

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y ANÁLISIS DINÁMICO Y ESTRUCTURAL POR SIMULACIÓN INFORMÁTICA DE UNA LIMADORA

Alumno: Pena, Villalobos, Ander

Director: Vallejo, Matilla, Javier

Curso: 2017-2018

Fecha: Bilbao, 29 - 06 - 2018

Agradecimientos

Cuando uno se embarca en un trabajo como este no visualiza con claridad el largo camino que tiene por delante; no es hasta que se encuentra con la primera piedra que comienza a entender.

Para poder sortear ese obstáculo algunos optan por hacerlo solos. En mi caso, decidí apoyarme emocionalmente en amigos y familia, sin los cuales sí, habría hallado la forma de encargarme de esa piedra, pero también habría perdido ganas por seguir sin prisa, pero sin pausa. Sin duda, es gracias a ellos que estoy escribiendo estas palabras cumplido el objetivo de finalizar con éxito este proyecto, el cual ha resultado ser más duro de lo que mi yo inconsciente de principios de curso podía llegar a imaginar. Por lo tanto, gracias a todos aquellos que alguna vez hayan tenido que oír mis quejas cuando algo no funcionaba.

Gracias también a mi tutor, Javier, el cual ha demostrado ser uno de esos profesores que te hacen recordar que hay gente realmente interesada en la enseñanza, el cual se ha implicado tanto como yo en el proyecto, bien fuera respondiendo todas mis dudas, bien impartiendo clases para aprender a manejar los programas utilizados en el mismo, o bien dedicando su tiempo a ayudarme cuando surgía un problema.

Quiero también agradecer a la Escuela de Ingeniería de Bilbao por haberme proporcionado una enseñanza dura, pero de calidad, a lo largo del grado. Un grado compartido con mis compañeros más cercanos, Asier, Gonzalo, Ying Jie y Mikel, los Rock Mises, los cuales me alegro de conocer y poder llamar mis amigos.

Un especial agradecimiento tengo que dar a mis padres y mi hermano, quienes, a lo largo de esta carrera universitaria, han tenido que soportarme en épocas de estudio. Quiero que sepan que siempre he sido consciente de su esfuerzo para mi beneficio. Gracias.

Muchos días perdidos, luchando contra el ordenador, intentando hacer funcionar los programas. Muchos malos días, pensando que no iba a poder acabar, que no iba a poder materializar las ideas con éxito. Todo ello resultó ser muy duro, pero debo agradecer en especial a una persona, que siempre estuvo ahí escuchando mis quejas y lamentos. De todo corazón, gracias Raquel. Te pido disculpas por no saber apreciar a tiempo tus esfuerzos. Este trabajo va dedicado a ti.

Resumen

En este documento se presenta el análisis y mejora de la máquina de retorno rápido conocida como limadora. La metodología a seguir para este proyecto se compone de cuatro fases principales: en la primera se realiza un primer diseño de la limadora mediante el software Solid Edge, tras lo cual se ejecutan los análisis pertinentes en el programa informático Ansys Workbench; una vez finalizados los análisis se rediseña la limadora teniendo en cuenta los resultados de los mismos y, por último, se verifica la mejora del diseño a través de la realización de los mismos análisis (para las dos últimas fases se emplean los mismos programas que en las anteriores). Los análisis mencionados son tanto dinámicos como estructurales, por orden de ejecución. El primero sirve para conocer en detalle las cargas a las que se somete a las distintas piezas de la limadora y, a partir de estas, seleccionar las más comprometidas para ser sometidas al posterior análisis estructural, del cual se extraen las tensiones y deformaciones sufridas por las mismas. En última instancia se logró mejorar este de forma completamente satisfactoria, obteniendo por lo tanto un diseño resistente y eficiente.

Palabras clave: Diseño y análisis dinámico y estructural por simulación informática de una limadora, máquina de retorno rápido, Ansys Workbench, Solid Edge, máquina herramienta.

Abstract

In this document an analysis and improvement of the quick-return machine known as shaper is presented. The methodology employed for this project it's based on four phases: in the first one a first design of the shaper is made in the software Solid Edge; then the respective analysis are executed in the informatic program Ansys Workbench; once finished those, the shaper is redesign taking into account the obtained results; at last, the design improvement is verified by using the same analysis as before (for this last two phases the same programs as before are used). The mentioned analysis are both dynamics and structural, by order of execution. The first one gives detailed information about the forces implied in the movement of the machine in every component of this one and, based on this data, the most loaded ones can be selected to be submitted to further structural analysis, which provides with detailed data of stress and strain on those elements. Ultimately, the second design was satisfactorily improved, which resulted on a resistant and efficient design.

Key words: Design and dynamic and structural analysis by computer simulation of a shaper, quick-return machine, Ansys Workbench, Solid Edge, machine tool.

Laburpena

Dokumentu honetan ijezkailu izenez ezagutzen den itzulera azkarreko makinaren analisia eta hobekuntza aurkezten dira. Proiektu honetan lantzen den metodologia lau atal nagusitan banatzen da: hasteko, ijezkailuaren hasierako diseinua egiten da Solid Edge software-aren bidez; ondoren, egin beharreko analisiak burutzen dira Ansys Workbench programaren laguntzaz; analisia amaitu eta gero, lortutako datuekin ijezkailuaren diseinua berregiten da; azkenik, diseinu berriaren hobekuntza egiaztatzen da aurretik egindako analisiak berreginez (azken bi fase hauetarako aurreko programa berdina erabiltzen dira). Arestian aipaturiko analisiak bai dinamikoak bai estrukturalak dira eta diseinu bakoitzerako azaldutako ordenean burutzen dira. Bi hauen artean, lehenengoak osatuta dagoen elementu bakoitzaren kargak ezagutzeko balio du eta, datu hauetatik abiatuz, erresistentzia analisia aplikatuko zaien piezak aukeratuko dira, zeien bidez pairatutako deformazioak eta bakoitzaren tentsioak lortuko diren. Amaitzeko, hasierako diseinuan gauzatutako analisiari esker ikusi diren akatsei erreparatuz, guztiz zuzendu dira, diseinu erresistentea eta eraginkorra lortuz.

Hitz gakoak: Limatzaile baten diseinu eta analisi dinamiko eta erresistentea simulazio informatikoen bitartez, itzulera azkarreko makina, Ansys Workbench, Solid Edge, ordenagailuz bidezko simulazioa, makina erreminta.

Contenido

1	INTRODUCCIÓN	6
2	CONTEXTO.....	7
2.1	Cinemática y Dinámica de la Limadora	8
2.1.1	Análisis cinemático	9
2.1.2	Análisis dinámico	10
2.2	Método de los Elementos Finitos	11
3	OBJETIVOS Y ALCANCE. WBS	13
4	BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO	15
5	SELECCIÓN/DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA. DISEÑO	17
5.1	Primer Diseño.....	17
5.2	Segundo Diseño.....	22
6	DESCRIPCIÓN DE TAREAS, FASES, EQUIPOS O PROCEDIMIENTOS	26
6.1	Aprendizaje	26
6.2	Investigación	27
6.3	Primer Diseño.....	27
6.4	Primer Análisis Dinámico	27
6.4.1	Materiales.....	28
6.4.2	Relaciones entre elementos	29
6.4.3	Velocidad del motor	30
6.4.4	Fuerzas exteriores	32
6.4.5	Ejecución del análisis	35
6.5	Primer Análisis Estructural	35
6.5.1	Mallado.....	36
6.5.2	Ejecución del análisis	38
6.6	Segundo Diseño.....	39
6.7	Segundo Análisis Dinámico	39
6.8	Segundo Análisis Estructural	39
7	DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS	40
7.1	Primer Análisis Dinámico	40
7.2	Primer Análisis Estructural	46
7.3	Segundo Análisis Dinámico	49
7.4	Segundo Análisis Estructural	50
8	PLANIFICACIÓN. DIAGRAMA DE GANTT.....	51
9	CONCLUSIONES.....	54
10	BIBLIOGRAFÍA	56

ANEXOS.....	58
ANEXO I. Planos de fabricación.....	59
ANEXO II. Mejora de malla de elementos finitos	62
ANEXO III. Planificación	69

Índice de ilustraciones

<i>Ilustración 1. Mecanismo de retorno rápido.</i>	9
<i>Ilustración 2. Gráfica de velocidad lineal.</i>	9
<i>Ilustración 3. Gráfica del par motor. [1]</i>	10
<i>Ilustración 4. Colmena mallada. [2]</i>	11
<i>Ilustración 5. Circunferencias malladas. [3]</i>	12
<i>Ilustración 6. Esquema de la WBS.</i>	14
<i>Ilustración 7. Dibujo de mortajado con piñón. [4]</i>	15
<i>Ilustración 8. Máquina MS-18. [5]</i>	17
<i>Ilustración 9. Imágenes del primer diseño.</i>	17
<i>Ilustración 10. Boceto del primer diseño.</i>	18
<i>Ilustración 11. Rueda del primer diseño.</i>	19
<i>Ilustración 12. Boceto de limadora. [7]</i>	20
<i>Ilustración 13. Deformación en biela.</i>	20
<i>Ilustración 14. Formas de herramienta. [6]</i>	21
<i>Ilustración 15. Imágenes del segundo diseño.</i>	22
<i>Ilustración 16. Porcentajes de masas de limadora.</i>	23
<i>Ilustración 17. Biela del segundo diseño.</i>	23
<i>Ilustración 18. Comparativa de carneros.</i>	24
<i>Ilustración 19. Comparativa de pasadores de carnero.</i>	25
<i>Ilustración 20. Comparativa de bielas.</i>	25
<i>Ilustración 21. Diagrama de flujo de fases.</i>	26
<i>Ilustración 22. Boceto de primer diseño.</i>	29
<i>Ilustración 23. Velocidad de rotación.</i>	30
<i>Ilustración 24. Gráfica de fuerza en la herramienta.</i>	32
<i>Ilustración 25. Esquema de posiciones de carnero. [9]</i>	32
<i>Ilustración 26. Gráfica de posiciones de carnero.</i>	33
<i>Ilustración 27. Posición de herramienta en ida y retorno. [12]</i>	34
<i>Ilustración 28. Comparativa de mallas inicial (izquierda) y final (derecha).</i>	37
<i>Ilustración 29. Elemento de orden superior. [11]</i>	38
<i>Ilustración 30. Sistema de referencia.</i>	40
<i>Ilustración 31. Fuerza de deslizadera sobre rueda.</i>	41
<i>Ilustración 32. Fuerza de soporte sobre rueda.</i>	41
<i>Ilustración 33. Fuerza de deslizadera sobre biela.</i>	42
<i>Ilustración 34. Fuerza de soporte sobre biela.</i>	42
<i>Ilustración 35. Fuerza de brazos extensores sobre pasador de biela.</i>	42
<i>Ilustración 36. Fuerza de brazos de extensión sobre pasador de carnero.</i>	43
<i>Ilustración 37. Fuerza de carnero sobre pasador de carnero.</i>	43
<i>Ilustración 38. Fuerza de soporte sobre carnero.</i>	43
<i>Ilustración 39. Velocidad de traslación del carnero.</i>	44
<i>Ilustración 40. Longitudes de contacto en biela.</i>	44
<i>Ilustración 41. Caso de viga empotrada en voladizo.</i>	45
<i>Ilustración 42. Código de colores de tensiones y deformaciones.</i>	46
<i>Ilustración 43. Fuerzas en biela.</i>	47
<i>Ilustración 44. Tensión máxima (izquierda) y deformación máxima (derecha) en la biela (primer análisis).</i>	47
<i>Ilustración 45. Fuerzas en rueda.</i>	48
<i>Ilustración 46. Tensión máxima en rueda (primer análisis estructural).</i>	48
<i>Ilustración 47. Fuerza de soporte sobre carnero (rediseño).</i>	50
<i>Ilustración 48. Diagrama de porcentajes de duración de fases.</i>	53
<i>Ilustración 49. Plano constructivo de primer diseño.</i>	60

<i>Ilustración 50. Plano constructivo de segundo diseño.....</i>	<i>61</i>
<i>Ilustración 51. Eliminación de acuerdos en biela.....</i>	<i>62</i>
<i>Ilustración 52. Malla de elementos finitos tras primera corrección.....</i>	<i>63</i>
<i>Ilustración 53. Corrección de malla en pasador de biela.....</i>	<i>64</i>
<i>Ilustración 54. Corrección de malla en pasador de carnero.....</i>	<i>64</i>
<i>Ilustración 55. Corrección de malla en rueda.....</i>	<i>65</i>
<i>Ilustración 56. Corrección de malla en deslizadera.....</i>	<i>65</i>
<i>Ilustración 57. Corrección de malla en herramienta.....</i>	<i>65</i>
<i>Ilustración 58. Corrección de malla en biela.....</i>	<i>66</i>
<i>Ilustración 59. Histograma de Element Quality.....</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 60. Elementos de baja calidad.....</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 61. Corrección final en malla de herramienta.....</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 62. Histograma de Aspect Ratio.....</i>	<i>68</i>
<i>Ilustración 63. Elementos con mal Aspect Ratio.....</i>	<i>68</i>
<i>Ilustración 64. Corrección final de malla en rueda.....</i>	<i>68</i>
<i>Ilustración 65. Diagrama de Gantt.....</i>	<i>70</i>

Índice de tablas

<i>Tabla 1. Elementos del primer diseño.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 2. Propiedades del acero estructural.....</i>	<i>28</i>
<i>Tabla 3. Propiedades del acero rápido.....</i>	<i>28</i>
<i>Tabla 4. Materiales de limadora.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 5. Relaciones entre elementos.....</i>	<i>30</i>
<i>Tabla 6. Tabla I de velocidades tabuladas. [9].....</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 7. Tabla II de velocidades tabuladas. [9].....</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 8. Fuerza en herramienta por posición.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 9. Elementos flexibles.....</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 10. Estadísticas de mallas.....</i>	<i>38</i>

1 INTRODUCCIÓN

A lo largo de este documento se presenta y analiza toda la información referente al **estudio, diseño y mejora** del mecanismo conocido como limadora.

Para ello se comienza por enmarcar a la máquina en un contexto tanto histórico, de lugar (acerca de la situación de la realización del mismo) y teórico. Seguidamente y como complemento de la explicación del concepto de limadora, se definen los objetivos y el alcance del trabajo, es decir, lo que abarca este proyecto y hasta qué nivel de profundidad se llega con él. Los beneficios que se esperaban conseguir y se consiguieron al realizar el trabajo se determinan a continuación; con esto se da por finalizada la contextualización del trabajo.

Con las bases más teóricas del proyecto fijadas, se procede a la muestra y definición del diseño y rediseño de la limadora, lo cual constituye una fase del proyecto en sí misma. Dichas fases se precisan en la siguiente parte del documento, acompañando cada una con una explicación detallada del proceso de desarrollo llevado a cabo en cada una de ellas. Es aquí donde se redacta la información relativa a los análisis dinámicos y estructurales, cuya explicación queda consumada en la descripción de los resultados del siguiente apartado.

En la recta final del documento se detalla la planificación que marcó el rumbo del desarrollo del proyecto, la cual, tal y como se determinó en apartados anteriores, es constituida por diferentes fases, entre las que destacan las ejecuciones de los diseños y análisis por simulación informática pertinentes.

2 CONTEXTO

Para entender a la perfección dónde se sitúa la limadora se ha de explicar el **valor histórico** de la misma, para lo cual es también necesario conocer la familia que engloba dicha máquina: las máquinas herramientas.

No es precipitado asegurar que las herramientas constituyen un aspecto vital de la evolución humana, ya que estas permitían realizar tareas que no podrían perpetrarse únicamente con las manos, o facilitaba otras muchas. Con el paso del tiempo fueron apareciendo las primeras **máquinas herramientas**, como el torno, la prensa o la laminadora que, a pesar de ser máquinas cuya utilización hoy día sigue siendo amplia, guardan dos grandes diferencias con la actualidad: eran muy imprecisas y se accionaban de forma manual. Poco a poco los procesos de mecanizado fueron mejorando, aumentando la precisión de las máquinas, su durabilidad y su velocidad de trabajo, gracias esto último a la motorización de las máquinas.

No fue hasta el **siglo XIV** que los métodos de corte recibieron su mejora definitiva. Hasta ese momento los métodos de corte eran llevados a cabo mediante el uso de herramientas manuales, lo que implicaba una larga duración de estos procesos, pero en 1836, el ingeniero escocés James Nasmyth dio con la solución a este problema al inventar la **máquina de retorno rápido**. Gracias a su invención los tiempos de mecanizado se vieron considerablemente reducidos, lo que, debido a la reciente Revolución Industrial, supuso una importante mejora para la época. Hoy en día estas máquinas tienen gran variedad de usos, desde sierras mecánicas y prensas, hasta cepilladoras y limadoras, que son las máquinas que atañen a este trabajo.

En la práctica industrial actual, las limadoras han sido superadas por otras máquinas herramientas (especialmente del tipo Control Numérico), como fresadoras, amoladoras y rectificadoras. Pero, el propósito real de exponer el contexto histórico es ver que la máquina de retorno rápido no carece de importancia histórica, del mismo modo que los diseños de Leonardo da Vinci, a pesar de no ser totalmente funcionales, sirvieron como base para innumerables ideas posteriores.

¿Significa esto que las limadoras hayan caído en un desuso total? En absoluto. Las limadoras siguen siendo una parte fundamental de diversos talleres industriales, ejerciendo estas como elemento principal en la fabricación de **engranajes y poleas**. La sencillez de uso de estas máquinas y su competitivo precio en comparación con otras máquinas más sofisticadas las hace especialmente interesantes en tanto que pueden no requerir de constante supervisión de operarios, lo que se traduce en ahorro por mano de obra.

Además de estas áreas de trabajo, dada la sencillez e ingenio que caracterizan a la limadora, esta máquina es también utilizada como **objeto de análisis** (así lo es para este proyecto) en las distintas escuelas de ingeniería y academias varias a lo largo del globo. Esta función no debe ser menospreciada, ya que el aprendizaje forma tan parte de la vida del ingeniero como el crecimiento en sí mismo.

Respecto al instigador del interés por este tema, si bien son varias de las asignaturas cursadas en el Grado de Ingeniería en Tecnología Industrial las que proporcionan tanto bases de conocimiento imprescindibles para la correcta realización del trabajo, como apoyo teórico (tales son “Mecánica” y “Ampliación de Mecánica”, “Tecnología Mecánica” o “Elasticidad y Resistencia de Materiales”) es sin duda **“Cálculo de Máquinas”** la que destaca sobremedida frente al resto, llegando a ser incluso absolutamente imprescindible dado que en la misma se estudian por primera vez en todo el Grado conceptos como el método de los elementos finitos o MEF (concepto explicado más adelante), el cálculo de tensiones en

piezas con concentradores de tensión o la aplicación informática del MEF en el software ANSYS, el cual forma parte fundamental de este trabajo. Este, junto con Solid Edge, constituye la base de este trabajo, pues fueron los programas informáticos fundamentales para el desarrollo del mismo.

- **Solid Edge ST10:** Esta plataforma, creada por Intergraph y posteriormente adquirida y desarrollada por la empresa Siemens, es un software de diseño 3D asistido por ordenador o 3D CAD. A pesar de que su función principal es la del modelado de piezas, Solid Edge es también capaz de llevar a cabo simulación por elementos finitos, análisis dinámicos o incluso dispone de un módulo CAM para su utilización en máquinas de control numérico. Estos añadidos al programa base de diseño no pueden competir con otros softwares especialmente dedicados a cada uno de ellos, pero sí que suponen un complemento positivo para Solid Edge.
- **Ansys 18.1:** Ansys, Inc. es la empresa desarrolladora del software homónimo de simulación, utilizado para predecir cómo trabajará y reaccionará un producto bajo condiciones reales de funcionamiento. Este programa, de carácter ingenieril, hace uso de análisis de elementos finitos para ofrecer la posibilidad de diversas funciones, como análisis de dinámica de fluidos, electrónica o semiconductores. La plataforma concreta utilizada fue Ansys Workbench, ya que posee una interfaz mucho más intuitiva y atractiva que Ansys Clásico.

La combinación del alto interés inicial por el diseño mecánico y de la impartición de las anteriores asignaturas hicieron de la decisión por afrontar este tema una tarea sencilla.

Por último, respecto a la **situación del proyecto**, este se desarrolla en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la facultad de la Universidad del País Vasco, Escuela de Ingeniería de Bilbao, bajo el tutelaje de Javier Vallejo Matilla.

A continuación, se explican dos aspectos fundamentales de este trabajo: la cinemática y dinámica del mecanismo de retorno rápido y el MEF. Mediante estas explicaciones se espera allanar el terreno al correcto entendimiento del documento, por lo cual, si el lector ya posee los conocimientos en cuestión podrá permitirse dirigirse sin repercusiones al siguiente apartado, '[Objetivos y alcance](#)'.

2.1 Cinemática y Dinámica de la Limadora

Antes de proceder con la explicación del funcionamiento y comportamiento de la limadora, tanto a través de su aspecto cinemático como del dinámico, es importante remarcar el alcance de este trabajo (el cuál se explica en detalle más adelante). El **objetivo principal** del trabajo es conocer mediante simulación el comportamiento que presenta una limadora como consecuencia de la aplicación de una acción externa para poder posteriormente mejorar el diseño inicial.

Lo que se quiere clarificar con lo anterior es que no es necesaria una explicación en detalle de los análisis cinemático y dinámico, una explicación en la cual se desarrollen cada uno de estos análisis matemáticos de principio a fin, sino más bien los resultados que de estos se obtienen o, en otras palabras, **cómo se mueve y por qué se mueve**. Por ello es que a continuación se explican de forma cualitativa y resumida estos dos estudios teóricos, lo que se espera ayude a la posterior comprensión de los resultados obtenidos a través de la simulación. La información al respecto se ha extraído del libro [1], tanto el desarrollo matemático como las distintas ilustraciones que a este acompañan, por lo tanto, si se deseara verificar dicho desarrollo ahí es donde se habría de acudir.

2.1.1 Análisis cinemático

En la *Ilustración 1* se muestra el mecanismo en una posición genérica. Los parámetros que en ella aparecen son los siguientes:

- x representa el desplazamiento horizontal del bloque E
- γ es el ángulo de rotación de la palanca BE
- ϑ es el ángulo de rotación de la manivela motriz.

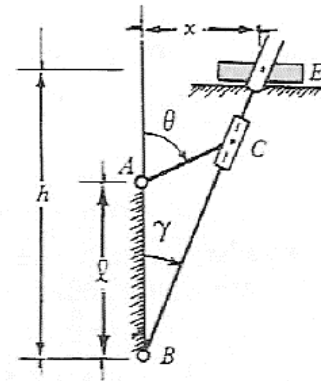


Ilustración 1. Mecanismo de retorno rápido.

Tomando como hipótesis de **velocidad de giro constante** de magnitud ω en la manivela, se determina la ley de variación de la velocidad del bloque E en función de su desplazamiento horizontal x . Como aclaración explicar que una **carrera** se corresponde con el movimiento del carnero o bien en la ida o bien en la vuelta, es decir, una carrera es igual al movimiento completo del carnero en un sentido dentro de un ciclo. Por lo tanto, en cada ciclo o vuelta completa de la manivela acoplada al motor se producen dos carreras: una de ida y otra de vuelta.

Otra importante anotación que se ha de hacer está relacionada con la constancia de la velocidad de rotación de la limadora a lo largo de todo su movimiento. En este trabajo se considerará que esta es constante, dado que en la realidad así lo es a efectos prácticos gracias a herramientas como los **volantes de inercia**, que reducen las variaciones de velocidad angular prácticamente a 0.

Realizando las operaciones pertinentes se llega a la siguiente expresión del desplazamiento x :

$$\frac{x}{h} = \frac{\sin \vartheta}{\alpha + \cos \vartheta}$$

Donde $\alpha = \frac{l}{r}$ siendo r la longitud del brazo AC o manivela. Derivando con respecto del tiempo y teniendo en cuenta que $\vartheta = \omega t$, se llega a la buscada **ley de variación de la velocidad del bloque E** :

$$\frac{V}{h\omega} = \frac{\alpha \cos \vartheta + 1}{(\alpha + \cos \vartheta)^2}$$

En la *Ilustración 2* se muestra gráficamente la relación $V = V(x)$, para el caso $\alpha = 2$. La curva para $V > 0$ corresponde a la carrera de trabajo, en la cual se puede ver cómo la velocidad es prácticamente constante. En la inferior ($V < 0$), correspondiente a la carrera de retorno, se observa cómo esta se realiza rápidamente.

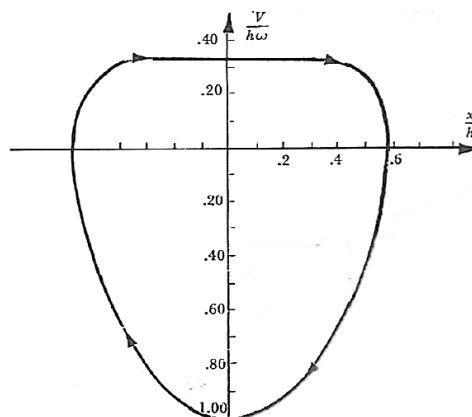


Ilustración 2. Gráfica de velocidad lineal.

2.1.2 Análisis dinámico

La realización del análisis dinámico al mecanismo de retorno rápido de la *Ilustración 1* resulta en la siguiente gráfica del **par motor** experimentado por la rueda acoplada al motor:

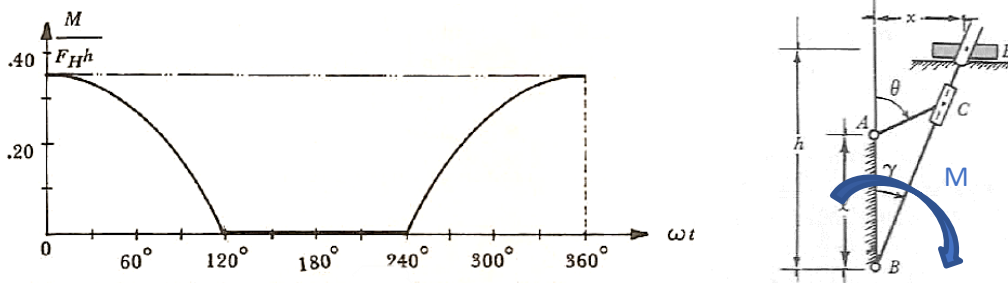


Ilustración 3. Gráfica del par motor. [1]

cuya ecuación es la siguiente:

$$\frac{M}{F_H h} = \begin{cases} 0, & \alpha \cos \vartheta + 1 < 0 \\ \frac{\alpha \cos \vartheta + 1}{(\alpha + \cos \vartheta)^2}, & \alpha \cos \vartheta + 1 \geq 0 \end{cases}$$

Lo que aquí está ocurriendo es lo siguiente:

El mecanismo, en su **carrera de ida**, presenta un par motor variable. En un primer tramo, de $\vartheta = [240^\circ, 360^\circ]$, comienza a sufrir una fuerza resistente F_H en la herramienta que se traduce en un par resistente en la rueda (motor). El motor trata de mantener su velocidad de rotación constante, por lo que contrarresta esa fuerza mediante la aplicación de un par motor M , de forma que el par neto ejercido sobre la rueda (par motor – par resistente) sea 0 y así lo sea también la aceleración experimentada por la misma. En este tramo el **par motor aumenta** a medida que avanza el bloque E .

En el segundo tramo, desde que el el bloque E alcanza la posición de máxima velocidad hasta finalizar la carrera de ida ($\vartheta = [0^\circ, 120^\circ]$), el **par motor disminuye**. Esto es debido a que la fuerza resistente que sufre la herramienta, la cual se considera constante ya que también se considera que la velocidad de avance prácticamente lo es (ver *Ilustración 2*), no ejerce un momento constante sobre la rueda, ya que esta fuerza se transmite a través de los distintos elementos, pasando por la palanca BE y la deslizadera C , cuya posición vertical respecto del centro de la rueda varía a lo largo de todo el movimiento, haciendo que el momento de dicha fuerza también lo haga.

Durante el **retroceso**, teniendo en cuenta que para obtener la anterior expresión del par motor se considera que el mecanismo no tiene masa ninguna y, por tanto, no opone resistencia ninguna a la acción del motor, se observa cómo el **par motor resulta ser 0**, pues si no hay ninguna resistencia el motor no ha de ejercer ninguna fuerza o momento para poner la máquina en marcha. Esto es lógico y consistente con lo explicado antes, ya que durante el retroceso no existe fuerza resistente aplicada sobre la herramienta al no estar realizándose un trabajo de corte (se desprecia la fuerza de contacto entre herramienta y pieza en el retroceso), por lo tanto, el motor no ha de ejercer ningún momento sobre la rueda.

2.2 Método de los Elementos Finitos

“Divide y vencerás”. Esta máxima política atribuida a Filipo II de Macedonia en el siglo IV a.C. puede parecer fuera de lugar en este trabajo, pero tras entender el concepto del MEF la relación saldrá a la luz.

Antes de nada, se ha de entender la **razón** que lleva al surgimiento de este método. Con la aparición de los primeros ordenadores a mediados del siglo pasado se abrió la posibilidad de trabajar simultáneamente con una gran cantidad de variables con precisión y velocidad de cálculo. Así, se empezaron a plantear métodos para emplear en resoluciones de problemas que antes resultaba imposible abordar debido a su complejidad de cálculo y, además, se facilitaron otros tantos. Uno de esos métodos fue el MEF.

Hasta ese momento, distintos problemas mecánicos de cálculo de tensiones y deformaciones podían ser calculados, grosso modo, mediante el empleo de la Resistencia de Materiales, la cual proporciona soluciones **aproximadas y globales**. En cambio, en caso de necesitar soluciones más precisas, locales, como ocurre con los sistemas continuos, estos métodos no sirven. Por ejemplo, estos no son capaces de dar un valor ni meramente aproximado de la tensión que sufre un sistema mecánico en su punto de apoyo, donde se sabe que existe una concentración de tensiones, es decir, un pico de esta. Es aquí donde surge el MEF, el cual a través de la **división del sistema** en elementos más pequeños (como si de una colmena constituida por sus cavidades hexagonales se tratase (ver *Ilustración 4*)) proporciona valores precisos del parámetro que se desee calcular en cada uno de dichos elementos interrelacionados. Es decir, el fundamento del MEF es el conocimiento preciso del comportamiento de los elementos que componen la conocida como **mallado de elementos finitos**, lo cual hace posible la obtención de las propiedades del conjunto completo de elementos que forman el sistema.

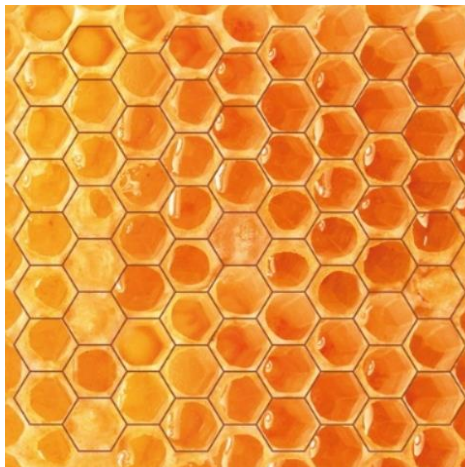


Ilustración 4. Colmena mallada. [2]

Cabe destacar el **carácter aproximativo** del modelo mallado por elementos finitos, el cual, por lo tanto, proporciona una solución aproximada a la del sistema original. Si el número de elementos por el que se aproxima la geometría del sistema crece (con lo que se estarán tomando elementos cada vez menores en tamaño), la precisión también crecerá. El caso límite sería tomar un número tremendamente grande de elementos (casi infinito), cuyo tamaño sería el atómico, de forma que la mallado de elementos se aproximaría al sistema original de forma exacta, pues en nuestro universo los objetos están compuestos por una cantidad inmensa de átomos.

Para entender con más claridad ese carácter aproximativo que se mencionaba antes se presenta el caso de la siguiente ilustración, en el que el sistema es un círculo. En este caso, la aproximación por elementos finitos no permite cubrir el contorno del círculo a la perfección, pues los elementos utilizados no tienen aristas curvas. A más elementos se introduzcan, mejor será la aproximación de dicho contorno y, por lo tanto, mejor será la solución proporcionada.

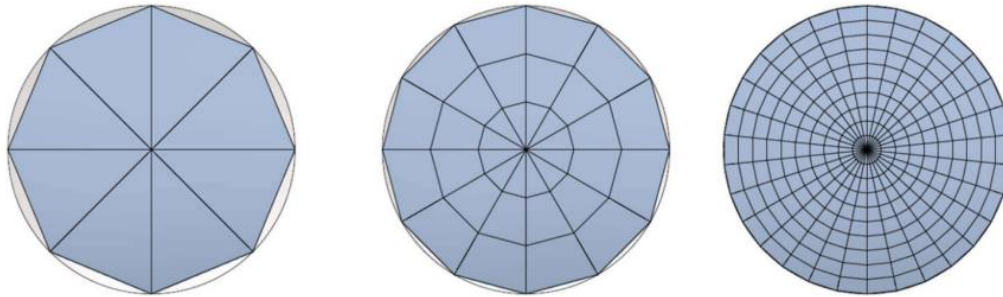


Ilustración 5. Circunferencias malladas. [3]

Existen **diferentes tipos de elementos** que pueden ser utilizados en la modelización, tanto para problemas bidimensionales como tridimensionales. Lo normal es procurar que estos elementos presenten una geometría lo más sencilla posible, como cuadriláteros, triángulos o barras en el caso bidimensional, o cubos y primas en el tridimensional; cada uno de estos elementos posee distintas características que los hacen preferibles en algunos casos a otros. Todos los elementos se conectan entre sí a través de sus **nudos**, que no han de ser confundidos con sus vértices, pues también pueden existir nudos intermedios en aristas, caras y elementos en sí que aumentan la precisión aportada por el elemento en cuestión.

Por último, cabe destacar la importante función del analista a la hora de generar una malla de elementos finitos. Esta tarea requiere de una toma de numerosas decisiones de, por ejemplo, zonas en las que refinar la malla (aumentar el número de elementos), qué tipo de elementos utilizar, etc. Es decir, este proceso de análisis requiere en gran medida del propio juicio y experiencia del analista.

En resumen, la idea básica del MEF es lo que se conoce como **discretización**, es decir, la división de un sistema en una malla constituida por elementos conectados entre sí a través de sus nudos y que, mediante el conocimiento del comportamiento de cada uno de estos se podrá interpolar el comportamiento del sistema completo.

Por lo tanto, el rey Filipo II no sólo halló una máxima política, sino que, sin saberlo, abrió el camino a los futuros análisis de alta precisión de sistemas mecánicos.

3 OBJETIVOS Y ALCANCE. WBS

Podemos considerar **dos clases** de objetivos. Por un lado, se prestan los **objetivos técnicos** o pragmáticos, a los que el propio título del trabajo da respuesta; es decir, este objetivo se define como diseñar, analizar y mejorar una limadora, todo ello por vía informática, y donde cada fase es imprescindible para poder realizar la siguiente. Por lo tanto, el objetivo principal se resume en conseguir el mejor diseño posible de una limadora.

Por otro lado, con un tono más abstracto se presentan los **objetivos académicos**, que no son sino los de aprender vía el desarrollo de este proyecto. Aprender a dominar los softwares utilizados (Solid Edge y Ansys) y consecuentemente todo programa similar a estos, aprender a documentarse, a buscar toda la información requerida más allá de una simple búsqueda en Wikipedia y Youtube, y aprender a lidiar con un trabajo largo y costoso, a corregir los errores cometidos y a pulir hasta el último detalle necesario para poder ser considerado adecuado y correcto.

Y son estos objetivos los que marcan el **alcance** mismo del proyecto, dado que uno de los aspectos más importantes de la ingeniería es el de la optimización del trabajo y los recursos. Por lo tanto, el alcance del trabajo se define como sigue: se parte de un primer diseño a ejecutar al cual se le realizan una serie de análisis por **ordenador**; a continuación, se plantea un rediseño al que se le vuelven a realizar dichos análisis por ordenador. Importante el énfasis que se pone en que los análisis se llevan a cabo vía simulación por ordenador, es decir, no hará falta experimentación con prototipo.

Se muestra a continuación el *Work Breakdown Structure* (WBS) del proyecto, con el que se pretende esquematizar y mostrar de la forma más clara y resumida posible el trabajo realizado para este.

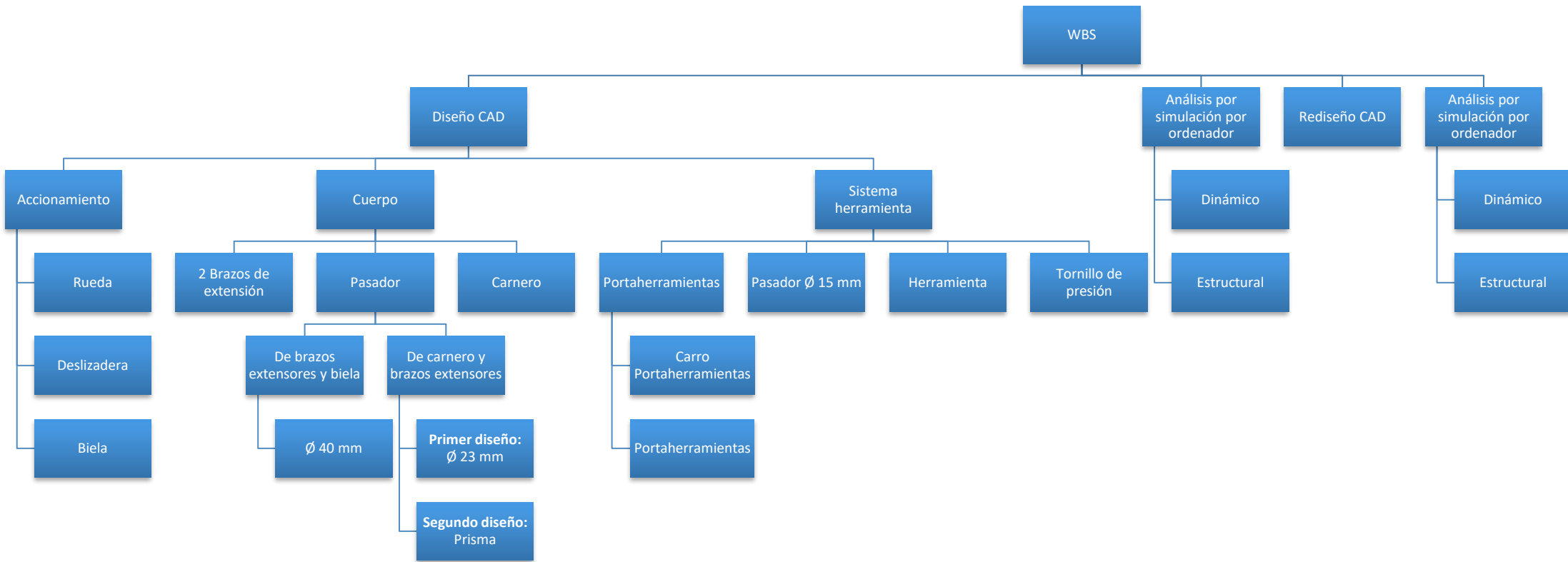


Ilustración 6. Esquema de la WBS.

4 BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

La limadora es una máquina creada en el siglo XIV. Como ya se ha indicado anteriormente, ha sido fuente de conocimiento para las máquinas-herramienta utilizadas hoy en día, como fresadoras o rectificadoras. La aparición de estas últimas herramientas sin duda ha menguado la necesidad de utilización de limadoras, puesto que no es menester para las empresas de la actualidad, ya poseedoras de máquinas más modernas, adquirir una limadora para realizar una operación de limado que cualquier otra de estas es capaz de hacer de forma incluso más eficiente y precisa. Esto reduce sus áreas de aplicación a las ya mencionadas anteriormente, es decir, la fabricación de engranajes y de poleas, lo que dificulta aún más el poder aportar **beneficios técnicos** o ingenieriles prácticos en cuanto a la mejora del concepto actual de limadora.

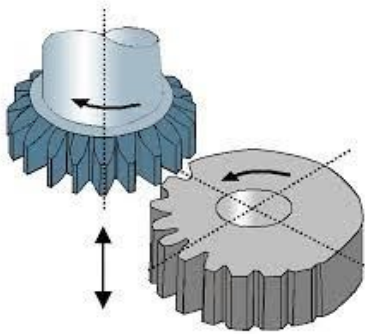


Ilustración 7. Dibujo de mortajado con piñón. [4]

Basándose en los objetivos técnicos mencionados en el apartado anterior, es decir, realizar un análisis dinámico y estructural de la limadora con Ansys y posterior mejora de diseño, queda claro que entre dichos objetivos no se encuentra el de la mejora del concepto de limadora, sino que todos ellos giran en torno a una misma premisa: el **beneficio académico y personal**.

Es en este aspecto donde más destaca este proyecto, pues se trata de trabajar con un mecanismo sencillo a la par que ingenioso, lo que lo convierte en un elemento con enorme utilidad en el ámbito académico.

Estos beneficios pueden enumerarse como sigue:

1. Adquirir habilidad en el uso de **softwares de carácter ingenieril**, como lo son Solid Edge y Ansys. El aprendizaje de estos dos programas despeja el camino a la utilización de otros programas de índole similar pero más utilizados en la industria.
2. Puesta en práctica de **conceptos impartidos en el Grado** de Ingeniería en Tecnología Industrial. Como ya se ha indicado en el Contexto, es gracias a muchas de las asignaturas cursadas en este grado que la realización de este proyecto es factible. De todas ellas se aplican conceptos en este trabajo, aunque si en algo destaca este es en los conceptos de análisis mecánico impartidos en asignaturas como “Cálculo de Máquinas”.
3. Vislumbrar el **alcance de un proyecto de ingeniería**. Otro gran beneficio es el del acercamiento al “mundo real”, en tanto que este es uno de los pocos proyectos a gran escala que se han de desarrollar a lo largo de la carrera universitaria.
4. Aprender a **lidar con los distintos obstáculos** de los que hace gala un proyecto de esta índole. Este beneficio va de la mano con el anterior, puesto que ambos producen un acercamiento al mundo práctico de la ingeniería. En este caso se trata la resolución de problemas surgidos a lo largo del desarrollo del proyecto que, en este caso, ni fueron pocos ni fueron banales. Ante la aparición de dichos obstáculos no hay otra solución que buscar una solución, pues la alternativa sería no seguir con el proyecto; y es en esto en algo que destaca este, en el hecho de superarlos y finalizar con éxito el trabajo.

5. Observar en detalle la necesidad del **ahorro** que tanto caracteriza a un proyecto de ingeniería. Otro importante aspecto del que hace gala el proyecto en cuestión es la búsqueda de la simplificación sin pérdida de precisión excesiva. Esta máxima define en sí misma a las fases de diseño, a la creación de las mallas de elementos finitos y a muchas de las elecciones realizadas en todo el trabajo, con las que siempre se pretendió obtener unos resultados de calidad fundamentados en un coste técnico justo y necesario.
6. Conocer más acerca de las **máquinas de retorno rápido y de las limadoras**, en concreto. Sobra añadir más sobre la importancia de estas máquinas, por lo cual queda patente que el conocimiento de su funcionamiento no es en absoluto baldío.

5 SELECCIÓN/DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA. DISEÑO

El diseño de la limadora tratada en este documento requirió de una **investigación** exhaustiva de distintos libros y sitios web que trataban el tema en cuestión, con intención de encontrar una conjunción de los diseños presentados en cada uno de estos. Resultó que el concepto presentado era globalmente muy similar en todos, pero localmente difería, esto es, algunos de los componentes de la máquina se presentaban con distintas geometrías y formas de trabajo.

Los factores anteriores suscitaron la decisión de tomar como referencia una **máquina real**, utilizando por lo tanto la carrera, velocidades de corte, materiales y diferentes valores geométricos de la misma. Esta decisión resultó ser idónea dado que el propósito principal del proyecto casa a la perfección con esta, que es el de eventualmente analizar una limadora funcional.

La máquina elegida fue la **MS-12**, cuya carencia de imágenes se solventa con su presumible similitud con la MS-18, fabricadas ambas por la empresa india Manek, la cual podemos ver en la ilustración de la derecha. Del catálogo de limadoras de esta empresa se extrajo la siguiente información útil sobre la MS-12:

- Largo de Carrera.
- Dimensiones de la máquina (volumen útil).
- Velocidad del motor.
- Diámetro de la polea de embrague.



Ilustración 8. Máquina MS-18. [5]

5.1 Primer Diseño

A partir de estos datos y con ayuda de los diseños generales de limadoras vistos en los libros (como el mostrado en la *Ilustración 14*) se pudo llevar a cabo el primer diseño de la máquina, el cual puede verse en la ilustración inferior. El diseño se llevó a cabo en Solid Edge ST10 en su versión para estudiantes, lo cual no supuso ninguna desventaja práctica.

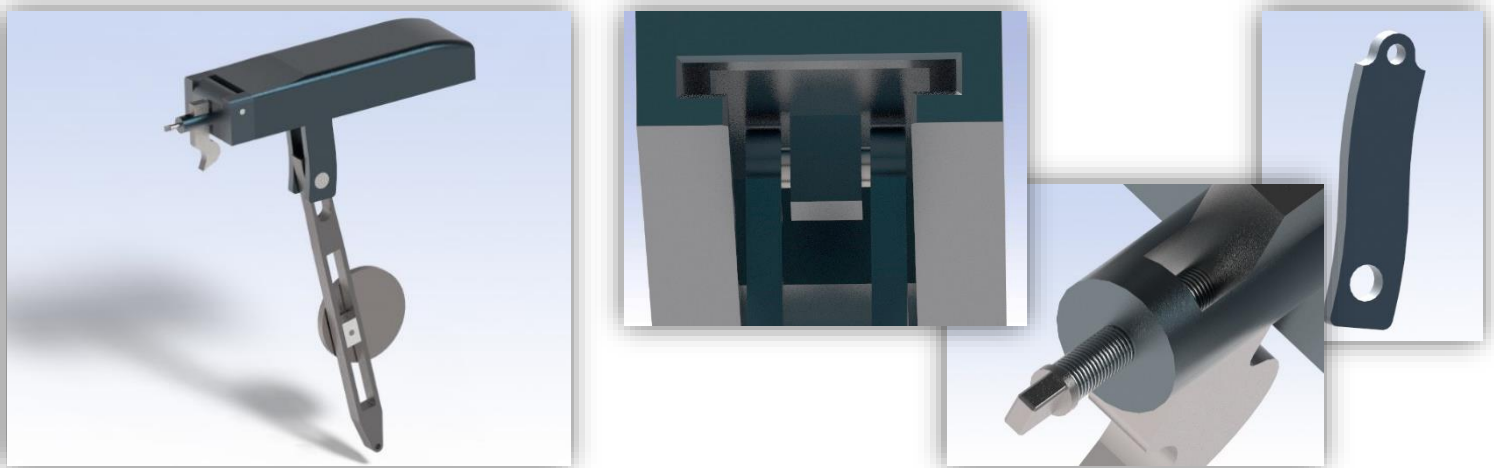


Ilustración 9. Imágenes del primer diseño.

Las dimensiones generales de la máquina se muestran en detalle en el plano constructivo del Anexo I. De este diseño se detalla a continuación cada una de las **partes** que componen la limadora:

Tabla 1. Elementos del primer diseño.

Elemento	Nombre	Cantidad
1	Portaherramientas	1
2	Carro Portaherramientas	2
3	Carnero	1
4	Pasador \varnothing 15 mm	1
5	Rueda	1
6	Biela	1
7	Deslizadera	1
8	Brazo de extensión	2
9	Pasador \varnothing 40 mm	1
10	Pasador \varnothing 23 mm	1
11	Herramienta	1
12	Tornillo de Presión	1

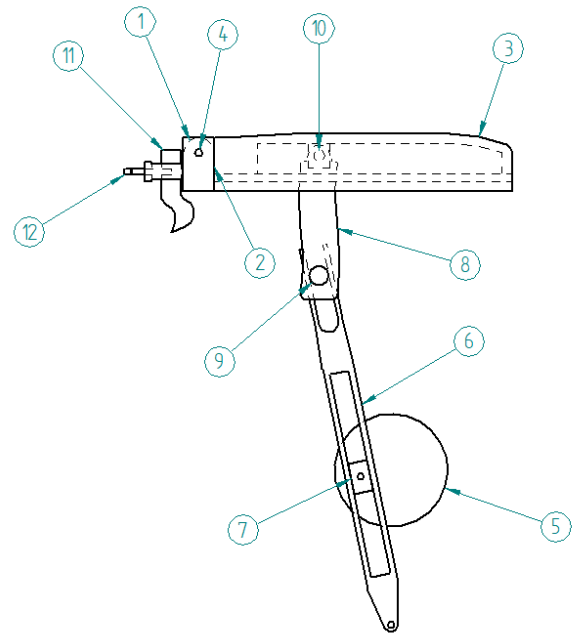


Ilustración 10. Boceto del primer diseño.

Con el objetivo de facilitar la identificación de los distintos pasadores, a partir de este punto cada uno de ellos será mencionado de la siguiente manera:

- **Pasador \varnothing 15 mm** = Pasador de portaherramientas
- **Pasador \varnothing 40 mm** = Pasador de biela
- **Pasador \varnothing 23 mm** = Pasador de carnero

Así, el **flujo de trabajo** resultante es el siguiente: la **rueda**, conectada al motor (el cual no forma parte del diseño pues puede representarse mediante su acción sobre la rueda), gira solidaria a este y transmite el movimiento de giro a la deslizadera que, a su vez, por empuje, se lo transmite a la **biela**. La rueda, además, aunque su concepción no se basó en el concepto de volante de inercia, hace las veces del mismo debido a su forma y masa, si bien es cierto que no desecha la necesidad de un volante de inercia diseñado al uso, el cual no se tuvo en cuenta en el diseño pues Ansys trata la velocidad como constante haya o no volante.

Por último, los brazos extensores, cuya misión junto con el pasador de biela es la de la transformación del movimiento rotatorio de la biela a movimiento de **traslación**, desplazan al carnero de forma solidaria y genera el movimiento de vaivén necesario para realizar el proceso de limado.

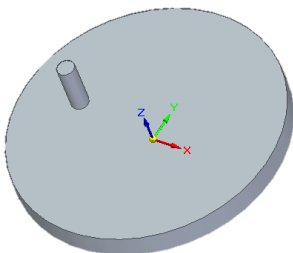
La presentación de este primer diseño puede dividirse en 3 secciones: búsqueda de simplicidad, aseguramiento de rigidez y diseño de la herramienta.

1. Simplicidad

Con este diseño se trató de buscar la **simplicidad** que proporcionase la precisión suficiente y necesaria para el propósito del trabajo. Es por ello que, de todo lo que supone la máquina completa (con bancada, porta-piezas, mecanismos de accionamiento, etc.), se redujo únicamente a la estructura útil de una limadora, que es la que puede verse en las imágenes anteriores. Esta estructura se compone, grosso modo, de las partes indicadas en la tabla superior, y con ella se logra materializar el propósito de una limadora de la forma más simple posible, es decir, sin contar con variabilidad de posiciones, longitudes de trabajo y demás.

Para contribuir en esa búsqueda de la simplicidad, el plan de diseño fue el de obtener una primera aproximación básica y sencilla de la limadora, sin entrar en excesivos detalles constructivos, como refuerzos en zonas todavía predeciblemente conflictivas. Con ello, las siguientes **simplificaciones** fueron aplicadas al diseño:

- **Ningún soporte fue añadido** en este primer diseño pues estos serían caracterizados en los posteriores análisis como infinitamente rígidos, lo que en el software Ansys pueden ser modelados mediante el elemento 'Ground' o 'Tierra', el cuerpo ficticio infinitamente rígido de esta plataforma.
- Únicamente se diseñaron los elementos fundamentales que permiten hacer funcionar las limadoras en una **posición fija** de herramienta y pieza. Para ello, se obviaron los mecanismos de regulación de posiciones angulares de herramienta y mesa porta-piezas.
- El diseño se planteó de tal forma que se tuviera una única **carrera determinada**, no variable. Para ello, se obviaron los mecanismos de regulación de longitud de carrera, tanto el que se sitúa en el carnero como el que se sitúa para controlar la excentricidad de la biela en la rueda de acoplamiento motor (ver *Ilustración 12*). Ambos son resaltes (cilíndrico y cúbico) que forman parte de la rueda y el carnero respectivamente, y que en realidad se unirían a dichos soportes mediante los mecanismos de regulación.



Con respecto al resalte del carnero añadir que el motivo de este diseño es simplemente la correcta representación de la realidad. Este resalte puede verse en la imagen central de la *Ilustración 9*.

Ilustración 11. Rueda del primer diseño.

- Se evitó la creación de **soldaduras** entre elementos, lo cual fue sustituido por relaciones cinemáticas (es decir, el movimiento relativo que se le permite hacer a una pieza respecto de otra) de movimiento restringido entre las piezas correspondientes, concretamente entre:
 - Pasadores de biela y carnero y brazos de extensión.
 - Pasador de carnero y carnero.
 - Carro portaherramientas y carnero.

La razón que da explicación al último se basa en la fidelidad con la realidad, ya que realmente los carneros no se extienden hasta agarrar la herramienta. Esto es debido tanto a la dificultad que

extrañaría la **construcción** del mismo con tal geometría como a la **libertad** de movimientos de ajuste de posición de la herramienta que permite la separación de ambos elementos, los cuales en la realidad no se sueldan, sino que se unen mediante diferentes pares que dan dichas libertades al movimiento relativo entre ambos.

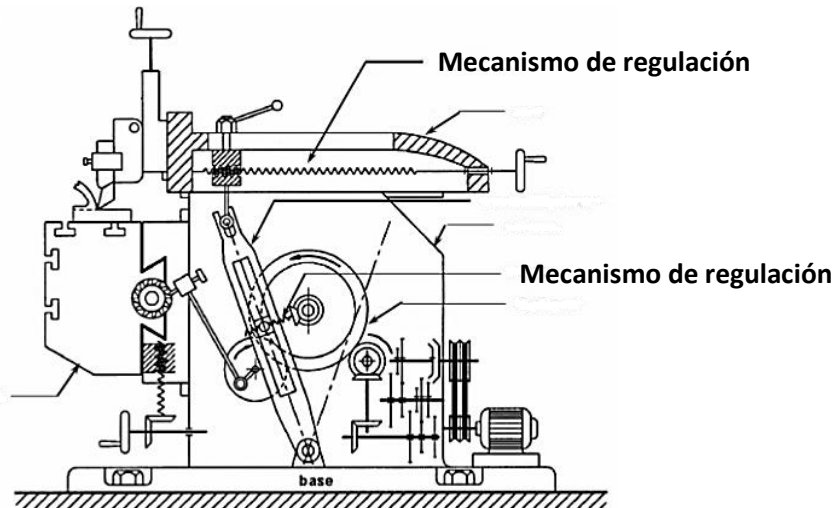


Ilustración 12. Boceto de limadora. [7]

- **Eliminación de las roscas** en el tornillo de presión, portaherramientas y herramienta. La razón de esto radica en que ambas roscas supusieron un problema a la hora de llevar el diseño a la siguiente fase en Ansys, por lo que, teniendo en cuenta que dichas roscas no añadían ninguna información adicional de utilidad, se decidió proceder a su eliminación.

Este diseño resulta suficiente para el propósito analítico del presente proyecto, puesto que cualquier otra información no haría sino dificultar innecesariamente el trabajo a realizar, el cual se buscó fuera lo más práctico y eficiente posible.

2. Rigidez

Otra importante premisa para el diseño fue el de buscar un compromiso entre **rigidez**, masa y funcionalidad en ciertos elementos que presumiblemente estarían sometidos a cargas considerables, como la biela o el resalte cilíndrico de la rueda. La razón por la cual la rigidez de estos dos elementos es tan importante se puede explicar a partir de la consecuencia que la carencia de la misma tendría en las piezas. Además de lo evidente, es decir, la **excesiva deformación y tensión** que se generaría como consecuencia de la combinación de los esfuerzos interiores transmitidos y la falta de rigidez, existe un peculiar efecto en los brazos de la biela que ha de ser evitado a toda costa.

Tal y como se observa en la ilustración de la derecha, en el movimiento hacia la izquierda de la biela, el cual se corresponde con la carrera de ida o corte de la limadora, la fuerza resistente **F** que la biela sufre por parte del pasador es en sentido contrario, es decir, hacia la derecha. Esta fuerza provocaría una deformación en el brazo derecho de la biela (representada en la ilustración de la derecha), mientras que el izquierdo no se vería afectado, pues la fuerza resistente se dirige íntegramente al derecho.

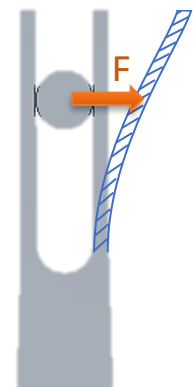


Ilustración 13. Deformación en biela.

Esto provocaría que el **pasador se separase** del brazo izquierdo en el ciclo de ida de la biela y, consecuentemente, en el ciclo de retorno todo lo que se encuentra aguas arriba desde el pasador (brazos de extensión, carnero, herramienta, etc) quedaría desamparado al no haber contacto con la biela. Esto, además de provocar una interrupción súbita del movimiento, haría que posteriormente se produjese un **choque** entre pasador y brazo izquierdo en el ciclo de retorno.

De igual forma, también se han de controlar la deformación de los brazos centrales de la biela que actúan de guía para la **deslizadera**, la cual sufriría choques, vibraciones y, en consecuencia, un deterioro de ambas piezas.

Es por todo esto que, como se verá más tarde, el diseño de estos dos elementos fue mejorado tras el conocimiento de los resultados del análisis dinámico, el cual proporcionó información referente a las fuerzas sufridas por estos y a las longitudes de carrera del pasador de biela y deslizadera en su movimiento relativo a la propia biela, información sin la cual no era posible la materialización de un diseño definitivo.

3. Herramienta

En cuanto a la geometría elegida para la **herramienta**, se escogió teniendo en cuenta la comparativa de la ilustración siguiente:

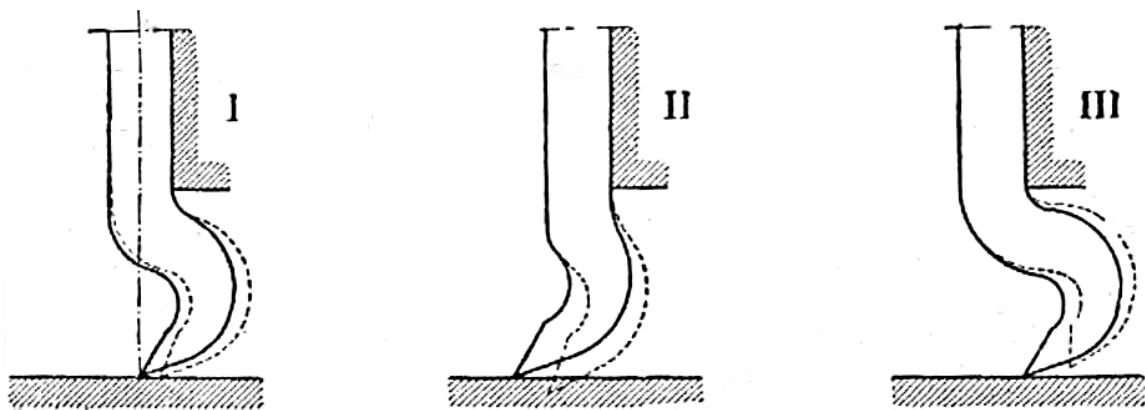


Ilustración 14. Formas de herramienta. [6]

En esta figura se puede ver que la mejor forma para la herramienta es aquella en la que la punta del cortante coincide con el eje central del cuerpo de la herramienta, pues bajo deformación (línea rayada), la herramienta todavía logra ejecutar debidamente el corte. En las opciones II y III en cambio, la deformación del cortante genera o bien penetración en la pieza o bien separación de la misma, provocando en ambas un corte irregular y errado. Por ello, la forma elegida fue la I.

El diseño fue posteriormente sometido a análisis dinámicos y estructurales en el software Ansys Workbench 18.1, siendo estos últimos de utilidad para determinar los elementos constructivos sometidos a mayor sollicitación tensional, lo que los convirtió en objeto de análisis estructural por separado. Así, mediante un correcto mallado de cada una de estas piezas, se pudo discernir entre **diferentes mejoras** que aumentarían la seguridad de la máquina en su conjunto.

5.2 Segundo Diseño

La aplicación de las **mejoras** mencionadas en el anterior apartado y de otras relativas a aspectos no resistentes llevó al segundo diseño de la máquina, el cual puede observarse en la ilustración siguiente:

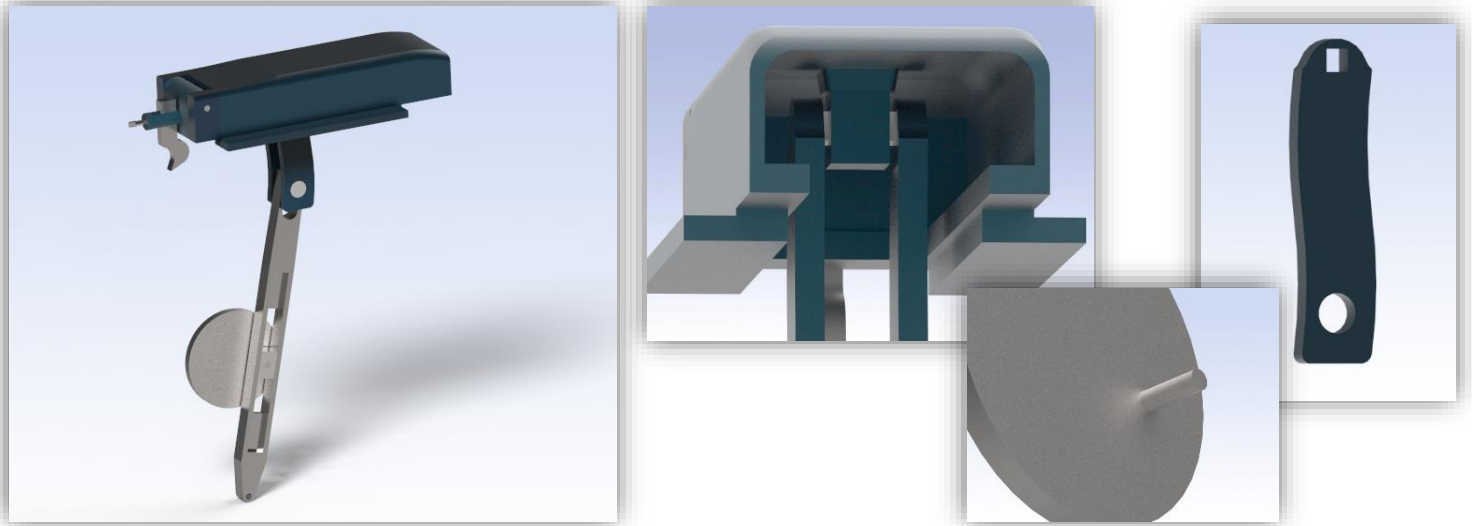


Ilustración 15. Imágenes del segundo diseño.

De nuevo, para más información acerca de la geometría de este nuevo diseño acudir al *Anexo I* para consultar su plano constructivo.

Es importante denotar el **carácter evolutivo** de este trabajo. Como todo proyecto, este partió de unas ideas de base que sirvieron para arrancar el trabajo, pero con el paso del tiempo fueron surgiendo nuevas ideas y propuestas de mejora del diseño preliminar. Aprovechando la circunstancia de tener que realizar un rediseño, se decidió materializar esas ideas, pues estas no hacían sino mejorar el mecanismo. En resumen, toda mejora fue bienvenida.

Y es este realmente el propósito de la ejecución del segundo diseño. Como se verá más tarde, los resultados del primer análisis estructural revelaron el buen estado del diseño preliminar en cuando a tensiones y deformaciones, por lo que, ningún cambio fue necesario a este respecto. Pero ello no descarta la posibilidad de inquirir otra clase de cambios que juegan siempre en beneficio del mecanismo, dado que con todos ellos se logró reducir aún más esos valores de tensiones, deformaciones y esfuerzos internos.

Esta reducción juega en beneficio de la limadora no sólo de forma explícita, sino que, además, supone una gran ventaja en cuanto a **fatiga**. A menores cargas esté sometido el mecanismo, menores tensiones sufrirá y, por lo tanto, mayor vida a fatiga presentará, es decir, más número de ciclos de trabajo podrá soportar.

Un cambio relacionado con todo esto que fue tenido en cuenta para este rediseño fue el del **peso del mecanismo**. A medida que se fueron ejecutando los distintos análisis en Ansys se pudo ver el valor de las masas que este programa asignaba a cada elemento de la limadora, y uno de los elementos que destacó a este respecto fue el carnero.

En Ansys se observó que el **carnero**, al ser un elemento de gran volumen hecho plenamente de acero, cuya densidad es de $7850 \frac{kg}{m^3}$, presentaba una masa de **61,644 kg**. Para poder relativizar este valor, se muestra el siguiente gráfico:

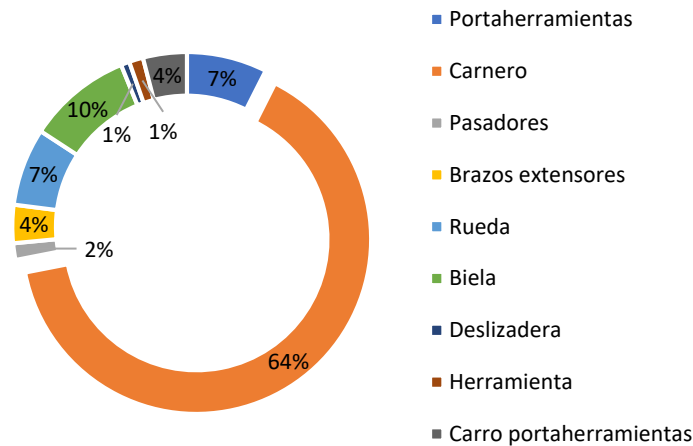


Ilustración 16. Porcentajes de masas de limadora.

Esta gran masa no hace otra cosa que generar grandes cargas en el mecanismo, pero no por el propio peso del carnero, pues este lo absorbe en gran parte el soporte ficticio 'Ground', si no por el efecto de la **inercia** de dicho elemento. Esta inercia genera fuerzas opuestas al movimiento del carnero, fuerzas que aparecen especialmente como consecuencia de dos cambios bruscos de aceleración dados en cada ciclo de trabajo en el carnero; esto, sumado a la masa mencionada, resulta en grandes valores de fuerzas de inercia.

Es por esto que uno de las mejoras más significativas fue la de la reducción del volumen del carnero, la cual se explica más adelante.

Se listan a continuación los **cambios realizados** en la limadora:

- **Aumento de rigidez en brazos de biela.** Se requirieron varios cambios en el diseño de la biela para lograr este objetivo:
 - **Reducción de los espacios de las guías en las que se encuentran imbuidos el pasador de biela y la deslizadera en la biela.** La razón de esta reducción es que las longitudes de carrera de ambos elementos dentro de la biela resultaron ser muy inferiores a las longitudes de las ranuras en las cuales se desplazan con respecto a esta. Esta información se obtuvo tras realizar el **primer análisis dinámico**, cuyo módulo de Ansys también da la opción de estudiar el comportamiento cinemático del mecanismo.

En la ilustración de la derecha se observa cómo la reducción en los brazos centrales se materializó mediante la adición de dos arriostramientos en forma de placas, del mismo material de la biela, en el propio hueco de movimiento de la deslizadera, con el propósito de aumentar el peso lo mínimo posible.

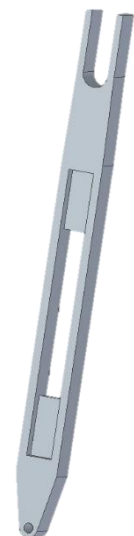


Ilustración 17. Biela del segundo diseño.

○ **Reducción del volumen del carnero.** 4 operaciones fueron llevadas a cabo en el carnero con este propósito, las cuales servían además para cumplir objetivos adicionales, pero que, en última instancia, ayudaban a la reducción de la masa del carnero.

- **Cambiada la geometría trasera del carnero.** A fin de tener en cuenta el montaje del conjunto bloque-pasador-brazos de extensión en la guía (tornillo sin fin) que habría de existir en un caso real, se hubo de rediseñar la parte trasera del carnero, que hace las veces de vía de acceso para la realización del montaje. Para ello se agrandó la abertura del carnero de forma que la introducción y extracción de dicho conjunto se realizase con facilidad.

En cuanto a este montaje, tal y como está puesto en el primer diseño sería imposible pues no se podría introducir el pasador y su soldado en el bloque sería muy complejo debido al escaso espacio. Como ya se ha indicado anteriormente, para el propósito de este trabajo es suficiente con situar el bloque en una posición fija, es decir, no poder variar la carrera, por lo que la guía para la regulación de su posición está fuera del alcance del mismo. Es por ello que se tomó la decisión de situar el bloque como una **extensión** propia del carnero, ya que tanto en el caso real como en el del trabajo la carga se transmite en la dirección del movimiento al carnero, lo cual no tiene mayor implicación dada la robustez de este.

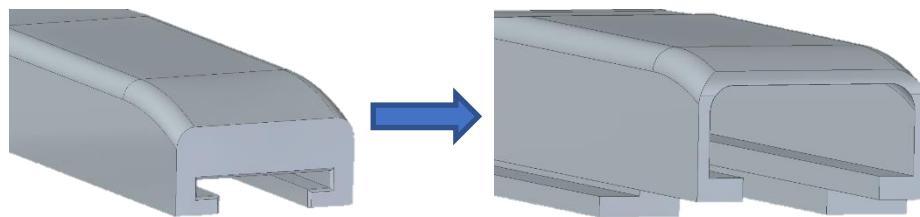


Ilustración 18. Comparativa de carneros.

- **Reducción de la longitud del carnero.** Decremento de 620 a 595 mm con el fin de la correcta adaptación de la nueva abertura trasera.
- **Reducción de volumen de material en diversos puntos.** Zonas con espesores innecesariamente grandes fueron acotadas.
- **Añadida guía exterior en carnero.** Esta guía se rediseñó como dos bloques rectangulares exteriores al carnero con el propósito de simular la realidad con mayor precisión, ya que es así como suelen situarse realmente en las limadoras (ver *Ilustración 18*).

Esta reducción resultó ser satisfactoria, pues se pasaron de los 61,644 *kg* de masa que el carnero representaba en el primer diseño, a 27,036 *kg* para el segundo. Por otro lado, a estos 27 *kg* se le ha de añadir la masa de las nuevas guías externas, las cuales suman un total de 9,9652 *kg*, es decir, el conjunto carnero para este segundo diseño supone una masa de 37,0012 *kg*, lo que implica una reducción neta de **24,6428 *kg***.

- **Cambios en unión de brazos de extensión, pasador de carnero y carnero.** Este pasador sufrió un cambio notorio, pues pasó de su forma cilíndrica inicial a una rectangular sin acuerdos, tal y como se muestra en la ilustración inferior. El motivo de este cambio no es más que el de asegurar el movimiento solidario carnero-brazos de extensión-pasador, pues una forma cilíndrica de este último sólo posee la fuerza de rozamiento en el contacto como mecanismo para evitar el giro relativo entre dichos elementos; en cambio, con una sección rectangular también entran en juego fuerzas normales en el contacto. Por supuesto, el cambio en el pasador supuso adaptar los agujeros de brazos y resalte del a esa misma forma.

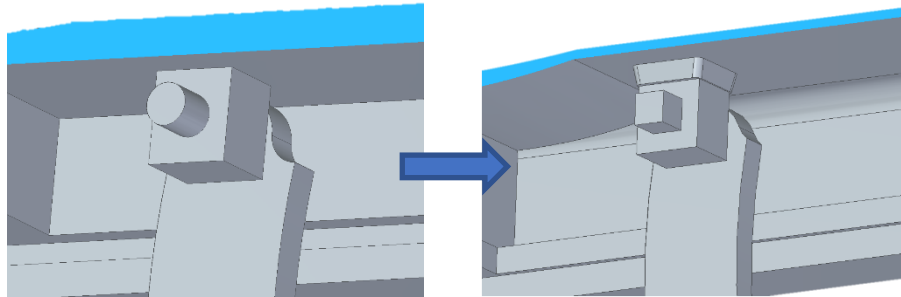


Ilustración 19. Comparativa de pasadores de carnero.

También se aumentó el tamaño de dicho resalte en dirección del movimiento del carnero, con el fin último de soportar mejor las cargas del pasador. Se pasó, por lo tanto, de 45 mm a 50 mm en esa dirección.

Por último, se cambió el perfil de brazos en la cabeza de los mismos para soportar mejor la carga del pasador en dirección del movimiento.

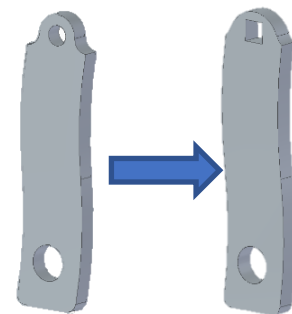


Ilustración 20. Comparativa de bielas.

- **Eliminación de curvaturas de acuerdo en biela.** Tal y como se comenta en el Anexo II, '[Mejora de malla de elementos finitos](#)', los acuerdos presentes en el primer diseño de la biela tuvieron que ser eliminados en el propio software Ansys puesto que pequeños detalles sobre geometrías amplias sin variación imponen cambios bruscos en el tamaño de elemento. Esto implica que la malla de elementos finitos se genera de forma irregular al tratar de adaptarse a dichas pequeñas curvaturas, lo cual no es concebible. Es por ello que se decidió eliminar dichos acuerdos de forma definitiva para el segundo diseño.

6 DESCRIPCIÓN DE TAREAS, FASES, EQUIPOS O PROCEDIMIENTOS

La ejecución del proyecto requirió de **10 meses** de trabajo en los cuales se llevaron a cabo distintas tareas que, en última instancia dirigían al propósito de la mejora del primer diseño y su consecuente estudio técnico. El desglose de dicho trabajo se explicará más adelante haciendo uso de un Diagrama de Gantt.



Ilustración 21. Diagrama de flujo de fases.

Estas tareas pueden ser clasificadas por **fases**, donde cada una de ellas ejerció un papel fundamental en el correcto desarrollo del proyecto. A continuación, se examinan dichas fases (las cuales pueden verse esquematizadas en el diagrama de flujo de la ilustración superior), desde el equipo utilizado para su realización, hasta los procedimientos empleados en las mismas.

6.1 Aprendizaje

Primera fase de este proyecto y de cualquiera de esta índole. Se trata de una fase extremadamente importante (de ahí que se constituya como una en sí misma), dada la imperiosa necesidad de adquirir habilidad en los softwares utilizados en el trabajo, además de adquirir ciertos **conocimientos técnicos** sobre la máquina que ocupa el proyecto. Estos conocimientos, por otro lado, ya venían sustentados por una base obtenida en distintas asignaturas de la carrera (mencionadas comentadas en el Contexto), lo que redujo el esfuerzo necesario considerablemente. Por lo tanto, sumando esa base más cierta cantidad de práctica autodidacta, se adquirió la preparación necesaria.

6.2 Investigación

Fase solapada en el tiempo con la anterior, que como su propio nombre indica consistió en la búsqueda, recabado y análisis de libros, sitios web y documentación referente a la máquina de retorno rápido y, más concretamente, la limadora.

Es indiscutible que estas dos primeras fases son parte fundamental de cualquier proyecto que se precie, aunque la primera pueda ser considerada previa al inicio del proyecto. Otra característica importante a mencionar es que ambas tienen un inicio determinado, pero se prolongan durante todo el desarrollo del proyecto; en referencia a la investigación en concreto, con esta fase se quiere hacer hincapié en la recogida de la información necesaria para dar comienzo a los aspectos más prácticos del proyecto, que se inician en la siguiente fase.

6.3 Primer Diseño

En esta primera fase práctica del proyecto, valiéndose del software **Solid Edge ST10** se diseñó primeramente una limadora de geometría básica (información detallada al respecto en [‘Selección/Descripción de la solución propuesta. Diseño’](#)), con el propósito de someter a este a un análisis dinámico en Ansys, el cual constituye la siguiente fase.

El diseño de la máquina se realizó por **piezas**, es decir, se cogió cada uno de los mínimos elementos indivisibles de la misma y se diseñaron en archivos distintos. Una vez obtenidas cada una de estas piezas se procedió al ensamblaje de las mismas, buscado con ello su correcta situación espacial con el propósito de dar forma a la máquina.

Otro aspecto importante es el de los materiales de la máquina. En este caso, a pesar de que Solid Edge proporciona una librería de materiales para ser añadidos al diseño, no fueron introducidos en esta plataforma porque es una tarea que habría de rehacerse en la fase siguiente en Ansys, programa que además posee una librería de materiales mucho más extensa y detallada (la información cabal de los materiales escogidos puede encontrarse en el apartado 6.4.1, [‘Materiales’](#)).

6.4 Primer Análisis Dinámico

Bilbao, Amezua & Altuzarra (2008), *Mecánica Aplicada: Dinámica*: “La Dinámica es la parte de la Mecánica que estudia el movimiento de los cuerpos materiales sometidos a acciones exteriores”, donde movimiento abarca fuerzas, desplazamientos, velocidades y aceleraciones. Queda claro entonces que para llevar a cabo un análisis dinámico no se requiere del conocimiento de la deformación de cada una de las partes del sistema mecánico, sino que este puede ser tratado como un **sistema infinitamente rígido**, pues el efecto de la deformación en el movimiento general del mismo es despreciable.

Para simular el movimiento de un sistema mecánico sometido a cargas exteriores podrían asumirse sus partes como deformables, utilizando métodos de elementos finitos para cada una de estas. El problema es que este proceso supondría una gran cantidad de coste computacional, por lo tanto, el módulo **Rigid Dynamics** del software **Ansys 18.1** trata de reducir dicho coste considerando el sistema como un sólido rígido y sometiéndolo a un análisis dinámico, con lo que se obvia cualquier tipo de deformación.

Sabida la utilidad del susodicho módulo se comprende con mayor facilidad la intención para con la limadora en esta primera fase de análisis. Se detallan a continuación los aspectos más importantes del proceso de análisis realizado en esta fase.

6.4.1 Materiales

La definición de los materiales a utilizar se apoyó en la base de datos de materiales de Ansys, **Engineering Data**, en la que cientos de materiales se encuentran perfectamente definidos, cada uno con sus propiedades mecánicas, térmicas, químicas, etc, correspondientes. La ventaja de esta base de datos, además de la posibilidad de definir materiales desde cero, es que permite tomar un material concreto y modificar cualquiera de sus propiedades para ajustarlo a lo deseado, lo cual facilita la definición considerablemente.

Con esta base de datos modificable y tomando como referencia el artículo [8], del cual se extrajo información acerca de los límites elásticos y tensiones de rotura de ciertos aceros, se definieron los siguientes materiales:

- **Acero estructural** -> Material dedicado a la estructura general de la limadora. Se trata de un material de resistencia media, similar al acero al carbono 1040 del artículo [8].

Tabla 2. Propiedades del acero estructural.

<i>Propiedades mecánicas</i>	Valor
<i>Tensión fluencia (tracción y compresión)</i>	500 MPa
<i>Tensión de rotura o última</i>	700 MPa
<i>Módulo de Young o de Elasticidad</i>	200 GPa

- **Acero rápido** -> Material dedicado exclusivamente a la herramienta. Dada la dificultosa tarea de localizar información concreta acerca de las propiedades mecánicas de este material, se tomaron como referencia el acero de alta resistencia y el acero de herramientas del artículo [8] (se sabe que las propiedades del acero rápido son similares a los de este último).

Tabla 3. Propiedades del acero rápido.

<i>Propiedades mecánicas</i>	Valor
<i>Tensión fluencia (tracción y compresión)</i>	1200 MPa
<i>Tensión de rotura o última</i>	1500 MPa
<i>Módulo de Young o de Elasticidad</i>	221 GPa

Si bien podría parecer que el empleo único de acero para la máquina es poco práctico y que la fundición gris sería una buena alternativa para la estructura, dada su conocida capacidad de amortiguamiento de las vibraciones (motivo de su utilización en las bancadas de las máquinas), la industria casi no utiliza estas fundiciones ya que sus propiedades mecánicas son mediocres.

Es importante asignar los materiales para realizar el análisis dinámico puesto que, como se verá más adelante, se aplicará la **fuerza de la gravedad** al conjunto, para lo cual es estrictamente necesario que

cada elemento posea un material concreto, con una masa concreta. Otro motivo es que a lo largo del movimiento aparecerán **fuerzas de inercia**, para lo cual son también necesarios los materiales. En este caso en el que tan sólo se realiza un análisis de sólido rígido, la información que aportan los materiales referentes a la deformabilidad y resistencia de las piezas no es necesaria.

En la siguiente tabla se muestra el material que se asignó a cada elemento de la limadora:

Tabla 4. Materiales de limadora.

Nº de elemento	Nombre	Material
1	Portaherramientas	Acero Estructural
2	Carro Portaherramientas	Acero Estructural
3	Carnero	Acero Estructural
4	Pasador de portaherramientas	Acero Estructural
5	Rueda	Acero Estructural
6	Biela	Acero Estructural
7	Deslizadera	Acero Estructural
8	Brazo de extensión	Acero Estructural
9	Pasador de biela	Acero Estructural
10	Pasador de carnero	Acero Estructural
11	Herramienta	Acero Rápido
12	Tornillo de Presión	Acero Estructural

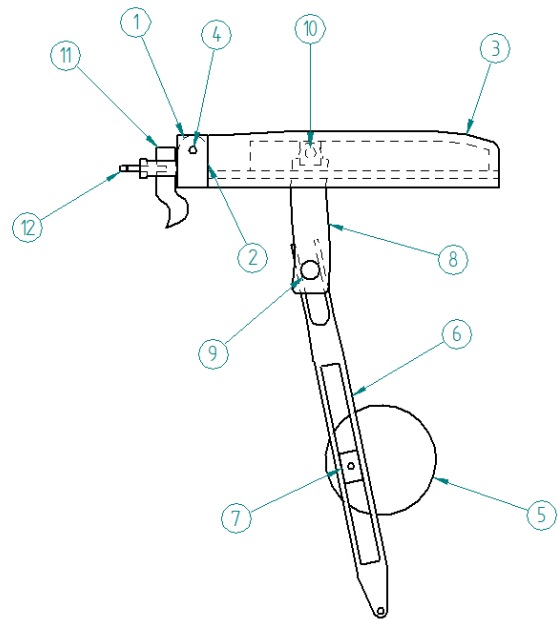


Ilustración 22. Boceto de primer diseño.

6.4.2 Relaciones entre elementos

Otro aspecto importante a la hora de la definición del sistema en Ansys fue el de establecer las relaciones entre los elementos, es decir, definir cómo se ha de comportar cada uno con respecto al resto de forma que se pueda reproducir correctamente el movimiento del conjunto.

Para ello, se debe discernir el carácter de los elementos participantes en cada contacto entre ‘reference’ y ‘mobile’ (referencia y móvil), esto se debe a que a la hora de definir un contacto en Ansys se hace necesario elegir qué elemento del par ejercerá de referencia tanto para llevar solidario el sistema de referencia respecto al que se medirán las posteriores soluciones calculadas, como para que las fuerzas que se calculen en el contacto se muestren como provenientes de este elemento, es decir, **del reference al mobile**.

Un ligero apunte necesario para la tabla: cuando se menciona como elemento el **soporte**, se está haciendo referencia al soporte en el que se sustentaría la limadora y que en Ansys se representa mediante ‘Ground’ o ‘Tierra’, el cual no es más que un elemento ficticio infinitamente rígido.

Tabla 5. Relaciones entre elementos.

Elementos		Clase de relación
Reference	Mobile	
<i>Soporte</i>	<i>Rueda</i>	Revolución
<i>Soporte</i>	<i>Biela</i>	Revolución
<i>Deslizadera</i>	<i>Rueda</i>	Revolución
<i>Deslizadera</i>	<i>Biela</i>	Traslación
<i>Pasador de biela</i>	<i>Biela</i>	No separación
<i>Brazos de extensión</i>	<i>Pasador de biela</i>	Fija
<i>Brazos de extensión</i>	<i>Pasador de carnero</i>	Fija
<i>Carnero</i>	<i>Pasador de carnero</i>	Fija
<i>Soporte</i>	<i>Carnero</i>	Traslación
<i>Carnero</i>	<i>Carro portaherramientas</i>	Fija
<i>Carro portaherramientas</i>	<i>Pasador de portaherramientas</i>	Fija
<i>Pasador de portaherramientas</i>	<i>Portaherramientas</i>	Revolución
<i>Tornillo de presión</i>	<i>Portaherramientas</i>	Fija
<i>Tornillo de presión</i>	<i>Herramienta</i>	Fija
<i>Portaherramientas</i>	<i>Herramienta</i>	Traslación

6.4.3 Velocidad del motor

El siguiente paso en la definición del sistema es la determinación de la velocidad del motor acoplado a la **rueda**, la cual transmite el movimiento a la limadora. Para ello, se debe asignar a dicho elemento el movimiento motor de la máquina, con una velocidad de rotación determinada. La velocidad elegida fue de valor $\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ en el sentido positivo del eje z, como se puede ver en la ilustración siguiente:

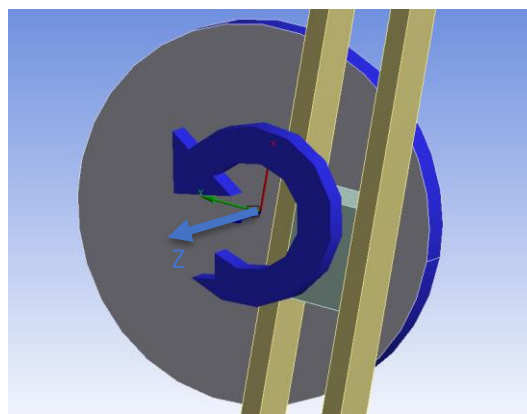


Ilustración 23. Velocidad de rotación.

Para entender cómo se eligió esta velocidad de rotación primero se ha de aclarar lo siguiente:

$$\text{Dobles carreras por minuto} = N^{\circ} \text{ ciclos por minuto}$$

donde el número de **dobles carreras por minuto** se da como dato en toda limadora y representa una carrera de ida más una carrera de vuelta, es decir, un ciclo completo de trabajo. Esto es algo intuitivo, pues si se piensa detenidamente, un ciclo es igual a un giro completo de la rueda acoplada al motor, giro que produce una traslación completa de ida o corte del carnero y otra traslación completa de retorno, hasta que se alcanza la posición que tenía el carnero al inicio del ciclo.

Sabido esto, la elección se fundamentó en la máquina de referencia seleccionada para el diseño inicial de la limadora, la MS-12. Esta máquina tiene 3 velocidades de trabajo posibles: 30, 60 y 90 dobles carreras por minuto. Estas velocidades se cotejaron con las mostradas debajo en las *Tablas 6 y 7*, para lo cual se tuvo en cuenta que se deseaba mecanizar **fundición gris** con una herramienta de **acero rápido**. De la *Tabla 6* se obtuvo una velocidad media de corte de $14 \frac{m}{min}$, la cual se llevó a la *Tabla 7*, donde por cercanía a ese valor y teniendo en cuenta que la longitud de la carrera de la limadora a analizar es de 300 mm (la cual queda definida por la máquina de referencia), se observó la velocidad de $14,2 \frac{m}{min}$, indicando esta tabla por lo tanto que las dobles carreras por minuto que se producen son 28.

De esta manera se dedujo que la mejor velocidad de las antes mencionadas para mecanizar el material deseado es la de **30 dobles carreras por minuto**.

Tabla 6. Tabla I de velocidades tabuladas. [9]

Tipo de Herramienta	Acero, resistencia en Kg/mm ²			Fundición gris	Bronce rojo, latón
	40	60	80		
	Velocidad de corte en m/min				
Acero de herramientas	16	12	8	12	20
Acero rápido	22	16	12	14	30

Tabla 7. Tabla II de velocidades tabuladas. [9]

TABLA II ELECCIÓN DEL NÚMERO DE DOBLES CARRERAS				
<i>Dobles carreras por minuto</i>	<i>Longitud de carrera en mm</i>			
	100	200	300	400
	<i>v_m en m/min</i>			
28	5,3	10,2	14,2	18,2
52	9,8	19,0	26,2	33,6
80	15,2	29,0	41,0	52

Así, tras realizar los cálculos mostrados a continuación, se llegó al valor de $\pi \text{ rad/s}$.

$$30 \frac{dc}{min} = 30 \text{ rpm} \Rightarrow 30 \frac{\text{revoluciones}}{\text{min}} \times 2\pi \frac{\text{radianes}}{\text{revolución}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = \pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Esta velocidad de rotación resulta **constante** a lo largo del movimiento de la limadora porque, como ya se ha explicado en el apartado 2.1.1, '[Análisis cinemático](#)', se consideró que la máquina posee las medidas necesarias (como un volante de inercia) para lograr dicho fin.

6.4.4 Fuerzas exteriores

Existen dos tipos de cargas externas a las que el sistema se ve sometido: la fuerza de corte y las fuerzas másicas de la limadora.

La **fuerza de corte**, situada en el filo de la herramienta y opuesta al movimiento de corte, se define como variable en el tiempo de forma que simule el corte de una pieza real. En la ilustración inferior se puede observar el gráfico de variación de dicha carga en newtons con respecto del tiempo en segundos. En ella se visualiza un ciclo completo de corte más retorno, pues la limadora se introdujo en Ansys estando en su posición más extrema a la derecha o punto de retorno máximo, en la cual se inician los ciclos a analizar. Esta posición se corresponde con $t = 0\text{ s}$ y $t = 2\text{ s}$.

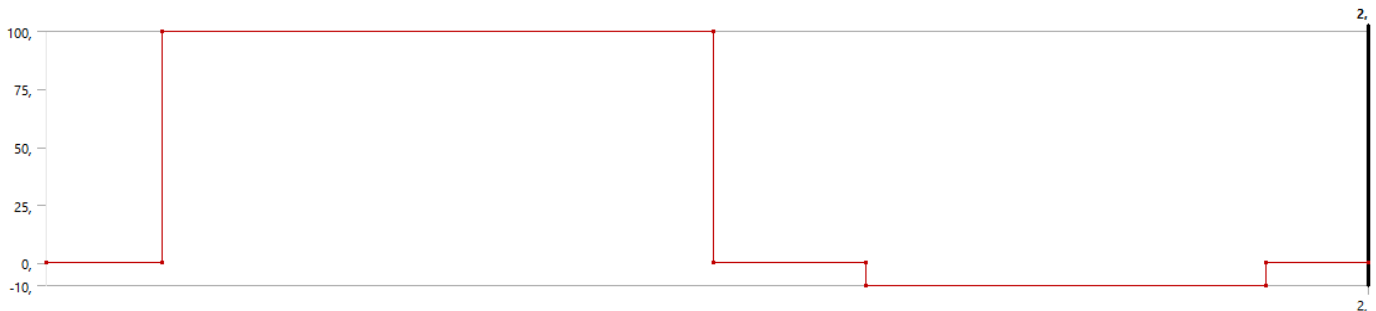


Ilustración 24. Gráfica de fuerza en la herramienta.

Tiene lógica que el ciclo finalice en 2 s pues un ciclo se corresponde con una vuelta de la rueda (2π rad) y, teniendo en cuenta que la velocidad de giro es de $\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, una simple división revela el tiempo que se tarda en realizar dicho giro.

A continuación, se explicará cómo se dedujo esa variación de la fuerza de forma que esta representase de la forma más fidedigna posible la realidad, en la cual la herramienta mecaniza una pieza real.

Lo primero que se ha de considerar se muestra en la siguiente figura:

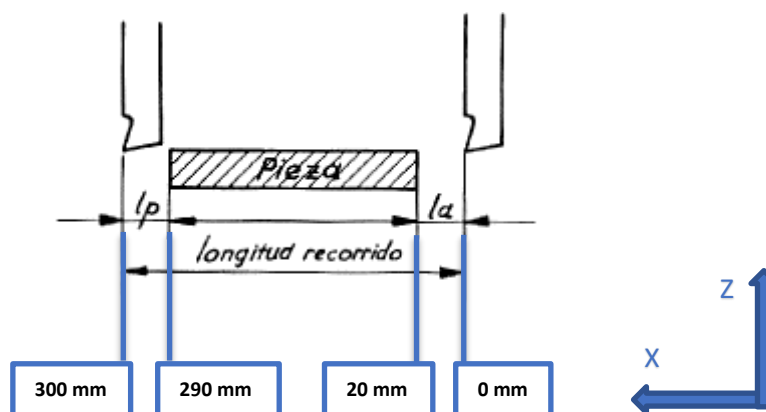


Ilustración 25. Esquema de posiciones de carnero. [9]

Es esta figura se puede ver cómo el recorrido de la herramienta, tanto en la ida como en la vuelta, posee 3 longitudes características:

- ✓ l_a es la **longitud de aproximación o longitud anterior**. Se corresponde con aquella distancia que se ha de dejar entre la posición que ocupa la herramienta en el inicio de cada ciclo de ida y la pieza a mecanizar.

✓ l_p es la **longitud posterior**, que constituye la longitud necesaria para que el carnero frene totalmente desde que deja de mecanizar e inicie su movimiento de retorno. Es necesaria dado que a medida que el carnero se aproxima al final de su traslación (de ida o vuelta), pierde velocidad hasta llegar a 0, con lo que la fuerza que realiza es inferior al resto de la trayectoria de corte.

✓ $L_{Carrera}$ es la **longitud de carrera o carrera** (longitud recorrido en *Ilustración 25*) que, tal y como se explicó con anterioridad, se trata de la longitud que recorre el carnero tanto en la carrera de ida como en la de retorno.

Por lo tanto:

$$L_{Pieza} = L_{Carrera} - l_a - l_p$$

donde L_{Pieza} es la longitud de la pieza, es decir, aquel tramo del movimiento de ida en el cual la herramienta mecanizará. Teniendo en cuenta que, en el caso tratado $l_a = 20 \text{ mm}$, $l_p = 10 \text{ mm}$ (ambos valores comunes en limadoras) y $L_{Carrera} = 300 \text{ mm}$, se obtiene que $L_{Pieza} = 70 \text{ mm}$.

Una vez sabido esto, el **siguiente paso** es obtener una gráfica (*Ilustración 26*) en la que se muestre la posición del carnero en los distintos instantes de un ciclo de trabajo (ida + vuelta). El movimiento analizado ha de realizarse considerando la velocidad de rotación del motor de $\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, pues es esta con la que se trabajó una vez introducida la fuerza.

De esta gráfica se extraen los valores del tiempo en segundos en los cuales el carnero alcanza las distintas posiciones de las longitudes comentadas antes. Para más precisión se empleó una tabla proporcionada por Ansys en la cual se muestran todos los instantes en que el programa analizó en el movimiento y las correspondientes posiciones del carnero en dichos instantes.

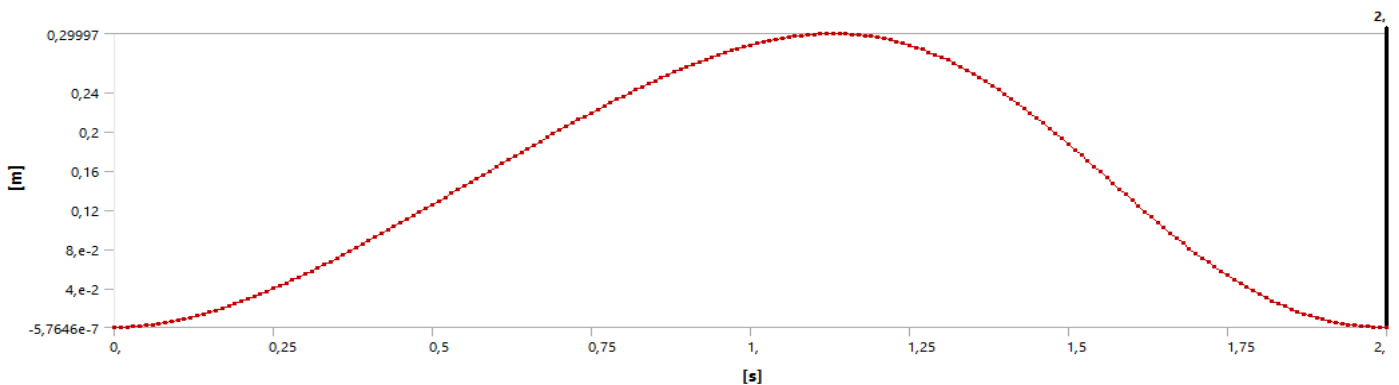


Ilustración 26. Gráfica de posiciones de carnero.

Respecto a la posición del carnero, los valores mínimo y máximo de dicha posición según la gráfica son $x = -5,7646 \times 10^{-7} \text{ mm}$ y $x = 0,29997 \text{ mm}$, valores que a efectos prácticos representan $x = 0$ y $x = 300$, pero que debido a imprecisiones en el cálculo realizado por Ansys se desvían ligeramente de estos valores.

Teniendo en cuenta toda la información anterior, se logra construir la gráfica de variación de la fuerza. Los cálculos llevados a cabo con este propósito pueden verse en la siguiente tabla:

Tabla 8. Fuerza en herramienta por posición.

Posición en x (mm)	Instante de tiempo (s)	¹ Fuerza resistente (N)
0	0	0
20	0,175	100
290	1,01	0
300	1,13	0
290	1,24	-10
20	1,845	0

Tan sólo resta explicar el porqué de la elección de los valores de las fuerzas de corte y retorno de **100** y **-10 N** respectivamente. En cuanto a la primera y más importante de las dos, fue necesario investigar acerca de las fuerzas que hay en juego en el mecanizado de fundición gris (material que se pretendía mecanizar en este trabajo, tal y como se indicó en el punto anterior). Finalmente, tomando referencia principalmente del artículo [10], se llegó a la conclusión de que un valor de 100 N representaba correctamente un caso práctico.

En referencia a la **fuerza de retorno**, se trata de una fuerza meramente de contacto entre la herramienta y la pieza que provoca que el portaherramientas balancee alrededor del pasador de portaherramientas (ver *Ilustración 27*) y evita daños en el primero y en la pieza durante el retorno. Para su elección se realizaron varias simulaciones hasta dar con el valor de -10 N, con el que se conseguía que dicho portaherramientas se levantara lo suficiente para representar la realidad. Además, ese valor encaja con los resultados experimentales descritos en el artículo [10].

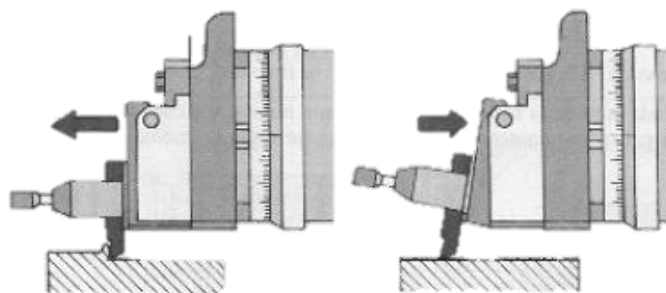


Ilustración 27. Posición de herramienta en ida y retorno. [12]

Por último, para simular las **fuerzas másicas**, es decir, peso e inercias de los elementos de la máquina, se introdujo para la primera la fuerza de la gravedad mediante 'Standard Earth Gravity', la cual se aplica a todo el sistema con una aceleración de $-9,8066 \frac{m}{s}$. Las fuerzas de inercia son directamente consideradas por Ansys durante el movimiento del sistema, luego no requirió definición adicional.

¹ Los valores de fuerza indicados hacen referencia a los que aparecen en el instante correspondiente, y que se prolongan permaneciendo constantes hasta el siguiente instante.

6.4.5 Ejecución del análisis

Antes de proceder a la exposición de las soluciones seleccionadas, se han de aclarar ciertos aspectos referentes a estas:

- ✓ Se seleccionaron aquellos contactos que afectan a elementos que, presumiblemente, sufrirían **grandes fuerzas** o que, debido a su geometría, podrían sufrir excesivas tensiones que no pueden soportar.
- ✓ De 15 posibles soluciones que se seleccionaron inicialmente para ser calculadas por Ansys, **10 resultaron ser relevantes** en última instancia. El resto representan elementos entre los que no se transmiten fuerzas críticas, ya sea por el bajo valor de esas fuerzas o por la alta rigidez de los elementos, que puede soportarlas sin problema. Algunas de estas son las fuerzas ejercidas y sufridas por el tornillo de presión, las ejercidas por los brazos de extensión al pasador de biela o diversos valores de momentos.
- ✓ Además del análisis dinámico, Ansys permite obtener resultados relativos al **comportamiento cinemático** del mecanismo, como lo es la posición del carnero con respecto al tiempo utilizada en el apartado anterior. Estos resultados repercutieron sobremanera en el desarrollo del proyecto, pues proporcionaron información muy útil en cuanto a la eficiencia del diseño de la limadora.

En cuanto al contacto entre **biela y pasador de Biela**, esta solución, que es precisamente la más crítica e importante, no pudo ser calculada por varios problemas. De estos, el más notorio es que el contacto entre pasador y biela se hubo de definir de la única forma que permitía proporcionar el movimiento correcto a la limadora, con el inconveniente de que con dicha definición no es posible, en el módulo de Rigid Dynamics, analizar las fuerzas en el contacto.

Para paliar esta carencia, dado que presumiblemente ese contacto sería crítico (las piezas sufrirían grandes fuerzas), en la siguiente fase del estudio, en la cual se utiliza otro módulo diferente, se calculó directamente la tensión que sufren tanto biela como pasador. Y es que una de las utilidades de este primer análisis dinámico fue el de concretar cuáles eran los **contactos críticos**, para poder así determinar en la siguiente fase las tensiones y deformaciones sufridas los elementos de los mismos.

Los resultados de sus análisis pueden verse en detalle en el apartado 7.1, [Primer Análisis Dinámico](#).

6.5 Primer Análisis Estructural

Para poder dar comienzo a esta fase fue primeramente necesaria la elección de los **elementos que serían tratados como flexibles** y llevados individualmente al módulo **Static Structural**, el cual proporciona información (tensional y de deformaciones entre otros) en un instante determinado en el tiempo con la limadora sometida a unas cargas concretas.

Conocida la información relativa a los esfuerzos internos sufridos, a lo largo de un ciclo de trabajo, por cada elemento de la limadora en el contacto con el resto de elementos (esfuerzos que se extrajeron del primer análisis dinámico), se sometió a cada uno de estos elementos flexibles a los **esfuerzos máximos** del ciclo, definidos ahora como cargas externas. De esta manera se pudieron recrear los instantes más críticos o de sollicitación máxima de cada elemento, es decir, aquellos instantes en los cuales éstos estaban sometidos a la mayor carga en un ciclo de trabajo.

Evidentemente, del resto de elementos no se pudo conocer dicha información, pero no supuso un problema pues éstos no eran críticos, es decir, no existía un riesgo real de fallo de los mismos.

Por lo tanto, aquellos elementos sometidos a grandes cargas en la interacción con los elementos de su entorno fueron tratados como flexibles y posteriormente sometidos a análisis estructural (cuyos resultados pueden verse en el apartado 9.2, '[Primer Análisis Estructural](#)'). Estos elementos son los siguientes:

Tabla 9. Elementos flexibles.

Rueda
Biela
Deslizadera
Pasador de carnero
Pasador de biela
Herramienta

6.5.1 Mallado

Todo análisis por elementos finitos requiere de la discretización del sistema mecánico mediante la creación de una correcta malla de elementos finitos. Haciendo referencia al apartado 2.2, '[Método de los Elementos Finitos](#)':

“Por último, cabe destacar la importante función del analista a la hora de generar una malla de elementos finitos. Esta tarea requiere de una toma de numerosas decisiones de, por ejemplo, zonas en las que refinar la malla (aumentar el número de elementos), qué tipo de elementos utilizar, etc. Es decir, este proceso de análisis requiere en gran medida del propio juicio y experiencia del analista.”

Es decir, el proceso de mallado de un sistema mecánico no es una tarea sencilla, y requiere de diversas pruebas que llevan a otras pruebas en las que se mejora la malla en los puntos problemáticos; así hasta alcanzar el **nivel de precisión** que se desea.

Antes de proceder con el análisis estructural se realizan una serie de comprobaciones en cuanto a la eficiencia de la malla que Ansys habría de generar para dicho análisis.

1. Malla inicial (sin correcciones)

Una vez introducida la información necesaria en el módulo Static Structural, se mallaron los elementos analizados tratados como flexibles. Este primer mallado (ver *Ilustración 28*) se hizo con las **opciones por defecto** elegidas por Ansys, para así poder hacer una comparación justa una vez corregidos una serie de posibles problemas en la geometría de las piezas elegidas.

Conviene aclarar que, a pesar de que las ilustraciones de este apartado muestran los elementos flexibles juntos, estos fueron tratados por separado; la única razón para mostrarlos de esta manera es la simplificación de la información proporcionada.

2. Mejora de malla

Si bien es innegable el papel fundamental de un correcto planteamiento de la malla de elementos finitos, en este trabajo no deja de ser un medio para alcanzar un fin, que en este caso es el de la ejecución del análisis estructural. A donde se pretende llegar es a que el proceso específico llevado a cabo para la mejora de la malla no es lo realmente relevante en el documento, sino que lo significativo es el conocimiento de cómo quedó finalmente la malla y el dar respuesta a por qué realmente presenta una mejora sustancial respecto a la malla inicial.

Es por ello que lo que se muestra en este apartado es el resultado final del proceso de perfeccionamiento de la malla, el cual, en caso de que el lector desee comprobar por sí mismo la justificación de esta mejora, podrá dirigirse al *Anexo II*.

3. Comparativa

Con todo lo anterior, la malla definitiva corregida y optimizada es la de la siguiente imagen:

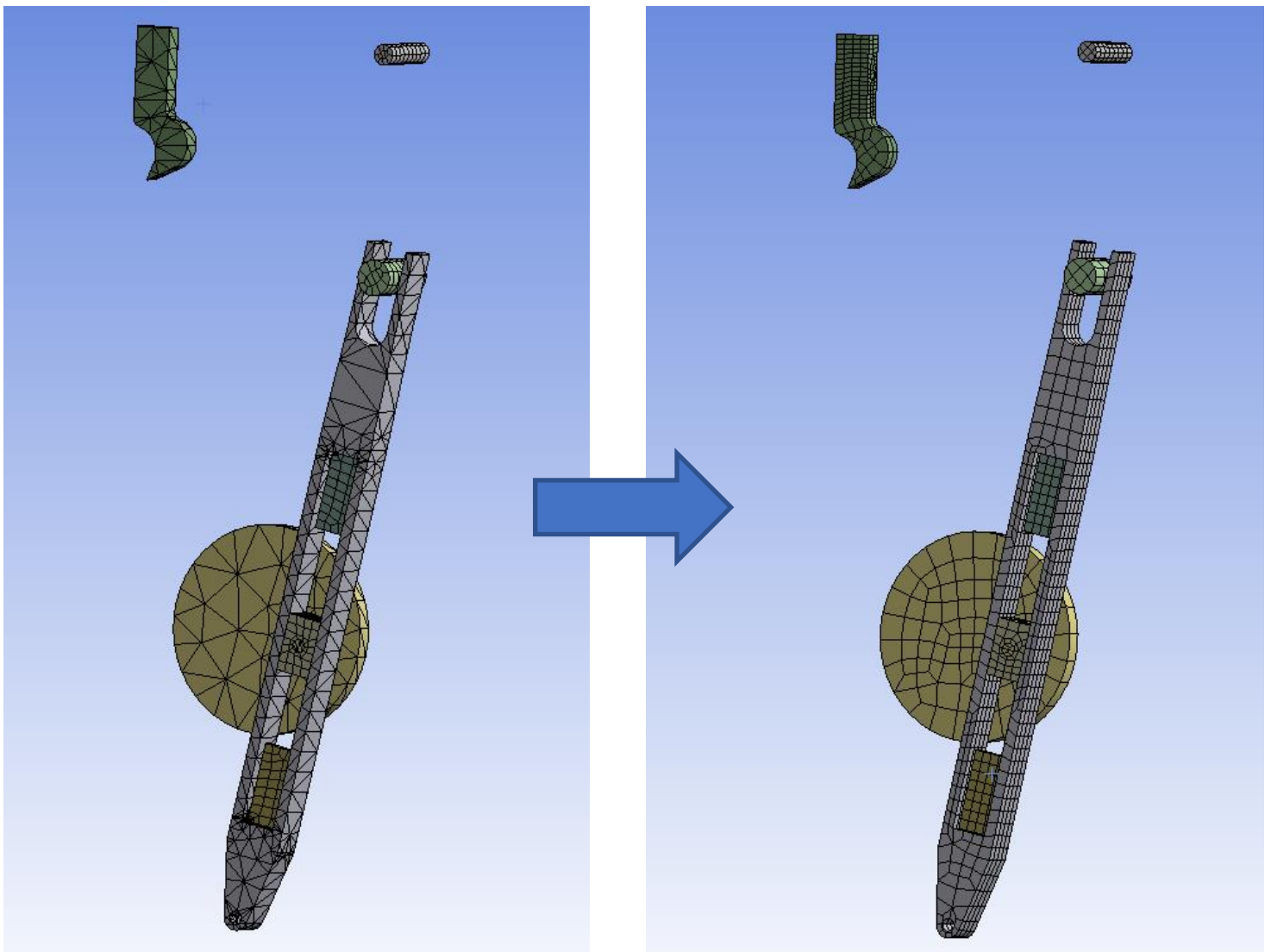


Ilustración 28. Comparativa de mallas inicial (izquierda) y final (derecha).

La comparativa a realizar se fundamenta en dos aspectos de eficiencia de computacional:

- ✓ Cuantos más elementos y más nudos **mayor coste computacional** supondrá realizar el análisis sobre la malla en cuestión.
- ✓ **Adaptabilidad** de la malla a la geometría de los elementos, sobre todo en las zonas de contacto crítico de estos.

Se muestra a continuación dicha comparativa en función del número de elementos y nudos de los que requiere cada malla:

Tabla 10. Estadísticas de mallas.

	<i>Nº Elementos</i>	<i>Nº Nudos</i>
<i>Malla inicial</i>	2587	7494
<i>Malla definitiva</i>	1328	9060

Lo primero que se observa es que se logra una mejora en cuanto a número de elementos, dado que en la primera malla esta cantidad alcanzaba los 2500 elementos y en la segunda se reducen a 1300. El número de nudos, en cambio, sí aumenta. La razón no es más que la presencia de más elementos de **orden superior** en la malla definitiva, es decir, elementos no lineales de orden superior a uno. En un cuadrilátero, por ejemplo, en vez de tener nudos (8 vértices), el elemento de orden superior presenta nudos intermedios en sus aristas además de en los vértices.

Esto supone que, en términos netos, no se sepa si se logra una ventaja en cuanto a coste computacional, pues lo que gana en reducción de número de elementos lo pierde en aumento de la complejidad de estos. Lo que se puede asegurar es que la malla definitiva **se adapta** indudablemente mejor a la geometría de los elementos y, por lo tanto, ayuda a que el análisis devuelva unos resultados mucho más exactos.

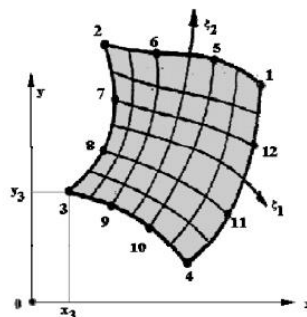


Ilustración 29. Elemento de orden superior. [11]

6.5.2 Ejecución del análisis

Una vez determinada la malla de elementos finitos, tan sólo resta exponer los resultados que estos análisis estructurales proporcionaron con respecto a las tensiones y deformaciones sufridas por los elementos flexibles.

Toda la información referente a estos resultados críticos se muestra en detalle en el apartado 7.2, [‘Primer Análisis Estructural’](#).

6.6 Segundo Diseño

Poco se puede decir al respecto de esta fase que no se haya explicado ya en el apartado 5.2, '[Segundo Diseño](#)', donde se analizan en detalle todas las mejoras llevadas a cabo en el diseño de la limadora.

Dichas **mejoras**, realizadas en propio Solid Edge sobre el primer diseño, se extrajeron tanto de los resultados del análisis dinámico del primer diseño, como del mero avistamiento de carencias de diseño en otros aspectos, como en el de la fabricación de la limadora o el funcionamiento fiel a la realidad. Podría decirse, por lo tanto, que aprovechando la necesidad práctica de mejorar el diseño para adaptarse a necesidades derivadas de los resultados de los análisis, se introdujeron las mejoras referentes a las carencias de diseño.

6.7 Segundo Análisis Dinámico

Una vez aplicadas todas las mejoras necesarias comentadas en el apartado [5.2](#), se llevó diseño de nuevo al módulo de análisis dinámico de Ansys, Rigid Dynamics, con el fin último de **comparar** los nuevos valores de las mismas fuerzas calculadas para el primer diseño, con las propias de dicho primer análisis. Esta comprobación sirvió de escarapate y prueba directa de la mejoría que supuso la reducción del volumen del carnero y la consecuente masa de la limadora.

Aclarar que todo lo explicado en referencia al primer análisis dinámico (materiales, relaciones entre elementos, velocidad del motor y fuerzas exteriores) se repite aquí, incluida la idea en la que se fundamenta esta clase de análisis: la definición del sistema mecánico como un **sistema infinitamente rígido**. Lo única novedad en cuanto a definición del sistema es la inclusión de la guía exterior en el carnero, y de los nervios y arriostamientos de la biela, cuyas relaciones con la limadora se definen como **fijas**, simulando así la soldadura con la que se unirían al sistema en un caso práctico.

La exposición de los resultados se muestra en el apartado 7.3, '[Segundo Análisis Dinámico](#)'.

6.8 Segundo Análisis Estructural

Para ejecutar este análisis se partió de la información extraída tanto del primer análisis estructural como del segundo análisis dinámico. A través del primero se determinó que ningún elemento en particular sufría tensiones o deformaciones críticas y que, por tanto, ninguno requería explícitamente de ser definido como flexible, mientras que el segundo simplemente ratificó esta idea al mostrar tan sólo mejorías con respecto al primer diseño en cuanto a esfuerzos internos sufridos.

Aún con esta idea de base se decidió someter a la **biela** y a la **rueda** a análisis estructural en el módulo Static Structural, para poder comprobar el efecto de las mejoras de diseño implementadas.

Respecto al mallado del nuevo diseño, no fue necesario incluir ningún cambio en las mallas de los elementos flexibles pues estos no se modificaron con respecto al primer análisis estructural.

La explicación detallada de los resultados de las tensiones y deformaciones sufridas por la biela y la rueda se encuentran en el apartado 7.4, '[Segundo Análisis Estructural](#)'.

7 DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS

Para la exposición de los resultados obtenidos de los diversos análisis realizados en Ansys se utilizarán los mismos encabezados empleados en el apartado 6, 'Descripción de tareas, fases, equipos y/o procedimientos', es decir, se irán presentando, de forma progresiva y en el mismo orden que en dicha sección, los resultados obtenidos para cada uno de los análisis.

7.1 Primer Análisis Dinámico

En este primer apartado se analizan las soluciones mencionadas en el 6.4.5, '[Ejecución del análisis](#)', tanto las que proporcionan información acerca de la dinámica como las que lo hacen de la cinemática.

1. Resultados de la dinámica

Este estudio proporciona información referente a las **fuerzas** transmitidas a lo largo del mecanismo, desde las acciones exteriores hasta los esfuerzos internos aparecidos como consecuencia de los contactos entre las distintas piezas que componen la limadora.

En las imágenes que acompañan a esta sección se muestran por un lado las gráficas de las fuerzas a las que se hace referencia, y junto a estas el sistema de referencia en el que se basan dichas gráficas con el vector fuerza o momento en la posición de la máquina en el que dicho vector sea **máximo o mínimo** (máximo en negativo). En estos sistemas de referencia existe un código de color, el cual puede verse en la siguiente imagen:

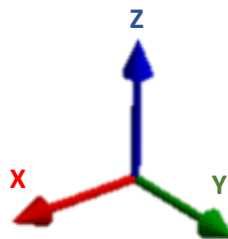


Ilustración 30. Sistema de referencia.

Con todo ello y recordando que el sistema de referencia del contacto es siempre solidario al movimiento del reference body (ver tabla de relaciones entre elementos del apartado [6.4.2](#)), se presentan las soluciones relativas a los **contactos críticos**, es decir, contactos entre elementos en los que las fuerzas transmitidas son considerables:

- a. **Fuerza de deslizadera sobre resalte cilíndrico de rueda** -> A la rueda se encuentra unida como parte de la misma un resalte cilíndrico que sirve como transmisor del movimiento de giro a la deslizadera. Como se observa en la siguiente gráfica (fuerza en eje Y), la deslizadera transmite al cilindro delgado un máximo de casi más de **400 N** a lo largo del movimiento:

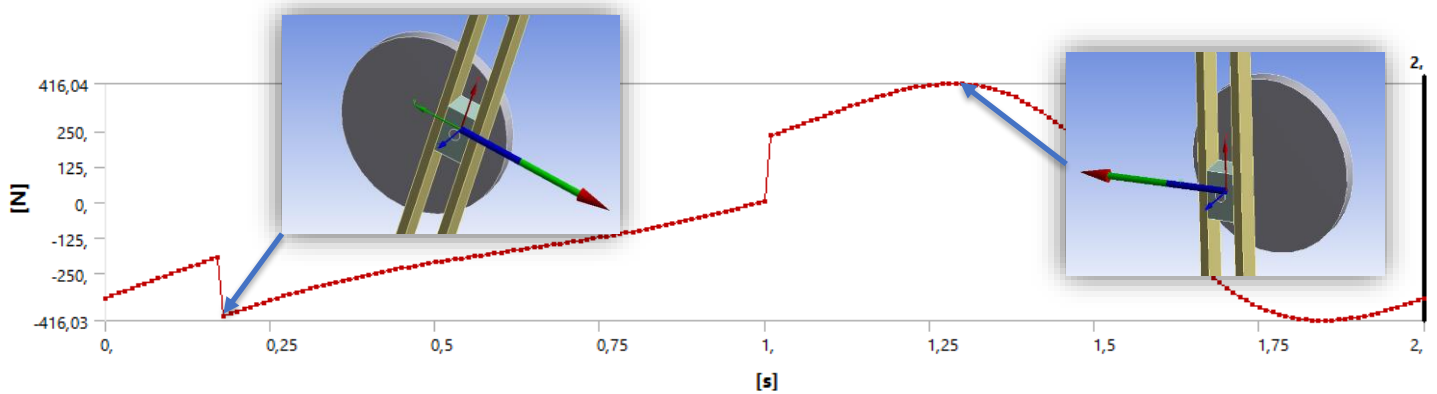


Ilustración 31. Fuerza de deslizadera sobre rueda.

Se eligió la fuerza en el eje Y pues es en esta dirección (la perpendicular a los brazos de la biela) donde se transmite la mayor fuerza al resalte, por ser la que **mayor resistencia** presenta al movimiento. Aun así, también se transmite fuerza en la dirección del eje X, como es lógico, ya que la rueda mueve la deslizadera. En esta dirección la fuerza es muy baja (valores no superiores a 8 N) debido a que no existe más resistencia que la del propio peso de la deslizadera, pues el rozamiento entre esta y la biela no está contemplado.

La información extraída en relación a los valores de la fuerza transmitida se utilizará para un posterior análisis mediante la teoría clásica de Resistencia de Materiales, con el fin de contemplar la posibilidad de realizar cambios en el resalte cilíndrico. La explicación pertinente se verá al final de este apartado.

- b. Fuerza de soporte sobre rueda** -> La rueda también presenta un contacto crítico en su unión con la base del mecanismo (representado mediante Ground). Como se puede ver en la siguiente gráfica, se alcanzan valores de hasta **430 N**.

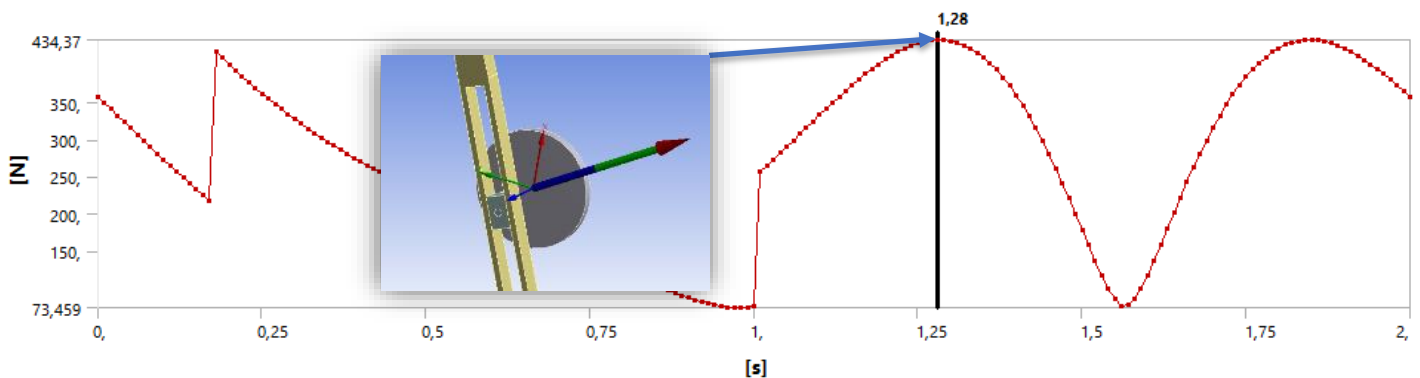


Ilustración 32. Fuerza de soporte sobre rueda.

- c. Fuerza de deslizadera sobre biela** -> De este primer contacto de la biela con su entorno, como se aprecia en la siguiente gráfica (fuerza en eje Z), la deslizadera transmite en la dirección perpendicular a las paredes de la biela valores hasta **415 N**.

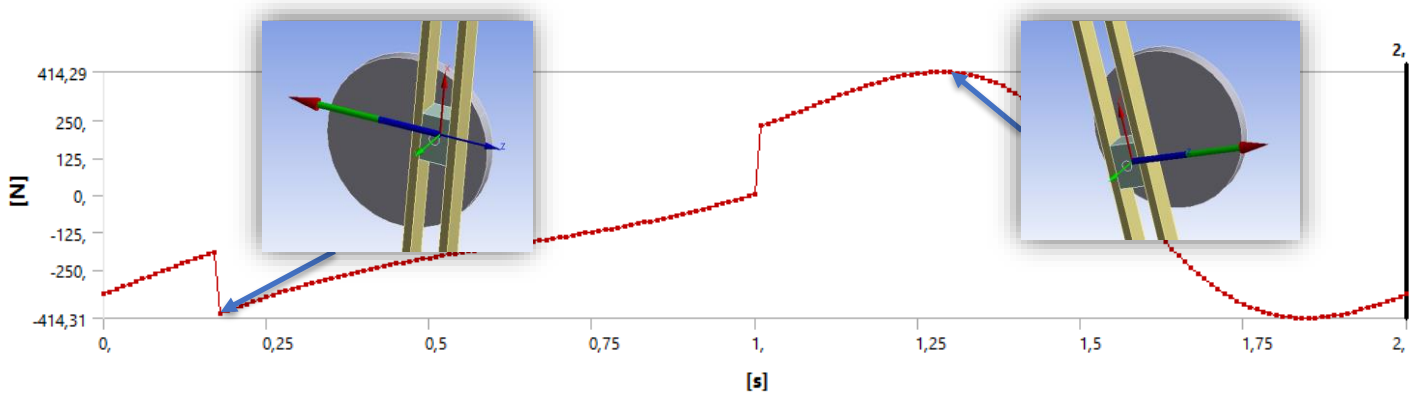


Ilustración 33. Fuerza de deslizadera sobre biela.

d. **Fuerza de soporte sobre biela** -> Por otro lado, en la unión de la biela con la base del mecanismo aparecen fuerzas de valores de hasta casi **260 N**, lo cual convierte ese punto en crítico. Si bien es cierto que la biela en esa zona de unión no posee una geometría especialmente débil, es una fuerza a tener en cuenta (fuerza total en gráfica).

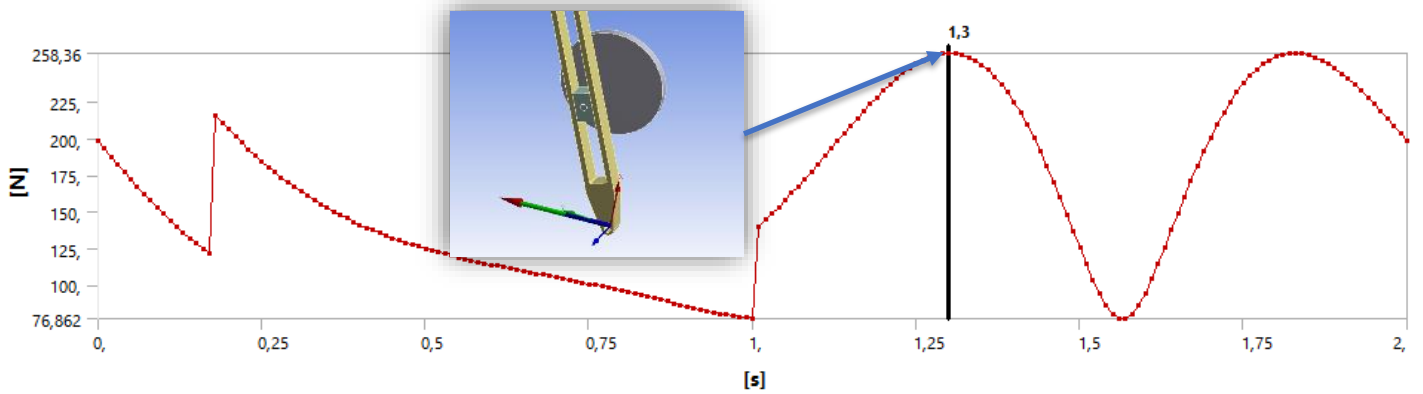


Ilustración 34. Fuerza de soporte sobre biela.

e. **Fuerza de brazos de extensión sobre pasador de biela** -> Este elemento está sometido a una gran carga de flexión puesto que los brazos extensores ejercen sobre él una fuerza de **173 N** opuesta a la que ejerce la biela, como puede observarse en la gráfica correspondiente, donde se muestra la fuerza máxima ejercida sobre el pasador por el brazo izquierdo (ídem en el derecho).

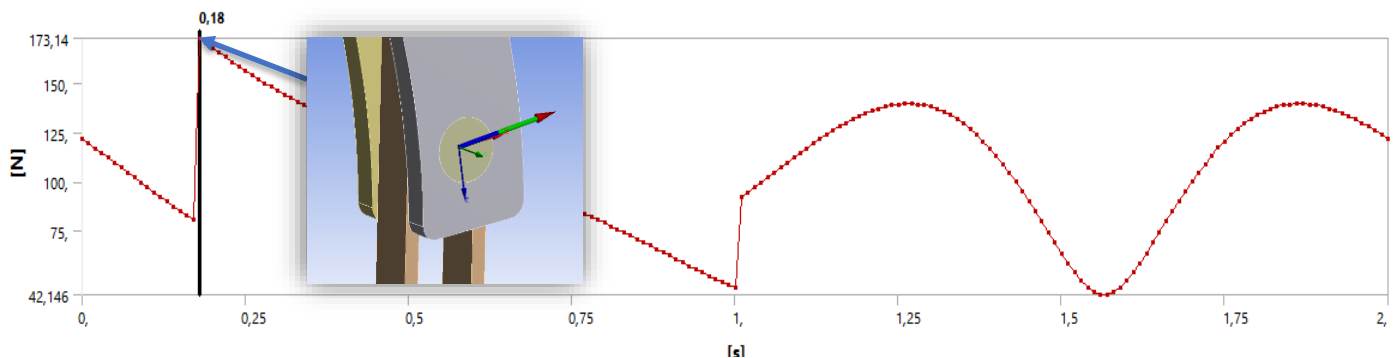


Ilustración 35. Fuerza de brazos extensores sobre pasador de biela.

- f. **Fuerza de brazos de extensión y carnero sobre pasador de carnero** -> Al igual que en el caso anterior, este elemento está sometido a una gran carga de flexión debido a la fuerza ejercida por los brazos extensores, de **175 N** y opuesta a la que ejerce el carnero, del mismo valor, como puede observarse en las siguientes imágenes. En ellas se muestra la fuerza máxima ejercida sobre el pasador por el brazo izquierdo (ídem en el derecho) y por el carnero, las cuales se producen en el mismo instante de tiempo (ver gráficas correspondientes).

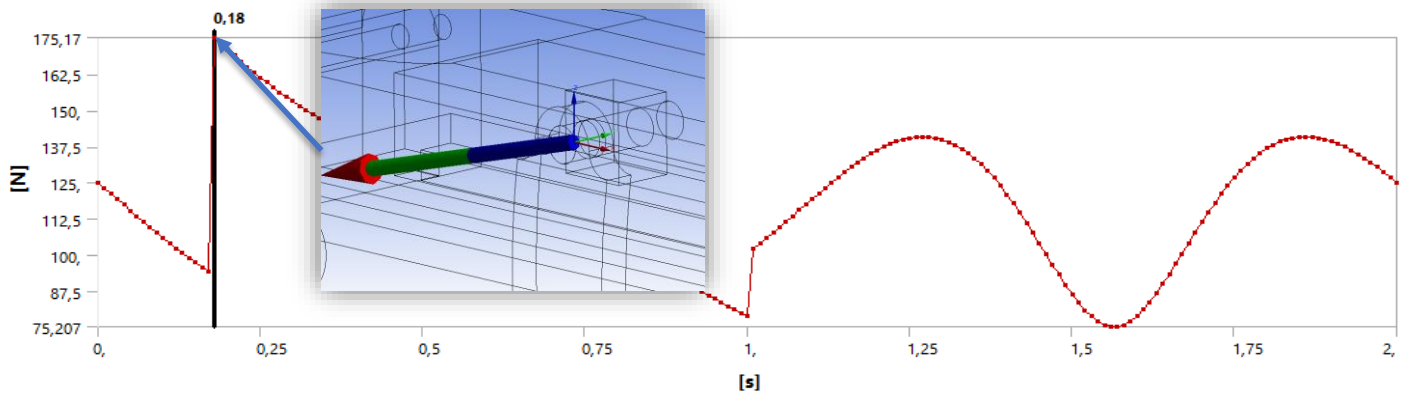


Ilustración 36. Fuerza de brazos de extensión sobre pasador de carnero.

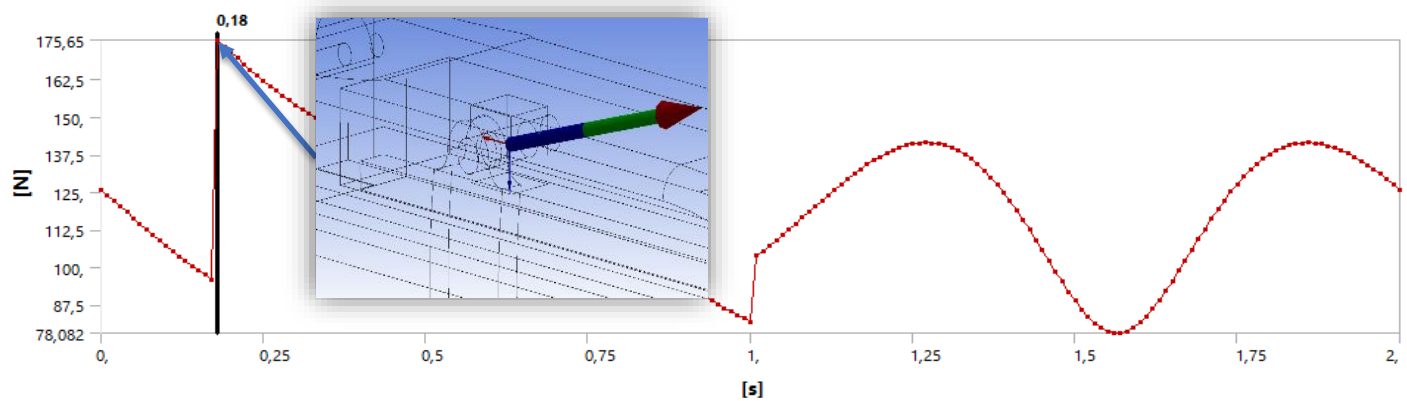


Ilustración 37. Fuerza de carnero sobre pasador de carnero.

- g. **Fuerza vertical de soporte sobre carnero** -> El carnero, debido principalmente a su peso de 61,642 kg y en mucho menor grado como consecuencia de las fuerzas verticales que el mecanismo ejerce sobre este, al estar apoyado sobre una guía en todo el movimiento, sufre una gran fuerza vertical. En principio esto no supone un problema dada la rigidez que caracteriza al carnero, pero sí que es digno de mención el valor de la misma, que puede observarse en la siguiente gráfica. (fuerza total en gráfica).

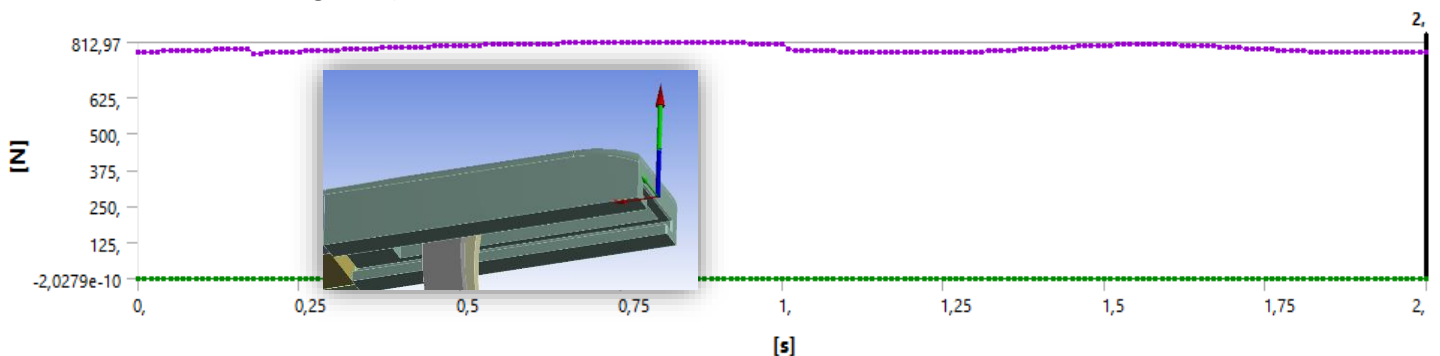


Ilustración 38. Fuerza de soporte sobre carnero.

2. Resultados de la cinemática

Los resultados de la cinemática se refieren a las velocidades, posiciones, etc del mecanismo, es decir, la información relativas a su movimiento. Se muestran a continuación las soluciones más relevantes:

- **Velocidad de traslación del carnero** -> Este resultado sirve para comprobar cómo la teoría explicada en el apartado 2.1.1, '[Análisis cinemático](#)', se cumple experimentalmente. En la *Ilustración 2* de dicho apartado, en la cual se muestra la velocidad de traslación del carnero en función de su posición con respecto al eje vertical que pasa por el centro de giro de la manivela o rueda, se ve cómo la velocidad es prácticamente constante en la carrera de ida y cómo el carnero retorna rápidamente. Esto se pudo **probar experimentalmente** en Ansys, y así lo demuestra la siguiente gráfica obtenida en el susodicho programa:

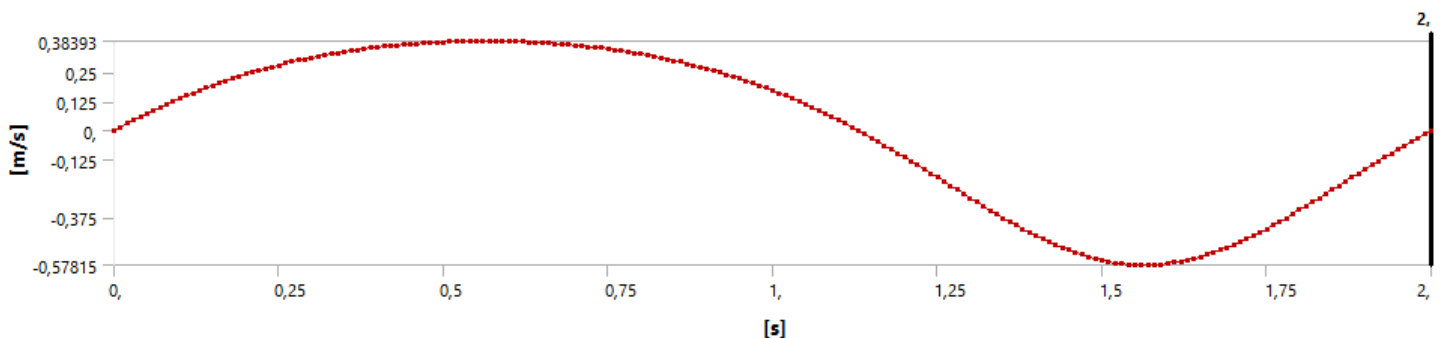


Ilustración 39. Velocidad de traslación del carnero.

- **Longitud de carrera de pasador de biela y deslizadera** -> Una de las ventajas del uso de Ansys es la posibilidad de ver el mecanismo en movimiento y, consecuentemente, las posiciones adoptadas por cada elemento individual en cada instante del ciclo.

Es gracias a esto que se pudo observar cómo el movimiento del pasador de **biela** se encontraba confinado en una pequeña región del espacio (mostrada en la ilustración de la derecha como el rectángulo rayado superior), es decir, cómo su longitud de carrera o de zona de contacto con la biela era, en proporción a los brazos de la esta con los que hace contacto, pequeña.

Así mismo pudo visualizarse la longitud correspondiente a la **deslizadera**, mostrada en la ilustración de la derecha como el rectángulo rayado inferior.

Es esta información la verdaderamente significativa en cuanto al estudio cinemático, dado que de la misma se pudo extraer la información comentada, la cual afectó al diseño de la biela.



Ilustración 40. Longitudes de contacto en biela.

3. Cambios en el diseño

Dos cambios fueron materializados en el diseño preliminar de la limadora como consecuencia de la información extraída en este análisis:

1. A pesar de que finalmente no fuera necesario aumentar la rigidez a flexión del resalte cilíndrico de la rueda, se ha dejado la siguiente explicación de cómo se alcanzó esa conclusión. Para ello se realizó un estudio aproximado en dicho resalte, para el cual se utilizaron los métodos de la **teoría clásica de Resistencia de Materiales**.

Considérese el resalte, de diámetro $2r = 15 \text{ mm}$, como una viga empotrada en voladizo de longitud $L = 45 \text{ mm}$ como la de la *Ilustración 41*, sometida a la carga obtenida anteriormente como la fuerza ejercida por la deslizadera sobre el resalte, de valor $P = 416,04 \text{ N}$, a una distancia $d = 35 \text{ mm}$ del empotramiento del resalte en la rueda.

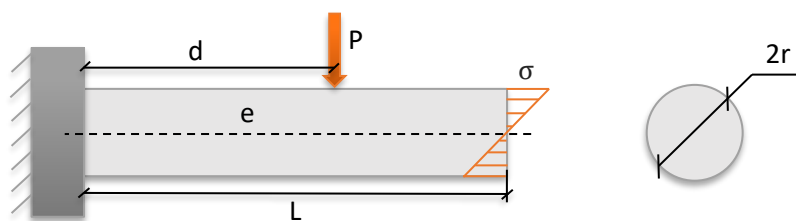


Ilustración 41. Caso de viga empotrada en voladizo.

Las ecuaciones utilizadas para esta comprobación fueron las dos siguientes:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \delta = \frac{PL^3}{3EI}$$

correspondientes, respectivamente, a la **tensión máxima** en el resalte en la sección del empotramiento y al **desplazamiento vertical** del resalte en el punto de aplicación de la carga. Con un módulo de Young para el acero seleccionado de $E = 200 \text{ GPa}$, y teniendo en cuenta que $I = \frac{\pi}{4}r^4$ se obtienen los siguientes resultados:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{416,04 * 35 * 7,5}{2485,05} = 43,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 43,95 \text{ MPa}$$

$$\delta = \frac{416,04 * 45^3}{3 * 200 * 10^3 * 2485,05} = 0,025 \text{ mm}$$

Como se observa, ni por el lado de la tensión máxima admisible del acero elegido para el resalte, de valor $\sigma = 500 \text{ MPa}$, ni por el lado del desplazamiento, el cual da una idea de la deformación a la que se verá resalte cilíndrico sometido, sufre este **valores críticos** que pudieran comprometer la integridad del mismo y, por tanto, el adecuado funcionamiento de la limadora.

Se ha de recordar en cambio, que los valores obtenidos a través de este cálculo son **simplistas**, pues para hacer uso de estos se han de obviar numerosos factores existentes en un caso práctico. Aún así, de ellos se pudo llegar a una primera conclusión de que era innecesario aumentar la rigidez del resalte cilíndrico.

2. Se **redujeron los espacios** en los que se encuentran imbuidos el pasador de biela y la deslizadera, por lo explicado acerca de sus bajas longitudes de carrera.

El mismo cálculo de teoría clásica de Resistencia de Materiales anterior no pudo ser usado en este momento para comprobar la rigidez de los brazos de la biela superiores puesto que, como ya se ha indicado anteriormente, el contacto entre pasador de biela y brazos de esta tuvo que ser definido de tal forma que Ansys no permitía conocer los esfuerzos transmitidos en dicho contacto.

La explicación detallada del efecto de estos cambios sobre el diseño de la limadora se encuentra en el apartado 5.2, '[Segundo Diseño](#)'.

7.2 Primer Análisis Estructural

En este apartado se exponen y analizan todos aquellos resultados obtenidos por Ansys en el módulo Static Structural, que en última instancia demostraron ser relevantes, ya fuera por poder comparativo con cálculos anteriores o por justificación de resultados, tal y como se dijo en el apartado 6.5.2, '[Ejecución del análisis](#)'.

Antes de entrar en materia, es conveniente acudir de nuevo al apartado 6.4.1, '[Materiales](#)', donde se muestran los valores de las tensiones admisibles de los materiales utilizados en la limadora.

Respecto al **código de colores** utilizado por Ansys para distinguir por sectores de más a menos críticos de cada pieza, donde mayor tensión y mayor deformación definen las zonas más críticas, el orden descendente es el siguiente:



Ilustración 42. Código de colores de tensiones y deformaciones.

Se muestran a continuación los resultados, acompañados de las mejoras de diseño que estos conllevaron (la explicación de estos y el resto de cambios realizados en el diseño puede verse con más detalle en el apartado 5.2, '[Segundo Diseño](#)'):

- **Biela** -> Antes de comentar los valores de las tensiones y deformaciones en la biela, conviene recordar que el diseño utilizado para este análisis fue aquel en el que se habían realizado únicamente aquellos cambios en la biela comentados en el apartado [5.2](#), derivados de los resultados del primer análisis dinámico.

Este caso, además, resulta ser algo especial pues, tal y como se indicó en el apartado [6.4.5](#), no se pudieron obtener los valores de los esfuerzos sufridos en el contacto entre el pasador de biela y la biela. La solución tomada, por lo tanto, fue aplicar una fuerza aproximada por el lado de la seguridad; para ello, teniendo en cuenta que el resto de fuerzas de contacto en el mecanismo no superaban o rondaban los 400 N, se sometió a la biela a un valor de **500 N** en el punto de contacto con el pasador de biela del instante en el cual el resto de esfuerzos eran máximos (el del contacto con la deslizadera y con el soporte). Además, para acercarse todavía más al lado de la seguridad, se definió el contacto de la biela con el soporte como **fijo en vez de rotatorio**, lo que implica que las cargas aplicadas en el elemento se concentren en su totalidad en deformarlo, al estar el



Ilustración 43. Fuerzas en biela.

movimiento rotacional impedido. Esta y el resto de las fuerzas aplicadas en la biela en el instante analizado (el de máxima carga) se muestran en la ilustración de la izquierda.

Estas fuerzas se extrajeron del primer análisis dinámico. Dicho esto, podría surgir duda acerca de la veracidad de los valores de las mismas puesto que la biela utilizada para este primer análisis estructural no es la misma que la empleada en el primer análisis dinámico. Si bien esto es cierto, el aumento de masa de esta pieza fue tan sólo de **0,94 kg**, por lo que no se producirían aumentos de esfuerzos internos que las medidas conservadoras no puedan cubrir con holgura.

Es gracias a los cambios de diseño que las tensiones máximas que se obtuvieron en la biela fueron de **41,16 MPa**, lo cual está muy por debajo del valor máximo admisible de 500 MPa característico del acero de la biela.

En la *Ilustración 44* siguiente se observa cómo estos valores máximos se encuentran en la base del brazo izquierdo de la biela. Esto es debido a que la fuerza que el pasador de biela transmite a los brazos (en este instante al brazo izquierdo) se traduce en **momentos** en sus bases, los cuales generan esas tensiones. A pesar de haber reducido su longitud todo lo posible antes de ser sometido el mecanismo a análisis estructural, estos siguen presentando una cierta esbeltez, y es esta la que permite la acción tensional adversa de dichos momentos.

Lo mismo ocurre con los valores de las deformaciones, cuyos máximos resultaron ser tan sólo de **0,02 %** (valor del alargamiento con respecto a la dimensión inicial), es decir, prácticamente despreciables. Con esto queda cumplido el objetivo de evitar la deformación de los brazos superiores y centrales de la biela, tal y como se comentaba en el apartado [5.1](#).

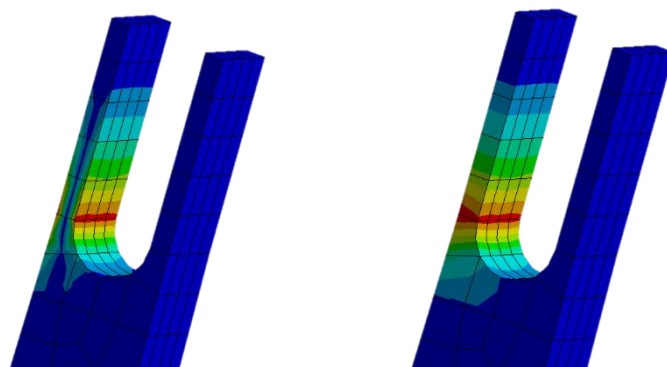


Ilustración 44. Tensión máxima (izquierda) y deformación máxima (derecha) en la biela (primer análisis).

- **Rueda** -> En el caso de la rueda sí se conocían todos esfuerzos internos máximos que ésta sufrían a lo largo del ciclo de trabajo. En este caso, además, también se definió el contacto con el soporte como **fijo** en vez de rotario, por lo explicado para la biela, quedando las condiciones de contorno como se muestran en la siguiente ilustración:

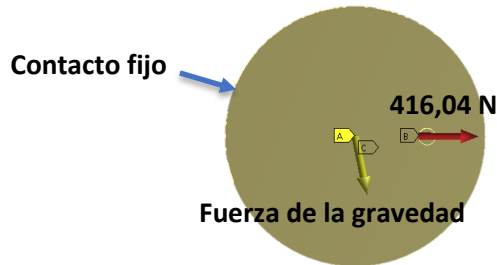


Ilustración 45. Fuerzas en rueda.

La información proporcionada por Ansys determinó que la rueda no se veía sometida ni a grandes tensiones ni a grandes deformaciones. La razón por la cual merece ser incluida en esta exposición de los resultados, es la **comparación** de los valores de las tensiones obtenidos en este análisis con aquellos que proporcionó el estudio mediante la teoría clásica de Resistencia de Materiales, en el cual se consideró el resalte cilíndrico como una viga empotrada en voladizo.

Se recuerda que en dicho estudio los valores de la tensión y el desplazamiento fueron de $43,95 \text{ MPa}$ y $0,025 \text{ mm}$ respectivamente. En el análisis de Ansys, en cambio, se obtuvo una tensión de **$18,38 \text{ MPa}$** y un desplazamiento prácticamente nulo. La conclusión que se extrae de esta comparativa es la siguiente: como bien se indicó en el momento de realizar el estudio teórico, los métodos clásicos de Resistencia de Materiales son imprecisos en tanto que se valen de gran cantidad de simplificaciones en pos de la sencillez de cálculo; esto explica la diferencia entre los resultados obtenidos.

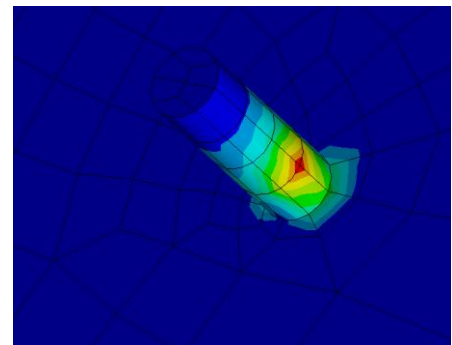


Ilustración 46. Tensión máxima en rueda (primer análisis estructural).

A pesar de esta diferencia, la ventaja de haber realizado dicho estudio fue el hecho de **no tener que rediseñar** el resalte cilíndrico (y, en consecuencia, la deslizadera), la cual habría sido innecesaria, tal y como Ansys lo confirmó a través del análisis estructural.

En cuanto a la herramienta, deslizadera y los pasadores de biela y carnero, ninguno de ellos resultó sufrir ni tensiones ni deformaciones relevantes. Esto implicó que dichos elementos fueran obviados en el análisis estructural realizado para el segundo diseño.

7.3 Segundo Análisis Dinámico

Tal y como se comentaba en el apartado 6.7, '[Segundo Análisis Dinámico](#)', a continuación, se muestran, a modo de **comparativa**, los resultados de las distintas fuerzas que ya fueron calculadas en el primer diseño, en este caso para el segundo diseño.

Se ha decidido no acompañar con gráficas de fuerzas los resultados mostrados, debido a que estas, tanto para el segundo como para el primer diseño resultaron ser iguales en forma, por lo que basta con exponer las diferencias en los valores máximos de dichas gráficas.

- a. **Fuerza de deslizadera sobre resalte cilíndrico de rueda** -> En el anterior apartado ya quedó patente la gran importancia de este contacto, pues el resalte cilíndrico se veía sometido a grandes cargas. En este segundo diseño se logró una reducción de la carga máxima de más de 50 N:



- b. **Fuerza de soporte sobre rueda** -> Si bien es cierto que este contacto no resultó ser crítico en cuanto a tensiones y deformaciones inducidas en la rueda, no se puede obviar la gran carga que en esta se aplicaba. Para el segundo diseño se logró la reducción siguiente:



- c. **Fuerza de deslizadera sobre biela** ->



- d. **Fuerza de soporte sobre biela** -> Lo mismo se puede comentar para este caso que lo dicho en el apartado b: no se trata de un contacto crítico en cuanto a tensiones y deformaciones, pero la carga máxima sufrida por la biela sí resulta remarcable. De esta carga se obtuvo una modesta reducción de 50 N aproximadamente:



- e. **Fuerza de brazos de extensión sobre pasador de biela** ->



- f. **Fuerza de brazos de extensión y carnero sobre pasador de carnero** -> Tal y como se explicó en el análisis dinámico del primer diseño, el pasador de carnero se encontraba sometido a una importante carga de flexión por parte del carnero y los brazos de extensión, los cuales aplican su carga en sentido opuesto a la del carnero a lo largo de todo el ciclo. En este segundo diseño se logró reducir los valores máximos de **175,65 N** y **175,17 N** aplicados por carnero y brazos extensores izquierdo y derecho respectivamente, a **155,22 N** por parte del carnero y **150,66 N** por parte de ambos brazos de extensión.



- **Fuerza vertical de soporte sobre conjunto carnero** -> Es en este contacto donde se más palpable es la reducción de la masa del conjunto carnero (carnero más guías externas), pues donde antes se aplicaba una carga de alrededor de los 800 N, ahora se aplican **477,54 N** de máxima de las guías al carnero. Las guías, además, tan sólo sufren valores de 530 N de media a lo largo de todo el ciclo.

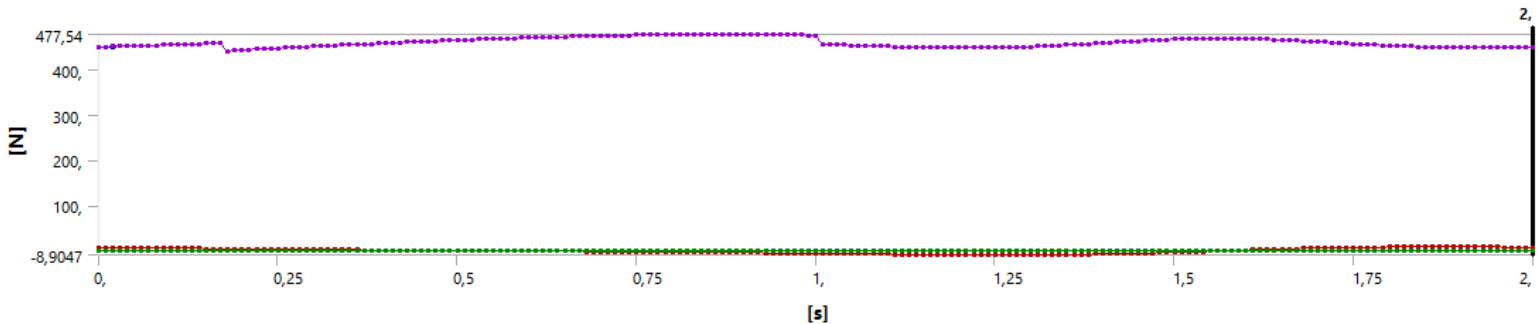


Ilustración 47. Fuerza de soporte sobre carnero (rediseño).

En conclusión, a costa de las mejoras hechas en el carnero se logró una reducción general de las sollicitaciones a las que se somete a los distintos elementos del mecanismo. Con lo cual, el rediseño, en su aspecto dinámico resultó ser **efectivo**.

7.4 Segundo Análisis Estructural

Tal y como se indica en el apartado 6.8, '[Segundo Análisis Estructural](#)', para este estudio tan sólo se tomaron como flexibles la biela, el pasador de biela y la rueda, con la intención única de mostrar una **comparativa** de las tensiones y deformaciones sufridas por la biela y la rueda en el primer y segundo diseño.

Para este análisis, al igual que para el primer análisis estructural del apartado [7.2](#), hay que tener en cuenta los materiales (los utilizados hasta ahora) y el código de colores para las tensiones y deformaciones utilizado por Ansys. Con todo ello, los resultados obtenidos fueron los siguientes:

- Biela** -> En este elemento se lograron unas disminuciones de **9,23 MPa** de tensión máxima y **0,01 %** de deformación máxima, obteniéndose ambas en las mismas zonas que en el primer análisis. Para la fuerza utilizada en el contacto entre pasador de biela y biela, se siguió el mismo criterio que el comentado en el apartado primer análisis estructural (apartado [7.2](#)), pero adaptado a las nuevas fuerzas obtenidas en el segundo análisis dinámico (apartado [7.3](#)), con lo que se utilizó una fuerza de **400 N**, volviendo a optar por la vía de la seguridad.



- Rueda** -> En el caso de la rueda la disminución de la tensión fue más comedia, de **2,72 MPa**.



Se demuestra por lo tanto que, una vez más, las mejoras de diseño supusieron una **reducción** general de la carga sufrida por el mecanismo.

8 PLANIFICACIÓN. DIAGRAMA DE GANTT

La planificación de un proyecto constituye una de las partes más importantes del mismo, y no hay que ir demasiado lejos para demostrarlo con facilidad, pues la propia definición de proyecto incluye las palabras clave.

*“El proyecto es una **actividad temporal** que responde a necesidades con el uso de recursos limitados, dirigida a crear un producto o servicio único”*: Definición de Proyecto (pp. 5). *Proyectos de Ingeniería*.

Actividad temporal. Estas palabras indican que un proyecto tiene un principio y tiene un fin o, lo que es lo mismo, tiene unos plazos que se han de cumplir. Y para satisfacer dichos plazos se requiere de una correcta planificación. En este caso, el análisis no se va a centrar en la planificación como tal, sino en lo acontecido a lo largo del desarrollo del proyecto, es decir, se hará una exposición de los hechos a posteriori y no a priori, con el fin último de tener una idea cercana a la realidad del coste temporal que este ha supuesto. Para ello se ha hecho uso del software **MS Project**, de Microsoft, el cual proporciona una plataforma útil e intuitiva en la que poder crear los conocidos como **Diagramas de Gantt**. Estas herramientas no son más que una representación gráfica de la planificación, para lo cual hace uso de formas, como barras, situadas en una escala temporal.

En este apartado no se hará especial hincapié en la definición de cada una de las tareas en las que se descompone el proyecto, pues es algo que ya se ha hecho en detalle en el apartado 7, [‘Descripción de Tareas, Fases, Equipos o Procedimientos’](#). Esto quiere decir que aquellas tareas no son más que las explicadas en dicho apartado, las cuales pueden verse esquematizadas en la *Ilustración 21* o bien en el Diagrama de Gantt (ver *Anexo III*). Estas tareas e hitos se organizan en los **paquetes de trabajo** siguientes (ordenados por orden de ejecución en el tiempo):

Paquete de trabajo P.T.1: Aprendizaje.

Descripción: Aprendizaje de los distintos softwares de los que se habría de hacer uso.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 101 días (98 para Ansys y 42 para Solid Edge).

Paquete de trabajo P.T.2: Primer análisis en Ansys.

Descripción: Realización del análisis en Ansys del primer diseño.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 92 días (26 para el análisis dinámico y 66 para el estructural).

Paquete de trabajo P.T.3: Segundo análisis en Ansys.

Descripción: Realización del análisis en Ansys del segundo diseño.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 21 días (7 para el análisis dinámico y 14 para el estructural).

Además de estos paquetes de trabajo también existen una serie de **tareas independientes**, mostradas a continuación:

Tarea T.2: Investigación.

Descripción: Recabado de información sobre la máquina de retorno rápido.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 48 días.

Tareas T.3 y T.5: Primer diseño y Segundo diseño.

Descripción: Realización de los dos diseños de la limadora.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 50 días el primer diseño y 15 días el segundo

Entregables: Archivo del primer diseño y archivo del segundo diseño.

Tarea T.7: Redacción informe.

Descripción: Redacción del informe correspondiente al proyecto.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 136 días.

Entregables: Borrador del proyecto.

Tarea T.8: Correcciones finales de informe.

Descripción: Ejecución de las correcciones necesarias para dar por finalizado el informe.

Recursos Técnicos: 1 ordenador.

Duración: 5 días.

Entregables: Proyecto final.

Tal y como se indica en la última ficha, las tareas T.3 y T.5 van fueron acompañadas de la entrega de los propios diseños para la verificación de la calidad de los mismos. Estas entregas, junto con la del borrador del proyecto y la finalización del mismo constituyen, además, los 4 hitos del proyecto.

Con fecha de inicio el **15 de septiembre del 2017**, este proyecto finalizó el **29 de junio del 2018**, lo que resulta en una duración, por tanto, de **288 días**. Notar que no se tienen en cuenta días festivos, pues el trabajo se realizaba indistintamente en estos y en laborables.

Para entender esta duración se han de tener en cuenta 3 factores:

- El **carácter sucesorio** de las distintas tareas, de las cuales la mayoría no podían ser iniciadas sin haber finalizado previamente alguna otra en concreto, como es el caso, por ejemplo, de los análisis en Ansys y la definición de los diseños en Solid Edge, respectivamente.
- Una serie de **imprevistos** técnicos acontecidos a lo largo del desarrollo del mismo. Los tres más notables ocurrieron en los análisis en Ansys. Estos problemas, en conjunto, demoraron el proyecto en más de 2 meses.
- Pero lo que más determinó la fecha de finalización del proyecto fue la misma fase que le dio inicio a este: la fase de **aprendizaje**. La necesidad de dominar los programas informáticos Ansys y Solid Edge supuso el mayor coste temporal de todo el trabajo, lo cual puede observarse claramente en el siguiente gráfico:

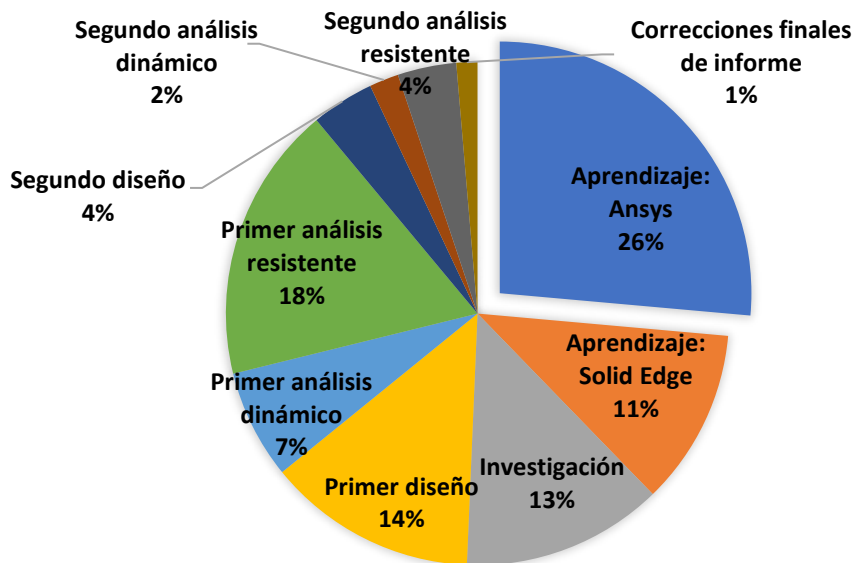


Ilustración 48. Diagrama de porcentajes de duración de fases.

Como se puede ver, dicha fase de aprendizaje supone un **26 %** del tiempo total dedicado al mismo, seguido del primer análisis estructural, en el cual se generó el retraso mayor y más relevante.

En conclusión, como denota su prolongación en el tiempo, el proyecto ha supuesto una gran carga de trabajo la cual, además, se vio potenciada por los diferentes obstáculos surgidos a lo largo de su desarrollo que, a pesar de la complejidad de los mismos, pudieron ser solventados con éxito permitiendo finalizar el proyecto antes de la fecha máxima permitida.

9 CONCLUSIONES

Para finalizar el proyecto, se hará a continuación una recapitulación de las ideas más relevantes del mismo. Para ello se comienza enunciando, a modo de resumen del trabajo realizado, las ideas principales que definen el desarrollo del mismo:

- En este documento se ha presentado el trabajo realizado en torno al **diseño y análisis** de una limadora. Estos análisis fueron de dos tipos: **dinámico y estructural**.
- Se utilizaron principalmente dos softwares para la ejecución del proceso práctico. **Solid Edge ST10** fue empleado para el diseño de la limadora y **Ansys Workbench** para el análisis de estos diseños.
- La metodología seguida se basó en las siguientes **fases** (por orden de ejecución): aprendizaje, investigación, primer diseño, análisis dinámico, análisis estructural, segundo diseño, análisis dinámico, análisis estructural.
- Para el diseño del mecanismo se tomó como referencia la máquina real **MS-12**, fabricada por la empresa Manek.
- Tanto el diseño preliminar como el rediseño se centraron en la **estructura interna** funcional de la limadora, lo que supuso una serie de simplificaciones con respecto a lo que representaría una limadora real.
- Se utilizaron dos **materiales** distintos: **acero estructural** y **acero rápido**. El único elemento al que se le asignó el segundo fue la herramienta pues esta requiere de mejores características resistentes al estar en contacto directo con la pieza a mecanizar; al resto se les asignó el acero estructural.
- La acción motora del mecanismo se situó en la rueda mediante la definición de **una velocidad de rotación** constante de $\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.
- Las **acciones resistentes** se dividen en dos categorías. En primer lugar, las acciones másicas, en las que entran la fuerza de la gravedad y las fuerzas de inercia. En segundo lugar, la fuerza de corte, para la cual se asignó un valor de **100 N** en el corte y de **10 N** en el retorno.
- En cuanto a la **planificación** del proyecto, a causa de diversos inconvenientes técnicos, la finalización del mismo se demoró hasta los **288 días**. La fase de aprendizaje fue la que más tiempo requirió, suponiendo un **26 %** de la duración del proyecto.

Como consecuencia de este trabajo, se pueden extraer los siguientes resultados o conclusiones:

- Existen dos clases de objetivos en el proyecto. Por un lado, los **objetivos técnicos** se basan en lo que el propio título del proyecto indica: obtener el mejor diseño posible de una limadora a través de la realización de diversos análisis por simulación informática. Por otro lado, los **objetivos académicos**, es decir, todo aquello relacionado con el aprendizaje, los cuales a su vez marcan los

beneficios obtenidos de la realización del proyecto, que fueron puramente académicos y personales.

- Del **primer análisis dinámico**, en el cual se trata al sistema mecánico como un sistema infinitamente rígido, se extrajeron aquellos elementos que debían ser tratados como **flexibles** y sometidos a análisis estructural, debido a los grandes esfuerzos internos que sufrían: rueda, biela, deslizadera, pasador de carnero, pasador de biela y herramienta. De estos elementos, tras ser mallados, se obtendrían las tensiones y deformaciones sufridas.
- En este **primer análisis dinámico** también se obtuvo información acerca del **comportamiento cinemático** del mecanismo, lo que permitió realizar varias reducciones de longitudes de brazos en la biela.
- Del **primer análisis estructural** se llegó a la conclusión de que ninguno de aquellos elementos previamente seleccionados como flexibles sufría tensiones o deformaciones críticas, debido a que presentaban **rigidez suficiente**.
- En el **segundo análisis dinámico** se comprobó la eficacia de las mejoras del diseño. El resultado fue satisfactorio, dado que todos esfuerzos internos pertenecientes a los contactos críticos se vieron **reducidos**.
- Con el mismo propósito se realizó el **segundo análisis estructural**, en el cual unas pequeñas reducciones de las tensiones y deformaciones sufridas por la biela y la rueda demostraron de nuevo la **eficacia de las mejoras** del diseño.

10 BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. León, «Sistemas Mecánicos,» de *Dinámica de Máquinas*, Mexico, Editorial Limusa Mexico, pp. 13-22.
- [2] J. Yianni, «Tapete de panal,» [En línea]. Available: <http://www.customeeple.com/es/producto/honeycomb-playmat-35x35cm/>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [3] J. V. Matilla, «Una primera descripción del MEF y su utilización en diseño mecánico,» de *Cálculo de Máquinas*, Bilbao, p. 11.
- [4] Mechanical Engineering, «Gear Generating Process | Methods Used to Generate a Spur Gear,» 23 Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://www.mechanicalengineeringblog.com/4720-gear-generating-process-methods-used-to-generate-a-spur-gear/#.Ww0NMEiFOUk>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [5] Manek, «Limadoras / Cepillos de codo,» [En línea]. Available: <http://www.maneklal.com/Espanol/McTools/Shaping.htm>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [6] S. D. B. F. J. Berra, «Capítulo Decimotercero: Limadoras,» de *Máquinas Herramientas*, Buenos Aires, Editorial Don Bosco, 1953, pp. 195-209.
- [7] M. Singh, «Shaper machine tool,» 26 Agosto 2015. [En línea]. Available: <https://www.slideshare.net/ManishSingh414/shaper-machine-tool>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [8] Wikipedia, «Anexo: Constantes elástoplásticas de diferentes materiales,» 15 Mayo 2018. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Constantes_el%C3%A1stopl%C3%A1sticas_de_diferentes_materiales. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [9] «1 | Limadoras,» 16 Marzo 2013. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/130777626/apuntes-limadora>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [10] V. K. G. Amit Kumar Malik, «Tool Forces Dynamometer for Shaper Machine,» Enero 2018. [En línea]. Available: http://www.ijfrcsce.org/download/conferences/ICATET_2018/ICATET_2018_Track/1517648182_03-02-2018.pdf. [Último acceso: 19 Junio 2018].
- [11] R. Avilés, *Métodos de Análisis para Diseño Mecánico. Volumen II: Elementos Finitos en Estática*, Bilbao: Publicaciones -Escuela Superior de Ingenieros, 2003.

- [12] «Cepilladora,» 6 Marzo 2012. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/84150675/Cepilladora-Mortajadora-y-Brochadora>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [13] «Atlas, Craftsman, Acorn & Astolite Shapers,» [En línea]. Available: <http://www.lathes.co.uk/atlasshaper/>. [Último acceso: 7 Junio 2018].
- [14] «Fundición Gris,» [En línea]. Available: <https://estudioyensayo.files.wordpress.com/2008/11/fundicion-gris.pdf>. [Último acceso: 7 Juni 2018].

ANEXOS

ANEXO I. Planos de fabricación.

ANEXO II. Análisis de presupuesto.

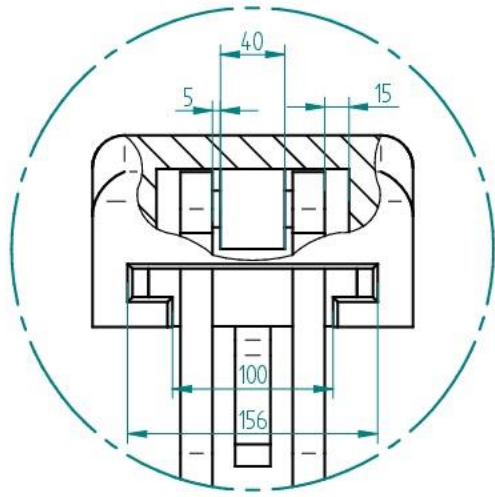
ANEXO III. Planificación.



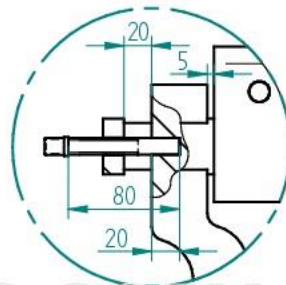
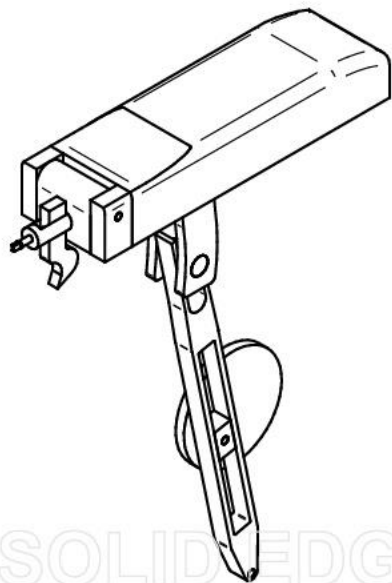
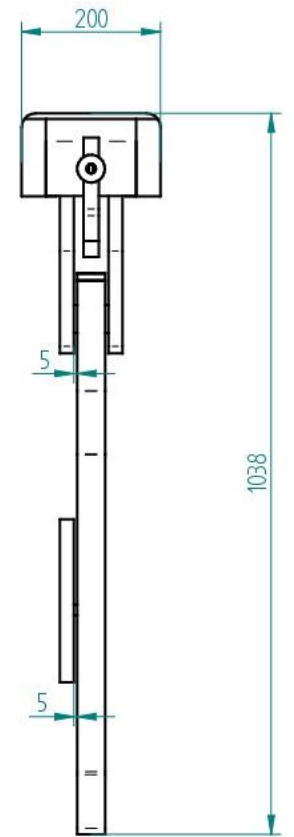
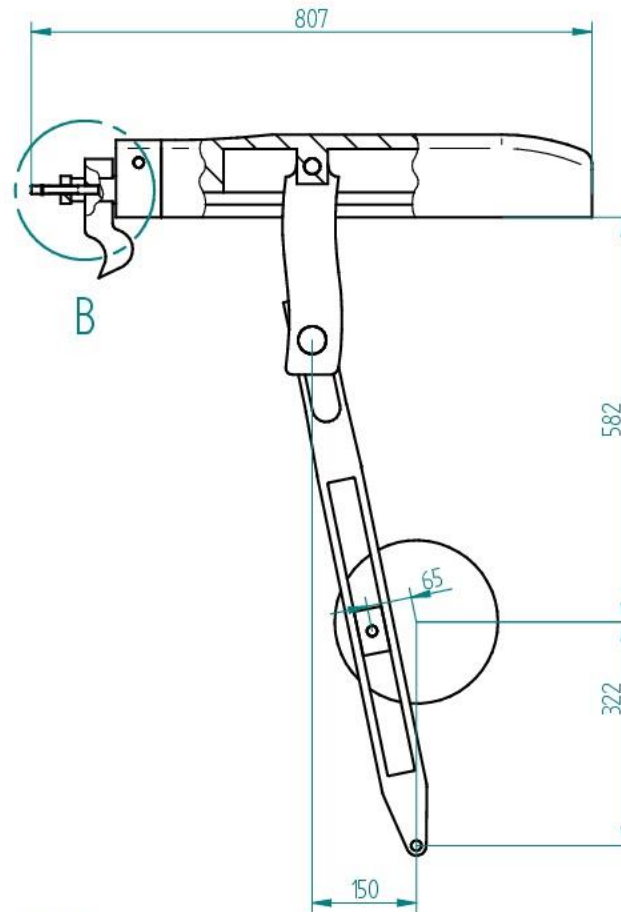
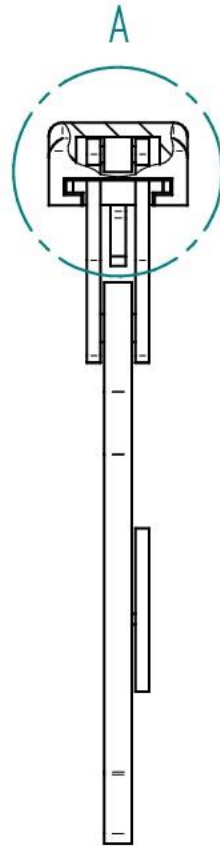
ANEXO I. Planos de fabricación

A continuación, se adjuntan los planos del primer y segundo diseño de la limadora.

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



DETALLE A



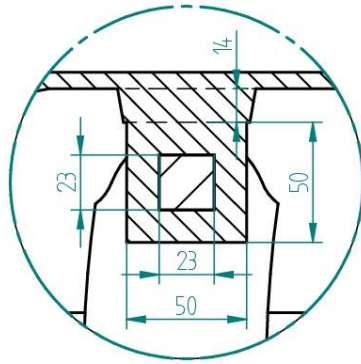
DETALLE B

Nombre	Fecha	Solid Edge ST Siemens PLM Software		
Dibujado: Ander	2/03/18			
Comprobado		Título		
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		A3	Plano	Rev
		Archivo: TFG - Máquina de Retorno Rápido		
		Escala	Peso	Hoja 1 de 1

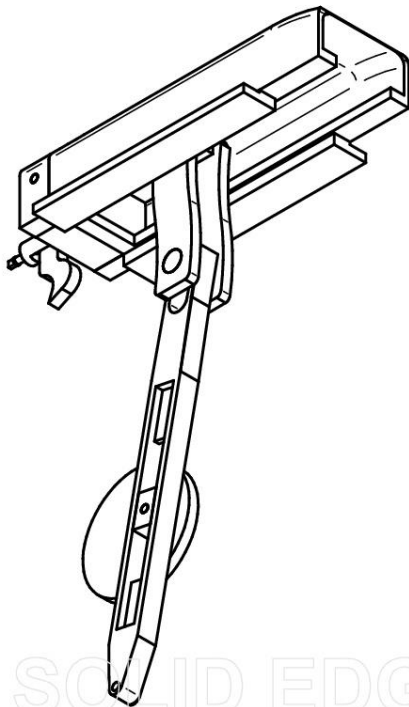
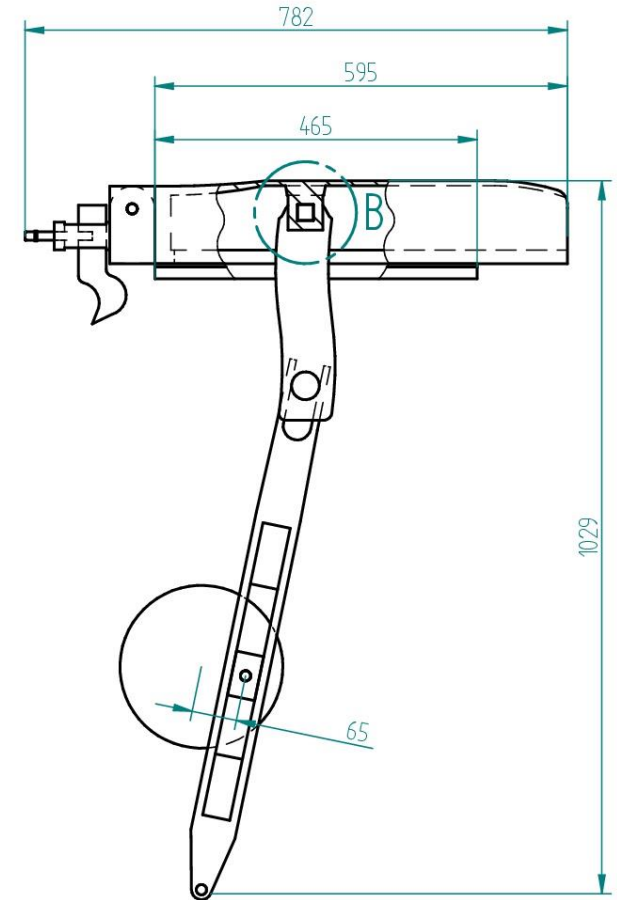
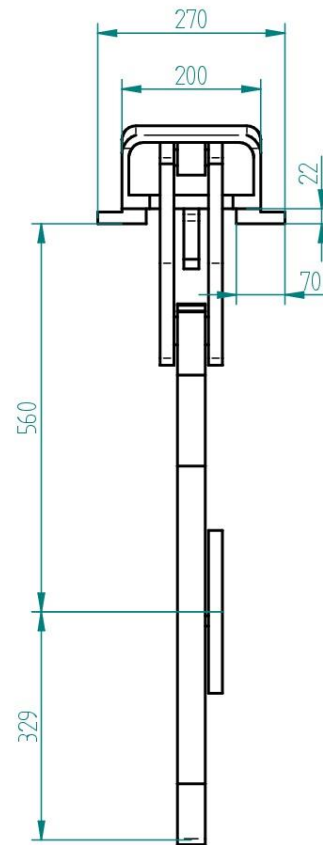
SOLIDEDGE ACADEMIC COPY

Ilustración 49. Plano constructivo de primer diseño.

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



DETALLE B



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Nombre	Fecha	Solid Edge ST Siemens PLM Software	
Dibujado: <u>Ander</u>	<u>26/05/18</u>		
Comprobado		Título	
Aprobado 1			
Aprobado 2		A3 Plano	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		Archivo: TFG - Máquina de Retorno Rápido	
		Escala	Peso
		Hoja 1 de 1	

Ilustración 50. Plano constructivo de segundo diseño.

ANEXO II. Mejora de malla de elementos finitos

1. Correcciones de diseño

Pequeños detalles sobre geometrías amplias sin variación imponen cambios bruscos en el tamaño de elemento. Esta es la razón de las primeras correcciones aplicadas sobre el modelo. Para ello, Ansys permite realizar cambios en el diseño introducido mediante un módulo llamado '**Space Claim**'. Esto supone una gran ventaja pues consiente ejecutar correcciones en la geometría sin tener que empezar de cero el modelado en el módulo de análisis que se esté utilizando.

Las correcciones que se le hicieron a los elementos flexibles se centraron en la biela, la cual fue inicialmente diseñada con diversas **curvas de acuerdo** entre caras con distinta inclinación por aproximación a la realidad y estética. La presencia de geometrías pequeñas en comparación con el tamaño del elemento al que pertenezcan estas, genera perturbaciones excesivas en las mallas, lo cual impide que esta se forme adecuadamente en otras zonas más críticas del elemento. Por lo tanto, dichas curvas fueron eliminadas.

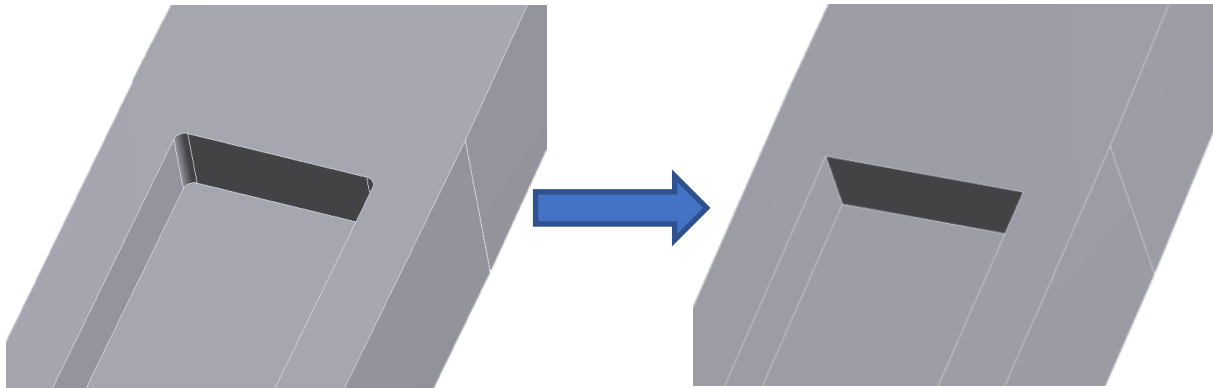


Ilustración 51. Eliminación de acuerdos en biela.

Tras realizar dichas correcciones se procedió a generar la pertinente malla con las opciones predeterminadas de Ansys (ver *Ilustración 52*).

La mejoría hace su presencia en tanto que la eliminación de esas curvaturas de la biela ayuda a que la malla pueda formarse adecuadamente en las zonas críticas de la misma, como su contacto con el pasador en los brazos de la biela. Esto es directamente visible en la *siguiente ilustración*, donde se evidencia la mejoría en la segunda malla con respecto a la primera (*Ilustración 28*), pues esta guarda una mayor sencillez y con ello logra **adaptarse mejor** a la geometría con más elementos cuadriláteros en lugar de tetraedros.

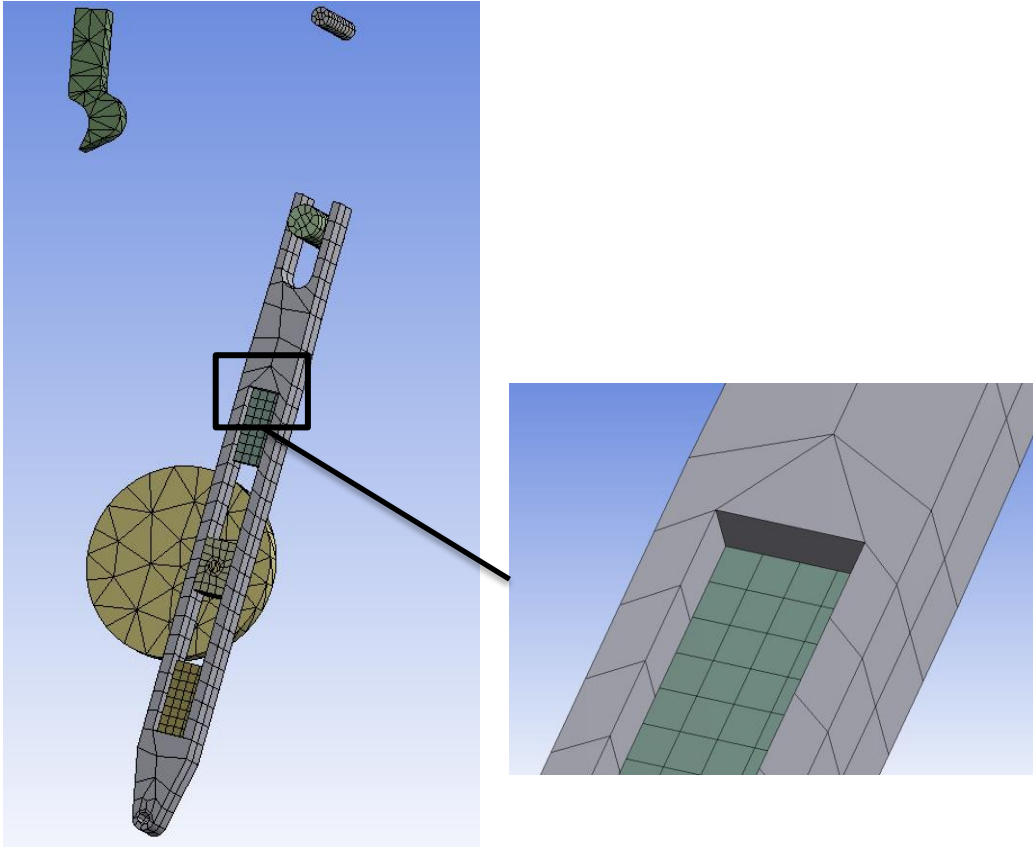


Ilustración 52. Malla de elementos finitos tras primera corrección.

2. Refinamiento de la malla

La malla que genera Ansys con los parámetros por defecto, es decir, la “automática”, carece de ciertos aspectos importantes a tener en cuenta a la hora de realizar una aproximación geométrica por elementos finitos. Esta malla se caracteriza por ser lo que se conoce como “coarse”, es decir, **basta**, que no tiene en cuenta adecuadamente los cambios de geometría y no presenta una simetría general, además de no ajustarse a las zonas con gradientes de tensión, en las cuales son necesarias mallas más refinadas para captar bien las variaciones de tensión en las mismas.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es el tipo de análisis que se realizó en el módulo Static Structural. Se estudian distintos elementos definidos como flexibles y sometidos a una serie de cargas externas en un instante determinado en el tiempo. De este hecho subyace un **importante coste computacional**. Por lo tanto, es necesario reducir ese coste en la medida de lo posible generando mallas en las que se encuentre el equilibrio entre precisión y coste de operación, es decir, las mallas que se presentan a continuación son en cierto modo “bastas”, de modo que el tiempo de análisis final se viera reducido.

Tal y como se explicó en el apartado 2.2, [‘Método de los Elementos Finitos’](#), existe cierta **variedad de elementos** a elegir a la hora de definir una malla de elementos finitos, y cada uno de estos posee características que lo diferencian del resto. De ahí la importancia de los comentarios siguientes, en los que se determinan ciertas limitaciones para dos tipos de elementos concretos:

- a. **Elementos triangulares** -> Conviene evitarlos en zonas de concentración de tensión o en zonas en las que se desee analizar la tensión con precisión, pues estos proporcionan una tensión

constante en su interior, es decir, no representan adecuadamente las variaciones de este la esta. En su equivalente en 3D, los tetraedros, ocurre exactamente lo mismo. Se pueden, por lo tanto, permitir estos elementos en zonas sin importancia y sin cambios de geometría notorios, pues la ventaja de los mismos es que reducen el coste computacional, dado que poseen un menor número de nudos que los cuadriláteros.

- b. **Elementos de orden superior (Quadratic)** -> Mejores características de convergencia y adaptabilidad a geometrías con pequeña curvatura. Son más precisos a igual número de nudos (por tanto, menor de elementos), pero su utilización se traduce en una resolución más compleja. El orden de los elementos a elegir se dejará como **controlado por el programa**, con lo que Ansys decide en qué zonas son necesarios elementos de orden superior; después se revisa la malla en pos de la optimización, dado que Ansys puede no hacer la malla más óptima posible.

Teniendo en cuenta lo anterior, se pudo proceder al refinado de la malla por proceso iterativo, alcanzando en última instancia el siguiente resultado:

- **Pasador de biela** -> Realizados método 'multizone', 'face meshing' en una cara transversal y 'face sizing' en cara longitudinal.

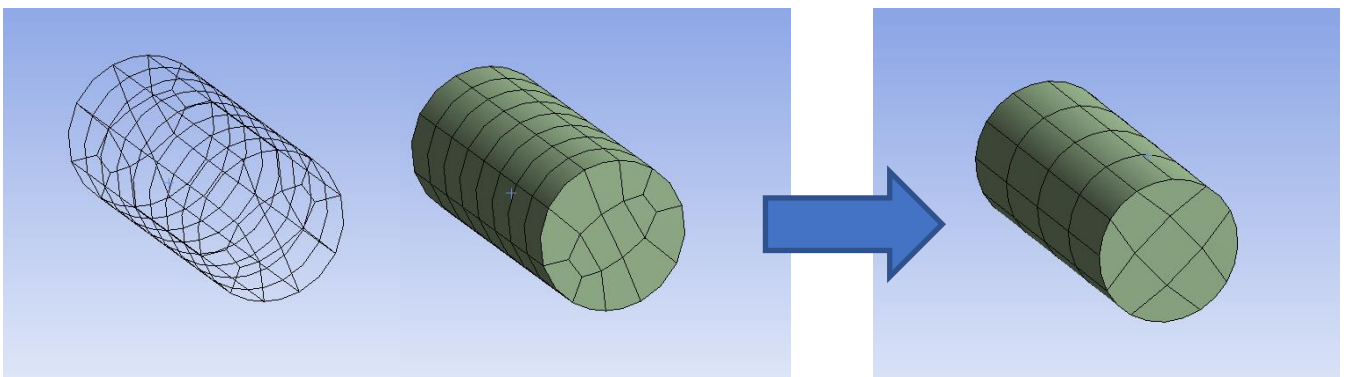


Ilustración 53. Corrección de malla en pasador de biela.

- **Pasador de carnero** -> Realizados método 'multizone', 'face meshing' en cara transversal, 'face sizing' en caras transversales.

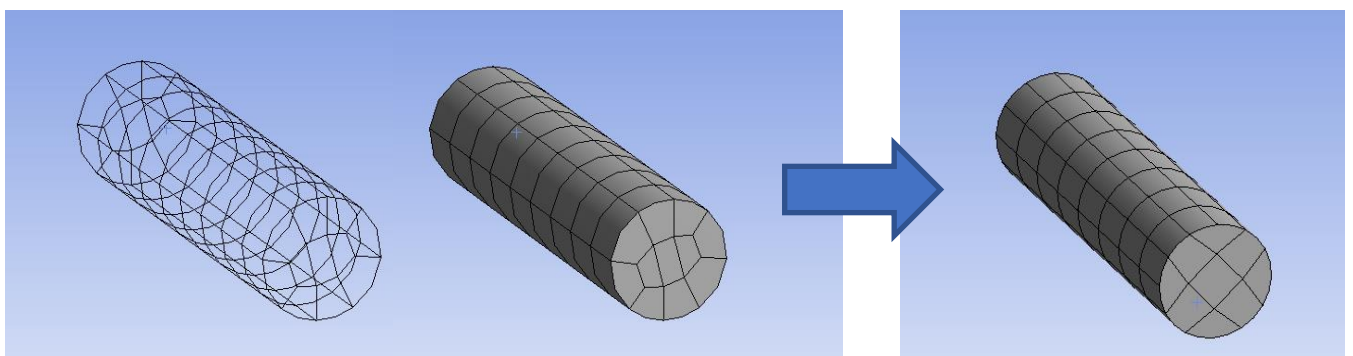


Ilustración 54. Corrección de malla en pasador de carnero.

- **Rueda (resalte cilíndrico)** -> Realizados método 'multizone', 'edge sizing' de 8 divisiones en dirección longitudinal y 'face sizing' en cara longitudinal.

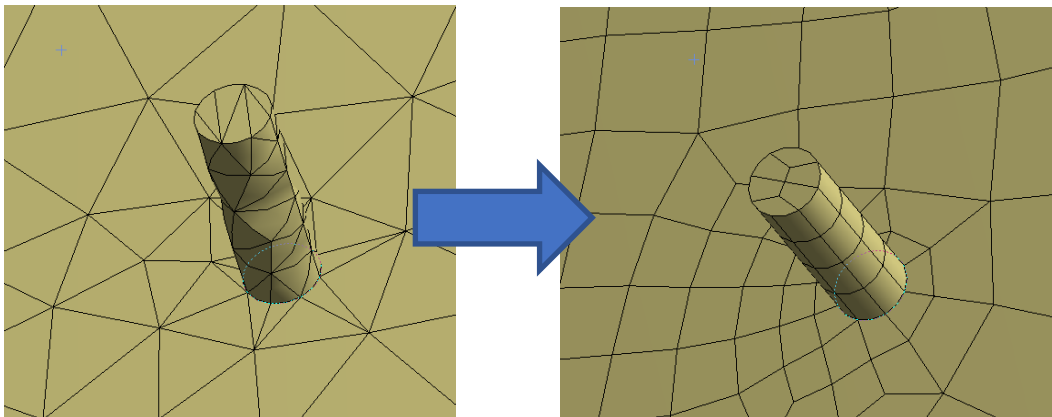


Ilustración 55. Corrección de malla en rueda.

- **Deslizadera** -> Realizados 'edge sizing' en arista de agujero con 8 divisiones (como el resalte cilíndrico de la rueda) y en aristas de superficie del rectángulo de 3 y 2 divisiones y método 'multizone' a todo el cuerpo.

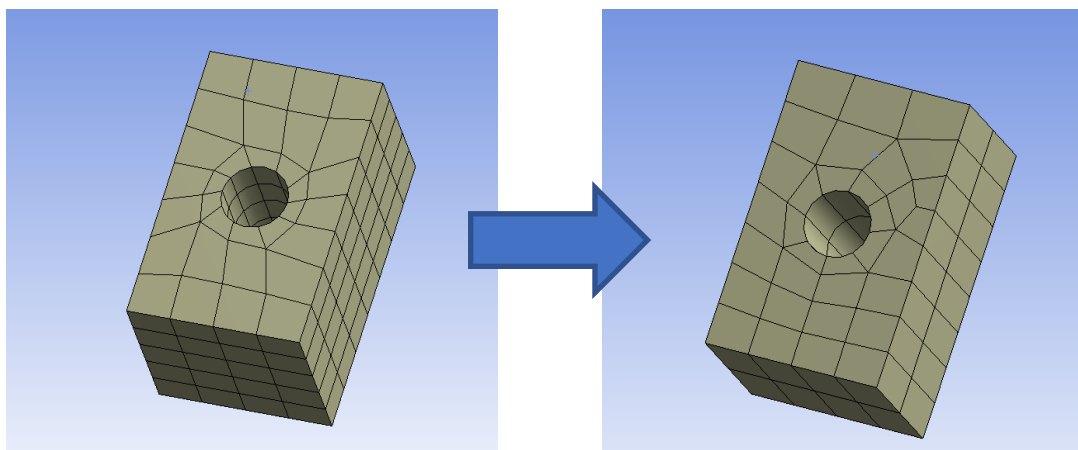


Ilustración 56. Corrección de malla en deslizadera.

- **Herramienta** -> Realizados método 'multizone' y 'edge sizing' en varias aristas de la herramienta con la intención de que las caras de sección menor queden con 2 divisiones, ya que en estas se producirán los mayores esfuerzos de flexión.

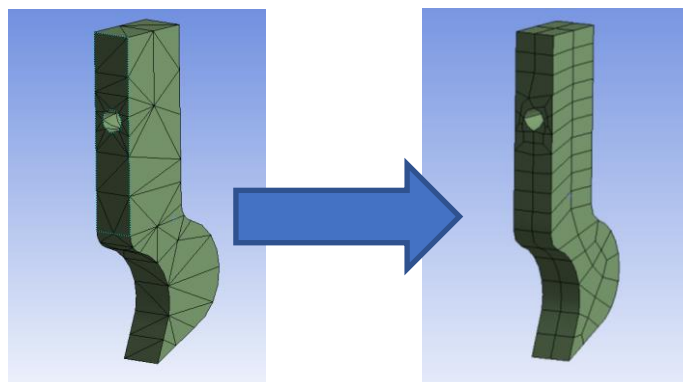


Ilustración 57. Corrección de malla en herramienta.

- **Biela** -> Realizados 'edge sizing' de diversas divisiones en varias aristas para que las caras queden más refinadas, 'face sizing' en caras frontal y trasera y 'multizone' en todo el cuerpo.

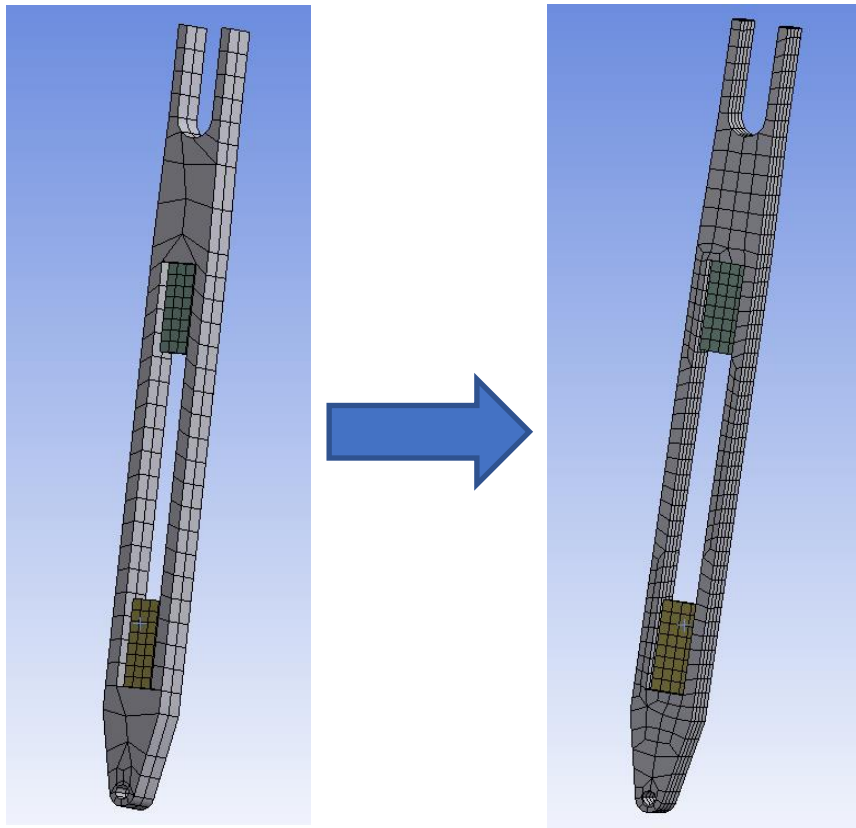


Ilustración 58. Corrección de malla en biela.

Antes de darla por definitiva se ejecutó un análisis de la malla recién obtenida. Para ello, Ansys ofrece diversas herramientas de comprobación de la calidad de malla, las cuales permiten visualizar la calidad de cada uno de los elementos que la componen en función de una serie de parámetros específicos. Para **revisar la calidad** de la malla en cuestión se fijó la atención sobre dos parámetros: element quality y aspect ratio.

a. Element Quality

Element quality muestra de forma numérica la calidad general de cada elemento con un valor entre 0 y 1, donde 0 es la menor calidad y 1 la mayor. En el histograma de la siguiente ilustración puede verse la densidad de elementos con distintas calidades.

Es fácil ver que en cuanto a calidad de elementos la malla **cumple con suficiencia**, dado que la mayor cantidad de elementos se encuentran por encima de 0,5 en calidad.

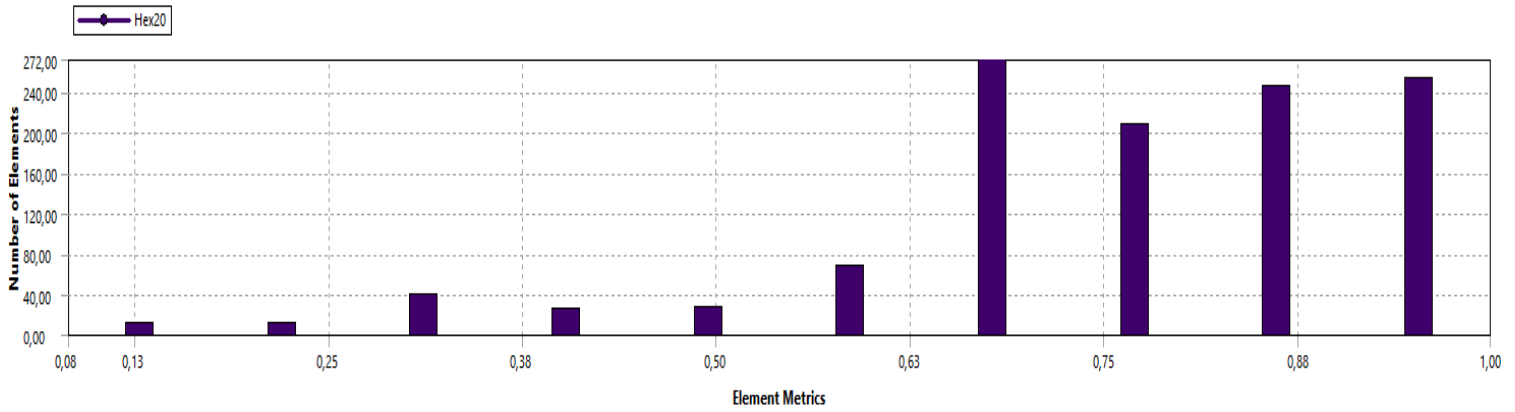


Ilustración 59. Histograma de Element Quality.

Aun así, existía una serie de elementos, 22 para ser exactos, todos ellos situados en la **herramienta**, los cuales poseen una calidad inferior a 0,25 (ver ilustración de la derecha).

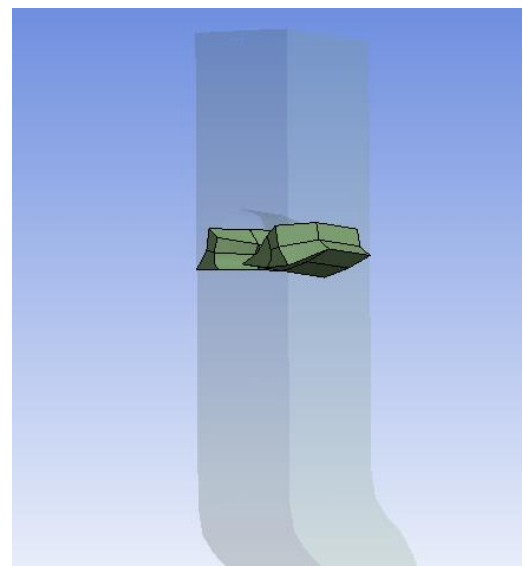


Ilustración 60. Elementos de baja calidad.

Para tratar de corregir esto se añadieron dos 'edge sizings' en la herramienta, uno en el agujero y otro en la cara lateral exterior. Con esta corrección se logró la eliminación total de los elementos de baja calidad.

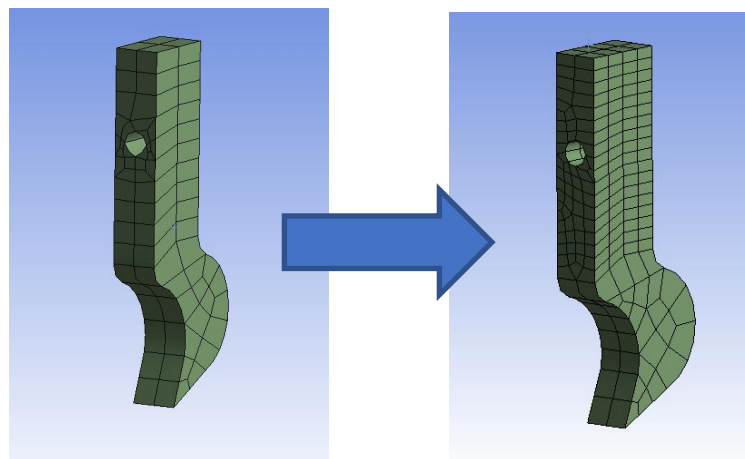


Ilustración 61. Corrección final en malla de herramienta.

b. Aspect Ratio

Aspect ratio es lo conocido como relación de aspecto, cuya ecuación es la siguiente:

$$AR = \frac{\text{Longitud de lado mayor de elemento}}{\text{Longitud de lado menor de elemento}}$$

Por lo cual, cuanto mayor sea el aspect ratio menor será la calidad del elemento y viceversa. Esto es debido a que la relación de aspecto indica de forma numérica la **regularidad en el tamaño** de los elementos y, por consiguiente, la regularidad de la malla al completo. A mayor relación de aspecto mayor diferencia habrá en las dimensiones del elemento y su contribución será irregularizar el aspecto de la malla.

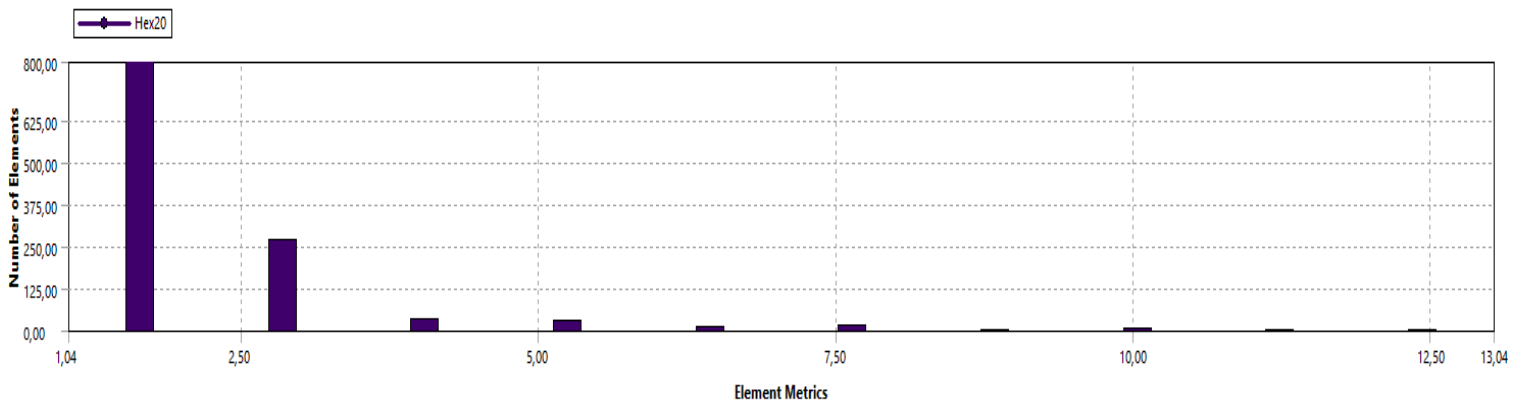


Ilustración 62. Histograma de Aspect Ratio.

En este caso, en el histograma se puede ver una bajísima densidad de elementos de alta relación de aspecto (mala calidad). Además, todos aquellos elementos de alta relación de aspecto se encontraban en la rueda que, tal y como se ha indicado anteriormente, no representaba ninguna importancia en el análisis actual. Existían en cambio, 16 elementos de 5,1 de relación de aspecto en el **resalte cilíndrico** de la rueda que sí suponían un cierto inconveniente y que por tanto se trataron de eliminar.

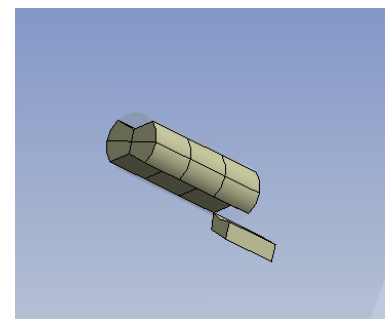


Ilustración 63. Elementos con mal Aspect Ratio.

Para arreglar este inconveniente, se redujo el 'face sizing' de la cara longitudinal del resalte cilíndrico de 20 mm a 15 mm, aumentando el número de elementos en dicha cara y reduciendo, por tanto, la relación de aspecto de los elementos.

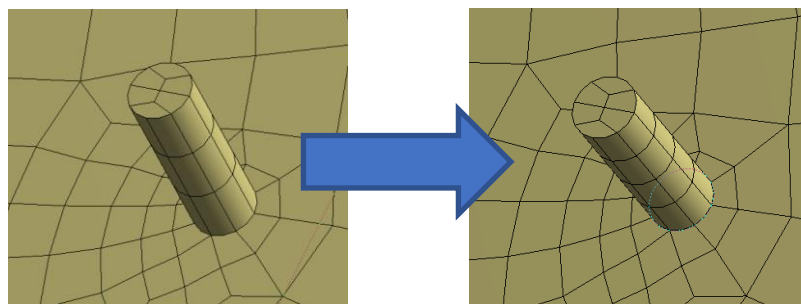
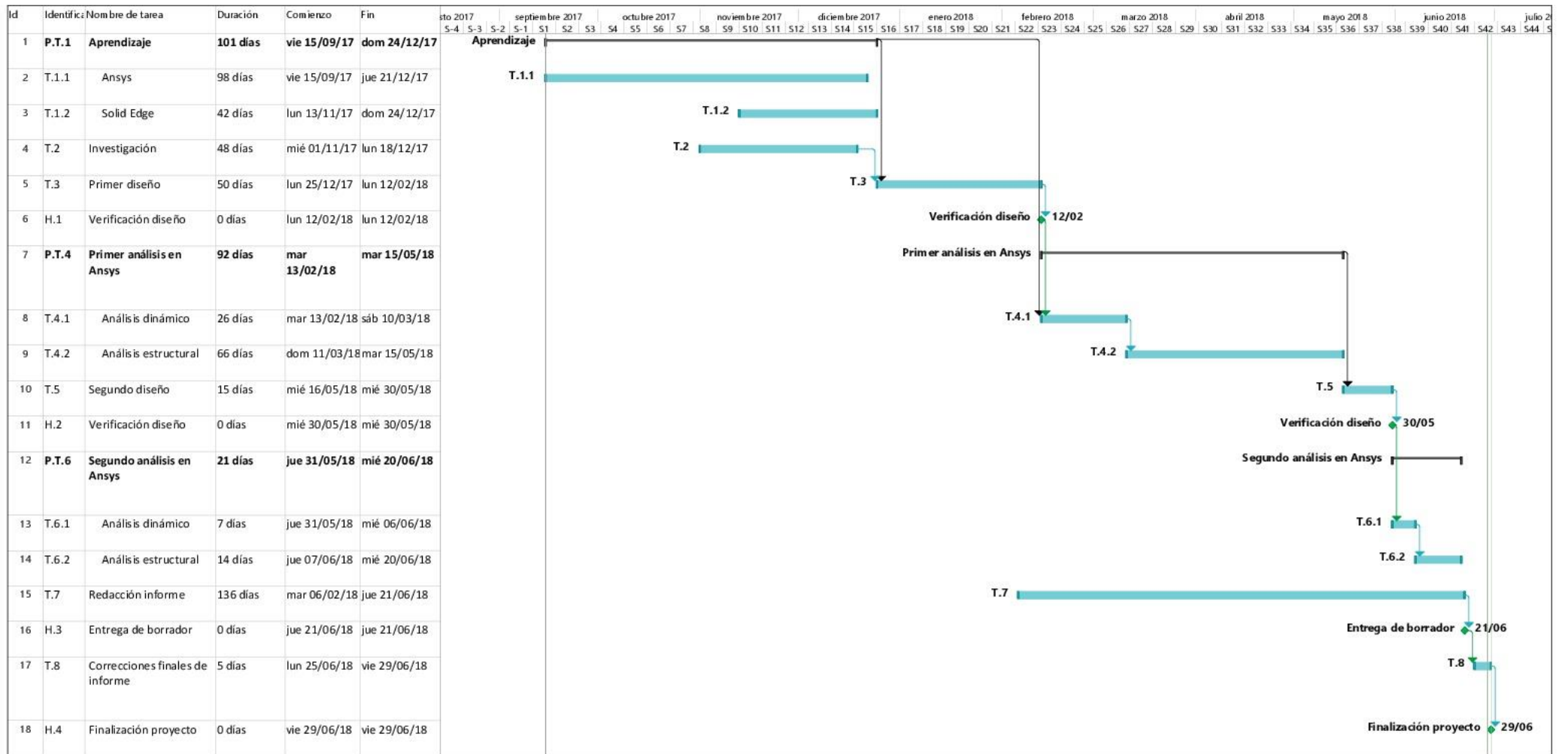


Ilustración 64. Corrección final de malla en rueda.

ANEXO III. Planificación

Se muestra a continuación el diagrama de Gantt del proyecto.



Proyecto: TFG
Fecha: vie 29/06/18



Ilustración 65. Diagrama de Gantt.