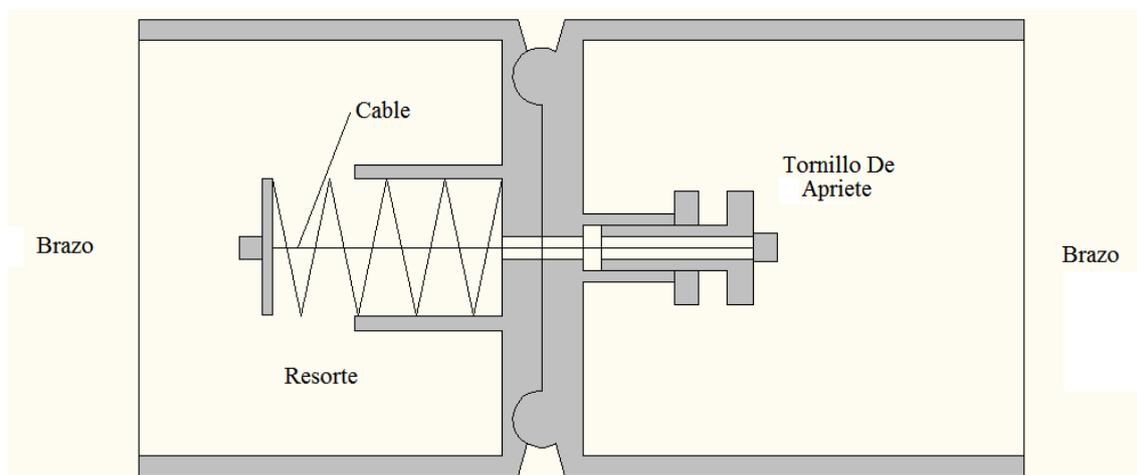


Figura 63. Boceto del acoplamiento flexible

Ahora de lo que se trata es de dotar de dimensiones reales el croquis mediante una representación 3D. Como ya se explicó en el apartado anterior se distinguirán dos modelos uno en el que la compresión del resorte será aplicada manualmente y otra mediante un motor.

- El modelo sin motor

Como se observa en la figura siguiente se muestra el acoplamiento flexible con transparencias para ver los elementos interiores con mayor claridad.

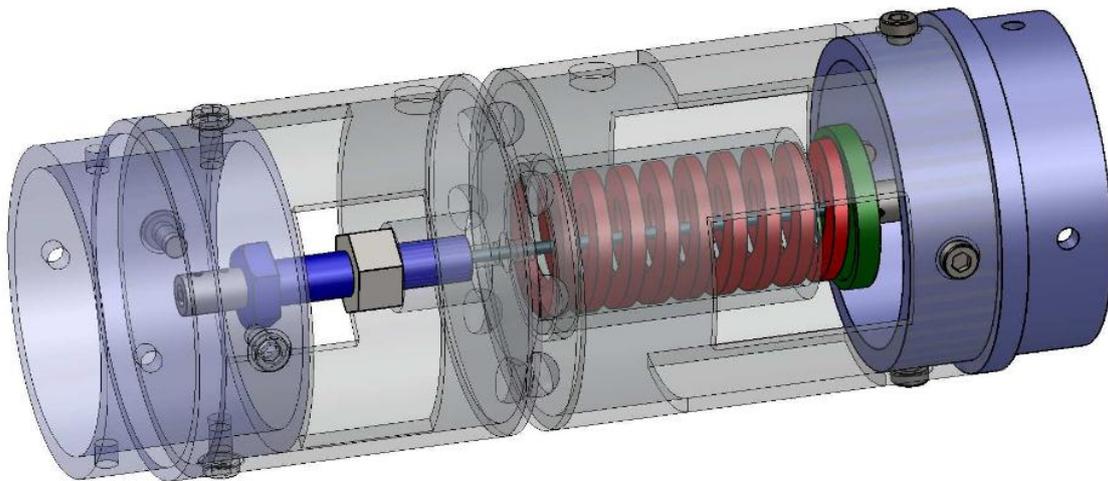


Figura 64. Prototipo sin motor del acoplamiento flexible

A continuación se nombrarán los elementos más representativos del diseño mostrado:

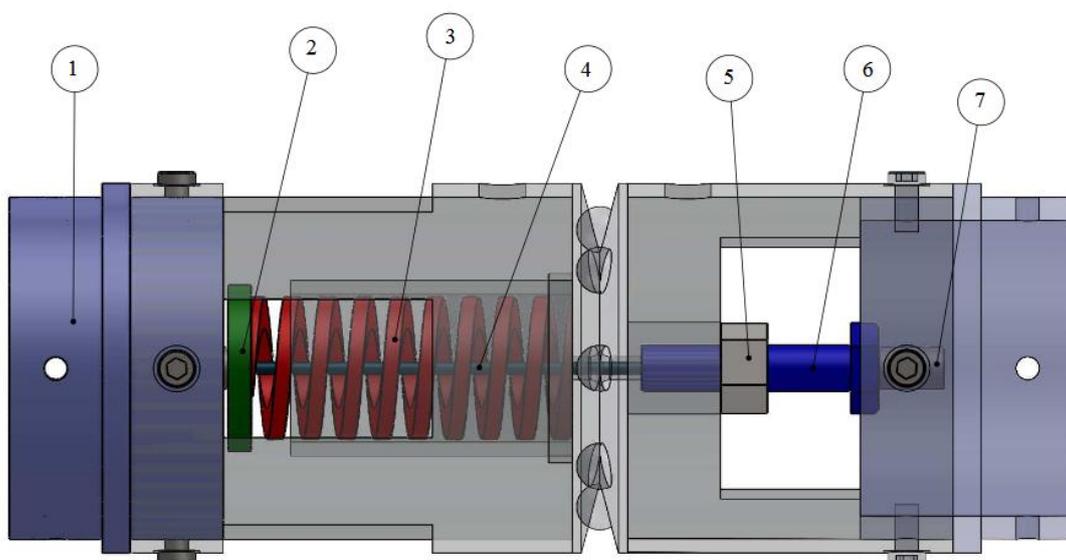


Figura 65. Enumeración de los elementos representativos del acoplamiento sin motor

1. Unión acoplamiento-brazo: esta pieza será la encargada de unir el acoplamiento al brazo donde vaya insertado el mecanismo.
2. Tapa resorte: como un elemento de transmisión de la tensión del cable al resorte.
3. Resorte: su compresión o descompresión aportará mayor o menor rigidez a la unión.
4. Cable: elemento de unión del acoplamiento.
5. Tuerca tensión: como un elemento de sujeción del tornillo tensor.
6. Tornillo tensor: como elemento que cambia el par umbral. El avance o retroceso de este tornillo induce una compresión del resorte al aplicarle una tensión al cable.
7. Tope cable: lugar donde se fija el cable. En este modelo existe uno en cada uno de los extremos como fijación de cable.

Cabe destacar que para permitir un correcto desacople se utilizan 8 esferas por donde girar el acoplamiento en caso de impacto.

- Modelo con motor

Una vez elegida la propuesta en el apartado anterior, se desarrollará con más detalle. En la figura siguiente se observará el modelo en 3D:

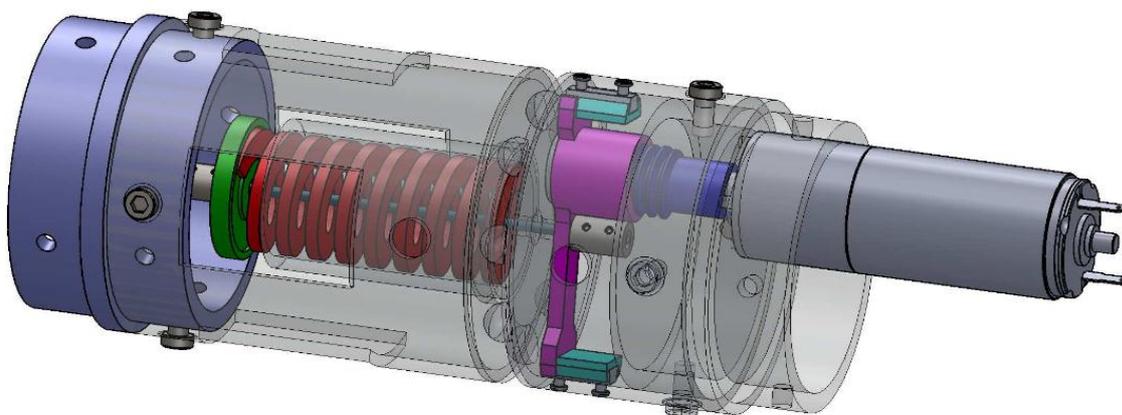


Figura 66. Prototipo con motor

Ahora se mostrarán los elementos más relevantes:

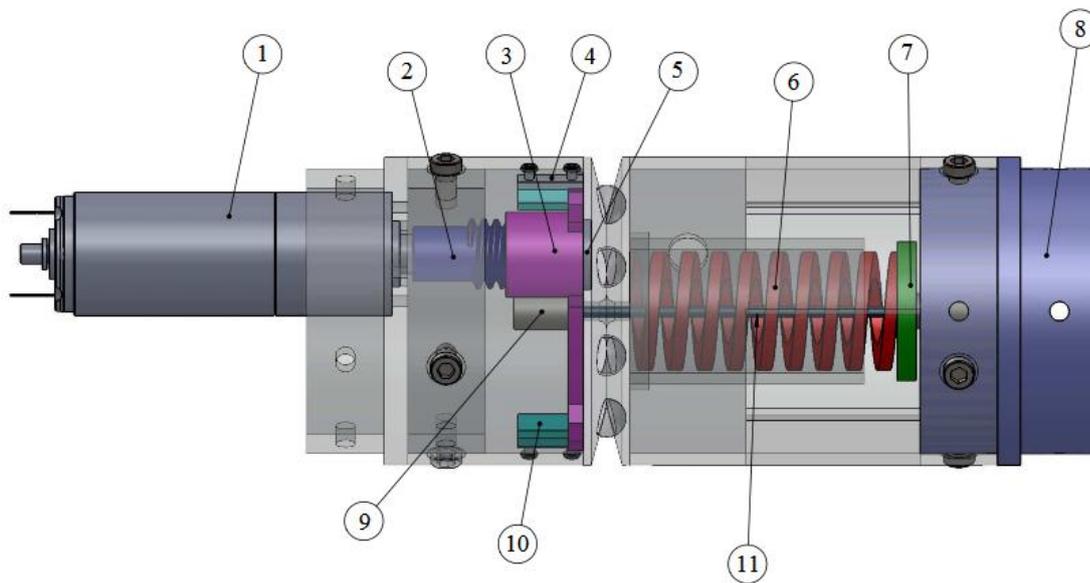


Figura 67. Enumeración de los elementos representativos del acoplamiento con motor

1. Motor: será el encargado de proporcionar el par necesario para darle una precarga al resorte.
2. Tornillo de potencia: se trata de un tornillo sin fin cuya función será transformar el movimiento angular del motor en un movimiento axial para tensar el cable. Este tornillo apoya sobre una superficie de nailon que se encuentra unida al cilindro exterior, siendo en este caso éste el que soporte la carga axial del cable.
3. Tensor cable: será el elemento que se mueva axialmente a través de unas correderas. Este tensor tiene el objetivo de tensar el cable.
4. Correderas: son los elementos que se encarga de asegurar el movimiento axial del tensor de cable.
5. Soporte nailon: para soportar la carga axial se utiliza un apoyo sobre el habitáculo del motor evitando grandes rozamientos gracias a la utilización del nailon.
6. Resorte: su compresión o descompresión aportara mayor o menor rigidez a la unión.
7. Tapa resorte: como un elemento de transmisión de la tensión del cable al resorte.

8. Unión acoplamiento-brazo: esta pieza será la encargada de unir el acoplamiento al brazo donde vaya insertado el mecanismo.
9. Tope cable: se encarga de mantener unido el cable al tensor del cable. Existe uno a ambos lados del cable.
10. Recubrimiento correderas: Para evitar grandes rozamientos se recubren las correderas de una pieza de nailon.
11. Cable: elemento de unión del acoplamiento.

4.7 Selección y dimensionado de los elementos del acoplamiento

En este apartado se erigirán los elementos relevantes necesarios para el diseño del acoplamiento y el motor/reductora eje principal.

4.7.1 Resorte

En cuanto al resorte se escogerá uno de un catálogo. Ante la prioridad de reducir el daño de impacto se utilizará un resorte de constante de rigidez de $44 \cdot 10^3$ N/m, tal y como se expresó en el apartado de simulaciones de impacto. De este modo se selecciona un resorte de la casa de muellestock cuyo modelo es el 700286 y de características:

- Longitud del resorte: 76 mm.
- Diámetro exterior: 32 mm.
- Diámetro interior: 16 mm.
- Constante elástica: $44 \cdot 10^3$ N/m.
- Hilo 1: 7,3 mm.
- Hilo 2: 5,9 mm.

4.7.2 Cable

Se utilizará un cable de uso general de 6x7+1 (con seis cordones y siete hilos cada uno con un alama de fibra). La carga máxima a soportar será de 423,4 N.

Con estos datos se calcula en el anejo A1 “Cable” el diámetro del mismo obteniendo que como mínimo a de ser de 2 mm. Por lo tanto se utilizará un cable de 2 mm.

4.7.3 Motor/reductora eje principal

Este Motor será el encargado de proporcionar el movimiento al brazo robo donde se encontrará el acoplamiento flexible.

Las expresiones mostradas en el apartado “Teoría para selección del motor/reductora” se implementaran en una hoja de cálculo para seleccionar el motor y reductora correspondiente. Para ello se consideran los datos mostrados en la siguiente tabla junto con los resultados obtenidos:

Parámetros que influyen para el cálculo	Datos (fondo verde) y resultados (fondo blanco)
Longitud del brazo (m)	0,4
Masa del brazo robótico (kg)	3
Masa de la carga (kg)	2
Inercia reflejada brazo (kg m ²)	1
Inercia carga + brazo (kg m ²)	0,48
N1	100
N2	1
Reducción	100
Inercia carga vista (kg m ²)	$4,8 \cdot 10^{-5}$
Inercia Rotor + Reductora (kg m ²)	$1,12 \cdot 10^{-4}$
Inercia Rotor + Reductora equivalente (kg m ²)	1,12
Inercia total eje motor (kg m ²)	$1,6 \cdot 10^{-4}$
V1 (m/s)	0
V2 (m/s)	2
t (s)	0,5
V1 (rad/s)	0
V2 (rad/s)	5
Acc. (rad/s ²)	10
Acc. rotor (rad/s ²)	1000
Torque Acc. en rotor (N m)	0,16

Torque Acc. En carga (N m)	16
Torque Load en rotor (N m)	0,137
Torque Load en carga (N m)	13,734
Total Torque en rotor (N m)	0,297
Total Torque en carga (N m)	29,7

Tabla 13. Valores introducidos y calculados en el motor/reductora eje principal

Este motor con una inercia de rotor más reductora de $1,12 \cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ proporciona un par total en la carga de 49 N·m. Para estas características específicas se necesita un par total en carga de 29,7 N·m, que por no superar al proporcionado por el motor nos movería la carga de 2 kg.

4.7.4 Motor para modificar el par umbral

Se trata de obtener el motor necesario que se observaba en el apartado de “*Diseño de detalle del prototipo CAD*”. El par necesario será el correspondiente al de subir la carga por el tornillo de potencia calculado en el anexo A2 “Tornillo de potencia”. Dicho par será de 2,13 Nm, por lo tanto se necesita un motor que ofrezca como mínimo dicho par.

El motor escogido será de la marca FAULHABER, se trata de un Dc-micromotor de serie 3257024 CR cuyo par es de 539 mNm. Por si solo el motor no nos proporciona el par requerido, no obstante se le adjunta una reductora de la misma casa y de serie 32/3 con una reducción de 43:1. De este modo el par a la salida de la reductora es de 23,2 Nm suficiente según lo que se necesita. Las hojas de características se muestran en el anejo A3 “*Hojas de características*”.

4.8 Caracterización y especificaciones del prototipo

4.8.1 Especificaciones del acoplamiento flexible

Al realizar el diseño CAD y aplicándoles materiales a las piezas se obtienen unas especificaciones generales del acoplamiento flexible según sea el modelo con o sin motor.

- Acoplamiento flexible sin motor:

Soportar una carga (kg)	1,5 kg
Giro del acoplamiento (°)	< 30
Masa (kg)	0,9 kg

Tabla 14. Especificaciones acoplamiento flexible sin motor

- En cuanto a la carga a soportar manteniéndose el brazo totalmente rígido se observa que se puede llegar a soportar medio quilo de masa más que la esperada inicialmente. Se acepta este soporte de masa ya que la reducción del daño, como ya se vio, es del 39.4 %.
- El giro del mecanismo será de 10° no obstante se deja el margen de hasta 30° de giro.
- La masa del acoplamiento es de 0,9 kg comprendido entre los 0-1 kg que se tenían como objetivo.

- Acoplamiento con motor:

Soportar una carga (kg)	1,5 kg
Giro del acoplamiento (°)	< 30
Masa (kg)	1,1 kg

Tabla 15. Especificaciones acoplamiento flexible con motor

Las diferencias en comparación con el acoplamiento sin motor son únicamente en cuanto a peso, ya que las otras características permanecen invariantes en el diseño. La diferencia de peso de 1,1 kg respecto a 1 kg de diseño propuesto es asumible.

En cuanto a las curvas características de ambos acoplamientos se observan lo siguiente:

➤ Par del mecanismo frente a la precarga

En este caso se refleja el par que el mecanismo es capaz de soportar manteniéndose totalmente rígido (sin desacoplarse) según la precarga que se le aplique al resorte.

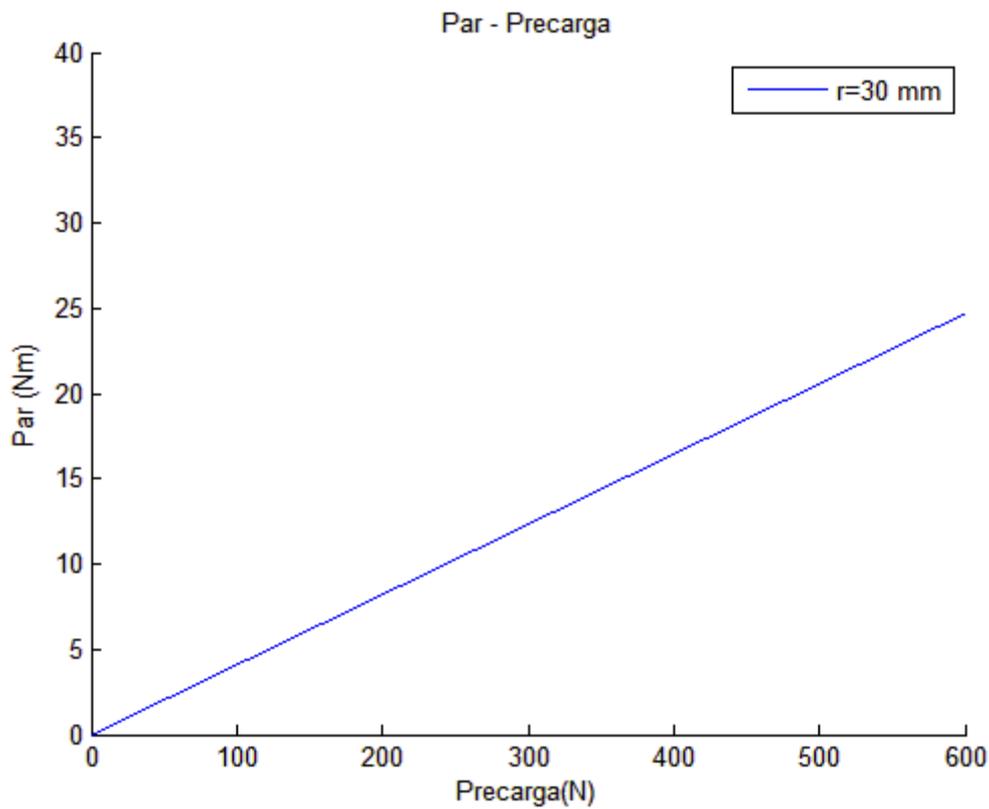


Figura 68. Par frente a la precarga del acoplamiento

➤ Par del mecanismo frente al giro

Una vez superado el par umbral el mecanismo empezará a desacoplarse. En esta ocasión se representa el giro dado según el par que se ejerza sobre el mecanismo.

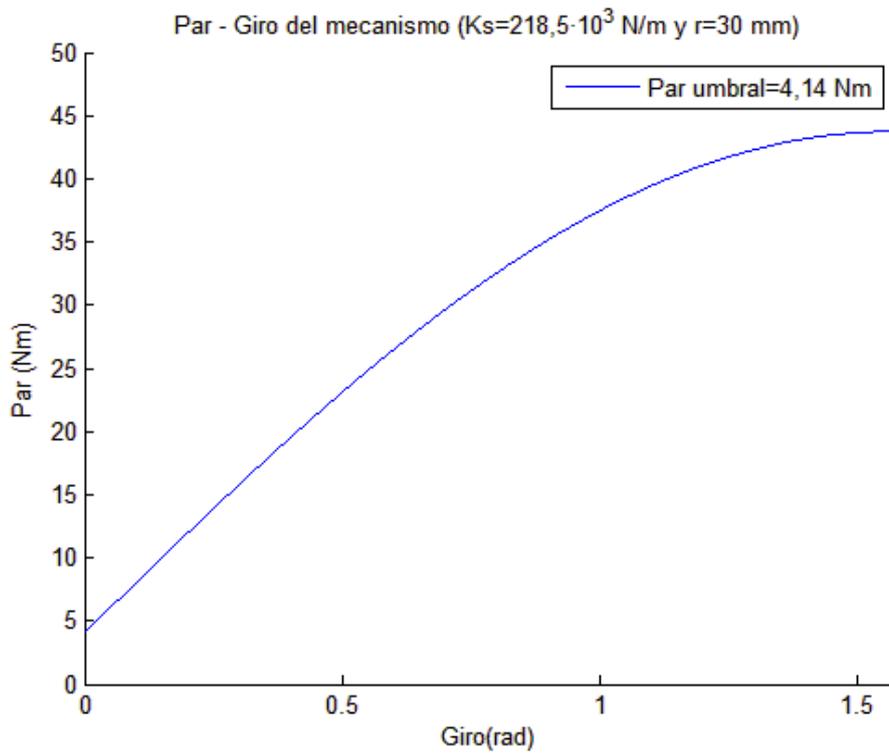


Figura 69. Par-Giro del mecanismo

➤ Tensión del cable frente al giro del mecanismo

Se representa la tensión del cable según sea el giro del acoplamiento.

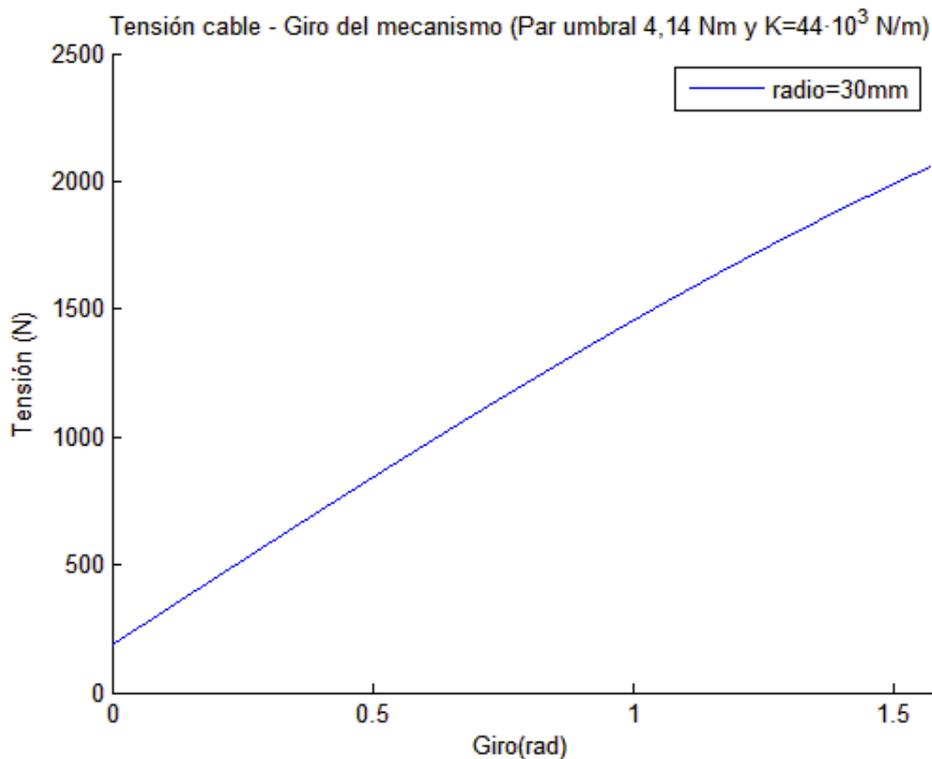


Figura 70. Tensión del cable según el giro del acoplamiento

➤ Rigidez torsional frente al giro del mecanismo

En este caso se representa como influye el giro del acoplamiento sobre la rigidez torsional dada la rigidez escogida para este prototipo.

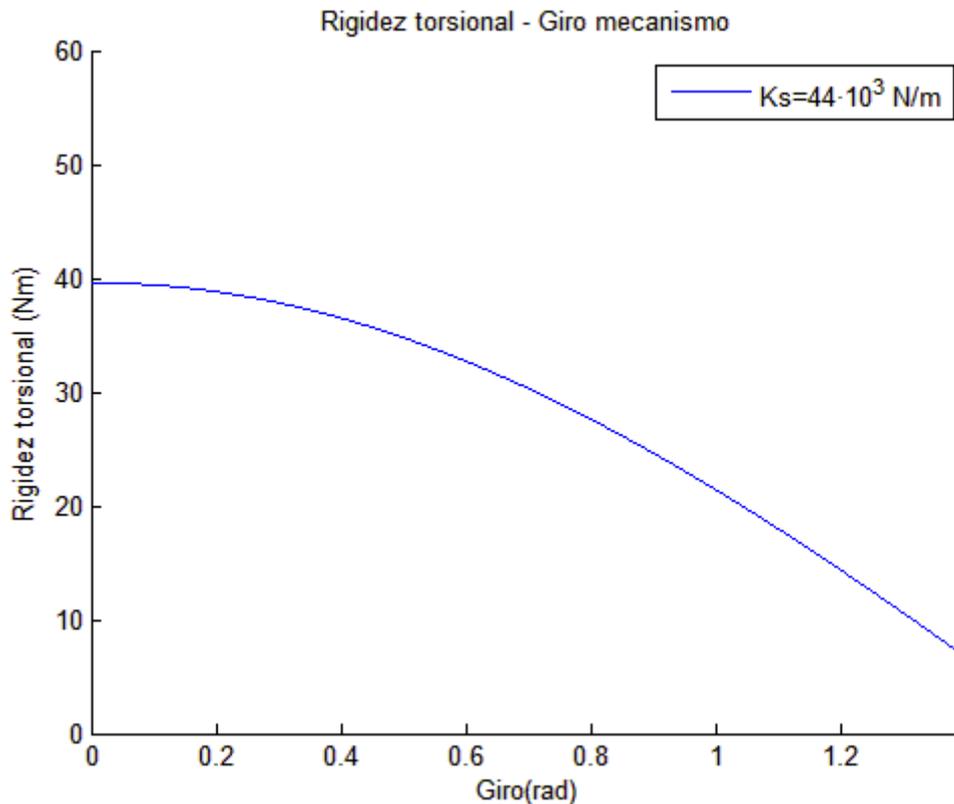


Figura 71. Rigidez torsional frente al giro del mecanismo

4.8.2 Par umbral

El objetivo de este apartado es determinar si el desplazamiento del extremo del brazo dado desacople del mecanismo es asumible en el caso de no aplicar precarga al resorte o lo que es lo mismo, sin aplicar un par umbral al mecanismo.

La necesidad de no aplicar par umbral al acoplamiento radica en poder realizar movimientos rápidos mientras el brazo no está cargado (únicamente ante su peso). Mayores velocidades implican que se produzcan mayores fuerzas de colisión, sin embargo al no tener precarga se desacoplará instantáneamente el mecanismo desacoplando así la inercia de todos los elementos que existen tras el acoplamiento sin causar daños relevantes.

Para determinar si el desplazamiento es asumible primero se obtendrá el giro de desacople del mecanismo. Para obtenerlo se recurre a la expresión calculada en el apartado “Modelo matemático del acoplamiento flexible”:

$$P \cdot L = F_s \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot r$$

Donde:

- P la fuerza en el exterior sobre el mecanismo.
- L distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje paralelo a la fuerza que pasa por el centro de giro.
- F_s es la fuerza del resorte.
- r es el radio de giro del acoplamiento

Con es estudio realizado en el mismo apartado mencionando anteriormente y dejando la ecuación con el parámetro que interesa (β), se obtiene:

$$P \cdot L = K_s \cdot r^2 \cdot \text{sen}(\beta)$$

En este caso la fuerza exterior será el propio peso del brazo que queda tras el mecanismo, ya que durante los movimientos rápidos no se transporta carga. Para un peso $P=1,5$ kg, longitud de brazo $L=0,2$ m, radio de giro $30 \cdot 10^{-3}$ m y una constante de rigidez $K_s=44 \cdot 10^3$ N/m se obtiene un giro de desacople de $0,43^\circ$. Dicho ángulo producirá un desplazamiento de la mano del robot dada la longitud del brazo $L=0,2$ m de:

$$\text{Desplazamiento} = \text{sen}(0,43^\circ) \cdot 0,2\text{m} = 0,002\text{m}$$

De este modo se observa como el desplazamiento del brazo en extremo libre es de 2 mm. Al ser una distancia mínima, será totalmente asumible.

4.8.3 Contribución a la reducción del daño

El objetivo de este apartado es mostrar las curvas de fuerza de impacto y aceleración sobre la cabeza para nuestro prototipo en particular.

Recordando que esta particularización es para un resorte de constante de rigidez $44 \cdot 10^3$ N/m y para par umbral de 4,14 Nm. Además se situará el acoplamiento en una posición media del brazo, suponiendo una longitud total de brazo de 0,4 m.

En cuanto a la gráfica de fuerza de impacto se obtiene lo siguiente:

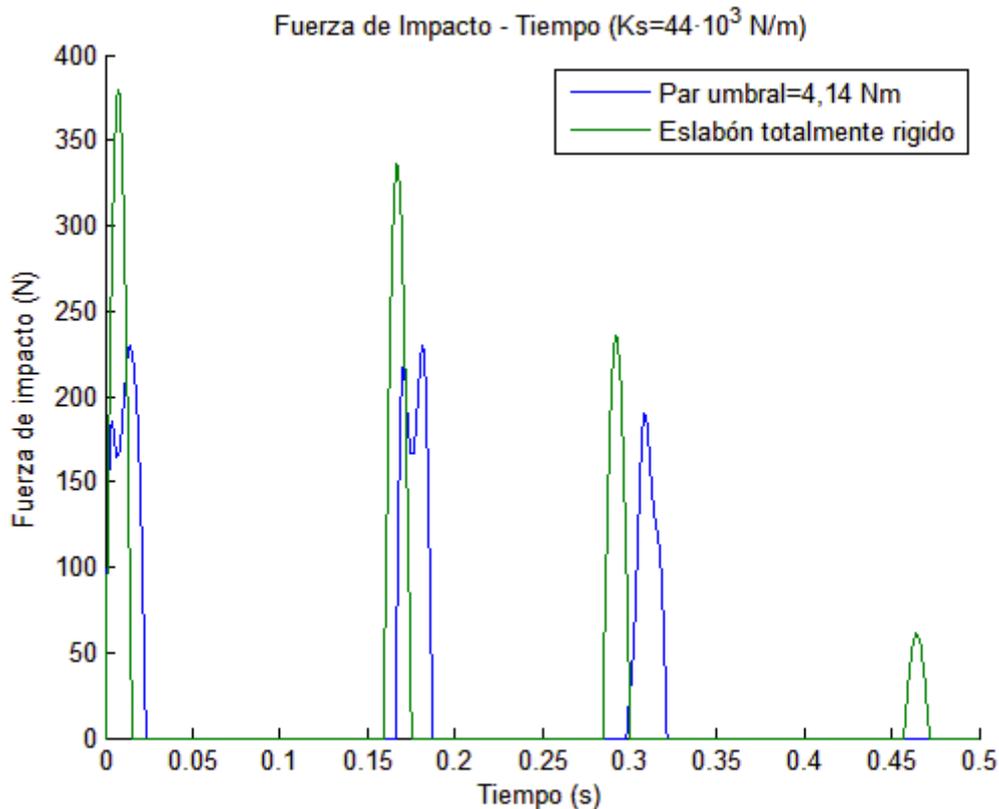


Figura 72. Fuerza de impacto del prototipo

Se observa como la fuerza de impacto con nuestro mecanismo (par umbral 4,14 Nm) no llega a superar los 230 N. Se observan tres zonas de impacto repartidos en el tiempo (hasta 0,5 s). Después de dicho tiempo no habrá más impactos sobre la cabeza.

Anteriormente se estudió la reducción de daño para diferentes pares umbrales de modo que el brazo robot soporta diversos pesos permaneciendo rígido. En este prototipo se tiene como peso a resistir 1,5 Kg, lo cual equivale, como ya se vio anteriormente, a un par de 4,14 Nm. A continuación se verá la reducción de daño dada la figura mostrada anteriormente.

El valor de fuerza pico del brazo robot con par umbral 4,14 Nm corresponde a 229 N, siendo capaz de soportar una carga de 1,5 kg. La fuerza de impacto mayor proporcionada por el brazo totalmente rígido es de 379,1 Nm. La reducción de fuerza es de $379,1 - 229,0 = 150,1$ N, por lo tanto la reducción de daño es del 39.6 %.

En cuanto a la gráfica de la aceleración de la cabeza se obtiene lo siguiente:

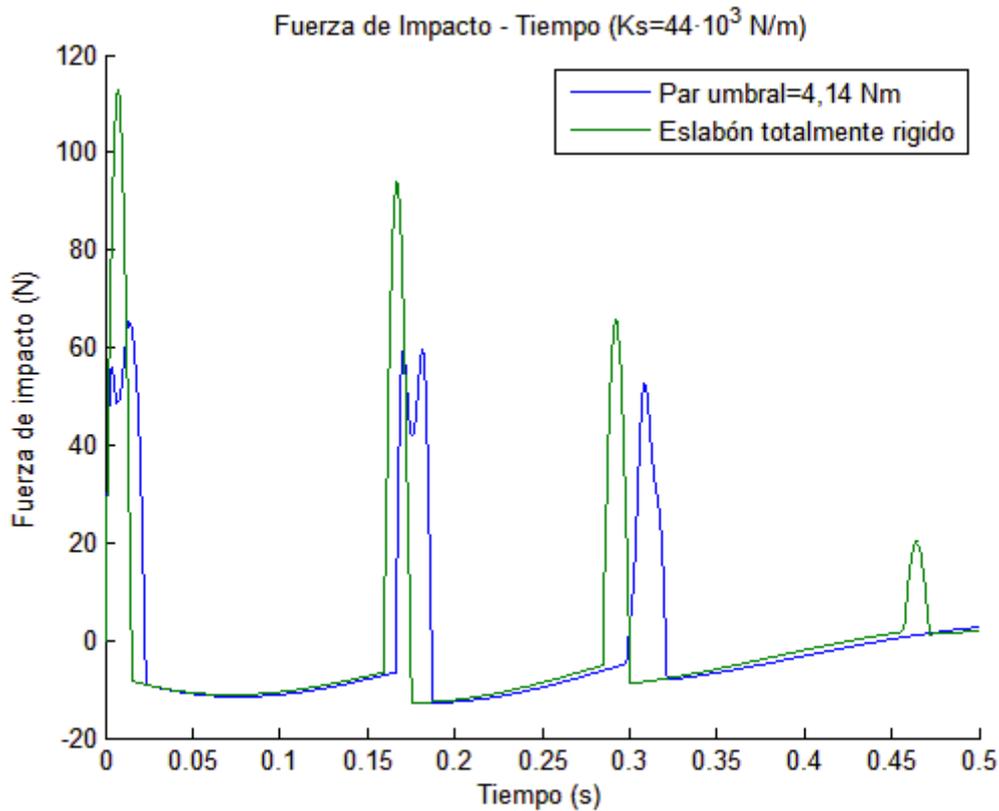


Figura 73. Aceleración de impacto del prototipo

En el caso de la aceleración durante el impacto, como es lógico, en este caso también nos encontramos con tres zonas de impacto donde la aceleración no sobrepasa los 70 m/s^2 .

4.8.4 Uso de varios acoplamientos para varias articulaciones

Para una articulación de un brazo robot el uso de un único acoplamiento será adecuado. No obstante si se quiere abarcar más articulaciones, posibilitando diversos planos de acción del brazo, será necesario utilizar más de un acoplamiento flexible. En el caso de dos articulaciones será necesaria la utilización de dos acoplamientos flexibles para cubrir todos los posibles impactos. A continuación se observa un boceto de como sería la posible disposición de los acoplamientos en el brazo robot:

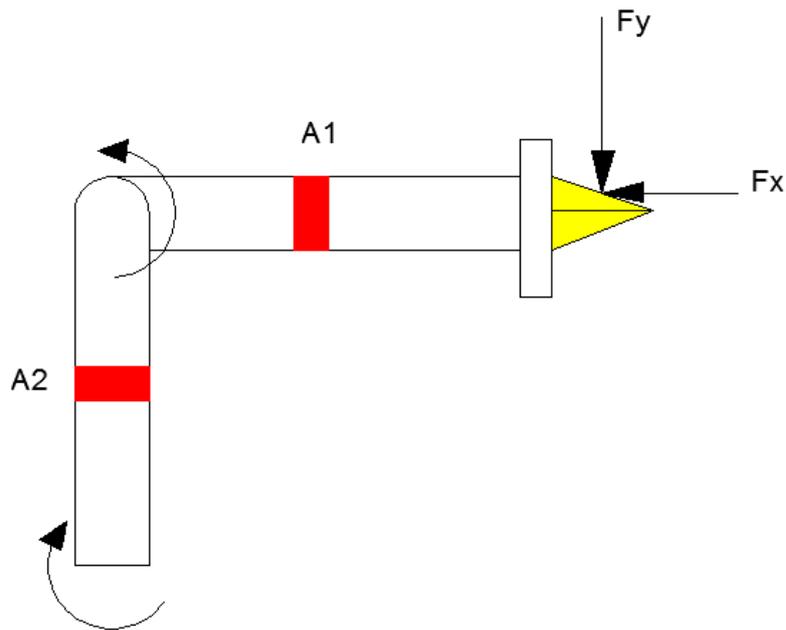


Figura 74. Representación de dos acoplamientos para un robot de dos articulaciones

En este caso el acoplamiento A1 cubrirá los impactos causados por F_y pero será incapaz de aportar resultado favorable alguno cuando tenemos un impacto F_x . No obstante se colocará un acoplamiento A2 en el otro brazo robot para cubrir el impacto producido por F_x .

V. CONCLUSIONES

Cumpliendo con los objetivos inicialmente propuestos, en este trabajo se ha desarrollado un nuevo mecanismo para conseguir la reducción del daño en caso de impacto entre el hombre y robot. El nuevo diseño se caracteriza por su simplicidad constructiva y de modelado matemático.

También se observa un compromiso entre del peso soportado por el brazo robot sin desacoplarse (manteniéndose rígido) y la reducción de daño causado. Además sin precarga del resorte (sin par umbral) tenemos un giro del acoplamiento asumible pudiendo realizar tareas de menor precisión y movimientos rápidos del brazo durante esta situación.

Gracias a la utilización de un motor es posible aumentar o disminuir el par umbral en tiempo real según sea la actividad que se esté llevando a cabo. De este modo se obtiene una mayor eficiencia en el uso del acoplamiento flexible, respondiendo de numerosas formas según sea la tarea requerida.

Ante las simulaciones de impacto, finalmente se han obtenido resultados bastante favorables con reducciones de daño de hasta casi el 50%, mientras que otros mecanismo como los actuadores de rigidez variable no obtiene tan buenos resultados.

Finalmente se destaca la aportación de un nuevo prototipo diferente de otros mecanismos de reducción de daño en el impacto, siendo capaz de aportar resultados teóricamente favorables.

Con el presente proyecto se abre una línea de investigaciones que podrán realizarse posteriormente:

- Un análisis experimental del acoplamiento flexible fabricado, para ratificar los resultados teóricos.
- Un estudio para la optimización del diseño del acoplamiento flexible en cuanto a los materiales utilizados mejorando: rozamiento entre elementos, peso, resistencia, etc.
- Nuevas propuestas de los mecanismos que regulan el acoplamiento flexible, pudiendo obtener así resultados más favorables en la reducción de daño.

VI. BIBLIOGRAFÍA

- [1] O. Eiberger, S. Haddadin, M. Weis, A. Albu-Schäffer and G. Hirzinger, “*On Joint Design with Intrinsic Variable Compliance: Derivation of the DLR QA-Joint*”, IEEE International Conference on Robotic and Automation, Anchorage Convention District, pp. 1687-1694, May 2010.
- [2] V. R. Ham, T.G. Sugar, B. Vanderborght, K.W. Hollander, D. Lefeber, *Compliant actuator designs: Review of actuators with passive adjustable compliance/controllable stiffness for robotic applications*, IEEE Robotics and Automation Magazine, 16 (2009), 81-94.
- [3] J.J. Park, H.S. Kim and J.B. Song, “*Safe link Mechanism based on Nonlinear Stiffness for Collision Safety*”, Mechanism and Machine Theory 43, 1332-1348, 2008.
- [4] S. Haddadin, A. Albu-Schäffer, G. Hirzinger:”*The Role of the Robot Mass and Velocity in Physical Human-Robot Interaction-Part I: Non-constrained Blunt Impacts*”, IEEE International conference on Robotics and Automation, May 19-23, 2008.
- [5] M.A. Fard, T. Ishihara, H. Inooka, “*Identification of the head-neck complex in response to trunk horizontal vibration*”, Biological Cybernetics 90,418-426 (2004).
- [6] S.A. Raymond, S.F. Jerry, “*Fundamentos de Fisica vol. 2*”, Thomson, Sexta Edición pp. 137.
- [7] Página web, “<http://www.leadshine.com/Pdf/Calculation.pdf>”
- [8] Shigley, Mitchel, “*Diseño en ingeniería mecánica*”, McGraw-Hill, Tercera Edición pp.400-408.
- [9] Shigley, Mitchel, “*Diseño en ingeniería mecánica*”, McGraw-Hill, Tercera Edición pp.425-429.



ANEJOS

ANEJO A: CÁLCULOS

A1. Cable

El objetivo es determinar el diámetro del cable, para ello será necesario conocer cual es la carga máxima que soportará dicho cable. La carga se obtiene a partir de la figura siguiente donde se representa la tensión del cable según sea el giro de desacople para este diseño en concreto.

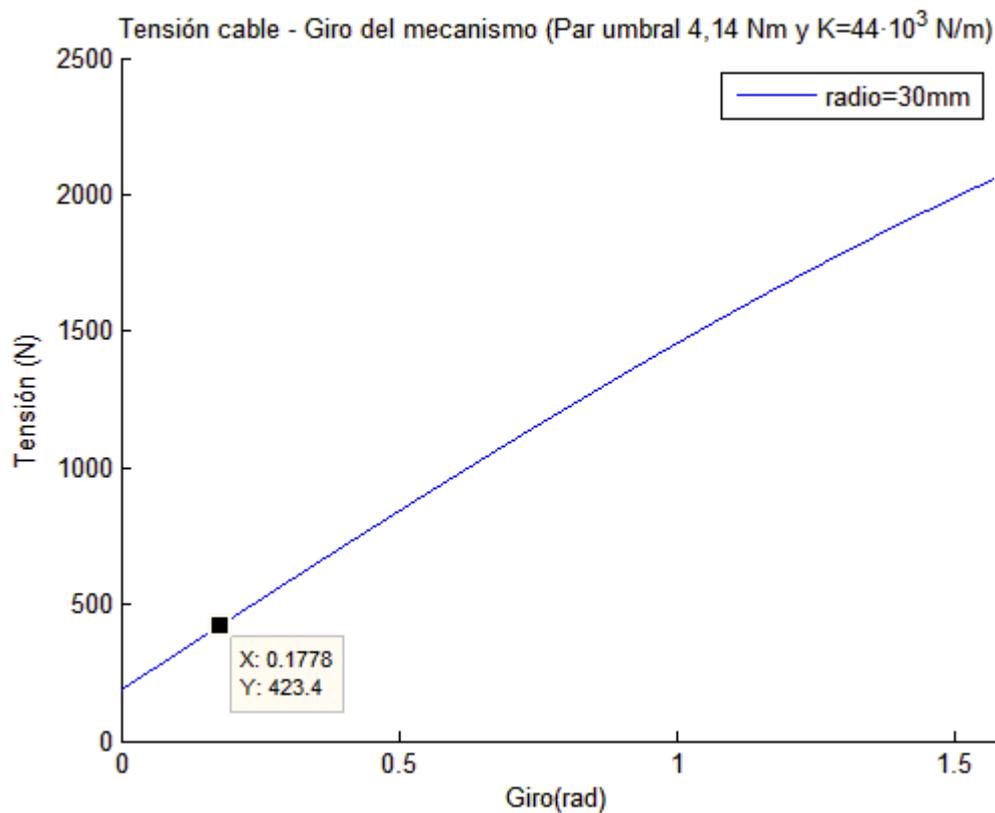


Figura 75. Tensión del cable en función del giro del acoplamiento

Como se observa para un giro aproximado de 10 grados obtenemos una tensión de 423,4 N en el cable.

Se utilizará un cable de la serie 6x7 con el alma de fibra de modo que se tendrá un modulo elástico de 6300 kg/mm^2 (Tabla 8). Como el acero del cable trabaja a tracción el cable será de grado 1 (Tabla 1). Conociendo que la densidad del acero es de 7850 kg/m^3 se obtiene los resultados de la tabla siguiente:

Diámetro (mm)	Área (mm ²)	Masa kg/100m	Resistencia (kg)
2	3,14	2,47	376,99
3	7,07	5,55	848,23
4	12,57	9,86	1507,96

Tabla 16. Características del cable según diámetro

Como la tensión máxima que tiene que aguantar el cable es de 423,4 N (42,3 kg) el cable tendrá un diámetro de 2 mm.

A2. Tornillo sin fin

El tornillo sin fin escogido será uno normalizado con rosca trapecoidal (DIN). Se tendrán como objetivos calcular el par necesario para mover el tornillo de potencia y saber si se autobloquea tras el cese del giro del motor.

Se trata de un tornillo DIN 103 y particularmente un tornillo de rosca trapecoidal DIN 103 – M 18 cuyas características se observan a continuación:

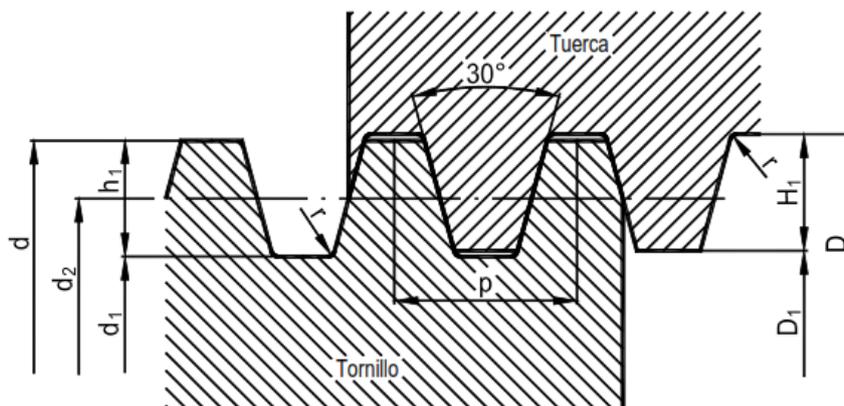


Figura 76. Representación de los parámetros característicos de la rosca trapecoidal

A continuación se mostrarán los valores normalizados de los parámetros mostrados anteriormente:

Tornillo			Diámetro medio de la rosca d ₂	Paso p	Tuerca	
Diámetro de la rosca d	Diámetro en el núcleo d ₁	Sección en el núcleo cm ²			Diámetro de la rosca D	Diámetro en el núcleo D ₁
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7,5
12	8,5	0,57	10,5	3	12,5	9,5
14	9,5	0,71	12	4	14,5	10,5
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12,5
18	13,5	1,43	16	4	18,5	14,5
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16,5

Tabla 17. Parámetros normalizados del tornillo y tuerca trapezoidal.

Para calcular el Par necesario para el motor, se tendrá en cuenta el caso más desfavorable dada la carga máxima en el cable del acoplamiento y subir la carga (Tirar del cable). La expresión para calcular el par para un Tornillo de potencia DIN visto en el apartado “Teoría y selección del tornillo sin fin” necesario será:

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{L + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec(\alpha)}{\pi \cdot d_m - f \cdot L \cdot \sec(\alpha)} \right)$$

Donde:

- F es la carga axial a soportar.
- α es el ángulo de presión.
- f es el factor de rozamiento
- d_m diámetro medio del tornillo
- L que será el paso

Antes de calcular el par se mostrará a que valor corresponde cada uno de los parámetros mostrados anteriormente:

- Factor de rozamiento (f):

Para ello haremos uso de la siguiente tabla (4) del apartado “Teoría y selección del tornillo motor/reductora”.

Para acero el factor de rozamiento estará comprendido entre 0.15 y 0.25. Como en esta aplicación se tiene un trabajo del tornillo escaso y a velocidades pequeñas el factor será de 0,21.

- El paso (L):

El paso será el impuesto por la normalización, es decir de $L = 4 \text{ mm}$.

- Angulo de presión (α):

También lo sacaremos de los datos normalizados con ayuda de la siguiente figura:

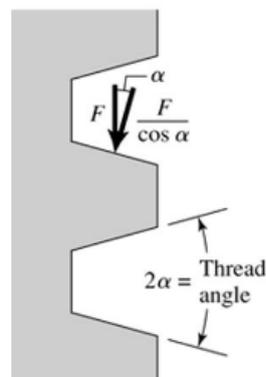


Figura 77. Representación del ángulo de presión sobre el filete del tornillo

Así se obtiene que el ángulo de presión es 15° .

- Diámetro medio del tornillo (d_m)

Dados los datos normalizados se tiene un diámetro medio de 16 mm.

Ahora se determinará el Par necesario, sabiendo que la tensión máxima que debe de soportar el cable es de aproximadamente 880 N correspondiente a la tensión de cable al dar un par umbral de 4,12 Nm al acoplamiento:

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{L + \pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec(\alpha)}{\pi \cdot d_m - f \cdot L \cdot \sec(\alpha)} \right)$$
$$T = \frac{880 \text{ N} \cdot 16 \text{ mm}}{2} \cdot \left(\frac{4 \text{ mm} + \pi \cdot 0,21 \cdot 16 \text{ mm} \cdot \sec(15^\circ)}{\pi \cdot 16 \text{ mm} - 0,21 \cdot 4 \text{ mm} \cdot \sec(15^\circ)} \right)$$
$$T = 2127,57 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{10^3 \text{ mm}} = 2,13 \text{ Nm}$$

Para bajar la carga (comprobando que efectivamente se trata del caso favorable):

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot f \cdot d_m \cdot \sec(\alpha) - L}{\pi \cdot d_m + f \cdot L \cdot \sec(\alpha)} \right)$$

$$T = \frac{880 \text{ N} \cdot 16 \text{ mm}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,21 \cdot 16 \text{ mm} \cdot \sec(15^\circ) - 4 \text{ mm}}{\pi \cdot 16 \text{ mm} + 0,21 \cdot 4 \text{ mm} \cdot \sec(15^\circ)} \right)$$

$$T = 953,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{1 \text{ m}}{10^3 \text{ mm}} = 0,95 \text{ Nm}$$

Ahora se verá que el tornillo de potencia sea capaz de autobloquearse una vez cese el par suministrado por el motor para no requerir elementos mecánicos adicionales como un freno.

El autobloqueo de la carga viene impuesto por la expresión calculada en el apartado “Teoría y selección del tornillo sin fin”:

$$f > \cos(\alpha) \cdot \tan(\lambda)$$

Donde λ será:

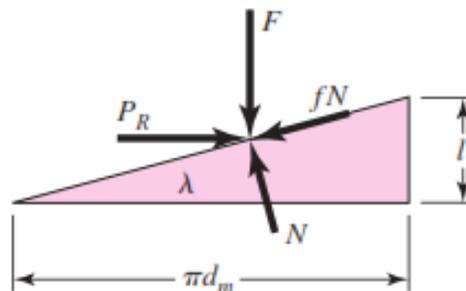


Figura 78. Fuerzas que intervienen para subir la carga

$$\lambda = \arctan\left(\frac{L}{\pi \cdot d_m}\right) = \arctan\left(\frac{4 \text{ mm}}{\pi \cdot 14 \text{ mm}}\right) = 5,2^\circ$$

Ahora se verá si el tornillo es autobloqueante mediante la siguiente condición::

$$f > \cos(15^\circ) \cdot \tan(5,2^\circ)$$

$$0,21 > 0,09$$

De este modo queda probado que la carga quedará autobloqueada.



ANEJO B: HOJAS DE CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR/REDUCTORA

DC-Micromotors

Graphite Commutation

70 mNm

For combination with

Gearheads:

32/3, 32/3 S, 32A, 38/1, 38/1 S, 38/2, 38/2 S, 38A

Encoders:

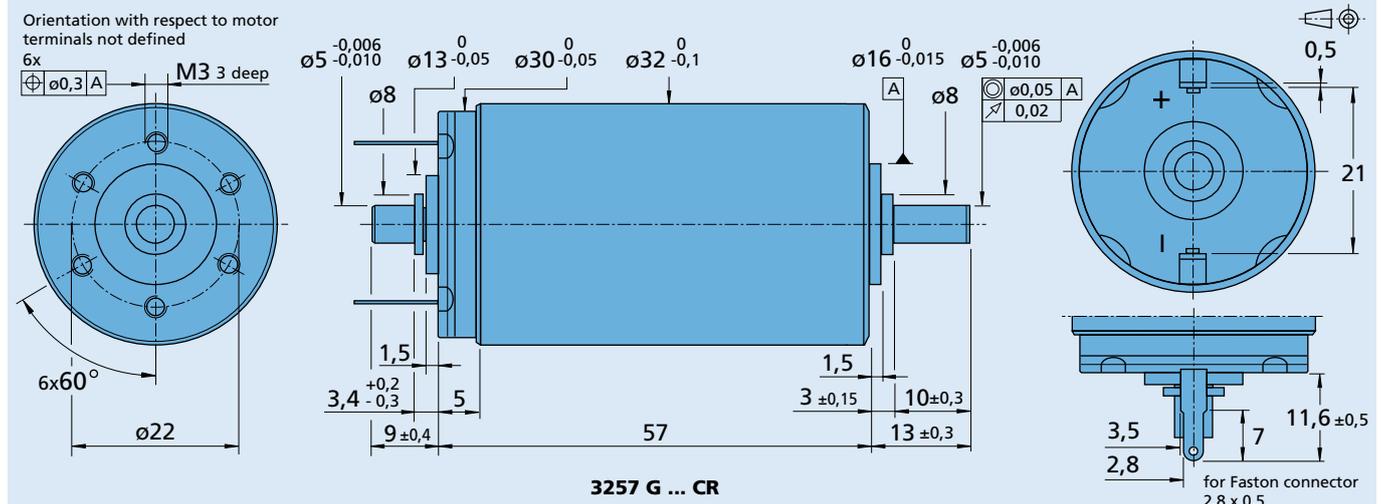
HEDL 5540, HEDM 5500, HEDS 5500, HEDS 5540, IE2-1024, IE2-16, IE3-1024, IE3-1024 L

Series 3257 ... CR

3257 G		012 CR	024 CR	048 CR	
1 Nominal voltage	U_N	12	24	48	V
2 Terminal resistance	R	0,41	1,63	6,56	Ω
3 Output power	$P_{2 \text{ max.}}$	79,2	83,2	84,5	W
4 Efficiency, max.	$\eta_{\text{ max.}}$	83	83	83	%
5 No-load speed	n_0	5 700	5 900	5 900	rpm
6 No-load current (with shaft \varnothing 5 mm)	I_0	0,258	0,129	0,064	A
7 Stall torque	M_H	531	539	547	mNm
8 Friction torque	M_R	4,9	4,9	4,9	mNm
9 Speed constant	k_n	500	253	125	rpm/V
10 Back-EMF constant	k_E	2	3,95	7,98	mV/rpm
11 Torque constant	k_M	19,1	37,7	76,2	mNm/A
12 Current constant	k_i	0,052	0,027	0,013	A/mNm
13 Slope of n-M curve	$\Delta n / \Delta M$	10,7	10,9	10,8	rpm/mNm
14 Rotor inductance	L	70	270	1 100	μH
15 Mechanical time constant	τ_m	4,7	4,7	4,7	ms
16 Rotor inertia	J	42	41	42	gcm^2
17 Angular acceleration	$\alpha_{\text{ max.}}$	130	130	130	$\cdot 10^3 \text{ rad/s}^2$
18 Thermal resistance	$R_{\text{th} 1} / R_{\text{th} 2}$	2 / 8			K/W
19 Thermal time constant	τ_{w1} / τ_{w2}	17 / 810			s
20 Operating temperature range:					
– motor		-30 ... +125			$^{\circ}\text{C}$
– rotor, max. permissible		+155			$^{\circ}\text{C}$
21 Shaft bearings		ball bearings, preloaded			
22 Shaft load max.:					
– with shaft diameter		5			mm
– radial at 3 000 rpm (3 mm from bearing)		50			N
– axial at 3 000 rpm		5			N
– axial at standstill		50			N
23 Shaft play					
– radial	\llcorner	0,015			mm
– axial	\parallel	0			mm
24 Housing material		steel, black coated			
25 Weight		242			g
26 Direction of rotation		clockwise, viewed from the front face			

Recommended values - mathematically independent of each other

27 Speed up to	$n_{e \text{ max.}}$	5 000	5 000	5 000	rpm
28 Torque up to	$M_{e \text{ max.}}$	70	70	70	mNm
29 Current up to (thermal limits)	$I_{e \text{ max.}}$	4,6	2,3	1,15	A



Planetary Gearheads

7 Nm

For combination with
DC-Micromotors
Brushless DC-Motors

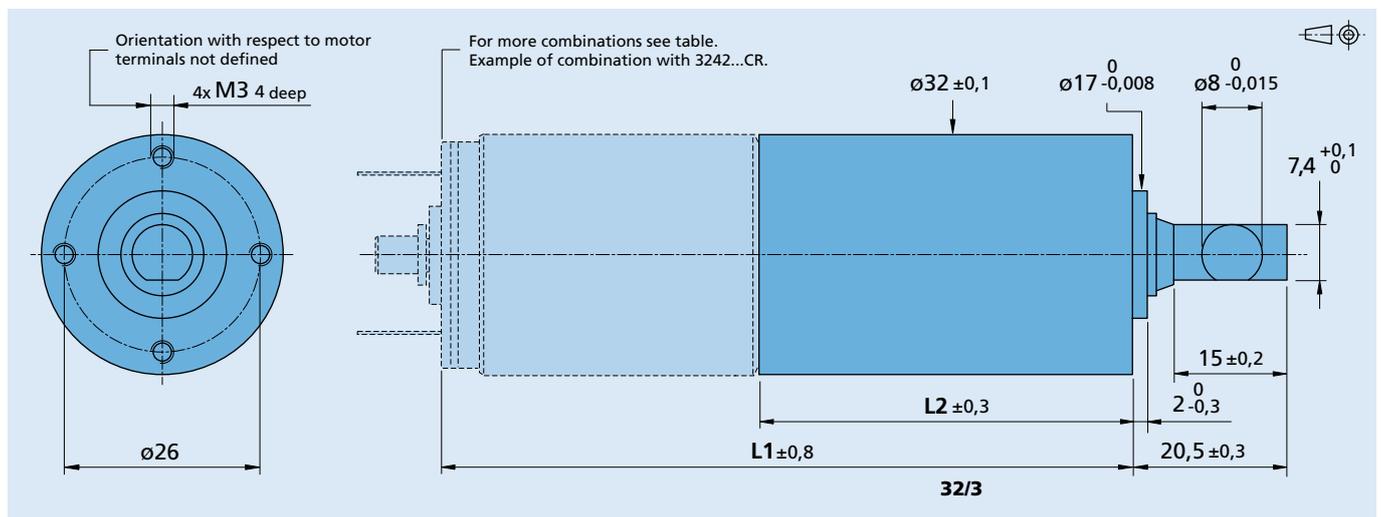
Series 32/3

	32/3
Housing material	metal
Geartrain material	plastic/steel
Recommended max. input speed for:	
– continuous operation	4 000 rpm
Backlash, at no-load	≤ 1 °
Bearings on output shaft	ball bearings, preloaded
Shaft load, max.:	
– radial (10 mm from mounting face)	≤ 200 N
– axial	≤ 200 N
Shaft press fit force, max.	≤ 250 N
Shaft play	
– radial (10 mm from mounting face)	≤ 0,03 mm
– axial	≤ 0,15 mm
Operating temperature range	- 20 ... + 125 °C

Specifications

	1	2	3	3	4	4	4	5	5
Number of gear stages									
Continuous torque	Nm 4,2	0,4	1,4	2	4	4,9	5,8	7	7
Intermittent torque	Nm 5,3	0,6	1,9	2,6	5,2	6,5	8	10	10
Weight without motor, ca.	g 160	190	230	230	260	260	260	290	300
Efficiency, max.	% 88	80	70	70	60	60	60	55	55
Direction of rotation, drive to output	=	=	=	=	=	=	=	=	=
Reduction ratio ¹⁾ (rounded)	3,71:1	14:1	43:1	66:1	134:1	159:1	246:1	415:1 592:1 989:1	1 526:1
L2 [mm] = length without motor	33,9	41,6	49,4	49,4	57,2	57,2	57,2	65,0	65,0
L1 [mm] = length with motor	3242G...CR 75,9	83,6	91,4	91,4	99,2	99,2	99,2	107,0	107,0
	3257G...CR 90,9	98,6	106,4	106,4	114,2	114,2	114,2	122,0	122,0
	3557K...CS 90,9	98,6	106,4	106,4	114,2	114,2	114,2	122,0	122,0
	3242G...BX4 78,1	85,8	93,6	93,6	101,4	101,4	101,4	109,2	109,2
	3268G...BX4 104,1	111,8	119,6	119,6	127,4	127,4	127,4	135,2	135,2
	3564K...B 97,9	105,6	113,4	113,4	121,2	121,2	121,2	129,0	129,0

¹⁾ The reduction ratios are rounded, the exact values are available on request or at www.faulhaber.com.

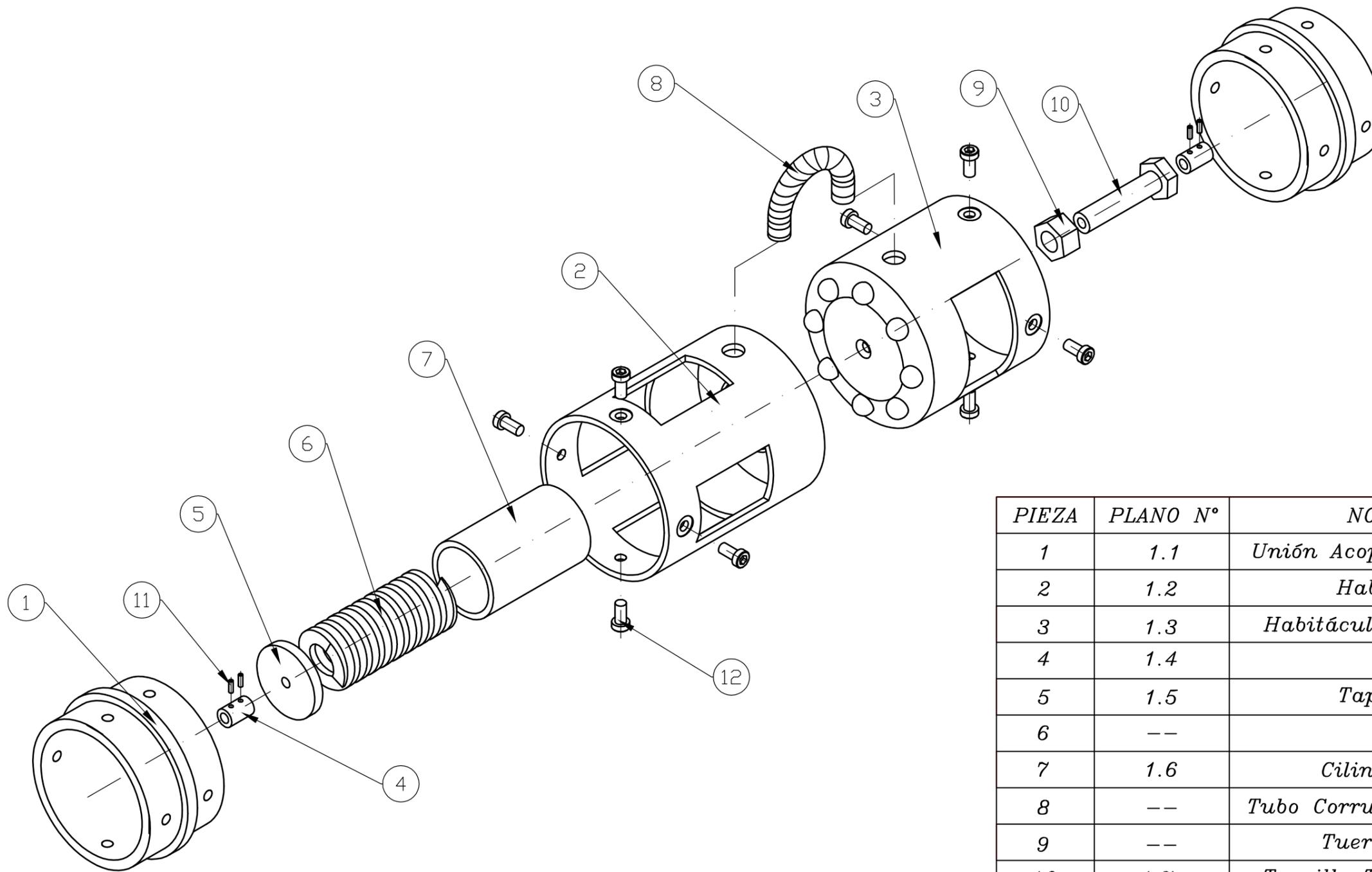




PLANOS

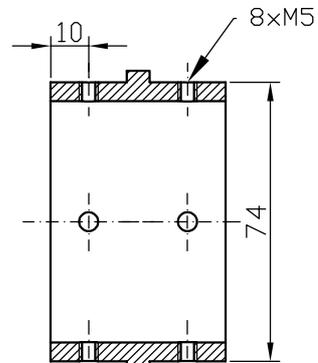
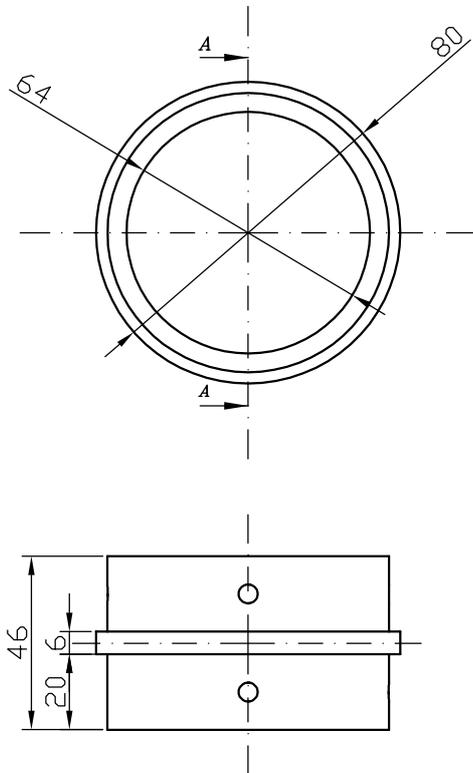
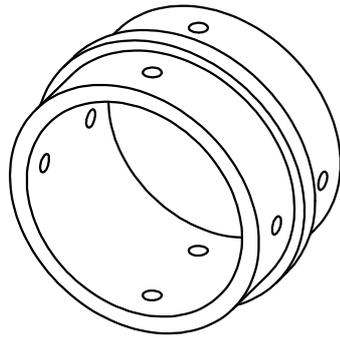
P1: ACOPLAMIENTO FLEXIBLE SIN MOTOR

- 1.0 Plano de conjunto general*
- 1.1 Unión Acoplamiento – Brazo Robot*
- 1.2 Habitacióno Resorte*
- 1.3 Habitacióno Tornillo de Tensión*
- 1.4 Tope Cable*
- 1.5 Tapa Resorte*
- 1.6 Cilindro resorte*
- 1.7 Tornillo Taladrado de Tensión*



PIEZA	PLANO N°	NOMBRE PIEZA	CANTIDAD
1	1.1	Unión Acoplamiento-Brazo Robot	2
2	1.2	Habitáculo Resorte	1
3	1.3	Habitáculo Tornillo de Tensión	1
4	1.4	Tope Cable	2
5	1.5	Tapa del Resorte	1
6	--	Resorte	1
7	1.6	Cilindro del Resorte	1
8	--	Tubo Corrugado Flexible PVC x 90	1
9	--	Tuerca DIN 934-M10	1
10	1.7	Tornillo Taladrado de Tensión	1
11	--	Tornillo DIN 913-M2 x 6	4
12	--	Tornillo DIN 912-M5 x 7.5	8

<i>DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE</i>		<i>Escuela Superior de Ingeniería</i>	
<i>Autor</i>	<i>Material:</i>		
<i>Alfonso Carrasco Escánez</i>	-----	<i>Universidad de Almería</i>	
<i>Título de Plano:</i>		<i>Fecha: 21/10/2012</i>	
<i>PLANO DE CONJUNTO GENERAL</i>		<i>Cotas en mm</i>	
		<i>Escala:</i>	<i>Plano n°:</i>
		<i>1:2</i>	<i>1.0</i>



Sección A-A
Escala 1:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

Fecha: 26/10/2012

UNIÓN ACOPLAMIENTO-BRAZO ROBOT

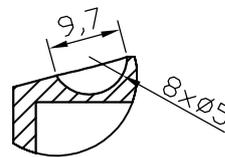
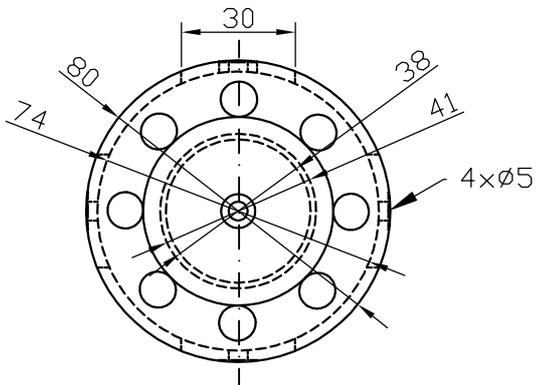
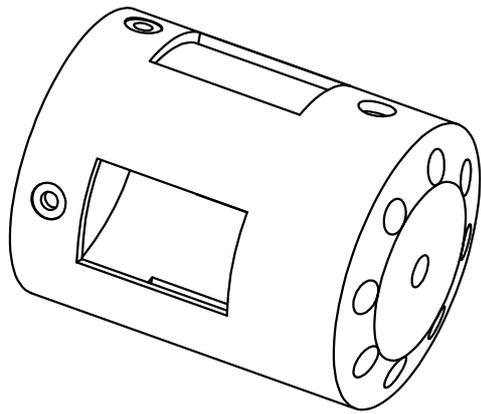
Cotas en mm

Escala:

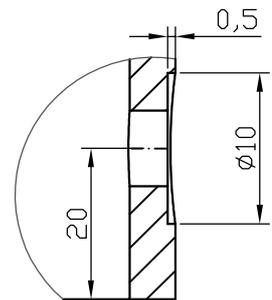
Plano n°:

1:2

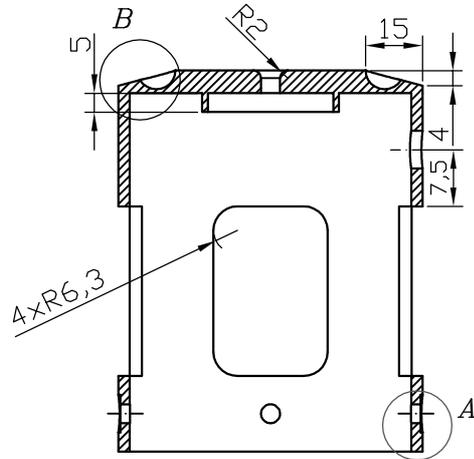
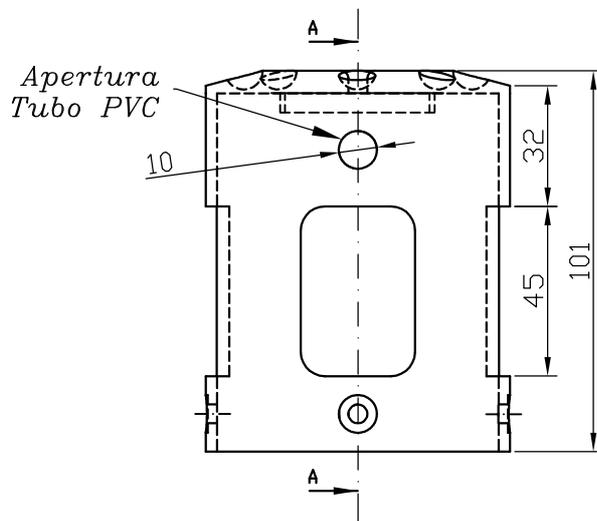
1.1



Detalle B
Escala 1:1



Detalle A
Escala 2:1



Sección A-A
Escala 1:2

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Escuela Superior
de
Ingeniería



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

HABITÁCULO RESORTE

Fecha: 25/10/2012

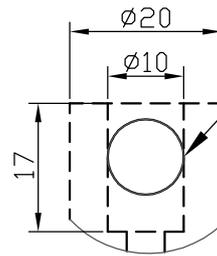
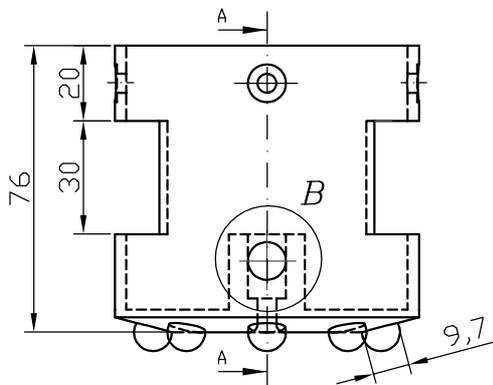
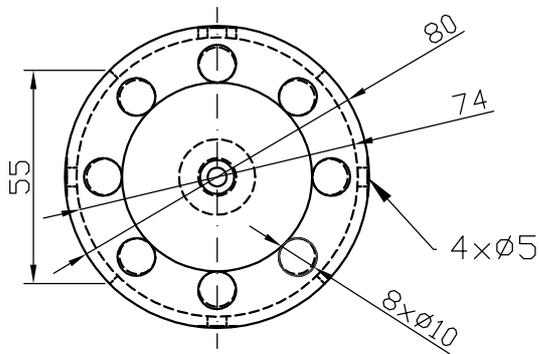
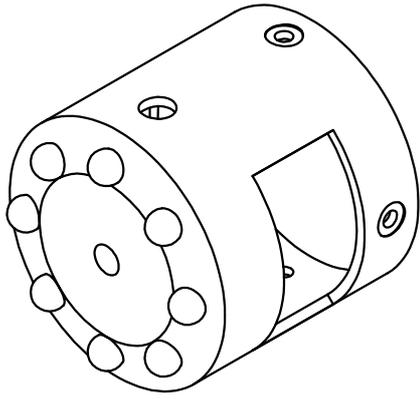
Cotas en mm

Escala:

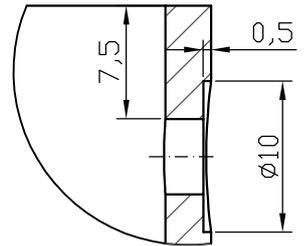
Plano nº:

1:2

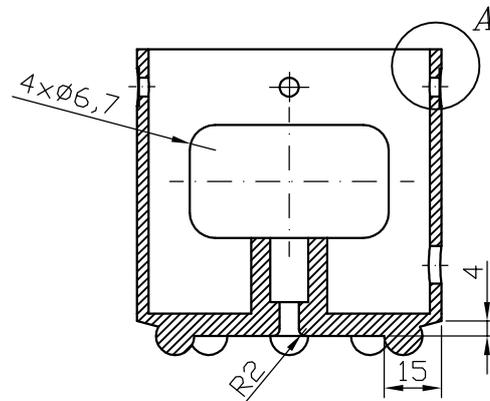
1.2



Detalle B
Escala 1:1



Detalle A
Escala 2:1



Sección A-A
Escala 1:2

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Autor

Alfonso Carrasco Escáñez

Material:

Aluminio

Escuela Superior
de
Ingeniería



Universidad de Almería

Fecha: 25/10/2012

Cotas en mm

Escala:

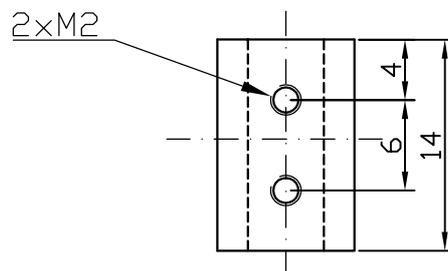
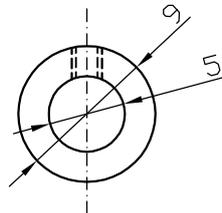
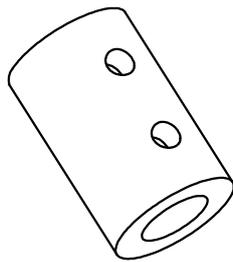
1:2

Plano n°:

1.3

Título de Plano:

HABITÁCULO TORNILLO DE TENSIÓN



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 26/10/2012

TOPE CABLE

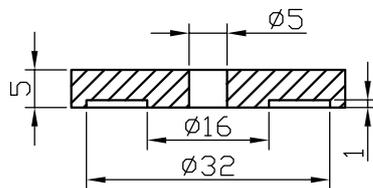
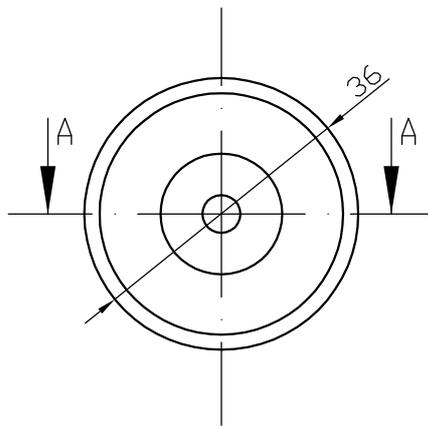
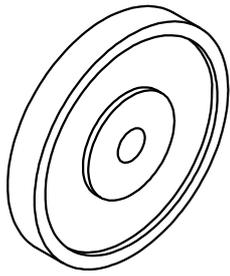
Cotas en mm

Escala:

Plano nº:

2:1

1.4



Sección A-A
Escala 1:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 25/10/2012

TAPA RESORTE

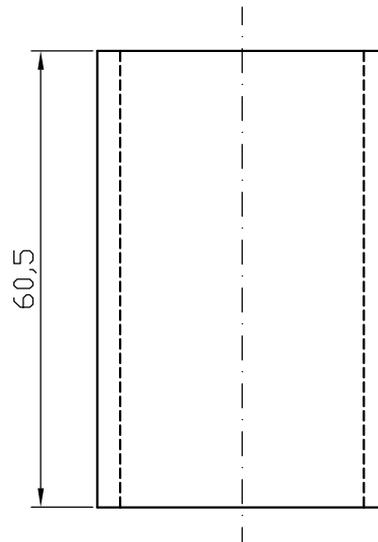
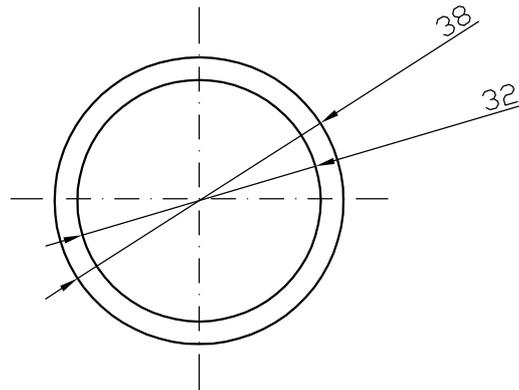
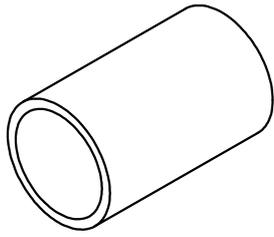
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

1.5



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 25/10/2012

CILINDRO DEL RESORTE

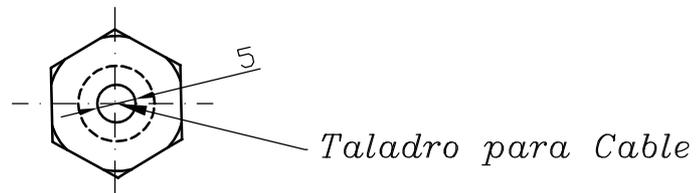
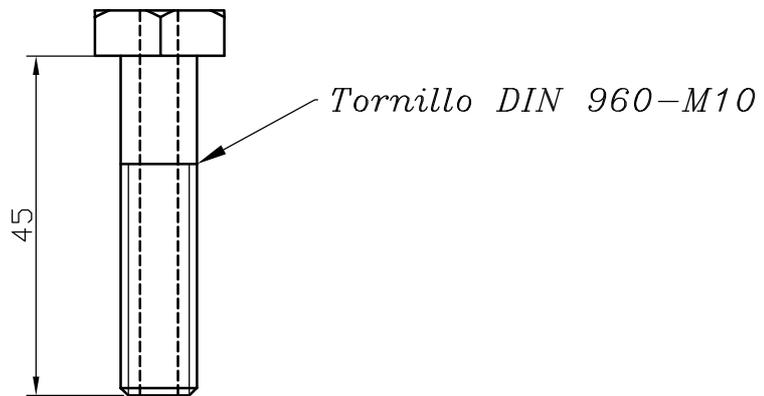
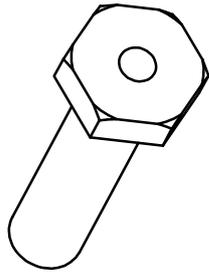
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

1.6



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 25/10/2012

TORNILLO TALADRADO DE TENSIÓN

Cotas en mm

Escala:

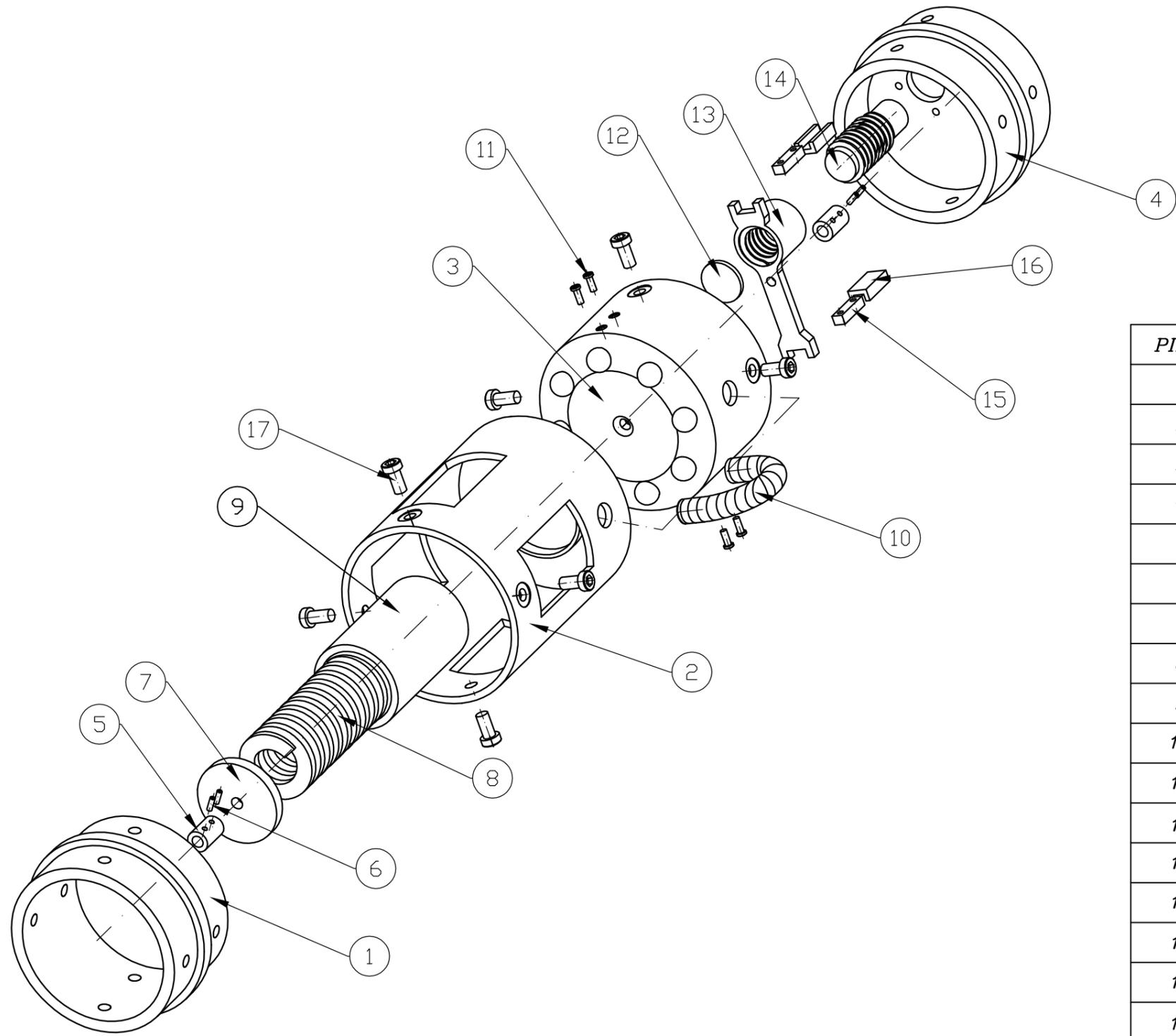
Plano n°:

1:1

1.7

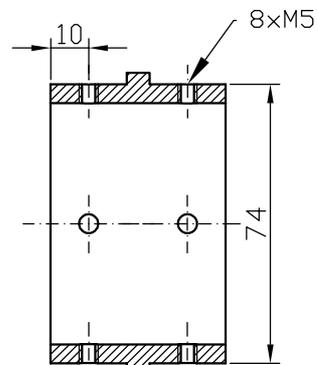
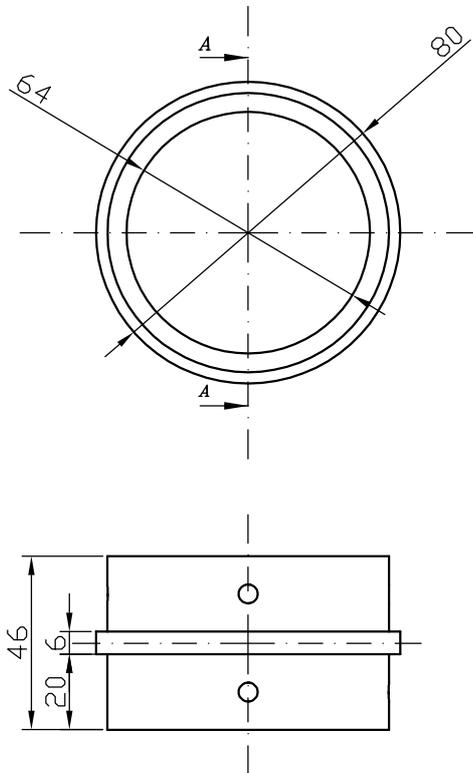
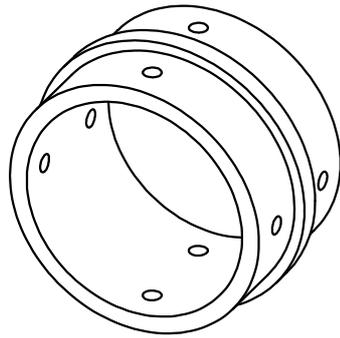
P2: ACOPLAMIENTO FLEXIBLE CON MOTOR

- 2.0 *Plano de conjunto general*
- 2.1 *Unión Acoplamiento – Brazo Robot*
- 2.2 *Habitáculo Resorte*
- 2.3 *Habitáculo Tornillo de Potencia*
- 2.4 *Unión Acoplamiento – Motor – Brazo Robot*
- 2.5 *Tope Cable*
- 2.6 *Tapa Resorte*
- 2.7 *Cilindro Resorte*
- 2.8 *Soporte Axial de Nailon*
- 2.9 *Tensor Cable*
- 2.10 *Tornillo de Potencia*
- 2.11 *Corredera*
- 2.12 *Recubrimiento de Nailon Para Corredera*



PIEZA	PLANO N°	NOMBRE PIEZA	CANTIDAD
1	2.1	Unión Acoplamiento-Brazo Robot	1
2	2.2	Habitáculo Resorte	1
3	2.3	Habitáculo Tornillo de Potencia	1
4	2.4	Unión Acoplamiento-Motor-Brazo Robot	1
5	2.5	Tope Cable	1
6	--	Tornillo DIN 913-M2 x 6	4
7	2.6	Tapa del Resorte	1
8	--	Resorte	1
9	2.7	Cilindro del Resorte	1
10	--	Tubo Corrugado Flexible PVC x 90	1
11	--	Tornillo DIN 912-M2.5 x 6.5	4
12	2.8	Soporte Axial de Nailon	1
13	2.9	Tensor Cable	1
14	2.10	Tornillo de Potencia	1
15	2.11	Corredera	2
16	2.12	Recubrimiento de Nailon para Corredera	2
17	--	Tornillo DIN 912-M5x7.5	8

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE		Escuela Superior de Ingeniería	
Autor	Material:		
Alfonso Carrasco Escánez	----	Universidad de Almería	
Título de Plano:		Fecha: 26/10/2012	
PLANO DE CONJUNTO GENERAL		Cotas en mm	
		Escala: 1:2	Plano n°: 2.0



Sección A-A
Escala 1:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

Fecha: 26/10/2012

UNIÓN ACOPLAMIENTO-BRAZO ROBOT

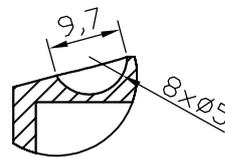
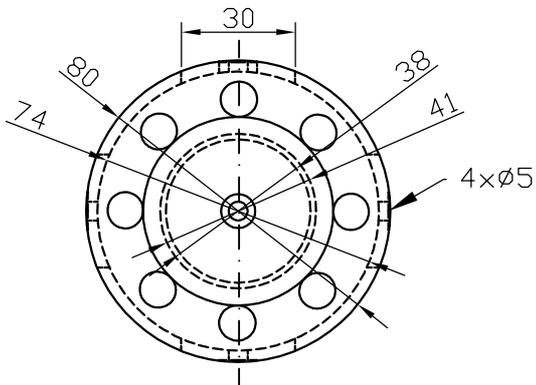
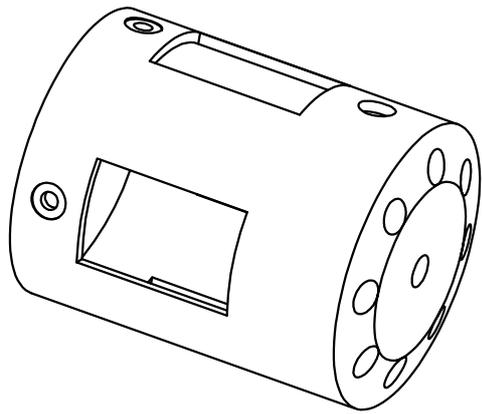
Cotas en mm

Escala:

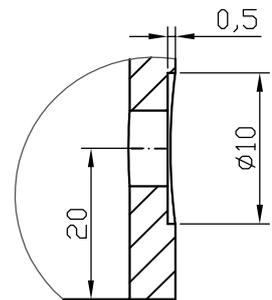
Plano n°:

1:2

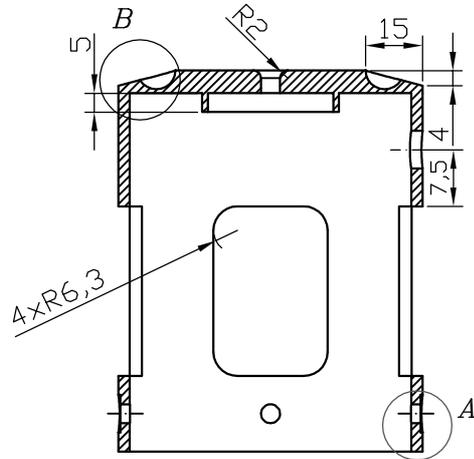
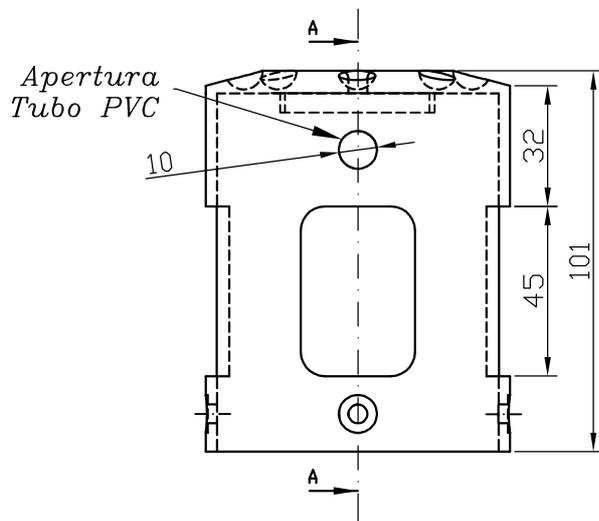
2.1



Detalle B
Escala 1:1



Detalle A
Escala 2:1



Sección A-A
Escala 1:2

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Escuela Superior
de
Ingeniería



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

HABITÁCULO RESORTE

Fecha: 25/10/2012

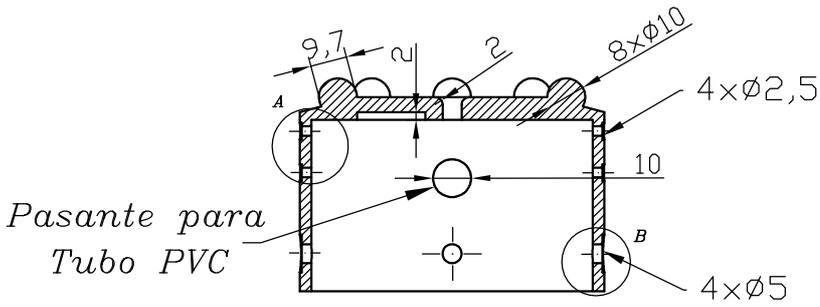
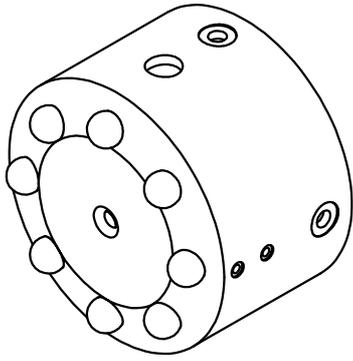
Cotas en mm

Escala:

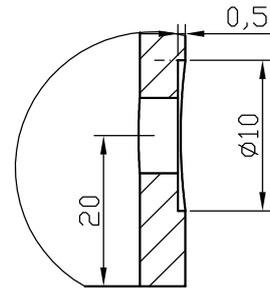
Plano nº:

1:2

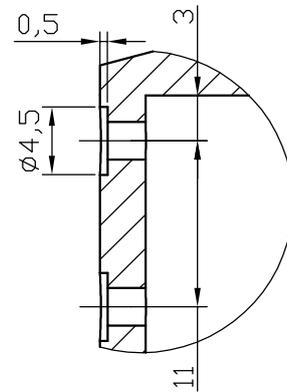
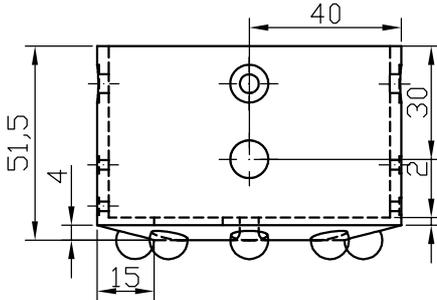
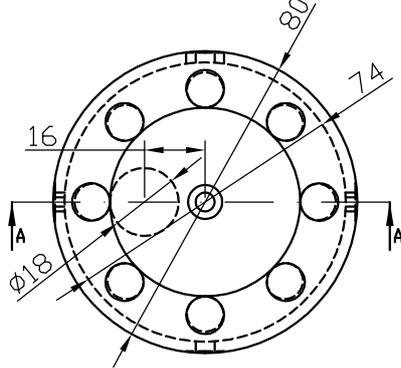
2.2



Sección A-A
Escala 1:1



Detalle B
Escala 2:1



Detalle A
Escala 2:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Escuela Superior
de
Ingeniería



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

HABITÁCULO TORNILLO DE POTENCIA

Fecha: 26/10/2012

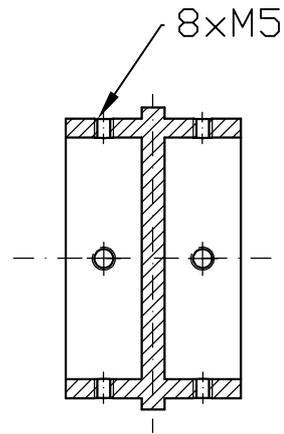
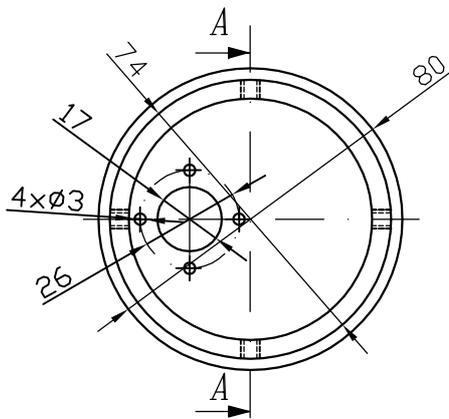
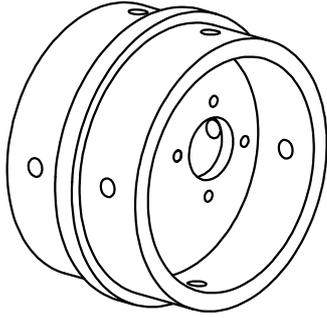
Cotas en mm

Escala:

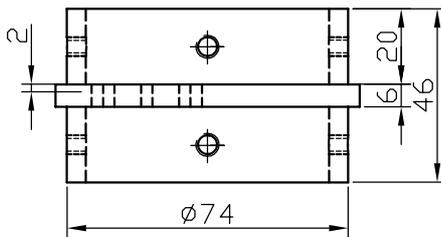
Plano nº:

1:2

2.3



Sección A-A
Escala 1:1



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Escuela Superior
de
Ingeniería



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Título de Plano:

Universidad de Almería

UNIÓN

Fecha: 26/10/2012

ACOPLAMIENTO-MOTOR-BRAZO ROBOT

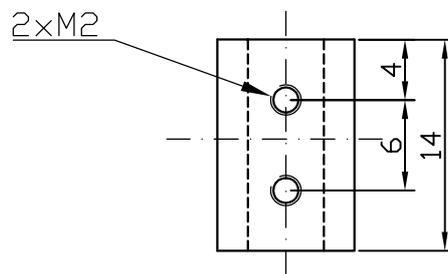
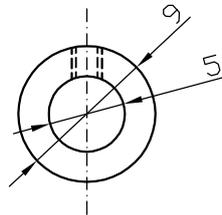
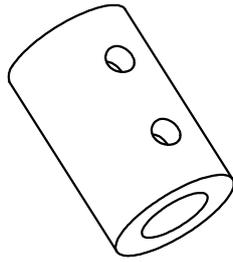
Cotas en mm

Escala:

Plano nº:

1:2

2.4



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 26/10/2012

TOPE CABLE

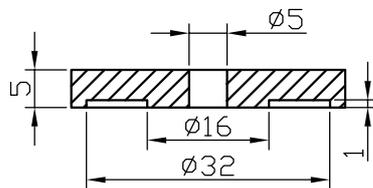
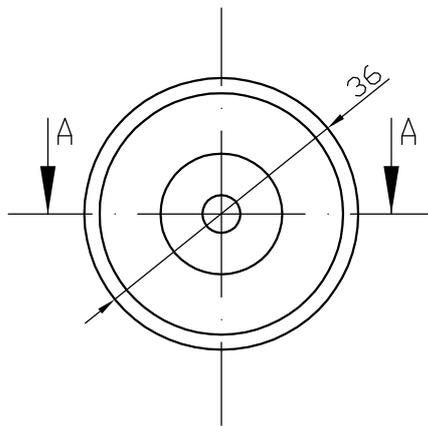
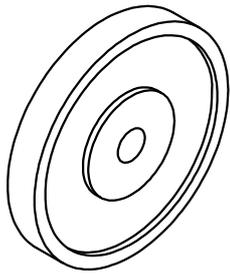
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

2:1

2.5



Sección A-A
Escala 1:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 25/10/2012

TAPA RESORTE

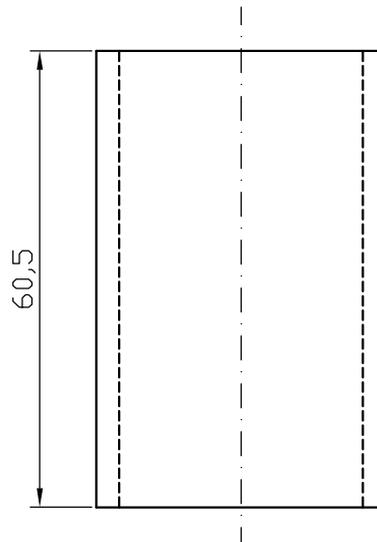
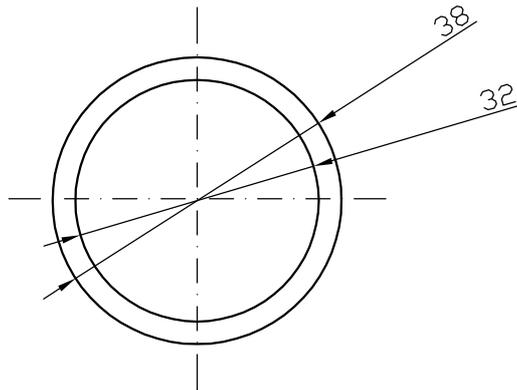
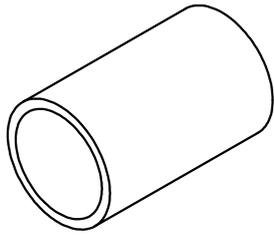
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

2.6



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Aluminio

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 26/10/2012

CILINDRO DEL RESORTE

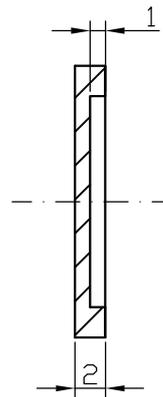
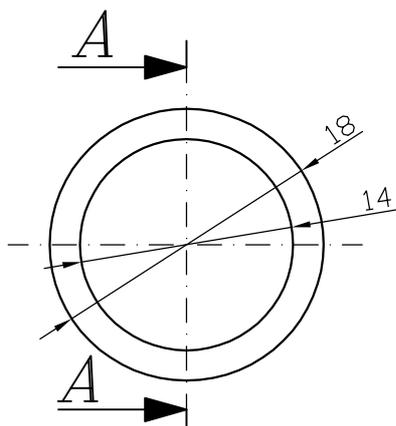
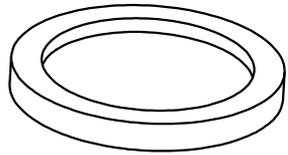
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

2.7



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Nailon

Título de Plano:

Universidad de Almería

Soporte Axial de Nailon

Fecha: 26/10/2012

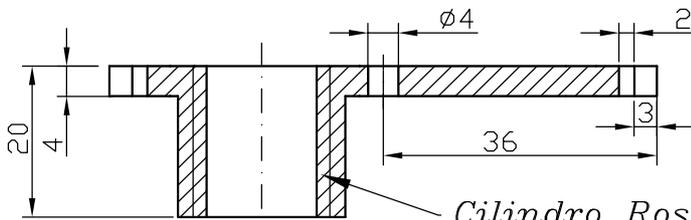
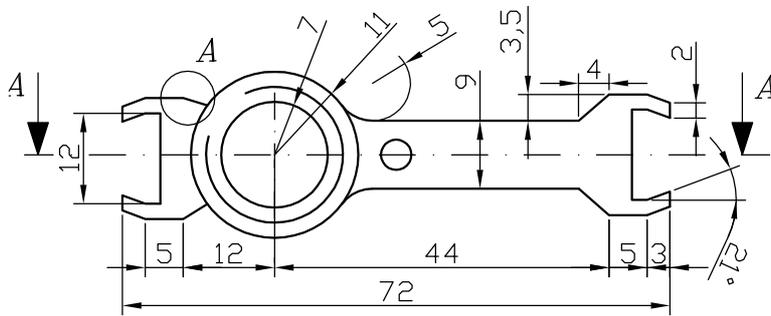
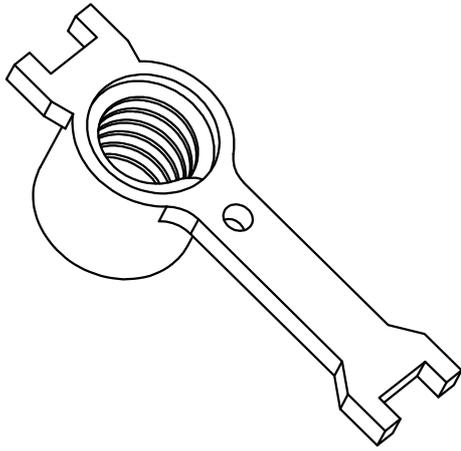
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

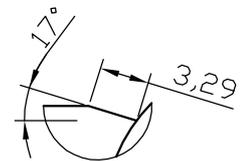
1:2

2.8



Sección A-A
Escala 1:1

Cilindro Rosca Trapezoidal
DIN 103-M 18,5



Detalle A
Escala 2:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Escuela Superior
de
Ingeniería



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 26/10/2012

TENSOR CABLE

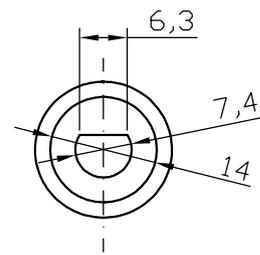
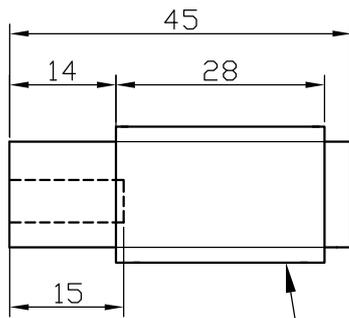
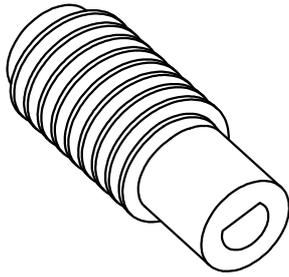
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

2.9



Rosca Trapezoidal DIN 103-M 18

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Universidad de Almería

Título de Plano:

Fecha: 26/10/2012

TORNILLO DE POTENCIA

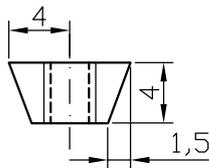
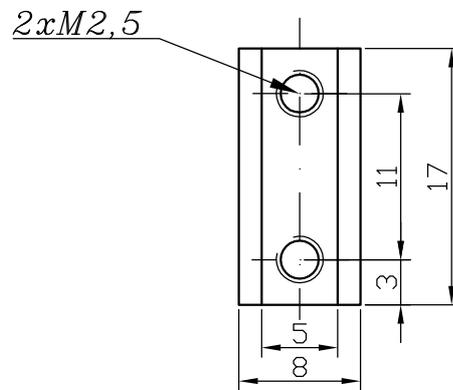
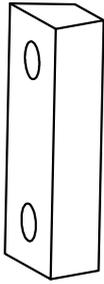
Cotas en mm

Escala:

Plano n°:

1:1

2.10



DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Autor

Material:

Alfonso Carrasco Escáñez

Acero

Título de Plano:

Universidad de Almería

CORREDERA

Fecha: 26/10/2012

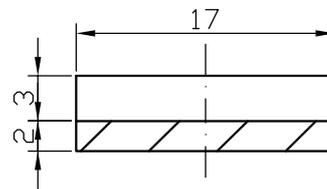
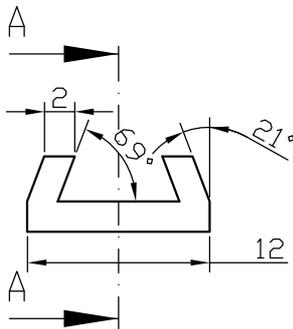
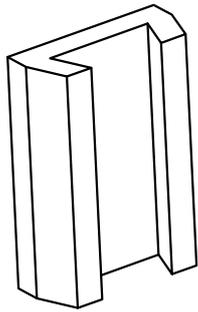
Cotas en mm

Escala:

Plano nº:

2:1

2.11



Sección A-A
Escala 1:1

DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

Autor

Alfonso Carrasco Escáñez

Material:

Nailon

*Escuela Superior
de
Ingeniería*



Universidad de Almería

Fecha: 26/10/2012

Cotas en mm

Escala:

2:1

Plano n°:

2.12

Título de Plano:

*RECUBRIMIENTO DE NAILON
PARA CORREDERA*