UNIVERSIDAD DE ALMERIA

Ingeniería Técnica Industrial, especialidad en Mecánica

Proyecto fin de carrera

Diseño y análisis de un actuador de rigidez variable para robots de servicio

Autor:
Silvia Sánchez Salinas

Directores:
Javier López Martínez
Antonio Giménez Fernández

JULIO 2012

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA

I. INTERÉS Y OBJETIVOS.....1
II. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....4
III. MATERIAL Y MÉTODOS.....20
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....46
V. CONCLUSIONES.....113
VI. BIBLIOGRAFÍA.....115

ANEXOS

ANEXO A: CÁLCULOS 1

PLANOS

PLANO 0: PLANO DE CONJUNTO GENERAL

PLANO 1: PLANO DE CONJUNTO: EJE PRINCIPAL

PLANO 2: PLANO DE CONJUNTO: PLACAS

PLANO 3: PLANO DE CONJUNTO: CAJA RESORTE

PLANO 4: PLANO DE CONJUNTO: POLEA-GUÍA

PLANO 5: PLANO DE CONJUNTO: PALANCAS

PLANO 6: PLANO DE CONJUNTO: TIRANTE-RUEDA

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

I. INTERÉS Y OBJETIVOS.....1

1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS 1

1.1 MOTIVACIÓN 1
1.2 OBJETIVOS 3

II. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....4

2. INTRODUCCIÓN A LOS ACTUADORES 4

2.1 DEFINICIÓN DE ACTUADOR 4
2.2 TIPOS DE ACTUADORES 4

3. ACTUADORES PASIVOS DE RIGIDEZ CONTROLABLE 5

3.1 EQUILIBRUM – CONTROLLED STIFFNESS (RIGIDEZ CONTROLADA POR EL EQUILIBRIO) 6
3.1.1 Actuador de rigidez variable con resortes en serie SEA (Series Elastic Actuator) 6
3.1.2 Variante del actuador de rigidez variable SEA 6
3.2 ANTAGONISTIC-CONTROLLED STIFFNESS (CONTROL DE LA RIGIDEZ MEDIANTE ANTAGÓNICOS) 7
3.2.1 Biological Inspired Joint Stiffness Control 7
3.2.2 Actuador de rigidez variable VSA (Variable Stiffness Actuator) 8
3.2.3 Actuador de configuración mecánicamente ajustable AMASC (Actuator with Mechanically Adjustable Series Compliance) 8
3.2.4 Músculos neumáticos artificiales PAM (Pneumatic Artificial Muscles) 10
3.3 STRUCTURE-CONTROLLED STIFFNESS (CONTROL DE LA RIGIDEZ MEDIANTE LA ESTRUCTURA) 10
3.3.1 Actuador Resorte de Jack (Jack's Spring Actuator) 12
3.4 MECHANICALLY CONTROLED STIFFNESS (CONTROL MECÁNICO DE LA RIGIDEZ) 12
3.4.1 Articulación de rigidez variable VSJ (Variable Stiffness Joint) 13
3.4.2 Actuador en el que se ajusta la rigidez y controla el punto de equilibrio de forma mecánica MACCEPA (The Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Actuator) 14
3.4.3 Junta de rigidez variable (VS – Joint) 15
3.4.4 Mecanismo de conexión seguro SLM/SJM (Safe Link Mechanism/Safe Joint Mechanism) 16
3.4.5 Actuador de rigidez variable (AwAS) 18

III. MATERIAL Y MÉTODOS.....20

4. METODOLOGÍA DEL DISEÑO 20

4.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA. REQUISITOS DE DISEÑO. 20
4.2 LLUVIA DE IDEAS 20
4.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS. ANÁLISIS. 20
4.4 DECISIÓN Y DIMENSIONAMIENTO 21

4.5 PROTOTIPO CAD 21

5. CARACTERIZACIÓN DEL ARV 23

5.1 ANÁLISIS DEL PAR Y LA RIGIDEZ 23
5.2 FICHAS DE DATOS (DATA SHEET) 26

6. SELECCIÓN Y DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES DEL ARV. 27

6.1 RODAMIENTOS 27
6.1.1 Selección del tipo de rodamiento 27
6.1.2 Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática [19]: 27
6.2 COJINETES DE FRICCIÓN 30
6.3 RESORTES [21] 31
6.4 CABLES 34
6.4.1 Selección del tipo de cable 34
6.4.2 Cálculo del alargamiento del cable 37
6.5 TORNILLO SIN FIN 38
6.5.1 Base teórica 38
6.5.2 Selección 40
6.6 MOTOR/ REDUCTORA 42

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN 46

7. ASPECTOS DE DISEÑO Y REQUISITOS 46

8. DISEÑOS CONCEPTUALES: LLUVIA DE IDEAS 48

8.1 MODELO CON PIVOTE: DISEÑOS BASADOS EN LA MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ EN FUNCIÓN DE LA POSICIÓN DEL PIVOTE 48
8.1.1 Idea 1: Resorte de hoja 48
8.1.2 Idea 2: Resorte helicoidal 49
8.1.3 Idea 3: Resorte helicoidal con guía 49
8.1.4 Idea 4: Resorte helicoidal de compresión horizontal 50
8.1.5 Idea 5: Resorte helicoidal con cable 50
8.2 MODELO CON POLEAS Y CABLES: DISEÑOS BASADOS EN LA MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE LA PALANCA 51
8.2.1 Idea 6: Resorte entre dos palancas con tirantes 51
8.2.2 Idea 7: Resorte entre dos palancas con eslabón rígido 51
8.2.3 Idea 8: Una palanca con resorte en carro deslizante 52
8.2.4 Idea 9: Una palanca con resorte fijo a tracción 52
8.2.5 Idea 10: Una palanca con resorte fijo a compresión 53

9. EVALUACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LOS DISEÑOS 54

9.1 MODELOS MATEMÁTICOS Y CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MECANISMO 54
9.1.1 Modelo con pivote: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función de la posición del pivote 54
9.1.2 Modelo con poleas y cables: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función del ángulo de las palancas 61
9.2 CONSIDERACIONES CONSTRUCTIVAS Y LIMITACIONES MECÁNICAS 79

9.2.1 Giro máximo de la polea ... 79
9.2.2 Rigidez del cable ... 83
9.2.3 Compresión máxima del resorte ... 84
9.2.4 Par umbral ... 85
9.3 DISCUSIÓN ... 87

10. DESARROLLO E IMPLEMENTACIÓN DEL ARV ... 96

10.1 DISEÑO DE DETALLE. MODELO CAD. ... 96
10.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES ... 99
10.2.1 Rodamientos ... 100
10.2.2 Cojinetes de fricción ... 101
10.2.3 Resorte ... 101
10.2.4 Cables ... 103
10.2.5 Tornillo sin fin (variador rigidez) ... 104
10.2.6 Motor/reductora eje principal ... 105
10.3 CARACTERIZACIÓN Y ESPECIFICACIONES DEL PROTOTIPO ... 107
10.3.1 Par umbral y curvas características del ARV ... 107
10.3.2 Especificaciones generales del nuevo Actuador de Rigidez Variable ... 110

V. CONCLUSIONES ... 113

VI. BIBLIOGRAFÍA ... 115

I. INTERÉS Y OBJETIVOS

1. *Motivación y objetivos*

1.1 Motivación

La interacción entre seres humanos y robots es uno de los principales retos de hoy en día. Cada vez son más las aplicaciones en las que se utilizan los robots ya sea en instalaciones industriales como en aplicaciones para hacer al ser humano la vida más fácil. En los últimos años la aparición de robots fuera del entorno industrial es cada vez más común (robots limpiadores, robots utilizados en la asistencia sanitaria, robots para el cuidado de minusválidos, prótesis, etc.).

Para los robots industriales, la seguridad en caso de colisión no es tan importante como la manipulación rápida y precisa ya que trabajan en un entorno limitado en el que los seres humanos no tienen acceso. Por esta causa, los actuadores utilizados en este tipo de robots han de ser rígidos para conseguir la precisión requerida.

Sin embargo, en el caso de los robots de servicio, que a menudo interactúan directamente con los seres humanos, la seguridad es lo más importante. Por lo tanto, la seguridad en la convivencia entre seres humanos y robots se ha convertido en uno de los temas más importantes en la actualidad. Los actuadores utilizados en estos robots interactuantes con el ser humano deben tener una baja rigidez para que en caso de impacto con el ser humano no lo dañe. Estos actuadores deben adaptarse a las nuevas necesidades ya que si no se consigue solventar los problemas de seguridad, independientemente del rendimiento y la función de los robots, no serán aplicables a la vida cotidiana.

Dado que tanto la precisión en la posición y la seguridad en caso de colisión son importantes, un brazo robot debe tener una rigidez muy baja cuando se somete a una fuerza de choque mayor que el umbral de la fuerza que causa daños al ser humano, pero debe mantener la rigidez muy alta en el caso contrario.

Para solventar el problema de colisión entre un ser humano y un robot se ha estudiado la posibilidad de utilizar sensores de proximidad. Estos sensores captan la proximidad de un ser humano de modo que al captar la presencia de éste el robot realiza movimientos lentos para disminuir el riesgo de colisión. Sin embargo, este método no es totalmente efectivo ya que el tiempo de respuesta de los sensores no es inmediato y puede llegar a producirse la colisión.

Por lo tanto, lo que se quiere conseguir es que en caso de que se produzca el impacto, éste le cause al ser humano el menor daño posible. Algunas soluciones son las siguientes:

- Adoptar estrategias de control como por ejemplo el uso de controles activos de variación de rigidez y de impedancia introduciendo variaciones de rigidez 'virtuales'.

- Introducir en el diseño del robot variadores de rigidez mecánicos.

Este proyecto está enfocado en el diseño de un actuador de rigidez variable mecánico. Estos actuadores son capaces de desacoplar la fuerza del motor de la articulación robótica y, además, se caracterizan por su capacidad de cambiar la rigidez aparente de la articulación dinámicamente.

Configurando la rigidez a su nivel adecuado dependiendo del modo de operación del robot podemos limitar las fuerzas de impacto de modo que garantizamos la seguridad en caso de colisión. De modo que este tipo de actuadores se diseñan y fabrican debido a su habilidad:

- Para minimizar grandes fuerzas producidas por choques para interactuar de forma segura con los seres humanos.

- Para almacenar y liberar energía en elementos elásticos pasivos.

Estos actuadores de rigidez de variable suelen emplear dos unidades de accionamiento en combinación con elementos elásticos pasivos para controlar, de forma independiente, la variación de la rigidez y la posición de equilibrio de la articulación.

Para comenzar es necesario describir las razones para utilizar los actuadores de rigidez variable en algunas articulaciones robóticas así como hacer un resumen de la situación actual sobre este tema. Una vez conocida la situación actual se procederá al diseño de un nuevo actuador de rigidez variable.

1.2 Objetivos

El principal objetivo de este trabajo es diseñar un Actuador de Rigidez Variable (ARV) que suministre al robot la rigidez adecuada dependiendo de la tarea que éste deba llevar a cabo en cada momento. De este modo podemos reducir las fuerzas generadas en un impacto accidental, garantizando la seguridad tanto del usuario como del propio robot.

Más específicamente los objetivos concretos que se desean cumplir son:

- Desarrollo conceptual de un actuador de rigidez variable para una articulación robótica de revolución.
- Caracterización y análisis del modelo del actuador de rigidez variable.
- Diseño de un prototipo CAD del ARV. Dimensionado y validación de los distintos componentes del ARV.

II. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2. *Introducción a los actuadores*

2.1 Definición de actuador

Para comenzar se debe saber qué es un actuador. Un actuador es un dispositivo capaz de transformar energía hidráulica, neumática o eléctrica en la activación de un proceso con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automatizado. Existen varios tipos de actuadores como son los electrónicos, hidráulicos, neumáticos o eléctricos. Además pueden ser lineales (generan una fuerza en línea recta) o rotativos (generan una fuerza rotatoria). En este caso se trata de un actuador eléctrico y rotativo ya que lo acciona un motor eléctrico y realiza un movimiento de revolución.

Los actuadores se aplican en todos los campos de la tecnología. Debido a las múltiples exigencias, existe una gran variedad de diseños, pero en este caso se consideran los sistemas mecánicos que normalmente tienen una entrada eléctrica y una salida mecánica.

2.2 Tipos de actuadores

Un actuador rígido es aquel dispositivo que es capaz de moverse a una posición específica o seguir una trayectoria predefinida. Una vez que se alcanza una posición, se mantendrá en esa posición, sea cual sea la fuerza externa que se ejerza sobre el actuador (dentro de los límites de fuerza del dispositivo). Por otro lado, un actuador flexible se desviará de su posición propia de equilibrio cuando se le aplique una fuerza externa.

Los actuadores encargados de variar la rigidez lo pueden hacer de forma activa o pasiva. Los actuadores pasivos son aquellos compuestos únicamente de elementos puramente mecánicos (muelles o amortiguadores) y suelen ofrecer respuestas más rápidas y más fiables en caso de colisión dinámica que un sistema activo. Esto es debido a que un sistema activo está formado por sensores y éstos requieren de un tiempo de respuesta. Sin embargo, si se utiliza un resorte blando en la articulación de un brazo robótico es difícil definir el movimiento con precisión, debido al comportamiento elástico del resorte, incluso para las pequeñas fuerzas externas que no requieren ningún tipo de absorción de golpes. A pesar de que un resorte rígido puede proporcionar alta precisión de posicionamiento de un brazo robot, su capacidad de absorción de impactos es mucho menor que un resorte blando, por lo que es más probable que se produzcan lesiones en el ser humano en caso de colisión.

Aún teniendo en cuenta los inconvenientes anteriores, la variación de rigidez de forma activa es menos recomendable ya que al no ser inmediato el tiempo de respuesta de los sensores puede llegar a producirse la colisión. El control de la rigidez de forma activa ha alcanzado ya una etapa muy madura de investigación. En cambio, la variación de la rigidez de forma pasiva está actualmente en desarrollo [3].

La utilización de los actuadores de rigidez variable hace que la interacción entre robots y humanos sea más segura de modo que puede ampliarse el ámbito de aplicación de los robots ya no solo en robots industriales como es tradición sino también en robots asistenciales o de servicio, prótesis médicas, etc.

El ser humano tiene la capacidad de co-contraer sus músculos para reaccionar con la rigidez adecuada a las perturbaciones y relajarlos casi instantáneamente. Para imitar esas capacidades, un sistema técnico exige varios niveles de rigidez y una oposición al movimiento alta o baja dependiendo de la situación. Los sistemas actuales no cumplen todos los requisitos al mismo tiempo y son claramente superados por la actuación humana. Lo que se tiene que conseguir es que un actuador mecánico presente unos resultados similares a la actuación humana. Las características más importantes de una articulación robótica son: máximo par y máxima velocidad en la articulación.

3. *Actuadores pasivos de rigidez controlable*

A lo largo de los últimos años se han desarrollado varios actuadores de rigidez variable de forma pasiva. Estos actuadores se pueden clasificar en cuatro grandes grupos [3]:

- Equilibrum – controlled stiffness (rigidez controlada por el equilibrio).
- Antagonistic – controlled stiffness (rigidez controlada por antagonistas).
- Structure – controlled stiffness (rigidez controlada por la estructura).
- Mechanically – controlled stiffness (rigidez controlada de forma mecánica).

A continuación se desarrollará cada uno de los grupos anteriores.

3.1 Equilibrum – controlled stiffness (rigidez controlada por el equilibrio)

Estos actuadores de rigidez variable utilizan un resorte de rigidez fijo en cadena con un método tradicional de actuación, por ejemplo, motores eléctricos o sistemas hidráulicos. Para obtener la rigidez variable, la rigidez virtual del actuador se ajusta al ajustar dinámicamente la posición de equilibrio del resorte. El problema de control de la fuerza se convierte en un problema de control de posición con motores eléctricos. El motor se ajusta sobre la base del muelle para alterar la tensión o compresión del muelle. A este grupo pertenecen el SEA y SEA Variant.

3.1.1 Actuador de rigidez variable con resortes en serie SEA (Series Elastic Actuator)

El SEA [10] está formado principalmente por un muelle colocado en serie con un actuador de rigidez. La rigidez está determinada por la constante del resorte y por lo tanto no es ajustable durante el funcionamiento. El alargamiento del resorte se utiliza como medida de fuerza y se alimenta de nuevo en el bucle de control.

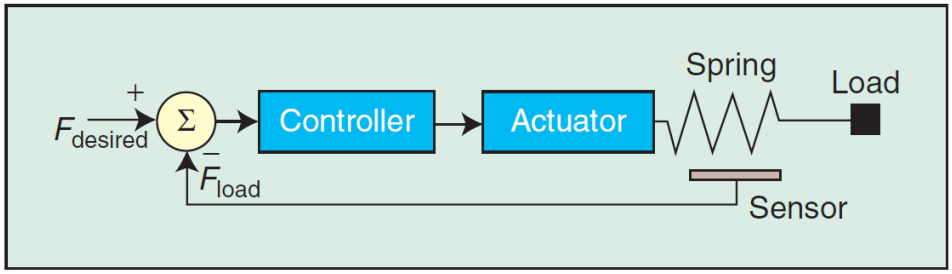


Figura 3.1 Control de la fuerza utilizando un actuador elástico en serie

3.1.2 Variante del actuador de rigidez variable SEA

El Massachusetts Institute of Technology (MIT) desarrolló una prótesis de tobillo y pie que utiliza una variante de SEA con una configuración en paralelo con un muelle pasivo unidireccional que se elonga cuando el ángulo del tobillo es menor que cero grados. La rigidez del muelle es elegida estimando la pendiente de la medida par-ángulo de la curva.

3.2 Antagonistic-controlled stiffness (control de la rigidez mediante antagónicos)

En esta configuración dos actuadores de rigidez fija y características de fuerza-desplazamiento no lineales se acoplan antagónicamente, es decir, trabajando uno contra otro. Mediante el control de ambos actuadores y el uso de resortes no lineales, se puede ajustar la posición de equilibrio y la rigidez de esta disposición antagónica. Para ser capaz de variar la rigidez, es necesario que las características de los resortes sean no lineales mientras que la resultante de los dos resortes presente un comportamiento lineal.

3.2.1 Biological Inspired Joint Stiffness Control

Este diseño es, básicamente, una articulación actuada por dos SEAs [11].

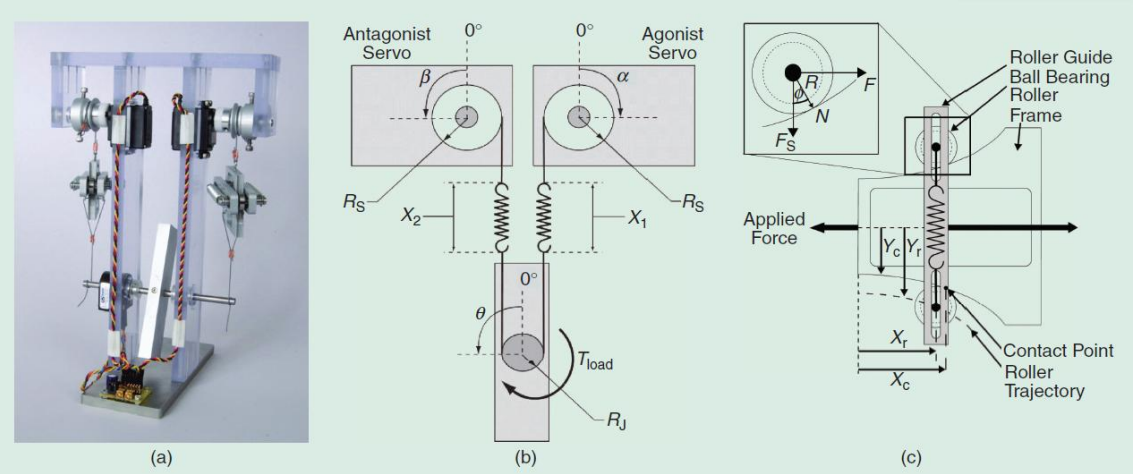


Figura 3.2 (a) Imagen de la instalación. (b) Dibujo esquemático de la configuración de dos SEA antagónicos. (c) Esquema de un dispositivo de resorte cuadrático.

Cuando los dos servomotores giran en la misma dirección, la posición de equilibrio de la articulación se cambia. Al girar en la dirección opuesta, las ruedas se alejan una de otra estirando el muelle y por tanto la rigidez de la articulación cambia. La ventaja de este diseño es que la característica fuerza-alargamiento de los muelles se elige durante la fase de diseño, así como las características de adaptación de todo el sistema. El inconveniente es el tamaño, la complejidad adicional, y la fricción de los mecanismos para hacer resortes cuadráticos.

3.2.2 Actuador de rigidez variable VSA (Variable Stiffness Actuator)

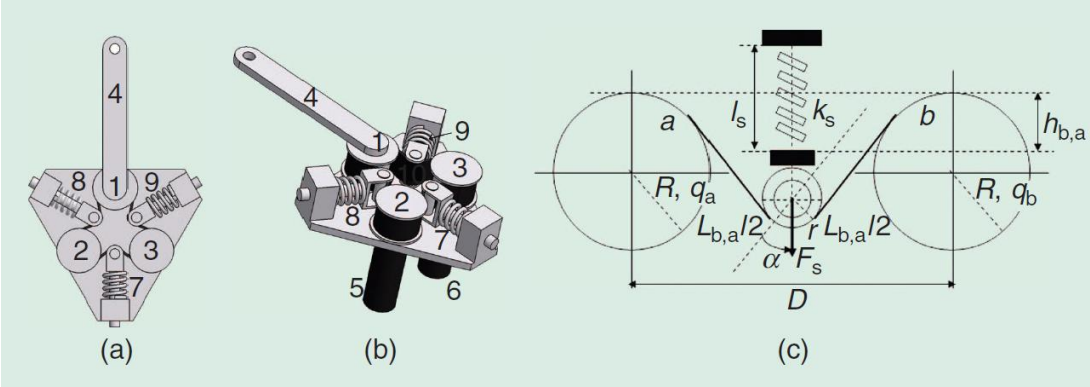


Figura 3.3 (a) y (b) dos vistas CAD del VSA. (b) Mecanismo para hacer los resortes no lineales en el VSA.

El VSA [3] consiste en tres poleas sobre las cuales se coloca una correa dentada. Dos de las poleas están conectadas al motor y la restante está conectada al brazo (4). En la correa se colocan tres mecanismos de tensado. Los tres mecanismos de tensado son iguales aunque su función es diferente.

Los dos mecanismos de tensado vecinos de la polea conectada al brazo forman los resortes no lineales. El otro mecanismo es solo un mecanismo de tensión para mantener la correa dentada unida a las poleas.

Para hacer que el VSA rígido, la polea 2 con motor de 5 ha de girar a la izquierda, y la polea 3 con motor de 6 ha de girar en sentido horario. Como resultado, los dos resortes en el mecanismo de 8 y 9 se comprimen, y el resorte 7 se alarga para mantener la correa apretada contra las poleas. Al girar las poleas 2 y 3 en la misma dirección, la longitud del resorte no cambia, y como tal, la rigidez se mantendrá igual, pero la posición de equilibrio va a cambiar. Como es el caso para cada configuración antagónica, ambos actuadores tienen que ser utilizados para influir en una sola variable: la posición de rigidez o de equilibrio.

3.2.3 Actuador de configuración mecánicamente ajustable AMASC (Actuator with Mechanically Adjustable Series Compliance)

Otro diseño basado en el mismo principio es el actuador con rigidez ajustable mecánicamente en serie (AMASC [13]). AMASC es un mecanismo más bien complejo con un gran número de poleas y cables. Sin embargo, la ventaja es que sólo se utiliza un actuador para controlar la variación de la rigidez o la posición de equilibrio.

Por lo tanto, cada uno de los actuadores tiene su función específica, lo que permite diferentes tipos de motor para optimizar el peso del sistema completo. El principio de funcionamiento se basa en la configuración antagónica de dos resortes no lineales.

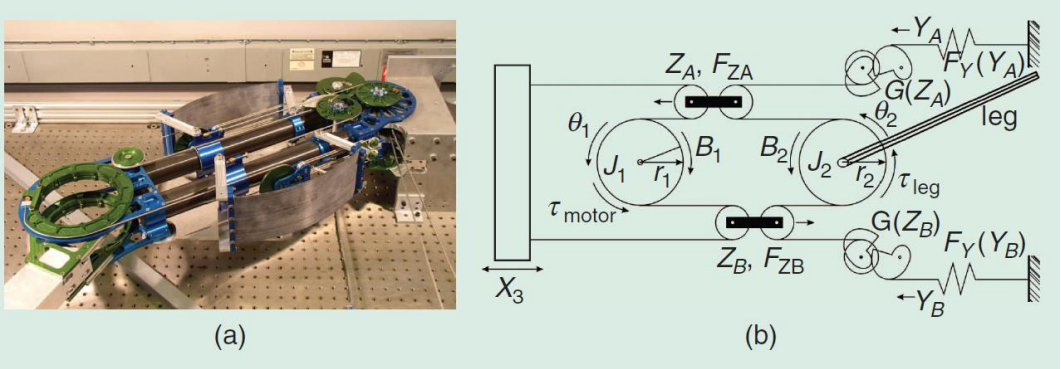


Figura 3.4 (a) Fotografía del AMASC. (b) Vista esquemática del AMASC.

En el caso del AMASC, el resorte no lineal está formado por un conjunto de poleas en espiral. El porcentaje de reducción de las poleas varía proporcionalmente con la deflexión de los muelles para obtener la relación cuadrática. Las poleas se utilizan también para desacoplar el control de variabilidad de la rigidez y la posición de equilibrio. La pierna del actuador se coloca en la polea J2.

Un motor controla el ángulo de la polea J1, que es la configuración de la posición de equilibrio. Cuando este motor gira en sentido contrario a las agujas del reloj, el conjunto de poleas ZA flotante se mueve a la izquierda, y el conjunto de poleas ZB flotante se mueve a la derecha. Este movimiento se traducirá en un giro a la izquierda de la pierna, que está conectada a la polea J2. Todo esto se puede hacer sin cambiar la longitud de los muelles, lo que mantiene la rigidez constante.

Por otro lado, cuando el desplazamiento X3 (controlado por el segundo motor) se mueve a la izquierda, los dos conjuntos de poleas ZA y ZB, también se moverán hacia la izquierda. Esto hace que se alarguen los dos muelles, y así hacer más rígido el conjunto, mientras que la posición de equilibrio se mantiene constante. AMASC es un actuador en el que se puede controlar la rigidez y la posición de equilibrio de forma independiente. Esta independencia hace que el control sea más fácil y permite el diseño de los dos motores por separado para satisfacer las demandas de una aplicación específica.

3.2.4 Músculos neumáticos artificiales PAM (Pneumatic Artificial Muscles)

En ocasiones en lugar de utilizar los SEA se utilizan Pneumatic Artificial Muscles (PAMs) [14].

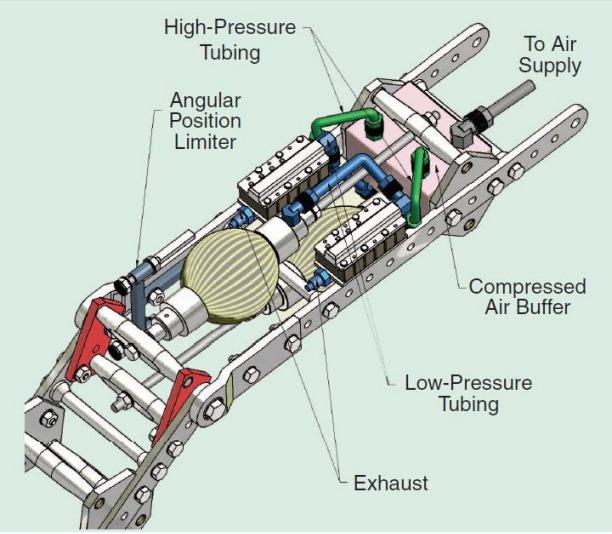


Figura 3.5 Configuración antagónica de dos PAM

Cuando introduces aire a presión, el musculo se contrae axialmente mientras que se expande radialmente. La compresibilidad del aire hace a los músculos de rigidez variable comportándose de un modo parecido a los resortes. El músculo McKibben es el diseño más conocido. Su forma general se asemeja a un cilindro delgado, que es fácil de usar en dispositivos robóticos.

Los músculos neumáticos son actuadores con una alta relación potencia-masa y puede ser acoplado directamente a la junta sin un mecanismo pesado y complejo de engranajes. Los inconvenientes de una articulación accionada por dos músculos neumáticos son las características no lineales de la dinámica conjunta, lentitud (especialmente despresurizar el músculo es lento), la presencia de histéresis, y la necesidad de aire comprimido.

3.3 Structure-controlled stiffness (control de la rigidez mediante la estructura)

Este método controla la estructura física eficaz de un resorte para lograr variaciones en la rigidez. Cuando se utiliza una barra como elemento elástico, la dureza depende de módulo elástico del material, del momento de inercia, y de la longitud efectiva de la viga. Durante la operación, la rigidez se puede controlar mediante el ajuste de uno de los parámetros anteriores.

$$M = \frac{EI}{L} \cdot \theta$$

Donde:

- M = Momento de flexión
- E = Módulo elástico
- I = Momento de inercia
- L = Longitud efectiva
- θ = Ángulo de flexión

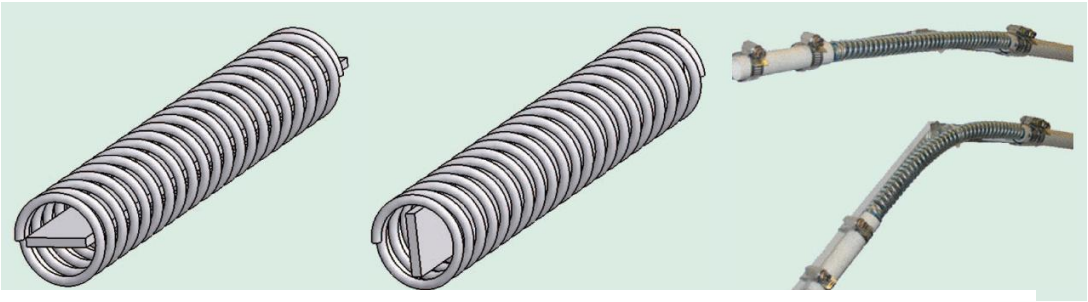


Figura 3.6 Variación del momento de inercia por rotación de la viga

Un actuador puede ser construido de modo que tenga un elemento pasivo con la impedancia mecánica variable, de lo que resulta un actuador con rigidez variable. Este tipo se utiliza en ortopedias robóticas.

Otra manera de variar la rigidez es variar la longitud efectiva de un elemento conforme a las necesidades. Un control deslizante varía la longitud de la barra para ajustar la rigidez. El elemento que hace de resorte está conectado a la articulación por un cable y la polea. El motor hace girar el tornillo de alimentación, el cual mueve al deslizador, y por lo tanto varía la rigidez.

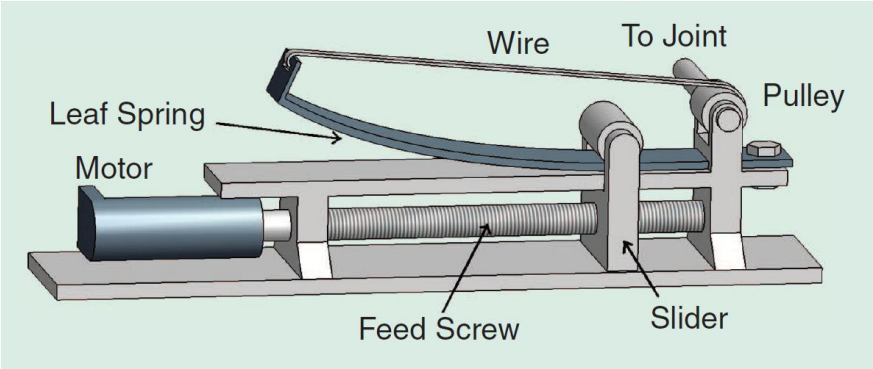


Figura 3.7 Diseño conceptual del ajuste de la impedancia mecánico

3.3.1 Actuador Resorte de Jack (Jack's Spring Actuator)

Fue presentado en 2005. En este caso se utiliza un resorte helicoidal para variar la rigidez [16].

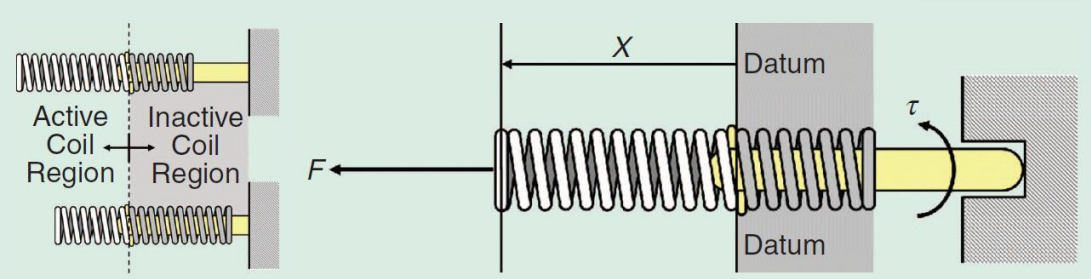


Figura 3.8 Región de espiras activas e inactivas del resorte

Consiste en aumentar o disminuir el número de espiras activas variando así la rigidez efectiva de la estructura. En este actuador, el desplazamiento y la rigidez están acoplados. Una de las ventajas es que la fuerza externa puede actuar en ambas direcciones.

3.4 Mechanically controled stiffness (control mecánico de la rigidez)

Mediante este sistema, se ajusta la rigidez del sistema de forma mecánica. En este caso, la longitud total del muelle está siempre en uso. La variación se hace cambiando la pretensión o la precarga del muelle. El actuador completo se comporta como un resorte de torsión, donde las características del resorte y el punto de equilibrio se pueden controlar de forma independiente durante la operación.

El primer actuador basado en el control mecánico del ajuste de la rigidez fue desarrollado en la Vrije Universiteit Brussel. El sistema propuesto es una junta rotativa formada por un brazo conectado a tierra (1) y un brazo móvil (2) conectador por un eje. El brazo de palanca 3 también está conectado al mismo eje de rotación. La posición de este último brazo puede ser controlada con un servomotor. El muelle 7 genera un momento que tiende a alinear los cuerpos 2. Los servomotores 5 y 6 hacen girar los ejes roscados lo que hace que los puntos 3 y 9 se acerquen o se alejen del eje de rotación de modo que se genera un esfuerzo de torsión mayor o menor. Figura (a) muestra la situación con brazos de palanca cortos, lo que resulta en un conjunto con poca rigidez. En la figura (b) los brazos de palanca son más largos, lo que hace que la junta más rígida. Este diseño tiene como inconveniente el uso de tres motores.

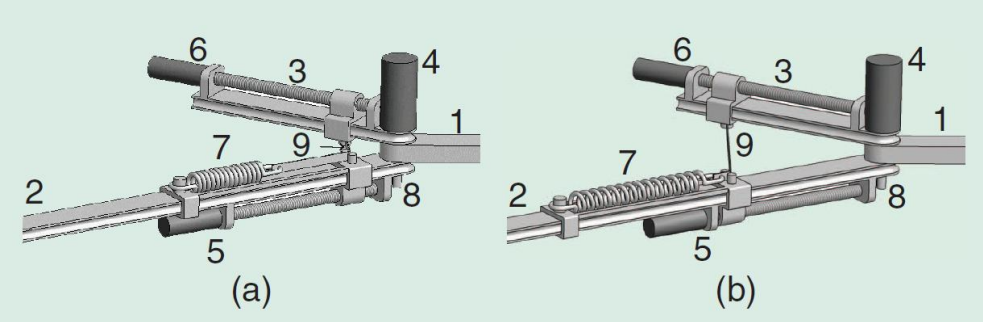


Figura 3.9 Variación de la longitud de los brazos de palanca

3.4.1 Articulación de rigidez variable VSJ (Variable Stiffness Joint)

El VSJ ([2],[15]) consta de 4 elementos elásticos unidos a un eje (en este caso ballestas que son piezas de suspensión formadas por láminas de metal flexible superpuestas), 4 pivotes deslizando por dichas ballestas, cuatro mecanismos de cuatro barras conectado a los pivotes, y 2 actuadores idénticos conectados a los sistemas de cuatro barras. Como los pivotes deslizan sobre los resortes, la longitud efectiva de éstos cambia, lo que causa la variación de la rigidez.

Cuando los dos actuadores giran a la misma velocidad y en la misma dirección, el mecanismo de cuatro barras gira alrededor del eje con los pivotes. Dado que el eje se conecta a los pivotes a través de la ballesta, la rotación de los pivotes causa la rotación de eje. Cuando los actuadores giran a la misma velocidad en la dirección opuesta, la distancia de los pivotes al eje cambia sin rotación de los pivotes. Entonces, puesto que la longitud efectiva de los resortes ha cambiado, la rigidez de la VSJ varía. En este caso los dos motores se utilizan para controlar la posición y la rigidez.

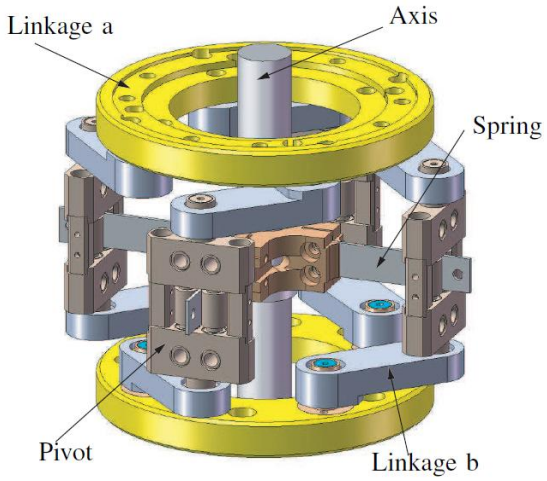


Figura 3.10 Diseño del VSJ. La unión a está unida a los actuadores y rota alrededor del eje. El pivote está conectado al eslabón b, el cual por el otro extremo está conectado al a. Los resortes están unidos al eje de modo que éste gira cuando los pivotes rotan.

3.4.2 Actuador en el que se ajusta la rigidez y controla el punto de equilibrio de forma mecánica MACCEPA (The Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Actuator)

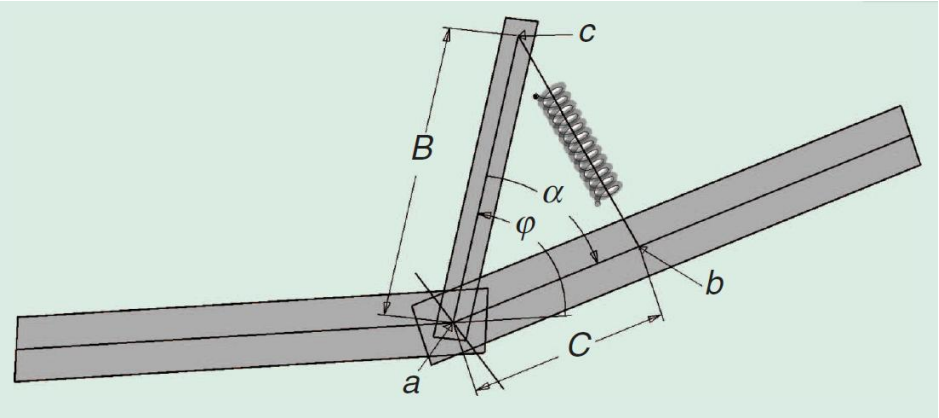


Figura 3.11 Principio de trabajo del MACCEPA

En MACCEPA [9], alrededor del eje de rotación, pivota una palanca (brazo pequeño de la figura anterior). Un resorte se coloca entre un punto fijo en el otro brazo (b) y un cable que corre alrededor de c y está conectado a un mecanismo de pretensión.

El ángulo φ entre el brazo de palanca y el cuerpo izquierdo se establece mediante un actuador clásico (por ejemplo, un servomotor). Cuando el ángulo α entre el brazo de palanca y el cuerpo de la derecha es diferente de cero, la fuerza debida a la elongación del muelle va a generar un par de torsión que tiende a alinear el cuerpo derecho con el brazo de palanca. Cuando el ángulo anterior es cero, que es la posición de equilibrio, el muelle no generará ningún par. La posición de equilibrio está determinada por el valor φ.

Un segundo actuador se encarga de la pretensión y determina la longitud del cable entre C y B estableciendo así la pretensión del resorte.

En este modelo el control de la variación de la rigidez y la posición de equilibrio son totalmente independientes.

3.4.3 Junta de rigidez variable (VS – Joint)

El Centro Aeroespacial Alemán desarrolló este dispositivo basado en el control mecánico de variación de la rigidez [17].

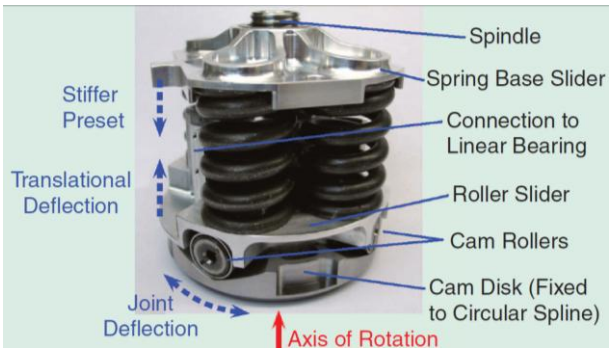


Figura 3.12 Mecanismo VS - Joint

El disco superior varía su posición vertical gracias al eje central que está actuado por un pequeño motor, ajustando así la precarga de los muelles, mientras que otro motor se ocupa de desplazamiento angular. Cuando existe ese desplazamiento angular, en el actuador sucede lo representado en la Figura 3.13.

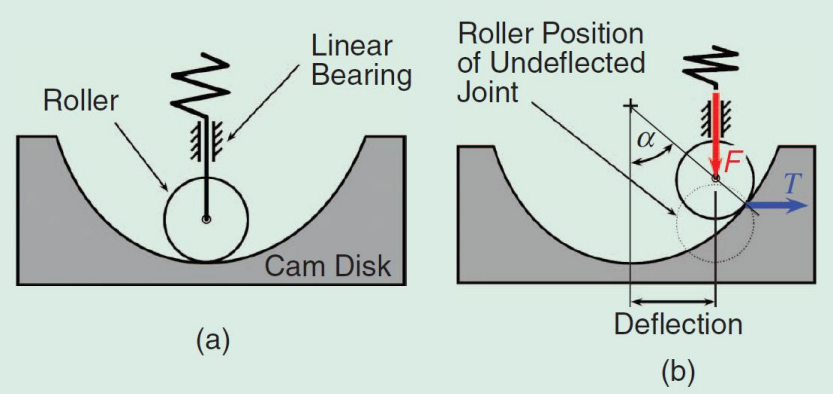


Figura 3.13 (a) Esquema de funcionamiento del VS - Joint en la posición de equilibrio y (b) en una posición desviada del punto de equilibrio.

Cuando se aplica un par al actuador, la rueda se desplazará y, debido a la curvatura comprimirá el resorte el cual intentará recuperar la posición de equilibrio. Aumentando la precarga de los resortes el desplazamiento de la rueda será menor y por tanto el actuador será más rígido. La ventaja de este diseño es que puede ser fácilmente integrado en un brazo robótico. Además es un diseño en el que se pueden utilizar dos motores de diferente tamaño: uno pequeño para variar el valor de rigidez y un motor más potente para fijar la posición.

3.4.4 Mecanismo de conexión seguro SLM/SJM (Safe Link Mechanism/Safe Joint Mechanism)

Este mecanismo está compuesto por un resorte, un mecanismo de doble deslizadera y un sistema de amortiguación de módulos e hilos. En lugar de utilizar configuraciones antagónicas para conseguir resortes no lineales se utiliza un mecanismo de cuatro barras ([5],[6]).

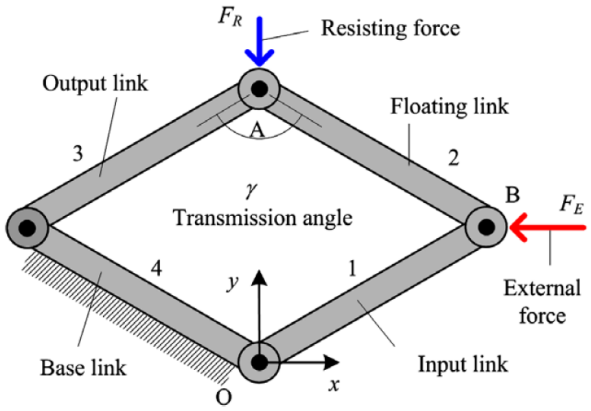


Figura 3.14 Conexión de 4 barras

Cuando se ejerce una fuerza F_E sobre el punto B y en la dirección X, en el punto A aparece una resistencia F_R en la dirección Y que puede impedir el movimiento a la salida. La eficiencia de transmisión de energía a partir de la entrada a la salida varía en función del ángulo entre el link flotante (2) y el link de salida (3). Si el ángulo de transmisión es menor de 45 o mayor de 135, se requiere una gran fuerza en el enlace de entrada para mover el enlace de salida. Sin embargo, como el ángulo de transmisión se aproxima a 90, la eficiencia de transmisión de energía mejora, lo que conduce a facilitar el movimiento de la conexión de salida del mecanismo de cuatro barras. El principio de funcionamiento anterior se puede implementar en un mecanismo de doble control como el de la Figura 3.15.

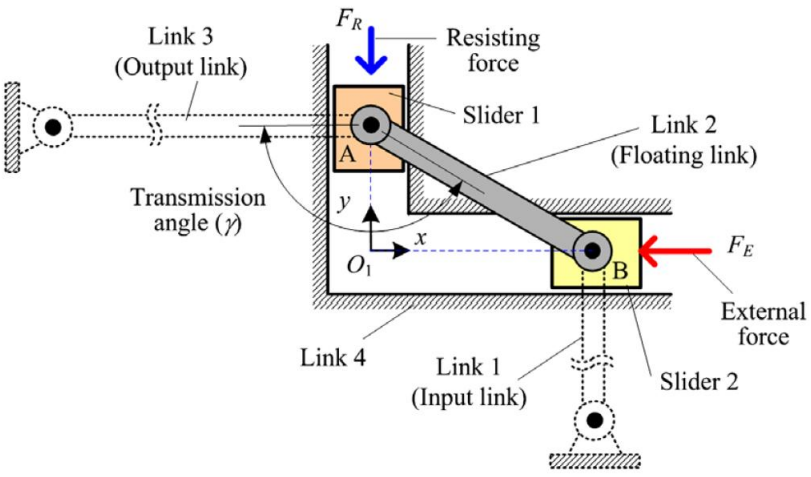


Figura 3.15 Mecanismo de doble deslizadera

Si el enlace de salida (enlace 3) se supone que es infinito y ubicado en la dirección del eje X, entonces la junta de revolución A entre el eslabón 2 y el 3 se puede mover de forma rectilínea únicamente en la dirección del eje y. Del mismo modo, si el enlace de entrada (enlace 1) se supone que es infinito y ubicado en la dirección del eje y, el nudo B sólo puede moverse en la dirección del eje x. En este caso, el mecanismo de 4 barras se simplifica y se puede considerar como un mecanismo de doble corredera.

Si se instala un resorte pre-comprimido entre los puntos C y D, la fuerza de resorte F_S puede ofrecer la fuerza de resistencia F_R, que resiste el movimiento del cursor 1, causado por la fuerza externa F_E.

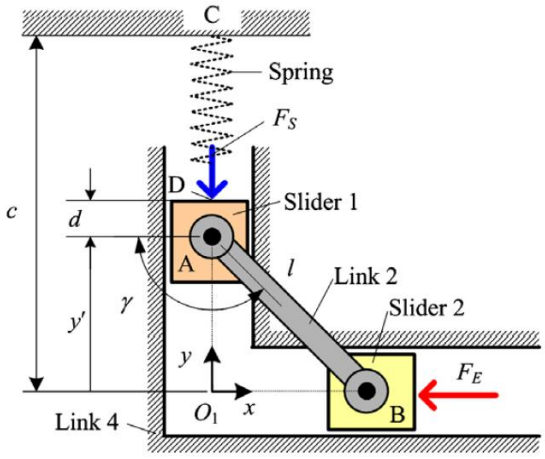


Figura 3.16 Mecanismo de doble deslizadera combinado con un resorte

En este mecanismo propuesto, la fuerza externa necesaria para equilibrar con la fuerza del resorte se define como la fuerza del impacto crítico. Para un ángulo dado, se mantiene el equilibrio estático cuando la fuerza externa es igual a la fuerza de impacto crítico, pero el resorte es rápidamente comprimido una vez que la fuerza externa superior a este valor crítico actúa en el mecanismo.

Si una fuerza externa superior a la fuerza del impacto crítico se aplica a la placa móvil entonces la placa móvil es atraída hacia la placa fija por un cable conectado a la placa base. A continuación, una deslizadera conectada a la barra 2 se ve obligada a moverse hacia arriba el eje guía para comprimir el muelle. Este movimiento del cursor 1 reduce el ángulo de transmisión, por lo que para mantener el equilibrio estático se requiere una mayor fuerza resistiva. Sin embargo, el aumento de la fuerza del resorte debido a su compresión no es lo suficientemente grande como para mantener el equilibrio.

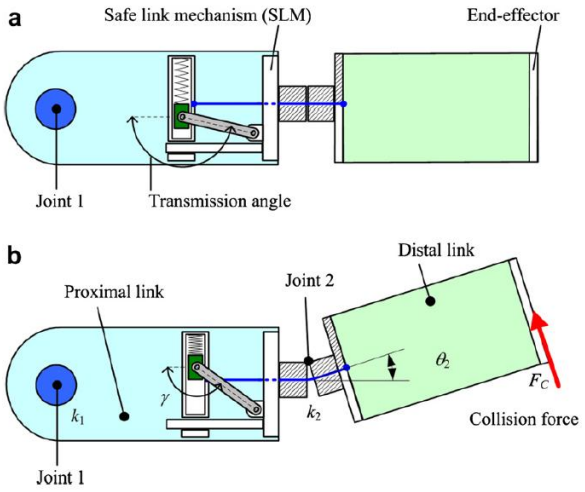


Figura 3.17 (a) SLM en posición de equilibrio y (b) tras el impacto

Este estado de desequilibrio provoca que la deslizadera 1 se deslice rápidamente para arriba, atrayendo el plato en movimiento aún más hacia el plato fijo. Como resultado, el cable se afloja y los módulos se desconectan, absorbiendo la fuerza del impacto. Sin embargo, si la fuerza externa de impacto es menor que la fuerza del impacto crítico, el efector no se mueve en absoluto, y los módulos quedan bien conectados entre sí, proporcionando así una gran rigidez al SLM.

3.4.5 Actuador de rigidez variable (AwAS)

La novedad del actuador rigidez variable propuesto por Jafari [1] es que la pretensión del elemento elástico se mantiene constante, pero los puntos de fijación del resorte con el enlace de salida se regulan mecánicamente. Como se puede observar en la figura, dos muelles antagonistas están conectados por un lado al eslabón intermedio y en el otro lado al enlace de salida.

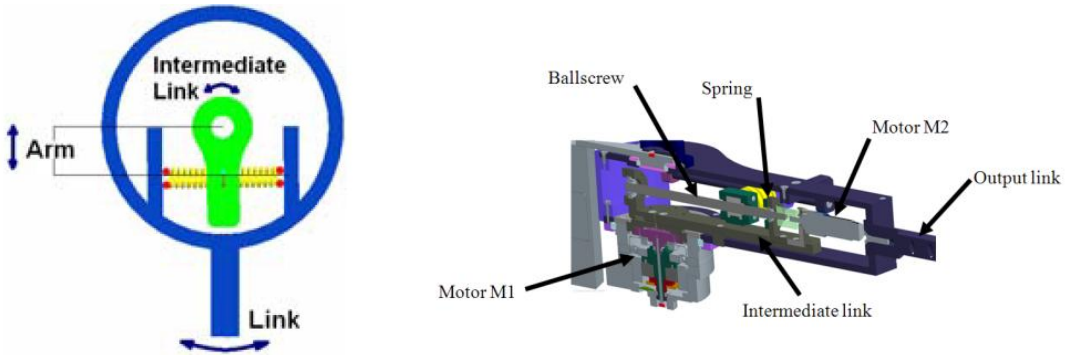


Figura 3.18 Diseño conceptual y CAD del AwAS

El eslabón intermedio se une al motor M1 que regula la posición de la articulación. Un mecanismo de orientación impulsado por el motor M2 permite el control de la longitud del brazo, moviendo los dos resortes hacia el centro de rotación para reducir la rigidez y lejos del centro de rotación para aumentar la rigidez. Cuando el enlace de salida está en su posición de equilibrio (la posición angular donde se genera el par cero, es decir, cuando la extensión de ambos resortes es igual), entonces la fuerza generada por los resortes es perpendicular al desplazamiento necesario para cambiar la rigidez. Esto tiene la importante consecuencia de que, en principio, no se necesita energía para cambiar la rigidez. En cambio, si el conjunto no está en la posición de equilibrio la fuerza generada por el resorte tiene una pequeña componente en la dirección paralela al desplazamiento y se necesita una pequeña cantidad de energía. Al ser esta componente muy pequeña el motor que controla la rigidez puede ser muy pequeño.

III. MATERIAL Y MÉTODOS

4. *Metodología del diseño*

El diseño de ingeniería puede describirse como el proceso de aplicar diversas técnicas y principios científicos, con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización [17]. Aunque este proyecto no es propiamente dicho un diseño industrial, ya que su finalidad final no es la venta si no un trabajo de investigación, se adapta la metodología del diseño industrial a este proceso. El proceso de diseño se puede dividir en las siguientes fases:

4.1 Identificación del problema. Requisitos de diseño.

Hay que definir claramente los objetivos y los requisitos del diseño de modo que se tenga una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos. Definir es establecer los límites, delimitar el problema y el alcance de la solución que se busca. Esta es la fase más complicada del proceso de diseño ya que una equivocación representa un enorme error al final. La identificación de la necesidad de un diseño se puede basar en estadísticas, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de los conceptos actuales.

4.2 Lluvia de ideas

Una vez que se ha definido y establecido el problema, es necesario recopilar ideas preliminares, a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Es la denominada lluvia de ideas. Esta es la parte más creativa del proceso de diseño puesto que en la etapa de identificación del problema, solamente se han establecido limitaciones generales. Estas ideas no deben evaluarse en cuanto a la factibilidad. Se han realizar bocetos.

4.3 Evaluación de alternativas. Análisis.

En esta etapa se evalúan las ideas preliminares centrándose principalmente en el análisis de las limitaciones de modo que puedan obtenerse soluciones razonables al problema. Deben tenerse en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño final.

Para entender mejor el mecanismo final se han de realizar bocetos más elaborados de modo que se puedan determinar tamaños relativos, longitudes, pesos, ángulos, formas...

A continuación hay que analizar cada una de las alternativas. El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a resistencia, operación y cantidades físicas, dirigidos a satisfacer los requisitos del diseño. A cada una de las soluciones generadas, se le aplica diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros criterios de solución.

En el análisis se utilizan herramientas informáticas como MatLaB en el cual a partir de las ecuaciones que describen cada modelo se obtienen gráficas que rigen el comportamiento de cada una de las soluciones propuestas y ayudan al entendimiento del mecanismo.

4.4 Decisión y dimensionamiento

Es la etapa del proceso de diseño, en la cual el proyecto debe aceptarse o rechazarse, en todo o en parte. La decisión acerca de cuál diseño será el óptimo para una necesidad específica, debe determinarse mediante experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad, que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, tal como ocurriría en una solución improvisada. Además, una vez elegido el diseño, hay que dimensionar y seleccionar cada uno de los componentes que lo forman.

4.5 Prototipo CAD

El último paso del diseñador, consiste en preparar el prototipo CAD del mecanismo seleccionado y a partir del cual obtener los planos y especificaciones finales, con los cuales se va a fabricar el prototipo del diseño. En algunos casos, el diseñador también supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para su realización, debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales utilizados y otras especificaciones. Durante esta etapa, el diseñador puede hacer modificaciones de poca importancia que mejoren el diseño.

Debe recalcarse que el proceso de diseño no es lineal y una de sus características fundamentales es su obligada iteratividad, con la dificultad añadida de la interrelación entre diversas partes de producto tratado. Dicho proceso de diseño se muestra en la Figura 4.1.

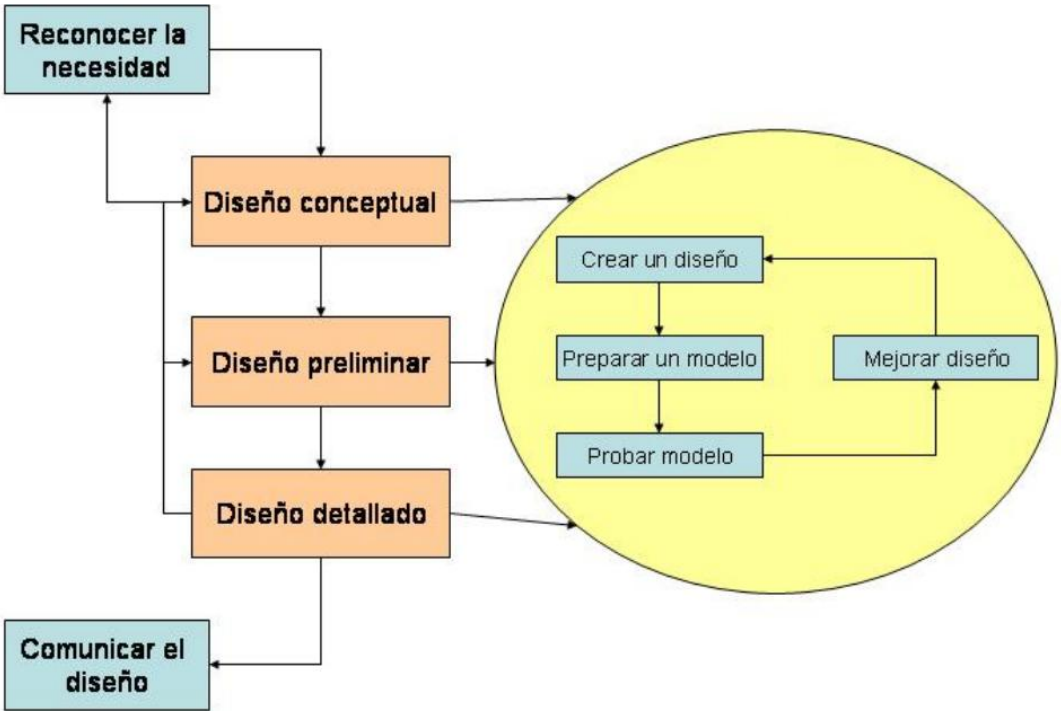


Figura 4.1 Definición de proceso de diseño

Otra clasificación propuesta por Mason, Burton y Stacey viene reflejada en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Etapas del diseño por Mason, Burton y Stacey

Etapa de definición	Definir el problema Enunciar los datos conocidos Efectuar las hipótesis apropiadas
Etapa preliminar	Decisiones preliminares Diseñar bocetos de la solución
Etapa de cálculo detallado	Modelos matemáticos Análisis Evaluación
Etapa de documentación	Documentar resultados

5. *Caracterización del ARV*

5.1 Análisis del par y la rigidez

Dos de los parámetros más importantes que caracterizan los actuadores de rigidez variable son el par y la rigidez que presentan. En este capítulo se estudiarán dichas variables y se decidirán los valores representativos de dichas variables del nuevo actuador.

El objetivo principal del análisis matemático del comportamiento de un actuador de rigidez variable es obtener la expresión del par que presenta dicho actuador debido a que a partir de él se puede obtener la rigidez que caracteriza al ARV. Ambos parámetros están relacionados mediante la siguiente expresión:

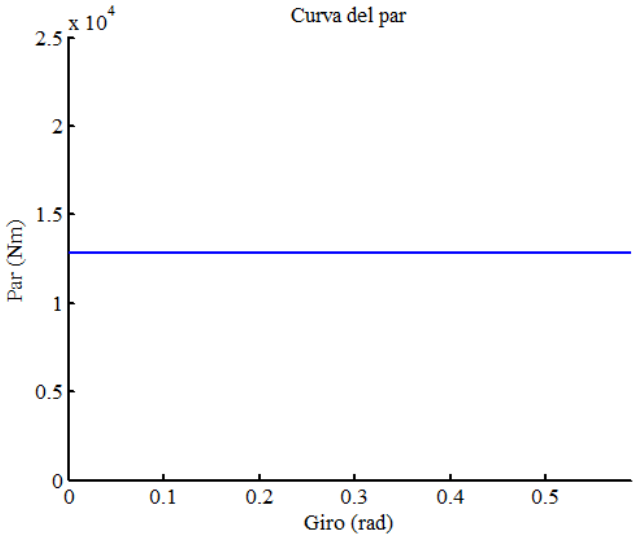
$$K = \frac{\partial T}{\partial \beta}$$

Donde:

- K es la rigidez del actuador.
- T es el par del actuador.
- β es la desalineación entre el eslabón de entrada y el de salida.

Teniendo en cuenta lo anterior se pueden presentar tres situaciones en cuanto a la curva de par y rigidez que se analizarán a continuación.

Caso 1: La gráfica del par respecto a la desalineación (β) es constante



Gráfica 5.1 Par constante

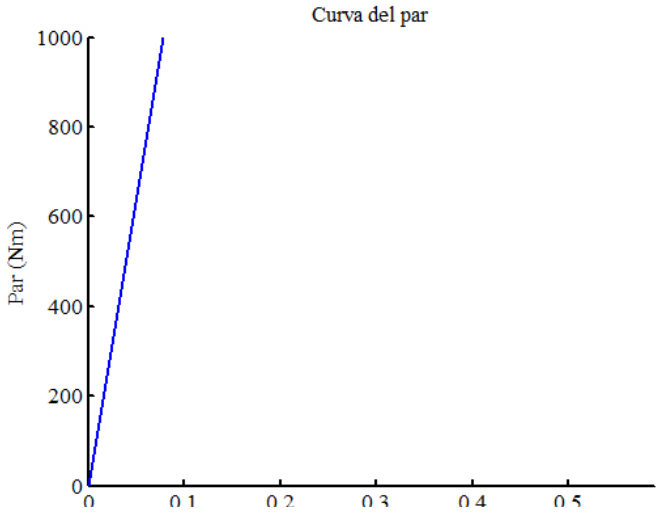
Uno de los requisitos que se quieren para el nuevo actuador es un amplio rango de rigidez, por tanto, si el par es constante la rigidez es nula por lo que se descarta esta opción.

$$K = \frac{\partial T}{\partial \beta} = \frac{\partial cte}{\partial \beta} = 0$$

Caso 2: La gráfica del par respecto a la desalineación (β) es lineal

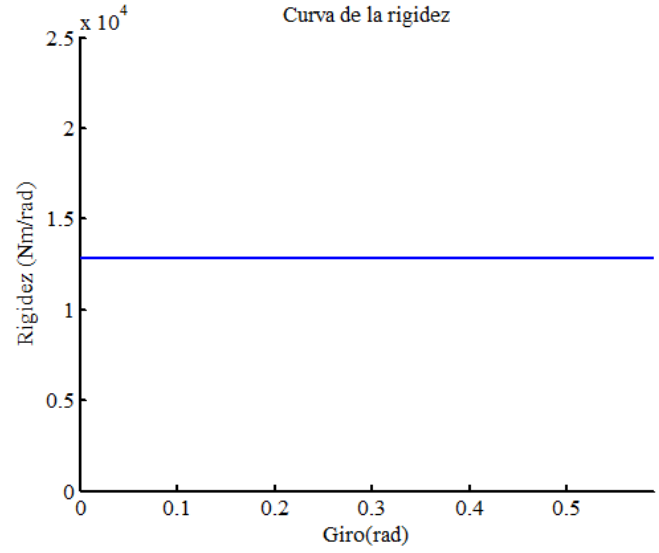
Si la gráfica del par es lineal, la pendiente de esa recta será el valor de la rigidez y, por tanto, será constante.

$$K = \frac{\partial T}{\partial \beta} = \frac{\partial (A\beta + B)}{\partial \beta} = A\ (cte)$$



Gráfica 5.2 Par lineal

Cuando el actuador está en su posición de equilibrio (β=0) el par es nulo. Al producirse un impacto se produce una desalineación entre el eslabón de entrada y el de salida (β≠0) y el par aumenta linealmente con dicha desalineación que a su vez depende de la intensidad del impacto.



Gráfica 5.3 Rigidez constante

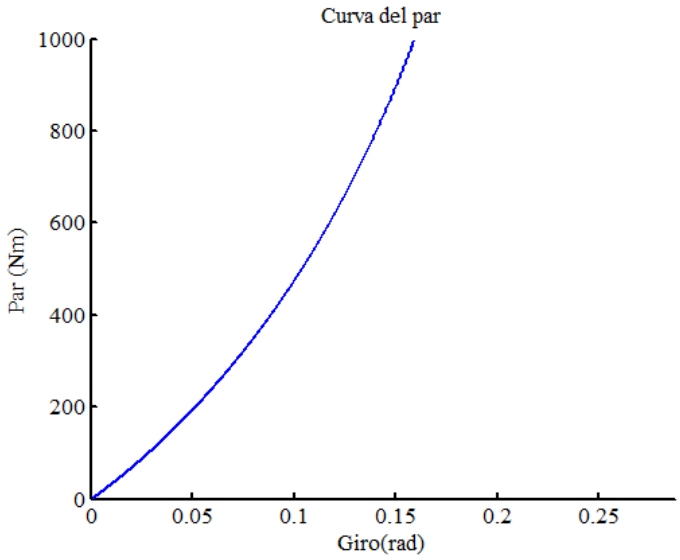
En este caso para cualquier desalineación del eslabón de entrada y el de salida se obtiene la misma rigidez. Si la rigidez del actuador es constante, puede que se superen los límites del mecanismo y se produzca un segundo impacto.

Caso 3: La gráfica del par respecto a la desalineación (β) es de grado superior a 1

En este caso la función del par ya no es lineal por lo que al derivarla para obtener la rigidez se obtiene otra función dependiente de la desalineación entre el eslabón de entrada y el de salida.

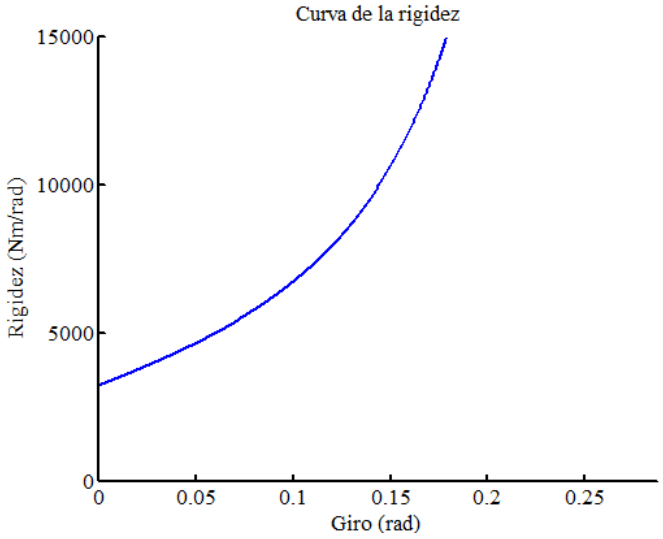
$$K = \frac{\partial T}{\partial \beta} = f(\beta)$$

En este caso la función del par también es creciente, aumenta con la desalineación pero no lo hace de forma lineal. Lo mismo ocurre con la rigidez, aumenta desde un mínimo (dependiente de la configuración dada al actuador) de forma no lineal.



Gráfica 5.4 Par no lineal

Este modelo mejor que el lineal ya al ir aumentando la rigidez progresivamente se consigue que no se deforme demasiado el brazo en caso de impacto y se garantiza que no se llegue al límite mecánico del mecanismo tras el cual se produciría un nuevo impacto.



Gráfica 5.5 Rigidez no lineal

Por lo tanto, se va a configurar el nuevo actuador de modo que las curva de la rigidez no sea constante sino que aumente desde un mínimo hasta un máximo. Este máximo debe ser lo más alto posible para conseguir un amplio rango de rigidez.

5.2 Fichas de datos (Data sheet)

Tras estudiar los distintos actuadores existentes en el apartado ``3. Actuadores pasivos de rigidez controlable´´ se ha elaborado una tabla con las características de algunos de ellos.

Tabla 5.1 Características de los distintos tipos de actuadores de rigidez variable existentes

		AwAS	FSJ	MACCEPA	VSA-CUBE	VSA-HD	Valores medios
Potencia de salida (W)		56	266,4	320	3,3	25	134,1
Par nominal (Nm)		10,75	31,3	50	1,1	10	20,6
Velocidad nominal (rad/s)		10,2	8,51	5,8	3	2,5	6,0
Par máximo (Nm)		80	67	70	3	14	46,8
Velocidad máxima (rad/s)		12	8,51	5,8	4,7	3,2	6,8
Rigidez máxima (Nm/rad)		1300	826	110	14	8360	2122,0
Rigidez mínima (Nm/rad)		30	52,4	5	3	0,38	18,2
Máxima energía elástica (J)		3,5	5,3	27,9	0,047	0,12	7,4
Máx. desviación (°)	con max. Rigidez	14	3	60	8,6	0,8	17,3
	con min. Rigidez	5	15	____	15,8	60	____
Ángulo de rotación activo (°)		120	180	150	120	360	186,0
Peso (Kg)		1,8	1,41	2,4	0,26	1,7	1,5
Tensión nominal (V)		24	48; 24	48	7,2	24	____
Corriente nominal (A)		2,3	10; 3	12	2	1,3	____
Corriente máxima (A)		6,2	24; 9	36	6	2,8	____

Las casillas marcadas corresponden con los valores máximos de cada característica. Uno de los requisitos de nuevo actuador es un amplio rango de rigidez, como se puede comprobar la rigidez máxima de los actuadores existentes es 8360 y la mínima 0,38 Nm/rad. Se propone superar el valor de rigidez máxima.

6. *Selección y dimensionado de los componentes del ARV.*

Los distintos elementos que forman el ARV se calculan utilizando un método de cálculo específico. En esta sección se describirá cada uno de dichos procedimientos de cálculo.

6.1 Rodamientos

6.1.1 Selección del tipo de rodamiento

Hoy en día hay gran cantidad de tipos de rodamientos como pueden ser: de bolas, de agujas, de rodillos, axiales, radiales, etc. Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

En muchos casos, sin embargo, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento, por tanto, no es posible dar unas reglas generales.

Los factores más importantes a considerar a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento estándar son el espacio disponible, las cargas que deben soportar, la velocidad y precisión necesarios, el funcionamiento silencioso, la rigidez, la posibilidad de desplazamiento axial...

6.1.2 Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática [19]:

El tamaño del rodamiento se deberá seleccionar en base a su capacidad de carga estática C_0 y no en base a la vida del rodamiento cuando se produzcan las siguientes condiciones:

- El rodamiento es estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm) y sólo se necesita alcanzar una vida corta.

- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

Como se puede apreciar este es el caso de este proyecto por lo que para el dimensionamiento de los rodamientos necesarios se aplicará el método de capacidad de carga estática.

En todos estos casos, la capacidad de carga permisible para el rodamiento no está determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente del camino de rodadura originada por la carga. Las cargas que actúan sobre un rodamiento estacionario, o sobre un rodamiento que efectúa lentos movimientos de oscilación, así como las cargas de choque que actúan sobre un rodamiento giratorio, pueden producir superficies aplanadas en los elementos rodantes e indentaciones en los caminos de rodadura.

Estas indentaciones pueden estar distribuidas irregularmente sobre el camino de rodadura o uniformemente en las posiciones de los elementos rodantes. Si la carga actúa durante varias revoluciones del rodamiento, la deformación se distribuirá por igual por todo el camino de rodadura. Las deformaciones permanentes originadas en el rodamiento pueden dar lugar a vibraciones, ruidos durante el funcionamiento y a una mayor fricción. También es posible que aumente el juego interno o que se produzcan cambios en el ajuste.

Estos cambios perjudicarán en mayor o menor medida el rendimiento del rodamiento dependiendo de las exigencias de cada aplicación particular. Por tanto, es necesario garantizar que no se produzcan deformaciones permanentes o que éstas sean muy pequeñas, y para conseguirlo se deberá seleccionar un rodamiento que tenga una capacidad de carga estática lo suficientemente elevada para satisfacer uno de los siguientes requisitos:

- Alta fiabilidad.
- Funcionamiento silencioso.
- Funcionamiento sin vibraciones.
- Par de fricción constante del rodamiento.
- Baja fricción de arranque bajo carga.

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad S_0 que representa la relación entre la capacidad de carga estática C_0 y la carga estática equivalente P_0 para calcular la capacidad de carga estática requerida.

$$C_0 = S_0 \cdot P_0$$

Tabla 6.1 Valores orientativos basados en la experiencia para el factor de seguridad estática S_0

	Rodamientos giratorios		Rodamientos estacionarios	
Tipo de funcionamiento	Bolas	Rodillos	Bolas	Rodillos
Suave, sin vibración	1	1,5	0,4	0,8
Normal	1	1,5	0,5	1
Cargas de choque	≥1,5	≥3	≥1	≥2

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Ésta se define como la carga hipotética (radial para los rodamientos radiales y axial para los rodamientos axiales) que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima sobre los elementos rodantes que las cargas reales. Se obtiene con la siguiente ecuación general:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Donde:

- P_0: Carga estática equivalente (kN)
- X_0: Factor de carga radial del rodamiento
- F_r: Carga radial (kN)
- Y_0: Factor de carga axial (kN)
- F_a: Carga axial (kN)

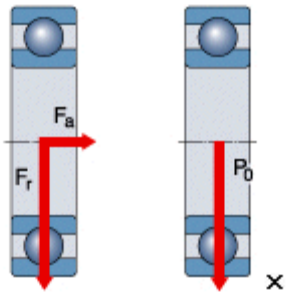


Figura 6.1 Dirección de las cargas radial y axial

Siempre se debe verificar que: $P_0 \geq F_r$. En el caso de no cumplirse de debe tomar como valor de cálculo F_r.

Los valores de los factores de carga estática axial y radial se muestran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Valor de los coeficientes de carga estáticos

	De una hilera		De dos hileras	
Tipo de rodamiento	X0	Y0	X0	Y0
Rígido de bolas	0,6	0,5	0,6	0,5
De bolas con contacto angular	0,5	0,26	1	0,63
De bolas a rótula	-	-	1	0,68
De rodillos cilíndricos	1	0	1	0
De rodillos a rótula	-	-	1	0,66
De rodillos cónicos	0,5	0,55	-	-

Resumiendo, el método de cálculo a utilizar para el cálculo de los rodamientos es el siguiente:

- Seleccionar el tipo de rodamiento que se va a utilizar.
- Cálculo de las componentes radial y axial de la fuerza que actúa sobre los rodamientos.
- Cálculo de carga estática equivalente.
- Selección del factor de seguridad estática S_0.
- Calcular la capacidad de carga estática.
- Elegir el tamaño del rodamiento a partir del valor de capacidad de carga estática obtenido.

6.2 Cojinetes de fricción

En esta aplicación donde los cojinetes deben soportar altas cargas se van a utilizar cojinetes de deslizamiento de uso general. Además, como van a trabajar en condiciones prácticamente estáticas el único requisito que deben cumplir es que no se sobrepase la presión superficial estática máxima. De modo que el método de cálculo es sencillo.

- Se selecciona el cojinete dependiendo del diámetro del eje donde deba de ir colocado.
- Se realiza el cálculo para comprobar que no se sobrepase la presión superficial estática máxima:

$$\frac{F}{S_p} = \frac{F}{D \cdot L} < P_{max}$$

Donde:

- F es la fuerza aplicada sobre la polea.
- S_p=DL es la superficie proyectada.
- P_{max} es la presión superficial estática máxima.

6.3 Resortes [21]

Los resortes mecánicos se utilizan en máquinas con objeto de ejercer fuerzas, proporcionar flexibilidad y almacenar o absorber energía. Hay resortes con infinidad de formas y son capaces de soportar cargas de tensión, compresión y torsión.

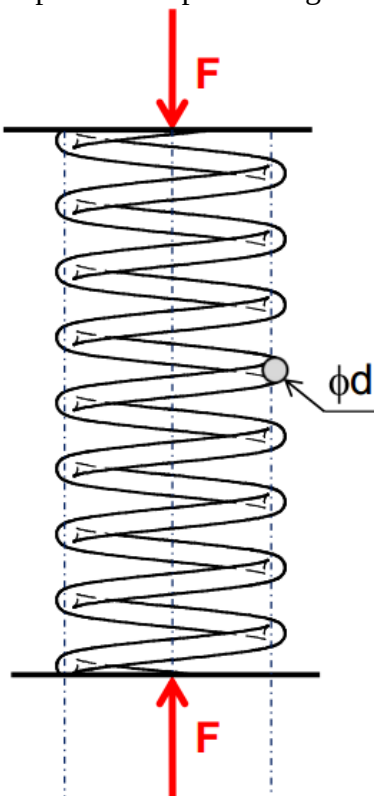


Figura 6.3 Resorte helicoidal con carga axial

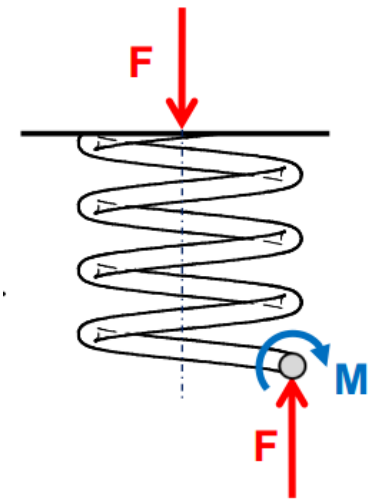


Figura 6.2 Diagrama del cuerpo libre que indica que el alambre queda sometido a cortante directo y a momento torsional

Aplicando el principio de superposición el esfuerzo máximo en el alambre es:

$$\tau_{max} = \frac{M_T}{J_0} + \frac{F}{A}$$

Donde el primer término es el esfuerzo máximo a torsión y el segundo a cortante normal. Sustituyendo cada término por su valor se obtiene la expresión del esfuerzo máximo que soporta el alambre:

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$

El paso siguiente es definir el índice del resorte que es la relación entre el diámetro del resorte y el diámetro del alambre:

$$C = \frac{D}{d}$$

De modo que la expresión del esfuerzo máximo que soporta el alambre queda de la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{8FD}{\pi d^3} \cdot \left(1 + \frac{{}^1\!/_2 \cdot {}^1\!/_D}{{}^1\!/_d}\right) = \frac{8FD}{\pi d^3} \cdot \left(1 + \frac{d}{2D}\right)$$

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} \cdot \left(1 + \frac{0{,}5}{C}\right)$$

El factor de multiplicación K_s es:

$$K_s = 1 + \frac{0{,}5}{C}$$

Por tanto:

$$\tau_{max} = K_s \cdot \frac{8FD}{\pi d^3}$$

En otros casos el valor K_s se sustituye por el de $K=KsK_c$ y se toma el valor:

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0{,}615}{C}$$

Otro factor que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar un resorte es la deflexión de éste.

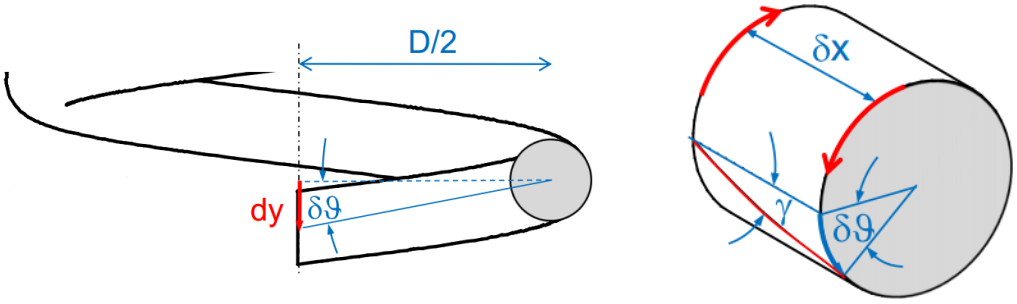


Figura 6.4 Fragmento del alambre del resorte

$$\gamma \cdot \delta x = \frac{d}{2} \cdot \delta\theta \rightarrow \delta\theta = \frac{2\gamma\delta x}{d}$$

$$dy = \frac{D}{2}\delta\theta = \frac{D}{2} \cdot \frac{2\gamma\delta x}{d} = \frac{\gamma D\delta x}{d}$$

De modo que la elongación total será:

$$\Delta y = \int_0^L dy = \int_0^L \frac{\gamma D}{d}\delta x = \frac{\gamma DL}{d} = \frac{\gamma D \cdot \pi DN}{d} = \frac{\gamma D^2 \pi N}{d}$$

Además, según la ley de Hooke:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} = \frac{8FD}{\pi d^3 G} \rightarrow \Delta y = \frac{8FD^3\pi N}{\pi d^4 G} = \frac{8FD^3 N}{d^4 G}$$

De la expresión anterior se puede extraer la constante elástica del muelle ya que:

$$k = \frac{F}{\Delta y} = \frac{F}{\frac{8FD^3N}{d^4G}} = \frac{d^4G}{8D^3N}$$

Las expresiones anteriores son válidas para resortes de tracción y compresión. Además se debe tener en cuenta el pandeo, los resortes que tengan una longitud libre de más de 4 veces su diámetro pueden fallar por pandeo.

6.4 Cables

6.4.1 Selección del tipo de cable

El Cable de Acero es una máquina simple, que está compuesta de un conjunto de elementos que transmiten fuerzas, movimientos y energía entre dos puntos, de una manera predeterminada para lograr un fin deseado. Los cables están formados por:

- Alambre: Es el componente básico del cable de acero, el cual es fabricado en diversas calidades, según el uso al que se destine el cable final. Los alambres para la producción de cables de acero se clasifican en grados según la calidad nominal del acero de sus alambres, definida por su resistencia nominal a la tracción, número de torsiones, doblados, adherencia del recubrimiento, uniformidad del recubrimiento de zinc y peso del recubrimiento de zinc.

Tabla 6.3. Clasificación en grados de los alambres para la producción de cables de acero

	NOMBRE COMÚN	*RESISTENCIA NOMINAL A LA TRACCIÓN [Kg / mm2]*
Grado 1	Acero de 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–Martin	70 mínimo
Grado 7	Alta resistencia	100 mínimo
Grado 8	Extra alta resistencia	135 mínimo

- Torón: Está formado por un número de alambres de acuerdo a su construcción, 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: Incluyen construcciones que tienen desde 3 a 14 alambres.
  - Grupo 19: Incluyen construcciones que tienen desde 15 a 26 alambres.
  - Grupo 37: Incluyen construcciones que tienen desde 27 a 49 alambres.

- Alma: Es el eje central del cable donde se enrollan los torones. Su función es servir como base del cable, conservando su redondez, soportando la presión de los torones y manteniendo las distancias o espacios correctos entre ellos. El alma puede ser de fibra (natural o sintética) o de acero (de torón o independiente). Un cable con alma de acero tiene mayor resistencia a la tracción pero menor elasticidad.

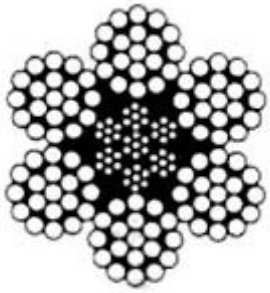


Figura 6.5 Cable con alma de acero

- Cable: Es el producto final que está formado por varios torones, que son enrollados helicoidalmente alrededor de un alma. Como se ha indicado anteriormente, el cable es el producto final y se identifica por el número de torones y el número de 2 alambres de cada torón, su tipo de alma y si son negros o galvanizados.

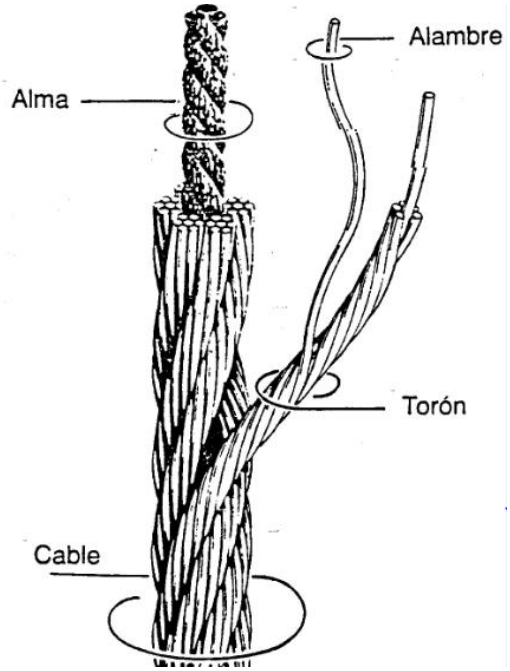


Figura 6.6 Estructura de un cable de acero

Los principales grupos de cables son:

- Grupo 6x7 (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 (de 15 a 26 alambres por torón). Tienen un nivel de resistencia a la abrasión y aplastamiento aceptable. Son lo suficientemente flexibles para trabajar en poleas de diámetro no muy reducido. El diámetro mínimo de las poleas ha de ser 34 veces el diámetro del cable.
- Grupo 6x37 (de 27 a 49 alambres por 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... 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 sensible es la carga a rotura por lo que se debe seleccionar el cable en base a ese criterio. De modo que el procedimiento que se sigue a la hora de seleccionar el cable es el siguiente:

- 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.

El factor de seguridad de un cable de acero es la relación entre la resistencia a la ruptura mínima garantizada del cable y la carga o fuerza de trabajo a la cual está sujeto. No es posible detallar el factor de seguridad para todas las aplicaciones. En el caso de este estudio se trata de un tirante (trabajo estático) por lo que el factor de seguridad a considerar es 3.

Tabla 6.4 Valores del factor de seguridad según la aplicación

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

6.4.2 Cálculo del alargamiento del cable

Además se debe calcular el alargamiento que sufre el cable de acero. Este alargamiento es un producto de varios factores, algunos de los cuales producen elongaciones que son muy pequeñas y generalmente pueden ser ignoradas. Las principales causas de alargamiento de un cable son:

- Alargamiento debido al acomodamiento de los alambres en los torones y los torones en el cable cuando está puesto en servicio lo que usualmente se conoce como "Alargamiento Permanente por Construcción". Este alargamiento es debido a varios factores entre los cuales figuran la construcción del cable, el rango de cargas aplicadas y la cantidad y frecuencia de los ciclos de operación.

Tabla 6.5 Factor de alargamiento permanente por construcción según la carga aplicada

	% Longitud del Cable	
CARGA	*Alma de Fibra*	*Alma de Acero*
Liviana (factor de seguridad 8:1)	0.25	0.125
Normal (factor de seguridad 5:1)	0.5	0.25
Pesada (factor de seguridad 3:1)	0.75	0.50
Pesada con muchos dobleces y deflexiones	hasta 2.0	hasta 1.0

- Alargamiento Elástico debido a la aplicación de una carga axial (Ley de Hooke).

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

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.

- Expansión o Contracción Térmica debido a variaciones en la temperatura.

- Alargamiento causado por la rotación de un extremo libre del cable.

En este caso se considera para el cálculo del alargamiento del cable el alargamiento elástico.

6.5 Tornillo sin fin

6.5.1 Base teórica

El engranaje de tornillo sinfín se utiliza para transmitir la potencia entre ejes que se cruzan, casi siempre perpendicularmente entre sí [21]. En un pequeño espacio se pueden obtener satisfactoriamente relaciones de velocidad comparativamente altas, aunque quizá a costa del rendimiento en equiparación con otros tipos de engranajes.

Los mecanismos corona tornillo sin fin está formados por una rueda de gran diámetro sobre la que engrana un tornillo Los filetes del tornillo deslizan en contacto permanente con los dientes de la rueda, lo que da por resultado un funcionamiento silencioso si el diseño, la fabricación y el funcionamiento son correctos.

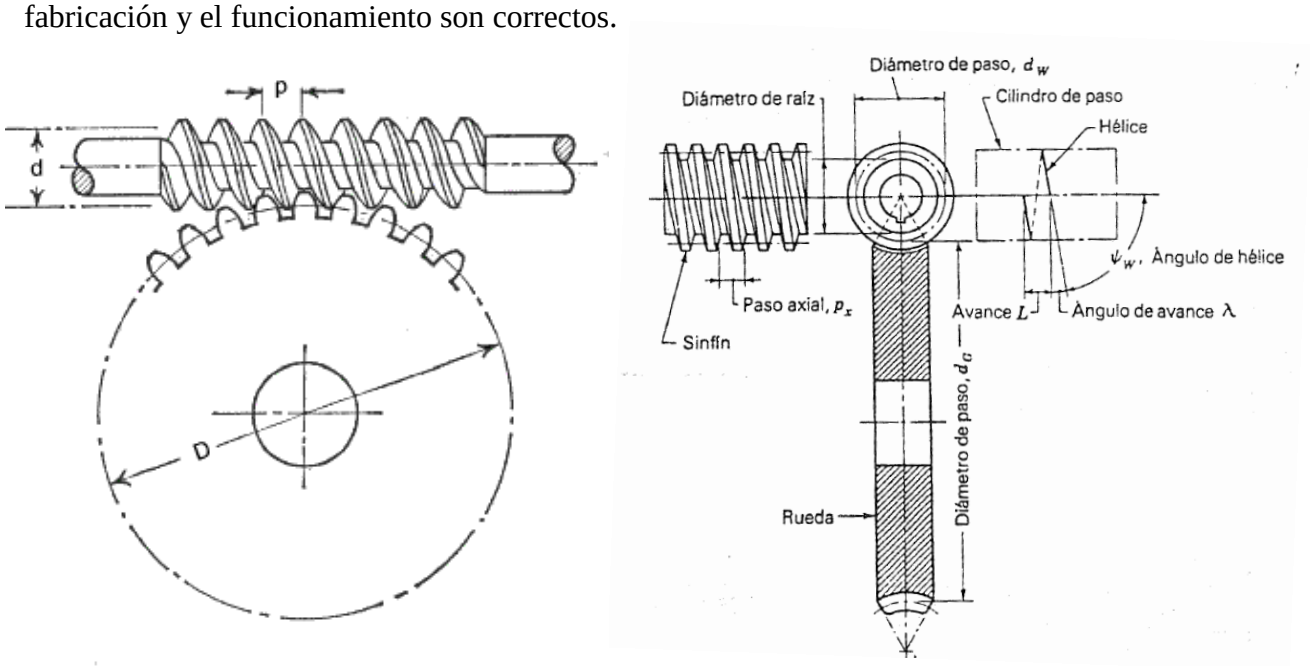


Figura 6.7 Nomenclatura corona - tornillo sin fin

Los ángulos de hélice del tonillo y la corona suelen ser completamente diferentes. Generalmente el ángulo de hélice del tornillo es bastante grande mientras que el ángulo de hélice de la rueda suele ser muy pequeño. Estos dos ángulos son iguales cuando los ejes son perpendiculares. Además, el ángulo de avance del tornillo es el complementario de su ángulo de hélice.

En el caso de este mecanismo se debe hablar de dos pasos, el paso axial del tornillo, Px, y el paso circular transversal del engrane conectado, Pt. En el caso de ser los ejes perpendiculares estos dos pasos tienen el mismo valor. El diámetro de paso del engrane es el diámetro medido sobre un plano que contiene al eje del tornillo y tiene un valor de:

$$d_G = \frac{N_G \cdot P_t}{\pi}$$

Como no hay relación entre el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier diámetro aunque dentro de los siguientes límites:

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,7}$$

Donde:

- dw es el diámetro de paso del tornillo.
- C es la distancia entre centros.

En avance (L) y el ángulo de avance (λ) del sinfín tienen las siguientes relaciones:

$$L = P_x N_w \qquad tan\lambda = \frac{\mathrm{L}}{\pi \cdot \mathrm{d_w}}$$

Además de las consideraciones constructivas hay que analizar las fuerzas que actúan sobre el mecanismo. Se designa como W la fuerza ejercida por el engrane y tiene las siguientes tres componentes:

- La fuerza radial o de separación entre el tornillo y la rueda se designa con Wy.
- La fuerza tangencial que actúa sobre el tornillo sin fin y fuerza axial que actúa sobre el engrane se designa con Wx.
- La fuerza tangencial que actúa sobre el engrane y la fuerza axial que actúa sobre el tornillo se designa con Wz.

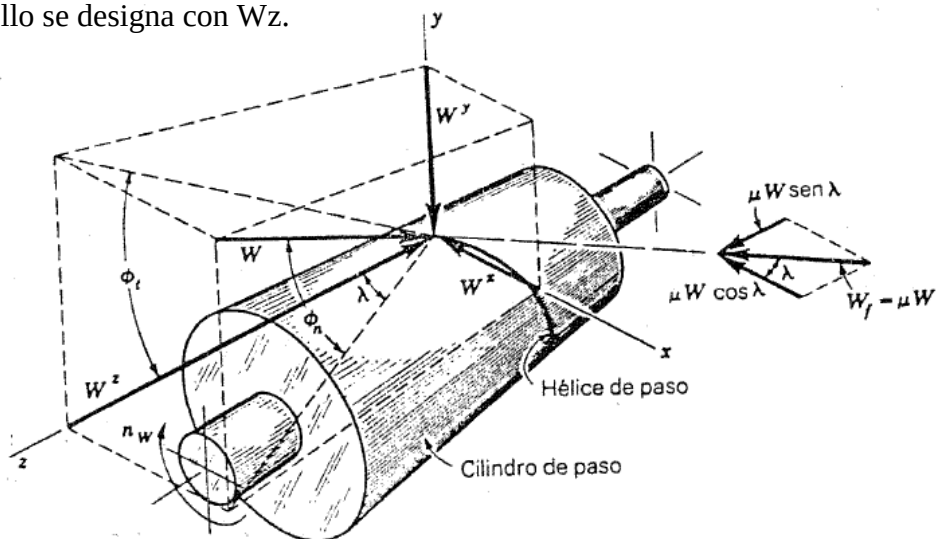


Figura 6.8 Análisis de fuerzas

Siendo cada una de las fuerzas anteriores las siguientes:

$$W^x = W cos\phi_n sen\lambda$$

$$W^y = W sen\phi_n$$

$$W^z = W cos\phi_n cos\lambda$$

Donde ϕ_n es el ángulo de presión normal.

Además si se tienen en cuenta las fuerzas de rozamiento las expresiones anteriores quedan de la siguiente forma:

$$W^x = W(cos\phi_n sen\lambda + \mu cos\lambda)$$

$$W^y = W sen\phi_n$$

$$W^z = W(cos\phi_n cos\lambda - \mu cos\lambda)$$

Otro parámetro característico del mecanismo es la eficiencia que se define como el cociente entre la relación de las fuerzas tangenciales entre el tornillo y la corona sin fricción y la relación de las fuerzas tangenciales con fricción obteniéndose un valor de:

$$\eta = \frac{cos\phi_n - \mu tan\lambda}{cos\phi_n + \mu cot\lambda}$$

En este tipo de mecanismos el árbol motor coincide siempre con el tornillo sin fin, que comunica el movimiento de giro a la rueda dentada que engrana con él. Una vuelta completa del tornillo provoca el avance de un diente de la corona. Por lo tanto, por cada vuelta de la corona, el tornillo completa tantas vueltas como número de dientes tenga la corona. De modo que la relación de transmisión del mecanismo es:

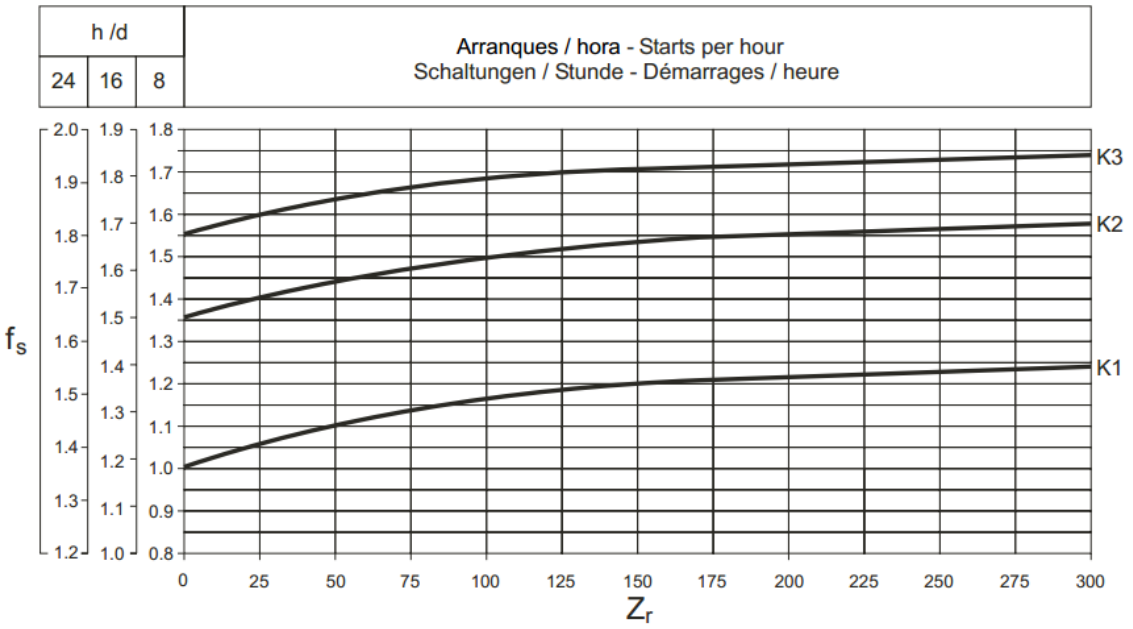
$$i = \frac{1}{N_G} = \frac{1}{nº\ de\ dientes\ de\ la\ corona}$$

6.5.2 Selección

A la hora de seleccionar el motorreductor tornillo sin fin - corona hay que seguir una serie de pasos que se especifican a continuación.

- Determinar el factor de servicio f_s. El factor de servicio es el parámetro que traduce a un valor numérico la dificultad del servicio a que el reductor estará solicitado, teniendo en cuenta el funcionamiento diario, variaciones de carga y las posibles sobrecargas vinculadas con la aplicación específica del reductor. El factor de servicio se obtiene según la Tabla 6.6.

Tabla 6.6 Cálculo del factor de servicio



La Tabla 6.6 relaciona el número de arranques por hora, el número de horas de funcionamiento al día y la naturaleza del servicio. Siendo K1, K2 y K3 naturaleza ligera, media o pesada respectivamente.

- ¿Qué tipo de motorreductor se necesita?

  Hay dos tipos de motorreductores los reversibles y los irreversibles. Los reversibles son aquellos en los que es posible que la transmisión del movimiento se realice a partir del eje de salida. En cambio, los irreversibles son aquellos en los que la carga es retenida en posición del motorreductor aún en ausencia de corriente eléctrica. Algunos grupos de tornillo sinfín presentan esta característica de ser irreversibles y el parámetro que influye mayormente en esta prestación es el rendimiento.

  La irreversibilidad puede ser estática o dinámica. En particular, el rendimiento estático, η_s, es responsable de la irreversibilidad estática (partiendo de una posición de reposo), mientras que el rendimiento dinámico, η_d, es responsable de la irreversibilidad dinámica (continuidad del movimiento en la misma dirección).

Con la condición de irreversibilidad estática no puede existir la posibilidad de giro con movimiento desde eje de salida, sin excluir la posibilidad de un retorno lento, en el caso que los grupos estén sometidos a vibraciones. La condición teórica para que se cumpla la irreversibilidad estática es:

$$\eta_s < 0{,}4 - 0{,}5$$

La irreversibilidad dinámica está influenciada directamente por la velocidad de giro, del rendimiento y de las vibraciones continuas de la carga. Este tipo de irreversibilidad se caracteriza por la detención casi instantánea del giro, cuando el eje del tornillo no está en condiciones de continuar el movimiento. La condición teórica para que se cumpla irreversibilidad dinámica es:

$$\eta_d < 0{,}5$$

En ningún caso es posible garantizar la reversibilidad total de modo que donde exista dicha exigencia se deberá utilizar un freno externo suficiente para impedir el inicio del movimiento por efecto de vibraciones.

- Calcular la potencia requerida en el eje de entrada del reductor.

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d}$$

Donde:

- M_{r2} es el par solicitado por la aplicación.
- n_2 la velocidad de salida.
- η_d es el rendimiento dinámico que es la relación entre la potencia de salida y la de entrada.

- Seleccionar un motor del catálogo cuya potencia sea inmediatamente superior a la calculada con anterioridad, que desarrolle la velocidad más próxima a n_2 y que el facto de seguridad S sea igual o superior al factor de servicio.

6.6 Motor/ Reductora

Para seleccionar el motor adecuado a una aplicación específica hay que calcular el par motor necesario. Para ello se han de seguir una serie de pasos que se detallan a continuación.

- Determinar el perfil de movimiento del motor y calcular la aceleración, deceleración y la máxima velocidad requerida para realizar el movimiento deseado.
- Seleccionar el mecanismo de accionamiento mecánico que se va a utilizar y calcular la inercia, fricción y el par de carga.
- Determinar el par motor requerido para la aplicación específica.
- Seleccionar el motor adecuado basado en sus características de velocidad y par.

En este caso el mecanismo de accionamiento va a estar formado por un motor y una reductora. Las reductoras tradicionales se usan comúnmente con motores paso a paso. Un motor de elevada resolución puede hacer innecesario el uso de reductora en muchas aplicaciones ya que ésta se utiliza para aumentar la precisión del sistema.

Los engranajes normalmente tienen una baja eficiencia debido al desgaste y la holgura. Además de que su funcionamiento puede ser ruidoso. En cambio, éstos son útiles cuando se deben mover cargas de inercia elevada ya que la inercia de la carga reflejada de nuevo al motor a través del engranaje es dividida por el cuadrado de la relación de engrane. De esta forma se pueden mover cargas de inercia elevada manteniendo al mismo tiempo una buena relación entre la inercia de la carga y la inercia del rotor (menor de 10:1).

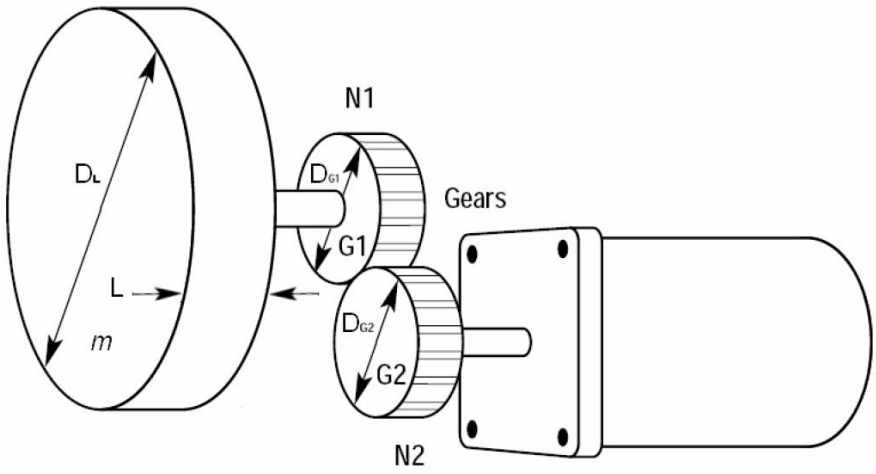


Figura 6.9 Modelo simplificado de motor con reductora

Las expresiones a utilizar a la hora del cálculo del motor se presentan a continuación.

- Cálculo de la inercia (kg m^2):

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

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

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

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

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 nº de dientes del engranaje 1.
- N_2 es el nº 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 (N m):

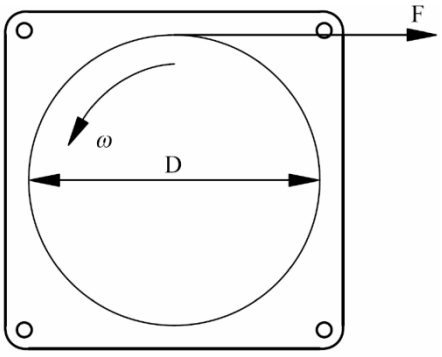


Figura 6.10 Motor

$$T_a = J_T a = (J_L + J_{G1} + J_{G2} + J_M)\frac{\omega_1 - \omega_0}{t}$$

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

$$T_M = K_s T_T$$

Donde:

- T_a es el par de aceleración.
- ω_1 es la velocidad final del motor (rad/s).
- ω_0 es la velocidad inicial del motor (rad/s).
- 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 par motor requerido.
- t es el tiempo.
- Ks es el factor de seguridad.

IV. RESULTADOS y DISCUSIÓN

7. *Aspectos de diseño y Requisitos*

En los actuadores de rigidez variables hay una serie de aspectos de diseño a tener en cuenta. Entre ellos se encuentran el par, el rango de rigidez y el rango de desviación angular...

El rango de rigidez de la articulación comprende desde la rigidez mínima a la máxima que puede adoptar la articulación. Lo deseable es el mayor rango de rigidez posible a ser posible desde una rigidez nula, es decir, una articulación completamente flexible, hasta una rigidez infinita, una articulación completamente rígida.

Otra de las características de un actuador de rigidez variable es la desviación angular. La desviación angular es la diferencia entre la posición de equilibrio y la posición del eslabón sometido a una carga exterior. El mecanismo debe permitir una amplitud de desviación angular suficiente, de manera que en caso de una sobrecarga no se alcancen sus límites físicos.

Otros de los factores importantes (como se vio en el apartado 5.1 Análisis del par y la rigidez) es la forma de la curva de la rigidez en función de la desviación angular. Como se vio con anterioridad lo deseable es que esta curva sea creciente en actuadores orientados a reducir el daño.

Teniendo en cuenta todos los aspectos anteriores se puede concluir que los requisitos que ha de tener el nuevo actuador de rigidez variable a diseñar son los siguientes:

- Que con dicho actuador se consiga un amplio rango de rigidez, es decir, que se consiga una alta rigidez (preferiblemente totalmente rígido) cuando la velocidad es pequeña y para trabajos de precisión y una muy baja rigidez cuando la velocidad es alta.

- Que con dicho actuador se consiga un amplio rango de desviación angular.

- Que el diseño del nuevo actuador sea sencillo matemática y constructivamente.

Tras evaluar los valores medios de los actuadores existentes se decide que el nuevo actuador de rigidez variable debe tener las características mostradas en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1 Características deseadas para el nuevo actuador

	ARV
Par nominal (Nm)	20 -100
Par máximo (Nm)	20 - 100
Rigidez máxima (Nm/rad)	>10000
Rigidez mínima (Nm/rad)	≈0
Rango de desviación angular (°)	0-60
Peso (Kg)	3-5

8. *Diseños conceptuales: Lluvia de ideas*

8.1 Modelo con pivote: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función de la posición del pivote

8.1.1 Idea 1: Resorte de hoja

Para conseguir el principal objetivo propuesto en el trabajo, el diseño de un nuevo actuador de rigidez variable, se han ido proponiendo diseños hasta que finalmente se ha elegido el que más se ajustaba a las necesidades. Se parte del actuador de la Figura 8.1 a partir del cual se realizan las modificaciones pertinentes para modificar el diseño.

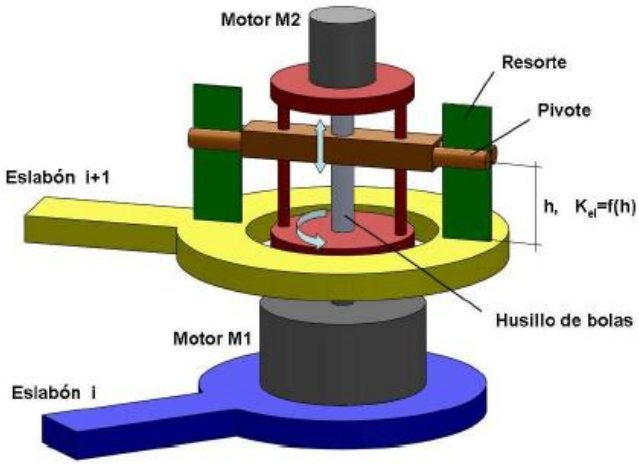


Figura 8.1 Modelo con pivote

El modelo de actuador con pivote está formado por dos eslabones uno fijo y otro móvil. Además hay dos motores: el motor M1 se encarga de mover la articulación robótica, es decir, de posicionar el brazo (eslabón i+1) y el motor M2 de variar la rigidez, accionando un husillo de bolas que a su vez hace subir o bajar un pivote de modo que la longitud efectiva del resorte de hoja sea mayor o menor. Cuanto más abajo esté el pivote más rígida será la articulación.

Las modificaciones propuestas se basan en variar el elemento que absorbe la energía en caso de impacto, es decir, el resorte y en la forma en que lo hace. A continuación se presentan cada una de las propuestas.

8.1.2 Idea 2: Resorte helicoidal

La primera modificación propuesta fue la de sustituir el resorte de hoja por dos resortes helicoidales ya que en caso de impacto absorberían mayor energía. El funcionamiento es el mismo: un motor se utiliza para variar la posición de la articulación y el otro para mover el pivote variando de este modo la rigidez. Cuanto más cerca esté el pivote del punto de giro mayor será la rigidez.

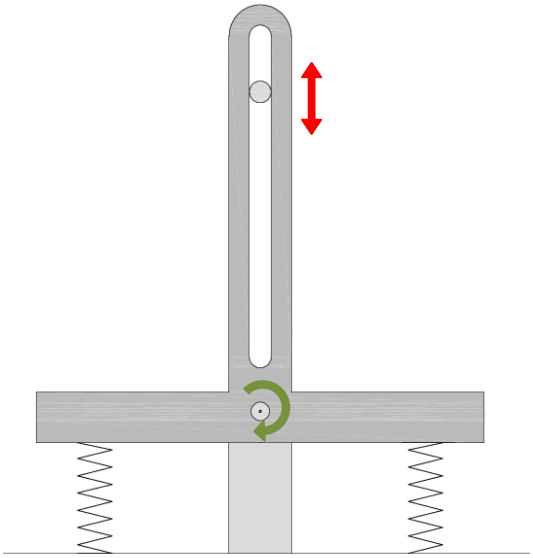


Figura 8.2 Modelo pivote con resortes helicoidales en vertical

8.1.3 Idea 3: Resorte helicoidal con guía

El funcionamiento sigue siendo el mismo. Se modifica la forma de la pieza que contiene al pivote de modo que se eliminan las dos aletas laterales y se sustituyen por un eslabón sujeto a dicha pieza.

Además el resorte se coloca en el interior de unas guías de modo que la compresión o elongación de éste se produzca verticalmente.

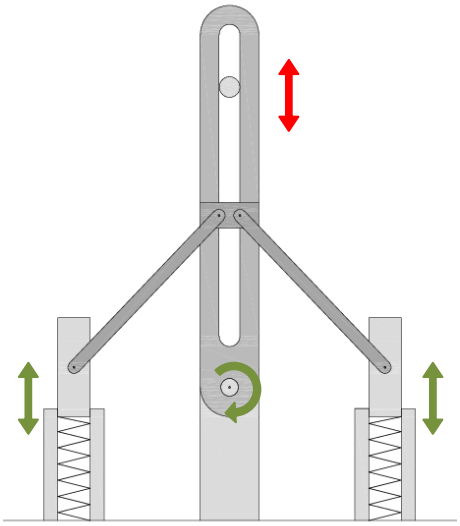


Figura 8.3 Modelo pivote con resortes en guías

8.1.4 Idea 4: Resorte helicoidal de compresión horizontal

En este caso, los resortes se colocan horizontalmente de modo que ya no son necesarias las dos guías.

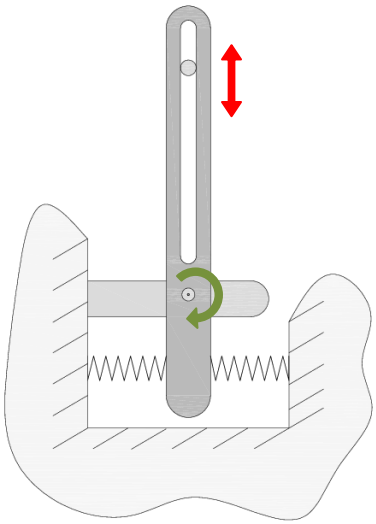


Figura 8.4 Modelo pivote con resortes en horizontal

8.1.5 Idea 5: Resorte helicoidal con cable

En este caso, en el centro de giro se enrolla un cable conectado a una pieza rectangular en el otro extremo de modo que, tal como se muestra en la Figura 8.5, en caso de impacto al girar la palanca el cable se enrolla y comprime el resorte.

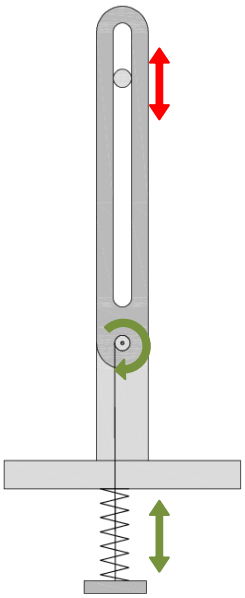


Figura 8.5 Modelo pivote con cable

8.2 Modelo con poleas y cables: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función del ángulo de la palanca

8.2.1 Idea 6: Resorte entre dos palancas con tirantes

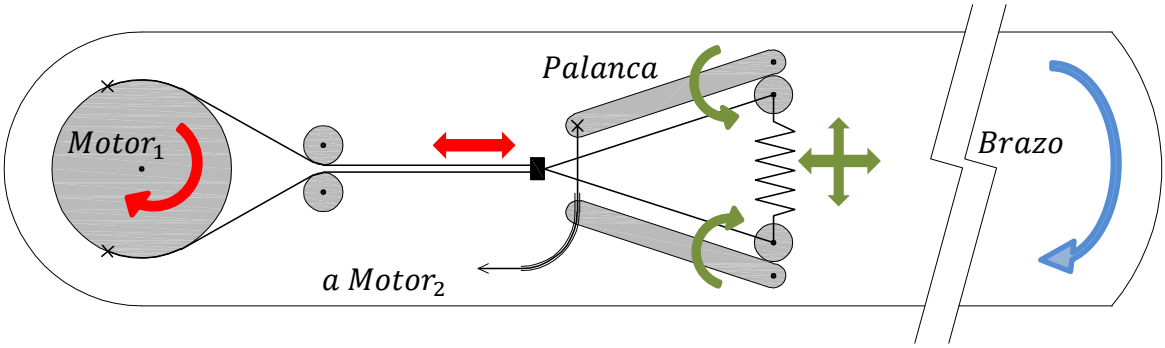


Figura 8.6 Actuador de rigidez variable de palancas y tirantes

En este nuevo diseño, el motor 1 se utiliza para posicionar el brazo robótico y el 2 para variar la rigidez. En este caso la rigidez se varía cambiando la inclinación de dos palancas entre las cuales va colocado el resorte. El motor 2 mueve un tornillo corona sin fin de modo que se juntan o separan las dos palancas variando de este modo la rigidez.

El motor 1 mueve la polea, a la cual van fijados dos cables independientes que se unen solidariamente después de pasar por dos poleas que los alinean. A continuación, mediante una pieza rígida, se fijan los dos cables. Desde aquí salen dos tirantes hasta dos rodillos unidos mediante un resorte. Al girar la polea, uno de los cables se acorta y tira de los dos rodillos que ruedan sobre las palancas. El ángulo que forman las palancas se puede modificar mediante otro cable tensado gracias a un segundo actuador de forma que se modifica la rigidez ya que para un mismo giro de polea la deformación del resorte que une los dos rodillos depende del ángulo que formen las palancas.

8.2.2 Idea 7: Resorte entre dos palancas con eslabón rígido

A continuación se considera la posibilidad de que en lugar de que sean dos tirantes los que tiren del rodillo en caso de impacto, lo realice una pieza rígida. El funcionamiento es el mismo: cuando la polea gira atrae el resorte hacia sí de modo que se comprime. Al cambiar el ángulo de las palancas varía la rigidez del ARV.

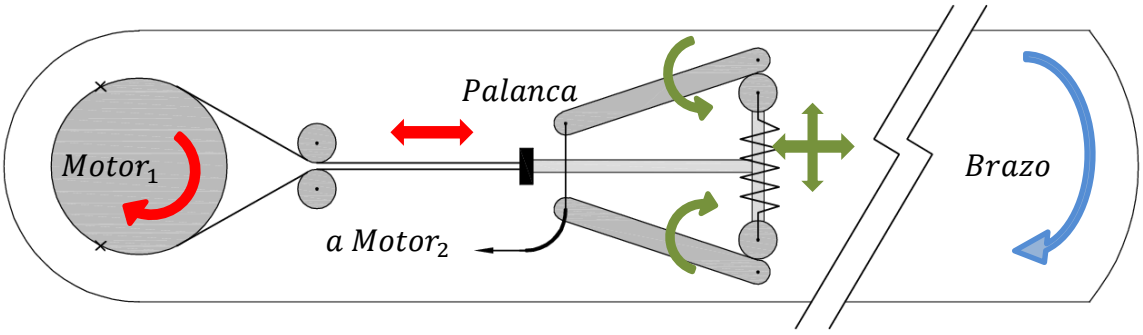


Figura 8.7 Actuador de rigidez variable de palancas y pieza rígida

8.2.3 Idea 8: Una palanca con resorte en carro deslizante

La siguiente modificación que se realiza es sustituir las dos palancas por una sola. Además el resorte se introduce en un carro que se mueve hacia la polea por unas guías cuando ésta gira, comprimiéndolo de este modo. Por el interior del resorte va un elemento rígido deslizante para evitar que el resorte se alabee. Al girar la polea el carro es atraído hacia ésta de modo que se comprime el muelle. Variando el ángulo de inclinación de la palanca se consigue variar la rigidez.

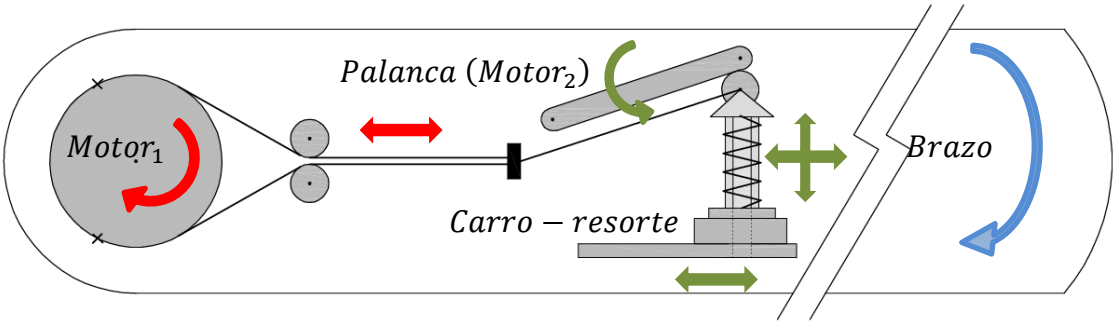


Figura 8.8 Actuador de rigidez variable con una palanca y el resorte en un carro deslizante

8.2.4 Idea 9: Una palanca con resorte fijo a tracción

En la siguiente idea propuesta se elimina el carro deslizante que contiene al resorte y se fija el resorte a la base del actuador. De este modo, cuando gire la polea y el rodillo deslice sobre la palanca, el resorte se elongará absorbiendo energía. De este modo el resorte trabaja a tracción.

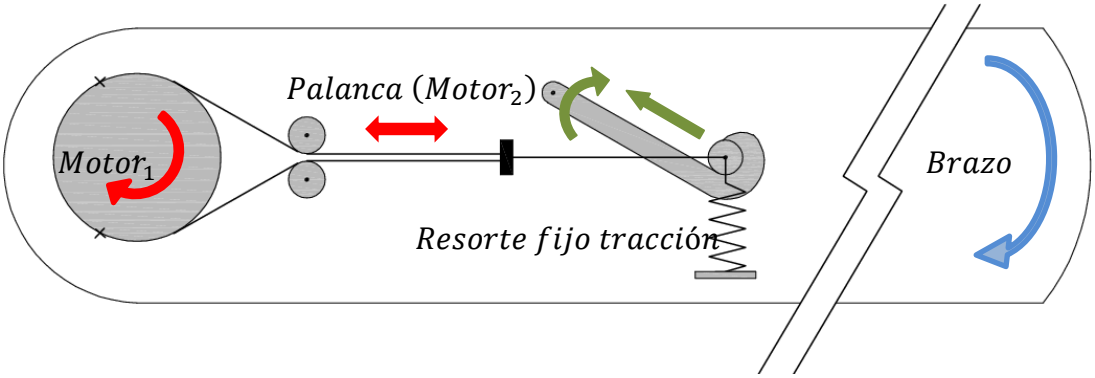


Figura 8.9 Actuador de rigidez variable con palanca y resorte fijo a tracción

8.2.5 Idea 10: Una palanca con resorte fijo a compresión

Con el fin de ahorrar espacio, el resorte se coloca en horizontal y ya no va directamente colocado al rodillo sino que se conecta a éste mediante un cable. De este modo cuando la polea gire el cable tirará del rodillo que deslizará por la palanca. A su vez, al deslizar el rodillo tira del cable sujeto al extremo del resorte de modo que éste se comprimirá.

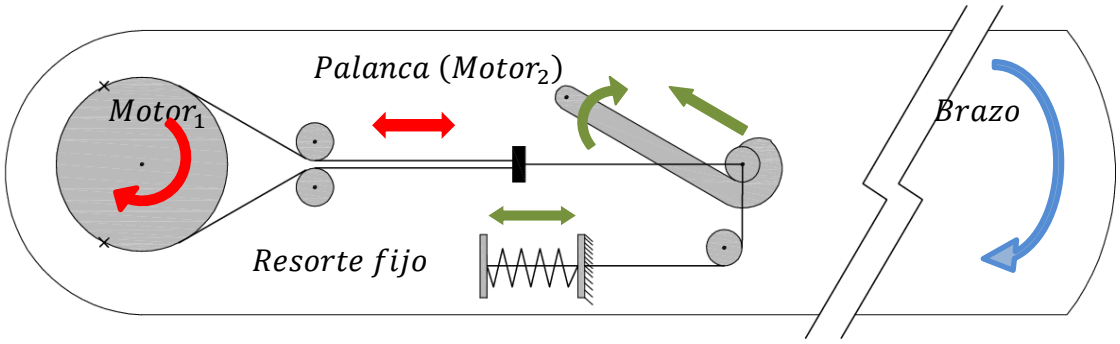


Figura 8.10 Actuador de rigidez variable con palanca y resorte a compresión

9. *Evaluación y caracterización de los diseños*

9.1 Modelos matemáticos y curvas características del mecanismo

El siguiente paso es describir el comportamiento de cada diseño de actuador a partir de su modelo matemático. El objetivo es obtener la expresión del par a partir de la cual derivando se obtiene la expresión de la rigidez.

9.1.1 Modelo con pivote: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función de la posición del pivote

A. Idea 1: Resorte helicoidal

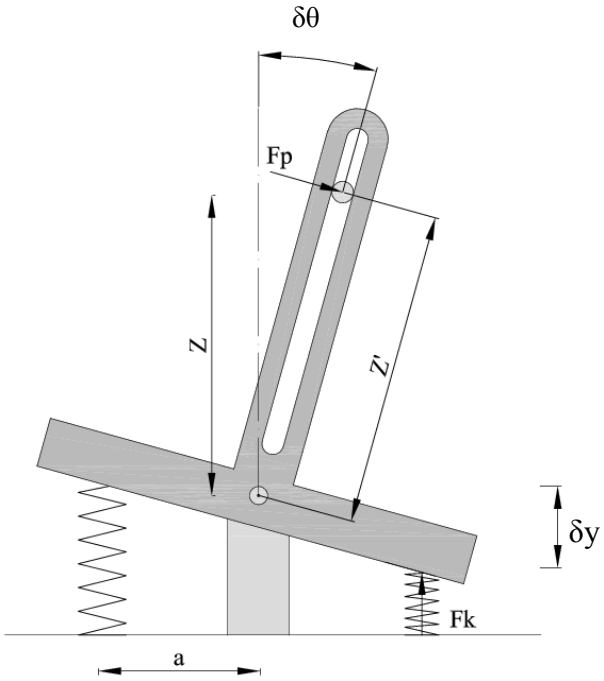


Figura 9.1 Esquema de las fuerzas actuantes sobre el ARV tras un choque

La fuerza elástica de un resorte es: $Fy = Ks \cdot \delta y$. Además de la Figura 9.1 se puede obtener la siguiente relación: $\delta y = a \cdot sen\delta\theta$. Por lo tanto la fuerza que ejerce el resorte sobre es eslabón se puede expresar como:

$$Fy = Ks \cdot a \cdot sen\delta\theta$$

El objetivo es averiguar la fuerza F_p a partir de la cual multiplicando por el radio se obtiene la expresión del par presente en el actuador. Para ello se toman momentos en el centro de giro:

$$\sum M = 0 \rightarrow F_P \cdot Z' = F_y \cdot a \cdot cos\delta\theta \rightarrow F_P = \frac{F_y \cdot a \cdot cos\delta\theta}{Z'}$$

De modo que el par será:

$$T = F_P \cdot cos\delta\theta \cdot R = F_y \cdot a \cdot cos^2\delta\theta \cdot \frac{R}{Z'} = Ks \cdot \delta y \cdot a \cdot cos^2\delta\theta \cdot \frac{R}{Z'}$$

$$\boldsymbol{T = Ks \cdot a^2 \cdot \frac{R}{Z'} \cdot sen\delta\theta \cdot cos^2\delta\theta = Ks \cdot a^2 \cdot \frac{R}{Z'} \cdot \frac{sen\delta\theta}{1 + tg^2\delta\theta}}$$

Siendo R la distancia entre el pivote y el centro del actuador y las demás variables las indicadas en la Figura 9.1.

Para poder derivar el par y de este modo obtener la rigidez del mecanismo hay que referir al par al ángulo de desalineación entre el pivote y el eslabón de salida (β).

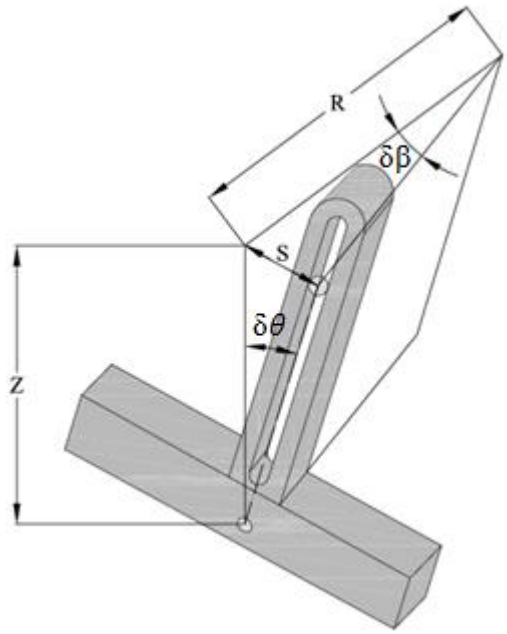


Figura 9.2 Esquema de las longitudes influyentes

$$tg\delta\theta = \frac{s}{Z} \rightarrow s = tg\delta\theta \cdot Z$$
$$tg\delta\beta = \frac{s}{R} \rightarrow s = tg\delta\beta \cdot R$$

$$tg\delta\theta = \frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta$$

$$sen\delta\theta = \frac{s}{Z'} \rightarrow s = Z' \cdot sen\delta\theta$$

$$sen\delta\theta = \frac{R}{Z'} \cdot tg\delta\beta$$

De modo que el par referido al ángulo de desalineación queda de la siguiente forma:

$$T = Ks \cdot a^2 \cdot \frac{R^2}{Z'^2} \cdot \frac{tg\delta\beta}{1 + \frac{R^2}{Z^2} \cdot tg^2\delta\beta}$$

Para obtener la expresión de la rigidez solo falta derivar el par anterior:

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

$$K = Ks \cdot a^2 \cdot \frac{R^2}{Z'^2} \cdot \frac{sec^2\delta\beta \cdot \left(1 + \frac{R^2}{Z^2} tg^2\delta\beta\right) - 2 \cdot \frac{R^2}{Z^2} \cdot tg\delta\beta \cdot sec^2\delta\beta}{\left(1 + \frac{R^2}{Z^2} tg^2\delta\beta\right)^2}$$

B. Idea 2: Resorte helicoidal con guía

El diseño anterior presentaba un inconveniente: si el giro era demasiado grande el resorte no se estiraría de forma vertical sino que sufriría una pequeña deformación angular que podría llevar a que el resorte pandee. Para solventar dicho problema se propone la variación siguiente.

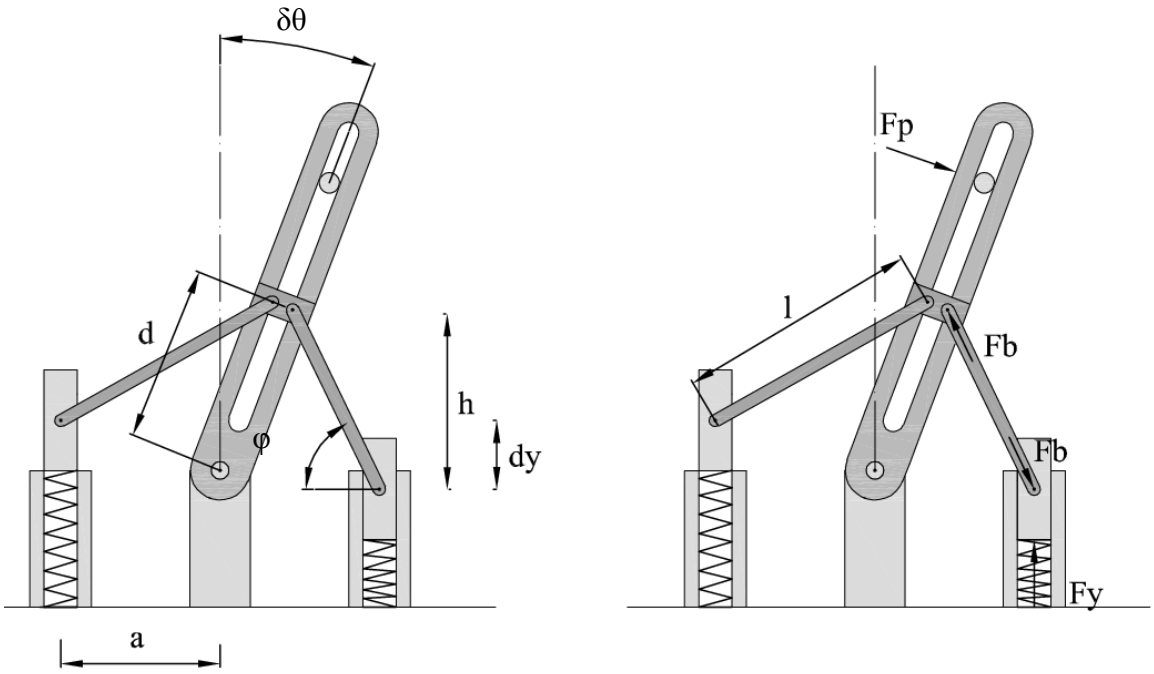


Figura 9.3 ARV de resorte en guía tras recibir un impacto

Se describe el modelo matemáticamente. De la Figura 9.3 se sacan las siguientes relaciones:

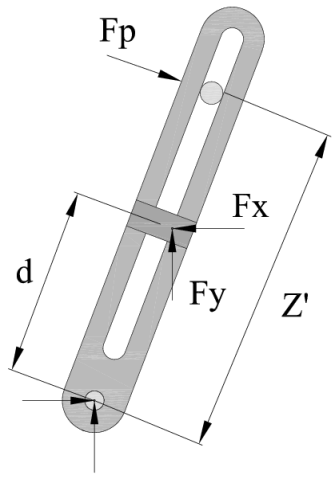
$$\delta y = y_0 - y_1 \qquad y_1 = P_{1y} - h$$

$$P_{1y} = d \cdot cos\theta \qquad P_{1x} = d \cdot sen\delta\theta$$

$$h = \sqrt{l^2 - (a - P_{1x})^2} = \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}$$

$$\delta y = y_0 - d \cdot cos\delta\beta + \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}$$

Como se ha visto con anterioridad $F_y = k_s \cdot \delta y$. De modo que sustituyendo las expresiones anteriores y teniendo en cuenta el esquema de cuerpo libre de la Figura 9.4 se obtienen las expresiones necesarias para el cálculo de F_p que multiplicada por el radio dará la expresión correspondiente al par.



$$F_y = F_b \cdot sen\varphi \rightarrow F_b = \frac{F_y}{sen\varphi}$$

$$F_x = F_b \cdot cos\varphi = \frac{F_y}{sen\varphi} \cdot cos\varphi = \frac{F_y}{tg\varphi}$$

$$F_x = \frac{k_s \cdot \delta y}{tg\varphi}$$

$$F_y = k_s \cdot \left(y_0 - d \cdot cos\delta\theta + \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}\right)$$

$$F_x = \frac{k_s \cdot \left(y_0 - d \cdot cos\delta\theta + \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}\right)}{tg\varphi}$$

Figura 9.4 Diagrama del cuerpo libre del eslabón

$$\sum M = 0: \quad F_x \cdot d \cdot cos\delta\theta + F_y \cdot d \cdot sen\delta\theta = F_p \cdot Z'$$

$$F_p = \frac{F_x \cdot d \cdot cos\delta\theta + F_y \cdot d \cdot sen\delta\theta}{Z'}$$

Una vez obtenida F_p ya se puede obtener la expresión del par:

$$T = F_p \cdot cos\delta\theta \cdot R = \frac{F_x \cdot cos\delta\theta + F_y \cdot sen\delta\theta}{Z'} \cdot R \cdot d \cdot cos\delta\theta$$

$$\boldsymbol{T = k_s \cdot R \cdot d \cdot \left(y_0 - d \cdot cos\delta\theta + \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}\right) \cdot \frac{cos^2\delta\theta + sen\delta\theta \cdot tg\varphi \cdot cos\delta\theta}{Z' \cdot tg\varphi}}$$

La expresión del par se puede simplificar quedando únicamente referida al ángulo de desviación angular (β). De Figura 9.3 obtenemos las relaciones necesarias para ello:

$$l \cdot cos\varphi = a - P_{1x} \rightarrow cos\varphi = \frac{a - P_{1x}}{l}$$

$$l \cdot sen\varphi = h \rightarrow sen\varphi = \frac{h}{l}$$

$$tg\varphi = \frac{sen\varphi}{cos\varphi} = \frac{h}{a - P_{1x}} = \frac{\sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\delta\theta)^2}}{a - d \cdot sen\delta\theta}$$

Además en el diseño Idea 1: Resorte helicoidal se obtuvo la siguiente relación que también es válida en este caso:

$$tg\delta\theta = \frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta \rightarrow \delta\theta = arctg(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta)$$

Sustituyendo las expresiones anteriores, se obtiene el par en función del ángulo entre el pivote y el eslabón de salida. Derivando el resultado se obtiene la rigidez K.

$$\boldsymbol{T = k_s \cdot R \cdot d \cdot \left(y_0 - d \cdot cos\left[arctg(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta)\right] + \sqrt{l^2 - \left(a - d \cdot sen\left[arctg(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta)\right]\right)^2}\right) \cdot}$$

$$\boldsymbol{\cdot \left[\frac{\left(cos\left[arctg\left(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta\right)\right]\right)^2 \cdot (a - d \cdot sen\left[arctg\left(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta\right)\right])}{Z' \cdot \sqrt{l^2 - \left(a - d \cdot sen\left[arctg\left(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta\right)\right]\right)^2}} + \right.}$$

$$\boldsymbol{\left. + \frac{sen\left[arctg(\frac{R}{Z'} \cdot tg\delta\beta)\right] \cdot cos\left[arctg\left(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta\right)\right] \cdot \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\left[arctg(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta)\right])^2}}{+Z' \cdot \sqrt{l^2 - (a - d \cdot sen\left[arctg(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta)\right])^2}}\right]}$$

Uno de los requisitos del nuevo actuador de rigidez variable es que el modelo matemático sea sencillo. En este caso se ve que el modelo matemático que describe el comportamiento de éste es demasiado complejo por lo que finalmente se decidirá descartar este diseño.

C. Idea 3: Resorte helicoidal de compresión horizontal

Para encontrar un diseño sencillo matemáticamente y que no presente el problema de la compresión y elongación del resorte de forma no vertical se propone el modelo siguiente. En este caso las dos paletas que había en la pieza que sujeta al pivote también desaparecen. Además se cambia la posición del resorte, pasa de estar en posición vertical a posición horizontal de modo que se garantice que la compresión y elongación del mismo no sufra ningún alabeo.

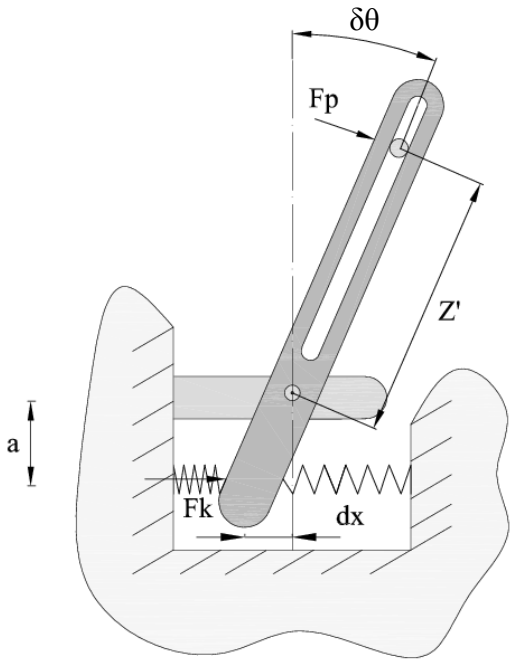


Figura 9.5 ARV de resorte en horizontal tras recibir un choque

Del mismo modo que en los anteriores diseños se pretende sacar la fuerza F_p a partir de la cual se puede determinar la expresión del par y derivando dicha expresión obtener la rigidez. Se procede a describir el mecanismo de forma matemática:

$$\delta x = a \cdot sen\delta\theta$$

$$Fx = Ks \cdot \delta x = Ks \cdot a \cdot sen\delta\theta$$

$$\sum M = 0 \rightarrow F_P \cdot Z' = F_x \cdot a \cdot cos\delta\theta \rightarrow F_P = \frac{F_x \cdot a \cdot cos\delta\theta}{Z'}$$

De modo que el par será:

$$\boldsymbol{T = F_P \cdot cos\delta\theta \cdot R = F_x \cdot a \cdot cos^2\delta\theta \cdot \frac{R}{Z'} = Ks \cdot \delta y \cdot a \cdot cos^2\delta\theta \cdot \frac{R}{Z'} =}$$

$$\boldsymbol{= Ks \cdot a \cdot sen\delta\theta \cdot a \cdot cos^2\delta\theta \cdot \frac{R}{Z'} = Ks \cdot a^2 \cdot \frac{R}{Z'} \cdot sen\delta\theta \cdot cos^2\delta\theta}$$

Como se puede comprobar se llega a la misma expresión que para el diseño Idea 1: Resorte helicoidal de modo que se obtienen los mismos resultados.

D. Idea 4: Resorte helicoidal con cable

La descripción matemática del modelo anterior aún se considera demasiado compleja de modo que se propone otro diseño. Además, mientras en un resorte se comprime el otro se elonga pudiendo aparecer un pequeño alabeo en este último resorte. En este caso, en el centro de giro se enrolla un cable conectado a una pieza rectangular en el otro extremo de modo que, tal como se muestra en el dibujo, en caso de impacto al girar la palanca el cable se enrolla y comprime el resorte.

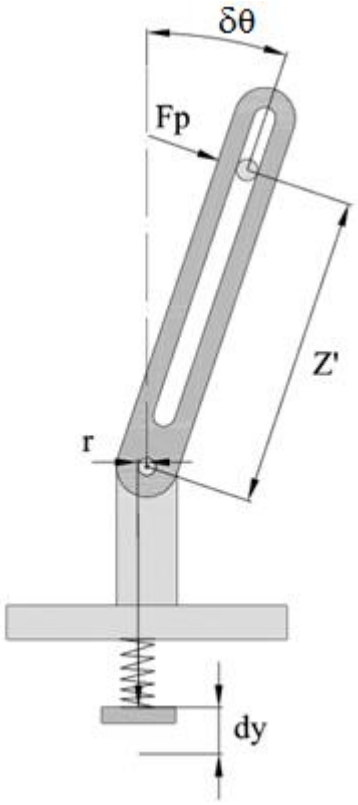


Figura 9.6 ARV de resorte con cable tras un choque

De la Figura 9.6 se obtiene:

$$\delta y = r \cdot \delta\theta$$

$$F_y = k_s \cdot \delta y = k_s \cdot r \cdot \delta\theta$$

$$\sum M = 0 \rightarrow F_p \cdot Z' = F_y \cdot r \rightarrow$$

$$F_p = \frac{F_y \cdot r}{Z'} = \frac{k_s \cdot r^2 \cdot \delta\theta}{Z'}$$

$$\boldsymbol{T = F_p \cdot cos\delta\theta \cdot R = \frac{k_s \cdot r^2 \cdot \delta\theta \cdot cos\delta\theta \cdot R}{Z'}}$$

Ya solo queda referir el par al ángulo de desalineación β y derivando se obtiene la rigidez. Para referir el par al ángulo de desalineación β se utilizan las expresiones deducidas en los modelos anteriores:

$$tg\delta\theta = \frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta \qquad sen\delta\theta = \frac{R}{Z'} \cdot tg\delta\beta$$

Por lo tanto el par de este modelo se rige por la expresión:

$$\boldsymbol{T = \frac{k_s \cdot r^2 \cdot Z \cdot R}{Z'^2} \cdot arctg\left(\frac{R}{Z} \cdot tg\delta\beta\right)}$$

A partir de la cual derivando se obtiene la rigidez:

$$\boldsymbol{K = \frac{k_s \cdot r^2 \cdot Z \cdot R}{Z'^2} \cdot \left(\frac{\frac{R}{Z} \cdot sec^2\delta\beta}{\frac{R^2}{Z^2} \cdot tg^2\delta\beta + 1}\right)}$$

Como se puede apreciar, en este caso se obtiene un modelo matemático bastante más sencillo que los anteriores.

Ya se han obtenido los modelos matemáticos de cada uno de los diseño de esta línea. A continuación se obtendrán los modelos matemáticos de la segunda línea de diseño.

9.1.2 Modelo con poleas y cables: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función del ángulo de las palancas

E. Idea 5: Resorte entre dos palancas con tirantes

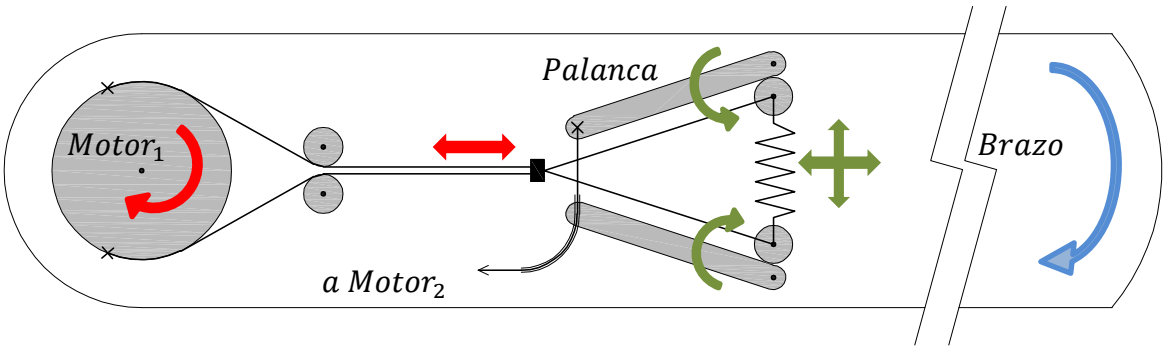


Figura 9.7 Actuador de rigidez variable de palancas y tirantes

Para describir el modelo matemáticamente se utiliza el dibujo esquemático que representa el funcionamiento simplificado del modelo representado en la Figura 9.8.

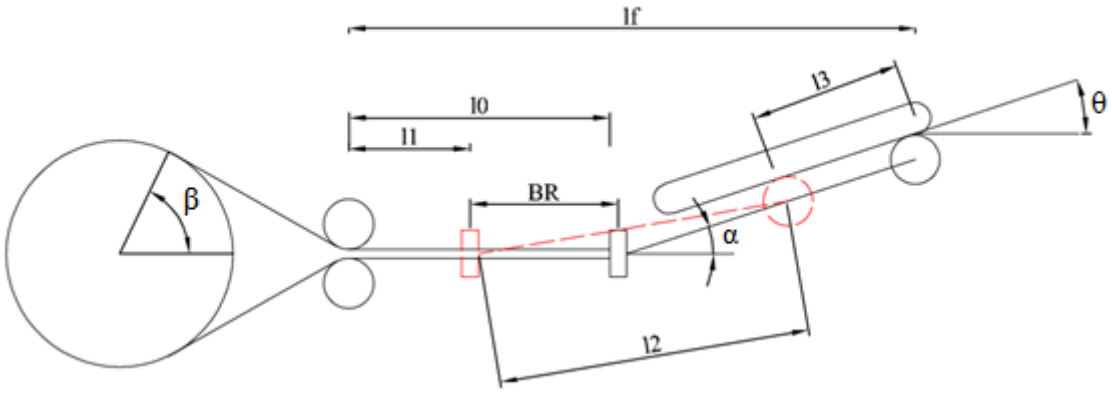


Figura 9.8 Dibujo esquemático. En negro la posición de equilibrio y en rojo la posición tras el giro de la polea

A partir de la Figura 9.8 se puede obtener las relaciones entre las longitudes características del mecanismo necesarias para la obtención de la expresión del par. El procedimiento es el siguiente: se obtiene la expresión de l_f (distancia entre los rodillos donde se alinean los cables y el rodillo que desliza sobre la palanca) y la h_f (distancia en vertical entre el rodillo de la palanca y la línea de simetría del mecanismo).

$$l_f = l_1 + l_2 \cdot cos\alpha + l_3 \cdot cos\theta \rightarrow (l_2 \cdot cos\alpha)^2 = \left(l_f - l_1 - l_3 \cdot cos\theta\right)^2$$

$$h_f = l_2 \cdot sen\alpha + l_3 \cdot sen\theta \rightarrow \qquad (l_2 \cdot sen\alpha)^2 = \left(h_f - l_3 \cdot sen\theta\right)^2$$

Si se suman las dos expresiones anteriores se obtiene una ecuación de segundo grado de la que se puede despejar el parámetro l_3 que es la distancia entre la posición inicial del rodillo sobre la palanca y la posición del rodillo una ver recibido el impacto.

$$l_2{}^2 = \left(l_f - l_1 - l_3 \cdot cos\theta\right)^2 + \left(h_f - l_3 \cdot sen\theta\right)^2$$

$$l_2{}^2 = \left(l_f - l_1\right)^2 + l_3{}^2 \cdot cos^2\theta - 2\left(l_f - l_1\right)l_3 cos\theta + h_f{}^2 + l_3{}^2 \cdot sin^2\theta - 2h_f l_3 \cdot sen\theta$$

$$l_3{}^2 - \left[2\left(l_f - l_1\right)cos\theta + 2h_f sen\theta\right] \cdot l_3 + \left[\left(l_f - l_1\right)^2 + h_f{}^2 - l_2{}^2\right] = 0$$

$$l_3 = \left(l_f - l_1\right)cos\theta + h_f sen\theta \pm \sqrt{\left[\left(l_f - l_1\right)cos\theta + h_f sen\theta\right]^2 - \left[\left(l_f - l_1\right)^2 + h_f{}^2 - l_2{}^2\right]}$$

De las dos soluciones posibles la correcta es la siguiente ya que la otra solución supera los límites del mecanismo.

$$l_3 = (l_f - l_1)cos\theta + h_f sen\theta - \sqrt{\left[(l_f - l_1)cos\theta + h_f sen\theta\right]^2 - \left[(l_f - l_1)^2 + {h_f}^2 - {l_2}^2\right]}$$

Como se ha definido con anterioridad la fuerza elástica que ejerce el resorte es proporcional a la constante elástica del resorte y a la variación de longitud que experimenta el mismo. En este caso dicha fuerza viene representada por la siguiente expresión:

$$F_k = 2(h_s - l_2 \cdot sen\alpha)k_s$$

Donde:

- F_k: fuerza que ejerce el resorte.
- h_s: longitud sólida del resorte.
- k_s: constante elástica del resorte.
- l_2: longitud del tirante.
- α: ángulo que forma el tirante con la horizontal.

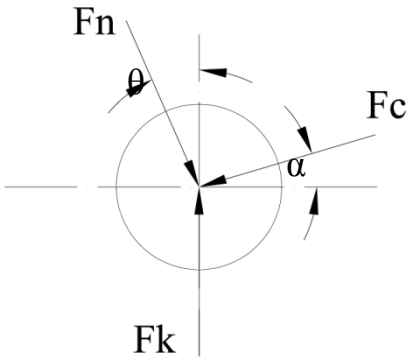


Figura 9.9 Fuerzas que actúan sobre el rodillo

Si se plantea equilibrio de fuerzas sobre el rodillo (Figura 9.9) se obtiene la fuerza F_c necesaria para el cálculo del par.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_n \cdot sen\theta = F_c \cdot cos\alpha \qquad \sum F_y = 0 \rightarrow F_k - F_n \cdot cos\theta = F_c \cdot sen\alpha$$

Operando se obtiene que la expresión de la fuerza F_c y, además, se puede hallar la fuerza F, directamente proporcional a F_c, a partir de la cual se obtiene el par.

$$F_c = \frac{F_k \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}$$

$$F = 2 \cdot F_c \cdot cos\alpha = 2 \cdot \frac{F_k \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)} = \frac{4(h_s - l_2 \cdot sen\alpha)k_s \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}$$

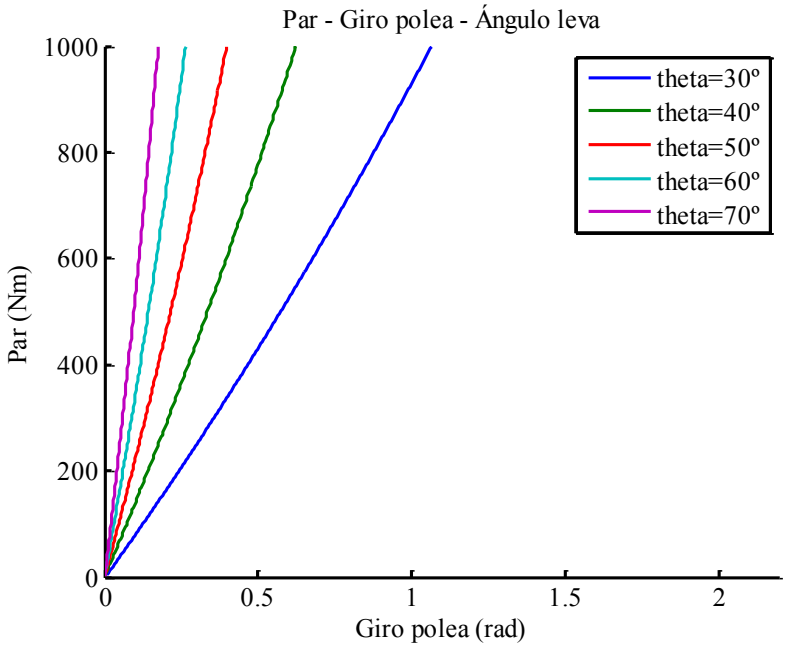
$$\boldsymbol{T = F \cdot R = \frac{4 \cdot R \cdot (h_s - l_2 \cdot sen\alpha)k_s \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}}$$

La rigidez es la derivada de la expresión del par anterior:

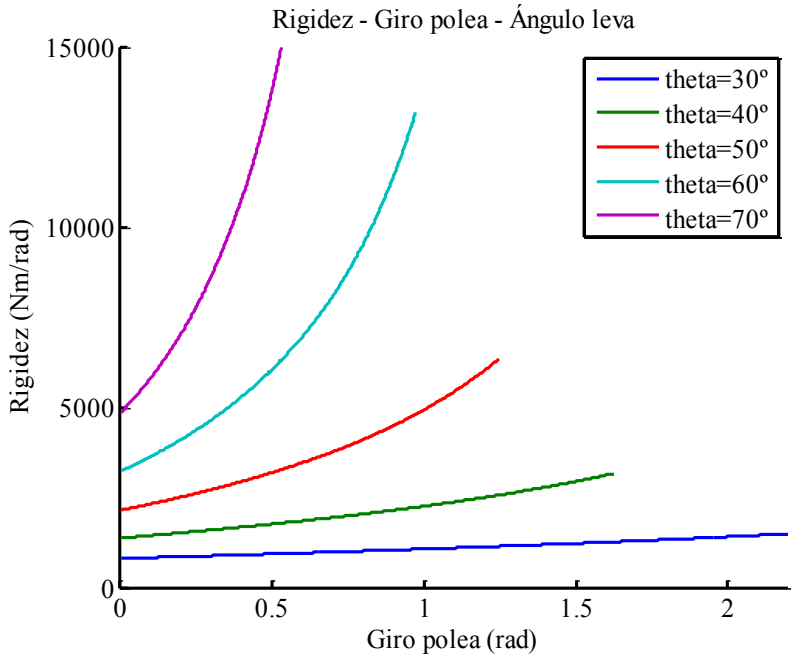
$$\boldsymbol{K_T = \frac{\partial T}{\partial \beta} = f(R, \alpha, \beta, \theta, k_s, h_s, l_2)}$$

A continuación se implementan las expresiones anteriores en MatLab y se estudia cómo influyen las distintas variables en el funcionamiento del actuador.

Influencia del ángulo de las palancas (θ)



Gráfica 9.1 Par en función del ángulo de giro de la polea para diferentes inclinaciones de las palancas



Gráfica 9.2 Rigidez en función del ángulo girado por la polea para distintas inclinaciones de las placas

De la Gráfica 9.1 y la Gráfica 9.2 la primera conclusión que se puede obtener es que la inclinación de las palancas influye en el par y la rigidez presentes en el actuador. Al aumentar la inclinación aumentan ambas características del actuador. El crecimiento del par es prácticamente lineal mientras que en la rigidez, para ángulos pequeños el comportamiento es similar mientras que para grandes aumenta rápidamente. A continuación se estudiará la influencia de otros parámetros en el comportamiento del actuador.

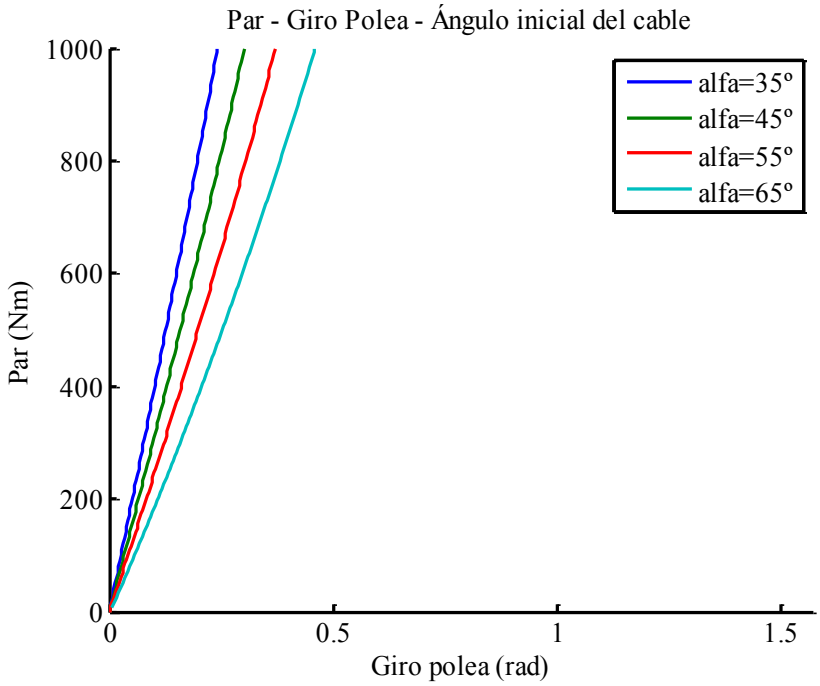
Influencia del ángulo inicial de los tirantes (α)

Como se puede apreciar en las gráficas siguientes (Gráfica 9.3 y Gráfica 9.4) en ángulo inicial que tengan los tirantes en el actuador tambien influye en el comportamiento de éste.

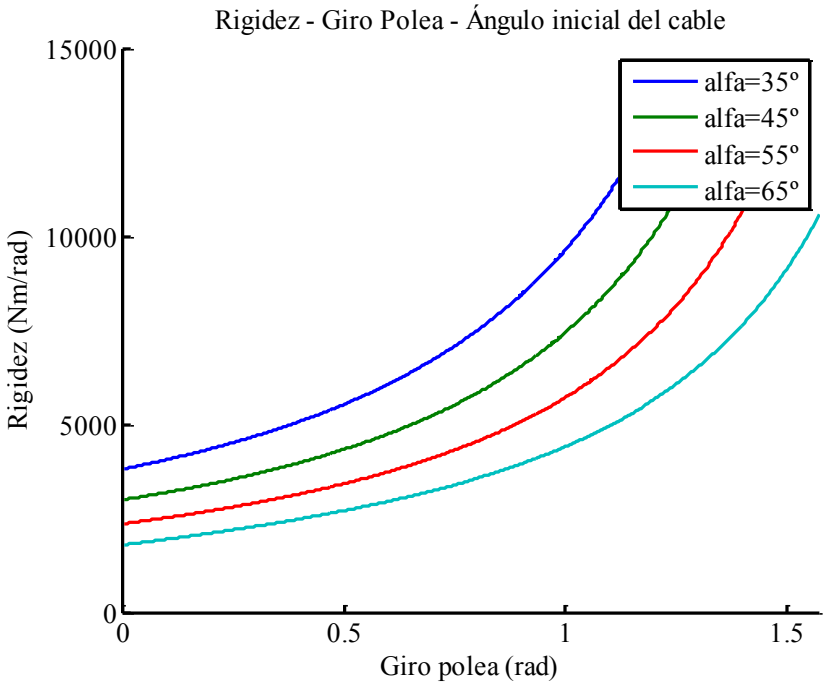
Con un aumento de dicho ángulo, para una misma desalineación angular de la polea (β), la pendiente de la curva del disminuye.

Se puede apreciar el mismo efecto con las curvas que representan la rigidez. Con un aumento del ángulo inicial de los tirantes, para una misma desalineación angular de la polea (β), la rigidez disminuye.

Como uno de los requisitos que debe tener el nuevo actuador es un amplio rango de rigidez, el ángulo inicial que formen los tirantes ha de ser lo menor posible.

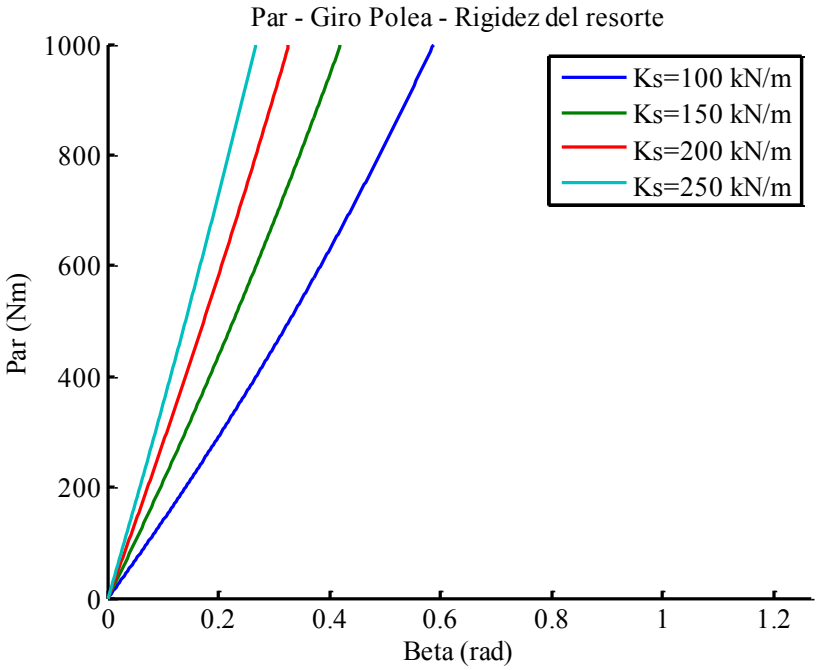


Gráfica 9.3 Par del ARV en función del ángulo girado por la polea (β) para distintos ángulos iniciales de los tirantes

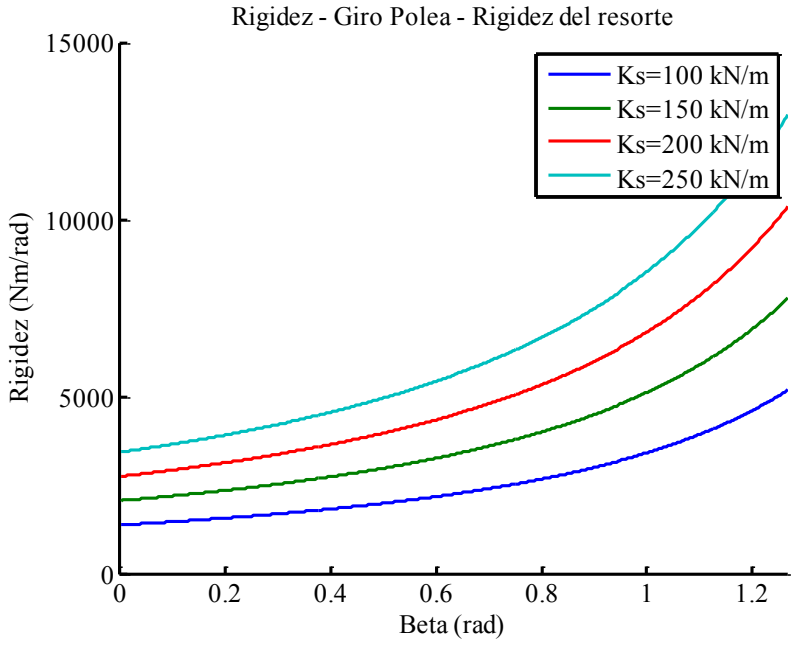


Gráfica 9.4 Rigidez del ARV en función del ángulo girado por la polea (β) para distintos ángulos iniciales de inclinación de los cables

Influencia de la constante elástica del resorte (k_s)



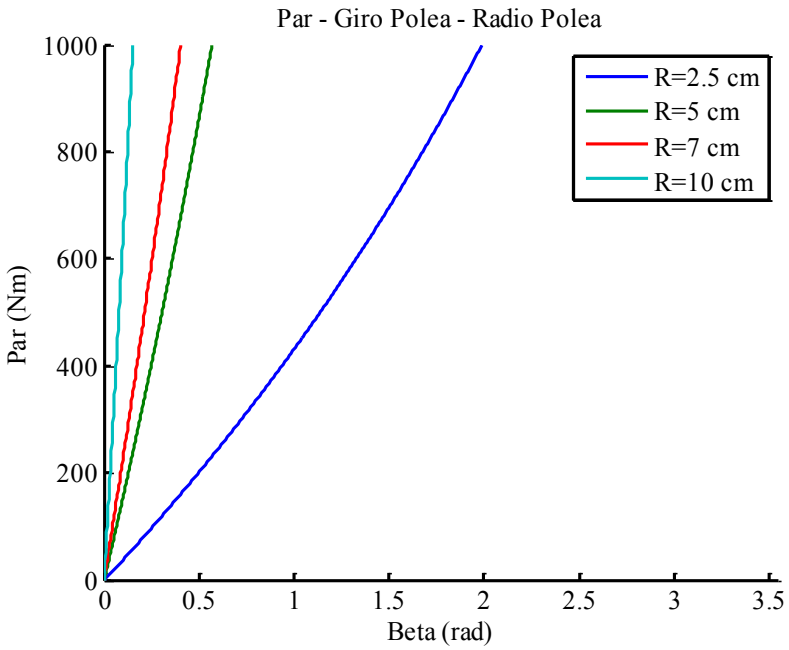
Gráfica 9.5 Par del ARV en función del giro de la polea para distintos resortes de distinta constante elástica



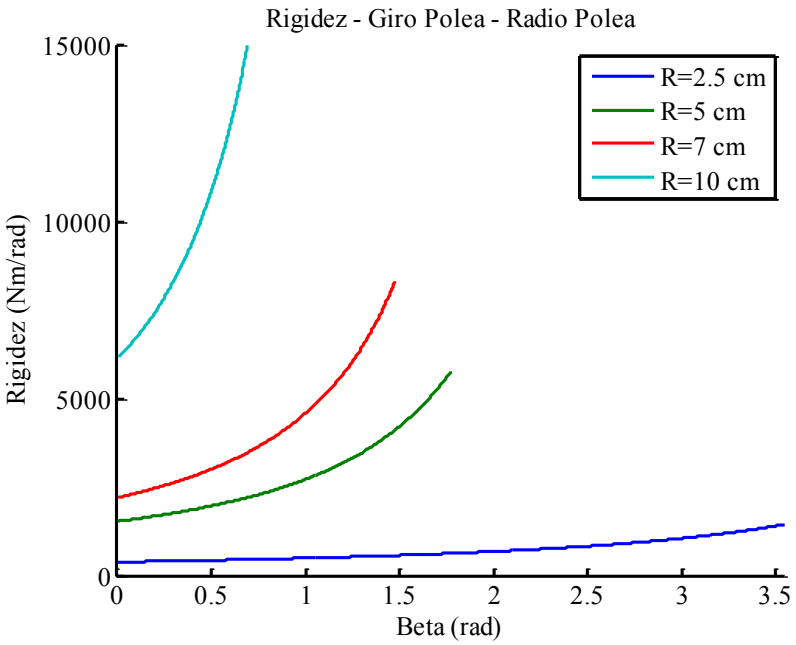
Gráfica 9.6 Rigidez del ARV en función del giro de la polea para distintos resortes de distinta constante elástica

Cuanto mayor es la constante elástica del resorte más rígido es el mismo de modo que no resulta complicado suponer que a mayor rigidez del resorte mayor será la rigidez del actuador. De modo que se debe emplear un resorte de constante elástica elevada.

Influencia del radio de la polea (R)



Gráfica 9.7 Par del ARV en función del giro de la polea para distintos radios de ésta



Gráfica 9.8 Rigidez del ARV en función del ángulo giro de la polea para distintos radios de ésta

Se puede apreciar que al aumentar el radio de la polea también aumenta el par y la rigidez. Este va a ser un factor limitante ya que se desea que el ARV sea ligero y, por tanto, de pequeñas dimensiones de modo que se intentará aumentar la rigidez actuando sobre otra variable que no sea el radio de la polea para que esto no aumente demasiado las dimensiones del ARV.

Como conclusiones se puede decir que:

- Al aumentar el ángulo de las paletas (θ) el par y la rigidez aumentan.
- Al aumentar el ángulo inicial de los tirantes (α) el par y la rigidez disminuyen.
- Al utilizar un resorte con mayor constante elástica (Ks) el par y la rigidez aumentan.
- Al aumentar el radio de la polea (R) el par y la rigidez aumentan.

Se quiere conseguir un amplio rango de rigidez (a ser posible desde rigidez nula a rigidez infinita). Para ello hay que ir combinando las diferentes variables anteriores. El ángulo de las paletas no es muy restrictivo ya que por la configuración del ARV puede tomar valores de 0 a 90º. En cambio, el radio de la polea no se puede aumentar demasiado ya que si no las dimensiones del ARV aumentarían. Se debe encontrar el resorte adecuado y configurar inicialmente el ARV de la forma más favorable.

A partir de este modelo se van proponiendo pequeñas modificaciones que serán descritas matemáticamente a continuación.

F. Idea 6: Resorte entre dos palancas con eslabón rígido

A continuación se considera la posibilidad de que en lugar de que sea el cable el que tire del rodillo en caso de impacto, lo realice una pieza rígida, por tanto, l_2=0.

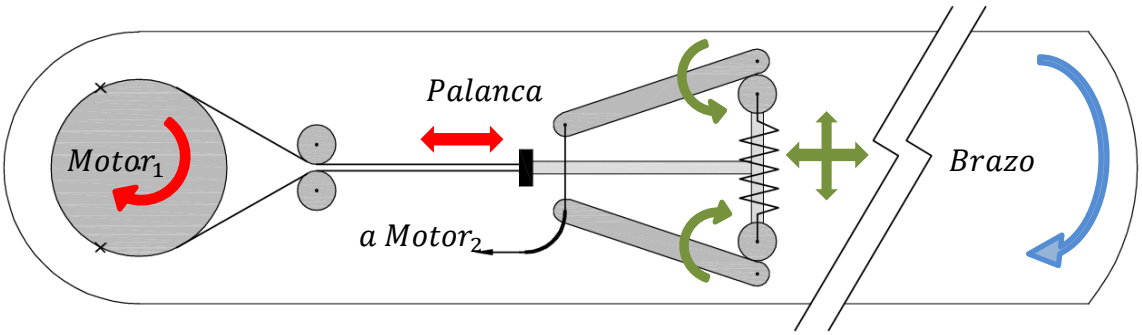


Figura 9.10 Actuador de rigidez variable de palancas y pieza rígida

La Figura 9.11 es una representación esquemática del actuador en su punto de equilibrio y tras haber recibido un impacto. A partir de dicha figura y la Figura 9.12 se obtienen las expresiones necesarias para el cálculo del par y la rigidez.

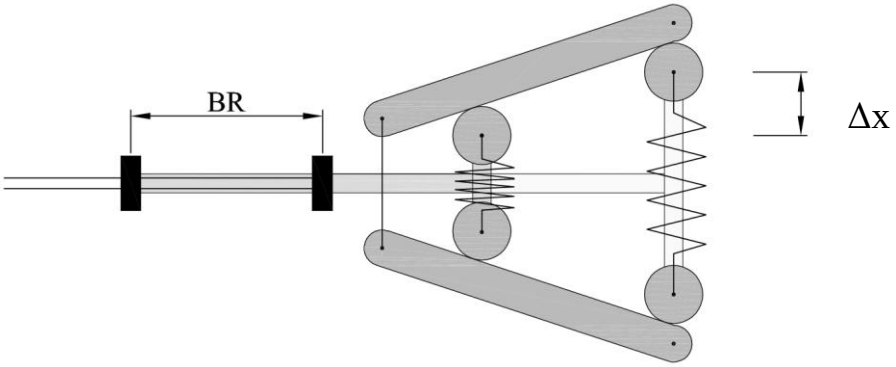


Figura 9.11 Esquema de funcionamiento del actuador de rigidez variable de palancas y pieza rígida

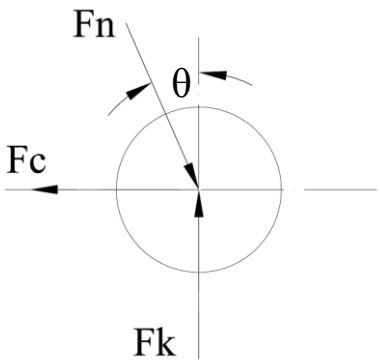


Figura 9.12 Fuerzas que actúan sobre el rodillo

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_n \cdot sen\theta = F_c \rightarrow F_n = \frac{F_c}{sen\theta}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_k = F_n \cdot cos\theta \rightarrow F_n = \frac{F_k}{cos\theta}$$

$$\frac{F_c}{sen\theta} = \frac{F_k}{cos\theta} \rightarrow F_c = F_k \cdot tg\theta$$

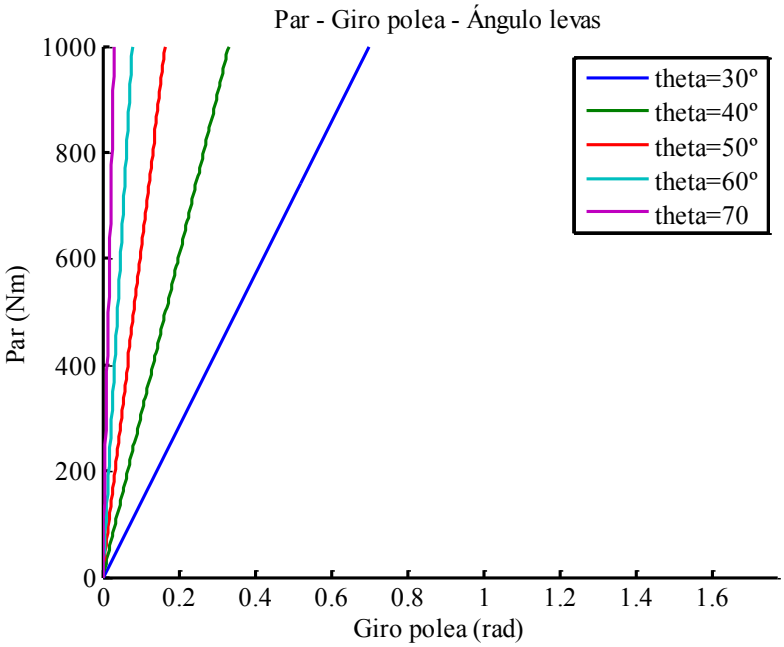
$$F_k = 2 \cdot k_s \cdot \Delta x = k_s \cdot \beta \cdot R \cdot tg\theta \rightarrow F_c = 2 \cdot k_s \cdot \beta \cdot R \cdot tg^2\theta$$

Por tanto el par y la rigidez serán:

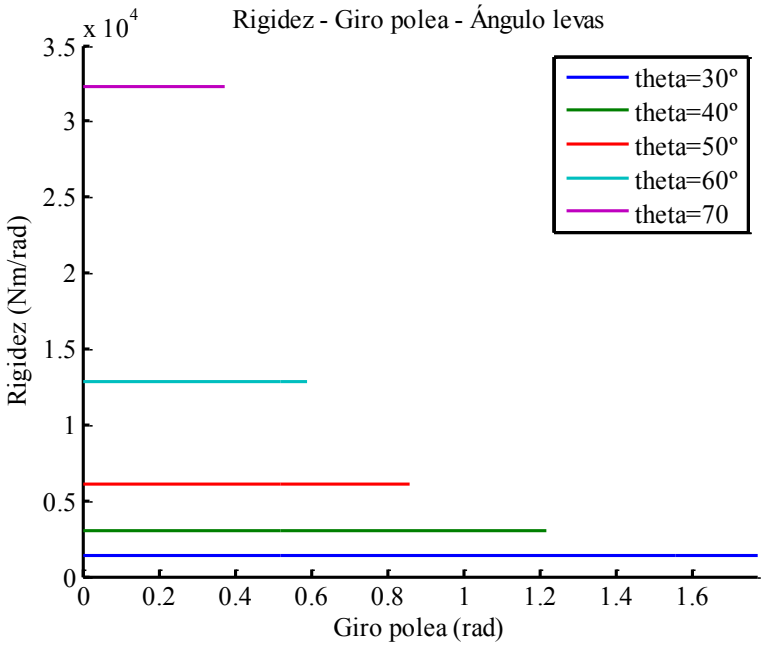
$$\boldsymbol{T = 2 \cdot F_c \cdot R = 4 \cdot k_s \cdot \beta \cdot R^2 \cdot tg^2\theta}$$

$$\boldsymbol{K = \frac{\partial T}{\partial \beta} = 4 \cdot k_s \cdot R^2 \cdot tg^2\theta}$$

Se observa que en este caso el par es lineal y la rigidez constante. Se representan las dos expresiones anteriores en MatLab para distintos ángulos de inclinación de las palancas y para los mismos valores constructivos que el modelo anterior y se obtiene la Gráfica 9.9 y la Gráfica 9.10.



Gráfica 9.9 Par del modelo rígido del ARV en función del giro de la polea y la inclinación de las palancas



Gráfica 9.10 Rigidez del modelo rígido del ARV en función del giro de la polea y la inclinación de las palancas

Como se puede apreciar para un mismo resorte y radio de la polea, con este último modelo se puede obtener casi siete veces más de rigidez que con el modelo anterior.

G. Idea 7: Una palanca con resorte fijo en carro deslizante

La siguiente modificación es sustituir las dos paletas por una sola para aligerar el ARV. Además el resorte se introduce en un carro que se mueve hacia la polea por unas guías cuando ésta gira, comprimiendo de este modo el resorte. Por el interior del resorte va un elemento rígido deslizante.

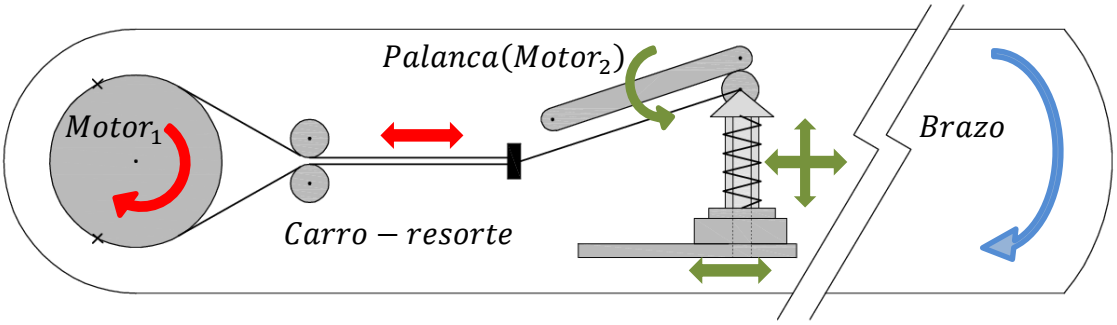


Figura 9.13 Actuador de rigidez variable con una palanca y el resorte en un carro deslizante

Descripción matemática del modelo:

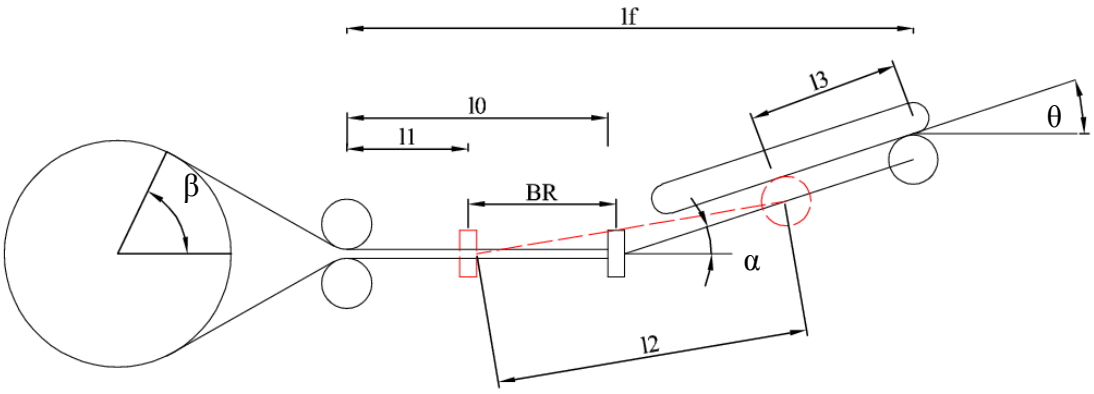


Figura 9.14 Dibujo esquemático. En negro la posición inicial y en rojo la posición tras el giro de la polea

Se parte de la misma figura que para el modelo resorte entre dos palancas con tirantes de modo que la expresión obtenida para l_3 es la misma.

$$l_3 = (l_f - l_1)cos\theta + h_f sen\theta - \sqrt{\left[(l_f - l_1)cos\theta + h_f sen\theta\right]^2 - \left[(l_f - l_1)^2 + {h_f}^2 - {l_2}^2\right]}$$

Lo que sí varía es la expresión del par y la rigidez ya que ahora solo hay una paleta y por tanto un único rodillo. Además la expresión obtenida anteriormente para F_c es la misma.

$$F_c = \frac{F_k \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}$$

Por lo tanto solo falta hallar la fuerza causante del par y por consiguiente en par y la rigidez.

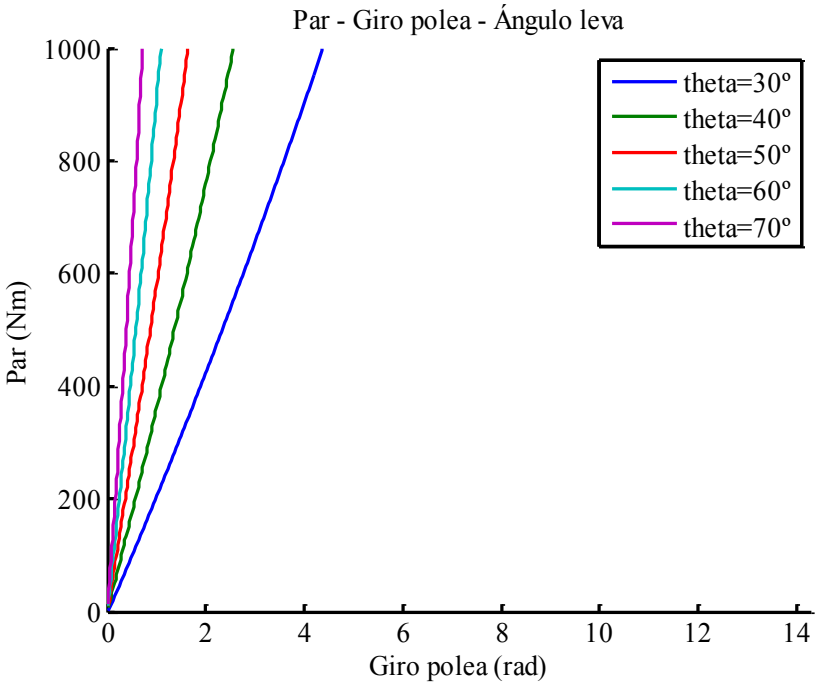
$$F = F_c \cdot cos\alpha = \frac{F_k \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)} = \frac{(h_s - l_2 \cdot sen\alpha)k_s \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}$$

De modo que el par se representa en la expresión siguiente y la rigidez será su derivada:

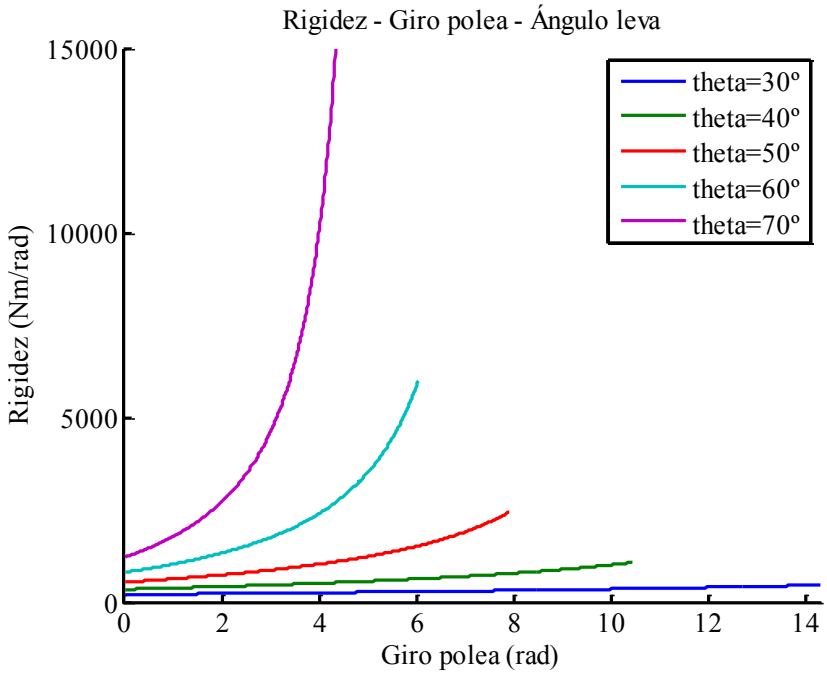
$$\boldsymbol{T = F \cdot R = \frac{R \cdot (h_s - l_2 \cdot sen\alpha)k_s \cdot sen\theta}{\cos(\alpha - \theta)}}$$

$$\boldsymbol{K_T = \frac{\partial T}{\partial \beta} = f(R, \alpha, \beta, \theta, k_s, h_s, l_2)}$$

A continuación se representan el par y la rigidez de este modelo de actuador.



Gráfica 9.11 Par del ARV en función del giro de la polea para distintas inclinaciones de las palancas



Gráfica 9.12 Rigidez del ARV en función del giro de la polea para distintas inclinaciones de las palancas

Este diseño presenta el inconveniente de que cuando el resorte está completamente comprimido se necesita mucho espacio de fondo para que deslice la pieza del interior del resorte de modo que las dimensiones del ARV deben aumentar.

H. Idea 8: Una palanca con resorte fijo a tracción

Para solventar el problema del diseño anterior se elimina el carro deslizante del resorte y se fija el resorte a la base del actuador. De este modo el resorte trabajará a tracción.

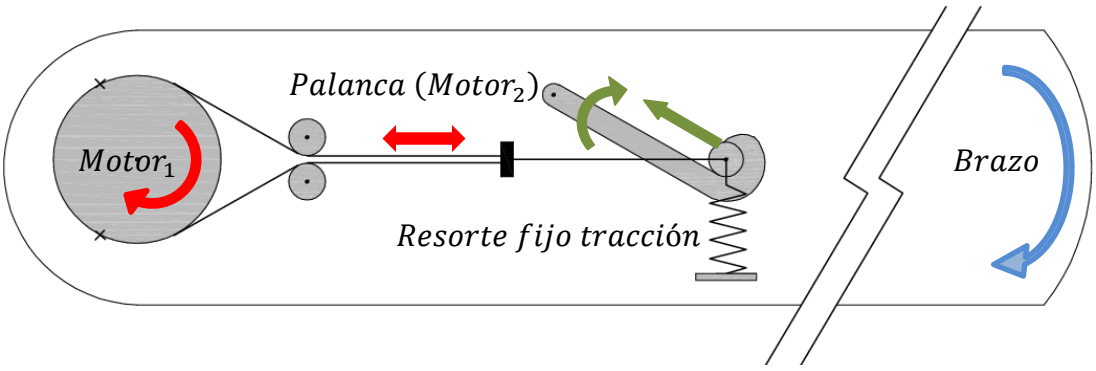


Figura 9.15 Actuador de rigidez variable con palanca y resorte fijo a tracción

Para poder obtener las expresiones del par y la rigidez presentes en este modelo de actuador se toman como referencia la Figura 9.16 donde se representa el actuador en la posición de equilibrio y tras recibir un impacto y la Figura 9.17 de donde se pueden obtener los parámetro necesarios para la obtención de las expresiones.

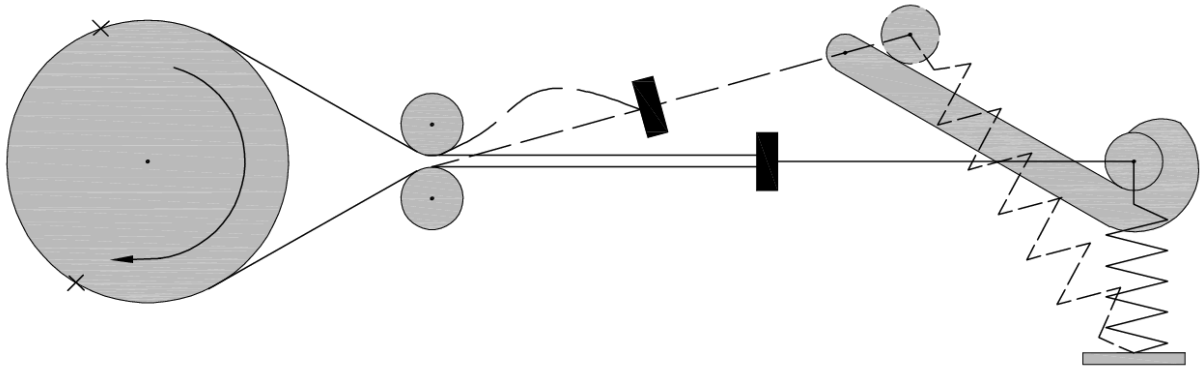


Figura 9.16 Principio de funcionamiento de ARV de resorte a tracción. En discontinuo: después de recibir un choque

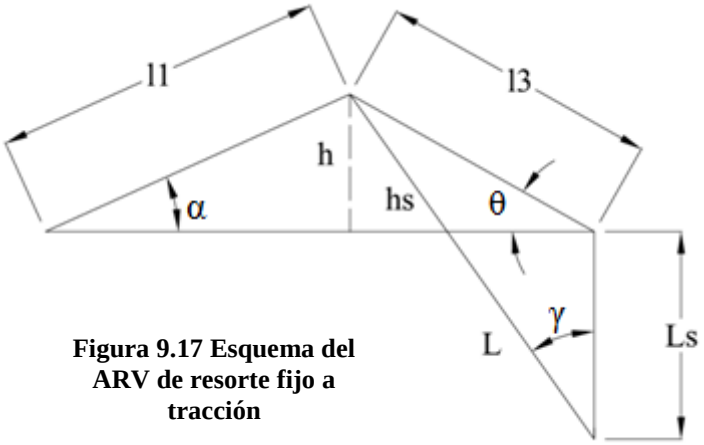


Figura 9.17 Esquema del ARV de resorte fijo a tracción

Como en modelos anteriores el objetivo es plantear las ecuaciones necesarias para obtener el parámetro l_3. Para ello se toman relaciones de la figura anterior.

$$h_s = L - L_s$$

$$L^2 = (h + L_s)^2 + (l_0 - l_1 \cdot cos\alpha)^2$$

$$l_1 = l_0 - \beta \cdot R$$

$$l_1 \cdot \cos\alpha + l_3 \cdot \cos\theta = l_0$$

$$l_1 \cdot \text{sen}\alpha - l_3 \cdot \text{sen}\theta = 0$$

De modo que resolviendo el sistema anterior ya se puede obtener el parámetro l_3.

$$l_3{}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_3 \cdot cos\theta - \left(l_1{}^2 - l_0{}^2\right) = 0$$

$$l_3 = l_0 \cdot cos\theta - \sqrt{l_1{}^2 - l_0{}^2 \cdot sen^2\theta}$$

$$sen\alpha = \frac{l_3 \cdot sen\theta}{l_1} \rightarrow sen\alpha = \frac{sen\theta}{l_1} \cdot \left(l_0 \cdot cos\theta - \sqrt{l_1{}^2 - l_0{}^2 \cdot sen^2\theta}\right)$$

A partir de la Figura 9.18 se puede plantear el equilibrio de fuerzas de las fuerzas actuantes sobre el rodillo de modo que se pueda obtener la fuerza necesaria para el cálculo del par.

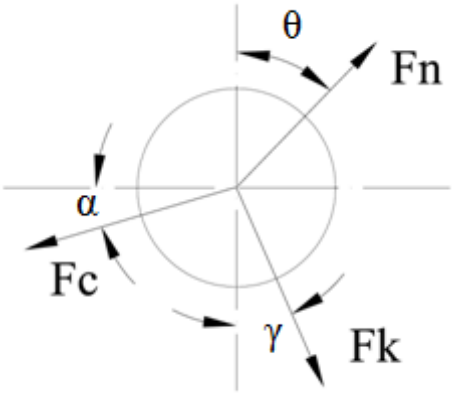


Figura 9.18 Fuerzas que actúan sobre el rodillo

$$F_k = Ks \cdot h_s = Ks \cdot (L - L_s)$$

$$\sum Fx = 0 \rightarrow F_n \cdot sen\theta + F_k \cdot sen\gamma = F_c \cdot cos\alpha$$

$$\sum Fy = 0 \rightarrow F_n \cdot cos\theta - F_k \cdot cos\gamma = F_c \cdot sen\alpha$$

Despejando de las expresiones anteriores se obtiene el valor de F_c y, por tanto, ya se puede calcular el par:

$$F_c = \frac{F_k \cdot sen(\theta + \gamma)}{\cos(\theta + \alpha)}$$

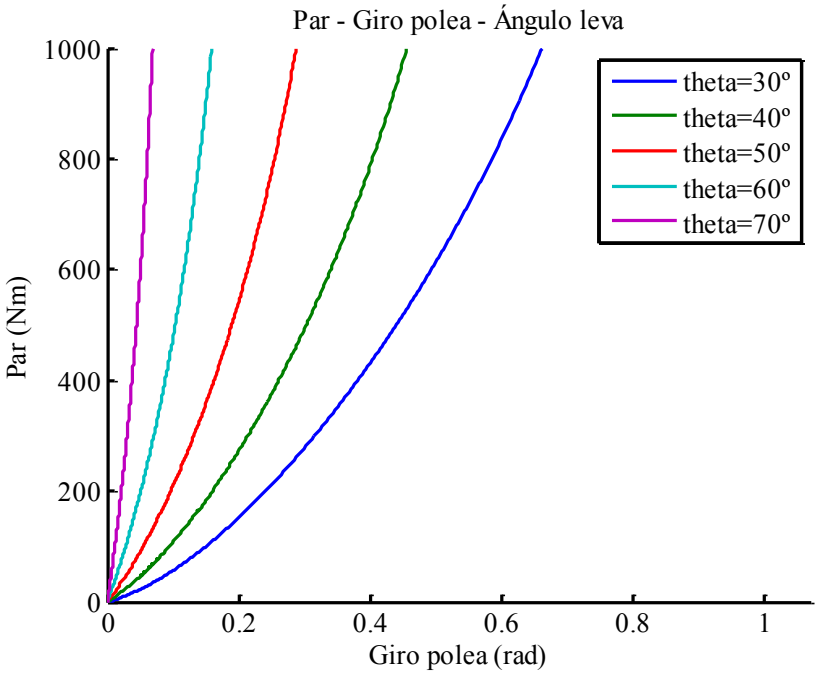
$$F_c = \frac{Ks \cdot (L - L_s) \cdot sen(\theta + \gamma)}{\cos(\theta + \alpha)}$$

$$\boldsymbol{T = F_c \cdot R = \frac{Ks \cdot (L - L_s) \cdot sen(\theta + \gamma)}{\cos(\theta + \alpha)} R}$$

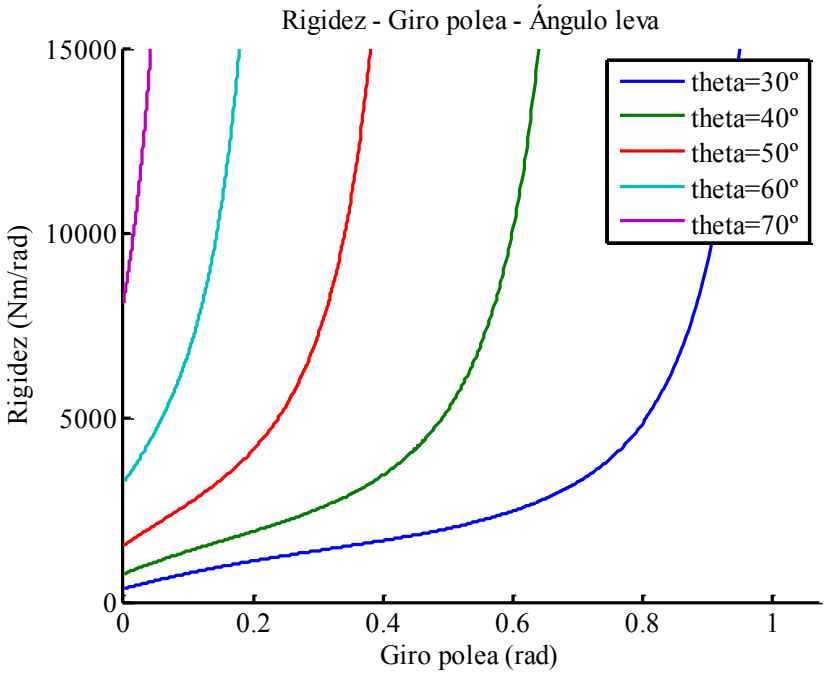
Por tanto, la rigidez será:

$$\boldsymbol{K_T = \frac{\partial T}{\partial \beta} = f(R, \alpha, \beta, \theta, \gamma, k_s, h_s, l_2)}$$

A continuación se representan las curvas de par y rigidez para distintos ángulos de inclinación de la palanca y se puede comprobar que con este modelo para un mismo resorte y ángulo de la palanca, la rigidez es algo mayor.



Gráfica 9.13 Par del ARV de resorte fijo en función del giro de la polea para distintos ángulos de inclinación de la palanca



Gráfica 9.14 Rigidez del ARV de resorte fijo en función del giro de la polea para distintos ángulos de inclinación de la palanca.

I. Idea 9: Una palanca con resorte fijo a compresión

Para reducir el espacio se incluye una nueva modificación en el diseño anterior, el resorte se coloca el horizontal y ya no va directamente colocado al rodillo sino que se conecta a éste mediante un cable.

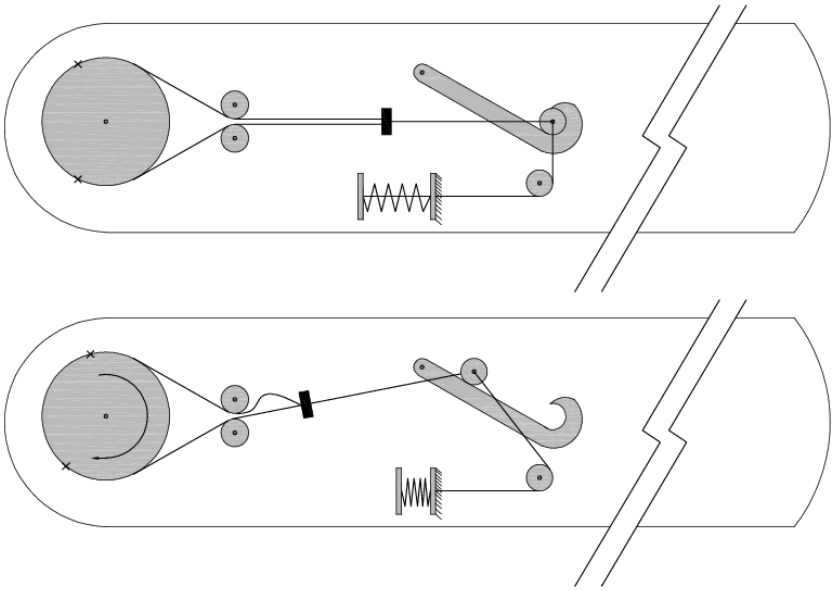


Figura 9.19 Arriba: estado de equilibrio del ARV. Abajo: Posición tras un choque del ARV

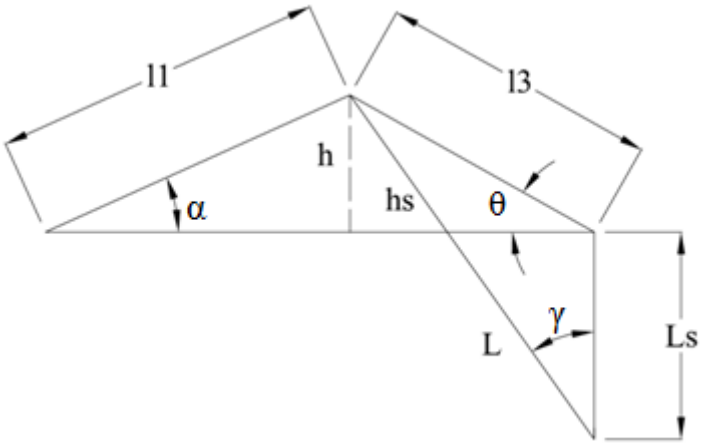


Figura 9.20 Esquema del ARV de resorte fijo a tracción

El esquema simplificado de este modelo es el representado en la Figura 9.20. Como se puede comprobar sigue el mismo esquema que la Idea 8: Una palanca con resorte fijo a tracción de modo que las expresiones obtenidas en dicho caso son válidas para este. La Gráfica 9.13 y la Gráfica 9.14 son comunes para ambos modelos.

9.2 Consideraciones constructivas y limitaciones mecánicas

9.2.1 Giro máximo de la polea

En este apartado se definen unos límites del mecanismo de dependen de las dimensiones constructivas del actuador. En los diferentes diseños de actuadores uno de los factores limitantes es la desviación angular máxima posible (β) entre la polea y el eslabón de salida de modo que se estudiará dicho parámetro para los distintos diseños de actuador de rigidez variable propuestos.

La desviación angular máxima se produce cuando tras un impacto, el giro de la polea hace que el tirante se coloque perpendicularmente a la palanca. Cuando esto ocurre la desviación angular no puede seguir aumentando de modo que se llega a un límite del mecanismo.

A continuación se deduce la expresión que rige el comportamiento de la desviación angular máxima posible para cada tipo de actuador.

Desviación angular máxima posible (β_{lim}) para la Idea 6 e Idea 8

Para la ``Idea 6: Resorte entre dos palancas con tirantes´´ y la ``Idea 8: Una palanca con resorte en carro deslizante´´ los límites se deducen a partir de la Figura 9.21.

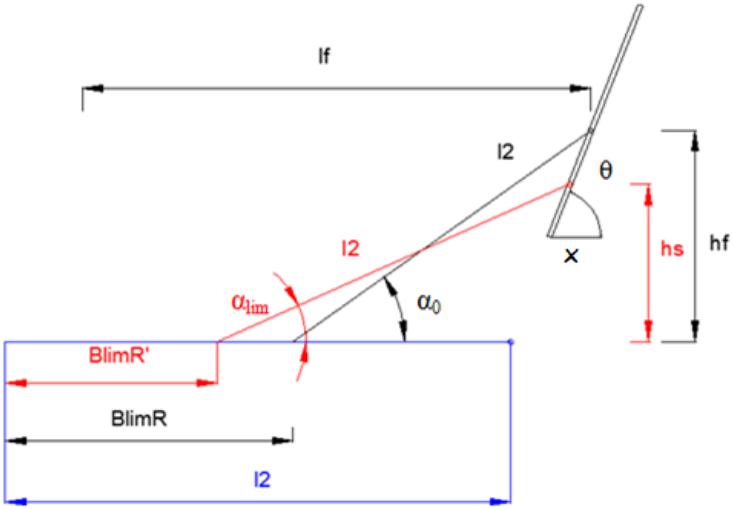


Figura 9.21

Negro: Estado inicial

Rojo: Se supone que el resorte no puede comprimirse más allá de su longitud sólida.

Azul: Se supone que el cable termina en posición horizontal (sin tener en cuenta la longitud sólida del resorte)

Se pueden estudiar dos casos, uno teniendo en cuenta la longitud sólida del resorte, es decir, aquella longitud a partir de la cual el resorte no puede comprimirse más, o sin tenerla en cuenta, es decir, considerar que el resorte puede comprimirse totalmente. A la hora de generar gráficas con resultados de los distintos parámetros se tiene en cuenta la longitud sólida del resorte ya que es una variable influyente y de este modo de obtendrán resultados más precisos.

- Sin tener en cuenta la longitud sólida del resorte:

  A partir de la Figura 9.21 se pueden obtener las siguientes relaciones a partir de las cuales se despeja la desviación angular máxima (β_{lim}).

$$tg\theta = \frac{h_f}{l_f - l_2}$$

$$\beta_{lim} \cdot R + l_2 \cdot cos\alpha_0 = l_2 + \frac{h_f}{tg\theta}$$

$$\boldsymbol{\beta_{lim} = \frac{1}{R}\left[l_2(1 - cos\alpha_0) + \frac{h_f}{tg\theta}\right]}$$

Donde R es el radio de la polea, l_2 la longitud del tirante, α_0 el ángulo inicial que forma el tirante con la horizontal, h_f la altura inicial del rodillo con respecto a la horizontal y θ el ángulo que forma la palanca.

- Teniendo en cuenta la longitud sólida del resorte:

$$tg\theta = \frac{h_f - h_s}{x}$$

$$\beta_{lim}{}' \cdot R + l_2 \cdot cos\alpha_0 = l_2 \cdot cos\alpha_{lim} + \frac{h_f - h_s}{tg\theta}$$

$$\boldsymbol{\beta_{lim}{}' = \frac{1}{R}\left[l_2(cos\alpha_{lim} - cos\alpha_0) + \frac{h_f - h_s}{tg\theta}\right]}$$

La expresión anterior indica la desviación angular máxima que puede haber entre la polea y el eslabón de salida para que el mecanismo funcione correctamente.

Desviación angular máxima posible (β_{lim}) para la Idea 7

En el caso de la ``Idea 7: Resorte entre dos palancas con eslabón rígido´´, las limitaciones son las mismas que en el modelo anterior. El cambio reside en que, en este caso, al tratarse de un eslabón rígido, la longitud l_2 es nula de modo que las expresiones quedan de la siguiente forma:

- Sin tener en cuenta la longitud sólida del resorte:

$$\boldsymbol{\beta_{lim} = \frac{1}{R}\left[\frac{h_f}{tg\theta}\right]}$$

- Teniendo en cuenta la longitud sólida del resorte:

$$\beta_{lim}{}' = \frac{1}{R}\left[\frac{h_f - h_s}{tg\theta}\right]$$

Desviación angular máxima posible (β_{lim}) para la Idea 9 e Idea 10

El en caso de la ``Idea 9: Una palanca con resorte fijo a tracción´´ e ``Idea 10: Una palanca con resorte fijo a compresión´´ la limitación del giro de la polea se calcula a partir de la Figura 9.22..

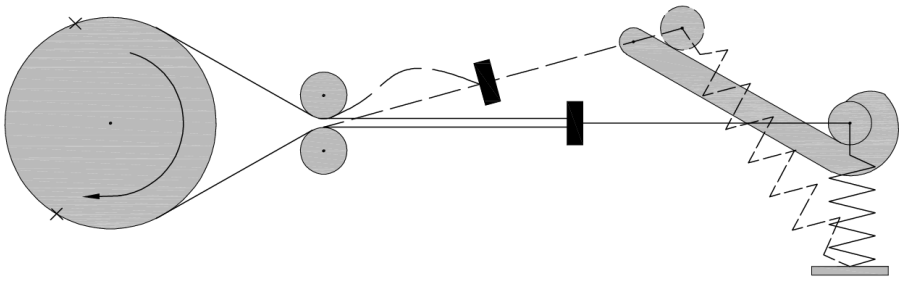


Figura 9.22 Posición inicial y límite de la Idea 9 (igual que Idea 10)

El ángulo límite que puede formar el tirante con la horizontal corresponde al momento en el que el tirante forma 90º con la palanca tal y como se indica en la Figura 9.23.

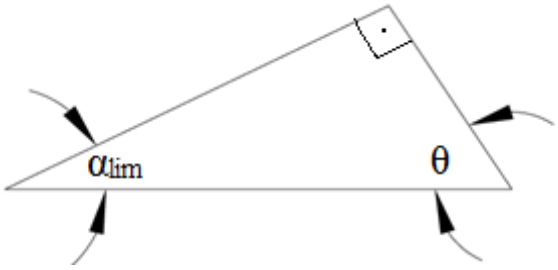


Figura 9.23 Cálculo de alfa límite

Por lo tanto α_{lim} será:

$$\alpha_{lim} = 180 - 90 - \theta = 90 - \theta$$

Y la desviación angular máxima para este caso:

$$\beta_{lim} \cdot R = l_0 - l_0 \cdot \cos(\alpha_{lim}) \rightarrow \beta_{lim} = \frac{1}{R} \cdot l_0(1 - \cos(\alpha_{lim}))$$

$$\boldsymbol{\beta_{lim} = \frac{1}{R} \cdot l_0(1 - \cos(90 - \theta))}$$

Como se puede comprobar si la palanca está colocada verticalmente β_{lim} es nulo mientras que si la palanca está colocada horizontalmente β_{lim} es máximo.

9.2.2 Rigidez del cable

Otro factor a tener en cuenta es la rigidez que aporta el cable al mecanismo ya que si el cable es muy flexible no se podrá alcanzar el rango de rigidez propuesto. A partir de la rigidez lineal del cable se podrá calcular la rigidez torsional que aporta el cable al mecanismo. Ambos tipos de rigidez están relacionados por la siguiente expresión:

$$K_T = K_L \cdot L^2 = \frac{AE}{L_c} \cdot L^2$$

Donde:

- K_T: rigidez torsional aportada al mecanismo.
- K_L: rigidez lineal del cable.
- A: sección del cable.
- E: módulo elástico del cable (
- Tabla 9.1).
- L_c: la longitud del cable.
- L: distancia del cable al eje de giro, en este caso, el radio de la polea.

Tabla 9.1 Módulos de elasticidad basados en el área circundante en relación al diámetro nominal del 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
Torones Galvanizados	
1 x 7 (6/1)	11.000
1 x 19 (12/6/1)	10.000
1 x 37 (18/12/6/1)	9.500

De modo que la rigidez torsional en el ARV debida a la rigidez del cable es la siguiente:

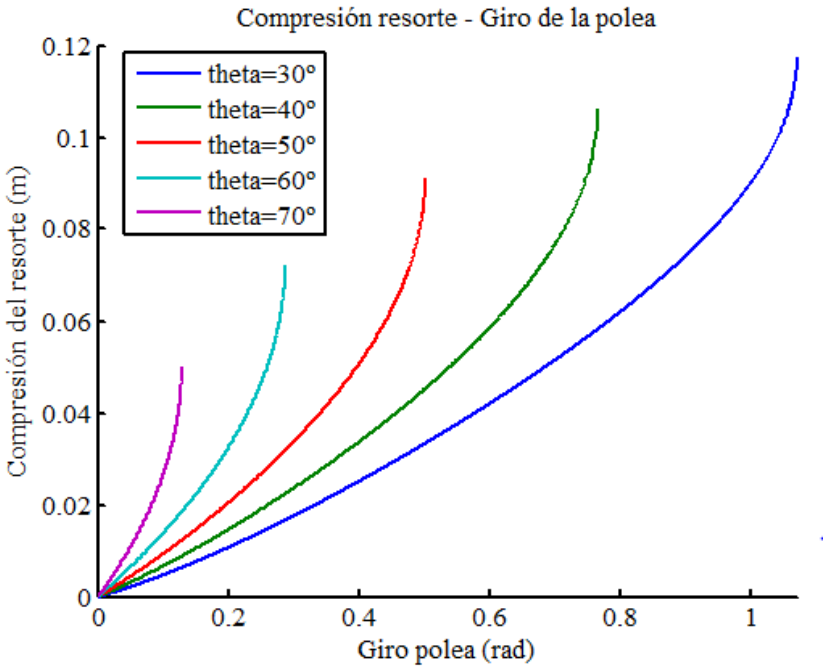
$$K_T = K_L \cdot L^2 = \frac{AE}{L_c} \cdot L^2 = \frac{\frac{\pi \cdot 4^2}{4}\ mm^2 \cdot 63000\ {}^{N}/_{mm^2}}{0{,}2\ m} \cdot 0{,}07^2\ m = 19400\ Nm$$

9.2.3 Compresión máxima del resorte

Otro factor limitante es la longitud sólida del resorte, es decir, aquella longitud a partir de la cual el resorte no puede comprimirse más. La rigidez depende de la fuerza que ejerza el resorte y esta a su vez de la constante elástica del resorte y la compresión de este:

$$F_K = ks \cdot \Delta x$$

Cuanto mayor sea el valor de Δx mayor será la fuerza que ejerza el resorte y por tanto la rigidez también será mayor. La compresión del resorte tiene un límite que viene fijado por cada tipo de resorte y sus dimensiones constructivas.



Gráfica 9.15 Variación de la compresión del resorte respecto al giro de la polea para diferentes ángulos de inclinación de la palanca

Si se compara con la ``Gráfica 9.19 Rango de rigidez para el modelo de resorte fijo a compresión´´ se puede comprobar que para ángulos pequeños de inclinación de la palanca, donde el recorrido del rodillo es mayor y por lo tanto se comprime más el resorte, la rigidez es casi constante para giros pequeños de la polea por lo que no influye demasiado que la compresión del resorte sea tan alta en este caso ya que aunque no se comprima en toda la longitud posible la rigidez será prácticamente constante. En cambio para ángulos altos de la inclinación de la palanca, la rigidez aumenta rápidamente por lo que se requiere un pequeño giro de la polea y por tanto una pequeña compresión del resorte. Por consiguiente, se puede deducir que no se necesita un largo recorrido de compresión del resorte por lo que no es un factor excesivamente limitante.

9.2.4 Par umbral

Otro factor a tener en cuenta en el nuevo actuador es la presencia de un par umbral. El par umbral es el valor de par que se debe superar antes de que comience a actuar el actuador de rigidez variable. Esto quiere decir que la compresión del resorte no se produce instantáneamente tras el giro de la polea sino que hay que superar dicho valor de par para que el resorte comience a comprimirse ya que los cables poseen una tensión inicial. A continuación se estudiará como afecta dicha tensión.

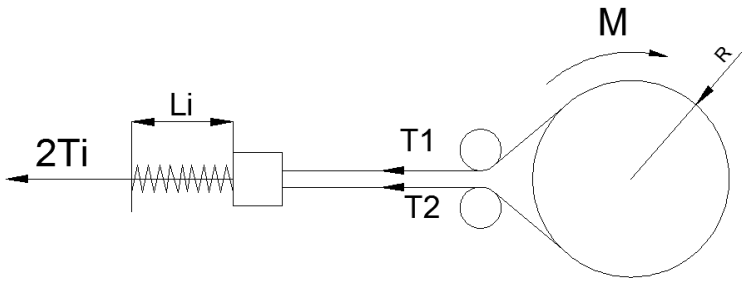


Figura 9.24 Dibujo esquemático para el cálculo del par umbral

En la Figura 9.24, M representa el par exterior, T1 y T2 las tensiones en cada uno de los cables, L_i la longitud inicial del resorte y T_i la pretensión inicial de los cables. Se deben estudiar cuatro casos dependiendo del valor del par exterior. En cada uno de los casos se toman momentos en el centro de giro de la polea y de deducen los valores de las tensiones en cada uno de los cables.

- **Caso 1: El par exterior es nulo (M=0).**

$$\sum M_o = 0 \rightarrow T_1 \cdot R = T_2 \cdot R \rightarrow T_1 = T_2 = T_i$$

Cuando el actuador está en equilibrio, es decir, cuando no hay ningún par exterior actuando sobre él, la tensión en los dos cables es la misma y, además, coincide con la pretensión inicial del cable.

- **Caso 2: El par exterior es menor que el par límite ($M<M_{lim}$).**

$$T_1 + T_2 = 2T_i \rightarrow T_2 = 2T_i - T_1$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow T_1 \cdot R = M + T_2 \cdot R \rightarrow T_1 = T_2 + \frac{M}{R}$$

$$T_1 = T_2 + \frac{M}{R} = 2T_i - T_1 + \frac{M}{R} \rightarrow T_1 = T_i + \frac{M}{2R}$$

$$T_2 = 2T_i - T_1 = 2T_i - T_i - \frac{M}{2R} = T_i - \frac{M}{2R}$$

Cuando el actuador se ve afectado por un par exterior pero este par es menor que el par umbral, es decir, no comienza a comprimirse el resorte, la tensión en el cable que queda tensado parcialmente es igual al valor de la pretensión más el del par exterior entre el diámetro de la polea y, la tensión del cable destensado parcialmente es el valor de la pretensión anterior menos el par exterior entre el diámetro de la polea.

- **Caso 3: El par exterior es igual al par límite ($M=M_{lim}$).**

$$M_{lim} \rightarrow T_2 = 0 \rightarrow 0 = T_i - \frac{M_{lim}}{2R} \rightarrow M_{lim} = 2RT_i$$

$$T_1 = T_i + \frac{M_{lim}}{2R} = T_i + \frac{2RT_i}{2R} = 2T_i = \frac{M_{lim}}{R}$$

En el caso de que el par exterior que actúa sobre el actuador tenga el mismo valor que el par umbral uno de los cables queda tensado completamente y el otro destensado. El valor de la tensión en el cable tensado es el del par exterior entre el radio de la polea.

- **Caso 4: El par es mayor que el par límite ($M>M_{lim}$).**

$$T_1 = 2T_i + K \cdot \Delta L$$

$$M = T_1 \cdot R$$

En el caso de que el par exterior sea mayor que el par umbral, igual que en el caso anterior, uno de los cables queda completamente destensado mientras que el otro queda tensado. En este caso ya comienza a comprimirse el resorte.

En el apartado 10. Desarrollo e implementación del ARV se calculará el valor del par umbral para el actuador seleccionado.

9.3 Discusión

Este apartado se discutirán las ventajas e inconvenientes de cada actuador propuesto hasta que finalmente se escoja el más adecuado a las necesidades del estudio.

Todos los actuadores de la primera línea (8.1 Modelo con pivote: Diseños basados en la modificación de la rigidez en función de la posición del pivote) siguen el mismo principio de funcionamiento: se varía la rigidez variando la longitud activa de un elemento.

El actuador consta de dos motores: uno para posicionar el brazo y otro para variar la rigidez. Este segundo motor va acoplado a un husillo de bolas que sube o baja accionado por el motor de modo que mueve al pivote ascendente o descendentemente. En este modelo la rigidez se varía cambiando la posición en la que se encuentra el pivote. Cuanto más cerca está el pivote de la base del actuador más rígido será el mecanismo. En este actuador el pivote deslizaba sobre dos resortes de hoja.

La primera modificación propuesta al diseño anterior es que en lugar de utilizar resortes de hoja para almacenar energía en caso de impacto, utilizara resortes helicoidales. De modo que se añadió una pieza rígida al mecanismo por el interior de la cual deslizaría el pivote. En caso de impacto esta pieza rígida giraría y comprimiría o elongaría cada uno de los dos resortes que apoyan en su base respectivamente (Figura 9.25).

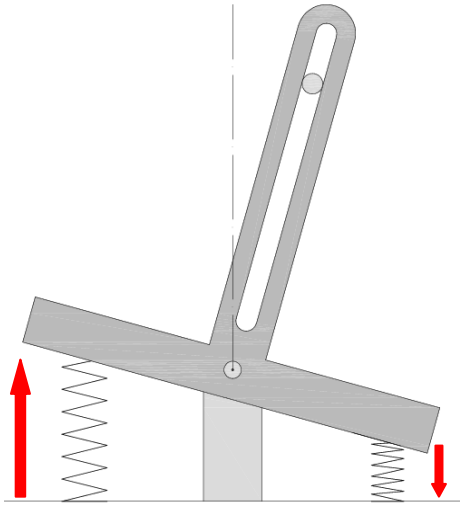


Figura 9.25 Modelo pivote con resortes helicoidales en vertical tras un impacto

El principal inconveniente de este diseño es que si el giro es demasiado grande, las dos caras del resorte no quedarían paralelas (sufrirían un alabeo) de modo que el resorte no se comprimiría si estiraría de forma totalmente vertical pudiendo aparecer el problema del pandeo ya que este tipo de resortes están destinados a trabajar con ambas caras dispuestas paralelamente. Por lo tanto se descarta este diseño.

Partiendo del mismo principio de actuación, se deciden introducir los resortes en dos guías (Figura 9.26) de modo que el problema del alabeo descrito anteriormente desaparece ya que en este caso ambas caras de los resortes si permanecen paralelamente. Se modifica la forma de la pieza que contiene al pivote de modo que se eliminan las dos aletas laterales y se sustituyen por un eslabón sujeto a dicha pieza. En caso de impacto estos eslabones son los encargados de presionar o tirar de una pieza rígida que a su vez comprime o elonga el resorte.

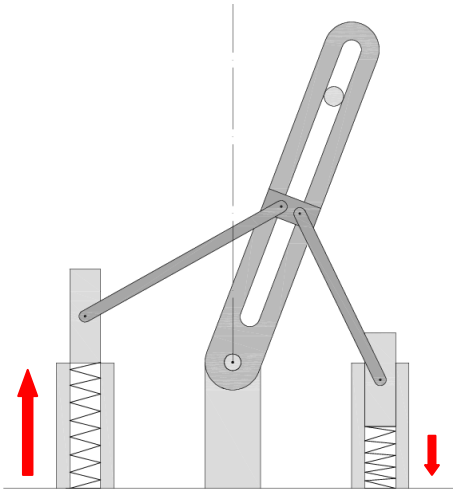


Figura 9.26 Modelo pivote con resortes en guías tras un impacto

Con este modelo desaparece el problema del alabeo pero a la hora de calcular su comportamiento matemáticamente se ve que la expresión del par y la rigidez obtenidas es muy compleja de modo que se descarta esta idea ya que uno de los requisitos del nuevo actuador es que sea un modelo sencillo de definir matemáticamente. Además el movimiento del modelo está bastante limitado a la longitud y posición del eslabón rígido.

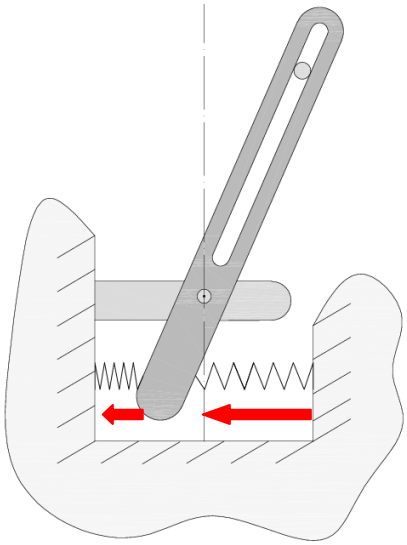


Figura 9.27 Modelo pivote con resortes helicoidales en horizontal

La siguiente idea está basada en el primer diseño (Figura 9.25). En este caso la pieza rígida que contiene al pivote se modifica de modo que las dos paletas inferiores desaparecen. Además se cambia la posición del resorte, pasa de estar en posición vertical a posición horizontal (Figura 9.27). Este modelo presenta los mismos inconvenientes que el "Modelo pivote con resortes helicoidales en vertical" ya que el resorte sigue trabajando sin las caras completamente paralelas de modo que se descarta también esta idea.

Para evitar el problema de que el resorte no trabaje con las caras paralelas pudiéndose producir pandeo o alabeo, se piensa en un nuevo diseño en el que el resorte únicamente trabaje a compresión y, además, lo haga con las caras dispuestas siempre paralelamente. Incluso se elimina un resorte por lo que se reduce el peso y la complejidad del actuador.

En el nuevo diseño, un cable se enrolla en el centro de giro del eslabón. Al otro extremo del cable se conecta una pieza rígida, tal como se muestra la Figura 9.28, de modo que en caso de impacto al girar el eslabón el cable se enrolla y comprime el resorte.

Aún obteniéndose un modelo matemático más sencillo que los anteriores, el modelo sigue sin ajustarse demasiado a las necesidades ya que sólo es válido en caso de impacto en un único sentido de modo que habría que colocar otro cable para solventar ese problema y constructivamente no se encuentra del todo viable su fabricación. De modo que se emprende una nueva línea de diseño.

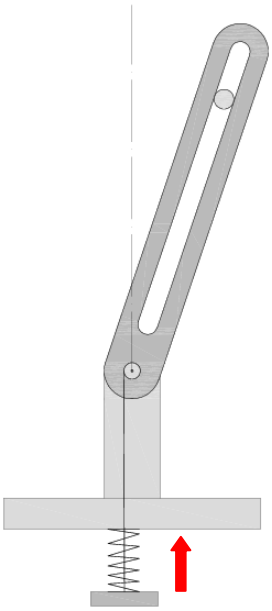


Figura 9.28 Modelo pivote con cable tras impacto

El principio de funcionamiento de la nueva línea es totalmente diferente a la anterior. En este caso, también se tienen dos motores, uno encargado de posicionar el brazo y otro encargado de modificar la rigidez.

En la nueva línea de actuadores, la rigidez se modifica variado el ángulo de inclinación de unas palancas entre las cuales se coloca el resorte. Para ello, el motor encargado de variar la rigidez actúa sobre dichas palancas. En motor encargado de variar la posición va conectado a la polea.

En el primer diseño de esta nueva línea, el motor encargado de variar la rigidez actúa sobre un cable que une o separa las dos palancas modificando así el ángulo que forman con la horizontal y, por tanto, la rigidez del actuador ya que para un mismo giro de polea la deformación del resorte que une los dos rodillos depende del ángulo de las palancas.

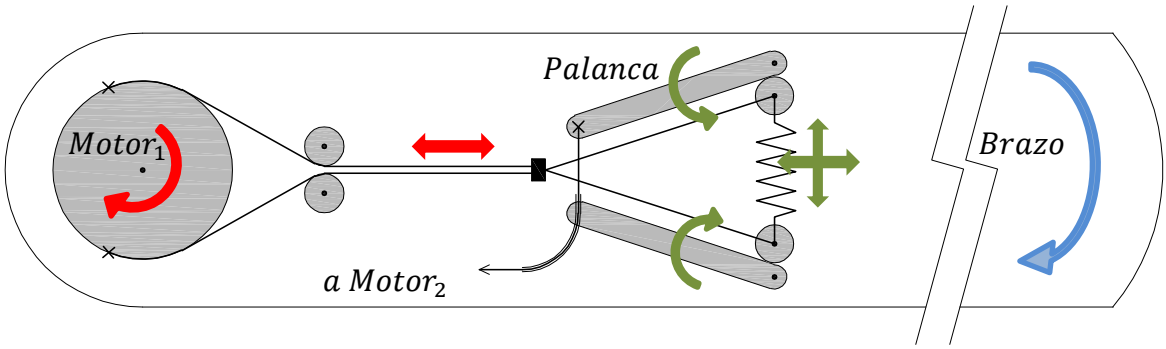


Figura 9.29 Actuador de rigidez variable de palancas y tirantes

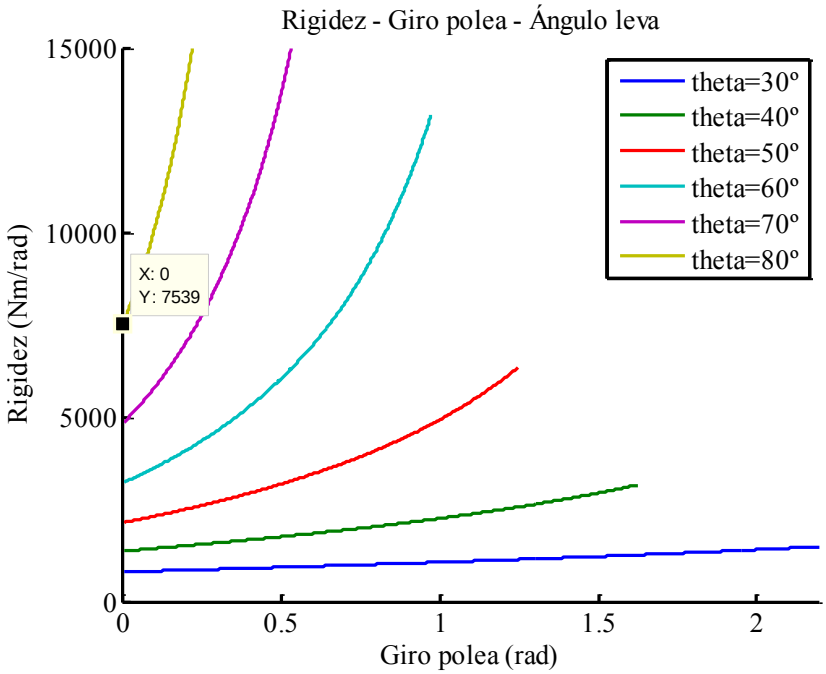
Una vez definido matemáticamente este diseño se implementan dichas expresiones matemáticas en MatLab y se estudia su comportamiento. Finalmente, se saca como conclusión que el par y la rigidez del ARV dependen de la inclinación de las placas, la posición inicial de los tirantes, el radio de la polea y la constante elástica del resorte. Como se quiere conseguir un amplio rango de rigidez (desde 0 hasta infinito a ser posible) se deben combinar estas variables para conseguir un resultado óptimo.

- La inclinación de las placas no es un factor limitante ya que podrían abarcar un ángulo de 90º. Siendo 0º el ángulo de rigidez mínima y 90º el ángulo de rigidez máxima (Gráfica 9.2).

- Cuanto mayor sea el ángulo inicial de los tirantes menor es la rigidez. Como se quiere conseguir una rigidez elevada, este ángulo ha de ser lo más pequeño posible (Gráfica 9.4).

- El radio de la polea si es un factor bastante limitante, ya que el nuevo ARV debe ser de dimensiones lo más reducidas posibles para ahorrar espacio y peso. A mayor tamaño de la polea la rigidez aumenta. Se van a considerar valores de radio de polea entre 5 - 7 cm (Gráfica 9.8).

- La constante elástica del resorte es un factor muy influyente. A mayor constante elástica, mayor rigidez. Hay que utilizar un resorte con una constante elástica elevada pero que no sea de dimensiones muy grandes (Gráfica 9.6).

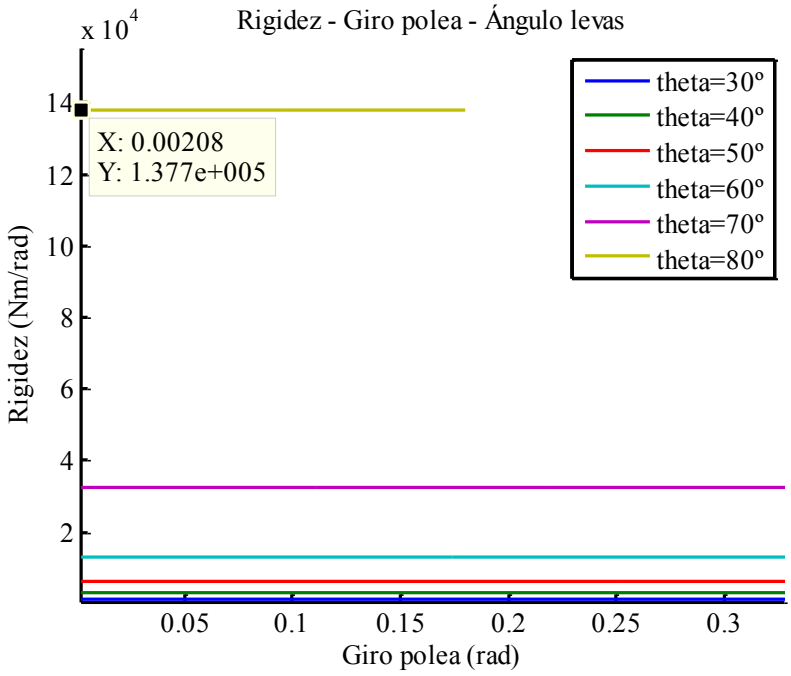


Gráfica 9.16 Rango de rigidez para el modelo de dos paletas con tirantes

Para un resorte de 218,5 kN/m y para una variación en el ángulo de las palancas de 0 a 80 grados se puede obtener u rango de rigidez de 0 - 7539 Nm/rad. Con esta línea de actuadores se puede conseguir una rigidez infinita si la configuración de las palancas es de 90º. Este modelo se ajusta bastante bien a las necesidades requeridas de modo que a partir de aquí se buscan posibles mejoras con el mismo principio de funcionamiento.

A continuación se considera la posibilidad de que en lugar de que sean unos tirantes los que tiren del rodillo en caso de impacto lo realice una pieza rígida (Figura 8.7). Tras describir el modelo matemáticamente se estudia su comportamiento con la herramienta matemática MatLab. En este caso se obtiene un rango de rigidez de 0 - 140000 Nm/rad (Gráfica 9.17).

Como se puede apreciar para un mismo resorte y radio de la polea, con este último modelo se puede obtener dieciocho veces más de rigidez que con el modelo anterior.

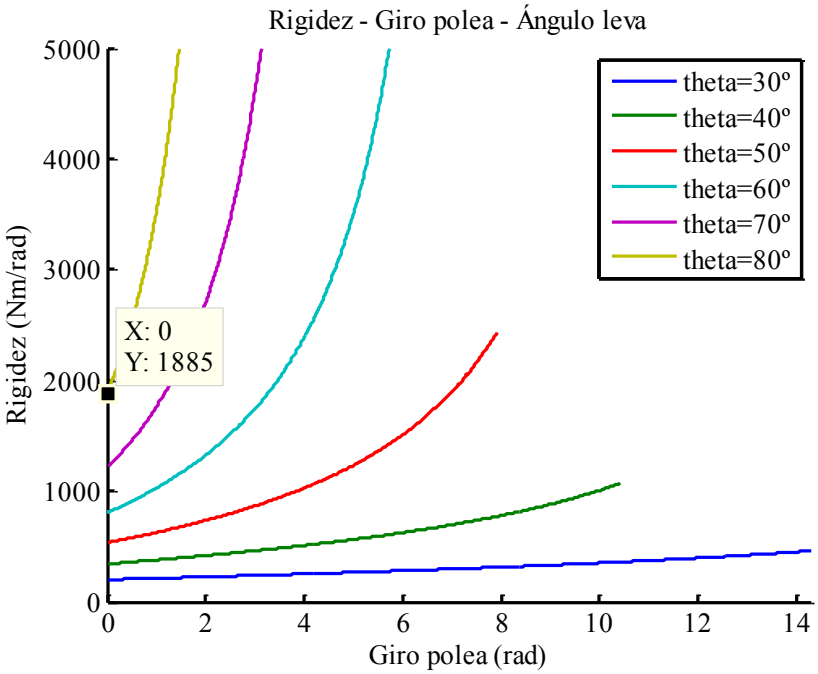


Gráfica 9.17 Rango de rigidez para el modelo rígido

Aunque con este modelo se consigue una rigidez elevada se decide descartarlo ya que constructivamente no se ve viable la posibilidad de fabricar el ARV fácilmente ya que el eslabón rígido que une las dos poleas (por el interior del resorte) tendría que achicarse y agrandarse conforme fuera girando la polea (Figura 9.11). Por tanto, se vuelve a tomar como referencia el modelo de los tirantes.

La primera siguiente modificación propuesta es sustituir las dos paletas por una sola para ahorrar peso y espacio. Además el resorte se introduce en un carro que se mueve hacia la polea por unas guías cuando ésta gira, comprimiendo de este modo el resorte (Figura 8.8). Por el interior del resorte va un elemento rígido deslizante. El rango de rigidez obtenido para este modelo, 0 - 1885 Nm/rad, como se muestra en la Gráfica 9.18.

Como se puede apreciar (Gráfica 9.18), la rigidez obtenida en este caso es muy baja en comparación con los anteriores modelos. Además este diseño presenta el inconveniente de que cuando el resorte está completamente comprimido se necesita mucho espacio de fondo para que deslice la pieza rígida del interior del mismo de modo que este modelo de desecha y se buscan nuevas alternativas.



Gráfica 9.18 Rango de rigidez modelo palanca y resorte en carro deslizante

En el nuevo modelo propuesto, se elimina el carro deslizante. El resorte se fija a la base del actuador de modo que al girar la polea el tirante tirará de él y elongará el resorte que en este caso trabaja a tracción (Figura 9.30).

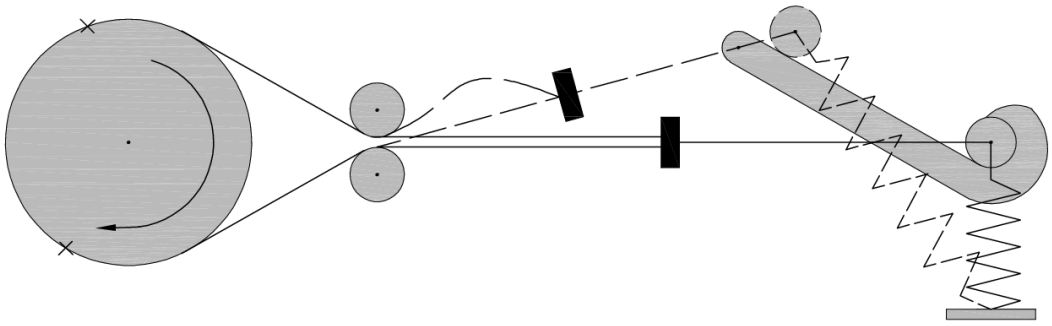


Figura 9.30 Principio de funcionamiento de ARV de resorte a tracción. En discontinuo: después de recibir un impacto

El inconveniente de este modelo es que no se ha encontrado un resorte de tracción con constante elástica lo suficientemente elevada para conseguir la rigidez requerida de modo que se pensó en colocar un resorte de compresión trabajando a tracción. Los resortes de compresión son relativamente largos por lo que las dimensiones del actuador aumentaban de modo que se propuso utilizar el mismo modelo colocando el resorte en horizontal.

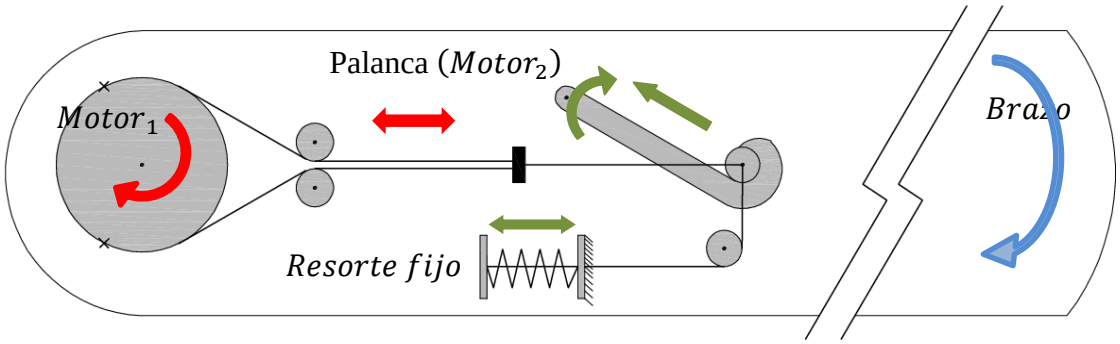
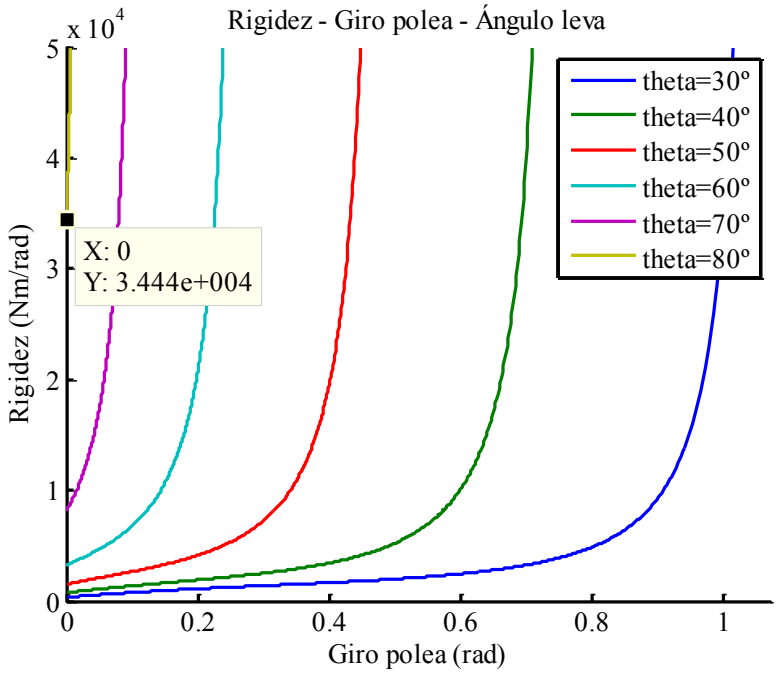


Figura 9.31 Actuador de rigidez variable con palanca y resorte a compresión

En este caso el resorte no va directamente conectado al rodillo sino que se conecta a éste mediante un cable. De este modo cuando la polea gire el cable tirará del rodillo que deslizará por la palanca. A su vez, al deslizar el rodillo tira del cable sujeto al extremo del resorte de modo que se comprimirá. Una vez definido mediante su modelo matemático (que coincide con el del resorte a tracción) se estudia su comportamiento.



Gráfica 9.19 Rango de rigidez para el modelo de resorte fijo a compresión

Se puede comprobar que con este modelo para un mismo resorte y ángulo de palanca, la rigidez es mayor. Se obtiene un rango de rigidez de 0 a 34440 Nm/rad (considerando un ángulo de 80º pero como se ha visto la rigidez puede llegar a ser infinita).

De modo que el modelo seleccionado para el nuevo ARV es el anterior debido a:

- Rango de rigidez aceptable ya que se quería conseguir un rango de rigidez de 0 a aproximadamente 10000 Nm/rad y se ha conseguido que el nuevo actuador pueda tomar la configuración de completamente rígido.
- Modelo sencillo constructivamente.
- Modelo sencillo matemáticamente.

A partir de aquí, se calculan y seleccionan los componentes del nuevo prototipo de ARV basado en el modelo anterior.

10. *Desarrollo e implementación del ARV*

10.1 Diseño de detalle. Modelo CAD.

Como se ha visto en el apartado anterior el diseño seleccionado es ``Idea 10: Una palanca con resorte fijo a compresión´´ cuyo dibujo esquemático es el correspondiente a la Figura 10.1.

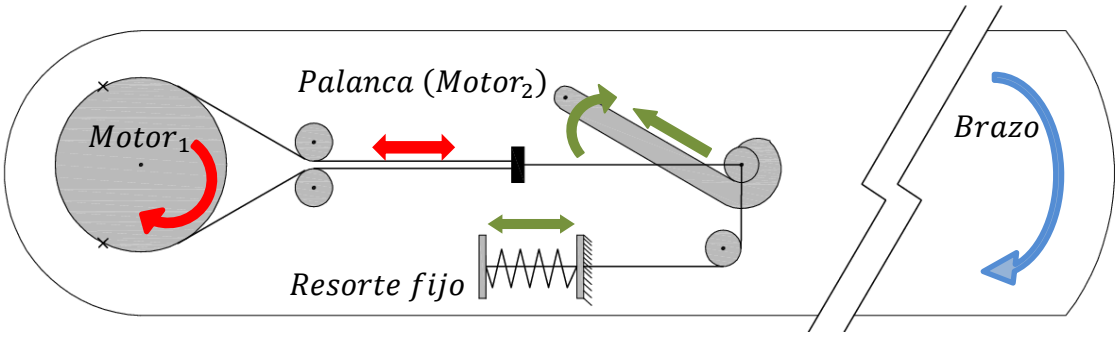


Figura 10.1 Boceto conceptual del ARV seleccionado

El siguiente paso es el diseño de detalle en el que hay que indicar cada uno de los elementos necesarios para poder definir completamente el actuador de rigidez variable de modo que se puedan realizar los planos de fabricación del prototipo. Además da una idea aproximada de las dimensiones finales del actuador.

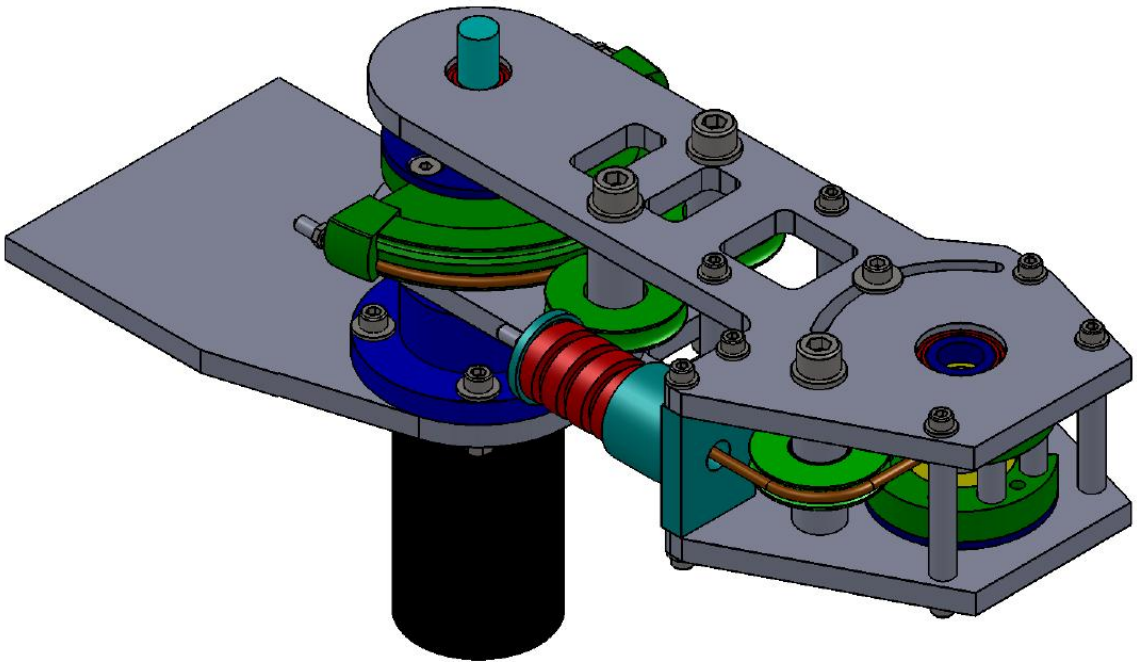


Figura 10.2 Prototipo CAD del Actuador de Rigidez Variable

Como se ha visto con anterioridad no se necesita un largo recorrido de compresión del resorte lo que implica que el giro de la polea no es elevado de modo que no es necesario que la polea sea una circunferencia completa. La primera modificación propuesta es, por tanto, reducir la polea a la mitad de modo que abarque un ángulo de 180º en lugar de 360º.

Se decide que el radio de la polea mayor será de 7 cm ya que no es demasiado grande y el actuador proporciona un amplio rango de rigidez (Gráfica 9.19). Además hay que colocar un mecanismo de pretensión de los cables (uno a cada lado de la polea grande y otro en la base de fijación del resorte). Este mecanismo de pretensión es el mismo que se utiliza en los tensores de cables de freno de las motocicletas.

La realización del prototipo CAD ha sido útil para determinar los cojinetes, rodamientos, tornillos y demás elementos necesarios a la hora de fabricar el prototipo. Las dos placas van conectadas el eje principal que a su vez está conectado al motor encargado de variar la posición. La fuerza del motor se transmite al eje y a las placas a través de chavetas. En el eje principal hay cuatro rodamientos: dos de ellos en cada una de las placas y los otros dos en la base del eje que son los que sirven de apoyo.

La polea consta de dos ranuras por las que van cada uno de los cables que pasan por las poleas pequeñas, sujetas a las placas mediante un bulón. En los diseños conceptuales se ha considerado que los dos cables salían de las poleas paralelos y contenidos en el mismo plano, en cambio, por razones constructivas, los cables se sitúan uno por encima del otro.

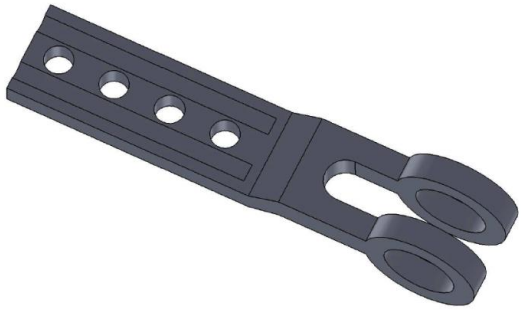


Figura 10.3 Pieza de sujeción de los cables

Por lo tanto, tampoco las poleas pequeñas están contenidas en el mismo plano. A continuación, ambos cables se juntan en la pieza destinada a ello (Figura 10.3) y se fijan mediante una plaquita (Figura 10.4).

La pieza de sujeción de los cables a su vez se une al bulón que une los dos rodillos que deslizan sobre las palancas. En el centro de dicho bulón hay un orificio por el que pasa el cable encargado de comprimir el resorte.

En la figura Figura 10.4 viene representada la disposición de los distintos elementos principales en el interior del actuador.

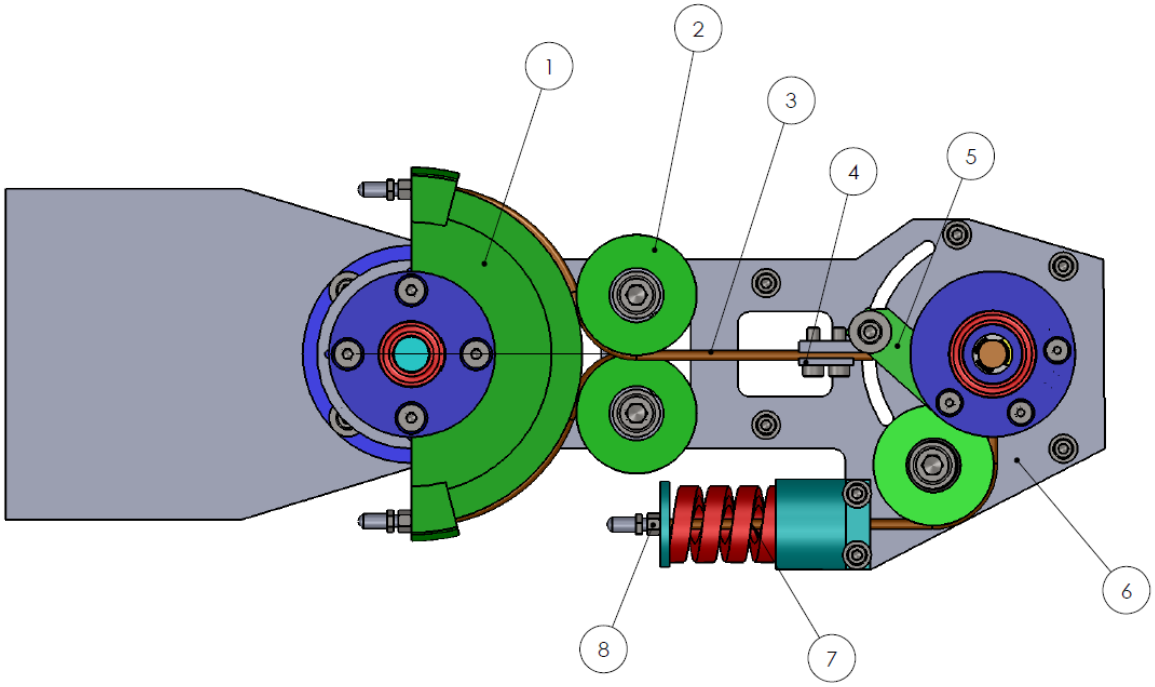


Figura 10.4 Disposición de los distintos elementos del actuador

En la Figura 10.4:

- 1: Polea principal.
- 2: Poleas que alinean los cables.
- 3: Cable.
- 4: Placa fijación cables.
- 5: Palanca.
- 6: Placa base.
- 7: Resorte.
- 8: Tensor cable.

Como se muestra en la Figura 10.2 se decide emplear dos placas en lugar de una ya que de este modo se evita que se produzcan flexiones y que el actuador pierda rigidez. Si hubiera una sola placa se podría producir un par no deseado en el eje principal. Por lo tanto, se utilizan dos placas para conseguir un actuador más rígido.

En la misma figura, se distingue una cazoleta de color azul que une el eje principal al motor. Esta pieza es la encargada de que en caso de que se produzca un par en el eje, éste no se transmita a la reductora si no que los esfuerzos vayan a la bancada.

El paso final es diseñar el acople que une el motor encargado de variar la rigidez a las palancas. La salida de la reductora de dicho motor se une mediante una chaveta a una pieza rígida que a su vez está unida rígidamente al centro de giro de las palancas. De este modo, cuando se acciona el motor, actúa sobre el centro de giro de la palanca inferior produciendo de este modo la variación de inclinación de las palancas.

Por lo tanto, el ARV finalmente tendrá la apariencia final que se muestra en la Figura 10.5.

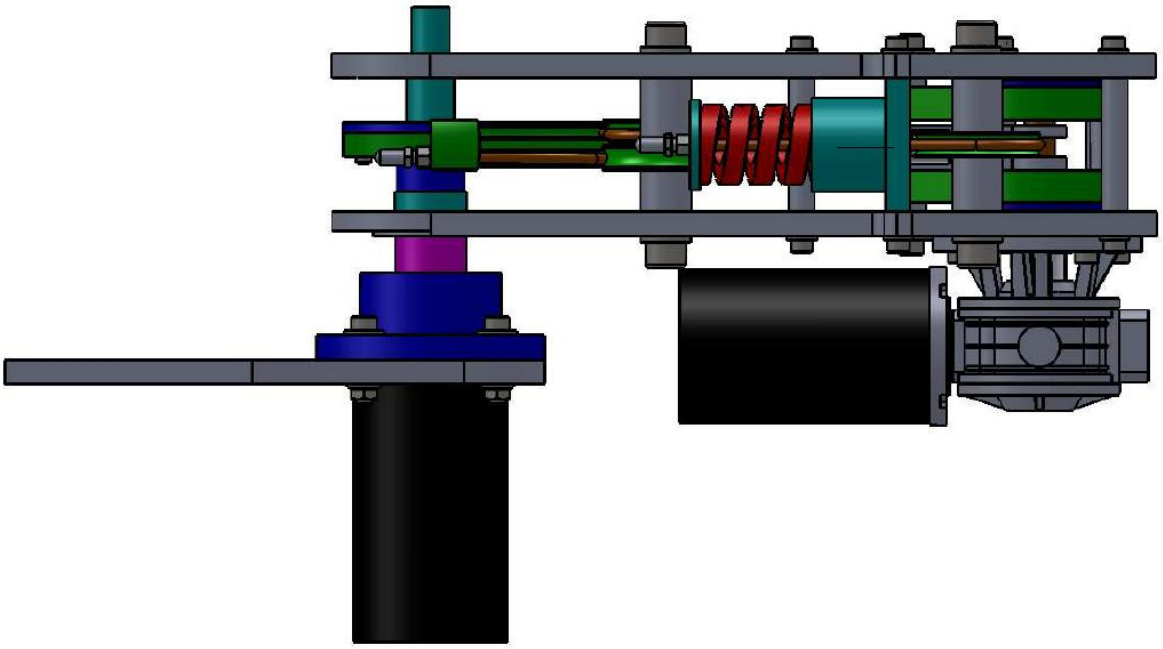


Figura 10.5 Prototipo CAD del nuevo Actuador de Rigidez Variable (vista perfil)

El motor encargado de variar la rigidez se podría colocar en cualquier dirección facilitando así el uso del actuador en diferentes aplicaciones.

10.2 Selección de componentes

En este apartado se indican los diferentes componentes seleccionados para el Prototipo del nuevo Actuador de Rigidez Variable. Todo el proceso de cálculo se incluye en el Anejo A.

10.2.1 Rodamientos

Tras seguir el procedimiento de cálculo descrito en ``Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática [19]:, se ha llegado a la conclusión que los rodamientos necesarios en el nuevo actuador son los siguientes:

- Rodamientos de la palanca:

La fuerza máxima que soportan los rodamientos de la palanca es 4286 Nm (dato obtenido a partir de las ecuaciones matemáticas que describen el modelo) y es en la dirección radial (fuerza máxima que soporta el cable). A partir de los datos anteriores se obtiene que los rodamiento necesarios deben tener como mínimo un coeficiente de carga estática C_0 de 2,143 kN, de modo que el rodamiento seleccionado es el SKF 61805 que tiene una capacidad de carga estática de 2,6 kN.

Tabla 10.1 Tabla identificativa del rodamiento SKF 61805

d	D	B	C	C_0
mm			kN	
25	37	7	4,36	2,6

Donde:

- d: diámetro interior del rodamiento.
- D: diámetro exterior del rodamiento.
- B: ancho del rodamiento.
- C: capacidad de carga dinámica (no necesaria en este caso).
- C_0: capacidad de carga estática.

- Rodamientos eje principal:

En el eje principal hay cuatro rodamientos, dos en el punto de giro de las placas y otros dos que sirven de apoyo al eje principal.

Tras calcular la capacidad estática mínima necesaria para los rodamientos que sirven de apoyo se obtiene un valor 3,413 kN. Por tanto se utilizarán dos rodamientos SKF 61905.

Tabla 10.2 Tabla identificativa del rodamiento SKF 61905

d	D	B	C	C_0
mm			kN	
25	42	9	7,02	4,3

Los rodamientos superiores soportan menos carga de modo que requerirán una capacidad de carga estática menor, en este caso, de 2,517 kN. Se utilizarán rodamientos SKF 61805 (Tabla 10.1).

10.2.2 Cojinetes de fricción

Para el cálculo de los cojinetes de fricción se realiza el procedimiento de cálculo descrito en ``6.2 Cojinetes de fricción´´. Hay que seleccionar el cojinete dependiendo del diámetro del eje donde deba de ir colocado y a continuación comprobar que no se sobrepasa la presión superficial estática máxima.

- Cojinete subconjunto 4: polea - guía.

  La guía tiene un diámetro de 20 mm por lo que el diámetro del cojinete ha de ser también de 20 mm. Además debe ser igual de ancho que la polea que es de 10 mm. Por lo tanto se selecciona un cojinete Iglidur GSM 2023_10.

- Cojinetes subconjunto 6: tirante-rueda.

  El subconjunto 6 tiene dos tipos de cojinetes de fricción: ambos tienen el diámetro del bulón pero el ancho de ellos es diferente por razones constructivas. Se utilizan dos cojinetes Iglidur GSM 1214-10 (de diámetro 12 mm y anchura 10 mm) y dos cojinetes Iglidur GSM 1214-05 (de 12 mm diámetro y 5 mm de ancho).

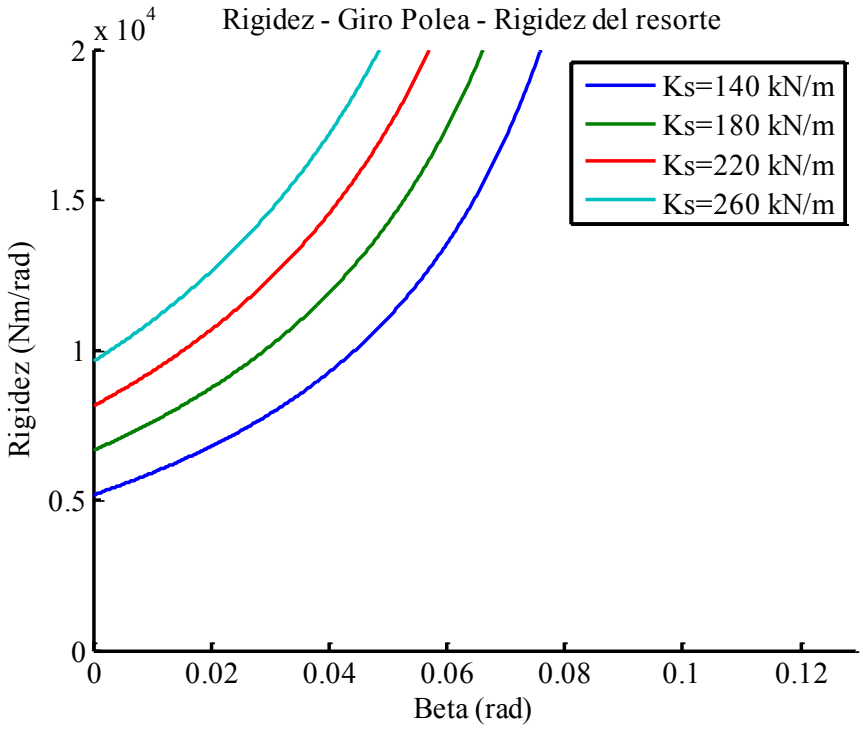
  Como son cojinetes de fricción Iglidur de tipo G la presión superficial estática máxima es 80 MPa. Tras realizar el cálculo para comprobar dicha condición (Anejo A) se comprueba que dichos cojinetes cumplen la condición y por lo tanto es posible su utilización.

$$\frac{F}{S_p} = \frac{F}{D \cdot L} < P_{max}$$

10.2.3 Resorte

En el apartado ``6.3 Resortes [21]´´ se explicó el método de diseño de un resorte. En ese caso no se ha diseñado el resorte sino que se utiliza uno ya existente en el mercado. Una de las exigencias del ARV que se quiere diseñar es que tenga un gran rango de rigidez, desde una rigidez muy baja hasta una rigidez infinita.

Para seleccionar el resorte se tiene en la Gráfica 10.1 en la que se muestra el valor de rigidez del ARV para varios resortes y un ángulo de inclinación de las palancas de 70º.

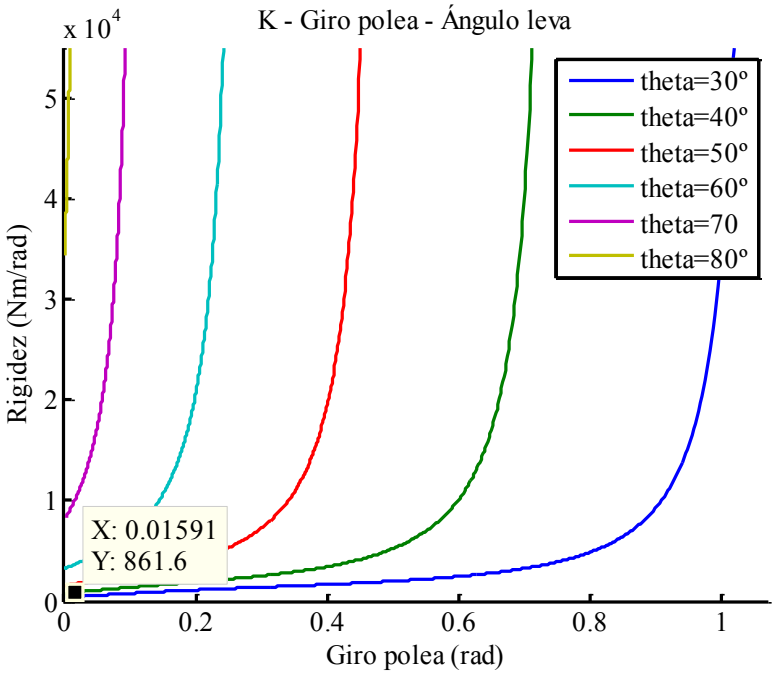


Gráfica 10.1 Valor de la rigidez para distintos resortes y un ángulo de inclinación de las palancas de 70º

Se necesita un resorte que proporcione una gran rigidez pero sin que sus dimensiones sean demasiado elevadas. Se busca una rigidez de aproximadamente 10000 Nm para dicho ángulo, por lo que se necesita un resorte de una constante elástica del orden de los 200 - 300 kN/m. Se ha seleccionado el modelo 700286 de la casa muellestock que tiene las siguientes características:

- Diámetro exterior: 32 mm.
- Diámetro interior: 16 mm.
- Diámetro del hilo: 7,3 mm.
- Longitud del resorte: 64,60 mm.
- Constante elástica: 218,5 kN/m.

Con el resorte seleccionado se puede conseguir un rango de rigidez de 0 a 30000 Nm/rad tal variando el ángulo de las palancas entre 0 - 80º tal y como muestra la Gráfica 10.2. Con una configuración de 90º de la palanca se consigue un actuador totalmente rígido.



Gráfica 10.2 Rango de rigidez para el ARV

En realidad en rango de rigidez no comenzaría en 0 Nm/rad ya que hay que vencer la rigidez umbral del mecanismo.

10.2.4 Cables

Se decide utilizar un cable de uso general de 6x7 +1, es decir, con seis cordones de siete alambres cada uno y con alma de fibra. Para su cálculo se considera que la tensión máxima que van a soportar los cables es de 4286 N, correspondientes a un par de pico máximo de 300 Nm que es el valor máximo que puede soportar la reductora.

Con los datos anteriores y, tras realizar los cálculos pertinentes (Anejo A), se obtiene que el diámetro que debe tener el cable para soportar los esfuerzos a los que va a estar sometido es de 4 mm.

10.2.5 Tornillo sin fin (variador rigidez)

- Determinar el factor de servicio f_s. El factor de servicio se obtiene según la Tabla 6.6.

El factor de servicio depende del número de arranques por hora, el número de horas de funcionamiento al día y la naturaleza del servicio. En este caso el motor que acciona el tornillo sin fin no va a estar trabajando continuamente sino que lo hará en ocasiones puntuales y para cargas de naturaleza ligera (giro de las palancas) por lo que el factor de servicio fs = 1.

- ¿Qué tipo de motorreductor se necesita?

Es necesario que el motorreductor sea irreversible, es decir, que la carga sea retenida en la posición del motorreductor, aún en ausencia de corriente eléctrica. Una vez que el motorreductor coloque la palanca en la posición adecuada, éste ya dejará de ejercer fuerza por lo que se ahorrará energía.

Se va a seleccionar el motorreductor de la casa Bonfiglioli Riduttori ya que tienen motorreductores de tornillo sin fin con amplio rango de potencias y algunos con características de irreversibilidad.

Como no se desea ni reversibilidad estática ni dinámica hay que seleccionar un motorreductor correspondiente a la última fila de la Tabla 10.3.

- Calcular la potencia requerida en el eje de entrada del reductor.

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d}$$

Tabla 10.3 Grados de irreversibilidad para distintos motorreductores de tornillo sin fin

		VF				W			
Reversibilidad estática *Static reversing* Statische Reversierbarkeit *Rèversibilité statique*	Reversibilidad dinámica *Dynamic reversing* Dynamische Reversierbarkeit *Réversibilité dynamique*	27	30	44	49	63	75	86	110
yes	**yes**	-	-	7	7	7	7	7	7
yes	**yes**	7 10	7 10	10 14	10 14	10 12 15	10 15	10 15 20 23	10 15 20 23
incierta *uncertain* unsicher *incertaine*	**yes**	15 20 30	15 20 30	20 28 35	18 24 28 36	19 24 30 38	20 25 30 40	30 40 46 56	30 40 46 56
no	baja *low* leicht *mauvaise*	40 60	40 60	46 60 70	45 60 70	45 64 80	50 60 80	64 80 100	64 80 100
no	**no**	70	70	100	80 100	100	100	-	-

El primer paso es calcular el par máximo solicitado por el ARV para poder girar la palanca. Para obtener ese valor de par máximo que soporta el ARV se considera que el rodillo no va soportar más esfuerzo que el que pueda generar el par pico que puede soportar la reductora, en este caso, 75 Nm. A partir del valor anterior hay que calcular la fuerza que el rodillo ejerce sobre la palanca para determinar así el par necesario en el motor de accionamiento de la palanca.

Tras realizar los cálculos pertinentes se obtiene que el motor debe proporcionar un par mínimo de 8 Nm y, por tanto, una potencia de 0,036 kW. Por lo tanto, el motor seleccionado es VF 27_70 BN27A4 que cuenta con una potencia de 0,04 kW y proporciona un par de 9 Nm. Las dimensiones de dicho motorreductor se recogen en la Figura 10.6.

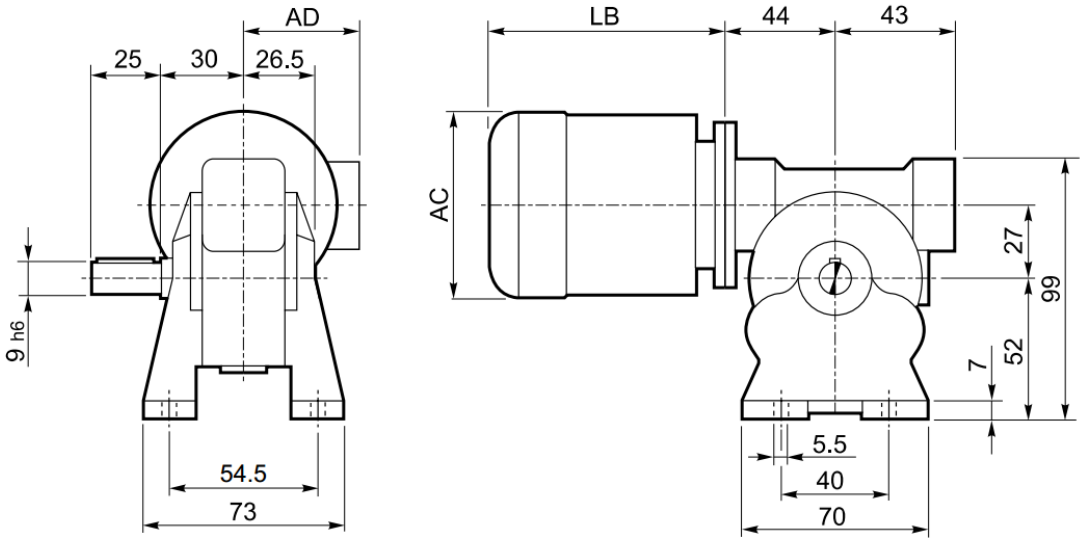


Figura 10.6 Dimensiones del motorreductor

10.2.6 Motor/reductora eje principal

Para la selección del motor se han implementado las expresiones de la sección ``6.6 Motor/ Reductora´´ en una hoja de cálculo. Se ha considerado:

- Longitud del brazo robótico: 0,7 m.
- Masa del brazo robótico: 3 kg.
- La reductora es de 100:1.
- La velocidad máxima que alcanza el actuador es de 2 m/s en 1 s.

Se ha elegido un motor con una inercia en el rotor de 536 gcm^2 y una reductora de inercia 105 gcm^2. El par motor máximo a la salida de la reductora es:

$$Par = Par_{nominal} \cdot Reducción \cdot Ef_{reductora}$$

$$Par = 0{,}405\ Nm \cdot 100 \cdot 0{,}7 = 28{,}4\ Nm$$

Con el dato anterior se debe calcular la carga que el actuador es capaz de mover de acuerdo con las especificaciones de aceleración anteriormente señaladas.

En la Tabla 10.5 vienen marcados los valores de partida (rosa) y lo cálculos realizados hasta llegar al par motor máximo.

Tabla 10.5 Cálculo del par motor

	ARV
Longitud brazo (m)	0,7
Masa brazo (kg)	3
Masa carga (kg)	1,8
Inercia reflejada brazo (kg)	1,00
Inercia carga+brazo (kg m2)	1,37

N1	100
N2	1
Reducción	100
Inercia carga vista (kg m2)	1,37E-04
Inercia Rotor (kg m2)	5,36E-05
Inercia Reductora (kg m2)	1,05E-05
Inecia Rotor+Reductora (kg m2)	6,41E-05
Inertia Rotor+Red. eq. (kg m2)	6,41E-01
Inercia Total eje motor(kg m2)	2,01E-04

v1 (m/s)	0
V2 (m/s)	2
t	1
v1 (rad/s)	0
V2 (rad/s)	2,86
acc (rad/s2)	2,86
acc rotor(rad/s2)	285,71

Torque acc. en rotor (Nm)	5,75E-02
Torque acc. en carga (Nm)	5,75E+00
Torque Load en rotor (Nm)	2,27E-01
Torque Load en carga (Nm)	22,6611
Total Torque en rotor (Nm)	2,84E-01
Total Torque en carga (Nm)	2,84E+01

Como se acaba de comprobar la carga máxima que puede mover el motor con la aceleración especificada es de 1,8 kg. El par motor cuando no hay ninguna carga es de 13,5 Nm.

10.3 Caracterización y especificaciones del prototipo

10.3.1 Par umbral y curvas características del ARV

En el apartado 9.2.4 Par umbral se explicó en qué consistía el par umbral y cómo es el comportamiento del actuador dependiendo del valor del par exterior. El siguiente paso es calcular el valor de dicho par umbral. Para ello, a los dos cables que están unidos a la polea se les da una precarga inicial de 500 N cada uno. Según las expresiones anteriores del apartado 9.2.4, cuando comienza a girar la polea y, se vence el par umbral, uno de los cables pasará a soportar una carga de 1000 N (la suma de las precargas iniciales de cada cable) mientras que el otro no soportará ninguna carga. De modo que el alargamiento del cable será el correspondiente a 500 N (1000 N menos los 500 N de precarga iniciales).

De modo que la rigidez inicial del ARV es la rigidez del cable (calculada en 9.2.2) más la rigidez de la reductora que al estar conectados en serie la rigidez equivalente será:

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{K_{cable}} + \frac{1}{K_{reductora}} \rightarrow \frac{1}{K_i} = \frac{1}{1{,}9 \cdot 10^4\ {}^{Nm}/_{rad}} + \frac{1}{2 \cdot 10^4\ {}^{Nm}/_{rad}} \rightarrow$$

$$K_i = 10^4\ {}^{Nm}/_{rad}$$

La rigidez anterior es la pendiente de la recta que relaciona el par umbral del actuador con el giro de la polea de modo que:

$$T = K_i \cdot \beta = 10^4 \cdot \beta$$

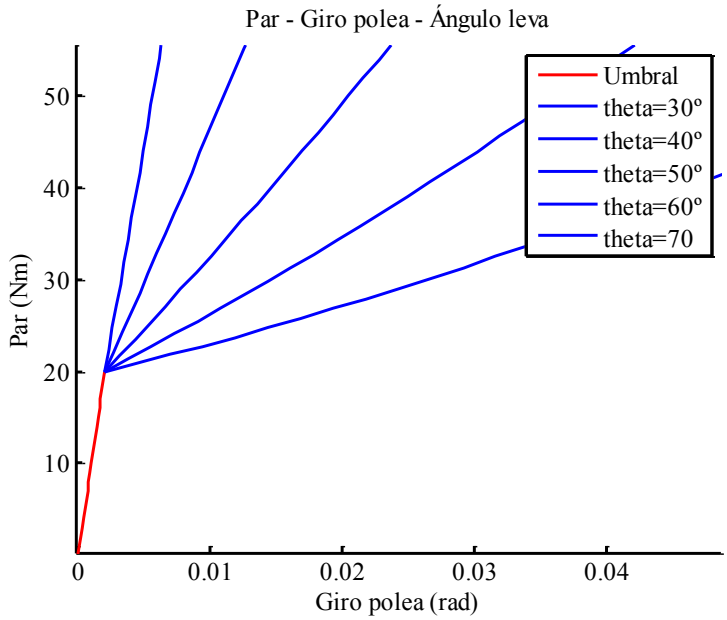
Para poder representar la gráfica anterior se debe conocer el ángulo que gira la polea antes de que el ARV comience a actuar. El ángulo necesario se calcula a partir de la precarga del cable y mediante la fórmula del alargamiento elástico del cable vista en el apartado 6.4.2. El cálculo se muestra a continuación.

$$Area = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (4\ mm)^2}{4} = 4\pi\ mm^2$$

$$A = \frac{F \cdot L}{E \cdot Area} = \frac{500\ N \cdot 200\ mm}{63000\ {}^{N}/_{mm^2} \cdot 4\pi\ mm^2} = 0{,}126\ mm = Alargamiento\ total$$

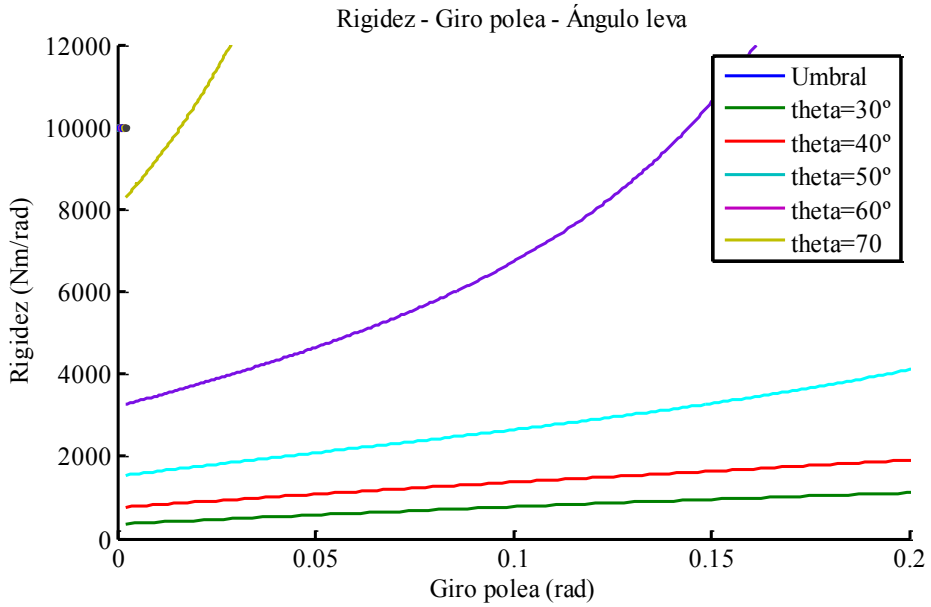
Una vez conocido el alargamiento total del cable se debe saber a qué giro de polea corresponde ese alargamiento:

$$A = r \cdot \theta \rightarrow \theta = \frac{0{,}126 \cdot 10^{-3}\ m}{0{,}07\ m} = 2 \cdot 10^{-3}\ rad = 0{,}11°$$



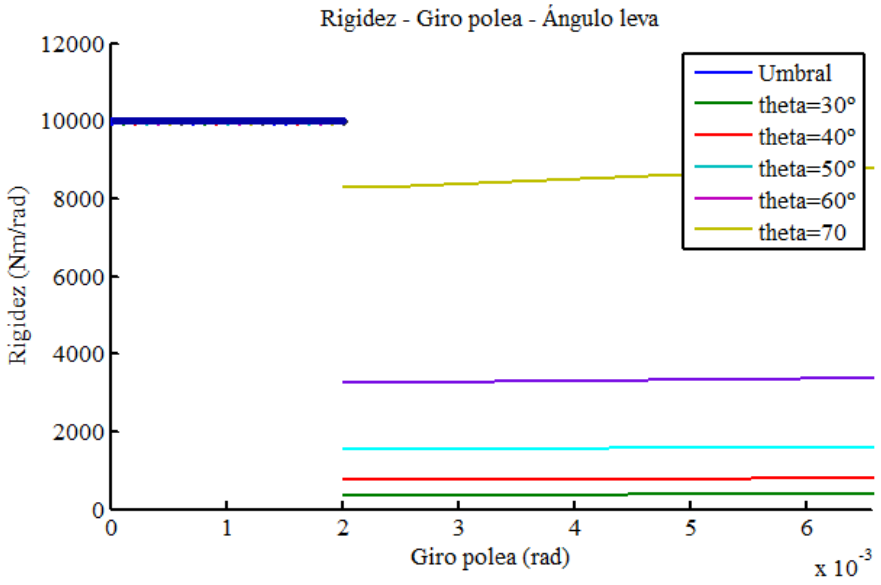
Gráfica 10.3 Par del ARV teniendo en cuenta el par umbral

Como se puede apreciar en la gráfica Gráfica 10.3, inicialmente el par crece linealmente (línea roja) y cuando llega al valor de 20 N ya depende del ángulo de inclinación de las palancas (líneas azules). La rigidez del ARV teniendo en cuenta este valor inicial de par se obtiene derivando la gráfica anterior y se muestra en la Gráfica 10.4.



Gráfica 10.4 Rigidez del ARV teniendo en cuenta el umbral

En la Gráfica 10.4 apenas se aprecia el valor se la rigidez umbral (10000 Nm/rad) por lo que se opta por agrandar dicha zona de la gráfica de modo que se obtiene la Gráfica 10.5.



Gráfica 10.5 Zoom rigidez umbral ARV

Una vez que se ha sobrepasado el par umbral, la rigidez equivalente del ARV será la suma de los tres resortes en serie, es decir, la suma de la rigidez de la reductora, el cable y el resorte. La rigidez de los demás elementos del mecanismo (eje principal, palancas, cable del resorte, etc) se desprecia.

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{K_{cable}} + \frac{1}{K_{reductora}} + \frac{1}{K_{resorte}}$$

$$K_{resorte} = K_{Lres} \cdot r^2 = 218000 \cdot 0{,}07^2 = 1068{,}2 \ {}^{Nm}/_{rad}$$

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{1{,}9 \cdot 10^4 \ {}^{Nm}/_{rad}} + \frac{1}{2 \cdot 10^4 \ {}^{Nm}/_{rad}} + \frac{1}{1068{,}2 \ {}^{Nm}/_{rad}} \rightarrow K_i = 10^3 \ Nm/rad$$

10.3.2 Especificaciones generales del nuevo Actuador de Rigidez Variable

Una vez elaborado el diseño CAD del nuevo actuador se rigidez variable, se han elaborado los planos de fabricación (ver Anejo B). A continuación se presentan las especificaciones generales del ARV y fotografías del prototipo fabricado.

Tabla 10.6 Especificaciones generales del nuevo ARV

CARACTERÍSTICA	VALOR
Par Nominal (Nm)	$0{,}4 \cdot 100 = 40$
Desviación angular máxima (°)	54
Rango de rigidez	≈ 0 --- totalmente rígido
Dimensiones: Largo x ancho (m)	0,29 x 0,15
Masa (kg)	4,8 kg

En el apartado ``7. Aspectos de diseño y Requisitos´´ se indicaron las características generales que se iban buscando. Como se puede comprobar todas las características de la

Tabla 10.6 están dentro de los rangos propuestos:

- El par nominal es de 40 Nm y, por lo tanto, dentro del rango de 20 - 100 Nm.
- La desviación angular máxima es de 54º y, por tanto, dentro del rango de 0-60º.
- El rango de rigidez se ha superado ya que se ha conseguido un actuador que puede adoptar una configuración totalmente rígida.
- La masa del actuador está casi en el límite del rango propuesto (3-5 kg). No se han podido reducir las dimensiones y, por tanto, el peso ya que entonces no era posible conseguir un amplio rango de rigidez (radio de la polea y resorte).

Por lo tanto, se puede concluir que se ha conseguido un actuador con las características generales requeridas y por tanto que cumple con los requisitos iniciales.

Las imágenes siguientes muestran una comparativa entre el modelo CAD y el aspecto que tiene el nuevo actuador diseñado tras su fabricación.

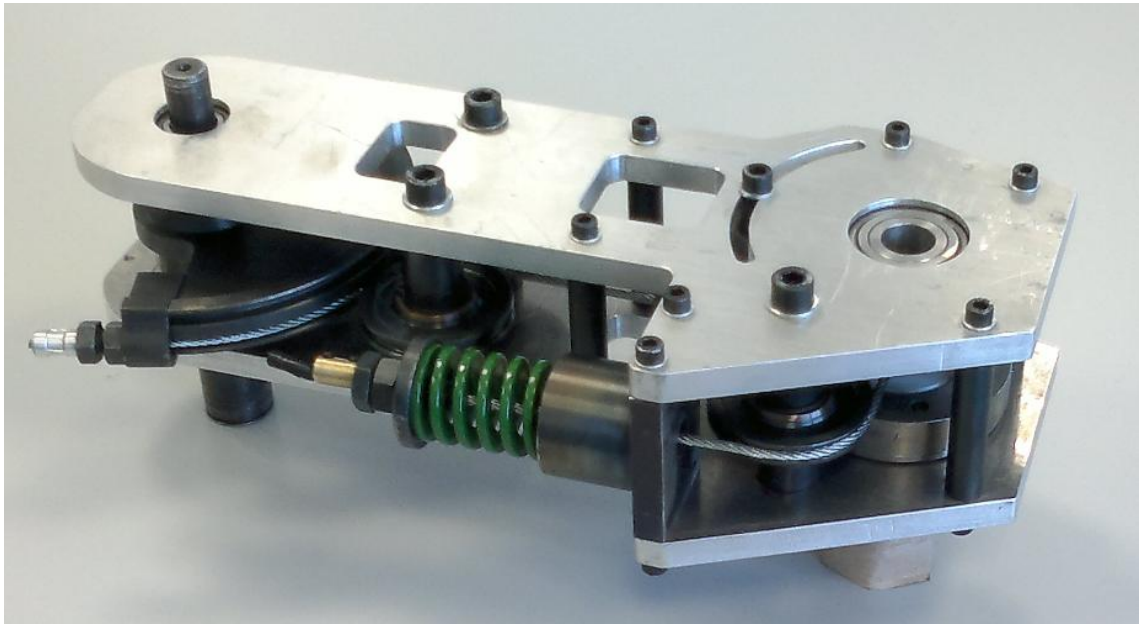


Figura 10.7 Prototipo del nuevo Actuador de Rigidez Variable sin motores.

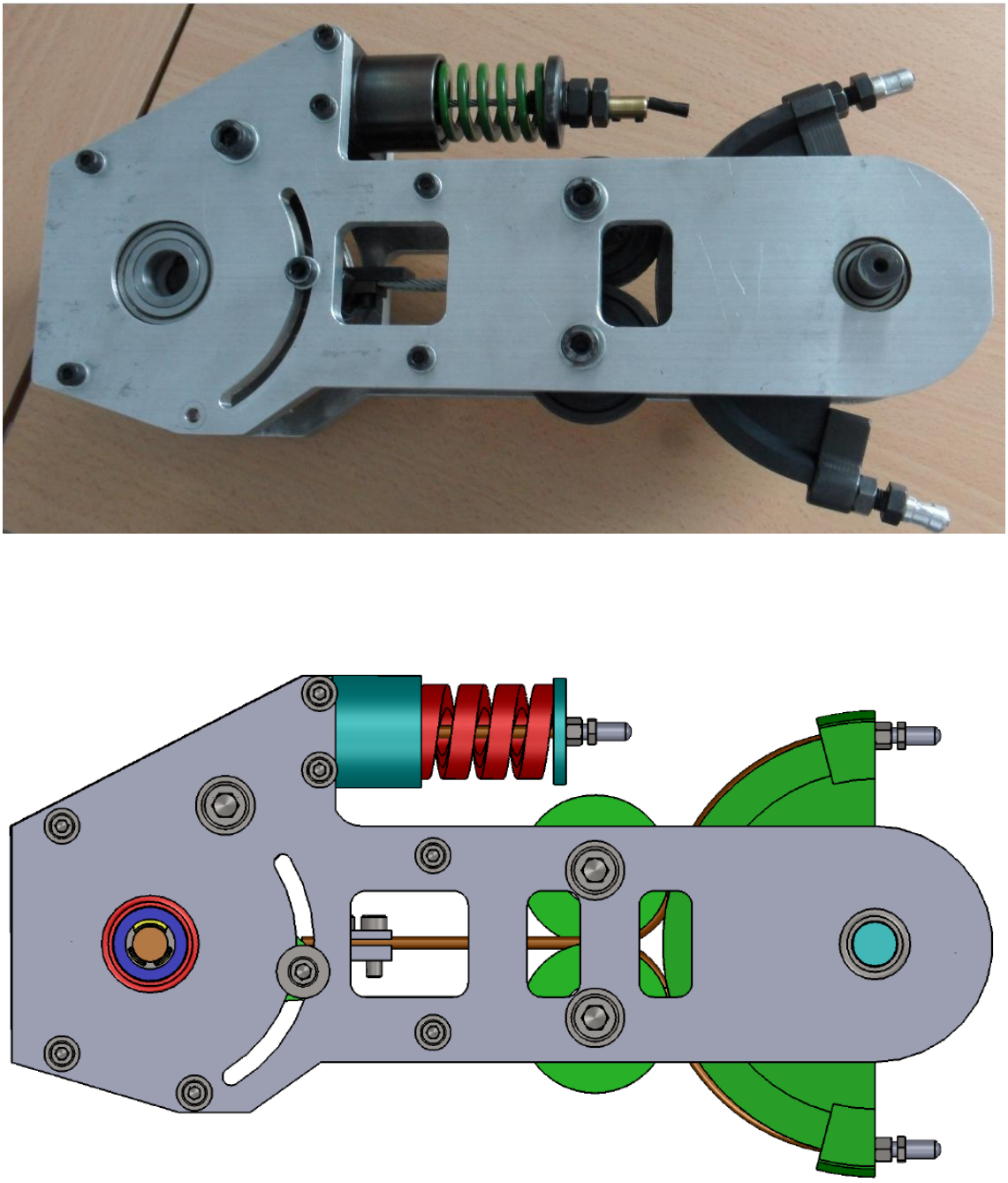


Figura 10.8 Vista superior del prototipo fabricado (arriba) y vista superior del prototipo CAD (abajo)

V. CONCLUSIONES

Tras haber realizado el proyecto se puede afirmar que se han cumplido todos los objetivos y requisitos planteados en este estudio. Se ha conseguido desarrollar un ARV con un alto rango de rigidez, pudiendo adoptar una configuración totalmente rígida con un diseño sencillo constructivamente y matemáticamente.

En este trabajo se ha presenta un nuevo diseño de actuador de rigidez variable basado en transmisión por cables, en el que un primer motor controla la posición de equilibrio del eslabón y un segundo motor se encarga de variar la rigidez de la articulación.

Para llegar al diseño definitivo de ARV seleccionado se han diseñado preliminarmente y analizado un total de diez actuadores. Dichos actuadores se pueden clasificar en dos grupos:

- La primera línea de diseño se basaba en la variación de la rigidez en función de la posición de un pivote, es decir, se controla la rigidez mediante la modificación de la estructura.
- La segunda línea de diseño se basa en modificar la rigidez de forma mecánica variando el ángulo de inclinación de una palanca.

Tras diseñar y estudiar matemáticamente el comportamiento de cada uno de los diseños propuestos se elige uno de la segunda línea.

En el diseño escogido, la variación de la rigidez se consigue modificando el ángulo de inclinación de unas palancas sobre las que deslizan unos rodillos. A su vez estos rodillos, con su movimiento, comprimen un resorte mediante un cable unido a ambos elementos. Al producirse un impacto, la polea presente en el actuador gira, y se comprime el resorte. El intervalo de compresión del resorte va en función del ángulo de inclinación de las palancas. Por lo tanto, para un mismo giro de polea, si el ángulo de inclinación de las palancas es pequeño, la compresión del resorte es pequeña y, por lo tanto, la rigidez del ARV es baja. En cambio, si el ángulo de inclinación de las palancas es mayor, la compresión del resorte será elevada y, por tanto, la rigidez del ARV alta. De este modo se ha conseguido un ARV un amplio rango de rigidez: desde un actuador con un valor casi nulo de rigidez hasta un actuador totalmente rígido.

Una vez analizadas cada una de las variables influyentes en el diseño seleccionado, se llega a la conclusión de que las variables que influyen en la rigidez del actuador son:

- El ángulo θ que formen las palancas con la horizontal. Cuanto mayor sea este ángulo, para un mismo giro de polea, la rigidez será mayor.
- La constante elástica K_s del resorte. A mayor constante elástica, la rigidez presente en el actuador será mayor.

- El radio R de la polea. A mayor radio aumenta la rigidez.

El objetivo una vez llegado a esta parte del estudio es obtener el mayor rango de rigidez posible combinando las variables anteriores. El ángulo que forman las palancas no es determinante ya que por razones constructivas puede tomar valores de 0-90º. El factor limitante es el radio de la polea ya que se pretende conseguir un actuador de reducidas dimensiones de modo que el radio de la polea no debe ser excesivamente grande.

Finalmente, se consigue que el actuador tenga un amplio rango de rigidez que va desde una rigidez prácticamente nula hasta un valor de rigidez infinito, es decir, se ha conseguido un actuador que puede tomar la configuración de totalmente rígido.

Por lo tanto, el actuador desarrollado puede proveer a la articulación robótica la rigidez adecuada dependiendo de la tarea que el robot deba llevar a cabo para reducir las fuerzas generadas en caso de impacto accidental, garantizando de este modo la seguridad del usuario y del robot.

Además, el nuevo ARV está provisto de un par umbral. Entendiendo por par umbral al valor de par mínimo para que comience a actuar la flexibilidad del ARV. De esta forma, la desviación angular no se produce hasta que no se haya superado un cierto valor de fuerza sobre el extremo del brazo, momento en el que el resorte comienza a comprimirse. Esto es una ventaja ya que el actuador podrá mover una masa y seguir teniendo una configuración rígida mientras no ocurra impacto, en caso de impacto se volverá flexible.

Por lo tanto, se ha conseguido un actuador diferente a los existentes en dos aspectos: puede tomar una configuración totalmente rígida y, además, cuenta con par umbral. Además de ser un actuador de rigidez variable muy versátil ya que se pueden modificar las variables influyentes (anteriormente citadas) para adaptarlo a la aplicación en la que se vaya a utilizar.

El prototipo desarrollado en este trabajo está orientado a tareas de experimentación, por lo que se ha sobredimensionado intencionadamente para asegurar su integridad mecánica en los ensayos de impacto a los que se verá sometido. Trabajos futuros sobre este mismo tema podrían centrarse en la optimización de las dimensiones del actuador reduciendo así su tamaño y peso.

VI. BIBLIOGRAFÍA

[1] N. G. Tsagarikis, A. Jafari and D. G. Caldwell, *"A Novel Variable Stiffness Actuator: Minimizing the Energy Requeriments for the Stiffness Regulation"*, 32nd Annual International Conference of the IEEE EMBS, p.p. 1275-1278, September 2010

[2] J. Choi, S. Hong, W. Lee and S. Kang, *"A Variable Stiffness Joint using Leaf Springs for Robot Manipulators"*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Kobe International Conference Center, p.p. 4363-4368, May 2009.

[3] R. V. Ham, T. G. Sugar, B. Vanderborght, K. W. Hollander and D. Lefeber, *"Compliant actuator designs: Review of actuators with passive adjustable compliance/controllable stiffness for robotic applications"*, IEEE Robotics and Automation Magazine, vol. 16, pp. 81-94, 2009.

[4] 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 Robotics and Automation, Anchorage Convention District, p.p. 1687-1694, May 2010.

[5] J. J. Park, B. S. Kim, J. B. Song and H. S. Kim, *"Safe link mechanism based on nonlinear stiffness for collision safety"*, Mechanism and Machine Theory 43, 1332-1348, 2008.

[6] J. J. Park, H. S. Kim and J. B. Song, *"Safe Robots Arm with Safe Joint Mechanism using Nonlinear Spring System for Collision Safety"*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Kobe International Conference Center, p.p. 3371-3376, May 2009.

[7] D. Hyun, H. S. Yang, J. Park and Y. Shim, *"Variable Stiffness mechanism for human-friendly robots"*, Mechanism and Machine Theory 45, 880-897, 2010.

[8] A. Jafari, N. Tsagarakis and D. G. Caldwell, *"AwAS-II: A New Actuator with Adjustable Stiffness based on the Novel Principle of Adaptable Pivot point and Variable Lever ratio"*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2011.

[9] R. Van Ham, B. Vanderborght, M. Van Damme, B. Verrelst and D. Lefeber, *"MACCEPA, the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium*

positioon actuator: Design and implementation in a biped robot", Robot. Autonom. Syst., vol. 55, no.10, pp. 761-768, Oct. 2007.

[10] G. A. Pratt and M. M. Williamson, *"Series Elastic actuators"*, IEEE International Workshop on Intelligent Robots and Systems, Pittsbourg, USA, 1995, pp. 399-406.

[11] S. A. Migliore, E. A. Brown and S. P. DeWeerth, *"Biologically inspired joint stiffness control"*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, April 2005, pp. 4519-4524.

[12] C. English and D. Russel, *"Mechanics and stiffness limitations of a variable stiffness actuator for use in prosthetic limbs"*, Mechanism Mach. Theor., vol. 34, no. 1, pp. 7-25, Enero 1999.

[13] J. W. Hurst, J. Chestnutt and A. Rizzi, *"An actuator with mechanism adjustable series compliance"*, Carnegie Mellon University, USA, Abril 2004.

[14] C. P. Chou and B. Hannaford, *"Measurement and modeling of mckibben pneumatic artificial muscles"*, IEEE Trans. Robotic and Automation, vol, 12, no. 1, pp. 90-102, 1996.

[15] H. Seki, A. Takada, Y. Kamiya, M. Hikizu and H. Nomura, *"Development of a robot joint mechanism with variable compliance by rotating a leaf spring"*, Japan/ USA Flexible Automation Conference, pp. 13019-13024, 2000.

[16] K. Hollander, T. Sugar and D.Herring, *"Adjustable robotic tendon using jack spring"*, Conference rehabilitation Robotics, pp. 113-118, 2005.

[17] S. Wolf and G. Hirzinguer, *"A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation"*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2008.

[18] Página web, *"http://es.scribd.com/doc/12933512/El-Proceso-de-Diseno-en-Ingenieria"*.

[19] Página web, *"http://www.skf.com/"*.

[20] J. L. Cortizo Rodríguez, *"Elementos de máquinas: teoría y problemas"*, Universidad de Oviedo, 2004, capítulo 2.

[21] Shigley, Mitchel,, *"Diseño en ingeniería mecánica"*, McGraw-Hill, Tercera Edición.

ANEJOS

ÍNDICE DE ANEJOS

ANEJO A **1**

A1. RODAMIENTOS 1
A2. COJINETES DE FRICCIÓN 3
A3. CABLES 5
A4. TORNILLO SIN FIN (VARIADOR RIGIDEZ) 6

ANEJO A

En este anejo se especifican los cálculos llevados a cabo para la selección de los distintos elementos presentes en el Actuador de Rigidez Variable.

A1. Rodamientos

- Rodamientos de la palanca:

La fuerza máxima que soportan los rodamientos de la palanca es 4286 Nm y es en la dirección radial (fuerza máxima que soporta el cable).

$$P_0 = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0{,}6 \cdot F_r + 0{,}5 \cdot F_a$$

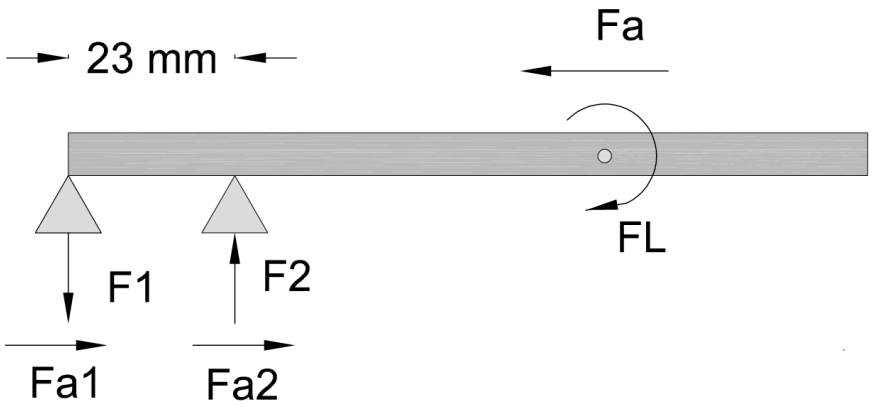
$$P_0 = 0{,}6 \cdot 4286 + 0{,}5 \cdot 0 = 2571{,}6\ N < 4286\ N \rightarrow P_0 = 4286\ N$$

Como hay dos rodamientos se reparte la fuerza de modo que es la mitad del valor anterior. El siguiente paso es calcular la capacidad de carga estática sabiendo que el factor de carga estática en este caso es 1.

$$C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1 \cdot \frac{4286\ N}{2} = 2143\ N = \mathbf{2{,}143\ \ kN} = \boldsymbol{C_0}$$

- Rodamientos eje principal:

En el eje principal hay cuatro rodamientos, dos en el punto de giro de las placas y otros dos que sirven de apoyo al eje principal. Vamos a considerar el eje principal como una viga biapoyada.



A1.1 Esquema de una viga biapoyada

Se considera para el cálculo una carga máxima de 8 kg, es decir, una fuerza máxima de 78,5 N en el extremo del brazo. Para sacar las reacciones se plantean ecuaciones de equilibrio.

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow F_2 \cdot 23 \cdot 10^{-3} = F \cdot L \rightarrow F_2 = \frac{F \cdot L}{23 \cdot 10^{-3}\, m} = \frac{78{,}5\ N \cdot 1\ m}{23 \cdot 10^{-3}\, m} = 3413\ N$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_1 = F_2 = 3413\ N$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow Fa = F = F_{a1} + F_{a2} = 50$$

Además se considera que la fuerza axial se reparte igualmente entre los dos rodamientos de modo que:

$$F_{a1} = F_{a2} = 25\ N$$

Por tanto, ya solo falta calcular la capacidad de carga estática de cada uno de los rodamientos para poder seleccionar el adecuado.

$$P_{01} = P_{02} = 0{,}6 \cdot F_r + 0{,}5 \cdot F_a = 0{,}6 \cdot 3413 + 0{,}5 \cdot 25 = 2060\ N < 3413\ N$$

$$P_{01} = P_{02} = 3414\ N = 3{,}413\ kN$$

$$C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1 \cdot 3{,}413\ kN = \mathbf{3{,}413\ kN} = \boldsymbol{C_0}$$

Del mismo modo se calculan los rodamientos de la zona superior:

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow F_3 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = F \cdot L \rightarrow F_3 = \frac{F \cdot L}{30 \cdot 10^{-3}\, m} = \frac{78{,}5\ N \cdot 1\ m}{30 \cdot 10^{-3}\, m} = 2516{,}7\ N$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_3 = 4 = 2516{,}7\ N$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow Fa = F = F_{a3} + F_{a4} = 50$$

Además se considera que la fuerza axial se reparte igualmente entre los dos rodamientos de modo que:

$$F_{a3} = F_{a4} = 25\ N$$

Por tanto, ya solo falta calcular la capacidad de carga estática de cada uno de los rodamientos para poder seleccionar el adecuado.

$$P_{03} = P_{04} = 0{,}6 \cdot F_r + 0{,}5 \cdot F_a = 0{,}6 \cdot 2516{,}7 + 0{,}5 \cdot 25 = 1582{,}5\ N < 2516{,}7\ N$$

$$P_{a3} = P_{04} = 2516{,}7\ N = 2{,}5167\ kN$$

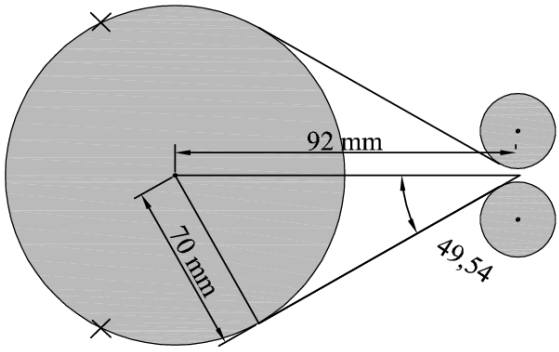
$$C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1 \cdot 2{,}5167\ kN = 2{,}\mathbf{5167\ kN} = \boldsymbol{C_0}$$

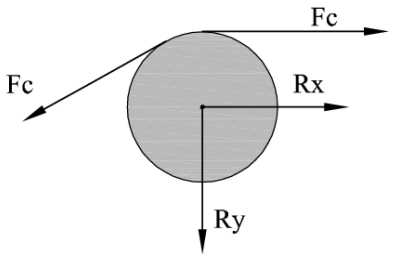
A2. Cojinetes de fricción

Tras seleccionar el cojinete dependiendo del diámetro del eje donde deba ir colocado se comprueba si dicho cojinete aguanta la presión superficial estática requerida. Como son cojinetes de fricción Iglidur de tipo G la presión superficial estática máxima es 80 MPa.

$$\frac{F}{S_p} = \frac{F}{D \cdot L} < P_{max}$$

- Cojinete subconjunto 4: polea - guía.





A2.1 Cálculo de la fuerza que actúa sobre la polea

Para comprobar si aguanta la presión superficial requerida hay que primero calcular la fuerza que soporta dicho cojinete.

$$T = F_c \cdot R \rightarrow F_c = \frac{T}{R} = \frac{300\ Nm}{0{,}07\ m} = 4286\ N$$

$$\sum Fx = 0 \rightarrow Rx + F_c = F_c \cdot \cos 49{,}54 \rightarrow Rx = -1504{,}74\ N$$

$$\sum Fy = 0 \rightarrow Ry + F_c \cdot \text{sen}\, 49{,}54 = 0 \rightarrow Ry = 3261\ N$$

$$R = \sqrt{Rx^2 + Ry^2} = 3591{,}5\ N$$

Se utiliza un factor de seguridad de 1,5 por lo que la fuerza es:

$$F = 1{,}5 \cdot R = 1{,}5 \cdot 3591{,}5 = 5387{,}25\ N$$

A continuación se calcula el área proyectada del cojinete a fricción:

$$S_p = D \cdot L = 20\ mm \cdot 10\ mm = 200\ mm^2$$

Por tanto, la presión ejercida sobre la superficie del cojinete será:

$$\frac{F}{S_p} = \frac{5387{,}25\ N}{200\ mm^2} = \mathbf{27\ MPa} < 80\ MPa$$

- Cojinetes subconjunto 6: tirante-rueda.

La fuerza en este caso es Fc = 4286 N de modo que si aplicamos el factor se seguridad, la fuerza para el cálculo es:

$$F = 1{,}5 \cdot 4286 = 6429\ N$$

$$S_{p1} = 12\ mm \cdot 10\ mm = 120\ mm^2$$

Como se utilizan dos cojinetes: $S'_{p1} = 240\ mm^2$

$$\frac{F}{S_{p1}{}'} = \frac{6429\ N}{240\ mm^2} = 27\ MPa < 80\ MPa$$

$$S_{p2} = 12\ mm \cdot 5\ mm = 60\ mm^2 \rightarrow S'_{p2} = 120\ mm^2$$

$$\frac{F}{S_{p2}{}'} = \frac{6429\ N}{120\ mm^2} = \mathbf{53{,}6\ MPa} < 80\ MPa$$

A3. Cables

Para el cálculo del diámetro del cable necesario se supone un par máximo de 300 Nm que es el valor máximo de pico de par que puede soportar la reductora.

$$T = F_c \cdot R \rightarrow F_c = \frac{T}{R} = \frac{300\ Nm}{0{,}07\ m} = 4286\ N = 428{,}6\ kg$$

$$F = F_c \cdot S = 428{,}6\ kg \cdot 3 = 1285{,}8\ kg$$

Donde:

- T: par máximo.
- F_c: fuerza que soporta el cable.
- R: radio de la polea.
- S: factor de seguridad.

Se va a utilizar un cable de la serie 6x7 con alma de fibra de modo que el módulo elástico es 6300 kg/mm^2. Además, el cable es de grado 1, es decir, de acero de tracción (Tabla 6.3). Sabiendo que la densidad del acero es 7850 kg/m^3 se obtienen los resultados de la Tabla A3.1.

Tabla A3.1 Peso por unidad de longitud y resistencia a la rotura del cable de la serie 6x7 para distintos diámetros reales

Diámetro del cable (mm)	Área de la sección transversal del cable (mm^2)	Peso del cable (kg/ 100m)	Resistencia a la rotura del cable (kg)
2	3,14	2,47	376,99
3	7,07	5,55	848,23
4	12,57	9,86	1507,96

A4. Tornillo sin fin (variador rigidez)

En este caso hay que calcular el par necesario que debe suministrar el motor para variar la inclinación de las palancas M_{r2}. A partir de este par ya se puede calcular la potencia requerida en la reductora a partir de la expresión siguiente:

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d}$$

Para obtener ese valor de par máximo que soporta el ARV se considera que el rodillo no va soportar más esfuerzo que el que pueda generar el par pico que puede soportar la reductora, en este caso, 75 Nm. A partir del valor anterior hay que calcular la fuerza que el rodillo ejerce sobre la palanca para determinar así el par necesario en el motor de accionamiento de la palanca.

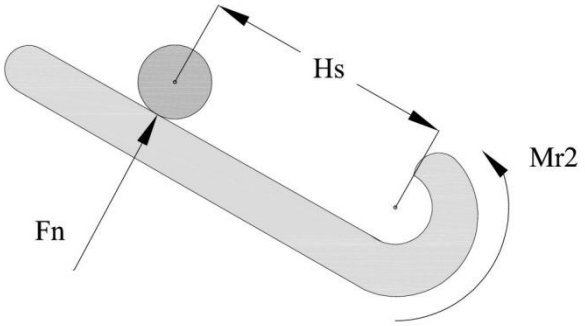
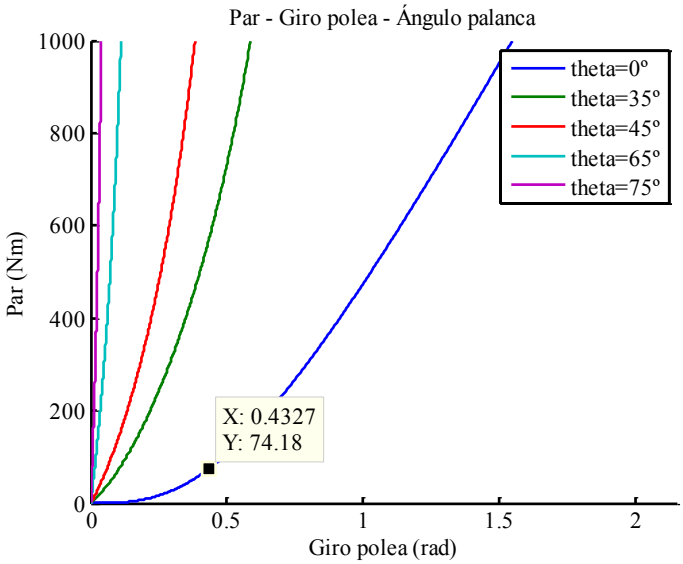


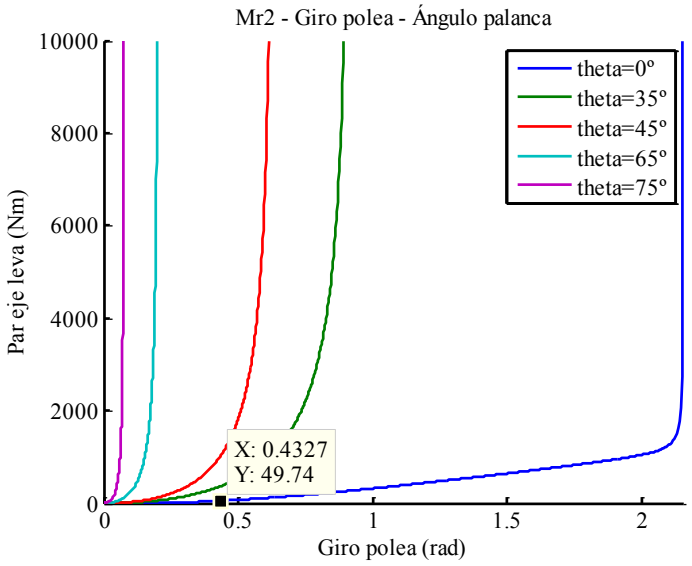
Figura A4.1 Esquema cálculo del par requerido

El primer paso es determinar la fuerza normal que ejerce la palanca sobre el rodillo. Para ello vamos a considerar el caso más desfavorable, es decir, cuando la palanca forma un ángulo de 0º.



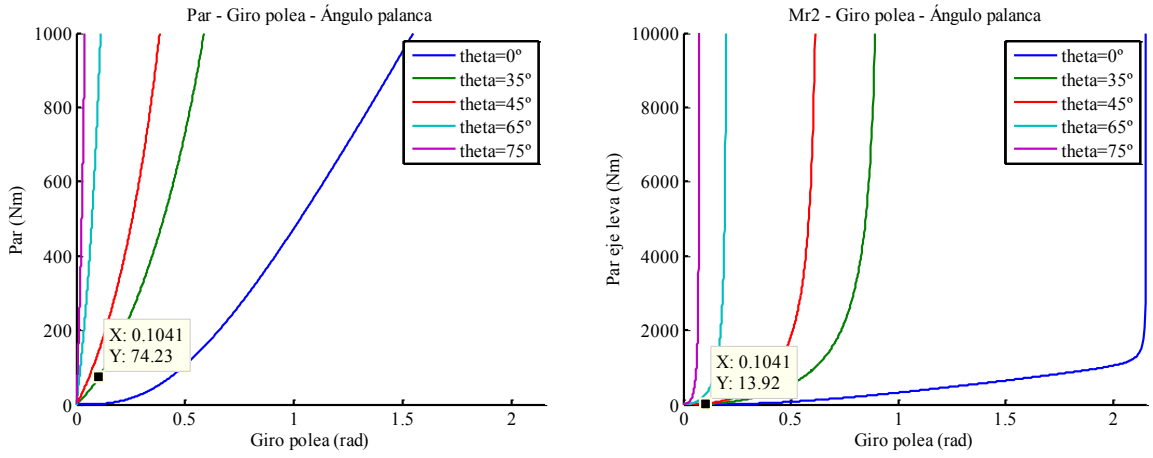
Gráfica A4.1 Par del ARV para distintos ángulos de palanca

De la Gráfica A4.1 se obtiene que para un par de pico de aproximadamente 75 Nm la polea gira 0,4327 rad. A partir del dato anterior y, de nuevo, con ayuda de MatLab se obtiene el par en el eje de la palanca.



Gráfica B4.2 Par sobre el eje de la palanca para distintos ángulos de ésta

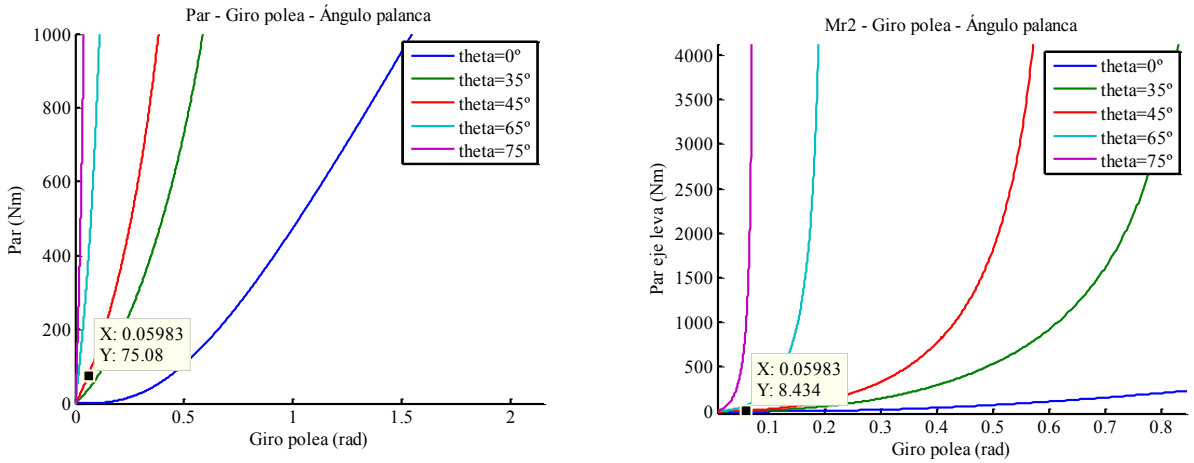
Se puede comprobar en la Gráfica A4.2 que considerando un par de 75 Nm de pico en la reductora, el motor encargado de variar la posición de la palanca debe ser capaz de vencer un par de aproximadamente 50 Nm. Este valor es muy elevado y sería necesario un gran motor, por lo tanto, se considera que como se está estudiando el caso más desfavorable (0º de inclinación del ángulo de las palancas) que en muy rara vez se utilizará durante el periodo de funcionamiento del ARV, se puede asumir la condición de que para este modo de funcionamiento, únicamente se podrá variar la posición de la palanca cuando el par en la reductora sea menor de 10 N, lo que supone un par en el eje de la palanca de 7 Nm.



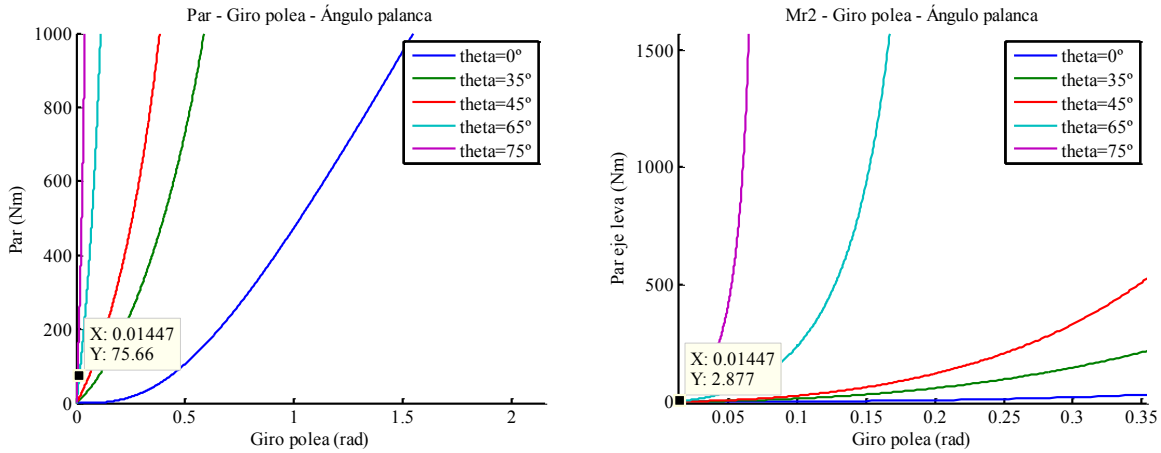
Gráfica A4.3 Par necesario en el motor variador de la rigidez para un ángulo de palanca de 35º

A continuación, se estudia cuál sería el par necesario para variar la inclinación de las palancas cuando dicha inclinación es diferente de 0º.

En la gráfica A4.3 se considera una inclinación de palanca de 35º. Para dicha configuración se necesita un par de 13,92 Nm en el motor encargado variar la inclinación de la palanca.



Gráfica A4.4 Par necesario en el motor variador de la rigidez para un ángulo de palanca de 45º



Gráfica A4.5 Par necesario en el motor variador de la rigidez para un ángulo de palanca de 65º

Como se puede apreciar en la gráfica A4.4 y en la gráfica A5.5, en el caso de que la palanca forme un ángulo de 45º el par necesario es de 8,4 Nm y para un ángulo de 65º el par necesario es de 2,87 Nm.

Como se puede apreciar en las gráficas anteriores el par requerido por el motor encargado de variar la rigidez disminuye conforme el ángulo de palanca aumenta.

Si consideramos el funcionamiento normal del ARV, no se empleará un rango tan amplio de inclinación de las palancas ya que para ángulos pequeños de inclinación de palanca (0º-20º-30º) la variación de rigidez es apenas apreciable.

Por lo tanto se puede considerar que el par que debe suministrar el motor encargado de variar la rigidez debe ser alrededor de 8 Nm. De modo que ya se puede calcular la potencia requerida por el motor.

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d}$$

$$P_{r1} = \frac{8 \cdot 19{,}3}{9550 \cdot 0{,}45} = \mathbf{0{,}036\ kW}$$

PLANOS

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 0: PLANO DE CONJUNTO GENERAL

PLANO 1: PLANO DE CONJUNTO EJE PRINCIPAL

PLANO 1.1: EJE PRINCIPAL

PLANO 1.2: CAZOLETA POLEA

PLANO 1.3: POLEA

PLANO 1.4: SEPARADOR 17,5 mm

PLANO 1.5: TENSOR CABLES

PLANO 1.6: CAZOLETA BASE

PLANO 2: PLANO DE CONJUNTO: PLACAS

PLANO 2.1: PLACA INFERIOR

PLANO 2.2: PLACA SUPERIOR

PLANO 2.3: SEPARADOR PLACAS

PLANO 3: PLANO DE CONJUNTO: CAJA RESORTE

PLANO 3.1: BASE RESORTE

PLANO 3.2: TAPA RESORTE

PLANO 4: PLANO DE CONJUNTO: POLEA-GUÍA

PLANO 4.1: POLEA GUÍA

PLANO 4.2: EJE POLEA GUÍA

PLANO 5: PLANO DE CONJUNTO: PALANCAS

PLANO 5.1: PALANCA INFERIOR

PLANO 5.2: PALANCA SUPERIOR

PLANO 5.3: CAZOLETA PALANCA INF.

PLANO 5.4: CAZOLETA PALANCA SUP.

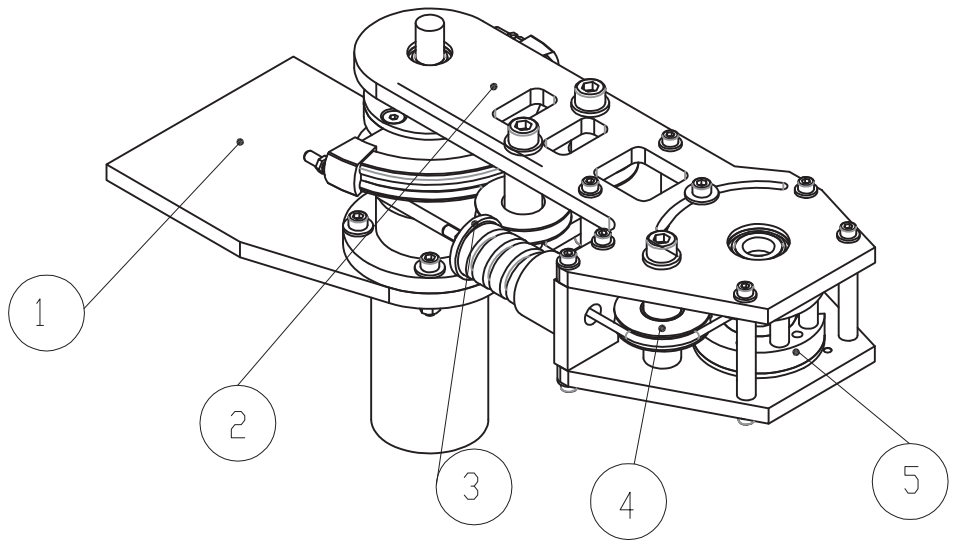
PLANO 5.5: SEPARADOR PALANCAS/ARANDELA PALANCA

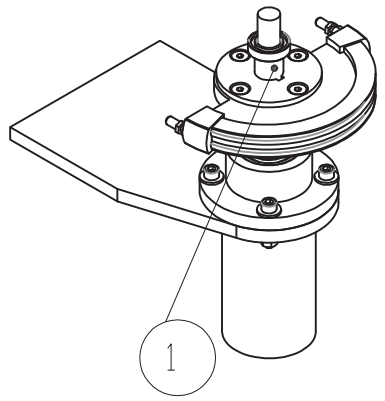
PLANO 5.6: UNIÓN MOTOR PALANCA

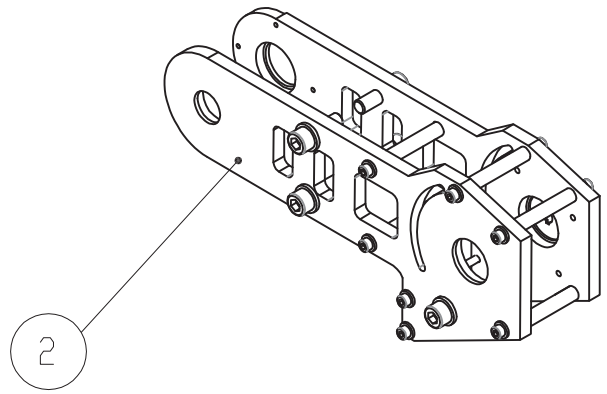
PLANO 6: PLANO DE CONJUNTO: TIRANTE-RUEDA

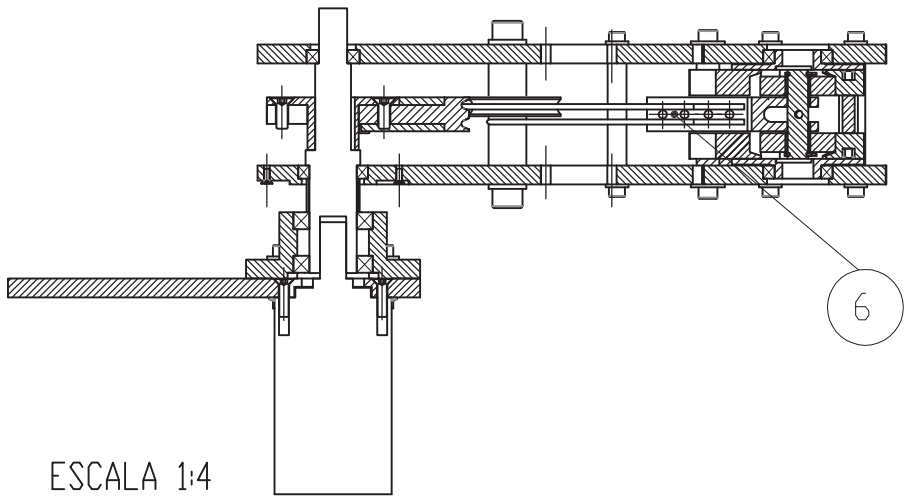
PLANO 6.1: BULÓN, RUEDA, PLACA FIJACIÓN CABLES

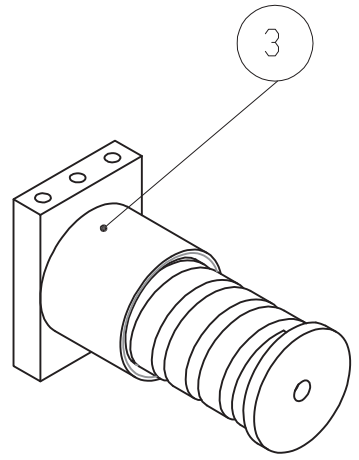
PLANO 6.2: TIRANTE

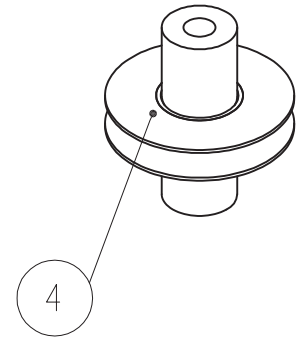


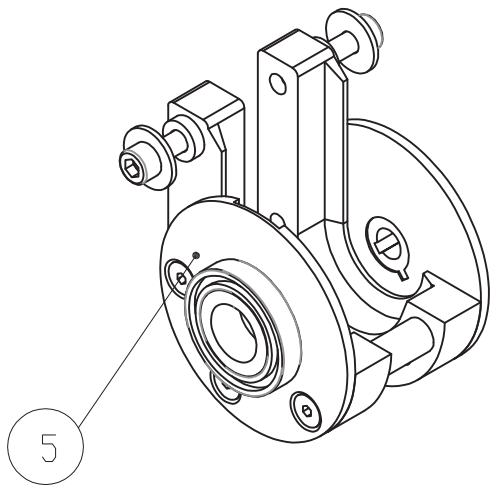


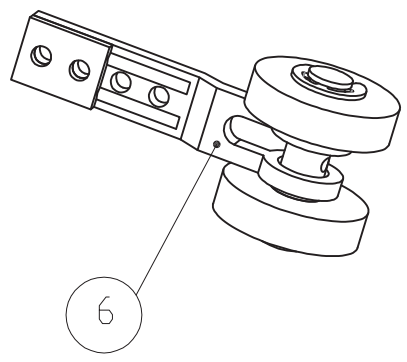








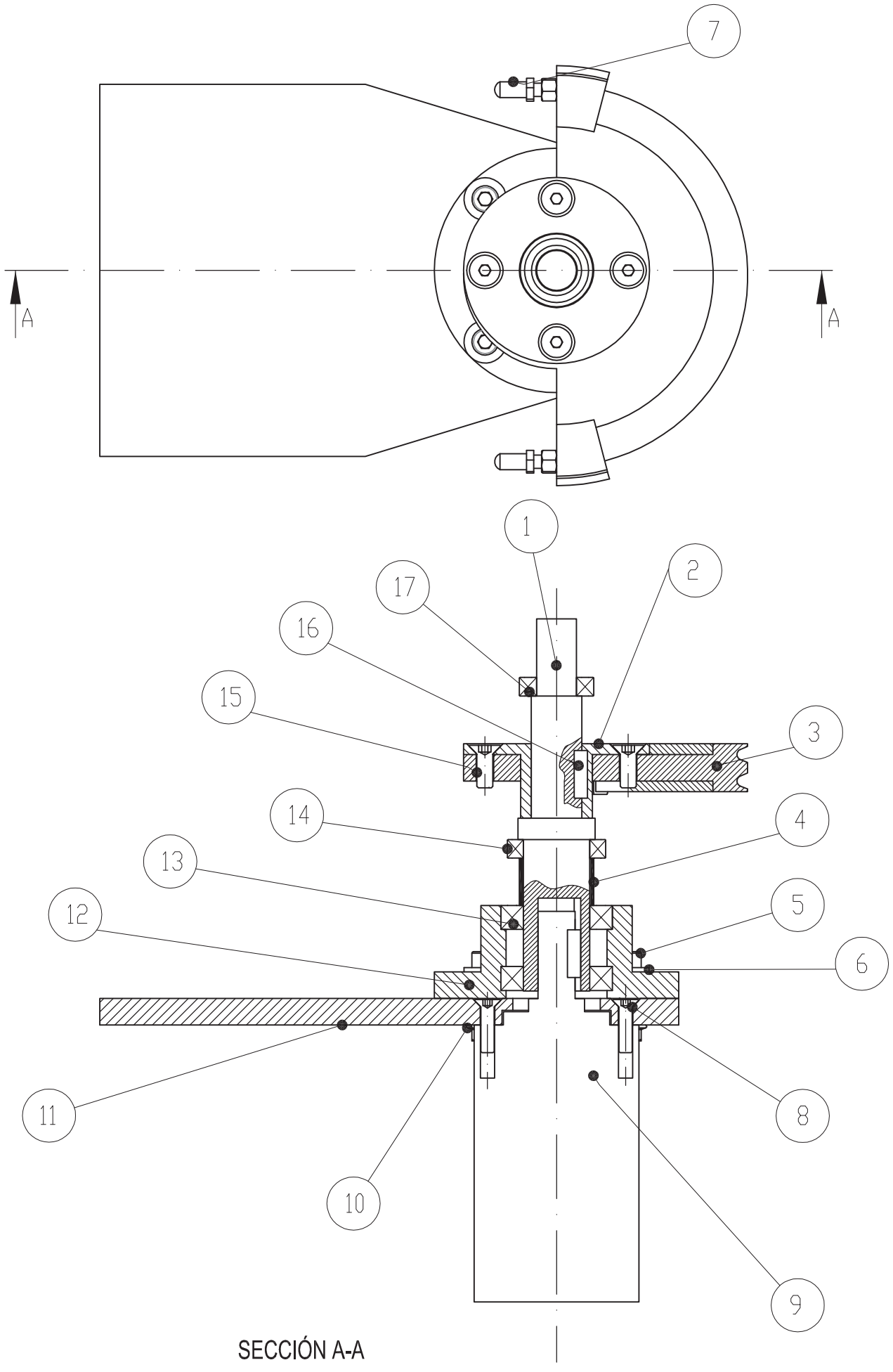




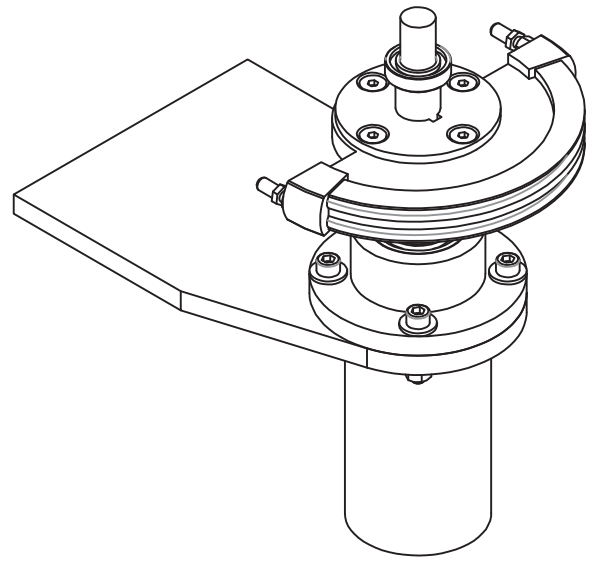
ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	1	Subconjunto nº 1: Eje Principal	1
2	2	Subconjunto nº 2: Placas Str	1
3	3	Subconjunto nº 3: Caja Resorte	1
4	4	Subconjunto nº 4: Polea - Guía	3
5	5	Subconjunto nº 5: Palancas	1
6	6	Subconjunto nº 6: Tirante - Rueda	1

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 0		Material:	---
PLANO DE CONJUNTO GENERAL		Escala:	---
		Plano:	0



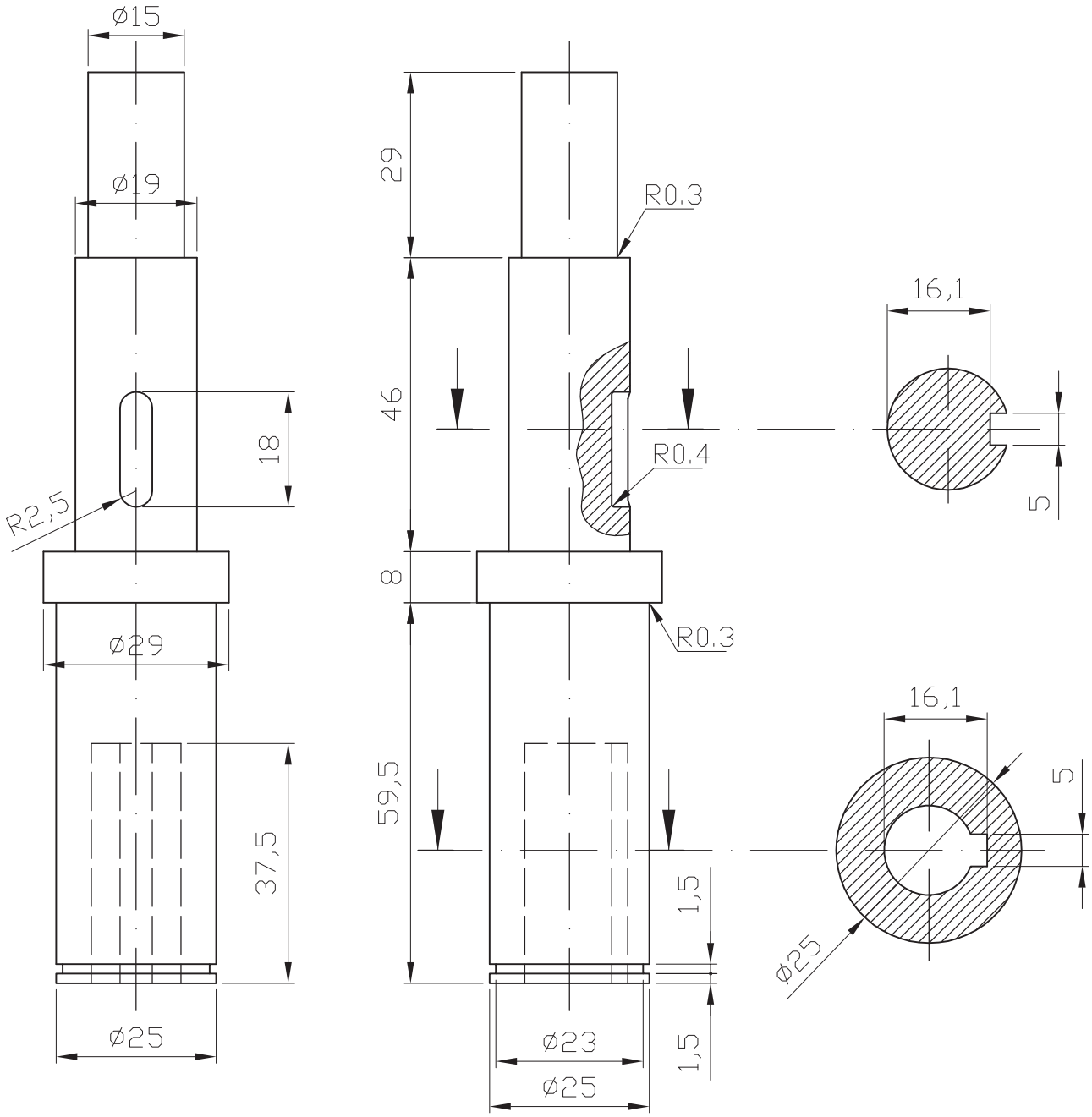
SECCIÓN A-A



ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	1.1	Eje Principal	1
2	1.2	Cazoleta Polea	1
3	1.3	Polea	1
4	1.4	Separador 17.5 mm	1
5	--	Tornillo DIN 912 M6 x 30	4
6	--	Arandela DIN 6903 - A7,15	4
7	1.5	Tensor cables	1
8	--	Tornillo DIN 7991 - M5 x 20	4
9	--	Motor	1
10	--	Tuerca hexagonal DIN 6923 - M6	4
11	--	Soporte a mesa (sin incluir)	1
12	1.6	Cazoleta Base	1
13	--	Rodamiento SKF - 61905	2
14	--	Rodamiento SKF - 61805	1
15	--	Tornillo DIN 7991 - M6 x 16	4
16	--	Chaveta ISO 2491 A5 x 5 x 18	2
17	--	Rodamiento SKF - 61902	1

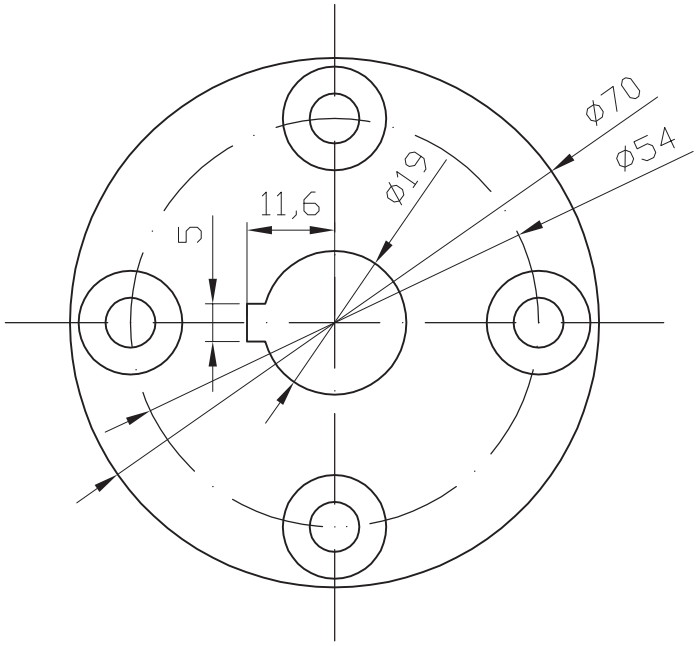
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

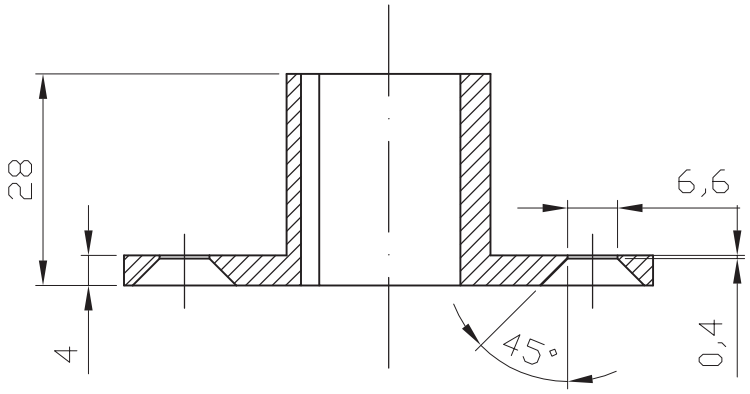
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	---
PLANO DE CONJUNTO: EJE PRINCIPAL		Escala:	1:2
		Plano:	1



DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

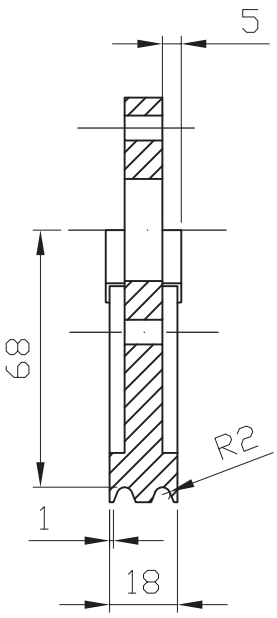
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Acero
EJE PRINCIPAL		Escala:	1:1
		Plano:	1.1

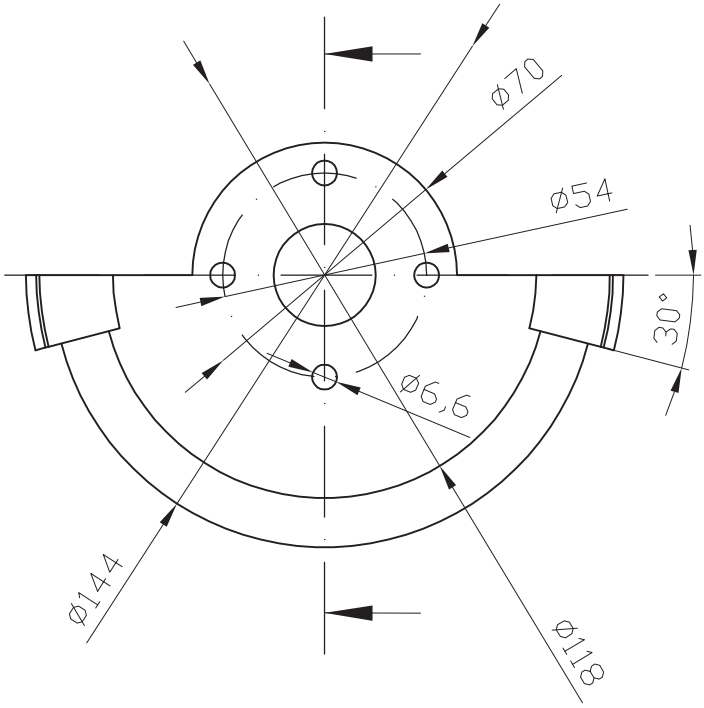


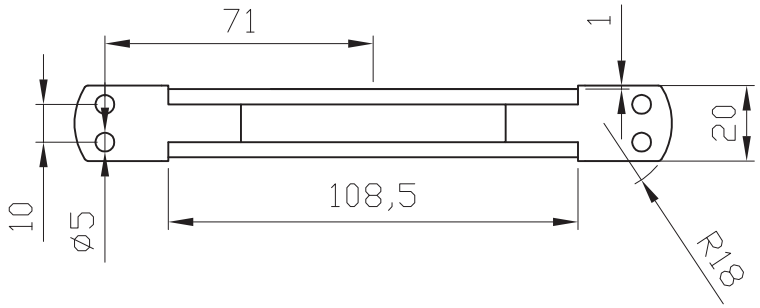


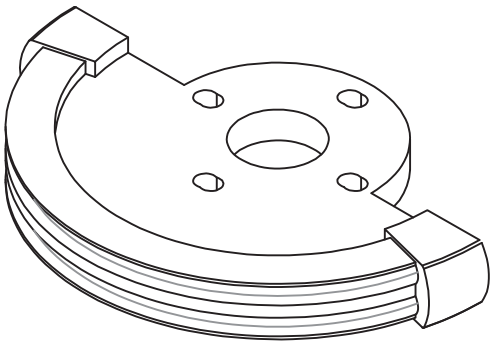
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Acero
CAZOLETA POLEA		Escala:	1:1
		Plano:	1.2



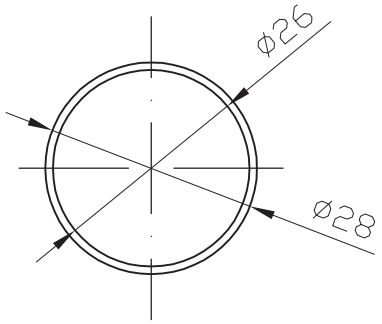


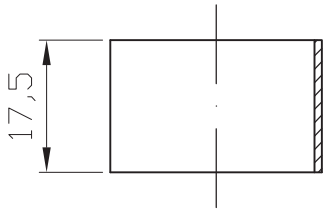




DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

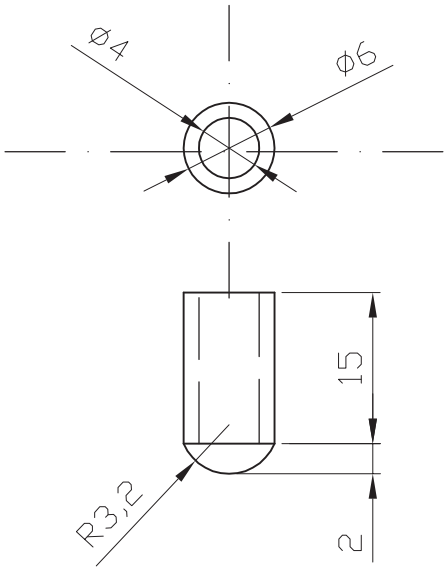
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Aluminio
POLEA		Escala:	1:2
		Plano:	1.3

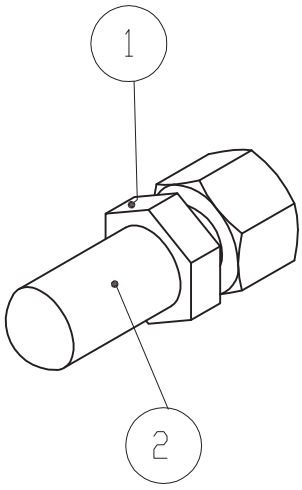




DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Aluminio
SEPARADOR 17.5 mm		Escala:	1:1
		Plano:	1.4

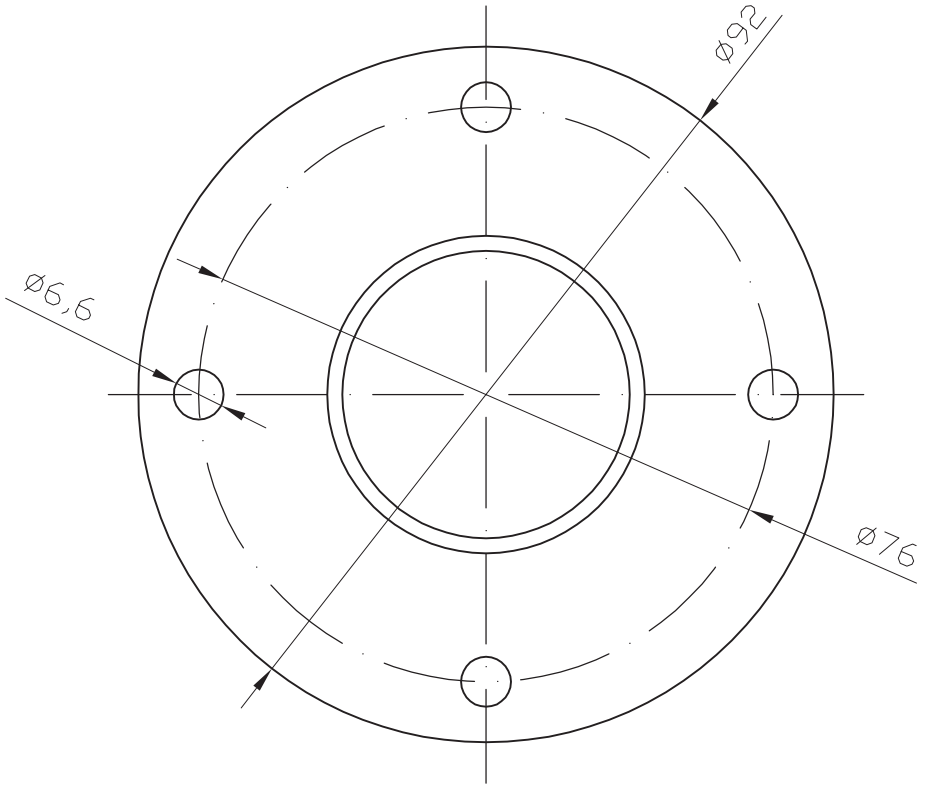


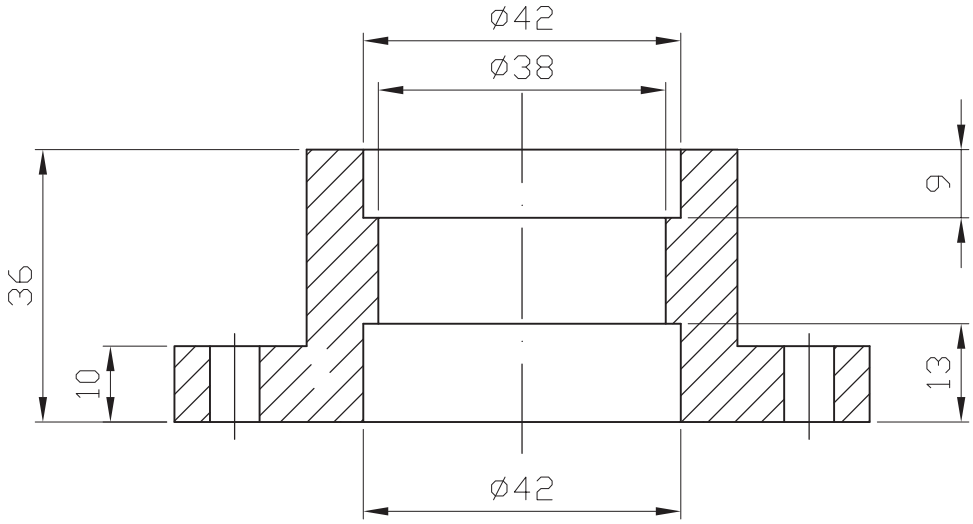


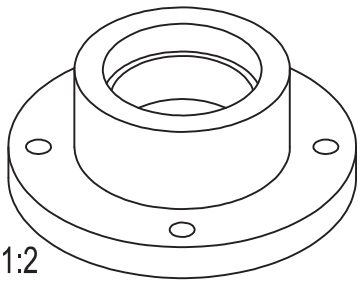
ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Tuerca	1
2	Tornillo perforado	1

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Acero
TENSOR CABLES		Escala:	2:1
		Plano:	1.5



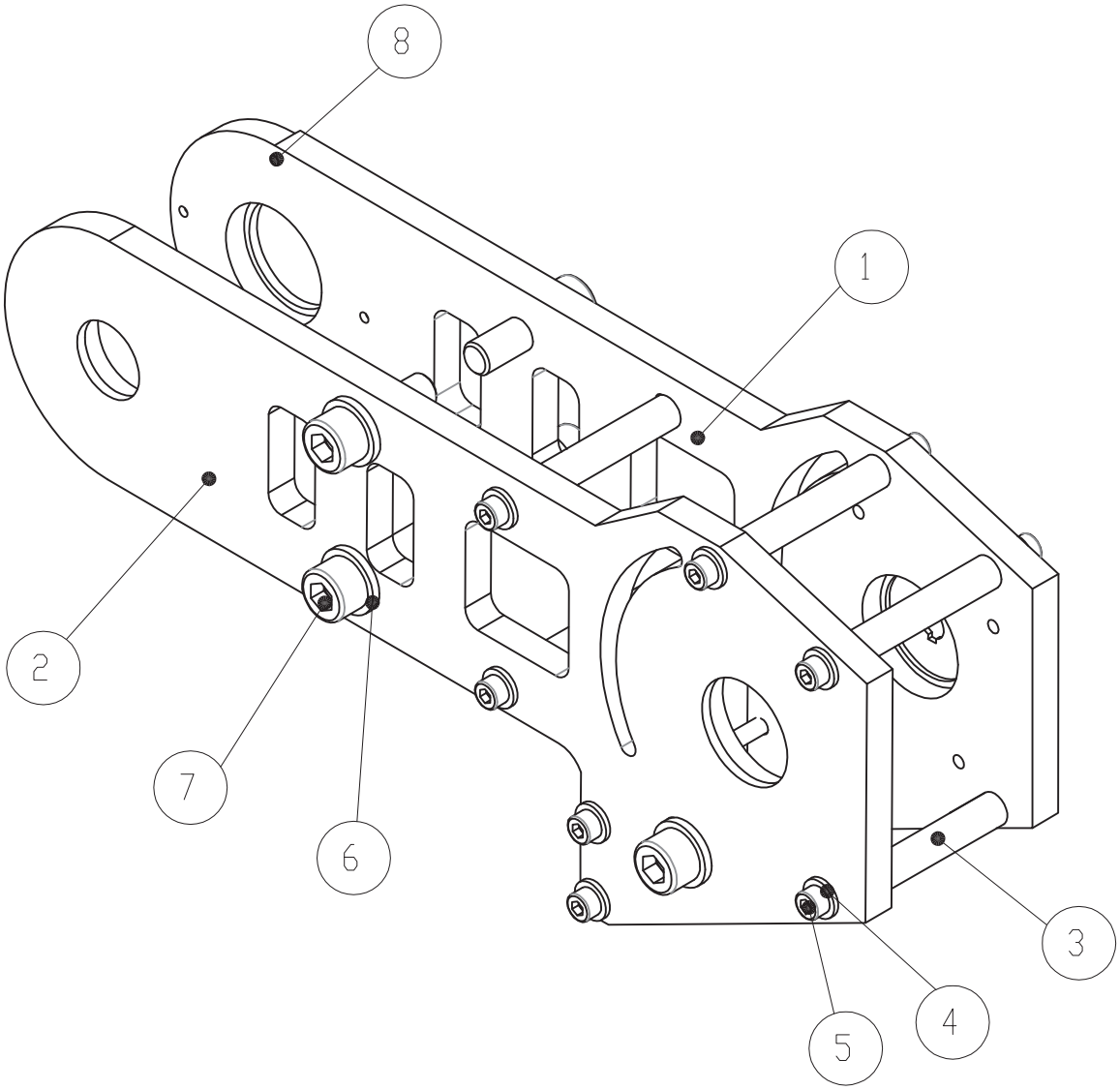




Escala 1:2

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

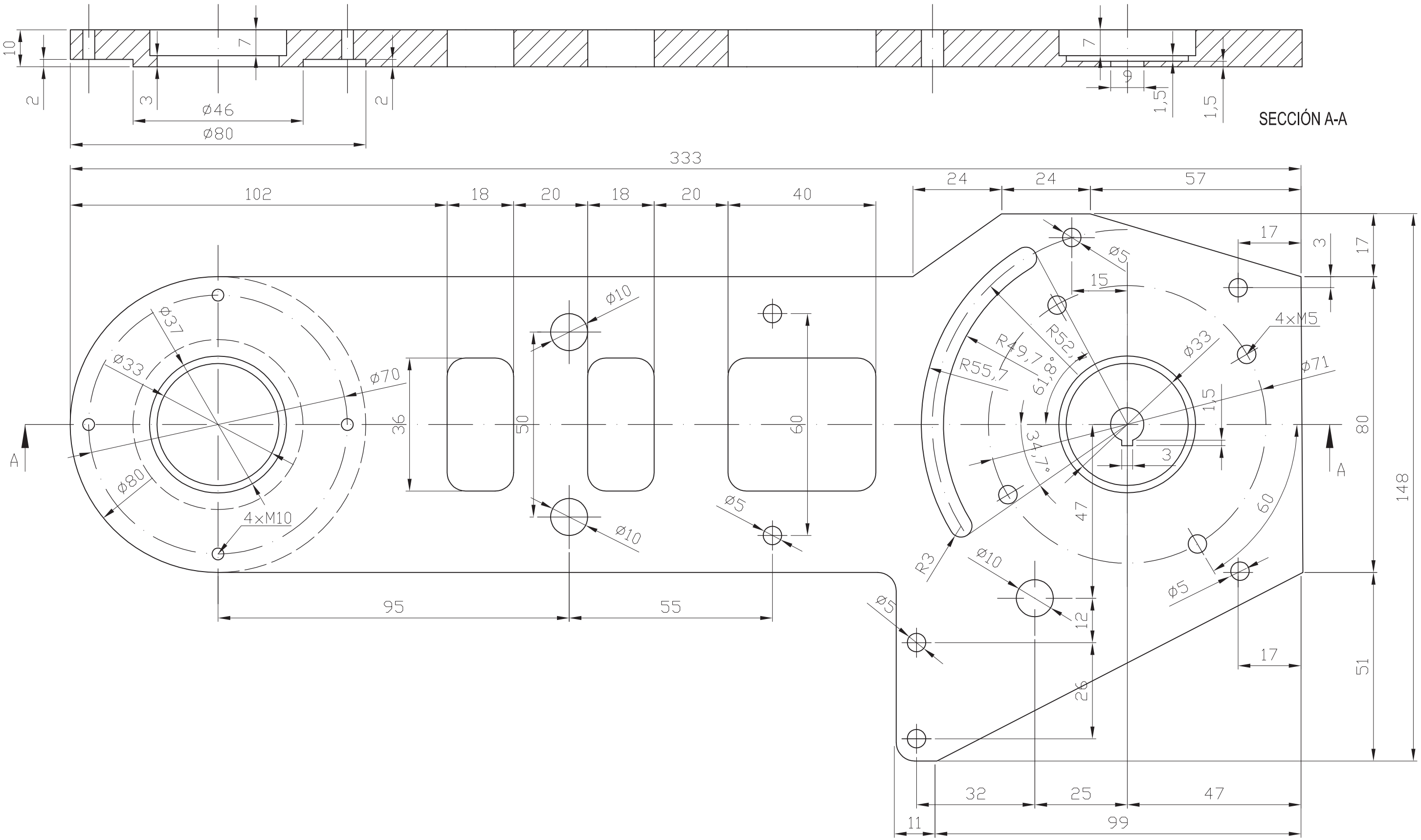
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 1 Eje principal		Material:	Aluminio
CAZOLETA BASE		Escala:	1:1
		Plano:	1.6



ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	2.1	Placa Inferior	1
2	2.2	Placa Superior	1
3	2.3	Separador Placas	5
4	--	Arandela DIN 6902-A5,5	16
5	--	Tornillo DIN 912 M5 x 25	20
6	--	Arandela DIN 6902-A9,3	6
7	--	Tornillo DIN 912 M10 x 30	6
8	--	Tornillo DIN 7991 - M3 x 8	4

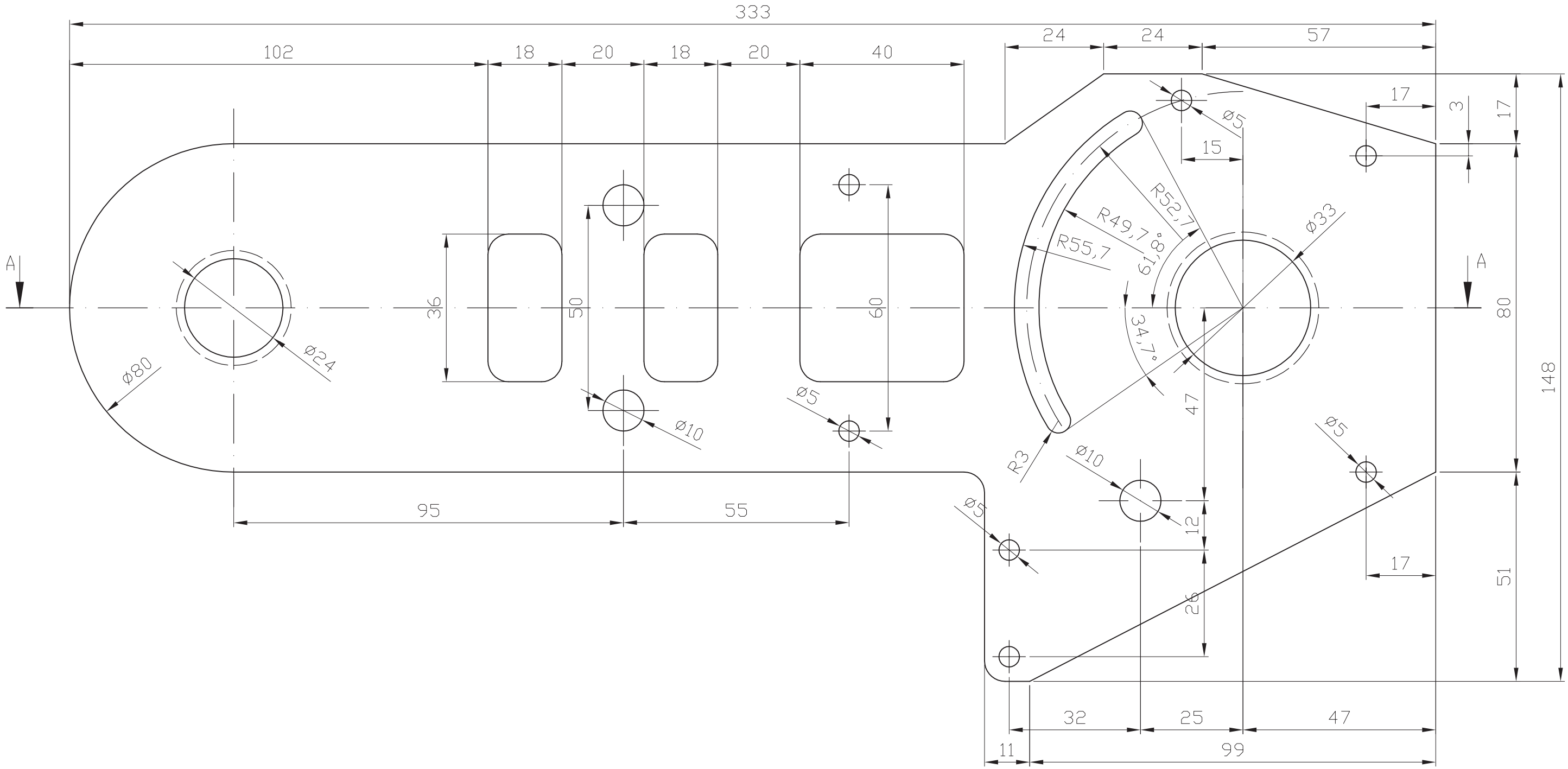
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

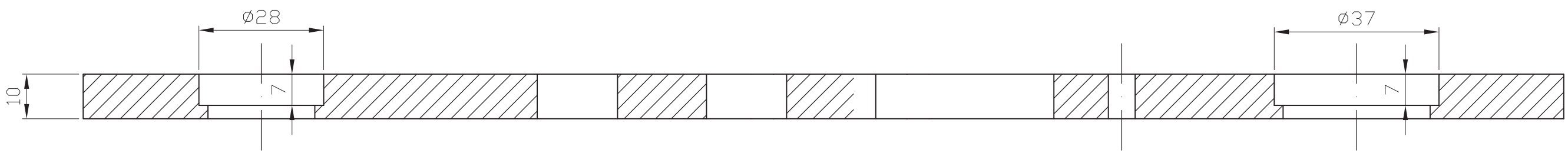
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 2 Placas Str		Material:	Aluminio
PLANO CONJUNTO: PLACAS		Escala:	1:2
		Plano:	2



DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 2 Placas Str		Material:	Aluminio
PLACA INFERIOR		Escala:	1:1
		Plano:	2.1

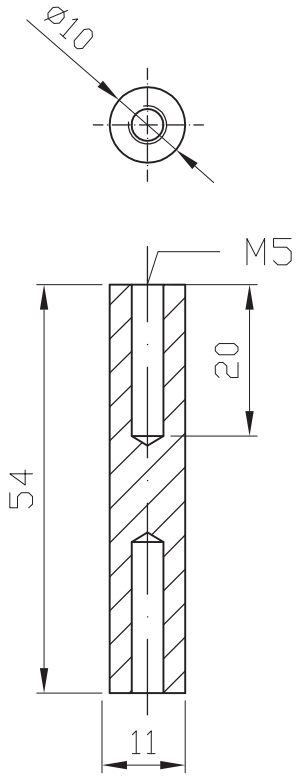


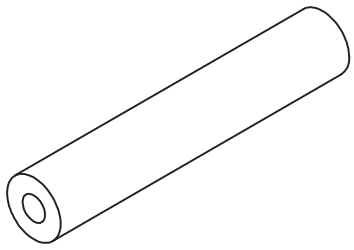


SECCIÓN A-A

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

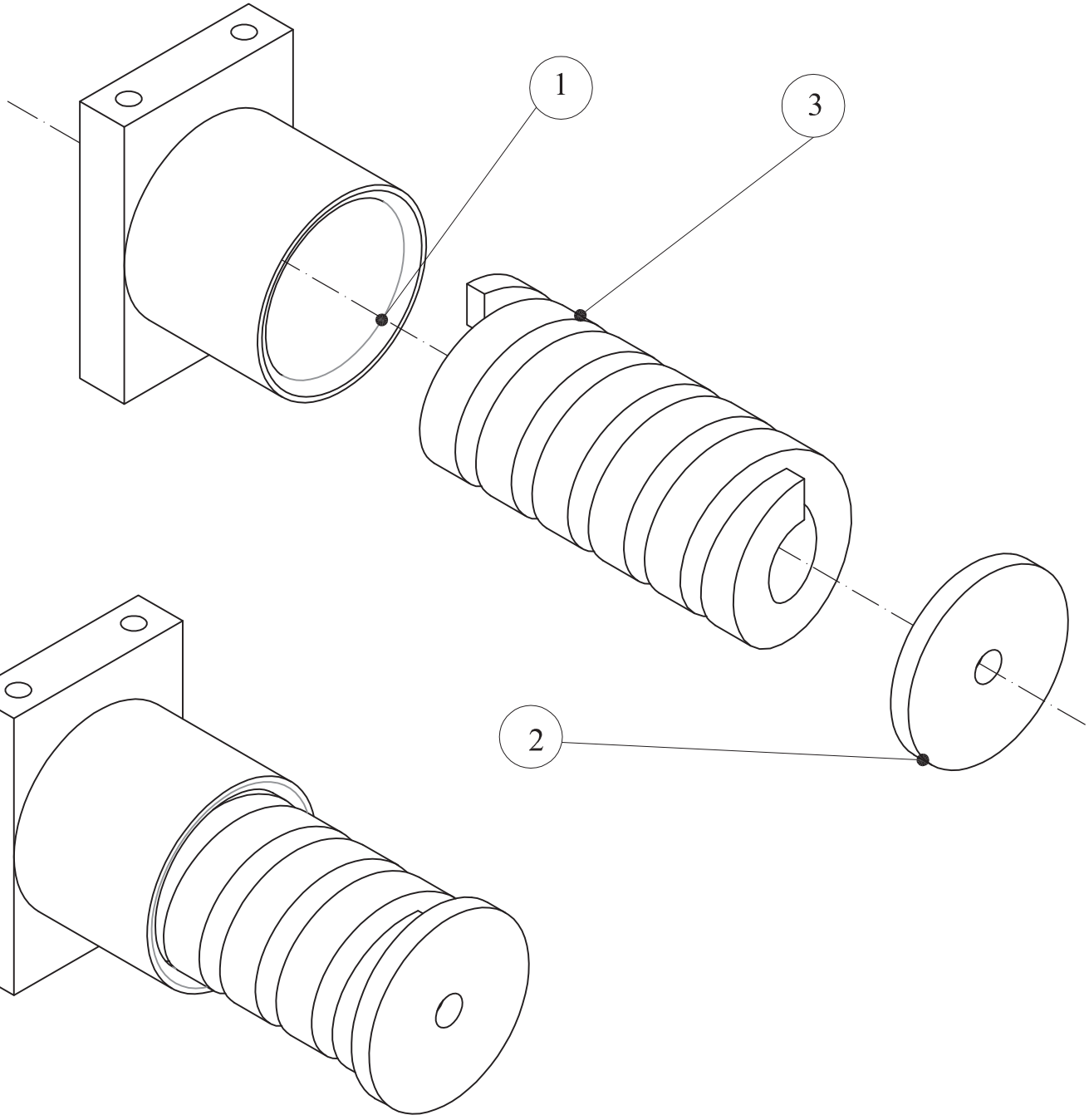
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 2 Placas Str		Material:	Aluminio
PLACA SUPERIOR		Escala:	1:1
		Plano:	2.2





DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

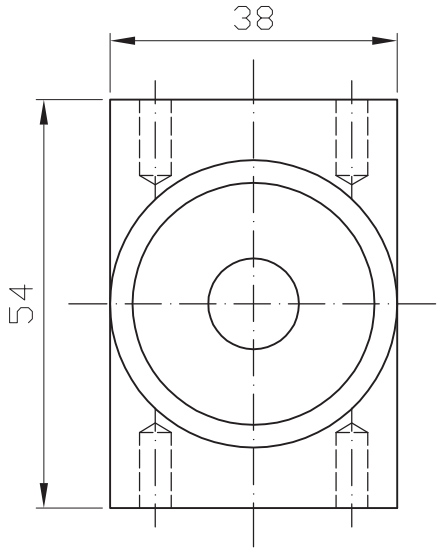
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 2 Placas Str		Material:	Aluminio
SEPARADOR PLACAS		Escala:	1:1
		Plano:	2.3

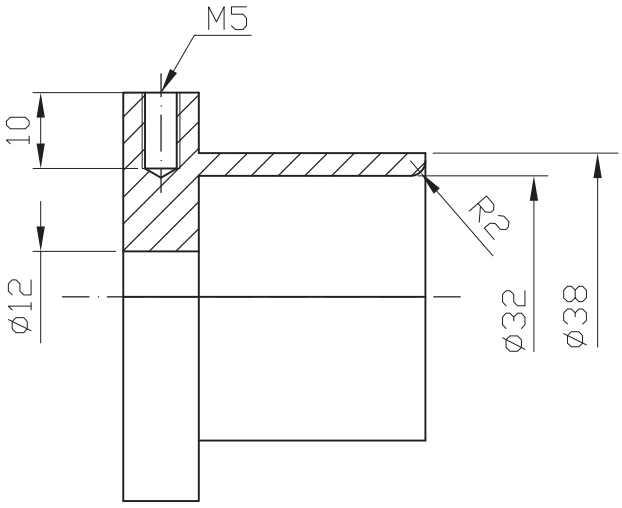


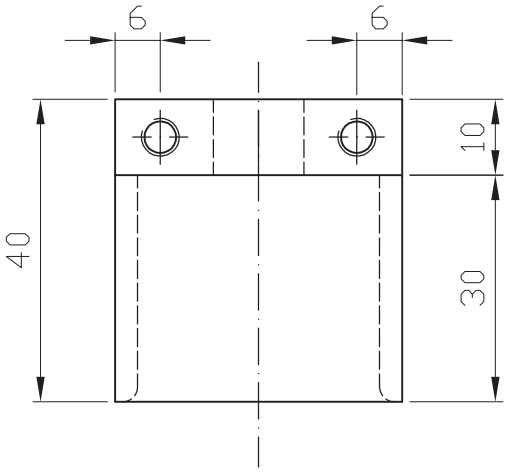
ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	3.1	BaseResorte	1
2	3.2	TapaResorte	1
3		Resorte	1

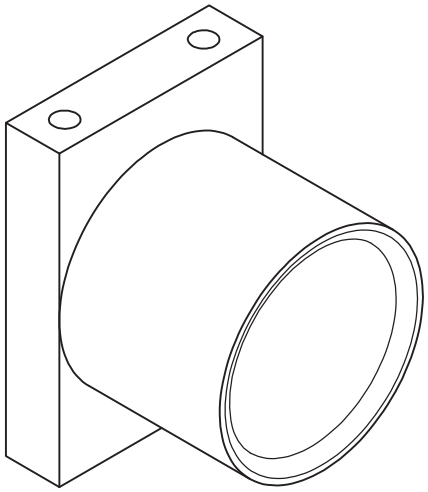
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 3 Caja resorte		Material:	---
CAJA RESORTE		Escala:	1:1
		Plano:	3



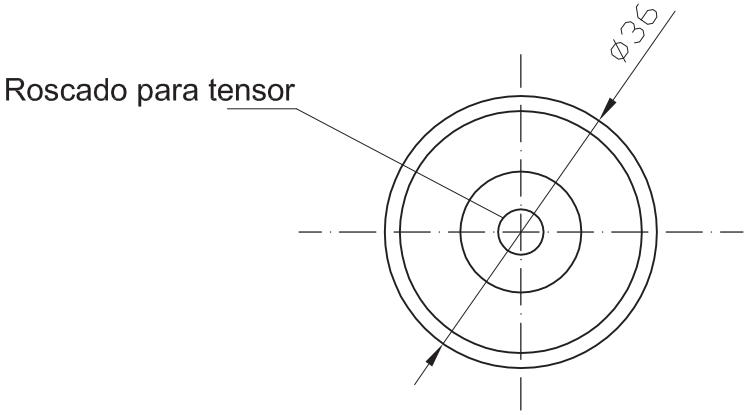


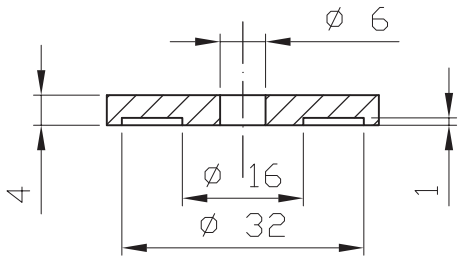


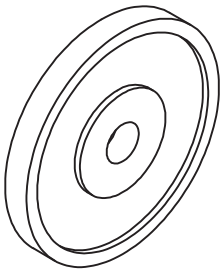


DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 3 Caja resorte		Material:	Acero
BASE RESORTE		Escala:	1:1
		Plano:	3.1

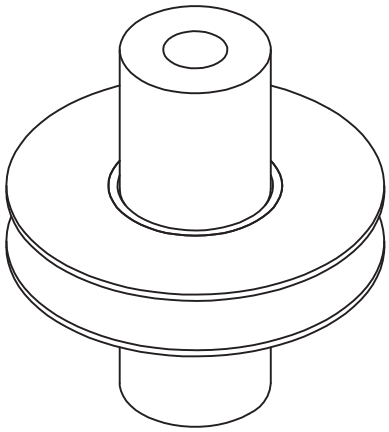


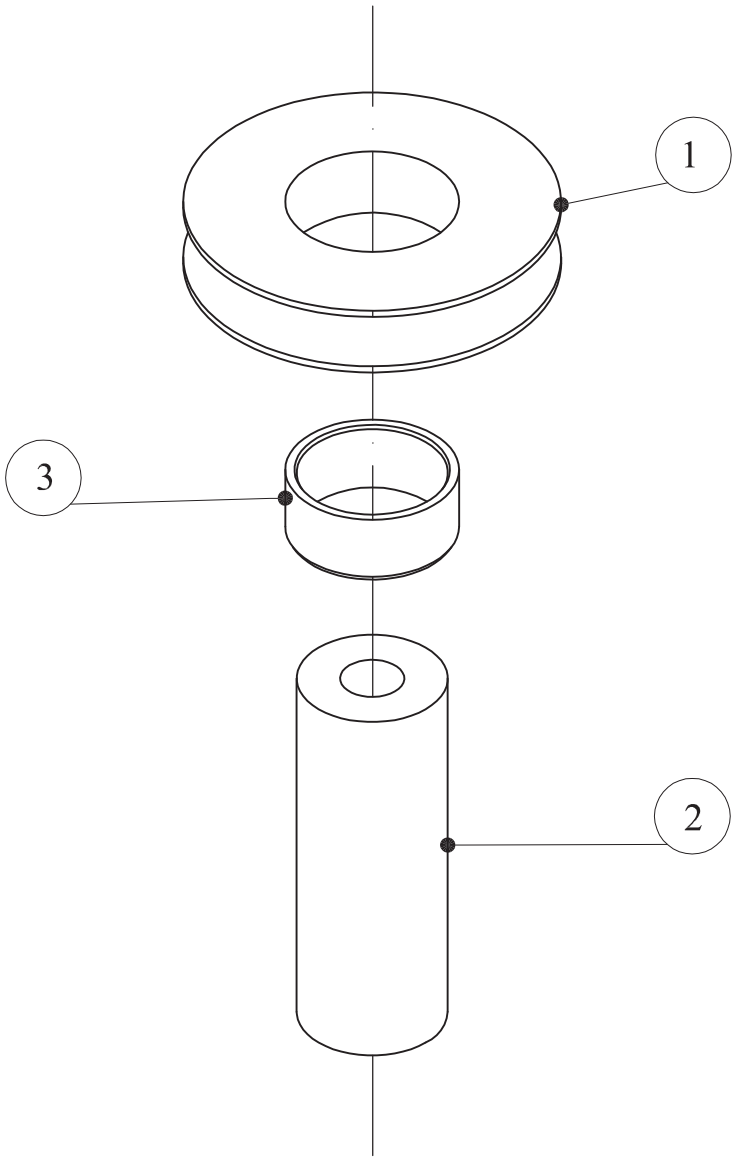




DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 3 Caja resorte		Material:	Acero
TAPA RESORTE		Escala:	1:1
		Plano:	3.2

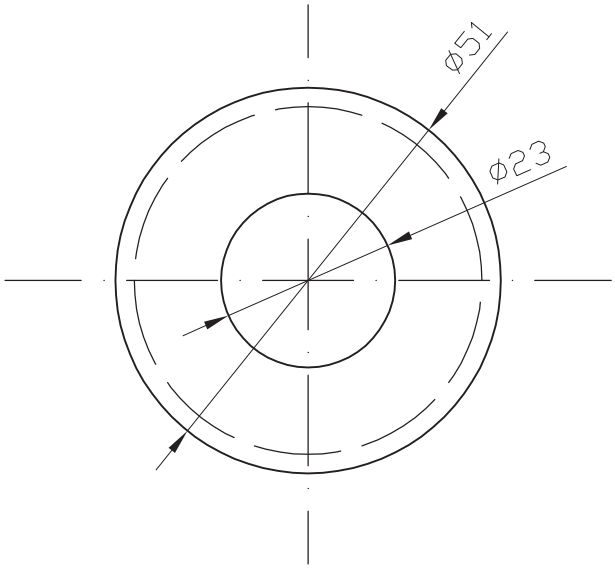


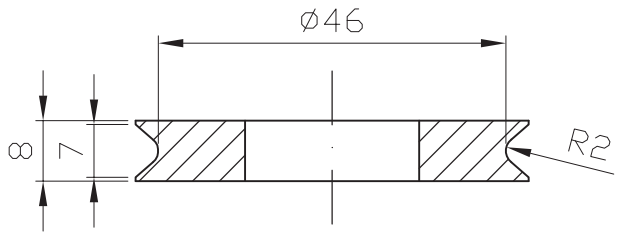


ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	4.1	Polea guía	3
2	4.2	Eje Polea guía	3
3		Cojinete IGLIDUR GSM_2023_10	3

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

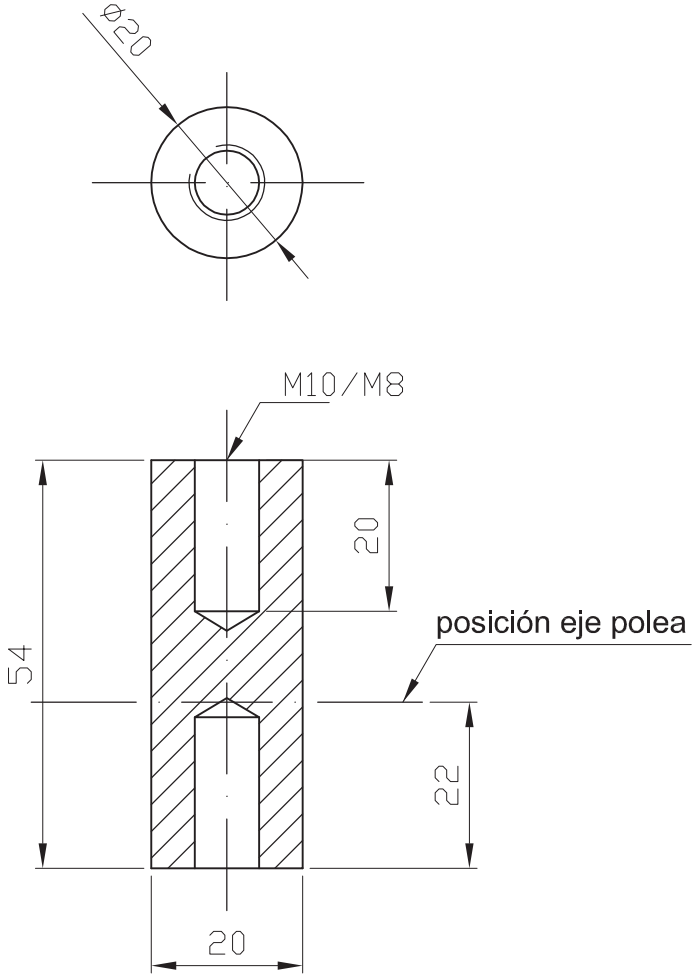
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 4 Polea guía		Material:	---
POLEA GUIA		Escala:	1:1
		Plano:	4





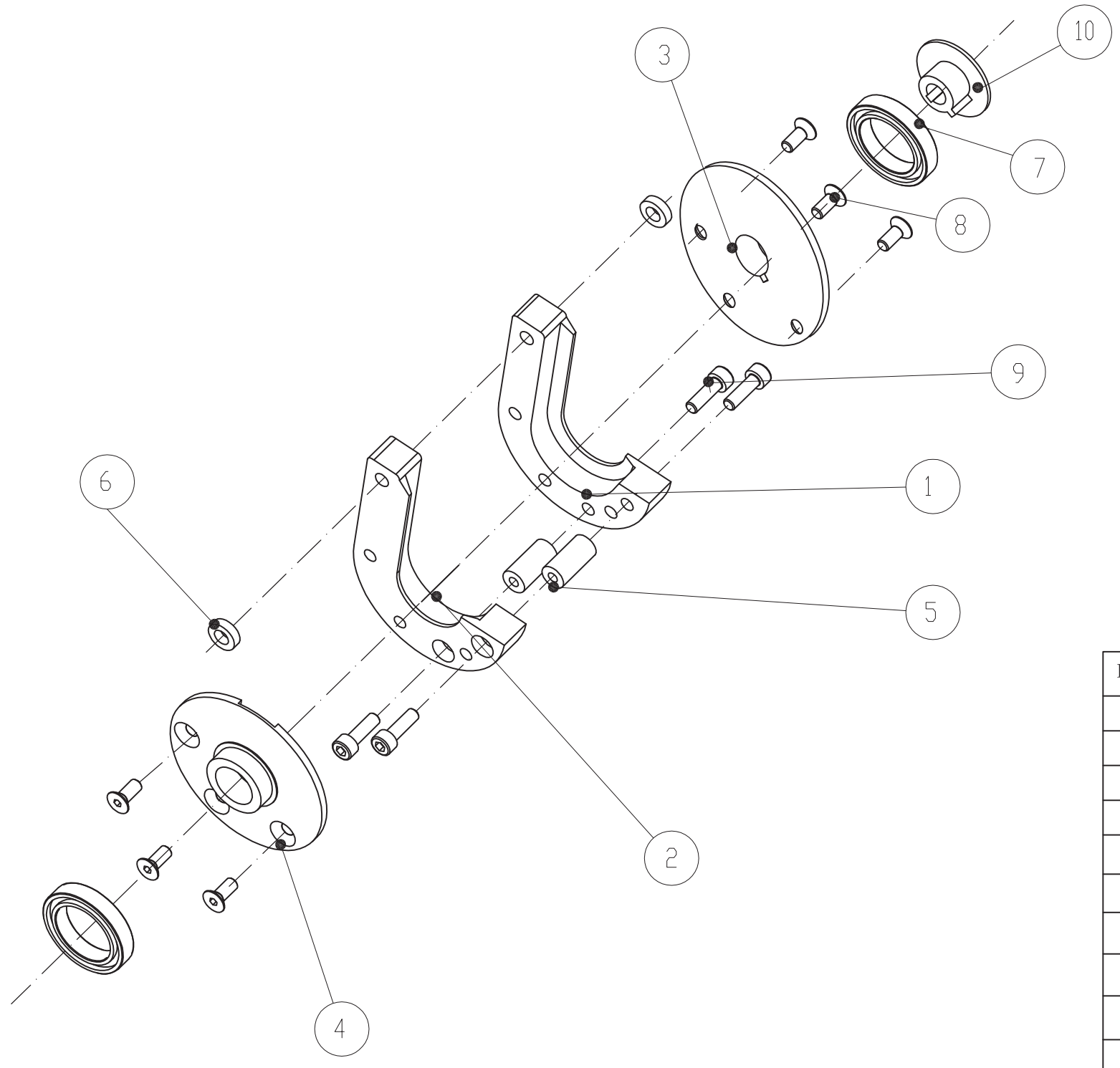
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

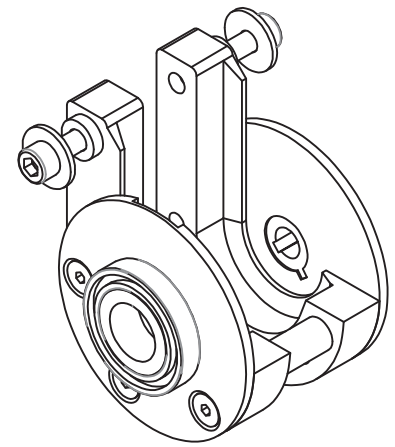
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 4 Polea guía		Material:	Aluminio
POLEA GUÍA		Escala:	1:1
		Plano:	4.1



DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 4 Polea guía		Material:	Acero
EJE POLEA GUÍA		Escala:	1:1
		Plano:	4.2

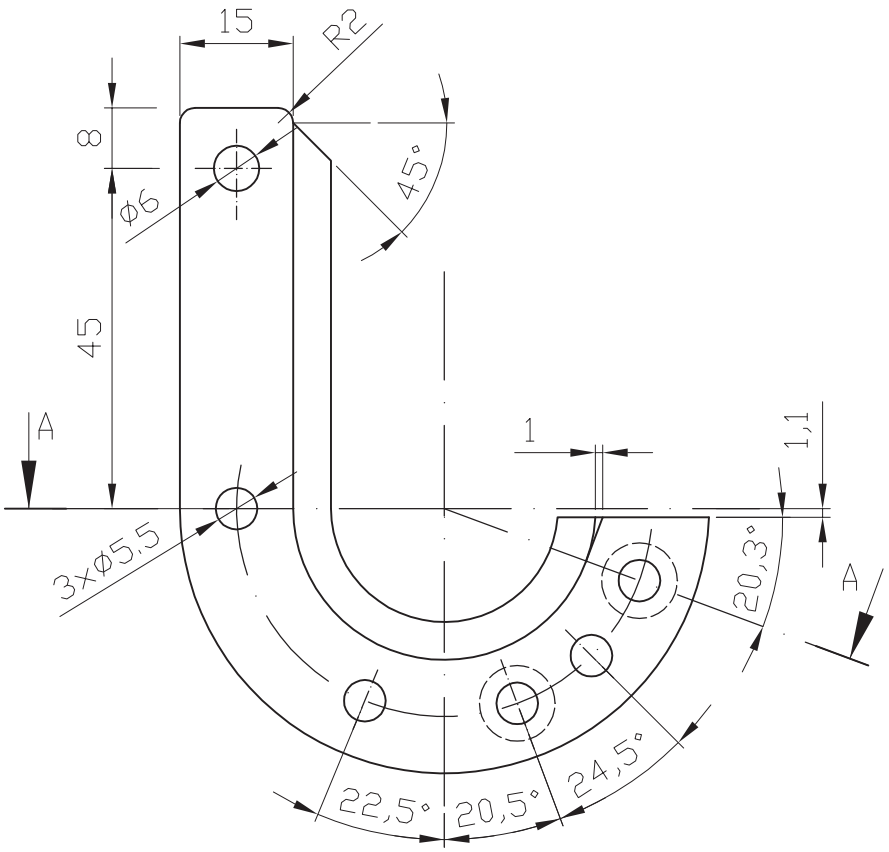


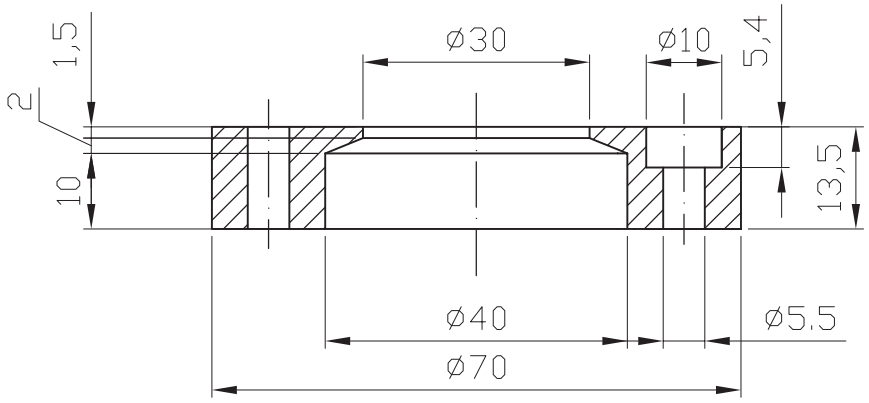


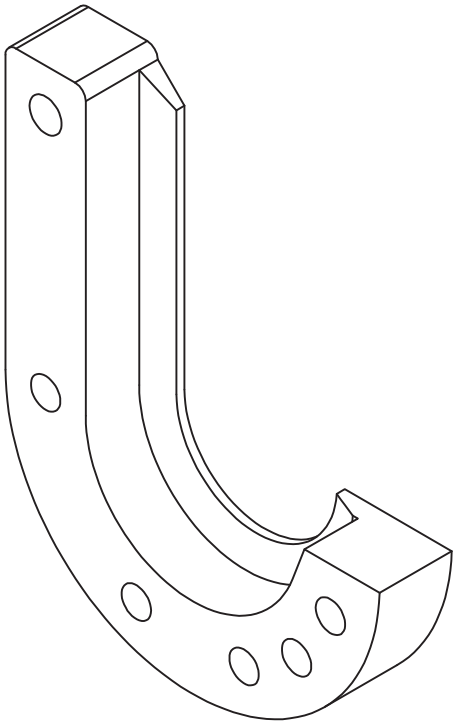
ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	5.1	Palanca Inferior	1
2	5.2	Palanca Superior	1
3	5.3	Cazoleta Palanca Inferior	1
4	5.4	Cazoleta Palanca Superior	1
5	5.5	Separador de Palancas	2
6	5.5	Arandela Palanca	2
7		Rodamiento SKF - 61805 - 22,SI,NC,22_68	2
8		Tornillo DIN 7991 - M5 x 12	6
9		Tornillo DIN 912 M5 x 16	4
10	5.6	Unión motor palanca	1

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	---
PLANO DE CONJUNTO: PALANCAS		Escala:	1:2
		Plano:	5

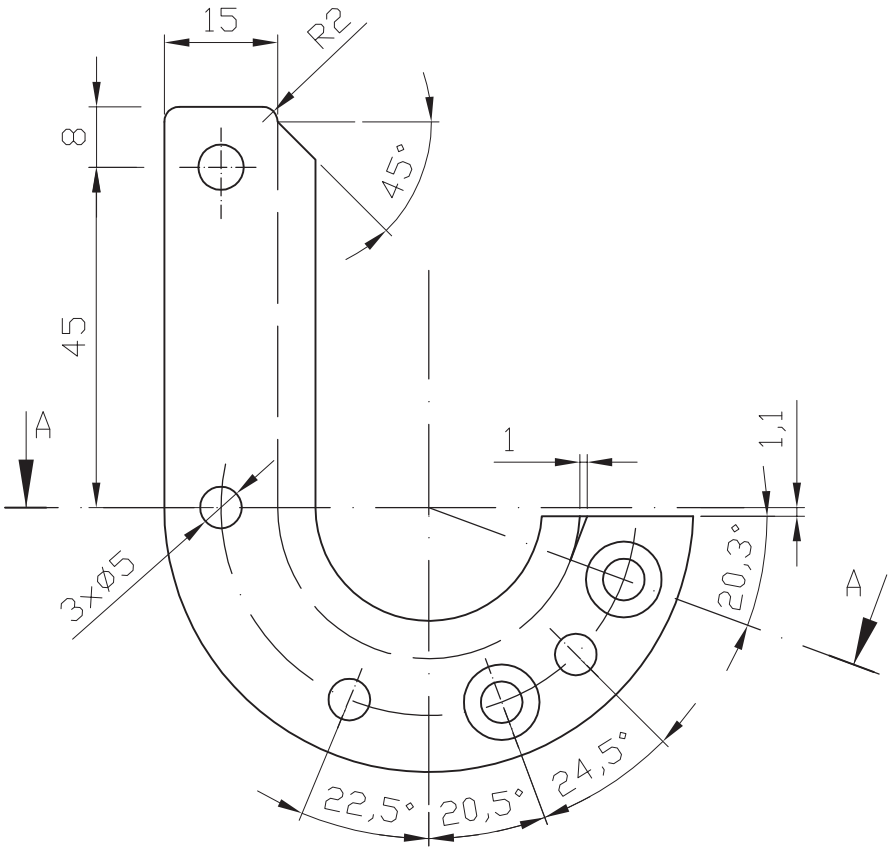


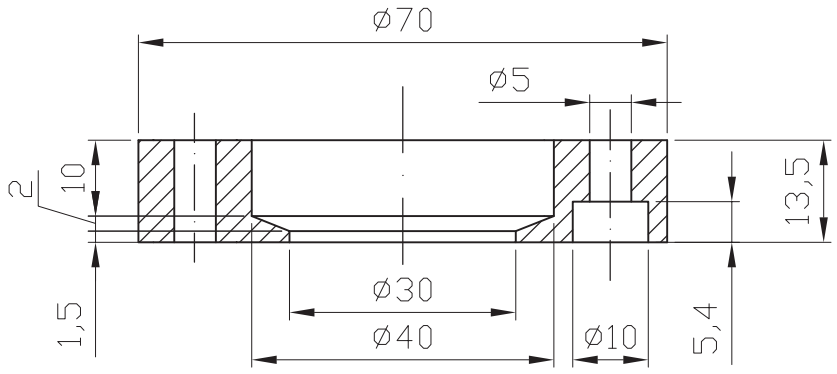


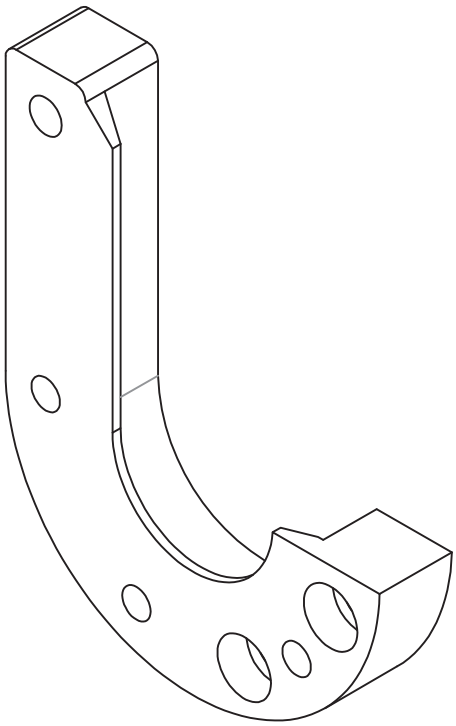


DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
PALANCA INFERIOR		Escala:	1:1
		Plano:	5.1

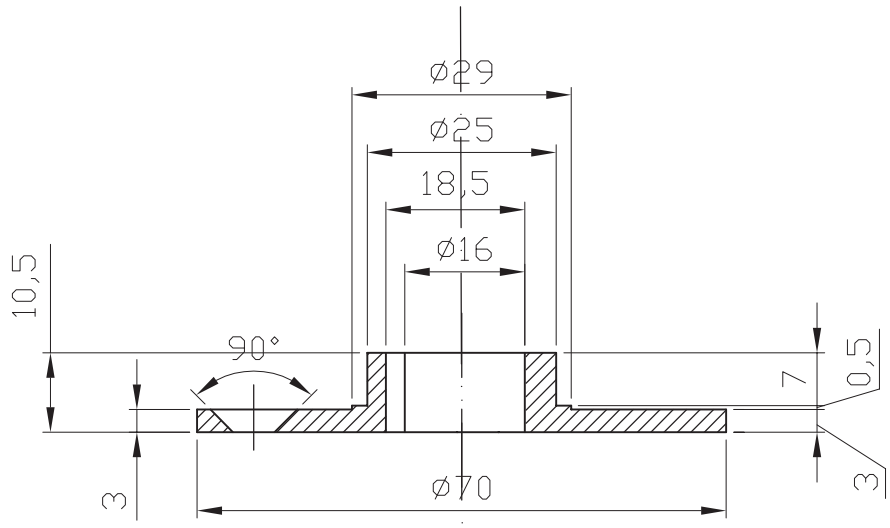


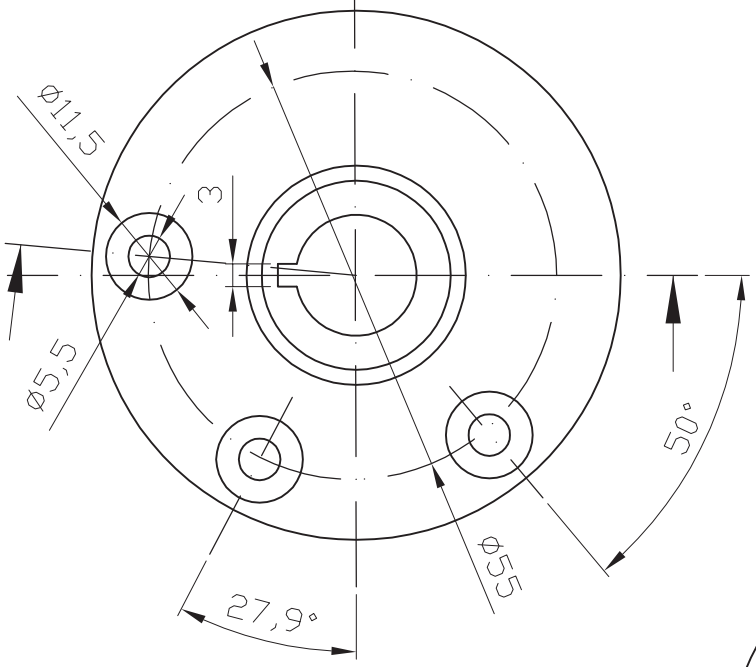


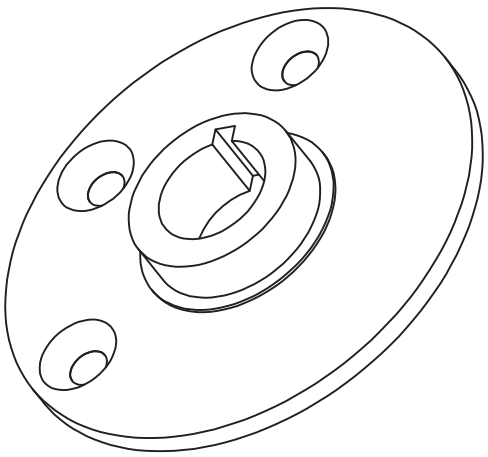


DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
PALANCA SUPERIOR		Escala:	1:1
		Plano:	5.2

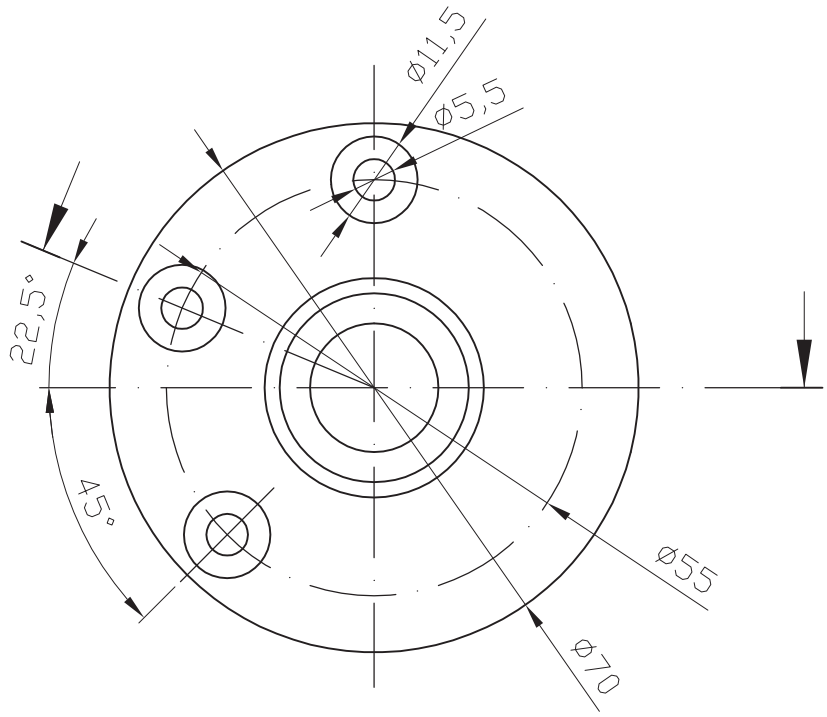


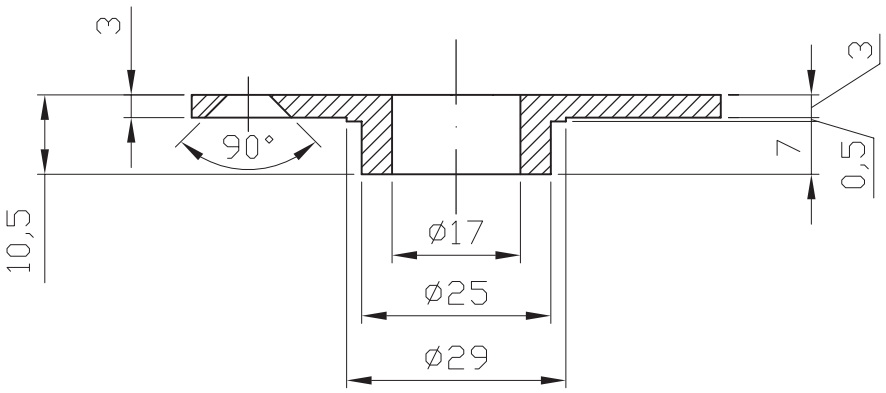




DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

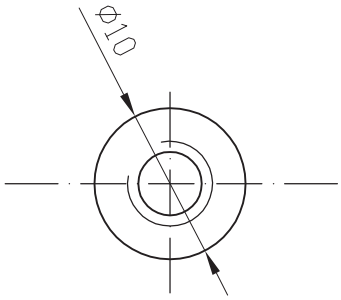
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
CAZOLETA PALANCA INF		Escala:	1:1
		Plano:	5.3

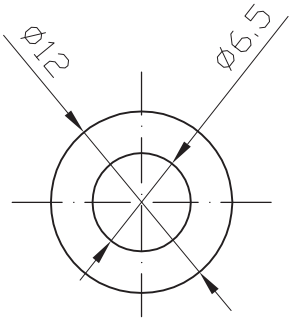


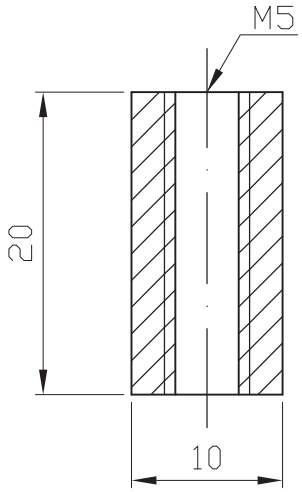


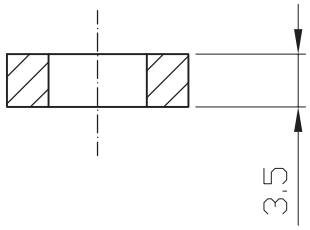
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

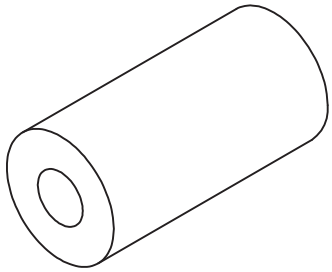
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
CAZOLETA PALANCA SUP		Escala:	1:1
		Plano:	5.4

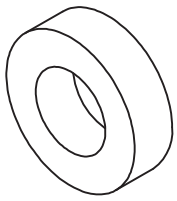






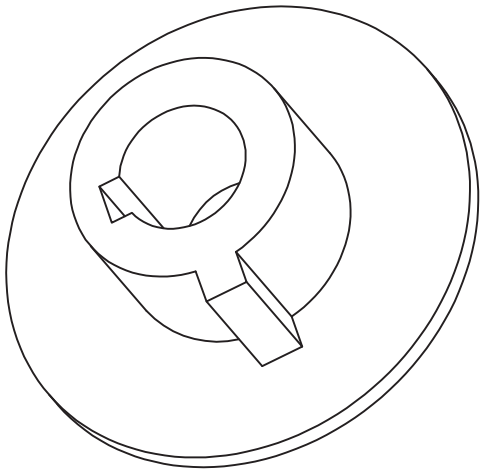


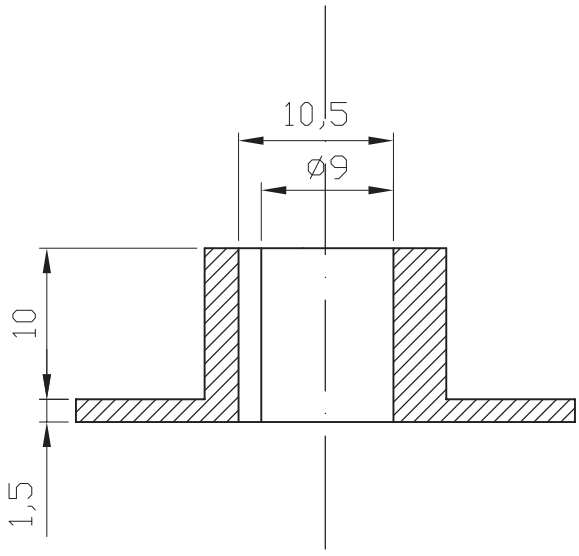


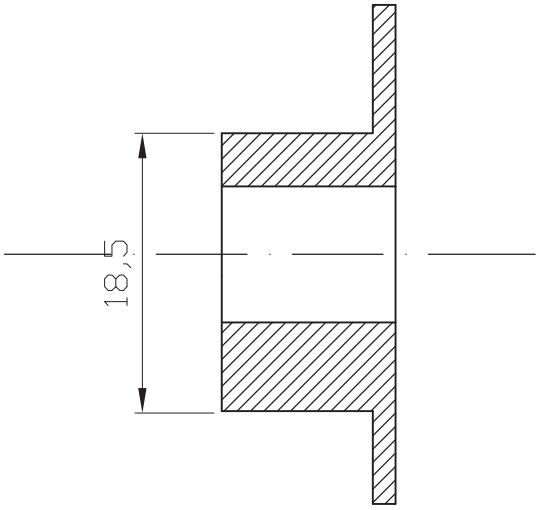


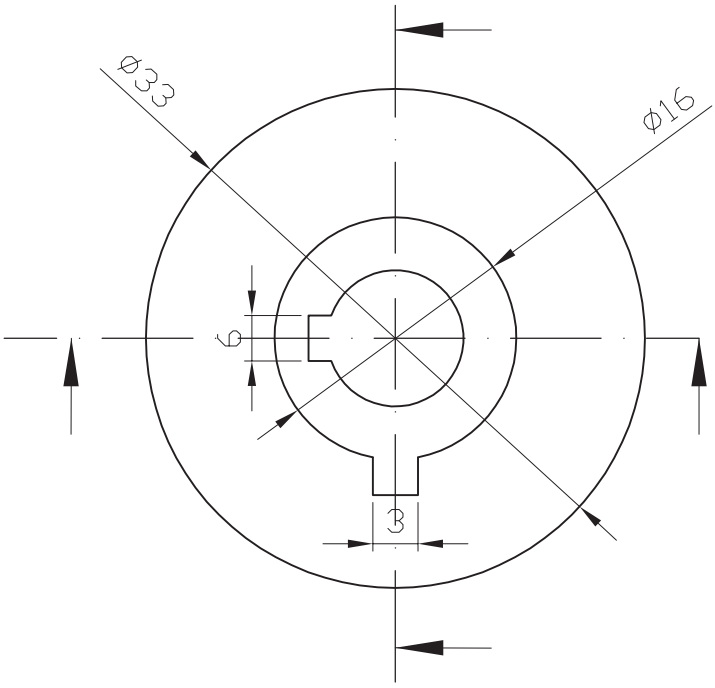
DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
SEPARADOR PALANCAS ARANDELA PALANCA		Escala:	2:1
		Plano:	5.5



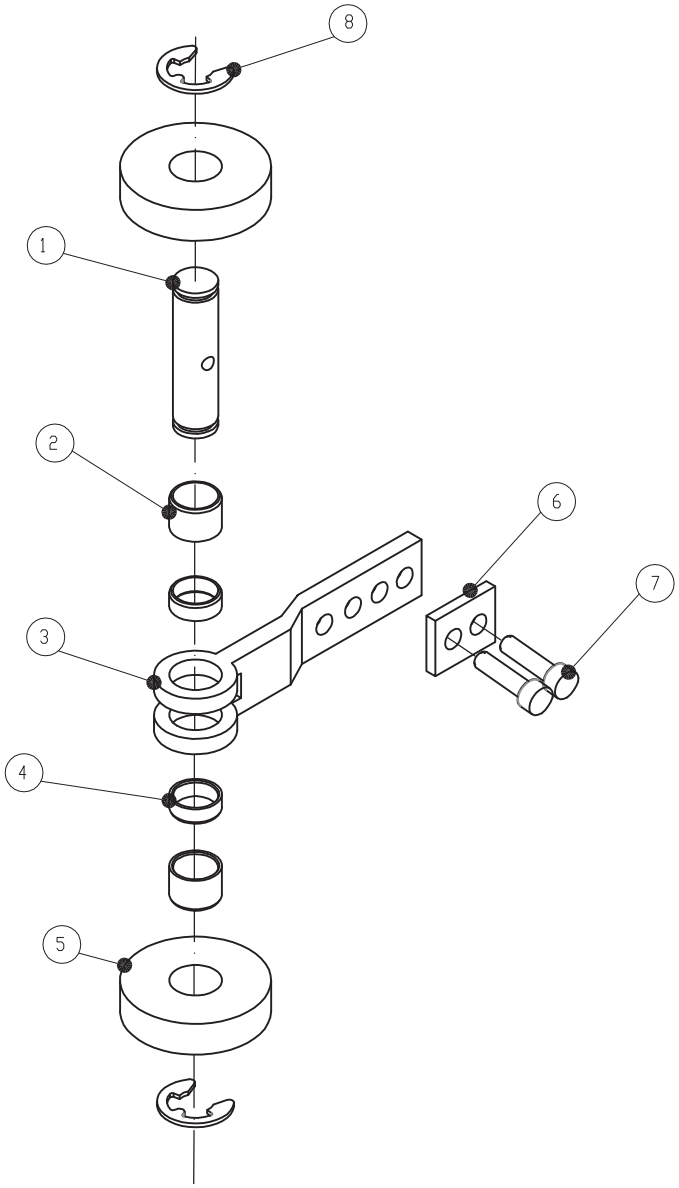






DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

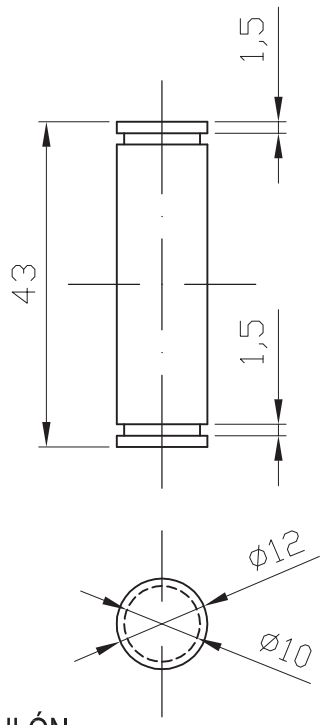
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 5 Palancas		Material:	Acero
UNION MOTOR PALANCA		Escala:	2:1
		Plano:	5.6



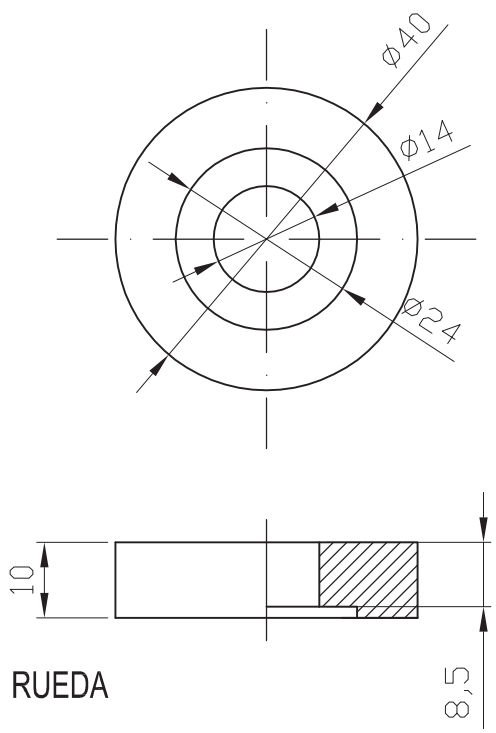
ELEMENTO	Plano nº	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	6.1	Bulón	1
2	--	Cojinete IGLIDUR GSM_1214_8.5	2
3	6.2	Tirante	1
4	--	Cojinete IGLIDUR GSM_1214_05	2
5	6.1	Rueda	2
6	6.1	Plaquilla fijación cables	1
7	--	Tornillo DIN 912 M5	2
8	--	Anillo retención DIN 471	2

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

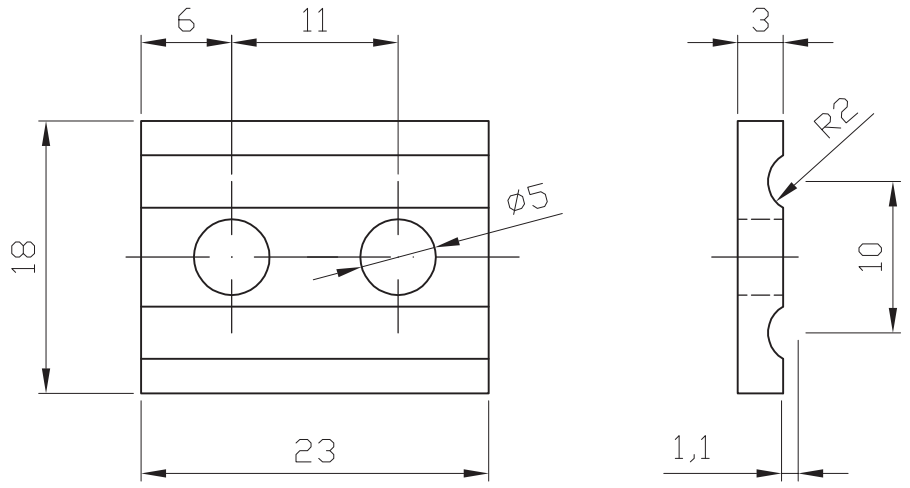
Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 6 TiranteRueda		Material:	Acero
PLANO DE CONJUNTO: TIRANTE-RUEDA		Escala:	1:2
		Plano:	6



BULÓN



RUEDA

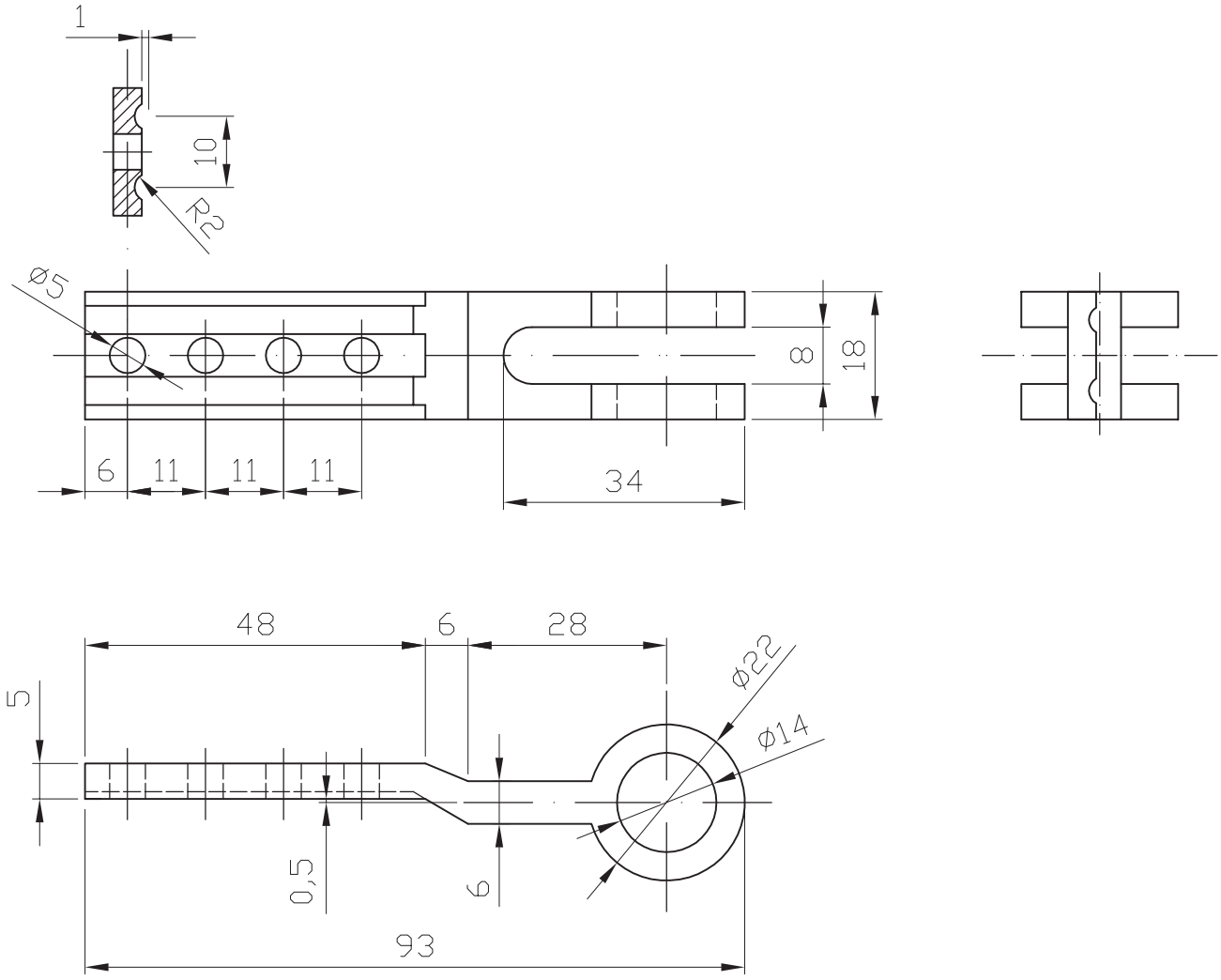


escala 2:1

PLACA FIJACIÓN CABLES

DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 6 TiranteRueda		Material:	Acero
BULÓN, RUEDA PLACA FIJACIÓN CABLES		Escala:	1:1
		Plano:	6.1



DISEÑO DE UN ACTUADOR DE RIGIDEZ VARIABLE

Silvia Sánchez Salinas	Cotas en mm	Fecha:	07/07/2012
Subconjunto: nº 6 TiranteRueda		Material:	Acero
TIRANTE		Escala:	1:1
		Plano:	6.2