



Proyecto Fin de Carrera

Diseño y simulación de un mecanismo de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots

Alumno: Manuel Fernández Pastor

Directores: Javier López Martínez

Antonio Giménez Fernández

Septiembre, 2012

Índice

I.	INTERÉS Y OBJETIVOS.....	1
	Capítulo 1. Motivación y objetivos	1
	1.1. Interés.....	1
	1.2. Objetivos.....	2
II.	REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	3
	Capítulo 2. Seguridad física en la interacción Humano-Robot.....	3
	2.1. Introducción	3
	2.2. Estándares de Seguridad	4
	2.3. Índices de gravedad	5
	2.4. Escala de lesiones.....	8
	2.5. Protocolo de medición y calidad de la medida.....	9
	2.6. Posibles soluciones para la seguridad.....	11
	2.6.1. Diseño mecánico seguro	11
	2.6.2. Planificación y control	12
	Capítulo 3. Estado del arte de los actuadores flexibles	14
	3.1. Introducción	14
	3.2. Clasificación de los actuadores flexibles	15
	3.3. Actuadores flexibles de rigidez variable.....	16
	3.3.1. Variación del punto de equilibrio.....	16
	3.3.2. Configuración Antagónica.....	17
	3.3.3. Variación de la estructura	23
	3.3.4. Variación mecánica	25
	3.4. Características de Actuadores de Rigidez Variable.....	28
III.	MATERIAL Y METODOS	32
	Capítulo 4. Diseño metodológico	32
	4.1. Catia V5.....	34
	4.2. SolidWorks	35
	4.2.1. CosmosMotion.....	35
	4.3. AutoCAD.....	38

4.4.	Matlab.....	38
Capítulo 5. Caracterización del ARV		40
5.1.	Análisis del par y la rigidez.	40
5.2.	Recopilación de datos.	41
5.3.	Selección y dimensionado de los componentes del ARV.....	42
5.3.1.	Motor principal.	42
5.3.2.	Husillo de bolas	44
5.3.2.1.	Selección del husillo.....	46
5.3.3.	Rodamientos.....	48
5.3.3.1.	Selección de Rodamientos de bolas	50
5.3.4.	Cojinetes de fricción	53
5.3.5.	Resortes	53
5.3.6.	Cables de acero.....	57
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN		61
Capítulo 6. Análisis y selección del diseño		61
6.1.	Requisitos del diseño.....	61
6.2.	Diseños: tormenta de ideas.....	62
6.2.1.	Primera idea.	62
6.2.2.	Segunda idea.....	63
6.2.3.	Tercera idea.....	65
6.3.	Evaluación y caracterización de los diseños.	67
6.3.1.	Montaje A.....	67
6.3.2.	Montaje B.....	69
6.3.3.	Par umbral	71
6.3.4.	Rigidez del cable.	72
6.3.5.	Selección y discusión	73
Capítulo 7. Desarrollo e implementación		74
7.1.	Motor principal	75
7.2.	Selección elementos activos.	78
7.2.1.	Eje Salida M1.....	78
7.2.2.	Unión Chaveta-Cazoleta.....	78

7.2.3. Eslabón Inferior.....	79
7.2.4. Motor secundario.....	79
7.2.5. Pivote.....	81
7.2.6. Eslabón Intermedio.....	82
7.2.7. Soporte Polea principal.....	82
7.3. Rodamientos	83
7.4. Cojinetes.....	87
7.5. Resorte.....	88
7.6. Cables	92
7.7. <i>Material de placas</i>	93
7.8. Optimización del diseño.....	95
7.9. Desviación angular máxima.....	99
7.10. Par y par umbral.....	100
7.11. Especificaciones generales del nuevo Actuador de Rigidez Variable	102
Capítulo 8. Simulaciones	104
8.1. Modelado del nuevo ARV.....	104
8.2. Modelado del sistema cuello-cabeza.....	110
8.3. Modelado del impacto.....	111
8.4. SimMechanics Link.....	114
V. Conclusiones	115
VI. BIBLIOGRAFÍA.....	118

Índice de figuras

Figura 1. Ejemplo de clasificación del espacio de trabajo: (1) Espacio controlado, (2) Espacio máximo, (3) Espacio restringido y (4) Espacio de operación.....	4
Figura 2. Curva de tolerancia limite desarrollada en la Universidad de Wayne	6
Figura 3. Fuerza mínima de fractura para diferentes zonas del cráneo	7
Figura 4. Relación del HIC con la probabilidad de pertenencia a un nivel de la AIS.....	9
Figura 5. Estándar de medición: (a) Sentado con impacto frontal y trasero en cabeza y pecho. (b) Sentado con impacto lateral en cabeza y pecho. (c) Levantado con impacto lateral en cabeza y pecho (d) Levantado con impacto frontal y trasero en cabeza y pecho.....	10
Figura 6. Relación HIC vs Masa: (a) Estructura para pruebas de impacto del DLR. (b) Saturación del HIC.....	10
Figura 7. Manipuladores suaves: (a) Manipulador WAN y (b) Tercera versión del brazo ligero de DLR.	11
Figura 8. Clasificación de los actuadores flexibles.....	15
Figura 9. Actuador Elástico Serie (SEA): (a) Esquema mecánico y (b) Esquema de control.....	16
Figura 10. Ejemplo de aplicaciones SEA: (a) Dispositivo SEA lineal (Yobotics, 2011), (b) Dispositivo SEA para un manipulador seguro 2009 (Tsagarakis, 2009), (c) Pierna robótica con SEA (Arevalo, 2010) y (d) Dispositivo SEA para una rodilla asistente (Bae, 2010).	17
Figura 11. Configuración Antagónica: (a) Simple, (b) Cruzada y (c) Bidireccional.	18
Figura 12. VSA diseñado por Migliore (Migliore,2005).....	18
Figura 13. Diferentes formas de variar la rigidez.....	19
Figura 14. VSA diseñado por Tonietti (Tonietti, 2005)	19
Figura 15. VSA-II.....	20
Figura 16. AMASC (Hurst ,2004)	21
Figura 17. Músculo artificial McKibben.....	22
Figura 18. Diseño DM2 de la Universidad de Stamford (Shin, 2010).....	23
Figura 19. Dispositivo con estructura laminar (Kawamura, 2002).....	24
Figura 20. Cambio por longitud: (a) Dispositivo básico de lamina (Morita, 1995), (b) Dispositivo de 4 laminas de Junho (Choi, 2009).	24
Figura 21. Mecanismo rotacional (Morita, 1997): (a) Configuración de mínima rigidez y (b) Configuración de máxima rigidez.	24

Figura 22. Resorte Jack (Hollander, 2005)	25
Figura 23. Fluidos magnetoreológicos: (a) Embrague MR y (b) Robot plano con embragues MR.....	26
Figura 24. Sistema de la Universidad Vrije	26
Figura 25. MACCEPA (Ham, 2007): (a) vista superior del MACCEPA 1.0 y (b) vista superior del MACCEPA 2.0.....	27
Figura 26. Rigidez articular variable (VS-joint)(Wolf, 2008).	28
Figura 27. AwAS (Jafari, 2010)	28
Figura 28. Otros dispositivos por control de torque: (a) El dispositivo de Reza (Ghorbani, 2006) y (b) HDAU (Kim, 2010)	28
Figura 29. Proceso de diseño reversible.....	32
Figura 30. (a) Simbolización de lados y ángulos y (b) prototipo básico tridimensional en SolidWorks.	40
Figura 31. Imagen de un motor con reductora integrada.	42
Figura 32. Diferentes husillos.....	44
Figura 33. Partes de un husillo.....	44
Figura 34. Descripción de un rodamiento típico.....	49
Figura 35. Rodamientos de bolas. (a) Rígido de una sola hilera (b) rígido de dos hileras (c) de contacto angular(d) de contacto angular de dos hileras (e) desmontable (f) oscilante (g) axial de simple efecto.	50
Figura 36. Hoja típica de un rodamiento de un catálogo comercial	51
Figura 37. Diferentes tipos de resortes.	54
Figura 38. Longitudes y comportamiento del resorte de compresión hasta la longitud sólida.	56
Figura 39. Tipos de terminaciones.	57
Figura 40. Estructura de un cable de acero	58
Figura 41. Diseño en 3D del modelo inicial.....	62
Figura 42. Estudio de movimiento con CosmosMotion.	63
Figura 43. Prototipo en 3D del AwAS.....	63
Figura 44. Esquema del AwAS de Jafari.....	64
Figura 45. Principio de funcionamiento del AwAs.	64
Figura 46. Estudio de movimiento del AwAs en CosmosMotion.	65
Figura 47. Principio de funcionamiento del AwAS-II.	66
Figura 48. Esquema del nuevo ARV.	66
Figura 49. Parametros y aclaración del Montaje A.....	67
Figura 50. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje A	68
Figura 51. Curva de la rigidez según el ángulo de desalineación para el montaje A.....	68
Figura 52. Parametros y aclaración del Montaje B.....	69

Figura 53. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje B.	70
Figura 54. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje B.	70
Figura 55. Dibujo esquemático para el cálculo del par umbral.....	71
Figura 56. Diseño en 2D de nuestro ARV en AutoCAD.	74
Figura 57. Hoja de cálculo propuesta para la selección del motor.	75
Figura 58. Imagen de un HD CHA 25-A.....	76
Figura 59. Vista isométrica del HD CHA 25-A dibujado en Catia V5.....	77
Figura 60. Vista inferior del HD CHA 25-A dibujado en Catia V5.....	77
Figura 61. Eje de salida del motor principal.	78
Figura 62. Cazoleta dibujada en Catia V5.....	78
Figura 63. Eslabón inferior dibujado en Catia V5.....	79
Figura 64. Imagen del RM1020BP2-100.....	80
Figura 65. Imagen del RM1020BP2-100 en Catia V5.	80
Figura 66. Pivote dibujado en Catia V5.....	81
Figura 67. Vista inferior del eslabón intermedio.	82
Figura 68. Vista superior del eslabón intermedio.	82
Figura 69. Soporte polea principal.	82
Figura 70. Vista del soporte de la polea principal dentro del ensamblaje.	83
Figura 71. Situación de los rodamientos en el nuevo ARV.	84
Figura 72: Representación del esquema para seleccionar los rodamientos 1 y 2.	84
Figura 73. Imagen del rodamiento FAG 16004.	85
Figura 74. Imagen del rodamiento 6004 de la marca FAG.	86
Figura 75. Subconjunto Polea-Guía	87
Figura 76. Esquema de los términos relacionados con la polea y el muelle.	88
Figura 77. Gráfica de la rigidez respecto al ángulo de desalineación para $K=0.6122\text{DaN/mm}$	90
Figura 78. Gráfica ampliada de la rigidez respecto al ángulo de desalineación para $K=0.6122\text{DaN/mm}$	90
Figura 79. Tabla de características del muelle 207235 de Muellestock.com.....	91
Figura 80. Curva de la rigidez definitiva con respecto a la desalineación.....	92
Figura 81. Vista en 2D de las zonas a optimizar.	95
Figura 82. Imagen final de la zona 1 del prototipo tras su optimización.....	96

Figura 83. Imagen final de la zona 2 del prototipo tras su optimización.....	96
Figura 84. Imagen final de la zona 3 del prototipo tras su optimización.....	97
Figura 85. Imagen final de la zona 4 del prototipo tras su optimización.....	97
Figura 86. Imagen final de la zona 5 del prototipo tras su optimización.....	98
Figura 87. Imagen final de la zona 6 del prototipo tras su optimización.....	98
Figura 88. Imagen final de la zona 7 del prototipo tras su optimización.....	99
Figura 89. Gráfica del comportamiento del par según el ángulo de desalineación.....	100
Figura 90. Gráfica del comportamiento de la rigidez según el ángulo de desalineación.....	102
Figura 91. Vista isométrica completa del nuevo ARV.	103
Figura 92. Modelado del nuevo ARV.	104
Figura 93. Modelado del Subsistema M1.....	108
Figura 94. Subsistema simplificado del modelado.	109
Figura 95. Subsistema Motion.....	110
Figura 96. Esquema de un sistema cuello-cabeza.....	110
Figura 97. Sistema correspondiente al impacto entre un brazo robótico y una cabeza.	111
Figura 98. Simplificación del subsistema impacto (Contact Force).	112
Figura 99. Representación detallada del subsistema encargado del impacto (Law Force).....	112
Figura 100. Representación del bloque Penalty Force.	113
Figura 101. Bloque Zero Force	113
Figura 102. Representación del modelado del ARV a través de SimMechanics Link.....	114
Figura 103. Nuestro mecanismo representado a partir de una simulación en SimMechanics.	114
Figura 104. Características del catálogo del HD CHA 25-A.....	125
Figura 105. Plano de medidas del RM1020BP2-100.	126
Figura 106. Tabla de características del RM1020BP2-100.....	126

Índice de tablas

Tabla 1. Definición de la Escala de Lesiones Abreviada (AIS).....	8
Tabla 2. Gravedad de lesiones EuroNCAP y código de colores correspondiente.....	9
Tabla 3. Resumen de característica de SEA, VSA-II y MACCEPA.....	29
Tabla 4. Resumen de características de AwAS, AwAS-II y VSA-CUBE.	30
Tabla 5. Principales herramientas de CosmosMotion.....	36
Tabla 6. Elementos de movimiento de CosmosMotion.....	37
Tabla 7. Elementos de PropertyManager Motor.....	37
Tabla 8. Tipos de fuerza del PropertyManager Fuerza.....	37
Tabla 9. Dirección de la fuerza del PropertyManager Fuerza.....	37
Tabla 10. Tipos de resortes del PropertyManager Resorte.....	38
Tabla 11. Resumen de las características de los principales ARV.....	41
Tabla 12. Materiales normalizados de cada componente.....	45
Tabla 13. Tabla de viscosidad orientativa.....	45
Tabla 14: Tabla de tolerancias del paso.....	46
Tabla 15. Valores de los factores radial y axial.....	51
Tabla 16. Recomendaciones de duración.....	52
Tabla 17. Recomendaciones de factores de corrección por carga.....	52
Tabla 18. Principales propiedades de los materiales metálicos para los resortes.....	55
Tabla 19. Propiedades de los resortes según la terminación de sus extremos.....	57
Tabla 20. Clasificación en grados de los alambres para la producción de cables de acero.....	58
Tabla 21. Valores del factor de seguridad según la aplicación.....	59
Tabla 22. Formas de medir el diámetro de un cable.....	60
Tabla 23. Características deseadas para el nuevo actuador.....	62
Tabla 24. Módulos de elasticidad basados en el área circundante en relación al diámetro nominal del cable.....	73
Tabla 25. Peso por unidad de longitud y resistencia a la rotura del cable de la serie 6x7 para distintos diámetros reales.....	93
Tabla 26. Principales propiedades del Al7075.....	95
Tabla 27. Especificaciones generales del nuevo ARV.....	102
Tabla 28. Características de los diferentes bloques del modelado del nuevo ARV.....	107
Tabla 29. Parámetros del subsistema M1.....	109
Tabla 30. Parámetros del sistema cuello-cabeza.....	111

Índice de planos

- Plano 0. Plano de conjunto general.
- Plano 1.0. Plano de conjunto: Eje principal.
- Plano 2.0 Plano de conjunto: Husillo-motor.
- Plano 3.0 Plano de conjunto: Intermedio-polea.
- Plano 4.0 Plano de conjunto: Polea pequeña.
- Plano 5.0 Plano de conjunto: Soporte Resorte.
- Plano 6:0 Placa de unión al brazo de salida.

I. INTERÉS Y OBJETIVOS

Capítulo 1. Motivación y objetivos

1.1. Interés

En las últimas décadas, las aplicaciones de los robots se están extendiendo a nuevos escenarios en los que pueden interactuar con entornos desconocidos y realizar tareas cooperativas con los humanos. De estos robots se espera que se desarrollen no sólo en las nuevas aplicaciones relacionadas con la robótica médica, robótica espacial, o robots asistenciales y de compañía, si no que se amplíen drásticamente los horizontes de la automatización industrial.

Los actuadores actuales, usados en los robots industriales y en la mayoría de los robots de servicio, tienen una alta rigidez la cual no es posible modificar. Así, en el caso de un impacto entre un robot y una persona, el daño que le puede producir el robot es muy alto.

Los robots manipuladores operando en un espacio de trabajo libre pueden ser controlados mediante un esquema de control de posición convencional. En estos casos, los manipuladores normalmente tienen una alta rigidez para mejorar la precisión de sus movimientos. Si el robot colisiona con algún cuerpo del entorno, su elevada rigidez e inercia puede causar daños tanto al entorno como a sí mismo. Este factor hace que todavía no se haya extendido el uso de aplicaciones de colaboración entre robots y humanos.

Los Actuadores de Rigidez Variable (ARV) surgen como un medio alternativo para garantizar la seguridad de las personas e indirectamente la de los robots. Su mecanismo consiste en controlar simultáneamente la rigidez y la posición del brazo robot, dotando intencionadamente de un cierto grado de flexibilidad mecánica a las articulaciones del brazo, incrementado así el grado de seguridad. Con esta medida se busca desacoplar dinámicamente la inercia de los motores de la inercia de los eslabones cuando ocurre un impacto, de manera que el robot sea intrínsecamente seguro.

1.2. Objetivos

Este proyecto se centra en el diseño y desarrollo de una articulación de revolución dotada de un mecanismo de rigidez variable.

En la etapa inicial del proyecto se abordará el diseño mecánico de un nuevo actuador de rigidez variable. Este actuador deberá ser compacto y ligero, siendo adaptable a cualquier brazo robot con articulaciones de revolución, y garantizando los requisitos habituales de seguridad en situaciones de interacción hombre-robot.

II. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Capítulo 2. Seguridad física en la interacción Humano-Robot

2.1. Introducción

Con la posibilidad de utilizar robots para ayudar a los humanos fuera del área industrial, se debe superar el mayor de los obstáculos para que surjan entornos compartidos entre robots y humanos, hablamos de la seguridad física de las personas en todo momento, sin olvidar la de los robots.

Los robots pequeños, livianos y de manipulabilidad limitada minimizan el riesgo, pero a la hora de manipular objetos de gran tamaño, hacen falta robots más grandes y pesados, además de precisos. Con el fin de interactuar de manera segura y eficiente se buscan nuevas maneras de desarrollar robots.

La existencia de un amplio campo de aplicaciones, grados de interacción y diferentes niveles de peligro las podemos recoger dentro de la Interacción física Humano Robot (pHRI). Debido a que el hecho de compartir un espacio cercano o común a un robot implica una alta probabilidad de que ocurra un contacto inesperado que pueda causar dolor o lesiones en el cuerpo es esencial para investigar la tolerancia del cuerpo humano a estos impactos inesperados.

Se enumeran a continuación los estándares de seguridad vigentes y se mencionan los criterios clasificar el daño que puede ocasionar una colisión. También se compararan los resultados del protocolo de medición y la calidad de estas mediciones relacionadas con la robótica.

2.2. Estándares de Seguridad

Antes de la explicación sobre la normal utilizada en España, se define cómo funcionaba la seguridad anteriormente. Así que es necesario conocer las normas o estándares que garantizan la seguridad.

En las fábricas americanas se usa la norma RIA/ANSI R15.06 del ANSI (American National Standard Institute) (R15.06, 1999). La forma de garantizar la seguridad es evitar el contacto definiendo cuatro regiones concéntricas (Figura 1):

1. El espacio controlado: Está delimitado por protecciones físicas, que restringen el paso a los humanos.
2. Espacio máximo: Puede ser barrido por el robot, más el espacio que puede ser barrido por la herramienta y la pieza. A partir de este espacio se calcula el espacio controlado de forma que garantice la seguridad.

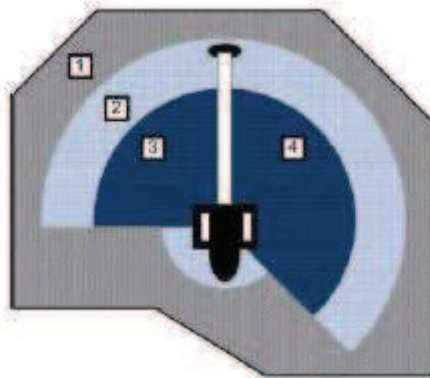


Figura 1. Ejemplo de clasificación del espacio de trabajo: (1) Espacio controlado, (2) Espacio máximo, (3) Espacio restringido y (4) Espacio de operación.

3. Espacio restringido: Es una parte reducida del espacio máximo, establecida por los limitadores de recorrido de los robots.
4. Espacio de operación: Es una parte reducida del espacio restringido donde el robot ejecuta un programa.

Con el fin de evitar cualquier peligro, se debe señalar el espacio restringido claramente, pero en el caso de detectarse un intruso dentro del espacio controlado se activa una parada de emergencia que corta la energía del sistema.

Parecida a la americana es la antigua norma europea EN-775 (DIN, 1992), además de la ausencia del operador dentro del espacio protegido, se centra en priorizar la correcta distribución de los robots y operarios de a pie para permitir el máximo número de tareas a realizar.

En este sentido, esta norma fue adoptada en España como UNE-EN 775 (UNE-EN, 1996) de título “Robot manipuladores industriales. Seguridad”, que además de proporcionar a diseñadores y fabricantes un marco de trabajo que les ayude a producir máquinas seguras en su utilización, presenta una estrategia de trabajo para el desarrollo y selección de medidas de seguridad. Esta estrategia comprende las siguientes consideraciones:

1. Determinación de los límites del sistema: intención de uso, espacio y tiempos de trabajo, etc.
2. Identificación y descripción de todos aquellos peligros que pueda generar la máquina durante las fases de trabajo. Se deben incluir los riesgos derivados de un trabajo conjunto entre la máquina y el ordenador y los riesgos derivados de un mal uso de la máquina.
3. Definición del riesgo de que se produzca el accidente. Se definirá probabilísticamente en función del daño físico que pueda producir.
4. Comprobar que las medidas de seguridad son adecuadas.

Por su parte, la Organización Internacional de Normalización (ISO) revisó por última vez en 2011 la norma ISO 10218-1, que fue precedida por la citada anteriormente EN-775. La norma española actual es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN ISO 10218-1:2011, conocida como UNE-EN ISO 10218-1:2011 (UNE-EN, 2011). Estos nuevos conceptos de seguridad se pueden dividir en dos:

1. Una guía para garantizar la seguridad en el diseño y construcción del robot
2. Permite la cooperación con el personal debido a un conjunto de límites establecidos para la velocidad, potencia, etc.

Aunque existen estas normas de seguridad aún ocurren accidentes relacionados con los robots, por lo que hace falta un nuevo estándar que aborde estos problemas.

En este proyecto no se busca proponer una nueva norma, sino buscar nuevos mecanismos que contribuyan a minimizar las lesiones que pudieran existir cuando se produce un impacto entre un robot y un ser humano.

2.3. Índices de gravedad

Según la cuantificación del daño producido en una colisión se pueden comparar y optimizar los diseños. Destacamos dentro de la biomecánica los estudios de gravedad de las lesiones en accidentes de tránsito (Gadd, 1996), (Versace, 1971) o de lesiones deportivas (Njus et al., n.d.). Los ensayos de impacto con maniqués antropomórficos, o cadáveres para estudiar el peligro en accidentes con vehículos

han sido aplicados solo muy recientemente a la robótica (Zinn et al., 2002a), pudiéndose establecer criterios de daño similares para poder normalizar los factores que influyen en la HRI (Zinn et al., 2002b).

Los datos obtenidos en un choque de automóvil no pueden ser extrapolables al ámbito de un impacto robótico, debido a las restricciones, condiciones dinámicas, protección y situación del humano, pero son un buen punto de partida en el que fijarse.

Podemos emplear las fórmulas empleadas en la industria automotriz, así relacionar la aceleración de la cabeza con la gravedad del daño dentro de un impacto, usaríamos diferentes criterios como:

1. El Índice de Severidad de Gadd (GSI - Gadd Severity Index) (Gadd, 1996).
2. El Criterio de lesión en la cabeza (HIC - Head Injury Criterion) (Avail, 2010).
3. El criterio de "3 ms" (F1, 2008)
4. La respuesta de lesión viscosa (CV - Viscous Injury Response) (Bronzino, 2000).

Estos criterios están relacionados con la curva de tolerancia que limita la aceleración admisible en función del tiempo de impacto, como se puede apreciar en la Figura 2 y siendo el criterio la fractura de cráneo de cadáveres.

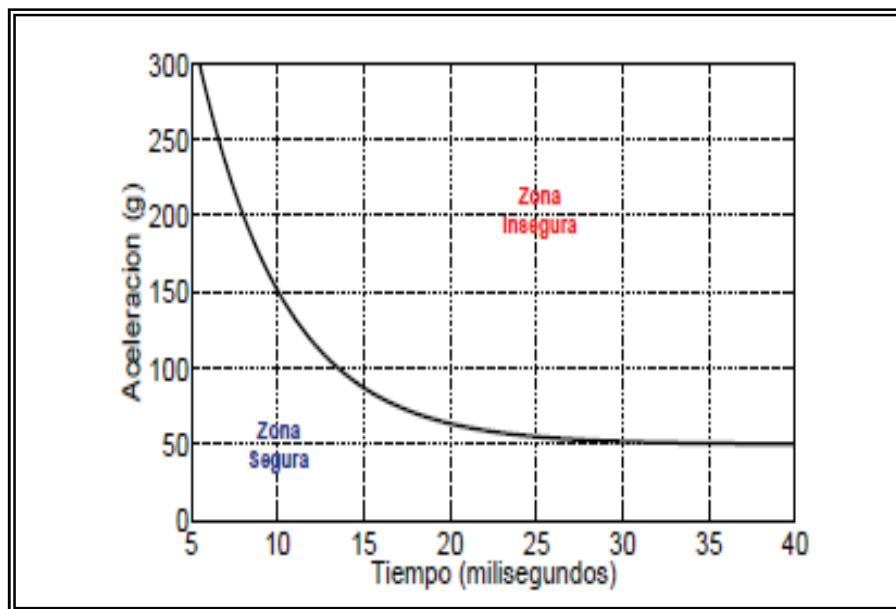


Figura 2. Curva de tolerancia límite desarrollada en la Universidad de Wayne

Una de las formas de evaluar el daño más frecuente, denominada Gadd Severity Index, se expresa como:

$$GSI = \int_0^T a^n dt \quad (Ec.1)$$

Siendo:

- ~ a : la aceleración de la cabeza.
- ~ t : la duración del pulso.

Si ocurriera que el valor de GSI es mayor que 1000, sería peligroso para la vida. Versace (Versace, 1971) establece que para cualquier comparación con esa curva hace falta considerar la aceleración media del pulso, de esta forma surge el criterio de daño en la cabeza (Head Injury Criterion, de siglas HIC) que se escribe así:

$$HIC = T \left[\frac{1}{T} \int_0^T a(\tau) d\tau \right]^{2,5} \quad (Ec.2)$$

Siendo T normalmente el tiempo final. Si HIC es mayor de 1000 se asocia con una lesión severa en la cabeza, para el normal funcionamiento se puede aceptar un valor de 100. También se puede hacer el cálculo para otras partes del cuerpo cambiando el coeficiente 2.5 por un valor n empíricamente determinado (Zinn et al, 2002b). Se puede observar un ejemplo en la Figura 3 donde según Haddadin (Haddadin et al., 2008) aparecen las fuerzas máximas para diferentes partes del cráneo.

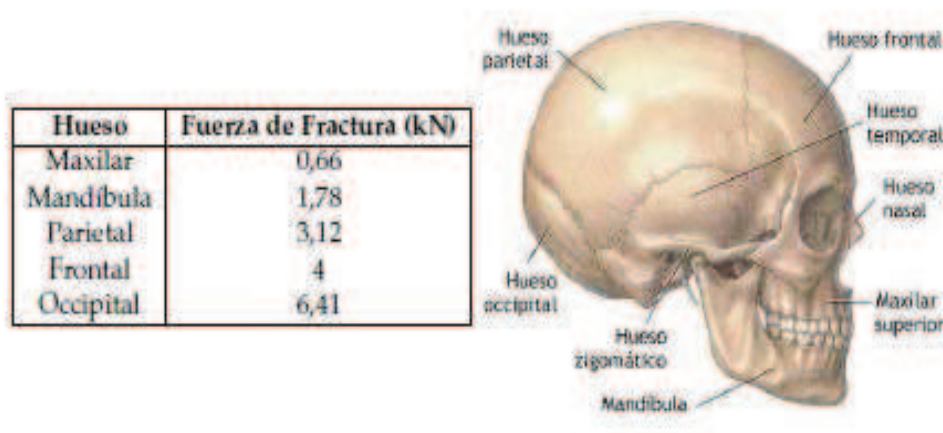


Figura 3. Fuerza mínima de fractura para diferentes zonas del cráneo

Adaptando hacia una ecuación para la robótica, se integran las ecuaciones de movimiento de un brazo de un grado de libertad moviendo a una velocidad uniforme. Así se permite un Índice de Seguridad para robots (Safety index for Robots), mediante la expresión:

$$SIR = 2 \left(\frac{2}{\pi} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{K_{cov}}{M_{oper}} \right)^{\frac{3}{4}} \left(\frac{M_{rob}}{M_{rob} - M_{oper}} \right)^{\frac{7}{4}} v^{\frac{5}{2}} \quad (Ec.3)$$

Siendo:

- ~ M_{rob} : la masa efectiva total del robot.
- ~ M_{oper} : la masa del operador impactado.
- ~ K_{cov} : la rigidez global del brazo.

Aunque fueron novedosos y revolucionarios, el índice SIR y el HIC (Versace, 1971), pero actualmente están siendo cuestionados por motivos que se explican en los siguientes apartados.

2.4. Escala de lesiones

Como complemento a los índices de gravedad surgen las escalas de lesiones para cualificar la gravedad del daño en un impacto. La Asociación para el Avance de la Medicina de Automoción (AAAM) y la Asociación Médica Americana (AMA) desarrollaron conjuntamente una escala de lesiones llamada regularmente Escala Abreviada de Lesiones (AIS). Dividiendo el nivel en siete categorías, como se aprecia en la Tabla 1.

Además, existe otra tabla con 5 niveles de lesión correspondientes a un color diferente (Tabla 2) desarrollada por el Programa Europeo de Evaluación de Automóviles Nuevos (EuroNCAP) también ofrece una tabla para la clasificación de las lesiones.

AIS	SEVERIDAD	TIPO DE LESION
0	Ninguno	Ninguno
1	Menor	Superficial
2	Moderado	Recuperable
3	Serio	Posiblemente recuperable
4	Severo	No es recuperable sin atención
5	Crítico	No es totalmente recuperable
6	Máxima lesión	Mortal

Tabla 1. Definición de la Escala de Lesiones Abreviada (AIS).

Más que relacionar directamente un nivel de lesión, los índices de gravedad buscan delimitar las lesiones graves o no graves. Además difieren según la parte del cuerpo, para solucionar este vacío, la administración de seguridad de tráfico de autopistas nacionales en los estados unidos (NHTSA) especifica la ampliación de las curvas de Prasad y Mertz (Prasad, 1985) que relacionan estadísticamente los valores medidos de HIC a la gravedad y la probabilidad de una lesión en la cabeza (Figura 3). La combinación de estas curvas con los valores anteriores del HIC, hace viable conocer la lesión en función de la aceleración de la cabeza.

CODIGO-COLOR	DAÑO POTENCIAL
Rojo	Muy Alto
Marrón	Alto
Naranja	Medio
Amarillo	Bajo
Verde	Muy Bajo

Tabla 2. Gravedad de lesiones EuroNCAP y código de colores correspondiente.

Partiendo de un impacto que ocasiona, por ejemplo un índice HIC, con un criterio de tiempo de colisión de 15 ms, igual a 2000, según la Figura 4 se tendría una probabilidad de lesión fatal (AIS=6) muy cercana al 25 %.

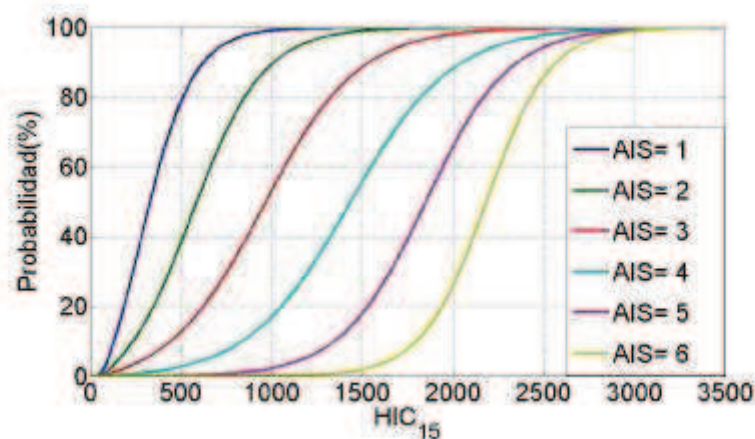


Figura 4. Relación del HIC con la probabilidad de pertenencia a un nivel de la AIS.

2.5. Protocolo de medición y calidad de la medida

Con vistas a un futuro cercano introducir la cooperación de robots en un entorno con personas, es necesario definir unos protocolos e índices de seguridad propios de robots. Se deben tener unas normas para definir las características técnicas de estas pruebas. Como consecuencia, se han publicado varias investigaciones con vistas a sugerir un nuevo protocolo de evaluación para los índices de seguridad en la interacción humano-robot (Haddadin et al., 2009a) (Haddadin et al., 2009b).

Haddadin se basa en un posible protocolo con cinco fases:

1. Impacto inicial.
2. Desplazamiento del cuello.
3. Desplazamiento del tronco.
4. Fin de contacto.
5. Caída.

Gracias a cámaras de alta velocidad se evalúan fiablemente los efectos en cada fase y en cada zona del cuerpo. En la Figura 5 se observan diferentes pruebas sobre un maniquí.

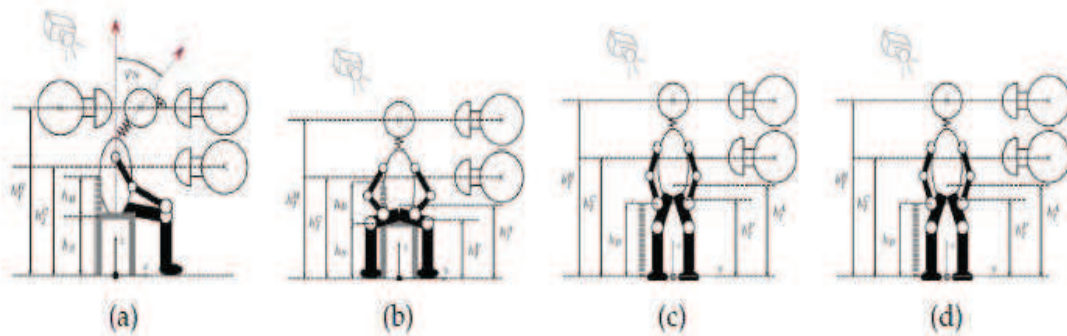


Figura 5. Estándar de medición: (a) Sentado con impacto frontal y trasero en cabeza y pecho. (b) Sentado con impacto lateral en cabeza y pecho. (c) Levantado con impacto lateral en cabeza y pecho (d) Levantado con impacto frontal y trasero en cabeza y pecho.

Bajo este protocolo, sería posible realizar las mismas pruebas a diferentes robots. Gracias a Haddadin (Haddadin et al., 2009b), (Haddadin et al., 2007), se ha logrado mover el manipulador ocho veces más rápido, causando trece veces mayores fuerzas dinámicas de contacto que las sugeridas en la norma ISO-10218. Al no producirse lesiones durante los impactos, esta norma se considera muy conservadora. Así que sigue existiendo la necesidad de un nuevo protocolo, Haddadin otra vez, (Haddadin et al., 2007), (Haddadin et al., 2008a), indica que no solo falta un protocolo, sino que los índices típicos de gravedad, como el HIC, no son aplicables a los impactos robóticos cuando tienen lugar a velocidades mucho más inferiores que las producidas en la industria del automóvil.

Investigaciones recientes (Haddadin et al., 2007) demuestran que el impacto en un maniquí indica una gravedad mayor que si ocurriera en un caso real. De cualquier modo es cuestionable interactuar cerca de un robot con velocidades más altas de 2 m/s como se aprecia en la Figura 6 (b).

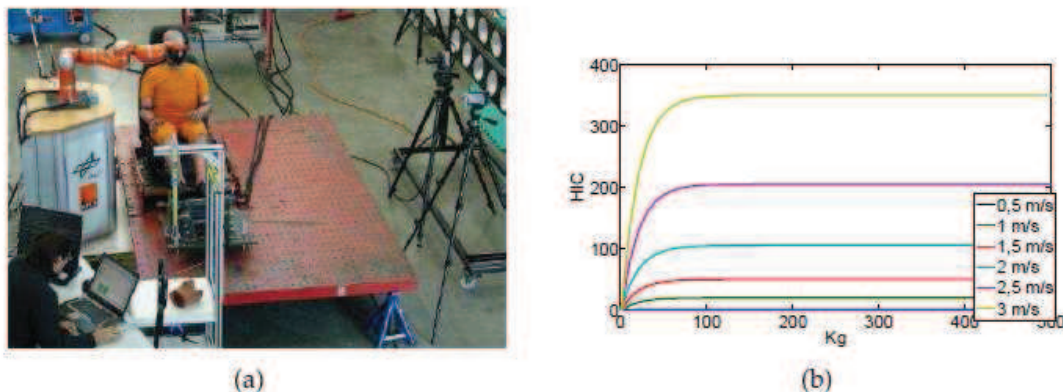


Figura 6. Relación HIC vs Masa: (a) Estructura para pruebas de impacto del DLR. (b) Saturación del HIC.

Tras diferentes mediciones se demostró que a partir de cierta masa el HIC sólo varía en función de la velocidad de impacto (Haddadin et al., 2008b). Lo que induce a pensar que los típicos índices de gravedad no son una medida fiable en robots, esto se debe como se explicó anteriormente a las velocidades mucho más bajas de los robots en comparación con los automóviles.

2.6. Posibles soluciones para la seguridad

Diferentes investigaciones coinciden en destacar que para garantizar la seguridad en las interacciones con robots hacen falta tanto un diseño mecánico seguro como una correcta planificación y control.

2.6.1. *Diseño mecánico seguro*

A partir del diseño de los siguientes robots ligeros: DLR-I, DLR-II y DLR-III (Zinn et al., 2002a) se destaca la importancia de la reducción del peso de las piezas móviles del robot. Se debe tener en cuenta también la redistribución del peso del manipulador, como por ejemplo llevando el motor a la base como en WAM (WAM, Agosto 2011). Este último emplea la propiedad conocida como “backdrivability”, que al empujar un eslabón se fuerza el movimiento de los demás eslabones a través de la transmisión mecánica, incluido el rotor (parte móvil en un motor, generador eléctrico, turbina, etc), así que en caso de impacto tienen baja inercia y se transmite poca energía durante la colisión. Estos dos manipuladores aparecen en la Figura 7: donde podemos encontrar el manipulador WAM (Figura 7 (a)), el cual está disponible en dos configuración principalmente: con 4 y 7 grados de libertad; y en la Figura 7 (b) aparece el DLR-III, que con sólo una masa de 14 kg es capaz de mover una carga de 14 kg, además también posee 7 grados de libertad.



(a)



(b)

Figura 7. Manipuladores suaves: (a) Manipulador WAN y (b) Tercera versión del brazo ligero de DLR.

La última propiedad es la introducción de transmisiones flexibles que permitan separar las inercias de los motor de los eslabones, este tema será abordado a lo largo de este proyecto.

2.6.2. *Planificación y control*

Además de un apropiado diseño mecánico hacen falta medidas adicionales para garantizar la seguridad a través de la planificación y el control como:

1. Reducir la velocidad o detenerse cuando una situación peligrosa es identificada (Bearveldt, 1993), (Yamada et al., 1997), (Zurada, 1993).
2. Realizar un movimiento evasivo para evitar contacto (Traver et al., 2000).
3. Intentar minimizar la fuerza del impacto, si se produce el contacto (Lew, 2000).

Un problema clave en estos métodos es identificar cuando la seguridad se ve afectada. Un enfoque se basa en utilizar sensores táctiles y de fuerza, y así poder identificar impactos imprevistos (Yamada et al., 1997). Ikuta (Ikuta et al., 2003) desarrolló un método que evaluaba el riesgo a partir de la “fuerza potencial del impacto”, además influyen también la distancia relativa, velocidad relativa, la inercia y la rigidez del robot.

Dentro de la planificación hay autores (Bearveldt, 1993), (Yamada et al., 1997) que evalúan el espacio para determinar los parámetros de movimiento dentro del ámbito de interacción de robots. Hay otros (Blanco, 2002) que miden el espacio de trabajo con un escáner láser para generar un diagrama de Voronoi, gracias a este diagrama obtenemos el camino más seguro que puede seguir el robot, además de maximizar la distancia a los obstáculos.

Por otra parte, Khatib (Khatib, 1986) desarrolló un nuevo enfoque sobre el campo potencial, en el que el medio ambiente es un campo potencial atractivo, y el cuerpo del robot un campo potencial repulsivo. Maciejewski y Klein (Maciejewski y Klein, 1985) proponen un método parecido especificando una trayectoria como objetivo en lugar de un lugar.

Nokata (Nokata et al., 2002) basa su índice de riesgo en la fuerza del impacto entre un humano y el efector final. Factores tales como la distancia y la velocidad entre los humanos y el efector final nos ayudan a calcular el índice de riesgo.

Chen y Zalzalá (A Chen y Zalzalá, 1997) se basan en la distancia entre el robot y los obstáculos para garantizar la seguridad. Gracias a técnicas de Inteligencia Artificial se genera la ruta óptima a partir de la optimización de diversos criterios como el par articular, evitar obstáculos y la manipulabilidad.

La mayoría de los métodos usados en la planificación para la seguridad robótica se centran en maximizar la distancia entre el robot y los obstáculos.

Capítulo 3. Estado del arte de los actuadores flexibles

3.1. Introducción

Tras lo comentado en el capítulo anterior, se explica ahora que incrementar los sensores o modificar las leyes de control no son soluciones viables, ya que siempre tienen limitaciones mecánicas, como la fricción y la inercia, o zonas que puedan quedar sin sensores (Salisbury et al., 1988). Por lo que no es una tarea fácil conseguir que un robot rígido se comporte suavemente.

Por otra parte también se comentó anteriormente sobre la posible solución de brazos ligeros, que junto a brazos de peso medio se han desarrollado mejoras innovadoras acerca del diseño en actuadores y sensores, con vistas a mejorar la interacción humano-robot (Heinzmann y Zelinsky, 2003).

A lo largo de este capítulo se aborda el estado del arte y el principio de funcionamiento de una de las soluciones que aparecen en el apartado 2.6.1, correspondiente a los actuadores flexibles.

Antes de todo, definimos un actuador rígido como un dispositivo capaz de moverse a una posición específica sin verse afectado por la acción de una fuerza externa (dentro de los límites de cada mecanismo), y como actuador flexible al que permite desviación de su posición de equilibrio dependiendo de la magnitud de la fuerza. La posición de equilibrio es la posición existente cuando el actuador produce una fuerza o un par igual a cero (R. Van Ham y Lefeber, 2009).

El diseño de actuadores flexibles es una parte innovadora dentro de la seguridad robótica. Es necesaria una clasificación dentro de los actuadores flexibles pero se pueden destacar los actuadores de rigidez variable (ARV) cuyo principal objetivo es su implantación en brazos robóticos para disminuir el daño del impacto. Además, otra aplicación a tener en cuenta de estos es economizar energía dentro de una pierna robot, acumulándola y liberándola con la zancada.

3.2. Clasificación de los actuadores flexibles

Para empezar, dentro de los Actuadores flexibles hay dos tipos (Albu-Schäffer et al., 2003):

1. Los actuadores pasivos, poseen mínimo un elemento elástico dentro de su estructura.
2. Los actuadores activos, imitan el comportamiento elástico de un resorte, y la rigidez en línea se adapta para coincidir con los requisitos de seguridad.

Estos últimos poseen un alto tiempo de respuesta para colisiones con fuerzas de alta frecuencia, por lo que no es muy segura actualmente.

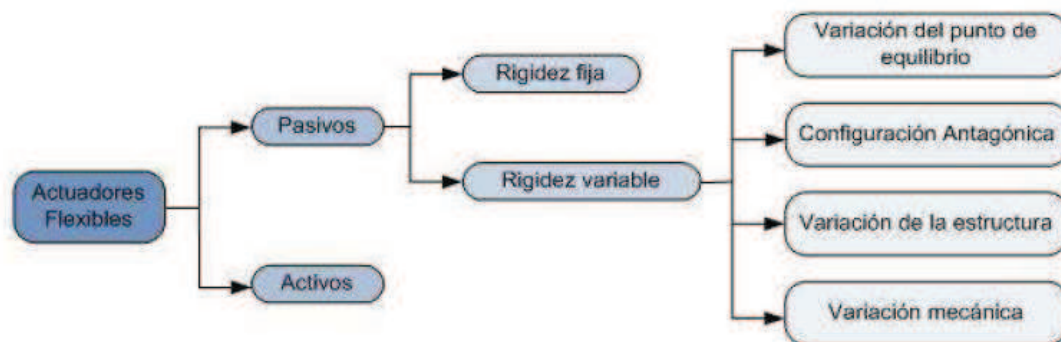


Figura 8. Clasificación de los actuadores flexibles.

Por otra parte, distinguimos dos tipos dentro de los actuadores flexibles pasivos:

1. Rigidez fija: no pueden variar su rigidez.
2. Rigidez variable: poseen algún mecanismo adicional que sí le permite modificarla (VSA: Variable Stiffness Actuator).

Estos últimos son novedosos porque combinan la variación de la rigidez de los actuadores activos, y el almacenamiento propio de los actuadores pasivos.

La gran cantidad de ARV se agrupan en cuatro ideas para poder clasificarlos (Figura 8):

1. Variación del punto de equilibrio: utilizan resortes de rigidez constante en serie con un actuador convencional. Se mide el desplazamiento del resorte y se calcula la fuerza aplicada para ajustar el par que suministra el motor.
2. Configuración Antagónica: se basan en la combinación de dos actuadores de rigidez constante, con una característica fuerza-elongación no lineal, y están acoplados antagónicamente.

3. Variación de la estructura: utilizan cambios en uno de los parámetros físicos que influyen en la rigidez, como son el módulo elástico del material, el momento de inercia y la longitud eficaz.
4. Variación mecánica: similar a la variación de la estructura, cambian la precarga del resorte. Solo requieren un resorte, y el actuador se comporta como un resorte de torsión.

3.3. Actuadores flexibles de rigidez variable

3.3.1. Variación del punto de equilibrio

En la Figura 9, se observan los cuatro elementos que principalmente forman este tipo de actuadores:

1. Un actuador rígido (motor eléctrico o actuador neumático normalmente).
2. Una caja reductora.
3. Un elemento elástico con rigidez constante (resorte).
4. El eslabón y la carga.

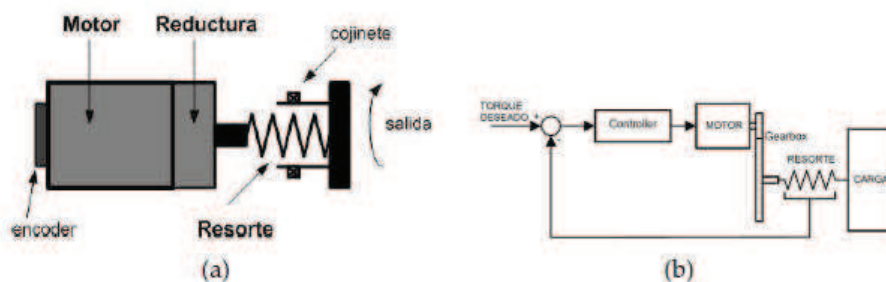


Figura 9. Actuador Elástico Serie (SEA): (a) Esquema mecánico y (b) Esquema de control.

El desacople de la inercia se produce gracias al elemento elástico, y así se reduce la inercia en la salida. A alta frecuencia se produce el desacople del actuador y la inercia depende de la inercia del eslabón. A baja frecuencia se puede ajustar mediante leyes de control.

Surgen problemas de control de la posición al solucionar el control de la fuerza, ya que la posición del motor se ajusta según la medida de precarga del resorte (Figura 9 (b)). De esta forma se controla el par aplicado sobre el eslabón al mismo tiempo que se desacopla la inercia del motor. Aunque la rigidez del resorte no se puede cambiar directamente, la equivalente del sistema varía ajustando la posición de equilibrio del actuador, por lo que el control de la rigidez se logra a partir del control de posición.

Existen muchos estudios sobre la forma de controlar articulaciones elásticas pasivas (Spong, 1987), (Luca y Lucibello, 1998), (Kelly et al., 1994), (Luca y

Lucibello, 1993) y (Konno y Uchiyama, 1995), como también otros referidos a la seguridad (Williamson et al., 1995), (Okada et al., 1999). Estas articulaciones elásticas pasivas son conocidas como SEA (por sus siglas en inglés: Serie Elastic Actuator), además poseen numerosas aplicaciones tanto en la interacción robot-humano como en robots caminantes y prótesis.

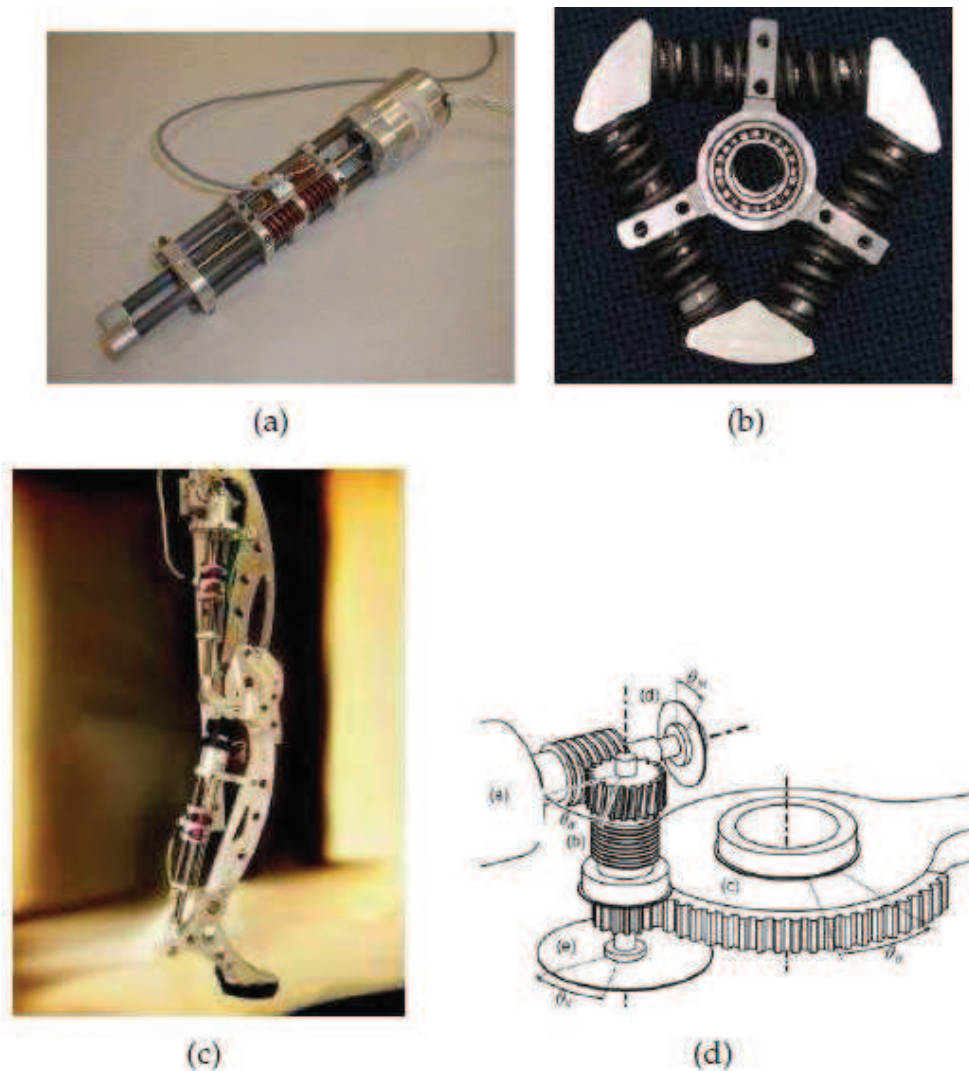


Figura 10. Ejemplo de aplicaciones SEA: (a) Dispositivo SEA lineal (Yobotics, 2011), (b) Dispositivo SEA para un manipulador seguro 2009 (Tsagarakis, 2009), (c) Pierna robótica con SEA (Arevalo, 2010) y (d) Dispositivo SEA para una rodilla asistente (Bae, 2010).

3.3.2. Configuración Antagónica

Esta configuración se basa en una inspiración biológica como es el sistema antagónico bíceps-tríceps. Cuando uno se contrae el otro se alarga y viceversa. Esto ocurre debido a que los músculos no pueden empujar, sólo tirar. Además, en el momento en el que ambos están contraídos el codo es más rígido, al contrario que si se relajan los dos.

Es típico en la robótica usar una configuración con dos actuadores flexibles, sean músculos neumáticos o SEA, y puede ser implementado de tres formas como aparece en la Figura 11.

En la Figura 12 apreciamos una nueva configuración desarrollada por Migliore (Migliore et al., 2005) que está basado en la configuración antagonista de dos resortes no lineales (Figura 12 (a) y 12 (b)). En la Figura 12 (c) aparece la transformación la característica lineal del resorte a una característica cuadrática, gracias a las formas sobre las que giran las dos ruedas, las cuales tienen sus centros conectados por un resorte lineal. (los dispositivos antagonistas siempre necesitan resortes no lineales o mecanismos que simulen un comportamiento elástico no lineal (Bicchi y Tonietti, 2004)).

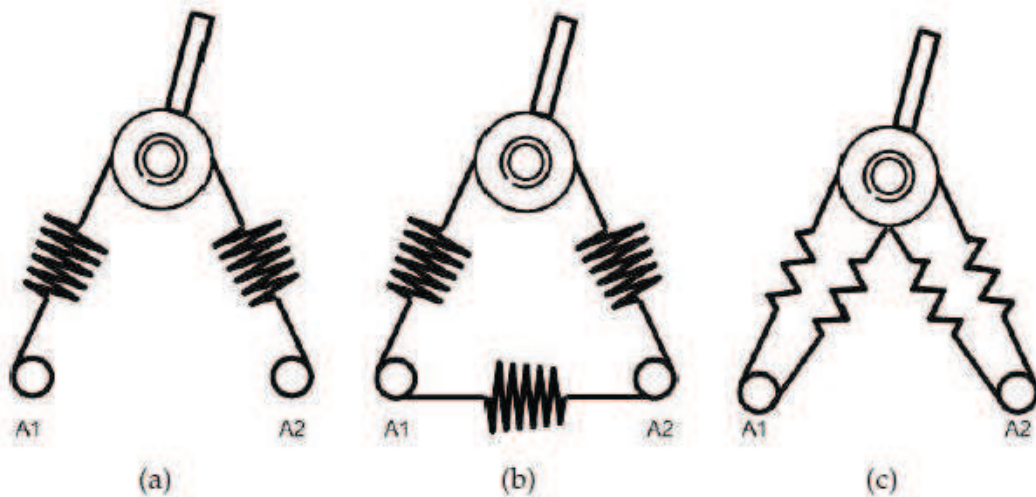


Figura 11. Configuración Antagónica: (a) Simple, (b) Cruzada y (c) Bidireccional.

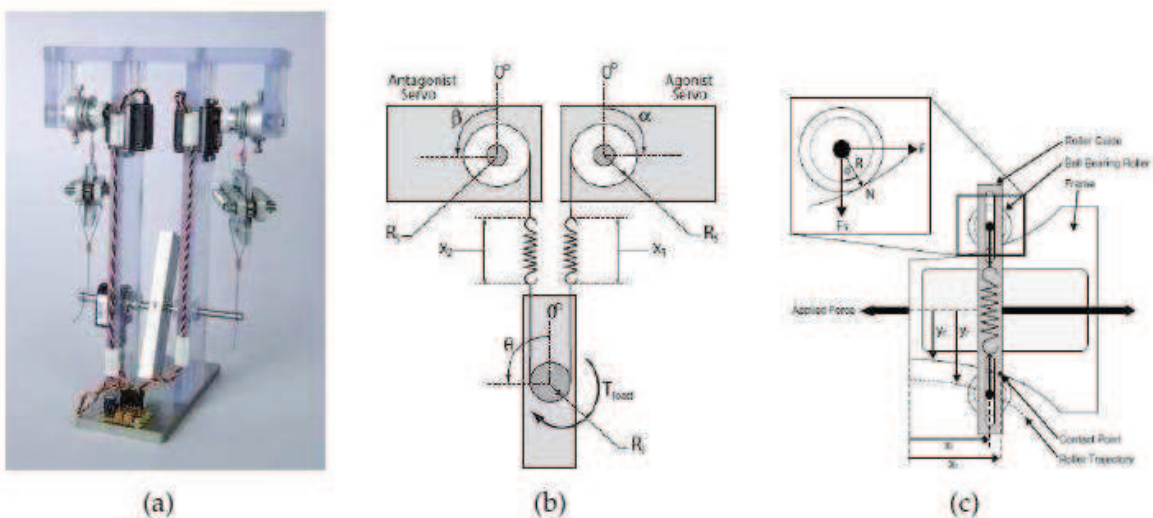


Figura 12. VSA diseñado por Migliore (Migliore,2005)

Cuando los dos servomotores giran en el mismo sentido, la posición de equilibrio de la articulación cambia. Por otra parte, cuando giran en sentido opuesto, varía la rigidez. Esto posee una gran ventaja, debido a que durante la etapa de diseño según se elige la característica fuerza-elongación. Los inconvenientes son su tamaño, complejidad y fricción.

Varias configuraciones antagónicas con resortes cuadráticos (Koganezawa et al., 2006) (English y Russell, 1999) aparecen en la Figura 13. Se destaca de estas configuraciones el uso de levas, que permiten poder diseñar características de rigidez no lineal según los requerimientos deseados.

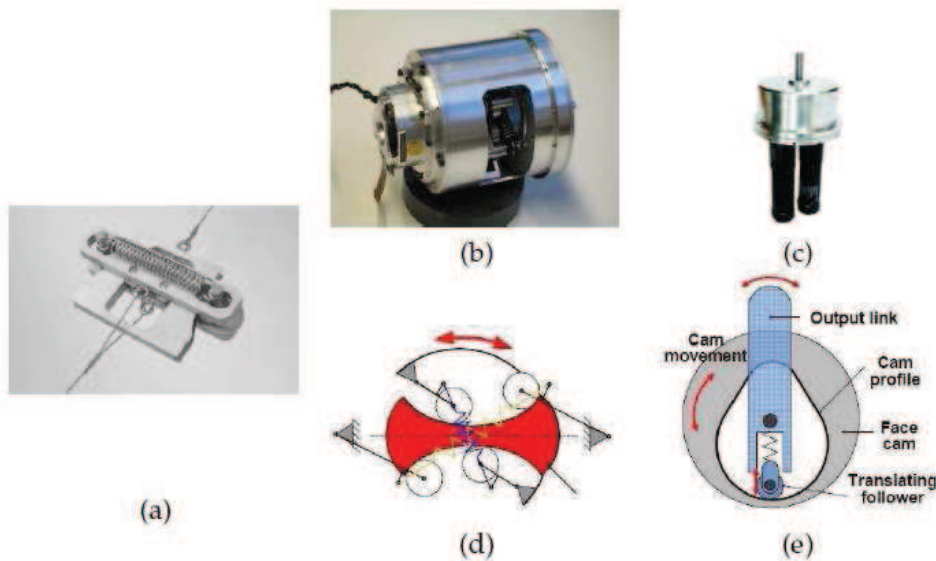


Figura 13. Diferentes formas de variar la rigidez

En la Figura 14 se observa un VSA antagónico cruzado (Tonietti et al., 2005) con tres poleas (1, 2 y 3) unidas con una correa. Dos servomotores (5 y 6) se encargan de controlar dos poleas (2 y 3). La otra polea (1) se conecta a la salida del brazo (4). Tres resortes (7, 8 y 9) son colocados en las mediatrices que forman las poleas virtualmente. A pesar de los tres mecanismos (resortes) son aparentemente iguales, los dos más cercanos al brazo ayudan a conseguir una dinámica no lineal y el restante (7) solamente mantiene la tensión.

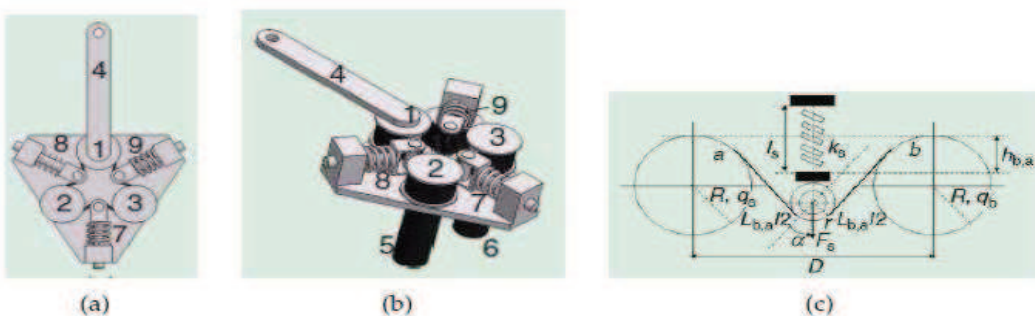


Figura 14. VSA diseñado por Tonietti (Tonietti, 2005)

Se puede apreciar que realmente son dos SEA: uno lo componen los elementos 2, 5 y 8, y el otro por los elemento 3, 6 y 9, en la Figura 14 (b) se aprecia esta numeración. Los resortes 8 y 9 de cada SEA son lineales, pero debido a la tensión se convierten en no lineales. En Figura 14 (c) se observan dos círculos: uno de ellos representa la polea del brazo de salida (1) y el otro una de las otras (2 ó 3), esto explica que la longitud del resorte es una función no lineal de la longitud de la correa entre las dos poleas. Las formulas completas las podemos encontrar a partir de Tonietti (Tonietti et al., 2005).

Cuando la polea 2 (referente al motor 5) gira en sentido anti horario, y la polea 3 (al motor 6) lo hace en sentido horario aumenta la rigidez del VSA, ya que se comprimen los resortes 8 y 9. Sin embargo, cuando giran tanto las poleas 2 y 3 en el mismo sentido, la longitud de los resortes no cambia, así que la rigidez se mantiene constante, pero la posición de equilibrio varía. Utilizar este actuador para influir en las dos variables complica el control de este, así que solo se debe utilizar para variar la rigidez o la posición.

El VSA-II es un mecanismo de 4 barras con un diseño antagónico que busca lograr una mayor capacidad de par, a la vez que es más compacto. Su objetivo es conseguir una variación no lineal entre el par de entrada y la desviación angular del eje de la articulación, como bien se observa en la Figura 15. Tiene dos eslabones pequeños (AB y BC) y otros dos grandes (OA y OC). El OA se conecta a un motor en O y tiene un movimiento angular β respecto al eslabón de tierra (OC). El AC se carga en C gracias a un resorte de torsión lineal. Se obtiene la no linealidad según las longitudes de los eslabones.

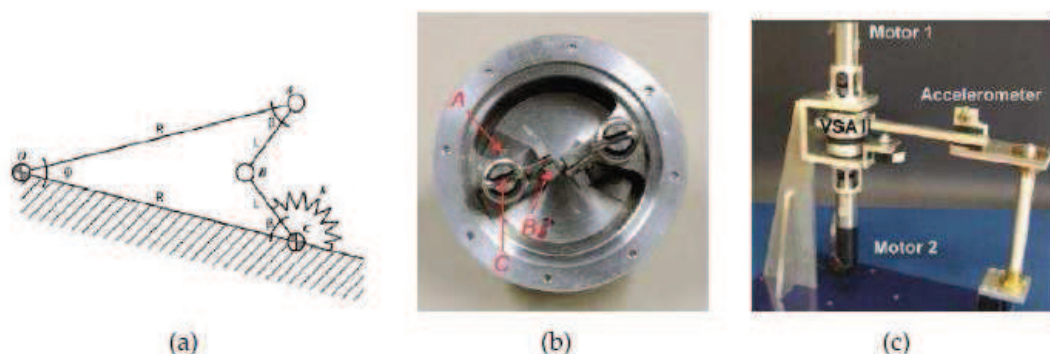


Figura 15. VSA-II

El VSA-II se forma con dos pares de tales mecanismos de 4 barras que se combinan para cada motor, estos se montan de forma antagónica como se muestra en la Figura 15 (b) y 15 (c). El VSA-I aumenta la rigidez con el aumento del par motor, pero en el VSA-II, el incremento del par hace que la rigidez disminuya. En ambos, al aumentar la carga externa se reduce el rango de rigidez.

Un mecanismo basado en el mismo principio es el actuador mecánicamente ajustable (AMASC), obra de Hurst (Hurst, Chestnutt, y Rizzi, 2004). En la Figura 16 observamos su complejidad con poleas y cables, pero con la ventaja de utilizar sólo un actuador para cada variable: posición o rigidez. Con esto se optimiza el peso al tener motores diferentes.

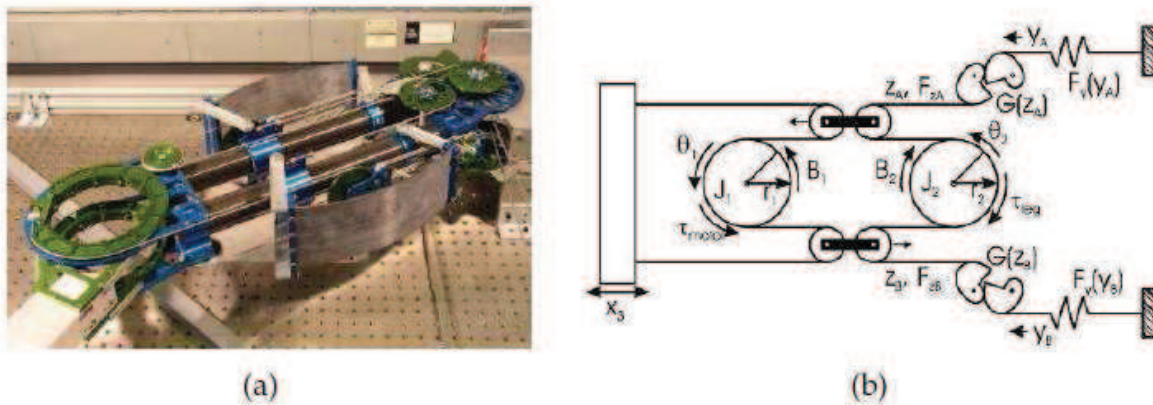


Figura 16. AMASC (Hurst, 2004)

En el esquema de la Figura 16 (b), se observan los resortes F_y que son de fibra de vidrio, y se colocan a los dos lados del prototipo (Figura 16 (a)). En el AMASC, el resorte no lineal se forma por un conjunto de poleas en espiral, variando la relación de reducción de estas proporcionalmente con la desviación del resorte, y así se obtiene la relación cuadrática. Gracias a las poleas se desacopla el control de la rigidez y la posición de equilibrio.

Un motor se encarga de controlar el ángulo en la polea de la izquierda (J_1), y el eslabón del robot se coloca en la otra polea (J_2). Si este motor gira en sentido anti horario, el conjunto de poleas flotantes Z_A se moverá a la izquierda, y el Z_B se moverá hacia la derecha. Esto producirá un giro del eslabón hacia la izquierda, esto se puede hacer sin cambiar la longitud de los resortes, por lo tanto la rigidez se mantiene constante. Sin embargo, cuando ocurre el desplazamiento X_3 (controlado por el segundo motor) hacia la izquierda, los dos conjuntos de poleas Z_A y Z_B se mueven también hacia la izquierda. De este modo, se estiran los resortes y el mecanismo toma una posición más rígida, comportándose de manera contraria si se mueve hacia la derecha.

Dentro del AMASC se controla cada variable con un motor diferente, esto hace el control más fácil, pero con la desventaja de su complejidad. Siguiendo esta configuración se desarrolló el robot bípedo BiMASC que cambia la rigidez de la pierna entera. A su vez, Thorson (Thorson et al., 2007) desarrolló una variante lineal de este con dos motores separados.

Cuando se aplica aire comprimido, el músculo se contrae en sentido axial mientras se expande radialmente. La compresibilidad del aire los hace comportándose de un

modo parecido a un resorte. En la Figura 17 se observa el músculo McKibben (Chou y Hannaford, 1996) que es el diseño más conocido. Su forma se asemeja a un cilindro delgado, que es fácil de usar en dispositivos robóticos. Sin embargo, los inconvenientes son la histéresis introducida por la fricción, el importante umbral de presión para generar la fuerza, y la necesidad de aire comprimido.

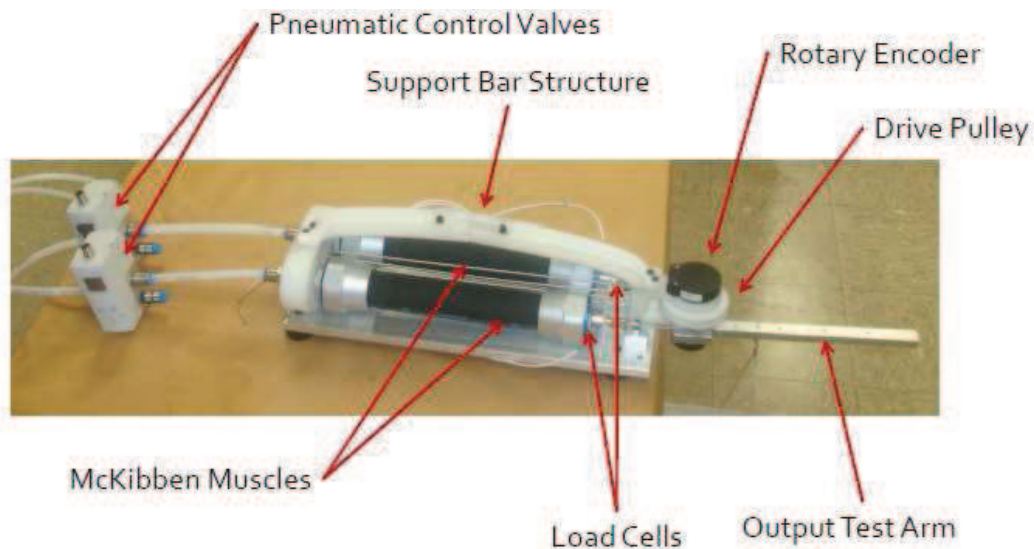


Figura 17. Músculo artificial McKibben.

El PDMA (Músculo neumático plegado) es un modelo de músculo que tiene una membrana plegada que se expande y debido a su forma de despliegue, prácticamente no tiene umbral de presión, la histéresis se reduce, y la contracción es mayor que la de un músculo neumático tradicional (Van Damme et al., 2010). Además, tienen una elevada relación fuerza-peso y se pueden acoplar directamente en la estructura sin complejos mecanismos de engranaje. La Figura 18 muestra una implementación de la PDMA en el bípedo Lucy (Verrelst et al., 2005).

Una modificación a la configuración antagonista es conocida como DM2. El enfoque del DM2 (Zinn et al., 2002a) consiste principalmente en dividir la fuerza necesaria para hacer mover a los eslabones de un brazo robótico. Para ello se incluyen dos tipos de actuadores, distribuidos a en diferentes lugares del manipulador, uno dedicado a las componentes de baja frecuencia y otro para las altas frecuencias. Los dos actuadores están conectados en paralelo a la misma articulación: el lento, proporciona un alto par a costa de una inercia grande, y se acopla a través de una transmisión elástica pasiva (llamado actuador "macro"); el motor rápido, tiene un par limitado, pero la inercia del rotor es muy baja (llamado actuador "micro"). Con esto, el DM2 busca aislar la alta inercia de los actuadores, de la inercia de los elementos móviles, mediante la inclusión de una transmisión elástica pasiva y optimizar el desempeño mediante el actuador micro ubicado directamente en las articulaciones. El par total se separa así en baja y alta

frecuencia, ubicando los actuadores en diferentes puntos del brazo, para ser más efectivos.

Existen además aplicaciones antagónicas que usan músculos artificiales neumáticos, llamamos PAM, entre los que se destaca una implementación novedosa que ha sido desarrollada en la Universidad de Stamford (Shin et al., 2010) y se ilustra en la Figura 18. Ofrece una combinación de alta potencia, baja impedancia y un control preciso gracias a 4 músculos neumáticos que funcionan como actuadores macro. Están ubicados en la base y representan los actuadores de baja frecuencia, siendo también la fuente principal de energía mecánica. Un único motor eléctrico es el actuador micro, que está situado sobre la articulación para responder de forma más rápida y precisa. Así se logra una baja impedancia en altas y bajas frecuencias.

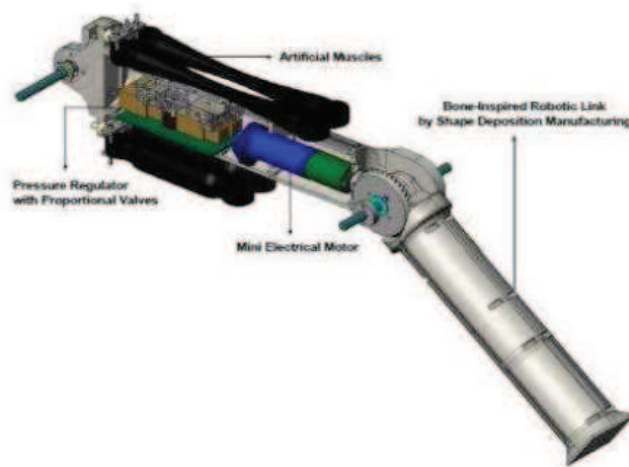


Figura 18. Diseño DM2 de la Universidad de Stamford (Shin, 2010)

3.3.3. Variación de la estructura

Manipular la estructura eficaz del resorte (SCS – Structure Control Stiffness) surge (Bharadwaj et al., 2005) como una alternativa a la configuración antagónica.

En la Figura 19, aparece un dispositivo con estructura laminar (Kawamura et al., 2002) formado por un conjunto de láminas delgadas de vidrio laminado, cubiertas por una cámara de plástico hermético. Al producirse una fuerza externa como la que aparece en la imagen, esta lo dobla. Aunque si dentro de la cámara de plástico se crea el vacío, se crea una fuerte fricción y la rigidez aumenta. Por lo que según se varíe la presión obtendremos una amplia gama de rigidez. Sin embargo, la fricción hace que el control preciso sea difícil.

En la Figura 20 (a) se varía la longitud ajustando la longitud efectiva del elemento flexible (Morita y Sugano, 1995), en este caso un resorte de lamina. La longitud es cambiada por un elemento deslizante que se mueve gracias a un husillo de bolas accionado por un motor. Además posee un cable y una polea que la unen a la articulación.

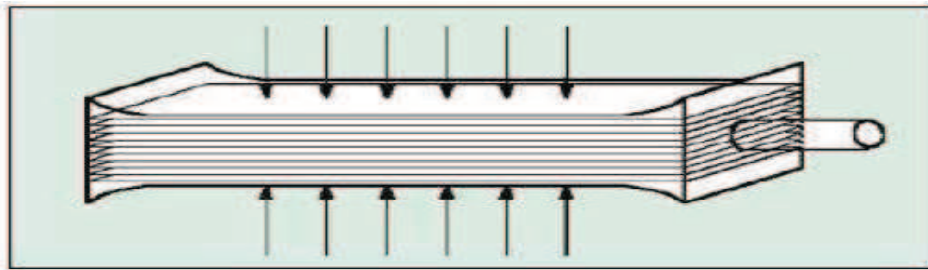


Figura 19. Dispositivo con estructura laminar (Kawamura, 2002)

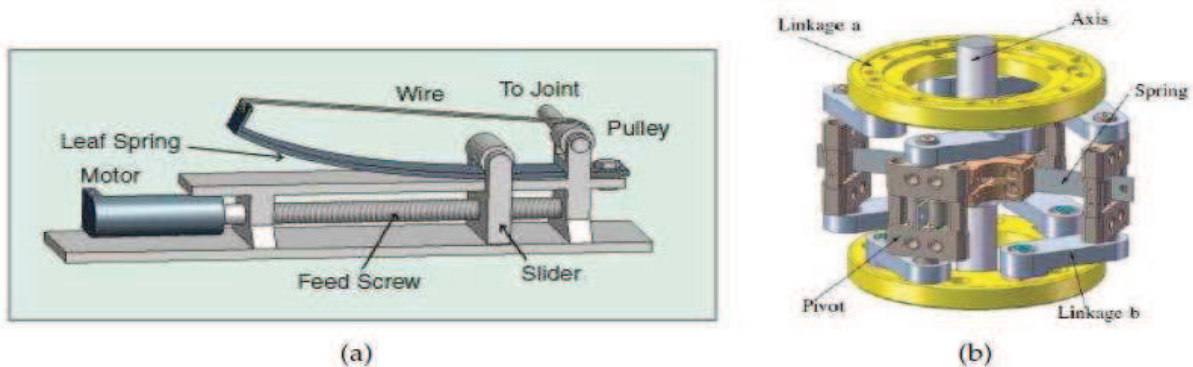


Figura 20. Cambio por longitud: (a) Dispositivo básico de lámina (Morita, 1995), (b) Dispositivo de 4 láminas de Junho (Choi, 2009).

En la Figura 20 (b) se muestra un mecanismo más complejo, pero con el mismo método (Choi et al., 2009). La rigidez se produce gracias a 4 láminas metálicas flexibles, adjuntas al eje y separadas 90 grados. Uno de los extremos de cada lámina está unido al eje y el otro extremo es prensado por un par de rodillos deslizantes. El sistema formado por el par de rodillo que prensan a cada lámina, está mecánicamente asociado con el de todas las láminas, esto permite a un motor dedicado para el control de rigidez poder desplazar a los rodillos simultáneamente sobre las cuatro láminas y así variar la longitud efectiva de las mismas de forma uniforme.

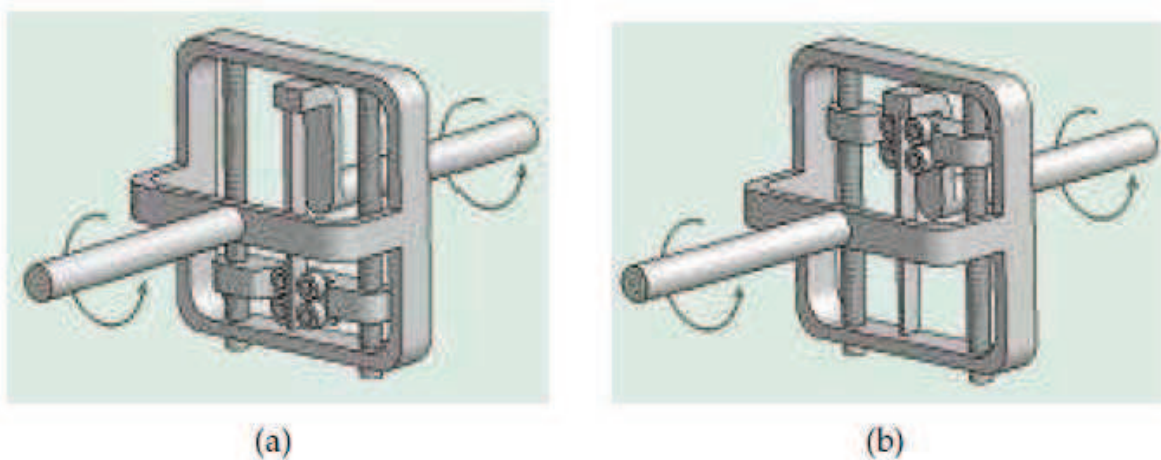


Figura 21. Mecanismo rotacional (Morita, 1997): (a) Configuración de mínima rigidez y (b) Configuración de máxima rigidez.

Una versión rotacional se desarrolló (Morita y Sugano, 1997) para su aplicación en una articulación robótica. En la Figura 21 se ilustra un diseño rotacional de una articulación robótica cuando es poco rígido (Figura 21 (a)) y cuando es muy rígido (Figura 21 (b)). Si el deslizador se mueve hacia arriba la longitud efectiva de la lámina metálica se va acortando. Su mayor ventaja es la facilidad de construir y de controlar, ya que se controlan independientemente.

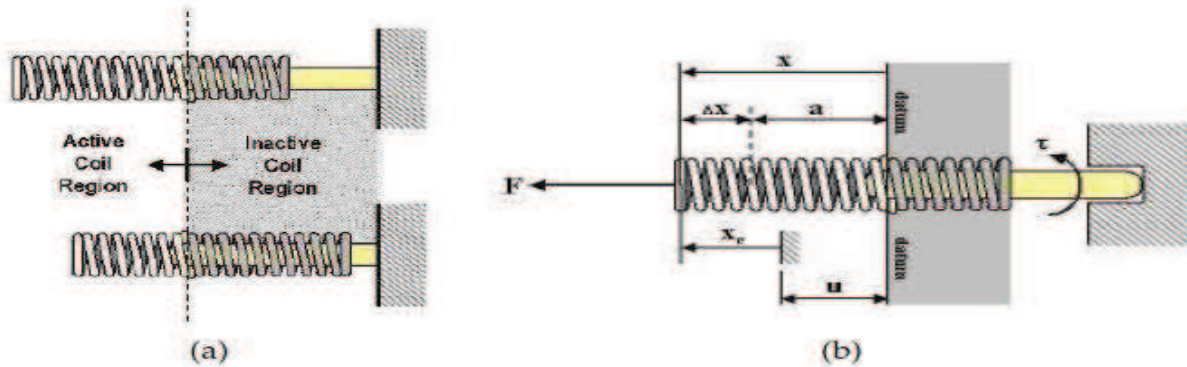


Figura 22. Resorte Jack (Hollander, 2005)

El resorte Jack (Hollander et al., 2005) ajusta la rigidez añadiendo o restando espiras de un resorte a través de la rotación del resorte o del eje como se observa en la Figura 22.

Los fluidos magento-reológicos, también conocidos como “fluidos MR”, son una aplicación innovadora que se está aplicando recientemente. Estos líquidos son aceitosos y pueden pasar a estado casi sólido en décimas de segundo cuando se ven expuestos a un campo magnético, y volver a líquido al desaparecer este. Existen diseños novedosos que usan estos líquidos MR tales como: sistemas de control de vibraciones, reguladores de flujo, prótesis y frenos hidráulicos. Estudios (Ahmed, 2011) (Kikuchi et al., 2009) de este líquido dentro de reductoras o embragues han hecho variar la rigidez articular en brazos robóticos. Por sus notables características, los fluidos MR se desarrollan como la base del diseño de novedosos sistemas mecánicos. Entre estos se encuentran: sistemas semiactivos de control de vibraciones, reguladores de flujo, frenos hidráulicos, prótesis y sistemas de pulido óptico.

En la Figura 23 (a) se ilustra un embrague rotacional que usa este fluido en los extremos del disco de frenado (rotor), al aplicar el campo magnético se hace más rígida la conexión con el eje de salida. A su vez, en la Figura 23 (b) se observa un robot diseñado en la Universidad de Orebro con 2 grados de libertad.

3.3.4. Variación mecánica

Una forma diferente de cambiar la rigidez se basa en la variación mecánica. El primer mecanismo se desarrolló en la Universidad Vrije de Bruselas, y consta como

se aprecia en la Figura 24, de un eslabón fijo (1) y uno móvil (2), conectados por un eje (8). Otro eslabón (3) se coloca también en el mismo eje de rotación, y su posición se controla por el servomotor 4. El resorte 7 (dentro del eslabón 2) genera un par que tiende a alinear 2 y 3, y esta fuerza se transmite a través del cable 9 que une los 2 eslabones (2 y 3). Dos servomotores 5 y 6 giran los ejes roscados que mueven los puntos de fijación del cable. En la Figura 24 aparece una situación con rigidez baja (a) y otra con una rigidez superior (b).

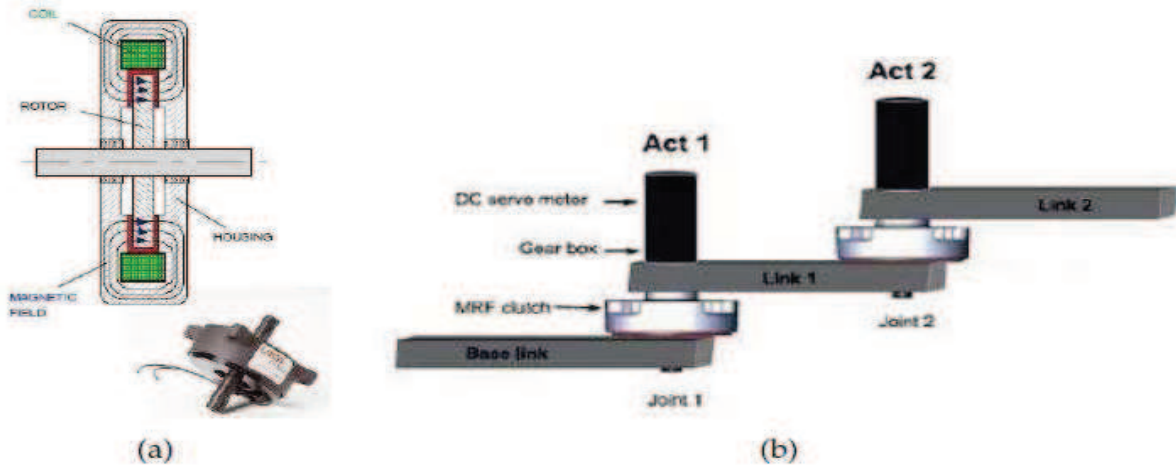


Figura 23. Fluidos magnetoreológicos: (a) Embrague MR y (b) Robot plano con embragues MR.

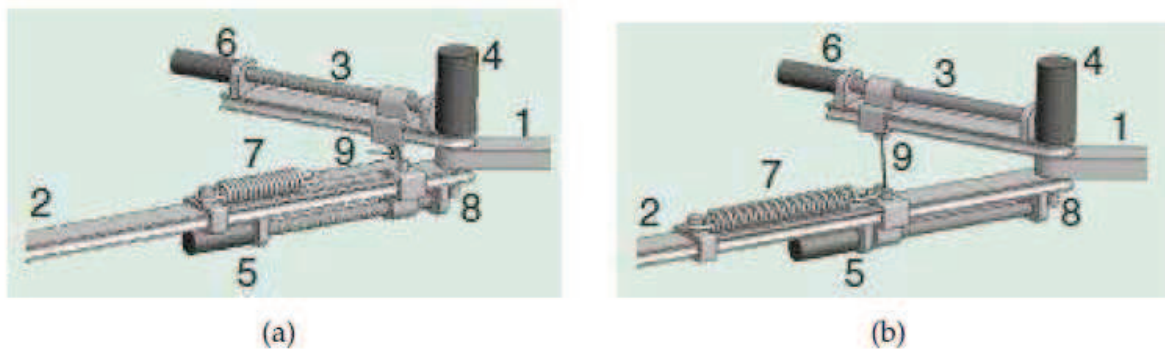


Figura 24. Sistema de la Universidad Vrije

La variación de la longitud es la clave para variar la rigidez. El uso de 3 motores es una desventaja, ya que es costoso y difícil de implementar. Además de los problemas que surgen al ser difícil colocar los 2 puntos de conexión del cable a la misma distancia, con lo cual se perdería la linealidad de la relación par-ángulo.

En la Figura 25 aparecen diferentes diseños del MACCEPA (Ham et al., 2007). En la Figura 25 (a) hay tres cuerpos girando sobre un eje, siendo el más pequeño el pivote. Un resorte se coloca entre un punto c en el eslabón pivote y un punto b en el cuerpo a la derecha. El ángulo ϕ entre el pivote y el eslabón de la izquierda se establece por un servomotor. Cuando α (el ángulo entre el pivote y el derecho) es diferente de cero, la fuerza que se crea por la elongación del resorte produce un par de torsión T que tiende a alinearlos. Si el ángulo α es cero (posición de equilibrio), el

par producido es nulo. La posición de equilibrio está determinada por el valor de ϕ . Un segundo actuador ajusta el cable estableciendo la tensión del resorte, que influye en el ángulo α , que controla la constante elástica del resorte de torsión.

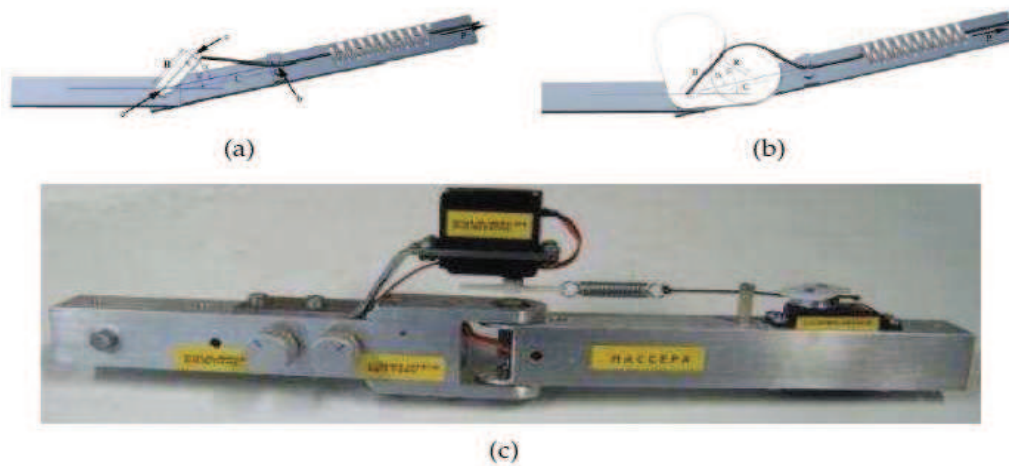


Figura 25. MACCEPA (Ham, 2007): (a) vista superior del MACCEPA 1.0 y (b) vista superior del MACCEPA 2.0

En la Figura 25 (c) se observa una imagen del MACCEPA 1.0, mientras que la Figura 25 (b) corresponde con la versión más reciente de este dispositivo (MACCEPA 2.0), la cual tiene una leve modificación, sustituyendo el eslabón pivote por un disco con un particular perfil en forma de corazón, y así poder modificar la forma de la relación par-ángulo y, a su vez la curva de rigidez (Vanderborght et al., 2009). El control independiente de la rigidez y la posición es una ventaja, aunque la fricción en la articulación depende de la configuración de la rigidez. Cabe destacar que se aplica en robots bípedos (Ham et al., 2007), (Mao et al., 2007), además de en codos rehabilitados (Sulzer et al., n.d.).

El DLR (Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt ó Centro Aeroespacial Alemán) ha desarrollado otro mecanismo conocido como VS-Joint (Wolf y Hirzinger, 2008), que incluye dos motores de diferente tamaño: el de mayor potencia se encarga de la posición de eslabón y el más pequeño se encarga de la rigidez de la articulación, moviendo la base de resortes axialmente al disco de leva y por lo tanto varía la fuerza del resorte. En la Figura 26 (a) se ilustra el esquema de funcionamiento, mientras que en la Figura 26 (b) las partes que lo componen. Su fácil integración es una gran ventaja y la forma de la leva se puede ajustar a cualquier necesidad: creciente, decreciente o lineal.

Otro tipo de variación mecánica consiste en desplazar el punto de fijación de los elementos flexibles como ocurre en el AwAS (Jafari et al., 2010), que se observa en la Figura 27 (a). En este mecanismo, dos resortes antagonistas están conectados por un extremo a un pequeño eslabón interno y por el otro lado al eslabón de salida, como bien se observa en la Figura 27 (b).

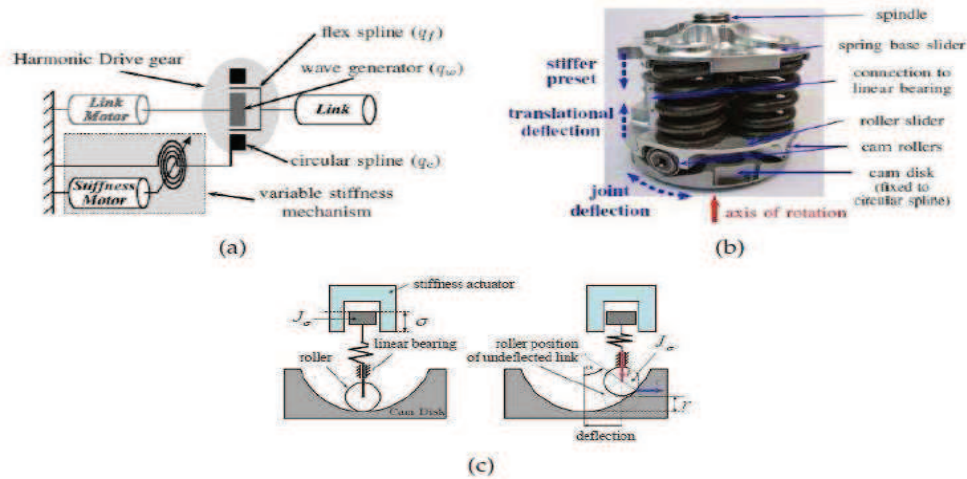


Figura 26. Rigidez articular variable (VS-joint)(Wolf, 2008).

Más adelante, en el apartado 8.2 se abordará este diseño más detenidamente. En la Figura 28 se muestran otros dos dispositivos, con una estrategia de ajuste de rigidez similar (Ghorbani y Wu, 2006) (Kim y Song, 2010).

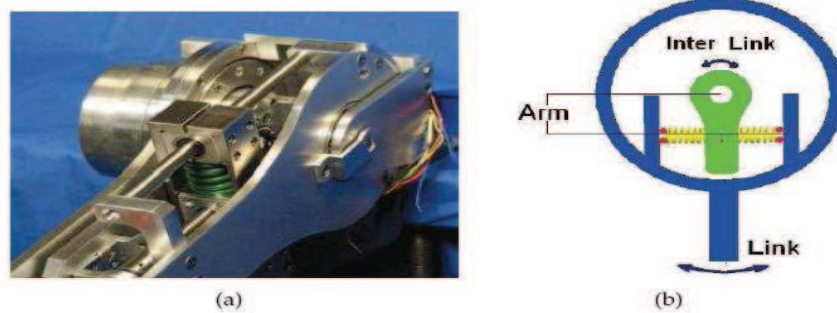


Figura 27. AwAS (Jafari, 2010)

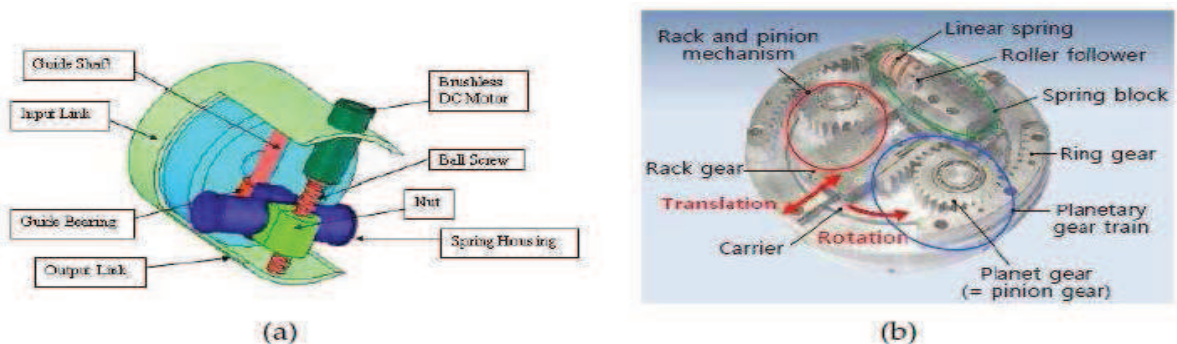


Figura 28. Otros dispositivos por control de torque: (a) El dispositivo de Reza (Ghorbani, 2006) y (b) HDAU (Kim, 2010)

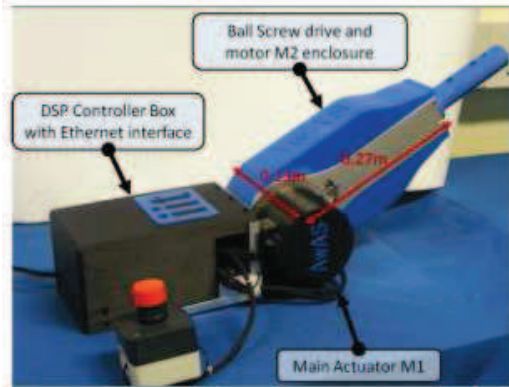
3.4. Características de Actuadores de Rigidez Variable

Resumiendo las características físicas de algunos mecanismos flexibles, se recopilan datos (Tabla 3 y 4) para completar las fichas de 5 actuadores explicados anteriormente y otro que no aparece como el VSA-CUBE.

SEA	Característica	Unidades	Valor
	Rigidez mínima	Nm/rad	
	Rigidez Resorte	kN/m	62
	Torque máximo	kN	40
	Potencia	Nm	190
	Deflexión máxima	W	10
	Diámetro	mm	70
	Longitud	mm	80
	Peso	Kg	0.54
	Tipo	SEA	
	VSA-II	Característica	Unidades
	Rigidez mínima	Nm/rad	$2.8 \cdot 10^{-4}$
	Rigidez máxima	Nm/rad	830
	Torque máximo	Nm	29.4
	Velocidad máxima	Rad/s	4.6
	Deflexión máxima	W	± 20
	Diámetro	mm	60
	Longitud	mm	85
	Tiempo de respuesta	s	0.24
	Tipo	Configuración antagonica	
	MACCEPA	Característica	Unidades
	Rigidez mínima	Nm/rad	5
	Rigidez máxima	Nm/rad	110
	Torque máximo	Nm	70
	Velocidad máxima	Rad/s	5.8
	Deflexión máxima	W	± 12
	Diámetro	mm	-
	Longitud	mm	-
	Tiempo de respuesta	s	2.6
	Tipo	Variación mecánica	

Tabla 3. Resumen de característica de SEA, VSA-II y MACCEPA.

AwAS



Característica	Unidades	Valor
----------------	----------	-------

Rigidez mínima	Nm/rad	30
Rigidez máxima	Nm/rad	1300
Torque máximo	Nm	80
Potencia	Nm	-
Rotación máxima	grados	± 11.4
Diametro	mm	130
Longitud	mm	270
Peso	Kg	3.5
Tipo	Variación mecánica	

AwAS-II



Característica	Unidades	Valor
----------------	----------	-------

Rigidez mínima	Nm/rad	0
Rigidez máxima	Nm/rad	2000
Torque máximo	Nm	80
Velocidad máxima	Rad/s	4.6
Rotación máxima	grados	± 20
Diametro	mm	60
Longitud	mm	85
Tiempo de respuesta	s	0.24
Tipo	Variación mecánica	

VSA-CUBE



Característica	Unidades	Valor
----------------	----------	-------

Rigidez mínima	Nm/rad	5
Rigidez máxima	Nm/rad	110
Torque máximo	Nm	70
Velocidad máxima	Rad/s	5.8
Deflexión máxima	W	± 12
Diametro	mm	40
Longitud	mm	40
Tiempo de respuesta	s	0.2
Tipo	Config. antagónica bidireccional	

Tabla 4. Resumen de características de AwAS, AwAS-II y VSA-CUBE.

Tras la recopilación de datos, destaco personalmente por su amplio rango de rigidez el AwAS-II, debido a que posee un rango de rigidez que varía desde la rigidez nula a una rigidez considerable (2000 Nm/rad). En esta faceta, sólo puede ser comparable a su antecesor el AwAS, aunque el rango de este último varía entre 30 y 1300 Nm/rad. Los demás se encuentran en rangos muy inferiores como el MACCEPA y VSA-CUBE, que tienen valores de 5 y 110 Nm/rad, para la rigidez mínima y máxima respectivamente.

Respecto a la longitud, el VSA-CUBE tiene la menor medida con 40 mm, seguido de los 80 y 85 mm, del SEA y del VSA-II respectivamente. También con 85 mm se encuentra el AwAS-II, longitud muy inferior a los 270 mm del AwAS.

Por otra parte, AwAS y AwAS-II comparte un par máximo de 80 Nm, muy similar a los 70 Nm reflejados en VSA-CUBE y MACCEPA.

Después de analizar diferentes características de los actuales ARV, puedo hacerme una idea de las que puede tener mi nuevo ARV: intentar un gran rango de rigidez, unas dimensiones similares o inferiores al diseño más desfavorable (AwAS con 270 mm) y un par cercano a los 80 Nm. El peso sin duda, será el mínimo posible.

III. MATERIAL Y METODOS

Capítulo 4. Diseño metodológico

El diseño metodológico se describe como el proceso de aplicar diferentes técnicas con el fin de definir un dispositivo o prototipo, este debe ser lo suficientemente detallado para permitir su realización. Para definir los pasos seguidos en este proyecto, la Figura 29 será de gran ayuda.

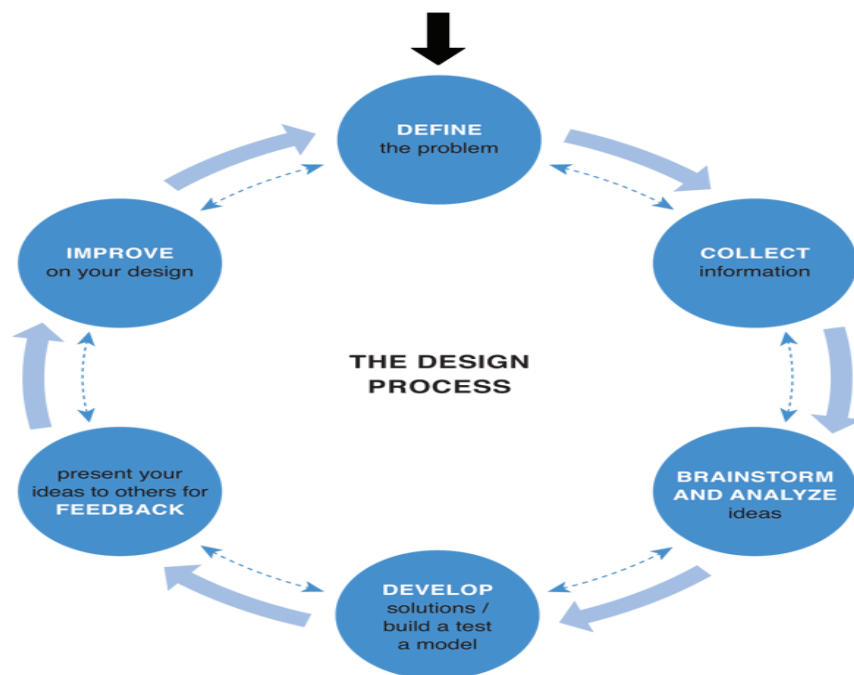


Figura 29. Proceso de diseño reversible.

Para empezar, se debe definir el problema. Esta parte se explica en el Capítulo 1.

El siguiente paso lógico a seguir es la recolección de información sobre el tema a tratar, esta información corresponde principalmente con el Capítulo 3, ambos forman la Revisión Bibliográfica.

La tormenta de ideas, más conocida como “Brainstorming”, es la siguiente fase y la más laboriosa sin duda. Aquí se busca tácticamente la cantidad sin pretensiones de calidad y se valora la originalidad. Se busca dibujar muchos bocetos para intentar elegir 2 de ellos al menos, a través de un análisis de estas ideas. Se deben evaluar las limitaciones y restricciones de cada diseño, así como también las ventajas de los mismos a la hora de cumplir los requisitos pretendidos. Teniéndose en cuenta notablemente la facilidad de fabricación del mismo. A partir de la herramienta CosmosMotion de SolidWorks se simulará el comportamiento de los ARV actuales e intentar variar alguna de sus características gracias a un prototipo sencillo en 3D, con el fin de mejorar el mecanismo existente o crear uno diferentes a partir de estos.

El próximo paso, será el desarrollo de soluciones y la construcción de uno o dos modelos que estudiaremos en profundidad. Para el análisis de estos modelos se usa la herramienta Matlab, con esta se obtienen las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de los nuevos prototipos.

Después de la evaluación de los diseños finales, y la selección del diseño final. Se procede a realizar un diseño detallado del mismo en 2D para validar su posible fabricación real, abordándose todos los componentes y sus dimensiones. Una vez tenemos el diseño en 2D será mucho más fácil optimizar todas sus dimensiones (altura y longitud) ya que buscamos un actuador lo más compacto posible y dentro de unos rangos de peso.

Estos pasos deben seguir una retroalimentación como se observa en la Figura 29. Esto significa que cualquier diseño, selección o análisis debe ser comentado con los directores del proyecto para comparar informaciones y aportar opiniones adicionales.

Una vez validado el diseño en 2D, se procede al diseño del prototipo en 3D con la herramienta Catia V5. Se deben tener en cuenta todos los detalles para su posterior fabricación (materiales, métodos de ensamblaje, tornillería, etc). En esta etapa deberemos pulir cualquier detalle con el cual tengamos problemas o podamos mejorar para optimizar el diseño. Debido a que unas piezas varían si varían otra debemos estar continuamente iterando y mejorando nuestro prototipo de ARV.

En este diseño se sigue el orden expuesto anteriormente, pero como se ilustra en la Figura 29, también puede seguir el sentido opuesto en cualquier momento.

Respecto a la Simulación, se propone una simulación basada en el modelado del nuevo ARV, de un subsistema cuello-cabeza y de un módulo de impacto, todos con la extensión SimMechanics de Simulink dentro de MatLab.

Se procede seguidamente a una introducción a los programas utilizados en la realización de este proyecto.

4.1. Catia V5

CATIA (*computer-aided three dimensional interactive application*) es un programa informático de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora comercial realizado por Dassault Systèmes. El programa está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño hasta la producción y el análisis de productos.

Fue inicialmente desarrollado para servir en la industria aeronáutica. Se ha hecho un gran hincapié en el manejo de superficies complejas. CATIA también es ampliamente usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de componentes de carrocería. Concretamente empresas como el Grupo VW (Volkswagen, Audi, SEAT y Škoda), BMW, Renault, Peugeot, Daimler AG, Chrysler, Smart y Porsche hacen un amplio uso del programa. La industria de la construcción también ha incorporado el uso del software para desarrollar edificios de gran complejidad formal; el museo de la fundación Guggenheim en Bilbao, España, es un hito arquitectónico que ejemplifica el uso de esta tecnología.

La elección de este software (Catia V5R21) fue una elección personal, debido a que es muy potente y quizás podría ayudar a avanzar sobre las investigaciones actuales en existentes en la Universidad de Almería dentro del ámbito de los ARV y la seguridad dentro de impactos robóticos,.

A pesar de no conseguir realizar las simulaciones dinámicas, el aprendizaje de este programa es otro punto a destacar dentro de la realización del proyecto. Se han abordado los módulos más importantes dentro del Diseño Mecánico (Mechanical Design): El módulo de modelado sólido (Part design), que proporciona todas las herramientas para la creación de piezas, el análisis ángulos de salida y desmoldeos, análisis de curvaturas, propiedades físicas, etc. Este módulo está directamente relacionado con el de ensamblajes (Assembly). Ya que casi siempre nuestra pieza ha de ir incluida en un producto final.

Nuestro ensamblaje tiene sobre 85. A partir de de las cuales se generan listas de materiales automáticamente, se detectan las colisiones y las holguras.

La generación de planos (Drafting) es automática, fácil e intuitiva. Si el diseño se ha parametrizado correctamente, la aplicación recuperará las cotas del modelo

3D. Las vistas, se hacen de forma automática, podemos incluir holguras tolerancias, cambiar el formato de las cotas, según muchos de los estándares. Funciona muy bien generando planos de montaje, ya que en un mismo plano podemos tener distintas configuraciones de producto, que se corresponderán con las distintas fases de montaje de este.

4.2. SolidWorks

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una subsidiaria de Dassault Systèmes (Suresnes, Francia), para el sistema operativo Microsoft Windows. Es un modelador de sólidos paramétrico. Fue introducido en el mercado en 1995 para competir con otros programas CAD como Pro/ENGINEER, NX, Solid Edge, CATIA, yAutodesk Mechanical Desktop.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

El motivo de la elección de este software (SolidWorks 2012) es realizar simulaciones de diferentes ARV existentes, modificando diferentes facetas relacionadas con los resortes y los motores principalmente. Además, se investiga sobre la posibilidad de simular un impacto con las diferentes partes del cuerpo, pero se desestima por su complejidad. Para ello es necesario el uso de la herramienta CosmosMotion integrada en CosmosWorks.

4.2.1. *CosmosMotion*

COSMOSMotion simula el funcionamiento mecánico de ensamblajes motorizados y calcula las fuerzas físicas que éstos generan. Mediante la determinación de factores tales como el consumo de energía y las interferencias entre las piezas móviles, COSMOSMotion le ayuda a determinar si un diseño fallará, si las piezas se romperán y si se producirán riesgos para la seguridad.

Las siguientes tablas (Tabla 5 y 6) describen las herramientas de los estudios de movimiento y sus elementos. Una X en una columna indica que la herramienta está disponible para ese tipo de estudio de movimiento.

Herramienta	Función	Animación	Movimiento básico	Análisis de movimiento
	Calcular. Calcula la simulación actual. Si altera la simulación, tendrá que volver a calcularla antes de reproducirla.	X	X	X
	Reproducir desde el inicio. Restablece los componentes y reproduce la simulación. Utilice esta opción después de que la simulación haya sido calculada.	X	X	X
	Reproducir. Reproduce la simulación desde la ubicación actual de la barra de tiempo.	X	X	X
	Detener.	X	X	X
	Normal . Reproduce una vez desde el principio hasta el final.	X	X	X
	Bucle. Reproduce de forma continua, desde el principio hasta el final y, a continuación, regresa al principio y continúa la reproducción.	X	X	X
	Reproducción alternativa. Reproduce de forma continua, desde el principio hasta el final y, a continuación, en dirección inversa desde el final hasta el principio.	X	X	X
	Guardar animación	X	X	X
	Asistente para animación	X	X	X
	Marca automática Haga clic para colocar automáticamente una clave nueva al mover o cambiar componentes.	X		
	Colocar/Actualizar marca. Haga clic para agregar una nueva clave o actualizar las propiedades de una existente.	X	X	X

Tabla 5. Principales herramientas de CosmosMotion.









Elementos de movimiento	Herramienta	Función	Animación	Movimiento básico
	Motor	X	X	X, con expresiones
	Resorte		X (sólo lineal)	
	Amortiguador			X
	Fuerza			X
	Contacto		X	X
	Gravedad		X	X
	Resultados y trazados			X
	Propiedades del estudio de movimiento	X	X	X

Tabla 6. Elementos de movimiento de CosmosMotion.

Es necesaria una breve introducción a los principales elementos usados para entender correctamente el funcionamiento de esta herramienta, tales como el motor, la fuerza y el resorte.

En la Tabla 7 aparecen los diferentes tipos de motores disponibles.




	Motor rotatorio	Especifica un motor rotatorio.
	Motor lineal (actuador)	Especifica un motor lineal.
	Motor de relación de posición de trayecto (sólo en Análisis de movimiento).	Para una relación de posición de trayecto seleccionada en el ensamblaje, especifica el desplazamiento, la velocidad o la aceleración como un sólido que se mueve a lo largo de un trayecto.

Tabla 7. Elementos de PropertyManager Motor.

Como se ilustra en la Tabla 8 y9, se pueden elegir 2 tipos y direcciones.



	Fuerza torsional	Especifica una torsión.
	Fuerza lineal	Especifica una fuerza lineal

Tabla 8. Tipos de fuerza del PropertyManager Fuerza.



	Sólo acción	Especifica la operación y dirección de referencia para una fuerza o torsión de sólo acción.
	Acción y reacción	Especifica la operación y dirección de referencia para una fuerza o torsión de acción-reacción.

Tabla 9. Dirección de la fuerza del PropertyManager Fuerza.

El resorte puede ser lineal o torsional como se detalla en la Tabla 10.

	Resorte lineal	<p>Representa las fuerzas que actúan entre dos componentes en una distancia y dirección específica. SolidWorks Motion:</p> <ul style="list-style-type: none"> ~ Calcula las fuerzas de resorte en función de la distancia entre las ubicaciones de dos componentes. ~ Aplica una fuerza a la primera pieza que selecciona. ~ Aplica una fuerza igual y opuesta a lo largo de la dirección visual de la segunda pieza que seleccione.
	Resorte torsional	<p>Representa fuerzas torsionales que actúan entre dos componentes. SolidWorks Motion:</p> <ul style="list-style-type: none"> ~ Calcula los momentos de resorte en función del ángulo entre dos piezas con respecto al eje especificado. ~ Aplica un momento con respecto al eje especificado a la primera pieza que seleccione. ~ Aplica un momento de reacción igual y opuesto a la segunda pieza que seleccione.

Tabla 10. Tipos de resortes del PropertyManager Resorte.

4.3. AutoCAD

Autodesk AutoCAD es un programa de diseño asistido por computadora para dibujo en dos y tres dimensiones. AutoCAD es un software reconocido a nivel internacional por sus amplias capacidades de edición, que hacen posible el dibujo digital de planos de edificios o la recreación de imágenes en 3D.

AutoCAD es uno de los programas más usados, elegido por arquitectos, Ingenieros y diseñadores industriales. Desglosando su nombre, se encuentra que Auto hace referencia a la empresa creadora del software, Autodesk y CAD a Diseño Asistido por Computadora (por sus siglas en inglés).

Este programa se elige para representar diferentes esquemas en 2D necesarios, y principalmente para organizar todos los componentes del ARV. El ahorro de tiempo será considerable ya que es mucho más rápido y sencillo modificar varios elementos en un diseño 2D, que representar aproximadamente las 80 piezas que tiene el nuevo ARV, ensamblarlas y validar que el diseño este completamente correcto.

4.4. Matlab

La primera versión de Matlab data de los años 70, y fue diseñada como herramienta de apoyo para los cursos de Teoría de Matrices, Álgebra Lineal y Análisis Numérico. El nombre Matlab es un acrónimo: "MATrix LABoratory". Hoy en

día, Matlab es un programa muy potente, con un entorno agradable, que incluye herramientas de cálculo científico y técnico, y de visualización gráfica, así como un lenguaje de programación.

El uso de este programa (Matlab 2012a) será necesario para abordar el objetivo principal de diseñar un nuevo ARV, principalmente para conseguir las ecuaciones matemáticas del comportamiento de cada una de los prototipos. Gracias a esta información, se analizan las gráficas para seleccionar el que más nos interese.

Por otra parte, se propone realizar la simulación del nuevo ARV con Simulink. Este es un entorno de programación basado en un editor gráfico dentro del cual se crean los modelos mediante diagramas de bloques. Estos sólo son una representación gráfica del cálculo matemático que en realidad el software ejecuta.

A su vez, SimMechanics contiene herramientas para el modelado tridimensional de los sistemas mecánicos dentro del entorno de Simulink. Esta herramienta multicuerpo se utiliza para construir un modelo compuesto de cuerpos, articulaciones, limitaciones y elementos de fuerza. Además genera automáticamente una animación 3D para visualizar la dinámica del sistema.

Se propone la simulación con SimMechanics por las ventajas que conlleva. La principal es que permite realizar el análisis matemático y, en la mayoría de los casos, poder obtener importantes deducciones de una forma eficaz y rápida. Otra ventaja de este programa de simulación es que su complejidad no aumenta a medida que se añaden más grados de libertad, cosa que no sucede con el análisis matemático.

Por último también se usa un enlace en el que exportaremos nuestro prototipo de SolidWorks a SimMechanics (SimMechanics Link), se genera un diagrama de bloques desde un archivo XML (metalenguaje) procedente de un ensamblaje procedente de un software CAD (PRO/ENGINEER o en nuestro caso SolidWorks). SimMechanics simula este sistema físico, en el que podremos visualizar nuestro ensamblaje inicial. Hay que tener en cuenta, que algunos errores son producidos en las restricciones y debemos revisarlo cuidadosamente.

Capítulo 5. Caracterización del ARV

5.1. Análisis del par y la rigidez.

El objetivo principal es diseñar un ARV con rigidez variable, de esta manera los parámetros más importantes a tener en cuenta serán el par y la rigidez. Se procede a estudiar estas variables a partir de las ecuaciones matemáticas del comportamiento del ARV. Estos parámetros se relacionan de la siguiente manera:

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

Siendo:

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

En la Figura 30 podemos observar 2 representaciones gráficas, que ayudan a la interpretación de esta fórmula.

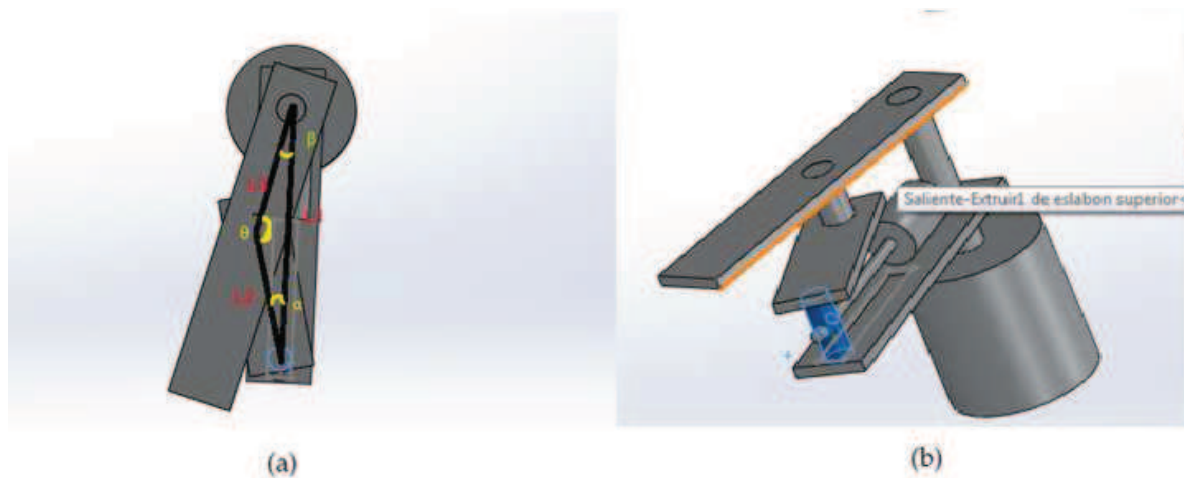


Figura 30. (a) Simbolización de lados y ángulos y (b) prototipo básico tridimensional en SolidWorks.

Analizando esto podemos obtener 3 curvas diferentes que relacionan el par y la rigidez:

1^{er} Caso: Cuando el par es constante, la rigidez es nula.

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

2^o Caso: Cuando el par es lineal, la rigidez es constante (la pendiente de la recta).

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

3^{er} Caso: Cuando el par respecto a la desalineación (β) varía en forma polinómica de grado mayor que 1.

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

Nuestro objetivo es garantizar el funcionamiento como en el 3^{er} Caso, ya que buscamos un actuador con rigidez variable.

5.2. Recopilación de datos.

		VSA-II	MACCEPA	AwAS	AwAS-II	VSA-CUBE
Rigidez mínima	Nm/rad	2.8x10-4	5	30	0	3
Rigidez máxima.	Nm/rad	830	110	1300	2000	14
Torque máximo	Nm	29.4	70	80	80	3
Velocidad máxima	Rad/s	4.6	5.8	–	–	4.7
Rotación máxima	grados	± 20	± 12	± 11.4	± 17.1	± 15.8
Diámetro	mm	60	–	130	140	40
Longitud	mm	85(vsa)+ 400(motor)	–	270	180	40
Tiempo de respuesta	s	0.24	2.6	3.5	0.8	0.32
Tipo		Antagónica	Mecánica	Mecánica	Mecánica	Antagónica Bidireccional

Tabla 11. Resumen de las características de los principales ARV.

Se agrupan las principales características de los ARV explicados anteriormente en la parte final del capítulo 3, dentro de la Tabla 11.

Se pretende superar notablemente el rango de rigidez y establecer el máximo en rígido o casi rígido, sobre 10^6 Nm/rad, un valor muy lejano a lo actual. La rigidez mínima se pretende establecer sobre 100Nm/rad. Se prioriza conseguir el rango de rigidez aunque debamos descuidar otros parámetros.

5.3. Selección y dimensionado de los componentes del ARV.

Todos los elementos de nuestro actuador han sido seleccionados minuciosamente después de un método de cálculo específico.

5.3.1. *Motor principal.*

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.

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

En este caso el mecanismo de accionamiento va a estar formado por un motor y una reductora. 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.



Figura 31. Imagen de un motor con reductora integrada.

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.

Para el cálculo de la inercia haremos uso de las siguientes expresiones correspondientes a un motor de 2 etapas:

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

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

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

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

Siendo:

- ~ J_L es la inercia de la carga.
- ~ N_1 es el nº de dientes del engranaje 1.
- ~ J_{G1} es la inercia del engranaje 1.
- ~ N_2 es el nº de dientes del engranaje 2.
- ~ J_{G2} es la inercia del engranaje 2.
- ~ m es la masa de la carga.
- ~ J_M es la inercia del motor.
- ~ m_{G1}, m_{G2} es la masa de los engranajes
- ~ J_T es la inercia del sistema.
- ~ D_L, D_{G1}, D_{G2} son los diámetros.

Con respecto al par (Nm):

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

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

$$T_M = K_S T_T$$

Siendo:

- ~ T_a el par de aceleración.

- ~ T_T el par total calculado.
- ~ ω_1 la velocidad final del motor (rad/s).
- ~ T_M el par motor requerido.
- ~ ω_0 la velocidad inicial del motor (rad/s).
- ~ t el tiempo.
- ~ T_L el par de carga.
- ~ K_S el factor de seguridad.
- ~ F la fuerza para rotar la carga.

5.3.2. Husillo de bolas

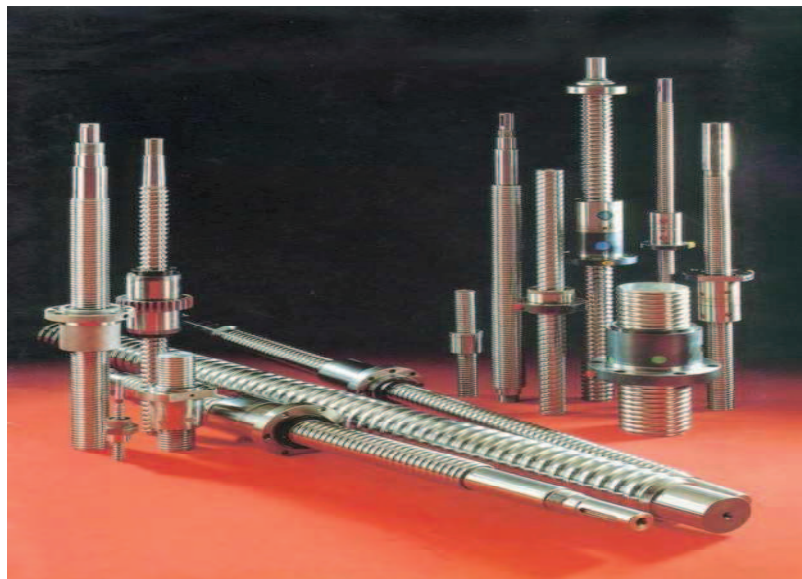


Figura 32. Diferentes husillos.

Los husillos a bolas, se componen básicamente de cuatro elementos de acción: El husillo y la tuerca son las pistas interior y exterior, las bolas, los cuerpos de rodadura y transmisión, y los deflectores las piezas de transferencia. Con esta rodadura se consigue un rozamiento casi nulo, rendimiento muy elevado y gran seguridad de funcionamiento.

Este tipo de retorno de bolas patentado reduce al mínimo el espesor de las tuercas, al no existir proyecciones exteriores.

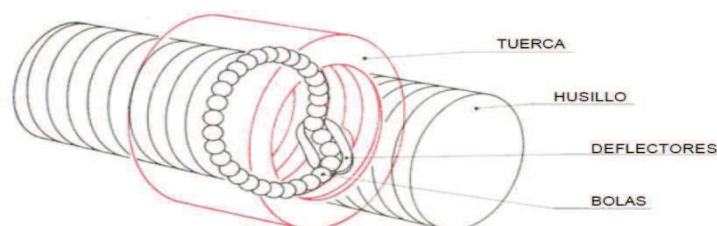


Figura 33. Partes de un husillo.

Los husillos a bolas NEFF, se fabrican con aceros especiales templados, que garantizan el máximo rendimiento. Salvo necesidades particulares, los husillos solamente se templean en su longitud roscada, dejando las puntas con la dureza original del material. La Tabla 12 refleja los materiales normalizados de cada componente con sus equivalencias aproximadas.

Parte	Material-equivalencias						Tratamiento	Dureza HRc
	IHA	DIN	AFNOR	UNI	EN	AISI		
Husillo	F1152	CF55	XC-55	C50	EN9	1055	Temple por inducción	58-62
Tuerca	F158	20MnCr5	16Nc6	9NCD	EN320	8620	Carburación. Triple revenido	60-62
Bolas	F131	100Cr6	100C6	100C6	EN31	521000		

Tabla 12. Materiales normalizados de cada componente.

Los husillos a bolas deben funcionar siempre lubricados, para mantener bajo el coeficiente de rozamiento, y proteger contra la oxidación. El medio empleado puede ser aceite o grasa. No debe existir presión del lubricante en el interior de las tuercas pues produciría fricciones y aumento de temperatura. Cuando se utilice aceite con evacuación suficiente, la aportación necesaria puede estimarse entre 10 y 200 cm³/hora según el tamaño de las tuercas.

La lubricación con aceite puede extraer el calor producido. Por otra parte en la lubricación con grasa, se preferirán las de base de jabón de litio y en ningún caso lubricantes que contengan aditivos de bisulfuro de molibedno o grafito. La viscosidad, cuyo grado estará en cada caso en función de la temperatura, cargas, velocidad, etc. se indica aproximadamente en la Tabla 13.

VELOCIDAD min ⁻¹	CLASE DE VISCOSIDAD SEGÚN DIN 51519	VISCOSIDAD CINEMÁTICA cSt a 40°
20	ISO VG 680	748÷ 612
	ISO VG 220	242÷ 198
80	ISO VG 460	506÷ 414
	ISO VG 100	110÷ 90
250	ISO VG 150	165÷ 135
	ISO VG 68	74÷ 62
800	ISO VG 100	110÷ 90
	ISO VG 32	35÷ 29
1600	ISO VG 46	50÷ 42
	ISO VG 10	11÷ 9

Tabla 13. Tabla de viscosidad orientativa.

En la Tabla 14 se indica la tolerancia de cada desviación según el proyecto de norma DIN 69051. Todos los valores están en función del *grado de precisión* y los correspondientes a ΔP_{ges} y a ΔP_B se calculan con las fórmulas al pie, dependiendo de la longitud roscada y el exponente x.

POS	Símbolo	Descripción	5	Grado de precisión		
				10	25	50
G1	ΔP_{300}	Desviación del paso en 300mm de longitud	0.005	0.01	0.025	0.05
G2	X_1	Exponente desviación del paso en longitud media	0.8	0.8	0.8	0.8
G3	X_2	Exponente ancho de banda en longitud de medida	0.6	0.6	0.6	0.6
G4	$\Delta P_{G/G}$	Desviación de paso a paso	0.004	0.005	0.006	-
G5	ΔP_G	Desviación en un paso	0.004	0.005	0.006	-

Tabla 14: Tabla de tolerancias del paso.

5.3.2.1. Selección del husillo

Se pueden diferenciar dos capacidades de carga:

1. Carga estática C_0 : Es la carga axial concéntrica al eje, aplicable al conjunto en régimen de reposo, que produce una deformación permanente de $0,0001$ x diámetro de bola, entre ésta y las pistas de rodadura.
2. Carga dinámica C : Es la carga axial concéntrica al eje, constante y unidireccional, con la que un grupo suficiente de husillos a bolas idénticos, alcanza una duración de vida de 1 millón de revoluciones.

Las capacidades de carga de los husillos a bolas NEFF están basadas en el proyecto de norma DIN 69051, y se indican en las tablas de características y dimensiones, para cada tipo de tuercas.

La duración nominal de vida es definida por el número de revoluciones alcanzado por el 90% de un grupo suficiente de husillos a bolas idénticos, antes de que aparezcan los primeros signos visibles de fatiga de material. La duración nominal de vida está expresada por L (vueltas) o por L_h (horas).

$$L = \frac{C^3}{F \cdot m^3} 10^6 \quad (Ec.1)$$

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot f_n \cdot 60} \quad (Ec.2)$$

$$C = 0.01(L_h \cdot F_m^3 \cdot n_m \cdot f_n \cdot 60)^{1/3} \quad (Ec.3)$$

Siendo:

- ~ L : la duración de vida (Vueltas)
- ~ L_h : duración de vida (horas)
- ~ C : capacidad de carga dinámica (N)
- ~ F_m : carga media (N)
- ~ n_m : velocidad media (min^{-1})
- ~ f_n : factor de utilización (0.25-0.75)

En los husillos a bolas el coeficiente de rozamiento es muy bajo debido a la rodadura existente entre los elementos. Por este motivo se obtiene un rendimiento mecánico muy alto, bastante cercano al 100%.

Cuando se proyecta una máquina, uno de los factores importantes es el par motor necesario para el accionamiento de los ejes. Hay que tener el máximo conocimiento posible de todos los valores de carga que influyen en los husillos, para seleccionar el motor adecuado. Hay dos sistemas principales de accionamiento, que varían en la forma de ataque al elemento motriz.

1. Par necesario para desplazar al otro elemento (convertir giro en traslación).

$$M_a = \frac{F_{\max} \cdot P \cdot S}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (Ec.6)$$

Potencia motriz necesaria:

$$P_a = \frac{M_a \cdot n}{9550} \quad (Ec.7)$$

2. Par generado al aplicar una fuerza axial (convertir giro en traslación).

$$M'_a = \frac{F_a \cdot P \cdot S \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} \quad (Ec.8)$$

Siendo:

- M_a : par necesario (Nm)
- F_{\max} : carga en punto máximo (N)
- P : paso de la rosca (mm)
- S : factor de seguridad (1.25, 2)
- η : Rendimiento mecánico (0,9)
- P_a : Potencia motor (KW)
- N : Velocidad de giro (min)
- M'_a : par producido (Nm)
- F_a : fuerza aplicada (N)
- η' : rendimiento mecánico (< 0.7)

5.3.3. Rodamientos

Los rodamientos son un tipo de soporte de ejes o cojinetes que emplean pequeños elementos rodantes para disminuir la fricción entre las superficies giratorias, dado que la resistencia de fricción por rodadura es menor que la resistencia de fricción por deslizamiento.

Las ventajas del empleo de los rodamientos en lugar de los cojinetes de fricción son:

1. Menor fricción en los procesos transitorios (especialmente en el arranque)
2. Poseen capacidad para soportar cargas combinadas radiales y axiales
3. Exigen menor espacio axial.
4. La lubricación es más sencilla y pueden trabajar a mayores temperaturas sin requerir mantenimiento riguroso.
5. Fundamentalmente son elementos estandarizados y fáciles de seleccionar

Sin embargo presentan algunas desventajas frente a sus contrapartes de fricción:

1. Tienen mayor peso.
2. Exigen mayor espacio radial.
3. Su instalación posee algo de complejidad y dispositivos especiales.
4. Poseen una durabilidad menor en virtud de las altas tensiones que deben soportar los elementos rodantes.

El principio básico de funcionamiento de un rodamiento, radica en la reducción de la magnitud de la fuerza de rozamiento con la superficie base, introduciendo elementos rodantes pequeños, en consecuencia la fuerza de fricción opuesta al movimiento es mucho menor. Al introducir elementos rodantes se hace posible facilitar el movimiento entre los elementos en contacto por las características de rodadura propias de estos. Muchas veces, debido a esta circunstancia, estos elementos son llamados “cojinetes antifricción” pero en realidad la fricción se halla siempre presente aunque en menor magnitud.

En términos generales todos los rodamientos de contacto rodante están formados por las partes constructivas que se muestran en la Figura 34. Aun así, existen excepciones. Algunos tipos de rodamientos no poseen sellos laterales, o por el contrario los tienen solo en una cara, muchos otros no tienen la jaula o rejilla y están completamente llenos de elementos rodantes. Algunos tipos de rodamientos no tienen anillo interior y ruedan directamente sobre la superficie del eje.

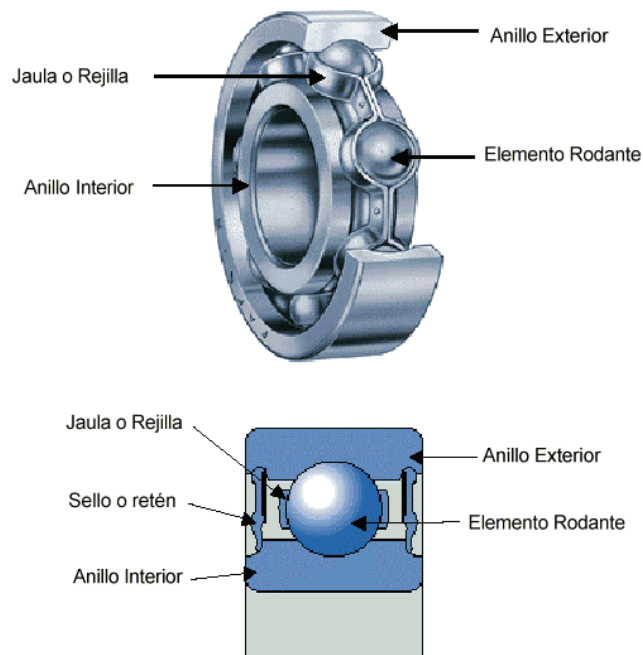


Figura 34. Descripción de un rodamiento típico

Existen diferentes tipos de rodamientos pero se pueden distinguir de acuerdo a la geometría de los elementos rodantes en los siguientes grupos:

1. Rodamientos de bolas
2. Rodamientos de rodillos
3. Cilíndricos
4. Cónicos
5. Esféricos
6. De Agujas

Los rodamientos de bolas son capaces de desarrollar velocidades más altas y los rodamientos de rodillos pueden soportar cargas más altas. De acuerdo al tipo de carga que deben soportar los rodamientos se dividen en:

1. Rodamientos Radiales
2. Rodamientos Axiales

En la Figura 35 se muestran algunos casos de rodamientos de bolas. Los rodamientos de bolas de dos hileras poseen, razonablemente mayor capacidad de carga. Para aumentar la capacidad de carga radial se suelen utilizar rodamientos con abertura de entrada para bolas o los de contacto angular que permiten mayor número de bolas en contacto por hilera. Sin embargo este incremento de la capacidad de carga radial se produce a un costo de reducir la capacidad de carga axial. Para permitir desalineaciones considerables se utilizan rodamientos autoalineantes.

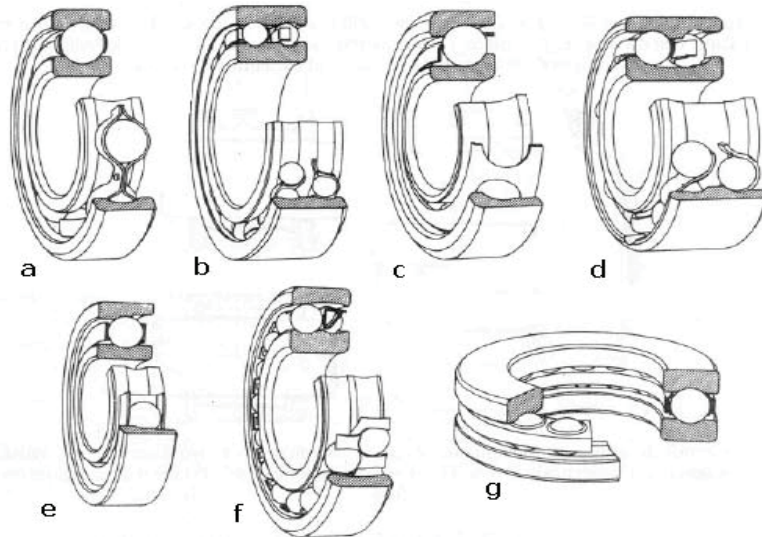


Figura 35. Rodamientos de bolas. (a) Rígido de una sola hilera (b) rígido de dos hileras (c) de contacto angular (d) de contacto angular de dos hileras (e) desmontable (f) oscilante (g) axial de simple efecto.

5.3.3.1. Selección de Rodamientos de bolas

Se define capacidad de carga básica estática (C_0) como la carga que produce una deformación permanente total del elemento rodante y de la pista de rodadura en el punto de contacto más cargado, igual a una diez milésima del diámetro del elemento rodante. La definición de esta propiedad es fundamental en el proceso de selección del rodamiento.

Generalmente los rodamientos de bolas están sometidos a una combinación de carga radial (F_r) y axial (F_a). Normalmente las capacidades que proporcionan los catálogos son para carga radial. Por ello, hay que definir una carga radial equivalente (F_e) con el mismo efecto sobre la vida del cojinete que la carga combinada aplicada.

Para los rodamientos de bolas, se utiliza por lo general el valor máximo de entre los dos siguientes:

$$F_e = \text{Max} \begin{cases} F_e = V \cdot F_r \\ F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \end{cases}$$

Donde X es el factor radial, Y es el factor axial y V es el factor de rotación: Vale 1.1 para rodamientos autoalineantes o cuando gira el anillo interior y 1.2 cuando gira el anillo exterior.

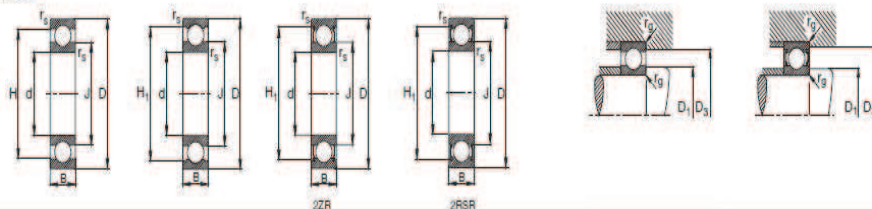
		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
F_a/C_0	E	X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30

0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Tabla 15. Valores de los factores radial y axial

Los factores X e Y pueden obtenerse de la Tabla 15 para la cual se necesita conocer la capacidad de carga básica estática (Co), la cual viene tabulada en los catálogos. Dado que esta carga depende del tipo de rodamiento, el proceso de selección se convierte en un proceso secuencial o iterativo. En la Figura 36 se muestra una hoja con información típica proporcionada en un catálogo comercial (Marca FAG).

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Los rodamientos pueden alcanzar una vida limitada, si C_p/P_{a28} , ver Pág.41.

Eje	Dimensiones							Peso kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r _s min	H	H ₁	J		dyn. C	stat. C ₀				D ₁ min	D ₃ max	r _s max
15	35	35	11	0,6	29,3	30,9	21,1	0,043	7,8	3,75	20000	24000	6202	19,2	30,8	0,6
	35	35	11	0,6	29,3	30,9	21,1	0,043	7,8	3,75	20000	24000	S6202.W203B	19,2	30,8	0,6
	35	35	11	0,6	29,3	30,9	21,1	0,045	7,8	3,75	14000	14000	6202.2RSR	19,2	30,8	0,6
	35	35	11	0,6	29,3	30,9	21,1	0,045	7,8	3,75	14000	14000	S6202.2RSR.W203B	19,2	30,8	0,6
	35	35	14	0,6	29,3	30,9	21,1	0,057	7,8	3,75	14000	14000	6202.2RSR	19,2	30,8	0,6
	35	42	13	1	33,5	35	23,6	0,088	11,4	5,4	43000	22000	6302	20,6	36,4	1
	35	42	13	1	33,5	35	23,6	0,088	11,4	5,4	43000	22000	S6302.W203B	20,6	36,4	1
	35	42	13	1	33,5	35	23,6	0,09	11,4	5,4	18000	22000	6302.2RSR	20,6	36,4	1
	35	42	13	1	33,5	35	23,6	0,09	11,4	5,4	12000	12000	6302.2RSR	20,6	36,4	1
	35	42	17	1	33,5	35	23,6	0,114	11,4	5,4	12000	12000	62302.2RSR	20,6	36,4	1
17	37	35	8	0,3	29,5	30,9	22,6	0,03	6	3,25	28000	20000	6003	19	33	0,3
	37	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25	28000	22000	6003	19	33	0,3
	37	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,038	6	3,25	28000	22000	S6003.W203B	19	33	0,3
	37	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25	22000	22000	6003.2ZR	19	33	0,3
	37	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25	14000	14000	6003.2RSR	19	33	0,3
	37	35	10	0,3	29,4	30,8	22,6	0,04	6	3,25	14000	14000	S6003.2RSR.W203B	19	33	0,3
	37	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,065	9,5	4,75	22000	20000	6203	21,2	35,8	0,6
	37	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,065	9,5	4,75	12000	20000	S6203.W203B	21,2	35,8	0,6
	37	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75	16000	20000	6203.2ZR	21,2	35,8	0,6
	37	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75	12000	12000	6203.2RSR	21,2	35,8	0,6
	37	40	12	0,6	33,1	34,4	24	0,067	9,5	4,75	12000	12000	S6203.2RSR.W203B	21,2	35,8	0,6
	37	40	16	0,6	33,1	34,4	24	0,087	9,5	4,75	12000	12000	62203.2RSR	21,2	35,8	0,6
	37	47	14	1	37,9	39,3	26,2	0,114	13,4	8,55	19000	20000	6308	22,6	41,4	1

Figura 36. Hoja típica de un rodamiento de un catálogo comercial

En la tabla 16 se muestra típicas recomendaciones de duración para rodamientos en diversas máquinas. En la tabla 17 se presentan factores de corrección por carga para ser aplicados a los rodamientos, en función del tipo de trabajo sobre el eje.

TIPO DE APLICACIÓN	VIDA kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente.	Hasta 0.5
Motores de avión.	0.5-2
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia.	4-8
Máquinas para servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia.	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente.	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente.	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo las 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia.	100-200

Tabla 16. Recomendaciones de duración

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de presión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

Tabla 17. Recomendaciones de factores de corrección por carga

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

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

5.3.4. *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.

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

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

Siendo:

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

5.3.5. *Resortes*

En este apartado se verá la forma de calcular, dimensionar o verificar resortes, también llamados muelles, además de analizar su mecánica básica.

Un resorte es un elemento de máquina cuya principal característica es aportar flexibilidad a las conexiones cinemáticas entre elementos mecánicos diversos tales como se pueden observar en la Figura 37. Los resortes tienen la doble misión de aportar una fuerza o un momento según la geometría del resorte y almacenar energía. La energía se almacena en forma de deformación elástica (esto es energía de deformación) causada por una sollicitación y se recupera al liberarse la sollicitación. Los resortes deben tener la capacidad de soportar grandes desplazamientos. Entre las aplicaciones más comunes de los resortes se pueden hallar:

1. Para almacenar y retornar energía, como el mecanismo de retroceso de las armas de fuego
2. Para mantener una fuerza determinada como en los actuadores y en las válvulas
3. Como aislador de vibraciones en vehículos
4. Para retornar o desplazar piezas como los resortes de puertas o de pedales o de actuadores mecánicos o de embragues.

5. Como actuadores de cierre o de empuje, tal como los resortes neumáticos.

Los resortes suelen clasificarse según su esfuerzo de deformación predominante, su forma y aplicación en:

1. Resortes de efecto de Torsión
 - ~ Espira Helicoidal (circular o rectangular) y envolvente cilíndrica (Figura 37.a)
 - ~ Espira Helicoidal (circular o rectangular) y envolvente cónica (Figura 37.b)
 - ~ de tipo barra (Figura 37.c)
 - ~ de bloque elastomérico (Figura 37.d)
2. Resortes de efecto flexional
 - ~ de tipo espiral (Figura 37.e)
 - ~ de tipo disco (Figura 37.f)
 - ~ de láminas, también llamados ballestas (Figura 37.g)
3. Resortes de efecto axial
 - ~ de tipo anular cerámico o metálico (Figura 37.h)
 - ~ de tambor elastomérico (Figura 37.i)

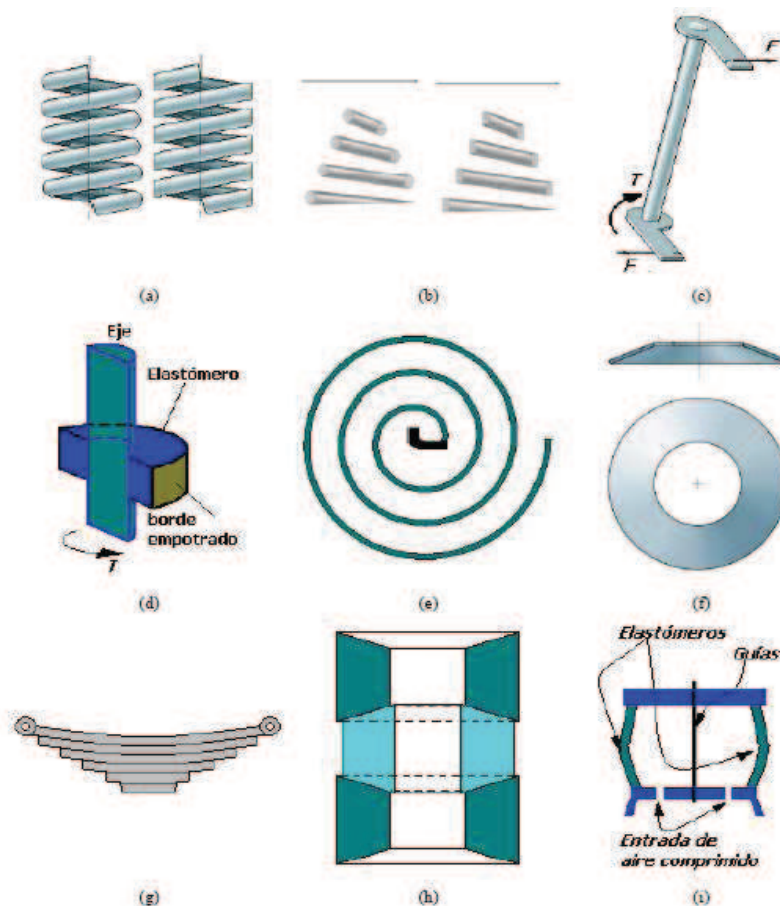


Figura 37. Diferentes tipos de resortes.

En la selección del material de un resorte suelen tener preponderancia consideraciones de resistencia y de elasticidad. Esto significa “coeficiente de Resistencia (S)” y “módulo de elasticidad (E)”. Uno de los parámetros más empleados es la relación S/E denominada “Resistencia normalizada”. El concepto de resistencia se debe considerar en función del material, esto es:

1. Para los metales y polímeros industriales: Resistencia a la fluencia
2. Para los elastómeros: Resistencia al desgarramiento
3. Para materiales compuestos: Resistencia a la Tracción
4. Para resinas fenólicas y maderas: Resistencia a la Tracción

Nombre y Nomenclatura	Módulo de elasticidad lineal en [GPa]	Módulo de elasticidad transversal en [GPa]	Resistencia mínima a tracción [MPa]	Temperatura de servicio máxima [°C]	Densidad [Kg/m ³]	Método de fabricación. Usos principales.
ASTM A227(C>0.45%)	206.8	79.3	1951	121	7833	Estirado en frío. Resortes de bajo costo.
ASTM A679(C>0.65%)	206.8	79.3	1951	121	7750	Estirado en frío. Resorte de calidad superior.
ASTM A229(C>0.55%). Revenido en aceite.	206.8	79.3	2020	121	7833	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Resorte de usos generales.
ASTM A230(C>0.60%). Revenido en aceite.	206.8	79.3	1482	121	7833	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Resorte de tensión uniforme.
Aleación AASTM A231	206.8	79.3	1310	219	7750	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Usado para cargas de impacto.
Aleación ASTM A401	206.8	79.3	1620	246	7750	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Usado para cargas de impacto.
Acero Inox 313	193.1	68.9	862	288	7889	Estirado en frío. Resistente a corrosión y al calor para usos generales
Bronce B159	103.4	43.1	724	93.3	8858	Estirado en frío. Resistente a corrosión.

Tabla 18. Principales propiedades de los materiales metálicos para los resortes.

En el caso más común en ingeniería mecánica, es decir el caso a), la relación S/E suele tener valores del orden entre 0.001 y 0.01. Para los elastómeros la resistencia normalizada suele variar entre 0.1 y 1.0. Mientras que los casos c), d) y los polímeros poseen una resistencia normalizada entre 0.01 y 0.1 generalmente.

Los resortes de acero por lo general se fabrican con procesos de deformación en frío o en caliente dependiendo del tamaño del material y de las propiedades deseadas, básicamente, el coeficiente de rigidez y propiedades de resistencia. Los materiales más comunes para resortes helicoidales de alambre circular, se pueden ver en la Tabla 18, junto con los usos más comunes y sus métodos de fabricación.

Ahora bien, los resortes de compresión pueden presentar diferentes circunstancias de deformación de acuerdo con la fuerza que se ejerza hasta llegar al contacto pleno de cada espira con las contiguas. Esta situación se denomina de “*contacto sólido*”. Cuando el resorte no tiene ninguna carga actuante, la longitud de resorte se denomina “*longitud libre*” y cuando hay “*contacto sólido*”, la longitud del resorte se denomina “*longitud sólida*”. Cuando se carga paulatinamente un resorte de compresión al acercarse al contacto sólido, el comportamiento del resorte deja de poseer características lineales tal como se puede apreciar en la Figura 38.

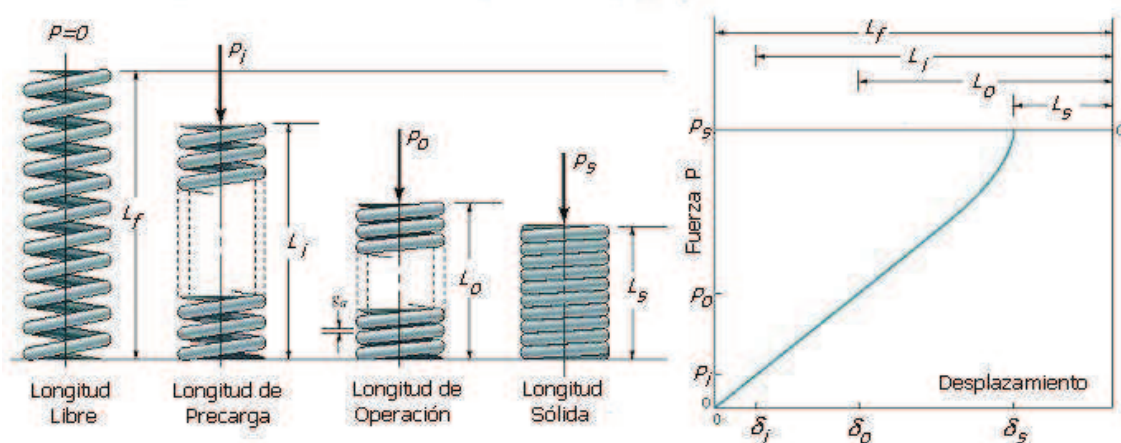


Figura 38. Longitudes y comportamiento del resorte de compresión hasta la longitud sólida.

Las terminaciones o extremos de los resortes revisten un papel muy importante dado que dependiendo de la terminación, varían el paso, la longitud libre, la longitud sólida, y otras propiedades. En la Figura 39 se muestran cuatro tipos convencionales de terminación denominados:

1. (A) Simple sin Maquinado
2. (B) Simple Rectificado
3. (C) Cuadrado sin Maquinado
4. (D) Cuadrado rectificado

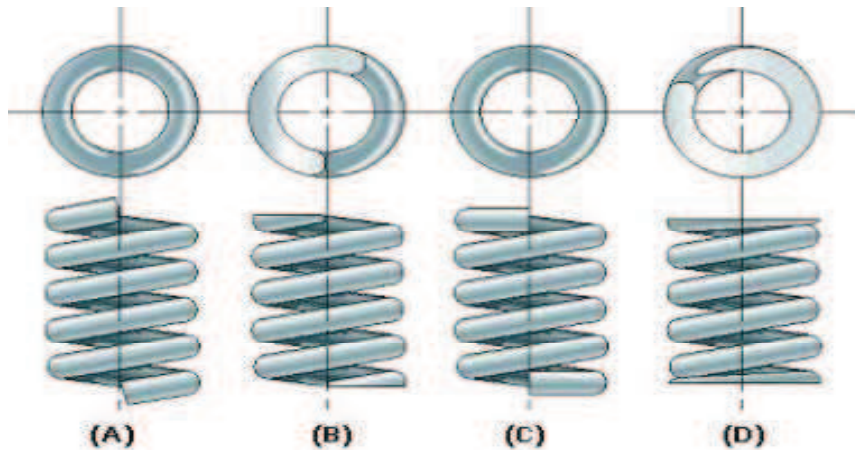


Figura 39. Tipos de terminaciones.

En la Tabla 19 se muestran fórmulas útiles para el cálculo de las entidades más importantes de un resorte. Nótese como varía un caso con respecto a otro en cuanto a sus longitudes libre y sólida.

Entidad	Tipo de terminación			
	Simple sin maquinado	Simple y rectificada	Cuadrada sin maquinado	Cuadrada y rectificada
Número de espiras en los extremos [N_e]	0	1	2	2
Número total de espiras [N_t]	N_a	N_a+1	N_a+2	N_a+2
Longitud libre [L_f]	$p \cdot N_a + d$	$p \cdot (N_a + 1)$	$p \cdot N_a + 3d$	$p \cdot N_a + 2d$
Longitud sólida [L_s]	$d \cdot (N_t + 1)$	$d \cdot N_t$	$d \cdot (N_t + 1)$	$d \cdot N_t$
Paso [p]	Se despeja de la homónima longitud libre			

Tabla 19. Propiedades de los resortes según la terminación de sus extremos

5.3.6. Cables de acero

Los cables son elementos flexibles debido a sus dimensiones transversales pequeñas en relación con la longitud, por lo cual su resistencia es sólo a tensión dirigida a lo largo del cable. La carga de tensión se divide por igual entre los hilos del cable, permitiendo que cada hilo quede sometido a la misma tensión admisible.

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.

El conocimiento pleno del inherente potencial y uso de un cable de acero, es esencial para elegir el cable más adecuado para una faena o equipo, tomando en

cuenta la gran cantidad de tipos de cables disponibles. Distinguimos 4 partes principalmente:

1. *Alambre*: Es el componente básico del cable de acero, el cual es fabricado en diversas calidades, según el uso final del cable.

Nº Grado	Nombre común	Resistencia nominal a la tracción [Kg/mm ²]
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

Tabla 20. Clasificación en grados de los alambres para la producción de cables de acero.

2. *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.
3. *Alma*: Es el eje central del cable donde se enrollan los torones. El alma puede ser de acero, fibras naturales o polipropileno.
4. *Cable*: Es el producto final que está formado por varios torones, que son enrollados helicoidalmente alrededor de un alma.

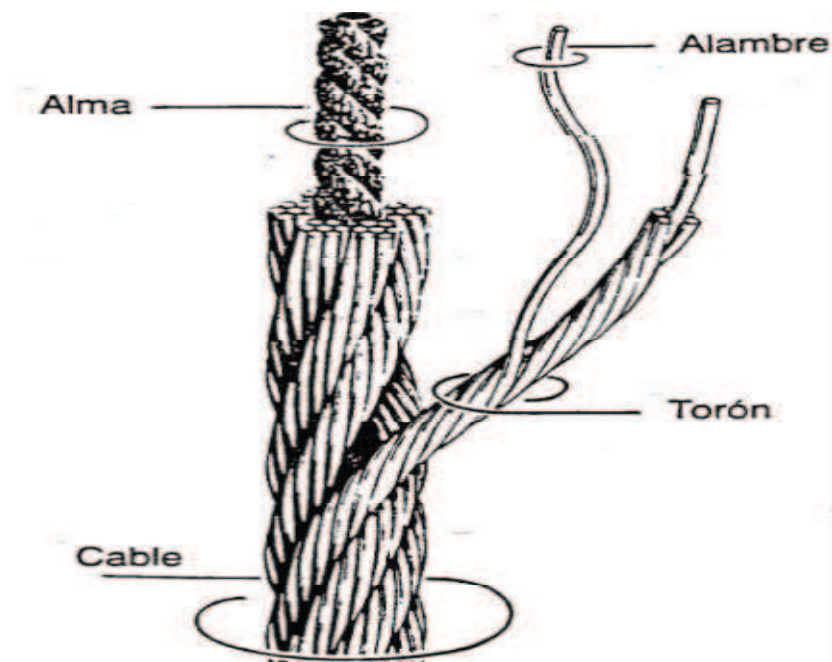


Figura 40. Estructura de un cable de acero

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.

Aplicación	Factor
Tirantes de cable o torones (carga estática)	3-4
Cables principales para puentes colgantes	3-3.5
Cables de suspensión (péndulo para puentes colgantes)	3.5-4
Cables de tracción para teleféricos y andariveles	5-6

Tabla 21. Valores del factor de seguridad según la aplicación

Por último debemos tener en cuenta que el diámetro de un cable de acero es la circunferencia que engloba a todos los torones, la dimensión más grande. Se deben

hacer cuando menos tres mediciones a un metro de separación cada una. El promedio de estas mediciones deberá considerarse como el diámetro del cable.

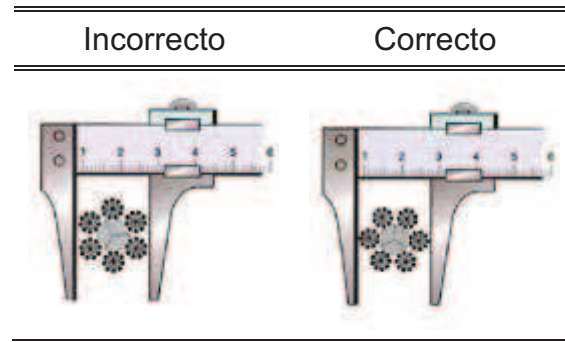


Tabla 22. Formas de medir el diámetro de un cable.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Capítulo 6. Análisis y selección del diseño

6.1. Requisitos del diseño

Destacamos el par, y los rangos de rigidez y la desviación angular como los aspectos a destacar en el nuevo ARV. 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 baja (10^2 Nm/rad), es decir una articulación flexible, hasta una rigidez infinita (10^6 Nm/rad), equivalente a una articulación completamente rígida.

La desviación angular es la diferencia entre la posición del eslabón sometido a una carga exterior, y la posición de equilibrio. Por tanto se busca una desviación angular lo suficientemente amplia, para que no se superen los límites fijos

Del mismo modo, con respecto a la curva de rigidez, buscamos una curva que posea un grado superior a uno, como anteriormente se explicó en el apartado 5.1.

Abarcando todo lo anterior, destacamos que los requisitos de nuestro ARV deben cumplir lo siguiente:

1. Un amplio rango de rigidez, variando desde una rigidez baja cuando la velocidad es alta, y una rigidez alta cuando la velocidad es lenta y se necesita una precisión mayor.
2. Una amplia desviación angular.

3. Un modelo sencillo tanto matemática como constructivamente.
4. El par dependerá de la carga que queramos mover y de la masa del brazo como se explica en el apartado 7.1.

En la Tabla 23. Aparecen las características buscadas para el nuevo ARV buscado:

Par nominal (Nm)	40-80
Par máximo (Nm)	≈150
Rigidez máxima (Nm/rad)	$>10^6$
Rigidez mínima (Nm/rad)	≈ 10^2
Rango de desviación angular (°)	≥30
Masa (kg)	< 4

Tabla 23. Características deseadas para el nuevo actuador.

6.2. Diseños: tormenta de ideas.

Es la parte más laboriosa, delicada e importante del proyecto. En primer momento hay tiempo de reflexión y orientación buscando inventar un nuevo mecanismo de rigidez variable.

6.2.1. Primera idea.

Siendo este un aspecto con diseños e ideas muy variadas. Tras un periodo de análisis, se llega a un principio de diseño como es el boceto que aparece en la Figura 41:

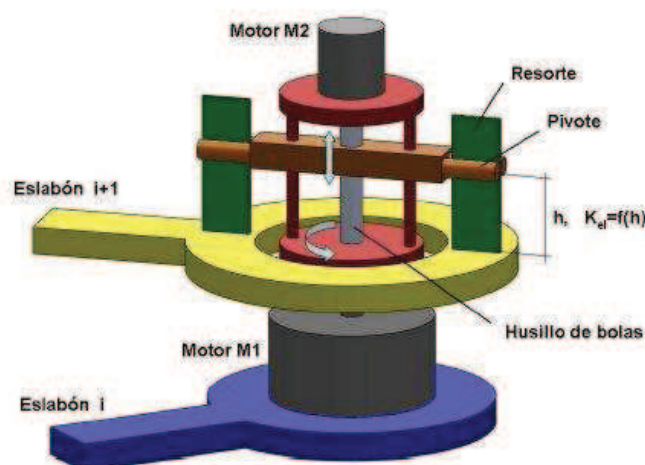


Figura 41. Diseño en 3D del modelo inicial.

El modelo de actuador con pivote está formado por dos eslabones uno fijo y otro móvil. Además hay dos motores: el motor M_1 se encarga de mover la

articulación robótica, es decir, de posicionar el brazo y el motor M_2 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.

Debido a dificultades con los resortes de hoja, ya que al girar el eslabón estaría en contacto con la superficie inferior, produciendo fricción y un giro más lento que la parte superior del eslabón. Se diseña un prototipo en SolidWorks-CosmosMotion y se intenta mejorar este diseño intentando suplir esta dificultad, pero no se consigue una solución óptima.

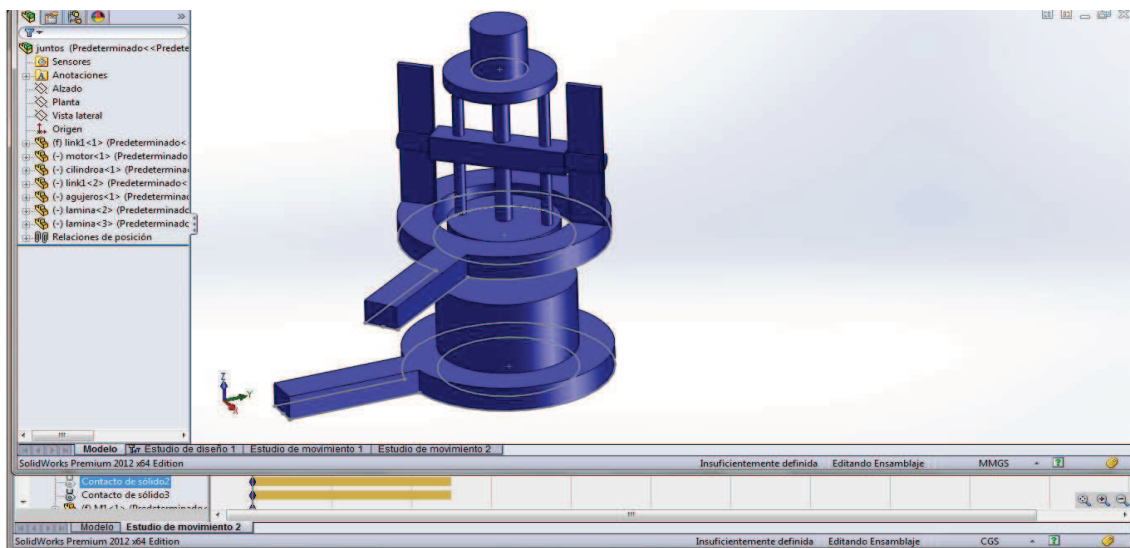


Figura 42. Estudio de movimiento con CosmosMotion.

6.2.2. Segunda idea.

Siguiendo de cerca todas las nuevas novedades y artículos en los que se sigue innovando, aparecen estudios sobre un nuevo Actuador con rigidez variable (AwAS - Actuator with Adjustable Stiffness), por lo cual se piensa en la posibilidad de analizar bien este mecanismo e intentar mejorarlo.

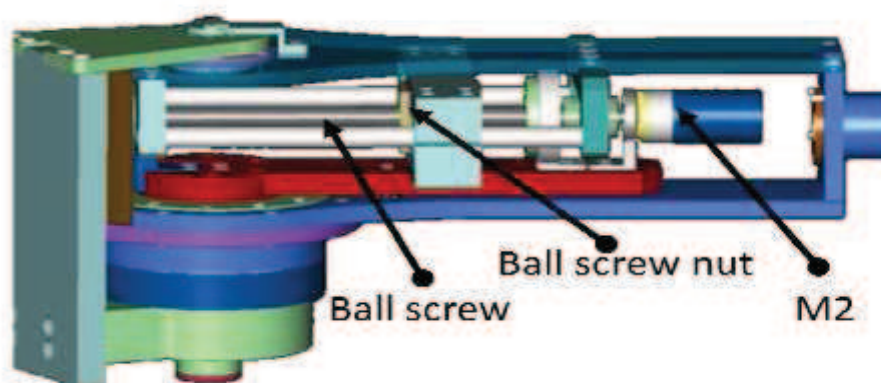


Figura 43. Prototipo en 3D del AwAS

La novedad del actuador rigidez variable propuesto por Jafari (Jafari et al, 2010) 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 44, dos muelles antagonistas están conectados por un lado al eslabón intermedio y en el otro lado al enlace de salida.

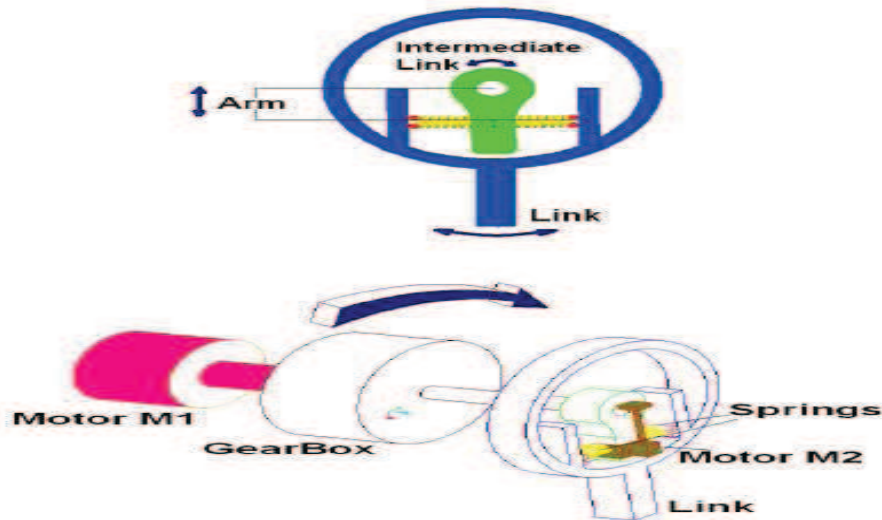


Figura 44. Esquema del AwAS de Jafari.

El eslabón intermedio se une al motor M_1 que regula la posición de la articulación. Un mecanismo de orientación impulsado por el motor M_2 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.

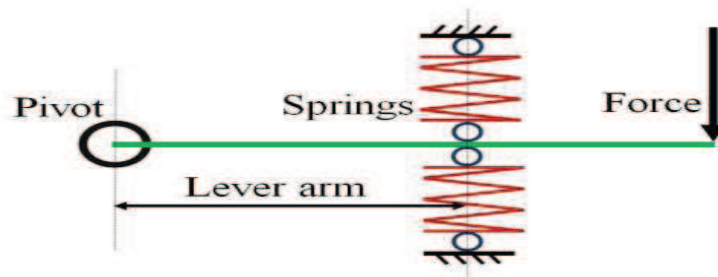


Figura 45. Principio de funcionamiento del AwAs.

Para conocer mejor el funcionamiento analizamos también su funcionamiento con la herramienta CosmosMotion de SolidWorks en la Figura 46, variando la rigidez de los muelles, velocidad de los motores y mejorando el conocimiento de este actuador, para ver si se podría modificar alguna de sus partes, diseñando así otro actuador diferente al primero con algunas características innovadoras.

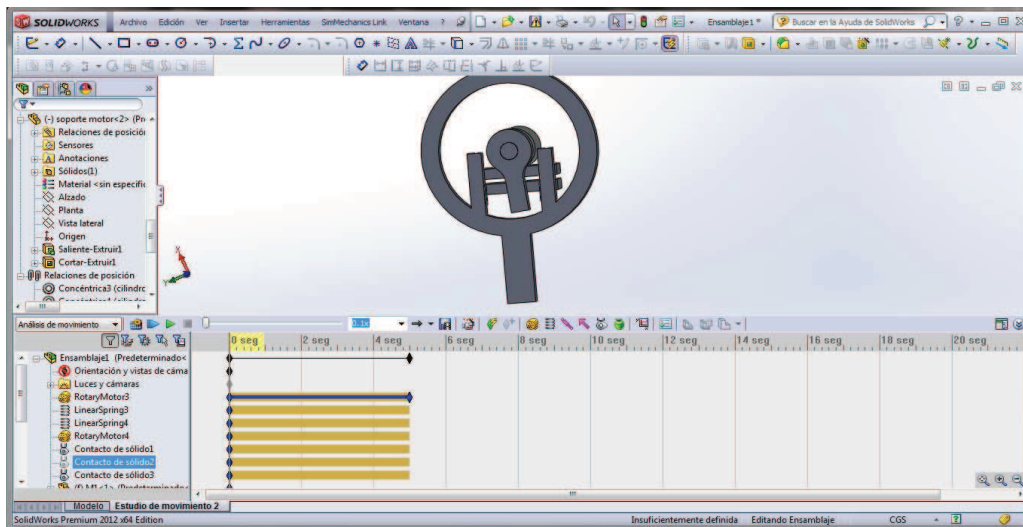


Figura 46. Estudio de movimiento del AwAs en CosmosMotion.

6.2.3. Tercera idea

Durante el proceso de intento de cambio o variación del AwAS, surge un nuevo mecanismo, que podría ser el hijo de este, es conocido como AwAS-II.

El actuador con rigidez ajustable (AwAS-II) se basa en una “palanca obediente” (compliance lever), o lo que es lo mismo: la variación de la longitud del brazo de palanca. Sin embargo, en esta versión los resortes se mantienen fijos pero el punto de pivote es variable. La rigidez de la palanca depende de la relación L_1/L_2 y se puede ajustar desde cero (el pivote alcanza la posición resortes) a completamente rígida.

La palanca está conectada al enlace de salida a través de una articulación de rotación. Un eslabón intermedio está conectado al motor (M_1) para el posicionamiento enlace. Un motor (M_2) está montado en el enlace intermedio y se ajusta la rigidez al cambiar la posición del pivote a través de la rotación del husillo. Dos resortes de torsión se colocan entre la palanca y el enlace de salida.

Procedemos al mismo método de experimentar con él en SolidWorks-CosmosMotion, y llegamos a diseñar un nuevo mecanismo de rigidez variable, que siga el método de variación de rigidez de la imagen superior, donde el movimiento lineal del punto de pivote cambia la rigidez, y no el movimiento de los muelles como el antiguo AwAS.

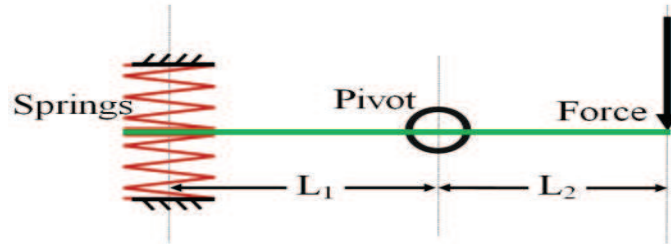


Figura 47. Principio de funcionamiento del AwAS-II.

Por lo tanto se diseña el nuevo mecanismo totalmente diferente al AwAS-II siguiendo únicamente su estela en el ámbito del cambio de un punto de pivote, ya que los 2 resortes de torsión serán sustituidos por un sistema polea-cable-resorte como este. En la Figura 48 se puede observar uno de los primeros bocetos a mano del buscado ARV.

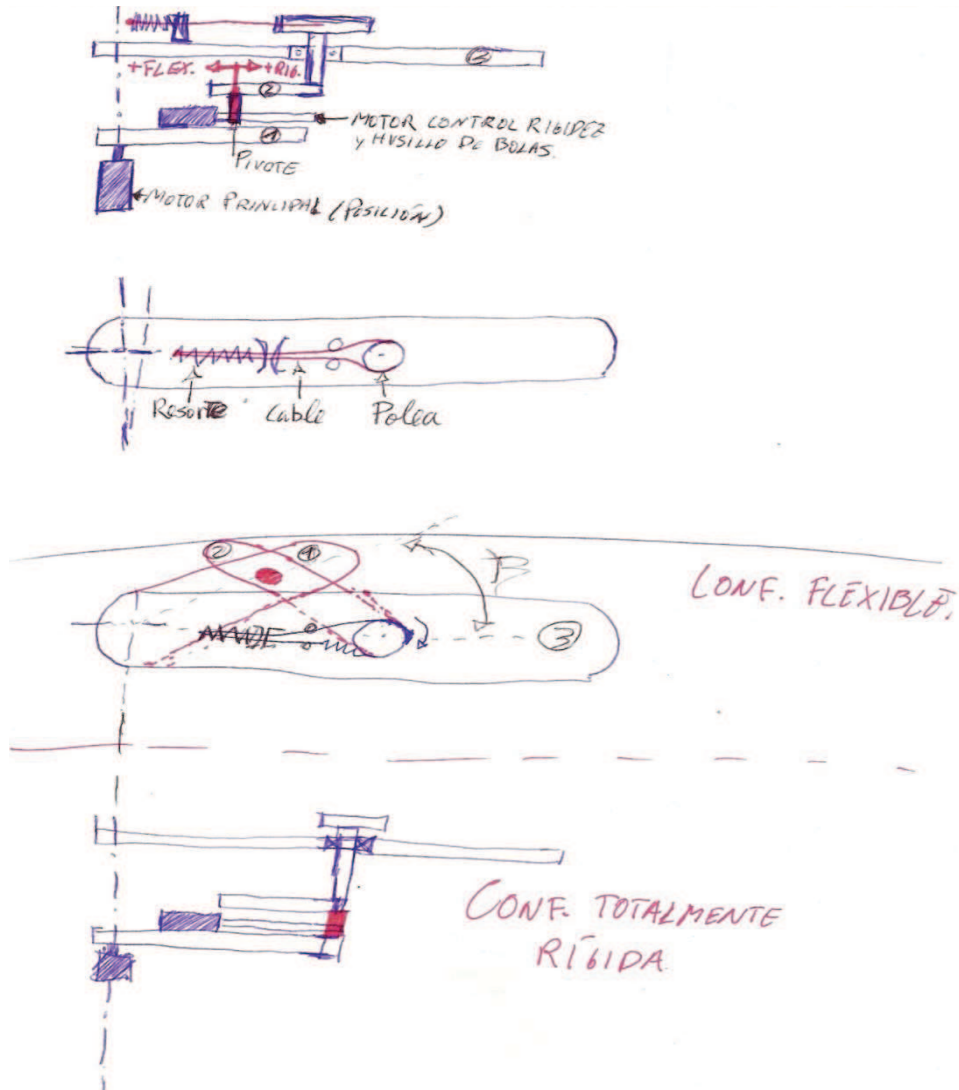


Figura 48. Esquema del nuevo ARV.

6.3. Evaluación y caracterización de los diseños.

El siguiente paso es describir el comportamiento de cada diseño 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, como se vio en el apartado 5.1.

6.3.1. Montaje A

A partir de operar con los siguientes parámetros obtenemos las siguientes ecuaciones matemáticas del comportamiento según cada montaje. Nos ayudaremos de la Figura 49 para interpretar mejor cada montaje, y diferenciarlos entre sí.

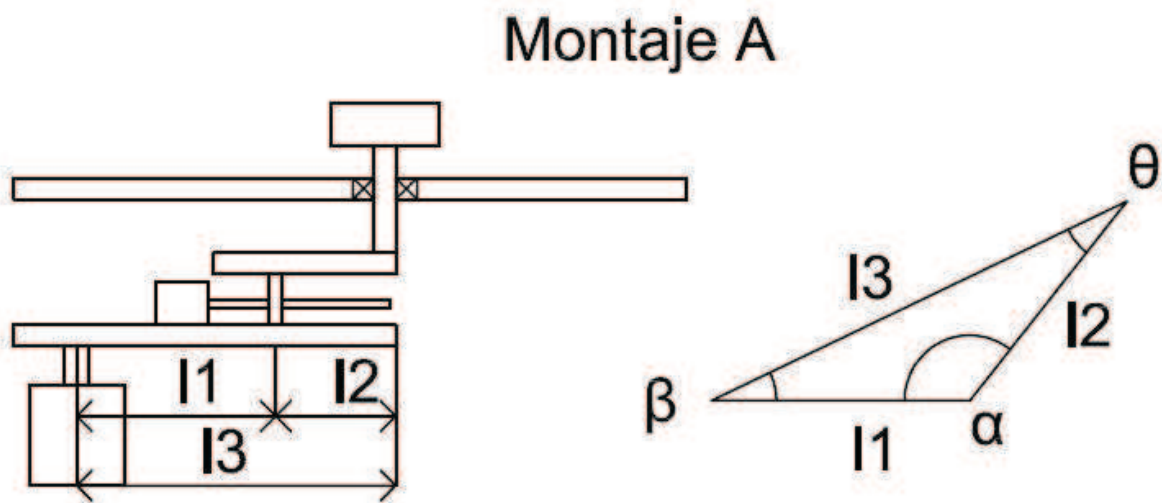


Figura 49. Parámetros y aclaración del Montaje A.

A partir de las variables anteriores se obtienen las ecuaciones matemáticas de comportamiento del mecanismo. A partir de las cuales introduciéndolas en la herramienta MatLab obtenemos las siguientes gráficas, en la Figura 50 y 51 encontramos el comportamiento del par y de la rigidez respectivamente.

$$T = K_{res} \cdot \theta \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{l_3}{l_2} - 1$$

$$\rightarrow l_2 = \sqrt{l_1^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_3 \cdot \cos(\beta)}$$

$$\rightarrow \theta = \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2} \sin(\beta)\right)$$

$$\rightarrow \alpha = \pi - (\theta + \beta)$$

En la Figura 50 se aprecian 5 curvas correspondientes a diferentes posiciones del punto de pivote. Representándose el ratio l_1/l_3 , siendo el valor 0.9 el más cercano a la configuración rígida y el 0.5 el más flexible.

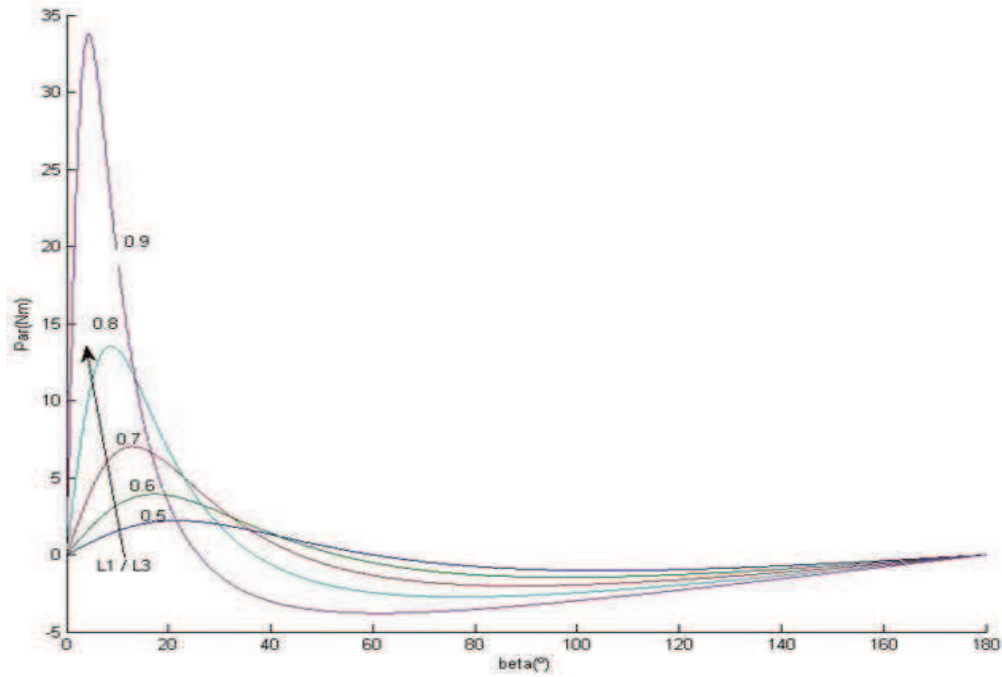


Figura 50. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje A

En la Figura 51, se sigue la misma nomenclatura. Representándose en este caso la rigidez, que se calcula a través de la derivada del par respecto al ángulo de desalineación " β " como se explicó en el apartado 5.1.

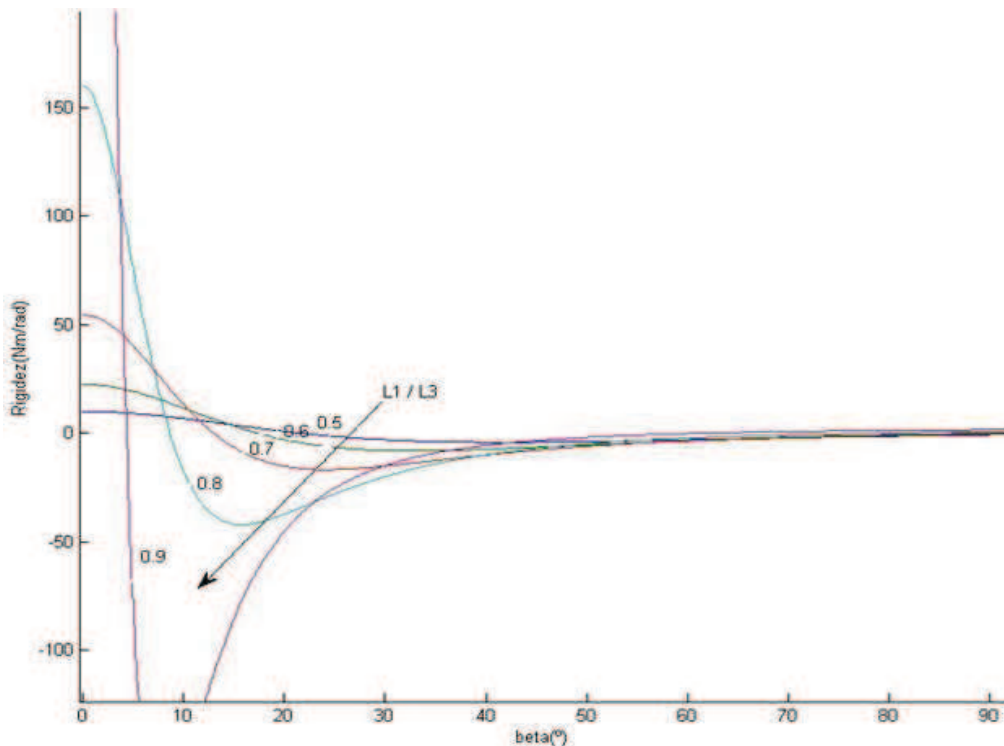


Figura 51. Curva de la rigidez según el ángulo de desalineación para el montaje A.

Conviene aclarar que la K_{res} no es verdaderamente la constante del resorte, sino la constante de un resorte torsional que simula la rigidez angular que nos produce nuestro sistema polea-cable-resorte, cuyo valor se demuestra en el

apartado 7.5 que depende directamente de la constante del muelle y del cuadrado de la polea elegida. Para estas gráficas el valor tomado, es uno estándar de 10Nm/rad, ya que más que los valores de las gráficas nos interesa ahora la forma de estas.

6.3.2. Montaje B

Repitiendo el mismo procedimiento para el montaje B obtenemos las siguientes ecuaciones de comportamiento. En la Figura 52 aparecen gráficamente todos los parámetros con los que operar.

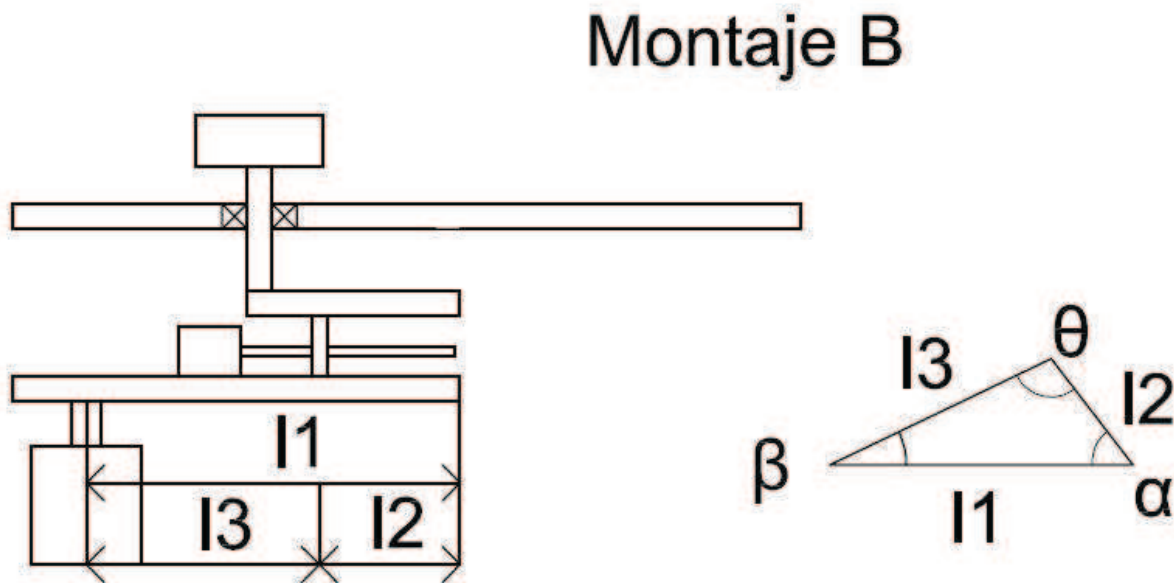


Figura 52. Parametros y aclaración del Montaje B

$$T = K_{res} \cdot (\pi - \theta) \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{l_1}{l_2}$$

$$\rightarrow l_2 = \sqrt{l_1^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_3 \cdot \cos(\beta)}$$

$$\rightarrow \alpha = \arcsin\left(\frac{l_3}{l_2} \sin(\beta)\right)$$

$$\rightarrow \theta = \pi - (\alpha + \beta)$$

Estas ecuaciones nos facilitarán las siguientes gráficas del mismo modo que en el montaje A.

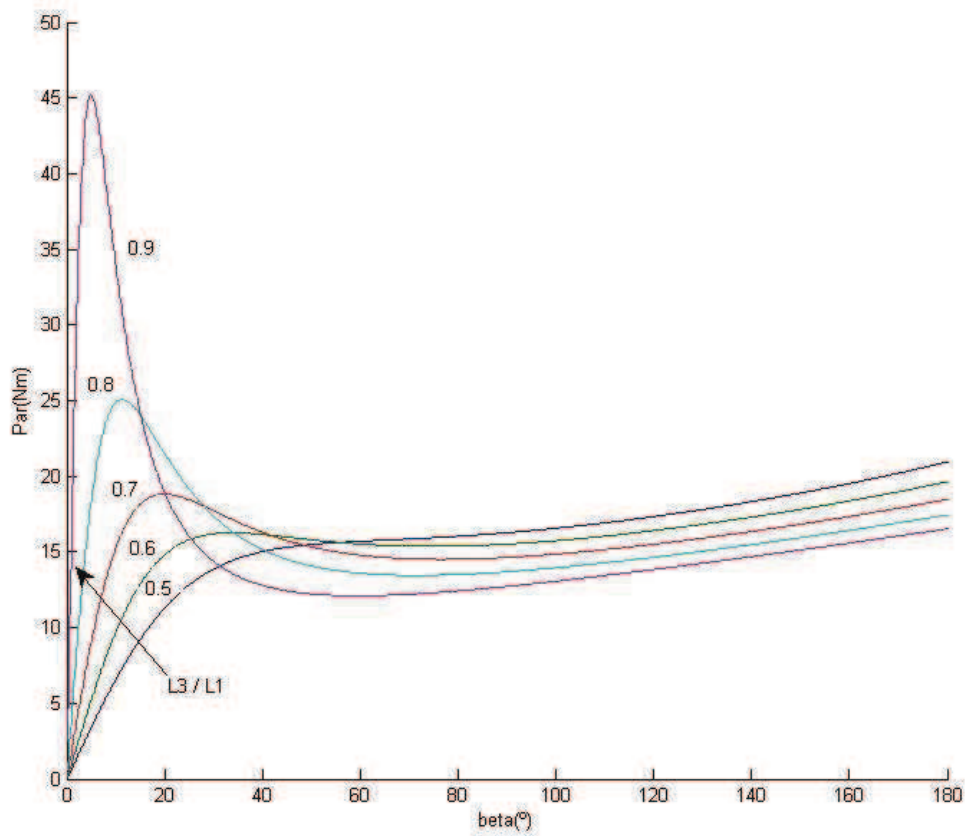


Figura 53. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje B.

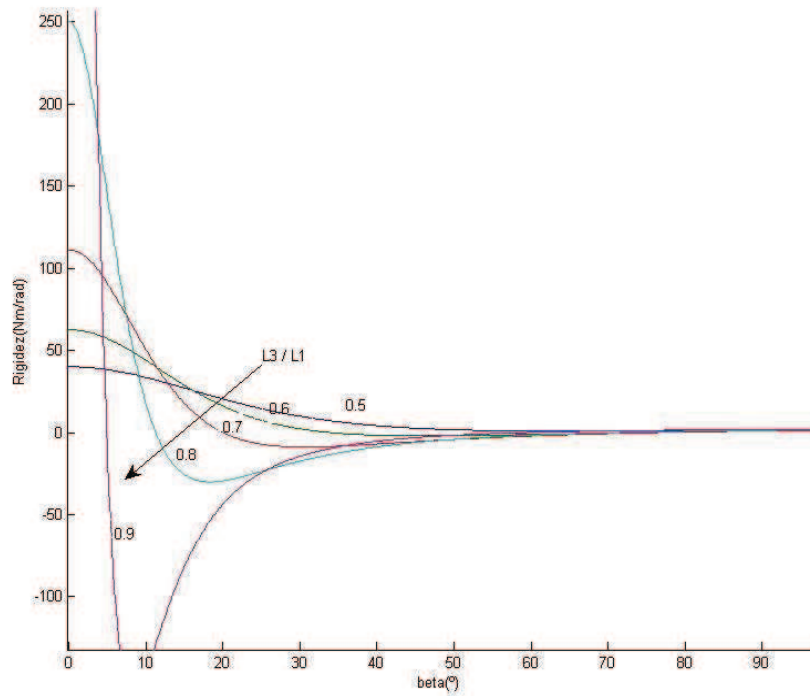


Figura 54. Curva del par según el ángulo de desalineación para el montaje B.

6.3.3. Par umbral

Se produce en nuestro sistema polea-cable-resorte un par umbral, siendo este un valor a superar para que se comprima el muelle, y comience a ejecutarse la rigidez variable buscada. Esto ocurre a causa que los cables tienen una tensión originada por la precompresión del resorte. En el caso que este no estuviera comprimido, el par umbral sería cero, y no existiría realmente.

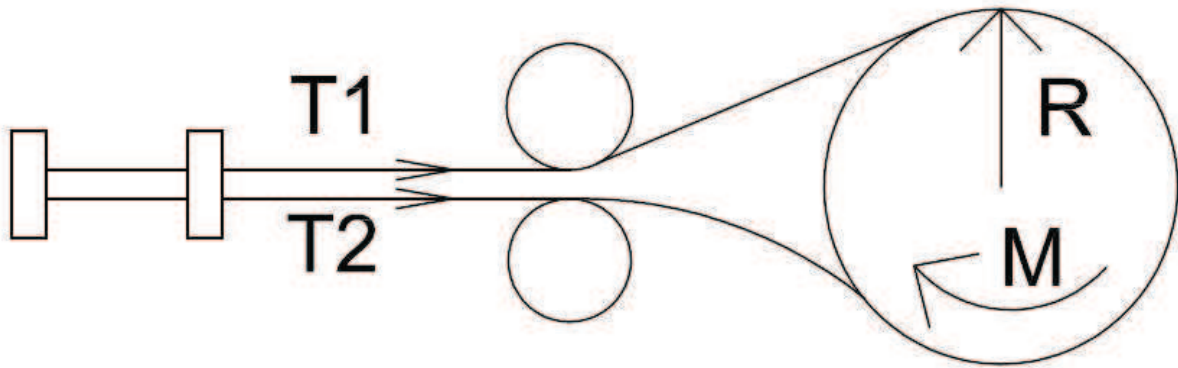


Figura 55. Dibujo esquemático para el cálculo del par umbral

En la Figura 55, T1 y T2 las tensiones en cada uno de los cables, y tomaremos T_i como la pretensión inicial de los cables. Existen 4 casos o posibilidades dependiendo de si el par exterior es nulo, menor que el par umbral, igual o superior:

1. El par exterior es nulo ($M=0$).

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow T_1 \cdot R = T_2 \cdot R \rightarrow T_1 = T_2 = T_i$$

La tensión en los dos cables es la misma.

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

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

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow T_1 \cdot R = M + T_2 \cdot R \rightarrow T_1 = T_2 + \frac{M}{R}$$

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

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

Aún no comienza a comprimirse el resorte.

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

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

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

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

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

$$M = T_1 \cdot R$$

Uno de los cables queda tensado y el otro no, el resorte ya habrá comenzado a comprimirse.

6.3.4. 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:

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

Siendo:

- ~ K_T la rigidez torsional aportada al mecanismo
- ~ K_L la rigidez lineal del cable
- ~ A la sección del cable
- ~ E el módulo elástico del cable (Tabla 25)
- ~ L_c la longitud del cable
- ~ L la distancia del cable al eje de giro, en este caso, el radio de la polea

Construcciones cables negros	Módulo de elasticidad [Kgs/mm ²]
Serie 6 x 7 Alma de Fibra	6300
Serie 6 x 7 Alma de Acero	7000
Serie 6 x 19 Alma de Fibra	5000
Serie 6 x 19 Alma de Acero	6000
Serie 6 x 37 Alma de Fibra	4700
Serie 6 x 37 Alma de Acero	5600
Serie 18 x 7 Alma de Fibra	4300
Serie 18 x 7 Alma de Acero	4500

Torones galvanizados	
1 x 7 (6/1)	11000
1 x 19 (12/6/1)	10000
1 x 37 (18/12/6/1)	9500

Tabla 24. Módulos de elasticidad basados en el área circundante en relación al diámetro nominal del cable.

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

$$K_T = K_L \cdot L^2 = \frac{AE}{L_c} L^2 = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} \frac{\text{mm}^2 \cdot 63000 \text{ N/mm}^2}{0.2 \text{ m}} \cdot 0.07^2 \text{ m} = 19400 \text{ N}\cdot\text{m}$$

6.3.5. Selección y discusión

En el montaje A, a partir de un cierto ángulo β (cuando el par pasa a ser negativo) el mecanismo no recupera su posición, si no que el resorte actúa aumentando la deformación. En principio en condiciones normales de funcionamiento no se llegaría a ese punto, pero habría que diseñar un tope de seguridad.

Sin embargo, en el montaje B el par obtenido es mayor (para el mismo resorte) y no se vuelve negativo, por lo que es mejor solución.

En ambos casos el resorte estará precomprimido de modo que hace falta un par umbral para que el resorte empiece a comprimirse. De esta forma se comportará como un actuador convencional (rígido) hasta que se supera un cierto nivel de fuerza sobre el eslabón de salida. Variando la precompresión del resorte podemos modificar el umbral de fuerza a partir del cual el resorte actúa y se hace flexible el mecanismo. Con este umbral de fuerza el comportamiento del actuador se puede ver como un punto intermedio entre un actuador rígido y uno flexible.

De modo que el modelo seleccionado para el nuevo ARV es el montaje B en el cual:

1. Rango de rigidez aceptable ya que se quería conseguir un rango de rigidez entre 50-100 a la configuración de completamente rígido. Estos datos han sido calculados con una $K_{rig}=10 \text{ Nm/rad}$ (rigidez estándar que se calculará más adelante con la rigidez del resorte seleccionado)
2. Modelo sencillo constructivamente.
3. Modelo sencillo matemáticamente.

En el siguiente capítulo se calculan y seleccionan los componentes del nuevo prototipo de ARV basado en el modelo anterior.

Capítulo 7. Desarrollo e implementación

Antes de diseñar la pieza en 3D, es mucho más sencilla hacer un diseño en 2D detallado para representar las dimensiones y los diferentes componentes que vamos a usar para abordar los requisitos mecánicos del nuevo ARV, este diseño se puede observar en la Figura 56.

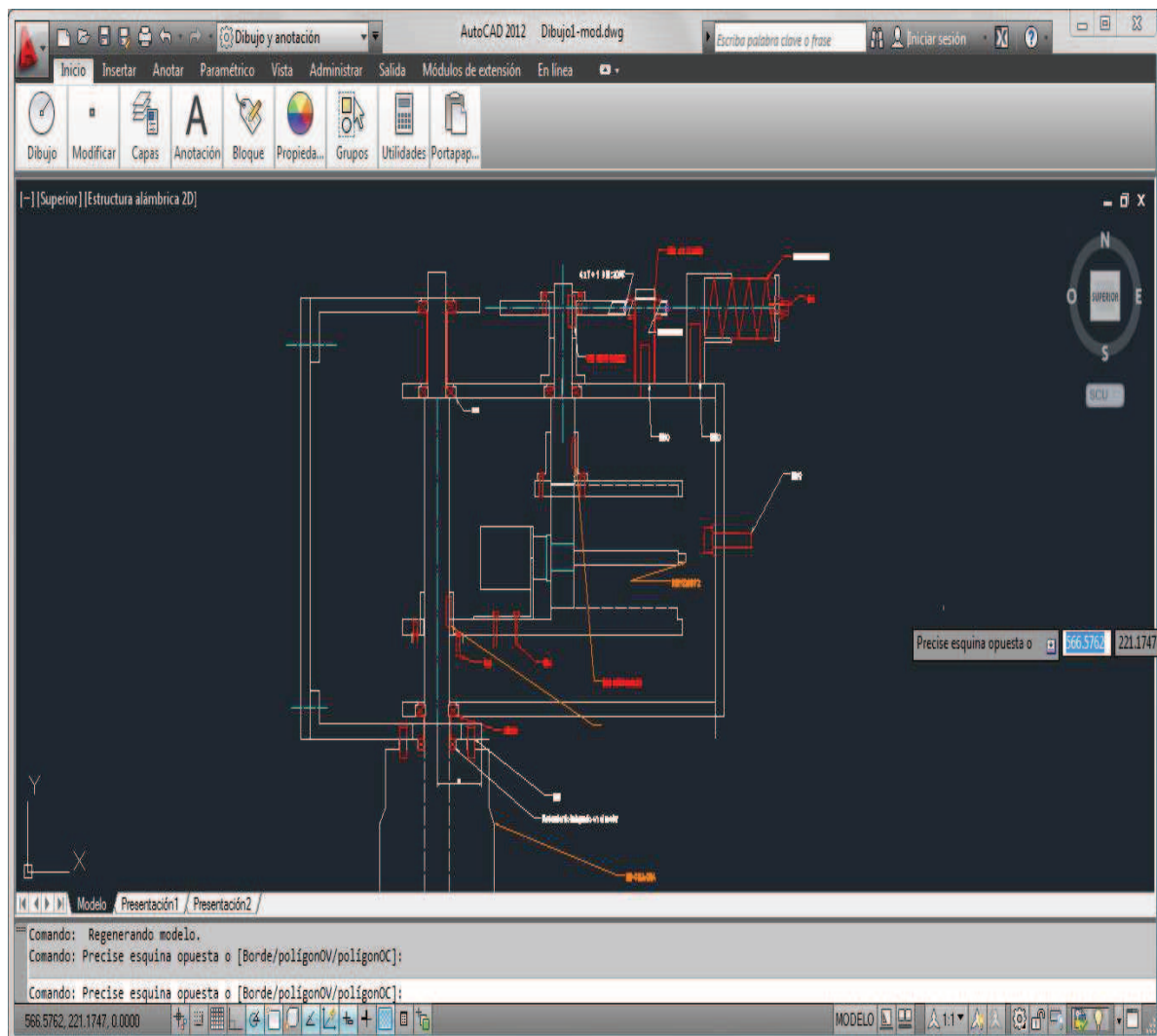


Figura 56. Diseño en 2D de nuestro ARV en AutoCAD.

En este apartado se indican los diferentes componentes seleccionados para el prototipo del nuevo Actuador de Rigidez Variable.

7.1. Motor principal

Lo primero que se debe seleccionar es el servomotor que consiga las características de par buscadas. Para ello se han tratado las expresiones del apartado 5.3.1 en una hoja de cálculo. Considerando los siguientes datos:

longitud brazo (m)	1
masa brazo (kg)	6,5
masa carga (kg)	6,5
Inercia reflejada brazo (kg)	2,17
Inercia carga+brazo (kg m ²)	8,67
N1	100
N2	1
Reducción	100
Inercia carga vista (kg m ²)	0,00086667
Inercia Rotor (kg m ²)	
Inercia Reductora (kg m ²)	
Inercia Rotor+Reductora	3,90E-04
Inercia Rotor+Red. eq. (kg m ²)	3,90E+00
Inercia Total eje motor(kg m ²)	1,26E-03
v1 (m/s)	0
V2 (m/s)	2
t	0,5
v1 (rad/s)	0
V2 (rad/s)	2
acc (rad/s ²)	4
acc rotor(rad/s ²)	400
Torque acc. en rotor (Nm)	5,03E-01
Torque acc. en carga (Nm)	5,03E+01
Torque Load en rotor (Nm)	9,56E-01
Torque Load en carga (Nm)	95,6475
Total Torque en rotor (Nm)	1,46E+00
Total Torque en carga (Nm)	1,46E+02

Figura 57. Hoja de cálculo propuesta para la selección del motor.

Como se acaba de comprobar en la Figura 57 la carga máxima que puede mover el motor con la aceleración especificada es de 6,5 kg. Tomamos 6,5kg como

masa del brazo siendo esta la masa del actuador y la masa del enlace del brazo. El cálculo se da como válido aceptando que el Par Total en carga calculado es 146Nm muy aproximado a los 150Nm Par Nominal dados por el fabricante. Siendo el motor elegido es un Harmonic Drive, modelo CHA 25-A.

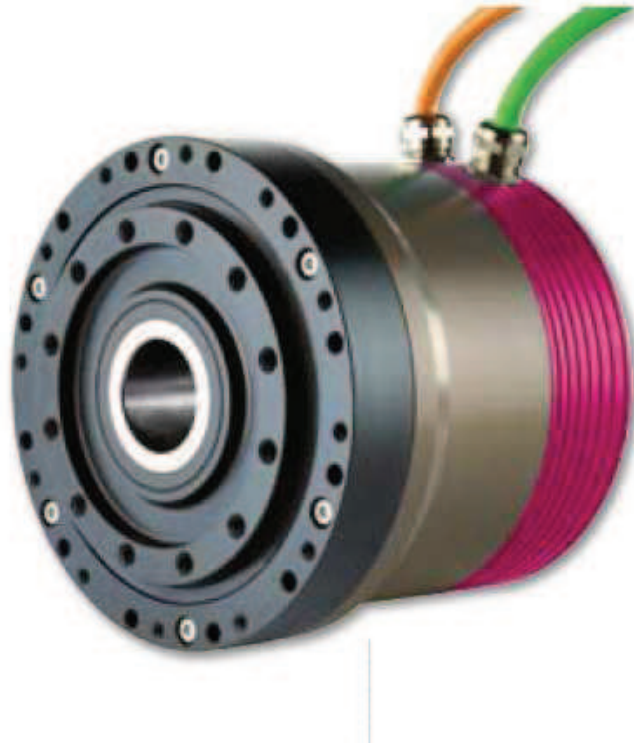


Figura 58. Imagen de un HD CHA 25-A.

La serie CHA de servoactuadores AC de eje hueco, que combina las ventajas de un reductor Harmonic Drive de juego cero con un servo motor AC altamente dinámico, ofrece cualidades únicas que los reductores y servo motores convencionales no han logrado reunir. Muy utilizados y demandados en aplicaciones de servo sistemas industriales, proporcionan precisión en el control del movimiento y gran capacidad de par en un diseño muy compacto.

Nos encontramos con las siguientes novedades\ventajas con este modelo:

- ~ Actuador de juego cero.
- ~ Eje hueco desde 18 mm hasta 45 mm.
- ~ Precisión de transmisión < 60 arcseg.
- ~ Repetibilidad < ± 6 arcseg.
- ~ Motor de eje hueco AC conmutación seno.
- ~ Devanado de motor para 320/600 VDC.
- ~ Monitorización de la temperatura del devanado por sensor de temperatura.
- ~ Rodamiento de rodillos cruzados de gran rigidez y alta capacidad de carga.

- ~ Precisión de control incluso a baja velocidad.

En comparación con la serie antigua FHA-B la nueva serie CHA dispone de las siguientes características:

- ~ Mayor par máximo.
- ~ Diseño más compacto.
- ~ Mayor rigidez torsional.
- ~ Conexión compatible con la Serie CPU.
- ~ Total protección anticorrosiva.

Todas las características destacadas del fabricante se pueden encontrar en el apartado final Anejos.

En las siguientes imágenes podemos encontrar el diseño del motor en 3D a partir de sus planos (Figura 59 y 60).

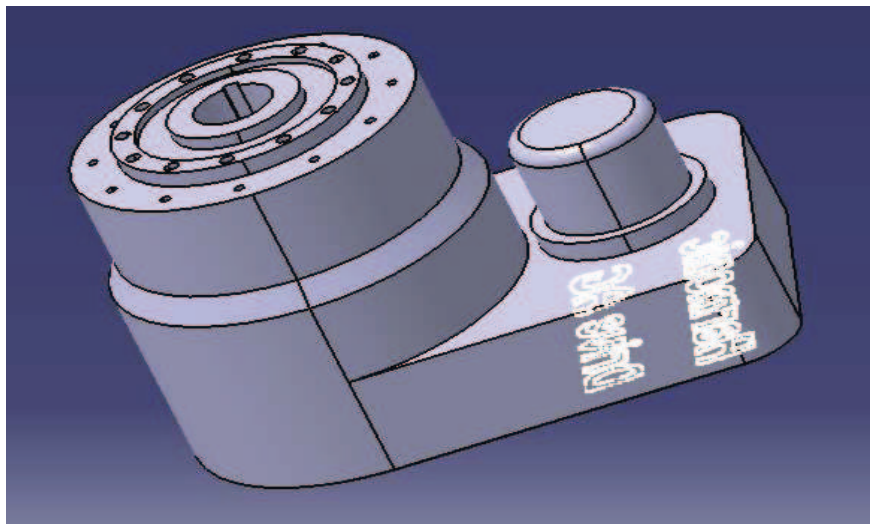


Figura 59. Vista isométrica del HD CHA 25-A dibujado en Catia V5.

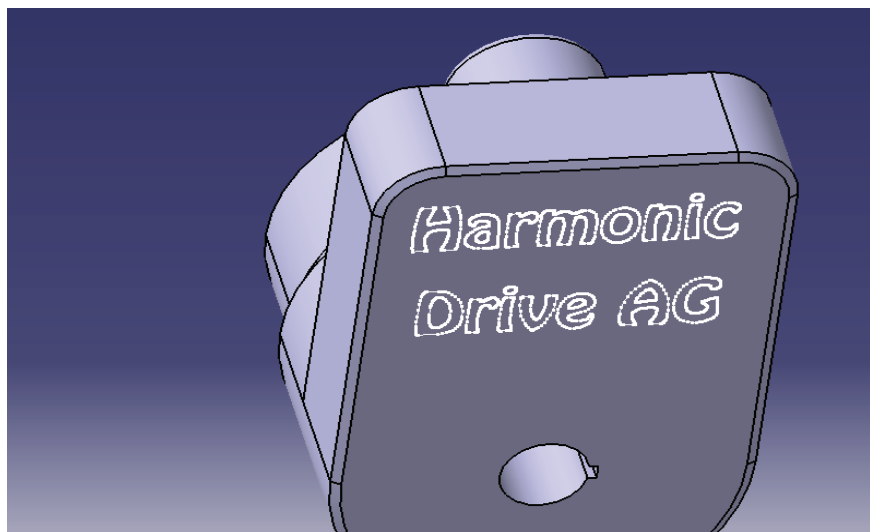


Figura 60. Vista inferior del HD CHA 25-A dibujado en Catia V5.

7.2. Selección elementos activos.

Se consideran elementos activos los que transmiten fuerzas y movimientos a través del ARV.

7.2.1. Eje Salida M1

Teniendo el motor un eje hueco de 27mm con chavetero, se debe diseñar un eje de 27 mm que transmita el movimiento a la placa inferior a través del chavetero que se puede apreciar en la Figura 61.

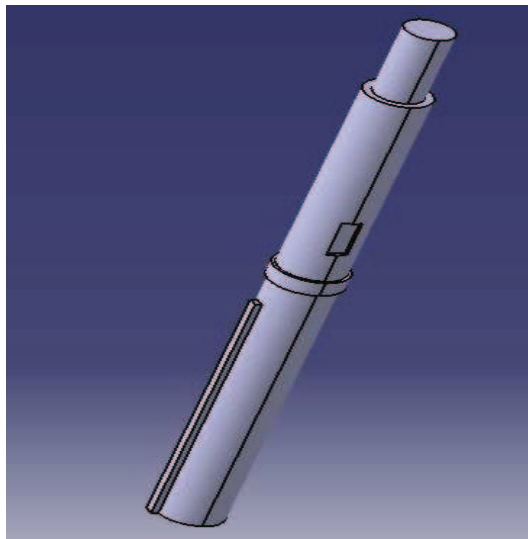


Figura 61. Eje de salida del motor principal.

7.2.2. Unión Chaveta-Cazoleta

Siendo el diámetro del eje de salida igual a 27mm, por normativa le corresponde una chaveta DIN 6883 5x8x20. Esta transmitirá el movimiento del motor principal a una cazoleta que a su vez tiene atornillada la placa inferior en su cara superior

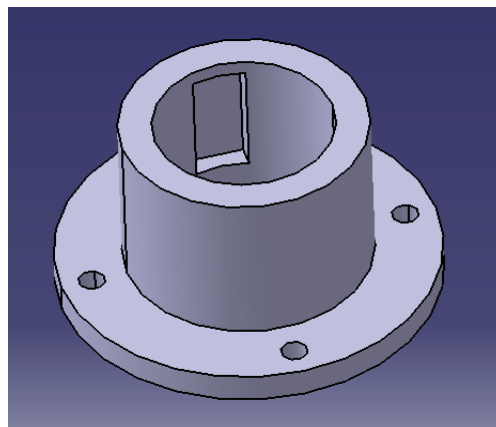


Figura 62. Cazoleta dibujada en Catia V5.

7.2.3. Eslabón Inferior

Se coloca encima de la cazoleta y se atornilla a esta. A su vez a esta placa va anclado el soporte del motor secundario, que controla la rigidez. También sirve de guía para el movimiento lineal del pivote con su ranura final.

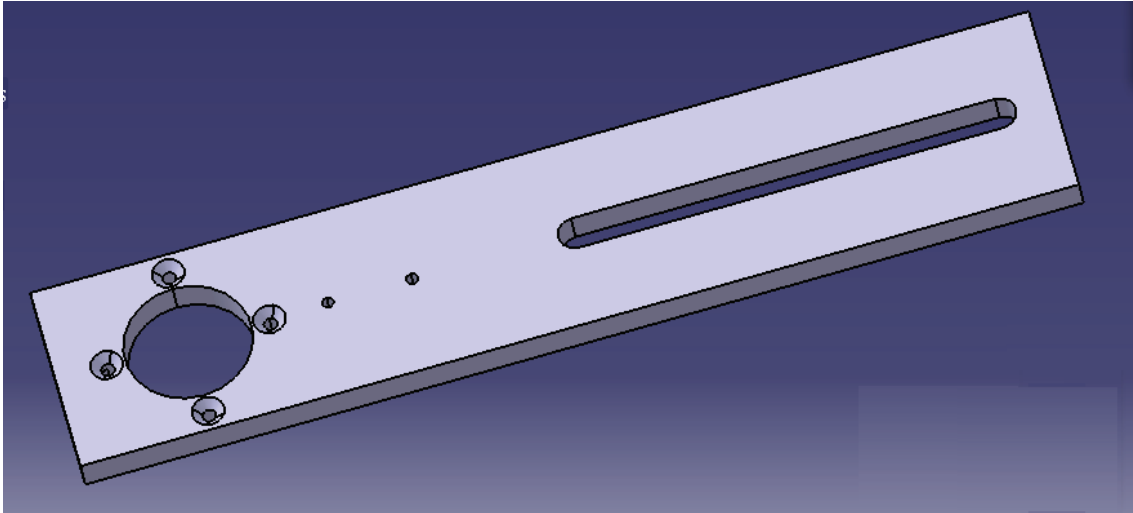


Figura 63. Eslabón inferior dibujado en Catia V5.

7.2.4. Motor secundario.

Se elige el siguiente modelo: RM1020BP2-100 de la marca china Resin Mobo. Del cual se destacan las siguientes características:

- ~ 2ª fase de un motor paso a paso se monta directamente sobre el extremo del eje de un husillo de resina.
- ~ Salida del husillo está muy bien construida para encajar con el eje del rotor del motor.
- ~ Dada el acoplamiento se ahorra en la longitud total, y se logra disminuir costes.
- ~ La tuerca (nut) MRH de resina de poliamida posee buenas propiedades de deslizamiento. Se puede utilizar sin lubricación.
- ~ El eje está fabricado en acero inoxidable (JIS SUS304), lo que da una excelente resistencia a la corrosión.

Se elige este conjunto accionador motor más husillo (Figura 64), por su simplicidad y su tamaño. Ya que uno de los principales objetivos de este actuador es que sea del mínimo tamaño posible, teniendo que optimizar todas las distancias tanto de longitud como de altura. Existen más pequeños, pero se decide elegir este siendo de los más potentes pero el más pequeño de los mismos. Teniendo una longitud total de 220mm, siendo dentro de las mismas aprovechables 146mm, que será el recorrido que tenga nuestro pivote. Las demás características destacadas del fabricante se pueden encontrar en el apartado final Anejos.



Figura 64. Imagen del RM1020BP2-100.

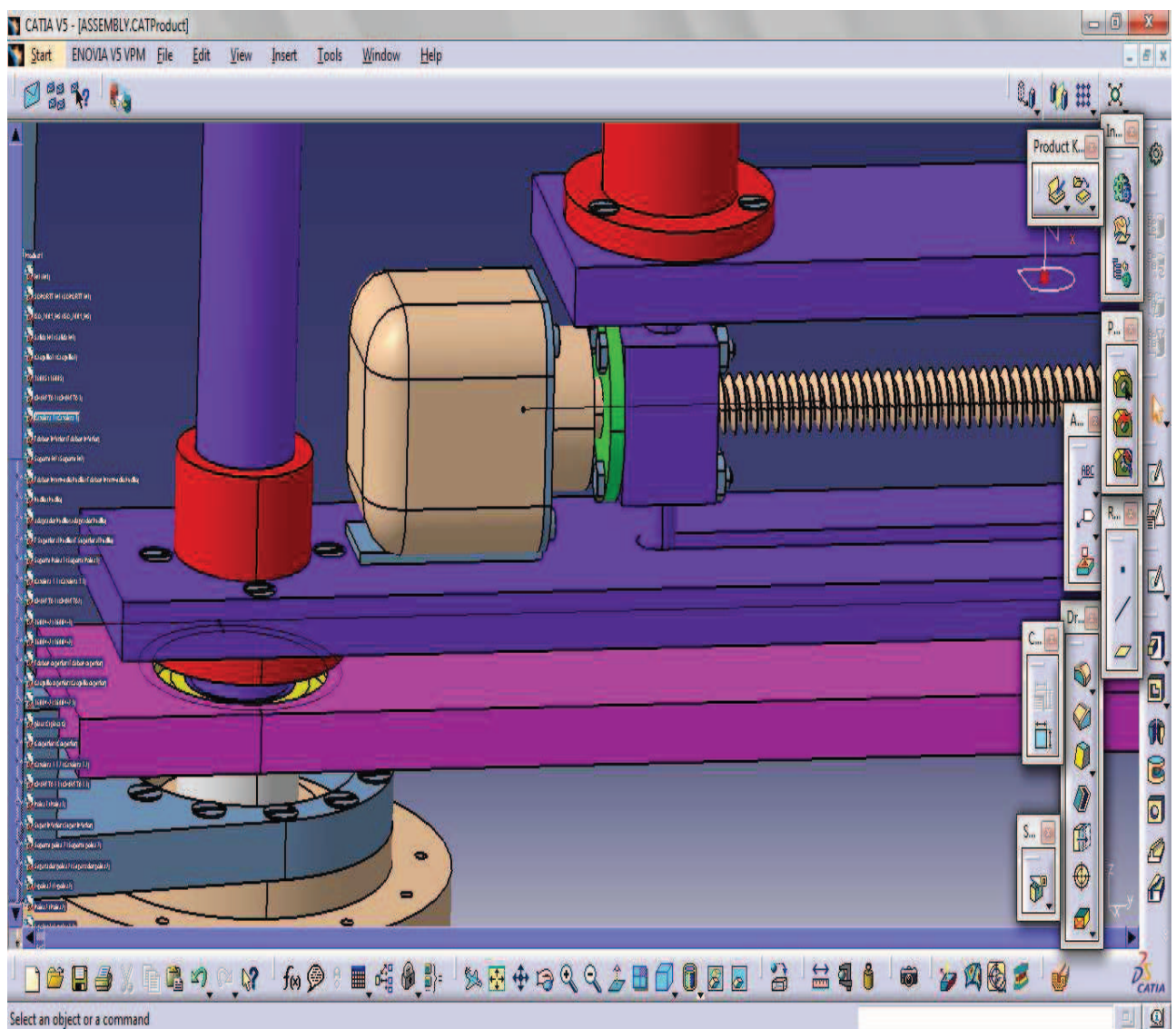


Figura 65. Imagen del RM1020BP2-100 en Catia V5.

En la Figura 65 se observa claramente el montaje del motor con su husillo y la fijación del pivote a la tuerca del husillo

Se comprueba que este conjunto accionador “motor+husillo” cumple con el par necesario para mover nuestro pivote.

$$T = \frac{F \cdot P_h}{2000 \pi \cdot \eta_p}$$

Siendo:

- ~ F : fuerza que hay que hacer para mover el pivote. Siendo su masa: 30g, y solo actuando la fuerza de la gravedad nos queda una $F=0.3$ N.
- ~ P_h : paso en mm. Para nuestro modelo son 20mm.
- ~ η_p : eficacia práctica, 0.8 para husillo a bolas, y 0.2 si es trapecial.

Se valida la selección de este husillo ya que los 0.34 Nm que nos facilita el accionador son mucho mayores a los $7.64 \cdot 10^{-4}$ Nm necesarios. Hay que tener en cuenta que está calculado para un cambio de rigidez en una situación de reposo, pero puede darse el caso que haga falta cambiar la rigidez mientras el brazo se mueva, por lo que es preferible seleccionar uno con un valor mucho mayor.

7.2.5. Pivote.

Este será el eslabón que cambiará la rigidez del mecanismo desde una posición totalmente rígida, hasta una posición flexible. Esta posición flexible no es nula, es aproximadamente 100 Nm/rad, según las simulaciones hechas.

Este eslabón va atornillado a la tuerca y tiene un movimiento lineal a lo largo de los 146mm disponibles del husillo, siendo la parte central de aluminio, se colocan los cilindros de plástico que son los encargados de hacer de guía y evitar el rozamiento y la fricción entre metales, ahorrándonos así el uso de lubricantes o engrasantes.

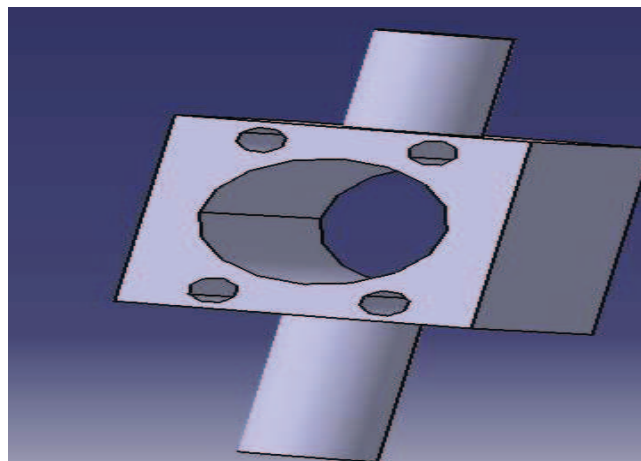


Figura 66. Pivote dibujado en Catia V5.

7.2.6. *Eslabón Intermedio.*

Este eslabón es una de las claves de este mecanismo, ya que gira libremente en el eje Z, y se desplaza sobre un plano horizontal (X-Y) apoyado en la posición en la que se encuentre el pivote.

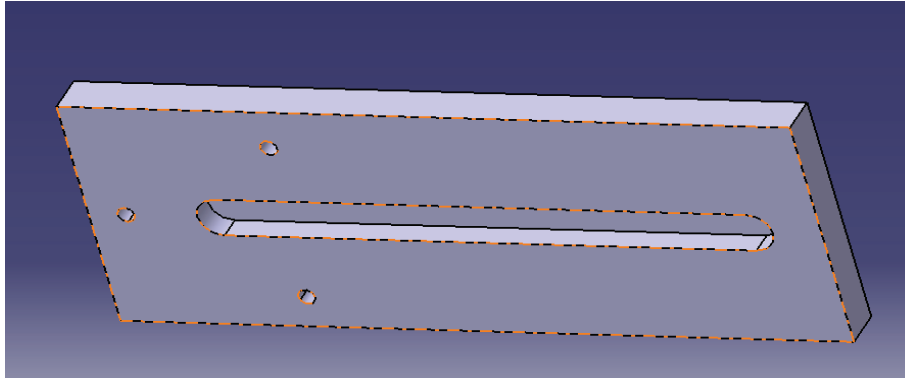


Figura 67. Vista inferior del eslabón intermedio.

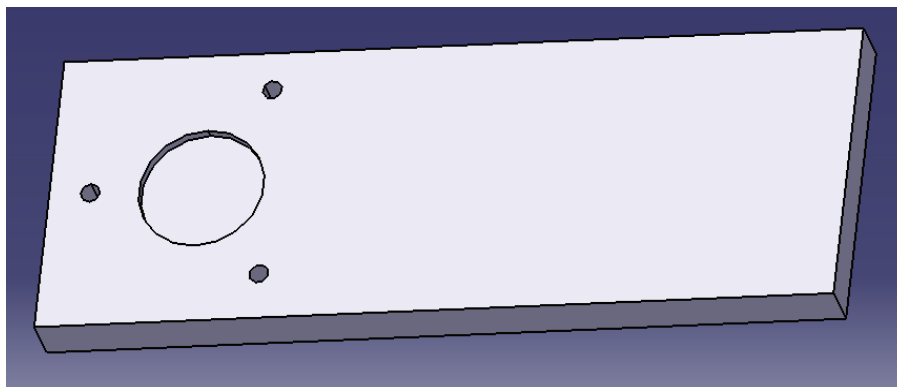


Figura 68. Vista superior del eslabón intermedio.

7.2.7. *Soporte Polea principal.*

Se fija al eslabón intermedio a través de una chaveta, una cazoleta y 3 tornillos M4. A su vez tiene una reducción de eje en la cual se apoyará la sección interior de un rodamiento.

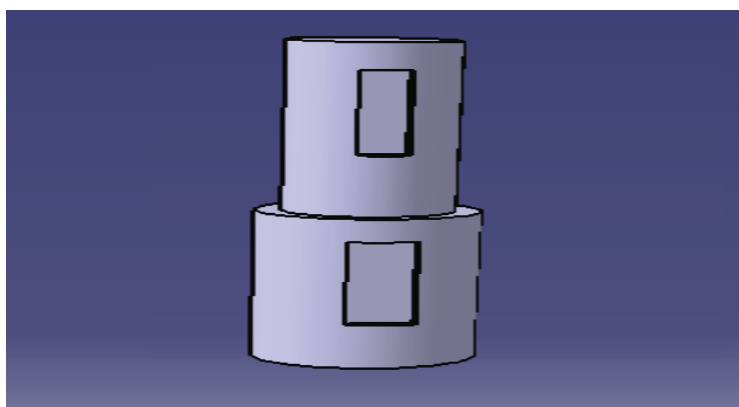


Figura 69. Soporte polea principal.

Y mediante el chavetero superior se fijará a la polea de modo que el giro del eslabón intermedio produzca el giro de la polea, y la compresión del muelle como bien se aprecia en la Figura 70.

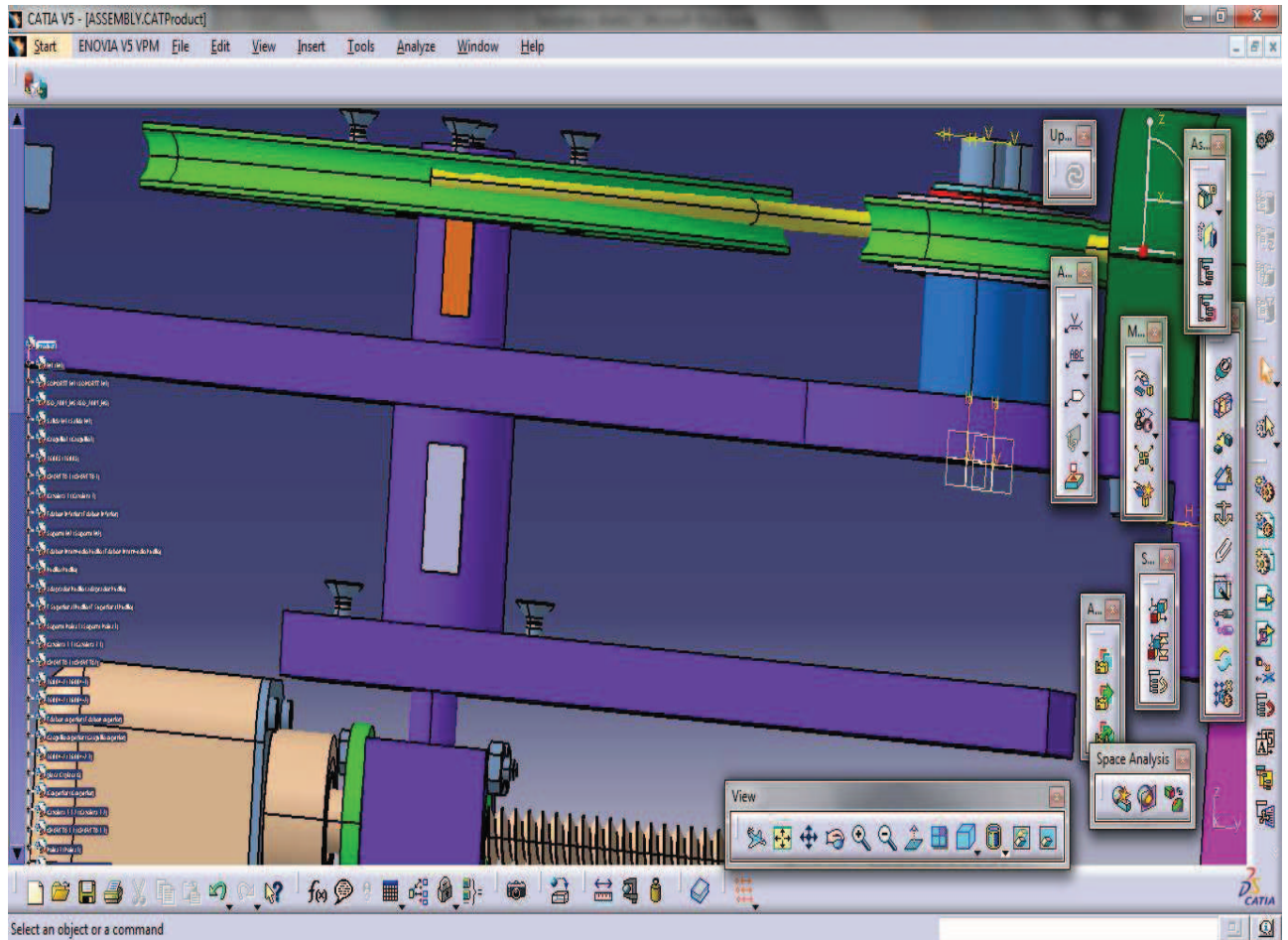


Figura 70. Vista del soporte de la polea principal dentro del ensamblaje.

7.3. Rodamientos

Tras seguir el procedimiento de cálculo descrito en el apartado 5.3.3, se ha llegado a la conclusión que los rodamientos necesarios en el nuevo actuador son los que aparecen rodeados en azul en la imagen de AutoCad de la Figura 71.

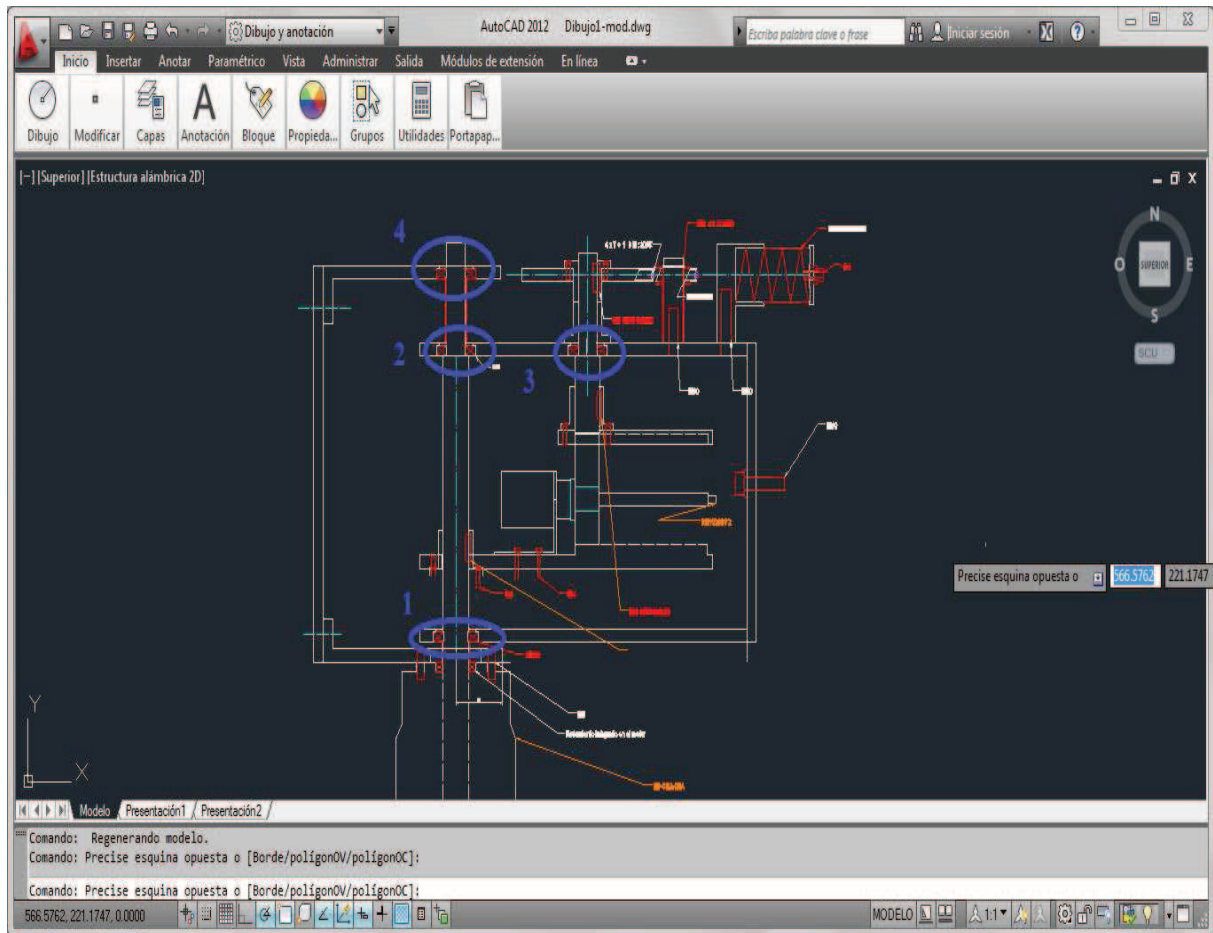


Figura 71. Situación de los rodamientos en el nuevo ARV.

En total son 4, ya que debajo del rodamiento 1, podría apreciarse otro pero este viene integrado en el motor.

Debido a la principal necesidad de aguantar impactos tanto radiales como axiales, se seleccionan 4 rodamientos de bolas rígidas.

Para la selección de los rodamientos 1 y 2, se toma el eje principal como una viga bi-apoyada, como bien se aprecia en la Figura 72:

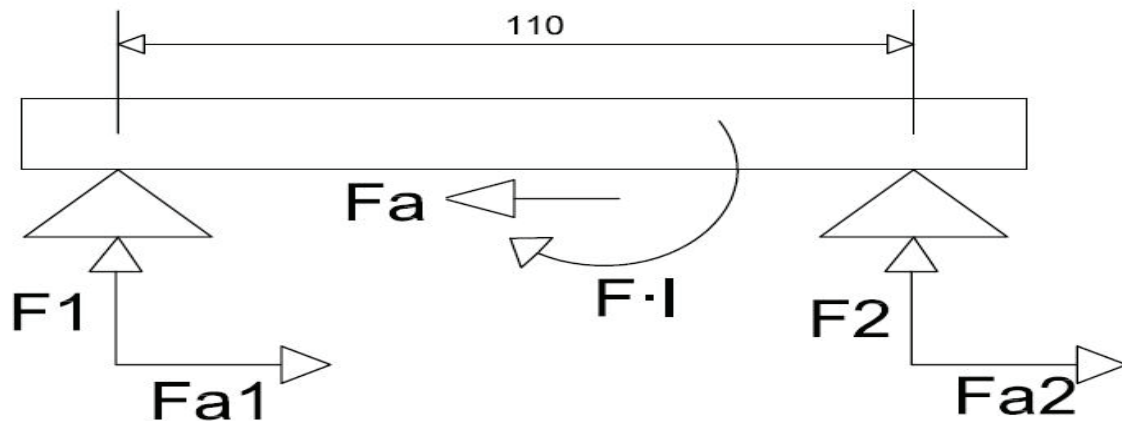


Figura 72: Representación del esquema para seleccionar los rodamientos 1 y 2.

Suponemos una carga máxima de 13 kg, ya que anteriormente hemos tomado la masa del brazo y de la carga, ambas de 6.5 kg, o lo que es lo mismo una fuerza de 127,5 N en el extremo del brazo. Anteriormente también se consideró en el apartado 7.1 la longitud del brazo de 1 metro. Se plantean y se resuelven las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow F_2 \cdot 110 = F \cdot L \rightarrow F_2 = \frac{127.5 \cdot 1000}{110} = 1159 N$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_1 - F_2 = 0 \rightarrow F_1 = F_2 = 1159 N$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_a = F_{a1} + F_{a2} = 6.5 \cdot 9.81 = 63.8 N$$

Además, suponemos que los dos rodamientos se reparten de igual manera la fuerza axial:

$$F_{a1} = F_{a2} = \frac{63.8}{2} = 31.9 N$$

Se calcula la siguiente relación:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8 \rightarrow P_0 = F_r$$

$$\frac{63.8}{1159} = 0.05 \rightarrow P_0 = 1159 N$$

$$C_{01} = C_{02} = C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1 \cdot 1159 = 1159 N$$

Debido a los diferentes diámetros de la sección 1 y 2, se seleccionan los siguientes rodamientos FAG 16005 y 16004 respectivamente, con capacidades de carga estática de 4.65 y 4.05 kN respectivamente. Una imagen del FAG 16004 se ilustra en la Figura 73.



Figura 73. Imagen del rodamiento FAG 16004.

El rodamiento número 3, situado en el soporte de la polea, deberá resistir la fuerza máxima que soporta el cable. Esta se calcula en el apartado 7.6 y es de 4286 N en la dirección del cable, así que se toma como dirección radial en su totalidad.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8 \rightarrow P_0 = F_r$$

$$\frac{0}{4286} = 0 \rightarrow P_0 = 4286 N$$

$$C_{03} = C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1 \cdot 4286 = 4286 N$$

El rodamiento elegido es el 6004 de FAG, que posee una C_0 de 5kN, este se observa en la Figura 74.



Figura 74. Imagen del rodamiento 6004 de la marca FAG.

El rodamiento 1 es diferente ya que el eje tiene mayor diámetro en ese tramo, 25mm. Es un elemento situado dentro de la seguridad pasiva ya que solo busca darle una rigidez y resistencia al ARV frente a impactos. Ya que si no existiera ese eslabón unido con el superior, el mecanismo sería mucho más inseguro ante un impacto.

El rodamiento 2 permite el giro entre la salida del motor principal y el eslabón superior; mientras que el 3 hace lo propio entre el soporte de la polea y el eslabón superior.

Por otra parte el rodamiento 4 hace una función de seguridad pasiva, asegurando la verticalidad del eje principal. Debido a que no es esencial para el funcionamiento del mecanismo y no recibe cargas, no se analiza y se elige directamente uno, en este caso será un FAG 16004 igual que el número 2 de la Figura 71.

7.4. Cojinetes

Para el cálculo de los cojinetes de fricción se realiza el procedimiento de cálculo descrito en el apartado 5.3.4. 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.

Nuestro mecanismo solo dispone de dos cojinetes iguales en cada una de las poleas pequeñas, como se ilustra en la Figura 75. 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.

Como son cojinetes de fricción Iglidur de tipo G la presión superficial estática máxima es 80 MPa. A continuación, comprobaremos dicha condición y por lo tanto es posible su utilización.

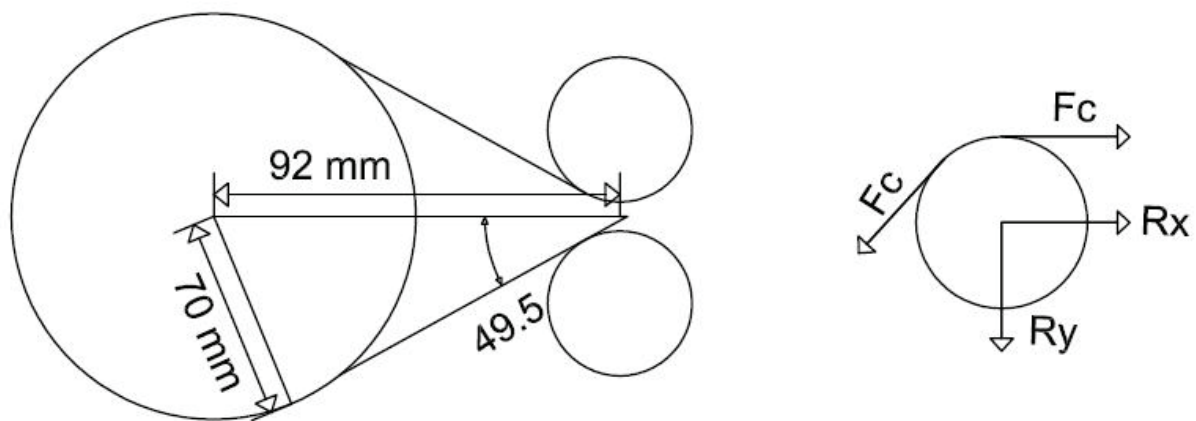


Figura 75. Subconjunto Polea-Guía

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

$$T = F_c \cdot R \rightarrow F_c = \frac{T}{R} = \frac{300 Nm}{0.07 m} = 4286 N$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x + F_c = F_c \cdot \cos(49.54) \rightarrow R_x = -1504.74 N$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y + F_c = F_c \cdot \sin(49.54) \rightarrow R_y = 3261 N$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 3591.5 N$$

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:

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

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

$$\frac{F}{S_p} = \frac{538725\text{N}}{200\text{mm}^2} = 27\text{MPa} < 80\text{MPa}$$

7.5. Resorte

En el apartado 5.3.5 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. Por lo tanto, la rigidez total se calcula a partir de la rigidez propia del muelle:

$$K_{rig} = f(K_m)$$

Se parte de la Figura 76:

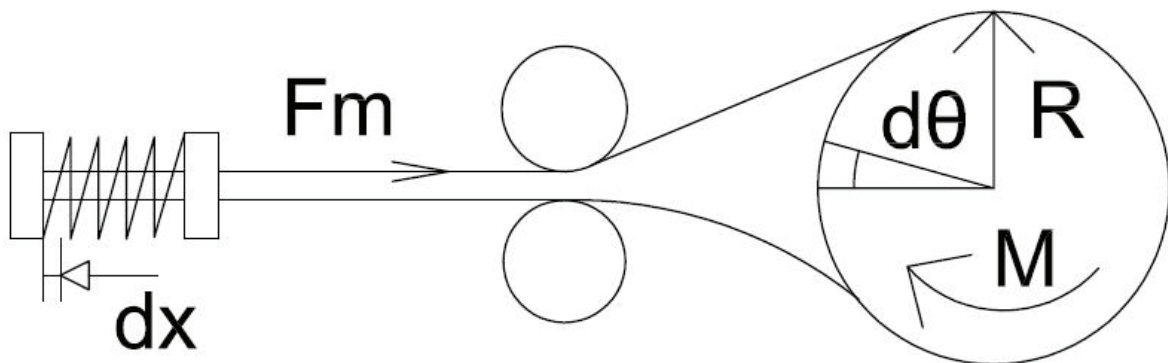


Figura 76. Esquema de los términos relacionados con la polea y el muelle.

Operando:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{rig} = \frac{M}{\theta} = \frac{F_m \cdot r}{\theta} \rightarrow F_m = \frac{K_{rig} \cdot \theta}{r} \\ K_m = \frac{F_m}{dx} \rightarrow F_m = K_m dx \end{array} \right\} \frac{K_{rig} \cdot \theta}{r} = K_m dx \quad (Ec.1)$$

Por otra parte tenemos, la compresión del resorte está relacionada directamente con el arco de la polea:

$$\theta \cdot r = dx \rightarrow \theta = \frac{dx}{r} \quad (Ec.2)$$

Sustituyendo (Ec.2) en la ecuación inicial (Ec.1):

$$K_{rig} \frac{dx}{r^2} = K_m dx \rightarrow \|K_{rig} = r^2 \cdot K_m\|$$

Siendo:

- ~ r : radio de la polea.
- ~ K_m : constante del muelle.
- ~ K_{rig} : constante de rigidez equivalente a un muelle de torsión.
- ~ F_m : Fuerza del muelle.
- ~ θ : ángulo de giro en la polea.

Cabe destacar, como esta rigidez varía proporcionalmente con la constante del muelle elegido, y con el radio de la polea. En este último caso de forma cuadrática, por lo que un mayor valor del radio de la polea influye muy considerablemente. Pero no se debe elegir un radio muy alto, ya que interesa un actuador de reducidas dimensiones.

En la primera simulación solo interesaba la forma de la gráfica ya que no se conocía el muelle que se iba a usar. Analizando las gráficas modificando el valor de la K_{rig} iterativamente para ajustar el valor inferior (posición más flexible) cercano a 100Nm/rad se necesitará una K_{rig} de 30Nm/rad. Esta como se ha explicado en el apartado 6.3.1 es una rigidez torsional ficticia, ya que no se posee ningún resorte torsional. De este valor se deduce la constante del muelle necesaria para nuestro ARV. Después de conocer la rigidez necesaria, se debe obtener un radio de la polea para el cual se pueda encontrar un muelle de compresión que se adecue a las medidas donde se debe colocar el mecanismo. Se supone inicialmente un radio de polea de 70 cm.

Por tanto según la demostración anterior nuestro muelle debe tener una rigidez:

$$K_m = \frac{30Nm}{(0.070m)^2} = 6122 \frac{N}{m} = 0.6122 \frac{DaN}{mm}$$

A partir de este valor se obtienen la gráfica de la Figura 77:

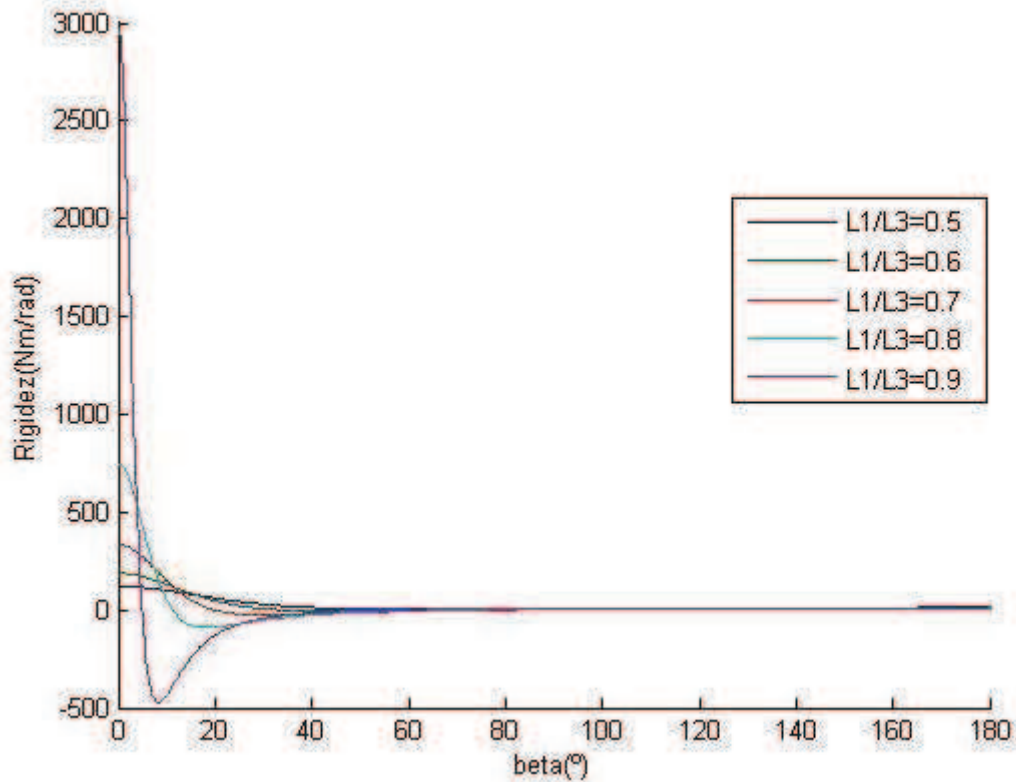


Figura 77. Gráfica de la rigidez respecto al ángulo de desalineación para $K=0.6122\text{DaN/mm}$.

Se percibe mejor en la Figura 78, que se cumple que para la posición más flexible la rigidez es levemente superior a 100Nm/rad.

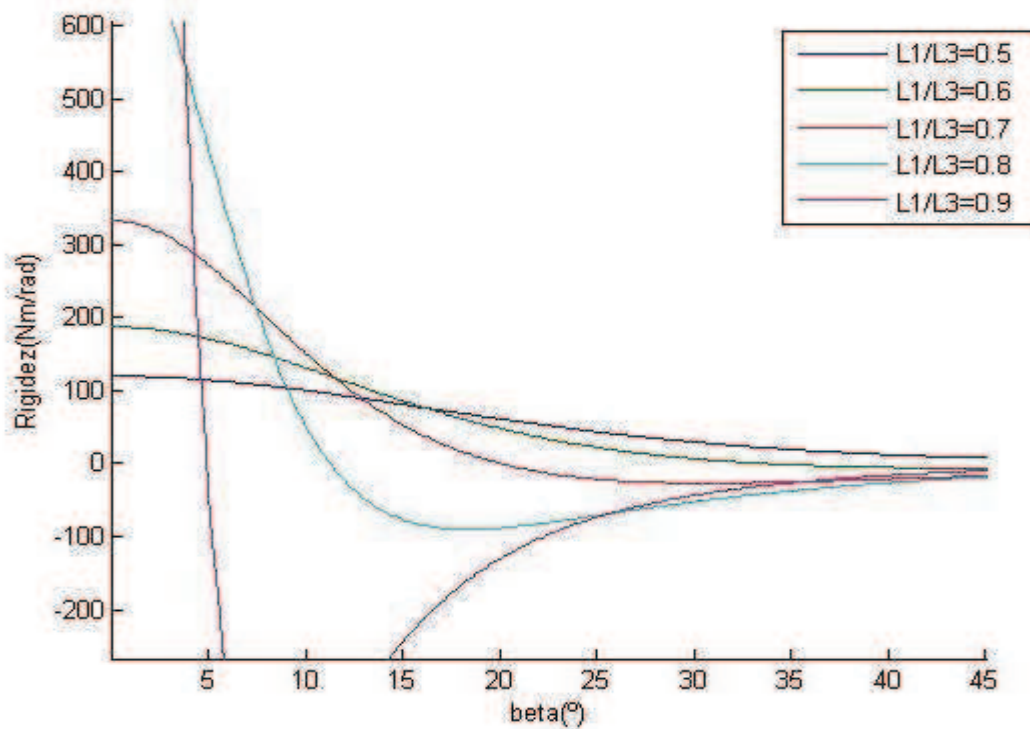
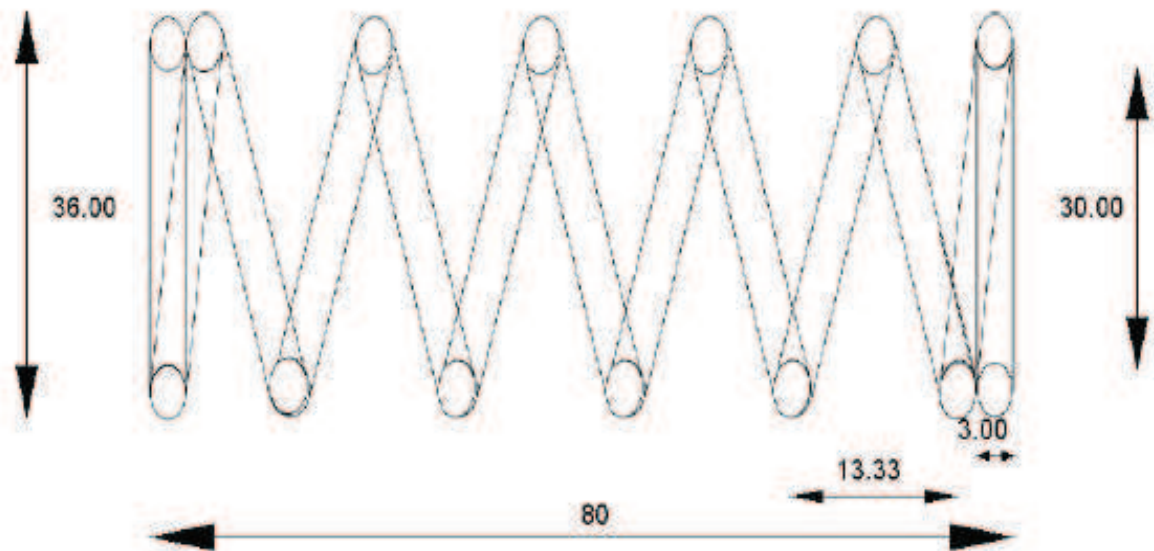


Figura 78. Gráfica ampliada de la rigidez respecto al ángulo de desalineación para $K=0.6122\text{DaN/mm}$.

El muelle deberá tener unas dimensiones buscadas de 40mm de diámetro mayor, y unos 80 de longitud adaptables para su adaptación al mecanismo.

Encontramos uno con unas características de rigidez similares en vez de 0.6122DaN/mm, 0.5635DaN/mm. Sus dimensiones las podemos apreciar en la Figura 79.



Código de muelle: 207235	
Material: cp: ALAMBRE DE ACERO EN 10270-1 SH-PH (DIN 17223/84-C)	
Largo total:	80
Hilo:	3.00
Espiras útiles:	6.00
Diámetro exterior:	36.00
Diámetro interior:	30.00
Paso:	13.33
K (DaN/mm):	0.5635

Figura 79. Tabla de características del muelle 207235 de Muellestock.com.

Se aclara que en todas las gráficas de este capítulo se sigue el mismo método de representación explicado en el apartado 6.3.1 representándose el ratio I_1/I_3 , siendo el valor 0.9 el más cercano a la configuración rígida (color morado) y el 0.5 el más flexible (azul marino), pasando por el turquesa, rojo y verde respectivamente. Esta gráfica sigue el mismo modelo que el visto en el Montaje B.

Se procede a comprobar la rigidez mínima con la nueva constante de rigidez del muelle (ya que la máxima cuando el pivote está en su posición más rígida se

consigue una rigidez infinita, girando el eslabón inferior y el superior de forma solidaria).

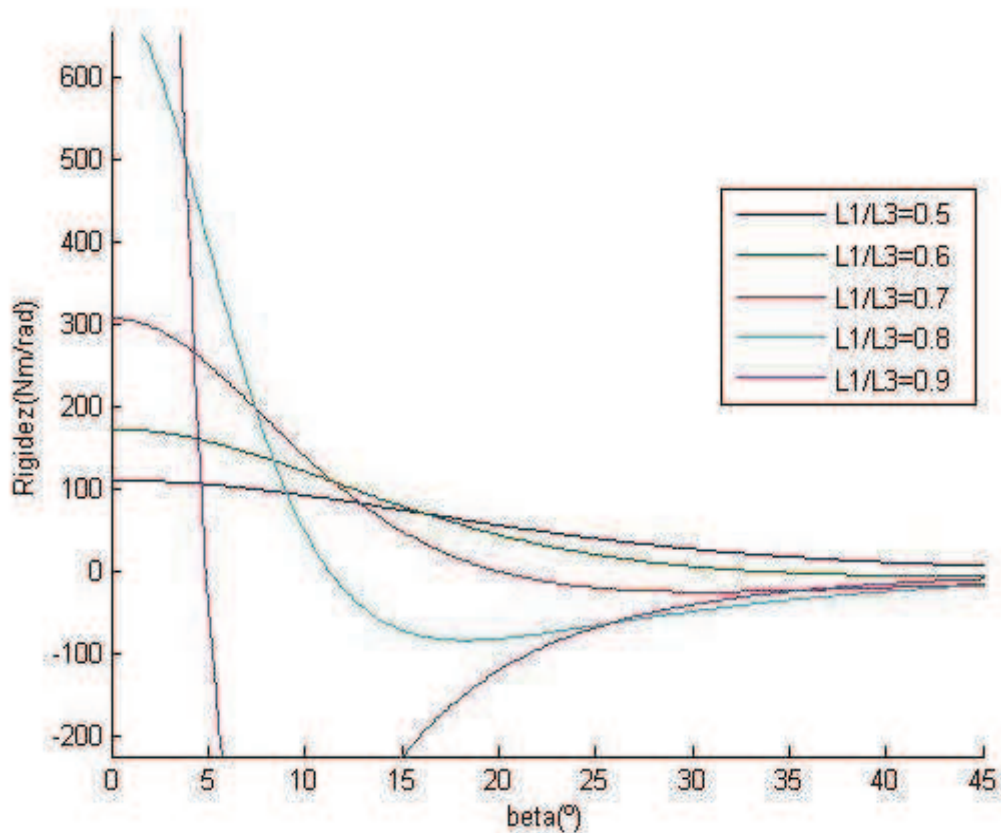


Figura 80. Curva de la rigidez definitiva con respecto a la desalineación.

Se comprueba que casi hay variación y de cualquier forma, al aportar una rigidez un poco menor, la rigidez del mecanismo se aproxima más si cabe al objetivo inicial de 100Nm/rad, por lo que se valida tanto el muelle como el radio de la polea elegida anteriormente de 70 cm.

7.6. 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.

$$T = F_c \cdot R \rightarrow F_c = \frac{T}{R} = \frac{300 Nm}{0.07 m} = 4286 N = 428.6 kg$$

$$F = F_c \cdot S = 428.6 kg \cdot 3 = 1285.8 kg$$

Siendo:

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

~ S: factor de seguridad.

Se utilizará un cable de la serie 6x7 con alma de fibra, siendo su módulo elástico correspondiente 6300 kg/mm^2 . Además, el cable es de grado 1, es decir, de acero de tracción (Tabla 20). Se calcula la siguiente tabla (Tabla 25) a partir de la densidad del acero (7850 kg/m^3).

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

Tabla 25. Peso por unidad de longitud y resistencia a la rotura del cable de la serie 6x7 para distintos diámetros reales

Como se observa en la Tabla 25, el diámetro que debe tener el cable para soportar los esfuerzos es de 4mm.

7.7. Material de placas

Tradicionalmente en el diseño de robots de servicio, como herencia de la robótica industrial, se han escogido materiales metálicos empleados por estos, fundamentalmente aceros estructurales con alto contenido en carbono. Estos materiales presentan una gran resistencia. Mediante la incorporación de aleantes, tanto en aceros como en aluminios se han conseguido materiales con elevadas resistencias mecánicas, del orden de varios miles de MPa, hasta alcanzar el límite elástico y su posterior rotura. La característica del material denominada módulo de elasticidad (o módulo de young), que relaciona la tensión aplicada con la deformación del material, no se ve mejorada con la adición de estos aditivos. En las estructuras que presentan los robots manipuladores las mayores deformaciones son debidas a la fuerzas de inercia. Por tanto, es preciso un elevado ratio rigidez-peso, E/γ . Un incremento en el módulo elástico del material será deseable siempre que no venga acompañado de un incremento inaceptable en la densidad específica. Por tanto, serán adecuados aquellos materiales que tengan un elevado módulo elástico y bajo peso específico. La selección entre distintas opciones de materiales se hará siempre en función de parámetros relativos.

Diversas aleaciones de aluminio presentan similares ratios E/γ , que los aceros comunes e inoxidables, por lo que su resistencia mecánica es similar, pero tienen menores densidades. Aunque todavía son excesivamente caros y presentan problemas en los procesos de mecanizado, empiezan a ser considerados para el diseño los compuestos metálicos de matriz de aluminio reforzadas con fibras.

Siguen siendo muy utilizados los materiales metálicos para aquellas piezas que están sometidas a elevados esfuerzos, pero cada vez es más frecuente la utilización de materiales más ligeros como los cerámicos o los termoplásticos. Si bien los primeros presentan elevadas dificultades en los procesos de conformación que no los hacen adecuados en la fabricación tradicional por arranque de viruta, los materiales plásticos y en especial los compuestos con matriz plástica están siendo ampliamente utilizados, para la sustitución de piezas que están sometidas a esfuerzos pequeños, como por ejemplo, en carenados, tapas, soportes, guías, etc.

Normalmente, el punto de partida para la selección de la motorización y los materiales a utilizar en el robot es muy poco concreto, y sin embargo, afectan muy significativamente al coste pues determinan unas técnicas u otras de fabricación. Se parte del conocimiento obtenido en anteriores desarrollos para completar una selección de materiales inicial que posteriormente serán revisadas, a medida que se obtengan datos concretos de tensiones y esfuerzos a soportar.

Dado que el objetivo es minimizar el peso del robot, se emplearán materiales lo más ligeros posibles que cumplan las especificaciones de rigidez estructural precisas. Por ejemplo, las aleaciones de Zinc y Magnesio y Cobre, denominadas Al7075, son las que presentan las características mecánicas más elevadas de todas las aleaciones de aluminio.

Actualmente, los prototipos de robots de servicio más avanzados, como el desarrollado en el instituto alemán DLR, utilizan componentes estructurales diseñados utilizando materiales compuestos a base de matriz epoxi y refuerzo de fibras de carbono.

Esta solución permite crear las formas deseadas para las piezas, si bien se realizan mediante moldes y requieren el mecanizado de este para la conformación y el posterior proceso de fabricación semiartesanal de cada pieza. Por estos motivos, son especialmente elevados los costes. Se consiguen piezas muy ligeras, al tener densidades en torno a $1,6 \text{ g/cm}^3$, y propiedades mecánicas a medida, escogiendo la dirección y el número de capas del refuerzo, para minimizar el peso.

Tras definir la geometría y el tipo material de cada una de las partes que componen la estructura mecánica, se va ajustando la forma y sección cada pieza para optimizar el volumen/peso de la pieza para la resistencia que precisa. Se considerarán en la selección de materiales los siguientes factores:

1. Resistencia específica del material E/γ [MPa/Kg]
2. Densidad [g/cm^3]
3. Flexibilidad y tenacidad
4. Proceso de fabricación, (conformación por arranque de viruta, moldeado, etc.)

5. Propiedades de mecanizado, inyección..., etc.

Seleccionamos finalmente el Al7075 para nuestras placas. Es una aleación de aluminio rica en zinc con alta resistencia mecánica. Ofrece buena resistencia ante la corrosión y esto combinado con su resistencia mecánica lo hace adecuado para aplicaciones estructurales.

Propiedades mecánicas		Propiedades químicas	
Resistencia a la fluencia mínima	427 Mpa	Zn (%)	5.1-6.1
		Mg (%)	2.1-2.
Resistencia máxima	503 Mpa	Cu (%)	2-2.1
		Cr (%)	0.18-0.28
Elongación	8% (en 50mm)	Fe máximo (%)	0.5
		Si máximo (%)	0.4
Módulo de elasticidad	72GPa	Mn máximo	0.3
Propiedades físicas		Densidad 2.81 g/cm ³	

Tabla 26. Principales propiedades del Al7075.

7.8. Optimización del diseño

Optimizar el diseño implica evaluar el diseño del prototipo en el estado de desarrollo que se encuentre y verificar no sólo si la solución adoptada es válida, además ha de cuestionarse si es posible una mejor solución.

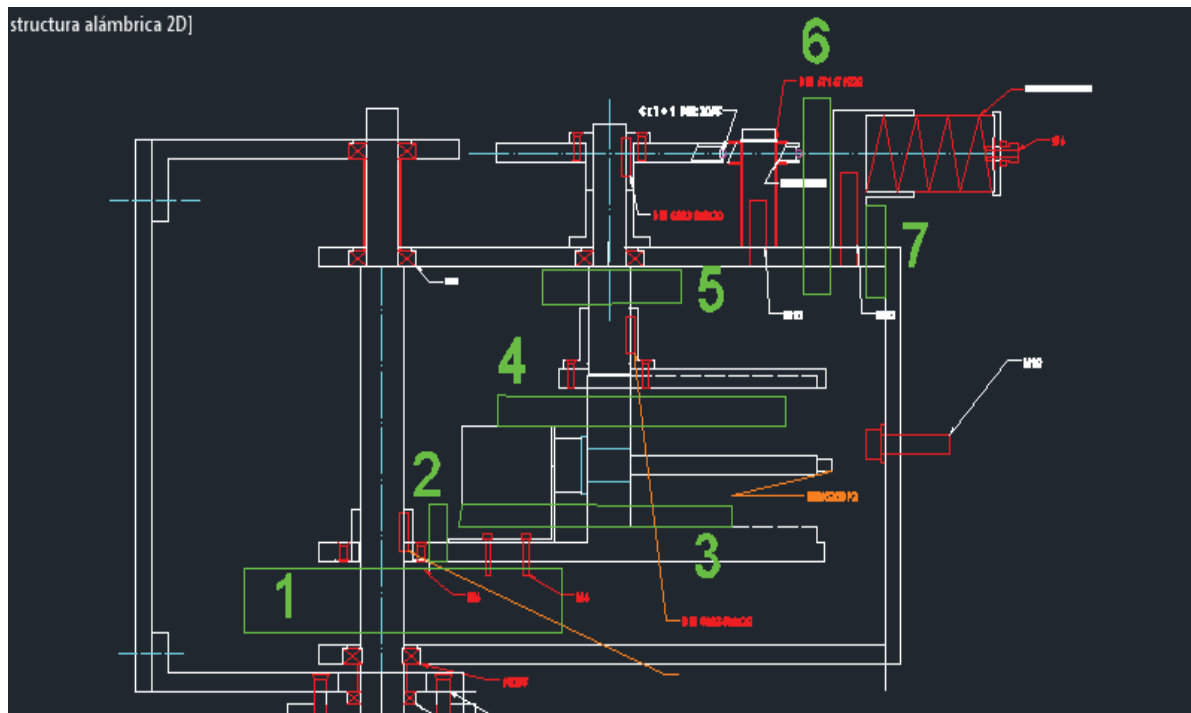


Figura 81. Vista en 2D de las zonas a optimizar.

Se debe conseguir optimizar las dimensiones del nuevo ARV con vista a hacerlo más compacto posible, tanto en la longitud como en la altura. Así se recuadra en verde las longitudes sobrantes y que pueden ser eliminadas para hacer más compacto el mecanismo, como se puede apreciar en la Figura 81.

Se procede a optimizar el ARV después de conseguir un diseño con todos los requisitos previos, cumpliendo además con una posible óptima y real fabricación:

1. Se dispone de un espacio libre entre la primera placa superior al motor y nuestra placa inferior a la cual se transmite la fuerza, se reduce esta dimensión garantizando una distancia de seguridad, de esta forma se ahorra considerablemente altura en el mecanismo, en la Figura 82 aparece una vez optimizado sólo con la distancia de seguridad.

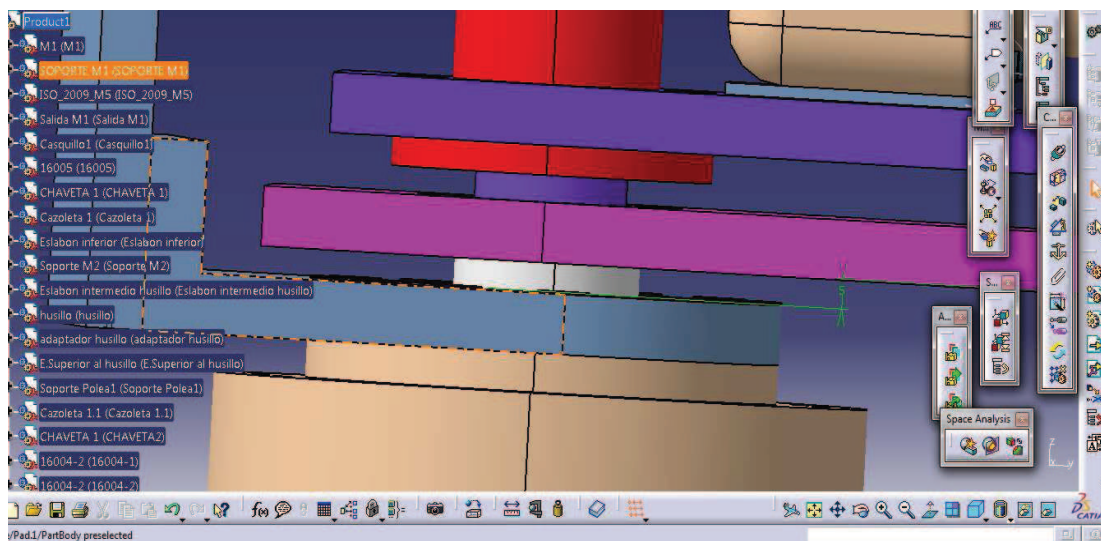


Figura 82. Imagen final de la zona 1 del prototipo tras su optimización.

2. Con vistas a fabricar un ARV lo más corto posible, se debe minimizar la distancia entre el tornillo que fija el eslabón a la cazoleta y la placa de soporte del motor, como se aprecia en la Figura 83.

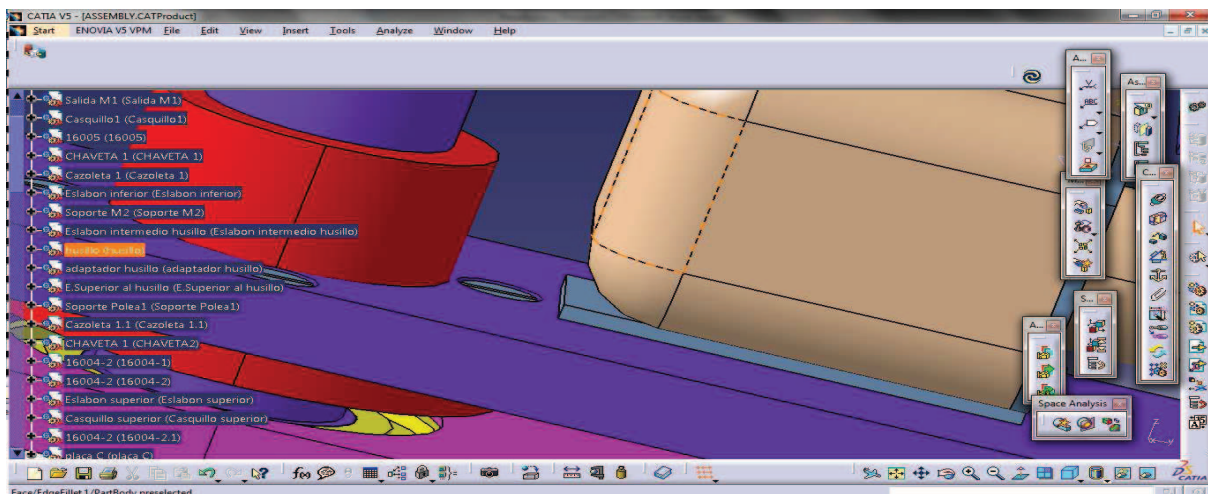


Figura 83. Imagen final de la zona 2 del prototipo tras su optimización.

3. Las dimensiones a optimizar 3 y 4 se ajustan partiendo de que la distancia mínima entre el eslabón inferior y el intermedio es la altura del motor secundario. Debido a que el eslabón intermedio debe girar sin impactar con nada se deja una distancia de seguridad y se apoya el motor a su placa de sujeción como se puede ver en la Figura 84.

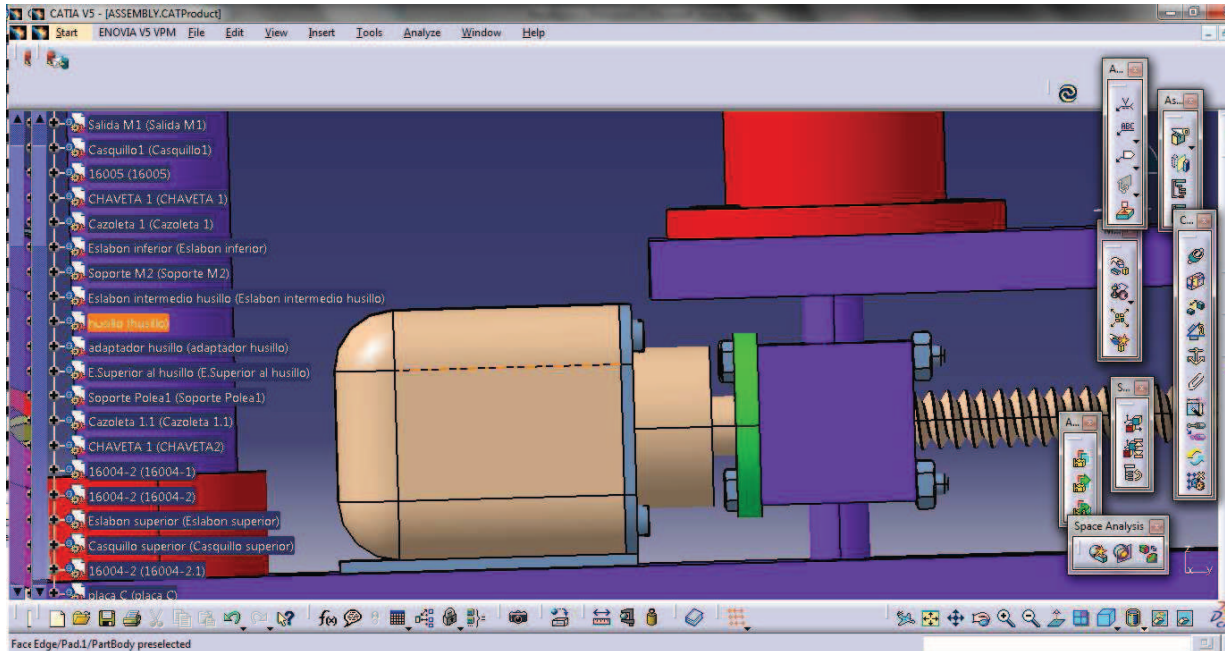


Figura 84. Imagen final de la zona 3 del prototipo tras su optimización.

4. En el punto 5 se deben minimizar las dimensiones para hacer lo más compacto posible el mecanismo, ya que la reducción del eje principal depende de a qué altura se produce la reducción del eje del soporte de la polea que aparece en la Figura 85.

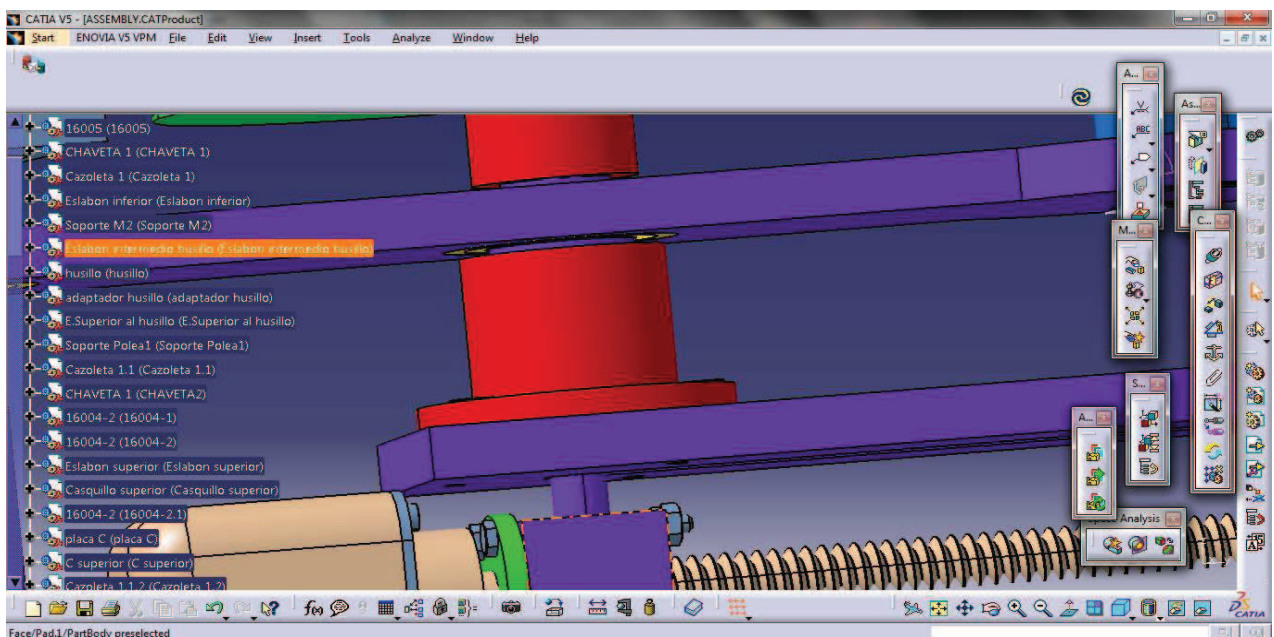


Figura 85. Imagen final de la zona 4 del prototipo tras su optimización.

Debido a las dimensiones de la chaveta (pieza gris en la Figura 86), no se puede reducir más las dimensiones de la cazoleta (pieza roja de la Figura 85).

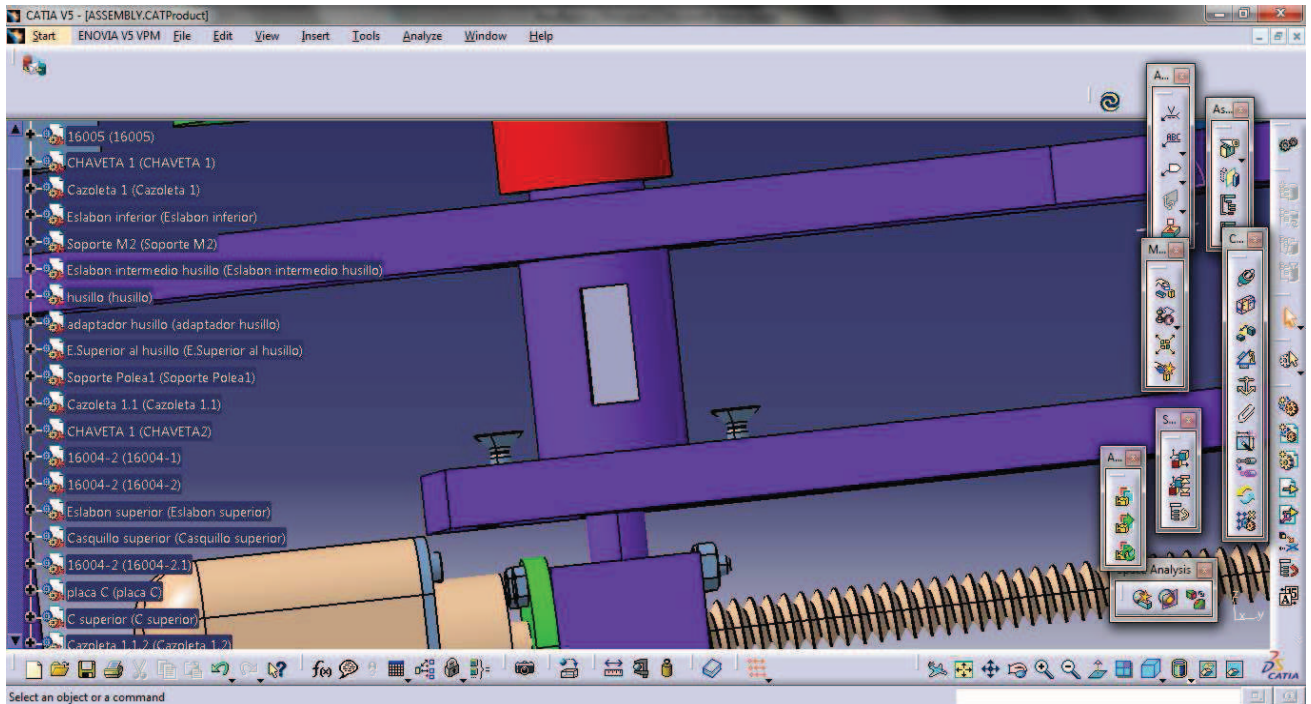


Figura 86. Imagen final de la zona 5 del prototipo tras su optimización.

5. En la zona 6 se minimiza la distancia entre las poleas y el soporte del muelle, ajustando las dimensiones para ahorrar en la longitud total, esto se aprecia notablemente en la Figura 87.

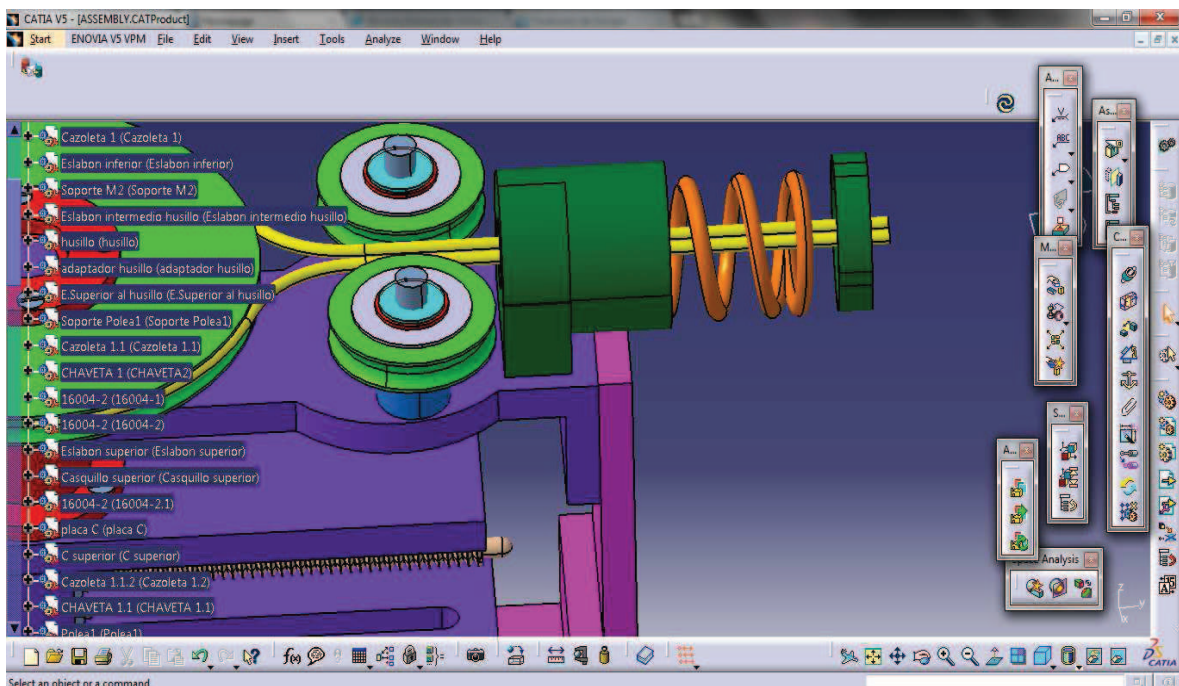


Figura 87. Imagen final de la zona 6 del prototipo tras su optimización.

6. El punto 7 consiste en ahorrar a partir de la fijación del anclaje del soporte del muelle. En la Figura 88, se observa que a partir de los tornillos no existe más superficie aprovechable, dejando el muelle saliente de la longitud total. Es innecesario alargar la medida del eslabón ya que no influye en nada, aunque pueda parecer un tanto raro, pero se ahorra unos 80mm (la longitud del muelle) en la longitud total.

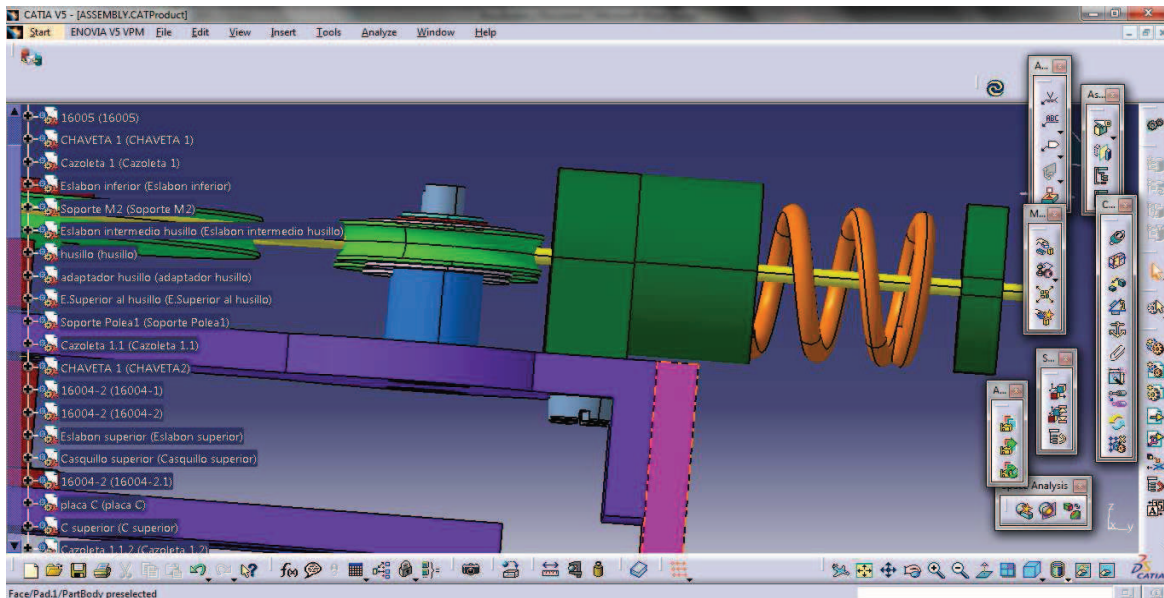


Figura 88. Imagen final de la zona 7 del prototipo tras su optimización.

7.9. Desviación angular máxima.

Se comienza calculando la desviación angular máxima de la que dispondrá el ARV. Cabe destacar que la posición más flexible será la que aporte un ángulo mayor.

A partir de la compresión del muelle se calcula el valor buscado, ya que la placa intermedia gira fija a la polea. Por tanto calculando el giro máximo de la polea, obtendremos la máxima desviación que nuestro ARV es capaz de permitir físicamente.

Siendo la longitud máxima de nuestro muelle en un estado normal (sin precompresión) 80mm y su longitud sólida (máxima compresión) de 16. Obtenemos una diferencia de 64mm, así que operando obtenemos:

$$A = r \cdot \theta \rightarrow \theta = \frac{0.064 \text{ m}}{0.07 \text{ m}} = 9 \cdot 10^{-1} \text{ rad} = 52^\circ$$

Por lo tanto 52° es la máxima desviación angular, pero debemos tener en cuenta la idea de precompresión de nuestro muelle, con la consiguiente aparición del par umbral. Dependiendo de nuestras necesidades se optará por una

precompresión mayor o menor, pero comparativamente se calcula cual sería la desviación angular para una precompresión de 20 mm, quedando la longitud total del muelle en 60 mm.

$$A = r \cdot \theta \rightarrow \theta = \frac{0.044 \text{ m}}{0.07 \text{ m}} = 2 \cdot 10^{-1} \text{ rad} = 36^\circ$$

Se añade que en la Figura 76 se ilustra un esquema que podría ser útil para facilitar la comprensión de estas ecuaciones.

7.10. Par y par umbral

Una vez seleccionado el nuevo resorte queda delimitada la gráfica referida al par, que aparece en la Figura 89.

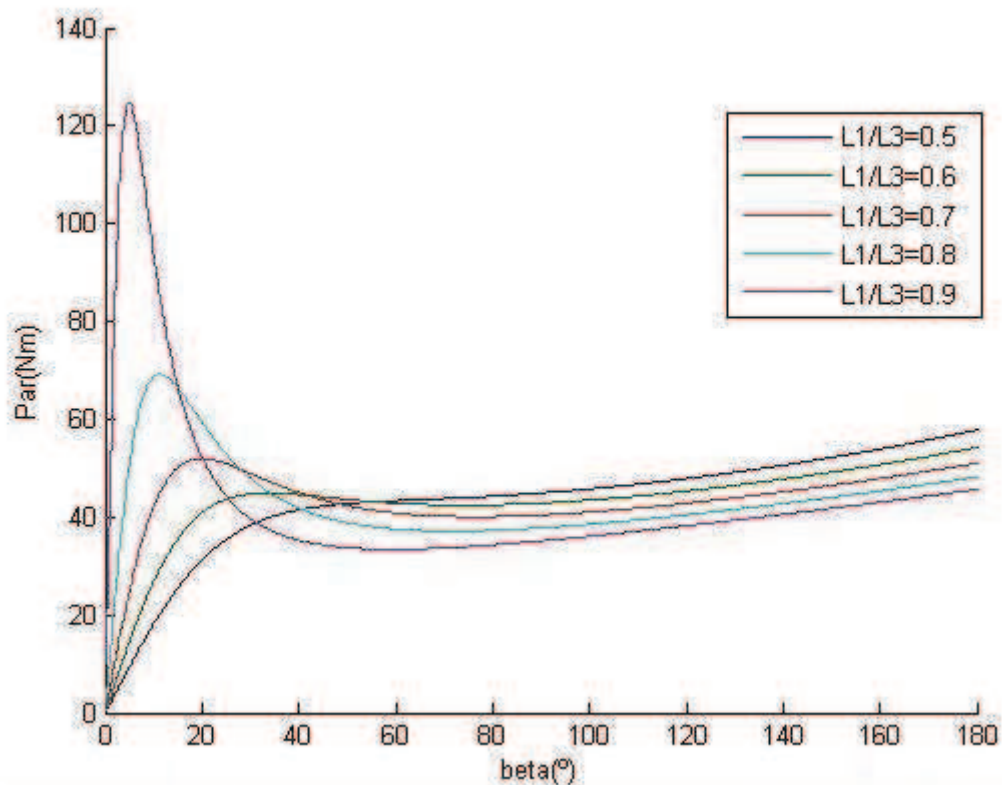


Figura 89. Gráfica del comportamiento del par según el ángulo de desalineación.

Se debe tener en cuenta que el par no comienza en 0, sino en la precarga que se otorgue a los cables de la polea. Los cuales producen el par umbral a superar.

Después de haber tratado el par umbral en el apartado 6.3.3. Se procede a calcular el valor dependiendo de la precarga que se le dé al muelle. Se toma una tensión en cada cable de 500 N. Cuando se vence el par umbral un cable se queda con 1000 N y otro con 0. Pero debemos tener en cuenta que para calcular el

alargamiento del cable debemos usar sólo 500 N y no 1000, ya que no tomaremos en cuenta la tensión total sino la diferencia.

Siendo la rigidez del nuevo ARV, la de la reductora ($2 \cdot 10^4$ Nm/rad según el catálogo oficial) más la calculada en el apartado 6.3.4 para el cable, al estar en serie, se operamos de la siguiente forma:

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{K_{cable}} + \frac{1}{K_{reductora}} \rightarrow \frac{1}{K_i} = \frac{1}{1.9 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}} + \frac{1}{2 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}}$$

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

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:

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

El ángulo que gira la polea antes de que se ejecute la compresión del muelle lo calculamos a partir de la precarga y el alargamiento del cable, a partir de las siguientes formulas:

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

$$A = \frac{F \cdot L}{E \cdot Area} = \frac{500 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm}}{63000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4\pi \text{ mm}^2} = 0.126 \text{ mm} = \text{Alargamiento total}$$

Convertimos el alargamiento del cable, tomándolo como si fuera un arco de circunferencia y operamos para obtener el ángulo al que corresponde:

$$A = r \cdot \theta \rightarrow \theta = \frac{0.126 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.07 \text{ m}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0.11^\circ$$

Sustituyendo ese ángulo en la fórmula inicial se obtiene un valor de par umbral a superar, cuyo valor es de 20Nm. Se podrá variar en cualquier caso la precarga inicial de los cables para ajustar el par umbral como más interese en cada caso.

Al haber superado el par umbral, la rigidez equivalente cambia y se debe sumar la rigidez del elemento que empieza a influir en nuestro ARV con su compresión. Por lo que la rigidez del muelle debe ser sumada también en serie con la rigidez del cable y la de la reductora, quedando unos cálculos de la siguiente forma:

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

$$K_{resorte} = K_m \cdot r^2 = 5635 \cdot 0.07^2 = 27.6115 \text{ Nm/rad}$$

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{1.9 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}} + \frac{1}{2 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}} + \frac{1}{27.6115 \text{ Nm/rad}} \rightarrow K_i = 27.62 \text{ Nm/rad}$$

7.11. Especificaciones generales del nuevo Actuador de Rigidez Variable

Una vez elaborado el diseño CAD del nuevo actuador de rigidez variable, se han elaborado los planos de fabricación. A continuación se presentan las especificaciones generales del ARV.

Mientras que la rigidez cambia como se aprecia en la Figura 90:

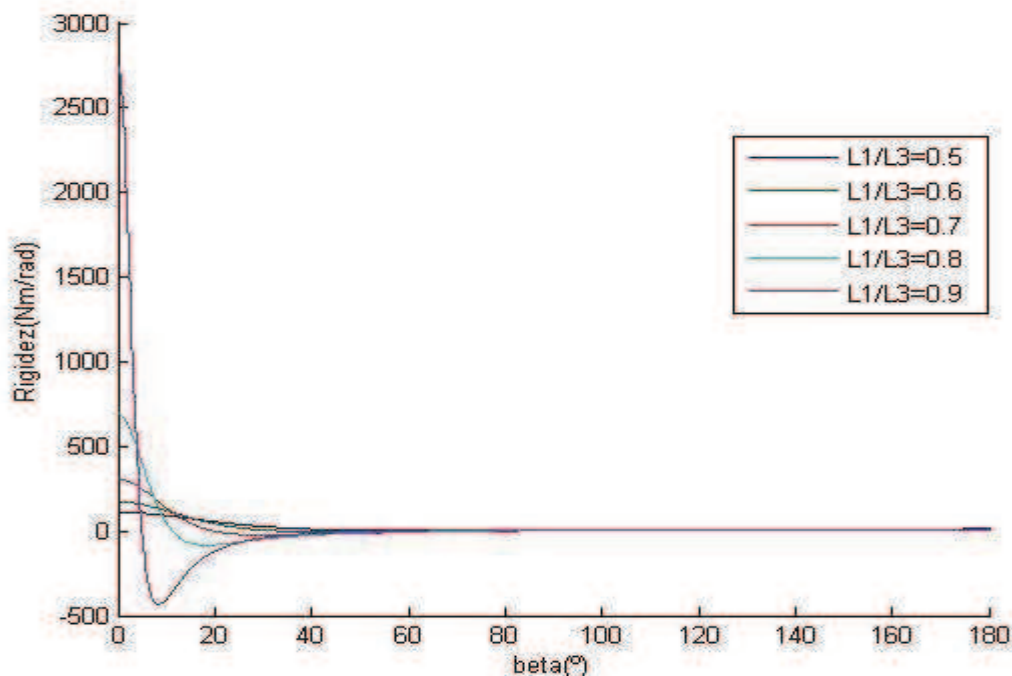


Figura 90. Gráfica del comportamiento de la rigidez según el ángulo de desalineación.

Característica	Valor
Par nominal (Nm)	$0.4 \cdot 10^8 = 43.2$
Rango de rigidez (Nm/rad)	$10^2 - 10^6$
Desviación angular (°)	0-52
Dimensiones: largo x alto (mm)	285 x 130
Masa (kg)	3.5

Tabla 27. Especificaciones generales del nuevo ARV.

El nuevo ARV se aprecia así según una vista isométrica en la Figura 91:

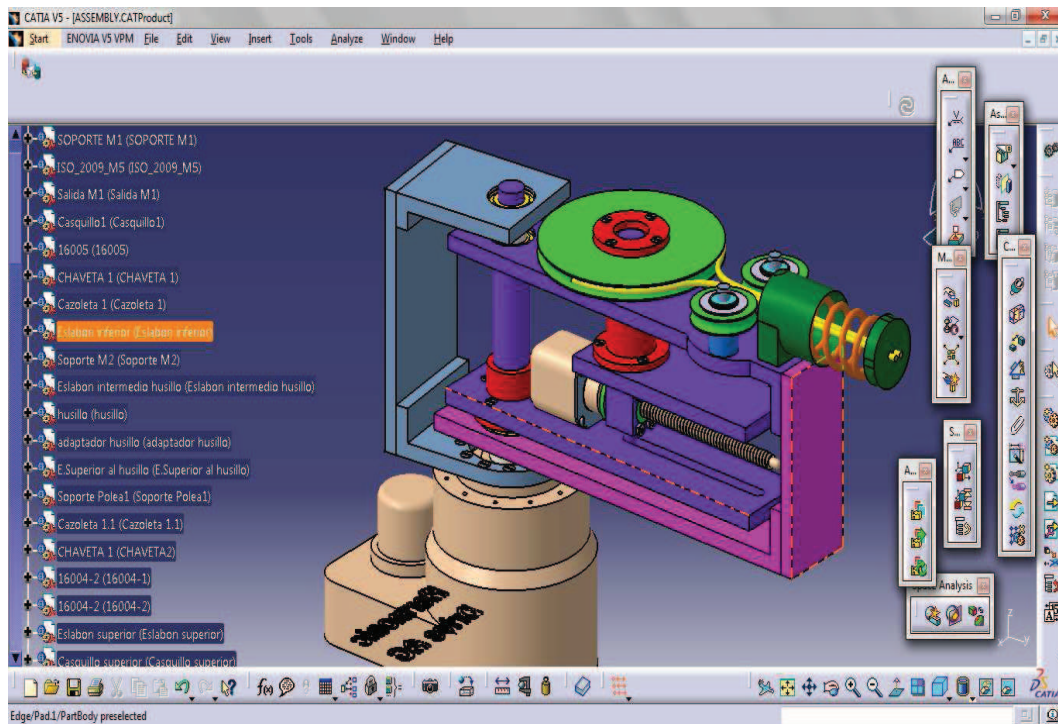


Figura 91. Vista isométrica completa del nuevo ARV.

Comprobamos las nuevas características:

- ✓ El par nominal es de 43.8 Nm y, por lo tanto, dentro del rango de 40 - 80 Nm.
- ✓ La desviación angular máxima es de 52°, y por tanto, se podría pensar se ha obtenido un rango muy superior al buscado. Pero como se ha explicado anteriormente la intención es precomprimir el cable. Para una precompresión del cable de 20mm, siendo su longitud máxima 80 mm, obtenemos un rango de 0 a 36°, por lo que podemos considerarlo completamente válido ya que se propuso una desviación mayor a 30°. Del mismo modo, para mayor precompresión el rango de rigidez disminuirá debido a que tenemos menos longitud de muelle para comprimir, y menos rotación de la polea por consiguiente.
- ✓ El rango de rigidez se ha superado ya que se ha conseguido un actuador que puede adoptar una configuración totalmente rígida, y un ajuste muy cercano a la mínima de 10^2 Nm/rad.
- ✓ La masa del actuador está muy bien conseguida, siendo 3.5 kg, algo inferior a los 4 kg propuestos como cifra máxima para no superarlos, aún así siempre se ha buscado el menor peso posible.

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

Capítulo 8. Simulaciones

Debido a la constante variación producida en este proyecto por su carácter de investigación, en sus inicios se intenta realizar un impacto sobre una cabeza con la herramienta Catia V5, mediante los módulos *DMU Kinematics* y *Analysis*, pero surgen diversos problemas por la complejidad y multitud de partes que constituyen el nuevo ARV. Por esto, se procede a adaptar el nuevo actuador a la herramienta SimMechanics de Matlab. De modo que, se propone un método para abordar la simulación de un impacto sobre una cabeza humana. Al haber completado el correcto diseño de un nuevo ARV, que es el objetivo fundamental del proyecto, seguidamente quedarán explicados todos procedimientos necesarios para proceder a la simulación con vistas reales a ser utilizados en futuros proyectos.

8.1. Modelado del nuevo ARV

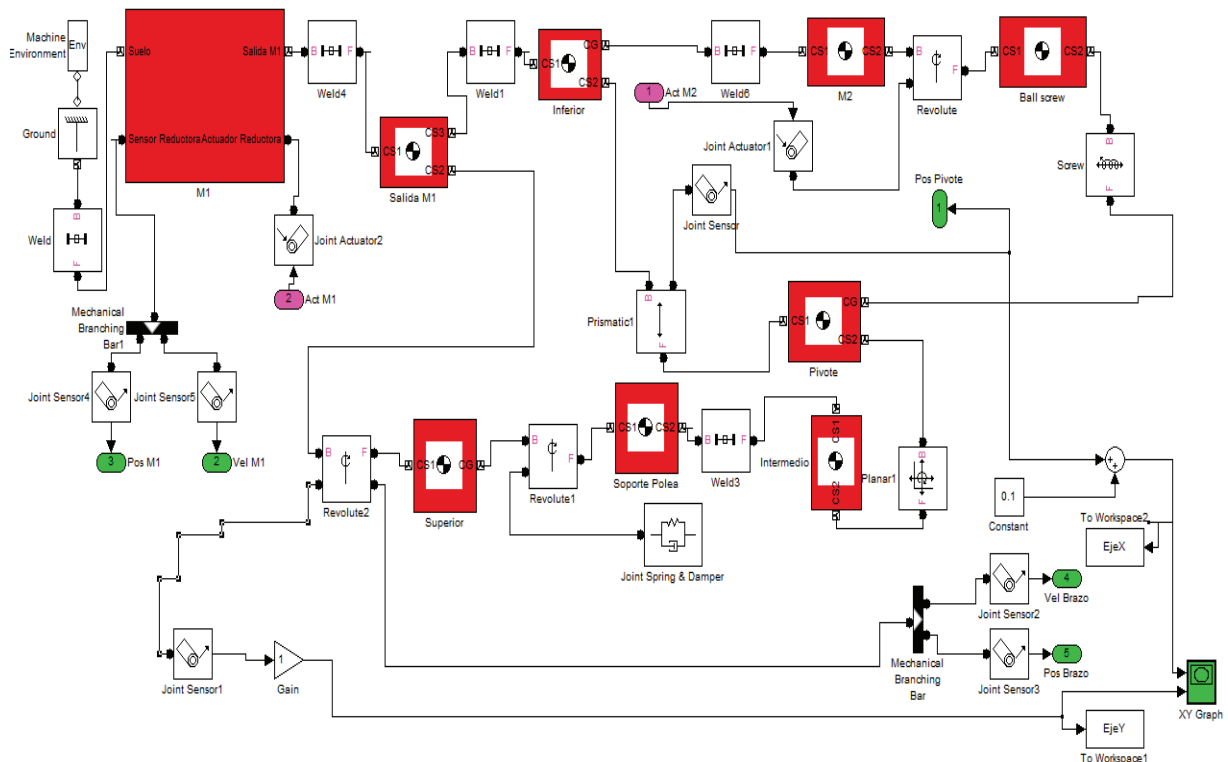


Figura 92. Modelado del nuevo ARV.

En la Figura 92 se observa el modelado del nuevo ARV con la herramienta SimMechanics, y a continuación se explicará detenidamente.

Para comenzar en la parte superior izquierda de la imagen se encuentra el subsistema (agrupación de bloques dentro de uno solo) *M1*, que se fijará (*Weld*) al suelo (*Groud*), además se le aplicará el factor de gravedad a este último (*Machine Environment*).

Dejando atrás el subsistema *M1* para tratarlo detenidamente después se continúa por el bloque *Salida M1* (sólo indica que ahí se debe de conectar ese eslabón en concreto) de *M1* y su posterior fijación con *Weld4*. Ahora este bloque tendrá una función revolución, *Revolute2* en este caso, (que indica que giran con respecto al mismo eje), con el eslabón superior, llamado *Superior*; y una función de fijación o soldadura con el *Inferior* mediante *Weld1*. A este se le fija *M2* a partir de *Weld6*, y el *Pivote* tiene una relación *Prismatic1*. *M2* mediante una función revolución (*Revolute*) hace girar el husillo de bolas (*Ball screw*) y éste se conecta a través de una función tornillo (*Screw*) al *Pivote* que fue nombrado anteriormente, esta función crea una relación de un grado de libertad de traslación y otro de rotación. Además la función *Revolute*, tendrá asignado un *Joint Actuator1*, mediante el cual se procede a su movimiento, según interese.

Observamos que la función *Prismatic1* tiene un sensor asociado (*Joint sensor*) a partir del cual se obtiene el dato de la posición del pivote, llamado en el dibujo *Pos Pivote*. Además del dato de la posición existe otra variable para el cálculo de esa gráfica. A la posición del pivote, se le suma una *Constante* usando el bloque *Sum*, esto es necesario para la correcta visualización de las gráficas. Además antes de llegar a *XY Graph* junto con la otra señal que veremos más adelante, se le une un *Signal to Workspace*, que guardará el valor dentro de una variable de Matlab para poder operar con esta.

Siguiendo con los bloques del nuevo modelado, el *Pivote* también está conectado con una función *Planar1*, que permite el giro en un eje y la traslación en los otros dos. Este lo conecta con el bloque *Intermedio* que va fijo (*Weld3*) al *Soporte Polea*, el cual tiene una función de revolución (*Revolute1*) con respecto al *Superior*. A este *Revolute1* se le adjunta un *Joint Spring & Damper*, el cual hará la función de resorte angular ficticio, como ya se usó y explicó en el apartado 9.1, simplificando así los cálculos y evitando representar el conjunto polea-cable-resorte, que complicaría la simulación.

A través del bloque *Revolute2* se colocan 3 sensores: *Joint Sensor1*, *Joint Sensor2* y *Joint Sensor3*, los dos primeros darán la velocidad del brazo y la posición del brazo respectivamente, mientras que el tercero mide el par, a este se le une un modulo *Gain* que multiplica la señal entrante por una constante a definir, este se

guardara en otra variable del *workspace*, en este caso *EjeY* y junto con la posición del pivote se representarían.

Para delimitar todos los bloques se recopilan los datos en la Tabla 28, en la que aparecen las variables y valores de cada uno.

Cuerpos			
Ground	Situación [x,y,z]		
	[0 0 0]		
Machine Environment	Vector de gravedad (m/s ²)		
	[0 0 -9.81]		
Salida M1	Masa (kg)	Inercia (Kg·m ²)	Situación [x,y,z] (m)
	MasaSalidaM1	InerciaSalidaM1	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0.27] CS1 CS3 [0 0 0.17] CS1 CG [0 0 0.15] CS1
Inferior	MasaInferior	InerciaInferior	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0.175 0 0] CS1 CG [0.055 0 0] CS1
	MasaM2	InerciaM2	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
Ball screw	MasaBallscrew	InerciaBallscrew	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
	Masanula	Inercianula	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0.03] CS1 CG [0 0 0] CS1
Intermedio	MasaIntermedio	InerciaIntermedio	CS2 [0 0 0] Unión CS1 [0.1 0 0] CS2 CG [0 0 0] CS2
	MasaPolea	InerciaPolea	CS2 [0 0 0] Unión CS1 [0 0 0.04] CS2 CG [0 0 0.02] CS2
Superior	MasaSuperior	InerciaSuperior	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0.26 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
	Forma de articulación		
Revolute	Ejes de acción		

			[1 0 0]
Revolute1			[0 0 1]
Revolute2			[0 0 1]
Screw			[1 0 0]
Planar1			P1 [1 0 0] P2 [0 1 0] R1 [0 0 1]
Weld			-
Weld1			-
Weld3			-
Weld4			-
Weld6			-
Prismatic1 [[1 0 0]
Elementos de fuerza			
Joint Damper	Spring &	Constante de resorte	Constante de amortiguación
		Krig	b
Sensores y actuadores			
Joint Sensor		Parámetros de medida	
		Posición (m)	
Joint Sensor1		Ángulo (rad)	
Joint Sensor2		Velocidad angular (rad/s)	
Joint Sensor3		Velocidad Angular (rad/s)	
Joint Sensor4		Ángulo (rad)	
Joint Sensor5		Velocidad angular (rad/s)	
Joint Actuator1		Actúa con movimiento (rad, rad/s, rad/s ²)	
Joint Actuator2		Actúa respecto con fuerzas generalizadas (N·m)	
Otros bloques			
Gain			1/-1
Constant			0.1
Signal to workspace1			Nombre: Ejex
Signal to workspace2			Nombre: Ejey

Tabla 28. Características de los diferentes bloques del modelado del nuevo ARV.

Una vez acabada la explicación del modelo, volvemos a la explicación del subsistema *M1*. Según la Figura 92, se observa que *M1* tiene 4 puertos, uno es de fijación al suelo, otro de salida del eje principal *Salida M1*, otro que crea el movimiento del motor, a través de *Joint Actuator2*, al cual se le asigna el valor con *Act M1*, y el último puerto que se divide en dos, con dos sensores: uno nos indicará la posición del motor y el otro su velocidad.

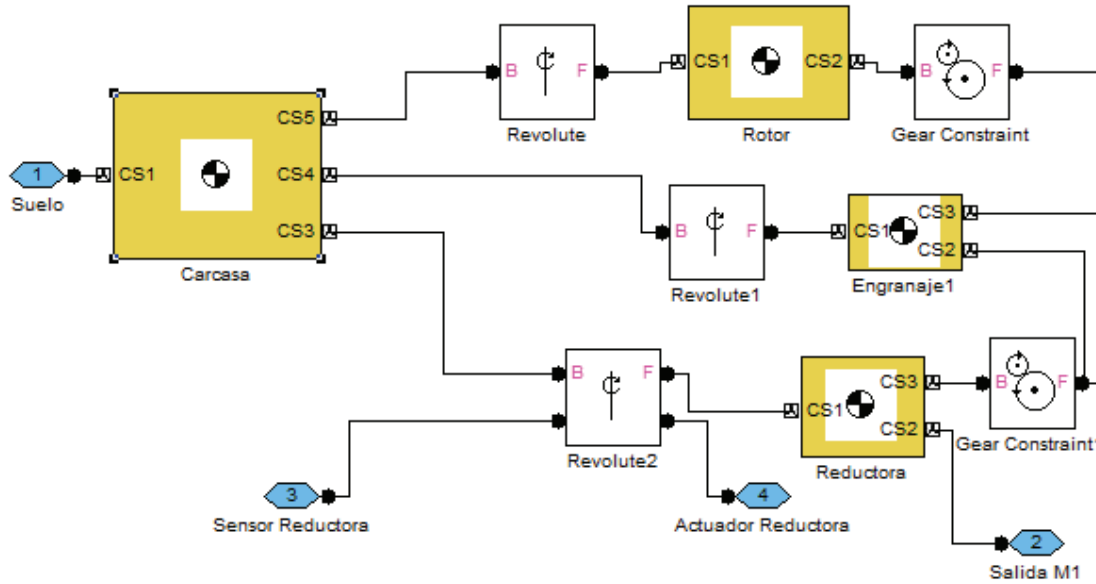


Figura 93. Modelado del Subsistema *M1*.

En la Figura 93, se pueden apreciar en azul los 4 puertos indicados anteriormente. La carcasa va fija al suelo, y a esta se conectan tanto el *Rotor*, como el bloque *Engranaje1* y *Reductora*, los 3 conectados por una función *Revolute*.

Simulink no permite la relación entre *Rotor* y *Reductora* en el mismo eje, por lo que debemos introducir el bloque *Engranaje1*, que consigue la transmisión deseada. En nuestro caso es 100:1, esto se consigue gracias a *Gear Constraint* y *Gear Constraint1*. El último bloque *Reductora* se fijará al bloque *Salida M1*, como se vio anteriormente.

Agruparemos los siguientes datos correspondientes al subsistema *M1* en la Tabla 28.

Cuerpos			
	Masa (kg)	Inercia (Kg·m ²)	Situación [x,y,z] (m)
Carcasa	Masanula	Inercianula	CS1 [0 0 0] Unión
			CS3 [0 0 0.] CS1
			CS5 [0 0 0] CS1
			CS4 [Distejes 0 0] CS1

Rotor	MasaMotor1	InerciaMotor1	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
Engranaje1	masanula	inercianula	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
Reductora	masanula	inercianula	CS1 [0 0 0] Unión CS2 [0 0 0] CS1 CG [0 0 0] CS1
Forma de articulación			
Revolute	Ejes de acción [0 0 1]		
Revolute1	[0 0 1]		
Revolute2	[0 0 1]		
Restricciones			
Gear Constraint	Radio de entrada (mm)	Radio de salida (mm)	
	RadioPinon1	RadioRueda1	
Gear Constraint1	RadioPinon2	RadioRueda2	

Tabla 29. Parámetros del subsistema M1

Se aclara que las todas las variables utilizadas quedan definidas en el archivo .m situado en el apartado final Anejos.

Además el modelo de la Figura 92, puede agruparse en un subsistema para simplificarlo como el de Figura 94.

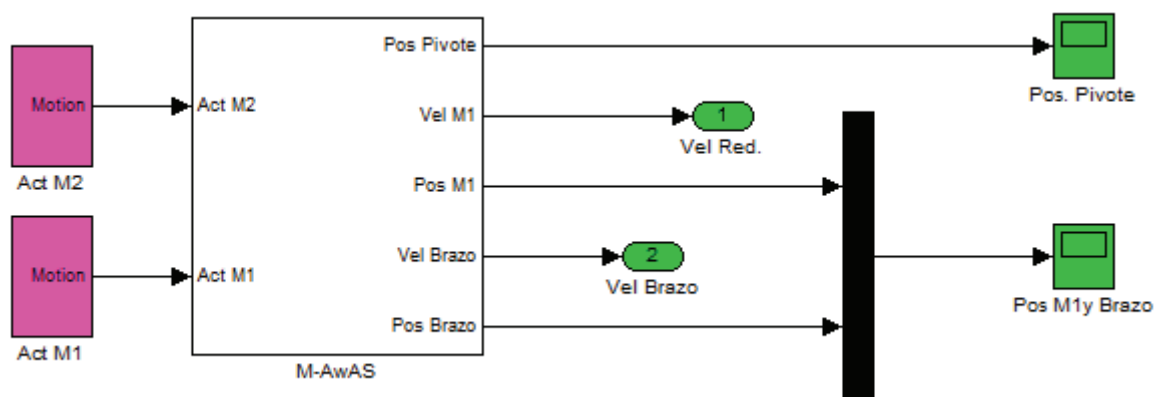


Figura 94. Subsistema simplificado del modelado.

El subsistema contiene 2 entradas, una para cada motor. Cada entrada corresponde con un subsistema *Motion* como el representado en la Figura 95. Y posee como salidas los sensores de velocidad de la reductora y del brazo. También

a partir del modulo *Scope*, nos mostrará la posición del pivote dentro de la guía, y otro *Scope* una combinación entre la posición de *M1* y del brazo.

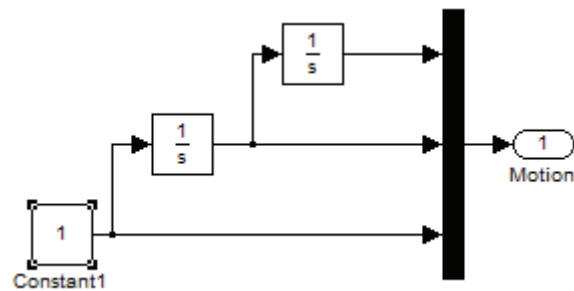


Figura 95. Subsistema Motion.

8.2. Modelado del sistema cuello-cabeza

Se procede al modelado de una cabeza estándar, que será la que reciba el impacto.

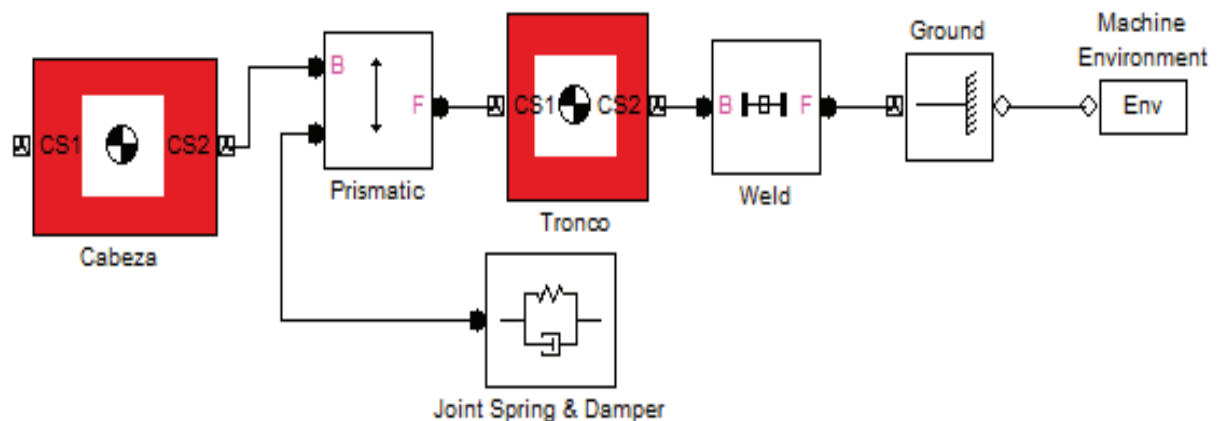


Figura 96. Esquema de un sistema cuello-cabeza.

La cabeza se representa como un cuerpo, que se conecta al tronco a través de un bloque *Prismatic* que hace de cuello. La masa del tronco no es relevante, pero este se debe fijar al suelo (*Ground*) a partir de un bloque *Weld*, al suelo se le aplica la función *Machine Environment*, que le aplicará gravedad al sistema.

De los artículos desarrollados por McElhaney (McElhaney et al, 1995) se obtienen los valores a utilizar para la cabeza, los mismos que aparecen en la Tabla 28.

Cuerpos			
	Masa (kg)	Inercia (kg·m ²)	Situación [x,y,z] (m)
Cabeza	5.09	eye(3)	CS1 [0 0 0] CS2 CG [0 0 0] CS1

			CS2 [0 0 -0.3] Unión
Tronco	1	Eye(3)	CS1 [0 0 0] CS2 CG [0 0 0] CS1 CS2 [0 0 0] Unión
Ground	Situación [x,y,z] (m) [0 0 0]		
Machine Environment	Vector de gravedad (m/s ²) [0 0 -9.81]		
Elementos de fuerza			
Joint Spring & Damper	Constante del resorte	Constante de amortiguación	
	3300 N/m	12Ns/m	
Forma de articulación			
Prismatic	Ejes de acción [0 0 1]		
Weld	-		

Tabla 30. Parámetros del sistema cuello-cabeza.

8.3. Modelado del impacto

Después de la representación del brazo y de la cabeza, nos falta modelar el impacto, que será el encargado de enlazar los dos sistemas anteriores. Este sistema no contiene cuerpos físicos, sino que tendrá que evaluar el momento de contacto entre las dos partes y las fuerzas que se generan. Para ello, nos vamos a ayudar de una demostración que aparece en la web de MathWorks sobre el impacto de una pelota al caer contra el suelo. Adaptando el módulo “impacto” a nuestro tema, y realizando los pertinentes cambios se logra un sistema como el que se aprecia en la Figura 97.

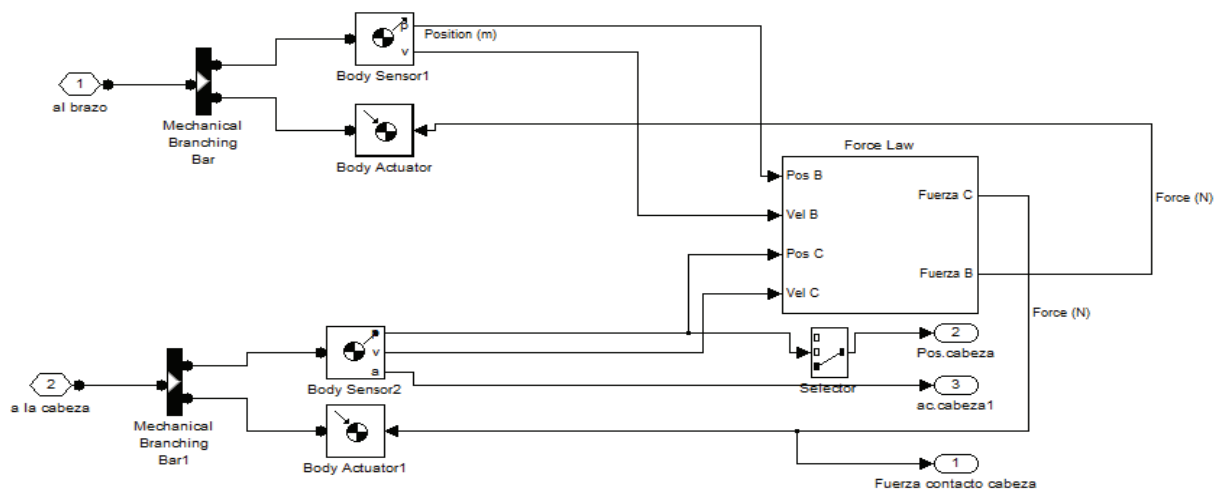


Figura 97. Sistema correspondiente al impacto entre un brazo robótico y una cabeza.

En este bloque los datos de entrada son el brazo y la cabeza, mediante dos sensores (*Body Sensor1* y *Body Sensor2*) se conocen las posiciones y velocidades de ambos. Estos datos son utilizados por un subsistema *Force Law*, del cual salen como resultados la fuerza del brazo y la de la cabeza.

Este sistema de impacto se puede simplificar aún más, como aparece en la Figura 96. En la que posee las mismas entradas que esta y como salida tenemos: la posición, la aceleración y la fuerza de contacto de la cabeza. Los datos que más interesan para proceder a las simulaciones. Pero que no serán realizados en este proyecto, debido a que nuestro principal objetivo es el diseño del nuevo ARV, y esta parte de simulación, se dedica a investigar, orientar y facilitar las futuras simulaciones del mismo.

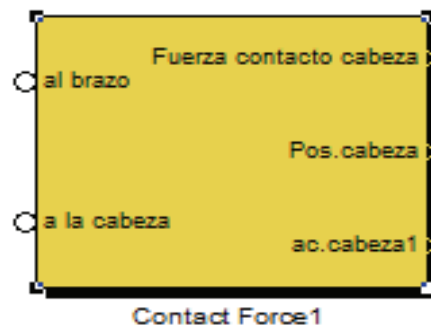


Figura 98. Simplificación del subsistema impacto (*Contact Force*).

Como se ha visto, todavía no se ha llegado al subsistema encargado de evaluar el impacto, este aparece en la Figura 97 indicado, como "*Force Law*", que hace referencia a la Tercera Ley de Newton de acción-reacción, y se observa detalladamente en la Figura 99.

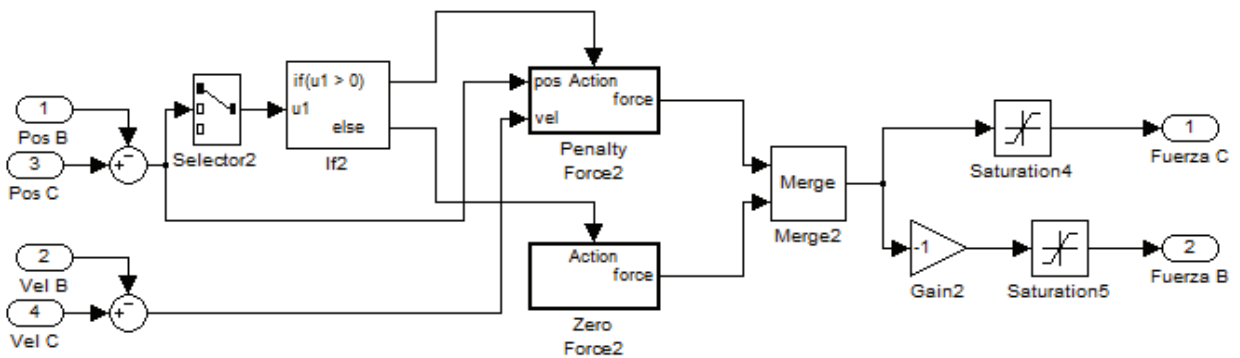


Figura 99. Representación detallada del subsistema encargado del impacto (*Law Force*).

Este bloque comienza restando los valores de las posiciones, y de las velocidades de forma independiente a partir del bloque *Sum*. El valor correspondiente a las posiciones va al bloque *Selector2*, que solo retiene la posición indicada, en este caso la del eje x. Este valor es comprobado por el bloque *if2*, que es un bloque lógico, como se observa en la Figura 99. En este, si el valor es mayor que 0 se dirigirá al bloque *Penalty Force2*, en caso contrario al *Zero Force2*. Para

entender este funcionamiento se debe conocer que el valor de la cabeza se sitúa en una posición cero, mientras que el brazo está en una situación negativa, así que mientras el brazo no supere el valor cero, no existirá contacto.

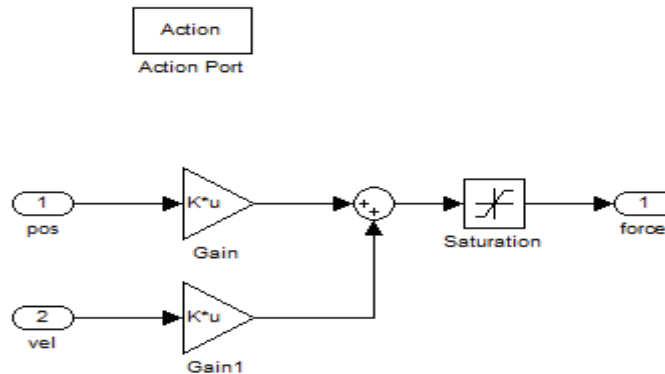


Figura 100. Representación del bloque Penalty Force.

Las diferencias de posición y velocidad calculadas anteriormente, son utilizadas por el bloque *Penalty Force* como se muestra en la Figura 100. Además dos constantes de rigidez y amortiguamiento, relacionadas con la cobertura del brazo robótico, multiplicarán estos valores.

También puede suceder que no exista contacto por lo que se aplicará el bloque *Zero Force2* que aparece en la Figura 101.

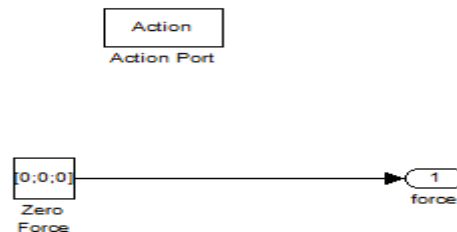


Figura 101. Bloque Zero Force

Las salidas de estos dos bloques se dirigen al mismo bloque, llamado *Merge*, *Merge2* en la Figura 99, el cual retendrá solamente el último valor, por lo que se conocerá siempre lo que ocurre. Como hemos dicho anteriormente se aplica la Tercera Ley de Newton, así que los valores de las fuerzas de la cabeza y del brazo serán de la misma magnitud. Al introducir el bloque *Gain2*, cambiamos el signo a la fuerza del brazo, quedando como negativa. Y para terminar, gracias al bloque *Saturation*, que limita los parámetros a unos determinados valores. Con el *Saturation4* sólo se permiten valores positivos (referido a la cabeza), y para el *Saturation5* sólo negativos (referido al brazo), ya que no podrían ser válidos unos valores fuera de esos rangos.

Estas fuerzas como se aprecia en la Figura 97, serán aplicadas de nuevo al brazo y a la cabeza respectivamente por los bloques *Body Actuator* y *Body Actuator1*.

8.4. SimMechanics Link

Un método alternativo al diseño de bloques explicado anteriormente, consiste en importar un diseño CAD a SimMechanics. En la Figura 102, se puede observar cómo se generan automáticamente los módulos y restricciones de nuestro ARV.

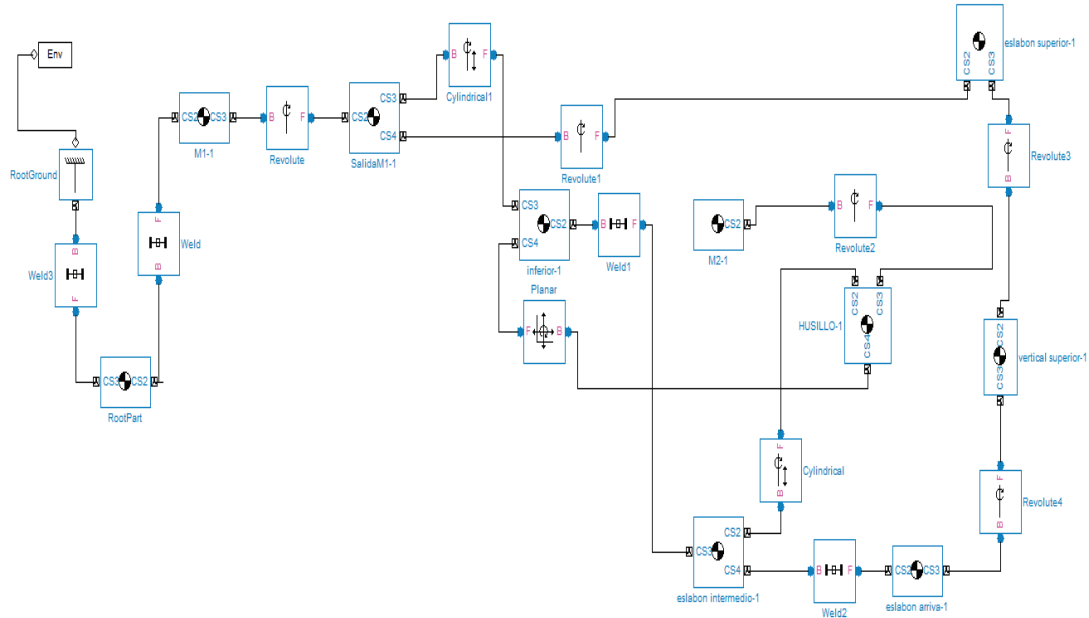


Figura 102. Representación del modelado del ARV a través de SimMechanics Link.

Esta representación puede parecer mucho más rápida, pero posee diversos inconvenientes como que todos los bloques están referenciados al mundo (World), y no a otros bloques; además el resultado preliminar no es fiable y se deben de sustituir las restricciones *Cylindrical* por *Revolute* en la mayoría de los casos. Podemos observar, a pesar de esto, su fiabilidad en la Figura 103 tras aparecer en 3D nuestro mecanismo perfectamente definido al empezar una simulación.

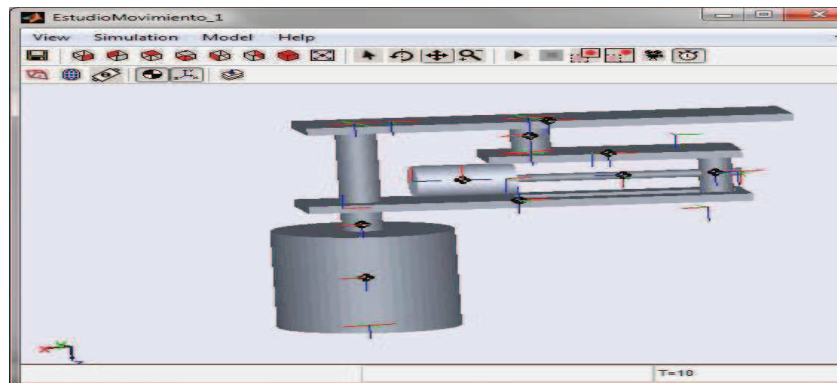


Figura 103. Nuestro mecanismo representado a partir de una simulación en SimMechanics.

En este capítulo se aborda una propuesta muy interesante para la simulación del nuevo ARV. Esta información y avances pueden ser muy beneficiosos para futuros trabajos referidos al impacto de un ARV y una cabeza humana.

V. Conclusiones

Después de comprobar que se cumplen todos los requisitos propuestos a lo largo de este proyecto en mayor o menor medida, se prioriza el desarrollo en general del nuevo ARV, destacando inicialmente de este su capacidad de comportarse de forma totalmente rígido, sin olvidarnos del modelo sencillo matemática y constructivamente.

Al igual que en otros muchos actuadores existen dos motores, uno de mayor tamaño que el otro, que controlan la posición y la rigidez respectivamente. Todo esto ha sido posible además gracias al sistema elegido de polea-cable-resorte. Que en este caso funciona con una polea principal que comprime un muelle mediante la tensión producida en uno de los dos cables, ayudada por dos poleas de tamaño inferior que sirven de guía, así que dependiendo del giro al que se someta la placa intermedia que va fija a la polea principal será un cable u otro el que proceda a comprimir el muelle.

En el diseño escogido, la variación de la rigidez se consigue modificando el punto de pivote de la palanca. Desde una posición totalmente rígida a una casi totalmente flexible, con una rigidez de 100Nm/rad.

Tras el procedimiento de análisis de las variables del nuevo ARV se demostró que la rigidez del mecanismo varía con la K_m (Constante elástica del resorte) y con el cuadrado del radio de la polea principal. Estando las dimensiones del muelle y de la polea limitadas ya que el actuador no debe tener unas dimensiones grandes, sino todo lo contrario. Así la K_m podría variar a mayor o menor según interese eligiendo otro muelle de similares características, pero la polea no es recomendable modificarla para aumentar su tamaño desconsideradamente.

Estas variables citadas anteriormente nos son muy útiles pero no debemos olvidar que este nuevo ARV se caracteriza por tomar una configuración totalmente rígida, variando para las demás posiciones más o menos flexibles dependiendo de

las dos variables anteriormente explicadas. De este modo podemos adecuar fácilmente nuestro actuador según la tarea a la que se le encomiende.

Pero sin duda la característica que más puede garantizar la seguridad es el par umbral que se produce en nuestro sistema polea-cable-resorte, adecuarlo correctamente a las situaciones previstas puede ser un gran paso reduciendo el daño en la interacción hombre-robot. Ya que en una configuración flexible donde no se supere el valor del par umbral (fijado por la precarga del muelle), este se comportará como un actuador totalmente rígido hasta que se produzca una fuerza externa que haga superar ese par para volverse flexible y absorber energía. Esto podría ocurrir en caso de un impacto del brazo robótico con cualquier cosa. Por lo que además de garantizar la seguridad del humano, se intenta garantizar la seguridad del robot. Se destaca que el robot dentro de una posición rígida tiene mucha más precisión en sus movimientos, por lo que un robot que mueva una carga ligera podrá tener un par umbral levemente superior para evitar impactos con gran fuerza.

Así la novedad del nuevo ARV diseñado se basa en la adaptabilidad de este par umbral, actuando de forma totalmente rígida cuando sea necesario y de una manera rígida de seguridad cuando el contexto lo requiera. A pesar de que se sigue la misma idea explicada anteriormente que en el AwAS-II, se supera su rigidez máxima de $2 \cdot 10^3$ Nm/rad llegando a conseguir una rigidez infinita (10^6 Nm/rad). Lo mismo ocurre con la desviación angular máxima de 17.1° , que se supera ampliamente con una desviación estándar de funcionamiento de 36° , aunque podríamos llegar a 52° sin la precarga del muelle.

Debido a que está diseñado para tareas de investigación y su integridad mecánica es muy importante, se ha diseñado un mecanismo robusto aunque con un peso muy aceptable. Se prioriza en la seguridad del ARV antes que en un diseño extremadamente óptimo.

El tamaño y el peso son dos de las facetas más importantes que habría que optimizar en futuros trabajos debido a la importancia que tienen en articulaciones de revolución de robots.

Se proponen los siguientes desarrollos para mejorar y ampliar dicho proyecto:

1. Validar las ecuaciones matemáticas de comportamiento del ARV con la herramienta SimMechanics de MatLab a partir del modelado realizado en el apartado 8.1.
2. Simular el impacto de este ARV contra una cabeza humana a partir de los módulos tratados en este proyecto, estudiando detenidamente los valores tanto de tiempo de impacto, aceleración de la cabeza y demás, que sirvan para garantizar la seguridad en la interacción humano-robot.

Introducir este mecanismo dentro de robots caminantes, ya que podría almacenar energía en una zancada para liberarla en la siguiente. Y es un tema muy interesante, que se podría tratar también con SimMechanics.

VI. BIBLIOGRAFÍA

[A Chen y Zalzalá, 1997] A Chen, M., y Zalzalá, A. M. S. (1997). A genetic approach to motion planning of redundant mobile manipulator systems considering safety and configuration. *Robotic Systems*, 14, 529-544.

[Ahmed, 2011] Ahmed, M. R. (2011). *Compliance control of robot manipulator for safe physical human robot interaction*. Tesis Doctoral no publicada, Örebro University, School of Science and Technology.

[Albu-Schäffer et al., 2003] Albu-Schäffer, A., Ott, C., Frese, U., y Hirzinger, G. (2003). Cartesian impedance control of redundant robots: Recent results with the dlr-light-weight-arms. En *In IEEE International Conference of Robotics and Automation* (p. 3704-3709).

[Arevalo et al., 2010] J.C. Arevalo, F. S. J. S., J. Pestana, y Garcia, E. (2010). Impedance control of an agile-locomotion robotic leg. En *Nagoya Institute of Technology*. (IAI) Comunicaciones congresos. Disponible en <http://hdl.handle.net/10261/28918>

[Avail, 2010] Avail. (2010). Disponible en <http://www.mobilerobots.com/education.html> (Visitada en: Agosto 2011)

[Bae. 2010] Bae, J., Kong, K., y Tomizuka, M. (2010). Gait phase-based smoothed sliding mode control for a rotary series elastic actuator installed on the knee joint. *System*, 6030-6035.

[Bearveldt, 1993] Bearveldt, A. (1993). Cooperation between man and robot: Interface and safety. En *IEEE International Workshop on Robot Human Communication* (p. 183-187).

[Bharadwaj et al., 2005] Bharadwaj, K., Sugar, T.G., Koeneman, J. B., y Koeneman, E. J. (2005). Design of a robotic gait trainer using spring over muscle actuators for ankle stroke rehabilitation. *Journal of Biomechanical Engineering*,

127(6), 1009-1013. Disponible en <http://link.aip.org/link/JBENDY/v127/i6/p1009/s1&Agg=doi>

[Bicchi y Tonietti, 2004] Bicchi, A., y Tonietti, G. (2004). Fast and soft arm tactics: Dealing with the safety-performance trade-off in robot arms design and control. *IEEE Robotics and Automation Magazine*, 11(2), 22-33.

[Blanco, 2002] Blanco, C. B. e. a., D. (2002). Safe local path planning for human-mobile manipulator cooperation. En *Iarp/ieee-ras joint workshop on technical challenge for dependable robots in human environments*.

[Bronzino, 2000] Bronzino Joseph D. *The biomedical Engineering: Viscous injury* 24-4.

[Choi et al., 2009] Choi, J., Hong, S., Lee, W., y Kang, S. (2009). A variable stiffness joint using leaf springs for robot manipulators. En *Icra* (p. 4363-4368). IEEE. Disponible en <http://dblp.uni-trier.de/db/conf/icra/icra2009.html>

[Chou y Hannaford, 1996] Chou, C.-P., y Hannaford, B. (1996). Measurement and modeling of mckibben pneumatic artificial muscles (Vol. 12).

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

[DIN, 1992] DIN EN 775:1992. Industrial robots. Recommendations for safety. European standard.

[English y Russel, 1999] English, C., y Russell, D. (1999). Mechanics and stiffness limitations of a variable stiffness actuator for use in prosthetic limbs. *Mechanism and Machine Theory*, 34(1), 7-25. Disponible en <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0094114X98000263>

[F1, 2008] FIA Formula One World Championship - 2008 Regulations.

[Gadd, 1996] Gadd, C. (1996). Use of weighted impulse criterion for estimating injury hazard. En *10th stapp car crash conf* (p. 12).

[Ghorbani y Wu, 2006] Ghorbani, R., y Wu, Q. (2006, june). Closed loop control of an intentionally adjustable compliant actuator. En *American control conference, 2006* (p. 6 pp.).

[Haddadin et al, 2008] Haddadin, S., Albu-Sch, A., y Hirzinger, G. (2008). The role of the robot mass and velocity in physical human-robot interaction - part i : Non-constrained blunt impacts. *Injury*(011838), 1331–1338.

[Haddadin et al, 2009a] Haddadin, S., Albu-Schäffer, A., Frommberger, M., Rossmann, J., y Hirzinger, G. (2009a). The "dlr crash report": Towards a standard crash-testing protocol for robot safety - part ii: Discussions. En *Icra* (p. 280-287).

[Haddadin et al, 2009b] Haddadin, S., Albu-Schäffer, A., Frommberger, M., Rossmann, J., y Hirzinger, G. (2009b). The "dlr crash report": Towards a standard crash-testing protocol for robot safety - part i: Results. En *Icra* (p. 272-279).

[Haddadin et al., 2007] Haddadin, S., Albu-schäffer, A., y Hirzinger, G. (2007). Safety evaluation of physical human-robot interaction via crash-testing. En *In robotics: Science and systems conf. (rss2007)* (p. 217-224).

[Haddadin et al., 2008b] Haddadin, S., Albu-Schäffer, A., Frommberger, M., y Hirzinger, G. (2008). The role of the robot mass and velocity in physical human-robot interaction – part ii: Constrained blunt impacts. En *Icra* (p. 1339-1345).

[Haddadin et al., 2008a] () Haddadin, S., Albu-Schäffer, A., y Hirzinger, G. (2008). The role of the robot mass and velocity in physical human-robot interaction - part i: Nonconstrained blunt impacts. En *Icra* (p. 1331-1338).

[Ham et al., 2007] Ham, R., Damme, M., Verrelst, B., Vanderborght, B., y Lefeber, D. (2007). Maccepa, the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium position actuator: A 3dof joint with two independent compliances. *International Applied Mechanics*, 43(4), 467–474. Disponible en <http://www.springerlink.com/index/10.1007/s10778-007-0044-4>

[Heinzmann y Zelinsky, 2003] Heinzmann, J., y Zelinsky, A. (2003). Quantitative safety guarantees for physical human-robot interaction. *I. J. Robotic Res.*, 22(7-8), 479-504.

[Hollander et al., 2005] Hollander, K., Sugar, T., y Herring, D. (2005, june-1 july). Adjustable robotic tendon using a 'jack spring' trade;. En *Rehabilitation robotics, 2005. icorr 2005. 9th international conference on* (p. 113 - 118).

[Hurst, 2004] Hurst, J., Chestnutt, J., y Rizzi, A. (2004, April). *An actuator with mechanically adjustable series compliance* (Inf. Téc. n.o CMU-RI-TR-04-24). Pittsburgh, PA: Robotics Institute.

[Ikuta et al., 2003] Ikuta, K., Ishii, H., y Nokata, M. (2003). Safety evaluation method of design and control for human-care robots. *The International Journal of Robotics Research*, 22(5), 281-297. Disponible en <http://ijr.sagepub.com/cgi/content/abstract/22/5/281>

[Jafari et al., 2010] Jafari, A., Tsagarakis, N., Vanderborght, B., y Caldwell, D. (2010, oct.). A novel actuator with adjustable stiffness (awas). En *Intelligent robots and systems (iros), 2010 ieee/rsj international conference on* (p. 4201 -4206).

[Kawamura et al., 2002] Kawamura, S., Yamamoto, T., Ishida, D., Ogata, T., Nakayama, Y., Tabata, O., y cols. (2002). Development of passive elements with variable mechanical impedance for wearable robots. En *Icra* (p. 248-253).

[Kelly et al., 1994] Kelly, R., Ortega, R., Ailon, A., y Loria, A. (1994). Global regulation of flexible joint robots using approximate differentiation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 39(6), 1222-1224. Disponible en <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=293181>

[Khatib, 1986] Khatib, O. (1986, April). Real-time obstacle avoidance for manipulators and mobile robots. *Int. J. Rob. Res.*, 5, 90–98. Disponible en <http://dl.acm.org/citation.cfm?id=6806.6812>

[Kikuchi et al., 2009] Kikuchi, K. O. T. K., K Ikeda, y Furusho, J. (2009).

[Kim y Song, 2010] Kim, B.-S., y Song, J.-B. (2010, may). Hybrid dual actuator unit: A design of a variable stiffness actuator based on an adjustable moment arm mechanism. En *Robotics and automation (icra), 2010 ieee international conference on* (p. 1655 -1660).

[Koganezawa et al., 2006] Koganezawa, K., Inaba, T., y Nakazawa, T. (2006). Stiffness and angle control of antagonistically driven joint. *The First IEEE/RASEMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics 2006 BioRob 2006*, 1007-1013. Disponible en <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=1639223>

[Konno y Uchiyama, 1995] Konno, A., y Uchiyama, M. (1995). Vibration suppression control of spatial flexible manipulators. *Control Engineering Practice*, 3(9), 1315 - 1321. Disponible en <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/096706619500132E>

[Lew, 2000] Lew, Y. T. J. e. a., J. Y. (2000). Interactive control of human/robot sharing same workspace. En *IEEE/rsj international conference on intelligent robots and systems* (p. 535-539).

[Luca y Lucibello, 1998] Luca, A. D., y Lucibello, P. (1998). A general algorithm for dynamic feedback linearization of robots with elastic joints. En *Icra'98* (p. 504-510).

[Luca y Lucibello, 1993] Luca, A. D., y Lucibello, P. (1993). Trajectory tracking of flexible joint robots: A passivity approach. En *Euro. control conf.*

[Maciejewski y Klein, 1985] Maciejewski, A. A., y Klein, C. A. (1985). Obstacle avoidance for kinematically redundant manipulators in dynamically varying environments. *International Journal of Robotic Research*, 4, 109–117.

[Mao et al., 2007] Mao, Y., Wang, J., Jia, P., Li, S., Qiu, Z., Zhang, L., y cols. (2007, april). A reinforcement learning based dynamic walking control. En *Robotics and automation, 2007 ieee international conference on* (p. 3609 -3614).

[McElhaney et al, 1995] McElhaney JH, Hopper RH, Nightingale RW. (1995) Mechanisms of basilar skull fracture. *J. Neurotrauma*, 12:669-678.

[Migliore et al., 2005] Migliore, S. A., Brown, E. A., y DeWeerth, S. P. (2005). Biologically inspired joint stiffness control. En *Icra* (p. 4508-4513).

[Morita y Sugano, 1997] Morita, T., y Sugano, S. (1997, jul). Development of an anthropomorphic forcecontrolled manipulator wam-10. En *Advanced robotics, 1997. icar '97. proceedings., 8th international conference on* (p. 701 -706).

Muchocatia. Disponible en www.muchocatia.es (Visitada en Febrero)

[Njus et al, n.d.] Njus, G. O., Liu, Y. K., y Nye, T. A. (n.d.).

[Nokata et al., 2002] Nokata, M., Ikuta, K., y Ishii, H. (2002). Safety-optimizing method of human-care robot design and control. En *Icra* (p. 1991-1996).

[Okada et al., 1999] Okada, M., Nakamura, Y., y Hoshino, S. (1999). Development of the cybernetic shoulder-a three dof mechanism that imitates biological shoulder-motion. En *Intelligent robots and systems, 1999. iros '99. proceedings. 1999 ieee/rsj international conference on* (Vol. 1, p. 543 -548 vol.1).

[Prasad, 1985] Prasad P., H. M. (1985). American the position of the united states delegation to the iso working group on the use of hic in the automotive environment, society of automotive engineers technical.

[R15.06, 1999] R15.06-1999 (R2009). Industrial Robots and Robot Systems - Safety Requirements. (New York: American National Standards Institute)

[R. Van Ham y Lefeber, 2009] R. Van Ham, B. V. K. H., T.Sugar, y Lefeber, D. (2009). Compliant actuator designs. *Robotics and Automation Magazine, IEEE*, 16(3), 81-94.

[Salisbury et al., 1988] Salisbury, K., Townsend, W., Ebrman, B., y DiPietro, D. (1988). Preliminary design of a whole-arm manipulation system (wams). *Proceedings 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 254-260. Disponible en <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=12057>

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

[Shin et al., 2010] Shin, D., Sardellitti, I., Park, Y.-L., Khatib, O., y Cutkosky, M. R. (2010). Design and control of a bio-inspired human-friendly robot. *I. J. Robotic Res.*, 29(5), 571- 584.

[Spong, 1987] Spong, M. (1987). Robots with elastic joints : Modeling and control. *In other words*, 109(4), 310-319. Disponible en <http://link.aip.org/link/?JDS/109/310/1>

[Sulzer et al., n.d.] Sulzer, J. S., Peshkin, M. A., y Patton, J. L. (n.d.). Mamonet: An exotendondriven rotary series elastic actuator for exerting joint torque. En *2005 IEEE 9th international conference on rehabilitation robotics icorr 2005 June 28 2005 July 1* (Vol. 2005, pp. 103–108). Institute of Electrical and Electronics Engineers Computer Society. Disponible en <http://dx.doi.org/10.1109/ICORR.2005.1501062>

[Thorson et al., 2007] Thorson, I., Svinin, M., Hosoe, S., Asano, F., y Taji, K. (2007). Design considerations for a variable stiffness actuator in a robot that walks and runs.

[Kikuchi et al., 2009] Kikuchi, K. O. T. K., K Ikeda, y Furusho, J. (2009).

[Tonietti et al., 2005] Tonietti, G., Schiavi, R., y Bicchi, A. (2005). Design and control of a variable stiffness actuator for safe and fast physical human/robot interaction. En *International conference on robotics and automation* (p. 526-531).

[Traver et al., 2000] Traver, V. J., Del Pobil, A. P., y Perez-Francisco, M. (2000). Making service robots human-safe. *Proceedings 2000 IEEEERSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems IROS 2000 Cat No00CH37113, 1*, 696-701. Disponible en <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=894685>

[Tsagarakis et al., 2009] Tsagarakis, N. G., Laffranchi, M., Vanderborght, B., y Caldwell, D. G. (2009). A compact soft actuator unit for small scale human friendly robots. En *Proceedings of the 2009 IEEE international conference on robotics and automation* (pp. 1998–2004). Piscataway, NJ, USA: IEEE Press. Disponible en <http://dl.acm.org/citation.cfm?id=1703435.1703756>

[UNE-EN, 1996] UNE-EN 775:1996. Robots manipuladores industriales. Seguridad. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR).

[UNE-EN, 2011] UNE-EN ISO 10218-1:2011. Robots y dispositivos robóticos. Requisitos de seguridad para robots industriales. Parte 1: Robots. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR).

[Van Damme et al., 2010] Van Damme, M., Beyl, P., Vanderborght, B., Versluys, R., Van Ham, R., Vanderniepen, I., y cols. (2010). The safety of a robot actuated by pneumatic muscles: A case study. *International Journal of Social Robotics*, 2, 289- 303. Disponible en <http://dx.doi.org/10.1007/s12369-009-0042-2>

[Vanderborght et al., 2009] Vanderborght, B., Tsagarakis, N. G., Semini, C., Ham, R. V., y Caldwell, D. G. (2009). Maccepa 2.0: Adjustable compliant actuator with stiffening characteristic for energy efficient hopping. En *Icra'09* (p. 544-549).

[Verrelst et al., 2005] Verrelst, B., Ham, R. V., Vanderborght, B., Daerden, F., Lefeber, D., y Vermeulen, J. (2005). The pneumatic biped lucy actuated with pleated

pneumatic artificial muscles. *Autonomous Robots*, 18, 201-213. Disponible en <http://dx.doi.org/10.1007/s10514-005-0726-x>

[Versace, 1971] Versace, J. (1971). A review of the severity index. En *15th stapp car crash conference* (p. 771-796).

[WAM, 2011] The new WAM arm (Visitada en agosto 2012) <http://www.barrett.com/robot/products-arm.htm>

[Williamson et al., 1995] Williamson, M. M., Williamson, M. M., Pratt, G. A., y Morgenthaler, F. R. (1995). Series elastic actuators.

[Wolf y Hirzinger, 2008] Wolf, S., y Hirzinger, G. (2008). A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation. *2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1741-1746. Disponible en <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=4543452>

[Yamada et al., 1997] Yamada, Y., Hirasawa, Y., Huang, S., Umetani, Y., y Suita, K. (1997). Humanrobot contact in the safeguarding space. *IEEE-ASME Transactions on Mechatronics*, 2, 230–236.

[Yobotics, 2011] Yobotics. (Visitada en: Agosto 2011). *Series elastic actuators*.

[Zinn et al, 2002a] Zinn, M., Khatib, O., Roth, B., y Salisbury, J. K. (2002a). A new actuation approach for human friendly robot design. En *International symposium on experimental robotics*, s. angelo dischia, i (p. 379-398).

[Zinn et al, 2002b] Zinn, M., Khatib, O., Roth, B., y Salisbury, J. K. (2002b). A new actuation approach for human friendly robot design. En *International symposium on experimental robotics*, s. angelo dischia, i (p. 379-398).

[Zurada, 1993] Zurada, A. L. W. e. a., J. (1993). A neuro-fuzzy approach for robot system safety. En *ieee transactions on systems, man and cybernetics - part c: Applications and reviews* (Vol. 31, p. 49-64).

ANEJOS

A continuación se presenta en la Figura 104, las principales características del modelo elegido como motor principal de la marca Harmonic Drive, el modelo es el CHA 25-A.

Antrieb Actuator	Einheit Unit	CHA-25A					
Untersetzung Ratio		30	50	80	100	120	160
Maximales Drehmoment Maximum output torque	Nm	50	98	137	157	167	176
Maximale Drehzahl Maximum output speed	min ⁻¹ /rpm	187	112	70	56	47	35
Stillstandsrehmoment Continuous stall torque	Nm	38	55	87	108	108	108
Maximalstrom Maximum current	Arms	3,5	4,0	3,4	3,2	2,8	2,2
Stillstandstrom Continuous stall current	Arms	2,7	2,3	2,2	2,2	1,9	1,4
Lastfreier Anlaufstrom No load starting current	Arms	0,21	0,19	0,15	0,15	0,15	0,14
Leerlaufstromkonstante (30°C) No load current constant (30°C)	10 ⁻³ A/min ⁻¹ 10 ⁻³ A/rpm	3,6	5,9	9,5	11,8	14,2	19,0
Leerlaufstromkonstante (80°C) No load current constant (80°C)	10 ⁻³ A/min ⁻¹ 10 ⁻³ A/rpm	1,3	2,1	3,3	4,2	5,0	6,6
Entmagnetisierungsstrom Demagnetisation current	Arms	15,0					
Drehmomentkonstante (Abtrieb) Torque constant (at output)	Nm/A	15,5	26,0	42,5	53,1	63,9	85,0
Drehmomentkonstante (Motor) Torque constant (motor)	Nm/A	0,55					

Figura 104. Características del catálogo del HD CHA 25-A.

En la Figura 105 y 106 se observan las principales características del conjunto accionador elegido, compuesto por un motor y un husillo, de la marca china Resin Mobo, modelo RM1020BP2.

RM1020BP2 Shaft dia. (軸径) $\phi 10$ Lead (リード) 20mm Backlash free type (バックラッシュフリータイプ)

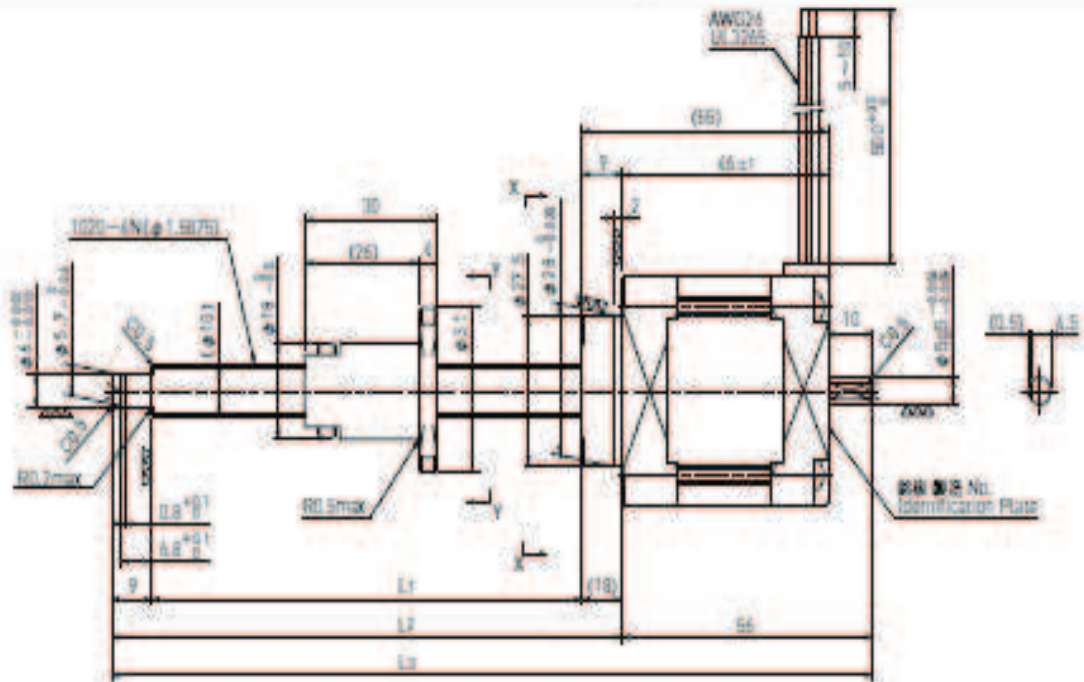


Figura 105. Plano de medidas del RM1020BP2-100.

Model 型式	Travel ストローク (mm)	Shaft Length ねじ長さ (mm)			Mass 質量 (g)	Rotor Inertia ローターイナーシャ (g-cm ²)	Recommended accessories 推奨アクセサリ	Recommended Drivers 推奨ドライバ
		L ₁	L ₂	L ₃				
RM1020BP2-100F-M/BM	100	146	164	220	450	79	Motor side Supporting plate E-タ側サポートプレート MP-42A or MP-42B	KS9110 SD4830B (Micro Step)
RM1020BP2-150F-M/BM	150	196	214	270	480	83	Supported side Bracket 支持側ブラケット SP-42	
RM1020BP2-200F-M/BM	200	246	264	320	510	87		
RM1020BP2-300F-M/BM	300	346	364	420	570	95		

Lead Screw Specifications ネジの仕様	
Accuracy grade 精度等級	Equivalent to JIS C10 C10相当
Thread direction 巻方向	Right 右
Axial play 軸方向の遊び	0mm
Reference Thrust 参考推力	100N
Shaft material ねじ軸材質	Stainless steel ステンレス鋼
Nut material ナット材質	MC nylon (Nippon Polyphenic) MCナイロン(日本ポリペニコ)
Surface hardness ねじ軸表面硬度	—
Lubricant 潤滑剤	—

Motor Specifications モータ仕様	
Basic step angle 基本ステップ角	1.8°
Driving method 励磁方式	2-phase Uni-polar 2相ユニポーラ方式
Rated Voltage 定格電圧	DC 4.0 V
Rated current 定格電流	1.2A/phase 1.2A/相
Winding resistance 巻線抵抗	3.3Ω
Holding Torque ホールディングトルク	0.32Nm
Rotor Inertia ローターイナーシャ	See table above 上表参照
Operating temperature 使用温度範囲	-20°C ~ 50°C

Figura 106. Tabla de características del RM1020BP2-100.

A continuación se presenta el archivo .m utilizado en el Capítulo 8.

Datos_ARV.m

```

clear all
clc
%Datos a introducir
%para cuerpos cuya masa no se desprecia
masanula=0.01; % kg
desp=1e-10;
inercianula=desp*eye(3); % kg*m2
%Motor1
MasaMotor1=6.1; % kg
InerciaMotor=3.9e-4; % kg*m2 (Inercia antes de la reductora)
InerciaMotor1=[desp 0 0; 0 desp 0; 0 0 InerciaMotor];
i1=100; % relación de transmisión
RadioPinon1=5; % mm
RadioRueda1=RadioPinon1*i1; % mm
i2=100; % relación de transmisión
RadioPinon2=5; % mm
RadioRueda2=RadioPinon2*i2; % mm
Disteje1=RadioPinon1+RadioRueda1; % mm
Disteje2=RadioPinon2+RadioRueda2; % mm
if Disteje1~=Disteje2
disp('ERROR. debe cumplirse que Disteje1=Disteje2')
pause
else
Distejes=Disteje1;
end
%Salida M1
MasaSalidaM1=0.452;
InerciaSalidaM1=[0.003 0 0; 0 0.003 0; 0 0 4.064e-5];

```


%Eslabon inferior

MasaInferior=0.408;

InercialInferior=[1.426e-4 0 0; 0 0.003 0; 0 0 0.003];

%Motor2

MasaM2=0.45;

InerciaM2=[4.282e-4 0 0; 0 4.282e-4 0; 0 0 5.768e-005];

%Eslabón intermedio

MasaIntermedio=0.231; %kg

InercialIntermedio=[8.135e-5 0 0; 0 5.522e-4 0; 0 0 6.299e-4]; % kg.m2

%SoportePolea

MasaPolea=0.085;

InerciaPolea=[4.324e-5 0 0; 0 4.324e-5 0; 0 0 5.906e-6];

%BallscREW

MasaBallscREW=0.05; % kg

InerciaBallscREW=[8e-7 0 0; 0 5e-5 0; 0 0 5e-5]; % kg*m2

%Resorte

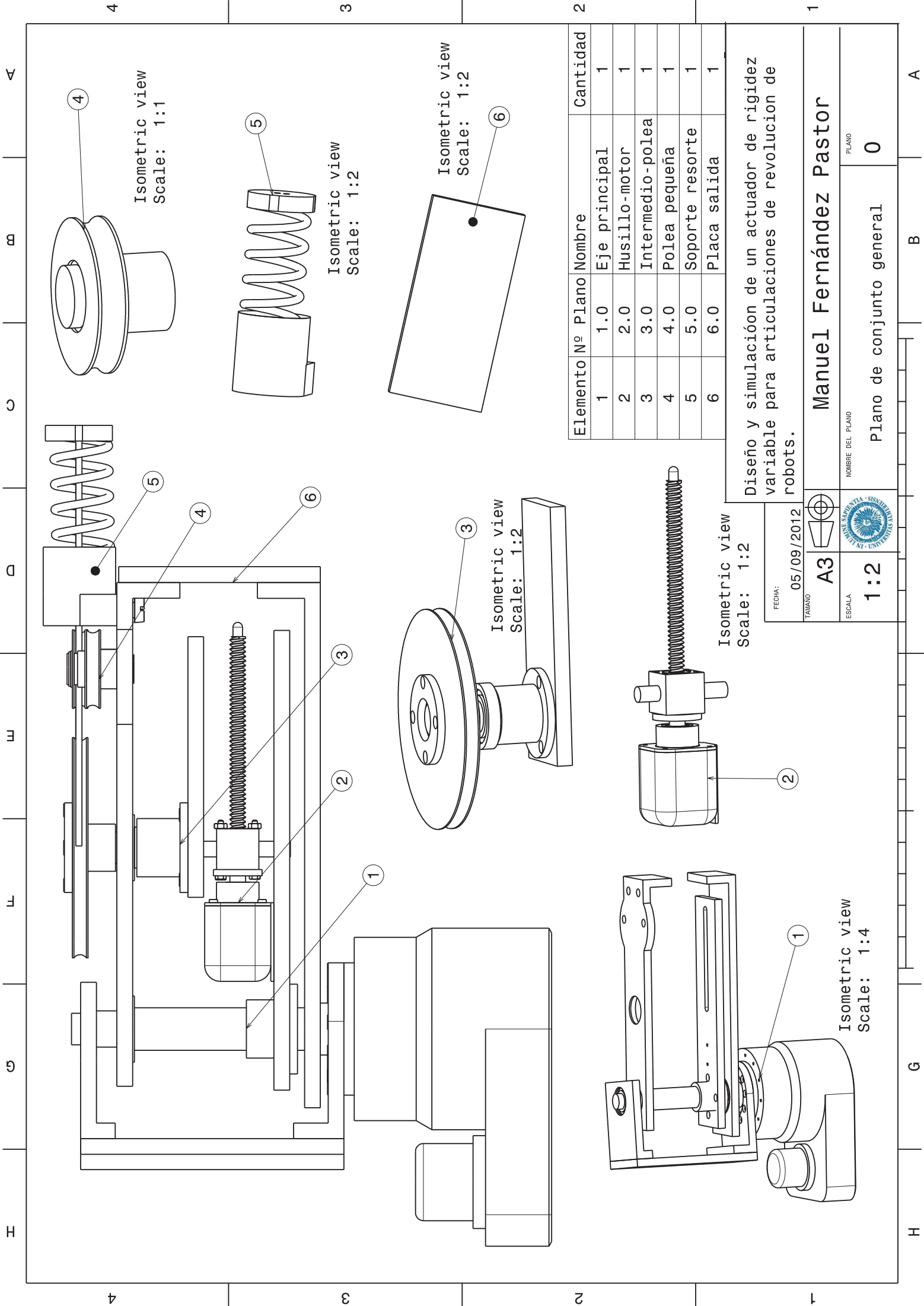
Krig=30 ; % Nm/rad (rig. equivalente torsional)

b=2.5; % Ns/m

%Eslabón superior

MasaSuperior=0.515; % kg

InerciaSuperior=[2.16e-4 0 0; 0 0.005 0; 0 0 0.005]; % kg*m2



Isometric view
Scale: 1:1

Isometric view
Scale: 1:2

Isometric view
Scale: 1:2

Isometric view
Scale: 1:2

Isometric view
Scale: 1:2

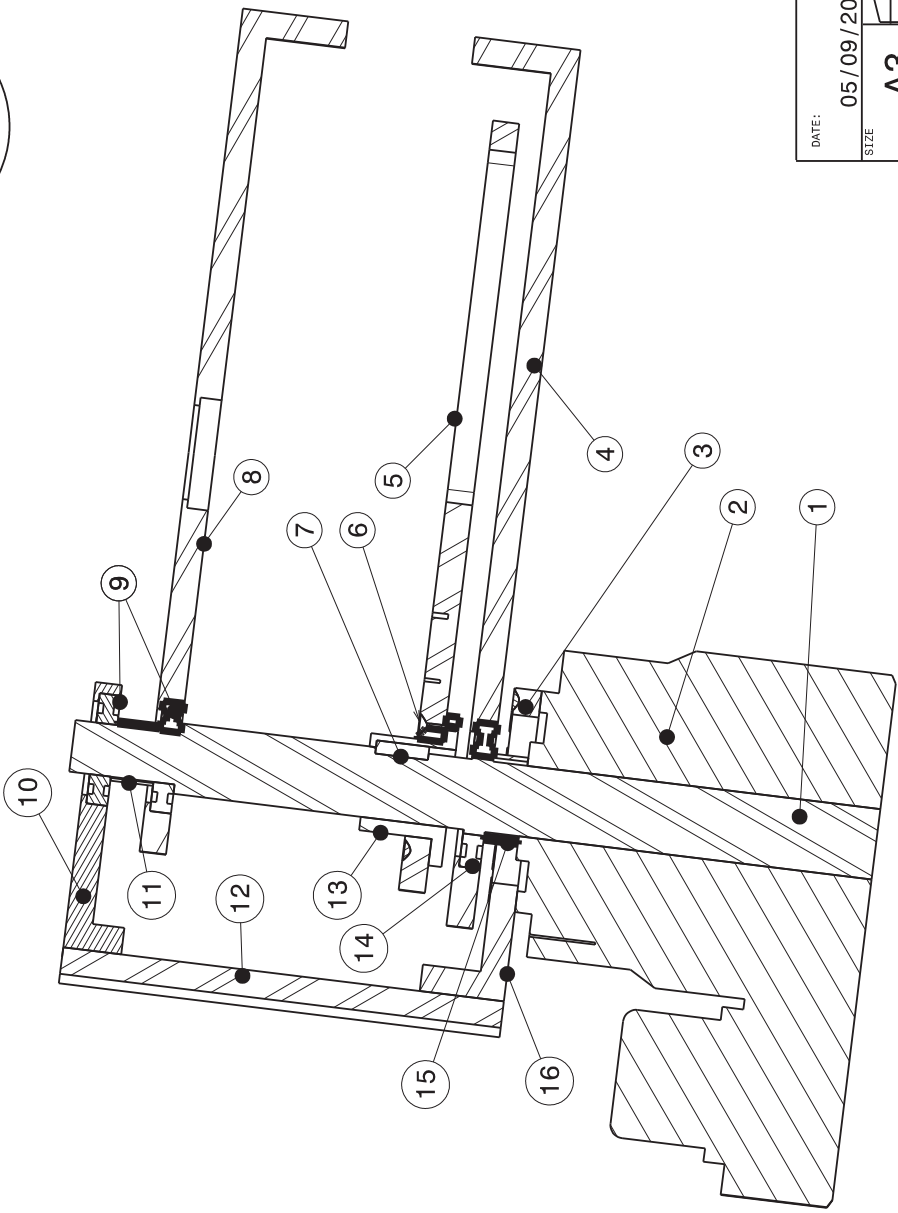
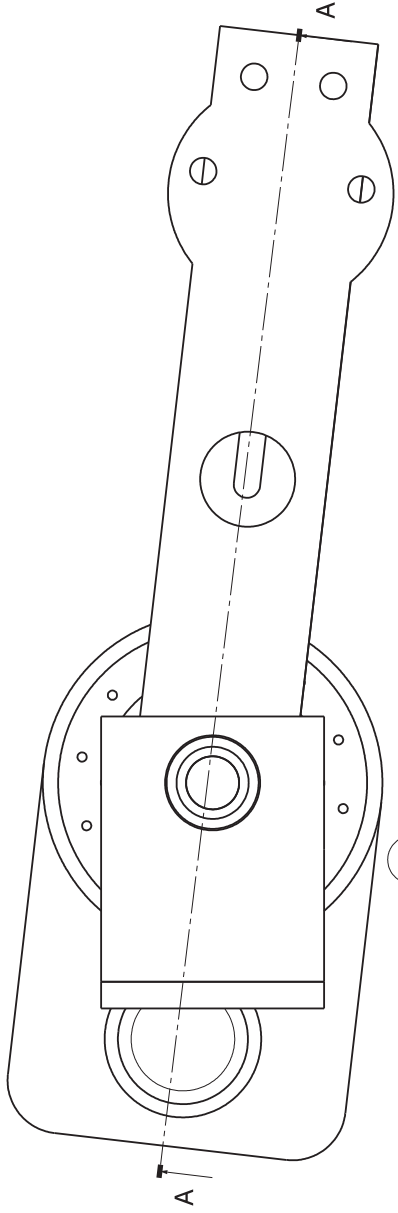
Isometric view
Scale: 1:4

Elemento	Nº Plano	Nombre	Cantidad
1	1.0	Eje principal	1
2	2.0	Husillo-motor	1
3	3.0	Intermedio-polea	1
4	4.0	Polea pequeña	1
5	5.0	SopORTE resorte	1
6	6.0	Placa salida	1

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots.

FECHA: 05/09/2012
TAMAÑO: A3
ESCALA: 1:2

Manuel Fernández Pastor
PLANO
Plano de conjunto general 0



Elemento	Nº Plano	Nombre	Cantidad
1	1.1	Eje principal	1
2	-	Motor HD CHA-25 A	1
3	-	Tornillo DIN 7991 M5x20	12
4	1.2	Placa seguridad	1
5	1.3	Placa inferior	1
6	-	Tornillo DIN 7991 M4x15	4
7	-	Chaveta DIN 6883 5x8x20	1
8	1.4	Placa superior	1
9	-	Rodamiento FAG- 16004	2
10	1.5	Bancada superior	1
11	1.6	Separador superior	1
12	1.7	Bancada vertical	1
13	1.8	Cazoleta base	1
14	-	Rodamiento FAG- 16005	1
15	1.9	Separador inferior	1
16	1.10	Soporte motor	1

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots.

DATE: 05/09/2012

SIZE: A3

SCALE: 1:2

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



DRAWING NAME

Manuel Fernández Pastor

Section view A-A

SHEET

Plano de conjunto: eje principal 1.0

A

B

G

H

4

3

2

1

4

3

2

1

D

C

B

A

4

4

3

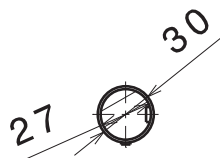
3

2

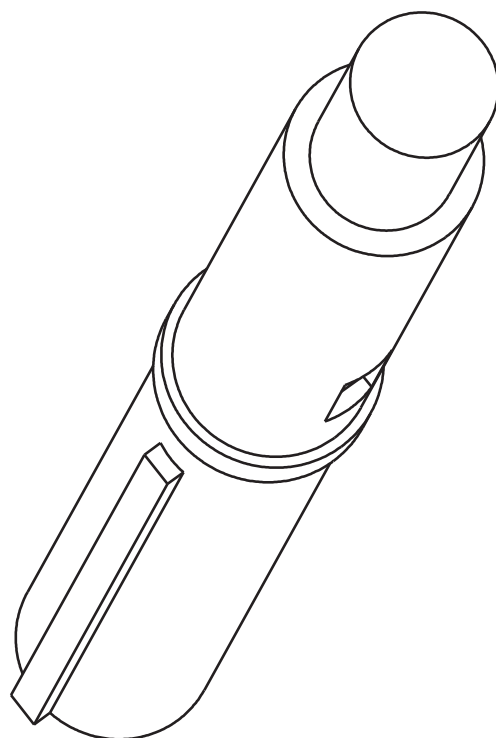
2

1

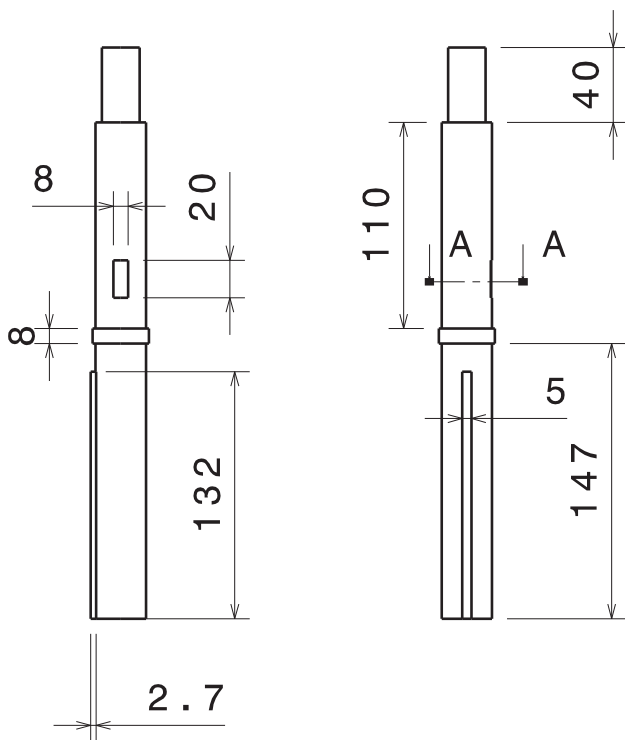
1



Section view A-A



Isometric view
Scale: 1:1



MATERIAL: AL 7075		Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.	
FECHA 14/08/2012			
TAMAÑO A4		Manuel Fernández Pastor	
ESCALA 1:4	PESO (kg) 0.425	NOMBRE DEL PLANO Eje principal	PLANO 1.1



D

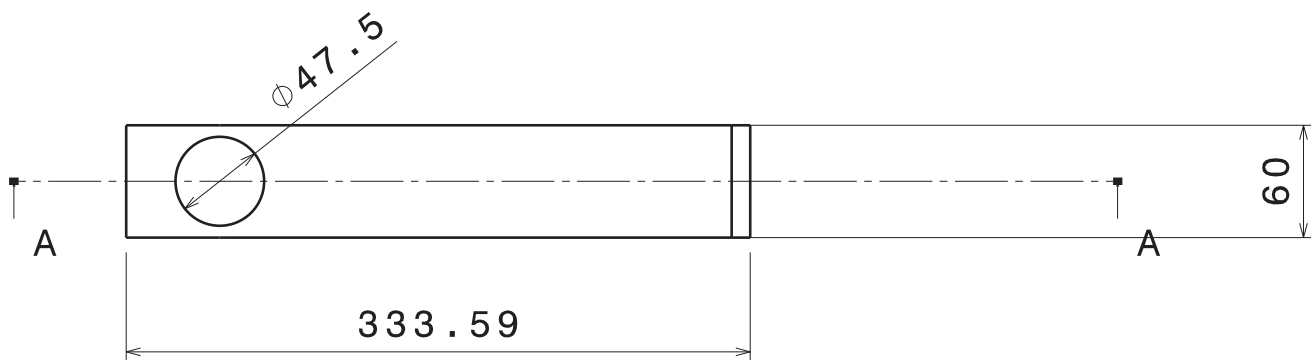
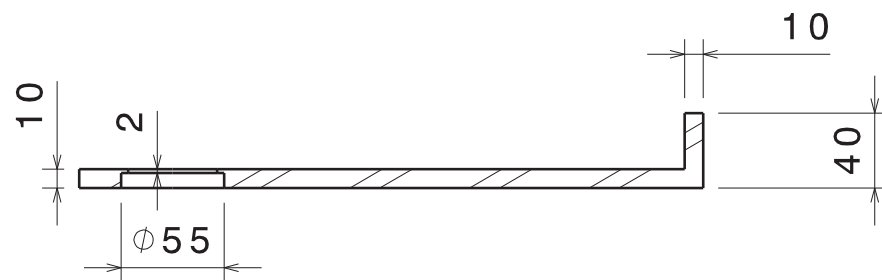
A

D

C

B

A



Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:4

WEIGHT (kg)
0.53

DRAWING NAME

Placa seguridad

SHEET
1.2



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

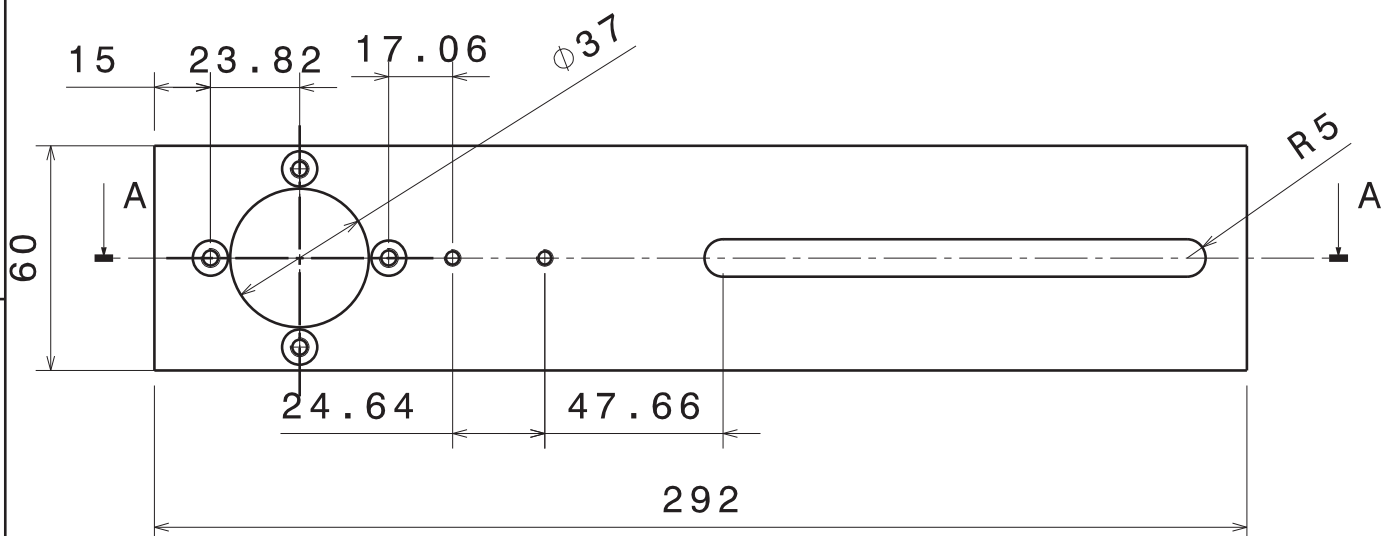
C

B

A

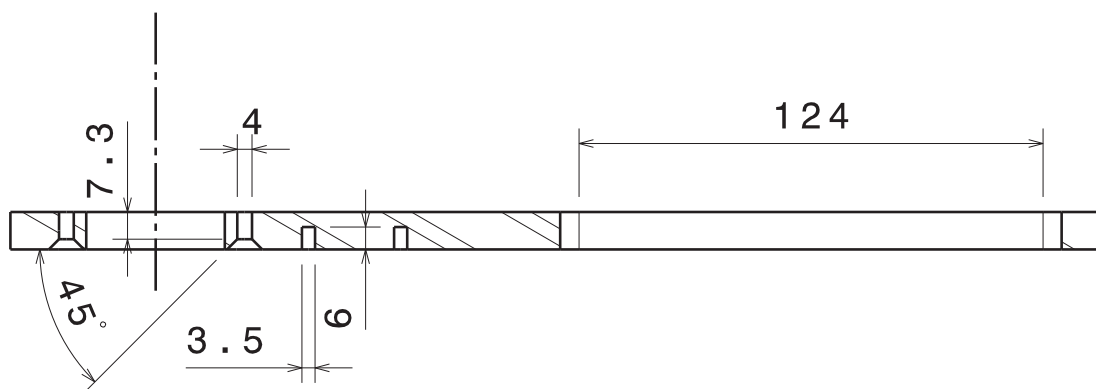
4

4



3

3



Section view A-A

2

2

Material:

AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:2WEIGHT (kg)
0.408DRAWING NAME
Placa inferiorSHEET
1.3

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

D

C

B

A

4

3

2

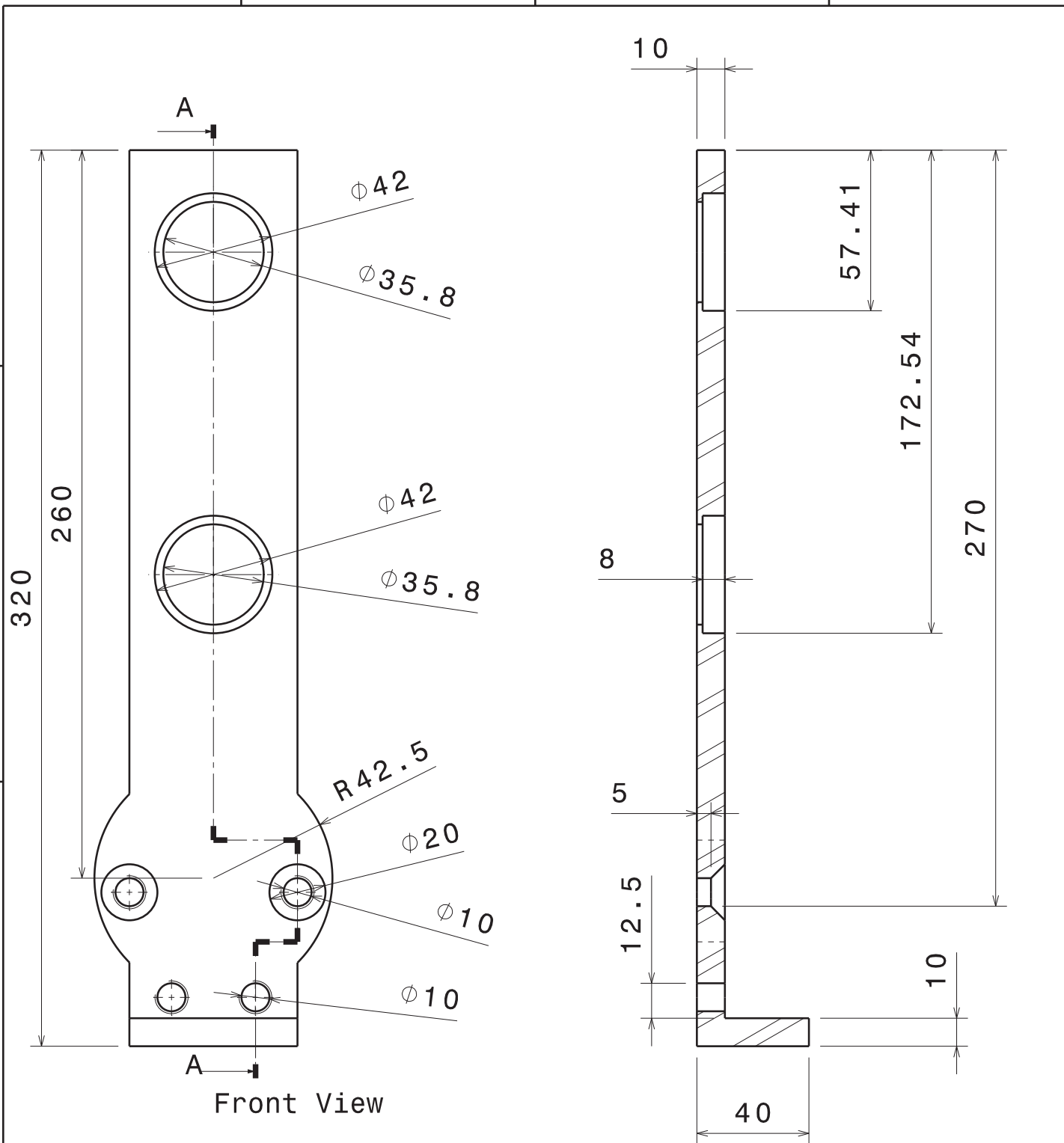
1

4

3

2

1



Front View

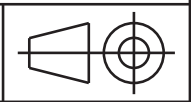
Section view A-A

Material:
AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:2

WEIGHT (kg)
0.515

DRAWING NAME
Placa superior

SHEET
1.4



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

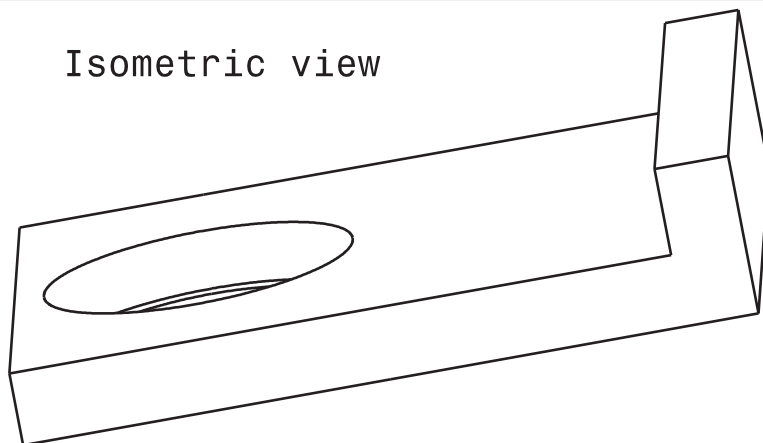
D

C

B

A

Isometric view



4

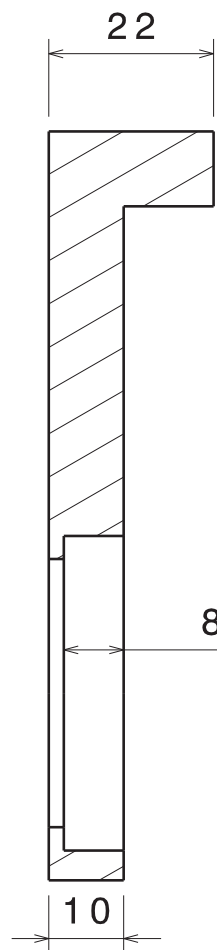
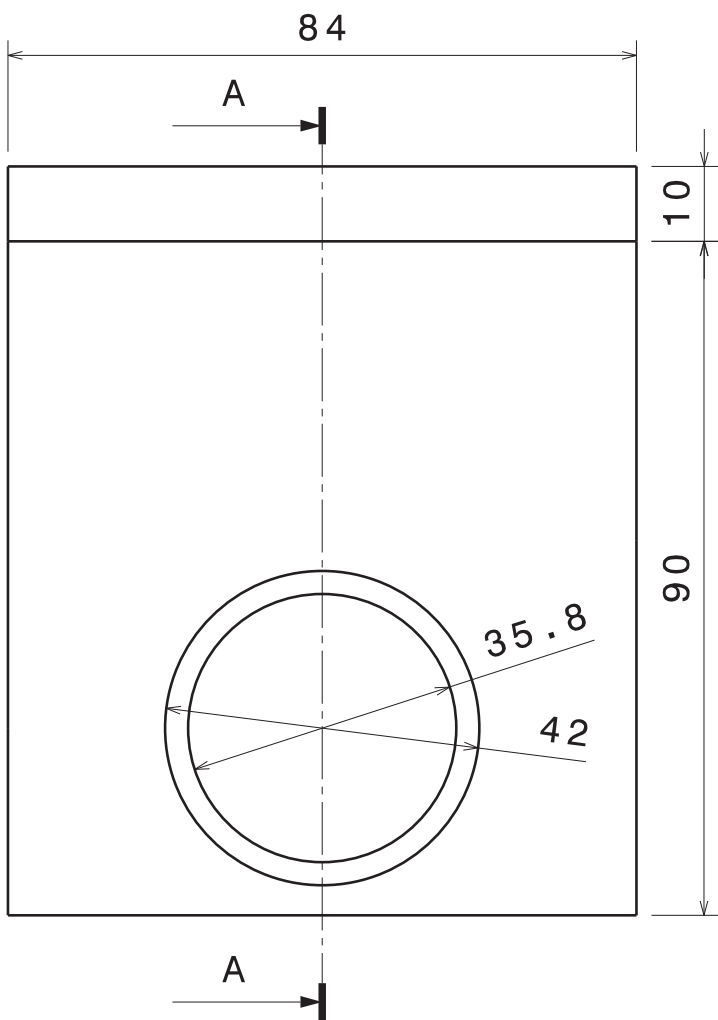
4

3

3

2

2



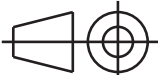
Section view A-A

MATERIAL:

AL 7075

**Diseño y simulación de un
 actuador de rigidez variable
 para articulaciones de
 revolución de robots.**

FECHA:
 14/08/2012

TAMAÑO:
A4 

Manuel Fernández Pastor

ESCALA:
1:1 PESO (kg)
0.081

NOMBRE DEL PLANO
Bancada superior

PLANO
1.5



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

1

D

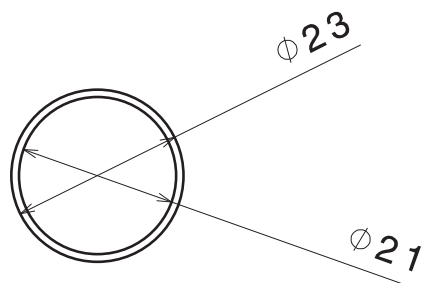
C

B

A

4

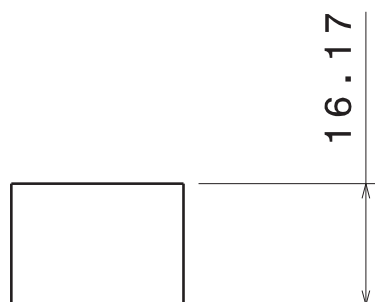
4



Bottom view

3

3



Front view

2

2

Material:

AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1 WEIGHT (kg)
0.003

DRAWING NAME
Separador superior

SHEET
1.6



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

1

D

C

B

A

4

167.34

4



Bottom view

10

3



3

Front view

84

2

2

1

1

Material:

AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1 WEIGHT (kg)
0.381

DRAWING NAME
Bancada vertical

SHEET
1.7



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

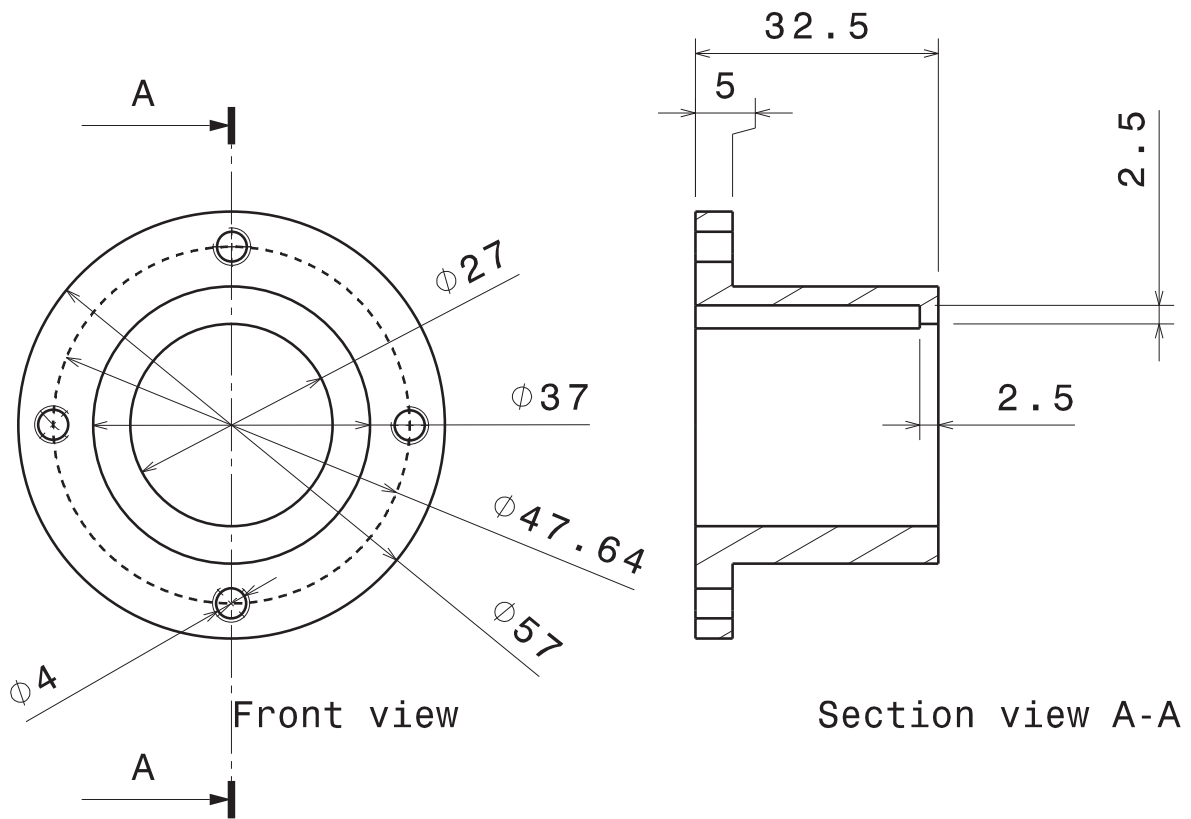
3

2

2

1

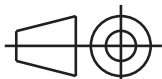
1



Material:

AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

0.062

DRAWING NAME

Cazoleta base

SHEET

1.8

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

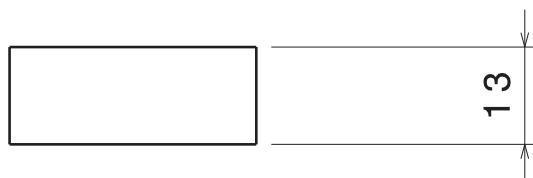
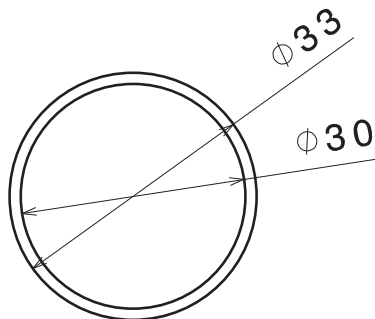
3

2

2

1

1



Material:

AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1 WEIGHT (kg)
0.005

DRAWING NAME
Separador inferior

SHEET
1.9



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

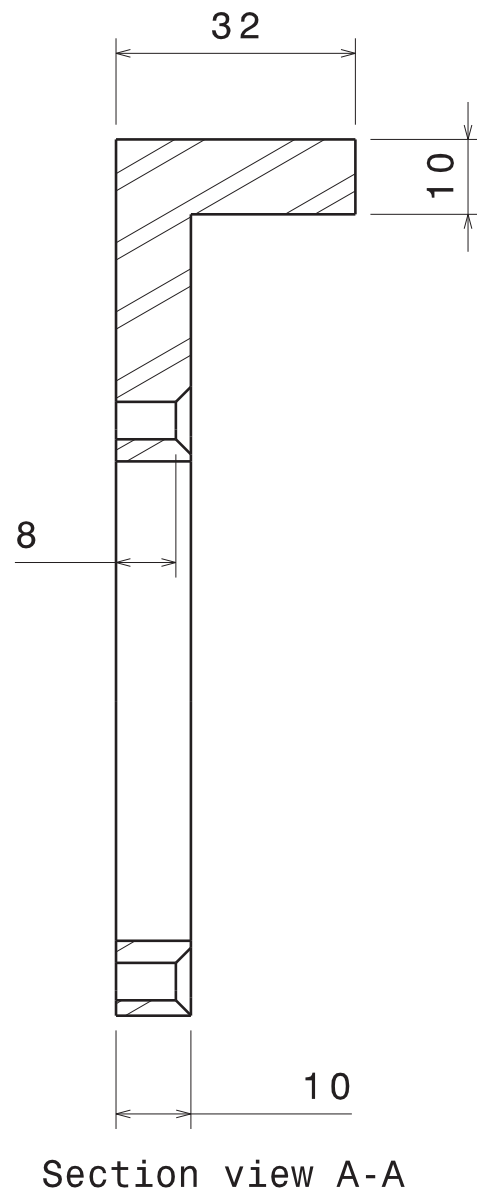
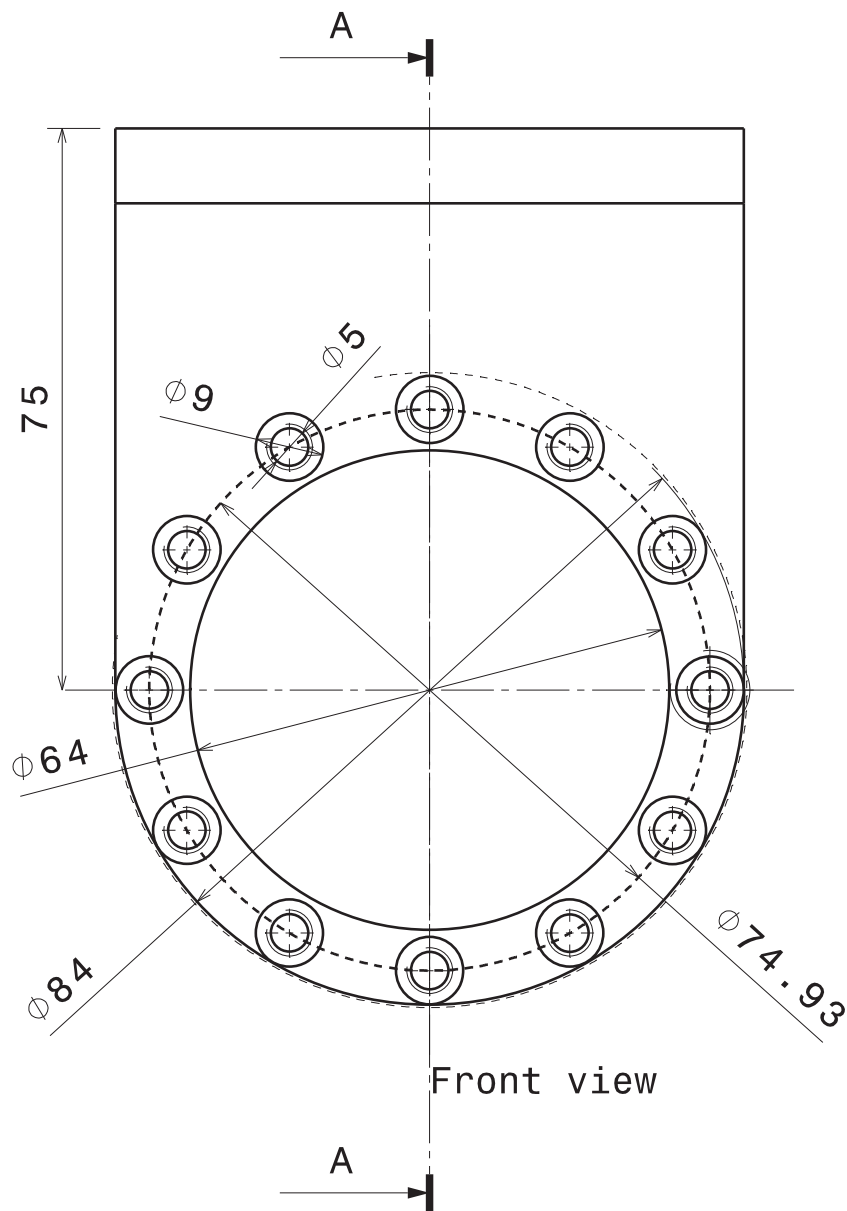
3

2

4

3

2



Material:

AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

0.201

DRAWING NAME

Soporte motor

SHEET

1.10

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

4

3

2

1

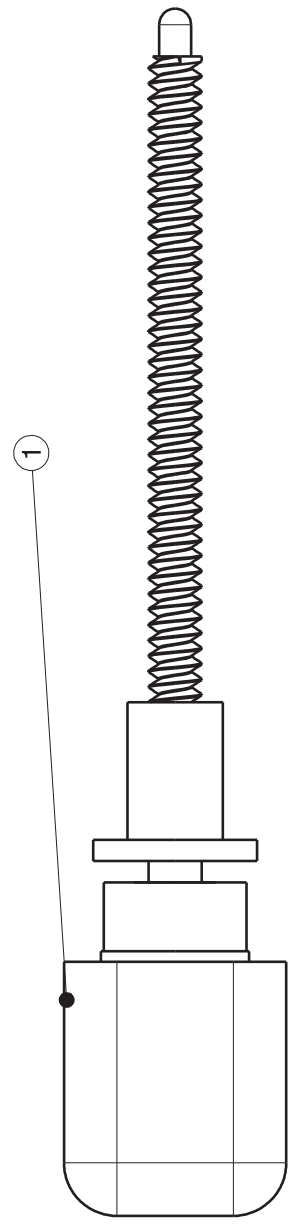
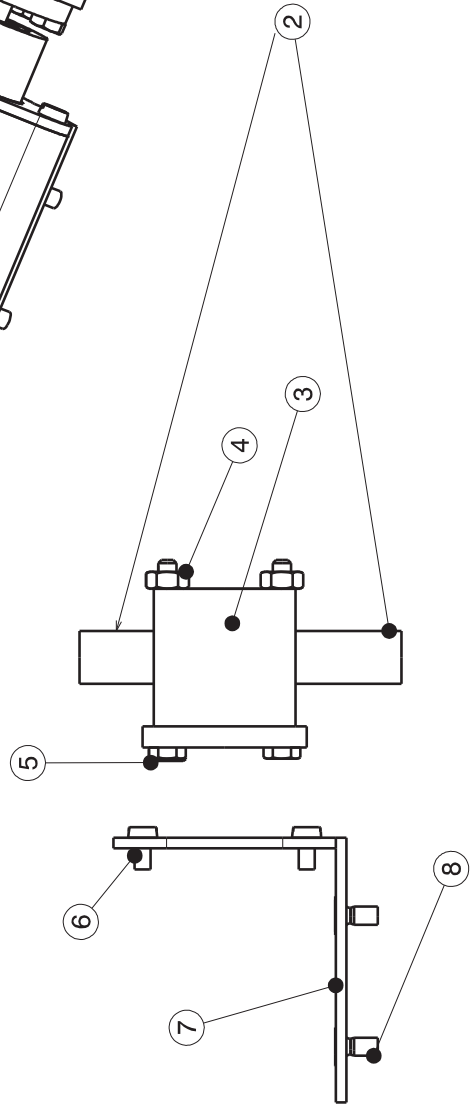
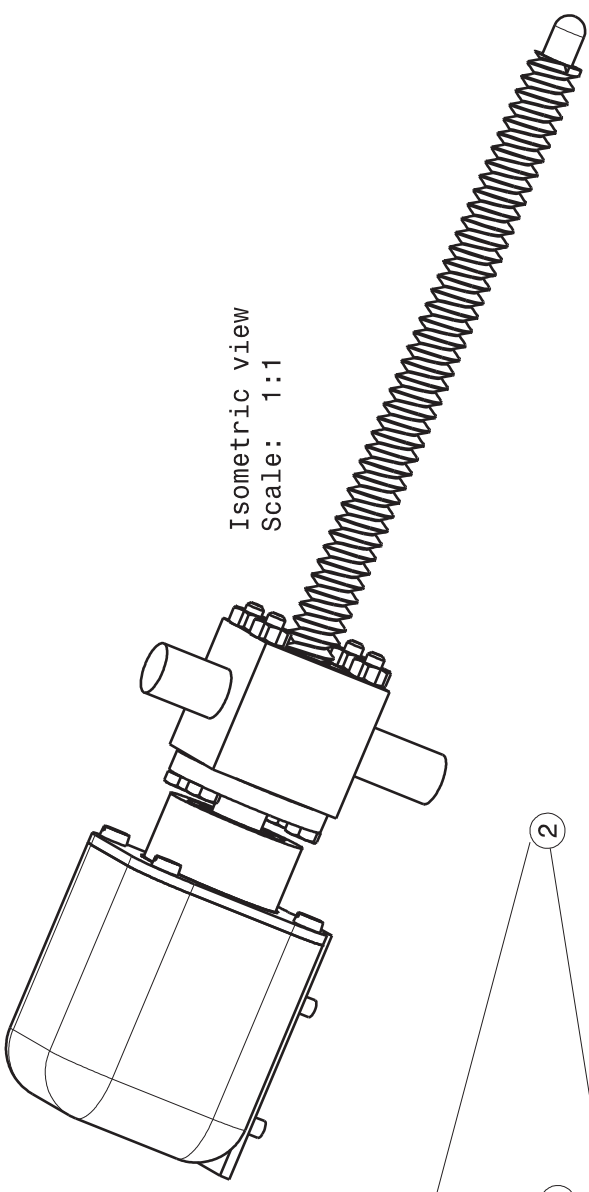
4

3

2

1

A B C D E F G H



Elemento	Nº plano	Nombre	Cantidad
1	-	Resin MoBo(RM1020BP2 -100)	1
2	2.1	Deslizaderas plastico	1
3	2.2	Pivote	1
4	-	Tuerca hexagonal DIN 937	4
5	-	Tornillo DIN 912 3.5x35	4
6	-	Tornillo DIN 7991 M3x5	4
7	2.3	Placa fijación motor	1
8	-	Tornillo DIN 7991 3.5x8	2

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revoluciones de robots.

DATE: 05/09/2012

SIZE: A3

SCALE: 1:1

DRAWING NAME: Manuel Fernández Pastor

SHEET: Plano de conjunto: motor-husillo 2.0

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

A B C D E F G H

D

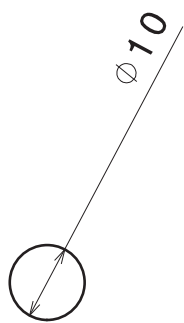
C

B

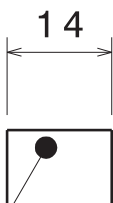
A

4

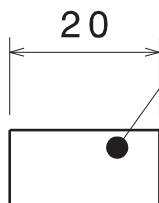
4



Right view



Front view



Left view

1

2

2

1

3

2

2

Elemento	Posición
1	Superior
2	Inferior

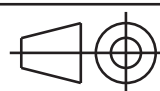
Isometric view

Material:
Plástico

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.008

DRAWING NAME
Deslizaderas de plastico

SHEET
2.1



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1

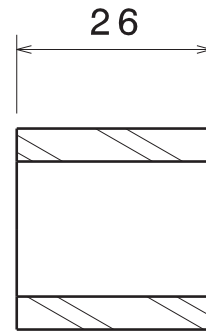
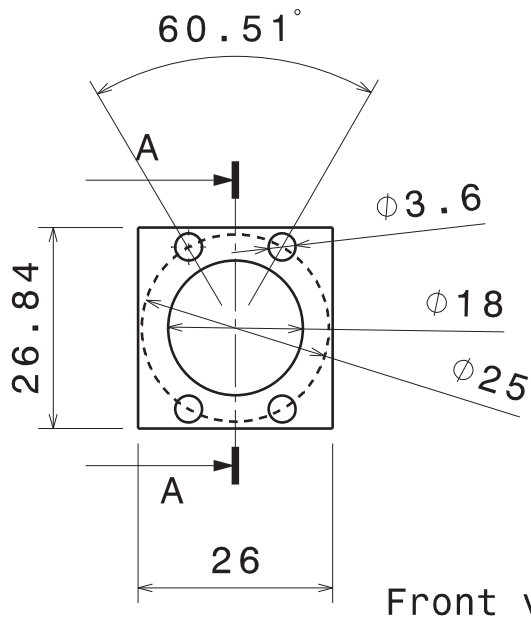
1

D

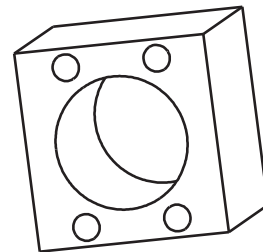
C

B

A



Section view A-A
Scale: 1:1



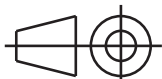
Isometric view

Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

0.028

DRAWING NAME

Pivote

SHEET

2.2



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

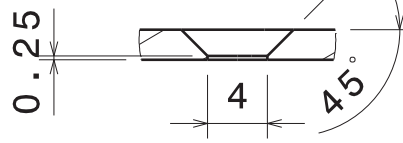
3

2

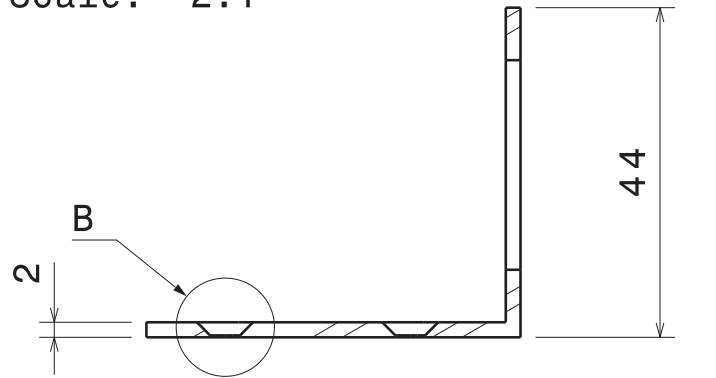
2

1

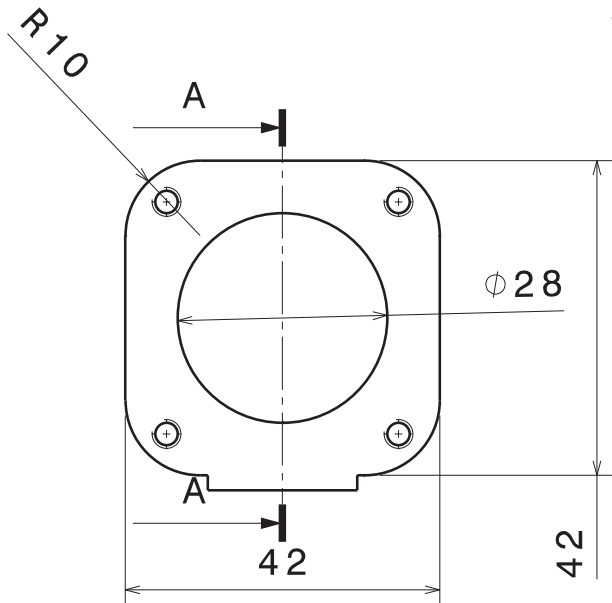
1



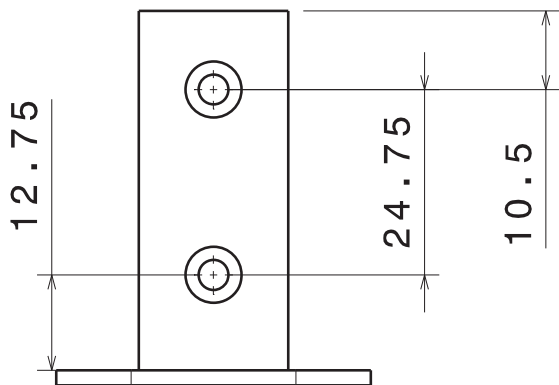
Detail B
Scale: 2:1



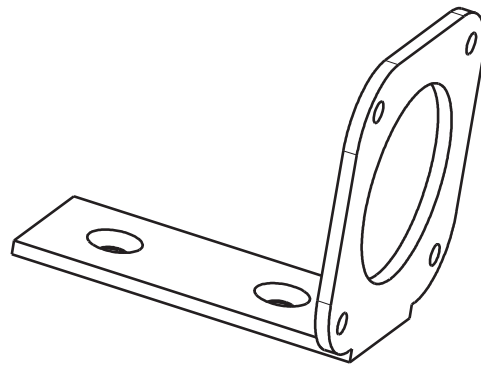
Section view A-A



Front view



Top view



Isometric view

Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.011

DRAWING NAME
Placa fijación motor

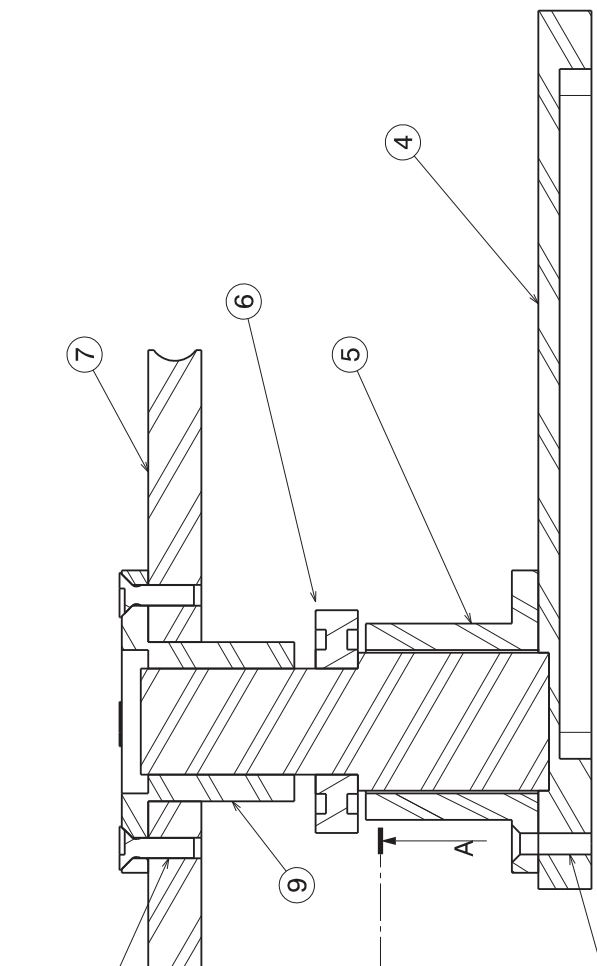
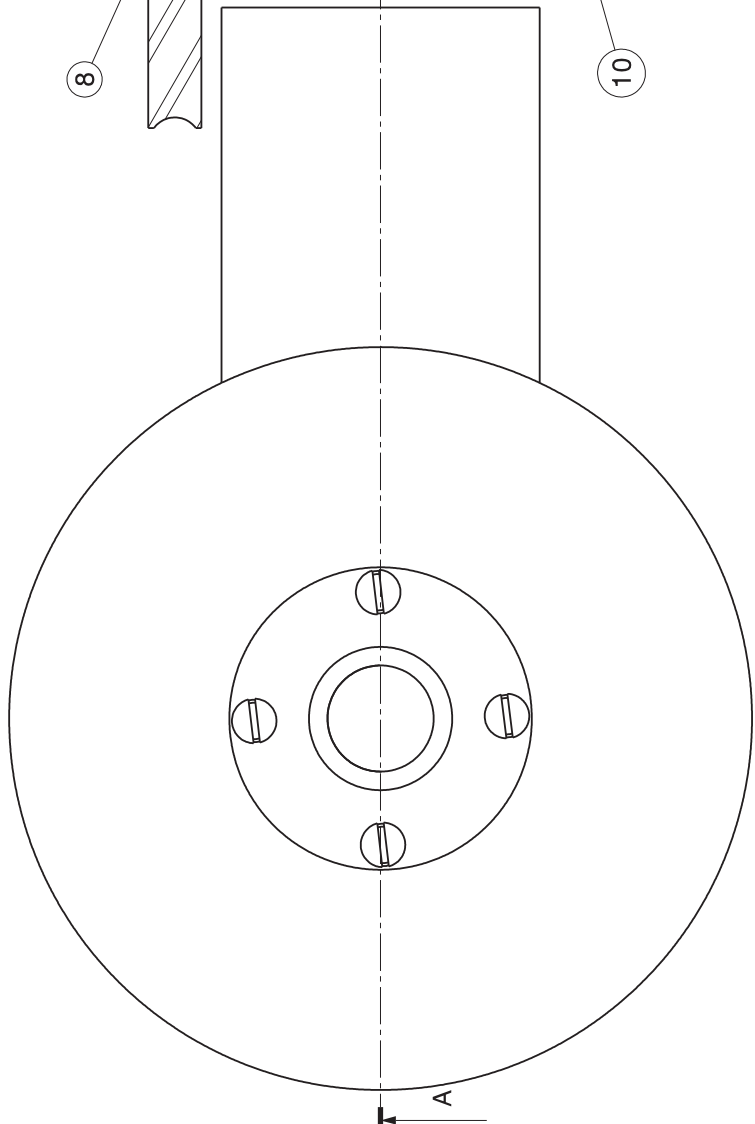
SHEET
2.3



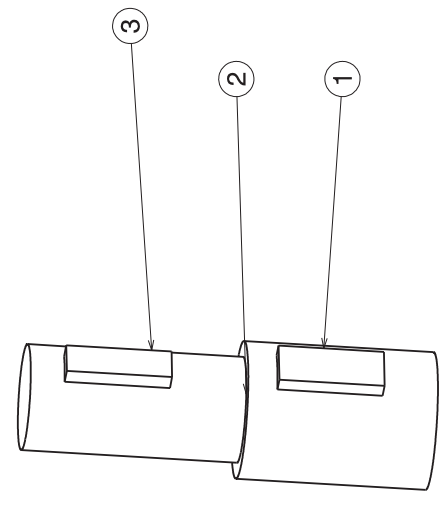
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A



Section view A-A



Isometric view

Elemento	Nº plano	Nombre	Cantidad
1	-	Chaveta DIN 6883 20x8x5	1
2	3.1	Soporte polea	1
3	-	Chaveta DIN 6883 20x6x6	1
4	3.2	Placa intermedia	1
5	3.3	Cazoleta intermedia	1
6	-	Rodamiento FAG- 6004	1
7	3.4	Polea principal	1
8	-	Tornillo DIN7991 M4x14	4
9	3.5	Cazoleta superior	1
10	-	Tornillo DIN7991 M4x14	3

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolución de robots.

FECHA: 05/09/2012
TAMAÑO: A3



ESCALA: 1:1

Manuel Fernández Pastor

NOMBRE DEL PLANO

Plano de conjunto:intermedio-polea 3.0

PLANO

H B A

D

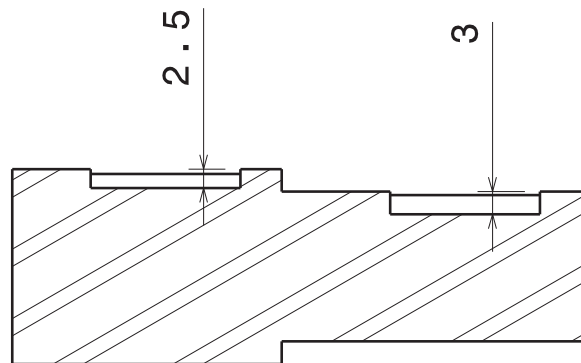
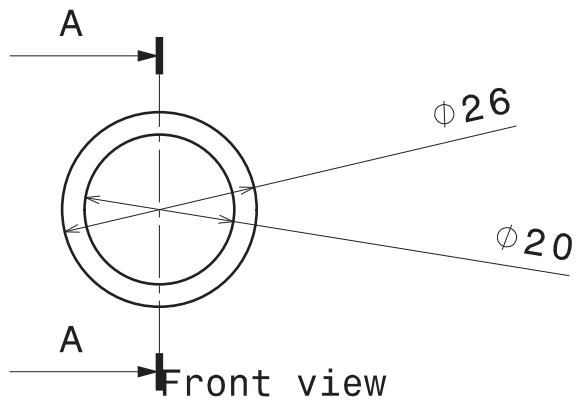
C

B

A

4

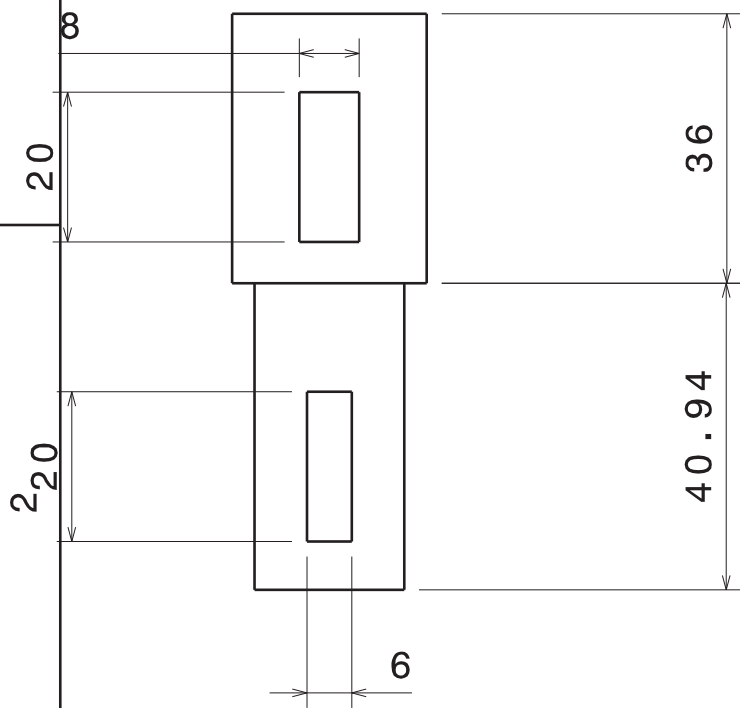
4



Section view A-A

3

3



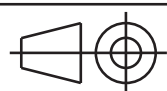
2

Material:
AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.085

DRAWING NAME
Soporte polea

SHEET
3.1

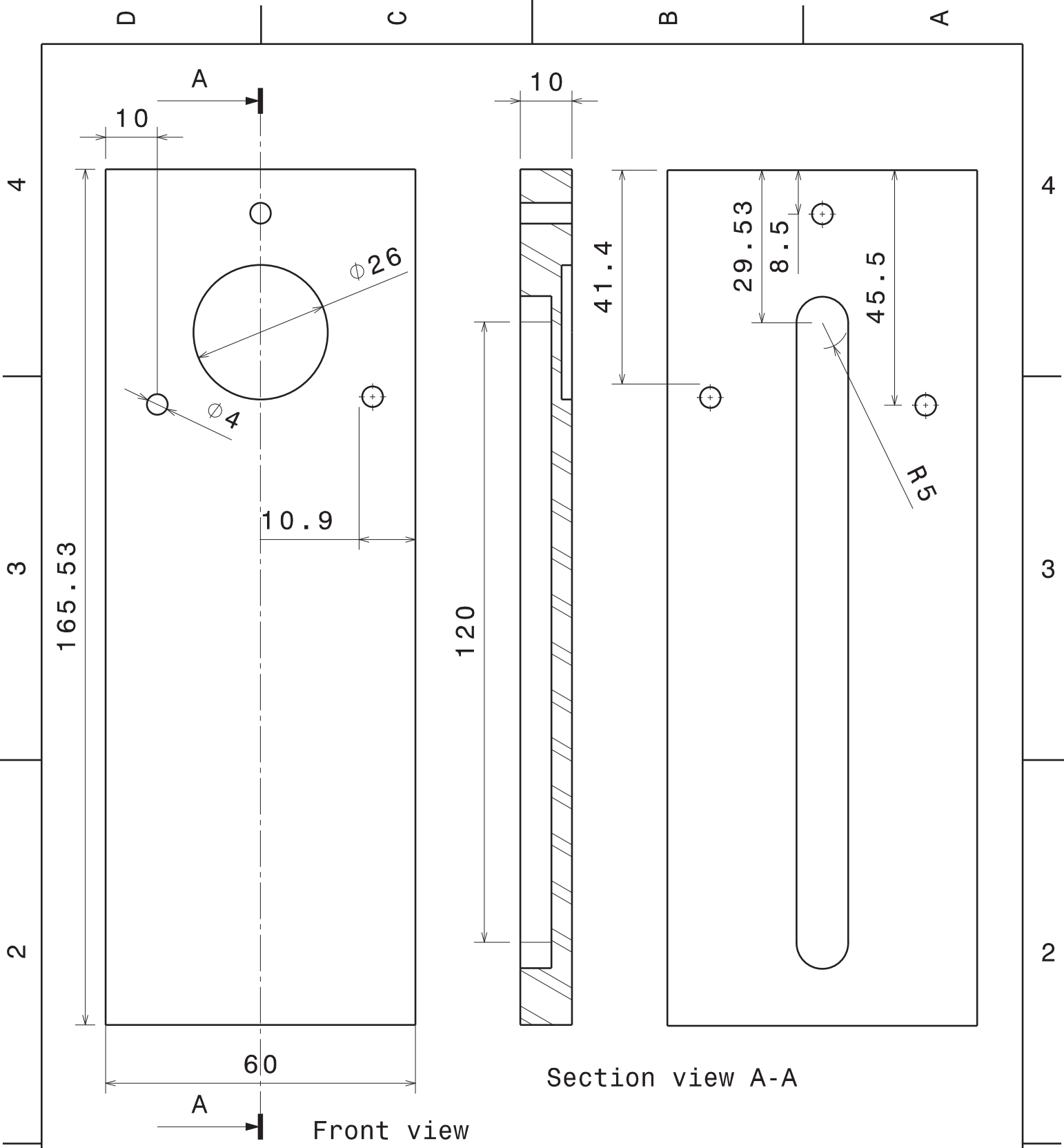


This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

1



Material:
AL 7075

Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.244

DRAWING NAME
Placa intermedia



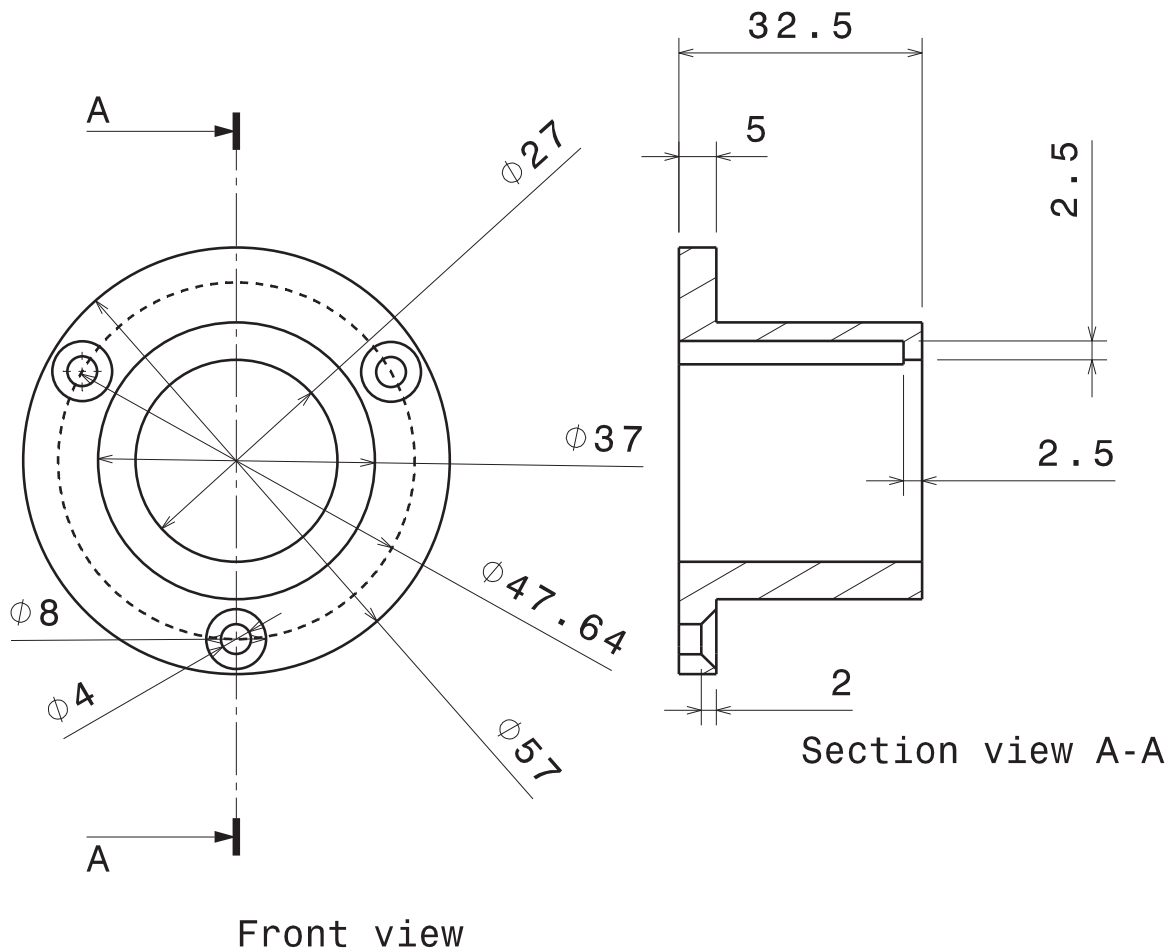
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

C

B

A

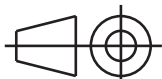


Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

0.062

DRAWING NAME

Cazoleta intermedia

SHEET

3.3

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



D

A

D

C

B

A

4

4

3

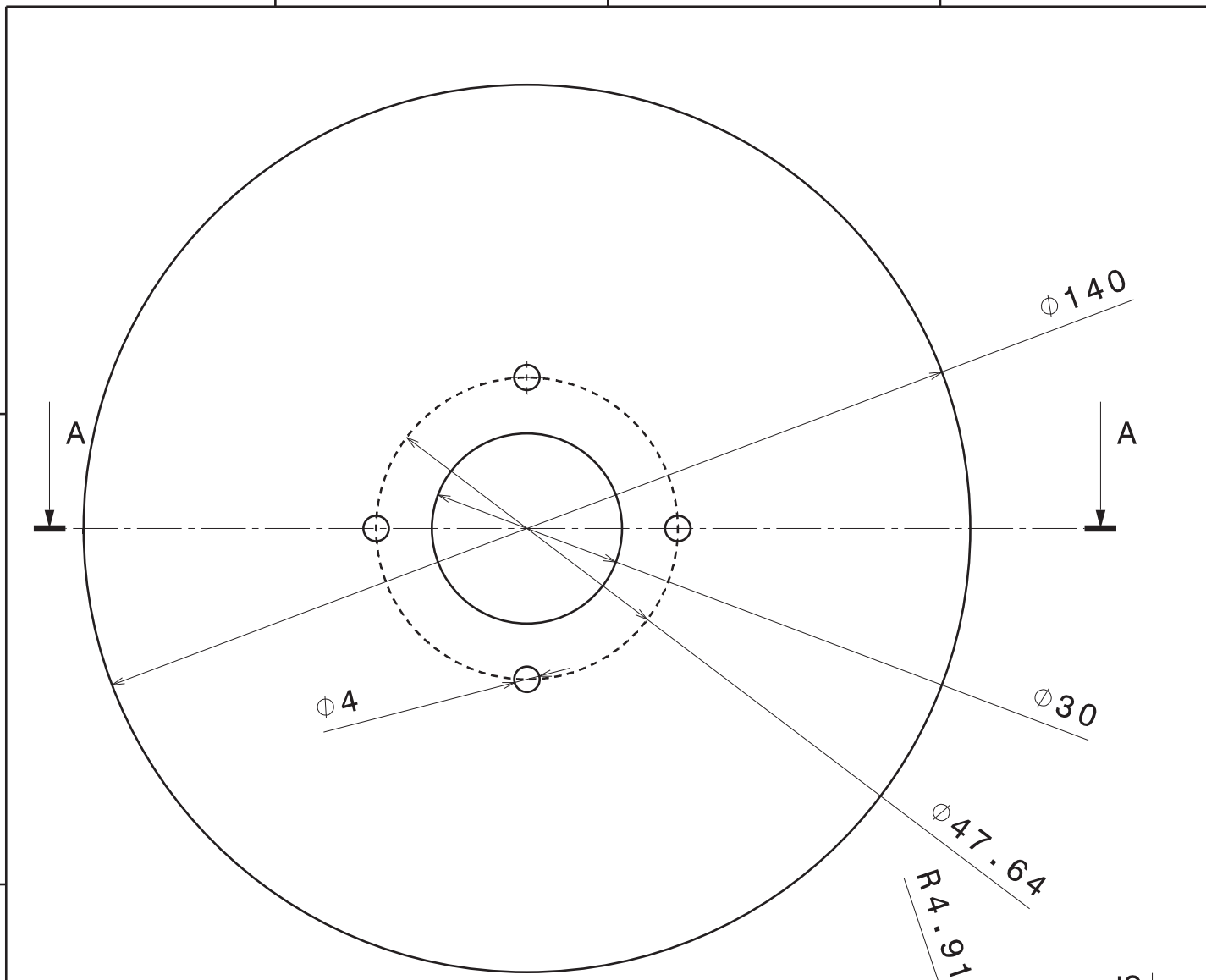
3

2

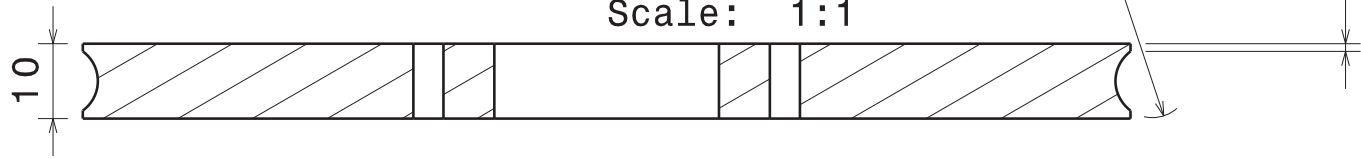
2

1

1



Front view
Scale: 1:1



Section view A-A
Scale: 1:1

Material: AL 7075		Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.	
DATE: 14/08/2012			
SIZE A4		Manuel Fernández Pastor	
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0.384	DRAWING NAME Polea principal	SHEET 3.4



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

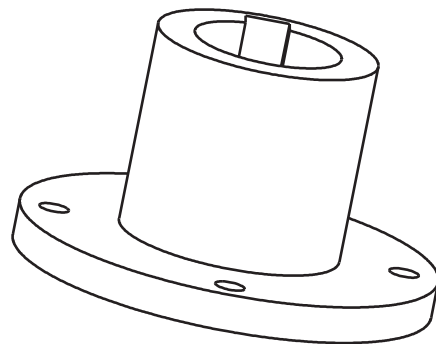
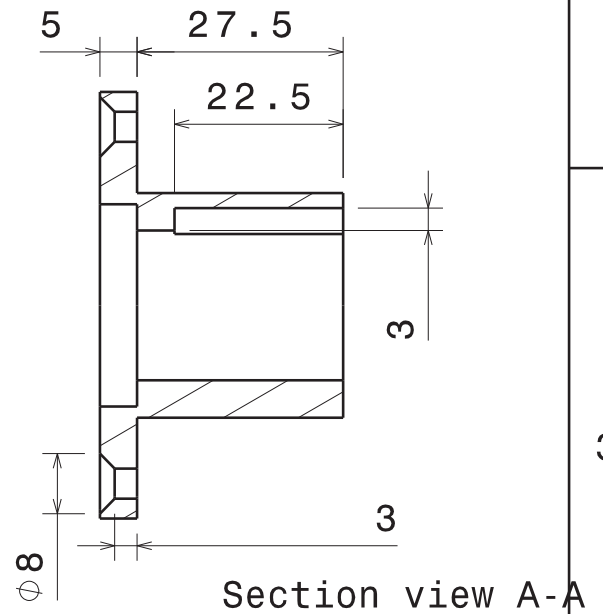
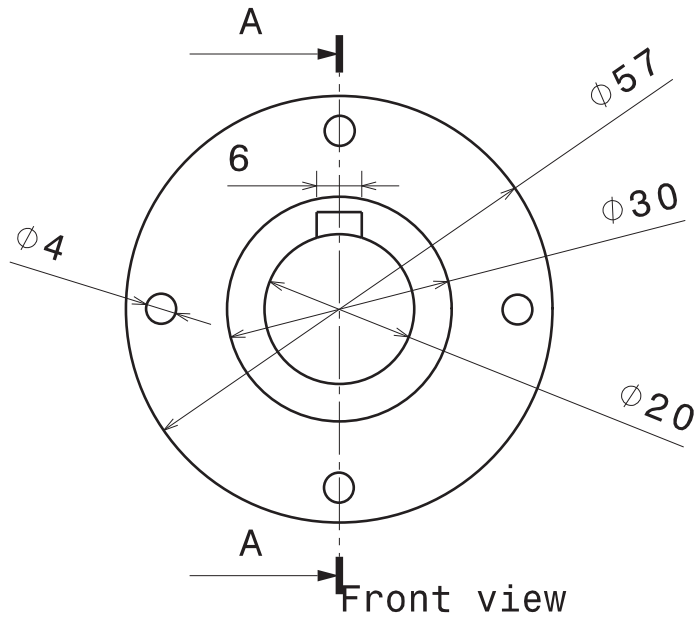
A

D

C

B

A

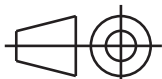


Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

0.054

DRAWING NAME

Cazoleta superior

SHEET

3.5

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



D

A

D

C

B

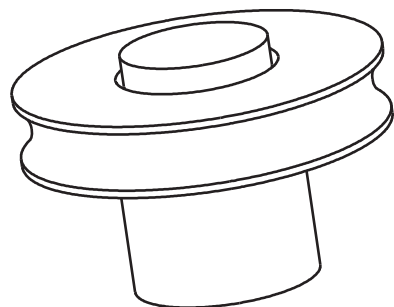
A

4

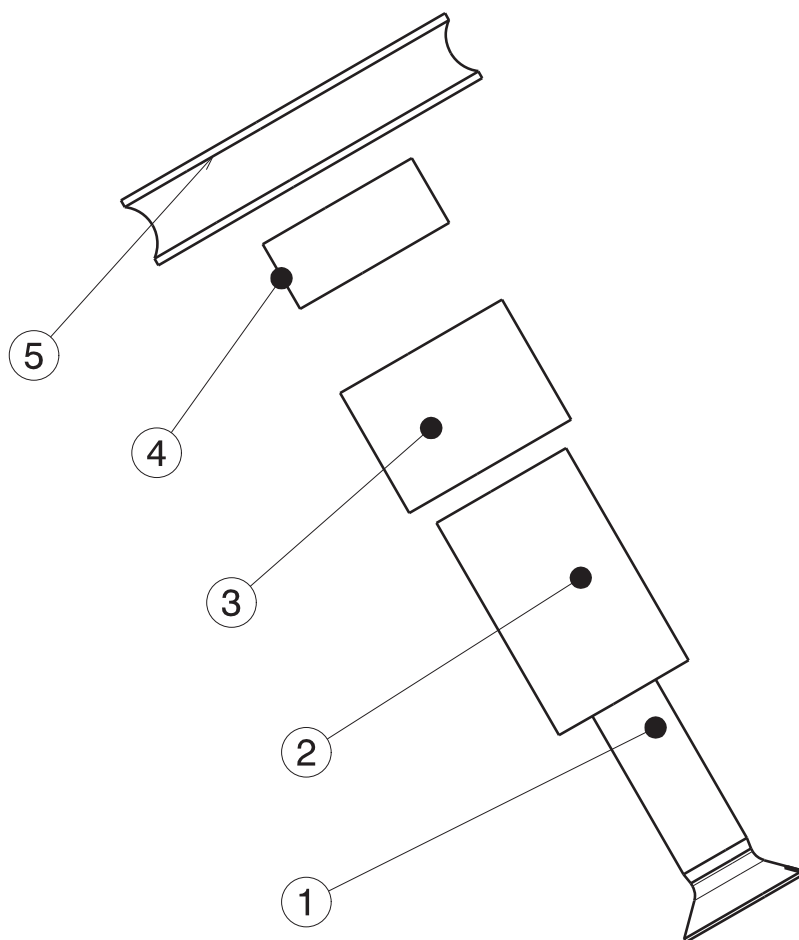
4

3

3



Isometric view



2

2

Elemento	Plano N°	Nombre	Cantidad
1	-	Tornillo DIN 7991 M10x35	2
2	4.1	Eje Polea Guía	2
3	4.2	Separador	2
4	-	Cojinete IGLIDUR GSM- 2023-10	2
5	4.3	Polea Guía	2

1

1

Material:

-

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:

14/08/2012

SIZE

A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE

1:1

WEIGHT (kg)

-

DRAWING NAME

Conjunto: Polea-Guía

SHEET

4.0



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

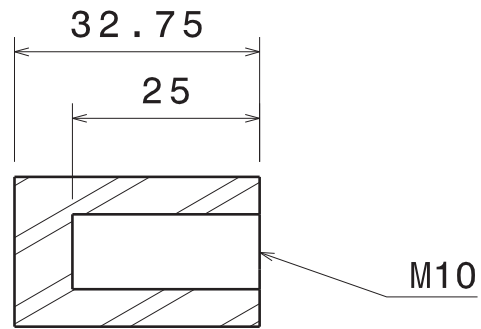
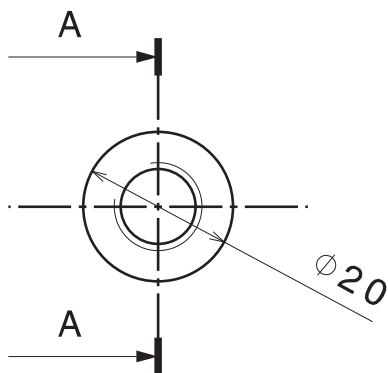
3

2

2

1

1




Section view A-A

Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4 

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.023

DRAWING NAME

Eje polea guía

SHEET
4.1



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

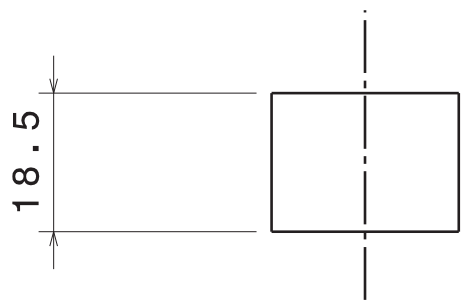
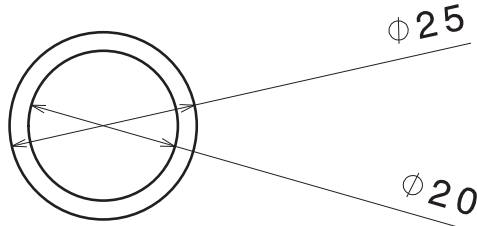
3


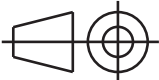
2

2

1

1



Material: AL 7075		Diseño y simulación de un actuador de rigidez variable para articulaciones de revolucion de robots.		
DATE: 14/08/2012				
SIZE A4		Manuel Fernández Pastor		
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0.009	DRAWING NAME Separador Polea	SHEET 4.2	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

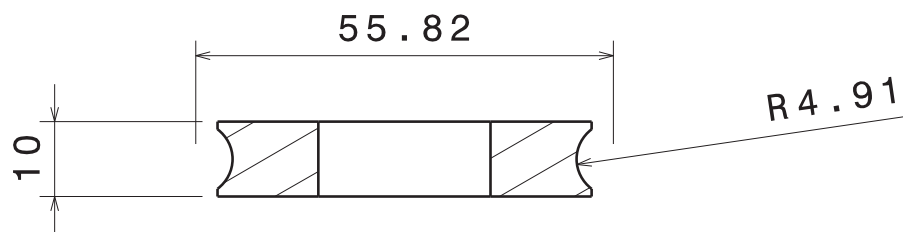
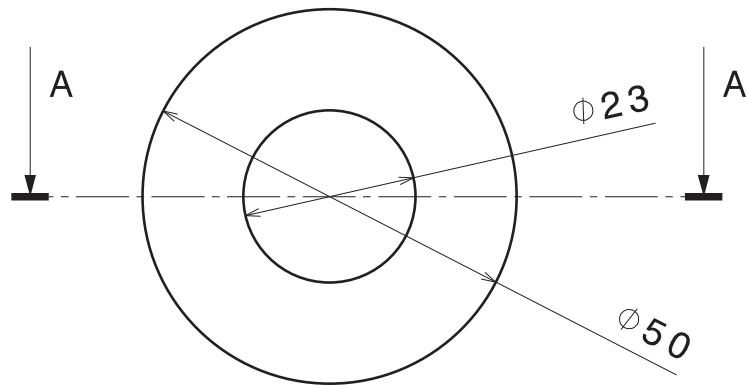
3

2

2

1

1




Section view A-A

Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4 

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.037

DRAWING NAME
Polea Guía

SHEET
4.3

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



D

A

D

C

B

A

4

4

3

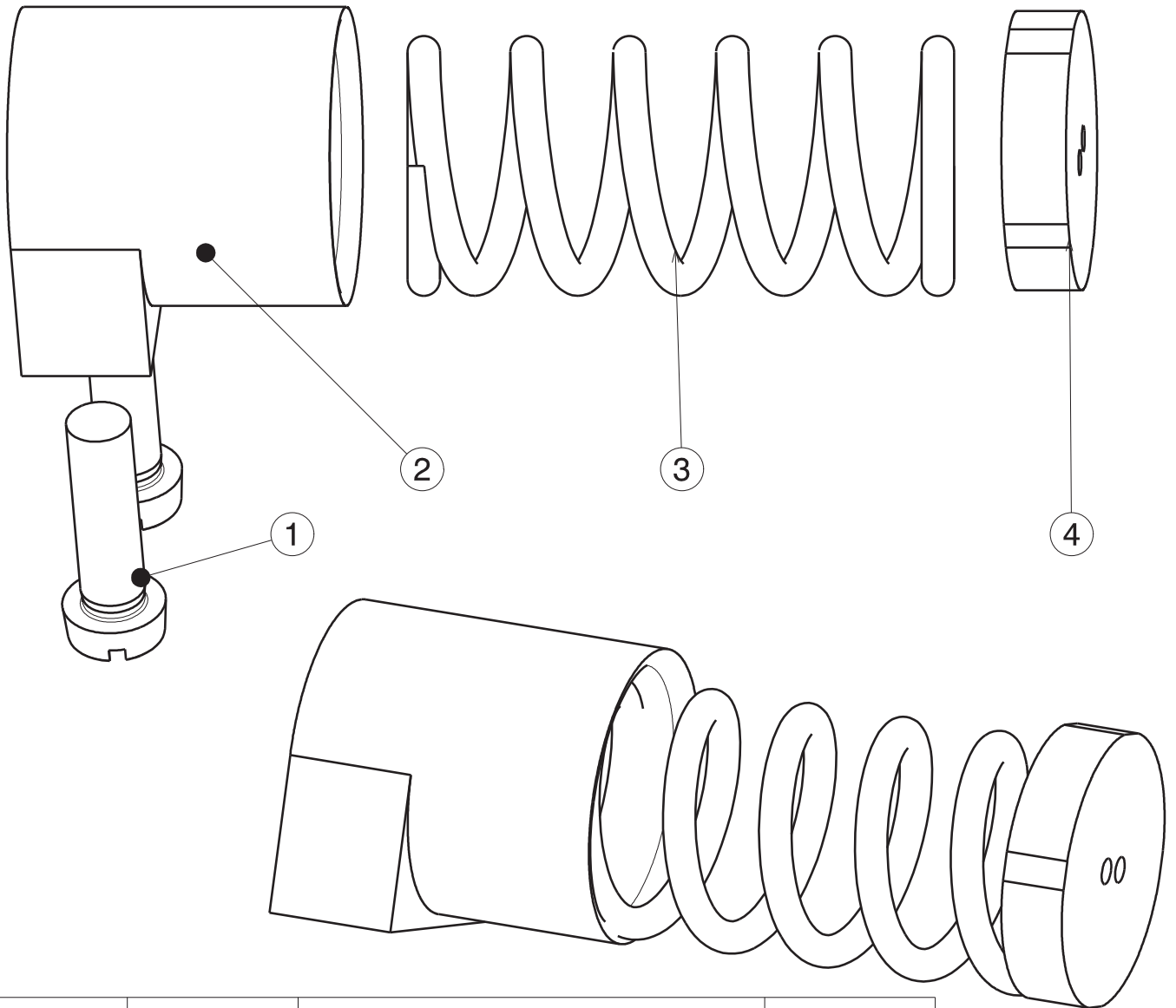
3

2

2

1

1

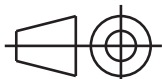


Elemento	Nº Plano	Nombre	Cantidad
1	-	Tornillo DIN 921 M10x35	2
2	5.1	Soporte Resorte	1
3	-	Resorte-207235	1
4	5.2	Tapa resorte	1

Material:

-

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012SIZE
A4

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)

-

DRAWING NAME

Subconjunto: Caja Resorte

SHEET

5.0



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

4

3

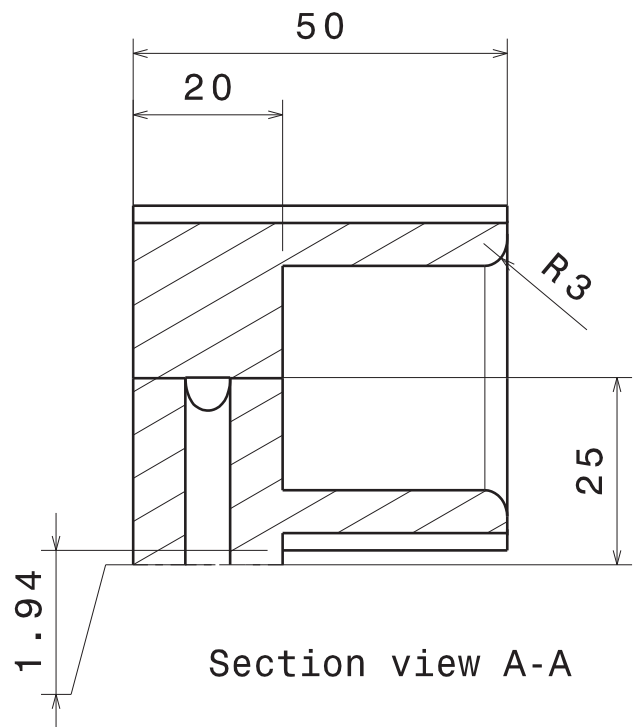
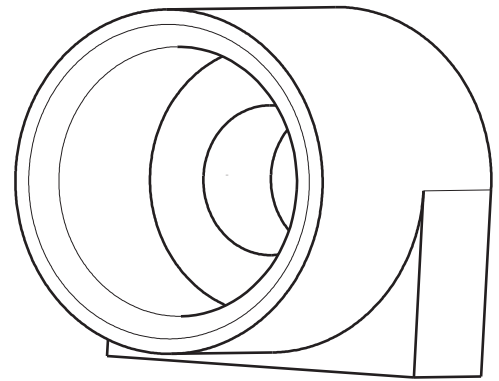
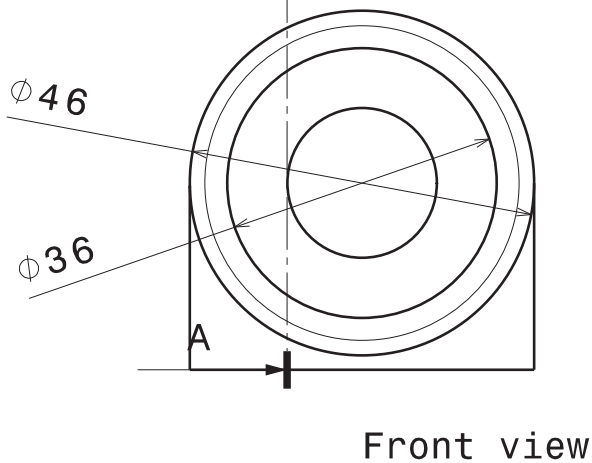
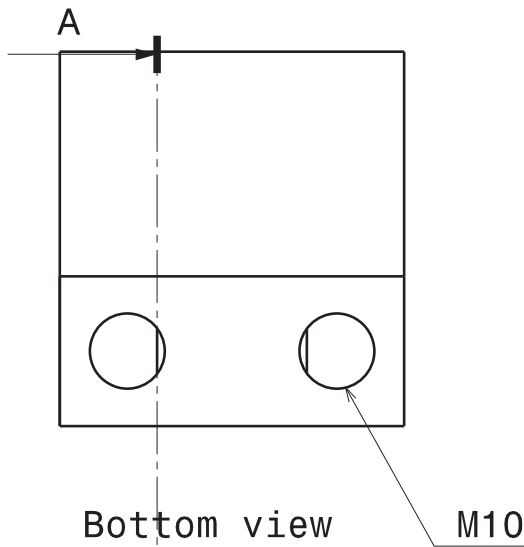
3

2

2

1

1




Material:
AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012

SIZE
A4



Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1

WEIGHT (kg)
0.131

DRAWING NAME
Base del resorte

SHEET
5.1



This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

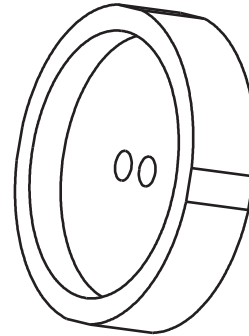
A

4

Roscado para tensor

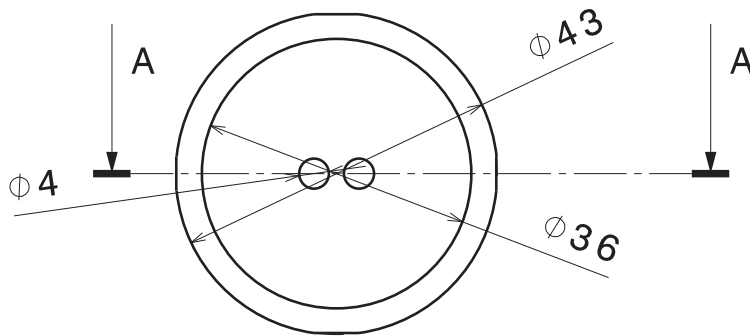


Section view A-A



Isometric view

3



Front view

2

4

3

2

1

1

Material:

AL 7075

**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

DATE:
14/08/2012SIZE
A4 

Manuel Fernández Pastor

SCALE
1:1 WEIGHT (kg)
0.025DRAWING NAME
Tapa del resorteSHEET
5.2

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

D

C

B

A

4

60

4

3

128

3

2

10

2

1

1

MATERIAL:

AL 7075

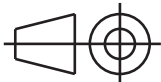
**Diseño y simulación de un
actuador de rigidez variable
para articulaciones de
revolucion de robots.**

FECHA:

14/08/2012

TAMAÑO

A4



Manuel Fernández Pastor

ESCALA

1:1

PESO (kg)

0.208

NOMBRE DEL PLANO

Placa salida

PLANO

6.0



D

A