



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN
BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ÍNDICE GENERAL

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA

1. RESUMEN	21
2. ABSTRACT	21
3. ANTECEDENTES	22
4. ALCANCE	23
5. OBJETIVO	24
5.1. Objetivos generales	24
5.2. Objetivos específicos	24
6. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	25
7. SOFTWARE EMPLEADO	26
8. IMPRESIÓN 3D	26
8.1. Concepto general	26
8.2. Tipos de impresión 3D	27
8.3. El PLA	29
9. CÁLCULOS PREVIOS	30
9.1. Comprobación básica	30
9.1.1. Movimientos del hombro	31
9.1.2. Movimientos del codo	32
9.2. Cálculo con motores	34
9.2.1. Motor hombro 1 (H1)	36
9.2.2. Motor hombro 2 (H2)	37
9.2.3. Motor codo 1 (C1)	39
9.2.4. Motor codo 2 (C2)	40
10. DISEÑO FINAL	41
10.1. Piezas diseñadas para impresión	43

10.1.1. Cuerpo	43
10.1.2. Articulación del hombro	43
10.1.3. Brazo	44
10.1.4. Antebrazo	45
10.1.5. Antebrazo superior	46
10.1.6. Antebrazo inferior	46
10.2. Actuadores	46
10.3. Componentes comerciales	48
10.3.1. Cojinetes	48
10.3.2. Ejes	49
10.3.3. Engranajes	49
10.3.4. Chavetas	51
10.3.5. Acoplamientos flexibles	51
10.3.6. Anillos de retención	52
11. IMPRESIÓN	52
12. CONCLUSIÓN	56
13. CONCLUSION	56
14. REFERENCIAS	57

Anexo I: Cálculos

1. CÁLCULO ENGRANAJES RECTOS	63
1.1. Esfuerzo flexionante	63
1.2. Esfuerzo de contacto	72
2. CÁLCULO ENGRANAJES CÓNICOS	75
2.1. Esfuerzo flexionante	75
2.2. Esfuerzo de contacto	80
3. COMPROBACIÓN AVANZADA	81
3.1. Motor H1	81
3.2. Motor H2	84
3.3. Motor C1	85

3.4. Motor C2	87
4. CÁLCULO DE EJES A FLEXIÓN	88
4.1. Eje hombro 1	88
4.2. Eje hombro 2	93
4.2.1. Caso 1	95
4.2.2. Caso 2	98
4.3. Eje hombro 3	101
4.4. Eje hombro 4	104
4.5. Eje codo 1	108
4.6. Eje codo 2	112
5. COMPROBACIÓN A FATIGA	117
5.1. Resistencia a fatiga modificada	117
5.2. Factor de diseño	119
5.3. Factor de concentración de esfuerzos	119
5.4. Comprobación de ejes	120
6. ELECCIÓN DE COJINETES	120
7. SELECCIÓN DE CUÑAS	122
8. SELECCIÓN ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES	124
9. SELECCIÓN DE ANILLOS DE RETENCIÓN	126

Anexo II: Análisis de deformaciones y tensiones

1. INTRODUCCIÓN	131
2. DETERMINACIÓN DE LAS DIRECCIONES DE LAS CARGAS	131
3. PROPIEDADES DEL MATERIAL	132
4. CONSIDERACIÓN DE LAS CARGAS	133

5. ANÁLISIS	133
5.1. Análisis del cuerpo	133
5.2. Análisis de la articulación del hombro	134
5.3. Análisis del brazo	136

Anexo III: Catálogos comerciales

Planos

1.00.00 CONJUNTO	155
1.01.00 Subconjunto cuerpo	156
1.01.01 Cuerpo	157
1.01.02 Piñón	158
1.01.03 Engrane	159
1.01.04 Eje hombro 1	160
1.01.05 Eje hombro 2	161
1.01.12 Cuña eje pequeño	162
1.01.13 Cuña eje grande	163
1.02.00 Subconjunto hombro	164
1.02.01 Articulación hombro	165
1.02.02 Piñón	166
1.02.03 Engrane	167
1.02.04 Eje hombro 3	168
1.02.05 Eje hombro 4	169
1.02.12 Cuña eje pequeño	170
1.02.13 Cuña eje grande	171
1.03.00 Subconjunto brazo	172
1.03.01 Brazo	173
1.03.02 Engranaje cónico	174
1.03.03 Eje codo 1	175
1.03.04 Eje codo 2	176
1.03.10 Cuña eje pequeño	177
1.03.11 Cuña eje brazo	178
1.04.00 Subconjunto antebrazo	179
1.04.01 Antebrazo superior	180
1.04.02 Antebrazo inferior	181

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ejemplo brazo robótico en la industria. [Google]	22
Figura 2. Ejemplos de brazos robóticos [Google]	23
Figura 3. Procedimiento diseño 3D [Google]	27
Figura 4. Máquina de impresión por deposición fundida [Google]	28
Figura 5. Esquema de estereolitografía [Google]	29
Figura 6. Esquema obtención ácido láctico [12]	29
Figura 7. Bobinas de PLA comercial [Google]	30
Figura 8. Esquema centro de masas (fuente propia)	31
Figura 9. Ejemplo prisma (fuente propia)	32
Figura 10. Ejemplo prima II (fuente propia)	33
Figura 11. Imagen motor elegido [datasheet motores]	34
Figura 12. Esquema colocación inicial de los motores (fuente propia)	35
Figura 13. Esquema colocación inicial de los motores II (fuente propia)	35
Figura 14. Esquema distancias al punto de giro (fuente propia)	36
Figura 15. Esquema colocación motores respecto al punto de giro (fuente propia)	38
Figura 16. Esquema distancias para motor C1 (fuente propia)	39
Figura 17. Diseño final (fuente propia)	42
Figura 18. Diseño final del cuerpo (fuente propia)	43
Figura 19. Diseño final del cuerpo con transmisión (fuente propia)	43
Figura 20. Diseño final articulación hombro (fuente propia)	44
Figura 21. Diseño final articulación hombro con transmisión (fuente propia)	44
Figura 22. Diseño final brazo (fuente propia)	45
Figura 23. Diseño final brazo con transmisión (fuente propia)	45
Figura 24. Diseño final antebrazo (fuente propia)	45
Figura 25. Diseño final antebrazo superior (fuente propia)	46
Figura 26. Diseño final antebrazo inferior (fuente propia)	46
Figura 27. Diseño CAD simplificado del motor (fuente propia)	47
Figura 28. Enganche del motor [datasheet motores]	48
Figura 29. Diseño CAD cojinetes (SFK)	49
Figura 30. Diseño CAD eje (fuente propia)	49
Figura 31. Diseño CAD piñón (fuente propia)	50
Figura 32. Diseño CAD engrane (fuente propia)	50
Figura 33. Diseño CAD engranaje cónico (fuente propia)	50
Figura 34. Diseño CAD chaveta (fuente propia)	51
Figura 35. Diseño CAD simplificado del acoplamiento flexible (fuente propia)	51
Figura 36. Diseño CAD simplificado del anillo de retención (fuente propia)	52
Figura 37. Simulación de la impresión del cuerpo (fuente propia)	53
Figura 38. Simulación de la impresión de la articulación del hombro (fuente propia)	54
Figura 39. Simulación de la impresión del brazo (fuente propia)	54
Figura 40. Simulación de la impresión del antebrazo superior (fuente propia)	55
Figura 41. Simulación de la impresión del antebrazo inferior (fuente propia)	55
Figura 42. Datos geométricos engranajes rectos (fuente propia)	63
Figura 43. Factor K_v [1]	66
Figura 44. Factor de proporción del piñón [1]	66
Figura 45. Factor de alineamiento del engranaje [1]	67
Figura 46. Factor espesor de borde [1]	68

Figura 47. Factor de geometría J para el piñón [1]	68
Figura 48. Factor de geometría J para el engrane [1]	69
Figura 49. Factor por ciclos de esfuerzo Y_N [1]	70
Figura 50. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados [1]	71
Figura 51. Número de esfuerzo flexionante admisible según dureza HB [1]	71
Figura 52. Factor de geometría I para engranajes rectos [1]	73
Figura 53. Factor por ciclos de esfuerzo Z_N [1]	73
Figura 54. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza HB [1]	74
Figura 55. Datos geométricos engranajes cónicos (fuente propia)	75
Figura 56. Factor de geometría J [1]	79
Figura 57. Factor de geometría I para engranajes cónicos [1]	80
Figura 58. Piezas H1 (fuente propia)	82
Figura 59. Inercia piezas H1 (fuente propia)	82
Figura 60. Esquema descomposición de distancias (fuente propia)	83
Figura 61. Inercias piezas H1 girada (fuente propia)	83
Figura 62. Piezas H2 (fuente propia)	84
Figura 63. Inercias piezas H2 (fuente propia)	85
Figura 64. Piezas C1 (fuente propia)	86
Figura 65. Inercia piezas C1 (fuente propia)	86
Figura 66. Pieza C2 (fuente propia)	87
Figura 67. Inercia pieza C2 (fuente propia)	87
Figura 68. Distribución de fuerzas en engranaje recto [1]	88
Figura 69. Esquema general eje hombro 1 (fuente propia)	89
Figura 70. Esquema de fuerzas en plano ZY Eje hombro 1 (fuente propia)	90
Figura 71. Esquema de fuerzas plano ZX eje hombro 1 (fuente propia)	90
Figura 72. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 1 (fuente propia)	91
Figura 73. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 1 (fuente propia)	91
Figura 74. Esquema general eje hombro 2 (fuente propia)	93
Figura 75. Inercia pieza 1 levantada (fuente propia)	94
Figura 76. Esquema de fuerzas plano ZY eje hombro 2 (fuente propia)	95
Figura 77. Esquema de fuerzas plano ZX eje hombro 2 (fuente propia)	95
Figura 78. Esquema de fuerzas plano XY eje hombro 2 (fuente propia)	96
Figura 79. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (caso 1) (fuente propia)	97
Figura 80. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (fuente propia)	97
Figura 81. Diagrama de momento torsor eje hombro 2 (caso 1) (fuente propia)	98
Figura 82. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)	99
Figura 83. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)	100
Figura 84. Diagrama de momento torsor eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)	100
Figura 85. Esquema general eje hombro 3 (fuente propia)	101
Figura 86. Esquema de fuerzas plano ZY eje hombro 3 (fuente propia)	102
Figura 87. Esquema de fuerzas plano ZY eje hombro 3 (fuente propia)	102
Figura 88. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 3 (fuente propia)	103
Figura 89. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 3 (fuente propia)	103
Figura 90. Esquema general eje hombro 4 (fuente propia)	105
Figura 91. Esquema de fuerza plano ZY eje hombro 4 (fuente propia)	105
Figura 92. Esquema de fuerza plano ZX eje hombro 4 (fuente propia)	106
Figura 93. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 4 (fuente propia)	107
Figura 94. Figura 95. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 4 (fuente propia)	107
Figura 96. Esquema general eje codo 1 (fuente propia)	109
Figura 97. Esquema de fuerzas plano ZY eje codo 1 (fuente propia)	109
Figura 98. Esquema de fuerzas plano ZX eje codo 1 (fuente propia)	110

Figura 99. Diagrama de momentos plano ZY eje codo 1 (fuente propia)	111
Figura 100. Diagrama de momentos plano ZX eje codo 1 (fuente propia)	112
Figura 101. Esquema general eje codo 2 (fuente propia)	113
Figura 102. Esquema de fuerzas plano XY eje codo 2 (fuente propia)	114
Figura 103. Esquema de fuerzas plano XZ eje codo 2 (fuente propia)	114
Figura 104. Diagrama de momentos plano XY eje codo 2 (fuente propia)	115
Figura 105. Diagrama de momentos plano XY eje codo 2 (fuente propia)	116
Figura 106. Resistencia a fatiga en función de la resistencia última [1]	118
Figura 107. Distribución de la carga en rodamientos [Google]	133
Figura 108. Tensiones en el cuerpo (isometría) (fuente propia)	133
Figura 109. Tensiones en el cuerpo (localizada) (fuente propia)	134
Figura 110. Desplazamientos en el cuerpo (fuente propia)	134
Figura 111. Tensiones en la articulación del hombro (fuente propia)	135
Figura 112. Desplazamientos en la articulación del hombro (fuente propia)	135
Figura 113. Tensiones en el brazo (fuente propia)	136
Figura 114. Desplazamientos en el brazo (fuente propia)	136

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tipos de impresión 3D [2]	27
Tabla 2. Medidas iniciales del brazo (fuente propia)	31
Tabla 3. Momentos necesarios según cálculo básico (fuente propia)	34
Tabla 4. Datos motores elegidos (fuente propia)	35
Tabla 5. Resumen para el cálculo de momentos motor H1 (fuente propia)	37
Tabla 6. Resumen para el cálculo de momentos motor H2 (fuente propia)	39
Tabla 7. Momentos necesarios según cálculo con motores (fuente propia)	41
Tabla 8. Momentos necesarios según cálculo avanzado (fuente propia)	41
Tabla 9. Diámetros interiores cojinetes (fuente propia)	48
Tabla 10. Costes de impresión (fuente propia)	53
Tabla 11. Elección factor K_0 [1]	65
Tabla 12. Recomendaciones número de calidad [1]	65
Tabla 13. Factor de tamaño en función del módulo [1]	67
Tabla 14. Coeficiente elástico C_p [1]	72
Tabla 15. Factor de distribución de la carga en engranajes cónicos [1]	78
Tabla 16. Diámetros mínimos a flexión	117
Tabla 17. Factor de confiabilidad para fatiga [1]	118
Tabla 18. Factor de tamaño para fatiga [1]	119
Tabla 19. Diámetros mínimos a flexión y fatiga (fuente propia)	120
Tabla 20. Cargas en rodamientos (fuente propia)	121
Tabla 21. Duración de diseño [1]	121
Tabla 22. Comparación carga dinámica básica (fuente propia)	122
Tabla 23. Dimensiones chavetas en función del tamaño del eje [1]	123
Tabla 24. Dimensiones proyectadas de chavetas para engranajes (fuente propia)	124
Tabla 25. Dimensiones proyectadas de chavetas para elementos de impresión (fuente propia)	124
Tabla 26. Diámetros de ejes disponibles para acoplamientos (catálogo)	125
Tabla 27. Características acoplamientos flexibles (catálogo)	125
Tabla 28. Características anillos de retención (catálogo)	126
Tabla 29. Características anillos de retención II (catálogo)	126
Tabla 30. Geometría y requerimientos anillos de retención (fuente propia)	127
Tabla 31. Características de las sollicitaciones de los rodamientos	132
Tabla 32. Propiedades del PLA [2]	132



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

MEMORIA

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

ÍNDICE

1. RESUMEN	21
2. ABSTRACT	21
3. ANTECEDENTES	22
4. ALCANCE	23
5. OBJETIVO	24
5.1. Objetivos generales	24
5.2. Objetivos específicos	24
6. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	25
7. SOFTWARE EMPLEADO	26
8. IMPRESIÓN 3D	26
8.1. Concepto general	26
8.2. Tipos de impresión 3D	27
8.3. El PLA	29
9. CÁLCULOS PREVIOS	30
9.1. Comprobación básica	30
9.1.1. Movimientos del hombro	31
9.1.2. Movimientos del codo	32
9.2. Cálculo con motores	34
9.2.1. Motor hombro 1 (H1)	36
9.2.2. Motor hombro 2 (H2)	37
9.2.3. Motor codo 1 (C1)	39
9.2.4. Motor codo 2 (C2)	40
10. DISEÑO FINAL	41
10.1. Piezas diseñadas para impresión	43

10.1.1. Cuerpo	43
10.1.2. Articulación del hombro	43
10.1.3. Brazo	44
10.1.4. Antebrazo	45
10.1.5. Antebrazo superior	46
10.1.6. Antebrazo inferior	46
10.2. Actuadores	46
10.3. Componentes comerciales	48
10.3.1. Cojinetes	48
10.3.2. Ejes	49
10.3.3. Engranajes	49
10.3.4. Chavetas	51
10.3.5. Acoplamientos flexibles	51
10.3.6. Anillos de retención	52
11. IMPRESIÓN	52
12. CONCLUSIÓN	56
13. CONCLUSION	56
14. REFERENCIAS	57

1. Resumen

El trabajo Fin de Grado que aquí se presenta es uno de los cuatro trabajos que componen el proyecto completo de diseño e implementación de un brazo robótico que replique los movimientos de un brazo humano. Este proyecto ha sido ideado y realizado de forma conjunta por Domingo Miguel Izquierdo Afonso, Javier Peña Mosegué y Alexis Perera Acosta, estudiantes del Grado en Ingeniería Electrónica Industrial y Automática, y por Samuel Marrero Pérez.

En lo que respecta a este Trabajo de Fin de Grado, el objetivo principal es el diseño prototipo del brazo para su posterior implementación mediante impresión 3D, la verificación de los motores para cada articulación y la búsqueda y comprobación de componentes comerciales que por sus características no puedan ser impresos. Todo ello para garantizar la correcta operación del brazo.

Para ello se han aplicado conocimientos técnicos de cálculo y diseño de máquinas y resistencia de materiales adquiridos a lo largo de titulación. Además, se ha profundizado en todos ellos, adquiriendo mayores competencias que las recibidas con anterioridad.

2. Abstract

The Final Degree Project presented here is one of the four works that make up the complete project for the design and implementation of a robotic arm that replicates the movements of a human arm. This project has been jointly devised and carried out by Domingo Miguel Izquierdo Afonso, Javier Peña Mosegué and Alexis Perera Acosta, students of the degree in Industrial Electronic and Automatic Engineering, and by Samuel Marrero Pérez.

Regarding this Final Degree Project, the main objective is the design of the prototype of the arm for its implementation by 3D printing, the verification of the motors for each joint and the search and verification of commercial components that due to their characteristics do not be printed. All this to guarantee the correct operation of the arm.

For this, technical knowledge of calculating and designing machines and resistance of materials acquired throughout the degree have been applied. In addition, all of them have been deepened, acquiring greater competences than those previously received.

3. Antecedentes

Un brazo robótico es un tipo de brazo mecánico, normalmente programable para que realiza funciones parecidas a las de un brazo humano. Puede estar constituido por un conjunto de mecanismos o formar parte de un robot más complejo. Se emplea para sustituir y ampliar funciones que realizaría un brazo humano.

Las partes de estos manipuladores o brazos son interconectadas a través de articulaciones que permiten ciertos tipos de movimientos relativos (rotacionales o traslacionales). Su uso está muy extendido para los trabajos mecánicos en las fábricas, ya que hace que sean más sencillos para sus trabajadores, además evita que se produzcan accidentes laborales y aumenta la productividad de la fábrica. Esto se traduce en beneficios tanto para el empresario como para el operario.



Figura 1. Ejemplo brazo robótico en la industria. [Google]

Estos brazos permiten mayor rapidez y desplazamiento de los objetos que transportan, en comparación con los humanos. Incluso se pueden realizar tareas más delicadas. La carga resistente que pueden soportar estas máquinas supera al de los brazos humanos, debido a las propiedades de los materiales con los que se fabrican.

De entre todos los tipos de brazos robóticos, en el que nos hemos fijado es el brazo robótico articulado. Este brazo tiene, como mínimo, tres articulaciones que giran sobre sí mismas, lo que le permite llevar a cabo tareas más complejas. Se emplea principalmente en la industria automovilística.



Figura 2. Ejemplos de brazos robóticos [Google]

4. Alcance

Aunque este proyecto está pensado con fines educativos, un brazo antropomórfico tiene múltiples utilidades.

- **Medicina.** Cabe destacar los avances realizados en el mundo de las prótesis humanas. Cada vez la tecnología que emplean estos sustitutos de miembros humanos es más y más sofisticada. Cada vez se asemejan más a la pierna, el brazo, la mano.... Además, dentro del campo de la medicina es conocido por muchos el denominado “robot Da Vinci”, diseñado para realizar operaciones precisas y con el menor daño quirúrgico posible.
- **Militar.** Dentro del campo militar, el uso de un brazo robótico también cuenta con múltiples aportaciones. El desarrollo de exoesqueletos es una realidad, ello permite al combatiente disminuir no solo la carga, sino también su carga cognitiva gracias al uso de sensores. Además, tareas como la desactivación de equipos explosivos o adentrarse en zonas de alto riesgo, podría verse eclipsado gracias al desarrollo de robots capaces de llevar a cabo estas funciones sin la necesidad de poner en peligro la vida de personas.
- **Industria.** Este campo es el más avanzado hasta la fecha, los brazos industriales son conocidos por todo el mundo, permitiendo llevar tareas a cabo con mayor precisión y sin ningún tipo de cansancio. Gracias a esto, se le puede añadir mayor velocidad a estas tareas, lo cual conlleva a su vez a una reducción de costos mejorando los niveles de producción sin perder la calidad del producto.

5. Objetivo

5.1. Objetivos generales

El objetivo del presente proyecto consiste en el diseño e implementación completa de un brazo robótico antropomórfico, es decir, cuyos movimientos simulen los de un ser humano.

Para su diseño se hará uso de la impresión 3D. Este método de fabricación ha sido elegido con el objetivo de obtener un diseño completamente propio, adecuado en dimensiones a las diversas elecciones de diseño, componentes y funcionalidad. Así mismo, permite aligerar los costes de fabricación y obtención de un prototipo inicial, adecuado para un entorno académico.

Una vez finalizado, el diseño de este brazo antropomórfico puede llegar a ser una gran ventaja en el campo educativo, permitiendo al alumno profundizar en el campo de la robótica y entender aún más las limitaciones de un ser humano frente a un robot.

Se tratará pues de un robot de trayectoria controlable, cuyo principal objetivo será llegar a determinadas posiciones mediante el uso de la programación. Dichas posiciones deben ser alcanzadas por el robot de una forma similar a la del cuerpo humano.

Se debe tener en cuenta que estas posiciones se encuentran limitadas pues al ser únicamente un brazo, no puede cambiar de ubicación por sí mismo, viéndose confinado a un radio de actuación.

5.2. Objetivos específicos

Esta parte del trabajo comprende el diseño mecánico y la fabricación de todas las piezas necesarias para el correcto funcionamiento del brazo. Desde un inicio la premisa principal fue garantizar que el brazo siguiera las pautas de un movimiento antropomórfico y que fuera realizado mediante impresión 3D.

Aunque existen ciertos elementos como actuadores o elementos de transmisión que dada su naturaleza no se podrán fabricar de esta manera. Por lo tanto, se puede concluir que los objetivos específicos son:

- Diseño inicial de las piezas que conformarán el brazo.

- Análisis de los movimientos y actuadores necesarios para lograrlos.
- Selección de actuadores comerciales.
- Selección de componentes comerciales.
- Prediseño de la estructura.
- Cálculo de los posibles sistemas de transmisión y sus elementos.
- Verificación final de la estructura.
- Gestión de la impresión de las piezas.

6. Estructura del documento

Tras haberse detallado en los apartados anteriores los objetivos, antecedentes y alcances del proyecto, se han establecido las bases para su contextualización. Partiendo de esas bases en este apartado se explicará la estructura del documento de tal manera que se pueda entender su desarrollo.

- **Software empleado.** Para haber llegado a una solución final del prototipo del brazo, se ha tenido que utilizar software de apoyo para la realización de los cálculos, generación de planos y de ficheros de impresión, etc. En este apartado se detallan estos programas y para que se ha usado cada uno de ellos.
- **Impresión 3D.** Una parte importante del presente trabajo es la implementación mediante impresión 3D de los componentes del brazo, por ello es necesario profundizar en los conocimientos acerca de este tema. Teniendo en cuenta esto, en este apartado se hablará de la impresión 3D en general, así como de los tipos que existen y el material elegido para el modelo.
- **Cálculos previos.** En las fases iniciales del proyecto hubo que establecer las dimensiones iniciales y los modelos de los actuadores que se iban a utilizar, para posteriormente comprobar que se mantenían las condiciones de operación. Aquí se detallan las hipótesis y las variables necesarias para la elección de los actuadores y dimensionado inicial del brazo.
- **Diseño final.** En esta parte del trabajo se detalla el acabado final de la estructura, así como los actuadores y elementos comerciales seleccionados. Cabe destacar que la justificación de esta elección se presenta en el anexo de cálculos.

- **Impresión.** De igual manera que en el apartado de impresión 3D se explican las tecnologías y materiales utilizados, es necesario incluir un apartado en el que presenten los ficheros generados por el software de impresión y se estudien los costos tanto en material como en tiempo.
- **Referencias.** Por último, al final de la memoria se presentan las referencias de los documentos, bibliografía y otras fuentes consultadas para la ejecución del trabajo.

7. Software empleado

- **Microsoft Excel.** Es el programa de hojas de cálculo líder en el sector y una herramienta avanzada de análisis y visualización de datos. Se ha empleado para realizar cálculos iterativos con comodidad y para la creación de tablas que hacen más cómoda la visualización de los datos.
- **Solid Works.** Es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 2D y 3D, desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp. Se ha utilizado para llevar a cabo la totalidad del diseño de las piezas y ensamblaje del conjunto del brazo. Además, se ha empleado para el análisis de deformación y tensión de las piezas modeladas para impresión 3D y la generación de planos.
- **Ultimaker Cura.** Es un software para impresión 3D mediante modelado por deposición fundida ampliamente utilizado, que se ha utilizado para crear los ficheros STL compatibles con las impresoras donde se introdujeron los parámetros de impresión adecuados.

8. Impresión 3D

8.1. Concepto general

Se conoce con el nombre de impresión 3D al conjunto de tecnologías de fabricación por adición mediante las cuales se puede crear un objeto tridimensional a partir de un diseño creado a partir de un software de modelado. La ventaja de este tipo de tecnología de fabricación reside en que es una tecnología más rápida, barata y fácil de usar, pero normalmente la tolerancia dimensional de los elementos producidos es peor.

La fabricación empieza con el modelado de un diseño en un software de diseño asistido por ordenador (CAD). Tras esto se genera un fichero con las animaciones necesarias y que servirá de guía para la impresión de la pieza deseada. Es entonces cuando se empieza a generar la pieza mediante la superposición de capas sucesivas de material sobre un lecho de construcción.

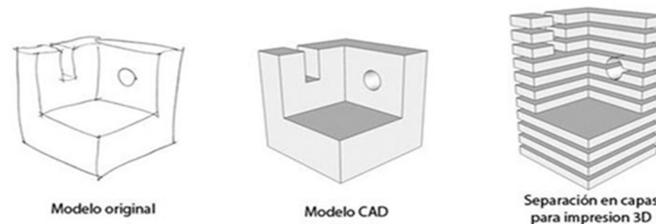


Figura 3. Procedimiento diseño 3D [Google]

8.2. Tipos de impresión 3D

Existen numerosos métodos para llevar a cabo la impresión 3D y sus diferencias principales se encuentran en la forma en la que las capas son usadas para crear las piezas. Mientras que en unos casos se usa material fundido para producir las capas, en otros se deposita el material líquido y posteriormente son solidificados mediante diferentes métodos. Los métodos más generalizados son los siguientes:

Tipo	Tecnologías	Materiales empleados
Extrusión	Modelado por deposición fundida	Termoplásticos; PLA, ABS, HDPE, TPU, materiales comestibles
Hilado	Fabricación por haz de electrones	Casi cualquier aleación
Granulado	Sinterizado directo de metal por láser	Casi cualquier aleación
	Fusión de haz de electrones	Aleaciones de titanio
	Sinterizado selectivo por calor	Polvo termoplástico
	Sinterizado selectivo por láser	Termoplásticos, polvos metálicos, polvos cerámicos
	Protección aglutinante	Yeso
Laminado	Laminado de capas	Papel, papel de aluminio, capa de plástico
Fotoquímicos	Estereolitografía	Fotopolímero
	Fotopolimerización por luz ultravioleta	Fotopolímero

Tabla 1. Tipos de impresión 3D [2]

De entre los descritos antes, destacan actualmente 3 de ellos, ya que son los que más se usan:

- **Modelado por deposición fundida.** Este proceso de fabricación consiste en el depósito de filamentos previamente extruidos formando capas de material para conformar una pieza. El material generalmente se almacena en rollos y es introducido en una boquilla que se encuentra siempre por encima de la temperatura de fusión del material utilizado. Normalmente es usado en la industria del prototipado rápido y en la fabricación rápida.

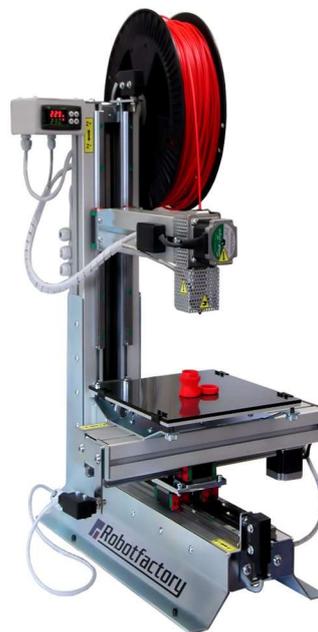


Figura 4. Máquina de impresión por deposición fundida [Google]

- **Estereolitografía.** Es un proceso de fabricación por adición que emplea resinas fotopoliméricas que cura mediante luz ultravioleta. El procedimiento consiste en que un láser ultravioleta se expone en un tanque de resina y traza las secciones transversales del producto final, de tal manera que se va creando capa por capa el objeto deseado. Los equipos de este tipo de impresión están dotados de una plataforma móvil que se mueve una distancia equivalente al espesor de una capa cada vez que se va creando una nueva. Normalmente las piezas fabricadas mediante este método son suficientemente duras como para ser mecanizadas y tienen muy buen acabado superficial.

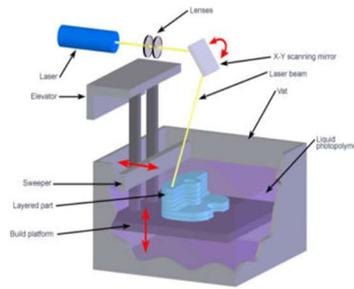


Figura 5. Esquema de estereolitografía [Google]

8.3. EL PLA

El PLA o Ácido poliáctico es un polímero termoplástico constituido por elementos similares al ácido láctico, con propiedades similares al tereftalato de polietileno (PET). Debido a su biodegradabilidad, propiedades de barrera y biocompatibilidad, tiene numerosas aplicaciones, algunos de sus usos más comunes son en la industria alimenticia, química, farmacéutica, textil, en la agricultura, etc.

La obtención de este compuesto se realiza en dos etapas, la obtención del ácido láctico y la polimerización. La obtención del ácido láctico ha sido ampliamente estudiada, pero a modo de resumen, se puede obtener a partir de almidón de maíz o de yuca y caña de azúcar, en general biomasa específica. El proceso de obtención se detalla en la siguiente figura:

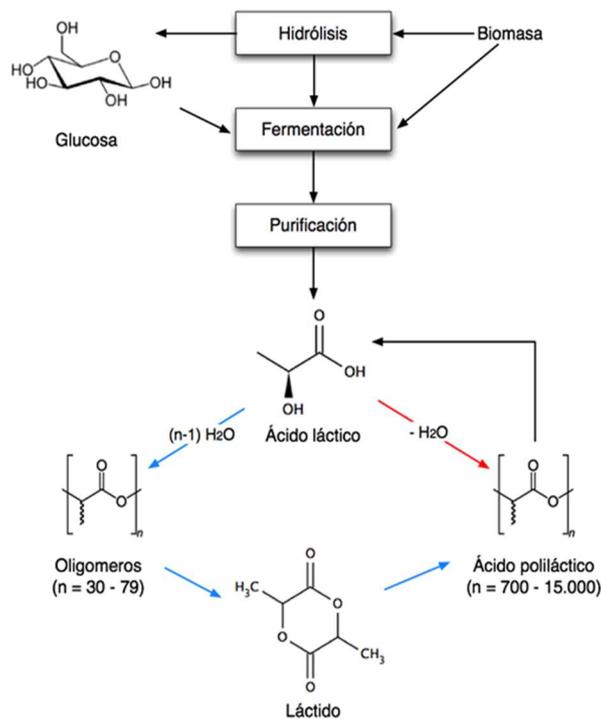


Figura 6. Esquema obtención ácido láctico [12]

En cuanto a la polimerización, tampoco se entrará en detalle ya que no es objeto de este trabajo. Aun así, cabe resaltar que principalmente sirve para aumentar el peso molecular del compuesto y mejorar así sus propiedades.

Este material está íntimamente relacionado con el proceso de impresión 3D mediante modelado por deposición fundida, siendo de los materiales más utilizados. Esto es así debido a la baja temperatura de fusión del material y a su biodegradabilidad, que permite crear diseños generosos con el medio ambiente.



Figura 7. Bobinas de PLA comercial [Google]

9. Cálculos previos

9.1. Comprobación básica

El primer problema de cálculo que hubo que resolver fue el establecer un método para calcular el par necesario que tenían que suministrar los motores se iban a adquirir. Para ello, supuse la estructura básica que iba a tener el brazo.

Para el cuerpo se consideró un cilindro hueco de 30 centímetros de altura y para el brazo y el antebrazo se eligieron los prismas de 5 por 5 centímetros y de longitudes de 15 y 20 centímetros, respectivamente.

Cilindro	D_{ext} (cm)	D_{int} (cm)	Altura (cm)
	10	8	30
Brazo	Largo(cm)	Ancho (cm)	Altura (cm)
	15	5	5
Antebrazo	Largo(cm)	Ancho (cm)	Altura (cm)
	20	5	5

Tabla 2. Medidas iniciales del brazo (fuente propia)

Una vez hecho esto, se utilizó la segunda ley de Newton aplicada a los cuerpos en rotación para calcular el par teniendo en cuenta inercia de los cuerpos considerados y par resistente debido al peso propio.

$$\Sigma M = I \cdot \alpha$$

Se consideró que la velocidad adecuada de operación sería de 1 rad/s, con un tiempo de establecimiento adecuado de alrededor de 0,2 segundos. Por lo tanto, la aceleración angular se estableció como 0,2 rad/s². Al ser un cálculo previo y al establecer una geometría en gran parte simétrica, se planteó el problema como una simplificación en el plano.

9.1.1. Movimientos del hombro

Para este movimiento al permanecer la aceleración y la inercia de las piezas constantes, se estableció el brazo en la posición en la que su centro de masas quedaba más alejado del punto de rotación; de esta manera se garantiza que se tiene la situación más desfavorable porque genera un par resistente mayor.

Cabe destacar que este movimiento lo llevarán a cabo dos motores diferentes para garantizar los grados de libertad que se quieren en la articulación del hombro, siendo el proceso de cálculo muy similar.

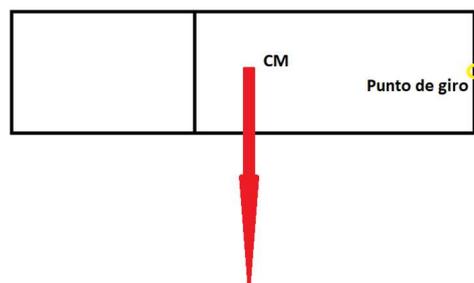


Figura 8. Esquema centro de masas (fuente propia)

Teniendo en cuenta esto se puede establecer la inercia del brazo respecto a su centro de masas como si fuera un prisma:

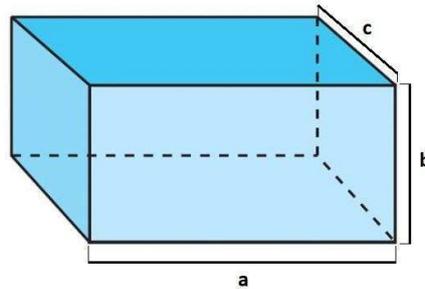


Figura 9. Ejemplo prisma (fuente propia)

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2); \text{ Siendo "z" el eje de giro perpendicular a la cara "ab"}$$

Debido a sus propiedades, que se han comentado anteriormente, el material que hemos elegidos es el PLA. La masa se calculará calculando el volumen y con la densidad del PLA de la siguiente manera:

$$m = \rho \cdot v = \rho \cdot a \cdot b \cdot c = 1,24 \frac{g}{cm^3} \cdot 35 \cdot 5 \cdot 5 \text{ cm}^3 = 1085 \text{ g}$$

Por lo tanto:

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot 1,085 \text{ Kg} \cdot ((0,35 \text{ m})^2 + (0,05 \text{ m})^2) = 0,0111 \text{ Kg m}^2$$

Una vez hecho esto se ha conseguido calcular la inercia respecto al centro de masas. A continuación, se aplicará el teorema de Steiner para hallar la inercia en el punto de giro:

$$I_{zz} = I_z + m \cdot d^2; \text{ donde d es la distancia al punto de giro}$$

$$I_{zz} = 0,0111 + 1,085 \cdot (0,35/2)^2 = 0,0443 \text{ Kg m}^2$$

Aplicando la segunda ley de Newton podemos calcular el par total del sistema:

$$\Sigma M = 0,0443 \text{ Kg m}^2 \cdot 5 \text{ rad/s}^2 = 0,222 \text{ Nm}$$

Si se tiene en cuenta que este par total es la diferencia entre el par que me tiene que suministrar el motor y el par resistente, se puede calcular:

$$\Sigma M = M_{Motor} - M_{Resist}$$

$$M_{Motor} = \Sigma M + M_{Resist} = 0,222 + (1,085 \cdot 9,81 \cdot 0,175) = 2,08 \text{ Nm}$$

9.1.2. Movimientos del codo

Para el caso de los movimientos del codo se llevó a cabo el mismo análisis, pero considerando únicamente la parte correspondiente al brazo. La aceleración con la que se evaluó

el problema se mantiene constante al igual que las expresiones para calcular las inercias. Por lo tanto, tenemos que:

$$m = \rho \cdot v = \rho \cdot a \cdot b \cdot c = 1,24 \frac{g}{cm^3} \cdot 15 \cdot 5 \cdot 5 cm^3 = 465 g$$

Con la masa y las dimensiones del brazo, se calcula la inercia y se aplica Steiner de nuevo en el eje de giro:

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot 465 Kg \cdot ((0,15 m)^2 + (0,05 m)^2) = 8,96 \cdot 10^{-4} Kgm^2$$

$$I_{zz} = 8,96 \cdot 10^{-4} + 0,465 \cdot (0,15/2)^2 = 0,0035 Kgm^2$$

Una vez hecho esto se calcula el par total y el par resistente tal como se hizo para el hombro:

$$\Sigma M = 0,0035 Kgm^2 \cdot 5 rad/s^2 = 0,017 Nm$$

$$M_{Motor} = \Sigma M + M_{Resist} = 0,017 + (0,465 \cdot 9,81 \cdot 0,075) = 0,36 Nm$$

Una vez calculado este movimiento se está en disposición de calcular un segundo movimiento de rotación, pero en este caso el brazo girará en torno a su propio eje de simetría. Para ello ya que el centro de masas del brazo pasa por este eje no habrá un par resistente como los que hemos calculado anteriormente. Sin embargo, el motor tendrá que garantizar que la pieza rote como la aceleración adecuada.

En primer lugar, se calculará la inercia, pero será la inercia en el eje de rotación del brazo, con lo que la expresión cambia:

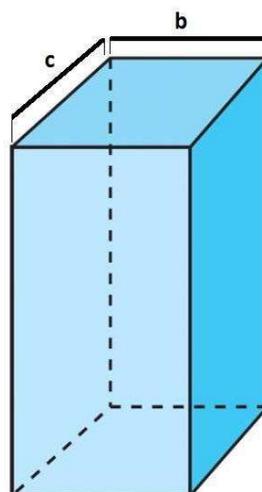


Figura 10. Ejemplo prima II (fuente propia)

$$I_X = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (b^2 + c^2); \text{ Siendo "X" el eje de giro perpendicular a la cara "bc"}$$

$$I_Z = \frac{1}{12} \cdot 0,465 \text{ Kg} \cdot ((0,05 \text{ m})^2 + (0,05 \text{ m})^2) = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

Una vez hecho esto se puede aplicar la segunda ley de Newton, ya que en el eje en el que se está valorando la rotación es el mismo que el de simetría de la pieza y lo hace falta aplicar el teorema de Steiner. Por lo tanto, el momento necesario es:

$$\Sigma M = M_{Motor} = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 6,05 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

Con esto ya se habría finalizado la primera parte de este estudio previo para dimensionar los motores. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Motores	Par necesario (Nm)
Hombro 1 (H1)	2,08
Hombro 2 (H2)	2,08
Codo 1 (C1)	0,36
Codo 2 (C2)	$6,05 \cdot 10^{-4}$

Tabla 3. Momentos necesarios según cálculo básico (fuente propia)

9.2. Cálculo con motores

Una vez hecho esto se procedió a buscar motores comerciales que pudieran darnos el par que hemos calculado, esta búsqueda estaba sujeta al presupuesto que disponía el departamento para gastarlo en nuestro trabajo.

Entre las posibilidades que ofrece el mercado, finalmente se optó por adquirir unos motores que, aunque no garantizaban el par máximo con una transmisión de reducción, cumplían los requisitos y que su tamaño permitiera ser implementado adecuadamente en el diseño de la estructura.



Figura 11. Imagen motor elegido [datasheet motores]

Las especificaciones de los motores eran las siguientes:

Motores	942D7211 (H1 y H2)	942D1391 (C1 y C2)
Par suministrado (Kgcm)	12000	10000
Par suministrado (Nm)	1,18	0,98
Peso (g)	350	306
Longitud (mm)	97,5	90,9
Diámetro (mm)	35,8	35,8

Tabla 4. Datos motores elegidos (fuente propia)

Una vez elegidos los motores, se elaboró un esquema en el que se colocaron de manera orientativa en el lugar en el que tendrían que ir para mover el brazo tal y como se había planteado.

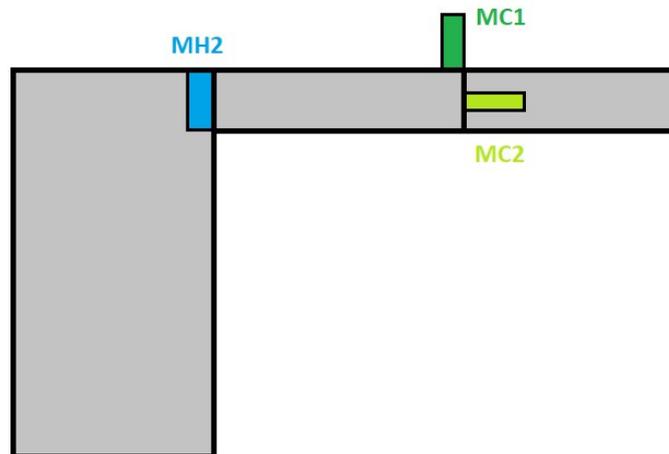


Figura 12. Esquema colocación inicial de los motores (fuente propia)

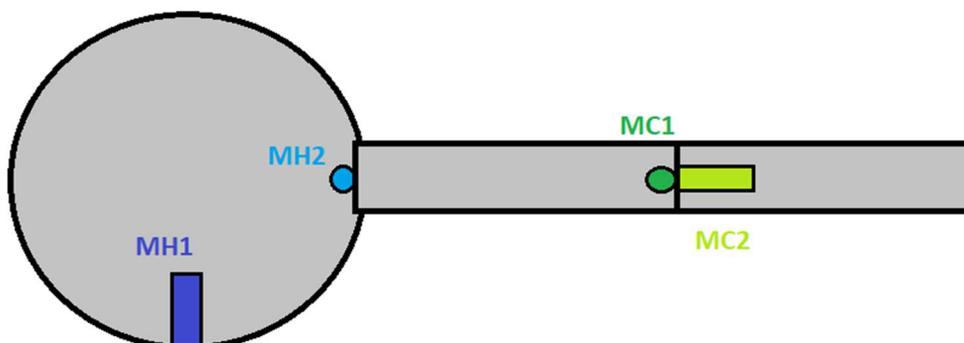


Figura 13. Esquema colocación inicial de los motores II (fuente propia)

Una vez completado el esquema se procedió a realizar un estudio como en el apartado anterior para determinar si con el peso de los motores era posible seguir adelante con la transmisión o si en cambio era necesario cambiar los motores o su colocación.

Para este estudio se consideró que los motores eran cilindros macizos con una distribución de masa uniforme de tal manera que el cálculo de la inercia no se complicara en exceso debido al carácter de prediseño.

9.2.1. Motor hombro 1 (H1)

Aunque el motor está situado hacia el interior del cilindro, el eje de giro sigue siendo justo al borde del brazo pegado al mismo. Por lo tanto, este motor deberá mover el conjunto brazo – antebrazo y además el peso de los motores que se han colocado.

Por lo tanto, para la inercia del conjunto brazo-antebrazo habría que añadirle la inercia de los motores respecto del punto de giro. Al haber considerado los motores como pequeños cilindros, la inercia de éstos respecto a su centro de masas en la dirección perpendicular a su eje de simetría es la siguiente:

$$I = \frac{1}{12} ml^2 + \frac{1}{4} mr^2$$

$$I_{H1-H2} = \frac{1}{12} \cdot 0,350 \text{ Kg} \cdot (0,0975 \text{ m})^2 + \frac{1}{4} \cdot 0,350 \text{ Kg} \cdot (0,0358/2 \text{ m})^2 = 3,05 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C1-C2} = \frac{1}{12} \cdot 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,0909 \text{ m})^2 + \frac{1}{4} \cdot 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,0358/2 \text{ m})^2 = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

El siguiente paso sería aplicar el teorema de Steiner, pero primero hay que calcular las distancias aproximadas de los centros de masas de los motores al punto de giro, utilizando como referencia las dimensiones de los motores y el brazo. Esto se puede ver en el siguiente esquema:

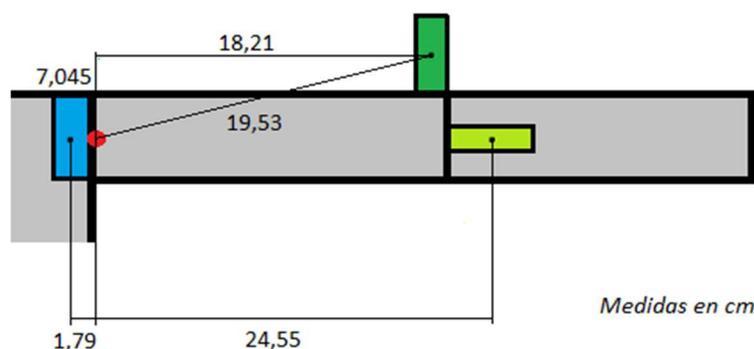


Figura 14. Esquema distancias al punto de giro (fuente propia)

Ahora se aplica el teorema de Steiner respecto al punto de giro:

$$I_{EJE} = I_{CM} + m \cdot d^2$$

$$I_{H2EJE} = 3,05 \cdot 10^{-4} Kgm^2 + 0,350 Kg \cdot (0,0179 m)^2 = 4,17 \cdot 10^{-4} Kgm^2$$

$$I_{C1E} = 2,35 \cdot 10^{-4} Kgm^2 + 0,306 Kg \cdot (0,1953m)^2 = 1,19 \cdot 10^{-2} Kgm^2$$

$$I_{C2EJE} = 2,35 \cdot 10^{-4} Kgm^2 + 0,306 Kg \cdot (0,2455m)^2 = 1,86 \cdot 10^{-2} Kgm^2$$

Como ya se ha calculado la inercia del brazo respecto al punto de giro anteriormente, se puede concluir que la inercia total es la suma de las inercias de los motores y la del brazo.

$$I_{TOTAL} = 4,17 \cdot 10^{-4} + 1,19 \cdot 10^{-2} + 1,86 \cdot 10^{-2} + 4,43 \cdot 10^{-2} = 7,52 \cdot 10^{-2} Kgm^2$$

El siguiente paso es calcular el momento resistente que genera tanto del brazo como los motores. Como se tienen las distancias y las masas simplemente se plantea un equilibrio de momentos respecto al punto de giro. La tabla 5 resume los resultados de los cálculos previos.

Parte	Peso (N)	Distancia ortogonal (m)	Sentido del momento
Motor H2	3,43	0,0179	Antihorario
Motor C1	3,00	0,1821	Horario
Motor C2	3,00	0,2455	Horario
Brazo	10,64	0,1750	Horario

Tabla 5. Resumen para el cálculo de momentos motor H1 (fuente propia)

Sabiendo esto:

$$\Sigma M_{Resist} = 3 \cdot 0,1821 + 3 \cdot 0,2455 + 10,64 \cdot 0,1750 - 3,43 \cdot 0,0179 = 3,08 Nm$$

Como se había resuelto anteriormente:

$$M_{Motor} = \Sigma M + M_{Resist}$$

Y también se cumple que el sumatorio de momentos es igual a la inercia del conjunto por la aceleración angular, así que:

$$\Sigma M = 7,52 \cdot 10^{-2} Kgm^2 \cdot 5 \frac{rad}{s^2} = 0,376 Nm$$

$$M_{Motor} = 0,376 Nm + 3,08 Nm = 3,46 Nm$$

9.2.2. Motor hombro 2 (H2)

Del mismo modo que el del motor hombro 1, el segundo motor tendrá que levantar el peso del brazo y el de los motores, pero por su colocación, las inercias y las distribuciones de los pesos cambian.

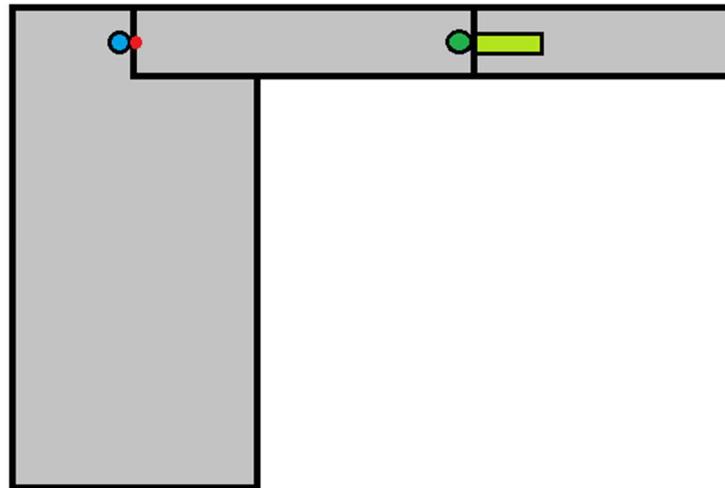


Figura 15. Esquema colocación motores respecto al punto de giro (fuente propia)

En el esquema anterior se puede ver una imagen con el perfil del brazo. A la hora de evaluar las inercias, para el motor H1 y C1, ahora el eje paralelo al eje de giro es eje de simetría del cilindro, así que se calcularán las nuevas inercias teniendo en cuenta esto. Después se aplicará Steiner.

Las distancias en cambio son las mismas que en el caso anterior, la única diferencia está en el motor C1, cuyo centro de masas ya no está desviado verticalmente del eje de giro y no hay que tener en cuenta esta distancia vertical. Por lo tanto, se procede a repetir el proceso anterior para el cálculo de momento necesario en el motor:

$$I_{cilindro} = \frac{1}{2}mr^2$$

$$I_{H2} = \frac{1}{2} \cdot 0,305 \text{ Kg} \cdot (0,0179 \text{ m})^2 = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C1} = \frac{1}{2} \cdot 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,0179 \text{ m})^2 = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C2} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \text{ (igual que antes)}$$

Se aplica el teorema de Steiner:

$$I_{H2EJE} = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 + 0,350 \text{ Kg} \cdot (0,0179 \text{ m})^2 = 1,68 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C1EJE} = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 + 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,1821 \text{ m})^2 = 1,02 \cdot 10^{-2} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C2EJE} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 + 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,2455 \text{ m})^2 = 1,86 \cdot 10^{-2} \text{ Kgm}^2$$

Como la inercia del brazo sigue siendo la misma se calcula la inercia total como la suma de todas ellas:

$$I_{TOT} = 1,68 \cdot 10^{-4} + 1,02 \cdot 10^{-2} + 1,86 \cdot 10^{-2} + 4,43 \cdot 10^{-2} = 7,33 \cdot 10^{-2} \text{ Kgm}^2$$

De cara a una mejor organización, se van a mostrar los valores calculados del momento resistente en la tabla 6:

Parte	Peso (N)	Distancia ortogonal (m)	Sentido del momento
Motor H2	3,43	0,0179	Antihorario
Motor C1	3,00	0,1821	Horario
Motor C2	3,00	0,2455	Horario
Brazo	10,64	0,1750	Horario

Tabla 6. Resumen para el cálculo de momentos motor H2 (fuente propia)

De esta manera puede verse que los datos son exactamente los mismos, ya que la orientación de los motores no influye ni a la distancia ortogonal ni al peso de los elementos. Así que el momento resistente tendrá igual valor.

$$M_{Resist} = 3,08 \text{ Nm}$$

A continuación, se calcula el sumatorio de momentos y el momento necesario que ha de ser capaz de producir el motor:

$$\Sigma M = 7,33 \cdot 10^{-2} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,367 \text{ Nm}$$

$$M_{Motor} = 0,367 \text{ Nm} + 3,08 \text{ Nm} = 3,45 \text{ Nm}$$

9.2.3. Motor codo 1 (C1)

El siguiente paso sería calcular los momentos necesarios en los motores del codo, para ello utilizaremos el mismo procedimiento que con los anteriores.



Figura 16. Esquema distancias para motor C1 (fuente propia)

Como se puede ver en la imagen, el único motor que ofrece resistencia al movimiento del brazo desde el codo el motor C2. En la imagen se puede ver en la distancia desde el centro de masas del motor hacia el punto de giro.

Como este eje de giro es perpendicular al eje de simetría del cilindro, la inercia calculada anteriormente es la misma que se tendría que calcular ahora, así que únicamente hay que aplicar el teorema de Steiner.

$$I_{C2} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{C2EJE} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 + 0,306 \text{ Kg} \cdot (0,0455 \text{ m})^2 = 8,68 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

En cambio, la inercia del brazo ya no sería la del conjunto brazo-antebrazo sino únicamente la de su parte final con lo que:

$$I_{Braz} = \frac{1}{12} \cdot 465 \text{ Kg} \cdot ((0,15 \text{ m})^2 + (0,05 \text{ m})^2) = 8,96 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

Se aplica Steiner y se calcula la inercia total:

$$I_{Brazo-eje} = 8,96 \cdot 10^{-4} + 0,465 \cdot (0,15/2)^2 = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{TOTAL} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2 + 8,68 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 = 4,37 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2$$

Una vez se tiene la inercia, procedemos a calcular el momento resistente:

$$\Sigma M_{Resist} = (0,306 \text{ Kg} \cdot 0,0455 \text{ m} + 0,465 \text{ Kg} \cdot 0,075 \text{ m}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,479 \text{ Nm}$$

Ahora ya se puede calcular el sumatorio de momentos y el momento que tendrá que ser capaz de suministrar el motor:

$$\Sigma M = 4,37 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,022 \text{ Nm}$$

$$M_{Motor} = 0,022 \text{ Nm} + 0,479 \text{ Nm} = 0,5 \text{ Nm}$$

9.2.4. Motor codo 2 (C2)

Sólo restaría calcular el momento que tendrá que suministrar el motor C2. Como ya se pudo ver en el apartado de cálculos básicos, este motor no está sometido a un par resistente. Así que únicamente hay que calcular en la inercia respecto al eje de rotación de la parte final del brazo (los cinco centímetros finales).

$$m = \rho \cdot v = 1,24 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \cdot (5 \text{ cm})^3 = 155 \text{ g}$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot 0,155 \cdot (0,05^2 + 0,05^2) = 6,46 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

Por lo tanto:

$$\Sigma M = M_{Motor} = 6,46 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 3,23 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

Una vez hecho esto, se han obtenido los siguientes datos:

Motor	Par requerido (Nm)
Hombro 1 (H1)	3,46
Hombro 2 (H2)	3,45
Codo 1 (C1)	0,5
Codo 2 (C2)	$3,24 \cdot 10^{-4}$

Tabla 7. Momentos necesarios según cálculo con motores (fuente propia)

Como se puede ver en la tabla 7, el motor es capaz de suministrar los pares de los motores del codo, pero en el caso de los motores del hombro se necesitará una transmisión tal como se preveía.

10. Diseño final

Tras el cálculo anterior, se procedió a elaborar un diseño completo del brazo antropomórfico y se comprobó el par necesario para cada motor con todos los cambios que se realizaron en la estructura. Este proceso se detalla en el anexo de cálculos, pero se consiguieron los siguientes resultados:

Motor	Par requerido (Nm)
Hombro 1 (H1)	3,59
Hombro 2 (H2)	1,97
Codo 1 (C1)	0,23
Codo 2 (C2)	$7,2 \cdot 10^{-5}$

Tabla 8. Momentos necesarios según cálculo avanzado (fuente propia)

Se puede observar que el par requerido por los motores no cambia sensiblemente, además aun añadiendo el peso de los motores, se observa que en la mayoría de los casos (a excepción del motor H1 el par disminuye).

Esto se explica también en el anexo de cálculos, pero se debe a que se intentó aligerar las piezas todo lo posible para que los requerimientos no cambiaran demasiado. En el caso del motor H1 el par aumenta porque se tuvo que introducir una articulación intermedia para que se pudieran llevar a cabo los movimientos.

Además de esto, se realizó un análisis de deformaciones y tensiones para comprobar la rigidez del conjunto y se pudo concluir que las tensiones experimentadas por los cuerpos no eran preocupantes.

Analizando los desplazamientos, se observó que el valor obtenido es mayor de lo esperado, aunque no debe ser preocupante. Esto se debe a que realmente en los ejes de trabajo no se experimenta gran deformación y al estar todos los puntos en un estado de deformación similar no supone un problema ya que no se generan desalineamientos en los ejes.

Cabe destacar que ante la situación actual y la pandemia del COVID-19 no se pudo llegar a construir ningún prototipo con el que comprobar si esos desplazamientos eran excesivos. Aun así, por todo lo expuesto, se considera que no afectarán al correcto funcionamiento del brazo.

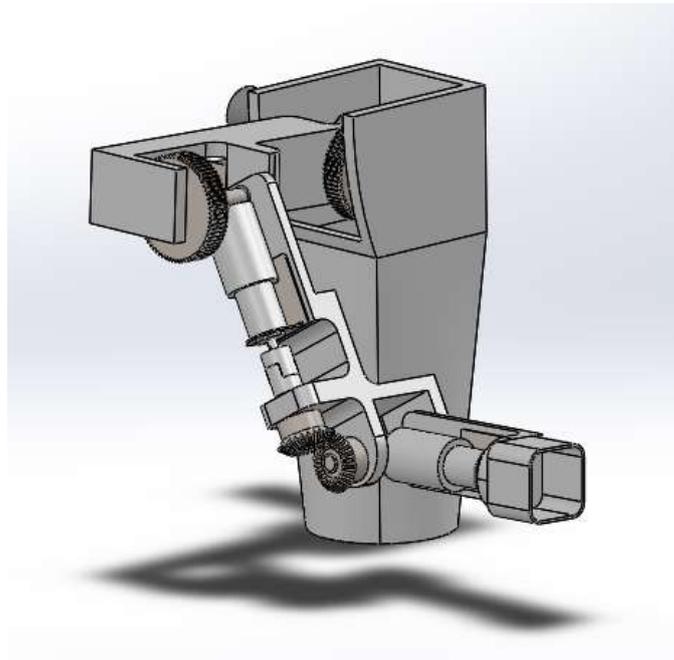


Figura 17. Diseño final (fuente propia)

En la figura 17 se muestra una imagen del diseño final y a continuación, se mostrarán las distintas partes que conforman el conjunto. Para cada pieza se mostrará su diseño y se explicarán las consideraciones de diseño que se han tenido en cuenta.

10.1. Piezas diseñadas para impresión

10.1.1. Cuerpo

Aunque este componente no forma parte de lo que es llamado el brazo antropomórfico es necesario implementar un elemento rígido al que sujetar la estructura. Aparte de esta función principal, también se aloja la transmisión necesaria para que el motor H1 pueda funcionar adecuadamente.

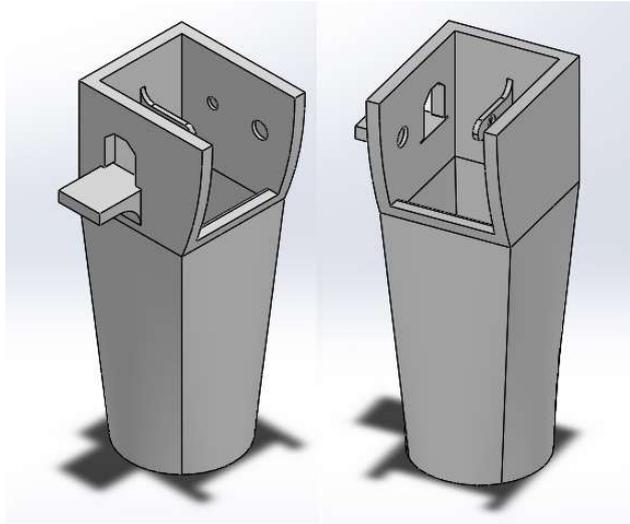


Figura 18. Diseño final del cuerpo (fuente propia)

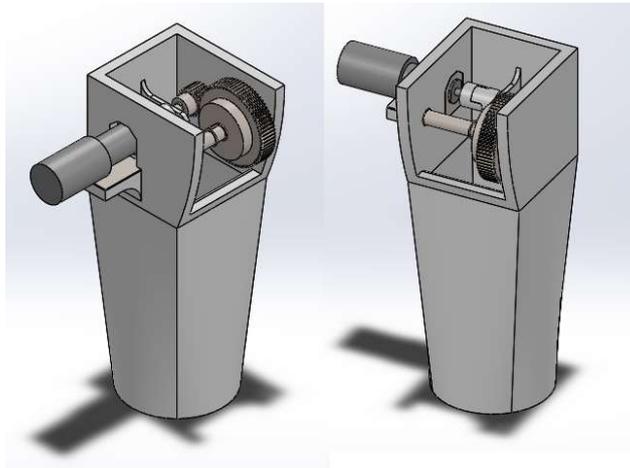


Figura 19. Diseño final del cuerpo con transmisión (fuente propia)

10.1.2. Articulación del hombro

Este componente no estaba proyectado en la fase inicial del proyecto, pero fue necesario para poder generar la excentricidad necesaria para el correcto funcionamiento del

motor H2. Este componente alberga el motor H2 y toda la transmisión necesaria para que el brazo se pueda levantar hacia delante.

Cabe destacar que se tuvo que aligerar bastante la pieza, ya que no se conocía si su influencia iba a ser muy grande o no, al no estar proyectada. Pero esto no compromete su resistencia estructural, tal como se refleja en el anexo de deformaciones y tensiones.

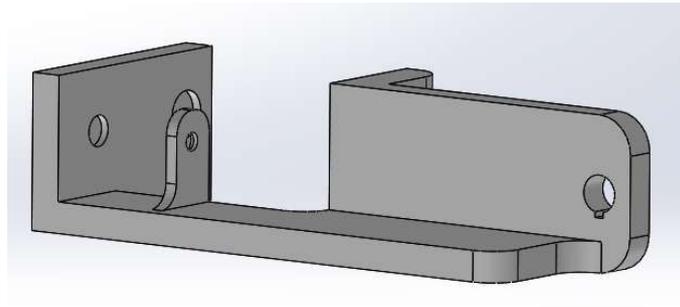


Figura 20. Diseño final articulación hombro (fuente propia)

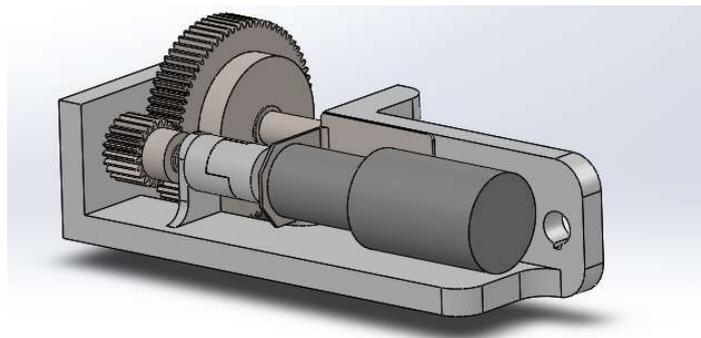


Figura 21. Diseño final articulación hombro con transmisión (fuente propia)

10.1.3. Brazo

El brazo tuvo que ser modificado bastante respecto a las comprobaciones iniciales. Esto se debe a que finalmente, para reducir las excentricidades del centro de masas de la estructura respecto al punto de giro del hombro, se tuvo que alojar el motor en su interior.

Debido a esto, también se planteó una transmisión de engranajes cónicos, con el fin de poder trasladar el movimiento del motor del codo a un eje paralelo y así se pudiera realizar correctamente. Por lo tanto, esta parte aloja el motor y la transmisión citada.

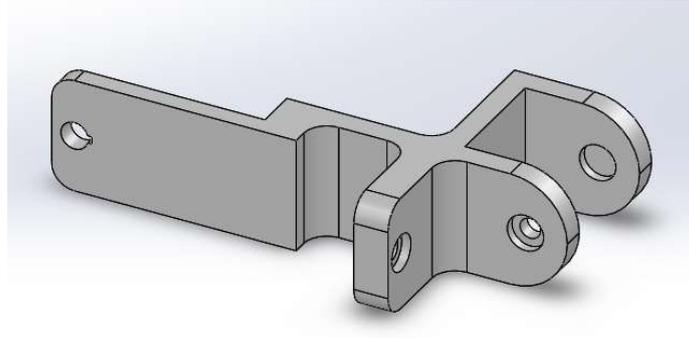


Figura 22. Diseño final brazo (fuente propia)

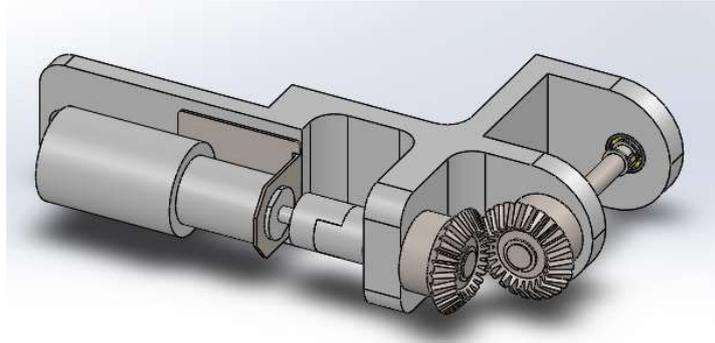


Figura 23. Diseño final brazo con transmisión (fuente propia)

10.1.4. Antebrazo

El antebrazo no sufrió muchas modificaciones respecto a la fase de diseño inicial, pero debido a que debe rotar sobre sí misma para simular un movimiento real del brazo, se ha dividido en dos partes.

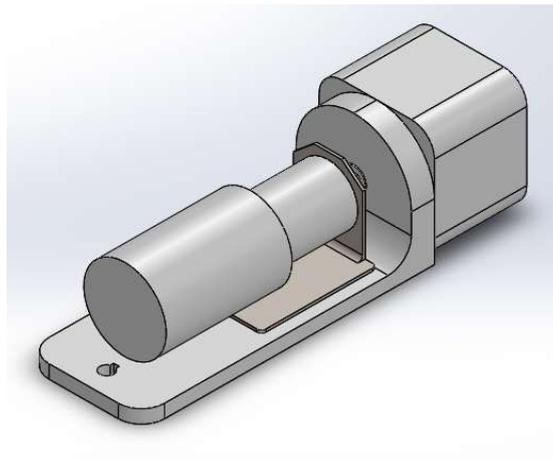


Figura 24. Diseño final antebrazo (fuente propia)

10.1.5. Antebrazo superior

Esta parte del antebrazo es la encargada de alojar el motor que producirá el movimiento de rotación. Aunque no se ha incluido ningún sistema de transmisión, si se ha dispuesto un cojinete para que el movimiento no tenga impedimentos debidos al rozamiento con otros componentes.

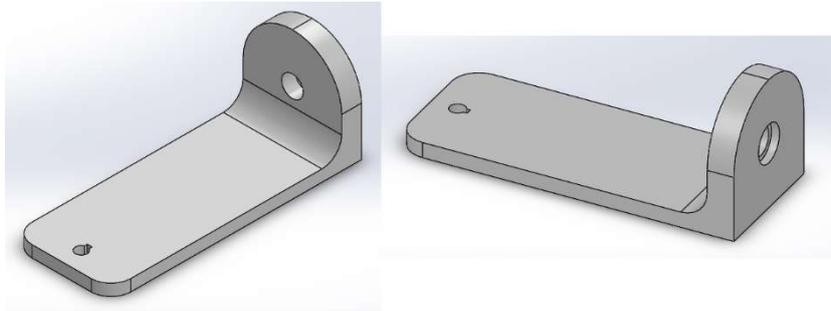


Figura 25. Diseño final antebrazo superior (fuente propia)

10.1.6. Antebrazo inferior

La segunda parte del antebrazo se corresponde con la parte más alejada de los puntos de giro, así que teniendo esto en cuenta se efectuó un vaciado. Además, presenta un pequeño muñón con una muesca mecanizada, de tal manera que el eje del motor se pueda acoplar y permita el giro de este componente apoyado en el cojinete.

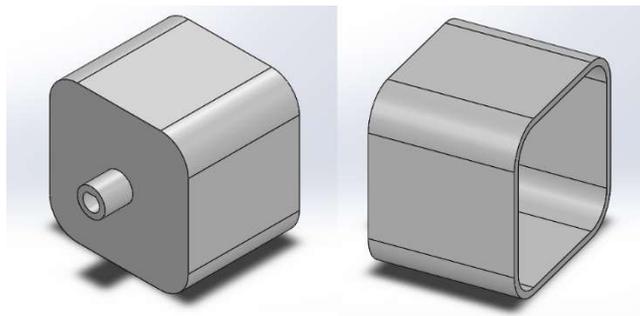


Figura 26. Diseño final antebrazo inferior (fuente propia)

10.2. Actuadores

Como se ha comentado a lo largo de la memoria en varias ocasiones, aunque la premisa inicial fue que el brazo fuese implementado para impresión 3D, no todos los elementos son viables si se utiliza el material disponible para impresión. Unos de esos elementos son los actuadores que serían necesarios para llevar a cabo los movimientos del brazo.

En total en nuestro diseño se han implementado 4 motores, aunque no todos ellos son iguales, son del mismo fabricante y pertenecen a la serie 942D. La diferencia fundamental entre ambos es el par que eran capaces de desarrollar y algunas medidas.



Figura 11. Imagen motor elegido [datasheet motores]

Los motores denominados H1 y H2 son el modelo 942D7211 y son capaces de generar un par de hasta 12 Kgcm, mientras que los motores C1 y C2 son del modelo 942D1391 y generan un par de 10 Kgcm. En cuanto a las medidas que cambian, se facilitará el *datasheet* de los motores en el anexo de catálogos.

Cabe destacar que se realizaron dos modelos simplificados con las mismas dimensiones y propiedades de masa para que fueran implementados en el diseño del brazo y se pudieran evaluar en el cálculo de inercias y momentos necesarios en el anexo.

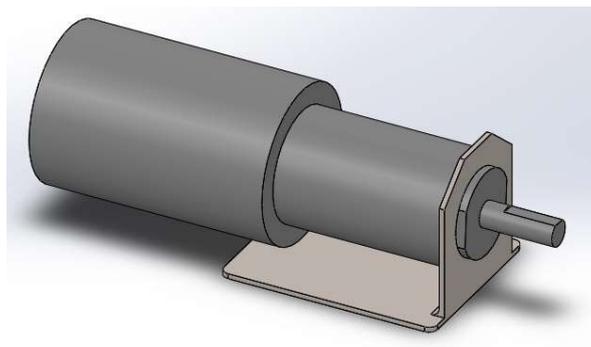


Figura 27. Diseño CAD simplificado del motor (fuente propia)

Como se puede observar, se ha simulado un enganche al que irá acoplado el motor. Esto se debe a que este dispositivo aparece en el *datasheet*, pero a falta de datos acerca de la geometría de este, se han supuesto unas medidas orientativas.



Figura 28. Enganche del motor [datasheet motores]

El enganche tiene unos aligeramientos para acoplar el motor y el propio enganche a la superficie deseada, mediante unos pequeños tornillos. Se ha supuesto que el fabricante ha realizado el cálculo de estos componentes, pero aun así no se tratará este tema con tanto detalle a nivel de planos.

10.3. Componentes comerciales

Tal como se comenta en el apartado anterior, no es posible diseñar para impresión todos los elementos del brazo. Además de los actuadores ha sido necesario adquirir comercialmente ciertos elementos que detallamos a continuación.

10.3.1. Cojinetes

Los cojinetes son un elemento extremadamente complicado de diseñar y es necesario garantizar la capacidad de carga dinámica básica con seguridad. Por lo tanto, se optó por elegir rodamientos de bolas comerciales del fabricante SKF. Para este diseño fueron necesarios tres diferentes:

Cojinete	D eje (mm)
W 617/6	6
W 61700	10
W 618/8	8

Tabla 9. Diámetros interiores cojinetes (fuente propia)

Los diámetros considerados se corresponden con el diámetro menor del escalón necesario para que estos elementos queden fijados. En el anexo de cálculos se evaluará la capacidad de carga dinámica básica en función de las fuerzas que resiste.

En cuanto a su modelado para la simulación de las inercias, el propio fabricante proporcionaba un modelo CAD compatible con el software utilizado.

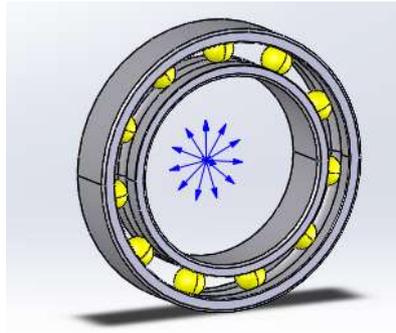


Figura 29. Diseño CAD cojinetes (SFK)

10.3.2. Ejes

Los ejes son otros elementos que por sus solicitaciones y los requerimientos de diseño no eran implementables mediante impresión 3D. Aunque no se eligió ningún fabricante en concreto, todos los ejes podrán adquirirse como redondos del diámetro adecuado y posteriormente mecanizarse las ranuras para chavetas, anillos de retención y los escalones.

En cuanto al modelado para la comprobación de los momentos requeridos se realizó con bastante detalle en el software SolidWorks. En la figura X se muestra solo un ejemplo, el resto de los ejes se detallará en el anexo de planos.

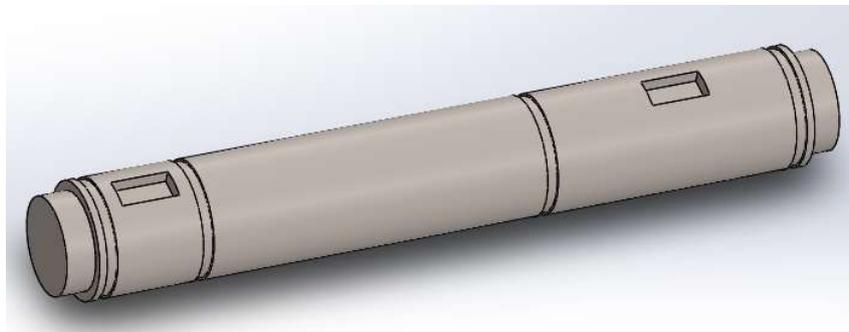


Figura 30. Diseño CAD eje (fuente propia)

10.3.3. Engranajes

Los engranajes utilizados son del mismo fabricante que el de los motores, RS PRO, la verificación de estos está detallada en el anexo de cálculos. Se adquirieron dos parejas de engranajes rectos y una pareja de engranajes cónicos. Los engranajes rectos son de diferente diámetro para satisfacer la transmisión reductora que se tuvo que implementar.

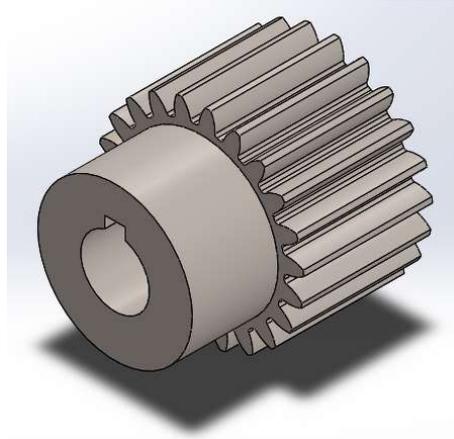


Figura 31. Diseño CAD piñón (fuente propia)

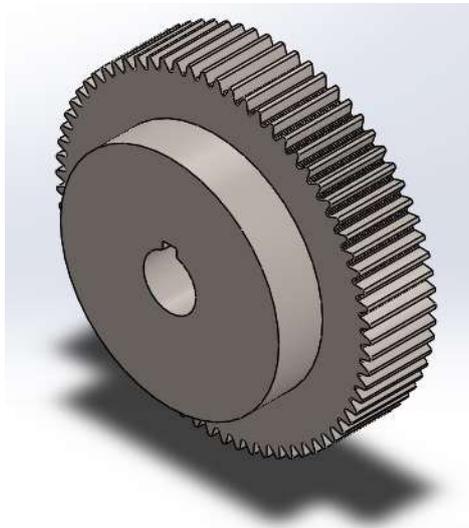


Figura 32. Diseño CAD engrane (fuente propia)

En cambio, para el caso de los engranajes cónicos, como no era necesario aumentar el par ni implementar ninguna transmisión con ningún fin, únicamente se seleccionó un modelo de engranaje.

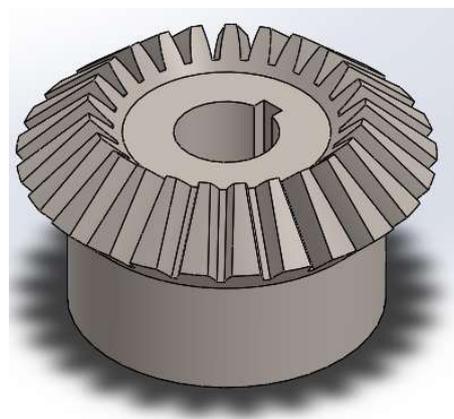


Figura 33. Diseño CAD engranaje cónico (fuente propia)

10.3.4. Chavetas

Las chavetas elegidas, al ser elementos que garantizan la transmisión de potencia y al estar la transmisión hecha de acero, se mecanizarán también en acero. Se ha optado por diseñar chavetas cuadradas y las dimensiones de estas están verificadas en el anexo de cálculos.

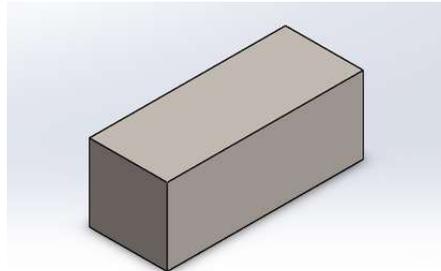


Figura 34. Diseño CAD chaveta (fuente propia)

10.3.5. Acoplamiento flexible

Debido a que el eje de los motores comprados y el eje de las transmisiones tienen diámetros diferentes, se tuvo que implementar algún elemento que permitiera la sujeción entre ambos ejes y garantizara la transmisión del movimiento. Este elemento es el acoplamiento flexible, todos los acoplamientos elegidos son del modelo MJT-20-BL y pertenecen al fabricante NBK.

Para la comprobación de inercias necesaria para la estimación del par en los motores, se diseñó una simplificación del modelo final con las mismas propiedades de masa, ya que el fabricante no ofrecía un diseño en CAD. Las medidas originales están disponibles en el catálogo adjuntado en el anexo.

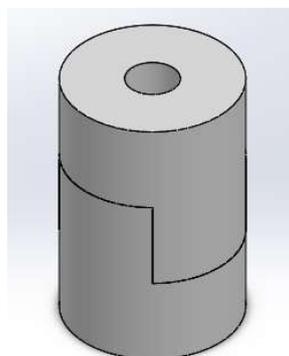


Figura 35. Diseño CAD simplificado del acoplamiento flexible (fuente propia)

10.3.6. Anillos de retención

Por último, para la adecuada sujeción de los elementos en los ejes, fue necesario implementar anillos de retención. Se optó por anillos de retención normalizados según la norma DIN 471 del fabricante SEEGER, los modelos elegidos son el A8, A10 y A12.

En este caso, ya que faltaban medidas en el catálogo al estar el elemento normalizado, también se optó por diseñar una simplificación para que pudiera ser implementada en el diseño del brazo en CAD.

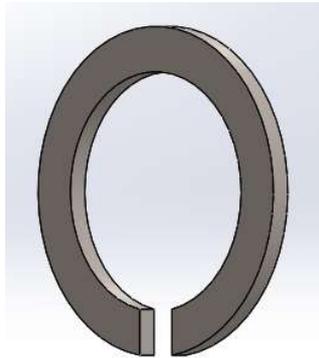


Figura 36. Diseño CAD simplificado del anillo de retención (fuente propia)

11. Impresión

En este apartado se analizará la impresión de las piezas que se han indicado a lo largo de la memoria. Para ello se utilizará el software Ultimaker Cura, que nos dará información relevante, ya que no solo se podrá variar parámetros de impresión, además permite simular todo el proceso.

La consideración general que se tendrá en cuenta será que para garantizar que las piezas sean lo más homogéneas posibles, el espesor del hilo depositado por la boquilla será de 0,15 mm, de tal manera que la orientación de las fibras no influya en las propiedades elásticas del material.

Sabiendo esto, para cada pieza se analizarán principalmente los tiempos que se tardará en la impresión y la cantidad de material necesario para cada una, además de los costes estimados generales de todo el proceso de impresión. Para simplificar el proceso se realizará un volcado de información en la tabla 10 para evaluar los resultados.

Parte	Tiempo	Cantidad de material
Cuerpo	1 d 22 h 58 min	456 g - 57,71 m
Articulación hombro	10 h 15 min	93 g - 11,8 m
Brazo	11 h 12 min	102 g - 12,89 m
Antebrazo superior	4 h 2 min	35 g - 4,43 m
Antebrazo inferior	3 h 29 min	24 g - 3,02 m
TOTAL	3 d 3 h 56 min	710 g - 89,85 m

Tabla 10. Costes de impresión (fuente propia)

Como se puede observar, el tiempo de impresión es bastante elevado, esto se debe al espesor de la fibra que se ha impuesto. Por su parte el gasto de material no parece tan elevado ya que una bobina típica contiene 1 Kg de material y solo eso sería necesario para terminar con el diseño.

Por lo tanto, se puede concluir que, aunque el material sea poco, los tiempos de impresión son muy elevados con el objetivo de lograr una impresión de calidad. Además, cabe destacar que el precio de una bobina es aproximadamente de 30 €, con lo que las piezas serían realmente baratas. A continuación, se mostrará una captura de pantalla de las piezas impresas en el software usado para prepararlas:

Cuerpo

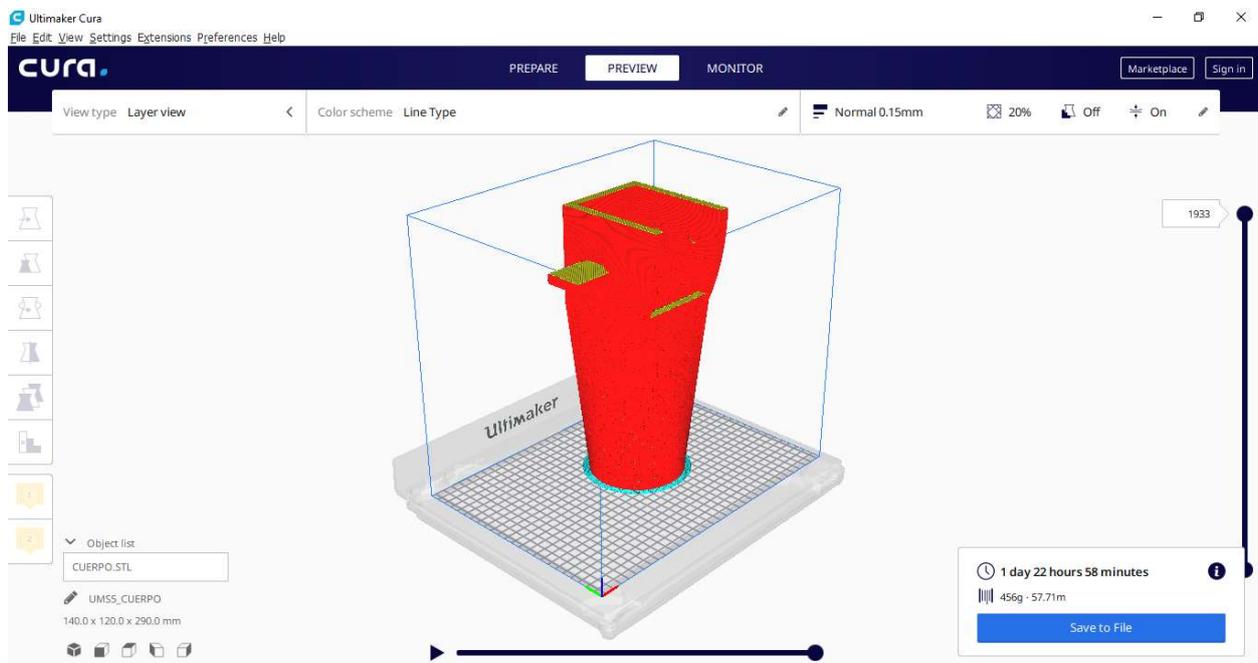


Figura 37. Simulación de la impresión del cuerpo (fuente propia)

Articulación del hombro

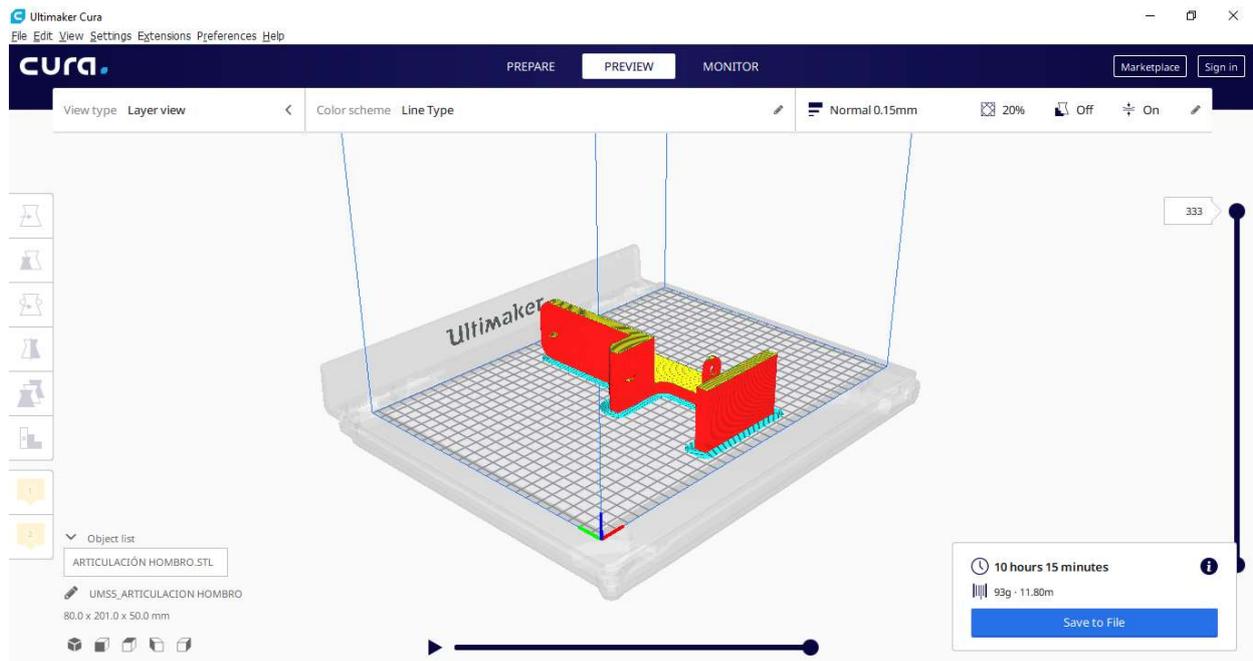


Figura 38. Simulación de la impresión de la articulación del hombro (fuente propia)

Brazo

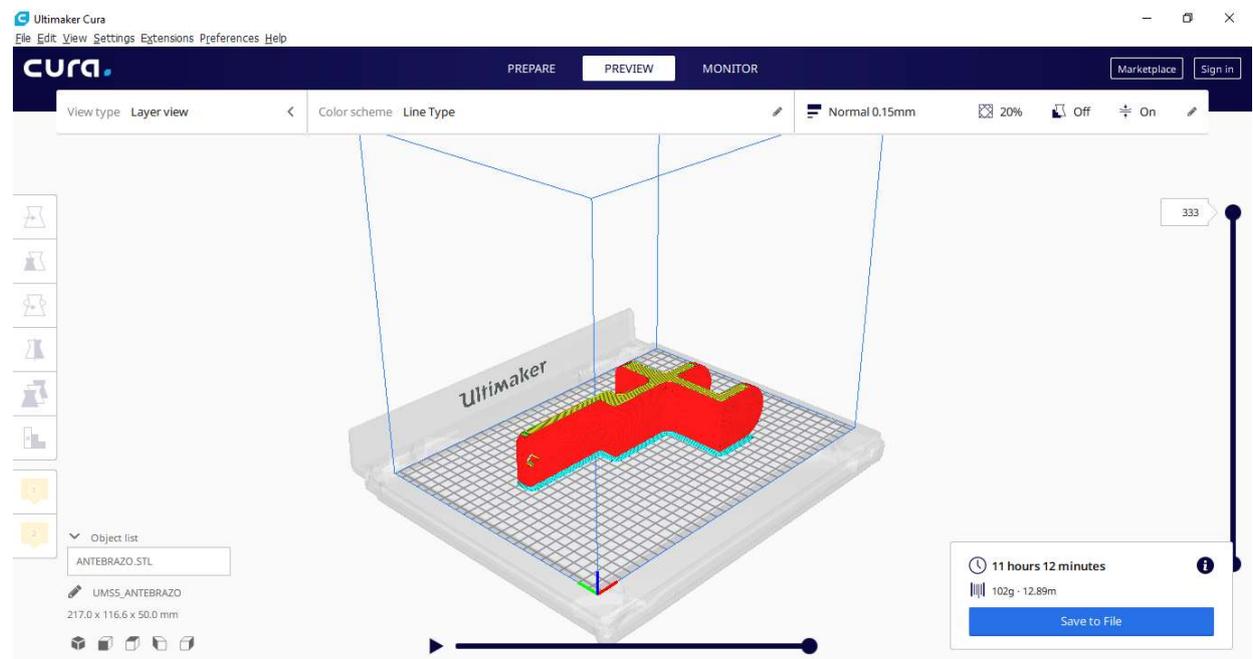


Figura 39. Simulación de la impresión del brazo (fuente propia)

Antebrazo superior

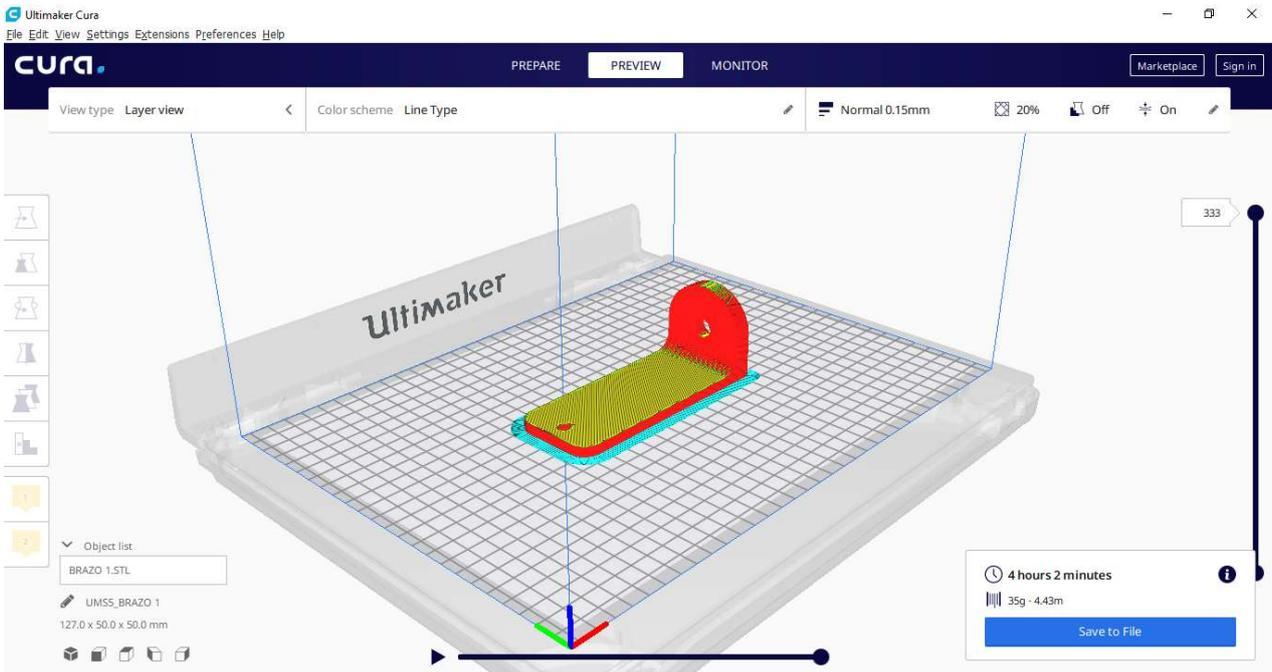


Figura 40. Simulación de la impresión del antebrazo superior (fuente propia)

Antebrazo inferior

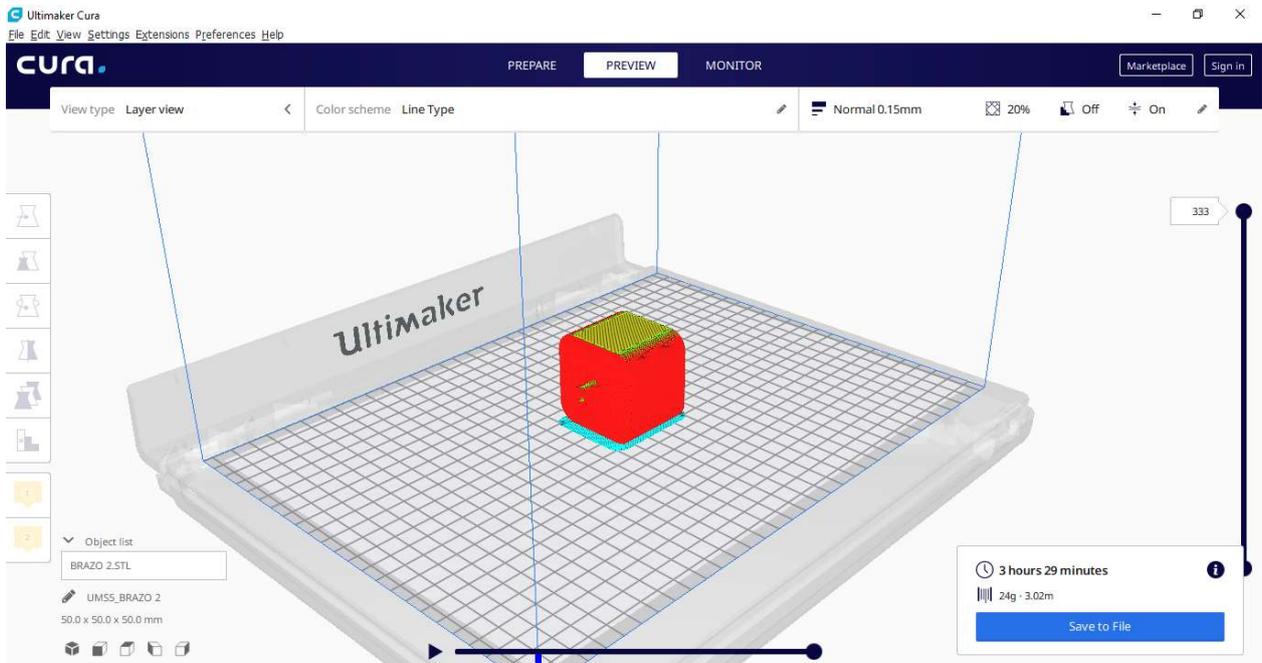


Figura 41. Simulación de la impresión del antebrazo inferior (fuente propia)

12. Conclusión

El presente Trabajo de Fin de Grado ha tenido como objetivo, junto a los otros tres TFG coordinados con este, el diseño e implementación completa de un brazo robótico antropomórfico, es decir, cuyos movimientos simulen los de un ser humano.

Durante la realización del trabajo, se han tenido que utilizar los conocimientos que se han adquirido en la titulación, así como se han desarrollado algunos nuevos. Esencialmente se ha trabajado el campo del cálculo y diseño de máquinas teniendo en cuenta que el proyecto es de este ámbito.

También se han utilizado conocimientos del ámbito de la elasticidad y resistencia de materiales, para llevar a cabo los estudios de tensiones de las piezas impresas. EL campo de oficina técnica también ha estado presente, ya que además de redactarse el proyecto se han elaborado diferentes tipos de planos de manera que se cumpla la normativa.

En definitiva, se ha proyectado un diseño funcional de un brazo antropomórfico con los conocimientos adquiridos en la titulación del Grado en Ingeniería Mecánica y se ha plasmado el resultado en el presente proyecto siguiendo las normas establecidas.

13. Conclusion

The objective of this Final Degree Project, together with the other three TFGs coordinated with it, was to design and fully implement an anthropomorphic robotic arm, that is, whose movements simulate those of a human being.

During the realization of the work, the knowledge acquired in the degree has had to be used, as well as some new knowledge. Essentially, the field of machine calculation and design has been worked taking into account that the project is in this area.

Knowledge of the field of elasticity and resistance of materials has also been used to carry out stress studies on printed parts. The field of technical office has also been present, since in addition to writing the project, different types of plans have been prepared in order to comply with the regulations.

In short, a functional design of an anthropomorphic arm has been projected with the knowledge acquired in the degree of the Degree in Mechanical Engineering and the result has been reflected in the present project following the established standards.

14. Referencias

- [1] Mott, R.L., "Diseño de elementos de máquinas", Ed. Pearson.
- [2] Trabajo fin de grado: Silla de ruedas para perros con elementos replicados en impresora 3D, Yaiza Álvarez Cubillo, Universidad de La Laguna.
- [3] Trabajo fin de grado: Diseño de caja reductora con freno de retención de posición, Alberto Sergio Tomás Marrero, Universidad de La Laguna.
- [4] Trabajo fin de grado: Diseño de una caja reductora de potencia para grúa, Gonzalo Marrero Ramallo, Universidad de La Laguna.
- [5] https://es.wikipedia.org/wiki/Brazo_rob%C3%B3tico
- [6] <https://www.esneca.com/blog/brazo-robotico-industrias/>
- [7] https://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/28051/TFG_Alejandro_Sanchez_Anillo_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [8] https://es.wikipedia.org/wiki/Impresi%C3%B3n_3D
- [9] https://es.wikipedia.org/wiki/Modelado_por_deposici%C3%B3n_fundida
- [10] <https://es.wikipedia.org/wiki/Estereolitograf%C3%ADa>
- [11] https://es.wikipedia.org/wiki/%C3%81cido_polil%C3%A1ctico
- [12] <https://www.textoscientificos.com/polimeros/acido-polilactico>



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANEXO I: CÁLCULOS

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

ÍNDICE

1. CÁLCULO ENGRANAJES RECTOS	63
1.1. Esfuerzo flexionante	63
1.2. Esfuerzo de contacto	72
2. CÁLCULO ENGRANAJES CÓNICOS	75
2.1. Esfuerzo flexionante	75
2.2. Esfuerzo de contacto	80
3. COMPROBACIÓN AVANZADA	81
3.1. Motor H1	81
3.2. Motor H2	84
3.3. Motor C1	85
3.4. Motor C2	87
4. CÁLCULO DE EJES A FLEXIÓN	88
4.1. Eje hombro 1	88
4.2. Eje hombro 2	93
4.2.1. Caso 1	95
4.2.2. Caso 2	98
4.3. Eje hombro 3	101
4.4. Eje hombro 4	104
4.5. Eje codo 1	108
4.6. Eje codo 2	112
5. COMPROBACIÓN A FATIGA	117
5.1. Resistencia a fatiga modificada	117
5.2. Factor de diseño	119
5.3. Factor de concentración de esfuerzos	119
5.4. Comprobación de ejes	120

6. ELECCIÓN DE COJINETES	120
7. SELECCIÓN DE CUÑAS	122
8. SELECCIÓN ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES	124
9. SELECCIÓN DE ANILLOS DE RETENCIÓN	126

1. Cálculo engranajes rectos

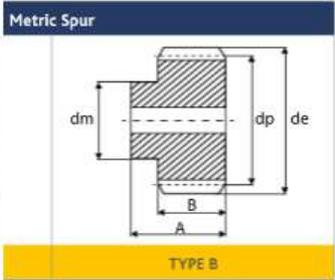
1.1. Esfuerzo flexionante

Una vez realizados los cálculos previos, el siguiente paso es disponer una transmisión en la que hay una reducción de velocidad del eje de salida del motor hacia otro eje. Esto servirá para aumentar el par disponible y hacer posible el movimiento de la parte del brazo de acuerdo con los requerimientos calculados, para que las condiciones de operación sean las adecuadas.

Posteriormente, y debido a que al implementar estas transmisiones es posible que el diseño original cambie, habrá que realizar una revisión y verificar que la transmisión y los momentos son válidos para el diseño final. Aun así, este apartado se centrará en el dimensionamiento de los engranajes.

Para los momentos calculados, es necesario que la relación de transmisión entre piñón y engrane, sea de al menos 3 para garantizar el par con los motores disponibles. Atendiendo también a las dimensiones del brazo, se ha optado por un piñón de 22 mm de diámetro y un engrane de 70 mm, siendo 1 el módulo de ambos engranajes. De esta manera se garantiza que la relación de transmisión supere el valor anteriormente indicado.

RS Article no.	Type	No. of Teeth	Pitch Ø dp	Bore Ø H8	Hub/Boss Ø dm	Outside Ø de	O/A Width A	Face Width B
1827801	B	12	12	5	9	14	25	15
1827802	B	13	13	5	10	15	25	15
1827803	B	14	14	6	10	16	25	15
1827804	B	15	15	6	12	17	25	15
1827805	B	16	16	6	13	18	25	15
1827807	B	18	18	8	15	20	25	15
1827808	B	20	20	8	16	22	25	15
1827809	B	22	22	8	18	24	25	15
1827810	B	24	24	8	20	26	25	15
1827811	B	25	25	8	20	27	25	15
1827813	B	26	26	8	20	28	25	15
1827814	B	28	28	8	20	30	25	15
1827815	B	30	30	8	20	32	25	15
1827816	B	32	32	10	25	34	25	15
1827817	B	35	35	10	25	37	25	15
1827818	B	36	36	10	25	38	25	15
1827819	B	40	40	10	25	42	25	15
1827820	B	45	45	10	30	47	25	15
1827821	B	48	48	10	30	50	25	15
1827822	B	50	50	12	30	52	25	15
1827823	B	55	55	12	40	57	25	15
1827824	B	60	60	12	40	62	25	15
1827825	B	70	70	12	50	72	25	15
1827826	B	80	80	12	50	82	25	15



Metric Spur
TYPE B



Figura 42. Datos geométricos engranajes rectos (fuente propia)

Los engranajes son del mismo distribuidor que los motores y sus características geométricas se indican en la tabla anterior. A continuación, se procederá al cálculo de los

momentos flexionantes en la raíz del diente, mediante la ecuación de Lewis y siguiendo el proceso detallado en la bibliografía [1].

$$s_t = \frac{W_t P_d}{FJ} K_o K_s K_m K_B K_v$$

En primer lugar, se va a definir la potencia a la que funcionará el motor, así como la velocidad a la que tendrá lugar la operación. Esta información se extraerá de la ficha técnica del fabricante. El motor se alimentará a doce voltios, así que según dicha ficha la potencia será de 19,35 W.

Para la velocidad, el fabricante facilita una tabla en la que dependiendo del modelo elegido da una velocidad de salida sin carga acoplada, así que no nos sirve. Para este caso se va a acoplar una carga, y al conocer el par de salida y la potencia del motor, se podrá calcular la velocidad.

El motor incorpora una reductora planetaria para garantizar el par de salida y debido a que los motores eléctricos tienen una alta eficiencia se va a despreciar la pérdida de potencia en la reductora. Se sabe que la potencia, el par y la velocidad se relacionan de la siguiente manera:

$$n = \frac{P}{M_T} = \frac{19,35 \text{ W}}{1,177 \text{ Nm}} = 16,44 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 157,18 \text{ rpm}$$

Una vez se ha obtenido este valor se puede comenzar, por el cálculo de la velocidad de la línea de paso y la carga transmitida tangencialmente.

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_p}{60000} = \frac{\pi \cdot 22 \cdot 157,18}{60000} = 0,18 \text{ m/s}$$

$$W_t = \frac{P}{v_t} = \frac{19,35}{0,18} = 107,5 \text{ N}$$

A continuación, se van a determinar los factores que modifican la expresión de Lewis. Cada uno de estos factores expresan las distintas condiciones que afectan al diseño final, como son el tamaño, la probabilidad de variaciones de carga, etc.

El primer factor que se calculará es el de sobrecarga para la resistencia flexionante (K_o), se hará a través de la tabla 11 proporcionada por la literatura [1] y que se muestra a continuación.

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 11. Elección factor K_0 [1]

Se va a considerar una fuente de potencia uniforme como puede ser un generador de corriente continua en el laboratorio y de cara a la seguridad también se considerará un choque moderado la máquina impulsada, por lo tanto:

$$K_0 = 1,5$$

El siguiente factor para considerar es el dinámico, que cuantifica las variaciones de carga debido a la exactitud del perfil del diente entre otras variables. Primero, hay que especificar un número de calidad (Q_v) mediante la tabla 12.

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad

Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
Más de 4000	12-14	Más de 22

Tabla 12. Recomendaciones número de calidad [1]

$$Q_v = 6$$

Una vez se tiene el número de calidad se podrá determinar el factor dinámico (K_v) mediante la figura 43.

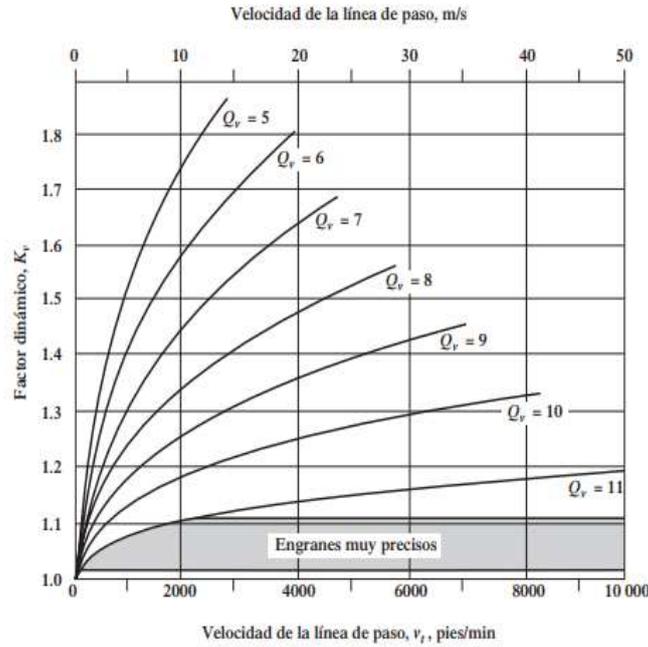


Figura 43. Factor K_v [1]

$$K_v = 1$$

El siguiente factor para calcular va a ser el de la distribución de la carga (K_m), se hará mediante la ecuación (9-16) [1].

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (9-16)$$

Para utilizar la expresión se necesitan los valores de C_{pf} y C_{ma} , que se sacarán de las figuras 44 y 45.

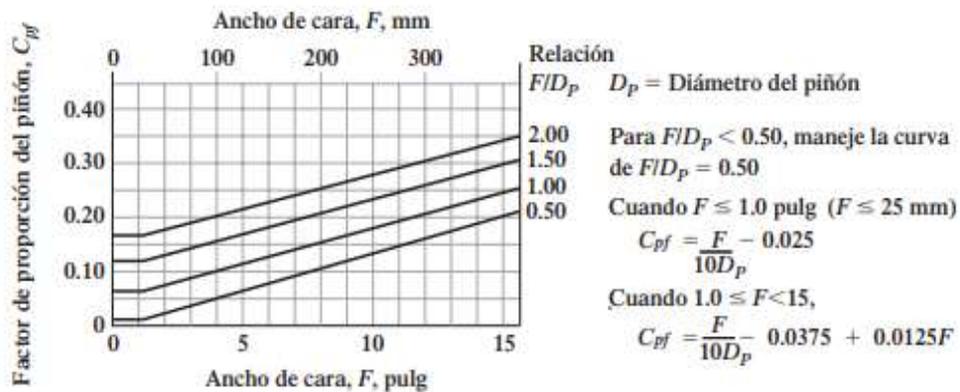


Figura 44. Factor de proporción del piñón [1]

En nuestro caso se van a utilizar las expresiones del lugar de la gráfica, el ancho de cara es menor de 25 milímetros, por lo tanto, la expresión que se utilizará es la primera que aparece.

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot D_p} - 0,025 = \frac{15}{10 \cdot \left(\frac{22}{25,4}\right)} - 0,025 = 0,04$$

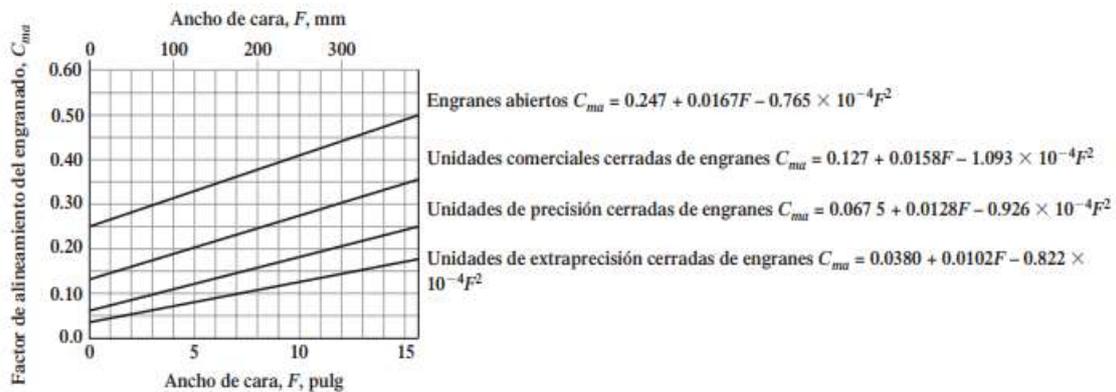


Figura 45. Factor de alineamiento del engranaje [1]

Para el caso de C_{ma} , los engranajes estarán abiertos y también se utilizará la fórmula, así que el valor el siguiente:

$$C_{ma} = 0,247 + 0,0167F - 0,765 \cdot 10^{-4}F^2$$

$$C_{ma} = 0,247 + 0,0167 \cdot \left(\frac{15}{25,4}\right) - 0,765 \cdot 10^{-4} \left(\frac{15}{25,4}\right)^2 = 0,26$$

Una vez hecho esto ya se podrá calcular el factor:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} = 1 + 0,04 + 0,26 = 1,30$$

El siguiente factor que se debe calcular es el factor de tamaño (K_s), que viene dado por la tabla 13. Para un valor de módulo métrico de uno se tendrá la siguiente relación:

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 13. Factor de tamaño en función del módulo [1]

$$K_s = 1$$

Faltaría calcular el último de los factores de este de la figura 46, que es el factor de espesor de borde (K_B).

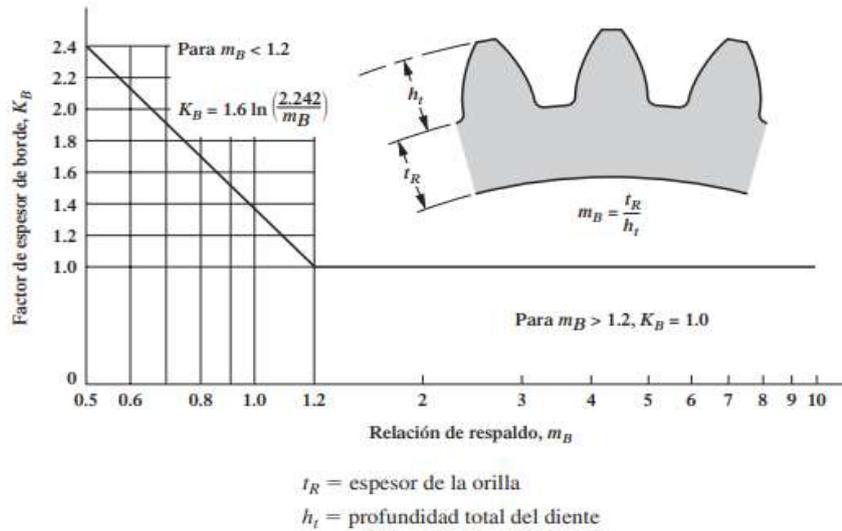


Figura 46. Factor espesor de borde [1]

$$m_{BP} = \frac{t_R}{h_t} = \frac{4,75}{2,25} = 2,1$$

$$m_{BG} = \frac{t_R}{h_t} = \frac{8,75}{2,25} = 3,8$$

$$K_B = 1 \text{ (para ambos casos)}$$

Una vez se hayan calculado los factores, el siguiente paso será hallar el factor geométrico (J), dependiente de la geometría de los dientes para que se pueda aplicar la ecuación de Lewis. Este factor se puede obtener a través de la figura 47 y 48, ya que al ser dos engranajes se tendrán que calcular dos coeficientes.

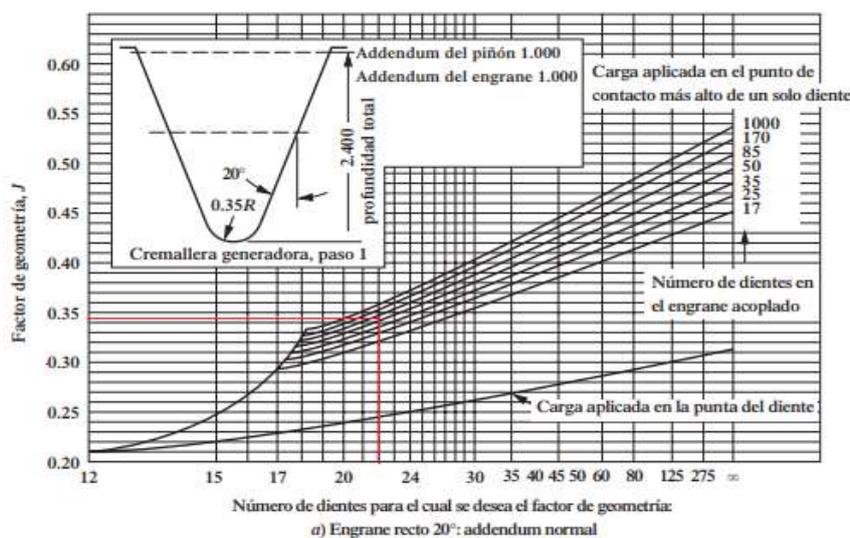


Figura 47. Factor de geometría J para el piñón [1]

Teniéndose en cuenta, que el piñón es un engrane recto con 20° de ángulo de presión, considerando un addendum normal, se puede extraer el siguiente valor:

$$J_p = 0,345$$

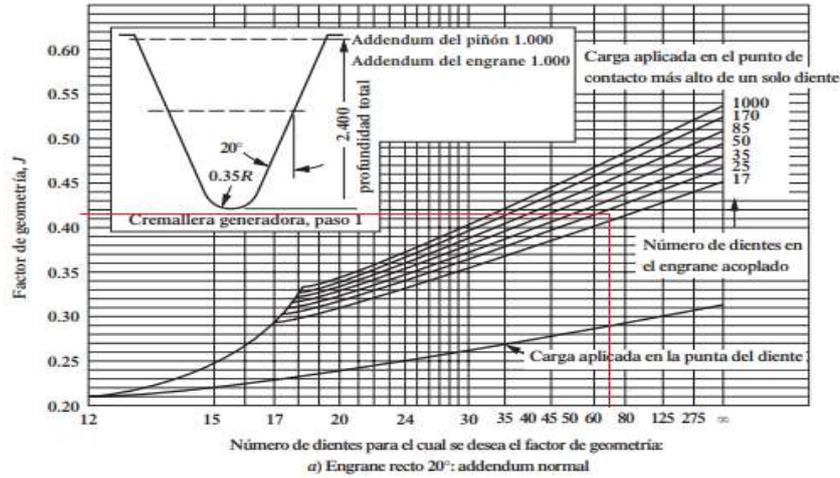


Figura 48. Factor de geometría J para el engrane [1]

Para el caso del engrane se consideran las mismas condiciones, únicamente se cambia el número de dientes resultando un factor algo mayor:

$$J_G = 0,415$$

Ya se estaría en disposición de calcular el esfuerzo flexionante en los dientes de los engranajes, pero la literatura recomienda hacer un ajuste de este esfuerzo en función de un coeficiente de seguridad, un coeficiente de confiabilidad y un coeficiente de esfuerzo por número de ciclos de flexión, como se propone continuación.

$$\frac{W_t P_d}{FJ} K_o K_s K_m K_B K_v = s_t < s_{at} \frac{Y_N}{SF \cdot K_R}$$

$$\frac{K_R (SF)}{Y_N} s_t < s_{at}$$

En nuestro caso el coeficiente de seguridad será uno y un coeficiente de servicio será el adecuado para una confiabilidad del 99%, quedando así los coeficientes:

$$K_R = 1$$

$$SR = 1$$

Para el coeficiente de esfuerzo por número de ciclos de flexión hay que estimar un número de ciclos en función de la vida útil que se establecerá en 3000 horas.

$$N_{CP} = 60 \cdot 3000 \text{ h} \cdot 157,18 \text{ rpm} = 2,83 \cdot 10^7 \text{ ciclos} = 10^{7,45} \text{ ciclos}$$

$$N_{CG} = 60 \cdot 3000 \text{ h} \cdot (157,18/3,18) \text{ rpm} = 8,9 \cdot 10^6 \text{ ciclos} = 10^{6,95} \text{ ciclos}$$

A continuación, se calcularán los valores de acuerdo con la figura 49:

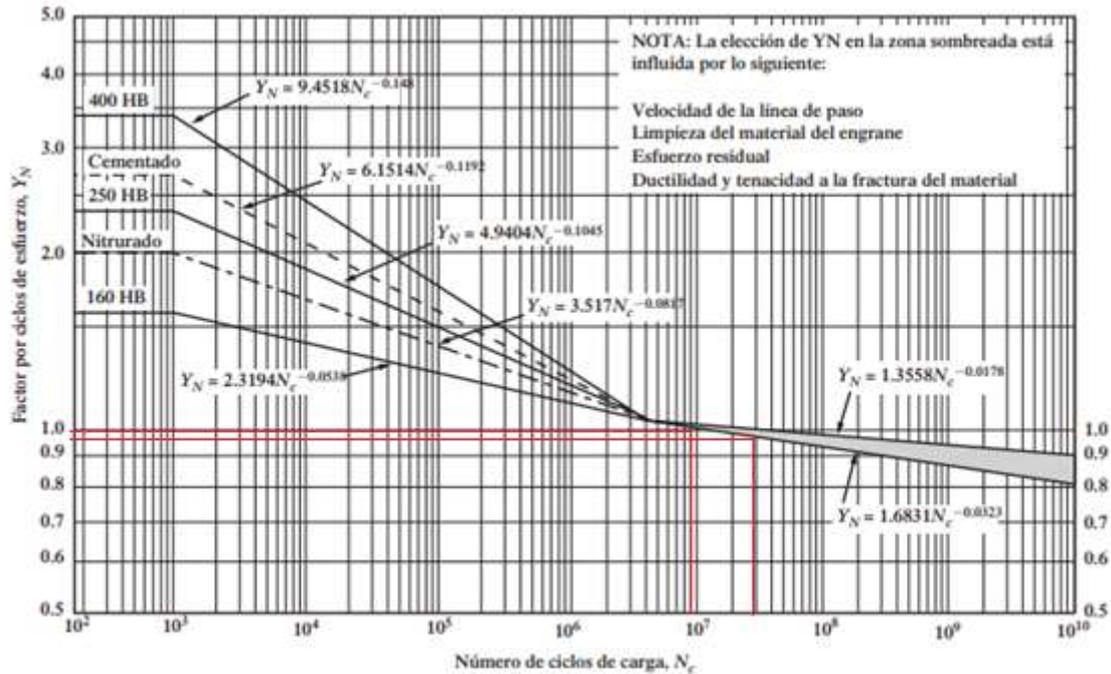


Figura 49. Factor por ciclos de esfuerzo Y_N [1]

De acuerdo con la figura se puede afirmar que los coeficientes aproximados son los siguientes:

$$Y_{NP} = 0,96$$

$$Y_{NG} = 1$$

Al sustituir los esfuerzos flexionantes tanto del piñón como del engranaje resultan así:

$$s_{tP} = \frac{107,5 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot 0,345 \cdot 1 \text{ mm}} \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1 \cdot 1}{0,96} = 42,2 \text{ MPa}$$

$$s_{tP} = \frac{107,56 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot 0,415 \cdot 1 \text{ mm}} \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1} = 33,67 \text{ MPa}$$

Una vez se calculan los esfuerzos flexionantes se tendrá que comprobar si los engranajes resisten, para ello se conoce que están hechos de acero EN8 y su equivalente de este el acero AISI 1040. En la figura 50 se da un valor de dureza Brinell para este acero de 144 HB.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

Figura 50. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados [1]

Con este dato ya se puede acceder a la figura 51, para calcular el número de esfuerzo flexionante admisible:

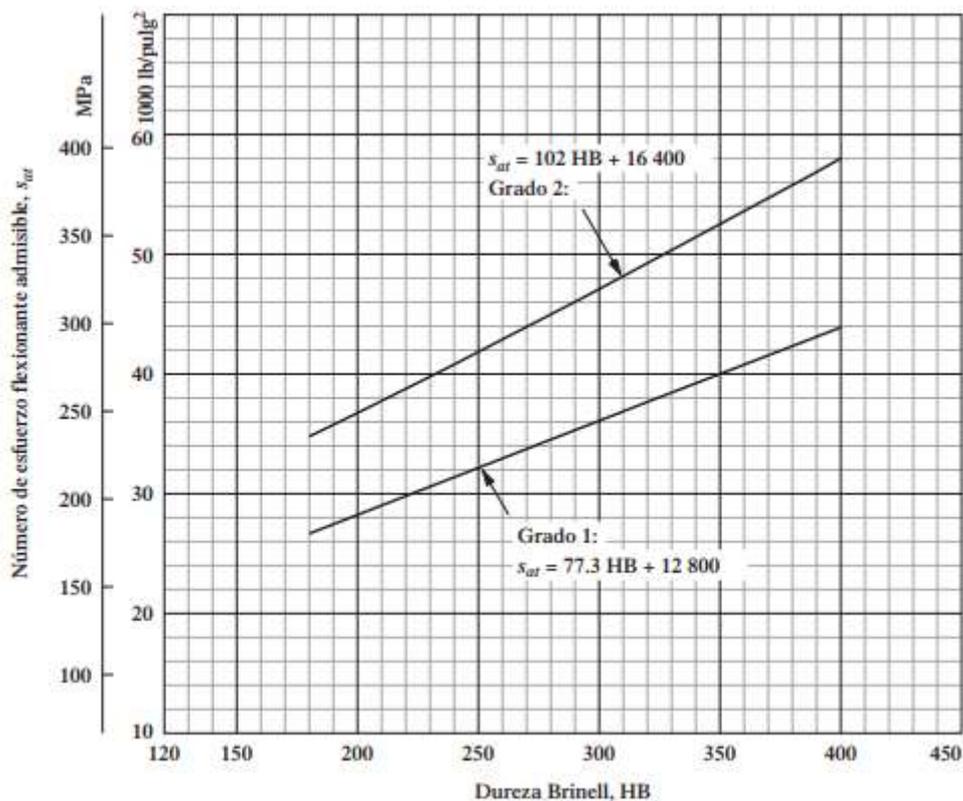


Figura 51. Número de esfuerzo flexionante admisible según dureza HB [1]

$$s_{at} = 77,3 \cdot HB + 12000 = 77,3 \cdot 144 + 12800 = 23931,2 \text{ psi} = 165 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, como este esfuerzo flexionante admisible es mayor que el que sufren los engranajes, se puede decir que ambos resisten a flexión.

1.2. Esfuerzo de contacto

Además de tener seguridad a la flexión, los dientes de engranes deben ser capaces de funcionar también durante su vida útil esperada, sin tener muchas picaduras en su perfil. El esfuerzo de contacto entre los dientes es el causante de estas picaduras que se generan por la fatiga del material, este esfuerzo también es llamado esfuerzo de Hertz y su expresión es la siguiente:

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_o K_s K_m K_v}{FD_p I}}$$

A esta también se le añaden coeficientes de seguridad, confiabilidad y coeficientes de esfuerzo por número de ciclos, además de un factor de dureza relativa.

$$s_c < s_{ac} \frac{Z_N C_H}{(SF) K_R}$$

Para poder utilizar la expresión, la mayoría de las variables que aparecen ya se tienen calculadas, pero es necesario el cálculo de algunas más. Se empezará calculando el coeficiente elástico, que depende de los materiales de los que están hechos los engranajes, para ello se usará la tabla 14.

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Tabla 14. Coeficiente elástico C_p [1]

Al ser ambos engranajes de acero y evitará utilizando el SI, nuestro valor el siguiente:

$$C_p = 191 \text{ MPa}$$

El siguiente valor que se va a calcular es el factor de geometría para la picadura, que se puede encontrar en la figura 52.

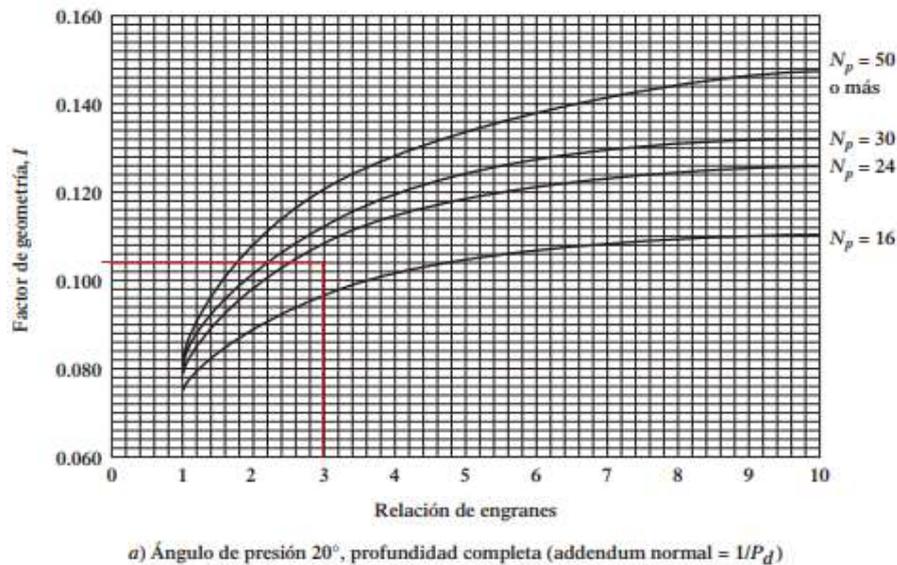


Figura 52. Factor de geometría I para engranajes rectos [1]

Utilizando la gráfica para un ángulo de presión de 20° con profundidad completa y una relación de transmisión de 3, aproximadamente el valor el siguiente:

$$I = 0,104$$

A continuación, se procede al cálculo del factor de esfuerzo por número de ciclos de picadura tanto para el engranaje como para el piñón, se utilizará el número de ciclos calculado anteriormente y la figura 53.

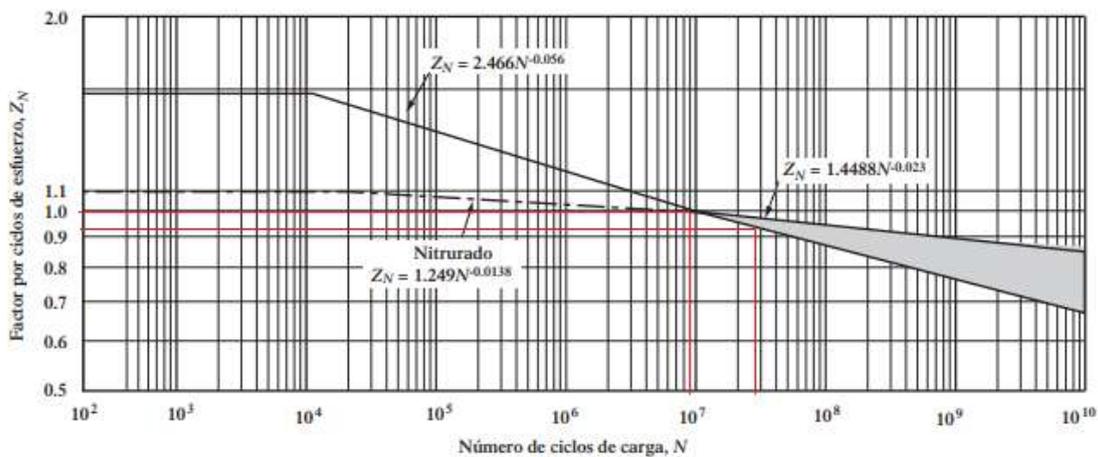


Figura 53. Factor por ciclos de esfuerzo Z_N [1]

$$Z_{NP} = 0,93$$

$$Z_{NG} = 1$$

Por último, quedaría calcular el factor de relación de durezas, pero al ser el mismo material es igual a uno.

$$C_H = 1$$

Con esto ya se podría sustituir en la expresión del esfuerzo de Hertz, y calcular el esfuerzo de contacto con la expresión anterior.

$$s_{cP} = 191 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{107,5 \text{ N} \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1}{15 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm} \cdot 0,104} \cdot \frac{1 \cdot 1}{0,93 \cdot 1}} = 507,57 \text{ MPa}$$

$$s_{cG} = 191 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{107,5 \text{ N} \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1}{15 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm} \cdot 0,104} \cdot \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1}} = 472,04 \text{ MPa}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que con el esfuerzo flexionante admisible se va a calcular, a partir de la figura 54, el esfuerzo de contacto admisible para el acero elegido, con una dureza de 144 HB.

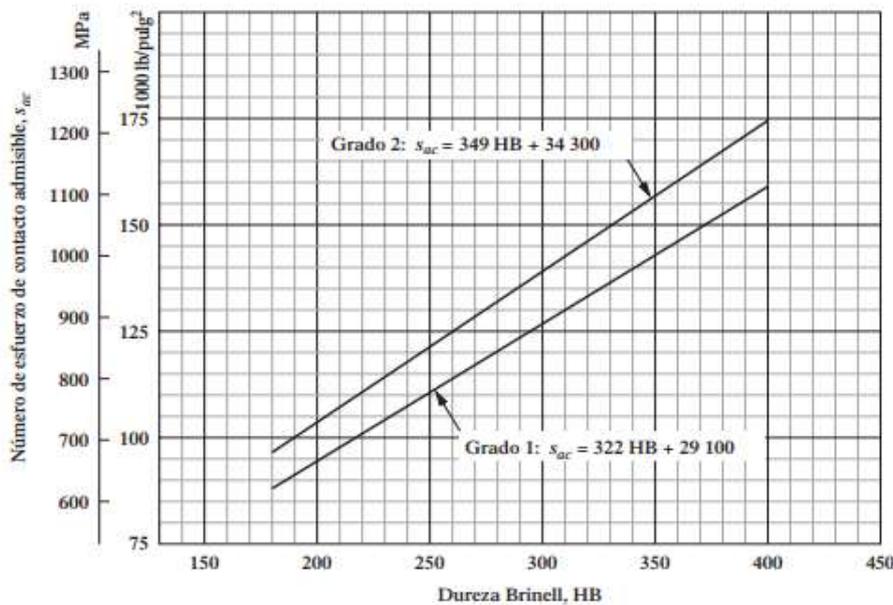


Figura 54. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza HB [1]

$$s_{at} = 322 \cdot HB + 29100 = 322 \cdot 144 + 29100 = 75468 \text{ psi} = 520 \text{ MPa}$$

Como se puede apreciar el valor del esfuerzo admisible también es mayor al que experimentan los engranajes, con lo que queda demostrado que son válidos.

2. Cálculo engranajes cónicos

2.1. Esfuerzo flexionante

Por motivos de diseño se ha decidido incluir una pareja de engranajes cónicos en la articulación del codo para que el movimiento del motor C1 puede transmitirse y hacer girar el codo de la manera adecuada, manteniendo la ubicación del motor de forma que su eje de simetría sea paralelo al brazo.

Cabe destacar que para este movimiento no hacía falta transmisión reductora así que los engranajes serán del mismo tamaño, únicamente serán usados para cambiar la dirección del movimiento.

Los engranajes que se han elegido son del mismo fabricante que los engranajes rectos, se ha tomado como criterio un diámetro de hueco de 10 mm. Las características geométricas de estos se pueden consultar en la figura 55.

RS Article no.	Code	Pitch Module	No. Teeth	dp	V+A	dm	Bore H8	F	A	de	Lm	S
5215780	SBM08/16	0.8	16	12.8	11	11	4	3.4	7	13.9	3.7	0
5215803	SBM08/24	0.8	24	19.2	16	15	5	5	10.05	20.3	4.3	1.1
5215819	SBM10/25	1	25	25	23	20	6	6	15.16	26.41	8	1.16
5215825	SBM10/30	1	30	30	28	24	8	6	17.71	31.41	10	1.71
5215831	SBM15/16	1.5	16	24	20	21	8	4.2	11	26.1	6.5	0
5215847	SBM15/20	1.5	20	30	30	26	8	8	21.24	32.12	13	2.24
5215869	SBM15/25	1.5	25	37.5	34	30	10	9	22.25	39.62	11.5	3.25
5215875	SBM15/30	1.5	30	45	43	36	10	10	28.24	47.12	16	3.24
5215881	SBM20/16	2	16	32	30	27	10	7	19	34.83	11.5	0
5215897	SBM20/20	2	20	40	37	34	12	10	24.89	42.83	14	2.89
5215904	SBM20/25	2	25	50	40	40	12	12	24.33	52.83	10	4.33
5215926	SBM20/30	2	30	60	50	45	12	12	29.42	62.83	12.5	4.42
5215932	SBM25/16	2.5	16	40	35	34	12	8.5	21	43.53	12	0
5215948	SBM25/20	2.5	20	50	48	42	14	12	32.54	53.54	19	3.54
5215954	SBM25/25	2.5	25	62.5	50	50	16	15	30.41	66.04	12.5	4.4
5215960	SBM25/30	2.5	30	75	62	60	16	15	36.29	78.54	17	4.29

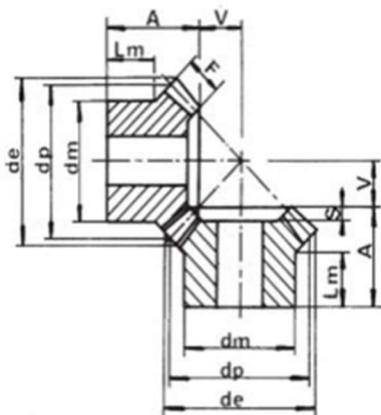


Figura 55. Datos geométricos engranajes cónicos (fuente propia)

A continuación, se procederá al cálculo de los momentos flexionantes siguiendo el proceso normal [1]. La fórmula que para ello se propone en el libro es la siguiente:

$$s_t = \frac{W_t P_d}{FJ} \frac{K_o K_s K_m}{K_v}$$

Para este caso, se calcularán todas las variables de igual manera que para el caso de los engranajes rectos. En primer lugar, se calculará la fuerza W_t , teniéndose en cuenta que este modelo dará un par menor y las dimensiones del engranaje, la fuerza será:

$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{0,98 \text{ Nm}}{\left(\frac{0,03962 \text{ m}}{2}\right)} = 49,5 \text{ N}$$

Una vez se tiene la fuerza podremos comenzar a calcular los factores, que tienen diferentes valores que los calculados para los engranajes rectos. El primer factor que calcular será K_v .

$$C_v = K_v = \left[\frac{K_z}{K_z + \sqrt{v_t}} \right]^u$$

Sabiendo que:

$$u = \frac{8}{(2)^{0,5Q}} - s_{at} \left[\frac{125}{E_p + E_G} \right]$$

$$K_z = 85 - 10(u)$$

Se comienza calculando el valor de u , para ello se utilizará un valor de $Q = 6$ igual que con el caso de los engranajes rectos.

Se sabe que los engranajes cónicos están hechos del mismo acero que los rectos, por ello el valor de s_{at} será el mismo.

$$s_{at} = 77,3 \cdot HB + 12000 = 77,3 \cdot 144 + 12800 = 23931,2 \text{ psi}$$

Por último, tanto el valor de E_p como E_G serán el mismo, ya que, tanto el piñón como el engrane están hechos del mismo material, lo sacaremos de la tabla 14.

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Tabla 14. Coeficiente elástico C_p [1]

Una vez aclarado esto, se procederá al cálculo:

$$u = \frac{8}{(2)^{0,5 \cdot 6}} - 23921,2 \text{ psi} \cdot \left[\frac{125}{30 \cdot 10^6 + 30 \cdot 10^6} \right] = 0,95$$

$$K_\zeta = 85 - 10 \cdot (0,95) = 75,5$$

Antes de seguir se necesita calcular la velocidad de giro del motor del codo, sabiendo que no es la misma que la calculada anteriormente, ya que cambiar el par que suministra respecto a los motores del hombro:

$$n = \frac{P}{M_T} = \frac{19,35 \text{ W}}{0,98 \text{ Nm}} = 19,74 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 188,42 \text{ rpm}$$

La velocidad será entonces:

$$v_t = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{39,74}{25,4}\right) \cdot 188,42}{12} = 76,94 \text{ pies/min}$$

Por lo tanto, el factor será:

$$K_v = \left[\frac{K_\zeta}{K_\zeta + \sqrt{v_t}} \right]^u = \left[\frac{75,5}{75,5 + \sqrt{76,94}} \right]^{0,95} = 0,9$$

En engranajes cónicos este factor, tiene una condición y es que, tiene que ser menor que el siguiente valor, por lo tanto, se procederá a calcularlo.

$$C_{v \text{ mín}} = \frac{2}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{v_t}{333} \right) = \frac{2}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{76,94}{333} \right) = 0,144$$

Como el valor de K_v es menor que el mínimo que se exige se procederá al cálculo del siguiente factor, que es el factor de tamaño K_s , para el cual se usará la tabla 13.

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 13. Factor de tamaño en función del módulo [1]

Para un módulo de 1,5 se tiene el siguiente factor:

$$K_s = 1$$

A continuación, se va a calcular el factor de distribución de la carga mediante la tabla 15. Este factor depende mucho de la forma de montar los engranajes, para nuestro caso, se considerará que los engranajes están montados *en pórtico* (montados entre dos rodamientos). Además de considerar una calidad comercial general en el producto. De esta manera nos pondremos en el caso más desfavorable, por el lado de la seguridad.

Tipo de engrane	Ambos engranes montados en pórtico	Un engrane montado en pórtico	Ningún engrane montado en pórtico
Calidad comercial general	1.44	1.58	1.80
Engrane comercial de alta calidad	1.20	1.32	1.50

Tabla 15. Factor de distribución de la carga en engranajes cónicos [1]

$$K_m = 1,44$$

Para el factor de resistencia flexionante se tomará la misma hipótesis que para el caso de engranajes rectos, es decir, una fuente de potencia uniforme y un choque moderado en la máquina impulsada.

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 11. Elección factor K_o [1]

$$K_o = 1,5$$

Únicamente quedaría por calcular el factor de geometría J, para el cual se utilizará la figura 10-13, ya que se conoce que el ángulo de presión es de 20° y el ángulo entre ejes de 90°.

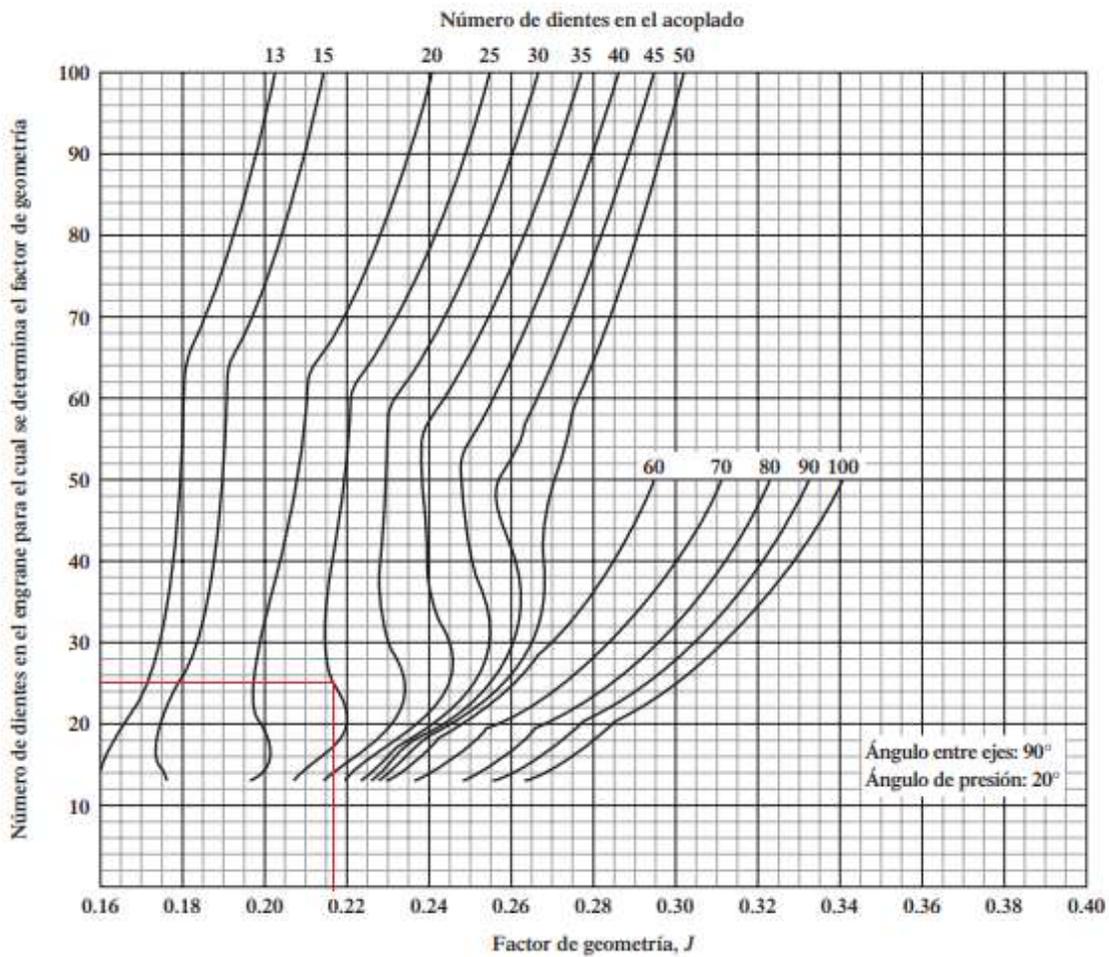


Figura 56. Factor de geometría J [1]

$$J = 0,215$$

Una vez hecho esto ya se está en disposición de calcular el esfuerzo flexionante mediante la fórmula que nos propone la bibliografía [1]. Cabe destacar que como el piñón y el engrane tienen las mismas dimensiones el esfuerzo es igual para los dos.

$$s_t = \frac{49,5 \text{ N}}{9 \text{ mm} \cdot 0,215 \cdot 1,5 \text{ mm}} \cdot \frac{1,5 \cdot 1 \cdot 1,44}{0,9} = 40,93 \text{ MPa}$$

Tomando las mismas consideraciones que en el caso de engranajes rectos a la hora de la evaluación del material de los engranajes, se puede observar el valor tomado anteriormente de resistencia admisible a la flexión del acero es mayor que el que nos da. Por lo tanto, se garantiza su durabilidad.

2.2. Esfuerzo de contacto

A continuación, se evalúa el esfuerzo de contacto en los engranajes mediante la siguiente expresión:

$$s_c = C_p C_b \sqrt{\frac{W_t}{F d l} \frac{C_o C_m}{C_v}}$$

Se conoce que los valores de los coeficientes son los mismos, únicamente faltaría calcular el factor de geometría I (mediante la figura 10-14), ya que el coeficiente elástico C_p es conocido y para C_b se usará el valor recomendado por la bibliografía.

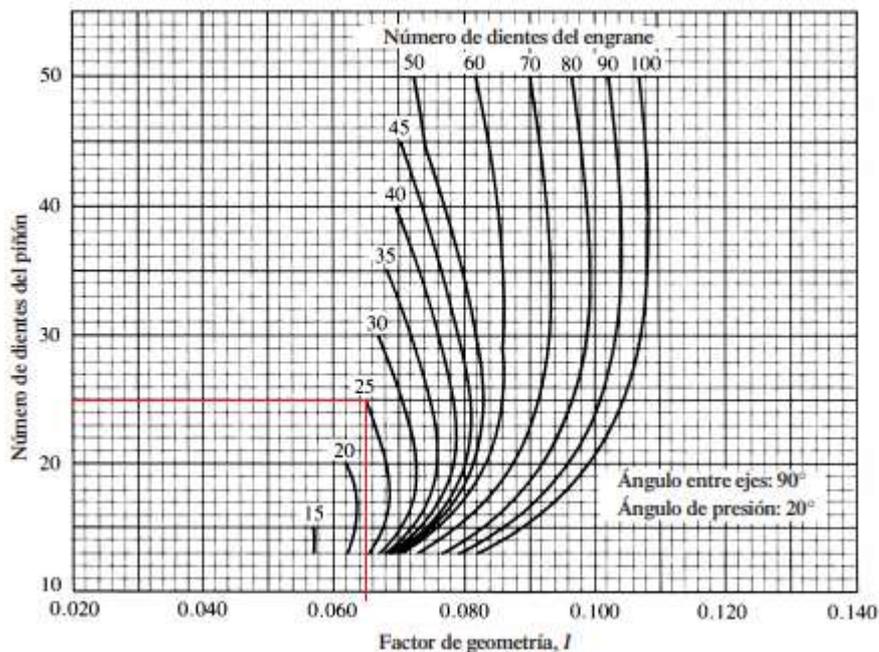


Figura 57. Factor de geometría I para engranajes cónicos [1]

$$I = 0,065$$

Conocido esto, se tiene que:

$$s_c = 191 \text{ MPa} \cdot 0,634 \cdot \sqrt{\frac{49,5 \text{ N} \cdot 1,5 \cdot 1,8}{9 \text{ mm} \cdot 39,62 \text{ mm} \cdot 0,065 \cdot 0,9}} = 274,15 \text{ MPa}$$

Al igual que en el caso anterior la tensión admisible de contacto supera el valor de tensión de los engranajes, así que se puede asegurar que son válidos.

Cabe destacar que en ninguno de los dos casos calculados previamente se ha comprobado la tensión con los coeficientes de confiabilidad o de servicio que se aplicaron en el caso de los engranajes rectos.

Esto se debe a que, en este caso, los engranajes soportan un esfuerzo menor y no hace falta un cálculo tan ajustado. Teniendo en cuenta esto y conociendo la magnitud de estos coeficientes se podría llevar a cabo, pero el resultado quedaría muy lejano de acercarse al valor de tensión admisible en ambos casos.

3. Comprobación avanzada

Posteriormente al prediseño se modeló toda la estructura del brazo en un software de diseño donde se alojaron los motores de la manera más fiel posible al prediseño, incluyendo la transmisión de engranajes calculada. Como medida de precaución, ya que fue imposible que los elementos lo mantuvieran en la misma posición, se optó por aligerar las piezas cuanto fuera posible manteniendo una geometría que, aunque será calculada posteriormente, pueda garantizar la rigidez de la estructura.

Los ejes también se calcularán posteriormente tanto a flexión como fatiga de tal manera que puedan funcionar de manera óptima. Como criterio se establecieron los diámetros iniciales que se corresponden con los huecos de los engranajes calculados. Además de esto faltaría dimensionar los cojinetes y cuñas, pero debido a la naturaleza de estos elementos, no son determinantes en el estudio que vamos a hacer.

El software elegido fue SolidWorks, ya que por muy complicada que sea la pieza, el programa nos puede dar una inercia de todo el conjunto de los elementos y el centro de masas para poder realizar las comprobaciones.

Cabe destacar que, para permitir los movimientos del hombro, se tuvo que diseñar una pieza nueva para el brazo que alojara el motor H2 y poder permitir el movimiento del brazo. Empezaremos verificando el motor H1.

3.1. Motor H1

El conjunto de piezas que tiene que mover el motor H1 el siguiente:

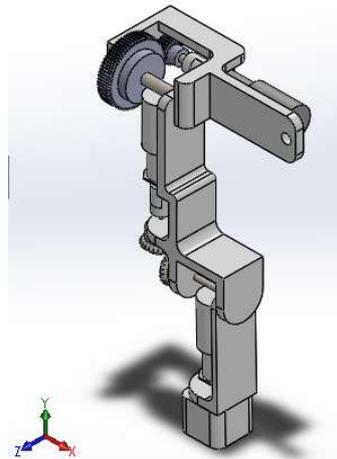


Figura 58. Piezas H1 (fuente propia)

En la imagen se pueden ver el brazo, el antebrazo y la nueva pieza que está alojando el motor H2. También se puede ver el sistema de ejes de coordenadas que se están utilizando, siendo el eje Z paralelo al eje de giro del brazo.

Lo siguiente que se hará va a ser colocar el origen de coordenadas en el centro del eje del motor H1 y evaluar las inercias y el centro de masas para la posición de la figura.



Figura 59. Inercia piezas H1 (fuente propia)

De todos los valores que nos da, nos vamos a quedar con los resaltados. Respecto a los momentos de inercia sólo nos interesan las inercias respecto al eje de giro, que coincide en con el sistema de coordenadas de resultados.

El centro de masas parece estar situado a la izquierda y por debajo del eje de giro, esto implica que la posición más desfavorable en no es el actual. En cambio, si el brazo se levantara hasta que la componente y del centro de masas fuera cero, se estaría ante la distancia más alejada que puede estar el centro de masas.

Si esto pasa se estaría ante el máximo momento resistente que generaría brazo y al ser la posición más desfavorable es la situación que se debe buscar.

Como la distancia del centro de masas al eje de giro no va a cambiar si se sigue girando en torno al eje de giro, es fácil calcularla considerando que las distancias X e Y son las componentes del vector que da la distancia máxima. Por lo tanto, se puede calcular aplicando el teorema de Pitágoras:

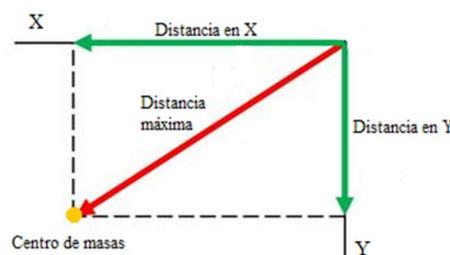


Figura 60. Esquema descomposición de distancias (fuente propia)

$$D_{Max} = \sqrt{(110,7 \text{ mm})^2 + (81,5 \text{ mm})^2} = 137,4 \text{ mm} \approx 137 \text{ mm}$$

Esta hipótesis se demuestra cuando se gira el brazo hasta un punto en el que la componente X de la distancia al centro de masas se acerca a este valor, ya que es muy difícil anular la componente Y moviendo la estructura manualmente.

Propiedades de masa de inercia motor H1

Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 2.5478 kilogramos

Volumen = 785442.2605 milímetros cúbicos

Área de superficie = 0.2200 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)
 X = -0.1373
 Y = -0.0023
 Z = 0.0178

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (0.3527, 0.9322, -0.0810) Px = 0.0059
 Iy = (-0.8846, 0.3603, 0.2960) Py = 0.0271
 Iz = (0.3051, -0.0328, 0.9518) Pz = 0.0315

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.
 Lxx = 0.0248 Lyy = 0.0070 Lzz = -0.0019
 Lxy = 0.0070 Lyy = 0.0087 Lyz = -0.0015
 Lzx = -0.0019 Lzy = -0.0015 Lzz = 0.0310

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Medido desde el sistema de coordenadas de salida.
 Ixx = 0.0257 Iyy = 0.0078 Ixz = -0.0081
 Ixy = 0.0078 Iyy = 0.0575 Iyz = -0.0016
 Izx = -0.0081 Izy = -0.0016 Izz = 0.0791

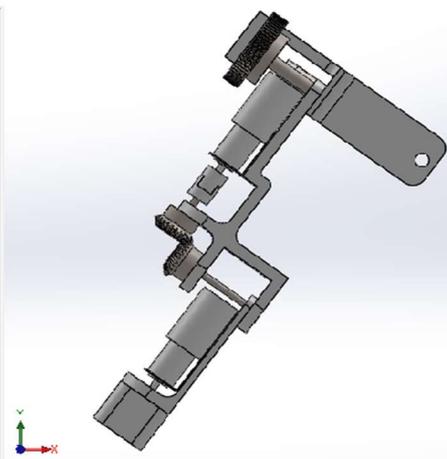


Figura 61. Inercias piezas H1 girada (fuente propia)

Una vez se tiene la inercia en el eje de giro, la masa y la distancia, se puede calcular el momento necesario en el motor y compararlo con el que se tiene para verificar que sigue funcionando.

$$\Sigma M = M_{Resist} + M_{Motor} = 3,1 \cdot 10^{-2} \text{ Kg}m^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,155 \text{ Nm}$$

$$M_{Resist} = 2,55 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,137 \text{ m} = 3,43 \text{ Nm}$$

$$M_{Motor} = 3,41 + 0,155 = 3,585 \text{ Nm}$$

Ahora se compara con el momento que nos da nuestro motor:

$$M_{Actua} = 1,18 \text{ Nm} \cdot 3,18 = 3,75 \text{ Nm}$$

Cumple ya que 3,75 Nm es mayor que en 3,585 Nm.

3.2. Motor H2

El conjunto de piezas que tiene que mover el H2 es el siguiente:

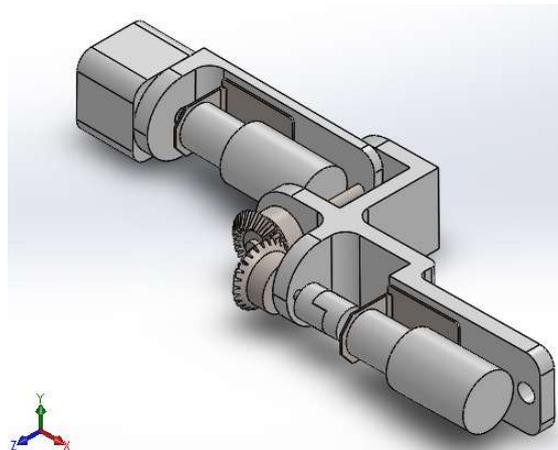


Figura 62. Piezas H2 (fuente propia)

Para el caso de este motor se hará exactamente lo mismo que para el motor anterior. Primero se valorará la inercia y la ubicación del centro de masas para dar con la posición más desfavorable y así poder calcular el momento resistente máximo y compararlo con el que nos da nuestro motor.

Para este caso el sistema de coordenadas de salida de las inercias también está colocado en el centro del eje de giro del motor H2. Sabiendo esto, se procederá a la evaluación.

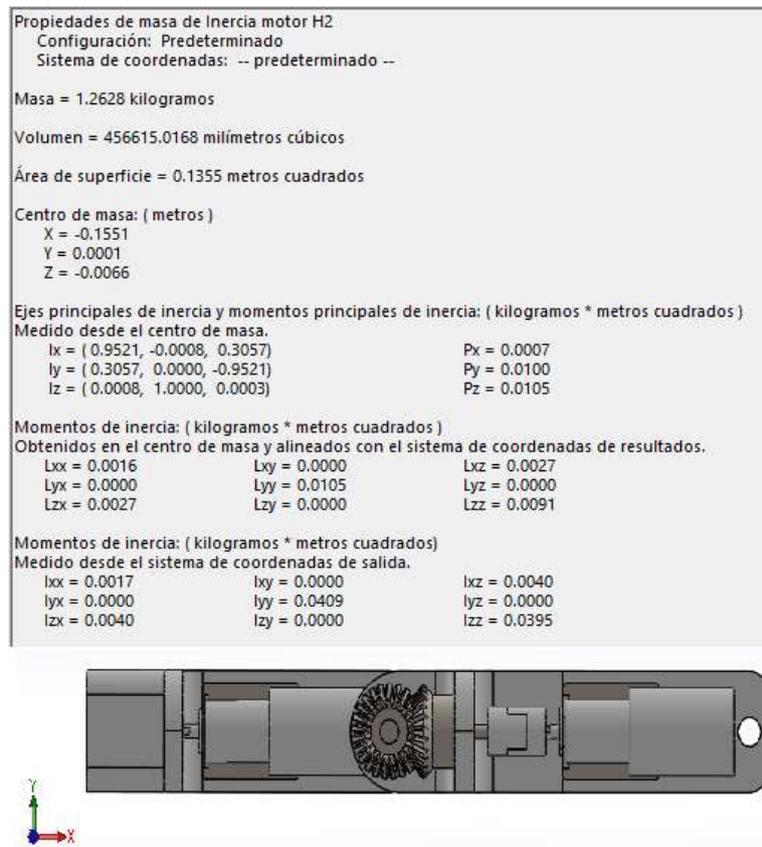


Figura 63. Inercias piezas H2 (fuente propia)

Observando la imagen, se confirma que la posición más desfavorable es aquella en la que el brazo está estirado completamente recto, tal como se supuso. Sabiendo esto, se procederá a evaluar los momentos:

$$\Sigma M = M_{Resist} + M_{Motor} = 9,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}m^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,046 \text{ Nm}$$

$$M_{Resist} = 1,26 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,155 \text{ m} = 1,92 \text{ Nm}$$

$$M_{Motor} = 1,92 + 0,046 = 1,97 \text{ Nm}$$

Como 3,75 Nm es mayor que 1,97 Nm, también se cumplen los requerimientos en este motor. Así que se tenga que funcione adecuadamente en las condiciones de operación.

3.3. Motor C1

La pieza que tiene que mover el motor C1 se corresponde con el subconjunto del brazo:

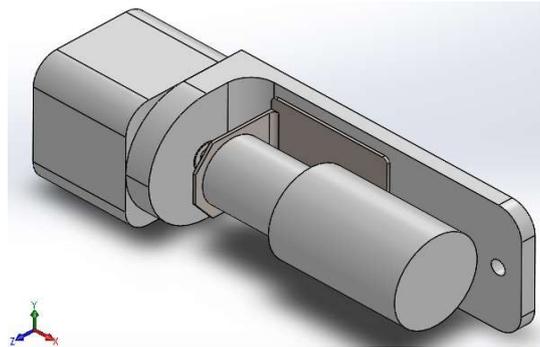


Figura 64. Piezas C1 (fuente propia)

Para ese caso se volverán a colocar los ejes igual y el origen en el eje de giro del motor C2. El procedimiento será el mismo: evaluar las inercias en la posición más desfavorable y calcular el par resistente a partir del centro de masas y la distancia de este hacia el eje de giro.

Propiedades de masa de Inercia motor C2		
Configuración: Predeterminado		
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --		
Masa = 0.4236 kilogramos		
Volumen = 152197.4381 milímetros cúbicos		
Área de superficie = 0.0553 metros cuadrados		
Centro de masa: (metros)		
X = -0.0551		
Y = -0.0009		
Z = 0.0217		
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Medido desde el centro de masa.		
lx = (1.0000, -0.0055, 0.0048)		Px = 0.0001
ly = (0.0048, 0.0000, -1.0000)		Py = 0.0005
lz = (0.0055, 1.0000, 0.0000)		Pz = 0.0006
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.		
Lxx = 0.0001	Lyy = 0.0000	Lxz = 0.0000
Lyx = 0.0000	Lyy = 0.0006	Lyz = 0.0000
Lzx = 0.0000	Lzy = 0.0000	Lzz = 0.0005
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 0.0003	lyy = 0.0000	lzz = -0.0005
lyx = 0.0000	lyy = 0.0020	lyz = 0.0000
lzx = -0.0005	lzy = 0.0000	lzz = 0.0018

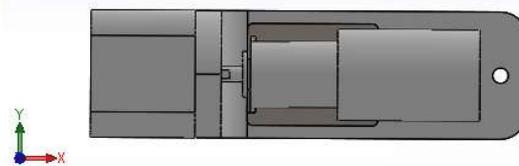


Figura 65. Inercia piezas C1 (fuente propia)

Para este caso se vuelve a confirmar que la posición más desfavorable es con el brazo extendido horizontalmente. A continuación, se procederá a evaluar los momentos.

$$\Sigma M = M_{Resist} + M_{Motor} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$$

$$M_{Resist} = 0,42 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,055 \text{ m} = 0,227 \text{ Nm}$$

$$M_{Motor} = 2,5 \cdot 10^{-3} + 0,227 = 0,23 \text{ Nm}$$

Recordemos que para este tramo la relación de transmisión entre los engranajes cónicos era de 1, así que el par transmitido por nuestro motor es directamente el que sale del mismo. En este caso, su valor es de 1,18 Nm, que sigue siendo suficiente para garantizar las condiciones de operación.

3.4. Motor C2

La única pieza que tiene que mover el motor C2 es la de la figura:

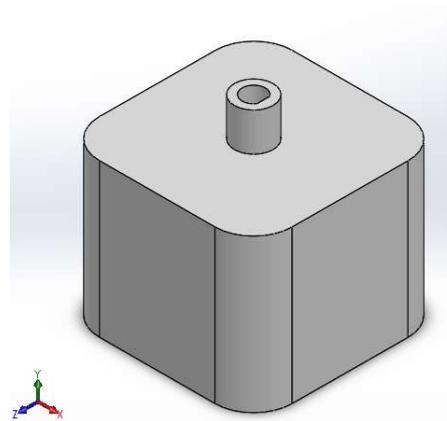


Figura 66. Pieza C2 (fuente propia)

Se recuerda que este motor no tenía un par resistente ya que únicamente se quiere garantizar que rotara, en este caso sobre su eje Y. Por lo tanto, únicamente se necesita la inercia de este eje. Como en los casos anteriores, el origen de coordenadas está situado en el centro del eje del motor.

Propiedades de masa de Inercia motor C2 Configuración: Predeterminado Sistema de coordenadas: -- predeterminado --		
Masa = 0.02326231 kilogramos		
Volumen = 18759.92599443 milímetros cúbicos		
Área de superficie = 0.01911236 metros cuadrados		
Centro de masa: (metros) X = 0.00000162 Y = -0.02514028 Z = 0.00000000		
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados) Medido desde el centro de masa.		
lx = (0.99999901, 0.00023952, 0.00138852)	Px = 0.00001124	
ly = (0.00138852, 0.00000000, -0.99999904)	Py = 0.00001124	
lz = (-0.00023952, 0.99999997, 0.00000000)	Pz = 0.00001441	
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados) Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.		
Lxx = 0.00001124	Lyy = 0.00000000	Lzz = 0.00000000
Lyx = 0.00000000	Lyy = 0.00001441	Lyz = 0.00000000
Lzx = 0.00000000	Lzy = 0.00000000	Lzz = 0.00001124
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados) Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 0.00002595	lxy = 0.00000000	lzx = 0.00000000
lyx = 0.00000000	lyy = 0.00001441	lyz = 0.00000000
lzx = 0.00000000	lzy = 0.00000000	lzz = 0.00002595

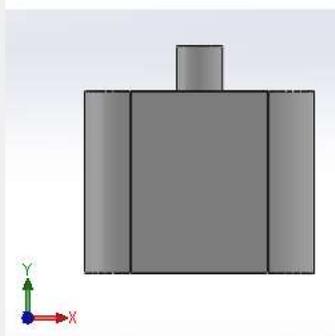


Figura 67. Inercia pieza C2 (fuente propia)

$$\Sigma M = M_{Motor} = 1,44 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \cdot 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 7,2 \cdot 10^{-5} \text{ Nm}$$

Por lo tanto, se puede concluir que el motor cumple.

4. Cálculo de ejes a flexión

El siguiente paso es verificar que los ejes que se proponen cumplen a flexión, es decir, comprobar que la tensión Von Mises que experimentan no supera el límite elástico del material que se ha elegido para ellos.

Para evaluar esto, se va a elaborar una serie de esquemas para cada eje en los que se identifiquen las fuerzas que están actuando sobre ellos. Con esto se podrán calcular las reacciones que se producen en los cojinetes y comprobar los momentos flectores que producen estas fuerzas sobre el eje.

Cabe destacar que, a la hora de establecer las distancias de aplicación de las fuerzas, estas podrían no ser las distancias de aplicación en la realidad debido a irregularidades en los engranajes o la influencia de la colocación de anillos de retención y otros elementos. Aun así esta variación sería muy pequeña y se consideran válidos los esquemas planteados a continuación.

4.1. Eje hombro 1

El primer eje que se evalúa se corresponde con el eje que mueve el motor H1 que aloja el piñón. Las fuerzas externas que soporta son las que genera el engrane de la transmisión generando un esquema como el que podemos ver en la figura.

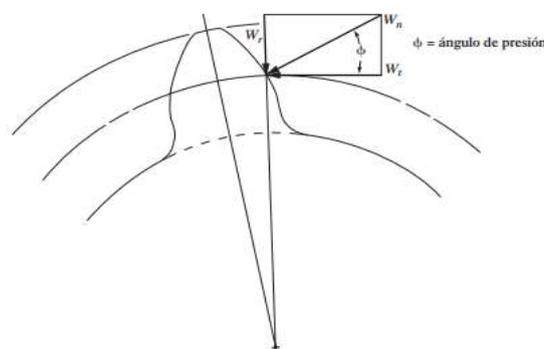


Figura 68. Distribución de fuerzas en engranaje recto [1]

La fuerza W_t se corresponde con la fuerza resistente que genera el engranaje al que está conectado el piñón y se puede calcular conociendo el momento torsor al que está sometido el engranaje.

$$T = W_t(R) = W_t(D/2) = P/n$$

$$W_t = \frac{1,18 \text{ Nm}}{\left(\frac{0,022 \text{ m}}{2}\right)} = 107,27 \text{ N}$$

Por su parte, una vez conocida la fuerza tangencial y el ángulo de presión del engranaje se podrá calcular la componente radial de la misma de la siguiente manera.

$$W_r = W_t \tan \phi$$

$$W_r = 107,27 \text{ N} \cdot \tan \tan (20^\circ) = 39,04 \text{ N}$$

Con esto ya se tendrán las solicitaciones a las que está sometido nuestro eje. Como existe espesor de la cara de los dientes en ambos engranajes, a la hora de discretizar las fuerzas se va a considerar que se aplican en el centro del diente.

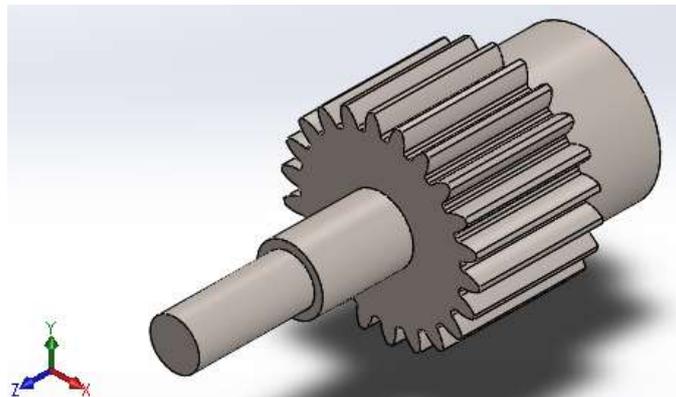


Figura 69. Esquema general eje hombro 1 (fuente propia)

A continuación, a partir de la figura anterior se plantearán unos esquemas en dos planos de las fuerzas y longitudes del problema.

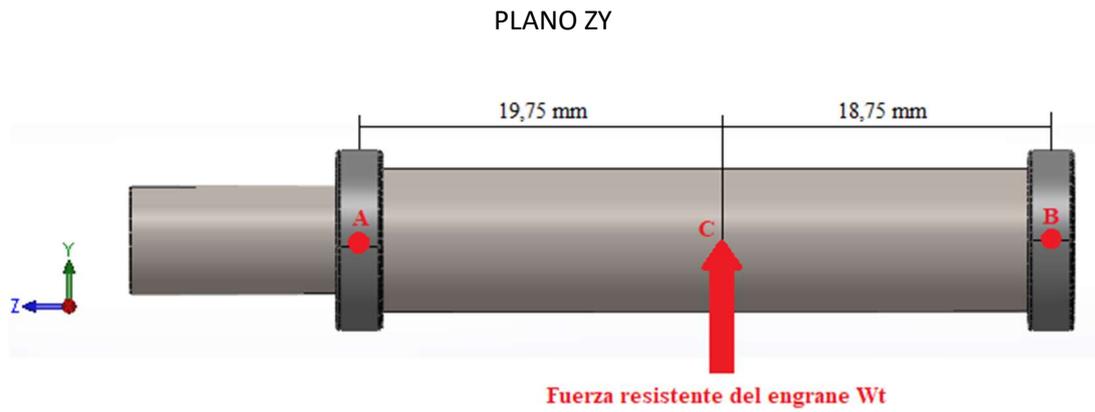


Figura 70. Esquema de fuerzas en plano ZY Eje hombro 1 (fuente propia)

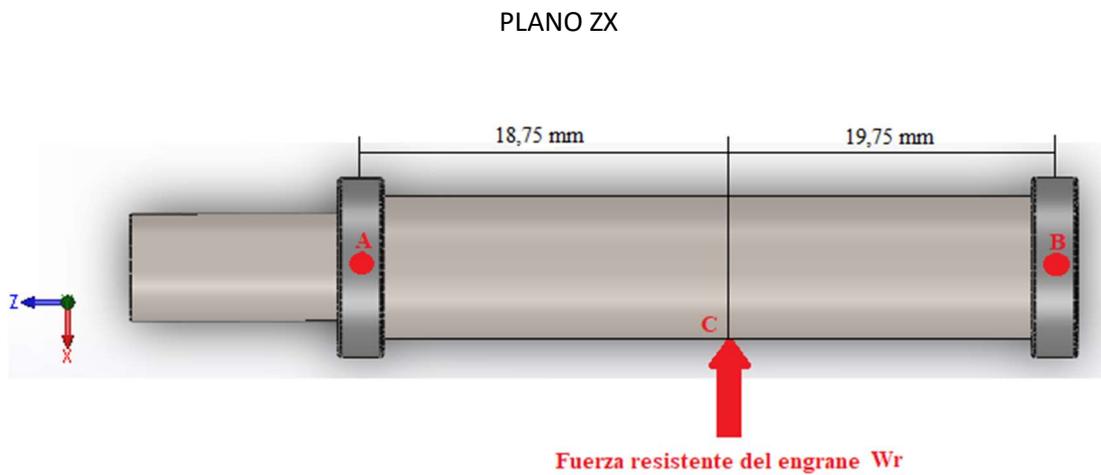


Figura 71. Esquema de fuerzas plano ZX eje hombro 1 (fuente propia)

Una vez hecho esto, se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio para calcular las fuerzas de las reacciones de los cojinetes en ambos planos. Se considera que ambas reacciones tendrán dirección opuesta a las fuerzas del engrane.

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = 107,27 \cdot 19,75 - R_{BY} \cdot 38,5 = 0$$

$$R_{BY} = 55,03 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 107,27 = 0$$

$$R_{AY} = 52,24 \text{ N}$$

Se realiza lo mismo en el plano ZX, pero con la fuerza de contacto radial:

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = 39,04 \cdot 19,75 - R_{BX} \cdot 38,5 = 0$$

$$R_{BX} = 20,03 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 39,04 = 0$$

$$R_{AY} = 19,01 \text{ N}$$

Ahora se está en disposición de elaborar los diagramas de momento flector en ambos planos, para ello vamos a considerar que las articulaciones de los cojinetes no restringen el giro, de tal manera que el momento máximo se localizará en el punto C.

PLANO ZY

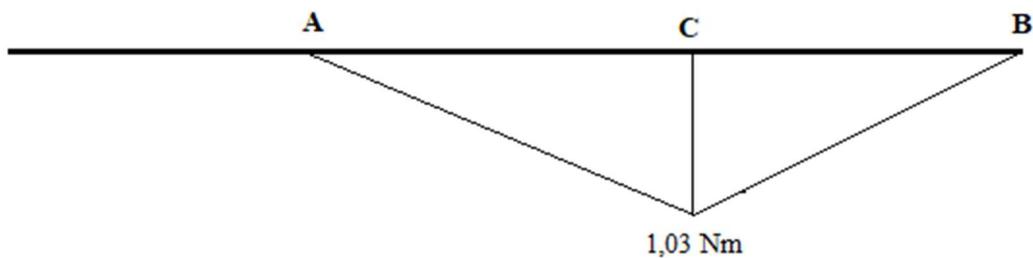


Figura 72. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 1 (fuente propia)

$$M_C = 52,24 \text{ N} \cdot 0,01975 \text{ m} = 1,03 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

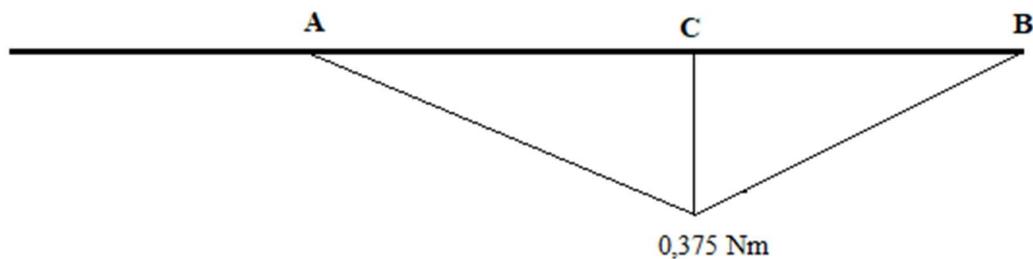


Figura 73. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 1 (fuente propia)

$$M_C = 19,01 \text{ N} \cdot 0,01975 \text{ m} = 0,375 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el momento combinado será:

$$M_{C\ comb} = M_f = \sqrt{(1,03\ Nm)^2 + (0,375\ Nm)^2} = 1,1\ Nm$$

El siguiente paso será utilizar la expresión equivalente de Von Mises para calcular el diámetro mínimo que se necesita en un eje con estas sollicitaciones.

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm}} \cdot \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} \cdot M_T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Faltaría establecer un valor de σ_{adm} , que viene determinado por el material del eje. Para simplificar el diseño, se opta por elegir otro acero distinto para el eje que el de los engranajes, el acero AISI 1050. Se pueden obtener sus propiedades de la misma referencia que ya se ha usado.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

Figura 50. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados [1]

Para estar siempre por el lado de la seguridad, se supondrán que la condición del material ha cambiado de laminado en caliente a OQT 400, resultando el siguiente valor de tensión admisible:

$$\sigma_{adm} = \sigma_{fluencia} = 758\ MPa$$

Una vez determinado esto, se procederá al cálculo del diámetro mínimo:

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6\ Pa} \cdot \sqrt{(1,1\ Nm)^2 + \frac{3}{4} \cdot (1,18\ Nm)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00272\ m = 2,72\ mm$$

$$8\ mm > 2,72\ mm$$

Comparándolo con el diámetro mínimo de nuestro eje, se puede afirmar que el eje cumple esta condición.

4.2. Eje hombro 2

A continuación, se llevará a cabo la misma comprobación para el eje del hombro que aloja el engrane del piñón conectado al motor H1.

Las hipótesis de cálculo serán exactamente las mismas. Es decir, se considerará la fuerza del engrane aplicada en el centro de la cara del diente, aunque en este caso las fuerzas serán opuestas respecto al caso anterior. Por lo tanto, se tiene el siguiente caso:

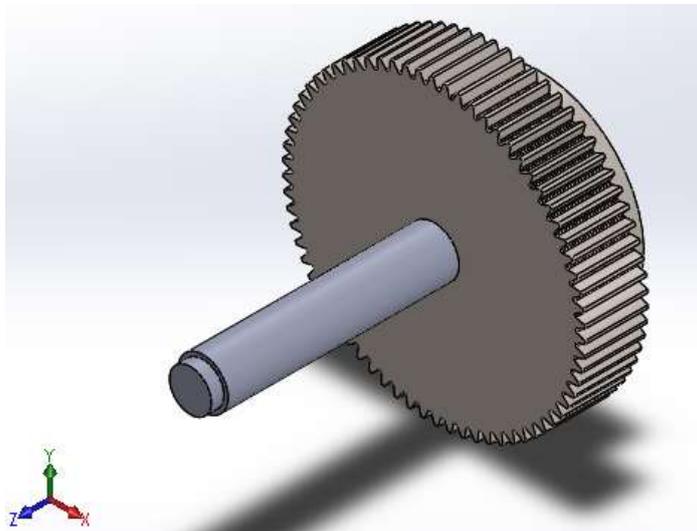


Figura 74. Esquema general eje hombro 2 (fuente propia)

$$W_t = 107,27 \text{ N} \quad W_r = 39,04 \text{ N}$$

Para este caso, aparte de las fuerzas del engranaje, hay que considerar también que el brazo irá fijado a este eje. Para reflejar esto, se considerará la carga del brazo una carga puntual situada en el centro de masas de este.

Además, se tendrá que considerar la situación más desfavorable posible a efectos de cálculo. Esto será la posición del brazo en la que el centro de masas esté más alejado del eje del brazo, como vimos en el apartado de comprobaciones.

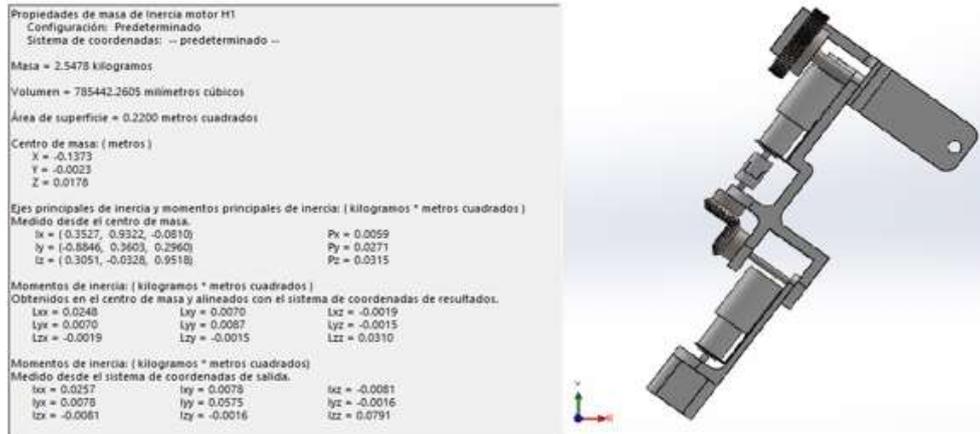


Figura 61. Inercias piezas H1 girada (fuente propia)

Pero en este caso habría que tener en cuenta la componente Z del vector que nos da la distancia al centro de masas, ya que aparte de la torsión generada debido a las otras componentes, esta genera en este caso flexión en el eje.

Esta idea nos hace considerar que tal vez, esa no sea la posición más desfavorable. Ya que existen otras posiciones en la que se podría generar una flexión mayor, aunque se reduzcan las otras componentes del vector y en consecuencia se genere menos torsión. Teniendo en cuenta esta premisa, se puede considerar que la posición en la que se genera mayor flexión en el eje es con el brazo completamente estirado hacia delante, como se puede observar a continuación.

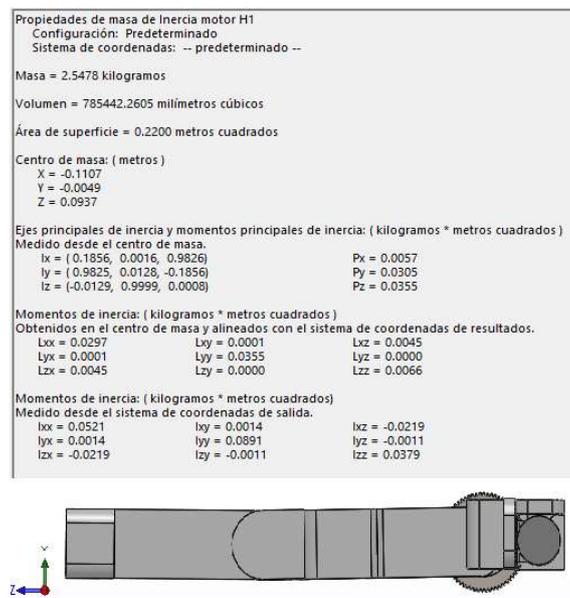


Figura 75. Inercia pieza 1 levantada (fuente propia)

Por lo tanto, al no saber qué posición es más desfavorable, se comprobarán las dos. A efectos de cálculo se considerará la flexión causada por la componente Z como un momento flector aplicado en el punto donde se sujeta el brazo en el eje.

4.2.1. Caso 1

Siguiendo el ejemplo anterior, vamos a plantear los esquemas con las fuerzas y longitudes relativas a este eje para un mayor momento torsor.

PLANO ZY

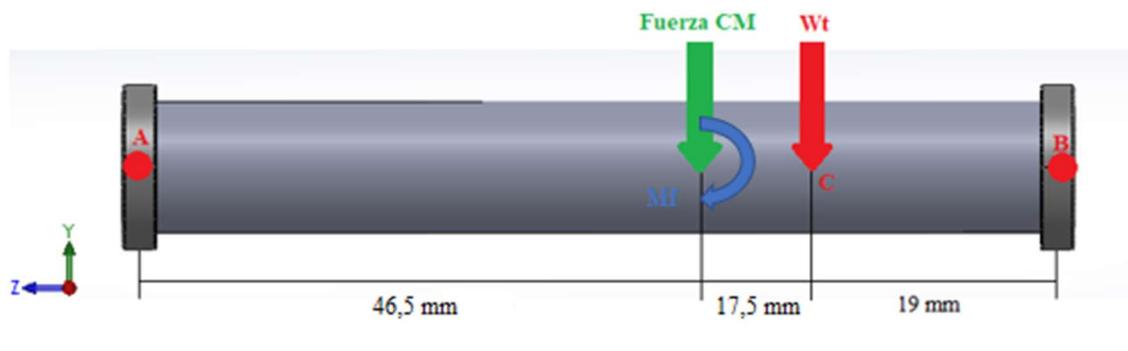


Figura 76. Esquema de fuerzas plano ZY eje hombro 2 (fuente propia)

Antes de seguir, se calculará el valor del momento flector para este caso como el producto del valor de la coordenada Z y la masa del brazo.

$$M_{f-e} = 0,0178 \text{ m} \cdot 2,55 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,0178 \text{ m} \cdot 25,02 \text{ N} = 0,445 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

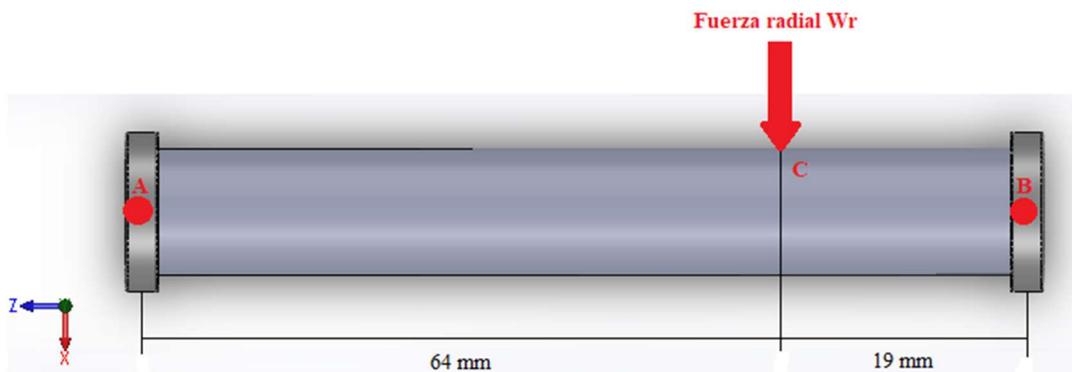


Figura 77. Esquema de fuerzas plano ZX eje hombro 2 (fuente propia)

Para que se pueda ver más claro, se introducirá un tercer esquema par que se pueda visualizar mejor el problema, pero las fuerzas se calcularán en los planos ZX y ZY.

PLANO XY

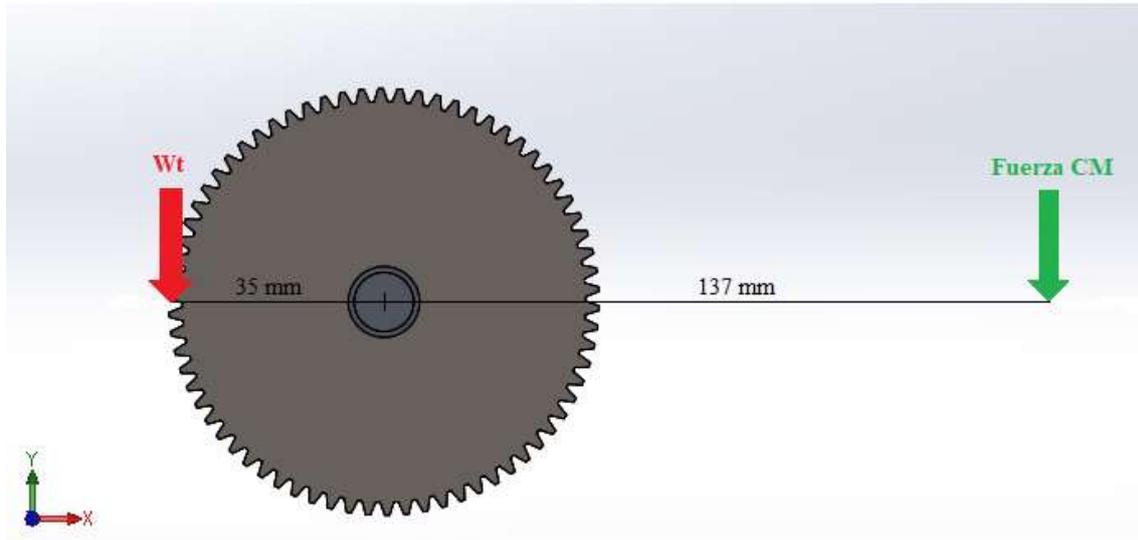


Figura 78. Esquema de fuerzas plano XY eje hombro 2 (fuente propia)

Considerando que las reacciones tendrán dirección opuesta a las fuerzas del engrane, se procede a plantear las condiciones de equilibrio para calcular su valor.

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = 0,445 \text{ Nm} + 107,27 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} + 25,02 \text{ N} \cdot 0,0465 \text{ m} - R_{BY} \cdot 0,083 \text{ m} = 0$$

$$R_{BY} = 102,09 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 107,27 \text{ N} - 25,02 \text{ N} = 0$$

$$R_{AY} = 30,2 \text{ N}$$

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = 39,04 \cdot 64 - R_{BX} \cdot 83 = 0$$

$$R_{BX} = 30,1 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 39,04 = 0$$

$$R_{AX} = 8,94 \text{ N}$$

Se procede a calcular, los momentos flectores de cada plano y el momento flector máximo causado por la combinación de los anteriores.

PLANO ZY

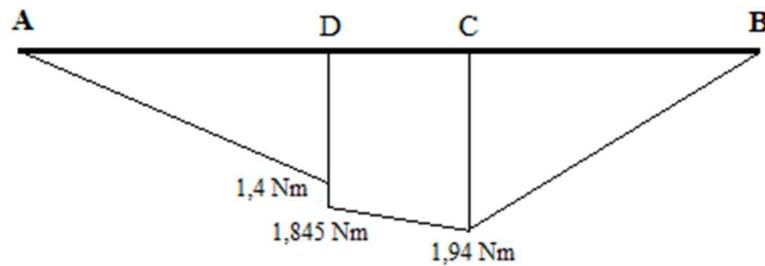


Figura 79. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (caso 1) (fuente propia)

$$M_{D-iz} = 30,2 \text{ N} \cdot 0,0465 \text{ m} = 1,4 \text{ Nm}$$

$$M_{D-dch} = 1,4 \text{ Nm} + 0,445 \text{ Nm} = 1,845 \text{ Nm}$$

$$M_C = 30,2 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} + 0,445 \text{ Nm} - 25,02 \text{ N} \cdot 0,0175 \text{ m} = 1,94 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

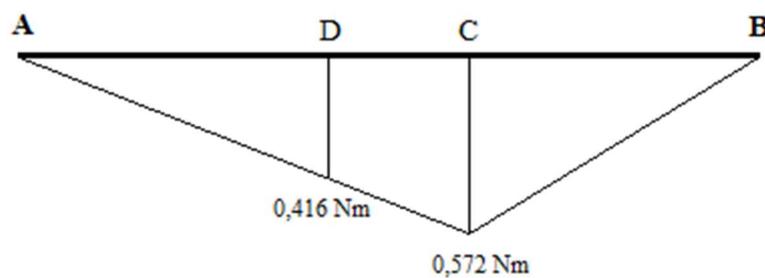


Figura 80. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (fuente propia)

$$M_D = 8,94 \text{ N} \cdot 0,0465 \text{ m} = 0,416 \text{ Nm}$$

$$M_C = 8,94 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} = 0,572 \text{ Nm}$$

Ya que se tienen momentos flectores similares en ambos puntos, se calculará el momento flector combinado para ambos y se hará la comprobación del diámetro en el que mayor momento torsor presente.

$$M_{D\ comb} = M_{f1} = \sqrt{(1,845\ Nm)^2 + (0,798\ Nm)^2} = 2,01\ Nm$$

$$M_{C\ comb} = M_{f2} = \sqrt{(1,94\ Nm)^2 + (1,1\ Nm)^2} = 2,23\ Nm$$

A continuación, es conveniente elaborar un diagrama de momento torsor, para comprobar en cuál de los dos puntos se requiere mayor diámetro.

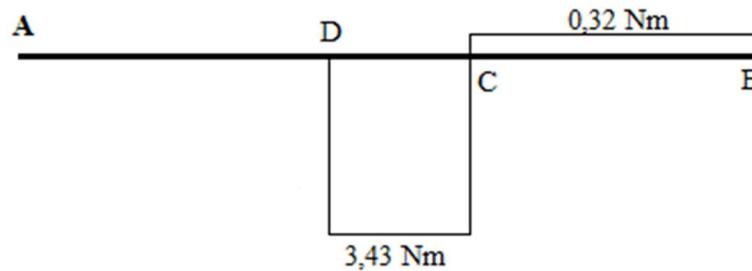


Figura 81. Diagrama de momento torsor eje hombro 2 (caso 1) (fuente propia)

Se puede ver que el mayor torsor se experimenta en el punto D, debido a la carga generada por el brazo, así que se hará la comprobación en ese punto. Se aplicará la expresión, teniendo en cuenta las mismas consideraciones que en el caso anterior:

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6\ Pa} \cdot \sqrt{(2,01\ Nm)^2 + \frac{3}{4} \cdot (3,43\ Nm)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00364\ m = 3,64\ mm$$

$$12\ mm > 3,64\ mm$$

Al volver a comparar el diámetro de nuestro eje con el mínimo, se afirma que nuestro eje cumple los requisitos para este caso.

4.2.2. Caso 2

En este apartado se van a realizar exactamente las mismas comprobaciones que en el caso anterior, pero considerando que el brazo está estirado, tal como se explicó. Para este caso no se va a repetir todo el proceso de elaboración de diagramas, ya que serían exactamente los mismos.

Lo único que cambiaría sería el valor del momento flector aplicado en el brazo, al cambiar la excentricidad y el diagrama de momento torsor, también debido a que la distancia

en el eje X se reduce. Por lo tanto, únicamente se presentarán las ecuaciones modificadas, considerando el mismo sistema de ejes y los nuevos diagramas de momento.

En primer lugar, se calcula el nuevo momento flector debido a la excentricidad en el eje:

$$M_{f-ej} = 25,02 \text{ N} \cdot 0,0937 \text{ m} = 2,34 \text{ Nm}$$

Ahora se plantean las ecuaciones de equilibrio modificando este dato:

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = 2,34 \text{ Nm} + 107,27 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} + 25,02 \text{ N} \cdot 0,0645 \text{ m} - R_{BY} \cdot 0,083 \text{ m} = 0$$

$$R_{BY} = 130,35 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 107,27 \text{ N} - 25,02 \text{ N} = 0$$

$$R_{AY} = 1,94 \text{ N}$$

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = 39,04 \cdot 64 - R_{BX} \cdot 83 = 0$$

$$R_{BX} = 30,1 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 39,04 = 0$$

$$R_{AX} = 8,94 \text{ N}$$

Ahora ya se podrán calcular los diagramas de momento flector para cada plano y el diagrama de momento torsor:

PLANO ZY

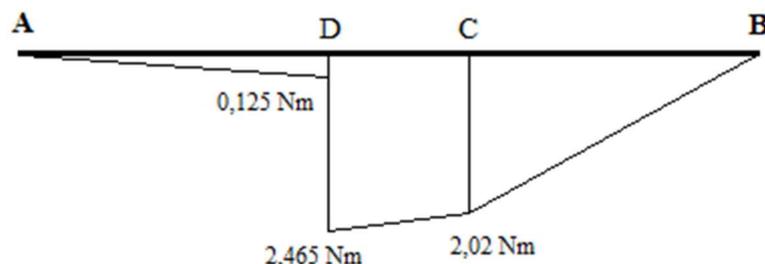


Figura 82. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)

$$M_{D-izda} = 1,94 \text{ N} \cdot 0,0645 \text{ m} = 0,125 \text{ Nm}$$

$$M_{D-dcha} = 0,125 \text{ Nm} + 2,34 \text{ Nm} = 2,465 \text{ Nm}$$

$$M_C = 1,94 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} + 2,34 \text{ Nm} - 25,02 \text{ N} \cdot 0,0175 \text{ m} = 2,02 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

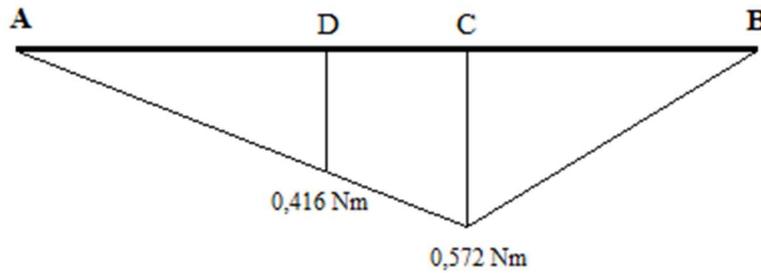


Figura 83. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)

$$M_D = 8,94 \text{ N} \cdot 0,0465 \text{ m} = 0,416 \text{ Nm}$$

$$M_C = 8,94 \text{ N} \cdot 0,064 \text{ m} = 0,572 \text{ Nm}$$

El mayor momento combinado se va a encontrar en el punto D, así que:

$$M_{D\text{ comb}} = M_f = \sqrt{(2,465 \text{ Nm})^2 + (0,416 \text{ Nm})^2} = 2,5 \text{ Nm}$$

Ahora se elabora el diagrama de momento torsor:

$$M_{TD} = -25,02 \text{ N} \cdot 0,1107 \text{ m} = -2,77 \text{ Nm}$$

$$M_{TC} = -2,77 \text{ Nm} + 3,75 \text{ Nm} = 0,98 \text{ Nm}$$

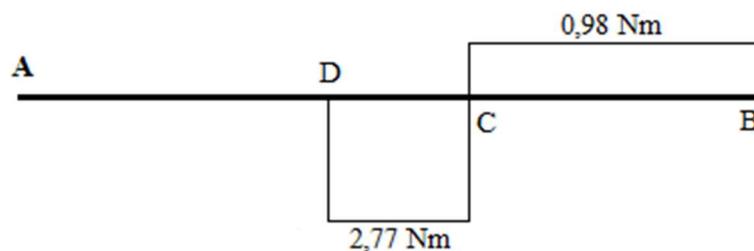


Figura 84. Diagrama de momento torsor eje hombro 2 (caso 2) (fuente propia)

Una vez hecho esto, se puede comprobar el diámetro mínimo mediante la expresión de Von Mises, como se ha hecho anteriormente.

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \sqrt{(2,5 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (2,77 \text{ Nm})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,0036 \text{ m} = 3,6 \text{ mm}$$

$$12 \text{ mm} > 3,6 \text{ mm}$$

Al volver a comparar el diámetro del eje con el mínimo, se comprueba que también cumple los requisitos para este caso. Siendo los diámetros en ambos casos bastante similares, se utilizará el diámetro proyectado en la fase inicial, 12 milímetros.

4.3. Eje hombro 3

A continuación, se llevará a cabo la misma comprobación para el eje del hombro que aloja el engrane del piñón conectado al motor H2. Se considerarán las mismas hipótesis de cálculo. Tenemos el siguiente caso:

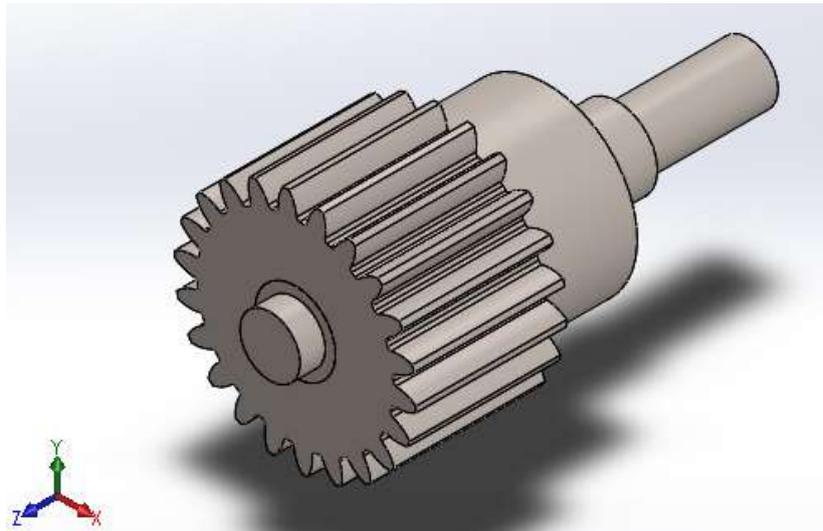


Figura 85. Esquema general eje hombro 3 (fuente propia)

Para este caso hay que tener en cuenta que, aunque se haya cambiado de eje, tanto los motores como los engranajes son los mismos modelos que los considerados anteriormente. Por lo tanto, como no ha cambiado ninguna variable, las fuerzas son las mismas.

$$W_t = 107,27 \text{ N}; \quad W_r = 39,04 \text{ N}$$

Sabiendo esto, se plantean los esquemas con la colocación de las fuerzas y las dimensiones del eje, tal como se viene haciendo.



Figura 86. Esquema de fuerzas plano ZY eje hombro 3 (fuente propia)

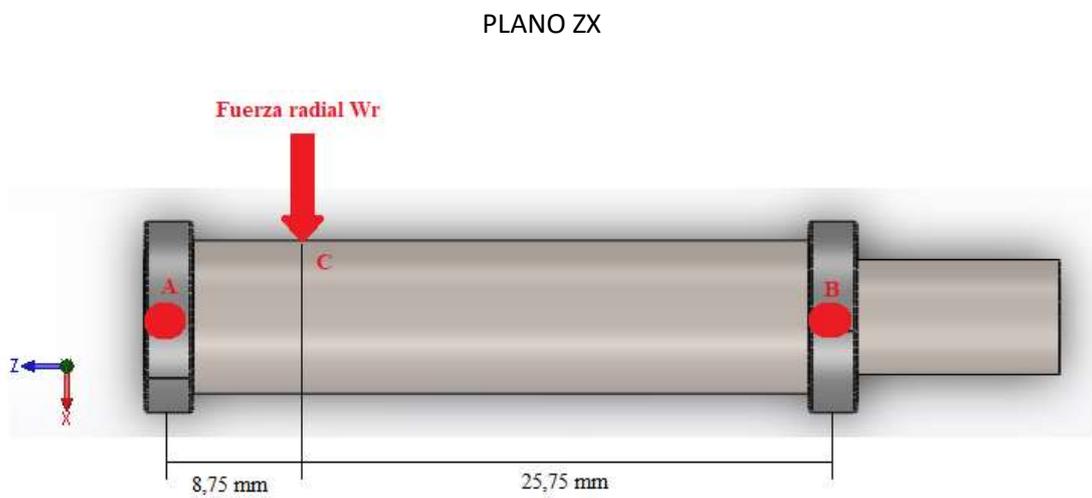


Figura 87. Esquema de fuerzas plano ZX eje hombro 3 (fuente propia)

Se procede al cálculo de los valores de las fuerzas de las restricciones mediante las ecuaciones de equilibrio. Se considera, como en los casos anteriores que las reacciones tendrán sentido opuesto a las fuerzas del engrane.

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = 107,27 \cdot 8,75 - R_{BY} \cdot 34,5 = 0$$

$$R_{BY} = 27,21 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 107,27 = 0$$

$$R_{AY} = 80,29 \text{ N}$$

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = 39,04 \cdot 8,75 - R_{BX} \cdot 34,5 = 0$$

$$R_{BX} = 9,9 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 39,04 = 0$$

$$R_{AY} = 29,14 \text{ N}$$

Después de esto se plantean los diagramas de momentos flectores en cada plano, para visualizar el comportamiento del eje y poder calcular el momento combinado.

PLANO ZY

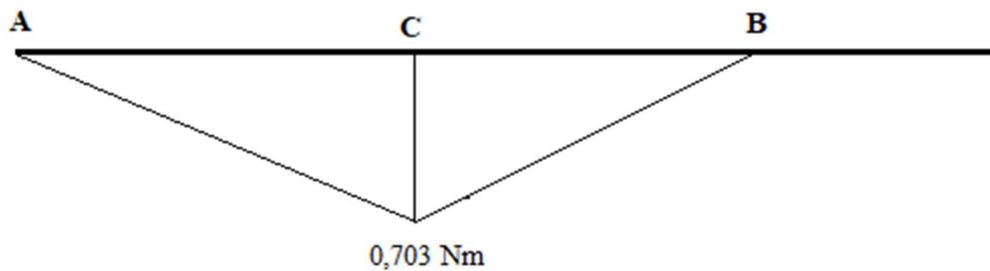


Figura 88. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 3 (fuente propia)

$$M_C = 80,29 \text{ N} \cdot 0,00875 \text{ m} = 0,703 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

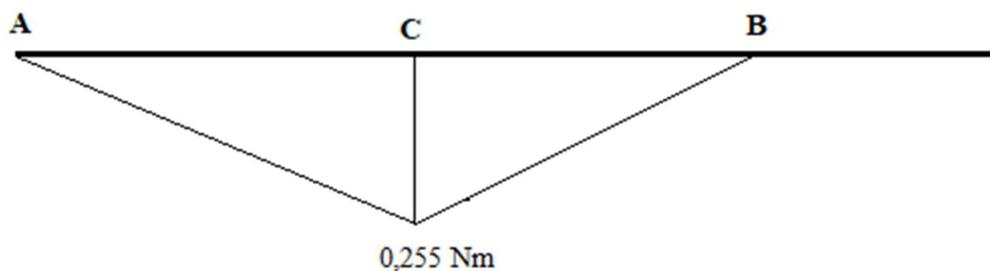


Figura 89. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 3 (fuente propia)

$$M_C = 29,14 \text{ N} \cdot 0,00875 \text{ m} = 0,255 \text{ Nm}$$

$$M_{C \text{ comb}} = M_f = \sqrt{(0,703 \text{ Nm})^2 + (0,255 \text{ Nm})^2} = 0,748 \text{ Nm}$$

Una vez calculado el momento combinado se puede utilizar la expresión de Von Mises para hallar el diámetro mínimo. Al igual que en el caso del piñón, el momento torsor en C es el mismo que genera el motor, con lo que:

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \sqrt{(0,748 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (1,18 \text{ Nm})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00257 \text{ m} = 2,57 \text{ mm}$$

$$8 \text{ mm} > 2,57 \text{ mm}$$

Como se puede observar, el eje cumple adecuadamente en este caso también.

4.4. Eje hombro 4

En este eje se tiene un caso parecido al que se tenía con el eje del hombro 2, ya que también se trata del engrane del piñón y tiene acoplada la carga del antebrazo. Al contrario que para ese eje, este caso no presenta posibles situaciones desfavorables, esto se debe a la geometría del conjunto del antebrazo.

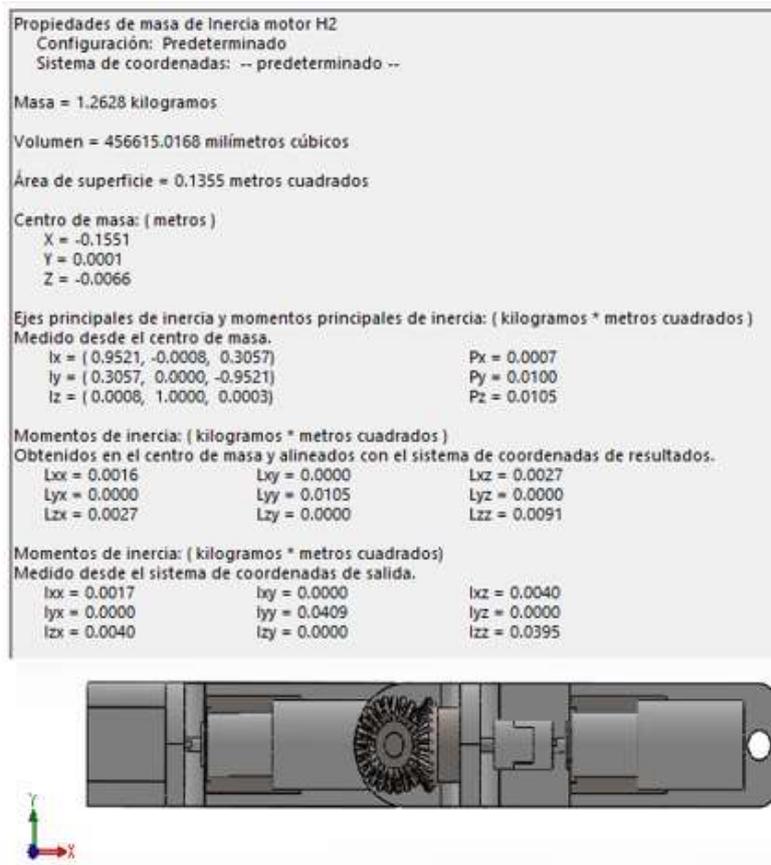


Figura 63. Inercias piezas H2 (fuente propia)

Conociendo estos datos, se puede elaborar un esquema general con los ejes planteados para resolver el problema que se nos presenta. Como en el caso anterior, la componente Z desplaza el centro de masas de su punto de aplicación en el eje así que se considerará un momento flector en el eje como en el caso del eje del hombro 2.

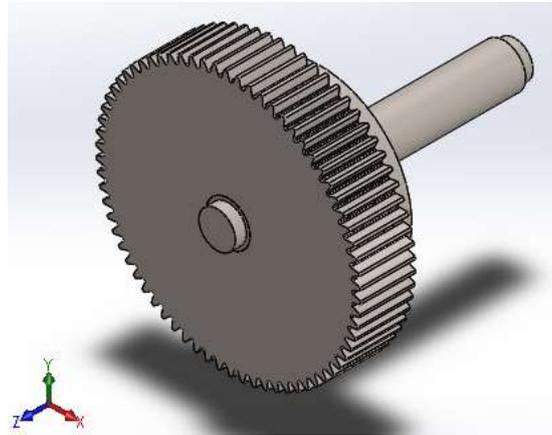


Figura 90. Esquema general eje hombro 4 (fuente propia)

A continuación, como en los casos anteriores, se presentan los esquemas en los planos de trabajo con la información de las distancias y las cargas del eje.

PLANO ZY

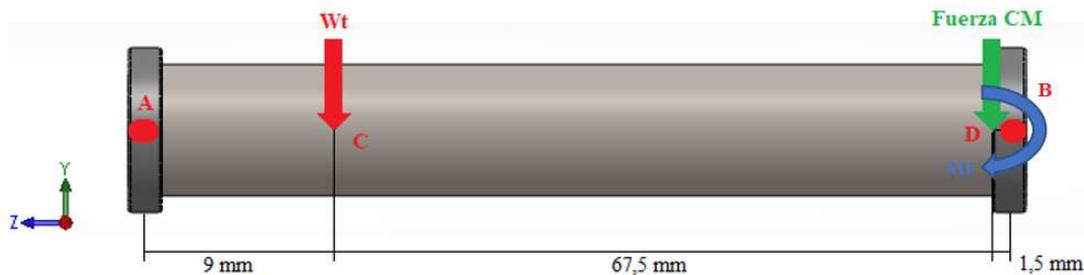


Figura 91. Esquema de fuerza plano ZY eje hombro 4 (fuente propia)

Antes de seguir, se calculará el valor del momento flector que genera la componente Z del vector que nos da la distancia al centro de masas.

$$M_{f-eje} = 0,0066 \text{ m} \cdot 1,26 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,0066 \text{ m} \cdot 12,36 \text{ N} = 0,082 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

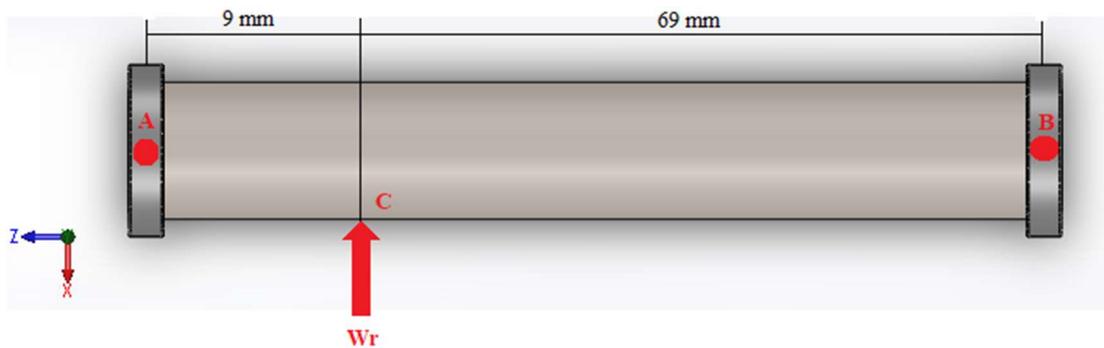


Figura 92. Esquema de fuerza plano ZX eje hombro 4 (fuente propia)

Una vez hecho esto, se puede calcular el valor de las fuerzas de las restricciones a partir de las ecuaciones de equilibrio.

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = 0,082 \text{ Nm} + 107,27 \text{ N} \cdot 0,009 \text{ m} + 12,36 \text{ N} \cdot 0,0765 \text{ m} - R_{BY} \cdot 0,078 \text{ m} = 0$$

$$R_{BY} = 25,55 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 107,27 \text{ N} - 12,36 \text{ N} = 0$$

$$R_{AY} = 94,08 \text{ N}$$

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = 39,04 \cdot 9 - R_{BX} \cdot 78 = 0$$

$$R_{BX} = 4,5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 39,04 = 0$$

$$R_{AX} = 34,54 \text{ N}$$

Una vez calculadas las reacciones, se procede a elaborar los diagramas de momentos.

PLANO ZY

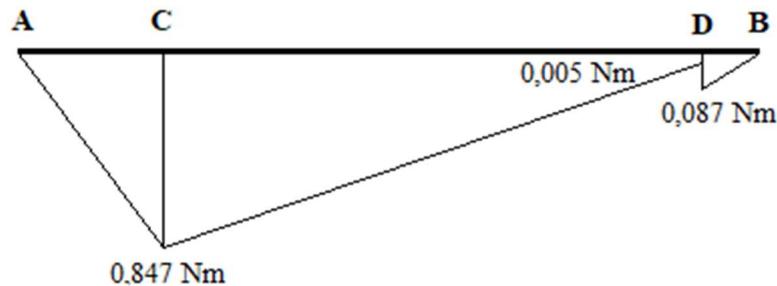


Figura 93. Diagrama de momentos plano ZY eje hombro 4 (fuente propia)

$$M_C = 94,08 \text{ N} \cdot 0,009 \text{ m} = 0,847 \text{ Nm}$$

$$M_{D-izda} = 94,08 \text{ N} \cdot 0,0765 \text{ m} - 107,27 \text{ N} \cdot 0,0675 \text{ m} = 0,005 \text{ Nm}$$

$$M_{D-dch} = 0,005 \text{ Nm} + 0,082 \text{ Nm} = 0,087 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

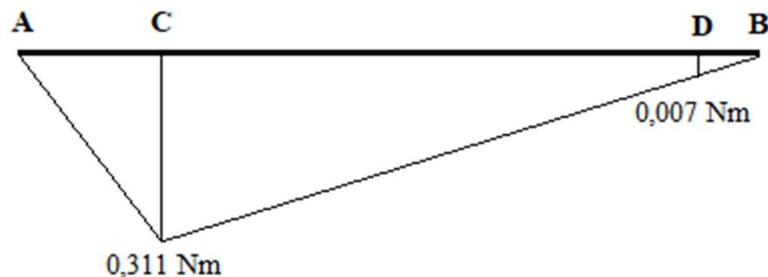


Figura 94. Figura 95. Diagrama de momentos plano ZX eje hombro 4 (fuente propia)

$$M_C = 34,54 \text{ N} \cdot 0,009 \text{ m} = 0,311 \text{ Nm}$$

$$M_D = 34,46 \text{ N} \cdot 0,0765 \text{ m} - 39,04 \text{ N} \cdot 0,0675 = 0,007 \text{ Nm}$$

Analizando los diagramas se puede concluir fácilmente que el máximo momento flector combinado se va a dar en el punto C.

$$M_{C\text{ comb}} = M_f = \sqrt{(0,847 \text{ Nm})^2 + (0,311 \text{ Nm})^2} = 0,902 \text{ Nm}$$

Para este caso, no es necesaria la elaboración de un diagrama de momento torsor, porque está claro el punto con el mayor momento flector y como coincide con el punto del

engrane, el momento torsor será el provocado por el mismo. Así que se aplica la expresión de Von Mises.

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \sqrt{(0,902 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (3,75 \text{ Nm})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00356 \text{ m} = 3,56 \text{ mm}$$

$$12 \text{ mm} > 3,56 \text{ mm}$$

Como en el resto de los casos, el eje cumple.

4.5. Eje codo 1

En este apartado se pretende calcular el eje del codo que está acoplado al motor C1. Dado que los engranajes dispuestos en este eje son cónicos, cambian las fuerzas a las que está sometido el eje, así que el primer paso es calcularlas. Como el par torsor es conocido, la fuerza tangencial puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$W_{tP} = T/r_m$$

Pero para ello, se necesita el radio medio del engranaje, que cumple la siguiente relación:

$$r_m = d/2 - (F/2)\text{sen } \gamma$$

Sabiendo que d es el diámetro de paso, F es el ancho de cara y γ es el ángulo de cono, se puede calcular. Los datos se pueden extraer del apartado del cálculo de los engranajes cónicos.

$$r_m = \frac{(37,5 \text{ mm})}{2) - \left(\frac{9 \text{ mm}}{2}\right) \cdot \text{sen } (45^\circ)} = 15,57 \text{ mm}$$

$$W_{tP} = \frac{1,18 \text{ Nm}}{0,01557 \text{ m}} = 75,79 \text{ N}$$

Una vez se tiene la componente tangencial, se pueden calcular las componentes axial y radial mediante las siguientes expresiones. Como el ángulo de presión es el mismo y el valor de las razones trigonométricas para el ángulo de cono son iguales, se obtendrá el mismo valor.

$$W_{rP} = W_t \tan \phi \cos \gamma$$

$$W_{aP} = W_t \tan \phi \text{sen } \gamma$$

$$W_{rP} = W_{xP} = 75,79 \text{ N} \cdot \tan \tan (20^\circ) \cdot \text{sen} (45^\circ) = 19,51 \text{ N}$$

El sistema de ejes planteados será el siguiente:

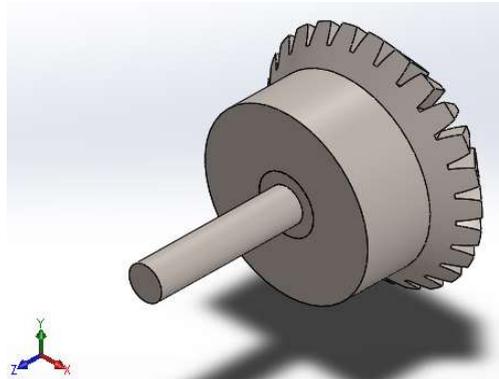


Figura 96. Esquema general eje codo 1 (fuente propia)

Teniendo en cuenta esto se procede a elaborar los esquemas con las fuerzas actuantes y las distancias de aplicación de estas. Se considera que la fuerza del engrane actúa en el centro del diente.

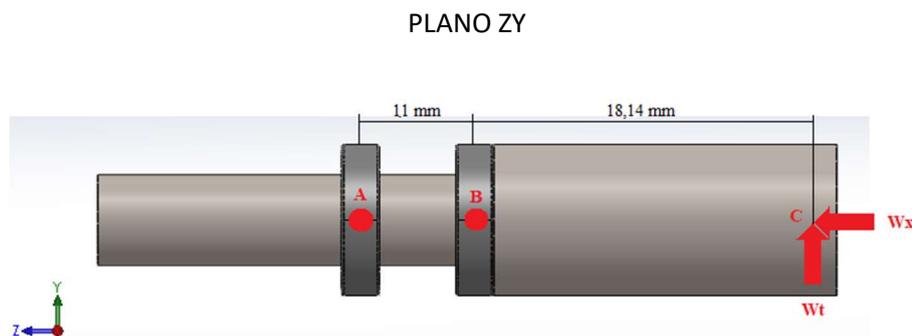


Figura 97. Esquema de fuerzas plano ZY eje codo 1 (fuente propia)

PLANO ZX

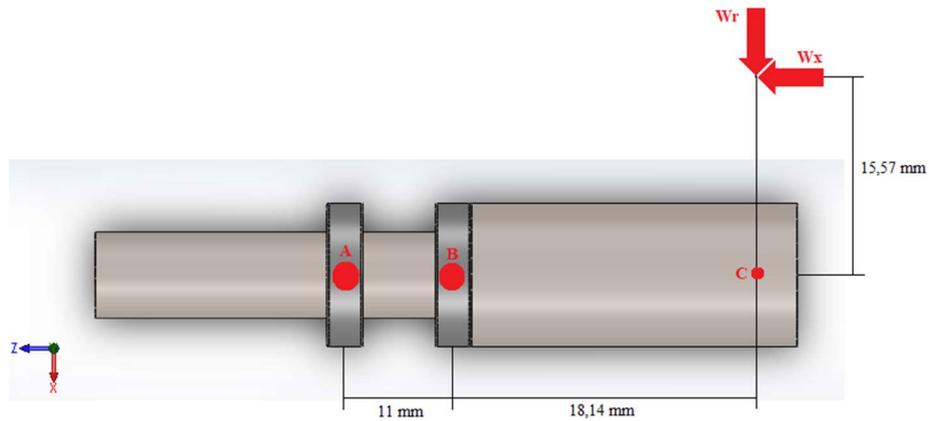


Figura 98. Esquema de fuerzas plano ZX eje codo 1 (fuente propia)

Una vez elaborados los esquemas, se puede calcular el valor de las fuerzas de las restricciones a partir de las ecuaciones de equilibrio. Se consideran las fuerzas de reacciones opuestas a las fuerzas del engrane.

PLANO ZY

$$\Sigma M_A = R_{BY} \cdot 11 - 75,79 \cdot 29,14 = 0$$

$$R_{BY} = 200,77 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 75,79 = 0$$

$$R_{AY} = -124,98 \text{ N}$$

PLANO ZX

$$\Sigma M_A = R_{BX} \cdot 11 + 19,51 \cdot 15,57 - 19,51 \cdot 29,14 = 0$$

$$R_{BX} = 24,07 \text{ N}$$

$$\Sigma F_X = R_{AX} + R_{BX} - 19,51 = 0$$

$$R_{AX} = -4,56 \text{ N}$$

Como se puede observar el valor de la fuerza de la restricción en A en ambos casos es negativa. Ya que se había supuesto que el sentido de la fuerza era opuesto al de las fuerzas generadas por el engrane, esto implica que su sentido ahora es el mismo.

Faltaría por calcular el valor de la fuerza que tendría que compensar la componente axial W_x , pero en la práctica esa fuerza la absorberá el anillo de retención, por cómo está colocado. Por lo tanto, se tiene que:

$$R_z = 19,51 \text{ N}$$

Una vez hecho esto, se pueden elaborar los diagramas de momento flector.

PLANO ZY

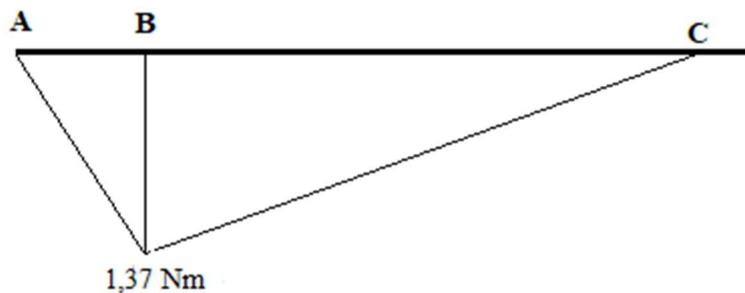


Figura 99. Diagrama de momentos plano ZY eje codo 1 (fuente propia)

$$M_B = 124,98 \text{ N} \cdot 0,011 \text{ m} = 1,37 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

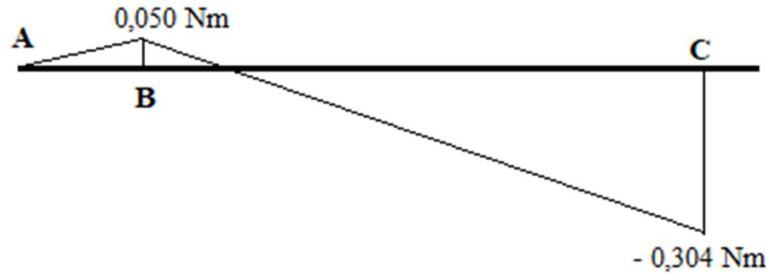


Figura 100. Diagrama de momentos plano ZX eje codo 1 (fuente propia)

$$M_B = 4,56 \text{ N} \cdot 0,011 \text{ m} = 0,050 \text{ Nm}$$

$$M_{C-izda} = 4,56 \text{ N} \cdot 0,02914 \text{ m} - 24,07 \text{ N} \cdot 0,01814 = -0,304 \text{ Nm}$$

$$M_{B\text{ comb}} = M_f = \sqrt{(1,37 \text{ Nm})^2 + (0,050 \text{ Nm})^2} = 1,37 \text{ Nm}$$

El momento torsor en este caso era algo menor debido a que el modelo del motor era uno inferior, sabiendo esto, se puede aplicar la expresión de Von Mises para calcular el diámetro mínimo.

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \sqrt{(1,37 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (0,98 \text{ Nm})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00279 \text{ m} = 2,79 \text{ mm}$$

$$8 \text{ mm} > 2,79 \text{ mm}$$

Después de calcular el diámetro mínimo, se ha comprobado que el diámetro cumple.

4.6. Eje codo 2

Para este eje, se utilizarán las mismas consideraciones que en el apartado anterior. La única diferencia será que este eje tendrá la pieza del brazo acoplada y generará un momento flector resistente en el eje que habrá que estudiar de la misma manera que en el eje del hombro 2 y 4. Sabiendo esto, se plantea el esquema con los ejes del problema.

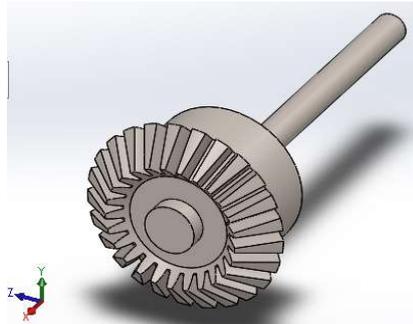


Figura 101. Esquema general eje codo 2 (fuente propia)

Como se ha comentado, hay que tener en cuenta que el brazo está acoplado, así que se va a adjuntar la información necesaria para que se pueda considerar la carga resistente del mismo en los mismos ejes del problema.



Figura 65. Inercia piezas C1 (fuente propia)

De igual manera que en los casos parecidos que se han considerado, se puede ver que, en el sistema de ejes de coordenadas actual, la componente X genera un momento flector en el punto de aplicación de la carga en el eje.

La posición considerada es la más desfavorable porque es la que genera mayor excentricidad del centro de masas. Se procede a elaborar los esquemas con las distancias y sollicitaciones.

Teniendo en cuenta que se trata de una transmisión de engranajes cónicos y que el valor del ángulo de cono es 45 grados en ambos casos, se utilizarán los mismos valores de fuerza en el engranaje que en el caso anterior.

PLANO XY

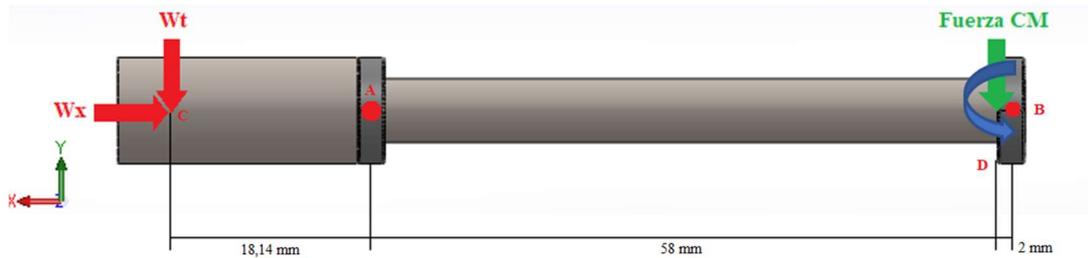


Figura 102. Esquema de fuerzas plano XY eje codo 2 (fuente propia)

Se calcula el valor del momento flector en el eje que genera la componente X del vector que nos da la distancia al centro de masas.

$$M_{f-eje} = 0,02174 \text{ m} \cdot 0,42 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,02174 \text{ m} \cdot 4,12 \text{ N} = 0,09 \text{ Nm}$$

PLANO XZ

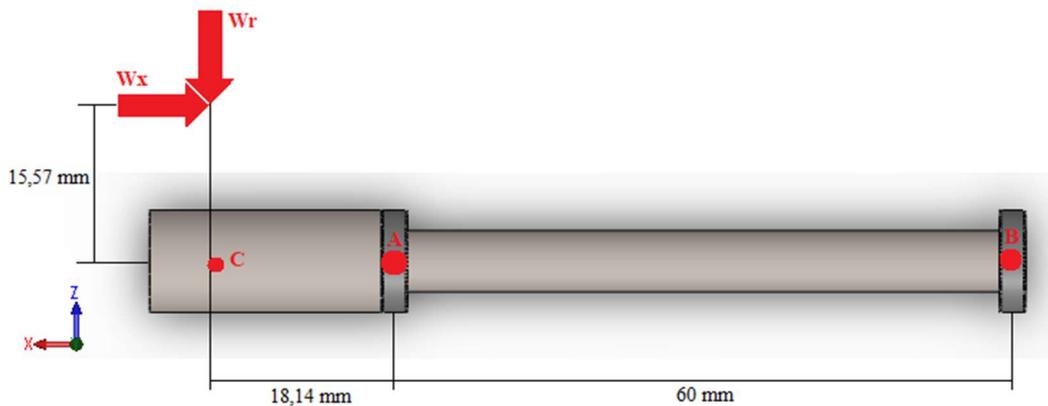


Figura 103. Esquema de fuerzas plano XZ eje codo 2 (fuente propia)

Ahora se está en disposición de calcular los valores de las fuerzas de las restricciones, las cuales se considerarán con sentido opuesto al de las fuerzas del engrane.

PLANO XY

$$\Sigma M_B = 0,09 \text{ Nm} + 75,79 \text{ N} \cdot 0,07814 \text{ m} + 4,12 \text{ N} \cdot 0,002 \text{ m} - R_{AY} \cdot 0,060 \text{ m} = 0$$

$$R_{AY} = 100,34 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = R_{AY} + R_{BY} - 75,79 - 4,12 = 0$$

$$R_{BY} = -20,43 \text{ N}$$

PLANO XZ

$$\Sigma M_A = 19,51 \text{ N} \cdot 0,01557 \text{ m} - 19,51 \text{ N} \cdot 0,01814 \text{ m} - R_{BZ} \cdot 0,060 \text{ m} = 0$$

$$R_{BZ} = -0,84 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Z = R_{AZ} + R_{BZ} - 19,51 = 0$$

$$R_{AZ} = 20,35 \text{ N}$$

Faltaría por calcular el valor de la fuerza que tendría que compensar la componente axial W_x , pero en la práctica esa fuerza la absorberá el anillo de retención, por cómo está colocado. Por lo tanto, se tiene que:

$$R_x = 19,51 \text{ N}$$

Se elaboran los diagramas de momento flector:

PLANO XY

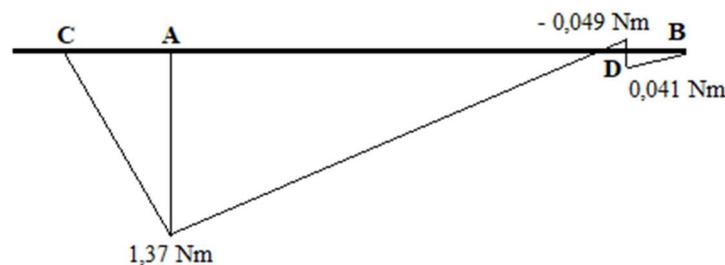


Figura 104. Diagrama de momentos plano XY eje codo 2 (fuente propia)

$$M_A = 75,79 \text{ N} \cdot 0,01814 \text{ m} = 1,37 \text{ Nm}$$

$$M_{D-izd} = 75,79 \text{ N} \cdot 0,07614 \text{ m} - 100,34 \text{ N} \cdot 0,058 \text{ m} = -0,049 \text{ Nm}$$

$$M_{D-dcha} = -0,049 \text{ Nm} + 0,09 \text{ Nm} = 0,041 \text{ Nm}$$

PLANO ZX

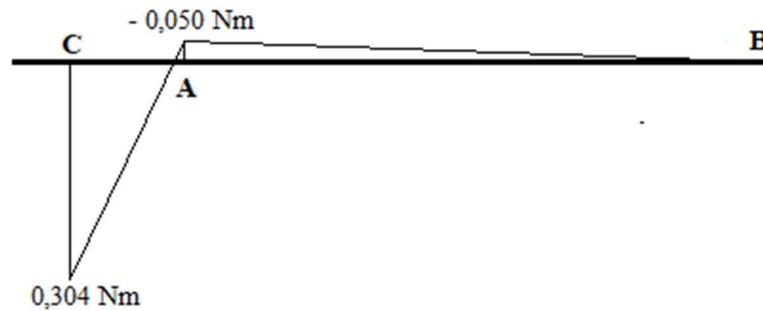


Figura 105. Diagrama de momentos plano XY eje codo 2 (fuente propia)

$$M_C = 19,51 \text{ N} \cdot 0,01557 \text{ m} = 0,304 \text{ Nm}$$

$$M_A = 0,304 \text{ Nm} - 19,51 \text{ N} \cdot 0,01814 \text{ m} = -0,050 \text{ Nm}$$

$$M_{A \text{ comb}} = M_f = \sqrt{(1,37 \text{ Nm})^2 + (0,050 \text{ Nm})^2} = 1,37 \text{ Nm}$$

Se aplica la expresión de Von Mises para calcular el diámetro mínimo:

$$d = \left[\frac{32}{\pi \cdot 758 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \sqrt{(1,37 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (0,98 \text{ Nm})^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,00279 \text{ m} = 2,79 \text{ mm}$$

$$8 \text{ mm} > 2,79 \text{ mm}$$

Como se ha comprobado, todos los ejes cumplen a flexión, pero antes de continuar se va a elaborar una tabla en la que muestre el diámetro mínimo necesario y el diámetro proyectado.

Nombre del eje	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro mínimo proyectado (mm)
Hombro 1	2,72	8
Hombro 2	3,64	12
Hombro 3	2,57	8
Hombro 4	3,56	12
Codo 1	2,79	8
Codo 2	2,79	8

Tabla 16. Diámetros mínimos a flexión

5. Comprobación a fatiga

Se ha comprobado que todos los ejes que forman parte de la estructura del brazo cumplen a flexión. Pero, debido a la naturaleza de los mecanismos, hay que tener en cuenta la fatiga en los ejes. La fatiga se produce cuando los elementos de máquinas son sometidos a esfuerzos variables y pueden producir la falla de los componentes incluso cuando estas cargas sean muy inferiores a las que se soportarían si estuvieran aplicando de manera constante.

Cabe destacar que la bibliografía [1] expone un método para el cálculo de ejes en el que se tiene en cuenta este fenómeno, por lo tanto, se va a comprobar si las secciones proyectadas, cumplen siguiendo este criterio.

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M_f}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{M_T}{s_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Antes de continuar, hay que calcular una serie de factores para poder utilizar la expresión. También hay que tener en cuenta que, aunque se nombre diferente, s_y es la resistencia a fluencia del material estudiado, que será el mismo para el que se estudió la flexión.

5.1. Resistencia a fatiga modificada

El primer valor que se calculará será la resistencia a fatiga modificada s'_n . Para ello primero se necesita el valor de resistencia a fatiga para después poder aplicarle una serie de factores y hallar el valor que se usará en la expresión.

El primer paso es sacar la resistencia última del material, se hará mediante la figura 50:

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

Figura 50. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados [1]

$$s_u = 986 \text{ MPa}$$

Con este valor, se puede calcular la resistencia a fatiga mediante la figura 106. Para ello se deben suponer las condiciones de superficie, en este caso va a ser maquinado.

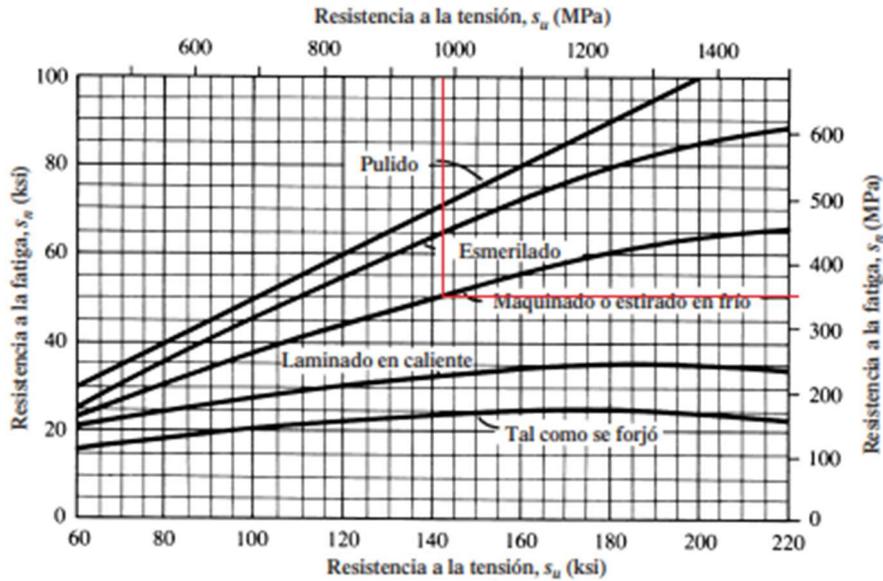


Figura 106. Resistencia a fatiga en función de la resistencia última [1]

$$s_n = 350 \text{ MPa}$$

El siguiente paso para calcular la resistencia a fatiga modificada es aplicar un coeficiente de confiabilidad y otro de tamaño, para garantizar la seguridad.

$$s'_n = s_n \cdot C_S \cdot C_R$$

Los valores de los coeficientes se sacarán de las tablas 17 y 18. Se supone una confiabilidad del 99%, en cambio para el factor de tamaño se utilizará el diámetro proyectado más desfavorable.

Factores de confiabilidad aproximados C_R	
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 17. Factor de confiabilidad para fatiga [1]

$$C_R = 0,81$$

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 \cdot 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 \cdot 0.000837D$

Tabla 18. Factor de tamaño para fatiga [1]

$$C_S = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,11} = \left(\frac{10}{7,62}\right)^{-0,11} = 0,97$$

Por lo tanto, el valor de la resistencia a fatiga modificada será:

$$s'_n = 350 \text{ MPa} \cdot 0,97 \cdot 0,81 = 275 \text{ MPa}$$

5.2. Factor de diseño

El siguiente valor que se calculará es el factor de diseño N . Este valor suele oscilar entre 2 y 2,5 para elementos de máquinas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. En este caso se considera que se tiene una alta confianza en todos los datos de diseño, así que:

$$N = 2$$

5.3. Factor de concentración de esfuerzos

El diseño final del eje vendrá condicionado, aparte de por el diámetro de este, por cuñeros, ranuras para anillos de retención, cambios de diámetro, etc. Por ello, hay que tener en cuenta que todos los elementos que generen discontinuidades geométricas producen concentraciones de esfuerzos en ellas y esto es lo que se quiere evaluar con este factor.

La bibliografía propone una serie de valores dependiendo de las discontinuidades presentes en el eje. Lo ideal sería establecer un diámetro mínimo para cada sección del eje en la que se presente una discontinuidad de este tipo. Para este caso, no se hará esto, ya que lo único que se busca es verificar el diámetro mínimo proyectado del eje.

Por lo tanto, se establecerá un coeficiente de concentración de tensiones para cada eje en el que se contemple el caso más desfavorable. Siguiendo este criterio el valor de K_t será 3 en todos los ejes, ya que en todos se colocarán anillos de retención.

5.4. Comprobación de ejes

Una vez definidos los criterios mediante los que se evaluarán los ejes, se elaborará una tabla con los diámetros mínimos resultantes para cada uno. Cabe destacar que, para estar del lado de la seguridad, se considerarán los momentos del punto más desfavorable en cada caso.

	Mf (Nm)	Mt (Nm)	D flexión (mm)	D fatiga (mm)	D proyectado (mm)
Hombro 1	1,1	1,18	2,72	6,27	8
Hombro 2	2,01	3,43	3,64	7,68	12
Hombro 3	0,748	1,18	2,57	5,52	8
Hombro 4	0,902	3,75	3,56	6,02	12
Codo 1	1,37	0,98	2,79	6,73	8
Codo 2	1,37	0,98	2,79	6,73	8

Tabla 19. Diámetros mínimos a flexión y fatiga (fuente propia)

Como se puede observar, tras aplicar la fórmula, los diámetros resultantes son bastante mayores que los que se calcularon para flexión. Aun así, todos los ejes cumplen la condición, ya que el diámetro proyectado es mayor en todos los casos.

6. Elección de cojinetes

Durante la etapa de diseño, se establecieron unos cojinetes del catálogo de SKF, utilizando como criterio el diámetro proyectado de los ejes inicialmente definido por el tamaño de los engranajes.

En este apartado se pretende comprobar que, bajo las condiciones de carga consideradas, los rodamientos pueden funcionar adecuadamente. Las cargas sobre los rodamientos han sido calculadas en el apartado de la comprobación de los ejes a flexión, pero están separadas en dos componentes así que se necesita el valor máximo, que se calculará utilizando el teorema de Pitágoras.

$$F_T = \sqrt{F_A^2 + F_B^2}$$

Como todos los rodamientos en todos los ejes no son diferentes, el procedimiento a seguir será comprobar únicamente aquellos rodamientos con la mayor carga dentro de un mismo tipo. Teniendo en cuenta esto, se pueden identificar mediante la siguiente tabla:

	Tipo rodamiento	Carga radial total (N)	Carga axial (N)
Eje hombro 1	W 617/6 - A	55,59	0
	W 617/6 - B	58,56	0
Eje hombro 2	W 61700 - A	31,50	0
	W 61700 - B	106,43	0
Eje hombro 3	W 617/6 - A	85,41	0
	W 617/6 - B	28,96	0
Eje hombro 4	W 61700 - A	100,22	0
	W 61700 - B	25,94	0
Eje codo 1	W 618/8 - A	125,06	0
	W 618/8 - B	202,21	0
Eje codo 2	W 618/8 - A	102,38	0
	W 618/8 - B	20,45	0

Tabla 20. Cargas en rodamientos (fuente propia)

Sabiendo esto, se plantea la ecuación para determinar la capacidad de carga dinámica básica:

$$C = P_d(L_d/10^6)^{\frac{1}{k}}$$

Es preciso dar una duración de diseño que se establecerá aproximadamente en 1000 h, de acuerdo con la siguiente tabla:

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Tabla 21. Duración de diseño [1]

El siguiente paso es establecer la carga de diseño, que viene modificada por la variable V, pero como lo que gira es la pista interior el valor de V es 1. Para rodamientos de bolas el valor de k es igual a 3. Con estos datos ya se pueden sustituir para cada uno de los casos:

W 618/8

$$L_d = 1000 \text{ h} \cdot 188,42 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/h} = 1,13 \cdot 10^7 \text{ rev}$$

$$C = 202,21 \text{ N} \cdot (1,13 \cdot 10^7 / 10^6)^{1/3} = 453,76 \text{ N} \approx 0,45 \text{ KN}$$

W 617/6

$$L_d = 1000 \text{ h} \cdot 157,18 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/h} = 9,43 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 85,41 \text{ N} \cdot (9,43 \cdot 10^6 / 10^6)^{1/3} = 180,45 \text{ N} \approx 0,18 \text{ KN}$$

W 61700

$$L_d = 1000 \text{ h} \cdot 49,4 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/h} = 2,96 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 106,43 \text{ N} \cdot (2,96 \cdot 10^6 / 10^6)^{1/3} = 152,81 \text{ N} \approx 0,15 \text{ KN}$$

Una vez calculadas las capacidades de carga dinámica básica, se pueden comparar con los valores que ofrece el fabricante. Se representan los datos en la tabla 22 para su mejor comprensión.

Cojinete	C calculada	C máxima
W 617/6	0,18 KN	0,286 KN
W 61700	0,15 KN	0,488 KN
W 618/8	0,45 KN	0,819 KN

Tabla 22. Comparación carga dinámica básica (fuente propia)

Como se puede observar la capacidad de todos los cojinetes no supera el valor máximo que nos indica el fabricante, así que se puede concluir que los cojinetes elegidos son válidos.

7. Selección de cuñas

La cuña o chaveta es un elemento de unión básico que se suele incorporar en los elementos que transmiten par torsional, como los engranajes, para que puedan estar acoplados al eje al que pertenecen. En este apartado se va a proceder al cálculo de las dimensiones mínimas de las cuñas necesarias en todos los ejes de nuestro brazo.

La bibliografía [1] propone dos modos básicos de falla potencial en las cuñas, que son falla por corte y falla por compresión. Si se utiliza un material con una resistencia menor al del engranaje o el eje, se podrá aplicar la siguiente ecuación:

$$L = \frac{4TN}{DWs_y}$$

El material elegido para las cuñas será acero AISI 1020 laminado en caliente, de esta manera se garantiza la condición de la resistencia. El factor N tendrá un valor de 3, adecuado para usos industriales y para cada eje se supondrá el mayor momento torsor.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

Figura 50. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados [1]

El resto de los datos del tamaño de la cuña se extraerán de la tabla X, que propone unas dimensiones de la geometría de la cuña en función del diámetro del eje.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 1/2	5/16	5/16	1/4
1 1/2	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/4	1	1	3/4
4 1/4	5 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/4	6 1/4	1 1/2	1 1/2	1
6 1/4	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/4	2 1/4	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/4
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Tabla 23. Dimensiones chavetas en función del tamaño del eje [1]

A continuación, se propone una solución a los cuñeros todos los ejes en la tabla X donde se calcularán las longitudes mínimas de las chavetas y se dispondrá una longitud proyectada que cumpla con la condición, para facilitar el proceso final de elección.

Diámetro, D (mm)	Ancho, W (mm)	Altura, H (mm)	L (mm)	L proyectada (mm)
8	2,38	2,38	2,98	6
12	3,18	3,18	5,70	6
8	2,38	2,38	2,98	6
12	3,18	3,18	5,70	6
10	2,38	2,38	2,39	6
10	2,38	2,38	2,39	6

Tabla 24. Dimensiones proyectadas de chavetas para engranajes (fuente propia)

Como se puede ver se han cambiado las dimensiones de pulgadas a milímetros. Además, se ha supuesto una única longitud de chaveta que cumpla con todos los ejes de tal manera que se simplifique el proceso de montaje.

A continuación, se va a plantear una tabla como la anterior para calcular las chavetas necesarias para que los elementos del brazo anclados al eje giren con este. Al ser el cubo (la pieza del brazo anclada) de una resistencia menor que la del material de la chaveta, la bibliografía [1] recomienda usar otra fórmula:

$$L = \frac{4TN}{D H s_y}$$

Pero al estar considerando chavetas cuadradas, el valor numérico de la longitud sería el mismo. Las consideraciones tomadas para el cálculo son las mismas que para el caso anterior, únicamente cambia el diámetro de los ejes, ya que donde van dispuestas las partes del brazo generalmente hay una reducción de sección. Por lo tanto, se procede a mostrar los resultados obtenidos.

Diámetro, D (mm)	Ancho, W (mm)	Altura, H (mm)	L (mm)	L proyectada (mm)
8	2,38	2,38	2,98	4
10	2,38	2,38	9,13	10

Tabla 25. Dimensiones proyectadas de chavetas para elementos de impresión (fuente propia)

Con este paso completado, ya estarían seleccionadas todas las cuñas necesarias para que todos los elementos de nuestro brazo queden sujetos adecuadamente a los ejes.

8. Selección acoplamiento flexibles

En el diseño existen múltiples motores que necesitan una manera de conectarse a los ejes en los que se encuentran los elementos de transmisión. Para ello se ha seleccionado una serie de acoplamiento flexibles de manera que esto sea posible.

El criterio de elección ha sido que el acoplamiento fuera compatible con la variación de diámetro del eje del motor respecto del eje de transmisión y que pudiera soportar el par del motor. Basándose en esto, se ha elegido el modelo MJT-20-BL del fabricante NBK.

Conociendo que el diámetro del eje de los motores es de 6 mm y el de los ejes a los que se conecta (eje hombro 1 y 3) es de 8 mm, se comprueba que se cumple la condición de que pueda acoplar estos diámetros. Además, debe unir el eje del codo 1 con el eje del motor, ambos de 6 mm de diámetro.

Tipo	Ejes en stock D1 x D2																																
	3	4	4.5	5	6	6.35	7	8	9	10	11	12	14	15	16	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
MJT-14	●	●	●	●	●	●	●																										
MJT-20		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●																						
MJT-30					●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●																		
MJT-40							●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●											
MJT-55									●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●							
MJT-65												●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
MJT-80																		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
MJT-95																							●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

Tabla 26. Diámetros de ejes disponibles para acoplamientos (catálogo)

Se confirma que se puede implementar para los diámetros especificados, ahora solo resta comprobar que para el motor que es capaz de suministrar el motor, el acoplamiento funciona correctamente.

Tipo	Eje Máx. (mm)	Par Nominal (N-m)	Par Máx. (N-m)	Frecuencia rotacional máx. (min ⁻¹)	Momento de inercia (kg·m ²)	Dureza torsional estática (N·m/rad)	Desalineamiento paralelo (mm)	Desalineamiento angular (°)	Desalineamiento axial (mm)	Peso. (g)
MJT-14-BL	7	0.7	1.4	45000	2.1 · 10 ⁻⁷	8	0.15	1.0	+0.6 0	6.6
MJT-20-BL	11	1.8	3.6	31000	1.0 · 10 ⁻⁶	16	0.20	1.0	+0.8 0	17
MJT-30-BL	16	4	8	21000	5.9 · 10 ⁻⁶	46	0.20	1.0	+1.0 0	44
MJT-40-BL	25	4.9	9.8	15000	4.0 · 10 ⁻⁵	380	0.15	1.0	+1.2 0	130
MJT-55-BL	32	17	34	11000	1.7 · 10 ⁻⁴	1400	0.20	1.0	+1.4 0	320

Tabla 27. Características acoplamientos flexibles (catálogo)

Como se puede ver en la tabla X, tanto el par máximo como el par nominal son mayores que el par que suministra el motor (0,98 Nm). Así que se confirma que se puede usar este acoplamiento en nuestro diseño.

9. Selección de anillos de retención

De la misma manera que se utilizan escalonamientos en los ejes afianzar la posición de los rodamientos y cuñas para garantizar la transmisión de potencia, es necesario asegurar que los elementos del eje no se muevan axialmente. En este apartado, se seleccionarán una serie de anillos de retención para asegurar los elementos de los ejes.

Se dispondrán dos anillos para cada engranaje de manera que puedan quedar fijados. Para las partes del brazo que estarán acopladas al eje se dispondrán también de dos anillos a cada lado, aunque si se da el caso de que están situadas al lado de un engranaje, se aprovechará uno de los anillos usados para los engranajes.

Se han estudiado los diámetros de las secciones de los ejes que precisan de anillo de retención, con este dato se podrá comenzar el proceso de selección. Los anillos serán seleccionados del catálogo del fabricante SEEGER y estarán normalizados según la norma DIN 471.

Tabla 28. Características anillos de retención (catálogo)

Como se puede ver en la tabla X, se han elegido los anillos A8, A10 y A12. A continuación, se procede a comprobar que el anillo cumple las condiciones necesarias para el correcto funcionamiento de los ejes. Estas condiciones serán la comparación de las fuerzas a las que estarían sometidos los anillos con el límite que aporta el fabricante y la comparación de la velocidad máxima con la del sistema.

Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger						10						
A 3 – A 56 / DIN 471												
Nut - Groove - Gorge				Ergänzende Daten - Supplementary data - Données complémentaires								
d ₂ *	Toleranz Tolérance	m* min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	K kN · mm	n _{zul.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2.8	-0.04	0.50	0.10	0.3	0.1	0.47	0.5	0.27	0.9	2.06	360	ZGA-0
3.8	-0.04	0.50	0.10	0.3	0.2	0.50	0.5	0.30	1.2	1.93	211	ZGA-0
4.8	-0.04	0.70	0.10	0.3	0.2	1.00	0.5	0.80	1.5	7.38	154	ZGA-0
5.7	-0.04	0.80	0.15	0.5	0.4	1.45	0.5	0.90	2.8	10.40	114	ZGA-0
6.7	-0.06	0.90	0.15	0.5	0.5	2.60	0.5	1.40	3.2	14.70	121	ZGA-0
7.6	-0.06	0.90	0.20	0.6	0.8	3.00	0.5	2.00	4.9	14.20	96	ZGA-0
8.6	-0.06	1.10	0.20	0.6	0.9	3.50	0.5	2.40	5.5	30.00	85	ZGA-0
9.6	-0.11	1.10	0.20	0.6	1.0	4.00	1.0	2.40	6.2	28.20	84	ZGA-1
10.5	-0.11	1.10	0.25	0.8	1.4	4.50	1.0	2.40	8.4	26.10	70	ZGA-1
11.5	-0.11	1.10	0.25	0.8	1.5	5.00	1.0	2.40	9.2	24.00	75	ZGA-1
12.4	-0.11	1.10	0.30	0.9	2.0	5.80	1.0	2.40	11.9	23.20	66	ZGA-1
13.4	-0.11	1.10	0.30	0.9	2.1	6.40	1.0	2.40	12.9	22.90	58	ZGA-1
14.3	-0.11	1.10	0.35	1.1	2.6	6.90	1.0	2.40	16.1	21.60	50	ZGA-1
15.2	-0.11	1.10	0.40	1.2	3.2	7.40	1.0	2.40	19.6	21.00	45	ZGA-1
16.2	-0.11	1.10	0.40	1.2	3.4	8.00	1.0	2.40	20.8	21.60	41	ZGA-1
17.0	-0.11	1.30	0.50	1.5	4.5	17.00	1.5	3.75	27.5	37.10	39	ZGA-2
18.0	-0.11	1.30	0.50	1.5	4.8	17.00	1.5	3.80	29.1	36.40	35	ZGA-2
19.0	-0.13	1.30	0.50	1.5	5.0	17.10	1.5	3.85	30.8	36.30	32	ZGA-2
20.0	-0.13	1.30	0.50	1.5	5.3	16.80	1.5	3.75	32.2	35.40	29	ZGA-2
21.0	-0.13	1.30	0.50	1.5	5.6	16.90	1.5	3.80	33.8	35.40	27	ZGA-2
22.0	-0.15	1.30	0.50	1.5	5.9	16.60	1.5	3.80	35.4	34.70	25	ZGA-2
22.9	-0.21	1.30	0.55	1.7	6.7	16.10	1.5	3.65	40.5	33.40	27	ZGA-2

Tabla 29. Características anillos de retención II (catálogo)

Para su mejor interpretación se dispondrán los datos de los anillos en la tabla 30:

Anillo	A8	A10	A12
Diámetro eje (mm)	8	10	12
Diámetro ranura (mm)	7,6	9,6	11,5
Ancho anillo (mm)	0,8	1	1
Ancho ranura (mm)	0,9	1,1	1,1
Velocidad máxima (rpm)	96000	84000	75000
Fuerza radial máxima (KN)	3	4	5
Fuerza axial máxima (KN)	0,8	1	1,5

Tabla 30. Geometría y requerimientos anillos de retención (fuente propia)

La mayor fuerza radial que se experimenta es de 200 N, la mayor fuerza axial de 19,51 N y la velocidad máxima es de 188 rpm. Teniendo en cuenta la magnitud de los datos, se concluye que no es necesario un análisis específico de cada anillo.

Esto se debe a que las limitaciones de los anillos superan con creces las cargas y velocidades reales que se experimentan en los ejes. Por lo tanto, se concluye que los anillos elegidos son válidos para el sistema.



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**ANEXO II: ANÁLISIS DE TENSIONES Y
DESPLAZAMIENTOS**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	131
2. DETERMINACIÓN DE LAS DIRECCIONES DE LAS CARGAS	131
3. PROPIEDADES DEL MATERIAL	132
4. CONSIDERACIÓN DE LAS CARGAS	133
5. ANÁLISIS	133
5.1. Análisis del cuerpo	133
5.2. Análisis de la articulación del hombro	134
5.3. Análisis del brazo	136

1. INTRODUCCIÓN

Tras haber detallado los procedimientos de cálculo que han sido necesarios para garantizar la correcta operación del brazo, se puede decir que lo único que falta por comprobar la resistencia estructural de los diseños de PLA.

Estos diseños, realmente no reciben ninguna carga importante al margen de la carga resultante en los rodamientos. Por ello se realizará un estudio de deformaciones y tensiones para comprobar que realmente el diseño es capaz de alojar la transmisión.

Se utilizará el software SolidWorks, debido a que permite llevar a cabo simulaciones mediante el método de los elementos finitos que permiten evaluar las tensiones y desplazamientos de la pieza. Se procederá a calcular cada parte por separado, antes de proceder, es necesario explicar las hipótesis de trabajo y las consideraciones de trabajo.

2. Determinación de las direcciones de las cargas

Al margen de la utilización de la problemática derivada de la utilización del programa, el principal problema fue determinar la orientación de la carga resultante en cada cojinete. La magnitud era conocida, pero no la dirección de su aplicación, únicamente se conocía la dirección de las componentes que se habían calculado.

Con la información de la que se disponía en primer lugar se hizo un volcado de datos en la tabla X para poder visualizar mejor la información y se calculó el valor de la fuerza resultante para cada cojinete.

Una vez hecho esto, se procedió a calcular el ángulo de la fuerza resultante respecto a la componente horizontal de tal manera que conociendo los sentidos de las fuerzas se pueda orientar la fuerza resultante en el modelo. Cabe destacar que los ejes de coordenadas utilizados en el cálculo de las reacciones son los mismos que en el modelo que se usará para el cálculo de los esfuerzos.

Rodamiento	Componente X (N)	Componente Y (N)	Fuerza total (N)	θ horizontal (°)
Eje hombro 1 - A	19,01	-52,24	55,59	-70,00
Eje hombro 1 - B	20,03	-55,03	58,56	-70,00
Eje hombro 2 - A	-8,94	30,2	31,50	-73,51
Eje hombro 2 - B	-30,1	102,09	106,43	-73,57
Eje hombro 3 - A	-29,14	-80,29	85,41	70,05
Eje hombro 3 - B	-9,9	-27,21	28,96	70,01
Eje hombro 4 - A	34,54	94,08	100,22	69,84
Eje hombro 4 - B	4,5	25,55	25,94	80,01
Eje codo 1 - A	-4,56	124,98	125,06	-87,91
Eje codo 1 - B	-24,07	-200,77	202,21	83,16
Eje codo 2 - A	20,35	100,34	102,38	78,54
Eje codo 2 - B	-0,84	-20,43	20,45	87,65

Tabla 31. Características de las solicitaciones de los rodamientos

3. Propiedades del material

Como se ha comentado anteriormente en el modelado por deposición fundida, el material se deposita en forma de hilos que a su vez forman capas. Para este estudio, aunque se podría valorar que la orientación de las fibras de material tiene influencia en el cálculo, se considerará el material isoentrópico. Las propiedades del material en el Sistema Internacional (SI) son las siguientes.

Propiedad	Valor
Módulo elástico	1566620000
Coefficiente de Poisson	0.394
Módulo cortante	318900000
Densidad de masa	1240
Límite de tracción	30000000
Límite de compresión	
Límite elástico	60000000
Coefficiente de expansión térmica	

Tabla 32. Propiedades del PLA [2]

4. Consideración de las cargas

El programa SolidWorks permite la consideración de diferentes tipos de carga, se han elegido las llamadas cargas de rodamiento, que reflejan la distribución de tensiones aproximada para un rodamiento real. Se ha elegido la distribución sinusoidal de presiones en el rodamiento.

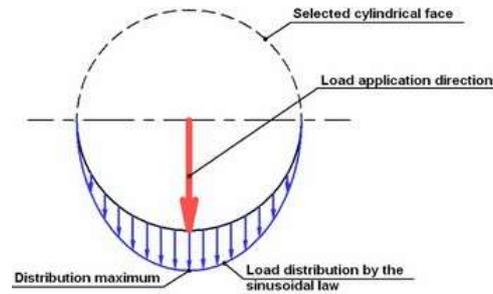


Figura 107. Distribución de la carga en rodamientos [Google]

5. Análisis

5.1. Análisis del cuerpo

Para este análisis hay que tener en cuenta que al disponerse dos ejes existen 4 rodamientos, es decir, 4 cargas que evaluar. Tras disponerlas en la simulación, se aplica una restricción de geometría fija en la base del cuerpo y se propone un mallado fino. Se obtienen los siguientes resultados:

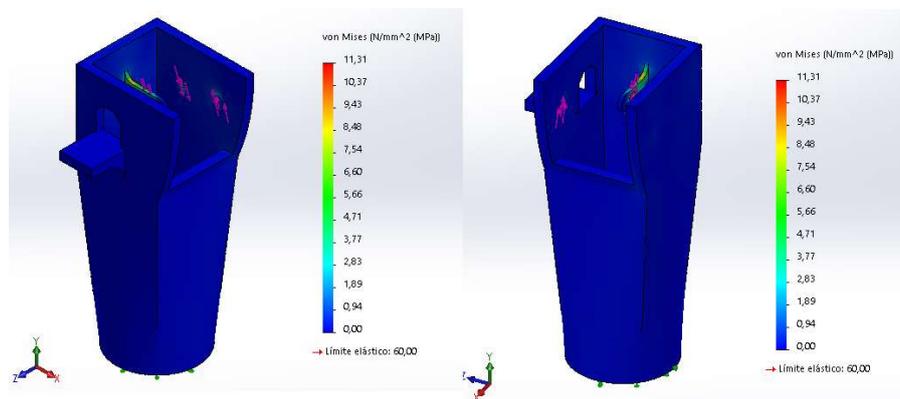


Figura 108. Tensiones en el cuerpo (isometría) (fuente propia)

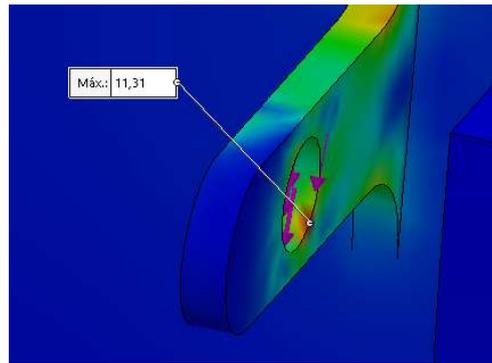


Figura 109. Tensiones en el cuerpo (localizada) (fuente propia)

Como se puede observar en la imagen, la tensión máxima que se experimenta es de 11,31 MPa en el alojamiento del cojinete A del eje del hombro 1. Por lo tanto, la geometría del cuerpo sería adecuada a las cargas que recibe.

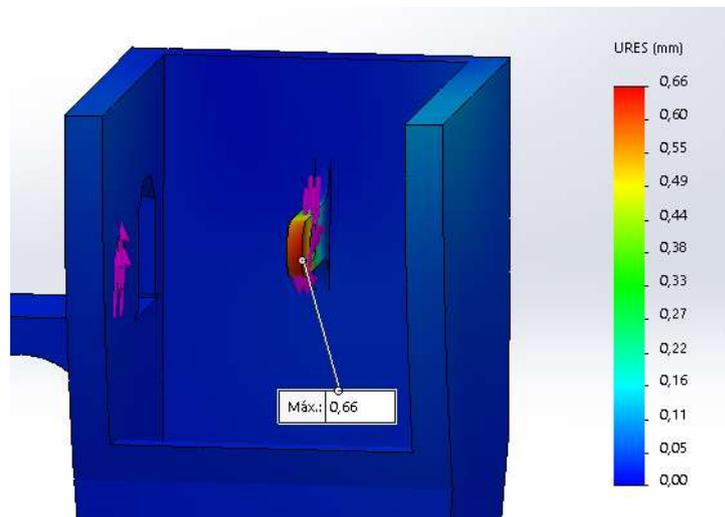


Figura 110. Desplazamientos en el cuerpo (fuente propia)

Analizando los desplazamientos también se puede ver que es casi nulo, ya que el desplazamiento máximo no llega al milímetro.

5.2. Análisis de la articulación del hombro

Para esta parte del análisis también se van a evaluar las fuerzas de 4 cojinetes, se aplicará el valor de fuerza con la dirección adecuada y se colocará una restricción fija en el hueco donde se acoplará esta parte con el eje que lo mueve (eje hombro 2). Los resultados son los siguientes:

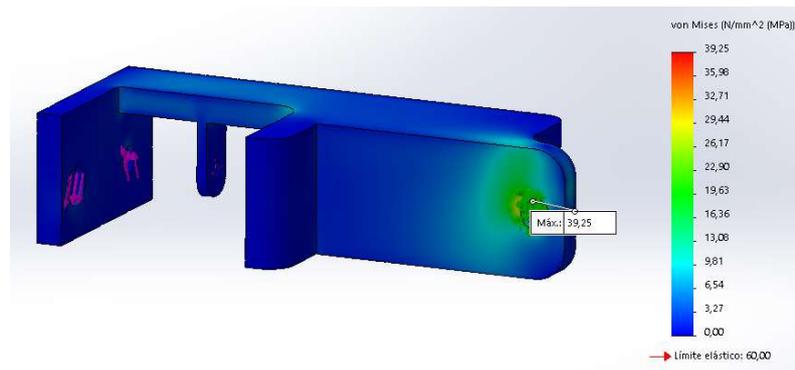


Figura 111. Tensiones en la articulación del hombro (fuente propia)

Como se puede observar, la tensión máxima que se experimenta en la pieza está situada en la zona en la que está restringida. Su valor no supera el del límite elástico del material, así que podemos garantizar que no plastifica.

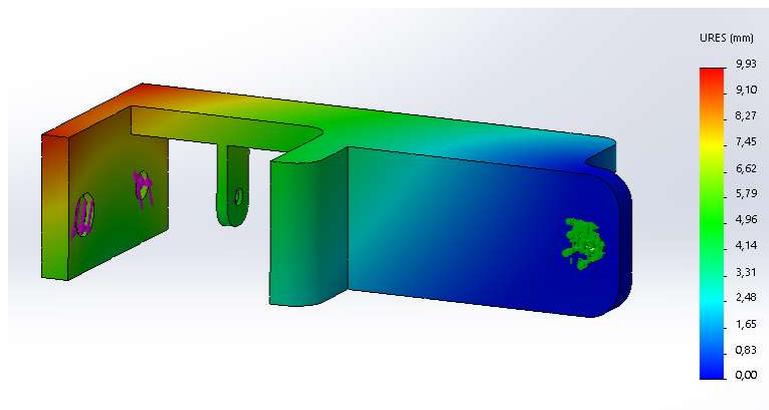


Figura 112. Desplazamientos en la articulación del hombro (fuente propia)

En cuanto a los desplazamientos, se puede observar que existe un valor mucho más elevado que en el caso anterior. Este valor podría interpretarse como preocupante, pero si se tiene en cuenta que es la magnitud de desplazamiento resultante, se puede concluir que en la dirección de los ejes es bastante menor.

Además, la situación más crítica sería si ese valor de desplazamiento se pudiera dar en las zonas donde están alojados los cojinetes, ya que se podrían generar desalineamientos en los ejes. Se puede ver en la imagen que esto no va a pasar, ya que estas zonas tienen un color similar que implica que sufrirán desplazamientos parecidos.

En adición a esto, la zona está coloreada de verde lo que nos dice que los desplazamientos serán mucho menores del máximo y al ser la magnitud resultante en los ejes principales el valor será incluso más pequeño.

5.3. Análisis del brazo

El último componente que se analizará será el brazo, que aloja la transmisión de engranajes cónicos que permite los movimientos del codo. En esta parte, como en las anteriores, también habrá cuatro cojinetes y las hipótesis de la simulación serán las mismas.

Aplicaremos una restricción de geometría fija en la zona donde se conectará con el eje que la mueve, los resultados son los siguientes:

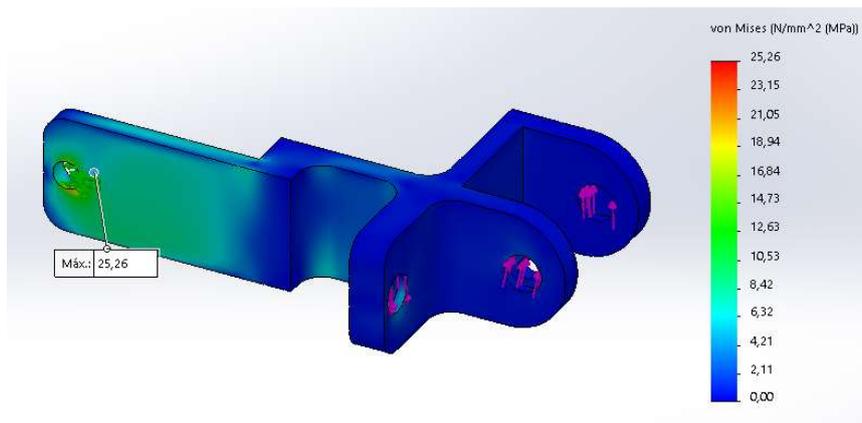


Figura 113. Tensiones en el brazo (fuente propia)

La tensión máxima que experimenta la pieza no llega a superar tampoco el límite elástico y como en el caso anterior la zona que experimenta esta tensión está situada en la zona restringida. Por lo tanto, podemos concluir que bajo este criterio la geometría de la pieza es válida.

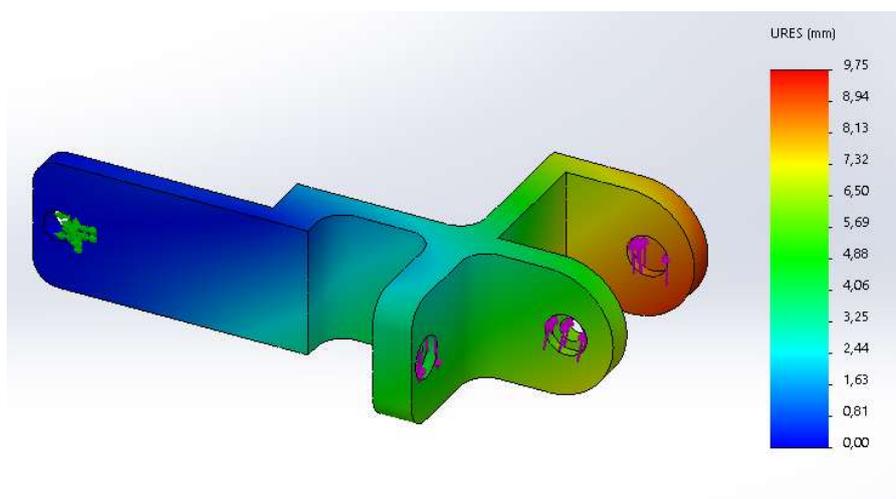


Figura 114. Desplazamientos en el brazo (fuente propia)

En cuanto a los desplazamientos, también parece que en este caso se da un valor algo elevado. Si se analizan las mismas consideraciones que en el apartado anterior y la deformada que muestra el programa, se puede afirmar que no es preocupante.

Los desplazamientos en los ejes son mucho menores y la deformada indica que realmente no se generan desalineamientos en los ejes.



**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO
CATÁLOGOS COMERCIALES

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

Datasheet

4540877 / 8347672 / 4540883 / 7521973 / 7521977 / 4540899 / 7521986



942D SERIES 32mm (37mm motor) PLANETRY (EPICYCLIC) METAL GEARBOX

942D51	(4.5v - 15v)	RATIO 5:1
942D271	(4.5v - 15v)	RATIO 27:1
942D511	(4.5v - 15v)	RATIO 51:1
942D1001	(4.5v - 15v)	RATIO 100:1
942D1391	(4.5v - 15v)	RATIO 139:1
942D2641	(4.5v - 15v)	RATIO 264:1
942D5161	(4.5v - 15v)	RATIO 516:1
942D7211	(4.5v - 15v)	RATIO 721:1

Designed for heavy-duty industrial and model applications this robust unit boasts a powerful high quality motor with sintered bronze bearings. The metal gearbox incorporates sleeved bearings, enabling the high torque transfer from the motor to be transmitted through the gearbox.

MOTOR DATA.

MODEL	VOLTAGE		NO LOAD		MAX EFFICIENCY						STALL TORQUE	
	OPERATING RANGE	NOMINAL	SPEED	CURRENT	SPEED	CURRENT	TORQUE		OUTPUT	EFF	g - cm	
			R.P.M.	A	R.P.M.	A	oz - in	g - cm	W	%		
540/1	4.5 - 15.0	12.0v CONSTANT	14,724	0.52	12380	2.75	2.14	152	19.35	58.6	13.9	956

REDUCTION TABLE. R.P.M. (no load)

SUPPLY VOLTAGE	4.5v	6.0v	9.0v	12.0v	15.0v
942D51	1104	1472	2209	2945	3681
942D271	205	273	409	545	682
942D511	108	144	217	289	361
942D1001	55	74	110	147	184
942D1391	40	53	79	106	132
942D2641	21	28	42	56	70
942D5161	11	14	21	29	36
942D7211	7.6	10	15	20	26

WEIGHT	
942D51	254g
942D271	279g
942D511	306g
942D1001	303g
942D1391	306g
942D2641	329g
942D5161	333g
942D7211	350g

GEARED MOTOR TORQUE RATINGS AT MAX. EFFICIENCY.

Note: Motor speeds may vary by (+) or (-) 12.5%

At 12V (g.cm)	
5:1	618
27:1	2918
51:1	4725
100:1	9264
139:1	10000
264:1	12000
516:1	12000
721:1	12000

942D SERIES	
No load Backlash:	Max 2.5 deg.
Max Radial Load: (10mm from flange)	3000gf.
Shaft Axial Load:	2500gf.

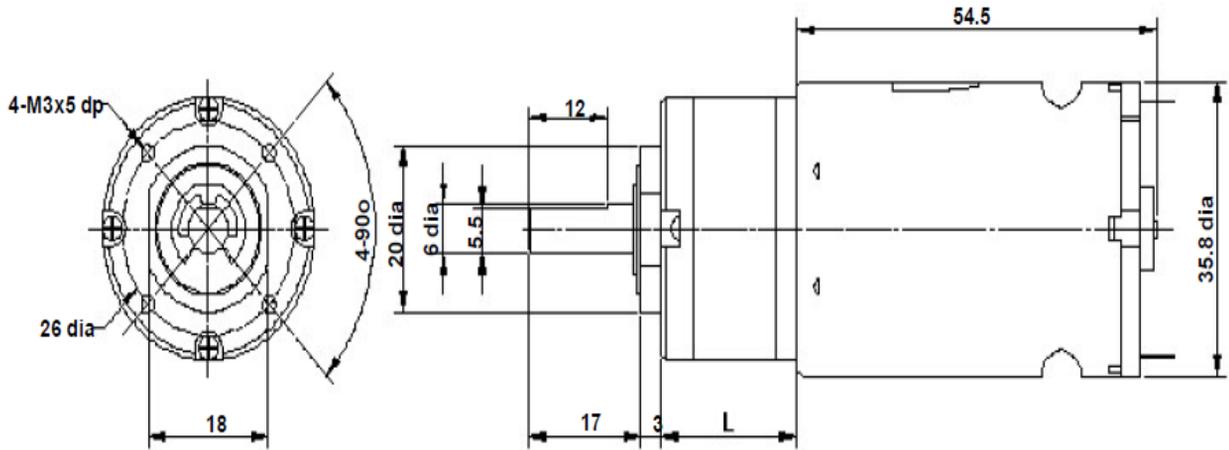
24 volt versions are available for this range of motor-gearboxes. Performance data is similar to 12 volt versions. This version also has an extended 10mm rear shaft to accommodate motor encoders. When ordering please use 12v version part number suffixed with 24V. I.E. 942D1001 will be 942D100124V

IMPORTANT NOTICE
At very low ratios the torque produced by this geared motor combination may exceed the maximum permissible torque of the gearbox. In this situation the unit must not be allowed to stall as this may damage the gears.

NOTE: To establish Torque Rating in Nm, divide g.cm by 10,197.0

MOTOR DATA. (RE-540/1 24v).

MODEL	VOLTAGE		NO LOAD		AT MAXIMUM EFFICIENCY						STALL TORQUE	
	OPERATING RANGE	NOMINAL	SPEED	CURRENT	SPEED	CURRENT	TORQUE		OUTPUT	EFF	TORQUE	
			R.P.M.	A	R.P.M.	A	oz - in	g - cm	W	%	oz - in	g - cm
RE - 540/1 24v	12 - 24v	24v CONSTANT	14452	0.30	12111	1.57		177	22	65		1094



GEARBOX REF.	L
942D51 (5:1)	20.8
942D271 (27:1)	26.5
942D511 (51:1)	32.5
942D1001 (100:1)	33.6
942D1391 (139:1)	33.4
942D2641 (264:1)	40.0
942D5161 (516:1)	40.0
942D7211 (721:1)	40.0

ADVANTAGES OF PLANETARY GEARBOXES.

EFFICIENCY: Efficiencies of planetary gearboxes can be above 90% while some other types of transmission can be 50% or less. This allows the use of smaller motors.

SIZE: Planetary gearboxes can be half the size of conventional boxes.

WEIGHT: Weight savings can be as high as 60%, allowing smaller, lighter support structures.

MAINTENANCE: Other than routine oil changes, no maintenance is required, eliminating the need to hold spares.

REVERSIBLE: Planetary gears can be equally efficient in either direction. This is an advantage for use in running machinery in both clockwise and anti-clockwise directions.

COAXIAL: The coaxial configuration of input and output shafts allows planetary gears to be installed in line with a motor and a machine.



Metric Mitre Gear Sets MOD 0.8 to 2.5

in Steel EN8,080M40/080M46 or equivalent

1 : 1 Ratio

ENGLISH

Cut to the Gleason System

20° pressure angle

Bore tolerance H8

DIN 3964, DIN 3967, DIN 3971

All gears supplied with chemi black finish

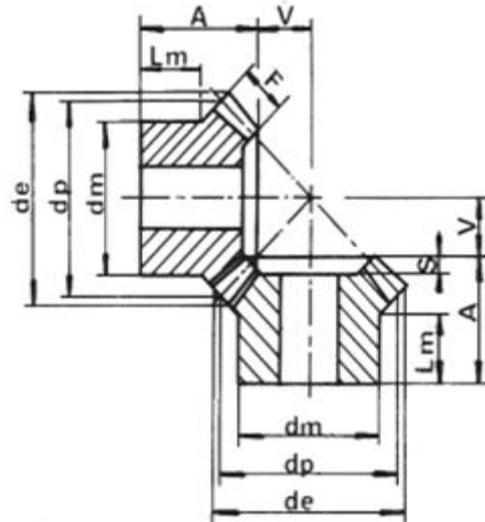
**Intermediate sizes & Special mitres to drawing
All dimensions in mm.**

Shaft axes to intersect within $\pm 0.025\text{mm}$

Angular accuracy between shafts $\pm 5\text{mins}$

Mounting distance tolerance $\pm 0.05\text{mm}$

**Standard tolerances, unless otherwise stated
 $\pm 0.25\text{ mm}$.**



RS Article no.	Code	Pitch Module	No. Teeth	dp	V+A	dm	Bore H8	F	A	de	Lm	S
5215780	SBM08/16	0.8	16	12.8	11	11	4	3.4	7	13.9	3.7	0
5215803	SBM08/24	0.8	24	19.2	16	15	5	5	10.05	20.3	4.3	1.1
5215819	SBM10/25	1	25	25	23	20	6	6	15.16	26.41	8	1.16
5215825	SBM10/30	1	30	30	28	24	8	6	17.71	31.41	10	1.71
5215831	SBM15/16	1.5	16	24	20	21	8	4.2	11	26.1	6.5	0
5215847	SBM15/20	1.5	20	30	30	26	8	8	21.24	32.12	13	2.24
5215869	SBM15/25	1.5	25	37.5	34	30	10	9	22.25	39.62	11.5	3.25
5215875	SBM15/30	1.5	30	45	43	36	10	10	28.24	47.12	16	3.24
5215881	SBM20/16	2	16	32	30	27	10	7	19	34.83	11.5	0
5215897	SBM20/20	2	20	40	37	34	12	10	24.89	42.83	14	2.89
5215904	SBM20/25	2	25	50	40	40	12	12	24.33	52.83	10	4.33
5215926	SBM20/30	2	30	60	50	45	12	12	29.42	62.83	12.5	4.42
5215932	SBM25/16	2.5	16	40	35	34	12	8.5	21	43.53	12	0
5215948	SBM25/20	2.5	20	50	48	42	14	12	32.54	53.54	19	3.54
5215954	SBM25/25	2.5	25	62.5	50	50	16	15	30.41	66.04	12.5	4.4
5215960	SBM25/30	2.5	30	75	62	60	16	15	36.29	78.54	17	4.29



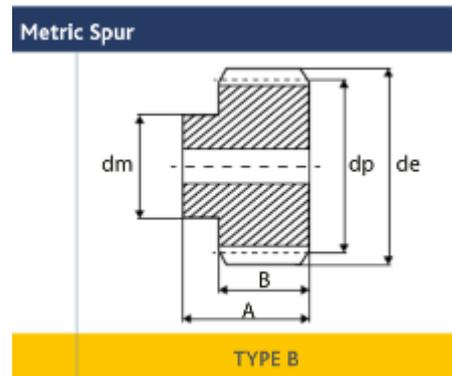
Datasheet

RS PRO Metric Spur Gears in Steel 1.0 MOD

Stock number: 182-7801, 182-7802, 182-7803, 182-7804, 182-7805, 182-7807, 182-7808, 182-7809, 182-7810, 182-7811, 182-7813, 182-7814, 182-7815, 182-7816, 182-7817, 182-7818, 182-7819, 182-7820, 182-7821, 182-7822, 182-7823, 182-7824, 182-7825, 182-7826

EN

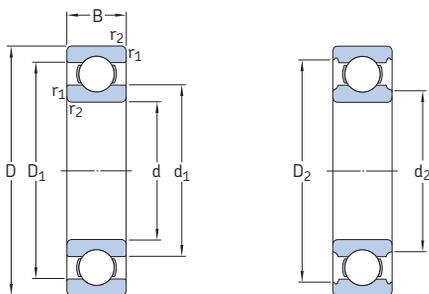
- Standard : to DIN 867, DIN 3962, DIN 3963, Grade/Quality 9 or Equivalent
- Standard tolerances, unless otherwise stated $\pm 0.25\text{mm}$.
- All dimensions in mm
- Steel EN8, (080M40/080M46) or equivalent



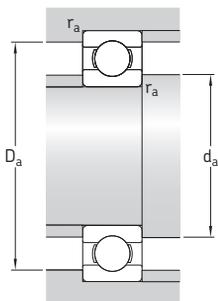
RS Article no.	Type	No. of Teeth	Pitch \varnothing dp	Bore \varnothing H8	Hub/Boss \varnothing dm	Outside \varnothing de	O/A Width A	Face Width B
1827801	B	12	12	5	9	14	25	15
1827802	B	13	13	5	10	15	25	15
1827803	B	14	14	6	10	16	25	15
1827804	B	15	15	6	12	17	25	15
1827805	B	16	16	6	13	18	25	15
1827807	B	18	18	8	15	20	25	15
1827808	B	20	20	8	16	22	25	15
1827809	B	22	22	8	18	24	25	15
1827810	B	24	24	8	20	26	25	15
1827811	B	25	25	8	20	27	25	15
1827813	B	26	26	8	20	28	25	15
1827814	B	28	28	8	20	30	25	15
1827815	B	30	30	8	20	32	25	15
1827816	B	32	32	10	25	34	25	15
1827817	B	35	35	10	25	37	25	15
1827818	B	36	36	10	25	38	25	15
1827819	B	40	40	10	25	42	25	15
1827820	B	45	45	10	30	47	25	15
1827821	B	48	48	10	30	50	25	15
1827822	B	50	50	12	30	52	25	15
1827823	B	55	55	12	40	57	25	15
1827824	B	60	60	12	40	62	25	15
1827825	B	70	70	12	50	72	25	15
1827826	B	80	80	12	50	82	25	15



1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable d 5–10 mm

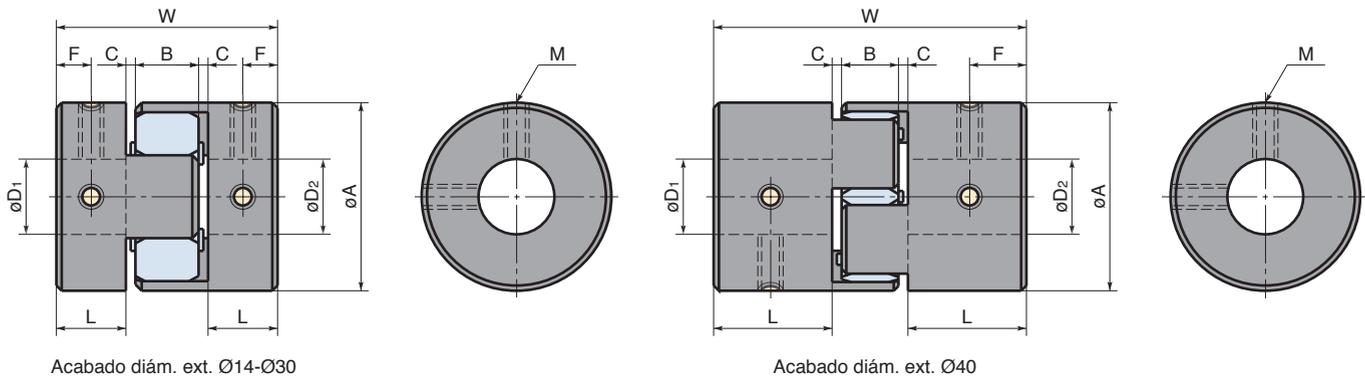


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	g	-
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-
5 cont.	14	5	0,761	0,26	0,011	110 000	67 000	3,1	W 605
	16	5	1,43	0,63	0,027	100 000	63 000	4,6	W 625
	19	6	2,34	0,88	0,038	85 000	56 000	7,5	W 635
6	10	2,5	0,286	0,112	0,005	120 000	75 000	0,6	W 617/6
	12	3	0,403	0,146	0,006	110 000	70 000	1,3	W 627/6 X
	13	3,5	0,618	0,224	0,01	110 000	67 000	1,9	W 618/6
	15	5	0,761	0,265	0,011	100 000	63 000	3,6	W 619/6
	17	6	1,95	0,83	0,036	95 000	60 000	5,5	W 606
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	56 000	7,2	W 626
7	22	7	2,34	0,8	0,034	75 000	48 000	12	W 636
	11	2,5	0,26	0,104	0,004	110 000	70 000	0,6	W 617/7
	13	3	0,312	0,143	0,006	100 000	63 000	1,6	W 627 X
	14	3,5	0,663	0,26	0,011	100 000	63 000	2,1	W 618/7
	17	5	0,923	0,365	0,016	90 000	56 000	4,9	W 619/7
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	56 000	6,8	W 607
8	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	48 000	11,5	W 627
	26	9	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	22,5	W 637
	12	2,5	0,312	0,14	0,006	100 000	63 000	0,7	W 617/8
	14	3,5	0,462	0,193	0,008	95 000	60 000	1,9	W 637/8 X
	16	4	0,715	0,3	0,012	90 000	56 000	3,2	W 618/8
	19	6	1,25	0,455	0,02	85 000	53 000	6,3	W 619/8
9	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	48 000	11	W 608
	24	8	2,47	1,12	0,048	70 000	45 000	16,5	W 628
	28	9	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	27,5	W 638
	14	3	0,52	0,236	0,01	95 000	60 000	1,2	W 617/9
	17	4	0,761	0,335	0,014	85 000	53 000	3,5	W 618/9
	20	6	2,12	1,06	0,045	80 000	50 000	7,2	W 619/9
10	24	7	2,03	0,815	0,036	70 000	43 000	13,5	W 609
	26	8	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	18	W 629
	30	10	4,94	2,32	0,1	60 000	36 000	33,5	W 639
	15	3	0,488	0,22	0,009	85 000	56 000	1,4	W 61700
	19	5	1,48	0,83	0,036	80 000	48 000	4,8	W 61800
	19	7	1,48	0,83	0,036	80 000	48 000	6,8	W 63800
22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	8,9	W 61900	



Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
5	6,9	11,3	12,2	0,2	6,6	12,4	0,2	0,03	6,6	
	7,5	12,5	13,4	0,3	7	14	0,3	0,03	12	
	8,5	15,1	16,5	0,3	7	17	0,3	0,035	12	
6	7	8,9	10,2	0,15	6,9	9	0,15	0,015	7,9	
	7,7	10,2	11,1	0,2	7,6	10,4	0,2	0,015	7,4	
	8	11	11,8	0,15	7,2	11,8	0,15	0,02	7	
	7,5	11,7	13	0,2	7,3	13,4	0,2	0,025	6,8	
	8,2	13,8	14,8	0,3	8	15	0,3	0,03	11	
	8,5	15,1	16,5	0,3	8	17	0,3	0,03	7,9	
10,5	18,1	19,1	0,3	8	20	0,3	0,035	7,2		
7	8	10	11,2	0,15	7,9	10,1	0,15	0,015	8,1	
	9,3	11,2	12,1	0,2	8,6	11,4	0,2	0,03	8,3	
	9	12	13,6	0,15	8,2	12,8	0,15	0,02	7,2	
	9,2	13,6	14,3	0,3	9	15	0,3	0,025	7,3	
	9	15,1	16,5	0,3	8,7	17	0,3	0,03	7,9	
	10,5	18	19,1	0,3	9	20	0,3	0,03	7,2	
13,9	21,3	22,4	0,3	9	24	0,3	0,035	12		
8	9	10,9	12,2	0,15	8,9	11	0,15	0,015	8,2	
	9,8	12,2	13,5	0,2	9,6	12,4	0,2	0,02	7,8	
	10,5	13,5	14,8	0,2	9,6	14,4	0,2	0,02	7,5	
	9,8	15,5	16,7	0,3	9,7	17	0,3	0,025	6,6	
	10,5	18	19,1	0,3	10	20	0,3	0,03	7,2	
	11,9	18,7	19,9	0,3	10	22	0,3	0,03	10	
13,9	21,3	22,4	0,3	10	26	0,3	0,035	12		
9	10,3	12,7	14,5	0,1	9,8	13,3	0,1	0,015	7,8	
	11,5	14,5	16,2	0,2	10,6	15,4	0,2	0,02	7,7	
	11,6	16,2	17,5	0,3	11	18	0,3	0,025	13	
	12,1	19,5	20,5	0,3	11	22	0,3	0,03	7,5	
	13,9	21,3	22,4	0,6	13	22,6	0,6	0,03	12	
	15,3	23,8	25,3	0,6	13	26	0,6	0,035	13	
10	11,2	13,6	14,5	0,15	11	14,5	0,15	0,015	8	
	11,8	16,3	17,2	0,3	11,5	17,5	0,3	0,02	15	
	11,8	16,3	17,2	0,3	11,5	17,5	0,3	0,02	15	
	13,2	18,2	19,4	0,3	12	20	0,3	0,025	14	

SERIE MJT (GS) Prisionero



Dimensiones

Tipo	Referencia GS	A	L	W	B	C	F	M	Par de los Prisioneros (N·m)
MJT-14	GS 7	14	7	22	6	1	3.5	M3	0.7
MJT-20	GS 9	20	10	30	8	1	5	M3	0.7
MJT-30	GS 14	30	11	35	10	1.5	5.5	M4	1.7
MJT-40	GS 19/24	40	25	66	12	2	12.5	M5	4
MJT-55	GS 24/28	55	30	78	14	2	15	M6	7
MJT-65	GS 28/38	65	35	90	15	2.5	17.5	M8	15
MJT-80	GS 38/45	80	45	114	18	3	22.5	M8	15
MJT-95	GS 42/55	95	50	126	20	3	25	M8	15

Programa de fabricación de cubos

Tipo	Ejes en stock D ₁ x D ₂																																
	3	4	4.5	5	6	6.35	7	8	9.525	10	11	12	14	15	16	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
MJT-14	●	●	●	●	●	●	●																										
MJT-20		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●																						
MJT-30					●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●																		
MJT-40								●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●											
MJT-55										●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
MJT-65												●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
MJT-80																		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
MJT-95																						●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

- Todos los productos vienen con prisioneros.
- Cubos con ejes inferiores a 4mm sólo tienen 1 prisionero.
- Tipo prisionero/abrazadera u otro tipo están disponibles según demanda.
- Ejes y chaveteros no-standard serán mecanizados según demanda.

Orden de pedido

- Especificar producto y los dos diámetros de los ejes.

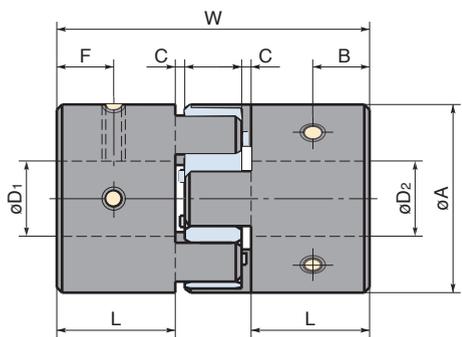
MJT-30-BL-φ8×φ10

Producto N°

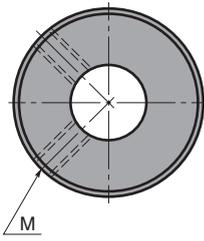
D₁

D₂

SERIE MJT (GS) Prisionero



Acabado diám. ext. Ø55-Ø95



Estrella		Referencia
Dureza	Color	Tipo prisionero
80ShA	Azul	MJT-**-BL
92ShA	Blanco	MJT-**-WH
98ShA	Rojo	MJT-**-RD
64ShD	Verde	MJT-**-GR

Especificaciones

Tipo	Eje Máx. (mm)	Par Nominal (N·m)	Par Máx. (N·m)	Frecuencia rotacional máx. (min ⁻¹)	Momento de inercia (kg·m ²)	Dureza torsional estática (N·m/rad)	Desalineamiento paralelo (mm)	Desalineamiento angular (°)	Desalineamiento axial (mm)	Peso. (g)
MJT-14-BL	7	0.7	1.4	45000	2.1□10 ⁻⁷	8	0.15	1.0	+0.6 0	6.6
MJT-20-BL	11	1.8	3.6	31000	1.0□10 ⁻⁶	16	0.20	1.0	+0.8 0	17
MJT-30-BL	16	4	8	21000	5.9□10 ⁻⁶	46	0.20	1.0	+1.0 0	44
MJT-40-BL	25	4.9	9.8	15000	4.0□10 ⁻⁵	380	0.15	1.0	+1.2 0	130
MJT-55-BL	32	17	34	11000	1.7□10 ⁻⁴	1400	0.20	1.0	+1.4 0	320
MJT-65-BL	38	46	92	9000	3.9□10 ⁻⁴	2800	0.20	1.0	+1.5 0	520
MJT-80-BL	45	95	190	7000	1.1□10 ⁻³	3200	0.20	1.0	+1.8 0	1000
MJT-95-BL	55	130	260	6000	2.4□10 ⁻³	3600	0.20	1.0	+2.0 0	1500
MJT-14-WH	7	1.2	2.4	45000	2.1□10 ⁻⁷	14	0.10	1.0	+0.6 0	6.6
MJT-20-WH	11	3	6	31000	1.0□10 ⁻⁶	29	0.15	1.0	+0.8 0	17
MJT-30-WH	16	7.5	15	21000	5.9□10 ⁻⁶	73	0.15	1.0	+1.0 0	44
MJT-40-WH	25	10	20	15000	4.0□10 ⁻⁵	570	0.10	1.0	+1.2 0	130
MJT-55-WH	32	35	70	11000	1.7□10 ⁻⁴	1600	0.15	1.0	+1.4 0	320
MJT-65-WH	38	95	190	9000	3.9□10 ⁻⁴	3000	0.15	1.0	+1.5 0	520
MJT-80-WH	45	190	380	7000	1.1□10 ⁻³	5300	0.15	1.0	+1.8 0	1000
MJT-95-WH	55	265	530	6000	2.4□10 ⁻³	6200	0.15	1.0	+2.0 0	1500
MJT-14-RD	7	2	4	45000	2.1□10 ⁻⁷	22	0.10	1.0	+0.6 0	6.6
MJT-20-RD	11	5	10	31000	1.0□10 ⁻⁶	55	0.10	1.0	+0.8 0	17
MJT-30-RD	16	12.5	25	21000	5.9□10 ⁻⁶	130	0.10	1.0	+1.0 0	44
MJT-40-RD	25	17	34	15000	4.0□10 ⁻⁵	1200	0.10	1.0	+1.2 0	130
MJT-55-RD	32	60	120	11000	1.7□10 ⁻⁴	2600	0.10	1.0	+1.4 0	320
MJT-65-RD	38	160	320	9000	3.9□10 ⁻⁴	4900	0.10	1.0	+1.5 0	520
MJT-80-RD	45	325	650	7000	1.1□10 ⁻³	6500	0.10	1.0	+1.8 0	1000
MJT-95-RD	55	450	900	6000	2.4□10	8900	0.10	1.0	+2.0 0	1500
MJT-14-GR	7	2.4	4.8	45000	2.1□10 ⁻⁷	66	0.08	1.0	+0.6 0	6.6
MJT-20-GR	11	6	12	31000	1.0□10 ⁻⁶	87	0.08	1.0	+0.8 0	17
MJT-30-GR	16	16	32	21000	5.9□10 ⁻⁶	200	0.08	1.0	+1.0 0	44
MJT-40-GR	25	21	42	15000	4.0□10 ⁻⁵	3000	0.08	1.0	+1.2 0	130
MJT-55-GR	32	75	150	11000	1.7□10 ⁻⁴	9000	0.08	1.0	+1.4 0	320
MJT-65-GR	38	200	400	9000	3.9□10 ⁻⁴	13000	0.08	1.0	+1.5 0	520
MJT-80-GR	45	405	810	7000	1.1□10 ⁻³	14000	0.08	1.0	+1.8 0	1000
MJT-95-GR	55	560	1120	6000	2.4□10	15000	0.08	1.0	+2.0 0	1500

* Momento de inercia y peso dependen de la configuración de los ejes máximos.

10



Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger

Maßliste
Data chart
Table
dimensionnelle

A 3 – A 56 / DIN 471

Bezeichnung
Designation
Désignation

Nennmaß
Nominal
dimension
Dimension
nominale
 d_1

Ring, Ring, Anneau

Toleranz
Tolerance
Tolérance

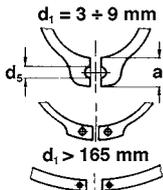
Toleranz
Tolerance
Tolérance

a
max

b
≈

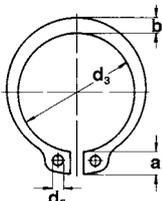
d_5
min

Gew.
Weight
Masse
kg/1000

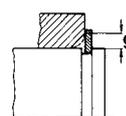
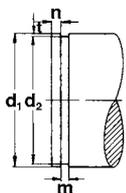
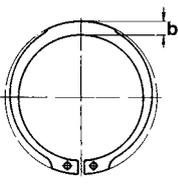


nach Wahl des
Herstellers
to manufacturer's
choice

suivant les disponibilités
du fabricant



Ungespannt
Unstressed
A l'état libre



Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d_1	S	Toleranz Tolerance Tolérance	d_3	Toleranz Tolerance Tolérance	a max	b ≈	d_5 min	Gew. Weight Masse kg/1000
A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017
A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022
A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540
A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690
A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800
A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000
A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000
A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370
A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620
A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850
A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030
A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215
A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500
A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000
A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500
A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600
A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500
A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900
A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200
A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100
A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300
A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400
A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800

Seeger-Ringe für Wellen
Seeger-Rings for shafts
Segments extérieurs Seeger



10

A 3 – A 56 / DIN 471

Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d_2^*	Toleranz Tolerance Tolérance	m^* min.	t	n	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rg} kN	A_N mm ²	K kN · mm	$n_{abl.}$ x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3





**ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

PLANOS

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Samuel Marrero Pérez

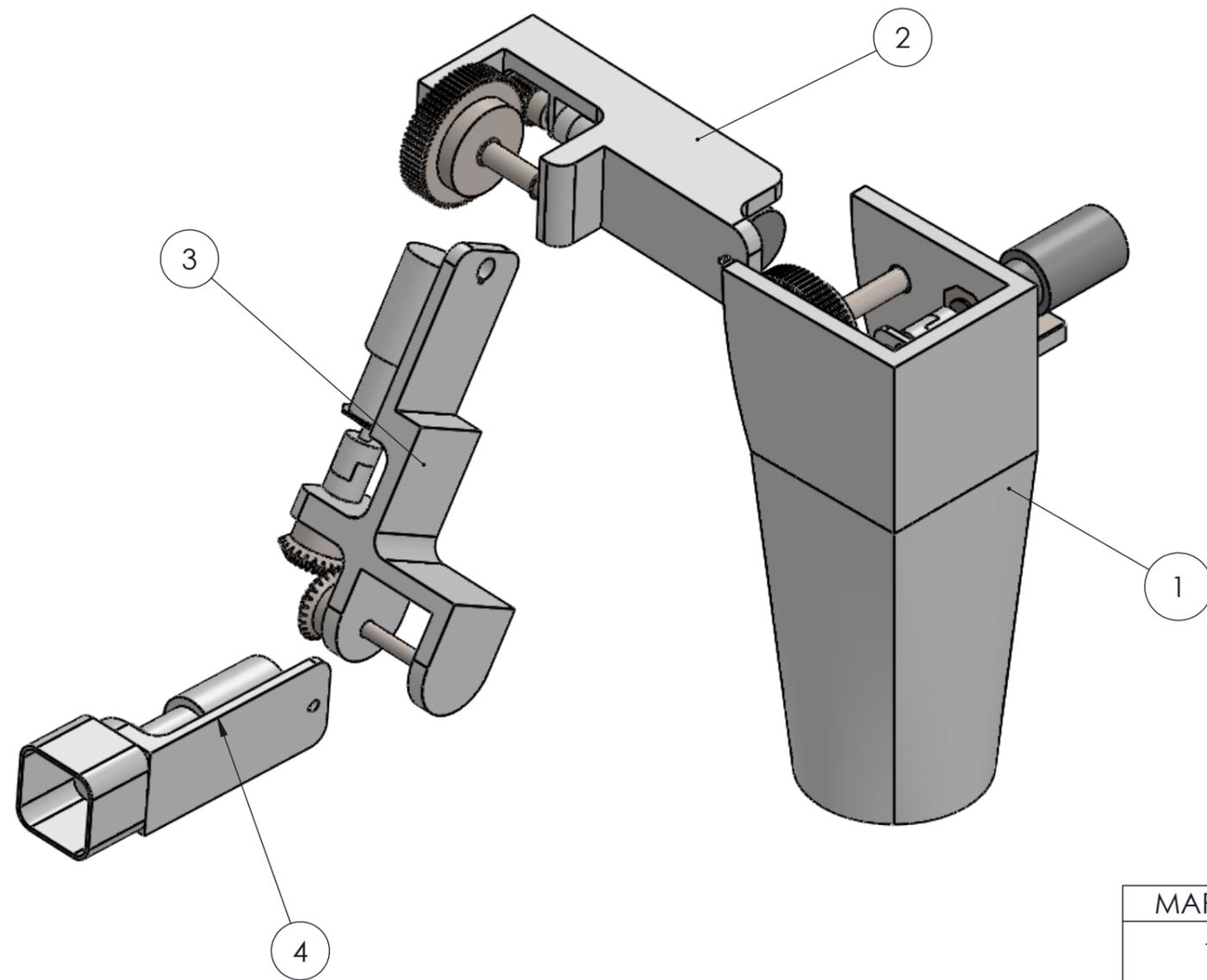
Tutor

Santiago Torres Álvarez

Junio 2020

ÍNDICE

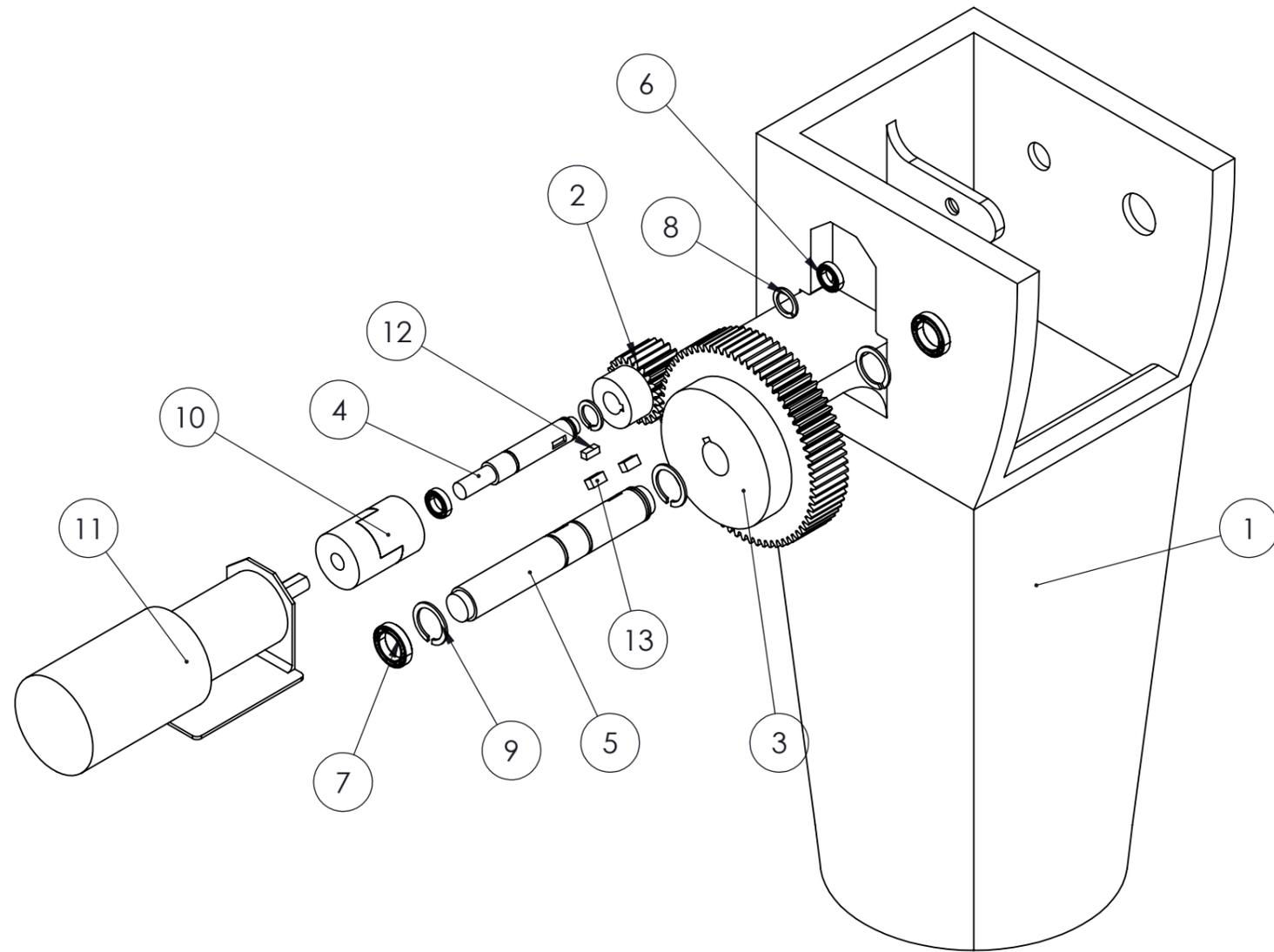
1.00.00 CONJUNTO	155
1.01.00 Subconjunto cuerpo	156
1.01.01 Cuerpo	157
1.01.02 Piñón	158
1.01.03 Engrane	159
1.01.04 Eje hombro 1	160
1.01.05 Eje hombro 2	161
1.01.12 Cuña eje pequeño	162
1.01.13 Cuña eje grande	163
1.02.00 Subconjunto hombro	164
1.02.01 Articulación hombro	165
1.02.02 Piñón	166
1.02.03 Engrane	167
1.02.04 Eje hombro 3	168
1.02.05 Eje hombro 4	169
1.02.12 Cuña eje pequeño	170
1.02.13 Cuña eje grande	171
1.03.00 Subconjunto brazo	172
1.03.01 Brazo	173
1.03.02 Engranaje cónico	174
1.03.03 Eje codo 1	175
1.03.04 Eje codo 2	176
1.03.10 Cuña eje pequeño	177
1.03.11 Cuña eje brazo	178
1.04.00 Subconjunto antebrazo	179
1.04.01 Antebrazo superior	180
1.04.02 Antebrazo inferior	181



MARCA	NOMBRE	REFERENCIA	CANTIDAD
1	SUBCONJUNTO CUERPO	1.01	1
2	SUBCONJUNTO HOMBRO	1.02	1
3	SUBCONJUNTO BRAZO	1.03	1
4	SUBCONJUNTO ANTEBRAZO	1.04	1

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

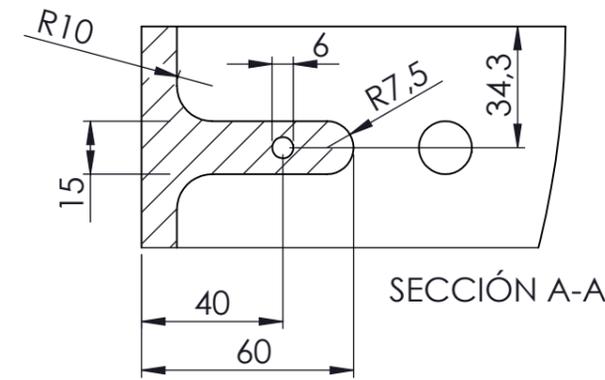
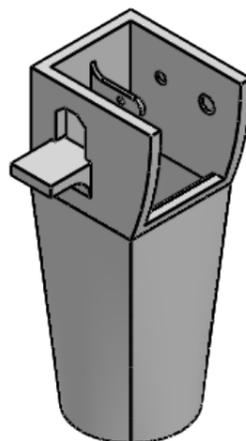
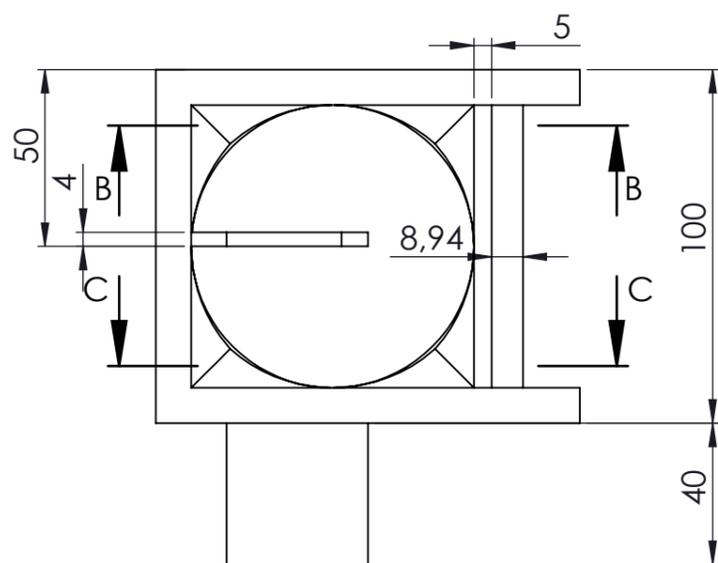
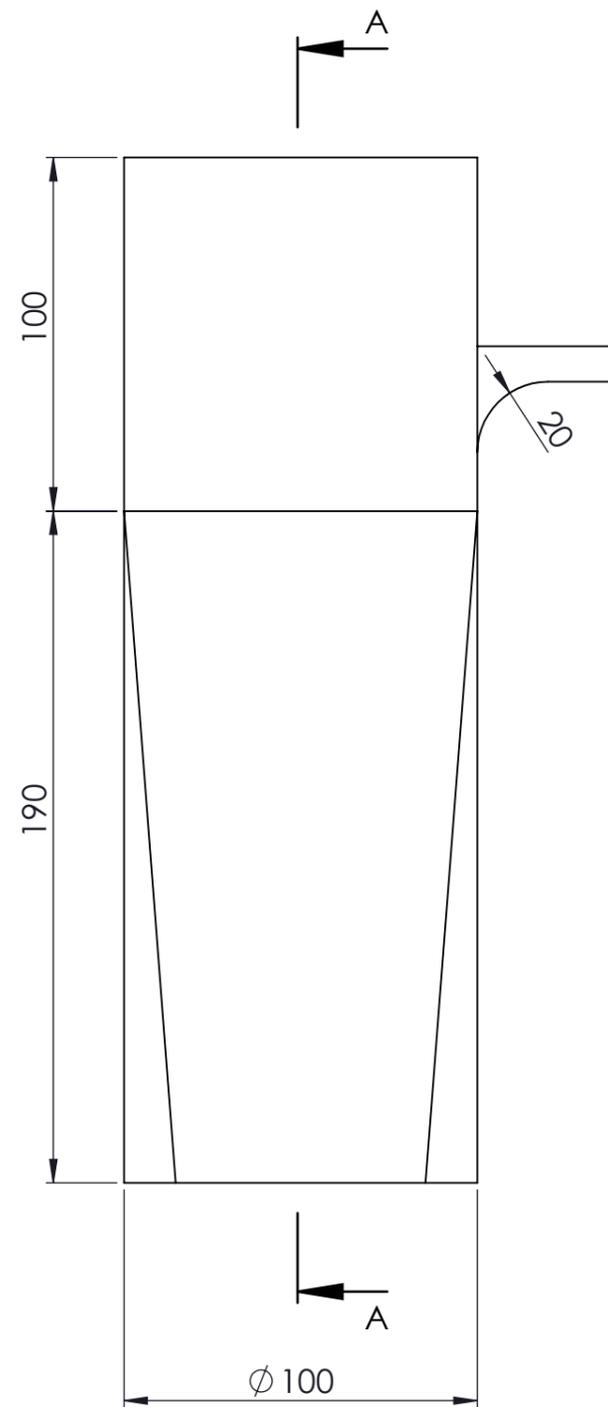
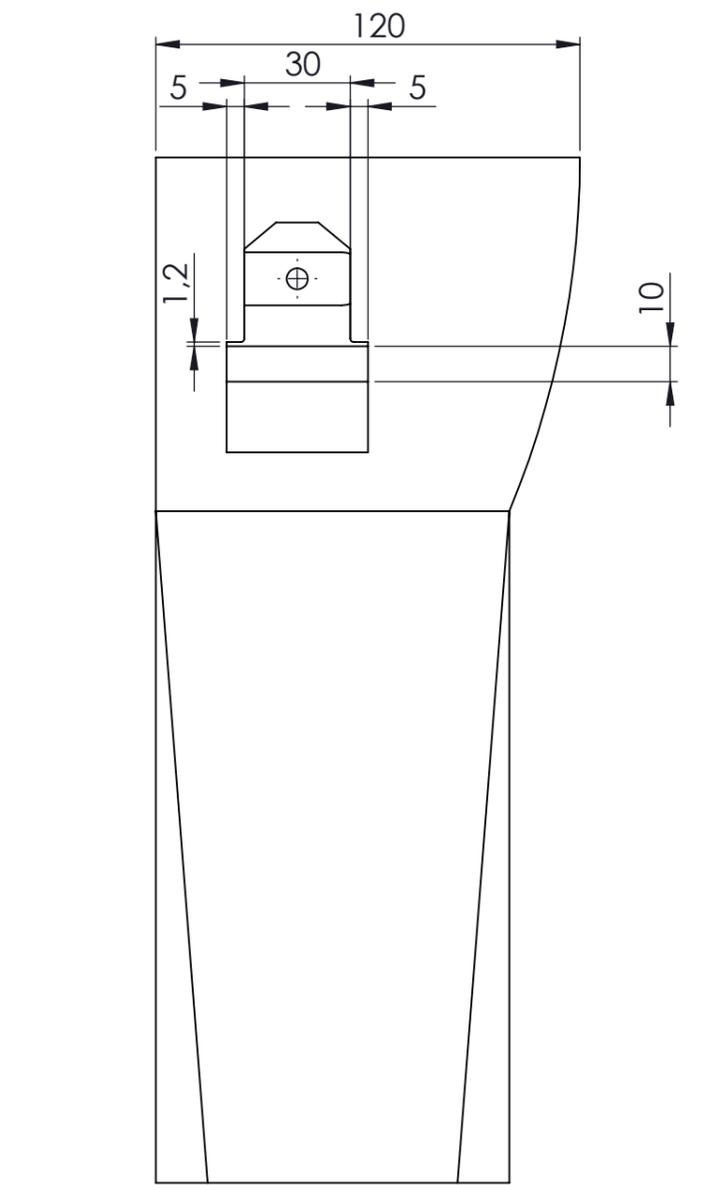
TRABAJO FIN DE GRADO		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez		
Fecha	Junio 2020		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.00.00
1:3	PLANO DE CONJUNTO	Nº PLANO:	1.00.00



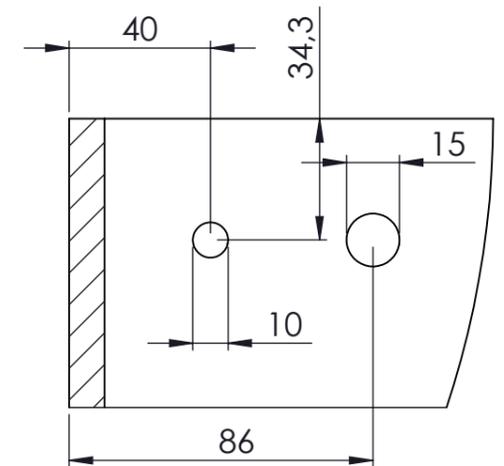
MARCA	Nº DE PIEZAS	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	CUERPO		PLA
2	1	PIÑÓN		ANSI 1040
3	1	ENGRANE		ANSI 1040
4	1	EJE HOMBRO 1		ANSI 1050
5	1	EJE HOMBRO 2		ANSI 1050
6	2	RODAMIENTO W617/6		
7	2	RODAMIENTO W61700		
8	2	ANILLO DE RETENCIÓN A8	DIN 471	
9	3	ANILLO DE RETENCIÓN A12	DIN 471	
10	1	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE		
11	1	MOTOR H1		
12	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020
13	2	CUÑA EJE GRANDE		AISI 1020

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

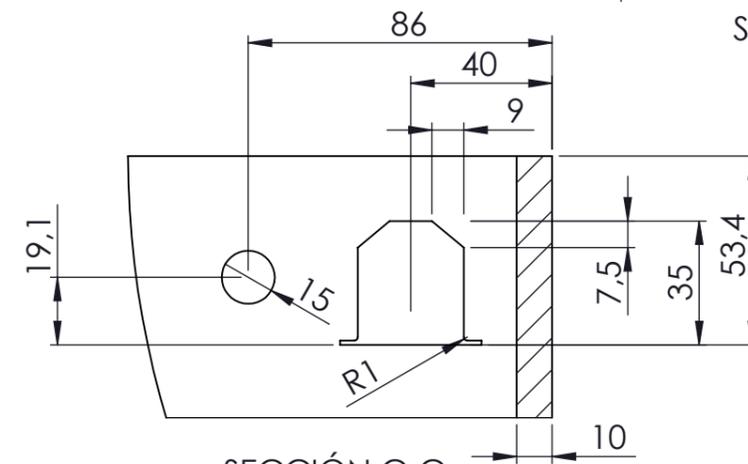
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.01.00	
1:2	SUBCONJUNTO CUERPO	Nº PLANO:	1.01.00	



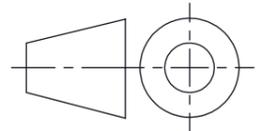
SECCIÓN A-A



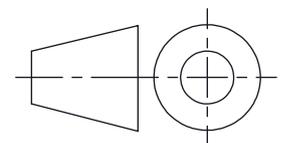
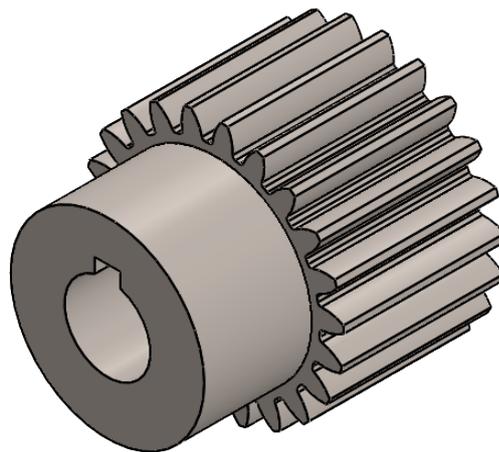
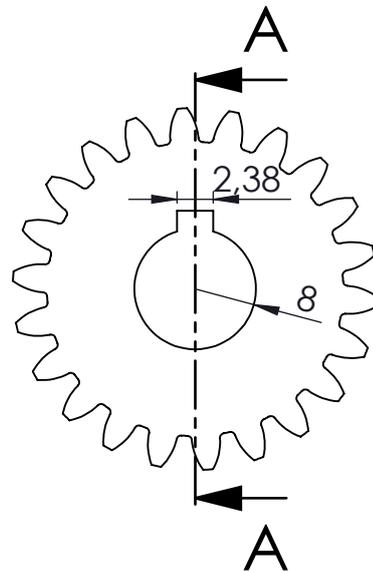
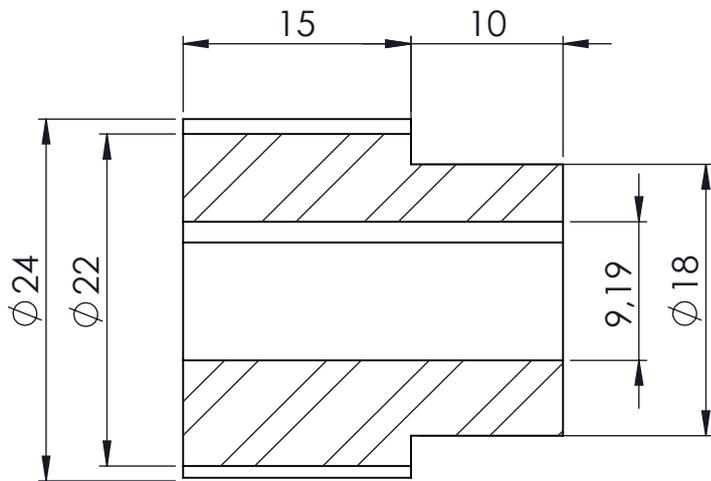
SECCIÓN B-B



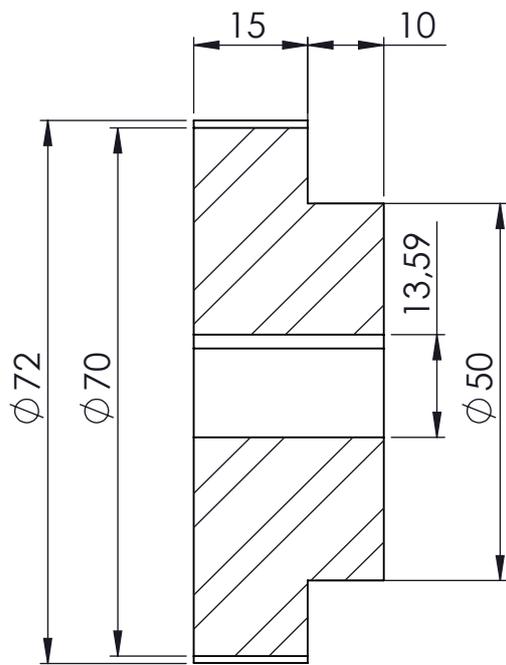
SECCIÓN C-C



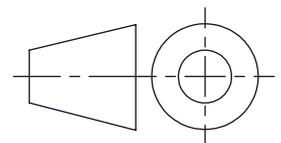
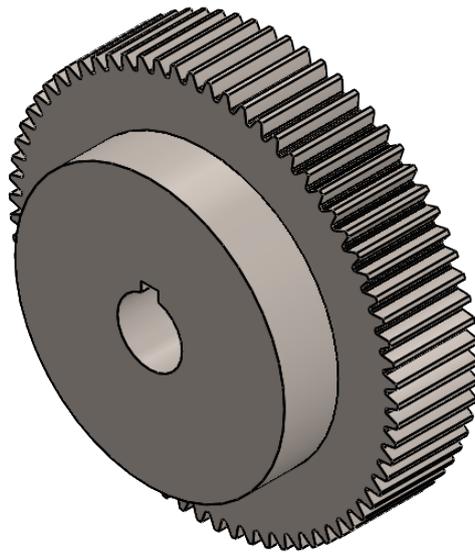
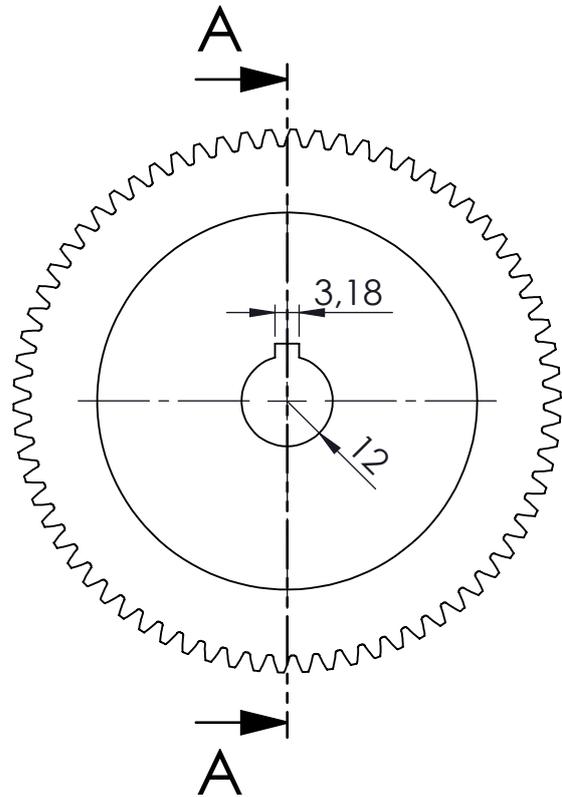
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	CUERPO		PLA
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna		
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
1:2	CUERPO		Nº PLANO:	1.01.01



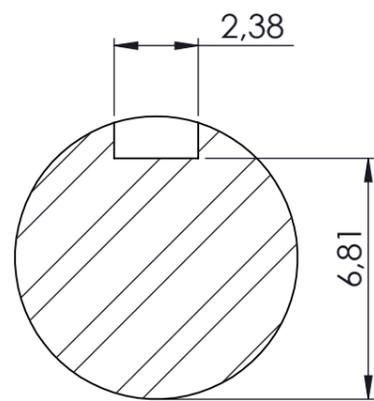
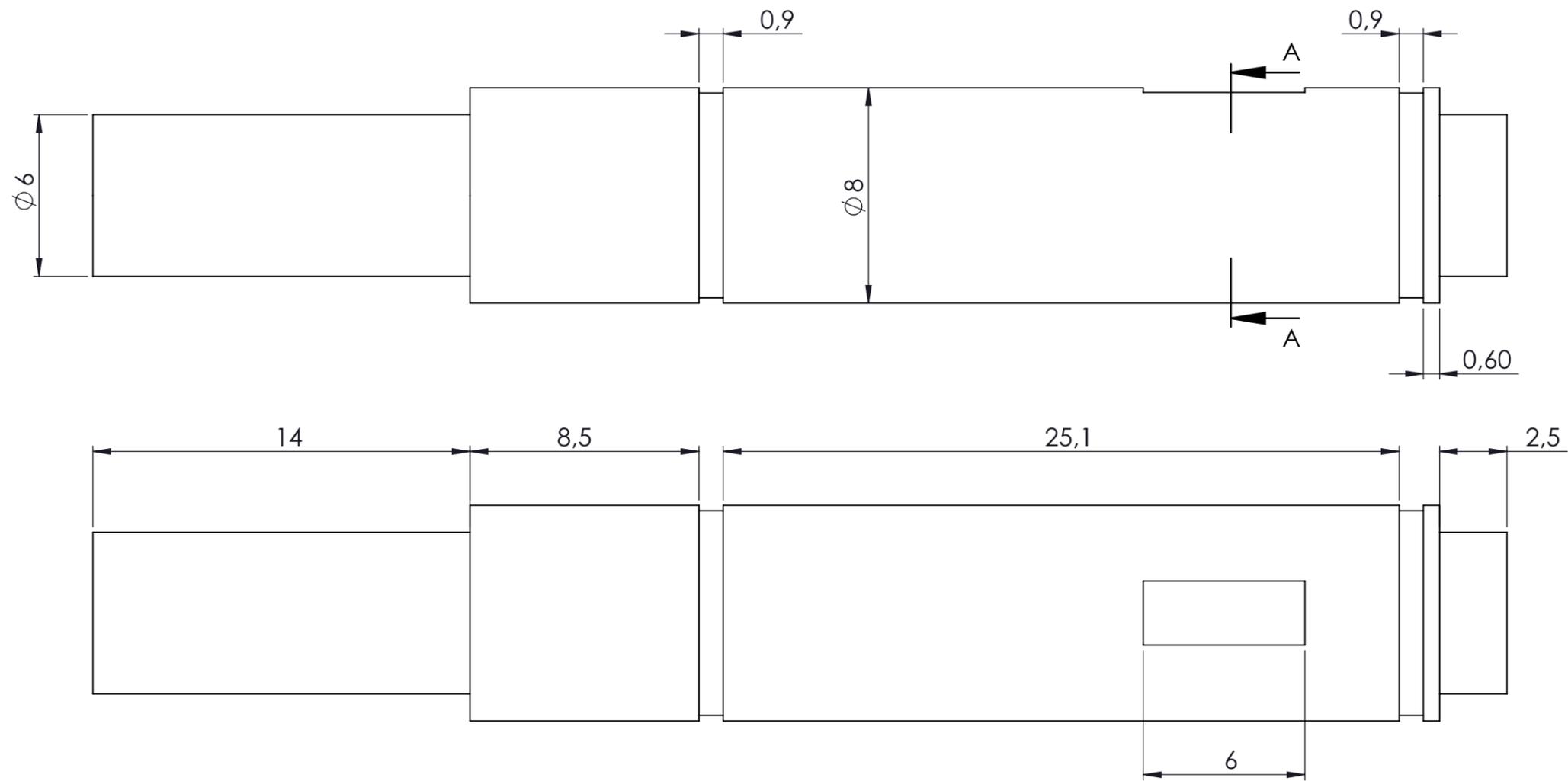
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
2	1	PIÑÓN		ANSI 1040
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
	PIÑÓN		Nº PLANO:	1.01.02



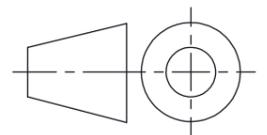
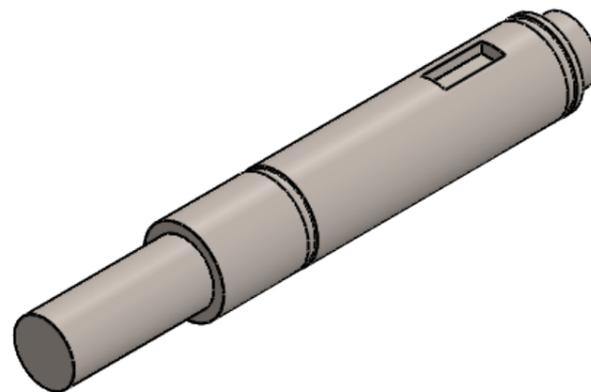
SECCIÓN A-A



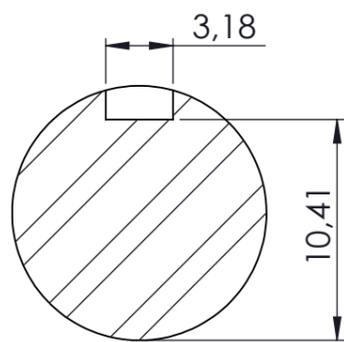
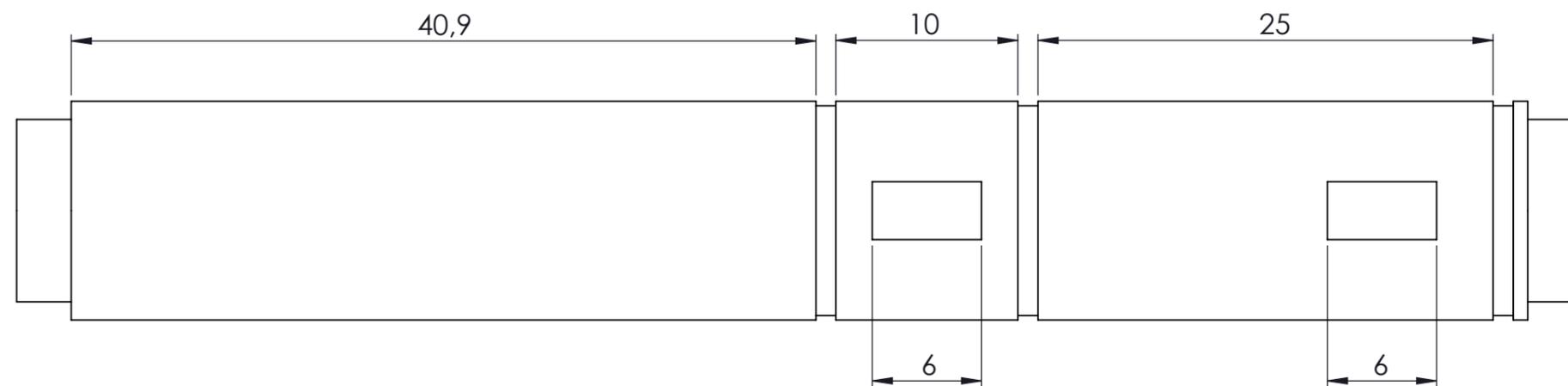
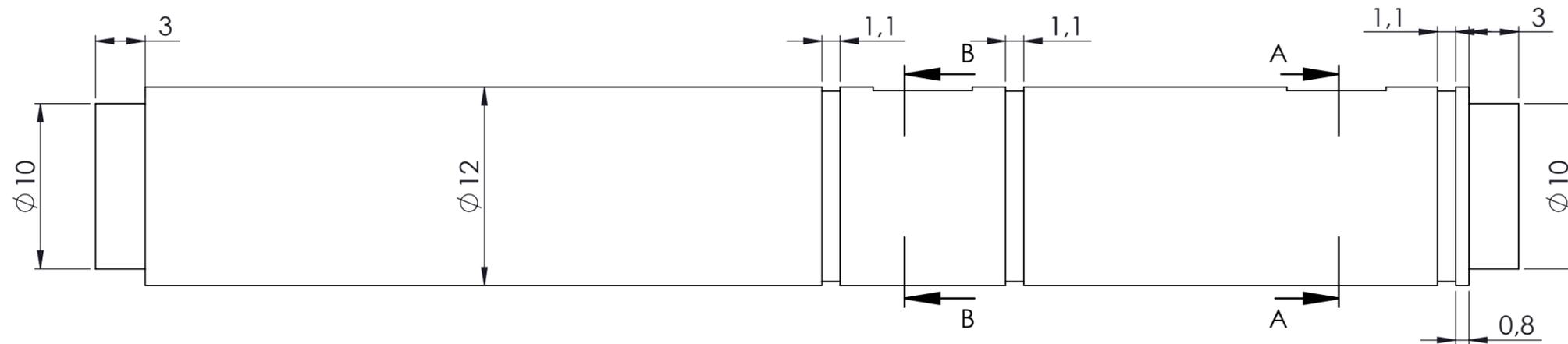
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
3	1	ENGRANE		AISI 1040
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
	ENGRANE		Nº PLANO:	1.01.03



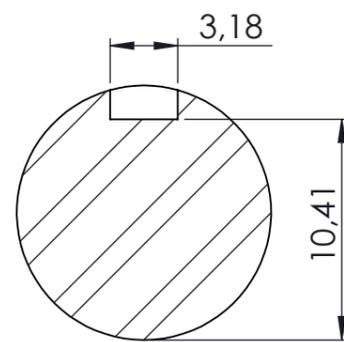
SECCIÓN A-A



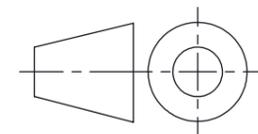
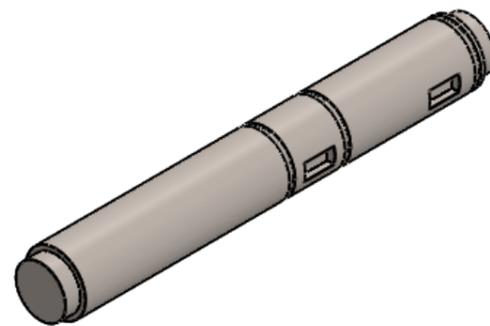
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
4	1	EJE HOMBRO 1		AISI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
5:1	EJE HOMBRO 1		Nº PLANO:	1.01.04



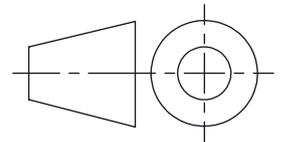
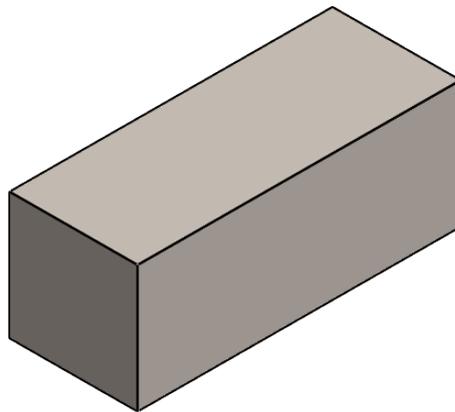
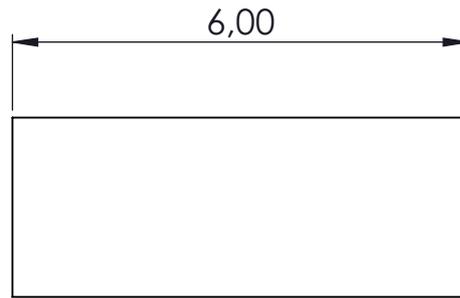
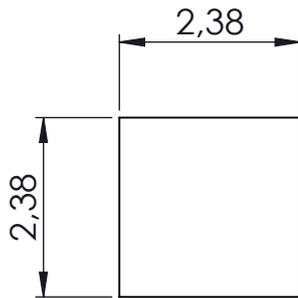
SECCIÓN A-A



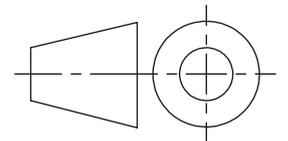
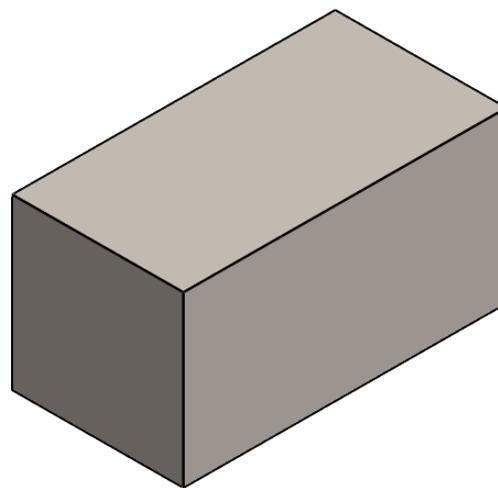
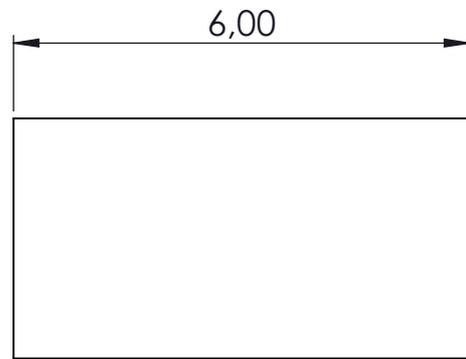
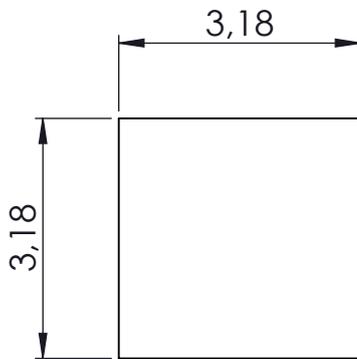
SECCIÓN B-B



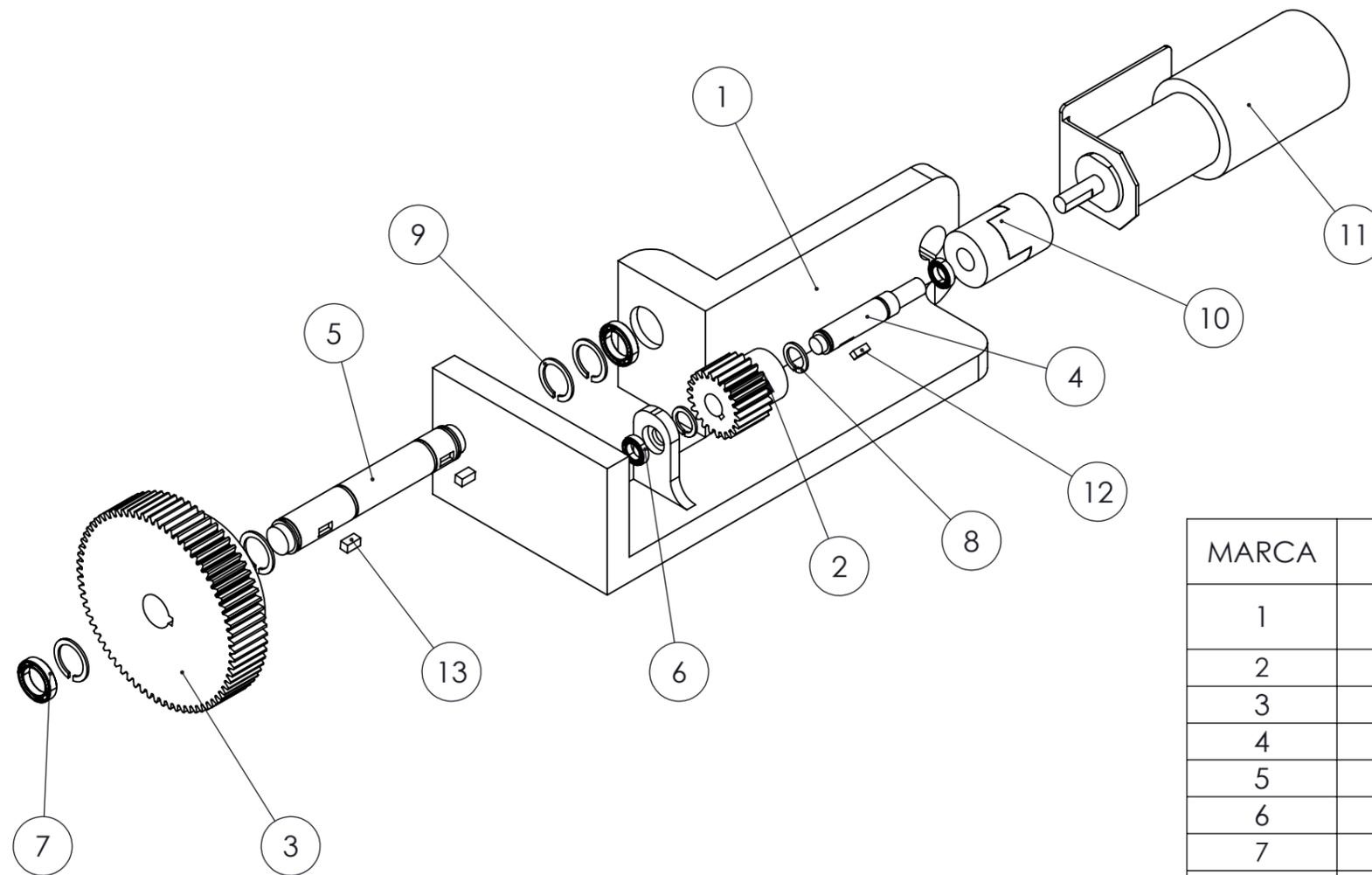
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
5	1	EJE HOMBRO 2		AI SI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
3:1	EJE HOMBRO 2		Nº PLANO:	1.01.05



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
12	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 10:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
	CUÑA EJE PEQUEÑO		Nº PLANO:	1.01.12



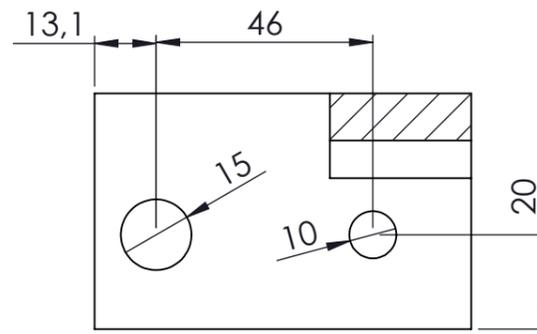
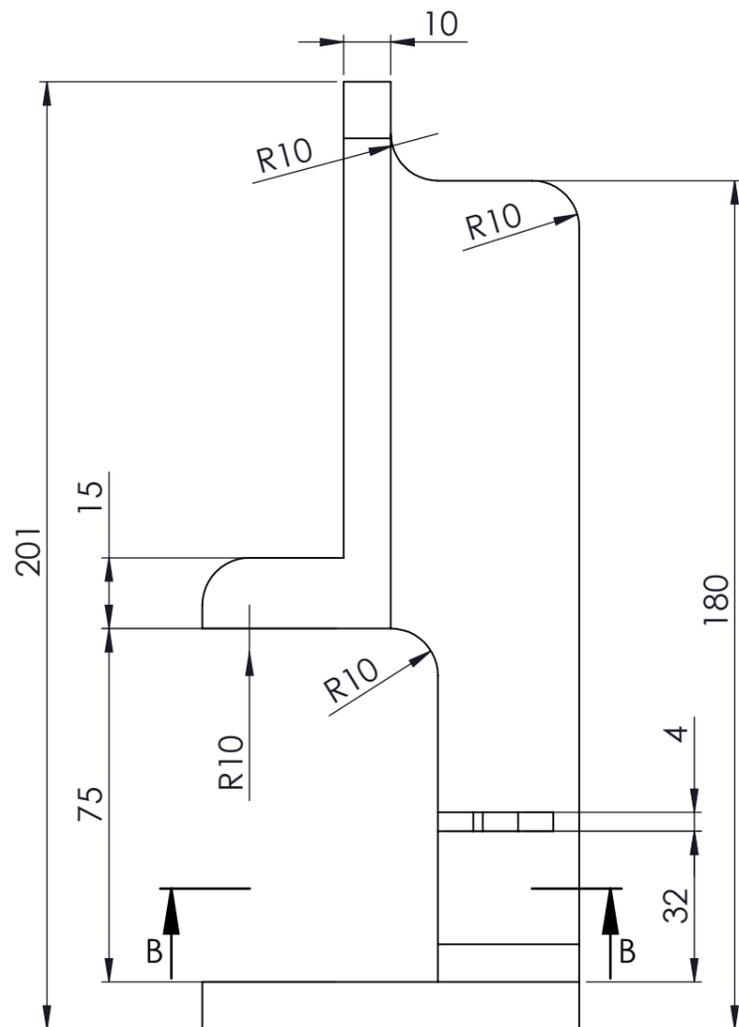
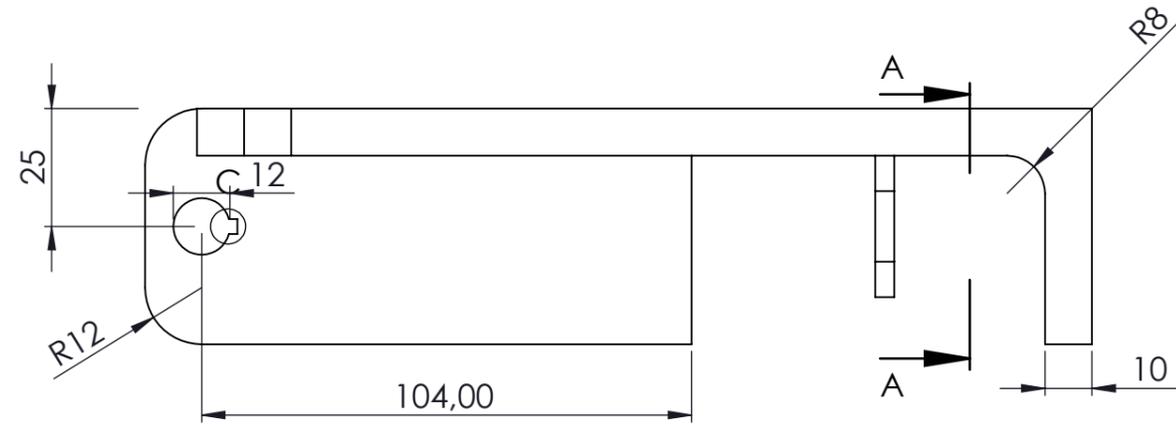
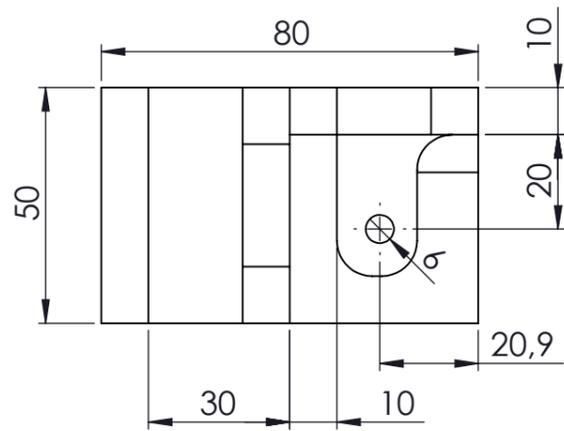
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
13	2	CUÑA EJE GRANDE		AISI 1020
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 10:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.01.00
	CUÑA EJE GRANDE		Nº PLANO:	1.01.13



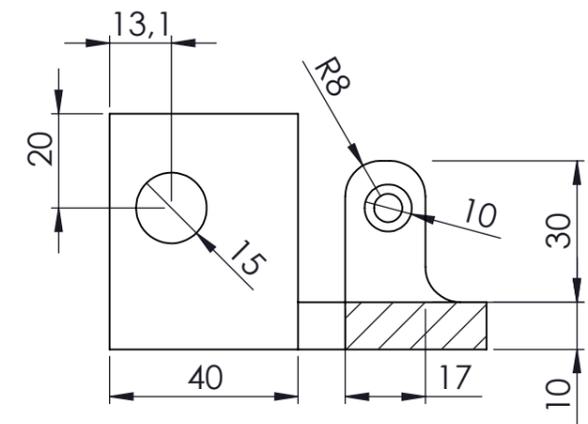
MARCA	Nº DE PIEZAS	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	ARTICULACIÓN HOMBRO		PLA
2	1	PIÑÓN		AISI 1040
3	1	ENGRANE		AISI 1040
4	1	EJE HOMBRO 3		AISI 1050
5	1	EJE HOMBRO 4		AISI 1050
6	2	RODAMIENTO W617/6		
7	2	RODAMIENTO W61700		
8	2	ANILLO DE RETENCIÓN A8	DIN 471	
9	4	ANILLO DE RETENCIÓN A12	DIN 471	
10	1	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE		
11	1	MOTOR H2		
12	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020
13	2	CUÑA EJE GRANDE	CUÑA EJE PEQUEÑO	AISI 1020

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

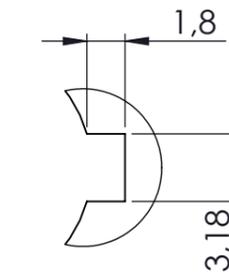
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
1:2	SUBCONJUNTO HOMBRO		Nº PLANO:	1.02.00



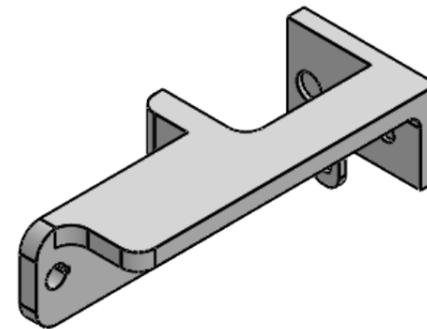
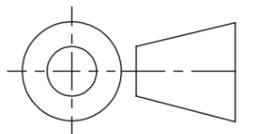
SECCIÓN A-A



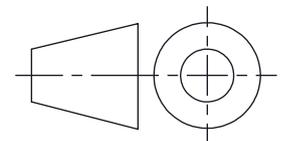
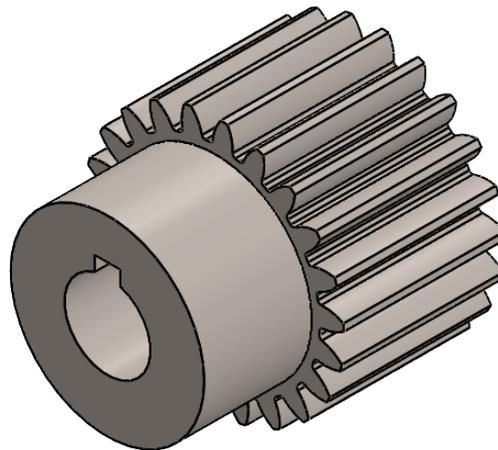
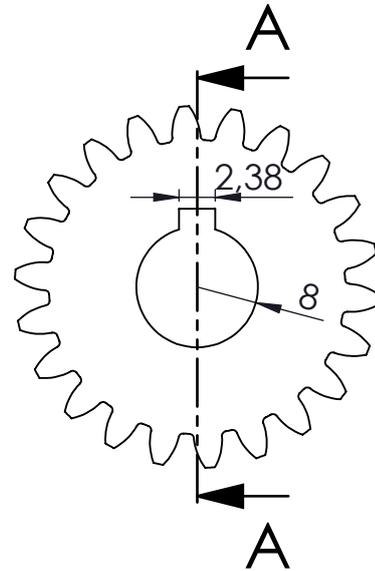
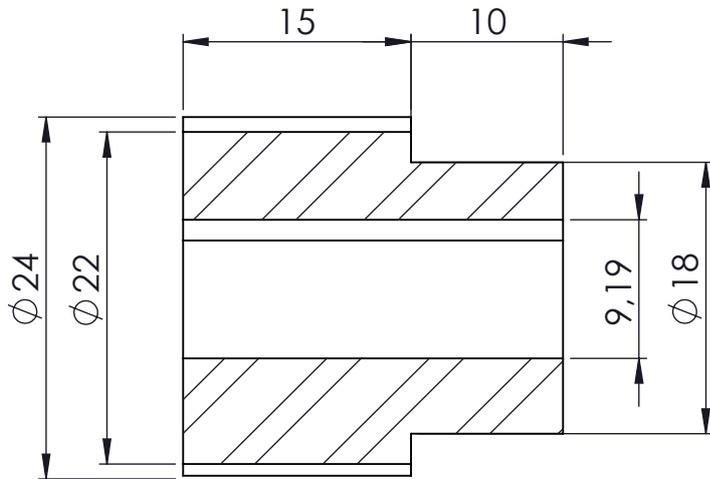
SECCIÓN B-B



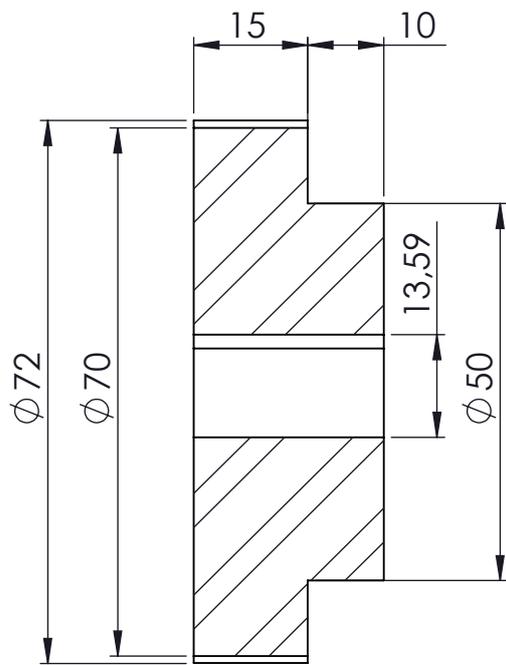
DETALLE C
ESCALA 3:1



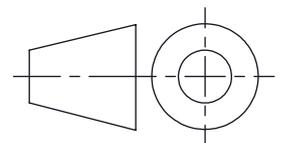
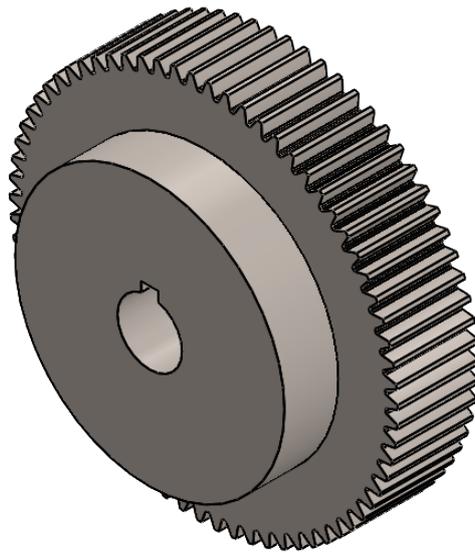
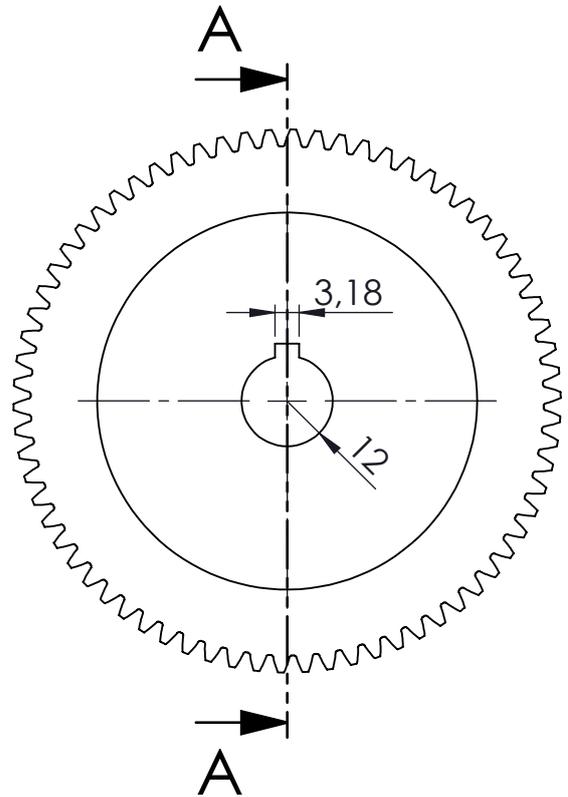
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	ARTICULACIÓN HOMBRO		PLA
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	2:3	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.02.00
		ARTICULACIÓN HOMBRO	Nº PLANO:	1.02.01



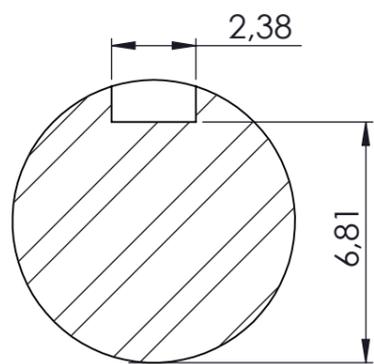
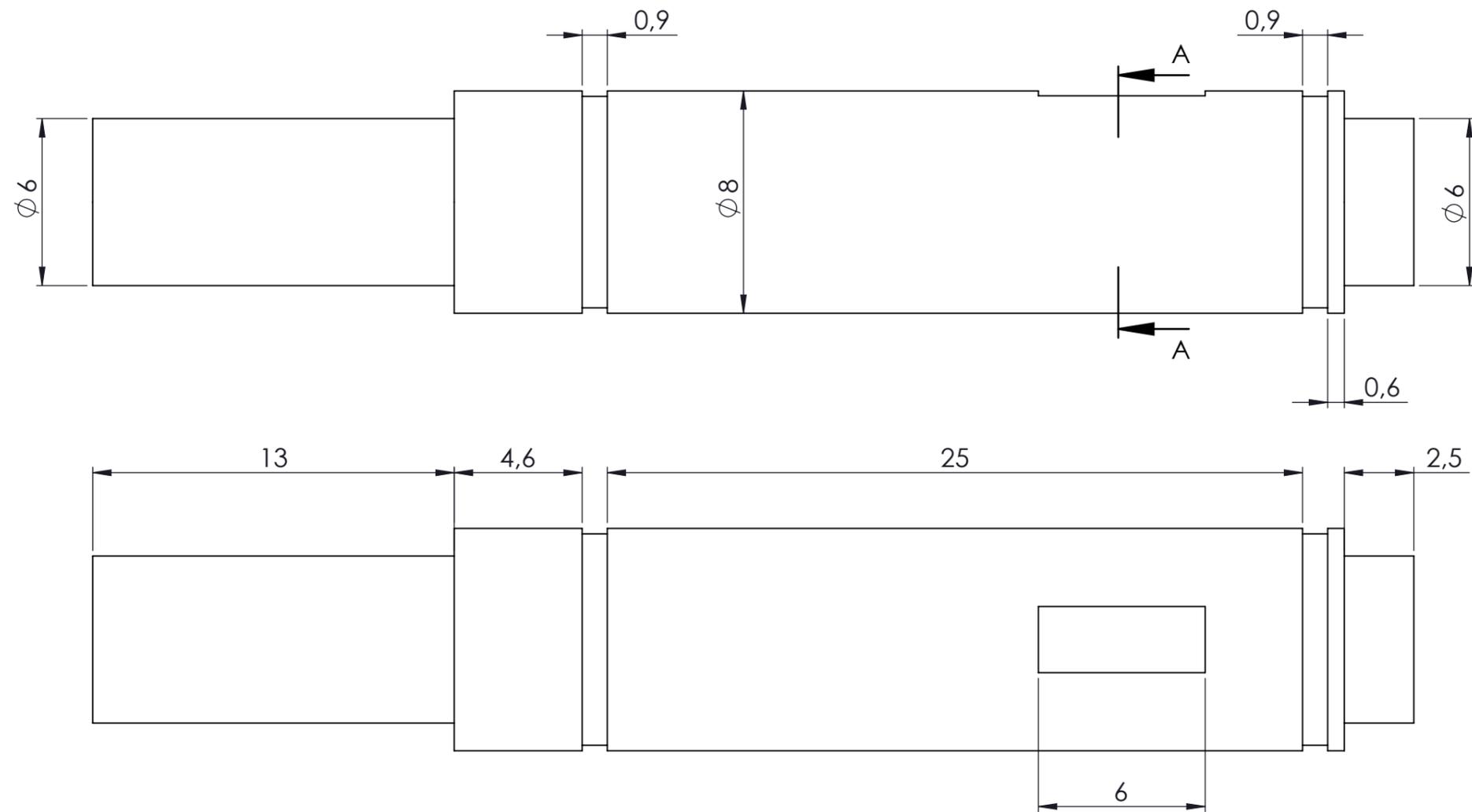
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
2	1	PIÑÓN		ANSI 1040
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
	PIÑÓN		Nº PLANO:	1.02.02



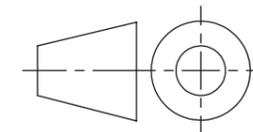
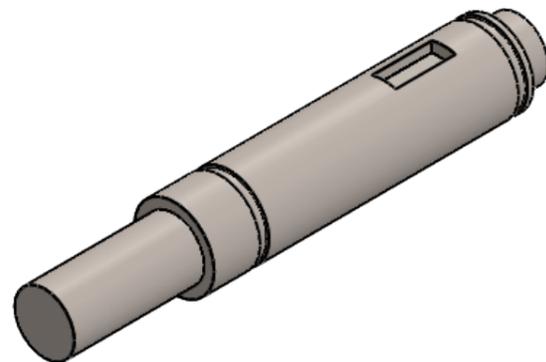
SECCIÓN A-A



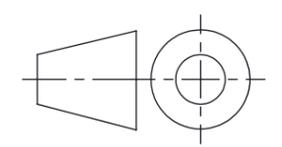
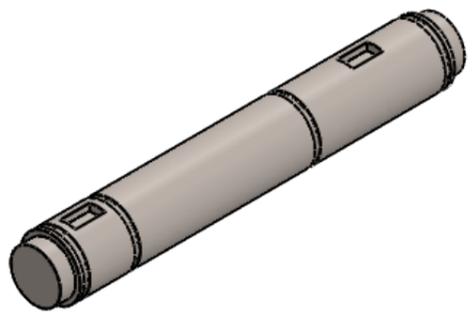
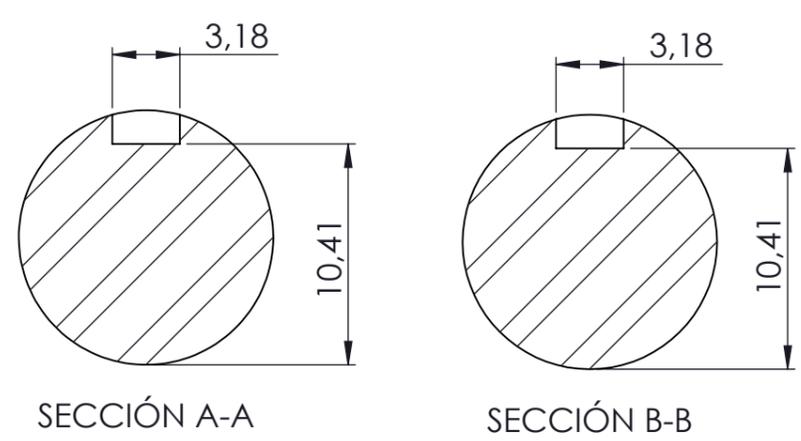
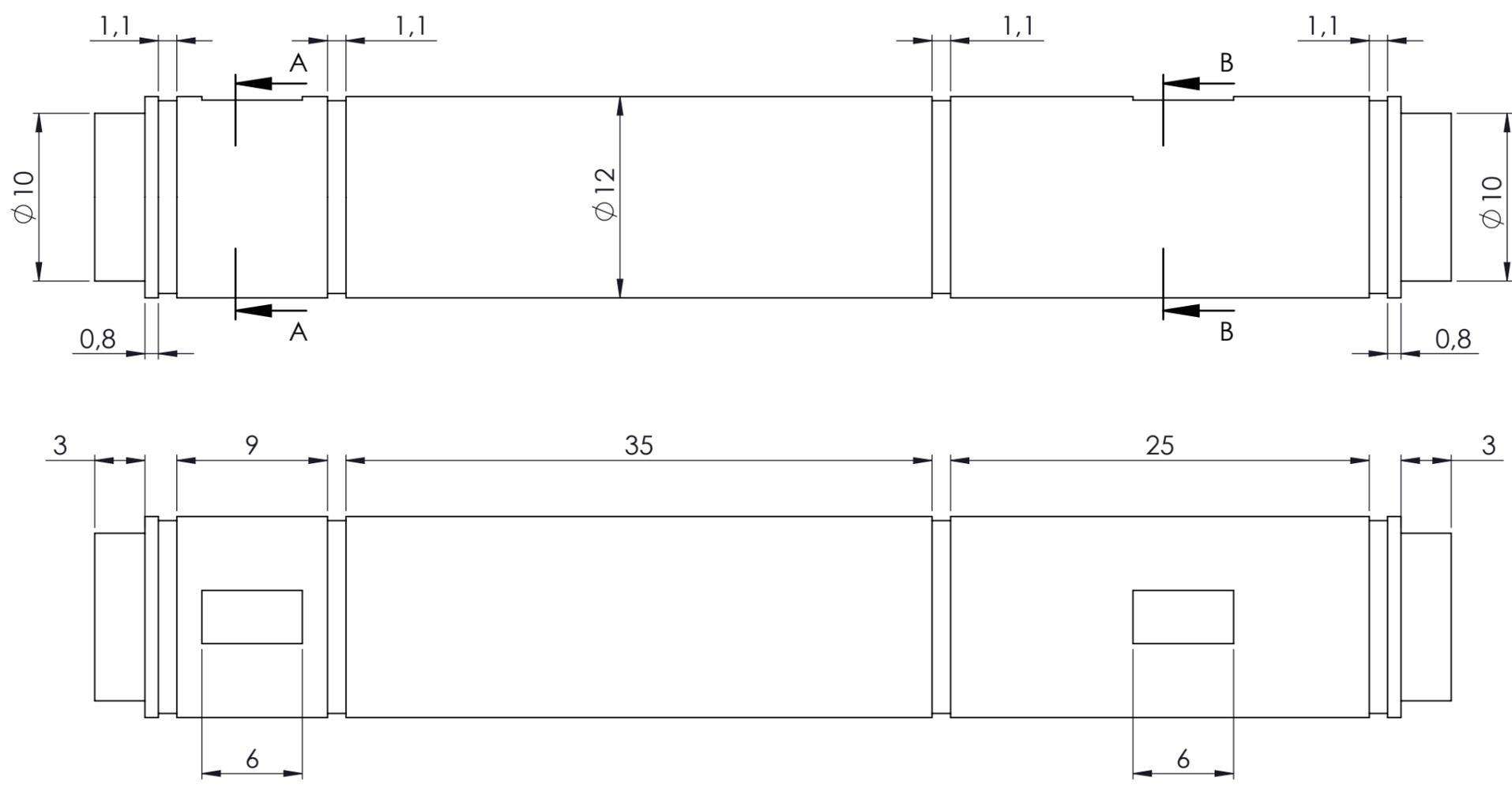
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
3	1	ENGRANE		AISI 1040
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
	ENGRANE		Nº PLANO:	1.02.03



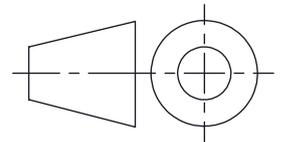
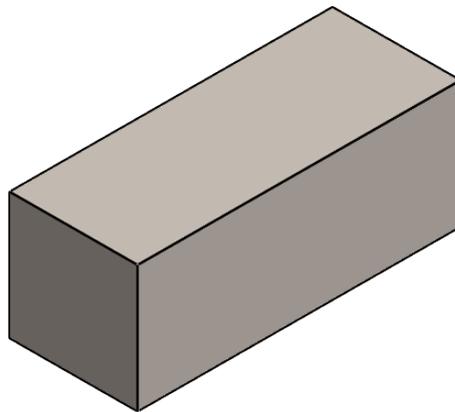
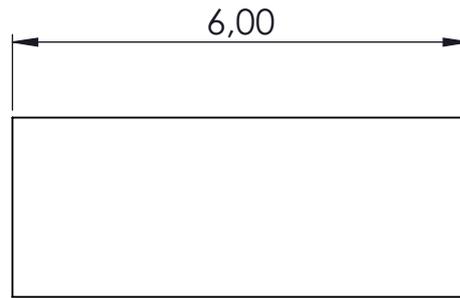
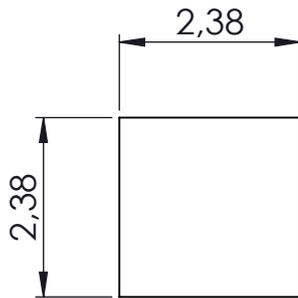
SECCIÓN A-A



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
4	1	EJE HOMBRO 3		AI SI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
5:1	EJE HOMBRO 3		Nº PLANO:	1.02.04



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
5	1	EJE HOMBRO 4		AISI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
3:1	EJE HOMBRO 4		Nº PLANO:	1.02.05

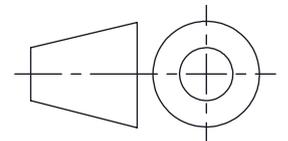
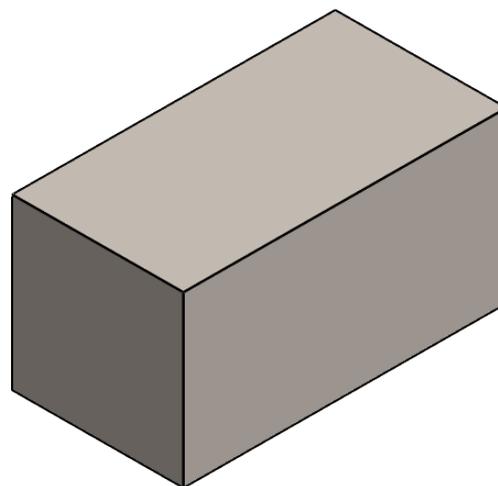
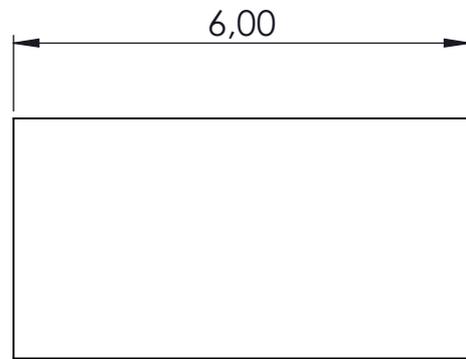
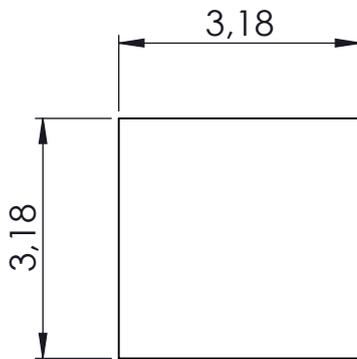


MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
12	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020

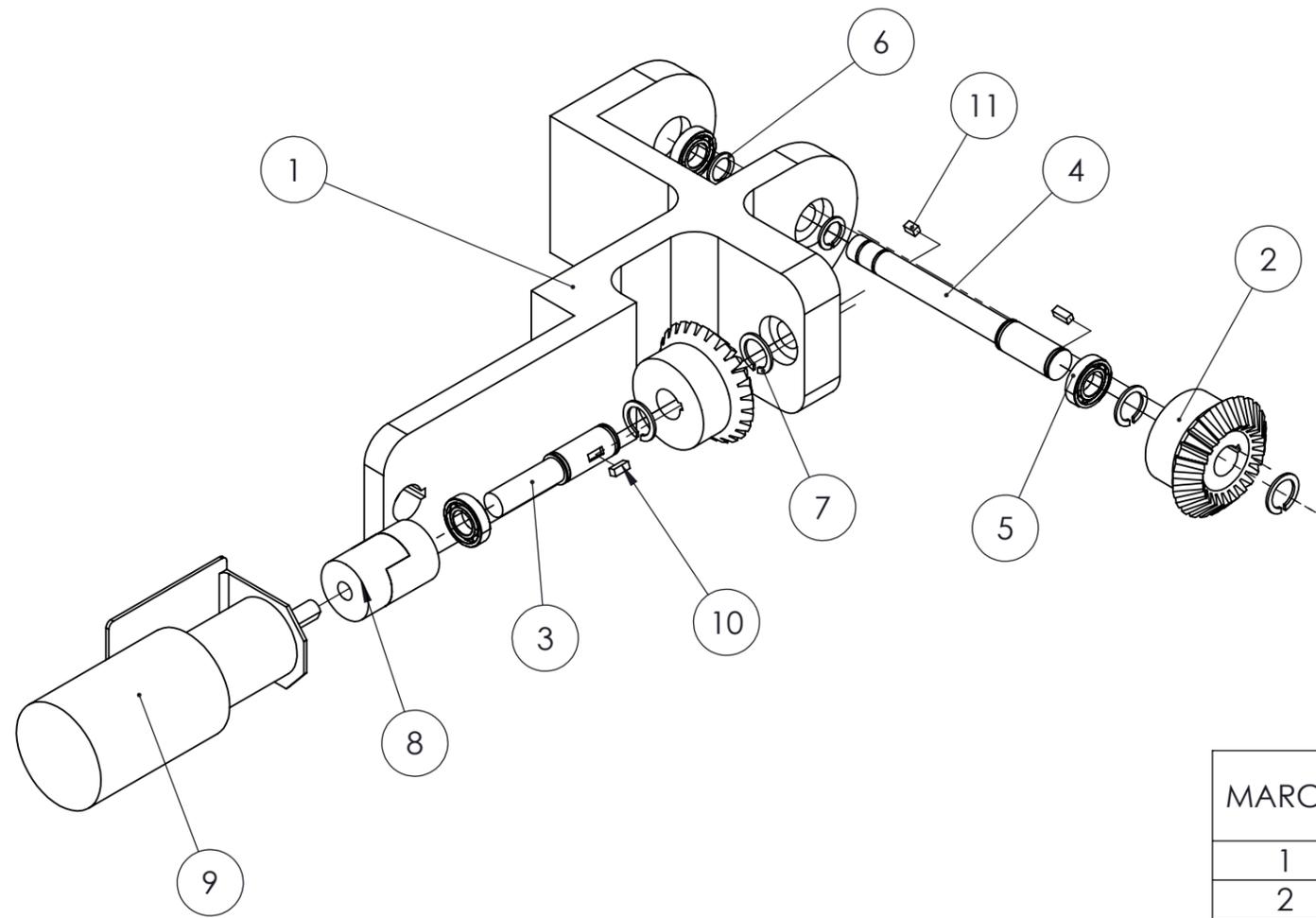
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 10:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.02.00
	CUÑA EJE PEQUEÑO	Nº PLANO:	1.02.12



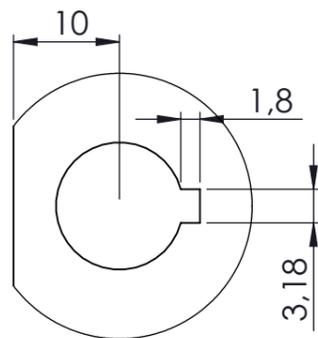
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
13	2	CUÑA EJE GRANDE		AISI 1020
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 10:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.02.00
	CUÑA EJE GRANDE		Nº PLANO:	1.02.13



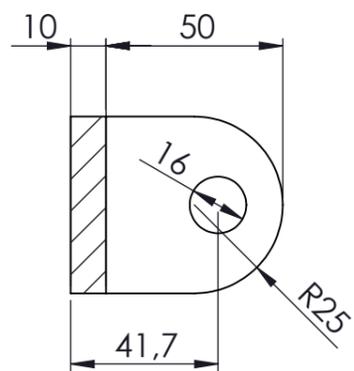
MARCA	Nº DE PIEZAS	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	BRAZO		PLA
2	2	ENGRANAJE CÓNICO		AISI 1040
3	1	EJE CODO 1		AISI 1050
4	1	EJE CODO 2		AISI 1050
5	4	RODAMIENTO W618/8		
6	2	ANILLO DE RETENCIÓN A8	DIN 471	
7	4	ANILLO DE RETENCIÓN A10	DIN 471	
8	1	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE		
9	1	MOTOR C1		
10	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020
11	2	CUÑA EJE BRAZO	CUÑA EJE PEQUEÑO	AISI 1020

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

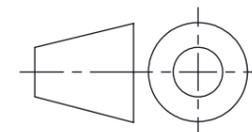
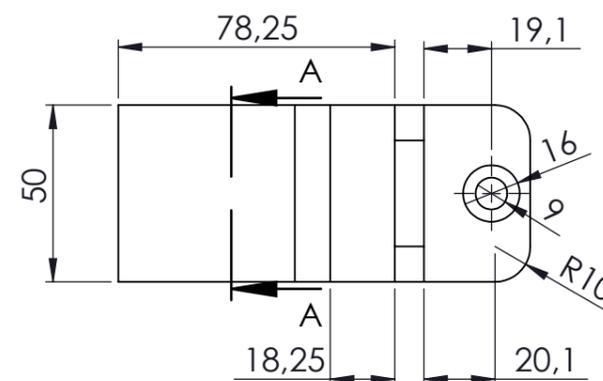
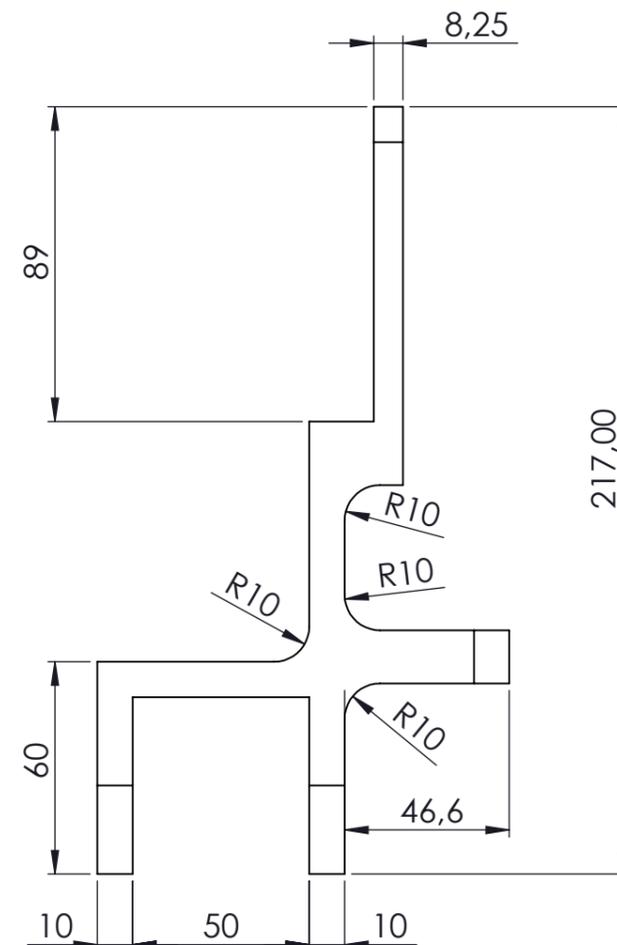
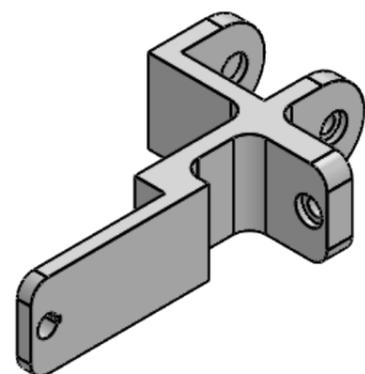
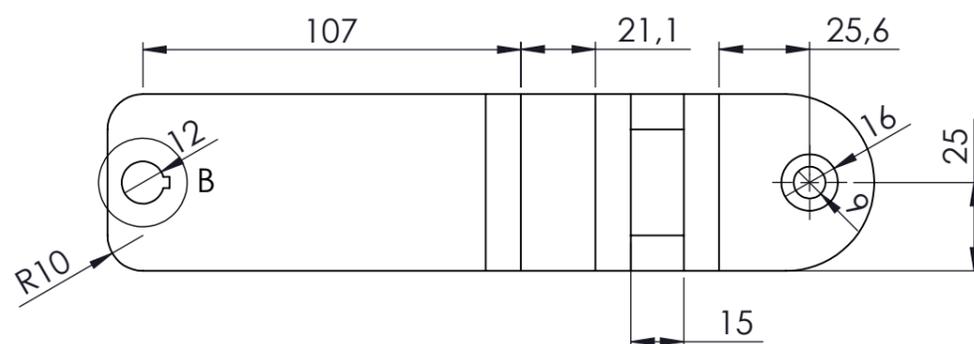
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.03.00	
1:2	SUBCONJUNTO BRAZO	Nº PLANO:	1.03.00	



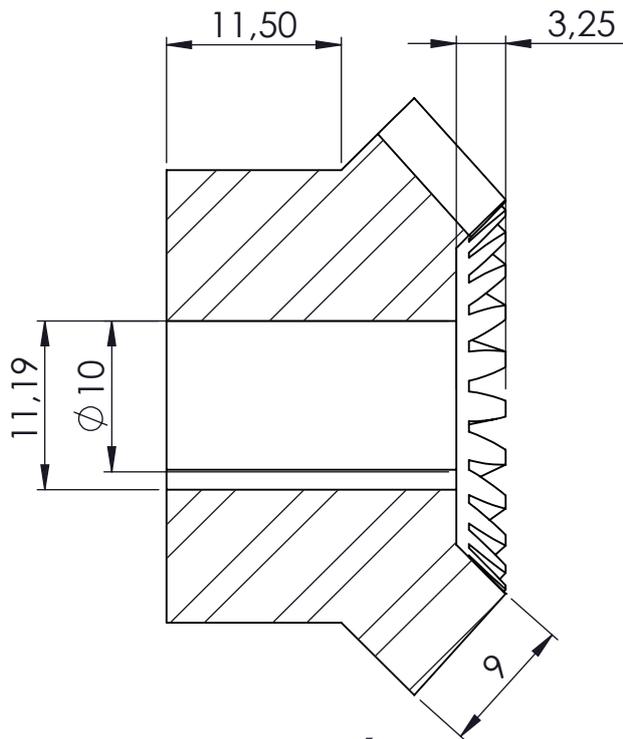
DETALLE B
ESCALA 3 : 2



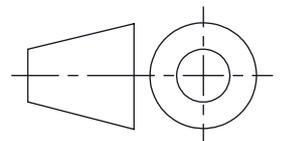
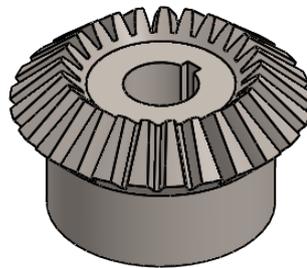
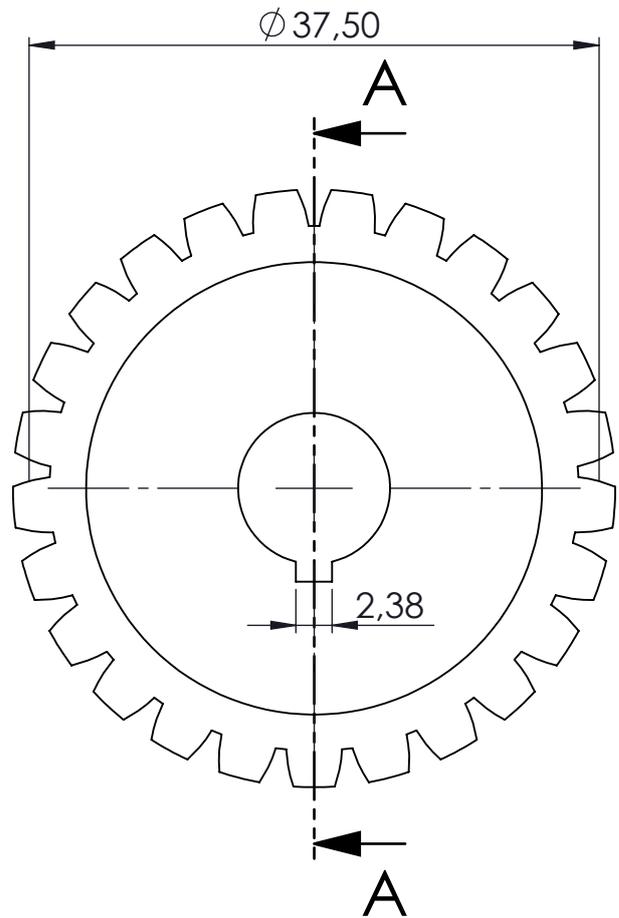
SECCIÓN A-A



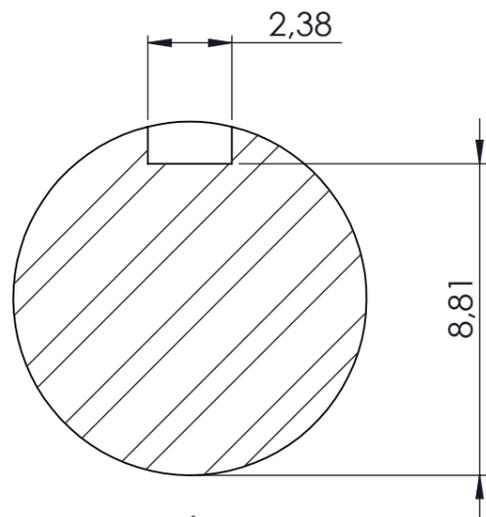
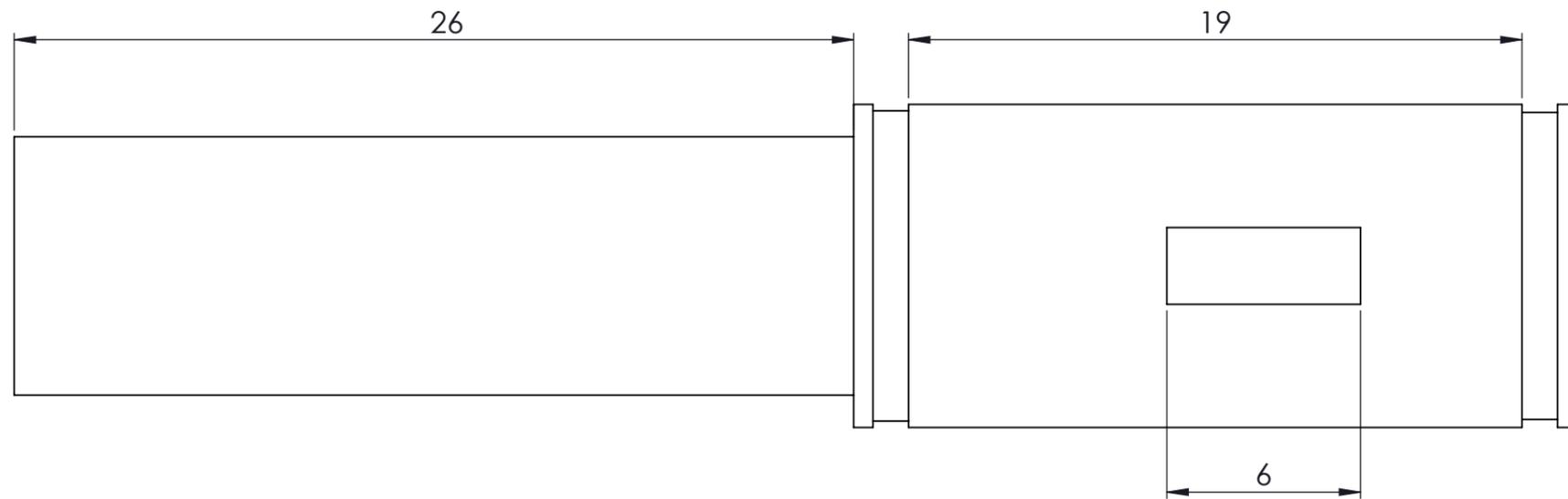
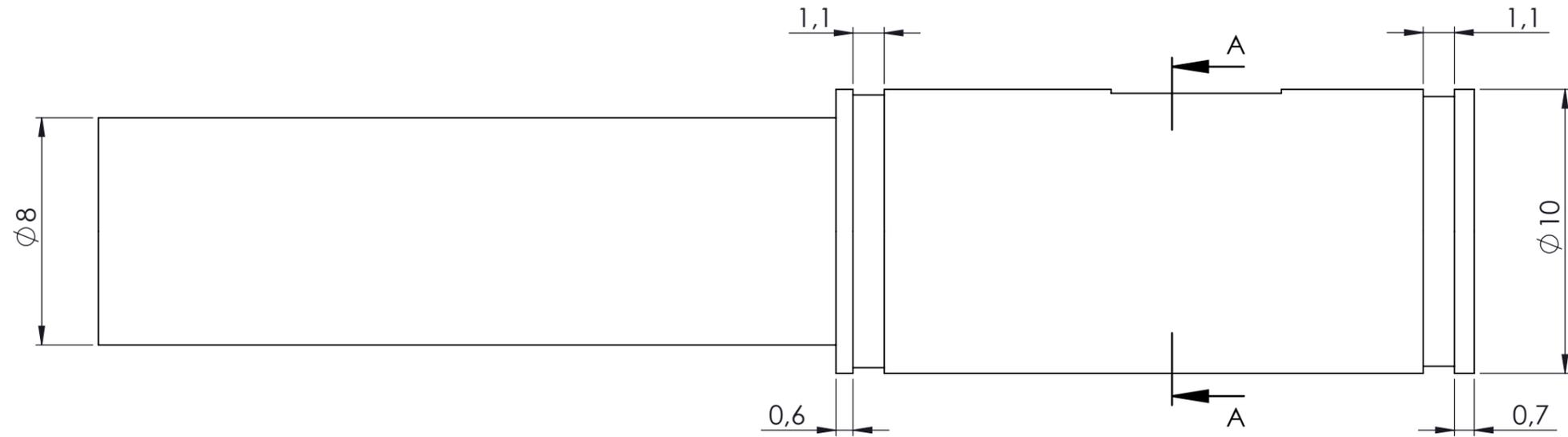
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	BRAZO		PLA
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO				
Autor	Samuel Marrero Pérez	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.03.00
1:2	BRAZO		Nº PLANO:	1.03.01



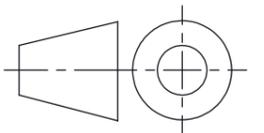
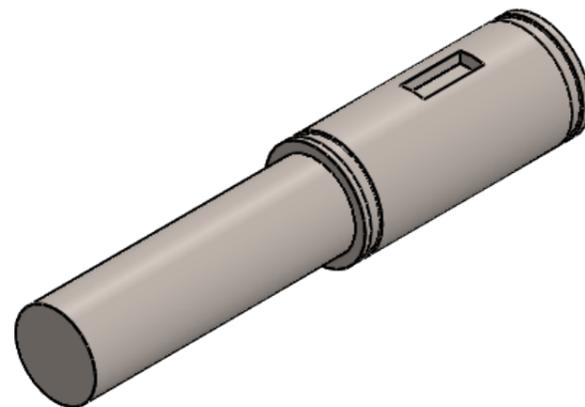
SECCIÓN A-A



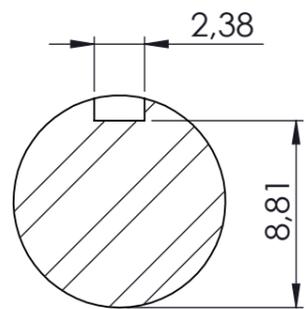
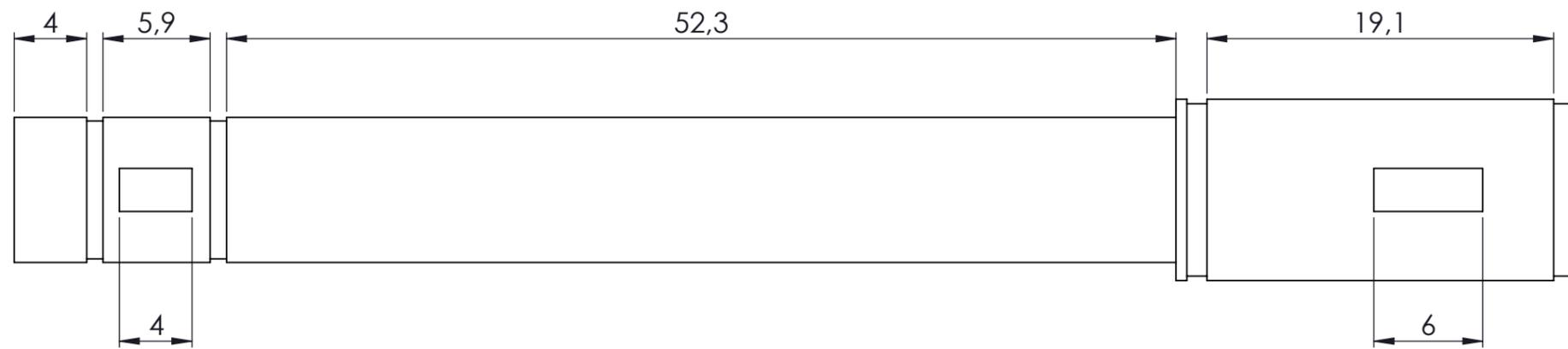
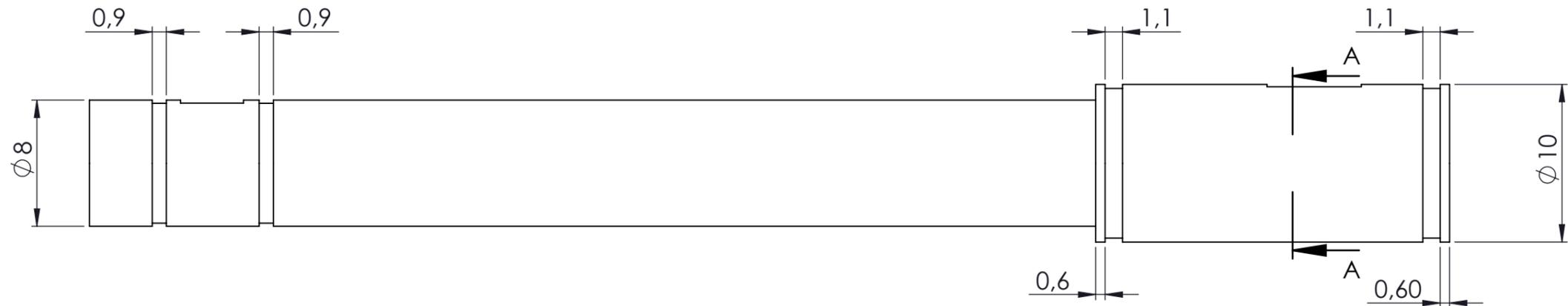
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
2	2	ENGRANAJE CÓNICO		AISI 1040
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.03.00
	ENGRANAJE CÓNICO		Nº PLANO:	1.03.02



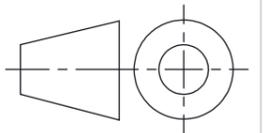
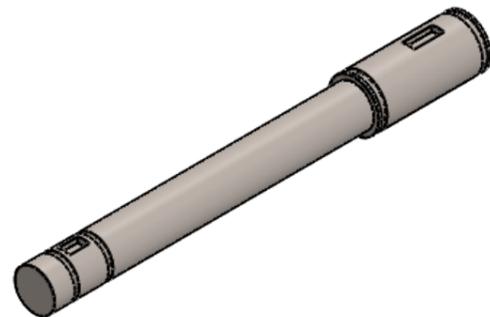
SECCIÓN A-A



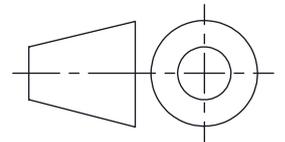
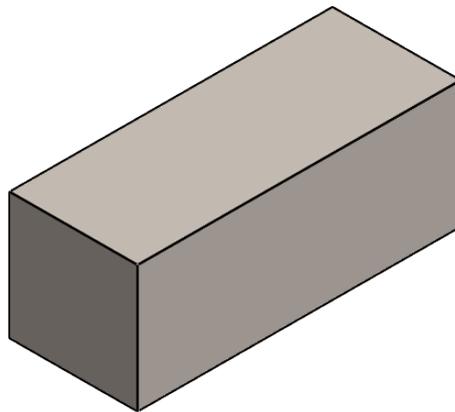
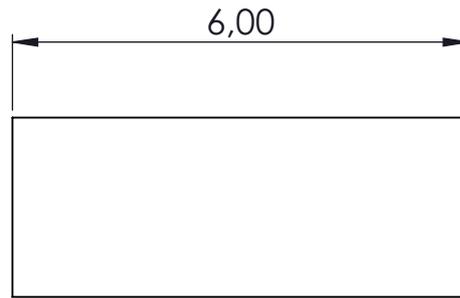
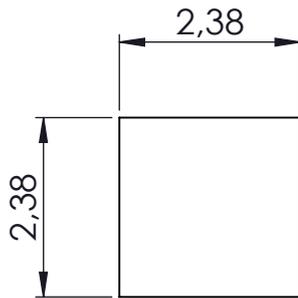
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
3	1	EJE CODO 1		AI SI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.03.00
5:1	EJE CODO 1		Nº PLANO:	1.03.03



SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
4	1	EJE CODO 2		AISI 1050
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.03.00
3:1	EJE CODO 2		Nº PLANO:	1.03.04

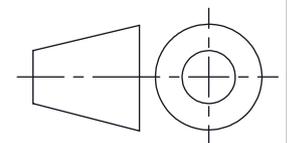
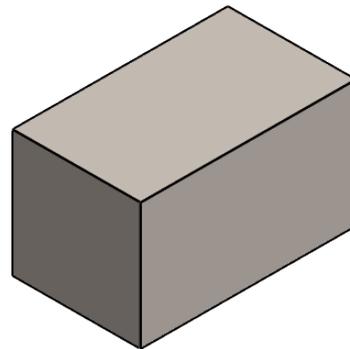
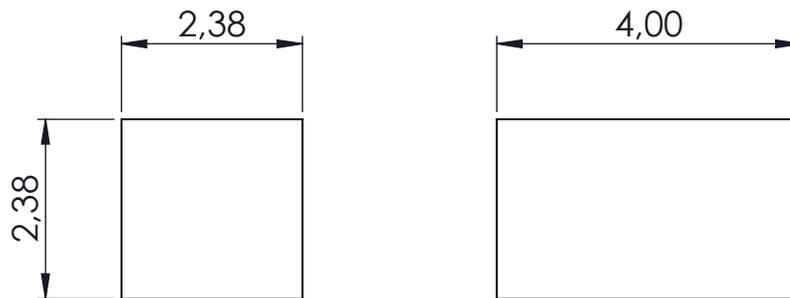


MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
12	1	CUÑA EJE PEQUEÑO		AISI 1020

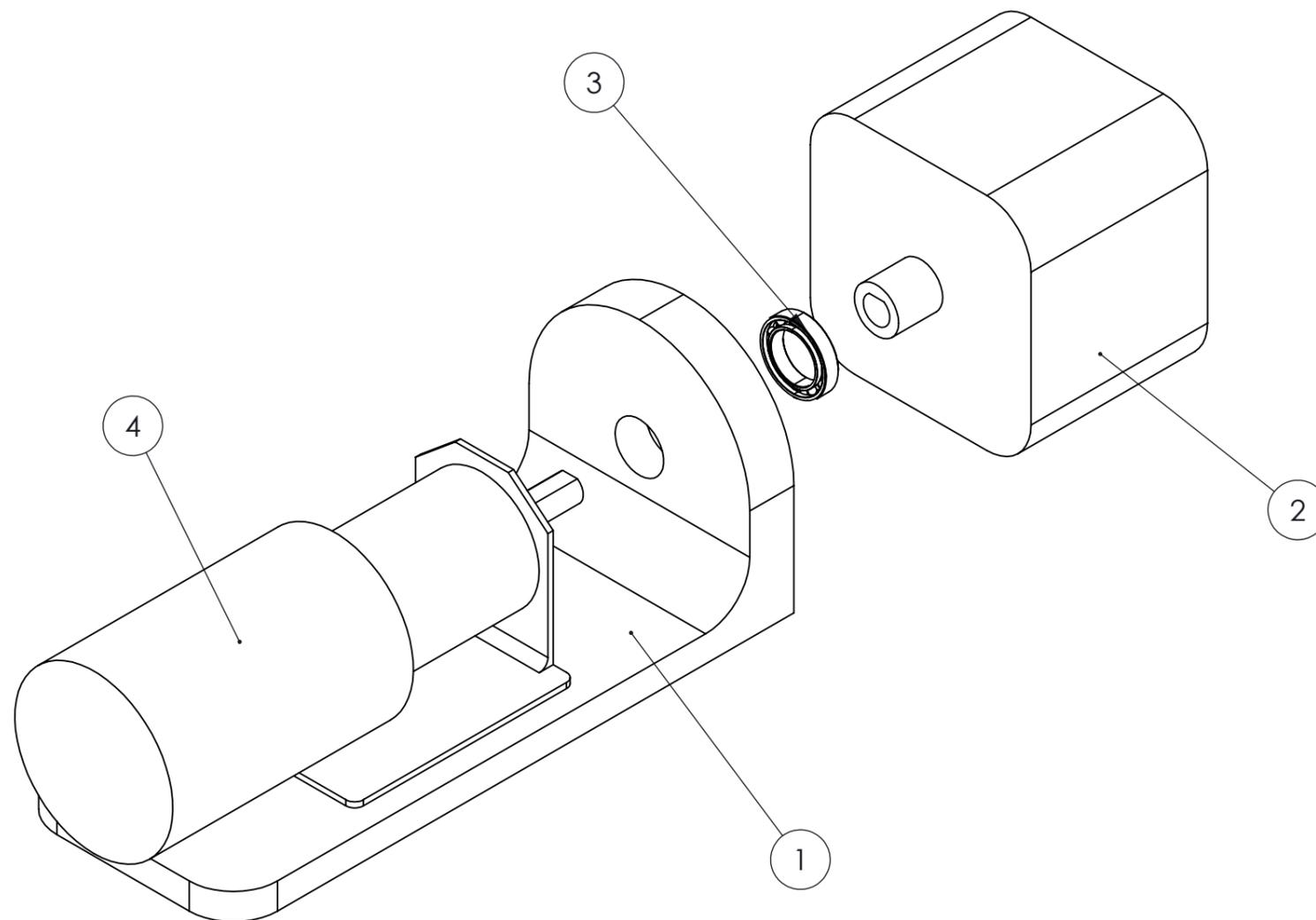
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO

TRABAJO FIN DE GRADO		 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

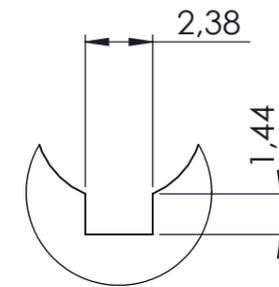
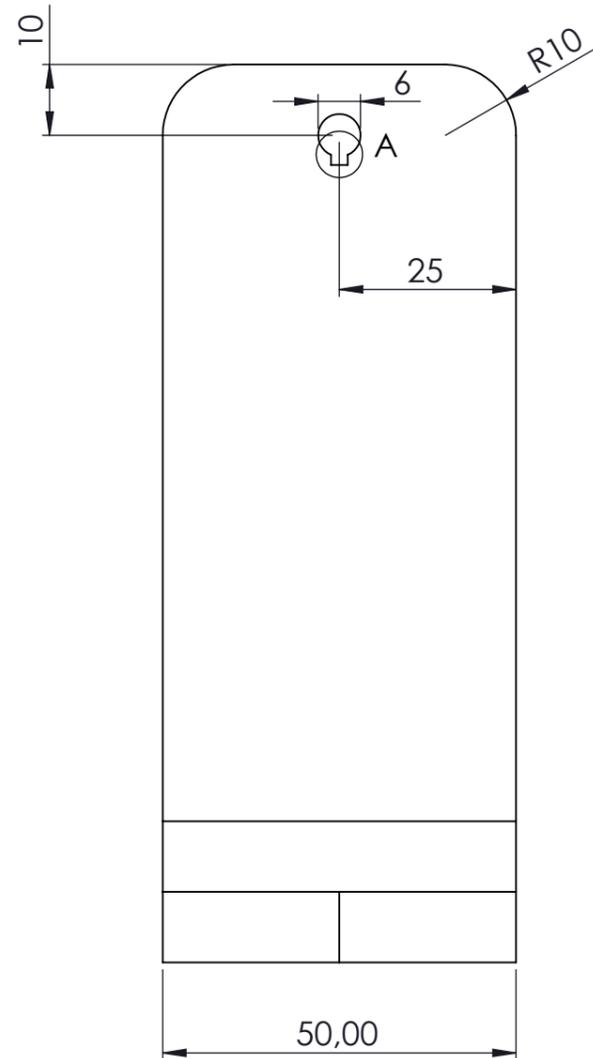
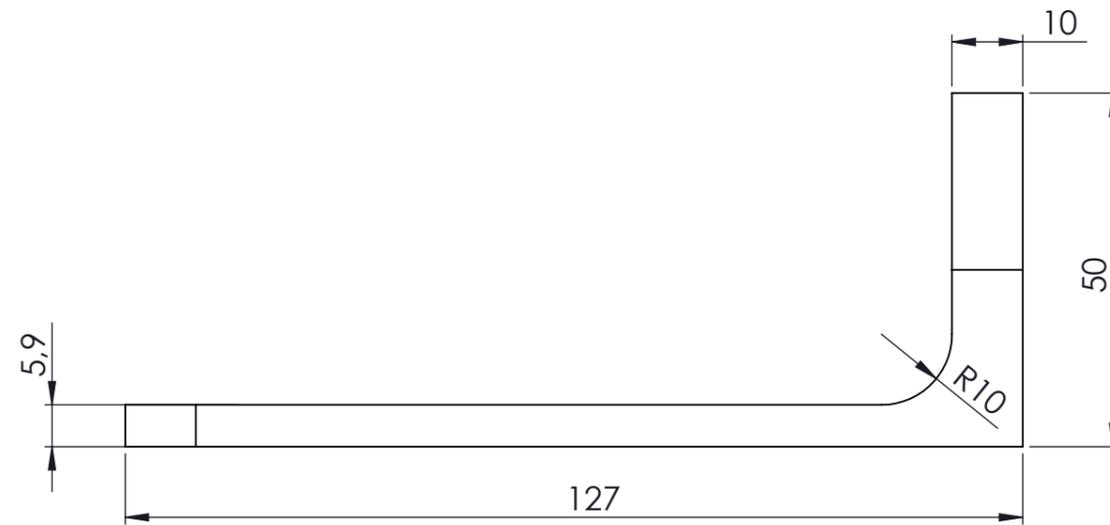
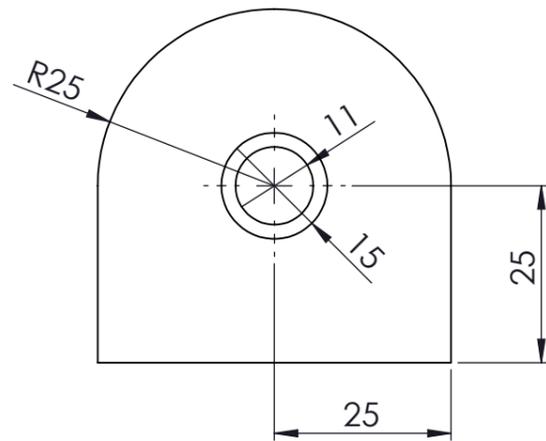
ESCALA: 10:1	BRAZO ANTROPOMÓRFICO	Nº CONJUNTO:	1.03.00
	CUÑA EJE PEQUEÑO	Nº PLANO:	1.03.10



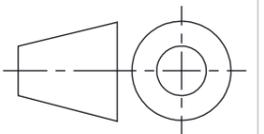
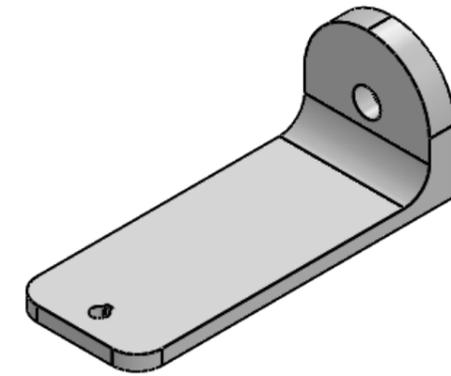
MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
11	1	CUÑA EJE BRAZO		AISI 1020
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.03.00
10:1	CUÑA EJE BRAZO		Nº PLANO:	1.03.11



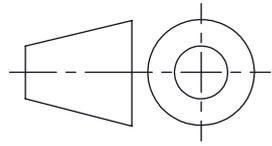
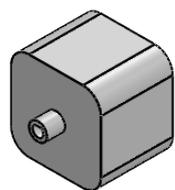
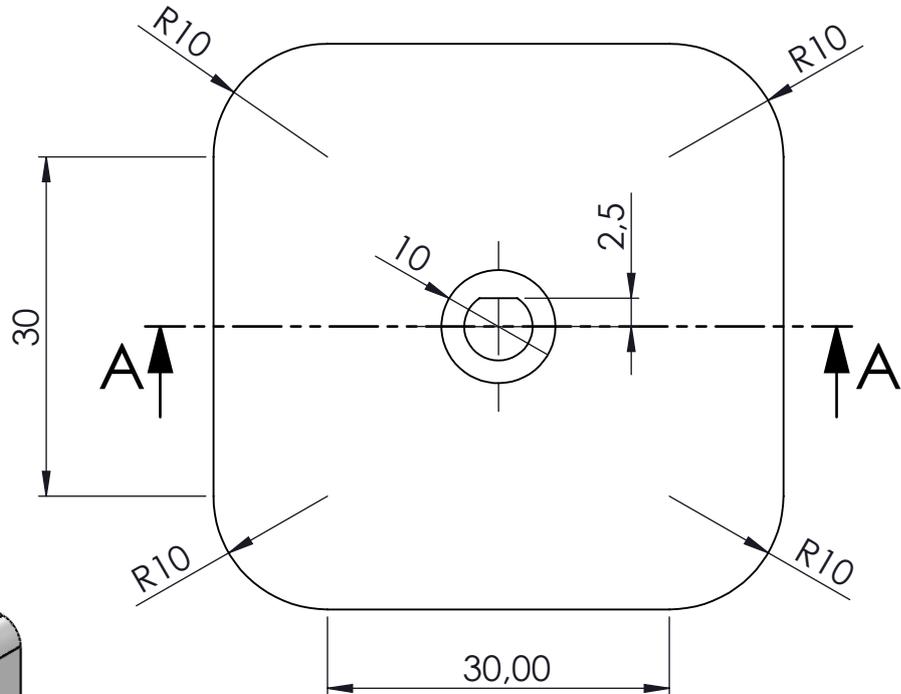
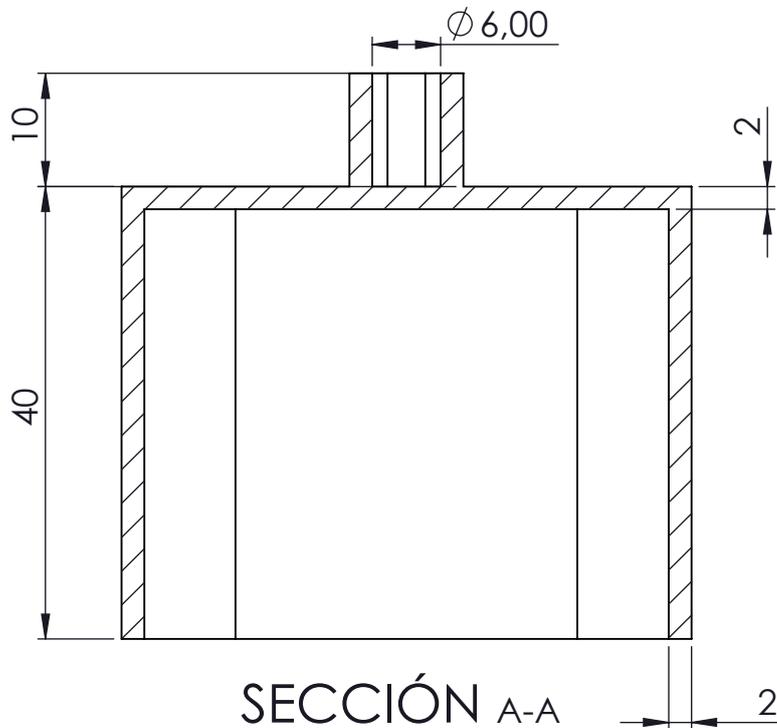
MARCA	Nº DE PIEZAS	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
	1	ANTEBRAZO SUPERIOR		PLA
	1	ANTEBRAZO INFERIOR		PLA
	1	RODAMIENTO W617/6		
	1	MOTOR C2		
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.04.00
1:1	SUBCONJUNTO ANTEBRAZO		Nº PLANO:	1.04.00



DETALLE A
ESCALA 4 : 1



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
1	1	ANTEBRAZO SUPERIOR		PLA
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Samuel Marrero Pérez			
Fecha	Junio 2020			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.04.00
1:1	ANTEBRAZO SUPERIOR		Nº PLANO:	1.04.01



MARCA	N.º DE PIEZA	NOMBRE	NORMA	MATERIAL
2	1	ANTEBRAZO INFERIOR		PLA
DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA DE UN BRAZO ROBÓTICO ANTROPOMÓRFICO				
TRABAJO FIN DE GRADO		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA	
Autor	Samuel Marrero Pérez		Grado en Ingeniería Mecánica	
Fecha	Junio 2020		Universidad de La Laguna	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 3:2	BRAZO ANTROPOMÓRFICO		Nº CONJUNTO:	1.04.00
	ANTEBRAZO INFERIOR		Nº PLANO:	1.04.02