



# Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

## TRABAJO FIN DE GRADO

*Modelado e impresión 3D de sistemas de transmisión. Cálculo y rediseño del sistema de engranajes de un winch.*

## Grado en Ingeniería Mecánica

**ALUMNO:** Alberto Jesús Ortega Pérez

**DIRECTORES:** Miguel Ángel Gómez Rodríguez

Antón Cacabelos Reyes

**CURSO ACADÉMICO:** 2018-2019

UniversidadeVigo





# Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

## TRABAJO FIN DE GRADO

*Modelado e impresión 3D de sistemas de transmisión. Cálculo y rediseño del sistema de engranajes de un winch.*

**Grado en Ingeniería Mecánica**

Intensificación en Tecnología Naval

Cuerpo General

Universida<sub>de</sub>Vigo



## **RESUMEN**

Es cuestión de tiempo que la impresión en 3D cambie el mundo de la fabricación en un futuro no muy lejano. En este proyecto se ha trabajado con sistemas de transmisión, en especial, un winch. Es una máquina que mediante un mecanismo de engranajes consigue facilitar el manejo de cabos a bordo de una embarcación a vela.

Se ha realizado un modelado CAD de la máquina en el programa Siemens NX, habiendo tomado previamente las medidas del modelo real de referencia, pero modificando ciertos elementos que sigan provocando el mismo efecto. Posteriormente, se han realizado todos los pasos necesarios para transformar dicho modelo informático en un objeto 3D, gracias a la impresora que tiene el Centro Universitario de la Defensa de Marín.

Además, se ha realizado un cálculo de capacidad de carga del winch en su modelo real para saber si sufre de los fenómenos más peligrosos que ocurren en sistemas de transmisión de ese tipo. Como se ha realizado un objeto impreso en 3D, también se ha realizado dicho cálculo para plástico, y ver cómo habría que modificarlo si se quisiera que aguantase el mismo esfuerzo que el modelo real.

Para finalizar el trabajo, se hace una propuesta de implantación de impresoras 3D en unidades de la Armada, de cara a mejorar la operatividad del Apoyo Logístico.

## **PALABRAS CLAVE**

Engranaje, Winch, Sistema de transmisión, Capacidad de carga, Impresión 3D



## **AGRADECIMIENTOS**

Mis primeras palabras de agradecimiento van directamente hacia mis padres, que me han apoyado semana tras semana en todas las decisiones que hago, además del ánimo que me aportan, no solo en este trabajo, sino que también en estos 5 años de escuela.

A mis hermanos, Perico y Cristina, por los consejos desde su punto de vista de cara a enfocar el trabajo, que sin duda son de vital importancia, como lo han sido toda la vida.

Al AN del Cuerpo de Ingenieros D. Francisco Lamas-López, del CESADAR, que me ha abierto la mente con sus grandes ideas a la hora de pensar sobre la implantación de impresoras 3D en la Armada y se ha ofrecido disponible siempre que lo necesité.

Al profesor del CUD D. Carlos Casqueiro, que me enseñó cómo trabajar con una impresora 3D y cómo enfrentar las dificultades que pudieran presentar esta máquina.

Por último, y en inmensa medida, mis más sinceros agradecimientos a mis directores, D. Miguel Ángel Gómez Rodríguez y D. Antón Cacabelos Reyes, que sin su ayuda habría sido imposible la realización de este trabajo y me han resuelto todas las dudas que he ido teniendo.







## CONTENIDO

|                                          |    |
|------------------------------------------|----|
| Contenido .....                          | 1  |
| Índice de Figuras .....                  | 5  |
| Índice de Tablas.....                    | 9  |
| Índice de ecuaciones .....               | 10 |
| 1 Introducción y objetivos.....          | 12 |
| 1.1 Introducción del TFG.....            | 12 |
| 1.2 Objetivos .....                      | 13 |
| 1.3 Estructura y metodología .....       | 13 |
| 2 Estado del arte .....                  | 14 |
| 2.1 La Transmisión de potencia. ....     | 14 |
| 2.1.1 Poleas .....                       | 15 |
| 2.1.1.1 Polea simple .....               | 15 |
| 2.1.1.2 Polea móvil .....                | 15 |
| 2.1.1.3 Polipastos .....                 | 16 |
| 2.1.2 Cadenas .....                      | 17 |
| 2.1.2.1 De transmisión de potencia ..... | 17 |
| 2.1.2.2 De manutención.....              | 17 |
| 2.1.2.3 De carga .....                   | 18 |
| 2.1.3 Correas .....                      | 18 |
| 2.1.3.1 Correas planas .....             | 19 |
| 2.1.3.2 Redondas.....                    | 19 |
| 2.1.3.3 Trapezoidales .....              | 19 |
| 2.1.3.4 Hexagonales .....                | 20 |
| 2.1.3.5 Acanaladas .....                 | 20 |
| 2.1.3.6 Sincronizantes .....             | 21 |
| 2.1.4 Por Engranaje. ....                | 21 |
| 2.1.4.1 Cilíndrico recto.....            | 22 |
| 2.1.4.2 Cilíndrico helicoidal .....      | 22 |
| 2.1.4.3 Tornillo sin fin.....            | 23 |
| 2.1.4.4 Cremallera .....                 | 23 |
| 2.1.4.5 Epícicloidial o planetario ..... | 24 |
| 2.1.4.6 Cónico recto .....               | 24 |
| 2.1.4.7 Cónico helicoidal.....           | 24 |
| 2.2 La impresión en 3D .....             | 25 |

|                                                              |    |
|--------------------------------------------------------------|----|
| 2.2.1 Historia de la impresión en 3D.....                    | 25 |
| 2.2.2 Adquisición de geometrías.....                         | 28 |
| 2.2.2.1 Escaneado 3D.....                                    | 28 |
| 2.2.2.2 Manual .....                                         | 28 |
| 2.2.2.3 Máquina de medición por coordenadas .....            | 29 |
| 2.2.3 Modelado en 3D mediante técnicas computacionales ..... | 29 |
| 2.2.3.1 CAD.....                                             | 29 |
| 2.2.3.2 CAE .....                                            | 29 |
| 2.2.3.3 CAM .....                                            | 30 |
| 2.2.4 Archivos “.STL” .....                                  | 30 |
| 2.2.5 Tipos de impresora 3D.....                             | 31 |
| 2.2.5.1 Estereolitografía .....                              | 31 |
| 2.2.5.2 Modelado por deposición fundida .....                | 32 |
| 2.2.5.3 Sinterizado Selectivo por Láser.....                 | 32 |
| 2.2.5.4 Fabricación Laminada de Objetos.....                 | 33 |
| 2.2.5.5 Fusión por haz de electrones .....                   | 33 |
| 2.2.6 Ingeniería inversa .....                               | 33 |
| 2.2.7 La impresión 3D en Defensa.....                        | 34 |
| 3 Desarrollo .....                                           | 35 |
| 3.1 Elección de un sistema de transmisión .....              | 35 |
| 3.2 Winch.....                                               | 35 |
| 3.2.1 Partes del winch.....                                  | 36 |
| 3.2.1.1 Tambor.....                                          | 36 |
| 3.2.1.2 Eje de centro.....                                   | 38 |
| 3.2.1.3 Huso principal .....                                 | 38 |
| 3.2.1.3.1 Pasador .....                                      | 39 |
| 3.2.1.3.2 Rueda inferior.....                                | 40 |
| 3.2.1.3.3 Trinquetes.....                                    | 41 |
| 3.2.1.3.4 Junta y tornillo .....                             | 42 |
| 3.2.1.4 Tapa superior.....                                   | 42 |
| 3.2.1.5 Plato embrague .....                                 | 44 |
| 3.2.1.6 Eje 1 .....                                          | 45 |
| 3.2.1.6.1 Rueda superior.....                                | 46 |
| 3.2.1.6.2 Rueda inferior .....                               | 46 |
| 3.2.1.6.3 Trinquetes.....                                    | 47 |
| 3.2.1.6.4 Huso .....                                         | 47 |
| 3.2.1.6.5 Junta .....                                        | 47 |

|                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------|----|
| 3.2.1.7 Eje 2 .....                                       | 48 |
| 3.2.1.7.1 Rueda superior .....                            | 48 |
| 3.2.1.7.2 Rueda inferior .....                            | 48 |
| 3.2.1.7.3 Trinquetes .....                                | 48 |
| 3.2.1.7.4 Huso .....                                      | 49 |
| 3.2.1.7.5 Junta .....                                     | 49 |
| 3.2.1.8 Rodamientos .....                                 | 49 |
| 3.2.2 Funcionamiento del mecanismo .....                  | 50 |
| 3.2.2.1 Primera velocidad .....                           | 50 |
| 3.2.2.2 Segunda velocidad .....                           | 52 |
| 3.2.2.3 Tercera velocidad .....                           | 53 |
| 3.3 Engranajes cilíndricos rectos .....                   | 53 |
| 3.3.1 Relación de transmisión y dientes .....             | 53 |
| 3.3.2 Círculos y diámetros .....                          | 54 |
| 3.3.3 Ángulos característicos .....                       | 55 |
| 3.3.4 Pasos .....                                         | 56 |
| 3.3.5 Módulos .....                                       | 56 |
| 3.3.6 Ancho de dientes, espesores y alturas .....         | 56 |
| 3.3.7 Distancia entre centros .....                       | 57 |
| 3.3.8 Relación de contacto .....                          | 57 |
| 3.4 Capacidad de carga de engranajes cilíndricos .....    | 57 |
| 3.4.1 Resistencia a picadura o contacto superficial ..... | 57 |
| 3.4.2 Resistencia a flexión en la base del diente .....   | 58 |
| 3.4.3 Fuerzas .....                                       | 59 |
| 3.4.4 Factor de sobrecarga .....                          | 60 |
| 3.4.5 Factor dinámico .....                               | 60 |
| 3.4.6 Factor de tamaño .....                              | 61 |
| 3.4.7 Factor de confiabilidad .....                       | 61 |
| 3.4.8 Factor de temperatura .....                         | 61 |
| 3.4.9 Factor de distribución de carga .....               | 61 |
| 3.4.10 Factor de durabilidad $Z_N$ .....                  | 63 |
| 3.4.11 Factor geométrico $I$ o $Z_I$ .....                | 64 |
| 3.4.12 Factor de seguridad $S_H$ .....                    | 64 |
| 3.4.13 Coeficiente de elasticidad .....                   | 64 |
| 3.4.14 Factor de condición de superficie .....            | 64 |
| 3.4.15 Factor de relación de dureza .....                 | 65 |

|                                                                          |     |
|--------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.4.16 Factor de durabilidad $Y_N$ .....                                 | 65  |
| 3.4.17 Factor geométrico $J$ o $Y_J$ .....                               | 66  |
| 3.4.18 Factor de seguridad $S_F$ .....                                   | 66  |
| 3.4.19 Factor de espesor de llanta .....                                 | 67  |
| 3.4.20 Valores resistentes teóricos, $\sigma_{HP}$ y $\sigma_{FP}$ ..... | 67  |
| 3.5 Capacidad de carga para engranajes en plástico .....                 | 68  |
| 3.5.1 Método Dvorak .....                                                | 68  |
| 3.5.2 Método Kelley .....                                                | 69  |
| 3.5.3 Método Faires .....                                                | 69  |
| 3.6 Modelado CAD en NX .....                                             | 70  |
| 3.6.1 Rueda dentada .....                                                | 70  |
| 3.6.2 Nuevo modelo de trinquete .....                                    | 73  |
| 3.6.3 Ejes .....                                                         | 74  |
| 3.6.4 Soporte .....                                                      | 76  |
| 3.6.5 Tambor .....                                                       | 77  |
| 3.6.6 Tapa superior .....                                                | 78  |
| 3.6.7 Maneta .....                                                       | 79  |
| 4 Resultados .....                                                       | 81  |
| 4.1 Datos importantes en los engranajes del winch .....                  | 81  |
| 4.2 Capacidad de carga en los engranajes del winch .....                 | 82  |
| 4.3 Estudio de la capacidad de carga en winch impreso en 3D .....        | 84  |
| 4.4 Impresión 3D de las piezas y montaje .....                           | 87  |
| 5 Conclusiones y líneas futuras .....                                    | 92  |
| 5.1 Cumplimiento de capacidad de carga .....                             | 92  |
| 5.2 Impresoras 3D .....                                                  | 92  |
| 5.3 Implantación de impresoras 3D en unidades de la Armada .....         | 93  |
| 6 Bibliografía .....                                                     | 95  |
| Anexo I: DATOS IMPORTANTES EN LOS ENGRANAJES DEL WINCH .....             | 99  |
| Anexo II: CAPACIDAD DE CARGA DE LOS ENGRANAJES DEL WINCH .....           | 104 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2-1. Cabrestante (Fuente: [1]).                                                                   | 14 |
| Figura 2-2. Polea simple (Fuente: [2]).                                                                  | 15 |
| Figura 2-3. Polea móvil (Fuente: [2]).                                                                   | 16 |
| Figura 2-4. Polipasto (Fuente: [2]).                                                                     | 16 |
| Figura 2-5. Placas de unión entre eslabones (Fuente: [3]).                                               | 17 |
| Figura 2-6. Cadena de transmisión de potencia (Fuente: [3]).                                             | 17 |
| Figura 2-7. Cadena de manutención (Fuente: [4]).                                                         | 17 |
| Figura 2-8. Cadena de carga (Fuente: [5]).                                                               | 18 |
| Figura 2-9. Motor de combustión (Fuente: [8]).                                                           | 18 |
| Figura 2-10. Correa Plana (Fuente: [9]).                                                                 | 19 |
| Figura 2-11. Correa redonda (Fuente: [10]).                                                              | 19 |
| Figura 2-12. Correa trapezoidal (Fuente: [11]).                                                          | 20 |
| Figura 2-13. Correa hexagonal (Fuente: [10]).                                                            | 20 |
| Figura 2-14. Correa acanalada (Fuente: [10]).                                                            | 21 |
| Figura 2-15. Correa sincronizante (Fuente: [12]).                                                        | 21 |
| Figura 2-16. Engranaje cilíndrico recto de una caja de cambios de una motocicleta (Fuente: [13]).        | 22 |
| Figura 2-17. Engranaje cilíndrico helicoidal de ejes paralelos (Fuente: [10]).                           | 22 |
| Figura 2-18. Engranaje cilíndrico helicoidal de ejes cruzados (Fuente: [14]).                            | 23 |
| Figura 2-19. Tornillo sin fin (Fuente: [2]).                                                             | 23 |
| Figura 2-20. Cremallera (Fuente: [15]).                                                                  | 23 |
| Figura 2-21. Planetario (Fuente: [16]).                                                                  | 24 |
| Figura 2-22. Planos de un engranaje cónico recto (Fuente: [4]).                                          | 24 |
| Figura 2-23. Engranaje cónico helicoidal (Fuente: [10]).                                                 | 25 |
| Figura 2-24. Chuck Hull (Fuente: [17]).                                                                  | 25 |
| Figura 2-25. Primera impresora 3D (Fuente: [18]).                                                        | 26 |
| Figura 2-26. Primera prótesis de una pierna impresa en 3D (Fuente: [19]).                                | 27 |
| Figura 2-27. Primer avión impreso en 3D (Fuente: [20]).                                                  | 27 |
| Figura 2-28. Strati, el primer coche impreso en 3D (Fuente: [21]).                                       | 27 |
| Figura 2-29. Triangulación por láser (Fuente: [22]).                                                     | 28 |
| Figura 2-30. Pie de rey.                                                                                 | 29 |
| Figura 2-31. Máquina de medición por coordenadas (Fuente: [23]).                                         | 29 |
| Figura 2-32. Análisis de elementos finitos para ver el desplazamiento nodal de una biela (Fuente: [24]). | 30 |
| Figura 2-33. Ejemplo de compromiso entre tamaño de archivo y nivel de detalle (Fuente: [25]).            | 31 |

|                                                                                                 |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2-34. Funcionamiento de la estereolitografía (Fuente: [28]).                             | 31 |
| Figura 2-35. FDM (Fuente: [29]).                                                                | 32 |
| Figura 2-36. Funcionamiento de Sinterizado Selectivo por Láser (Fuente: [29]).                  | 32 |
| Figura 2-37. Funcionamiento LOM (Fuente: [30]).                                                 | 33 |
| Figura 2-38. RAMBO, el lanzagranadas impreso en 3D por la marina estadounidense (Fuente: [33]). | 34 |
| Figura 3-1. Winch 48 Lewmar.                                                                    | 35 |
| Figura 3-2. Winch 48 Lewmar desglosado.                                                         | 36 |
| Figura 3-3. Tambor.                                                                             | 37 |
| Figura 3-4. Rueda interior dentada del tambor.                                                  | 37 |
| Figura 3-5. Muecas de la parte superior del tambor.                                             | 37 |
| Figura 3-6. Eje de centro con sus respectivos agujeros.                                         | 38 |
| Figura 3-7. Huso principal montado (izquierda) y desmontado (derecha).                          | 38 |
| Figura 3-8. Estrías del huso principal.                                                         | 39 |
| Figura 3-9. Rueda solidaria al eje.                                                             | 39 |
| Figura 3-10. Utilidad principal del pasador.                                                    | 40 |
| Figura 3-11. Rueda inferior del huso principal.                                                 | 40 |
| Figura 3-12. Encastre de rueda dentada móvil con eje.                                           | 41 |
| Figura 3-13. Trinquetes y resorte del huso principal.                                           | 41 |
| Figura 3-14. Trinquetes y rueda deslizando.                                                     | 42 |
| Figura 3-15. Junta y tornillo.                                                                  | 42 |
| Figura 3-16. Winch montado.                                                                     | 43 |
| Figura 3-17. Botón presionado. Trinquetes abiertos (Fuente: [34]).                              | 43 |
| Figura 3-18. Botón desactivado. Trinquetes cerrados (Fuente: [34]).                             | 44 |
| Figura 3-19. Tapa superior embragada con el pasador del huso principal.                         | 44 |
| Figura 3-20. Plato de embrague en posición.                                                     | 45 |
| Figura 3-21. Estrías del plato de embrague en cara inferior.                                    | 45 |
| Figura 3-22. Eje 1 montado (izquierda) y desmontado (derecha).                                  | 46 |
| Figura 3-23. Rueda superior del eje 1.                                                          | 46 |
| Figura 3-24. Rueda inferior del eje 1.                                                          | 47 |
| Figura 3-25. Huso del eje 1.                                                                    | 47 |
| Figura 3-26. Junta del eje 1.                                                                   | 48 |
| Figura 3-27. Eje 2.                                                                             | 48 |
| Figura 3-28. Huso del eje 2.                                                                    | 49 |
| Figura 3-29. Junta del eje 2.                                                                   | 49 |
| Figura 3-30. Rodamientos pequeños en posición.                                                  | 50 |

|                                                                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3-31. Rodamientos grandes y mediano en posición. ....                                                      | 50 |
| Figura 3-32. Esquema de la primera velocidad. ....                                                                | 51 |
| Figura 3-33. Esquema de la segunda velocidad. ....                                                                | 52 |
| Figura 3-34. Esquema de la tercera velocidad. ....                                                                | 53 |
| Figura 3-35. Addendum y dedendum (Fuente: [37]). ....                                                             | 54 |
| Figura 3-36. Círculos de un engranaje (Fuente: [3]). ....                                                         | 55 |
| Figura 3-37. Espesores y alturas del diente (Fuente: [37]). ....                                                  | 57 |
| Figura 3-38. Picadura en flanco de dientes (Fuente: [39]). ....                                                   | 58 |
| Figura 3-39. Grieta en la base del diente (izquierda) y ruptura total de un diente (derecha) (Fuente: [42]). .... | 59 |
| Figura 3-40. Fuerzas en un engranaje. ....                                                                        | 60 |
| Figura 3-41. Valor aproximado del factor dinámico (Fuente: [37]). ....                                            | 61 |
| Figura 3-42. Factor de proporción del piñón (Fuente: [37]). ....                                                  | 62 |
| Figura 3-43. Factor de alineación de acoplamiento (Fuente: [37]). ....                                            | 63 |
| Figura 3-44. Factor de durabilidad $Z_N$ (Fuente: [37]). ....                                                     | 63 |
| Figura 3-45. Factor de relación de dureza (Fuente: [37]). ....                                                    | 65 |
| Figura 3-46. Factor de durabilidad $Y_N$ (Fuente: [37]). ....                                                     | 66 |
| Figura 3-47. Factor de geometría $J$ (Fuente: [43]). ....                                                         | 66 |
| Figura 3-48. Factor de espesor de llanta (Fuente: [37]). ....                                                     | 67 |
| Figura 3-49. Círculos primitivos característicos. ....                                                            | 70 |
| Figura 3-50. Copias auxiliares. ....                                                                              | 71 |
| Figura 3-51. Tangentes a las líneas auxiliares. ....                                                              | 71 |
| Figura 3-52. Involuta del diente. ....                                                                            | 71 |
| Figura 3-53. Involuta copiada con comando "Transformar". ....                                                     | 72 |
| Figura 3-54. Perfil de un diente. ....                                                                            | 72 |
| Figura 3-55. Croquis de una rueda dentada. ....                                                                   | 73 |
| Figura 3-56. Rueda dentada en Siemens NX. ....                                                                    | 73 |
| Figura 3-57. Nuevo modelo modificado de trinquete. ....                                                           | 74 |
| Figura 3-58. Rueda a solidarizar. ....                                                                            | 74 |
| Figura 3-59. Huso principal en Siemens NX. ....                                                                   | 75 |
| Figura 3-60. Eje 1 en Siemens NX. ....                                                                            | 75 |
| Figura 3-61. Eje 2 en Siemens NX. ....                                                                            | 76 |
| Figura 3-62. Soporte en Siemens NX. ....                                                                          | 77 |
| Figura 3-63. Tambor en Siemens NX. ....                                                                           | 77 |
| Figura 3-64. Ensamble de huso principal, eje 1, eje 2 y tambor con el soporte en Siemens NX. ...                  | 78 |

|                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 3-65. Parte superior (izquierda) y parte inferior (derecha) de la tapa superior en Siemens NX..... | 78 |
| Figura 3-66. Tapa superior ensamblada al winch en Siemens NX (separado). ....                             | 79 |
| Figura 3-67. Maneta y pasador en Siemens NX.....                                                          | 79 |
| Figura 3-68. Winch diseñado en Siemens NX al completo. ....                                               | 80 |
| Figura 4-1. Impresora 3D, Ultimaker 3. ....                                                               | 87 |
| Figura 4-2. Bobina de PLA gris. ....                                                                      | 88 |
| Figura 4-3. Interfaz Ultimaker Cura 3.6.0. ....                                                           | 88 |
| Figura 4-4. Piezas impresas en 3D. ....                                                                   | 89 |
| Figura 4-5. Conjuntos del winch impreso en 3D.....                                                        | 89 |
| Figura 4-6. Evolución del winch hasta el modelo 3D. ....                                                  | 90 |
| Figura 4-7. Error de tolerancia. ....                                                                     | 90 |
| Figura 4-8. Error con superficies cónicas. ....                                                           | 91 |
| Figura 4-9. Error con piezas esbeltas.....                                                                | 91 |
| Figura 5-1. Organigrama de la Jefatura de Apoyo Logístico.....                                            | 93 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|                                                                                                                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 3-1. Valores posibles en factor de sobrecarga (Fuente: [37]).....                                                                                                                                 | 60  |
| Tabla 3-2. Valor del factor de confiabilidad (Fuente: [37]).....                                                                                                                                        | 61  |
| Tabla 3-3. Factor de seguridad a picadura (Fuente: [37]).....                                                                                                                                           | 64  |
| Tabla 3-4. Valores de dureza Brinell para distintos materiales (Fuente: [41]). .....                                                                                                                    | 65  |
| Tabla 3-5. Factor de seguridad $S_F$ (Fuente: [37]).....                                                                                                                                                | 67  |
| Tabla 3-6. Valores de $\sigma_{HP}$ y $\sigma_{FP}$ (Fuente: [37]).....                                                                                                                                 | 68  |
| Tabla 3-7. $C_S$ según tipo de carga y tiempo de trabajo del engranaje (Fuente: [44]). .....                                                                                                            | 68  |
| Tabla 3-8. Factor de Lewis (Fuente: [44]). .....                                                                                                                                                        | 69  |
| Tabla 3-9. $S_{adm}$ de diferentes tipos de plásticos, probado a una temperatura de 20 °C (Fuente: [44]). .....                                                                                         | 69  |
| Tabla 4-1. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del huso principal y rueda superior del eje 2. ....                                                                                     | 82  |
| Tabla 4-2. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2. .... | 83  |
| Tabla 4-3. Resistencia a picadura en el engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2. ....                                                                        | 83  |
| Tabla 4-4. Resistencia a flexión en la base en el engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2. ....                                                              | 84  |
| Tabla 4-5. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del eje 2. ....                                                                                              | 85  |
| Tabla 4-6. Datos para método Dvorak.....                                                                                                                                                                | 85  |
| Tabla 4-7. Método Dvorak.....                                                                                                                                                                           | 85  |
| Tabla 4-8. Datos para método Kelley .....                                                                                                                                                               | 85  |
| Tabla 4-9. Método Kelley. ....                                                                                                                                                                          | 86  |
| Tabla 4-10. Datos para método Faires. ....                                                                                                                                                              | 86  |
| Tabla 4-11. Método Faires. ....                                                                                                                                                                         | 86  |
| Tabla 4-12. Diferencias de capacidad de carga entre engranaje sin modificar y el modificado. ....                                                                                                       | 87  |
| Tabla 7-0-1. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del huso principal y rueda superior del eje 2.....                                                                                    | 100 |
| Tabla 7-0-2. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del eje 2.....                                                                                             | 101 |
| Tabla 7-0-3. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del huso principal.....                                                                                    | 102 |
| Tabla 7-0-4. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del eje 1 y rueda interior del tambor.....                                                                                            | 103 |

## ÍNDICE DE ECUACIONES

|                                                                                           |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Ecuación 2-1. Relación de transmisión.....                                                | 15 |
| Ecuación 2-2. Equilibrio de momentos.....                                                 | 15 |
| Ecuación 2-3. Equilibrio de fuerzas. ....                                                 | 15 |
| Ecuación 2-4. Equilibrio de fuerzas en poleas móviles. ....                               | 15 |
| Ecuación 2-5. Equilibrio de fuerzas en polipastos (Fuente: [2])......                     | 16 |
| Ecuación 2-6. Fórmula de relación de transmisión en engranajes. ....                      | 22 |
| Ecuación 3-1. Relación de transmisión de la primera velocidad. ....                       | 51 |
| Ecuación 3-2. Relación de transmisión de la segunda velocidad.....                        | 52 |
| Ecuación 3-3. Fórmula de la relación de transmisión de un tren de engranajes ( [3]). .... | 53 |
| Ecuación 3-4. Diámetro raíz (Fuente: [3]). ....                                           | 54 |
| Ecuación 3-5. Diámetro de base (Fuente: [3]). ....                                        | 54 |
| Ecuación 3-6. Diámetro primitivo (Fuente: [3]). ....                                      | 54 |
| Ecuación 3-7. Diámetro primitivo de trabajo (Fuente: [37]). ....                          | 54 |
| Ecuación 3-8. Diámetro de cabeza (Fuente: [3])......                                      | 55 |
| Ecuación 3-9. Ángulo de presión transversal (Fuente: [37]). ....                          | 55 |
| Ecuación 3-10. Involuta del ángulo de presión transversal (Fuente: [37]) .....            | 55 |
| Ecuación 3-11. Ángulo de presión transversal de trabajo (Fuente: [37]) .....              | 55 |
| Ecuación 3-12. Paso transversal (Fuente: [3]). ....                                       | 56 |
| Ecuación 3-13. Paso transversal base (Fuente: [3])......                                  | 56 |
| Ecuación 3-14. Módulo (Fuente: [3]). ....                                                 | 56 |
| Ecuación 3-15. Espesor circular normal (Fuente: [37])......                               | 56 |
| Ecuación 3-16. Espesor cordal (Fuente: [37])......                                        | 56 |
| Ecuación 3-17. Altura cordal (Fuente: [37]). ....                                         | 56 |
| Ecuación 3-18. Distancia entre centros (Fuente: [3]) .....                                | 57 |
| Ecuación 3-19. Distancia entre centros de trabajo (Fuente: [37])......                    | 57 |
| Ecuación 3-20. Relación de contacto (Fuente: [37]). ....                                  | 57 |
| Ecuación 3-21. Tensión superficial a picadura (Fuente: [37])......                        | 58 |
| Ecuación 3-22. Tensión admisible superficial a picadura (Fuente: [37]). ....              | 58 |
| Ecuación 3-23. Condición para evitar picadura (Fuente: [37])......                        | 58 |
| Ecuación 3-24. Condición para evitar flexión en la base del diente (Fuente: [37]). ....   | 58 |
| Ecuación 3-25. Esfuerzo a flexión en la base del diente (Fuente: [37]). ....              | 58 |
| Ecuación 3-26. Esfuerzo admisible a flexión en la base del diente (Fuente: [37]). ....    | 59 |
| Ecuación 3-27. Fuerza tangencial (Fuente: [37]). ....                                     | 59 |
| Ecuación 3-28. Fuerza axial (Fuente: [3]). ....                                           | 59 |
| Ecuación 3-29. Fuerza radial (Fuente: [3]). ....                                          | 59 |

|                                                                |    |
|----------------------------------------------------------------|----|
| Ecuación 3-30. Factor de distribución de carga (Fuente: [37]). | 62 |
| Ecuación 3-31. Número de ciclos de carga (Fuente: [37]).       | 63 |
| Ecuación 3-32. Factor geométrico $Z_I$ (Fuente: [37]).         | 64 |
| Ecuación 3-33. Coeficiente de elasticidad (Fuente: [37]).      | 64 |
| Ecuación 3-34. Relación de respaldo (Fuente: [37]).            | 67 |
| Ecuación 3-35. Método Dvorak (Fuente: [44]).                   | 68 |
| Ecuación 3-36. Método Kelley (Fuente: [44]).                   | 69 |
| Ecuación 3-37. Método Faires (Fuente: [44]).                   | 70 |
| Ecuación 3-38. Carga dinámica (Fuente: [44]).                  | 70 |

# 1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

## 1.1 Introducción del TFG

Los sistemas de transmisión de potencia llevan existiendo desde tiempos remotos con la misión de llevar a cabo movimientos imposibles o inusuales para el ser humano. Suelen ser mecanismos de movimiento rotativo, véase en motores de combustión, los engranajes que contienen la caja de cambios para llevar la rotación desde el cigüeñal hasta la rueda del coche. También pueden estos elementos llevar a cabo traslaciones lineales, como puede ser una cadena de carga para levantar un peso elevado, o un brazo de grúa, para elevar objetos a grandes alturas.

En el mundo de la vela, los barcos son empujados por el viento, siendo la superficie vélica la que soporta el esfuerzo. Ahora bien, estas velas se sujetan mediante cabos que se hacen firme a la cubierta de la embarcación. Sin embargo, no están estos cabos inmóviles todo el tiempo que se navega, ya que dependiendo de la demora en la que venga el viento, se tiene que lascar o cobrar del cabo. Entonces, si todo el esfuerzo de la vela recae sobre los cabos, hace falta mucha fuerza para trabajar con ellos, y eso se consigue gracias a una máquina que va a bordo, llamada *winch*. Se podría asemejar a un cabrestante o molinete, que sirve para enrollar el cabo alrededor de él y, mediante varias velocidades, permite al operador cobrar del cabo con mayor velocidad y menos fuerza o, al contrario, más fuerza y menos velocidad para grandes esfuerzos.

En el interior alberga un sistema de engranajes que consiguen transmitir la fuerza que se aplica en la manivela hasta el cabo enrollado en el tambor del winch. Si bien es cierto, puede haber un día de temporal en el que fuertes rachas de viento azotan las velas, por tanto, el esfuerzo que llegan a sufrir los dientes de un engranaje no es baladí. Son largos periodos de tiempo a los que se someten a estas tensiones, ya que un barco está diseñado para navegar cerca de 30 años.

Normalmente, el material del que está hecho es de acero, bronce o aluminio mediante procesos con tratamiento térmico. Pero hoy en día, hay una revolución informática que está cambiando el mundo de la fabricación, esto es lo que comúnmente se conoce como la Industria 4.0. En especial, la impresora 3D es un invento relativamente reciente que permite llevar a cabo esta fabricación más rápida, aunque todavía en desarrollo, pero quién sabe si algún día remplazará el modelo convencional de fabricación. Su realización requiere de un diseño previo en programas informáticos que lo permitan, donde además de diseño, se pueden hacer simulaciones de movimiento o incluso cálculos para ver cómo se comportan a cierta situación.

La tecnología es algo a tener en cuenta en todo ámbito, porque está en desarrollo exponencial y concierne a todos. Es necesario acostumbrarse a ello porque traerá al mundo nuevos sistemas de funcionamiento en todo campo, incluso en las Fuerzas Armadas, por ello es interesante atender a este asunto porque puede traer una mejora sustancial en la operatividad de las unidades militares.

## 1.2 Objetivos

Uno de los objetivos de este trabajo será diseñar en el programa informático Siemens NX un modelo 3D de un winch para que sirva de docencia en materia de sistemas de transmisión, en especial sobre engranajes. Para ello, hace falta conocer el mecanismo que utiliza esta máquina para conseguir tres velocidades distintas en el mismo sentido. Se realizarán las modificaciones necesarias en el diseño para conseguir el mismo efecto que en el winch real, pero con el 100% del material impreso en 3D.

Por otro lado, el otro objetivo a alcanzar será realizar un estudio de la capacidad de carga que puede soportar el sistema de engranajes del winch en el peor de los casos, y ver si el winch que se toma como referencia lo aguanta o no. Además, ya que se va a imprimir en 3D, se tendrá un modelo funcional de plástico del winch, en el que se investigará también si soporta los esfuerzos, y si no lo consigue, lo cual es lo que se espera, qué dimensiones debería tomar el engranaje para hacerlo.

## 1.3 Estructura y metodología

Es necesario estar en conocimiento del mundo de la mecánica y los sistemas de transmisión que existen; además de conocer la historia de la impresión en 3 dimensiones, ya que es algo reciente, y los pasos a seguir para que, de la nada, se consiga un objeto impreso. Esto es lo que se trata en el Estado del Arte, para dar lugar al Desarrollo.

En el Desarrollo, para alcanzar los objetivos mencionados, se explica a fondo las piezas que tiene un winch y sus funciones dentro de él para conseguir las tres velocidades. A continuación, se lleva a cabo una explicación teórica sobre los engranajes, tanto de su geometría como de los factores a tener en cuenta a la hora del cálculo de la capacidad de carga. Se recurre al programa Excel para realizar de una manera más sencilla la gran cantidad de cálculos que implica lo anterior. Posteriormente, se diseña en Siemens NX las piezas necesarias para conseguir el winch que se desea imprimir, habiendo tomado anteriormente las dimensiones de ellas gracias a un pie de rey.

En la parte de Resultados simplemente se aplica las ecuaciones descritas en el apartado de Desarrollo, además de enseñar el modelo final que se imprima. La fabricación se consigue mediante la impresora que posee el Centro Universitario de la Defensa en Marín, que se llama Ultimaker 3, que requiere del programa informático llamado Ultimaker Cura 3.6.0 en el ordenador, donde se preparan los archivos a imprimir, y se le aplican los pasos previos a la impresión.

Por último, en Conclusiones y Líneas futuras, además de comentar los resultados y diferentes dificultades o impresiones que se hayan tenido a lo largo del trabajo, se propone una interesante idea de implantación de impresoras 3D a bordo de un buque de la Armada y, si es viable o no.

## 2 ESTADO DEL ARTE

### 2.1 La Transmisión de potencia.

La tecnología avanza en todos los campos que uno se pueda imaginar: fabricación, electrónica, informática, agricultura incluso, y por supuesto mecánica. En mecánica, si nos centramos en la transmisión de energía, lo que ahora es simplemente un coche movido por un motor, antiguamente eran caballos tirando de unas cintas; lo que ahora es un cabrestante (Figura 2-1), antes eran muchas personas tirando de un cable. Todo esto se consigue con los sistemas de transmisión. La necesidad de estos sistemas es obvia, ya sea por la relación de la fuerza que alguien emplea y la que al final se consigue aplicar, o también por la incapacidad de que un ser vivo pueda aguantar tales energías como la de un motor de combustión, por ejemplo.



**Figura 2-1. Cabrestante (Fuente: [1]).**

La transmisión de potencia consiste en el traslado de la energía provocada por un elemento motor hasta un punto de aplicación. Véase, el traslado de la fuerza que ejercen los pistones de un motor, pasando por la caja de cambios, hasta las ruedas; la fuerza que una persona ejerce sobre un winch, mediante engranajes, cobra de una estacha o cabo con una tensión elevada; la fuerza que se realiza pedaleando en una bicicleta, por una transmisión mediante cadenas (normalmente), mueve las ruedas; y así una infinidad de máquinas.

En la mayoría de los casos la transmisión se realiza mediante elementos rotantes, ya que el espacio que ocupan estos es bastante menor que aquella por traslación.

Antes de nada, es necesario definir un concepto clave, la relación de transmisión ( $u$ ). Esta es, el cociente de la velocidad del eje motor ( $n_1$ ) entre la velocidad del eje movido ( $n_2$ ).

$$u = \frac{n_1}{n_2}$$

**Ecuación 2-1. Relación de transmisión.**

- Si  $u < 1$ . Es un sistema reductor. Cuanto más se acerca a 0, mayor es la diferencia de velocidades.
- Si  $u > 1$ . Es un sistema multiplicador. Cuanto mayor es el valor, mayor es la diferencia de velocidades.

Se pueden diferenciar cuatro tipos principales de transmisión de potencia: por poleas, por cadenas, por correas y por engranajes.

### 2.1.1 Poleas

Es el más sencillo, constituido por un disco con acabado superficial determinado para proporcionar un índice de rozamiento alto que mejora las condiciones para la transmisión, y una cinta o cable, a la cual, a un extremo se le pone la carga a trasladar,  $R$  y del otro extremo se ejerce la fuerza,  $F$ , como se ilustra en la Figura 2-2. Un claro ejemplo son las máquinas de gimnasio y aparatos de musculación. Para que el sistema esté en equilibrio, se tendrá que cumplir un equilibrio entre momentos:

$$F * r = R * r$$

**Ecuación 2-2. Equilibrio de momentos.**

Siendo  $r$  el radio de la polea. Y si se simplifica, se tiene que:

$$F = R$$

**Ecuación 2-3. Equilibrio de fuerzas.**

Eso sí, esto se cumple para el caso de la polea simple, pero esto cambia cuando se tiene otra tipología. Se pueden distinguir tres tipos de polea.

#### 2.1.1.1 Polea simple

Se compone de una polea fija (Figura 2-2), y se cumple lo ya dicho anteriormente (Ecuación 2-3).

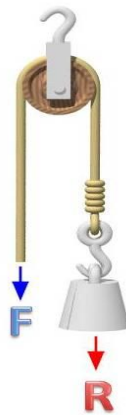


**Figura 2-2. Polea simple (Fuente: [2]).**

#### 2.1.1.2 Polea móvil

Está compuesta por una polea fija y otra móvil que se desplaza linealmente al subir y al bajar. La polea móvil estará en equilibrio cuando:

$$F = \frac{R}{2}$$

**Ecuación 2-4. Equilibrio de fuerzas en poleas móviles.**

Es un sistema que reduce el esfuerzo que hay que aplicar para levantar la misma carga, en este caso (Figura 2-3) a la mitad. Cuantas más poleas móviles, más se reduce el esfuerzo, proporcionalmente.

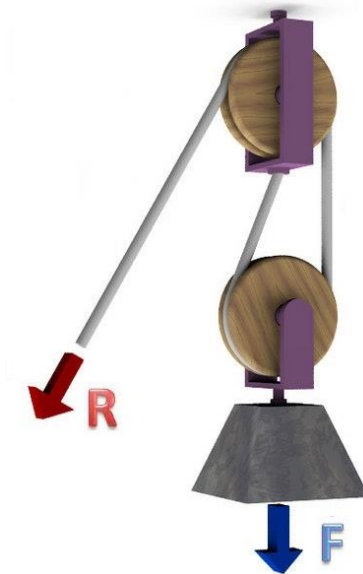


Figura 2-3. Polea móvil (Fuente: [2]).

### 2.1.1.3 Polipastos

Es un sistema especial que debe estar compuesto por un número par de poleas, la mitad fijas y la otra mitad móviles (Figura 2-4). Así se consiguen grandes reducciones pudiendo soportar grandes cargas, como por ejemplo en ascensores. En este caso, para que el sistema esté en equilibrio se tiene que cumplir lo siguiente:

$$F = \frac{R}{2^n}$$

Ecuación 2-5. Equilibrio de fuerzas en polipastos (Fuente: [2]).

Siendo  $n$  el número de poleas móviles.

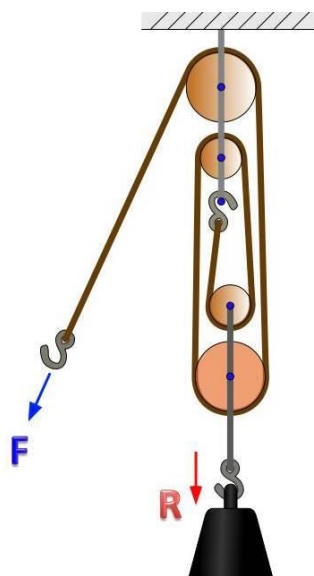


Figura 2-4. Polipasto (Fuente: [2]).

### 2.1.2 Cadenas

Es el sistema más idóneo para grandes pares de fuerza y velocidades de ejes de transmisión entre medias y bajas. Tienen que tener una gran sección resistente, ello se consigue poniendo más placas de unión entre eslabones (Figura 2-5). Existen tres tipos de transmisión por cadenas (según fuente [4]): cadenas de transmisión de potencia, de manutención y de carga.

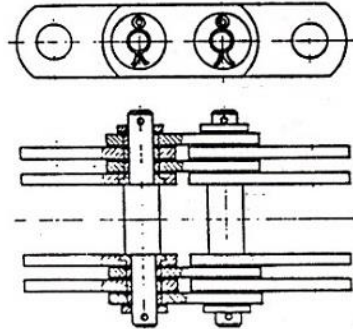


Figura 2-5. Placas de unión entre eslabones (Fuente: [3]).

#### 2.1.2.1 De transmisión de potencia

Su misión es transmitir el giro entre ejes a cierta velocidad. Contiene ruedas dentadas, llamada comúnmente como ruedas estrella, y en vez de cinta o cable, por ellas corren cadenas (Figura 2-6). El movimiento y la fuerza, en este caso se transmiten a una distancia determinada entre ruedas manteniendo el sentido de giro.



Figura 2-6. Cadena de transmisión de potencia (Fuente: [3]).

#### 2.1.2.2 De manutención

Se usan como elemento transportador (Figura 2-7), por lo que tienen una geometría específica en los eslabones.



Figura 2-7. Cadena de manutención (Fuente: [4]).

### 2.1.2.3 De carga

Transmiten una fuerza entre dos puntos, normalmente, en la misma línea vertical. Un ejemplo son las cadenas que se utilizan para elevación de cargas (Figura 2-8).



**Figura 2-8. Cadena de carga (Fuente: [5]).**

### 2.1.3 Correas

Se basa en un elemento flexible que transmite potencia mecánica entre dos o más ejes separados una distancia. Se compone de una cinta, dos ejes o más (uno conductor y los otros conducidos) y elementos tensores, si lo necesitan. Un uso típico es la correa de distribución entre el cigüeñal de un motor de combustión y el árbol de levas (Figura 2-9).

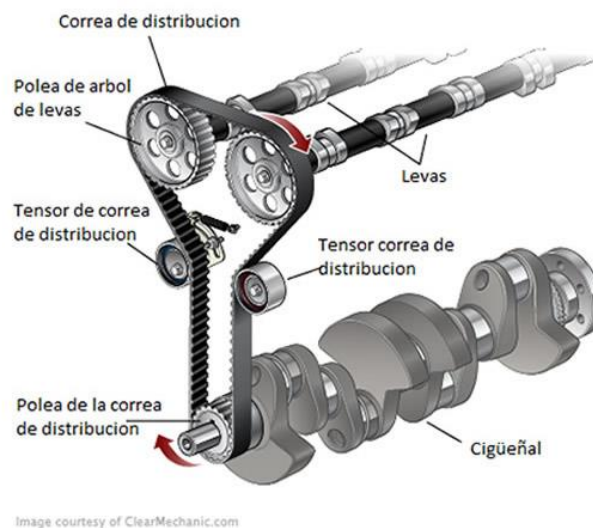


**Figura 2-9. Motor de combustión (Fuente: [8]).**

Es un sistema simplificado, de bajo coste, e idóneo para transmitir potencia a distancias grandes entre ejes permitiendo una velocidad alta. Si se compara con las cadenas, es más silencioso y absorbe mejor las vibraciones y cargas de choque. En cambio, su vida útil es relativamente corta debido al desgaste y pérdida de elasticidad de la cinta. Esto requiere un ambiente de trabajo sin polvo, suciedad, humedad, grasa o aceite, y tampoco admite altas temperaturas. También hay que destacar que la relación de transmisión no es exactamente constante porque existe riesgo de deslizamiento ya que este tipo depende mucho del rozamiento entre cinta y polea del eje.

Se pueden destacar seis tipos de correas: planas, redondas, trapezoidales, hexagonales, acanaladas y sincronizantes.

### 2.1.3.1 Correas planas

Son simples, silenciosas y baratas, y se caracterizan por tener una sección rectangular (Figura 2-10). Son idóneas para cuando se requiere alta velocidad, altas potencias con grandes distancias entre ejes y diámetros pequeños de poleas.

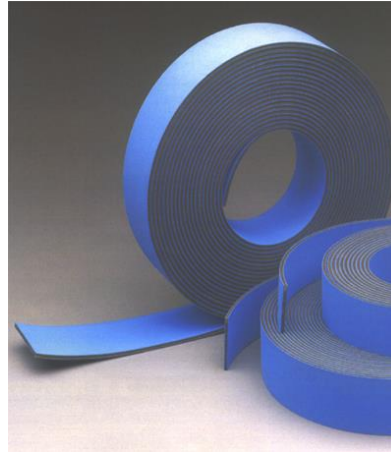


Figura 2-10. Correa Plana (Fuente: [9]).

### 2.1.3.2 Redondas

No son de uso común, aunque es buena opción para equipos de aplicación con poca responsabilidad y poca potencia. Su sección es circular (Figura 2-11). Un ejemplo puede ser una máquina de coser.



Figura 2-11. Correa redonda (Fuente: [10]).

### 2.1.3.3 Trapezoidales

Son las de mayor aplicación, con un perfil en forma de trapecio (Figura 2-12). La garganta de la polea tiene forma trapezoidal de manera que la cinta se apoya sobre sus laterales en la garganta. Su uso es normalmente para distancias entre ejes pequeña y grandes relaciones de transmisión. Además, permite mayor fuerza a tracción debido a su forma. En caso de actuar con velocidades altas, estas pueden ser dentadas.



**Figura 2-12. Correa trapezoidal (Fuente: [11]).**

#### **2.1.3.4 Hexagonales**

Son similares a las anteriores, solo que este tipo es empleado cuando hace falta transmitir potencias por ambas caras de la correa (Figura 2-13).



**Figura 2-13. Correa hexagonal (Fuente: [10]).**

#### **2.1.3.5 Acanaladas**

Los canales de la cinta (Figura 2-14) coinciden con estrías en las poleas, esto hace el sistema más estable. La tensión de flexión que sufren es menor que en las trapezoidales, por lo que las acanaladas o estriadas son capaces de aguantar niveles altos.



Figura 2-14. Correa acanalada (Fuente: [10]).

#### 2.1.3.6 Sincronizantes

Son el tipo con mayor rendimiento (cerca del 99%). Requieren de poleas dentadas. Esto significa que no solo depende de la fricción, sino que también de la forma de los elementos. Son capaces de transmitir altas cargas, además, en un espacio reducido. Se podría decir que es un sistema robusto y compacto. Como inconveniente cabe destacar que el diseño y montaje es el más complejo, y que hay que tener en cuenta que sufre mayor tensión debido a la interacción entre dientes (Figura 2-15).



Figura 2-15. Correa sincronizante (Fuente: [12]).

#### 2.1.4 Por Engranaje.

Lo que caracteriza este sistema de transmisión es la gran exactitud en la relación de transmisión, por eso es comúnmente utilizado en maquinaria de precisión. También permite utilizar materiales robustos (acero, por ejemplo), lo cual admite grandes pares de fuerza a gran velocidad, sin perder la constancia en la relación de transmisión. En general, el funcionamiento se basa en una rueda dentada solidaria al eje motor, con velocidad de giro  $n_1$ , y número de dientes  $z_1$ , que transmite el movimiento a la rueda dentada solidaria al eje conducido, con velocidad de giro  $n_2$ , y número de dientes  $z_2$ . La relación de transmisión es el cociente entre velocidades conductora entre conducida, pero también se puede hallar con el cociente entre número de dientes, aunque en este caso ocurre con conducida entre conductora (Ecuación 2-6). Se pueden distinguir varios tipos de engranajes (según fuente [4]):

cilíndrico recto, cilíndrico helicoidal, tornillo sin fin, de cremallera, planetario, cónico recto y cónico helicoidal.

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

**Ecuación 2-6. Fórmula de relación de transmisión en engranajes.**

#### **2.1.4.1 Cilíndrico recto**

Se emplean para transmitir el movimiento entre árboles paralelos (Figura 2-16). Son de ejecución sencilla, pero como la relación de contacto (3.3.8) es bajo y el contacto entre dientes es brusco, no son adecuadas para grandes potencias y elevadas velocidades de giro.



**Figura 2-16. Engranaje cilíndrico recto de una caja de cambios de una motocicleta (Fuente: [13]).**

#### **2.1.4.2 Cilíndrico helicoidal**

Son ruedas cilíndricas que se caracterizan por el ángulo que forma el dentado con el eje axial. Dicho ángulo tiene que ser el mismo para las dos ruedas que engranan. Son más suaves y silenciosas que los engranajes cilíndricos rectos, pero producen esfuerzos axiales. Para ello habrá que tener unos rodamientos adecuados. Sirven para transmitir el movimiento entre árboles paralelos (Figura 2-17) o que se cruzan en el espacio (Figura 2-18).



**Figura 2-17. Engranaje cilíndrico helicoidal de ejes paralelos (Fuente: [10]).**



Figura 2-18. Engranaje cilíndrico helicoidal de ejes cruzados (Fuente: [14]).

#### 2.1.4.3 Tornillo sin fin

Son una variedad de los anteriores. Está compuesto por un tornillo con dentado helicoidal y una rueda dentada llamada corona, solidaria al eje (Figura 2-19). Se emplean cuando los ejes se cruzan en el espacio formando un ángulo recto. Un ejemplo puede ser el timón de un barco, en el cual, al darle vueltas al timón, este está solidario al tornillo, y el tornillo se lo transmite a la corona, que ya mediante otros sistemas hacen que el movimiento llegue al servo de gobierno de un barco. Permite grandes relaciones de transmisión.

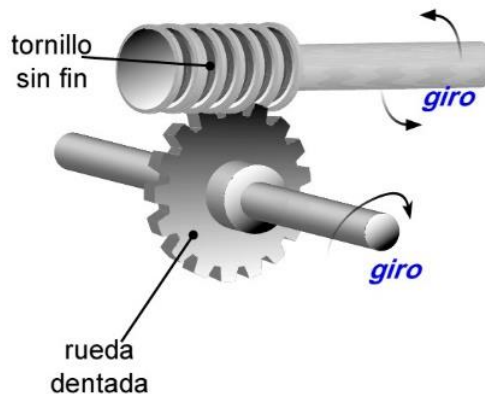


Figura 2-19. Tornillo sin fin (Fuente: [2]).

#### 2.1.4.4 Cremallera

Se puede considerar como ruedas dentadas de radio infinito. Se limitan a transformar un movimiento circular en uno lineal (Figura 2-20). Esto es útil para crear brazos de grúa, por ejemplo, para elevar objetos a grandes alturas.



Figura 2-20. Cremallera (Fuente: [15]).

### 2.1.4.5 Epicicloidal o planetario

Es un sistema que permite varias desmultiplicaciones en un solo juego. Hay que destacar 4 partes en un sistema planetario estándar: planeta, satélites, portasatélites y corona (Figura 2-21).

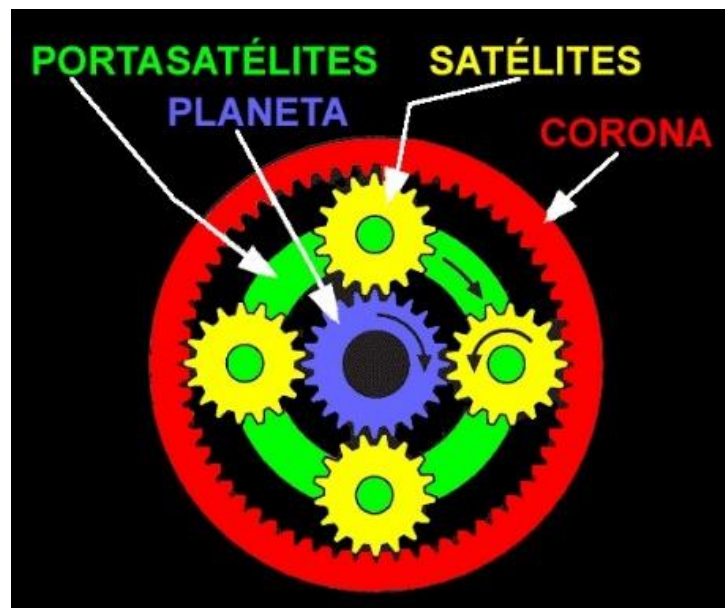


Figura 2-21. Planetario (Fuente: [16]).

El planeta es una rueda con dentado exterior que constituye la parte interior del engranaje. Los satélites suelen ser 3 o 4, y son de dentado exterior. Estas pueden estar fijas con relación al planeta y la corona, o bien girar sobre ellos. En cuanto al portasatélites, es una pieza que une simplemente los satélites. La corona es una rueda de dentado interior, engranado en los satélites.

Ahora bien, dependiendo de la función del planetario y el movimiento que quiera transmitir, unos elementos estarán fijos o móviles respecto a otros con los que está en contacto.

### 2.1.4.6 Cónico recto

Se emplean para transmitir movimiento entre árboles que se cortan en un punto. Los dientes engranados de ambas ruedas forman una línea que pasa por el punto de intersección entre dichos ejes (Figura 2-22).

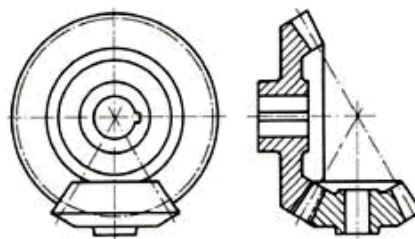


Figura 2-22. Planos de un engranaje cónico recto (Fuente: [4]).

### 2.1.4.7 Cónico helicoidal

Es similar al anterior, con la diferencia de que son más silenciosos. Se puede destacar un tipo especial, y son aquellos que tienen dentado en hipoide, que permite engranar ejes que no se cortan ni se cruzan en el espacio (Figura 2-23).



Figura 2-23. Engranaje cónico helicoidal (Fuente: [10]).

## 2.2 La impresión en 3D

A continuación, se presentará todo lo que hay que conocer sobre el mundo de la impresión en 3D, desde la historia hasta como diseñar en programas informáticos un objeto para posterior impresión.

### 2.2.1 Historia de la impresión en 3D

Hay que remontarse al año 1980 para llegar a los primeros intentos de impresión en 3 dimensiones, cuando aún la gente tenía la mente centrada en 2 dimensiones. Un conde japonés llamado Hideo Kodama describió un sistema de prototipado rápido de fotopolímeros. Su idea era utilizar una vasija de fotopolímero, y utilizar luz ultravioleta para endurecerla, pero no consiguió ir más allá.

Es en 1986, cuando el estadounidense Chuck Hull inventa la estereolitografía (SLA), un proceso por el que un objeto en 3D puede ser creado a partir de elementos digitales, basando en una impresión capa por capa utilizando la luz UV para solidificar una resina y crear polímeros. Esto supuso un gran avance a la hora de crear un prototipo de un producto que posteriormente se vaya a sacar al mercado, pero de una manera más rápida y económica. Es a Chuck Hull (Figura 2-24) a quién se le considera el padre de la impresión 3D.



Figura 2-24. Chuck Hull (Fuente: [17]).

Al año siguiente surgió la primera idea alternativa a la estereolitografía, creada por Carl Deckard. Este proceso es el llamado Sinterizado Selectivo por Láser (SLS), en el que en lugar de resina utiliza partículas de polvo y, mediante un láser de dióxido de carbono de potencia media, consigue fusionar.

Dos años más tarde, en 1989, Scott Crump y su esposa Lisa Crump, crearon el Modelado por Deposición Fundida (FDM). Este último, junto al SLS y la SLA, constituyen los principales métodos de funcionamiento de una máquina que imprime en 3D, que posteriormente (en 2.2.5) se desarrollarán con más detalle. El FDM consiste en la extrusión de un material termoplástico mediante una boquilla móvil que va conformando la geometría del objeto.

Pero hay que esperar hasta 1992 para encontrar la primera impresora en 3D (Figura 2-25), cuyo procedimiento usado era la estereolitografía. Fue creada por la compañía 3D Systems, una empresa de avance tecnológico en impresión en 3D fundada por el mismo Chuck Hull. Se pudo demostrar que realmente era capaz de crear objetos de compleja geometría durante la noche.



**Figura 2-25. Primera impresora 3D (Fuente: [18]).**

Al cabo del tiempo, se pensó que la impresión en 3D podía ir más allá de la ingeniería. Y así fue, en 1999 trajo avances en el ámbito de la medicina, cuando se aplicó un aumento de una vejiga urinaria humana utilizando un recubrimiento sintético a partir de sus propias células, por tanto, no había riesgo de rechazo. Además, en 2002, se diseñó un riñón en miniatura, de carácter funcional, que era capaz de filtrar sangre y producir orina en un animal.

En 2005 se crea el Proyecto RepRap, una iniciativa para construir una máquina capaz de construir sus propios componentes. Esto conseguiría una expansión del prototipado rápido que podría facilitar a todo el mundo la obtención de objetos a diario. Pero hay que esperar hasta el 2008 para encontrar la primera máquina autorreplicable. Dos años antes, en 2006, con la idea de Carl Deckard, se construye la primera máquina de tipo SLS de funcionamiento correcto.

De aquí en adelante, el mundo de la impresión 3D no ha hecho más que crecer, aprovechando al máximo toda su operatividad. No hay más que ver los avances que se consiguieron, tales como: la primera prótesis en 3D, la cuál era una pierna (Figura 2-26); el primer avión (no tripulado) impreso en 3D (Figura 2-27); o el primer coche impreso en 3D, aunque hay que aclarar que fue sólo la carrocería (Figura 2-28).



**Figura 2-26. Primera prótesis de una pierna impresa en 3D (Fuente: [19]).**



**Figura 2-27. Primer avión impreso en 3D (Fuente: [20]).**



**Figura 2-28. Strati, el primer coche impreso en 3D (Fuente: [21]).**

A día de hoy, la impresión en 3D, no es ya nada extraordinario. Las universidades tienen varios ejemplares para su estudio, toda ingeniería tiene una para un prototipado rápido y cada vez se expande más a cualquier tipo de cliente, viendo que los precios van desde 100 euros las más baratas, hasta las más sofisticadas máquinas, de varios miles de euros.

### 2.2.2 Adquisición de geometrías

Hoy en día, casi cualquier objeto se puede encontrar en librerías informáticas, donde se pueden descargar e imprimir. Pero anteriormente alguien tuvo que crear ese fichero. ¿Cómo se crean? Se distinguen 3 modos (según [4]), los cuales se muestran a continuación.

#### 2.2.2.1 Escaneado 3D

Mediante el escáner se consiguen las formas más precisas. Los funcionamientos más comunes son la triangulación y por tiempo de vuelo. La triangulación no es más que un haz de luz que lanza el emisor hacia el objeto a estudiar, y mediante una cámara que hace de receptor se busca la proyección del haz de luz sobre el mismo (Figura 2-29). Dependiendo de la orientación, el receptor va creando las formas del objeto. El otro método es más simple. En tiempo de vuelo se manda un pulso de luz y se activa el cronómetro. Al volver el mismo pulso se para el cronómetro, y sabiendo el tiempo que ha tardado y la velocidad a la que iba (velocidad de la luz), se obtiene la distancia al objeto en cuestión.

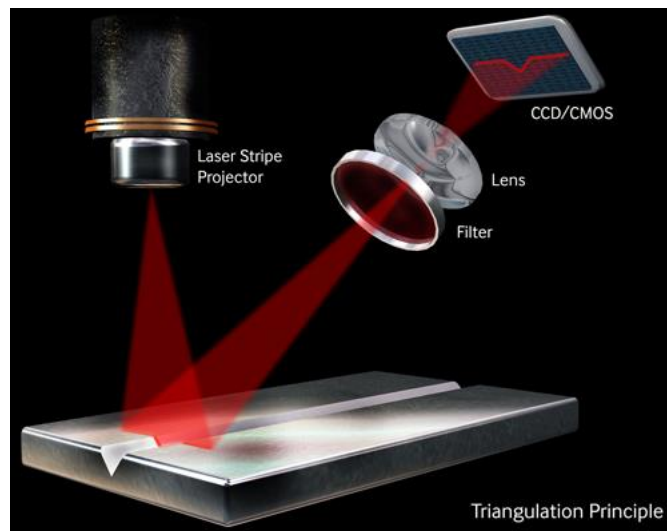


Figura 2-29. Triangulación por láser (Fuente: [22]).

#### 2.2.2.2 Manual

Es el método menos costoso y que está más al alcance de todo tipo de usuario. Lo único que hace falta son elementos de medida como el pie de rey (Figura 2-30), herramienta que será utilizada en este mismo proyecto. Estos datos se anotan y se crea manualmente en un programa CAD (2.2.3.1).



Figura 2-30. Pie de rey.

### 2.2.2.3 Máquina de medición por coordenadas

Esta máquina puede ser operada manualmente, o automáticamente mediante programación CNC (*Computer Numerical Control*). Este último es un método por el que mediante instrucciones se le indica a la máquina la trayectoria a seguir en la medición. La máquina contiene un brazo medidor, y en su extremo tiene un palpador que cuando contacta con el objeto lo registra (Figura 2-31). Este proceso se repite a lo largo de puntos característicos de la geometría a medir. Puede durar varias horas hasta que se tiene el objeto final. Obviamente, la duración dependerá de la complejidad de la geometría del objeto, cuanto más complejo, mayor duración.



Figura 2-31. Máquina de medición por coordenadas (Fuente: [23]).

### 2.2.3 Modelado en 3D mediante técnicas computacionales

Para entender todo el proceso de modelado hasta llegar a la impresión en 3D, hay que definir unos pasos previos, que son los programas de CAD, CAE y CAM. Una vez se miden los objetos, se pasan los datos a estos programas informáticos. Todas ellas comienzan por las letras CA, que significa *Computer-Aided*, esto quiere decir que es necesario una computadora para conseguir un objetivo particular mediante programas informáticos.

#### 2.2.3.1 CAD

Significa *Computer-Aided Design*, consiste en programas que, como su propio nombre indica, ayuda a diseñar un producto por ordenador, crearlo, modificarlo e incluso optimizarlo mediante herramientas informáticas. Estos programas CAD, son comúnmente utilizados por ingenieros para que sus compañías lleven a cabo el modelado de sus ideas antes de sacar un prototipo, pero también lo utilizan arquitectos y diseñadores de interiores. Un ejemplo de estos programas es AutoCAD.

#### 2.2.3.2 CAE

Hay un amplio uso de programas que ayudan a la tarea de ingeniería. Estos incluyen análisis de elementos finitos (FEM), mecánica de fluidos computacional (CFD), optimización, y muchos más ejemplos que apoyan a la tarea de ingeniería componen un grupo de herramientas CAE (*Computer-Aided Engineering*). Son utilizados, por ejemplo, para analizar la solidez y rendimiento de los componentes y ensambles de un mecanismo. Se les introducen parámetros de esfuerzos que sufrirán en funcionamiento, y mediante una red nodal creada alrededor del objeto, se puede ver en cada nodo los efectos experimentados con los parámetros determinados. Es muy útil a la hora de estudiar los puntos que más sufren de un objeto o cuales se deforman más (Figura 2-32).

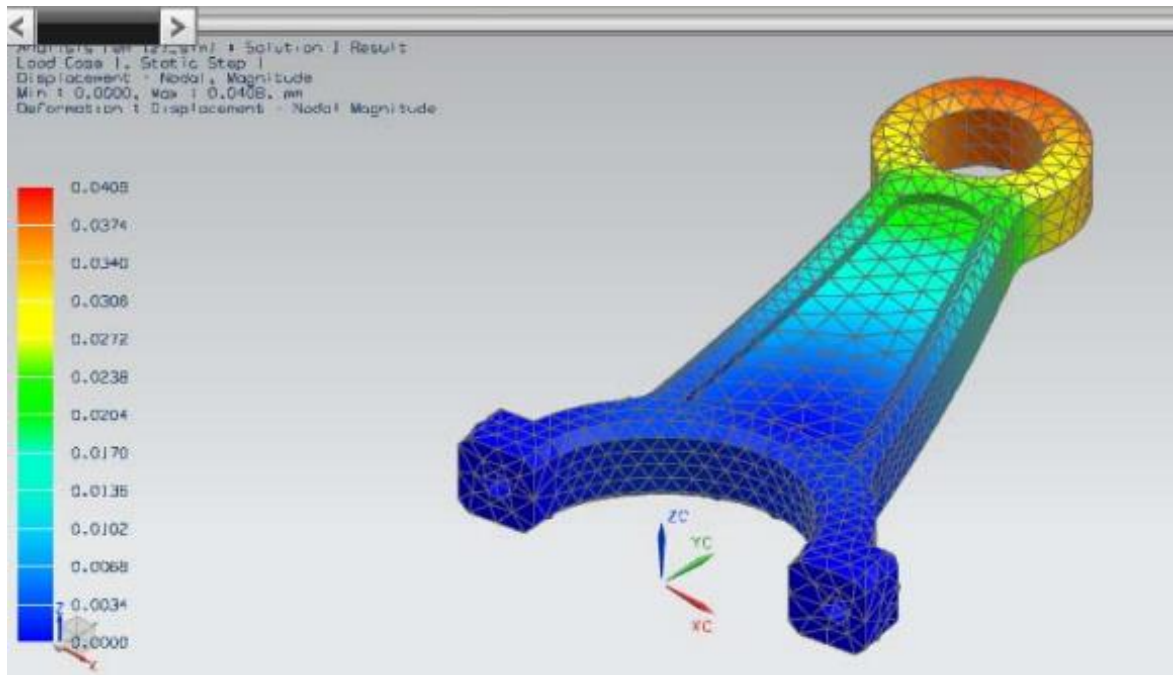


Figura 2-32. Análisis de elementos finitos para ver el desplazamiento nodal de una biela (Fuente: [24]).

### 2.2.3.3 CAM

Es la parte de fabricación, *Computer-Aided Manufacturing*. Son sistemas informáticos que ayudan a generar los programas de Control Numérico necesarios para fabricar piezas en máquinas con CNC. Necesita como datos de entrada información como la geometría de la pieza, tipo de operación, herramienta a emplear y condiciones de corte. Como salida se obtiene las trayectorias de la herramienta para conseguir el mecanizado correcto. Un claro ejemplo de programa es Siemens NX, herramienta fundamental de este trabajo, que reúne las propiedades de CAD, CAE y CAM.

### 2.2.4 Archivos “.STL”

Con el ejemplo dado de Siemens NX se tienen archivos con terminación “.PRT”. Sin embargo, no es el formato que las impresoras 3D necesitan para procesar y fabricar. Dichos formatos son aquellos con terminación “.STL”.

Es el formato estándar adoptado para la impresión en 3D. Un objeto diseñado en un programa CAD, al convertirlo en archivo “.STL”, la superficie es mallada por una serie de pequeños triángulos. Para que un objeto se construya correctamente, estos pequeños triángulos que definen la superficie deben encajar perfectamente entre ellos sin huecos ni superposiciones. Cabe destacar, que cuanto mayor número de triángulos, mayor peso del archivo, y mejor definición en la mayoría de los casos (en superficies planas no). Es por eso, por lo que conviene llegar a un compromiso entre tamaño de archivo de nivel de detalle (Figura 2-33).



Figura 2-33. Ejemplo de compromiso entre tamaño de archivo y nivel de detalle (Fuente: [25]).

Es posible representar múltiples cuerpos en un único archivo “.STL” y a veces incluso color. Pero no quiere decir que todo archivo “.STL” siempre se imprima, porque estos ficheros pueden dejar fallos estructurales. Por eso se dice que el formato en cuestión permite mucho, pero garantiza poco [26].

### 2.2.5 Tipos de impresora 3D

Los tipos de impresora más comunes ya han sido mencionados brevemente (SLA, SLS, FDM), pero la tecnología ha avanzado y estos se han desarrollado más aún, además de que existen otros tipos innovadores en este campo. A continuación, se mostrarán los tipos más importantes y se desarrollarán su funcionamiento (según [26] y [27]).

#### 2.2.5.1 Estereolitografía

Esta técnica está basada en la solidificación de una resina líquida por exposición a un láser de luz UV, que consigue el objeto final solidificando capa a capa las secciones transversales del objeto. Una vez termina con una capa, existe un elevador que sube o baja la plataforma con lo ya solidificado. Posteriormente, continúa con la siguiente sección transversal, y así, sucesivamente hasta completar la figura completa (Figura 2-34).

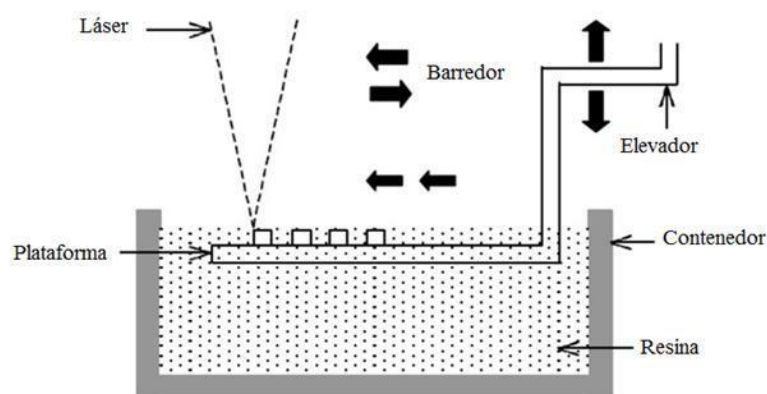


Figura 2-34. Funcionamiento de la estereolitografía (Fuente: [28]).

Es una máquina rápida, que es capaz de construir objetos en menos de un día, dependiendo de la complejidad; el acabado superficial es sobresaliente; y puede imprimir piezas relativamente grandes, hasta 2 metros de largo y casi 1 metro de alto. En cambio, estas máquinas son costosas, sensibles a la

humedad y a la temperatura, y además las resinas utilizadas son más frágiles y menos flexibles que los resultados conseguidos por otros tipos de máquinas.

### 2.2.5.2 Modelado por deposición fundida

Consiste en calentar un material termoplástico (por lo general, ABS) o cera, para su posterior extrusión mediante una boquilla que se va moviendo mientras forma la geometría del objeto (Figura 2-35).

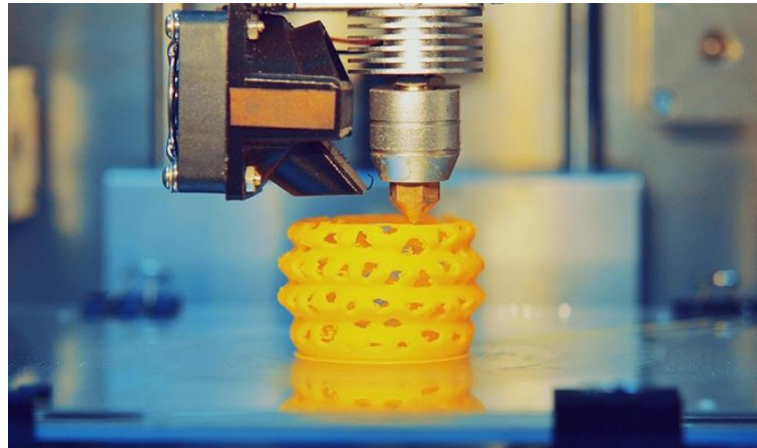


Figura 2-35. FDM (Fuente: [29]).

Lo bueno que tiene esta máquina es que permite una variedad de materiales, casi no genera residuos y son rápidas para piezas pequeñas y huecas, ya que esta impresora es sencilla y de tamaño reducido. Aunque hay que destacar, que este procedimiento es de abajo hacia arriba a lo largo de la impresión, por lo que requiere de soportes si se van a construir partes que sobre salen mucho. Asimismo, no son adecuadas para piezas grandes y gruesas.

### 2.2.5.3 Sinterizado Selectivo por Láser

El sistema de funcionamiento es similar al visto en el apartado 2.2.5.1, solo que, en vez de resina, se tiene el material en polvo. Este polvo se almacena en un continente, y se va cogiendo de ahí cuando se requiera, llevándolo al pistón donde se conforma el objeto. En este caso el pistón va bajando y el láser crea la pieza capa por capa mediante la fusión de las partículas. Este proceso se ilustra en la Figura 2-36. Al utilizar polvo en lugar de líquido como hacen otras tecnologías, no es necesario crear estructuras de soporte.

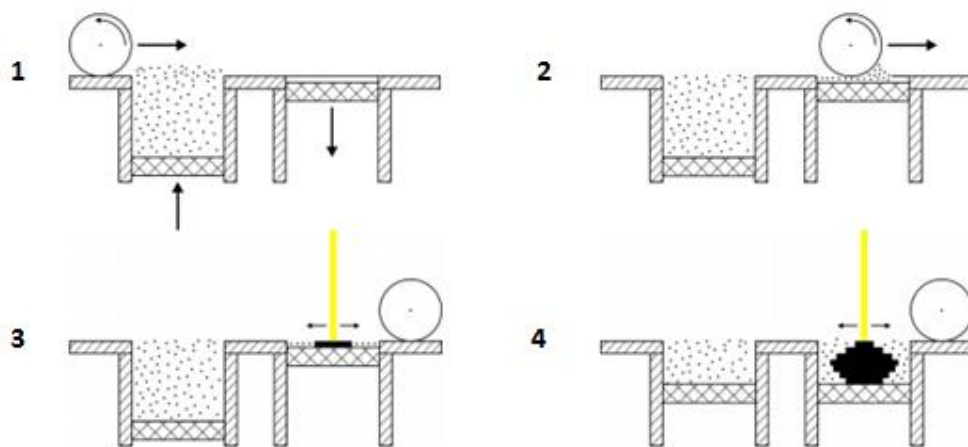


Figura 2-36. Funcionamiento de Sinterizado Selectivo por Láser (Fuente: [29]).

#### 2.2.5.4 Fabricación Laminada de Objetos

Estas máquinas también utilizan un láser, pero en este caso como elemento de corte. El material a utilizar se lamina y se recubre con adhesivo, para que un rodillo las pegue capa tras capa por presión y calor. El láser corta el perímetro de la sección transversal modelada en programa CAD, y una plataforma desciende lo construido, para seguir con el mismo proceso con la siguiente capa (Figura 2-37).

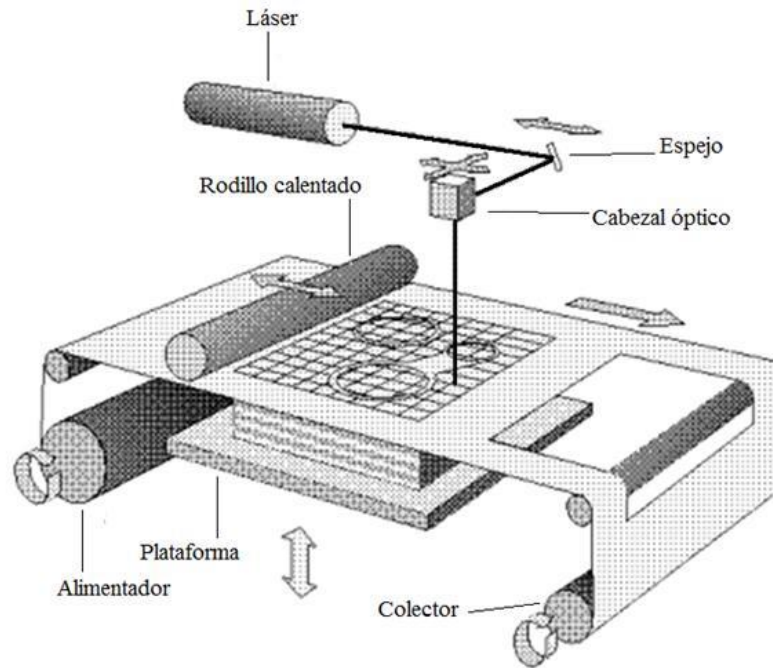


Figura 2-37. Funcionamiento LOM (Fuente: [30]).

Son simples y no utilizan soportes, son económicos y además adecuados para rapidez con piezas voluminosas. Eso sí, la precisión que se consigue con estas máquinas es menor que con SLA o SLS, y por tanto se obtienen piezas de baja calidad, por lo general.

#### 2.2.5.5 Fusión por haz de electrones

Es muy parecido al SLS. La materia prima se deposita en tanques alimentadores, y se van colocando capas de este polvo sobre una plataforma. Esta capa se precalienta y posteriormente, en lugar de utilizar láser, se aplica un haz de electrones sobre una sección programada anteriormente, y fusiona el polvo para que se unan las partículas. La plataforma baja y se sigue con la siguiente capa [29]. Son máquinas muy modernas que actualmente solo las utilizan una empresa sueca llamada ARCAM. Es idóneo para fabricar implantes o piezas de interés aeronáutico. Son muy costosas y requieren de soporte.

#### 2.2.6 Ingeniería inversa

Todo lo explicado anteriormente a lo largo del apartado 2.2, desde los programas hasta la impresión en 3D, constituyen un importante concepto, y es el de la ingeniería inversa. Este es un proceso por el cual se obtiene información de un producto dado, para poder diseñar un modelo virtual en programas CAD, modificarlo o incluso hasta optimizarlo, y finalmente fabricar un producto similar que consiga el mismo objetivo que el primero. Gracias a esto, se introducen la expresión de *Rapid Prototyping*, que como su nombre indica, es un proceso moderno que acorta en gran medida el tiempo para sacar un prototipo de producto y estudiar su comportamiento. Puede ocurrir que la pieza fabricada mediante *Rapid Prototyping*, finalmente se utilice como pieza definitiva, lo que es conocido también

con la expresión de *Rapid Manufacturing*. Pero normalmente, el material no es lo suficientemente resistente.

### 2.2.7 La impresión 3D en Defensa

Desde 2013, cada año se celebra un Congreso Nacional de I+D en Defensa y Seguridad, y en Noviembre de 2014, la cual fue impartida en el Centro Universitario de la Defensa de Zaragoza se dijo que, las fuerzas armadas de todo el mundo se plantean la posibilidad de implantar la tecnología de *Rapid Prototyping* y de *Rapid Manufacturing* sobre todo para la mejora del mantenimiento correctivo [31]. Esta mejora podría cambiar el mundo de la logística en Defensa. Puede haber elementos críticos de un arma, sensor, o cualquier elemento de una unidad militar que pueden sufrir daños e inutilizar su funcionamiento. Para ello, la reacción normal sería pedir un repuesto al elemento aprovisionador, pero quizás la unidad está desplegada (Arsenal y Buque, en caso de Armada), por lo que genera un retraso de varios días y mucha cantidad de dinero debido al transporte que requiere. Con impresoras 3D se solucionan ambos problemas, si se tiene esta máquina en el escenario de la unidad que solicita el repuesto. Con fabricación aditiva se consigue la pieza necesaria en horas, y sin necesidad de transporte, por lo que se ahorra tiempo y dinero.

Evidentemente, hay ocasiones en las que un elemento fabricado en impresora 3D no es adecuado por la poca fiabilidad que puede llegar a proporcionar, por ejemplo, piezas que intervengan en una rotación muy elevada o en muy altas temperaturas. Pero sería útil aún, en ese caso, para un periodo no muy prolongado en el que sirva de sustitución hasta que se consiga el repuesto esperado. Otro factor en contra es que esta tecnología aún no está muy avanzada en fabricación en metal

Estados Unidos es el primero en implantar esta tecnología, produciendo repuestos, herramientas, prótesis y piezas personalizadas para distintas situaciones. En mayo de 2017, consiguieron hacer un lanzagranadas y una granada con impresoras 3D con éxito. El lanzagranadas es llamado RAMBO (Figura 2-38), y fue utilizada ingeniería inversa (2.2.6) para fabricarla, a partir del lanzador estándar M203A1 [32].



**Figura 2-38. RAMBO, el lanzagranadas impreso en 3D por la marina estadounidense (Fuente: [33]).**

## 3 DESARROLLO

### 3.1 Elección de un sistema de transmisión

En el Estado del Arte se ha hablado sobre sistemas de transmisión e impresión en 3D. Para desarrollar el trabajo, se ha seleccionado un winch (Figura 3-1), una máquina de uso marítimo que contiene engranajes cilíndricos rectos y además no da problemas de impresión en 3D, atendiendo a su tamaño, así que es idóneo. Es un elemento utilizado en todo barco de vela para reducir el esfuerzo realizado por la persona que cobra de un cabo, dependiendo de la relación de transmisión del tren de engranajes que contiene. A lo largo de los años de la Escuela Naval Militar de Marín, se realizan prácticas en la mar en buques de todo tipo, y en los de vela los alumnos son, entre otras funciones, operadores de estos winches.



Figura 3-1. Winch 48 Lewmar.

### 3.2 Winch

Como se ha dicho en el apartado anterior, estas máquinas se utilizan para cobrar, con fuerza humana, de un cabo con tensión que trabaja sobre una vela. Dentro de este apartado se exponen las partes principales de un winch (Figura 3-2), así como el funcionamiento interno de las distintas velocidades, en especial el winch 48 de Lewmar (fabricante inglés) de tres velocidades. Este ha sido

proporcionado por la Comisión Naval de Regatas de la Escuela Naval Militar, y se hacía uso de él a bordo de una embarcación a vela.

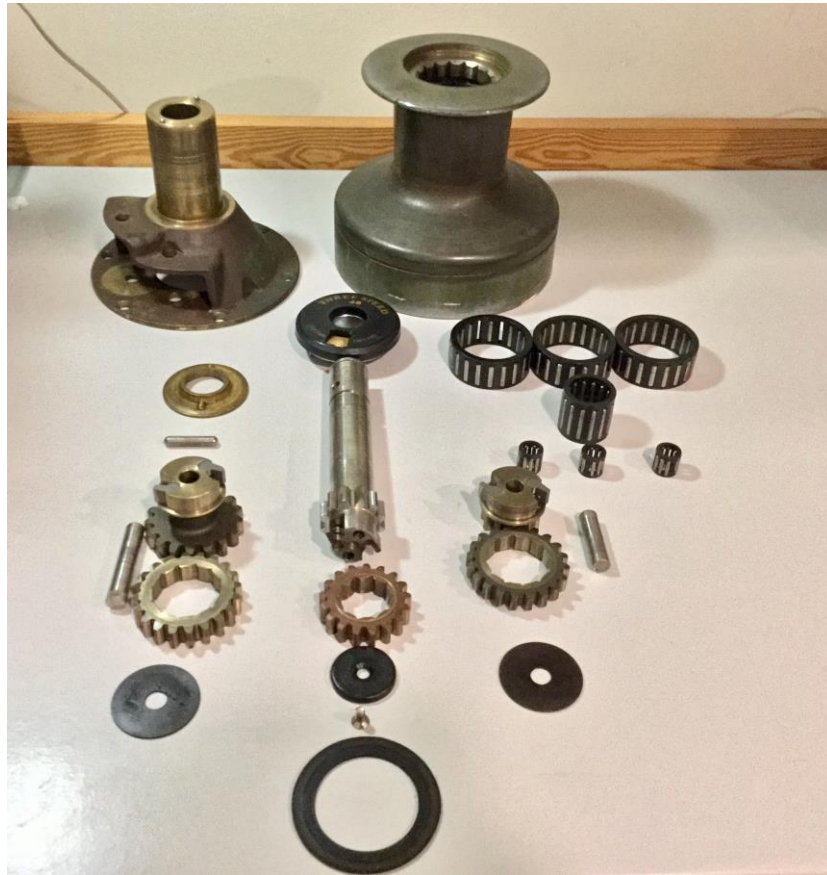


**Figura 3-2. Winch 48 Lewmar desglosado.**

### *3.2.1 Partes del winch*

En este apartado ha sido muy útil la ayuda de la referencia [34] para entender la funcionalidad de ciertos elementos. En los siguientes apartados se van a desglosar por conjuntos, y dentro de alguno de ellos están compuestos por más piezas, como son, el huso principal, el eje 1 y el eje 2, cuyos elementos son casi idénticos entre sí.

#### **3.2.1.1 Tambor**

El tambor es la pieza exterior en la cual se enrolla el cabo a cobrar (Figura 3-3). Debe tener una superficie rugosa para darle un coeficiente de rozamiento importante y que el cabo no deslice fácilmente. Tiene una zona más estrecha por la que pasa el huso principal (3.2.1.3), y debajo, otra parte más ancha donde se alojan todos los engranajes.



**Figura 3-3. Tambor.**

Por dentro, tiene una rueda interior dentada (Figura 3-4) con 50 dientes, solidaria al tambor, que engrana con el eje 1 (3.2.1.6), y gracias a eso, con una maneta que se encastra en la parte superior del huso principal se aplica el esfuerzo que pasa por todo el mecanismo hasta el dicho engranaje interior. Por último, en la parte superior tiene unas muescas (ver Figura 3-5) que encajan con los cabrestantes de la tapa superior (3.2.1.4).



**Figura 3-4. Rueda interior dentada del tambor.**



**Figura 3-5. Muecas de la parte superior del tambor.**

### 3.2.1.2 Eje de centro

Es el elemento de anclaje del winch a la cubierta del barco, y la siguiente parte visible al desmontar el tambor. Tiene 6 agujeros por donde pasan los tornillos que lo hacen firme a la embarcación, otros 2 por donde pasan el huso del eje 1 y el huso del eje 2 (3.2.1.7), y el último y agujero más grande por donde pasa el huso principal (ver Figura 3-6). La parte inferior acaba en forma cónica para alojar dentro todo el mecanismo de engranajes. Esta pieza es un elemento de vital importancia, ya que hace de sustentación para el resto de piezas del winch.

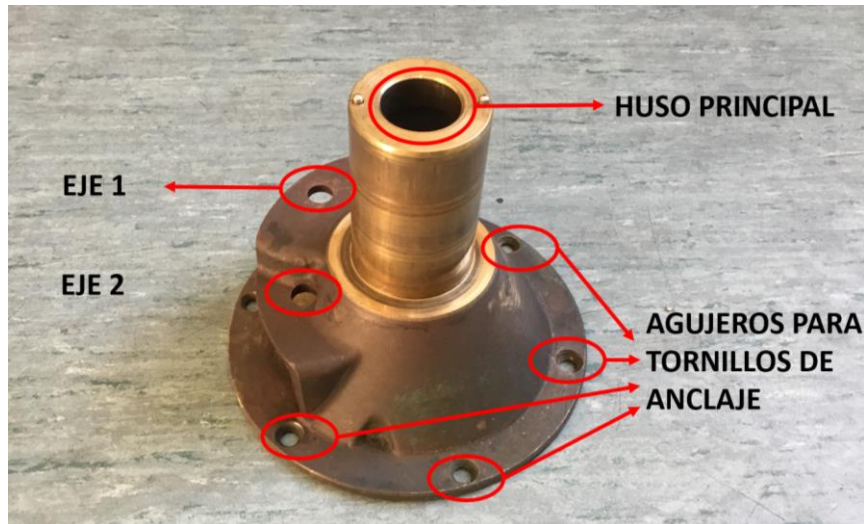


Figura 3-6. Eje de centro con sus respectivos agujeros.

### 3.2.1.3 Huso principal

Es la pieza esencial que recibe primero el esfuerzo aplicado por la persona y que lo transmite directamente al eje 1 y eje 2 (Figura 3-7). Puede girar en sentido antihorario y horario, dependiendo si se utiliza la primera velocidad (3.2.2.1) o la segunda velocidad (3.2.2.2), respectivamente.



Figura 3-7. Huso principal montado (izquierda) y desmontado (derecha).

En la parte superior del huso principal, tiene unas estrías, que es donde encastra la manivela del winch para proporcionarle la fuerza (Figura 3-8). El propio huso, en su parte inferior tiene una rueda dentada de 12 dientes que está solidaria al eje (Figura 3-9). Esta transmite directamente la fuerza al eje 2 para la segunda velocidad.



**Figura 3-8. Estrías del huso principal.**



**Figura 3-9. Rueda solidaria al eje.**

El huso principal está compuesto de varias piezas, que se desarrollan en los siguientes apartados.

#### **3.2.1.3.1 Pasador**

El pasador tiene dos funciones. Su principal utilidad es la de sustentar al propio eje para que no caiga hacia abajo por su propio peso (Figura 3-10), apoyándose así en el plato de embrague (3.2.1.5), y este a su vez en la parte superior del eje de centro (3.2.1.2). Su utilidad secundaria está desarrollada en el apartado 3.2.1.4, pero se adelanta que, hace de embrague para la tapa superior.

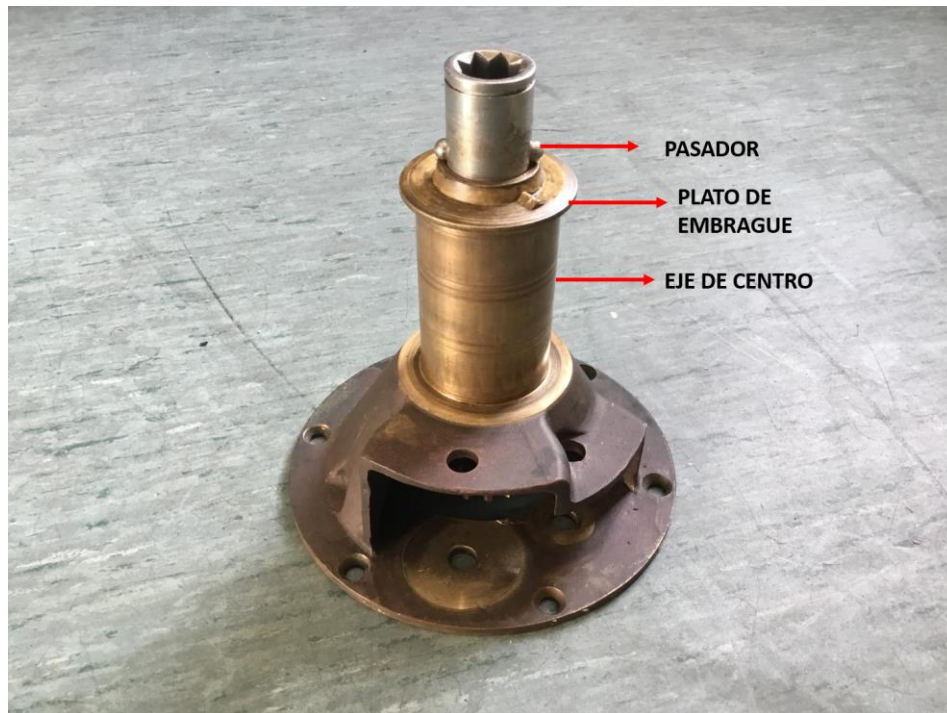


**Figura 3-10. Utilidad principal del pasador.**

#### **3.2.1.3.2 Rueda inferior**

Esta rueda esta justo debajo de la rueda dentada solidaria al eje del huso principal. Tiene 17 dientes en su parte exterior, y unas muescas en la parte interior (Figura 3-11).



**Figura 3-11. Rueda inferior del huso principal.**

Su función principal es la de transmitir la fuerza al eje 1 en la primera velocidad. Esto anterior ocurre si el huso principal gira en sentido antihorario, porque las muescas encastran con los trinquetes del huso principal (3.2.1.3.3), y se hace solidario a él (Figura 3-12). Sin embargo, si el huso principal gira en sentido horario, los trinquetes deslizan y hacen inútil esta rueda, y así da lugar la segunda velocidad. Esta rueda no cae por su propio peso gracias a la junta y el tornillo (3.2.1.3.4).

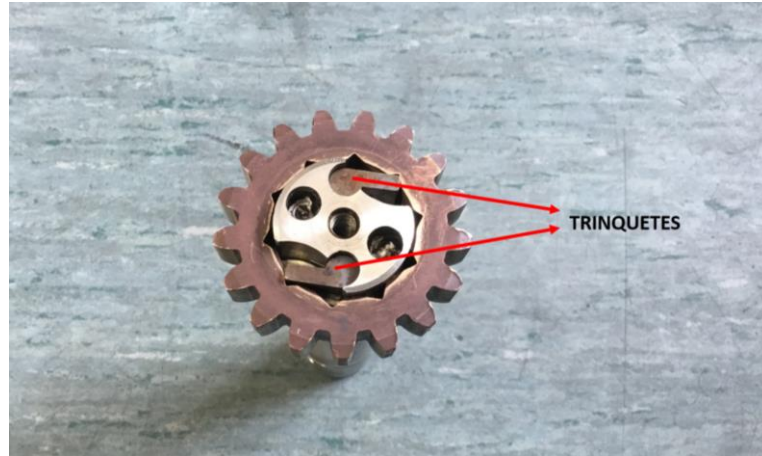


Figura 3-12. Encastre de rueda dentada móvil con eje.

### 3.2.1.3.3 *Trinquetes*

Estas piezas son el elemento fundamental para poder transmitir dos velocidades distintas en el mismo sentido de giro, aplicando la fuerza en dos sentidos distintos. Su funcionamiento se basa en un resorte que obliga al trinquete que su posición normal sea hacia fuera (Figura 3-13), encastrando con las muescas de la rueda inferior.

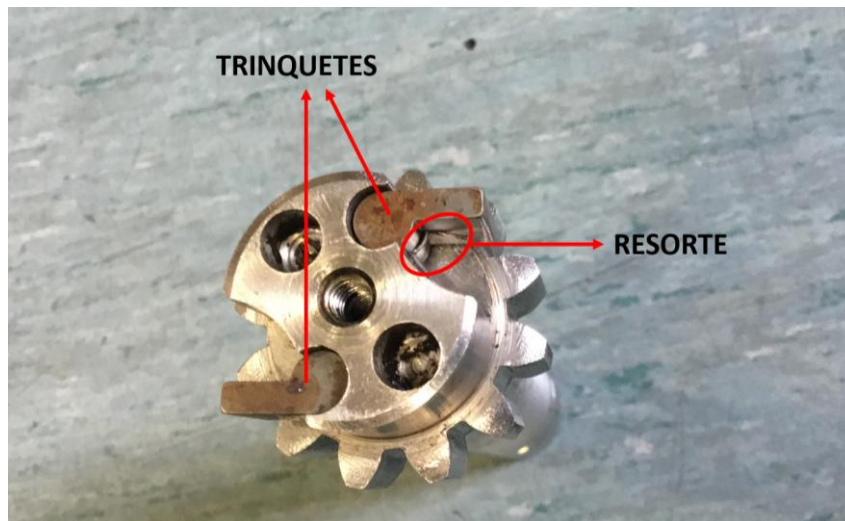


Figura 3-13. Trinquetes y resorte del huso principal.

Como se dijo en 3.2.1.3.2, cuando el huso principal gira en sentido horario, la rueda desliza, y en el otro sentido se hace solidario al huso. Esto ocurre gracias a la forma que tienen las muescas interiores de la rueda. Tienen una forma casi exacta a la del trinquete, y orientado en la misma dirección, y cuando gira en sentido antihorario, encajan y se hace solidario a él. Pero en el otro sentido no tiene oposición, por lo que permite el giro, y gracias al resorte, el trinquete vuelve a su posición inicial entre una muesca y la siguiente (Figura 3-14).



Figura 3-14. Trinquetes y rueda deslizando.

#### 3.2.1.3.4 Junta y tornillo

La junta es simplemente un elemento que aguanta a la rueda inferior del huso principal sin que se caiga hacia abajo por su propio peso, haciéndolo firme con el tornillo. La junta tiene dos salientes en su cara interior, que encajan con dos agujeros que tiene el huso principal en su cara inferior (Figura 3-15).



Figura 3-15. Junta y tornillo.

#### 3.2.1.4 Tapa superior

Este elemento se sitúa en la parte superior, entre el huso principal y el tambor. Su cara inferior contiene trinquetes con el mismo método de funcionamiento que ya se ha explicado en 3.2.1.3.3. Pero esto sólo ocurre si se presiona el botón blanco (ver Figura 3-16), y es así cuando entra en juego la tercera velocidad, cuya relación de transmisión es especial porque es 1:1.



**Figura 3-16. Winch montado.**

Cuando se presiona el dicho botón, unos muelles interiores se contraen y hacen que los trinquetes salten hacia fuera, cumplimiento con su función, pero sólo en sentido horario. En cambio, si gira en sentido antihorario, una parte conectada a estos muelles entra en contacto con las ranuras del plato de embrague (3.2.1.5), y estos se abren, cerrando así los trinquetes de la tapa superior, para que solo entren en juego las primera y segunda velocidades. Actualmente, un muelle y una parte de la tapa superior está rota, así que se ha utilizado las siguientes figuras de la referencia [34] para ilustrar las diferentes posiciones de los trinquetes (Figura 3-17 y Figura 3-18).



**Figura 3-17. Botón presionado. Trinquetes abiertos (Fuente: [34]).**



**Figura 3-18. Botón desactivado. Trinquetes cerrados (Fuente: [34]).**

Esta tapa engrana con el tambor gracias a los trinquetes, pero también, se hace solidario al huso principal de otra manera. Ya se comentó en 3.2.1.3.1 que el pasador tenía una utilidad secundaria, y es la siguiente, la tapa superior tiene unos entrantes a la altura de los trinquetes, y es aquí donde el pasador entra y hace de embrague para que el huso principal y la tapa superior giren a una (Figura 3-19).



**Figura 3-19. Tapa superior embragada con el pasador del huso principal.**

### **3.2.1.5 Plato embrague**

Este elemento se sitúa justo encima de la parte superior del eje de centro, y sobre él se apoya el pasador del huso principal. Contiene dos ranuras enfrentadas en su parte superior, cuya función es hacer saltar la tapa superior cuando está con el botón blanco activado e intenta girar en sentido antihorario (Figura 3-20).



**Figura 3-20. Plato de embrague en posición.**

Esto anterior ocurre porque el plato solo gira en sentido horario. Si este lo intenta hacer en el otro sentido, es imposible, debido a que en la cara inferior del plato existen unas estrías que hacen de tope con la parte superior del eje de centro (ver Figura 3-21).



**Figura 3-21. Estrías del plato de embrague en cara inferior.**

### **3.2.1.6 Eje 1**

A este conjunto se le puede considerar un eje compuesto de varias partes (Figura 3-22) que posteriormente se desarrollan, pero su principio de funcionamiento, al igual que el eje 2, es el mismo que el del huso principal.



**Figura 3-22. Eje 1 montado (izquierda) y desmontado (derecha)**

Este eje es el que comunica directamente la fuerza a la rueda interior del tambor (Figura 3-4), en especial la rueda superior. Tiene la peculiaridad de que siempre gira en el mismo sentido, sea primera o segunda velocidad la aplicada.

#### **3.2.1.6.1 Rueda superior**

Esta rueda contiene 17 dientes, y tiene un eje hueco por donde pasa el huso (3.2.1.6.4). Más abajo se encuentran los trinquetes (3.2.1.6.3), que hacen de anclaje con la rueda inferior (3.2.1.6.2) del conjunto (Figura 3-23).



**Figura 3-23. Rueda superior del eje 1.**

Esta rueda es la que siempre comunica la fuerza al tambor, excepto en la tercera velocidad (3.2.2.3), que es el tambor el que “por accidente”, la mueve a ella, pero sin causar ningún movimiento dentro del mecanismo.

#### **3.2.1.6.2 Rueda inferior**

Esta en cambio tiene 20 dientes. Siempre se mueve en el mismo sentido y velocidad que la rueda superior, ya que le comunica a ella el movimiento solidariamente (Figura 3-24). Pero en la tercera velocidad, como se dice en el apartado anterior, el tambor mueve la rueda superior sin crear ningún efecto debido a los trinquetes, porque la rueda inferior se queda inmóvil.



**Figura 3-24. Rueda inferior del eje 1.**

#### **3.2.1.6.3 *Trinquetes***

Tiene el mismo uso que en 3.2.1.3.3, solo que ahora el elemento fijo es la rueda superior, y el móvil, la rueda inferior (cuando se diga rueda móvil o fija, es cogiendo de referencia el giro del mismo eje).

#### **3.2.1.6.4 *Huso***

Es un perno que simplemente hace fijo el sistema al eje de centro (Figura 3-25).



**Figura 3-25. Huso del eje 1.**

#### **3.2.1.6.5 *Junta***

Pieza que se coloca justo debajo de la rueda inferior, para que el conjunto no pierda fuerza por fricción con la base del eje de centro (Figura 3-26).



Figura 3-26. Junta del eje 1.

### 3.2.1.7 Eje 2

Es similar al eje 1, con las mismas piezas y el mismo principio de funcionamiento, pero con pequeñas diferencias en sus elementos. Este eje es una parte intermedia que compone el mecanismo de transmisión.



Figura 3-27. Eje 2.

#### 3.2.1.7.1 Rueda superior

Esta rueda es semejante a la rueda inferior del eje 1 (3.2.1.6.2), tiene 20 dientes también, pero la longitud de sus dientes es menor, debido a que recibe menos esfuerzo (ver Figura 3-27). Es la rueda móvil del eje, movimiento permitido o no, por los trinquetes (3.2.1.7.3). Esta rueda tiene su función en la primera velocidad, donde recibe el movimiento del huso principal, la rueda encaja sus muescas interiores con los trinquetes, y lo transmite a la rueda inferior, que se comunica con la rueda inferior del eje 1. En el otro sentido, recibe movimiento del huso principal, pero es inútil gracias a los trinquetes, que dejan que la rueda corra.

#### 3.2.1.7.2 Rueda inferior

Esta rueda contiene 11 dientes (Figura 3-27). Sólo engrana con la rueda inferior del eje 1, y es para transmitir la fuerza a ella en la primera velocidad. En la segunda velocidad también recibe un movimiento sin efecto ninguno como la superior (3.2.1.7.1), recibéndolo del único engrane que tiene, pero “por accidente”.

#### 3.2.1.7.3 Trinquetes

Tiene el mismo uso que en 3.2.1.3.3, pero con rueda inferior como fija, y como móvil, la rueda superior.

#### 3.2.1.7.4 Huso

Elemento que permite la rotación del eje, haciéndolo firme al eje de centro (Figura 3-28).



Figura 3-28. Huso del eje 2.

#### 3.2.1.7.5 Junta

Al igual que en el eje 1, evita el rozamiento entre eje 2 y base del eje de centro (Figura 3-29).

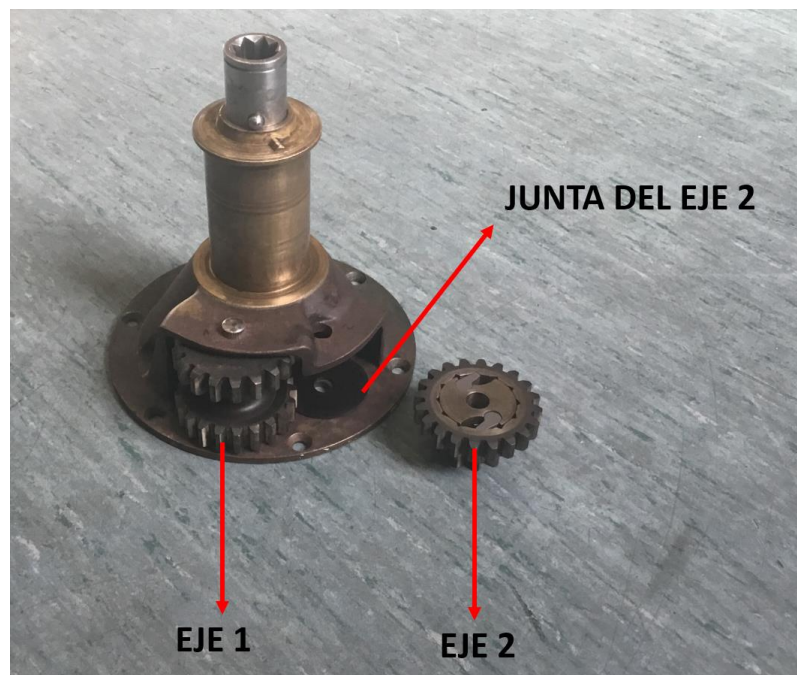


Figura 3-29. Junta del eje 2.

#### 3.2.1.8 Rodamientos

Los rodamientos son unos elementos rotativos que sirven para reducir el rozamiento entre un elemento que gira y las piezas con las que está en contacto. En este winch existen 7, que podemos dividirlos en 3 grupos: los pequeños (3), el mediano (1) y los grandes (3).

Los pequeños van entre el huso y los huecos centrales de los ejes 1 y 2, en especial dos de ellos en el eje 1 y el restante en el eje 2 (Figura 3-30). El mediano se coloca entre el eje del huso principal y el eje de centro y, por último, los tres grandes se colocan alrededor del eje de centro (Figura 3-31).



**Figura 3-30. Rodamientos pequeños en posición.**



**Figura 3-31. Rodamientos grandes y mediano en posición.**

### *3.2.2 Funcionamiento del mecanismo*

En este apartado se va a desarrollar de manera gráfica y teórica, como se consiguen las velocidades en el mismo sentido. Pero antes hay que ir a la Ecuación 3-3 para entender el cálculo de la relación de transmisión del mecanismo, porque en cada una de ellas se expone el resultado. Cabe destacar la nomenclatura de las ruedas para la correcta comprensión de las ecuaciones que se van a ver. Están por orden de transmisión, estando los primeros pasos con número menor, hasta el último que es la rueda interior del tambor; y los impares son las ruedas superiores de cada eje, y los pares las inferiores. A continuación, se desarrollan los modos de funcionamiento de menor a mayor velocidad, o lo que es lo mismo, de mayor a menor fuerza.

#### **3.2.2.1 Primera velocidad**

Esta primera velocidad es en la que el tambor se mueve a menor velocidad, pero es con la que se puede cobrar del cabo con mayor fuerza. El esfuerzo con la maneta se aplica en sentido horario (paso 1), y la rueda solidaria del eje del huso principal ( $z_1 = 12$  dientes; conductora) transmite a la rueda superior del eje 2 ( $z_3 = 20$  dientes; conducida); esta gira y encastra con los trinquetes, girando todo el eje 2 solidariamente (paso 2), por lo que la rueda inferior del eje 2 ( $z_4 = 11$  dientes; conductora) mueve a la rueda inferior del eje 1 ( $z_6 = 20$  dientes; conducida), girando y encastrando también con los trinquetes, girando solidariamente todo el eje 1 (paso 3); así se consigue el último paso (paso 4), en el que la rueda superior del eje 1 ( $z_5 = 17$  dientes; conductora) mueve a la rueda interior ( $z_7 = 50$  dientes; conducida) del tambor (ver los pasos mencionados en Figura 3-32). La relación de transmisión es:

$$u_1 = \frac{z_3 * z_6 * z_7}{z_1 * z_4 * z_5} = \frac{20 * 20 * 50}{12 * 11 * 17} = 8.91$$

Ecuación 3-1. Relación de transmisión de la primera velocidad.

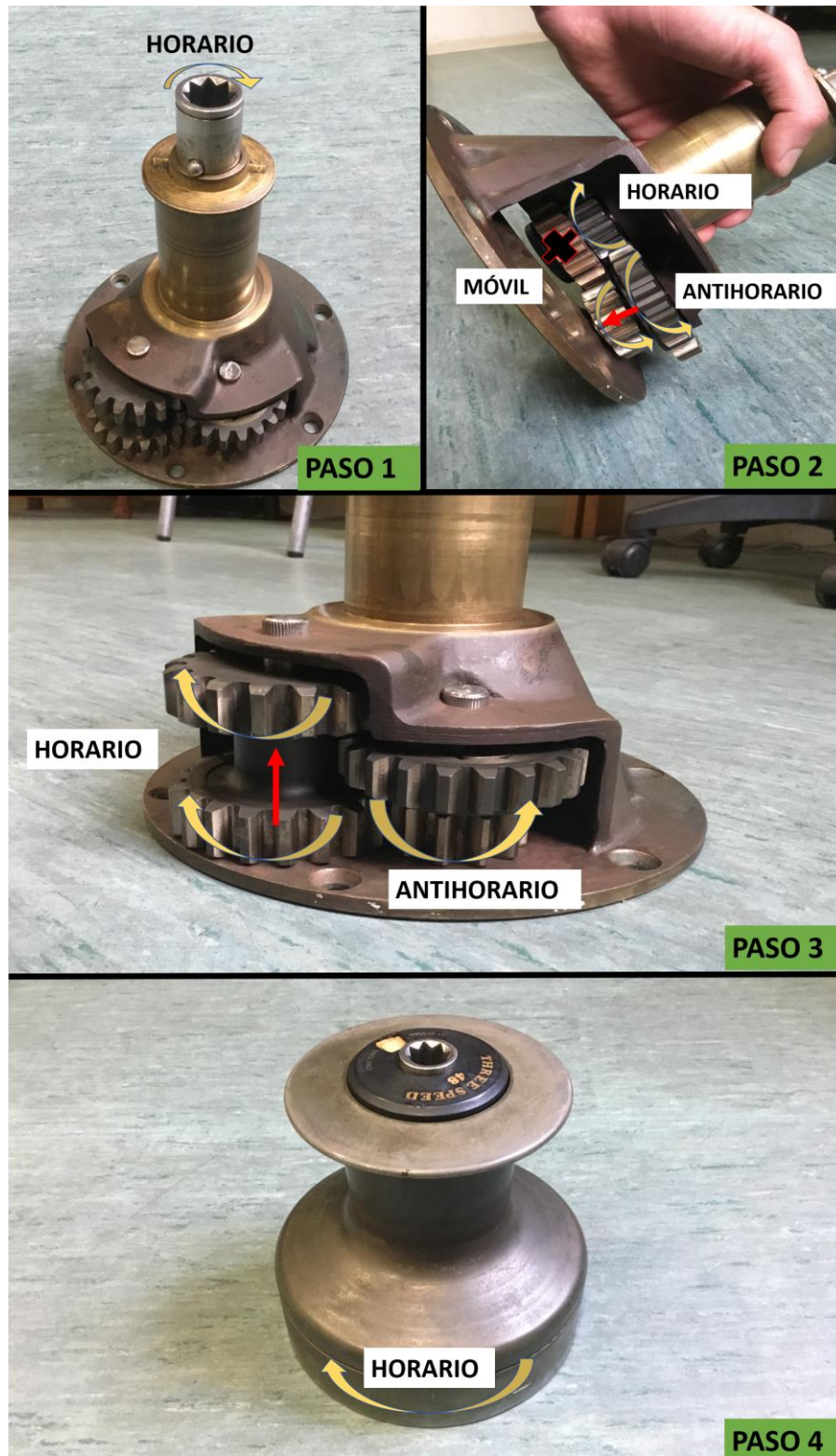


Figura 3-32. Esquema de la primera velocidad.

### 3.2.2.2 Segunda velocidad

Al utilizar este modo se obtiene mayor velocidad que en la primera velocidad, pero el esfuerzo que voy a ser capaz de cobrar es menor. El sentido de giro aplicado a la maneta ahora es antihorario (paso 1), y ahora la rueda inferior del huso principal encastra con los trinquetes y gira todo el huso solidariamente. Ahora bien, la rueda superior va a transmitir un movimiento en sentido horario a la rueda superior del eje 2 (paso 2b), pero como se verá luego, va a ir en sentido contrario a la rueda inferior del eje 1 (paso 3), así que, los trinquetes deslizan e inutilizan este eje 2. Como se estaba diciendo anteriormente, el huso principal gira entero, entonces la rueda inferior del huso ( $z_2 = 12$  dientes; conductora) transmite a la rueda inferior del eje 1 ( $z_6 = 20$  dientes; conducida) (paso 2a), que encastra en los trinquetes y gira solidariamente el eje entero. El último paso es igual que en la primera velocidad (paso 4), la rueda superior del eje 1 ( $z_5 = 17$  dientes; conductora) transmite a la rueda interior tambor ( $z_7 = 50$  dientes; conducida) del tambor (ver pasos mencionados en Figura 3-33). La relación de transmisión en este caso es:

$$u_1 = \frac{z_6 * z_7}{z_2 * z_5} = \frac{20 * 50}{12 * 17} = 3.46$$

Ecuación 3-2. Relación de transmisión de la segunda velocidad.



Figura 3-33. Esquema de la segunda velocidad.

### 3.2.2.3 Tercera velocidad

Esta velocidad no es tan ardua de entender como las anteriores. La velocidad es la mayor a la que gira el tambor, y la fuerza capaz de cobrar es la mínima. Esto ocurre porque la relación de transmisión es de 1, porque no hay ningún engrane de por medio. Entonces, el tambor girará a la velocidad de la maneta y en el mismo sentido (horario). En caso de girar en sentido contrario ocurrirá lo ya explicado en el apartado 3.2.1.5.



Figura 3-34. Esquema de la tercera velocidad.

## 3.3 Engranajes cilíndricos rectos

Se ha visto en el apartado 3.2 que un winch está básicamente compuesto por engranajes cilíndricos rectos para la transmisión de la potencia, además de otros elementos asistentes. En todo este apartado se expondrá teóricamente las partes de un engranaje y sus fórmulas en caso de que se pueda calcular. Se expondrá una tabla con todos estos datos y sus resultados (4.1), según mediciones del winch y cálculos realizados. Estas partes están descritas bajo la norma ANSI/AGMA 1012-G05 ([35]), basada en la norma ISO 701:1998 ([36]), que definen la notación. Ha sido primordial la referencia [3], para desarrollar el grueso de este apartado, pero hay otras partes que no se estudian en la asignatura que imparte el libro anterior, por lo se ha tenido que recurrir a la referencia [37].

### 3.3.1 Relación de transmisión y dientes

Ya se ha visto anteriormente que la relación de transmisión es esencial calcularlo para dimensionar correctamente un engranaje (Ecuación 2-6). Pero en el sistema del winch intervienen varias ruedas componiendo un tren de engranajes, cuya relación de transmisión sale de:

$$u = \frac{\prod n^{\circ} \text{ dientes ruedas conducidas}}{\prod n^{\circ} \text{ dientes ruedas conductoras}}$$

Ecuación 3-3. Fórmula de la relación de transmisión de un tren de engranajes ([3]).

Los dientes de un engranaje son llamados con el símbolo  $z$ , seguido del subíndice de la rueda. Se pueden destacar dos dimensiones en altura del diente ilustradas en la Figura 3-35. Una es el addendum ( $h_a$ ), que es la distancia radial entre el círculo primitivo y el de cabeza (3.3.2); la otra es el dedendum ( $h_b$ ), distancia radial entre círculo primitivo y el de pie (3.3.2).

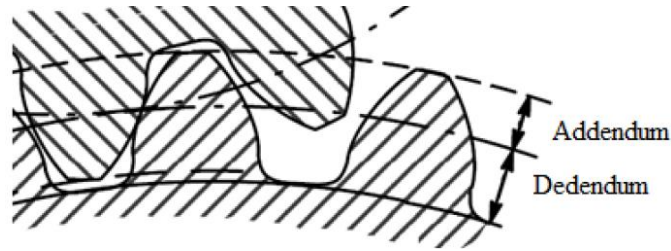


Figura 3-35. Addendum y dedendum (Fuente: [37]).

### 3.3.2 Círculos y diámetros

Están ordenados en orden de menor a mayor tamaño, además de estar ilustrados en la Figura 3-36 pero con otra nomenclatura debido a que la referencia mencionada en el título de la figura utiliza otra.

- Círculo de raíz o de pie. Es el círculo que coincide con el fondo del espacio entre dientes. El diámetro raíz ( $d_f$ ) es aquel que describe este círculo.

$$d_f = m * (z - 2.5)$$

Ecuación 3-4. Diámetro raíz (Fuente: [3]).

Siendo  $m$ , el módulo (3.3.5).

- Círculo base. Es aquel círculo descrito, desde el cuál se obtiene el perfil del diente en forma de evolvente. El diámetro de base ( $d_b$ ) es su dimensión, y se calcula:

$$d_b = d * \cos(\alpha_t)$$

Ecuación 3-5. Diámetro de base (Fuente: [3]).

Siendo  $\alpha_t$ , el ángulo de presión transversal (3.3.3); y  $d$ , el diámetro primitivo.

- Círculo primitivo o de paso. Este círculo contiene en su circunferencia los puntos de contacto de los dientes cuando engranan con otros. El diámetro primitivo ( $d$ ), es el diámetro de este círculo y está relacionado con el número de dientes y el módulo.

$$d = z * m$$

Ecuación 3-6. Diámetro primitivo (Fuente: [3]).

- Diámetro primitivo de trabajo ( $d_w$ ). Este concepto es el mismo que el anterior, sólo que el anterior se podría asemejar al resultado teórico, y este al real, los cuales difieren en una medida mínima, pero es útil para otros datos que se ven más adelante.

$$d_w = d * \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$$

Ecuación 3-7. Diámetro primitivo de trabajo (Fuente: [37]).

Siendo  $\alpha_{wt}$ , el ángulo de presión transversal de trabajo (3.3.3) (mismo concepto que con el diámetro primitivo de trabajo).

- Círculo exterior o de cabeza. Es el círculo que describe al unir en una circunferencia las partes superiores de los dientes de una rueda dentada exterior. El diámetro de cabeza ( $d_a$ ) es su valor.

$$d_a = m * (z + 2)$$

Ecuación 3-8. Diámetro de cabeza (Fuente: [3]).

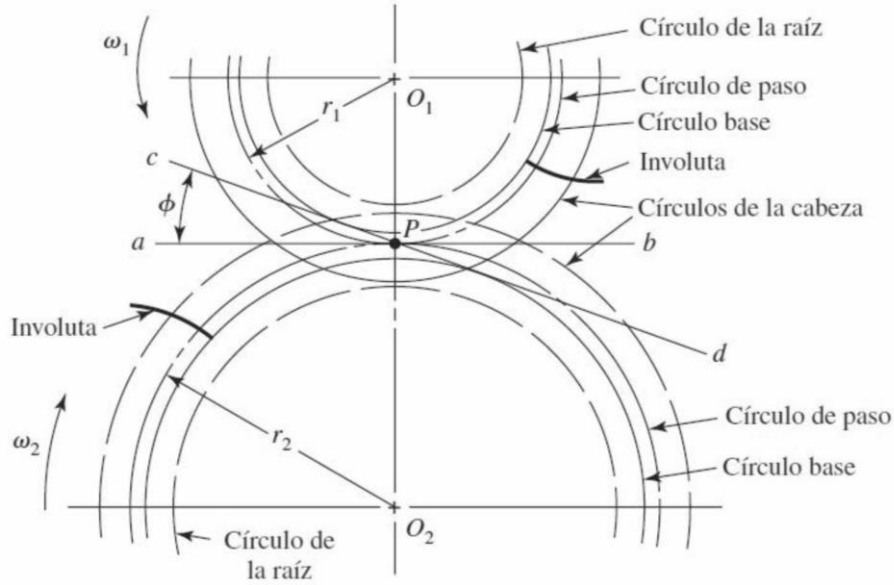


Figura 3-36. Círculos de un engranaje (Fuente: [3]).

### 3.3.3 Ángulos característicos

En engranajes de tipo cilíndrico recto hay que mencionar dos ángulos. El primero se llama ángulo de presión ( $\alpha$ ), que es el ángulo que forma la línea de presión con la superficie primitiva. La línea de presión es el recorrido de los puntos de contacto en un engranaje que realizan mientras están en contacto. Ahora bien, dependiendo del engranaje, el ángulo puede ser tangencial ( $\alpha_t$ ), normal ( $\alpha_n$ ) o axial ( $\alpha_x$ ), pero como en el winch que se está estudiando sólo intervienen engranajes cilíndricos rectos, se utilizará el tangencial y el normal solamente. El  $\alpha_{tw}$  (ángulo de presión transversal de trabajo) no es más que su resultado real operante (se utilizará al igual que con  $d_w$  y  $d$ ), sólo cabe destacar que se calcula de manera iterativa, dando un valor inicial y viendo a que valor converge, dada la imposibilidad de despejar el ángulo según la fórmula (Ecuación 3-11).

Sabiendo lo anterior, se puede calcular el  $\alpha_t$ ,  $\alpha_{tw}$  y sus involutas ( $inv \alpha_t$  y  $inv \alpha_{tw}$ , respectivamente, que para engranajes cilíndricos rectos coinciden en valor):

$$\alpha_t = \tan^{-1} * \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$$

Ecuación 3-9. Ángulo de presión transversal (Fuente: [37]).

Siendo  $\beta$  el ángulo de hélice, que más abajo se explica en este apartado.

$$inv \alpha_t = \tan \alpha_t - \frac{\alpha_t * \pi}{180}$$

Ecuación 3-10. Involuta del ángulo de presión transversal (Fuente: [37])

$$\alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - inv \alpha_{tw}$$

Ecuación 3-11. Ángulo de presión transversal de trabajo (Fuente: [37])

El segundo es el llamado ángulo de hélice ( $\beta$ ), que es el ángulo que describen los dientes o hélices con el eje del cilindro. Este ángulo será siempre 0 en las ruedas del winch, ya que este sólo toma valor

en engranajes cilíndricos helicoidales. Es por eso por lo que un engranaje cilíndrico recto, el  $\alpha_t$  y el  $\alpha_n$  coinciden en valor (Ecuación 3-9).

### 3.3.4 Pasos

El paso es la distancia entre un punto un diente, y el mismo punto correspondiente al diente adyacente. Para engranajes cilíndricos rectos, serán útiles dos tipos de pasos: el paso transversal ( $p_t$ ) y el paso transversal base ( $p_{bt}$ ):

$$p_t = \frac{\pi * d}{z}$$

**Ecuación 3-12. Paso transversal (Fuente: [3]).**

$$p_{bt} = p_t * \cos(\alpha_t)$$

**Ecuación 3-13. Paso transversal base (Fuente: [3]).**

### 3.3.5 Módulos

Este sea probablemente el dato más importante a conocer en un engranaje. Es la relación entre el diámetro primitivo medido en milímetros y el número de dientes de la rueda (Ecuación 3-14). Es primordial, porque en un engranaje, las dos ruedas deben tener el mismo módulo.

$$m = \frac{d}{z}$$

**Ecuación 3-14. Módulo (Fuente: [3]).**

### 3.3.6 Ancho de dientes, espesores y alturas

El ancho de la cara ( $b$ ) es la longitud del diente en el plano axial, o lo que es lo mismo, la altura del cilindro de la rueda dentada.

Se pueden destacar dos espesores según como se mida el diente. Existe el espesor circular ( $S$  o  $t$ ), que es la longitud del arco que va de un extremo al otro del diente, medido en el círculo primitivo. Para engranajes cilíndricos rectos sólo interesa el espesor circular normal ( $S_n$ ) (Ecuación 3-15). El otro espesor a tener en cuenta es el espesor cordal ( $S_c$ ) que es la longitud de la cuerda del espesor circular (Ecuación 3-16) (ver Figura 3-37).

En cuanto a la altura ya se ha explicado unos conceptos como addendum y dedendum (3.3.1), pero para los cálculos será necesario conocer la altura cordal ( $h_c$ ), que es la distancia perpendicular al espesor radial, medida desde este hasta la cabeza del diente (Ecuación 3-17). También es llamada addendum cordal (Figura 3-37).

$$S_n = m * \frac{\pi}{2}$$

**Ecuación 3-15. Espesor circular normal (Fuente: [37])**

$$S_c = S_n * \cos^2(\alpha_n)$$

**Ecuación 3-16. Espesor cordal (Fuente: [37]).**

$$h_c = \frac{d_a - d - S_c * \tan(\alpha_n)}{2}$$

**Ecuación 3-17. Altura cordal (Fuente: [37]).**

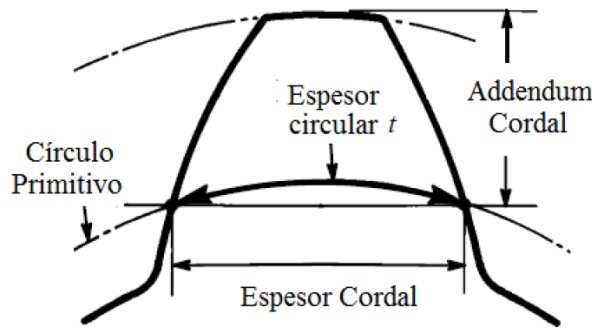


Figura 3-37. Espesores y alturas del diente (Fuente: [37]).

### 3.3.7 Distancia entre centros

La distancia entre centros ( $a$ ) de un engranaje externo es la semisuma de los diámetros primitivos de las ruedas que intervienen. También existe el concepto llamado distancia entre centros de trabajo ( $a_w$ ), considerado resultado real u operante.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Ecuación 3-18. Distancia entre centros (Fuente: [3])

$$a_w = a * \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$$

Ecuación 3-19. Distancia entre centros de trabajo (Fuente: [37]).

### 3.3.8 Relación de contacto

Este es el promedio de dientes que están siempre en contacto ( $\varepsilon$ ), y se calcula de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}) + (\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) - 2a_w * \sin(\alpha_{tw})}{2 * p_{tb}}$$

Ecuación 3-20. Relación de contacto (Fuente: [37]).

## 3.4 Capacidad de carga de engranajes cilíndricos

En el apartado anterior se ha visto los datos necesarios con el fin de modelar correctamente un engranaje para que funcione y transmita la fuerza a la relación de transmisión que se pretende. Asimismo, los elementos de los engranajes deben aguantar grandes esfuerzos, en especial los dientes de los engranajes que, al fin y al cabo, son los que transmiten el movimiento. En este trabajo se exponen los defectos más relevantes por su consecuencia, que puede ser fatal, que son la resistencia a la picadura o contacto superficial, y la resistencia a la flexión en la base del diente. Posteriormente, se estudiará si el winch estudiado en este proyecto aguanta dichos fenómenos. Todo esto está bajo los estándares de la norma ANSI/AGMA 2101-D04 [38]. La ayuda de la referencia [37] ha sido esencial a la hora de calcular con las fórmulas dichos fenómenos.

### 3.4.1 Resistencia a picadura o contacto superficial

En el flanco del diente puede haber hendiduras debidas a que el contacto en el engranaje supera el límite superficial del material del que está hecho. Estas picaduras inicialmente ocurren si la intensidad

de las cargas alcanza un valor determinado y se repiten frecuentemente. En este apartado se desarrollará como calcular el valor límite para que no ocurran estas picaduras iniciales (Figura 3-38).



**Figura 3-38. Picadura en flanco de dientes (Fuente: [39]).**

La fórmula que a continuación se presenta, da el valor de la tensión superficial a picadura a la que está siendo sometido el diente ( $\sigma_H$ ), según el material del que esté hecho, la carga que está aguantando, la geometría de la rueda y la forma del diente:

$$\sigma_H = Z_E * \sqrt{F_t * K_O * K_V * \frac{K_S}{d_{w1} * b} * \frac{K_H * Z_R}{Z_I}}$$

**Ecuación 3-21. Tensión superficial a picadura (Fuente: [37]).**

Ahora bien, el valor que se calcule debe ser menor que la tensión admisible superficial a picadura ( $\sigma_{Ha}$ ), calculado con la Ecuación 3-22. Y este último a su vez, debe ser menor que el valor resistente teórico a picadura ( $\sigma_{HP}$ ), que se halla gracias a la Tabla 3-6. Entonces si se cumple la condición que expresa la Ecuación 3-23, no ocurrirá la picadura inicial.

$$\sigma_{Ha} \leq \frac{\sigma_{HP} * Z_N * Z_W}{S_H * Y_\theta * Y_Z}$$

**Ecuación 3-22. Tensión admisible superficial a picadura (Fuente: [37]).**

$$\sigma_H \leq \sigma_{Ha} \leq \sigma_{HP}$$

**Ecuación 3-23. Condición para evitar picadura (Fuente: [37]).**

### 3.4.2 Resistencia a flexión en la base del diente

Es un fenómeno originado por repetición de esfuerzos sufridos por encima del límite de resistencia, que puede llegar a causar grietas en la base del diente o raíz en su etapa inicial, y que puede desembocar en una ruptura total del diente (Figura 3-39). El cálculo de esta resistencia tiene por objetivo evitar que ocurran esas grietas iniciales. Para ello, al igual que en el apartado 3.4.1 se tendrá que cumplir una condición, que es la siguiente:

$$\sigma_F \leq \sigma_{Fa} \leq \sigma_{FP}$$

**Ecuación 3-24. Condición para evitar flexión en la base del diente (Fuente: [37]).**

Siendo  $\sigma_F$  el valor del esfuerzo a flexión que está sufriendo el diente, que se calcula con la Ecuación 3-25;  $\sigma_{Fa}$  el valor admisible del esfuerzo a flexión, calculado con la Ecuación 3-26; y por último  $\sigma_{FP}$ , el valor resistente teórico a flexión en el diente, que se saca de la Tabla 3-6.

$$\sigma_F = F_t * K_O * K_V * \frac{K_S}{b * m} * \frac{K_H * K_B}{K_J}$$

**Ecuación 3-25. Esfuerzo a flexión en la base del diente (Fuente: [37]).**

$$\sigma_{Fa} \leq \frac{\sigma_{FP} * Y_N}{S_F * Y_\theta * Y_Z}$$

**Ecuación 3-26. Esfuerzo admisible a flexión en la base del diente (Fuente: [37]).**



**Figura 3-39. Grieta en la base del diente (izquierda) y ruptura total de un diente (derecha) (Fuente: [42]).**

En los siguientes apartados, se nombran y se explican los diferentes factores que intervienen en las ecuaciones, para posterior cálculo de los dos fenómenos en el winch a estudiar (4.2). Para mejor entendimiento de lo desarrollado a continuación, hay que destacar que del apartado 3.4.3 al apartado 3.4.9, son términos comunes al cálculo de la resistencia a picadura y al cálculo de resistencia a la flexión; del 3.4.10 al 3.4.15 son sólo para resistencia a picadura; y del 3.4.16 al 3.4.19 son únicamente para cálculo a flexión. Por último, se adjunta en el apartado 3.4.20 valores de  $\sigma_{HP}$  y  $\sigma_{FP}$  en la Tabla 3-6.

### 3.4.3 Fuerzas

La fuerza que se transmite de rueda a rueda ( $F$ ) tiene la dirección de la línea de presión y se estudia en un punto sobre el círculo primitivo, pudiéndose descomponer en tres (Figura 3-40). Son la fuerza tangencial ( $F_t$ ), la fuerza axial ( $F_a$ ) y la fuerza radial ( $F_r$ ), cada una con sus respectivas fórmulas. Cabe destacar que, en engranajes cilíndricos rectos, no hay componente axial porque el ángulo de hélice es 0.

$$F_t = \frac{2000 *}{d_w}$$

**Ecuación 3-27. Fuerza tangencial (Fuente: [37]).**

$$F_a = F_t * \tan(\beta)$$

**Ecuación 3-28. Fuerza axial (Fuente: [3]).**

$$F_r = F_t * \tan(\alpha_{tw})$$

**Ecuación 3-29. Fuerza radial (Fuente: [3]).**

Siendo  $T$ , el par del piñón en Nm.

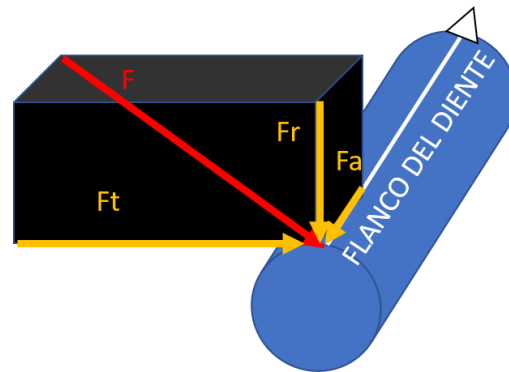


Figura 3-40. Fuerzas en un engranaje.

#### 3.4.4 Factor de sobrecarga

El factor de sobrecarga ( $K_O$ ) se encarga de establecer una tolerancia en el valor de la carga para considerar intermitencias que puedan ocurrir, véase vibraciones, exceso de velocidades o cambio de carga a transmitir. Puede tomar valores entre 1 y 2, según la Tabla 3-1, atendiendo al carácter de la carga en las ruedas conducidas y conductoras.

##### CARÁCTER DE LA CARGA EN

| RUEDA CONDUCTORA   | RUEDA CONDUCTIDA |                |                    |                  |
|--------------------|------------------|----------------|--------------------|------------------|
|                    | UNIFORME         | IMPACTOS LEVES | IMPACTOS MODERADOS | IMPACTOS FUERTES |
| UNIFORME           | 1                | 1,25           | 1,5                | 1,75             |
| IMPACTOS LEVES     | 1,1              | 1,35           | 1,6                | 1,85             |
| IMPACTOS MODERADOS | 1,25             | 1,5            | 1,75               | 2                |
| IMPACTOS FUERTES   | 1,5              | 1,75           | 2                  | 2,25             |

Tabla 3-1. Valores posibles en factor de sobrecarga (Fuente: [37]).

#### 3.4.5 Factor dinámico

Este factor ( $K_V$ ) considera las fuerzas generadas internamente en los dientes, debido a la interacción de otros inputs que no son los mismos dientes, por ejemplo, el espaciado inadecuado y errores de perfil. Dichas cargas son generadas a raíz de vibraciones por los errores de transmisión que puedan ocurrir.  $K_V$  depende entonces de la precisión de que se le haya dado a la rueda dentada a la hora de su fabricación, que está regulada según la norma ANSI/AGMA 2015-1-A01 [40], que básicamente clasifica la precisión desde A2 hasta A12, de forma descendente siendo A12 la menor calidad. Debido a la falta de conocimiento de estas cargas dinámicas, existe una gráfica (Figura 3-41) que da un valor muy aproximado de  $K_V$  suponiendo una precisión dada y conocida la velocidad de giro de la rueda ( $v_t$ ), en base a pruebas realizadas según [37].

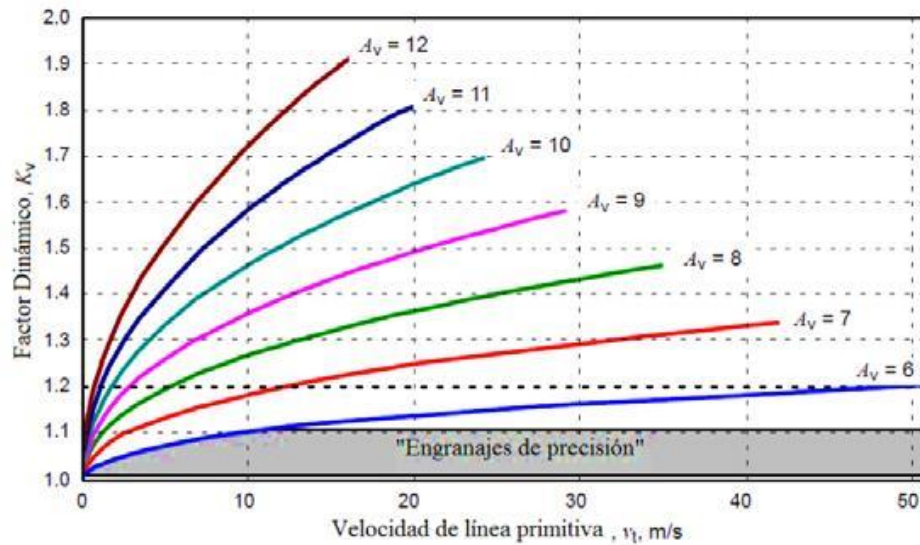


Figura 3-41. Valor aproximado del factor dinámico (Fuente: [37]).

### 3.4.6 Factor de tamaño

El factor de tamaño ( $K_s$ ) incorpora la consideración de que el material puede no ser uniforme debido a varios puntos como el tamaño del diente, el diámetro de las ruedas, ancho del diente o incluso el tratamiento térmico al que fue sometido el material. En cambio, no se ha estudiado aun el establecimiento de factores para casos que perjudiquen, en cuyo caso, si se conoce algún defecto, se deberá tomar un valor de este factor mayor que la unidad, según dice [37] ( $K_s > 1$ ). Si no es el caso, el valor de  $K_s$  es directamente igual a 1.

### 3.4.7 Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad ( $Y_Z$ ) considera una posible falla por estadística, atendiendo a la distribución estadística normal de fallas habiendo realizado ensayos. La Tabla 3-2 refleja una correspondencia del valor de este factor a utilizar, según la confiabilidad que se le quiera dar.

| CONFIABILIDAD<br>(%) | $Y_Z$ |
|----------------------|-------|
| 99,99                | 1,5   |
| 99,9                 | 1,25  |
| 99                   | 1     |
| 90                   | 0,85  |
| 50                   | 0,5   |

Tabla 3-2. Valor del factor de confiabilidad (Fuente: [37]).

### 3.4.8 Factor de temperatura

El factor de temperatura ( $Y_\theta$ ) no suele ser de gran relevancia. Normalmente toma valor 1, que es cuando la temperatura de los engranajes es de menos de 120 °C, en cambio, si adquiere una temperatura mayor, se le da un valor más grande, tanto más cuanto mayor es la temperatura [37].

### 3.4.9 Factor de distribución de carga

Este factor ( $K_H$ ) refleja la distribución de carga repartida a lo largo de la línea de contacto en el flanco de diente. Esto puede venir dado por varios factores: como la variación en la fabricación de los

engranajes, pudiendo cambiar cosas como el perfil o avance; la variación en el montaje, influenciando en la distancia entre centros; la deformación de dientes por cargas aplicadas; o incluso la expansión térmica de los elementos. El valor da una idea de la relación entre la mayor intensidad de carga y el valor promedio de toda esa distribución no uniforme. Se puede calcular de la siguiente manera:

$$K_H = 1 + K_{Hmc} * (K_{Hpf} + K_{Hma})$$

**Ecuación 3-30. Factor de distribución de carga (Fuente: [37]).**

Los factores de la Ecuación 3-30 se explican a continuación. En primer lugar,  $K_{Hmc}$  es el factor de corrección de avance, que modifica el valor máximo de la carga en función de si tiene dientes con modificación de avance ( $K_{Hmc} = 0,8$ ) o no ( $K_{Hmc} = 1$ ).

Posteriormente, se encuentra  $K_{Hpf}$ , que es el factor de proporción del piñón, cuya dimensión a tener en cuenta es la relación entre el ancho de cara y el diámetro primitivo de trabajo. El valor de este factor se puede sacar de la siguiente gráfica (Figura 3-42), conocidos los datos mencionados,  $b$  y  $d_w$ .

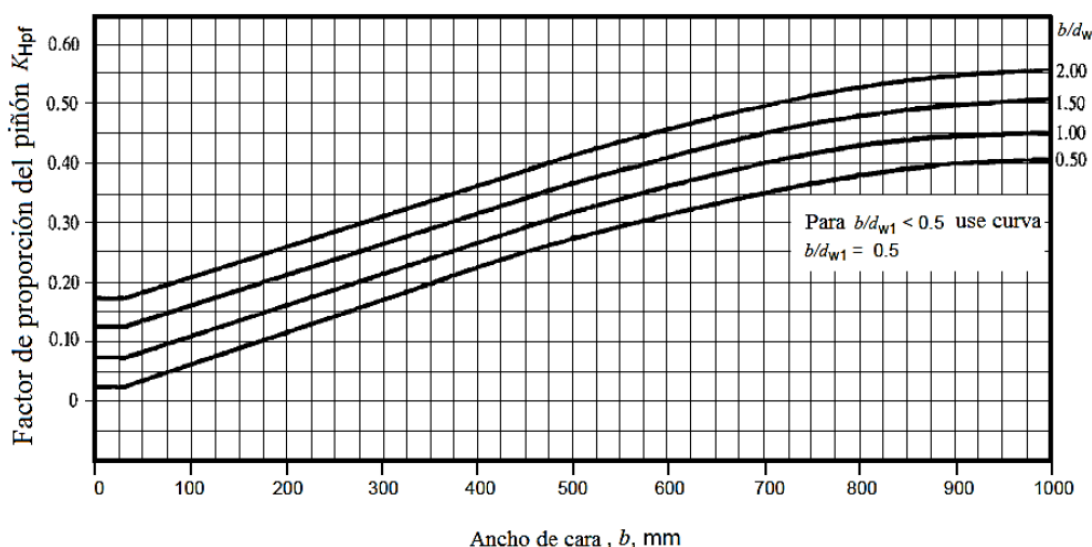


**Figura 3-42. Factor de proporción del piñón (Fuente: [37]).**

Y por último aparece  $K_{Hma}$ , que es el factor de alineación de acoplamiento, que introduce la posibilidad de que los ejes de las ruedas puedan estar desalineadas por alguna deformación elástica. Se puede calcular entrando en la Figura 3-43 con el ancho de cara, y utilizando una de las cuatro curvas que se diferencian entre sí por su precisión según ensayos realizados por la referencia [37]. La curva 1 se refiere a engranajes abiertos (sin carcasa), la curva 2 a engranajes cerrados (con carcasa y lubricación) de calidad comercial, la curva 3 a engranajes cerrados de precisión, y la curva 4 a engranajes cerrados de alta precisión.

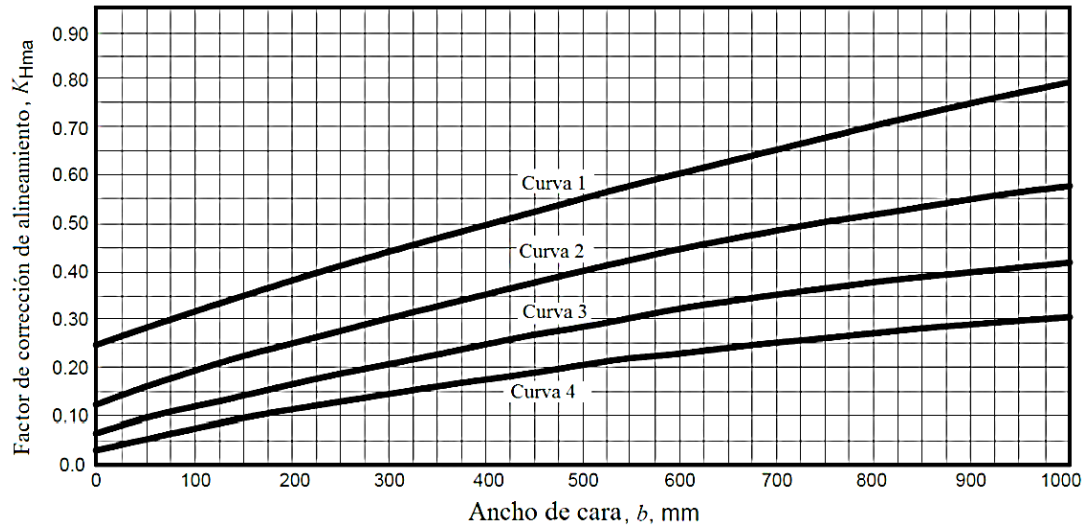


Figura 3-43. Factor de alineación de acoplamiento (Fuente: [37]).

### 3.4.10 Factor de durabilidad $Z_N$

El factor  $Z_N$  ajusta el valor de  $\sigma_{HP}$  para soportar una serie de ciclos de carga, así se tiene en cuenta el desgaste que pueden sufrir los dientes por fatiga. Los ciclos de carga ( $n_L$ ) se refieren al número de contactos que se tiene con las ruedas engranadas, y se calcula según la Ecuación 3-31.

$$n_L = 60 * L * w * q$$

Ecuación 3-31. Número de ciclos de carga (Fuente: [37]).

Siendo  $L$  la vida útil en horas,  $w$  la velocidad de rotación en revoluciones por minuto, y  $q$  el número de contactos por revolución. Este último suele tomar valor 1, cuando sólo tiene un engranaje acoplado. Cuando está en medio de varias ruedas, toma el valor del número de engranajes que tiene acoplado. El valor de  $n_L$  no tomará un valor muy grande en el winch que se estudia, ya que no es un elemento que se utilice todo el tiempo navegando, y además las velocidades de rotación de sus elementos son relativamente bajas, en comparación con otras máquinas. Sabiendo ya el número de ciclos aproximado, existen unas curvas experimentales que, dependiendo del material, se puede saber el factor de durabilidad (Figura 3-44). Aparecen fórmulas complementarias que ayudan a tener un resultado más exacto del factor. En la zona sombreada de la figura, la parte superior se refiere a aplicaciones normales, y la inferior, a aplicaciones para las que se requiere un desgaste mínimo.

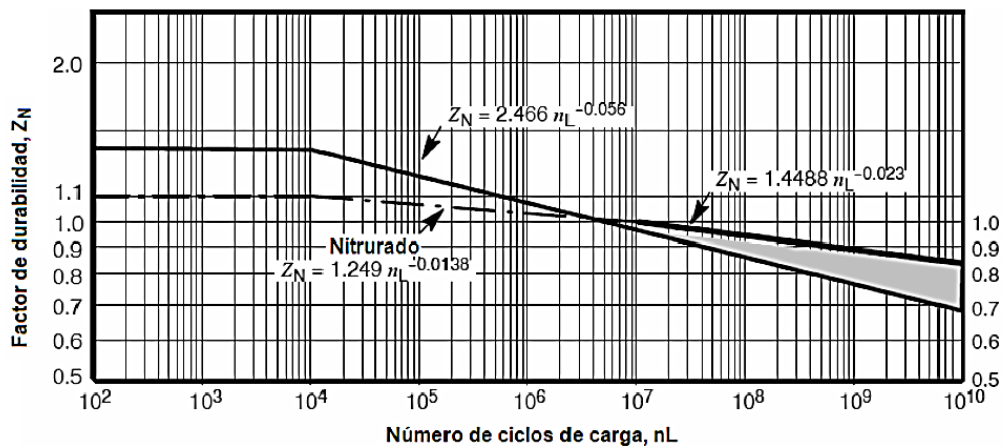


Figura 3-44. Factor de durabilidad  $Z_N$  (Fuente: [37]).

### 3.4.11 Factor geométrico $I$ o $Z_I$

El factor de geometría  $Z_I$ , evalúa el perfil del diente, que puede influenciar en esfuerzos de contacto mayores en los flancos. Con la Ecuación 3-32 se calcula su valor.

$$Z_I = \frac{\cos(\alpha_t) * \sin(\alpha_t)}{2} * \frac{u}{u + 1}$$

**Ecuación 3-32. Factor geométrico  $Z_I$  (Fuente: [37]).**

### 3.4.12 Factor de seguridad $S_H$

Un factor de seguridad considera incertidumbres como análisis de diseño, tolerancias de fabricación o características del material, así como consideraciones económicas y seguridad humana si ocurre la falla. Cuanto mayor es la incertidumbre, mayor será el factor de seguridad. No existen valores normalizados para el factor de seguridad a picadura ( $S_H$ ), pero se establecen unos valores recomendados según la Tabla 3-3.

| TIPO ENGRANAJE                                | $S_H$           |
|-----------------------------------------------|-----------------|
| Valor recomendado                             | 1,3             |
| Acero de alta calidad                         | 1,1             |
| Acero de alta calidad con tratamiento térmico | Entre 1,2 y 1,4 |
| No es importante el deterioro                 | Menos de 1      |

**Tabla 3-3. Factor de seguridad a picadura (Fuente: [37]).**

### 3.4.13 Coeficiente de elasticidad

El coeficiente de elasticidad ( $Z_E$ ), depende del material del que este hecho, y se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - \nu_1}{E_1} \right) + \left( \frac{1 - \nu_2}{E_2} \right) \right]}}$$

**Ecuación 3-33. Coeficiente de elasticidad (Fuente: [37]).**

Siendo  $\nu$  el coeficiente de Poisson, y  $E$  el módulo de elasticidad, con subíndices 1 y 2 porque se consideran ambas ruedas del engranaje.

### 3.4.14 Factor de condición de superficie

Este factor ( $Z_R$ ) tiene en cuenta el acabado superficial y tensiones residuales que pueda tener el material. El valor del factor no está estandarizado tampoco, pero se suele tomar como 1 para casos normales, y valores mayores que 1 para cuando se tenga conocimiento de una condición de superficie perjudicial ([37]).

### 3.4.15 Factor de relación de dureza

El factor de relación de dureza ( $Z_W$ ) tiene en cuenta ensayos de dureza Brinell realizados en los materiales para establecer una relación entre ruedas. Este factor depende también de la relación de transmisión del engranaje, pudiendo sacar el valor del factor de la Figura 3-45, estando este valor bajo la norma [38]. A continuación, se deja también una tabla con los valores típicos de dureza Brinell ( $H_B$ ) según ensayos realizados a distintos materiales (Tabla 3-4).

| MATERIAL                        | DUREZA BRINELL ( $H_B$ ) |
|---------------------------------|--------------------------|
| Aluminio                        | 20                       |
| Cobre                           | 35                       |
| Acero blando                    | 120                      |
| Acero inoxidable                | 250                      |
| Acero de herramientas           | 500                      |
| Madera                          | Entre 1 y 7              |
| Níquel                          | 90                       |
| Aleaciones de Níquel            | Entre 95 y 476           |
| Vidrio                          | 482                      |
| Magnesio, cinc, latón fundido   | Entre 11 y 158           |
| Metales antifricción            | Entre 6 y 78             |
| Plomo, estaño, soldadura blanda | Entre 3 y 39             |

Tabla 3-4. Valores de dureza Brinell para distintos materiales (Fuente: [41]).

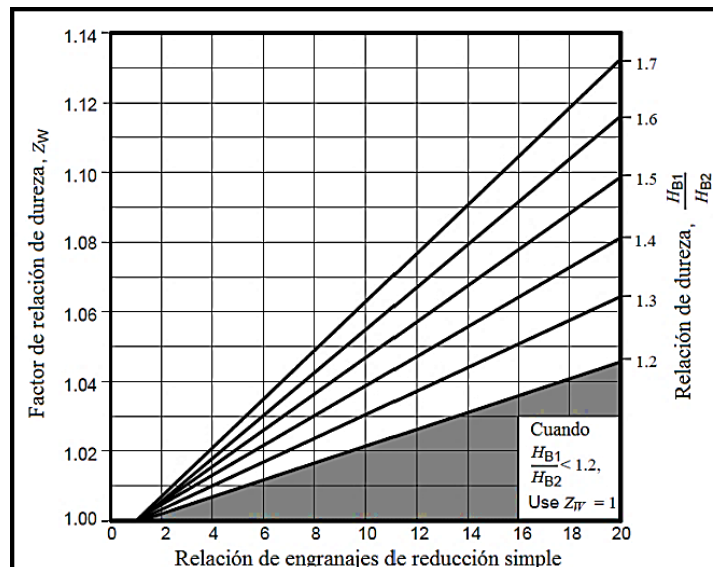
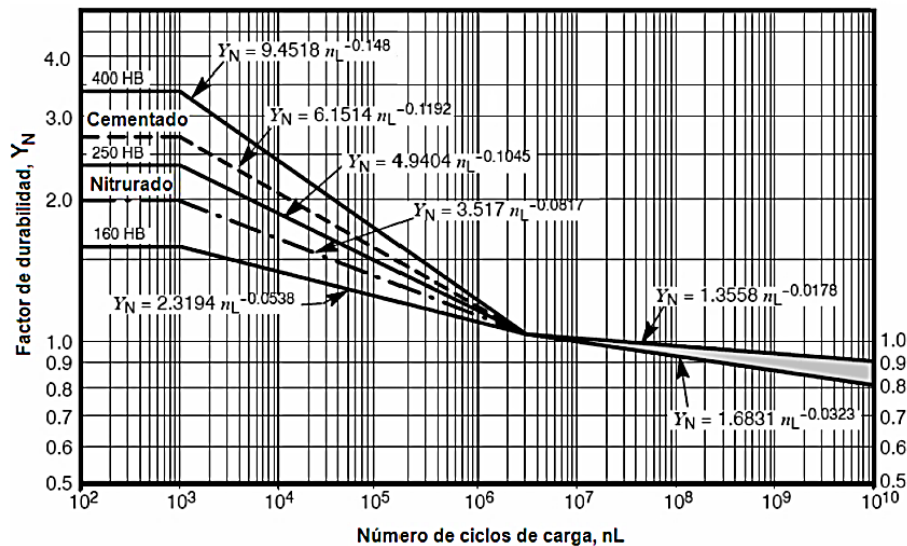


Figura 3-45. Factor de relación de dureza (Fuente: [37]).

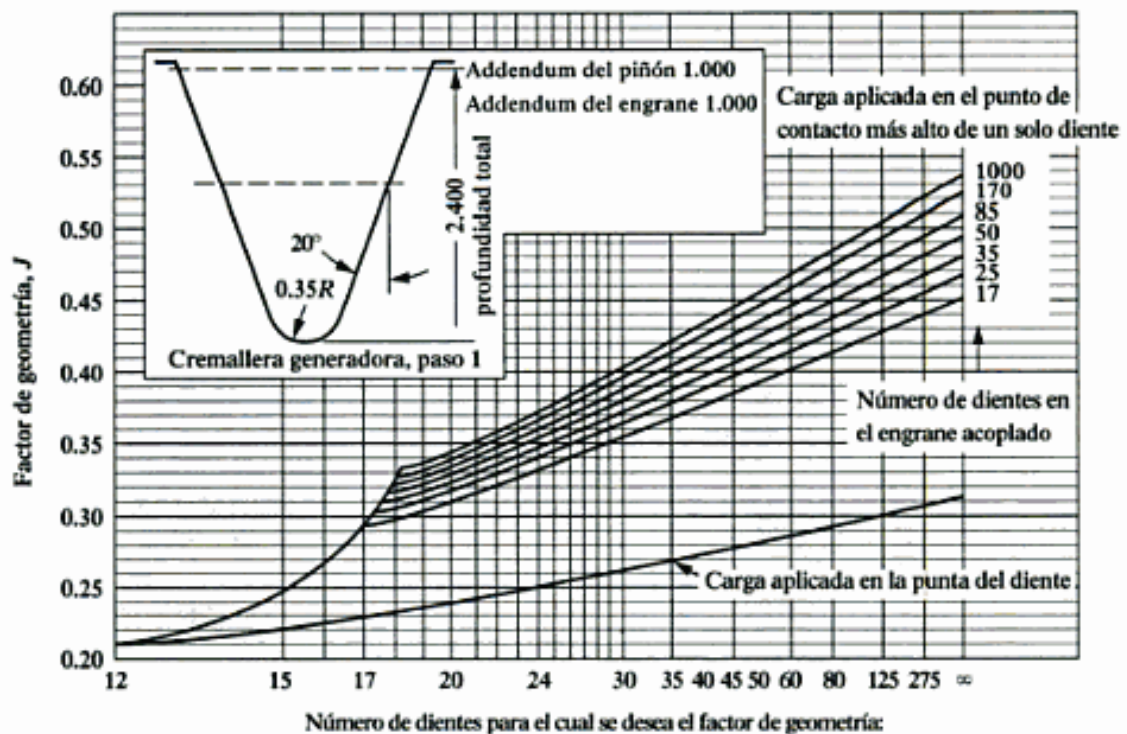
### 3.4.16 Factor de durabilidad $Y_N$

El factor  $Y_N$ , es similar al factor  $Z_N$  (3.4.10), solo que se le aplica a  $\sigma_{FP}$ , para también tener en cuenta el desgaste por fatiga en este fenómeno. Al igual que  $Z_N$ , tiene su propia gráfica para hallar el valor de  $Y_N$  conocido el número de ciclos de carga, la diferencia es que ahora el factor variará más en función del material que sea (Figura 3-46).

Figura 3-46. Factor de durabilidad  $Y_N$  (Fuente: [37]).

### 3.4.17 Factor geométrico $J$ o $Y_f$

El factor de geometría  $Y_f$ , o también conocido como  $J$ , evalúa la forma del diente, el punto donde se está aplicando la carga en el diente (en la punta o en el punto de contacto más alto de cuando el engranaje tiene un único diente engranado), el número de dientes de la rueda cuyo factor de geometría se desea calcular y el número de dientes de la rueda engranada. Su valor está simplificado en la Figura 3-47, conociendo los datos mencionados anteriormente.

Figura 3-47. Factor de geometría  $J$  (Fuente: [43]).

### 3.4.18 Factor de seguridad $S_F$

El factor de seguridad  $S_F$ , tiene las mismas consideraciones que el factor  $S_H$ , con las mismas incertidumbres económicas y humanas, solo que este factor se aplica al cálculo de la resistencia a flexión en la base del diente. Además, para hallar el valor de este, existe otra tabla (Tabla 3-5).

| TIPOS DE ENGRANAJE     | $S_F$ |
|------------------------|-------|
| Valor recomendado      | 1,7   |
| Aceros de alta calidad | 1,6   |
| Aceros laminados       | 1,9   |
| Ruedas de fundición    | 2,2   |

Tabla 3-5. Factor de seguridad  $S_F$  (Fuente: [37]).

### 3.4.19 Factor de espesor de llanta

Hay ocasiones en las que la rueda dentada no tiene una llanta suficiente como para proporcionar el soporte necesario a la raíz del diente. Aquí es cuando en lugar de agrietarse la rueda por la base del diente, lo hace por la llanta (si no es un cilindro macizo). Este fenómeno se considera con el factor de espesor de llanta  $K_B$ , que se saca de la Figura 3-48, entrando con un concepto llamado relación de respaldo ( $m_B$ ), que se calcula de la siguiente manera:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Ecuación 3-34. Relación de respaldo (Fuente: [37]).

Siendo  $t_R$  el espesor de la llanta de la rueda dentada por debajo de la raíz, y  $h_t$  la profundidad total del diente. Con valores de  $m_B$  por encima de 2, no se considera que haya riesgo por espesor de llanta y no influye en el esfuerzo a flexión ( $K_B = 1$ ), ahora bien, según experimentos de fabricantes descubren que alrededor del valor 1,2 de  $m_B$ , empieza a influir en la resistencia a flexión y  $K_B$  comienza a tomar valores.

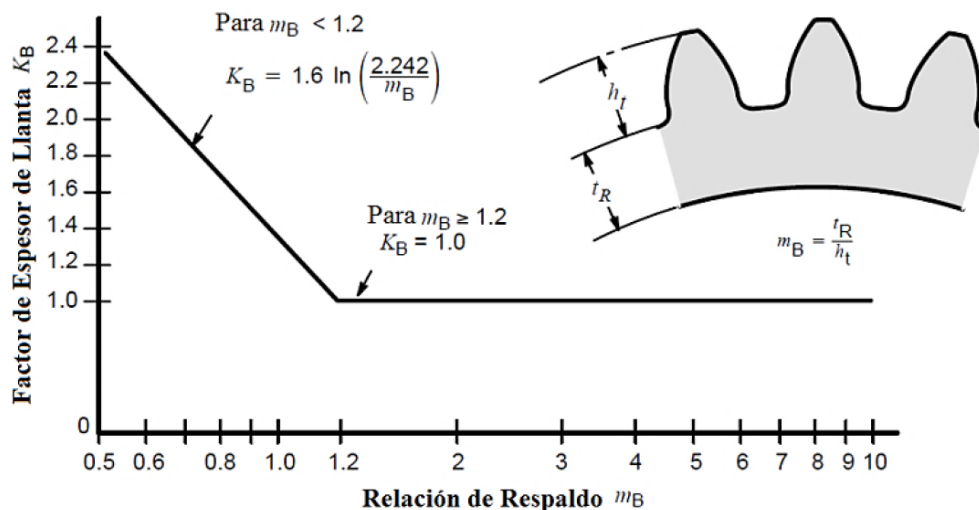


Figura 3-48. Factor de espesor de llanta (Fuente: [37]).

### 3.4.20 Valores resistentes teóricos, $\sigma_{HP}$ y $\sigma_{FP}$

Después de haber explicado todos los factores anteriores, solo resta proporcionar los valores de  $\sigma_{HP}$  y  $\sigma_{FP}$ , para comprobar si se cumplen las condiciones que marcan la Ecuación 3-23 y la Ecuación 3-24, respectivamente. Dependen de la composición del material del que esté hecho, el tratamiento térmico que haya recibido y de la dureza superficial. Los valores han sido hallados gracias a ensayos realizados por fabricantes de engranajes, considerando una carga unidireccional, una confiabilidad del 99%, un  $n_L$  de  $10^7$  ciclos y un  $K_O$  de 1.

| MATERIAL    | TRATAMIENTO<br>TÉRMICO                                | DUREZA<br>BRINELL<br>(HB) | $\sigma_{HP}$ (MPa) | $\sigma_{FP}$ (MPa) |
|-------------|-------------------------------------------------------|---------------------------|---------------------|---------------------|
| ACERO       | Templado,<br>revenido,<br>reconocido y<br>normalizado | 560                       | $2,22*HB+200$       | $0,533*HB+88,3$     |
|             | Cementado                                             | 560                       | 1240                | 380                 |
|             | Nitrurado                                             | 433                       | 1035                | $0,568*HB+83,8$     |
| 2,5% CROMO  | Nitrurado                                             | 547                       | 1070                | $0,7255*HB+63,98$   |
| NITRURABLES | Nitrurado                                             | 642                       | 1170                | $0,594*HB+87,76$    |

Tabla 3-6. Valores de  $\sigma_{HP}$  y  $\sigma_{FP}$  (Fuente: [37]).

### 3.5 Capacidad de carga para engranajes en plástico

Como uno de los objetivos de este trabajo conlleva imprimir en 3D los engranajes del winch, hay que tener en cuenta que los cálculos a realizar son diferentes, ya que el material es plástico. Entonces se van a exponer tres métodos que existen para cálculo de engranajes plásticos según la referencia [44], la cual ha sido primordial, ya que no es un campo muy desarrollado en la actualidad. Aun así, se hace un estudio en el apartado 4.3, utilizando los métodos siguientes en el winch impreso en 3D.

#### 3.5.1 Método Dvorak

Este método suele ser el más “optimista”, en cuanto al resultado que acostumbra a dar. Defiende que se tiene que cumplir la siguiente condición:

$$S = \frac{55 * (6 + V) * W * P * C_S}{B * Y * V} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-35. Método Dvorak (Fuente: [44]).

Siendo  $S$ , la tensión que actúa en la base del diente medido en  $\frac{lb}{in^2}$ ;  $V$ , la velocidad de la rueda medido en  $\frac{ft}{min}$ ;  $W$ , la potencia que se transmite en HP;  $P$ , el paso diametral, que no es mas que 25,4 entre el módulo transversal de la rueda;  $C_S$ , el factor de servicio, que se saca de la Tabla 3-7;  $B$ , el ancho del diente medido en pulgadas;  $Y$ , el factor de forma o factor de Lewis que se saca de la Tabla 3-8; y  $S_{adm}$ , la tensión admisible permitida según el material, cuyos valores se pueden encontrar en la Tabla 3-9.

| TIPO DE<br>CARGA   | 8-10<br>h/DIA | 24<br>h/DIA | INTERMITENTE<br>(3 h/DIA) | OCASIONAL<br>(0,5 h/DIA) |
|--------------------|---------------|-------------|---------------------------|--------------------------|
| CONSTANTE          | 1             | 1,25        | 0,8                       | 0,5                      |
| CHOQUES<br>LIGEROS | 1,25          | 1,5         | 1                         | 0,8                      |
| CHOQUES<br>MEDIOS  | 1,5           | 1,75        | 1,25                      | 1                        |
| CHOQUES<br>FUERTES | 1,75          | 2           | 1,5                       | 1,25                     |

Tabla 3-7.  $C_S$  según tipo de carga y tiempo de trabajo del engranaje (Fuente: [44]).

| NÚMERO DE<br>DIENTES | Y     |
|----------------------|-------|
| 12                   | 0,245 |
| 14                   | 0,276 |
| 16                   | 0,295 |
| 18                   | 0,308 |
| 20                   | 0,32  |
| 22                   | 0,33  |
| 26                   | 0,346 |
| 30                   | 0,358 |
| 34                   | 0,371 |
| 38                   | 0,383 |
| 43                   | 0,396 |
| 50                   | 0,408 |

Tabla 3-8. Factor de Lewis (Fuente: [44]).

| PLÁSTICO      | $S_{adm} \left(\frac{lb}{in^2}\right)$ |
|---------------|----------------------------------------|
| ABS           | 3000                                   |
| Acetato       | 5000                                   |
| Nylon         | 6000                                   |
| Policarbonato | 6000                                   |
| Poliéster     | 3500                                   |
| Poliuretano   | 2500                                   |

Tabla 3-9.  $S_{adm}$  de diferentes tipos de plásticos, probado a una temperatura de 20 °C (Fuente: [44]).

### 3.5.2 Método Kelley

En el método Kelley, la diferencia es que no se tiene en cuenta la velocidad, pero tiene una forma parecida a la condición anterior, y es la siguiente:

$$S = \frac{F * P}{B * Y} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-36. Método Kelley (Fuente: [44]).

Siendo  $F$ , la  $F_t$  pero medido en libras.

### 3.5.3 Método Faires

Este último método que se desarrolla suele ser el más restrictivo, atendiendo al resultado. Se tiene que cumplir la siguiente condición:

$$S = \frac{F_d}{b * Y * m} \leq S_{adm}$$

**Ecuación 3-37. Método Faires (Fuente: [44]).**

Siendo la  $S$ , la tensión que sufre el diente, pero en este caso, medido en  $\frac{kg}{cm^2}$ ; y  $F_d$ , la carga dinámica, medida en kg. Se calcula según la siguiente ecuación:

$$F_d = \frac{(200 + 3,28 * V) * F_t}{200 + 0,82 * V}$$

**Ecuación 3-38. Carga dinámica (Fuente: [44]).**

Siendo  $V$ , la velocidad de la rueda, pero en este caso medido en  $\frac{m}{min}$ .

**3.6 Modelado CAD en NX**

En el último apartado del desarrollo se va a explicar el paso previo a la impresión en 3D, que es cómo diseñar el winch en Siemens NX, de tal manera que el mecanismo sea lo más visible posible para que pueda servir a docencia, pero sin modificar la geometría de los engranajes, que es uno de los objetos de este trabajo. Para ello, hace falta conocer el procedimiento que se sigue para hacer una rueda dentada, ya que tiene una complicación principal que es la realización del perfil de involuta que tiene el diente.

**3.6.1 Rueda dentada**

Lo primero es dibujar los cuatro círculos concéntricos característicos de una rueda, que son de menor diámetro a mayor, el círculo de raíz, el círculo base, el círculo primitivo y el círculo de cabeza (Figura 3-49). Luego se traza una línea que vaya desde el centro del círculo hasta cortar el círculo base. Esta línea va a ser herramienta para realizar la curva involuta del diente de la siguiente manera. Dicha línea se copia y se pega repetidamente de manera angular con una separación de  $5^\circ$  (dato aleatorio) mediante el comando “Mover el objeto”. Se realizan 10 copias (Figura 3-50) y se mide la separación entre ellas en sus puntos finales, que se va a llamar “ $x$ ”. A continuación, se trazan unas líneas perpendiculares a cada una de las copias de la línea que se realizó, con una distancia de línea de  $1*x$  desde el final de la primera copia. Para la segunda copia igual, perpendicular a ella, pero de longitud  $2*x$ , y así sucesivamente hasta que una de estas perpendiculares corte al círculo de cabeza (Figura 3-51). Posteriormente, se selecciona el comando “Curva” y dentro de él, el comando “Spline de studio” para crear la curva requerida. Se selecciona los puntos finales de las perpendiculares trazadas y se obtiene el perfil (Figura 3-52).

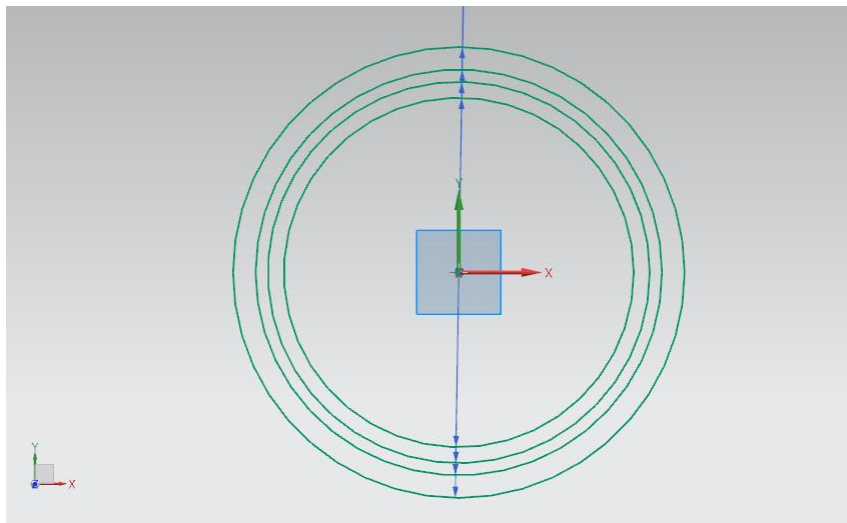


**Figura 3-49. Círculos primitivos característicos.**

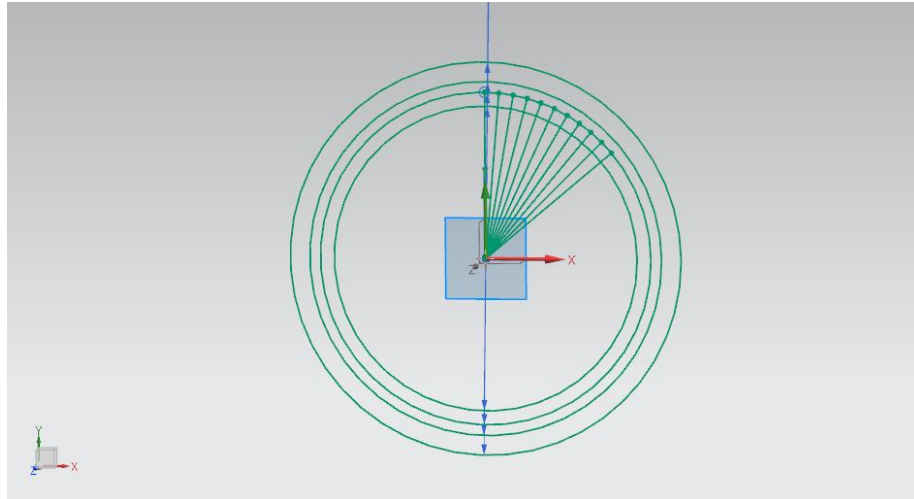


**Figura 3-50. Copias auxiliares.**

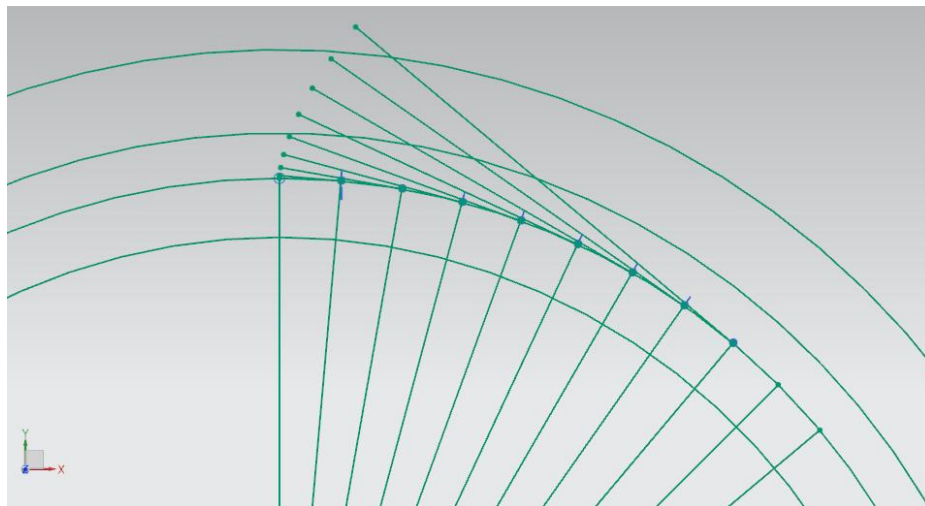


**Figura 3-51. Tangentes a las líneas auxiliares.**

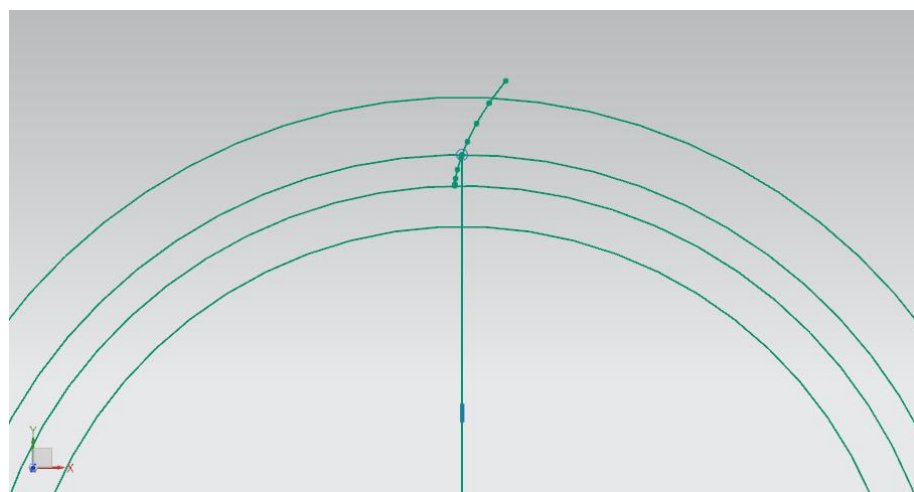


**Figura 3-52. Involuta del diente.**

Ya se tiene el perfil de involuta del diente, y se sigue de la siguiente manera. Conociendo el número de dientes de la rueda dentada, por ejemplo 18 dientes, se puede copiar el perfil de involuta, sabiendo que hay que copiarlo cada  $20^\circ$  ( $360^\circ$  del círculo entre los 18 dientes de la rueda). Entonces se crea una línea a  $5^\circ$  de separación (los  $20^\circ$  entre dientes dividido entre 4) del punto de corte de la

involuta con el círculo primitivo, que servirá como espejo para mover la involuta con el comando “Transformar” y mediante “Simétrico a través de una línea” como ilustra la Figura 3-53. Ahora ya se puede borrar todas las líneas auxiliares, excepto el círculo de raíz y el perfil del diente ya dibujado, uniéndolo antes el inicio de la involuta con el centro (Figura 3-54). Con el comando “Filete” se crea una curva entre el diente y el círculo de raíz, de radio 0,15 (dato aleatorio) para reducir la concentración de esfuerzos en esos puntos. Finalmente, ya se tiene un diente completo, y lo único que hay que hacer es copiarlo 18 veces (el número de dientes) terminando con el croquis de la rueda dentada (Figura 3-55). Ya solo quedaría darle el ancho del diente,  $b$ , con el comando “Extrudir”, quedando como resultado lo mostrado en la Figura 3-56.

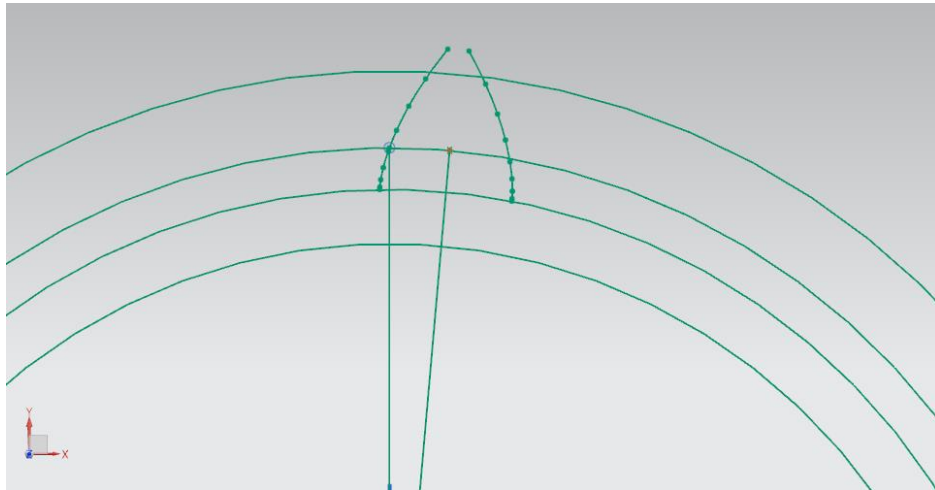


**Figura 3-53. Involuta copiada con comando "Transformar".**

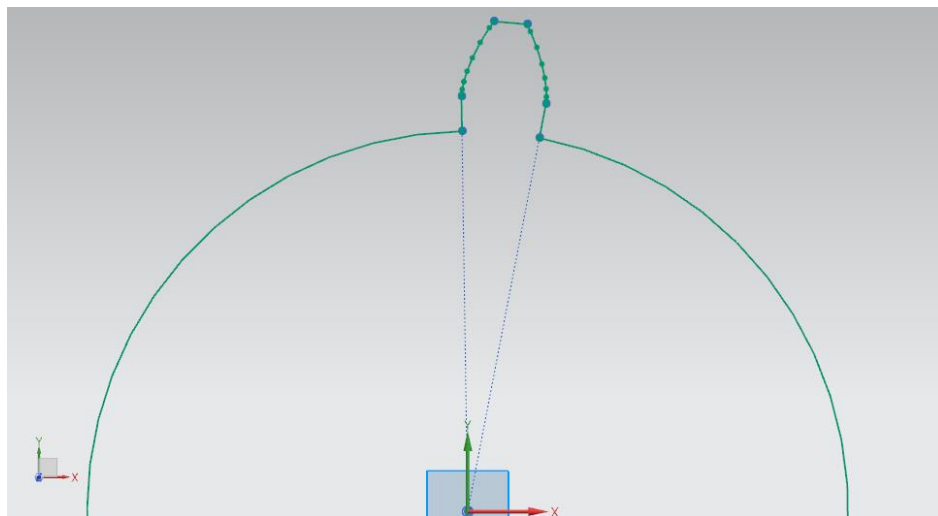


**Figura 3-54. Perfil de un diente.**

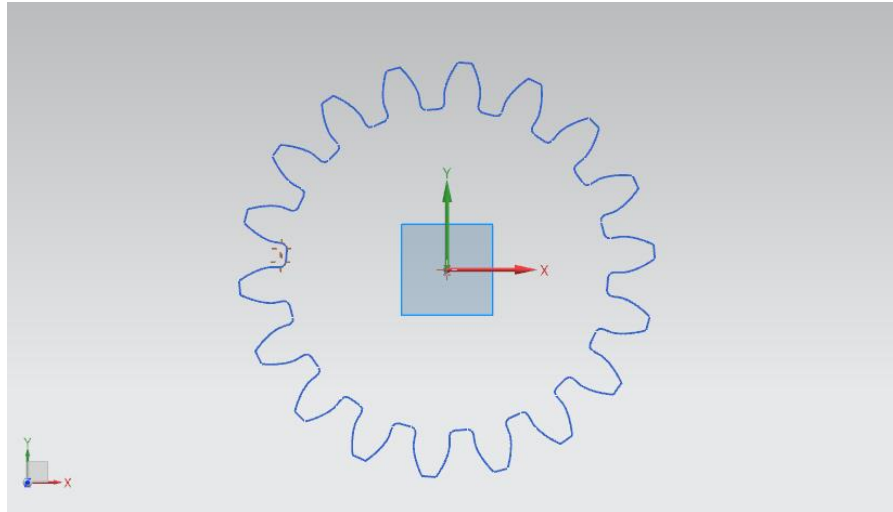


**Figura 3-55. Croquis de una rueda dentada.**

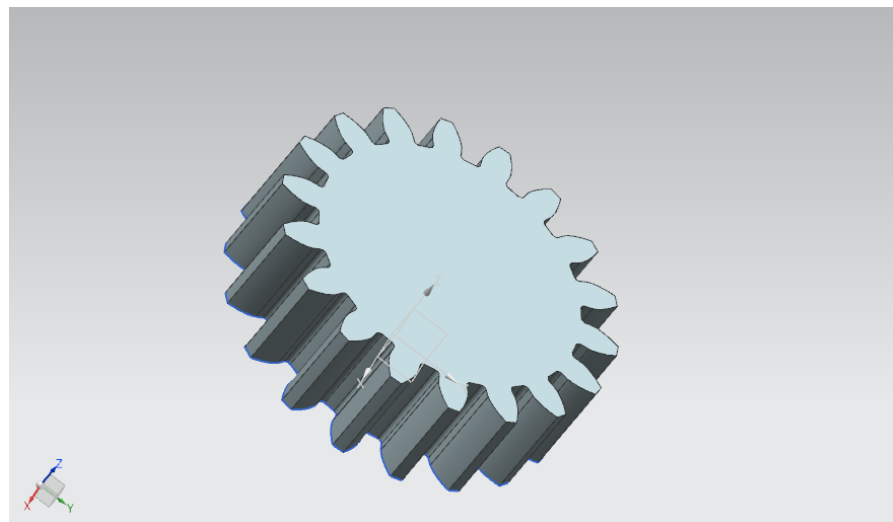


**Figura 3-56. Rueda dentada en Siemens NX.**

### *3.6.2 Nuevo modelo de trinquete*

El procedimiento del apartado anterior es aquel a seguir para crear todos y cada uno de los engranajes del winch, ya que todos son engranajes cilíndricos rectos. Pero antes de presentar todas las piezas, se va a enseñar un nuevo modelo inventado de trinquete. Esto es porque los trinquetes en el winch de referencia realizan su función gracias a resortes, pero ya que se iba a imprimir en 3D, el rediseño se centra una alternativa simplificada de este elemento que realice la misma función, pero por gravedad. Y si se observa la pieza de la Figura 3-57, se ve que tiene unas superficies en pendiente, las cuales también tiene la rueda que se quiere solidarizar, que iría debajo (Figura 3-58). De esta manera, se consigue el mismo efecto que con el trinquete, girando todo el eje solidario cuando se gira en sentido antihorario, y cuando giran en sentidos distintos, la pieza de la Figura 3-57 lo permite, subiendo y bajando sin mover la rueda superior del eje en sentido vertical. Este mecanismo se ha impuesto en todos los ejes, como se puede observar en el apartado 3.6.3 destacándolos en color amarillo.

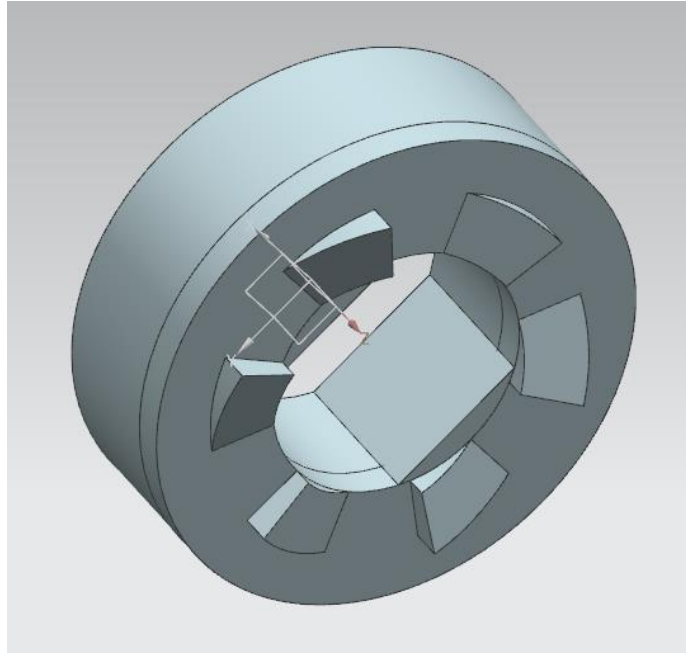


**Figura 3-57. Nuevo modelo modificado de trinquete.**

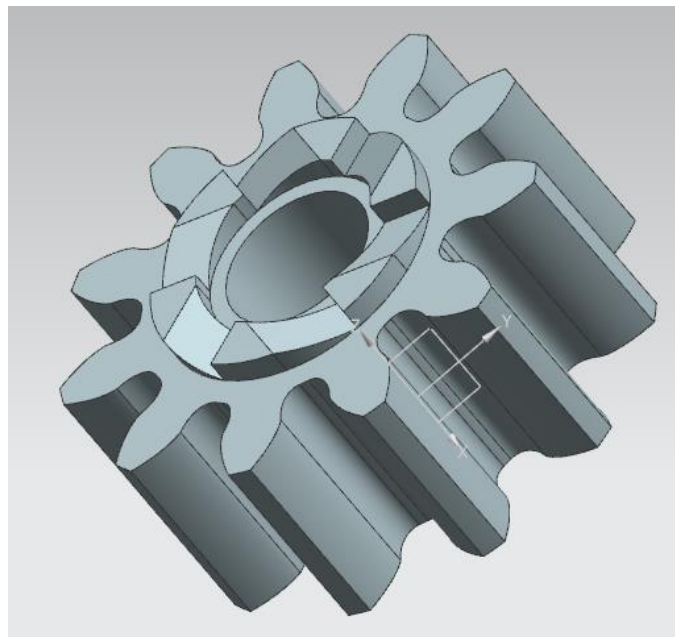


**Figura 3-58. Rueda a solidarizar.**

### 3.6.3 Ejes

Se podría decir que se ha realizado Ingeniería inversa (2.2.6), para estas piezas, obteniendo datos como número de dientes, diámetro de cabeza, ancho de diente y hallando el módulo para diseñar cada rueda de los ejes con el procedimiento del apartado 3.6.1. La geometría de las ruedas dentadas está sin modificar para que el mecanismo sea lo más real posible a la hora de imprimirlo.

En el huso principal, como muestra la Figura 3-59, la distancia vertical entre ruedas es mayor que en el objeto real (ver Figura 3-7) para meter por medio el nuevo modelo de trinquete, y tampoco tiene el agujero para el pasador. Esto es porque la pieza apoyará sobre el soporte, ya que se quería prescindir también del tornillo que soporta la rueda inferior del huso principal, entonces el pasador era innecesario.

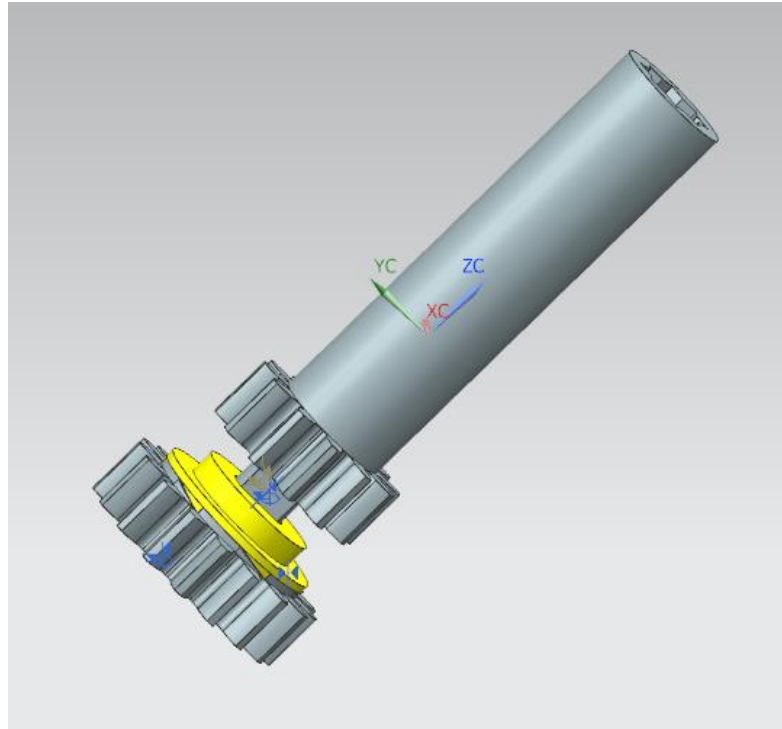


**Figura 3-59. Huso principal en Siemens NX.**

El eje 1 y el eje 2 (Figura 3-60 y Figura 3-61, respectivamente), tienen la misma modificación de alturas, para introducir también la pieza que hace función de trinquete. Se puede observar tal diferencia en la Figura 3-22 para el eje 1, y en la Figura 3-27 para el eje 2.

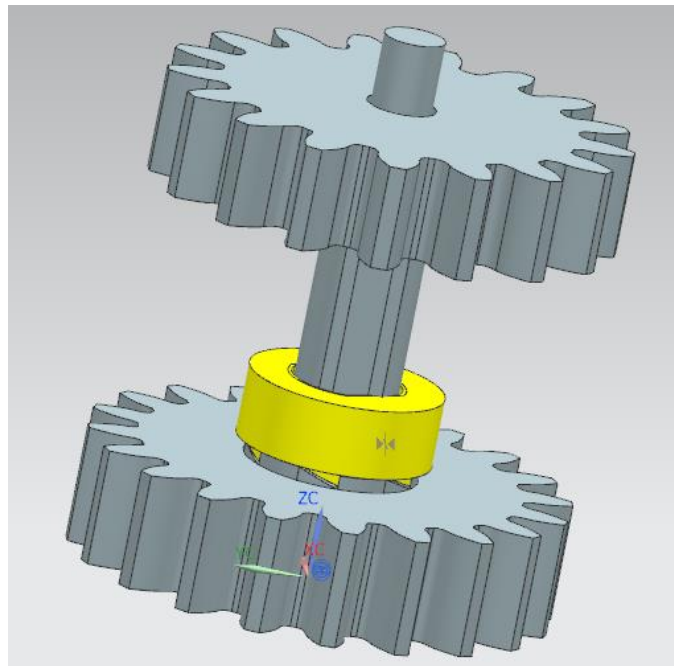


**Figura 3-60. Eje 1 en Siemens NX.**

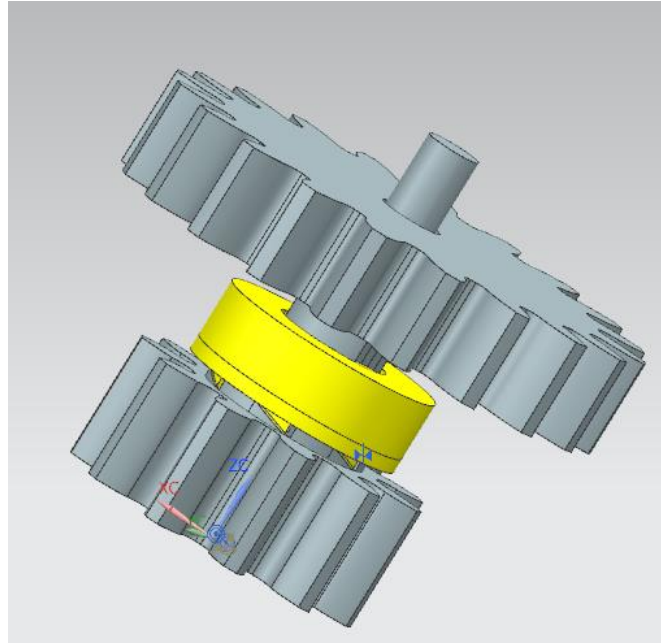


Figura 3-61. Eje 2 en Siemens NX.

### 3.6.4 Soporte

El modelo diseñado del soporte no tiene apenas similitudes con la pieza de referencia (Figura 3-6), esto es debido a que se busca en este proyecto la manera más clara de enseñar el sistema de engranajes con el que funciona un winch. Entonces se ha simplificado muchas partes, siendo consciente que se disminuye robustez al modelo, pero su única función va a ser de apoyo para el resto de piezas (Figura 3-62). Tiene dos techos, uno más alto que otro para inmovilizar el eje 1 y el eje 2, con sus respectivos agujeros para los husos. La parte superior acaba en forma cónica, ya que va a servir de apoyo para el tambor (3.6.5), consiguiendo menor superficie de rozamiento, y no queriendo apoyarlo sobre aristas por posible desgaste. Por último, la parte inferior tiene espacios huecos, cuya función es para facilitar la observación del mecanismo, y asegurar el montaje del winch, sobre todo a la hora de añadir el huso principal.

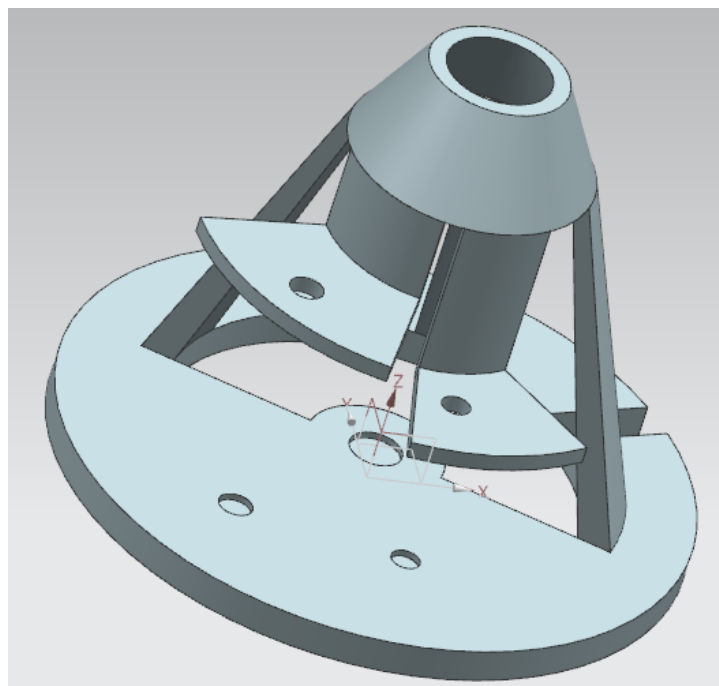


**Figura 3-62. Soporte en Siemens NX.**

### 3.6.5 Tambor

Como ocurre en los ejes, el tambor sufre modificaciones, pero sin cambiar la geometría de sus dientes. Esto es, que mantiene el mismo diámetro primitivo, mismo módulo, y mismo ancho de diente que en el winch, y adicionalmente, está a una altura la cual le permita engranar con la rueda superior del eje 1, como se puede observar en el ensamble de la Figura 3-64. Externamente, los cambios de los que se hablan son los huecos que se pueden apreciar en la pieza (Figura 3-63), con el fin de poder enseñar el sistema de engranajes, ya que el tambor en el modelo real envuelve el mecanismo y no deja ver la parte interior cuando está en funcionamiento. Los seis agujeros que contiene en su parte superior son simplemente para la tapa superior, la cual tiene otros seis pernos que consiguen encajar en esta pieza y mover el tambor a una relación 1:1 (3.6.6).

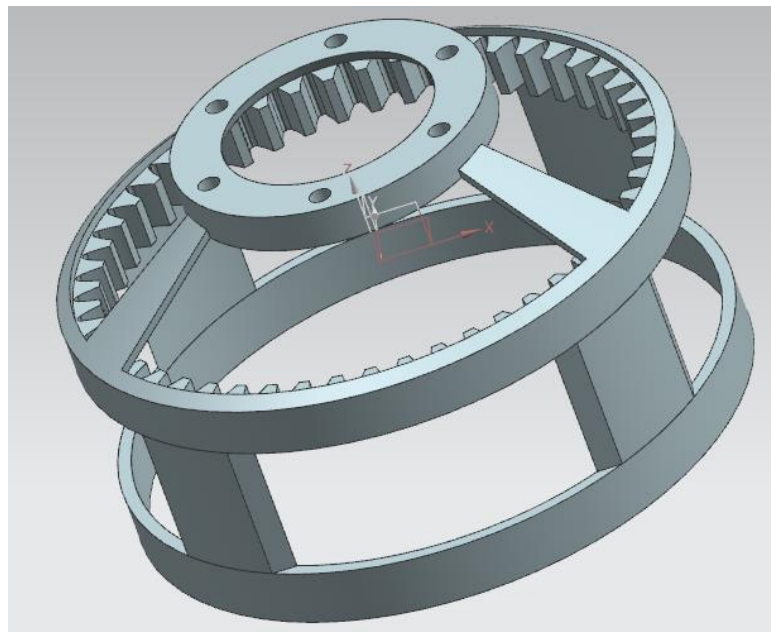


**Figura 3-63. Tambor en Siemens NX.**

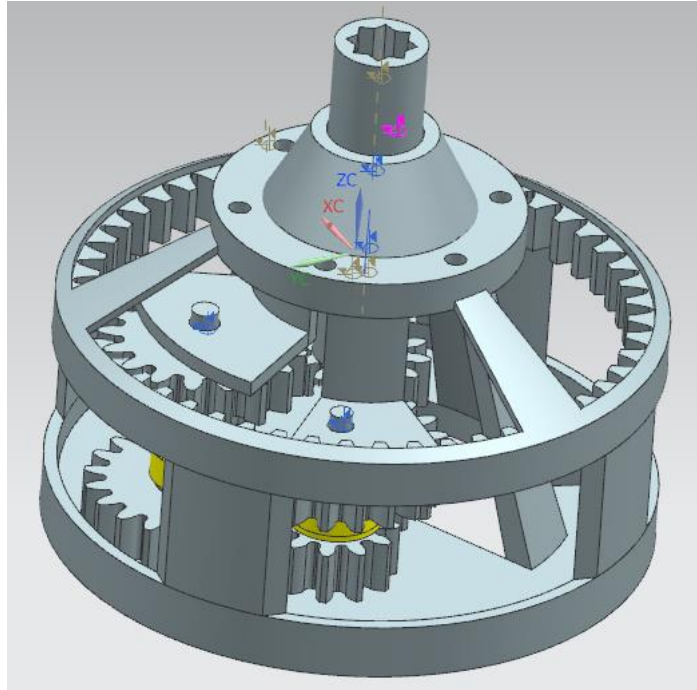


**Figura 3-64. Ensamble de huso principal, eje 1, eje 2 y tambor con el soporte en Siemens NX.**

### 3.6.6 Tapa superior

La tapa superior se ha tenido que modificar por completo, ya que el mecanismo real contiene resortes y gran cantidad de piezas pequeñas que han sido adheridas. Como lo que se busca es que cumpla con la misma función de transmitir a una relación 1:1, se ha optado por un modelo menos enrevesado y más simple de entender, sin dejar de cumplir con la misión. La parte superior contiene un hueco para introducir la maneta, al igual que el huso principal. La parte inferior, como se puede observar en su parte más cercana al eje, es similar a un tapón, para que cuando gire esta pieza, se deslice por encima de la parte superior del huso principal, sin transmitir movimiento. Además, contiene unos seis pernos que encajan en los agujeros del tambor, para que así, giren solidariamente a la misma velocidad angular (Figura 3-65). En la Figura 3-66, se ilustra esta pieza ensamblada al resto del sistema.

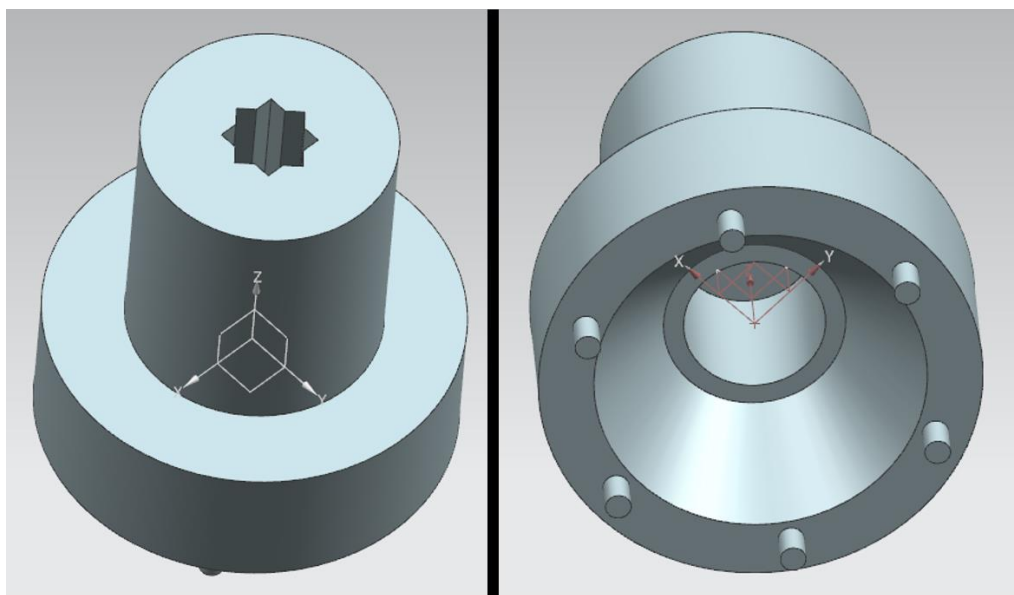


**Figura 3-65. Parte superior (izquierda) y parte inferior (derecha) de la tapa superior en Siemens NX.**

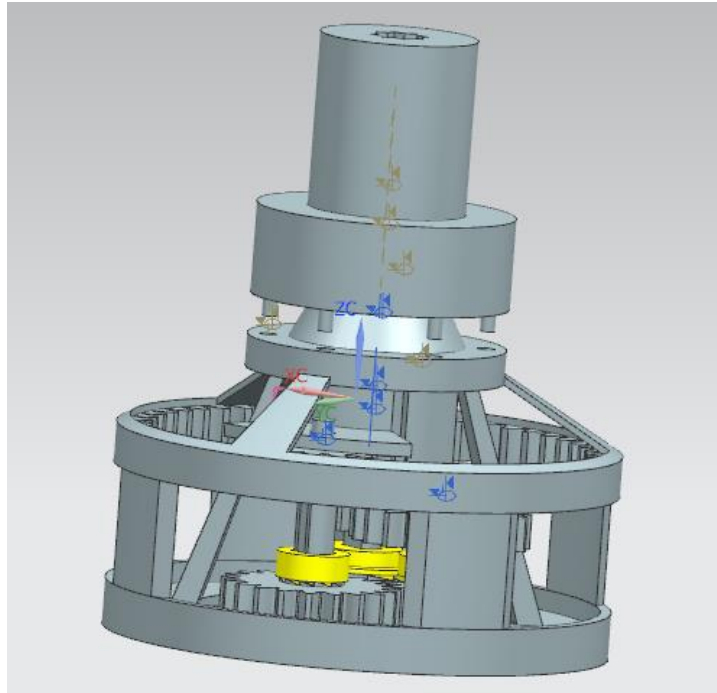


**Figura 3-66. Tapa superior ensamblada al winch en Siemens NX (separado).**

### 3.6.7 Maneta

La maneta es un elemento del que no se disponía, como se puede observar en el apartado 3.2.1, pero se ha intentado diseñar una maneta con la misma longitud que se supone en los cálculos para saber el par que puede llegar a transmitir como máximo, que es de 254 mm, según la referencia [34], pero por incapacidad de la impresora, se tuvo que imprimir con la mitad de longitud. En la Figura 3-67 se aprecia que el brazo de la manivela, en uno de sus extremos contiene una estrella de 8 puntas que encastra en el hueco de misma forma que hay tanto en el huso principal como en la tapa superior, ambas en su parte superior. En el otro extremo, en la izquierda de la Figura 3-67 para ser exacto, está el mango, que no es solidario a la maneta para que, a la hora de aplicar la fuerza, sea más ergonómico para el usuario. Finalmente, en la Figura 3-68 se ilustra cómo queda ensamblado al completo en NX el modelado CAD (con la tapa superior).

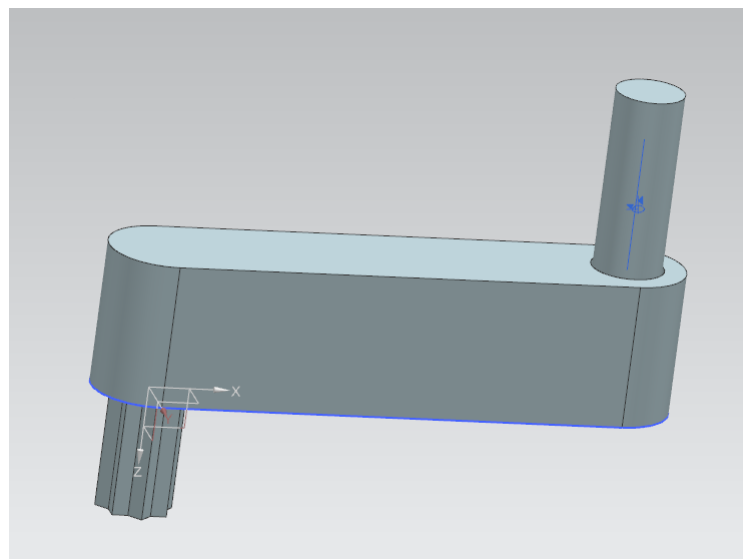


**Figura 3-67. Maneta y pasador en Siemens NX.**

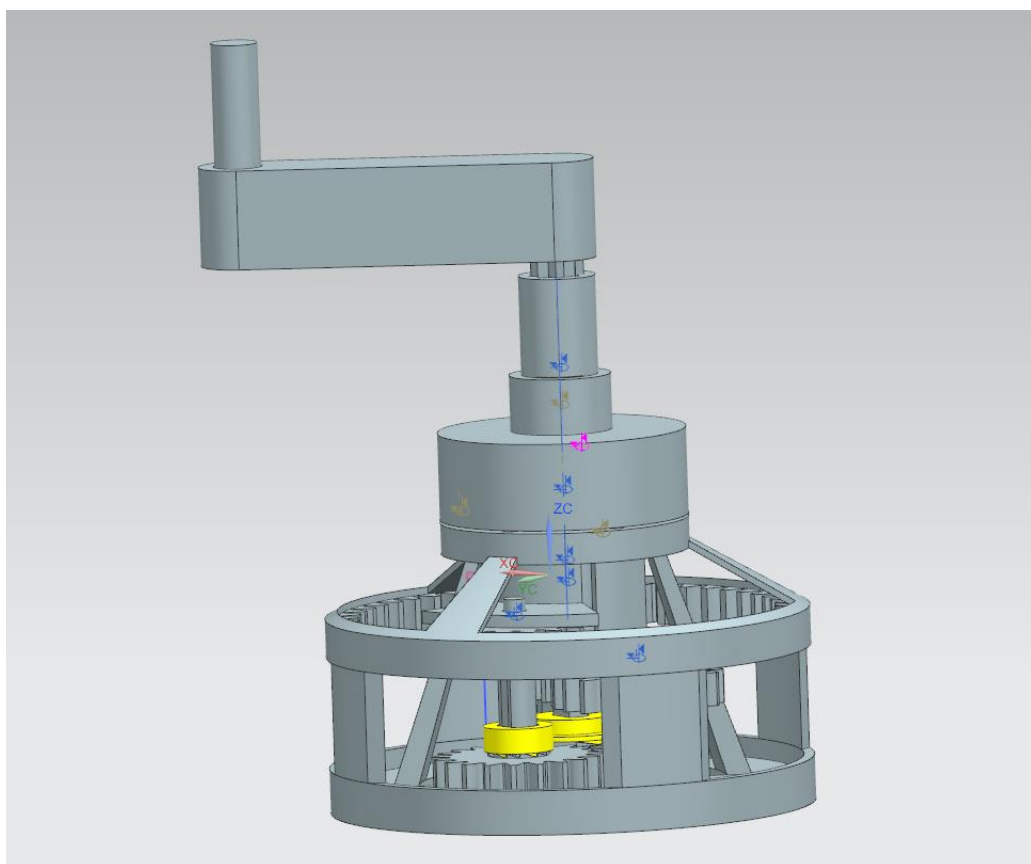


**Figura 3-68. Winch diseñado en Siemens NX al completo.**

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Datos importantes en los engranajes del winch

Según los conceptos y ecuaciones dadas anteriormente en el apartado 3.3, se va a exponer una tabla donde vendrán detalladamente los datos del engranaje que más sufre, que en principio sería aquel engranaje que contiene la rueda de menor diámetro. Sin embargo, el engranaje entre la rueda superior del huso principal (3.2.1.3), cuyo material del que está hecho es acero, y la rueda superior del eje 2 (3.2.1.7.1), cuyo materiales de bronce como el resto de ruedas, es la pareja que más sufre, habiendo observado y comparado los resultados del estudio en las tablas del Anexo II: CAPACIDAD DE CARGA DE LOS ENGRANAJES DEL WINCH. Los datos restantes de los engranajes vendrán incluidos en el Anexo I: DATOS IMPORTANTES EN LOS ENGRANAJES DEL WINCH. Como se puede observar, sólo ha hecho falta medir tres dimensiones, y mediante las ecuaciones referenciadas se ha sacado el resto, y habiendo realizado los cálculos en Excel para simplificar la gran cantidad de operaciones.

| DATO              | RUEDA SUPERIOR<br>HUSO PRINCIPAL | RUEDA SUPERIOR<br>EJE 2 | ECUACIÓN      |
|-------------------|----------------------------------|-------------------------|---------------|
| $z$               | 12                               | 20                      | Medido        |
| $m$               | 3,2                              | 3,2                     | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                               | 20                      | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                               | 20                      | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725                       | 20,0003725              | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438                       | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438                       | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0                                | 0                       | No            |
| $b$ (mm)          | 16,6                             | 13,35                   | Medido        |
| $u$               | 1,66666667                       | 1,66666667              | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 51,2                             | 51,2                    | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 51,2001212                       | 51,2001212              | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 32                               | 57,6                    | Ecuación 3-4  |

|               |            |            |               |
|---------------|------------|------------|---------------|
| $d_b$ (mm)    | 36,08      | 60,14      | Ecuación 3-5  |
| $d$ (mm)      | 38,4       | 64         | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)    | 38,4000909 | 64,0001514 | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)    | 44,8       | 70,4       | Medido        |
| $S_n$ (mm)    | 5,02654825 | 5,02654825 | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)    | 4,4385538  | 4,4385538  | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)    | 2,39237043 | 3,19954386 | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)    | 10,0530965 | 10,0530965 | Ecuación 3-12 |
| $p_{bt}$ (mm) | 9,44682059 | 9,44682059 | Ecuación 3-13 |
| $\varepsilon$ | 1,48859874 | 1,48859874 | Ecuación 3-20 |

Tabla 4-1. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del huso principal y rueda superior del eje 2.

## 4.2 Capacidad de carga en los engranajes del winch

Conociendo los datos del apartado anterior, se puede hacer un cálculo de la capacidad de carga que tiene ese engranaje, dados los conceptos desarrollados en el apartado 3.4. En la Tabla 4-2, se exponen los valores de los factores que intervienen en cada rueda, para mejor comprensión del resultado de la Tabla 4-3 y la Tabla 4-4, donde se verá si resisten los fenómenos de picadura y de flexión en la base del diente, respectivamente. Como ya se ha comentado en el apartado anterior, se presenta el engranaje más crítico, y el resto de engranajes se adjuntan en el Anexo II: CAPACIDAD DE CARGA DE LOS ENGRANAJES DEL WINCH.

| DATO       | RUEDA<br>SUPERIOR<br>HUSO<br>PRINCIPAL |  | RUEDA<br>SUPERIOR EJE 2 | ECUACIÓN /<br>TABLA / FIGURA<br>/ APARTADO |
|------------|----------------------------------------|--|-------------------------|--------------------------------------------|
| $F_t$      | 1944,68 MPa                            |  |                         | Ecuación 3-27                              |
| $K_O$      | 1,35                                   |  |                         | Tabla 3-1                                  |
| $K_V$      | 1                                      |  |                         | Figura 3-41                                |
| $K_S$      | 1                                      |  | 1                       | 3.4.6                                      |
| $Y_Z$      | 1                                      |  |                         | Tabla 3-2                                  |
| $Y_\theta$ | 1                                      |  |                         | 3.4.8                                      |
| $K_H$      | 1,15                                   |  | 1,15                    | Ecuación 3-30                              |
| $Z_N$      | 1,05                                   |  | 1,05                    | Figura 3-44                                |
| $Z_I$      | 0,1                                    |  |                         | Ecuación 3-32                              |
| $S_H$      | 1,3                                    |  | 1,3                     | Tabla 3-3                                  |
| $Z_E$      | 155,33                                 |  | 155,33                  | Ecuación 3-33                              |
| $Z_R$      | 1                                      |  | 1                       | 3.4.14                                     |
| $Z_W$      | 1,01                                   |  | 1,01                    | Figura 3-45                                |
| $Y_N$      | 1,1                                    |  | 1,1                     | Figura 3-46                                |

|       |      |      |             |
|-------|------|------|-------------|
| $Y_J$ | 0,31 | 0,21 | Figura 3-47 |
| $S_F$ | 1,7  | 1,7  | Tabla 3-5   |
| $K_B$ | 1    | 1    | Figura 3-48 |

**Tabla 4-2. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2.**

El primer término,  $F_t$ , se saca gracias al estudio realizado en la referencia [34], donde el autor presenta que, suponiendo un viento máximo de 35 nudos y utilizando la primera velocidad (mayor relación de transmisión y por tanto mayor relación de potencia) la máxima carga que puede hacer un operador del winch es de 15 kilogramos. a una palanca de 254 milímetros. Entonces, se tiene  $T$ , y con la Ecuación 3-27 se consigue la  $F_t$  marcada en la tabla anterior. Continuando con el valor de  $K_O$ , se ha tomado considerando que ambas ruedas reciben impactos leves.  $K_V$  es 1 prácticamente, habiendo consultado la referencia [34] para ver que la velocidad más grande que toma cualquiera de estos dos ejes es de 5 rad/s, tratándose del huso principal en la segunda velocidad (0,53 m/s en el radio primitivo de la rueda superior del huso principal); y que se toma una precisión media en las ruedas (A7).  $K_S$  se tomará como valor igual a 1 pensando en que el material que lo compone es uniforme en ambas ruedas. Sin ser muy optimista, se le da una confiabilidad del 99% al engranaje, obteniendo así  $Y_Z$  igual a 1. En el winch no se alcanzan temperaturas superiores a 120 °C, entonces  $Y_\theta$  es igual a 1.  $K_H$  toma valores iguales (1,15) considerando el engranaje un engranaje cerrado, atendiendo a los valores de  $b$  y  $d_w$  (ver Figura 3-43 y Figura 3-42), y que no existen dientes con modificación de avance. Para el siguiente factor hacía falta calcular aproximadamente el número de ciclos de carga y, suponiendo que el barco navega la mitad de los días del año durante 3 horas cada día a lo largo de 20 años y que el winch está constantemente siendo utilizado,  $n_L$  sale  $24 \cdot 10^6$  ciclos, entonces  $Z_N$  sale 1,05 en cada rueda. Con  $Z_I$ , se aplica la Ecuación 3-32 simplemente. Al elegir el factor  $S_H$  se escoge el valor recomendado en la Tabla 3-3. Para calcular  $Z_E$ , se aplica el módulo elástico del bronce ( $10,3 \cdot 10^6$  MPa) y su coeficiente de Poisson (0,31) en la Ecuación 3-33. Siguiendo con  $Z_R$ , se considera un acabado superficial normal ( $Z_R = 1$ ). Para  $Z_W$ , hay que entrar antes en la Tabla 3-4 para sacar las diferentes durezas Brinell, ya que en este caso no es el mismo material en ambas ruedas, y posteriormente se halla el valor en la Figura 3-45. Para  $Y_N$ , se considera el mismo  $n_L$  que antes.  $Y_J$ , en cada rueda, se saca entrando la Figura 3-47 considerando la carga en el punto más alto de cuando hay un solo diente engranado. Con el factor de seguridad  $S_F$  se aplica el valor recomendado. Por último,  $K_B$  se ha sacado de la tabla indicada, según las relaciones de respaldo medidas en las ruedas del winch, aunque no tomará valores diferentes a 1, ya que la llanta en el winch se considera siempre más grande que el diente, por acción de los trinquetes.

Por tanto, se llega a los siguientes esfuerzos:

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_H$    | 1066,66      | Ecuación 3-21 |
| $\sigma_{Ha}$ | 1177,32      | Ecuación 3-22 |
| $\sigma_{HP}$ | 1443,2       | Tabla 3-6     |

**Tabla 4-3. Resistencia a picadura en el engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2.**

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_F$    | 183,34       | Ecuación 3-25 |
| $\sigma_{Fa}$ | 250,27       | Ecuación 3-26 |

|               |        |           |
|---------------|--------|-----------|
| $\sigma_{FP}$ | 386,78 | Tabla 3-6 |
|---------------|--------|-----------|

**Tabla 4-4. Resistencia a flexión en la base en el engranaje entre la rueda superior del huso principal y la rueda superior del eje 2.**

Observando la Tabla 4-3 y la Tabla 4-4, se puede asegurar que se cumplen las condiciones descritas en la Ecuación 3-23 y la Ecuación 3-24, respectivamente.

### 4.3 Estudio de la capacidad de carga en winch impreso en 3D

Se ha comprobado que el winch aguanta a los fenómenos más perjudiciales que un engranaje puede sufrir. Ahora, al haber impreso en 3D el winch, se va a estudiar si aguanta a la misma carga esperando que no lo haga por motivos de material, y qué habría que cambiar en el engranaje para que lo aguantara, aunque se es consciente de que el winch de plástico es un prototipo y sólo sirve para docencia. El cálculo se hace mediante los métodos explicados en el apartado 3.5 en la rueda más crítica, que en este caso sí que es el engranaje que contiene la rueda de menor diámetro, ya que no hay materiales distintos interactuando. El engranaje es entre la rueda inferior del eje 2 (3.2.1.7.2) y la rueda inferior del eje 1 (3.2.1.6.2) de cuyos datos se presentan en la Tabla 4-5.

| DATO              | RUEDA INFERIOR<br>EJE 1 | RUEDA INFERIOR<br>EJE 2 | ECUACIÓN      |
|-------------------|-------------------------|-------------------------|---------------|
| $z$               | 20                      | 11                      | MEDIDO        |
| $m$               | 3,2                     | 3,2                     | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                      | 20                      | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                      | 20                      | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725              | 20,0003725              | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438              | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438              | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0                       | 0                       | No            |
| $b$ (mm)          | 16,7                    | 17,1                    | MEDIDO        |
| $u$               | 1,82                    | 1,82                    | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 49,6                    | 49,6                    | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 49,6001174              | 49,6001174              | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 57,6                    | 28,8                    | Ecuación 3-4  |
| $d_b$ (mm)        | 60,1403277              | 33,0771803              | Ecuación 3-5  |
| $d$ (mm)          | 64                      | 35,2                    | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)        | 64,0001514              | 35,2000833              | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)        | 70,4                    | 41,6                    | MEDIDO        |
| $S_n$ (mm)        | 5,02654825              | 5,02654825              | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)        | 4,4385538               | 4,4385538               | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)        | 2,39236664              | 3,19954007              | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)        | 10,0530965              | 10,0530965              | Ecuación 3-12 |

|               |            |            |               |
|---------------|------------|------------|---------------|
| $p_{bt}$ (mm) | 9,44682059 | 9,44682059 | Ecuación 3-13 |
| $\varepsilon$ | 1,47649555 | 1,47649555 | Ecuación 3-20 |

**Tabla 4-5. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del eje 2.**

Para cada método se expone una tabla con los datos necesarios para el cálculo y otra a continuación para ver si se cumple la condición que cada método requiere.

Según método Dvorak:

| DATO  | VALOR               |
|-------|---------------------|
| $V$   | $13 \frac{ft}{min}$ |
| $W$   | 0,24 HP             |
| $P$   | $7,94 in^{-1}$      |
| $C_s$ | 1                   |
| $B$   | $0,67 in$           |
| $Y$   | 0,245               |

**Tabla 4-6. Datos para método Dvorak.**

Para la  $V$ , se ha entrado en la referencia [34] y ver la velocidad de giro del eje 2 que es de 3,88 rad/s en la segunda velocidad (0,066 m/s en el radio primitivo de la rueda inferior del eje 2). La  $W$  se halla sabiendo que el par que actúa es el mismo que se expuso en 4.2, con la velocidad anterior.  $P$  se conoce gracias al módulo del engranaje, que se puede consultar en la Tabla 4-5. Se consideran choques ligeros, para  $C_s$  (Tabla 3-7). Para  $B$ , se utiliza el mismo anexo que se consultó para el módulo, y pasándolo a pulgadas. Por último,  $Y$  se saca de la Tabla 3-8, habiendo visto en el anexo dicho el número de dientes de la rueda en cuestión, 11.

Entonces, los resultados de esfuerzos se calculan según las ecuaciones y tablas que se referencian a continuación, pasando antes los valores a MPa para una mejor idea de los esfuerzos, en vez de  $\frac{lb}{in^2}$ :

| DATO      | VALOR EN MPa | ECUACIÓN/TABLA |
|-----------|--------------|----------------|
| $S$       | 5            | Ecuación 3-35  |
| $S_{adm}$ | 20,68        | Tabla 3-9      |

**Tabla 4-7. Método Dvorak.**

Si se consulta la Ecuación 3-35, se puede observar que cumple la carga, según el método Dvorak, pero siendo cauto, se confiará en el más restrictivo. Así que si se sigue con el método Kelley:

| DATO  | VALOR          |
|-------|----------------|
| $P$   | $7,94 in^{-1}$ |
| $F_t$ | 2121,47 N      |
| $B$   | $0,67 in$      |
| $Y$   | 0,245          |

**Tabla 4-8. Datos para método Kelley**

Los datos son todos iguales que en el método Dvorak, excepto la  $F_t$ , que se saca de al igual que se dijo en el apartado 4.2, pero no es la misma fuerza porque este engranaje es distinto al del apartado mencionado. Por tanto:

| DATO      | VALOR EN MPa | ECUACIÓN/TABLA |
|-----------|--------------|----------------|
| $S$       | 158          | Ecuación 3-36  |
| $S_{adm}$ | 20,68        | Tabla 3-9      |

**Tabla 4-9. Método Kelley.**

Como se puede observar, no cumple la condición de la Ecuación 3-36, algo más real y creíble. Para terminar de corroborar el resultado se pasa a ver el método Faires:

| DATO  | VALOR               |
|-------|---------------------|
| $Y$   | 0,245               |
| $b$   | 17,1 mm             |
| $m$   | 3,2                 |
| $F_d$ | 2223,15 N           |
| $F_t$ | 2121,47 N           |
| $V$   | $13 \frac{ft}{min}$ |

**Tabla 4-10. Datos para método Faires.**

La mayoría de los datos de la Tabla 4-10, ya se han utilizado en los métodos anteriores, excepto  $F_d$ , que hay que utilizar la Ecuación 3-38; y  $b$ , que se mete directamente en milímetros. Entonces:

| DATO      | VALOR EN MPa | ECUACIÓN/TABLA |
|-----------|--------------|----------------|
| $S$       | 165,83       | Ecuación 3-37  |
| $S_{adm}$ | 20,68        | Tabla 3-9      |

**Tabla 4-11. Método Faires.**

Como era de esperar, la condición de la Ecuación 3-37 no se cumple, y además es más restrictivo incluso que el método Kelley. Por tanto, se llega a la conclusión de que no sería capaz de actuar igual que el sistema de engranajes de acero y bronce del winch. Si se quisiera fabricar con una impresora 3D un winch con un sistema de engranajes que aguantara en las mismas funciones que el winch real, lo más adecuado sería modificar el módulo del engranaje al doble,  $m$ , que influye directamente en el diámetro primitivo modificándolo también 2 veces su medida anterior, y aumentar pocos milímetros el ancho del diente,  $b$ . La Tabla 4-12 ilustra que el cambio es satisfactorio.

| DATOS         | ENGRANAJE SIN MODIFICAR     |                             | ENGRANAJE MODIFICADO        |                             |
|---------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| <i>RUEDA</i>  | <b>RUEDA INFERIOR EJE 1</b> | <b>RUEDA INFERIOR EJE 2</b> | <b>RUEDA INFERIOR EJE 1</b> | <b>RUEDA INFERIOR EJE 2</b> |
| $z$ (dientes) | 20                          | 11                          | 20                          | 11                          |

|                 |        |      |       |      |
|-----------------|--------|------|-------|------|
| $m$             | 3,2    | 3,2  | 6,4   | 6,4  |
| $d$ (mm)        | 64     | 35,2 | 128   | 70,4 |
| $b$ (mm)        | 16,7   | 17,1 | 19,7  | 20,1 |
| $S$ (MPa)       | 165,83 |      | 19,79 |      |
| $S_{adm}$ (MPa) | 20,68  |      | 20,68 |      |
| ¿AGUANTA?       | NO     |      | SI    |      |

Tabla 4-12. Diferencias de capacidad de carga entre engranaje sin modificar y el modificado.

#### 4.4 Impresión 3D de las piezas y montaje

Este apartado se puede considerar el resultado del apartado 3.6 y las piezas diseñadas. Lo primero que hay que hacer es, en el mismo Siemens NX, pinchar en Archivo, y directamente da la opción de exportar a formato “.STL”. Posteriormente, ya se puede acudir a la máquina con la que se ha trabajado todo este proyecto, que es la que se enseña en la Figura 4-1. El material con el que trabaja normalmente es una bobina de PLA (Figura 4-2) que se coloca en la parte posterior de la impresora. También es capaz de trabajar con otros materiales como PVA, que se utiliza como soporte, el cual es más fácil de retirar exponiéndolo bajo el agua.

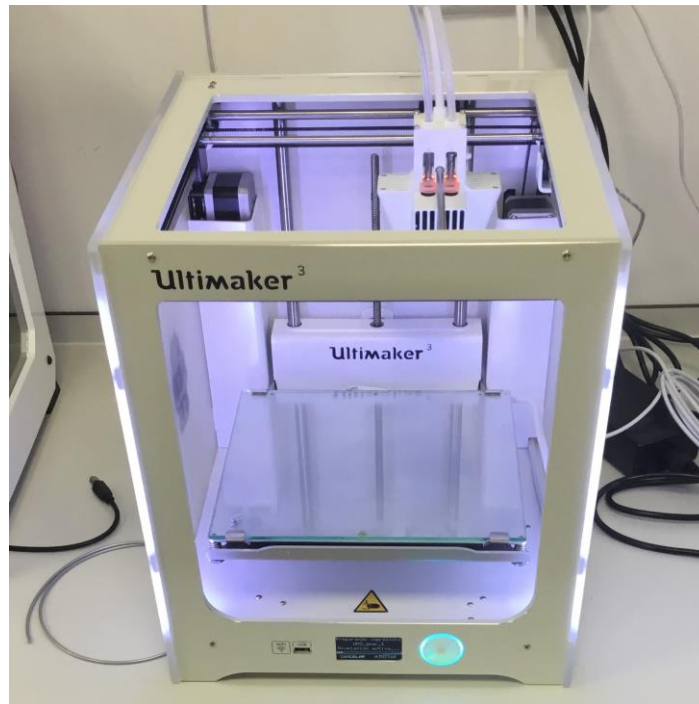


Figura 4-1. Impresora 3D, Ultimaker 3.



Figura 4-2. Bobina de PLA gris.

Pero es necesario un ordenador a su lado con el programa Ultimaker Cura 3.6.0, versión con la que se ha trabajado. En cuanto se abre el programa, da la opción de elegir el formato “.STL” que anteriormente se creó, y una vez seleccionada, ilustra cómo quedará la pieza. Es posible también mover la pieza y ponerla en la posición que se desee, además de poder elegir la calidad del material, si se quiere generar soporte o incluso un plato de adhesión a la superficie. Una vez listo, se pincha en Preparar, y el programa informa de cuánto va a tardar en imprimirse y la cantidad de material que va a necesitar (Figura 4-3). Tras esperar el tiempo necesario, se obtiene el resultado (Figura 4-4). Como se puede observar, es posible fabricar varias piezas a la vez, lo que supone un ahorro de tiempo, aunque tampoco sustancial.

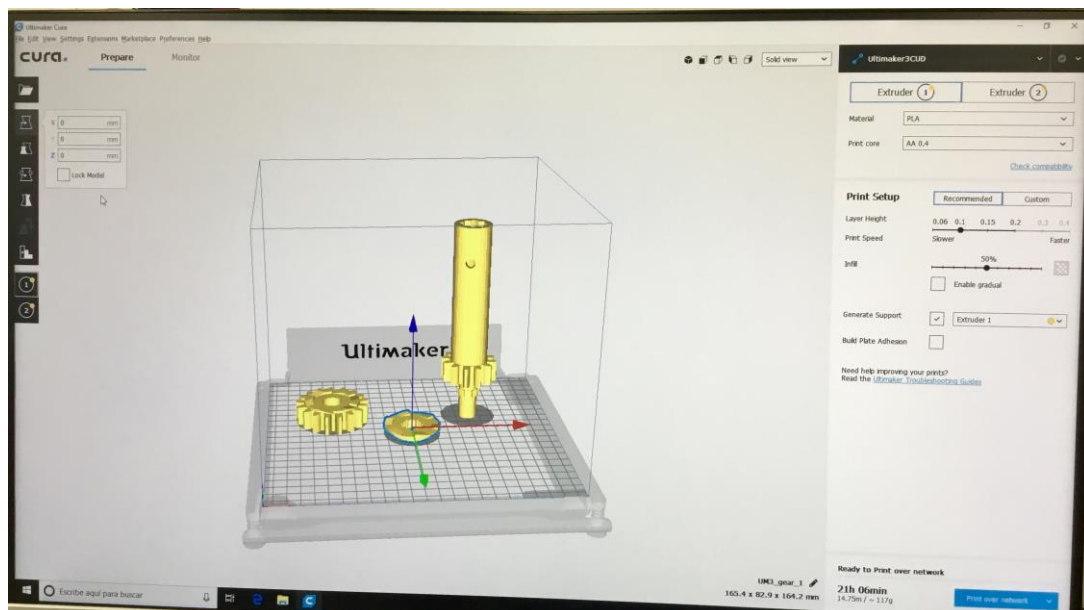


Figura 4-3. Interfaz Ultimaker Cura 3.6.0.

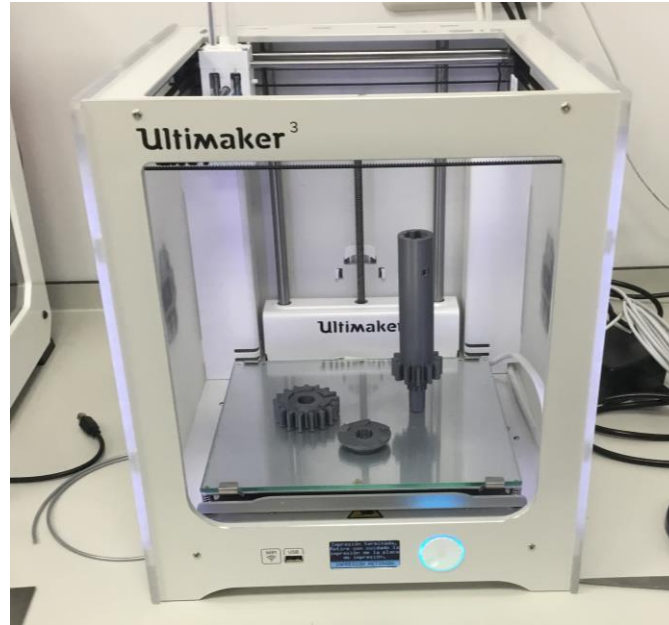


**Figura 4-4. Piezas impresas en 3D.**

El proceso a seguir para el resto de elementos fue el mismo, obteniendo las piezas presentadas en la Figura 4-5. Se quiso imprimir el soporte en otro color para diferenciar el elemento inmóvil que fija el resto, y también el pasador de la maneta, para dejar claro que no es solidario a la manivela. Como resultado final, se presenta la Figura 4-6, que enseña el modelo real, el modelo CAD y el modelo en 3D, donde se esquematiza la realización de ingeniería inversa para cumplir uno de los objetivos del trabajo.

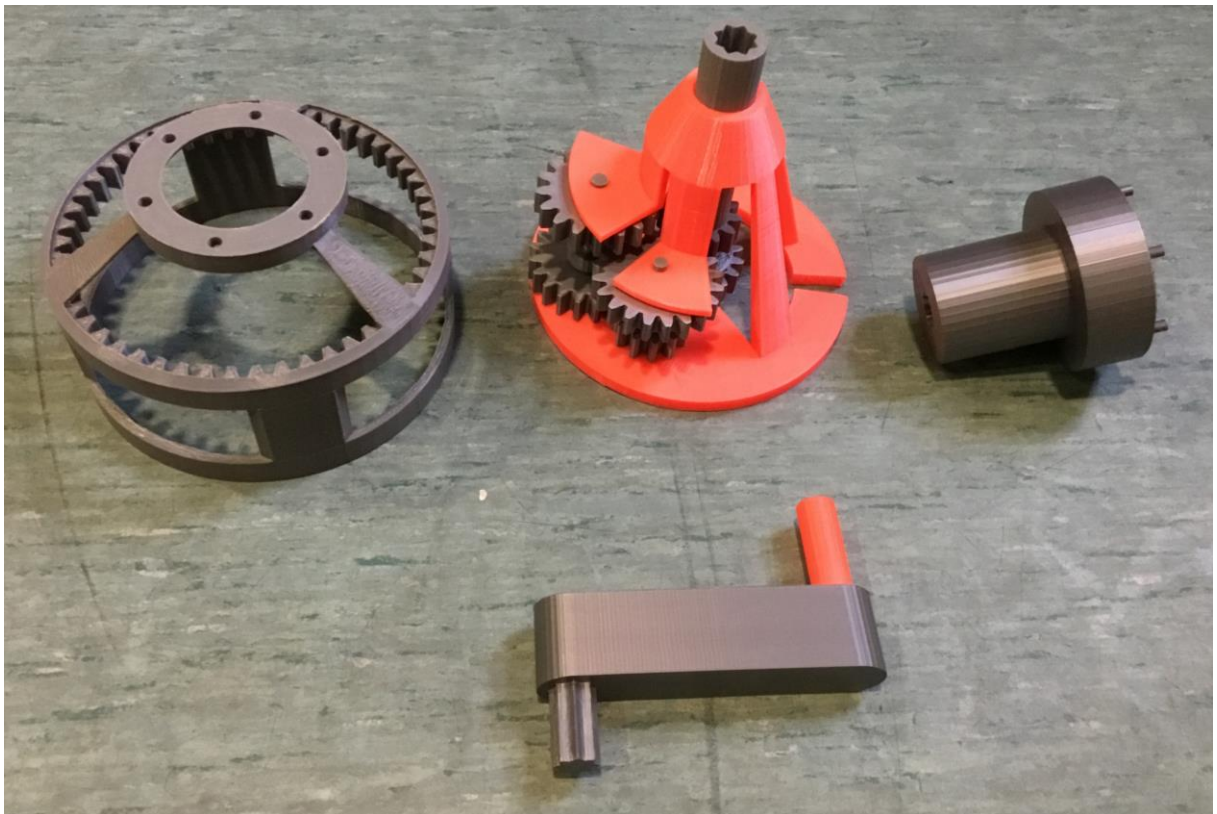


**Figura 4-5. Conjuntos del winch impreso en 3D.**

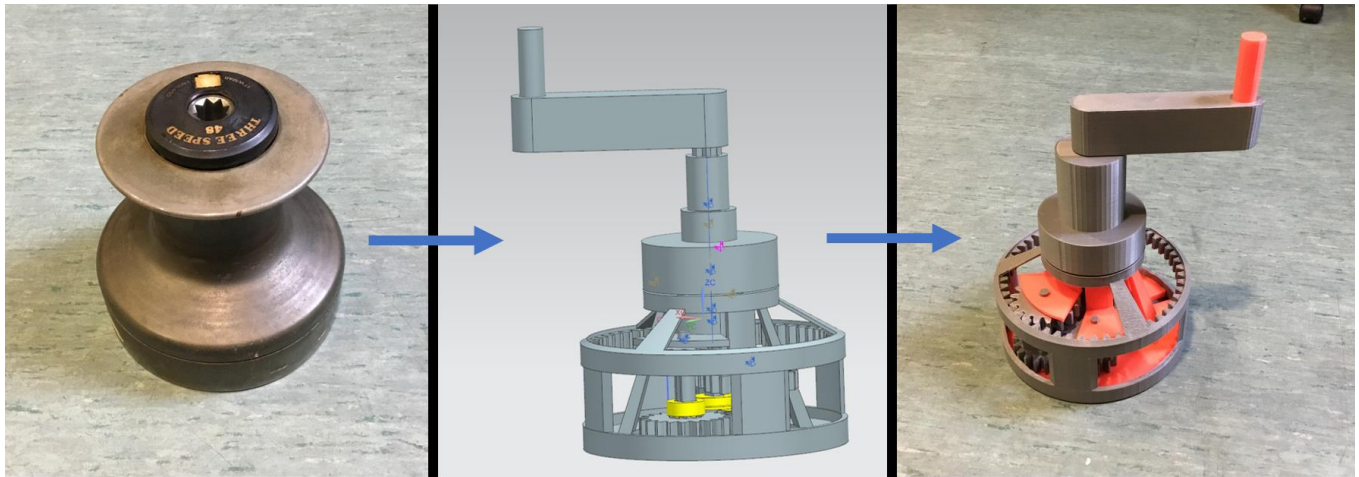


**Figura 4-6. Evolución del winch hasta el modelo 3D.**

Ahora bien, estas piezas no salieron a la primera. Se han observado errores de tolerancia (Figura 4-7), y otros en los que no se conoce el motivo definitivo, pero se supuso que conllevaba cierta dificultad imprimir superficies cónicas (Figura 4-8). Aunque se pone en duda lo anterior, porque fue capaz de imprimir el resto de piezas con superficies de dicha complejidad. Finalmente, para la maneta, dada su longitud no cabía en la impresora si se colocaba tumbada, ya que las capacidades de la máquina son de 200x200mm. Pero existe otra impresora, la versión Extended, que permitía realizarla de pie, pero llegó a tal punto que se desestabilizó y se cayó, sin poder terminar dicha pieza (Figura 4-9).



**Figura 4-7. Error de tolerancia.**



**Figura 4-8. Error con superficies cónicas.**

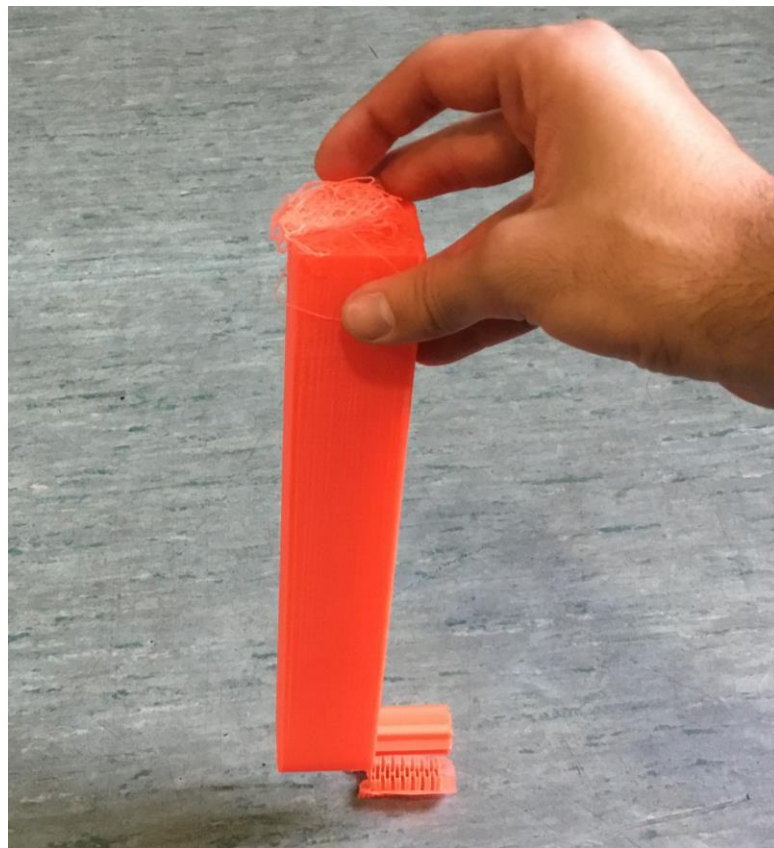


**Figura 4-9. Error con piezas esbeltas.**

## 5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

### 5.1 Cumplimiento de capacidad de carga

Como se puede observar en la Tabla 4-3 y en la Tabla 4-4, y atendiendo a lo expuesto en las condiciones de la Ecuación 3-23 y la Ecuación 3-24, respectivamente, se llega a la conclusión de que en las condiciones más adversas, el sistema de engranajes aguanta los esfuerzos más comprometedores en su parte más crítica.

Además, como era de esperar, según los métodos de cálculo de capacidad de carga en los engranajes de plástico, se llega a la conclusión de que el winch impreso en 3D no soportaría los mismos esfuerzos que el modelo real, atendiendo a los resultados de la Tabla 4-9 y Tabla 4-11 sobre todo. Si se quisiera realizar uno que lo hiciera, las dimensiones a lo ancho deberían ser el doble de grandes, y a lo alto 3 milímetros (Tabla 4-12). El cambio de tamaño no es sustancial y sería totalmente útil, a sabiendas de que en un barco el espacio es reducido y cada hueco se aprovecha al máximo.

Si bien es cierto, hay otros elementos en un barco que no necesitan de soportar esfuerzos tan elevados, como podría ser un gancho para recoger un hombre en el agua, una parte del hardware de una computadora, o hasta un bisturí del médico o enfermero, por ejemplo. Por lo que, podría ser muy útil de cara a producir repuestos temporales hasta que, si se consigue, las impresoras en 3D de metal sean fiables y desarrolladas.

### 5.2 Impresoras 3D

Después de haber realizado el TFG utilizando esta innovadora máquina, se puede extraer una serie de conclusiones. La primera de ellas es que la impresora 3D que sea utilizado está capacitada para realizar hasta objetos tan preciso como puede ser un sistema de engranajes, operando exactamente de la misma manera que el modelo de referencia. En especial, la que se ha utilizado es capaz de detectar incluso las partes en voladizo, como pueden ser salientes, y construir dichos soportes que a posteriori se pueden retirar.

Otra conclusión es que, los agujeros y ejes, necesitan ser diseñados en el programa CAD con una tolerancia aproximada de 1 mm de diámetro, si se quiere prevenir de errores como los señalados en el apartado 4.4, porque en la fabricación del eje lo hace en la dimensión exacta, pero en el agujero comete el error de imprimir un diámetro más pequeño (Figura 4-7). Otro error, como el de la Figura 4-8, hace pensar que quizás tiene problemas al realizar superficies cónicas, pero posteriormente no tuvo problemas al realizar otra del mismo estilo, lo cual quizás, le hace un poco imprevisible de cara a objetos de formas muy complejas. Asimismo, el tamaño es una limitación, y una solución simple sería construir en vertical en lugar de hacerlo en horizontal, como se hizo en la pieza de la Figura 4-9. Pero

en cuerpos esbeltos, la pieza se puede llegar a desestabilizar y terminar cayendo, aun señalando que fabrique soporte.

Aun que se le hayan sacado pequeños fallos, generalmente es una máquina impresionante capaz de lo mejor. Está comprobado que el tiempo de fabricación es muy corto, tardando desde 40 minutos la pieza más rápida impresa, hasta 22 horas la pieza más grande y complicada. Por lo tanto, está claro que es un mundo que aún está en desarrollo, pero seguro que cambiará el mundo, por eso en el siguiente apartado, se hace una propuesta.

### 5.3 Implantación de impresoras 3D en unidades de la Armada

La Jefatura de Apoyo Logístico (JAL) es un organismo encargado en el apoyo a la Fuerza en todo lo que al recurso del material concierne. Lo componen un conjunto de personas y medios que auxilian al AJAL (Almirante Jefe de Apoyo Logístico) en todo lo relacionado con la dirección, administración, gestión y control del Apoyo Logístico en la Armada que posibilitan la vida y funcionamiento de las unidades [45].

Lo componen cuatro direcciones principales (Figura 5-1): Dirección de Ingeniería y Construcciones Navales (DIC), que se ocupa de las actividades de ingeniería que se requieren para la obtención, construcción de nuevas unidades y su posible modernización, incluidos sus sistemas; Dirección de Sostenimiento (DISOS), que asegura la operatividad de los medios y sistemas de la Armada para que estén correctamente alistadas; Dirección de Infraestructuras (DIN), que dirige el proceso de ciclo de vida de la infraestructura, la ordenación de instalaciones y protección medioambiental; por último, la Dirección de Abastecimiento y Transporte (DAT), que es el responsable del procedimiento administrativo de la contratación [45].

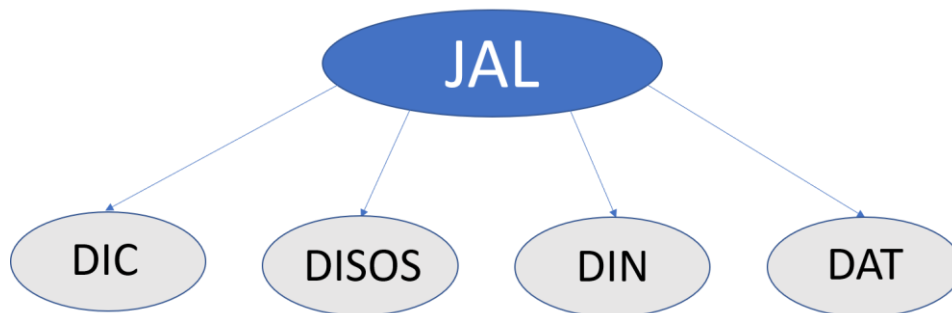


Figura 5-1. Organigrama de la Jefatura de Apoyo Logístico.

Pero lo que interesa a este proyecto son las dos primeras patas, DIC y DISOS. Estos elementos son los que principalmente se están encargando de la revolución informática conocida como Armada 4.0. El proyecto en el que se están focalizando es en aquel de la maqueta digital, que lo que busca es que toda unidad, poniendo de ejemplo una fragata, tenga un “gemelo” digital donde desde puerto con mejores disponibilidades puedan asesorar toda necesidad del buque desplegado. Pero tras haber indagado en el tema, se descubre que la impresión en 3D es un tema del que la gente piensa y habla bien pero no hay proyectos en ejecución para implantar estos sistemas a bordo de los buques.

Tras las conclusiones de los apartados anteriores, se puede sacar que las piezas que quisiéramos imprimir en un barco no deben sufrir excesivas solicitudes, como pueden ser un gancho para enganchar y llevar a bordo un hombre en el agua, unas pinzas para el médico o enfermero, o incluso partes del hardware de una computadora. En caso de que fuera estrictamente necesario una pieza mecánica de un tamaño no tan grande, podrían imprimirse repuestos funcionales que hagan su función temporalmente hasta que se entre en puerto. Obviamente, construir un engranaje reductor del motor principal, el cuál es crítico para la navegación del barco, es completamente impensable.

Entonces, la propuesta que se presenta necesitaría apoyarse sobre el software GALIA. Es un soporte informático en el que los distintos buques de la Armada pueden cargar partes de mantenimiento donde informan a su arsenal de las deficiencias que se tienen, y ya en puerto base se le proporciona dicho elemento, o si tiene precedencia urgente y el buque está desplegado, llevárselo al lugar donde esté operando. Por lo tanto, se ha pensado que haya una sección en la página principal de dicha aplicación donde, desplegando dicha pestaña pueda abrir un árbol de elementos y descargar la pieza que necesito imprimir, algo bastante viable ya que el formato del archivo de impresión suele ser de pocos kB. La Armada tiene entre sus filas el Cuerpo de ingenieros, que podrían ser capaces de diseñar lo que necesite el buque, exportarlo a formato “.STL”, y subirlo a GALIA. Un órgano que puede prestar su apoyo en este ámbito es el CESADAR, que es un sistema centralizado en el que se registran los datos registrados en los buques, para su comprobación y análisis. Entonces, se pueden encargar perfectamente de vigilar si dicho árbol de elementos de donde el buque pueda imprimir piezas e implementarlas en un equipo, son compatibles con la función que realizan dentro del barco o no. Esta innovación sería algo semejante a la telemedicina, que ha salvado vidas gracias al contacto con el Hospital Central de la Defensa Gómez Ulla, el cual indica al operador de a bordo lo que tiene que hacer.

La pregunta a hacerse es, ¿sería viable esta implantación? Si se pone de ejemplo un barco desplegado en Somalia que solicita una pieza, el simple coste de la misma pieza, más el gasto del envío supera con creces el coste de su fabricación a bordo con una impresora 3D, cuyo precio es cercano a los 2000 €, y una bobina de material ronda los 30 €. En un solo transporte, ya se ha amortizado dicha impresora. Todo ello sin tener en cuenta el enorme ahorro en tiempo, enfrentando las pocas horas que tarda en fabricar una impresora 3D contra los varios días que puede tardar en llegarle la pieza al barco al próximo puerto.

No es necesario si quiera adquirir una impresora para cada unidad, sino que con varias en un arsenal disponibles para embarcar a bordo de aquella unidad que esté previsto que vaya a desplegarse.

## 6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] «SoloStocks,» [En línea]. Available: [www.solostocks.com](http://www.solostocks.com). [Último acceso: 11 Enero 2019].
- [2] «Xunta de Galicia. Conselleria de Educación, Universidade e Formacion Profesional,» [En línea]. Available: [https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/22\\_la\\_polea.html](https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/22_la_polea.html). [Último acceso: 11 Enero 2019].
- [3] R. L. Norton, «DISEÑO DE MÁQUINAS,» PEARSON.
- [4] «INGEMECANICA,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>. [Último acceso: 12 Enero 2019].
- [5] «RODAMONTT,» [En línea]. Available: [http://www.rodamontt.cl/?page\\_id=275](http://www.rodamontt.cl/?page_id=275). [Último acceso: 12 Enero 2019].
- [6] «TN FLEX CONVEYORS,» [En línea]. Available: <http://tnflex.com/servicios/transportador-de-correas-o-cadenas>. [Último acceso: 12 Enero 2019].
- [7] «GRAINGER,» [En línea]. Available: <https://www.grainger.com.mx/Todas-las-Categor%C3%ADas-de-productos/Manejo-de-Materiales/Polipastos-y-Malacates/Malacates-de-Cadena-con-Palanca/Polipasto-de-Cadena%2C-Carga-3000-lb-/p/29XP41>. [Último acceso: 12 Enero 2019].
- [8] «Talleres y Repuestos,» [En línea]. Available: <https://talleresyrepuestos.com/documentacion-tecnica/mantenimiento-del-motor/124-fallas-y-consejos-de-la-correa-de-reparticion-correa-de-distribucion>. [Último acceso: 13 Enero 2019].
- [9] «DINAMICA,» [En línea]. Available: <http://www.dinamica.net/es/productos/transmision-de-potencia/correas-de-caucho-o-poliuretano/correas-planas>. [Último acceso: 13 Enero 2019].
- [10] «DIRECT INDUSTRY,» [En línea]. Available: <http://www.directindustry.es/prod/fenner-drives/product-11744-572980.html>. [Último

- acceso: 13 Enero 2019].
- [11] «HERRAMIENTAS GÓMEZ,» [En línea]. Available: [http://www.herramientasgomez.com/index.php?id\\_product=661&controller=product](http://www.herramientasgomez.com/index.php?id_product=661&controller=product). [Último acceso: 13 Enero 2019].
  - [12] «Prueba de Ruta,» [En línea]. Available: <https://www.pruebaderuta.com/correa-dentada.php>. [Último acceso: 13 Enero 2019].
  - [13] «Enciclopedia Virtual de Ingenieria Mecánica,» [En línea]. Available: [http://www.mecapedia.uji.es/engranaje\\_cilindrico\\_recto.htm](http://www.mecapedia.uji.es/engranaje_cilindrico_recto.htm). [Último acceso: 14 Enero 2019].
  - [14] [En línea]. Available: [http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5\\_transmisin\\_por\\_engranajes.html](http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5_transmisin_por_engranajes.html). [Último acceso: 14 Enero 2019].
  - [15] «ROBOTICA EDUCATIVA & PERSONAL,» [En línea]. Available: <https://robotica.com/Producto/Engranajes-de-cremallera/>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
  - [16] «km77,» [En línea]. Available: <https://www.km77.com/glosario/engrplan>. [Último acceso: 15 Enero 2019].
  - [17] «University of Colorado,» [En línea]. Available: <https://www.colorado.edu/aerospace/charles-hull>. [Último acceso: 20 Enero 2019].
  - [18] «Preceden,» [En línea]. Available: <https://www.preceden.com/timelines/71092-3d-printing>. [Último acceso: 20 Enero 2019].
  - [19] «TECNO,» [En línea]. Available: [https://tn.com.ar/tecno/f5/con-una-impresora-3d-se-hizo-una-protesis-de-pierna-economica-y-con-onda\\_756869](https://tn.com.ar/tecno/f5/con-una-impresora-3d-se-hizo-una-protesis-de-pierna-economica-y-con-onda_756869). [Último acceso: 20 Enero 2019].
  - [20] «Instituto Español de Tecnología,» [En línea]. Available: <http://ixtitute.com/la-impresora-3d-y-el-diseno-aeronautico-construyen-sulsa/>. [Último acceso: 20 Enero 2019].
  - [21] «Trimaker,» [En línea]. Available: <https://trimaker.com/primer-auto-impreso-3d-strati-local-motors/>. [Último acceso: 20 Enero 2019].
  - [22] «thefabricator.com,» [En línea]. Available: <https://www.thefabricator.com/spanish/los-sensores-cambian-en-la-soldadura-automatica>. [Último acceso: 21 Enero 2019].
  - [23] «Metrología Dimensional,» [En línea]. Available: <https://metrologiadimensional.com/2018/02/15/maquinas-de-medicion-por-coordenadas-mmc/>. [Último acceso: 21 Enero 2019].
  - [24] «Facultad de Ingenieria LIMAC,» [En línea]. Available: <http://limac3.fi-c.unam.mx/PdfU/nx7.5/analisis.pdf>. [Último acceso: 22 Enero 2019].
  - [25] «Innovations for real 3D prints,» [En línea]. Available: <http://www.r3ald.com/que-es-un-fichero-stl>. [Último acceso: 21 Enero 2019].
  - [26] Ingeniería de Fabricación y Calidad Dimensional, Centro Universitario de la Defensa. Escuela Naval Militar, 2018.
  - [27] A. Locker, «9 tipos de impresora 3D,» *All3DP*.

- [28] Laboratory of Information Processing Science. Universidad de Helsinki. .
- [29] S. S. Restrepo, «3Dnatives,» [En línea]. Available: <https://www.3dnatives.com/>. [Último acceso: 22 Enero 2019].
- [30] «Trabajo Fin de Master. Ciencia y tecnología de polímeros. UNED,» 2012. [En línea]. Available: <https://tfmrimuned.wordpress.com/>. [Último acceso: 22 Enero 2019].
- [31] «Dena Arto, A. et al. Actas: II Congreso Nacional de i+d en Defensa y Seguridad, DESEi+d 2014. Ed.»,.
- [32] «El Ejercito español se plantea introducir impresoras 3D para uso militar,» *El Confidencial Digital*, 2017.
- [33] «Clipset - 20 minutos,» [En línea]. Available: • <https://clipset.20minutos.es/el-ejercito-de-ee-uu-imprime-su-primer-lanzagranadas-rambo/>. [Último acceso: 23 Enero 2019].
- [34] A. D. E. F. Alva, «Análisis cinemático de un winch de 3 velocidades,» Centro Universitario de la Defensa. Escuela Naval Militar., Marín, 2018.
- [35] «ANSI/AGMA 1012-G05. Gear nomenclature, Definition of Terms with Symbols».
- [36] «ISO 701:1998. International gear notation - Symbols for geometrical data».
- [37] P. A. D. RAMÍREZ, «GUÍA TÉCNICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES PARA REDUCTORES DE VELOCIDAD,» Valparaíso, 2017.
- [38] «ANSI/AGMA 2101-D04. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur And Helical Gear Teeth,» ANSI/AGMA.
- [39] D. E. d. l. G. Ochoa, ANÁLISIS DE LOS DIFERENTES PARÁMETROS DE DISEÑO EN LA APARICIÓN DE FATIGA SUPERFICIAL EN CONTACTOS MECÁNICOS, MADRID: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID, 2013.
- [40] J. A. S. Michelena, «Deterioro y modo de fallo en engranajes,» Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial, 2017.
- [41] «ANSI/AGMA 2015-1-A01. Accuracy Classification System – Tangential Measurements for Cylindrical Gears,» ANSI/AGMA.
- [42] «IngeMecanica,» [En línea]. Available: [https://ingemecanica.com/tutoriales/tabla\\_dureza.html](https://ingemecanica.com/tutoriales/tabla_dureza.html). [Último acceso: 16 Febrero 2019].
- [43] «STUDYLIB,» ELEMENTOS DE MÁQUINAS - Cálculo de engranajes: AGMA, [En línea]. Available: <https://studylib.es/doc/7769335/elementos-de-m%C3%A1quinas-%E2%80%93-c%C3%A1lculo-de-engranajes---agma>. [Último acceso: 18 Febrero 2019].
- [44] «MÉTODOS DE CÁLCULO PARA ENGRANAJES PLÁSTICOS DE DIENTES RECTOS SIMÉTRICOS Y ASIMÉTRICOS,» Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas, Santa Clara, Cuba, 2006.
- [45] «ARMADA ESPAÑOLA,» [En línea]. Available: [www.armada.mde.es](http://www.armada.mde.es). [Último acceso: 28 Febrero 2019].



## **ANEXO I: DATOS IMPORTANTES EN LOS ENGRANAJES DEL WINCH**

| DATO              | RUEDA SUPERIOR<br>HUSO PRINCIPAL | RUEDA SUPERIOR<br>EJE 2 | ECUACIÓN      |
|-------------------|----------------------------------|-------------------------|---------------|
| $z$               | 12                               | 20                      | Medido        |
| $m$               | 3,2                              | 3,2                     | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                               | 20                      | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                               | 20                      | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725                       | 20,0003725              | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438                       | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438                       | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0                                | 0                       | No            |
| $b$ (mm)          | 16,6                             | 13,35                   | Medido        |
| $u$               | 1,66666667                       | 1,66666667              | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 51,2                             | 51,2                    | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 51,2001212                       | 51,2001212              | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 32                               | 57,6                    | Ecuación 3-4  |
| $d_b$ (mm)        | 36,08                            | 60,14                   | Ecuación 3-5  |
| $d$ (mm)          | 38,4                             | 64                      | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)        | 38,4000909                       | 64,0001514              | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)        | 44,8                             | 70,4                    | Medido        |
| $S_n$ (mm)        | 5,02654825                       | 5,02654825              | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)        | 4,4385538                        | 4,4385538               | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)        | 2,39237043                       | 3,19954386              | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)        | 10,0530965                       | 10,0530965              | Ecuación 3-12 |
| $p_{bt}$ (mm)     | 9,44682059                       | 9,44682059              | Ecuación 3-13 |
| $\varepsilon$     | 1,48859874                       | 1,48859874              | Ecuación 3-20 |

Tabla 7-0-1. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del huso principal y rueda superior del eje 2.

| DATO              | RUEDA INFERIOR<br>EJE 1 | RUEDA INFERIOR<br>EJE 2 | ECUACIÓN      |
|-------------------|-------------------------|-------------------------|---------------|
| $z$               | 20                      | 11                      | MEDIDO        |
| $m$               | 3,2                     | 3,2                     | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                      | 20                      | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                      | 20                      | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725              | 20,0003725              | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438              | 0,01490438              | Ecuación 3-10 |

|                   |            |            |               |
|-------------------|------------|------------|---------------|
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438 | 0,01490438 | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0          | 0          | No            |
| $b$ (mm)          | 16,7       | 17,1       | MEDIDO        |
| $u$               | 1,82       | 1,82       | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 49,6       | 49,6       | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 49,6001174 | 49,6001174 | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 57,6       | 28,8       | Ecuación 3-4  |
| $d_b$ (mm)        | 60,1403277 | 33,0771803 | Ecuación 3-5  |
| $d$ (mm)          | 64         | 35,2       | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)        | 64,0001514 | 35,2000833 | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)        | 70,4       | 41,6       | MEDIDO        |
| $S_n$ (mm)        | 5,02654825 | 5,02654825 | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)        | 4,4385538  | 4,4385538  | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)        | 2,39236664 | 3,19954007 | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)        | 10,0530965 | 10,0530965 | Ecuación 3-12 |
| $p_{bt}$ (mm)     | 9,44682059 | 9,44682059 | Ecuación 3-13 |
| $\varepsilon$     | 1,47649555 | 1,47649555 | Ecuación 3-20 |

Tabla 7-0-2. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del eje 2.

| DATO              | RUEDA INFERIOR<br>EJE 1 | RUEDA INFERIOR<br>HUSO PRINCIPAL | ECUACIÓN      |
|-------------------|-------------------------|----------------------------------|---------------|
| $z$               | 20                      | 17                               | MEDIDO        |
| $m$               | 3,15                    | 3,15                             | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                      | 20                               | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                      | 20                               | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725              | 20,0003725                       | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438              | 0,01490438                       | Ecuación 3-10 |
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438              | 0,01490438                       | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0                       | 0                                | No            |
| $b$ (mm)          | 16,7                    | 15,6                             | MEDIDO        |
| $u$               | 1,18                    | 1,18                             | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 58,275                  | 58,275                           | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 58,2751379              | 58,2751379                       | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 56,7                    | 47,25                            | Ecuación 3-4  |
| $d_b$ (mm)        | 59,20                   | 50,32                            | Ecuación 3-5  |

|               |            |            |               |
|---------------|------------|------------|---------------|
| $d$ (mm)      | 63         | 53,55      | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)    | 63,0001491 | 53,5501267 | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)    | 69,3       | 59,85      | MEDIDO        |
| $S_n$ (mm)    | 4,94800843 | 4,94800843 | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)    | 4,3692014  | 4,3692014  | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)    | 2,35500827 | 3,14956962 | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)    | 9,89601686 | 9,89601686 | Ecuación 3-12 |
| $p_{bt}$ (mm) | 9,29921402 | 9,29921402 | Ecuación 3-13 |
| $\varepsilon$ | 1,53583194 | 1,53583194 | Ecuación 3-20 |

Tabla 7-0-3. Datos importantes del engranaje entre rueda inferior del eje 1 y rueda inferior del huso principal.

| DATO              | RUEDA SUPERIOR<br>EJE 1 | RUEDA INTERIOR<br>TAMBOR | ECUACIÓN      |
|-------------------|-------------------------|--------------------------|---------------|
| $z$               | 17                      | 50                       | MEDIDO        |
| $m$               | 3,5                     | 3,5                      | Ecuación 3-14 |
| $\alpha_n$ (°)    | 20                      | 20                       | Estándar      |
| $\alpha_t$ (°)    | 20                      | 20                       | Ecuación 3-9  |
| $\alpha_{tw}$ (°) | 20,0003725              | 20,0003725               | Ecuación 3-11 |
| $inv \alpha_t$    | 0,01490438              | 0,01490438               | Ecuación 3-10 |
| $inv \alpha_{tw}$ | 0,01490438              | 0,01490438               | Ecuación 3-10 |
| $\beta$ (°)       | 0                       | 0                        | No            |
| $b$ (mm)          | 14,9                    | 15,5                     | MEDIDO        |
| $u$               | 2,9411                  | 2,9411                   | Ecuación 2-6  |
| $a$ (mm)          | 58                      | 58                       | Ecuación 3-18 |
| $a_w$ (mm)        | 58,0001373              | 58,0001373               | Ecuación 3-19 |
| $d_f$ (mm)        | 52,5                    | 168                      | Ecuación 3-4  |
| $d_b$ (mm)        | 55,91                   | 164,44                   | Ecuación 3-5  |
| $d$ (mm)          | 59,5                    | 175                      | Ecuación 3-6  |
| $d_w$ (mm)        | 59,5001408              | 175,000414               | Ecuación 3-7  |
| $d_a$ (mm)        | 66,5                    | 182                      | MEDIDO        |
| $S_n$ (mm)        | 5,49778714              | 5,49778714               | Ecuación 3-15 |
| $S_c$ (mm)        | 4,85466822              | 4,85466822               | Ecuación 3-16 |
| $h_c$ (mm)        | 2,61680009              | 3,49964603               | Ecuación 3-17 |
| $p_t$ (mm)        | 10,9955743              | 10,9955743               | Ecuación 3-12 |
| $p_{bt}$ (mm)     | 10,33246                | 10,33246                 | Ecuación 3-13 |

|               |            |            |               |
|---------------|------------|------------|---------------|
| $\varepsilon$ | 1,63477062 | 1,63477062 | Ecuación 3-20 |
|---------------|------------|------------|---------------|

**Tabla 7-0-4. Datos importantes del engranaje entre rueda superior del eje 1 y rueda interior del tambor.**

## **ANEXO II: CAPACIDAD DE CARGA DE LOS ENGRANAJES DEL WINCH**

| DATO       | RUEDA<br>SUPERIOR<br>HUSO<br>PRINCIPAL | RUEDA<br>SUPERIOR EJE 2 | ECUACIÓN /<br>TABLA / FIGURA<br>/ APARTADO |
|------------|----------------------------------------|-------------------------|--------------------------------------------|
| $F_t$      | 1944,68 MPa                            |                         | Ecuación 3-27                              |
| $K_O$      | 1,35                                   |                         | Tabla 3-1                                  |
| $K_V$      | 1                                      |                         | Figura 3-41                                |
| $K_S$      | 1                                      | 1                       | 3.4.6                                      |
| $Y_Z$      | 1                                      |                         | Tabla 3-2                                  |
| $Y_\theta$ | 1                                      |                         | 3.4.8                                      |
| $K_H$      | 1,15                                   | 1,15                    | Ecuación 3-30                              |
| $Z_N$      | 1,05                                   | 1,05                    | Figura 3-44                                |
| $Z_I$      | 0,1                                    |                         | Ecuación 3-32                              |
| $S_H$      | 1,3                                    | 1,3                     | Tabla 3-3                                  |
| $Z_E$      | 155,33                                 | 155,33                  | Ecuación 3-33                              |
| $Z_R$      | 1                                      | 1                       | 3.4.14                                     |
| $Z_W$      | 1,01                                   | 1,01                    | Figura 3-45                                |
| $Y_N$      | 1,1                                    | 1,1                     | Figura 3-46                                |
| $Y_J$      | 0,31                                   | 0,21                    | Figura 3-47                                |
| $S_F$      | 1,7                                    | 1,7                     | Tabla 3-5                                  |
| $K_B$      | 1                                      | 1                       | Figura 3-48                                |

Tabla 8-0-1. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda superior del eje principal y la rueda superior del eje 2.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_H$    | 1066,66      | Ecuación 3-21 |
| $\sigma_{Ha}$ | 1177,32      | Ecuación 3-22 |
| $\sigma_{HP}$ | 1443,2       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-2. Resistencia a la picadura en el engranaje entre la rueda superior del eje principal y la rueda superior del eje 2.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_F$    | 183,34       | Ecuación 3-25 |
| $\sigma_{Fa}$ | 250,27       | Ecuación 3-26 |
| $\sigma_{FP}$ | 386,78       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-3. Resistencia a la flexión en la base del diente en el engranaje entre la rueda superior del eje principal y la rueda superior del eje 2.

| DATO       | RUEDA<br>INFERIOR EJE 1 | RUEDA<br>INFERIOR EJE 2 | ECUACIÓN /<br>TABLA / FIGURA<br>/ APARTADO |
|------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------------------------|
| $F_t$      | 1166,8 MPa              |                         | Ecuación 3-27                              |
| $K_O$      | 1,35                    |                         | Tabla 3-1                                  |
| $K_V$      | 1                       |                         | Figura 3-41                                |
| $K_S$      | 1                       | 1                       | 3.4.6                                      |
| $Y_Z$      | 1                       |                         | Tabla 3-2                                  |
| $Y_\theta$ | 1                       |                         | 3.4.8                                      |
| $K_H$      | 1,15                    | 1,15                    | Ecuación 3-30                              |
| $Z_N$      | 1,05                    | 1,05                    | Figura 3-44                                |
| $Z_I$      | 0,057                   |                         | Ecuación 3-32                              |
| $S_H$      | 1,3                     | 1,3                     | Tabla 3-3                                  |
| $Z_E$      | 134,67                  | 134,67                  | Ecuación 3-33                              |
| $Z_R$      | 1                       | 1                       | 3.4.14                                     |
| $Z_W$      | 1                       | 1                       | Figura 3-45                                |
| $Y_N$      | 1,1                     | 1,1                     | Figura 3-46                                |
| $Y_J$      | 0,31                    | 0,21                    | Figura 3-47                                |
| $S_F$      | 1,7                     | 1,7                     | Tabla 3-5                                  |
| $K_B$      | 1                       | 1                       | Figura 3-48                                |

Tabla 8-0-4. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del eje 2.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_H$    | 734,2        | Ecuación 3-21 |
| $\sigma_{Ha}$ | 1165,66      | Ecuación 3-22 |
| $\sigma_{HP}$ | 1443,2       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-5. Resistencia a la picadura en el engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del eje 2.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_F$    | 109,35       | Ecuación 3-25 |
| $\sigma_{Fa}$ | 250,27       | Ecuación 3-26 |
| $\sigma_{FP}$ | 386,78       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-6. Resistencia a flexión en la base del diente en el engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del eje 2

| DATO       | RUEDA INFERIOR EJE 1 |  | RUEDA INFERIOR HUSO PRINCIPAL | ECUACIÓN / TABLA / FIGURA / APARTADO |
|------------|----------------------|--|-------------------------------|--------------------------------------|
| $F_t$      | 1185,33 MPa          |  |                               | Ecuación 3-27                        |
| $K_O$      | 1,35                 |  |                               | Tabla 3-1                            |
| $K_V$      | 1                    |  |                               | Figura 3-41                          |
| $K_S$      | 1                    |  | 1                             | 3.4.6                                |
| $Y_Z$      | 1                    |  |                               | Tabla 3-2                            |
| $Y_\theta$ | 1                    |  |                               | 3.4.8                                |
| $K_H$      | 1,15                 |  | 1,15                          | Ecuación 3-30                        |
| $Z_N$      | 1,05                 |  | 1,05                          | Figura 3-44                          |
| $Z_I$      | 0,074                |  |                               | Ecuación 3-32                        |
| $S_H$      | 1,3                  |  | 1,3                           | Tabla 3-3                            |
| $Z_E$      | 134,67               |  | 134,67                        | Ecuación 3-33                        |
| $Z_R$      | 1                    |  | 1                             | 3.4.14                               |
| $Z_W$      | 1                    |  | 1                             | Figura 3-45                          |
| $Y_N$      | 1,1                  |  | 1,1                           | Figura 3-46                          |
| $Y_J$      | 0,31                 |  | 0,24                          | Figura 3-47                          |
| $S_F$      | 1,7                  |  | 1,7                           | Tabla 3-5                            |
| $K_B$      | 1                    |  | 1                             | Figura 3-48                          |

Tabla 8-0-7. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del huso principal.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_H$    | 655,46       | Ecuación 3-21 |
| $\sigma_{Ha}$ | 1165,66      | Ecuación 3-22 |
| $\sigma_{HP}$ | 1443,2       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-8. Resistencia a la picadura en el engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del huso principal.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_F$    | 112,85       | Ecuación 3-25 |
| $\sigma_{Fa}$ | 250,27       | Ecuación 3-26 |
| $\sigma_{FP}$ | 386,78       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-9. Resistencia a la flexión en la base del diente en el engranaje entre la rueda inferior del eje 1 y la rueda inferior del huso principal.

| DATO       | RUEDA SUPERIOR EJE 1 |  | RUEDA INTERIOR TAMBOR | ECUACIÓN / TABLA / FIGURA / APARTADO |
|------------|----------------------|--|-----------------------|--------------------------------------|
| $F_t$      | 1255,06 MPa          |  |                       | Ecuación 3-27                        |
| $K_O$      | 1,35                 |  |                       | Tabla 3-1                            |
| $K_V$      | 1                    |  |                       | Figura 3-41                          |
| $K_S$      | 1                    |  | 1                     | 3.4.6                                |
| $Y_Z$      | 1                    |  |                       | Tabla 3-2                            |
| $Y_\theta$ | 1                    |  |                       | 3.4.8                                |
| $K_H$      | 1,15                 |  | 1,15                  | Ecuación 3-30                        |
| $Z_N$      | 1,05                 |  | 1,05                  | Figura 3-44                          |
| $Z_I$      | 0,12                 |  |                       | Ecuación 3-32                        |
| $S_H$      | 1,3                  |  | 1,3                   | Tabla 3-3                            |
| $Z_E$      | 134,67               |  | 134,67                | Ecuación 3-33                        |
| $Z_R$      | 1                    |  | 1                     | 3.4.14                               |
| $Z_W$      | 1                    |  | 1                     | Figura 3-45                          |
| $Y_N$      | 1,1                  |  | 1,1                   | Figura 3-46                          |
| $Y_J$      | 0,29                 |  | 0,39                  | Figura 3-47                          |
| $S_F$      | 1,7                  |  | 1,7                   | Tabla 3-5                            |
| $K_B$      | 1                    |  | 1                     | Figura 3-48                          |

Tabla 8-0-10. Valores de los factores de resistencia a picadura y resistencia a flexión en la base del diente del engranaje entre la rueda superior del eje 1 y la rueda interior del tambor.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_H$    | 576,52       | Ecuación 3-21 |
| $\sigma_{Ha}$ | 1165,66      | Ecuación 3-22 |
| $\sigma_{HP}$ | 1443,2       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-11. Resistencia a la picadura en el engranaje entre la rueda superior del eje 1 y la rueda interior del tambor.

| DATO          | VALOR EN MPa | ECUACIÓN      |
|---------------|--------------|---------------|
| $\sigma_F$    | 128,84       | Ecuación 3-25 |
| $\sigma_{Fa}$ | 250,27       | Ecuación 3-26 |
| $\sigma_{FP}$ | 386,78       | Tabla 3-6     |

Tabla 8-0-12. Resistencia a la flexión en la base del diente en el engranaje entre la rueda superior del eje 1 y la rueda interior del tambor.