

# MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

## TRABAJO FIN DE MÁSTER

### **<DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LA PUNTERA DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA PARA MOTOSTUDENT>**

<b>Estudiante</b>	<i>&lt;Beaskoetxea, Ibarra, Gorka&gt;</i>
<b>Director</b>	<i>&lt;López, Montaña, David&gt;</i>
<b>Departamento</b>	<i>&lt;Ingeniería mecánica&gt;</i>
<b>Curso académico</b>	<i>&lt;2019/20&gt;</i>

*<Bilbao, 31, 08, 2020>*

# MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

## TRABAJO FIN DE MÁSTER

**<DISEÑO Y FABRICACIÓN DE LA PUNTERA DE  
LA SUSPENSIÓN DELANTERA PARA  
MOTOSTUDENT>**

**DOCUMENTO 1: MEMORIA**

<b>Estudiante</b>	<i>&lt;Beaskoetxea, Ibarra, Gorka&gt;</i>
<b>Director</b>	<i>&lt;López, Montaña, David&gt;</i>
<b>Departamento</b>	<i>&lt;Ingeniería mecánica&gt;</i>
<b>Curso académico</b>	<i>&lt;2019/20&gt;</i>

*Bilbao, día, mes, año>*

## RESUMEN TRILINGÜE

### RESUMEN

**Título:** Diseño y fabricación de la puntera de la suspensión delantera para MotoStudent

En este documento se expone la propuesta de diseño y fabricación de la puntera de la suspensión delantera que utilizarán los dos prototipos del equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, Bizkaia ESIBilbao, en la VI Edición de la Competición MotoStudent. Debido al papel que juega la puntera en el tren delantero inferior, se abordará su estudio en conjunción con el resto de los elementos de este tren.

Se describirá el proceso de diseño, desde su fase inicial hasta obtener el prototipo final. Para ello se presentarán los criterios de diseño, así como una explicación detallada de los análisis llevados a cabo para la optimización, junto con los resultados obtenidos en las pruebas.

Una vez diseñado el modelo definitivo, se diseñará el proceso de fabricación para posteriormente fabricarlo en el taller del equipo en la Escuela de Ingeniería de Bilbao.

**Palabras clave:** puntera, horquilla, motocicleta

## LABURPENA

**Izenburua:** Aurreko esekidurako puntakoaren diseinua eta fabrikazioa MotoStudent-erako

Lan honetan Bilboko Ingeniaritza Eskolako MotoStudent taldeak, Bizkaia ESIBilbao-k, MotoStudent Lehiaketa VI Edizioan erabiliko dituen bi prototipoentzako puntakoaren diseinua eta fabrikazioa azalduko da. Puntakoak aurreko behe trenean daukan eragina dela eta, treneko horretako beste osagaiekin batera landuko da.

Diseinu prozesua azalduko da hasierako fasetik amaierako prototipoa lortu arte. Horretarako, diseinuko irizpideak aurkeztuko dira, optimizatzeko egindako analisisien xehetasunezko azalpena egingo da eta hauetan lortutako emaitzak erakutsiko dira.

Behin amaierako modeloa diseinatuta, beronen fabrikazio prozesua diseinatuko da, ondoren taldearen Bilboko Ingeniaritza Eskolako tailerrean fabrikatzeko.

**Hitz gakoak:** puntakoa, urkila, motozikleta

## ABSTRACT

**Title:** Design and fabrication of the caliper mounting of the front fork

The design and fabrication proposal of the caliper mounting of the front fork of the two prototypes that the MotoStudent team of the Engineering school of Bilbao, Bizkaia ESIBilbao, will be taking to the VI Edition of the MotoStudent Competition is presented in this document. Due to the role caliper mounting plays in the lower front train, it will be worked on alongside the rest of the components of this train.

It will be described the design process from its initial phases until the final prototype. With that purpose, the diverse criteria upon which the design is based will be presented, accompanied by a detailed explanation of the analysis carried out in order to optimize the model. The result of those tests will also be shown.

Once the definitive model is designed, its fabrication will be designed in order to, afterwards, manufacture it in the team's workshop in the Engineering School of Bilbao.

**Key words:** caliper mounting, fork, motorcycle

## Índice

1	MEMORIA.....	12
1.1	Introducción .....	12
1.1.1	Estructura del documento.....	13
1.2	Contexto .....	14
1.2.1	Competición MotoStudent.....	14
1.2.2	Kit MotoStudent.....	16
1.2.3	Bizkaia ESIBilbao.....	16
1.2.4	Tren delantero inferior.....	18
1.2.5	Masa suspendida y masa no suspendida .....	19
1.2.6	Recursos disponibles del equipo .....	20
1.3	Objetivos y alcance del proyecto .....	24
1.4	Beneficios que aporta el trabajo .....	26
1.5	Descripción de requerimientos.....	27
1.6	Análisis de alternativas.....	30
1.6.1	Eje delantero .....	32
1.6.2	Disco de freno delantero.....	37
1.6.3	Puntera derecha.....	41
1.6.4	Puntera izquierda .....	49
1.7	Análisis de riesgos .....	51
1.7.1	Eje delantero .....	52
1.7.2	Puntera derecha.....	55
1.7.3	Puntera izquierda .....	59
1.8	Descripción de la solución propuesta .....	61
1.8.1	Puntera izquierda .....	61
1.8.2	Eje delantero .....	61
1.8.3	Disco de freno delantero.....	63
1.8.4	Puntera derecha.....	64
1.8.5	Ensamblaje 3D.....	70
2	METODOLOGIA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO .....	72
2.1	Descripción de las fases .....	72
2.1.1	Identificación del problema .....	72

2.1.2	Solución .....	73
2.1.3	Fabricación .....	74
2.2	Diagrama de Gantt .....	75
2.3	Cálculos .....	78
2.3.1	Fuerza máxima de frenado.....	78
2.3.2	Transferencia de carga .....	78
2.3.3	Hundimiento .....	80
2.3.4	Eje delantero .....	82
2.3.5	Puntera.....	89
2.4	Fabricación .....	108
2.4.1	Eje delantero .....	108
2.4.2	Puntera.....	114
3	ASPECTOS ECONÓMICOS .....	147
3.1	Descripción del presupuesto.....	147
4	CONCLUSIONES .....	151
5	BIBLIOGRAFÍA.....	153

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1: discos de freno delanteros de Galfer. ....	41
Tabla 2: posibles brazos para la puntera.....	42
Tabla 3: propiedades de diferentes aleaciones de aluminio. ....	49
Tabla 4: AMFE eje delantero. ....	54
Tabla 5: AMFE puntera derecha (1). ....	57
Tabla 6: AMFE puntera derecha (2). ....	58
Tabla 7: AMFE puntera izquierda.....	60
Tabla 8: fases y tareas del proyecto.....	75
Tabla 9: uso de los recursos. ....	77
Tabla 10: parámetros de corte de la operación cilindrado exterior. ....	110
Tabla 11: parámetros de corte de la segunda operación del eje delantero. ....	112
Tabla 12: parámetros de corte de la tercera operación del eje delantero. ....	114
Tabla 13: parámetros de corte de la operación cilindrado F3. ....	118
Tabla 14: parámetros de corte de la operación alojamiento de la suspensión (fresado). ....	124
Tabla 15: parámetros de corte de la operación alojamiento de la suspensión (torneado).....	125
Tabla 16: parámetros de corte de la operación alojamiento del eje delantero. ....	128
Tabla 17: parámetros de corte de la operación taladrado de los tornillos pinza. ....	131
Tabla 18: parámetros de corte de la fresa de planear (F3).....	134
Tabla 19: parámetros de corte de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera.....	136
Tabla 20: parámetros de corte de la operación fresado de la base de la puntera. ....	138
Tabla 21: parámetros de corte de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica. ....	140
Tabla 22: parámetros de corte de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica. ....	142
Tabla 23: parámetros de corte de la operación perfilado. ....	144
Tabla 24: parámetros de corte de la operación para los agujeros de los tornillos del eje. ....	145
Tabla 25: coste de las adquisiciones. ....	147
Tabla 26: amortizaciones. ....	148
Tabla 27: coste del consumo eléctrico.....	149
Tabla 28: coste de las horas internas.....	149
Tabla 29: presupuesto total del equipo. ....	150

## LISTA DE GRÁFICAS

Gráfico 1: diagrama de Gantt.....	76
Gráfico 2: carga real e idealizada en el eje delantero.....	82

## LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1: Logotipo de la Competición Internacional MotoStudent.....	14
Ilustración 2: Foto de grupo. Edición 2017-2018. ....	15
Ilustración 3: Logotipos de MotoStudent Petrol y MotoStudent Electric.....	15
Ilustración 4: Logotipo del equipo Bizkaia ESIBilbao.....	17
Ilustración 5: tren delantero (prototipo 2018).....	19
Ilustración 6: Masa suspendida y masa no suspendida. ....	20
Ilustración 7: Sierra de cinta Optimum S 100 G. ....	21
Ilustración 8: Torno manual Jashöne M180E. ....	21
Ilustración 9: Torno manual quantum D 250 x 550 E.....	21
Ilustración 10: Torno CNC Pinacho ST225. ....	22
Ilustración 11: Fresadora manual Lagun. ....	22
Ilustración 12: Fresadora CNC Optimum mill F3 de Siemens.....	23
Ilustración 13: Logotipo de la empresa de software PTC.....	23
Ilustración 14: esquema de las medidas principales de la llanta delantera. ....	30
Ilustración 15: dimensiones del rodamiento 6205 2RSH (SKF, 2020).....	31
Ilustración 16: distancia entre ejes de la suspensión.....	31
Ilustración 17: esquema de las punteras y la llanta (sin casquillos). ....	32
Ilustración 18: esquema de la primera alternativa para el eje delantero.....	33
Ilustración 19: esquema de la segunda solución para el eje delantero.....	34
Ilustración 20: esquema de la tercera solución para el eje delantero.....	34
Ilustración 21: posible eje delantero con dos escalonamientos (corte por el plano medio).....	35
Ilustración 22: esquema de la cuarta solución del eje delantero. ....	35
Ilustración 23: esquema de la cuarta solución del eje delantero (montaje habitual). ....	36
Ilustración 24: posible eje delantero con un escalonamiento sin el cilindrado interior (corte por el plano medio). ....	36
Ilustración 25: esquema del montaje del disco. ....	39
Ilustración 26: diagrama base del brazo de la puntera.....	42
Ilustración 27: puntera derecha de la horquilla de la suspensión delantera de Andreani MHS. ....	43
Ilustración 28: puntera derecha de la edición de 2016. ....	44
Ilustración 29: posible puntera izquierda. ....	50
Ilustración 30: eje delantero. ....	62
Ilustración 31: montaje del eje delantero (visto trasera de la sección del plano de los ejes de la horquilla).....	63
Ilustración 32: modelo CAD del disco de freno delantero. ....	64
Ilustración 33: esquema base de la puntera. ....	65
Ilustración 34: corte de la puntera por el plano medio. ....	66
Ilustración 35: ranura trapecoidal de la junta tórica.....	67
Ilustración 36: diseño de la puntera derecha. ....	67
Ilustración 37: propiedades principales del aluminio 7075-T6.....	69
Ilustración 38: ensamblaje 3D del tren delantero.....	70

Ilustración 39: ensamblaje 3D (corte).....	71
Ilustración 40: esquema de las fuerzas inerciales en la frenada de la moto. ....	79
Ilustración 41: fuerzas en la suspensión .....	81
Ilustración 42: eje delantero idealizado con elementos viga.....	83
Ilustración 43: primer modo de vibración del eje.....	84
Ilustración 44: fuerzas en el eje delantero en la frenada.....	84
Ilustración 45: tensiones en el eje delantero.....	85
Ilustración 46: fuerzas en el eje delantero en la aceleración.....	85
Ilustración 47: tensiones en el eje en la aceleración. ....	86
Ilustración 48: puntera v1.0. ....	89
Ilustración 49: esquema de la fuerza aplicada en la puntera. ....	90
Ilustración 50: montaje puntera-pinza-disco. ....	91
Ilustración 51: condiciones del análisis modal de la puntera v1.0.....	93
Ilustración 52: mallado de la puntera v1.0. ....	93
Ilustración 53: segundo modo de vibración de la puntera v1.0.....	94
Ilustración 54: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v1.0.....	95
Ilustración 55: deformaciones (mm) de la puntera v1.0 (módulo, x, y). ....	96
Ilustración 56: diseño de la puntera v3.0.....	97
Ilustración 57: mallado de la puntera v3.0. ....	98
Ilustración 58: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v3.0. ....	99
Ilustración 59: diseño de la puntera v3.4.....	100
Ilustración 60: mallado de la puntera v3.4. ....	101
Ilustración 61: tensiones von Mises (MPa) en la puntera v3.4.....	102
Ilustración 62: diseño de la puntera v3.5.....	103
Ilustración 63: mallado de la puntera v3.5 .....	104
Ilustración 64: detalle del mallado de la zona superior del brazo .....	104
Ilustración 65: primeros 4 modos de vibración de la puntera v3.5. ....	105
Ilustración 66: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v3.5.....	106
Ilustración 67: desplazamientos de la puntera v3.5 (módulo, x, y). ....	107
Ilustración 68: sistema de coordenadas de la primera operación.....	108
Ilustración 69: trayectoria del desbaste inicial. ....	109
Ilustración 70: trayectoria del desbaste.....	109
Ilustración 71: trayectoria del perfilado.....	110
Ilustración 72: trayectoria del mecanizado chaflán para la entrada de la rosca. ....	111
Ilustración 73: trayectoria del roscado. ....	112
Ilustración 74: sistema de referencia de la operación taladrado y cilindrado interior.....	113
Ilustración 75: trayectoria del cilindrado interior. ....	114
Ilustración 76: diseño de la preforma de la puntera.....	115
Ilustración 77: amarre de la operación cilindrado F3. ....	117
Ilustración 78: superficies mecanizadas en la operación cilindrado F3.....	117
Ilustración 79: amarre operación alojamiento de la suspensión.....	119
Ilustración 80: plano de la sección de la parte central de la puntera.....	122

Ilustración 81: mecanizado de la operación alojamiento de la suspensión (corte por el plano medio).....	123
Ilustración 82: midiendo la desviación en z con el reloj comparador.....	126
Ilustración 83: cogiendo las referencias con el palpador.....	127
Ilustración 84: sistema de referencia de la operación de mecanizado del alojamiento del eje delantero.....	127
Ilustración 85: punto de corte de los ejes.....	129
Ilustración 86: amarre de la operación taladrado de los tornillos pinza.....	130
Ilustración 87: validando el ángulo del brazo (40°) con el goniómetro.....	130
Ilustración 88: amarre del primer planeado del brazo.....	132
Ilustración 89: amarre del segundo planeado.....	134
Ilustración 90: sistema de coordenadas de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera.....	135
Ilustración 91: mecanizado de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera (corte por el centro del cilindro).....	136
Ilustración 92: amarre de la operación fresado de la base de la puntera.....	137
Ilustración 93: mecanizado de la operación fresado base de la puntera.....	138
Ilustración 94: amarre de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica.....	139
Ilustración 95: mecanizado de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica..	140
Ilustración 96: amarre de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica.....	141
Ilustración 97: mecanizado de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica.....	142
Ilustración 98: amarre de la operación de perfilado.....	143
Ilustración 99: mecanizado de la operación perfilado.....	144
Ilustración 100: mecanizado de la operación para los agujeros de los tornillos del eje.....	145

## ACRÓNIMOS

CAD: Computer Aided Design

CAM: Computer Aided Manufacture

MEF: Método de Elementos Finitos

CNC: Computer Numerical Control

AMFE: Análisis modal de fallos y efectos

# 1 MEMORIA

## 1.1 Introducción

En este documento se expone la propuesta y proceso de diseño y fabricación de la puntera de la suspensión delantera que utilizarán los dos prototipos del equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, Bizkaia ESIBilbao y el prototipo del equipo de la Universidad de Asturias en la VI Edición de la Competición Internacional de MotoStudent. Junto con la puntera, también se desarrollarán el resto de los componentes del tren delantero inferior. Este conjunto se compone del eje delantero, el casquillo del eje delantero, las dos punteras de la horquilla de la suspensión, la rueda delantera y el freno delantero. La llanta, sus rodamientos y el neumático delantero son parte del conjunto rueda delantera y la pinza del freno delantero y el disco de freno del conjunto freno delantero.

Debido al carácter complejo o específico de algunos de estos componentes, ya sea por su diseño o fabricación, directamente se adquirirán bajo elección del equipo, mientras que otros, como la pinza del freno delantero son parte del Kit MotoStudent que el equipo debe montar obligatoriamente según la normativa de la Competición MotoStudent (Moto Engineering Foundation, 2019). Estas restricciones se deberán de tener en cuenta en el diseño y montaje del prototipo.

Los diseños realizados se fabricarán en el taller de la universidad y se montarán en las motocicletas con las que el equipo competirá en el circuito de Motorland de Aragón. Como la fabricación se realizará en el taller del equipo en la universidad, se deberán de tener en cuenta los medios de que dispone el equipo. El diseño de la fabricación hará mediante software CAM, donde su pueden simular dichos procesos de mecanizado. Asimismo, se llevará a cabo el seguimiento de la fabricación, y se efectuarán los cambios que se consideren necesarios.

Por otro lado, a lo largo de este documento, el término puntera se referirá expresamente a la puntera derecha de la motocicleta, donde se montará la pinza del freno delantero. Para referirse a la otra puntera se utilizará el termino puntera izquierda.

### 1.1.1 Estructura del documento

Este documento está dividido principalmente en 4 partes. En la primera de ellas, denominada Memoria, se contextualiza el trabajo, explicando la importancia de los elementos a diseñar en una motocicleta de competición. También se describe la propia Competición MotoStudent, así como el equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, Bizkaia ESIBilbao, y los medios disponibles en el taller de la universidad. A continuación, se determinan los objetivos del proyecto junto con el alcance del mismo, sus beneficios y las condiciones que deberá cumplir el diseño. Posteriormente, se analizan las diferentes alternativas, con sus beneficios y riesgos, teniendo en cuenta las capacidades del equipo. Finalmente, se describe el diseño final que se montará en el prototipo.

En la segunda parte, Metodología, se presenta la metodología empleada a lo largo del proyecto, donde se especifican las tareas realizadas en el mismo, así como su orden y duración mediante un diagrama de Gantt. Se prosigue con una descripción de los primeros pasos llevados a cabo para el diseño de la puntera, donde se explican las referencias de las que se parte y el proceso de dimensionamiento inicial. También se muestran con detalle los diferentes cálculos, resultados y análisis llevados a cabo para optimizar la puntera. Tras ello, se presentan los resultados finales del prototipo definitivo. A continuación, se sigue la misma metodología para las demás piezas diseñadas en el tren delantero inferior. Finalmente, se describe la fabricación de las piezas diseñadas mediante CAM, y su posterior fabricación en las instalaciones del equipo en la universidad.

Seguidamente, en el tercer apartado, se analizan los aspectos económicos del proyecto, donde se describe el presupuesto del proyecto. Además, se realiza un breve estudio de rentabilidad del proyecto.

Por último, se incluyen las conclusiones obtenidas tras la realización del trabajo.

## 1.2 Contexto

En este apartado se describe el equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, así como la propia competición, que es donde se sitúa el proyecto. Asimismo, se explican los recursos de los que dispone el equipo en el taller de la universidad para la fabricación de las piezas. Además, se define la puntera y su función en una motocicleta.

### 1.2.1 Competición MotoStudent

La competición MotoStudent es una competición universitaria de carácter internacional. Está patrocinado por, entre otros, Moto Engineering Foundation y Dorna, gestora tanto del campeonato del mundo de MotoGP como el de Superbikes. En esta competición, los equipos de estudiantes han de diseñar, desarrollar y fabricar un prototipo de una motocicleta de competición, similar a la categoría mundialista Moto3. Después, en la fase final de la competición, compiten entre ellos en una carrera final al estilo mundialista en el circuito Motorland de Aragón (Alcañiz), con los respectivos entrenamientos libres, clasificatoria y carrera final. La competición es bienal, por lo que las universidades participantes tienen dos años para formar sus equipos y desarrollar sus prototipos. Sin embargo, el periodo real es menor, dado que transcurre cierto tiempo desde que se termina la edición previa hasta que se publica la nueva normativa (Moto Engineering Foundation, 2019) y el nuevo Kit MotoStudent.



*Ilustración 1: Logotipo de la Competición Internacional MotoStudent.*

La competición ha ido evolucionando y creciendo desde su primera edición en 2010. Este crecimiento se puede observar en los equipos participantes. En la primera edición participaron 23 universidades, mientras que en la anterior V Edición este número se aumentó hasta 74. Viendo la progresión, la organización estableció un límite de 90 equipos para la presente edición, al que casi se ha llegado con 88 equipos participantes de todos los continentes.



*Ilustración 2: Foto de grupo. Edición 2017-2018.*

Por otro lado, el certamen se divide en dos categorías: Petrol y Electric. En la primera de ellas, el prototipo es propulsado por un motor de combustión interna. Este motor suele ser de 250cc3 y de 4 tiempos. Por otro lado, siguiendo la electrificación del automovilístico, surgió la categoría Electric, donde el prototipo es accionado por un motor eléctrico.



*Ilustración 3: Logotipos de MotoStudent Petrol y MotoStudent Electric.*

La competición se divide en dos fases. En la primera, MS1, los equipos deben razonar su diseño en documento técnico que se valora mediante diferentes entregables. La segunda, MS2, se lleva a cabo en las jornadas finales en Motorland. En ellas los prototipos deben superar una serie de pruebas estáticas y dinámicas para posteriormente participar en los test puntuables (aceleración, frenada, velocidad máxima, gymkhana y regularidad) y en el evento final, una carrera al estilo mundialista (entrenamientos libres, clasificatoria y carrera).

### 1.2.2 Kit MotoStudent

La propia organización proporciona a todos los equipos participantes de cada categoría el mismo Kit MotoStudent. Todos los prototipos desarrollados para la competición deben de montar obligatoriamente los componentes de este kit. Su objetivo es que la competición sea la más justa posible, reduciendo el efecto las diferencias económicas entre los equipos participantes. De esta manera, la organización quiere primar el trabajo de diseño de ingeniería sobre el presupuesto, que es de lo que se trata en una competición académica.

El Kit MotoStudent de la presente edición está compuesto por los siguientes elementos:

- Motor de combustión interna KTM RC250 o motor eléctrico MS Engiro
- Pinzas y bombas de freno (delantero y trasero)
- Un juego de neumáticos slick delantero y trasero
- Centralita de gestión del motor en el caso de la categoría Petrol
- Dispositivo Vigilante de aislamiento (IMD) en el caso de la categoría Electric.

En lo que se refiere a este proyecto, el elemento que condiciona el diseño es la pinza del freno delantero, proporcionada por J.Juan Racing. En el anexo B se encuentran datos adicionales de este producto en concreto (Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng, 2019).

### 1.2.3 Bizkaia ESIBilbao

Bizkaia ESIBilbao es el equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. Hasta ahora ha participado en todas las ediciones de la competición en la categoría Petrol, fabricando seis prototipos (en la primera edición se fabricaron dos). Sin embargo, en esta sexta edición el equipo expande sus horizontes participando en las dos categorías de la competición. Por lo tanto, se puede afirmar que el equipo posee cierta experiencia a la hora de diseñar y fabricar motocicletas de competición. Esta experiencia ha sido determinante a la hora de tomar algunas decisiones, como puede ser la elección de la suspensión delantera.



*Ilustración 4: Logotipo del equipo Bizkaia ESIBilbao.*

Como no se cambia de motor en la categoría Petrol (la pasada edición se utilizó el mismo modelo KTM RC250) y el buen resultado de la pasada edición, donde el piloto estuvo a gusto con el prototipo, el equipo ha decidido ir sustituyendo los nuevos componentes en la anterior motocicleta en vez de empezar desde cero. Esta decisión posibilita al equipo hacer más pruebas en circuito, con lo que se pueden comprobar las nuevas piezas que se monten y tener un feedback más exacto de parte del piloto sobre ese cambio en concreto.

Una de las piezas que se ha decidido no cambiar es la horquilla de la suspensión delantera porque el piloto terminó contento con su comportamiento. Por lo tanto, se han adquirido dos horquillas delanteras nuevas de este modelo del fabricante Andreani MHS para los dos prototipos. De hecho, este modelo fue el mismo que la organización propuso en un kit opcional en la pasada edición. En el anexo II se encuentra más información sobre esta horquilla (Andreani MHS, Moto Engineering Doundation, 2017).

Aunque se mantiene la horquilla delantera, la pinza del freno delantero del kit MotoStudent es diferente en esta edición, y no se puede montar en la horquilla porque la distancia entre los tornillos de anclaje (interaxis) de la nueva pinza es menor. Esta diferencia ha creado la necesidad de una nueva puntera que se adecue a dicha pinza, que se diseñaría y se fabricaría a medida para el equipo.

Por otro lado, en esta edición las llantas del prototipo son de libre elección. Para que éstas sean lo más ligeras posibles, se han adquirido llantas de magnesio, aunque su precio sea mayor. De esta manera se consigue reducir la masa no suspendida del tren delantero, factor que beneficia la dinámica del prototipo. Las llantas que utilizarán los prototipos serán del fabricante Oz Motorbikes.

Por otro lado, se repite el modelo de carenado de la anterior edición: Moriwaki MD 250.

#### 1.2.4 Tren delantero inferior

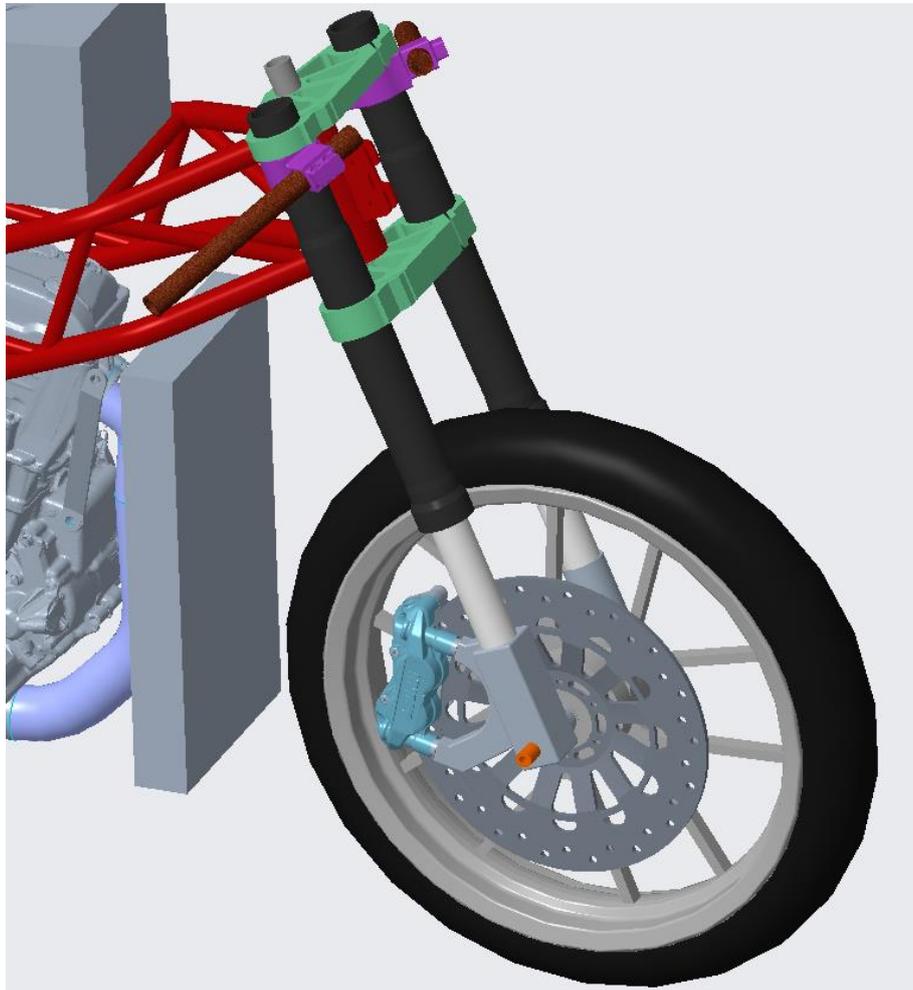
El tren delantero es el conjunto de elementos que se encuentran en la parte frontal de la motocicleta. Dependiendo del tipo de suspensión delantera, los elementos que completan el conjunto son diferentes. Sin embargo, en este apartado solo se centra en la horquilla telescópica, dado que es el tipo de suspensión que más se utiliza y se ha utilizado en todos los prototipos del equipo. Por ejemplo, en la ilustración 5 se muestra el modelo CAD de la motocicleta de la V edición de MotoStudent del equipo de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. El tren delantero engloba todos los componentes que se montan en la parte frontal del chasis (rojo) o delante suyo.

Por un lado, está el sistema de dirección, compuesto por el manillar (marrón), semimanillar (violeta), tija superior e inferior (verde turquesa) y el eje de dirección (gris). Aunque en la ilustración están ocultos, entre el eje de la dirección y la pipa del chasis se montan dos rodamientos para su funcionamiento adecuado. Asimismo, las tijas y los semimanillares se sujetan en las horquillas de la suspensión delantera.

Tal y como se ha mencionado, en este prototipo se utiliza una suspensión delantera tipo horquilla telescópica. Éste permite el movimiento vertical de la rueda delantera para mantener en todo momento el contacto con la carretera. El modelo del montaje es el mismo que se utiliza en la presente edición, adquiridos al proveedor Andreani MHS. Ésta es una horquilla invertida, pues la botella (negro) está en la parte superior, sujeta a las tijas, mientras que las barras (blanco) sobresalen por debajo. Estas barras se deslizan dentro de las botellas, posibilitando dicho movimiento vertical. Aunque son más caras, las horquillas invertidas mejoran el comportamiento dinámico del tren delantero, dado que reducen su masa suspendida. Adicionalmente, en el interior de estas horquillas se encuentran el muelle y un cartucho que permite una respuesta más rápida.

Las barras de la horquilla se amarran en las dos punteras de la suspensión (gris claro). A su vez, estas dos punteras tienen un alojamiento para el eje delantero (naranja), donde se monta la llanta delantera. Por último, la pinza del freno delantero (azul) se monta en la puntera derecha y el disco de freno en la llanta.

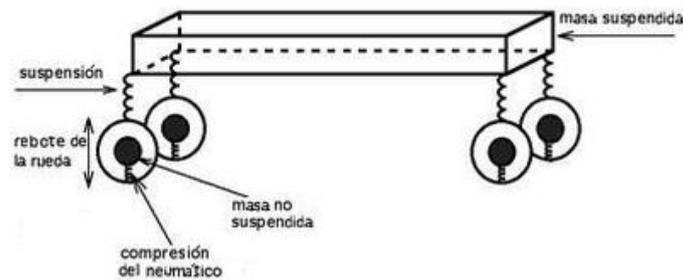
Los componentes que se encuentran por debajo de la suspensión delantera componen el tren delantero inferior. Éstos son las dos punteras, el eje delantero, la llanta delantera, el neumático de la llanta, los casquillos separadores de la llanta, el disco de freno y la pinza de freno delantero.



*Ilustración 5: tren delantero (prototipo 2018).*

### 1.2.5 Masa suspendida y masa no suspendida

La razón por la que interesa que la masa no suspendida sea la menor posible es que ésta realiza movimientos más amplios, que afectan en gran medida al comportamiento dinámico de la moto y de la suspensión delantera en este ejemplo concreto. La masa suspendida es toda la masa que es soportada por la suspensión (trasera y delantera, en el caso de la motocicleta), mientras que la no suspendida es la masa que está por debajo de la suspensión, soportada por el suelo.



*Ilustración 6: Masa suspendida y masa no suspendida.*

Para un buen comportamiento dinámico se trata de que la relación entre la masa suspendida y no suspendida sea lo más alta posible. En el caso de encontrar un bache en la carretera, la rueda delantera ascendería, e, incluso después de sobrepasar el bache, seguiría con esa tendencia debido a las fuerzas de inercia, pudiendo perder la tracción en la rueda. Por lo tanto, el muelle de la suspensión delantera se comprimiría y ejercería una fuerza a la masa no suspendida en el sentido contrario. Dicha tendencia ascendente depende principalmente de la masa no suspendida. Si ésta pesase más, y el muelle de la suspensión fuese el mismo, a la rueda le costaría más volver a tocar el suelo y ganar tracción. Esto perjudicaría el comportamiento dinámico de la moto y el confort del piloto en un bache.

En el caso del tren delantero inferior, la masa no suspendida es toda aquella que está por debajo de la botella de la horquilla. Es decir, la pinza del freno delantero, el disco de freno, el eje delantero, los casquillos diferenciadores, la llanta de la rueda delantera, el neumático y las punteras. Por lo tanto, para diseñar o adquirir estos elementos interesa que su peso sea pequeño.

### 1.2.6 Recursos disponibles del equipo

Seguramente la parte más relevante para este proyecto es la maquinaria disponible por todos los elementos que se fabrican para el prototipo. Para ello, el equipo dispone de las habituales herramientas de taller, taladros, sierras radiales, herramientas de medición y una soldadora tipo TIG, entre otros.

Por otro lado, en el taller interdepartamental se encuentran las principales máquinas para la fabricación. Los más destacados son los siguientes:

- Una sierra de cinta eléctrica. Se utiliza principalmente para cortar barras o tubos que pueden ser la base del eje o los casquillos.

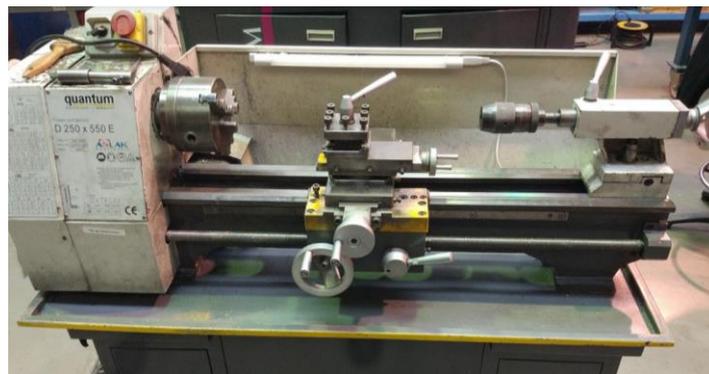


*Ilustración 7: Sierra de cinta Optimum S 100 G.*

- Dos tornos manuales, para realizar operaciones simples.



*Ilustración 8: Torno manual Jashöne M180E.*



*Ilustración 9: Torno manual quantum D 250 x 550 E.*

- Un torno CNC de 4 ejes con cambiador de herramientas y herramienta motorizada.



*Ilustración 10: Torno CNC Pinacho ST225.*

- Una fresadora manual, de gran robustez y movimientos amplios.



*Ilustración 11: Fresadora manual Lagun.*

- Una fresadora CNC de 3 ejes.



*Ilustración 12: Fresadora CNC Optimum mill F3 de Siemens.*

En lo que se refiere al material, el equipo almacena en su taller una gama de barras y tubos de acero, acero inoxidable y aluminio de distintas dimensiones.

Por otra parte, el equipo dispone de licencia de PTC Creo 5. Este software será utilizado a lo largo del proyecto para realizar diseños, planos, análisis y simulaciones de fabricación. Para estos fines el programa dispone de módulos CAD, CAM y MEF.



*Ilustración 13: Logotipo de la empresa de software PTC.*

Además del acceso a los mencionados talleres, los integrantes del equipo también tienen acceso al centro de cálculo del departamento de ingeniería mecánica. En esta sala se disponen de ordenadores con el mencionado software.

### 1.3 Objetivos y alcance del proyecto

El objetivo principal de este proyecto es diseñar y fabricar una puntera competitiva para el equipo de MotoStudent Bizkaia ESIBilbao. Este componente debe de adecuarse tanto a la horquilla de la suspensión delantera como a la pinza del freno delantero. Además, interesa que su peso sea lo menor posible, estableciendo como meta reducir en 100g el peso de la puntera original de Andreani MHS. Esta pesa 525g, por lo que el peso objetivo de este componente es de 425g. Asimismo, es importante que el producto inspire confianza al piloto y que esté a gusto con las sensaciones que le produce.

Por otro lado, además de la puntera también se tendrán que definir los demás componentes del tren delantero inferior. Estos son el eje delantero, los casquillos diferenciadores del eje delantero, el disco de freno delantero y la puntera izquierda de la horquilla de la suspensión delantera. Todos estos elementos aún no están definidos, por lo que habrá que decidir si diseñar y fabricarlos en el taller de la universidad o adquirirlos en una empresa externa.

Para diseñar los componentes, se tendrá en cuenta que estos deberán soportar la situación más crítica para el tren delantero, es decir, tendrán que soportar una frenada de 1.6g. Esta deceleración es la máxima que se producirá en la moto, dado que en ese momento la motocicleta haría lo que se denomina coloquialmente como caballito invertido. Es decir, en ese momento la rueda trasera de la motocicleta pierde el contacto con el suelo y la motocicleta empieza a rotar en el plano vertical sobre la rueda delantera. Asimismo, esta carga que soportan los componentes es variable, por lo que será necesario hacer un análisis de fatiga. Para realizar los diferentes análisis a lo largo del proyecto, se utilizará principalmente el método de elementos finitos, y para ello se utilizará el software PTC Creo 5.

Además, la normativa de la VI Competición de MotoStudent (Moto Engineering Foundation, 2019) establece que en la rueda delantera será necesaria una fuerza de frenada mínima de 0.3kN, o el prototipo no se considerará apto para competir en el evento final.

Por otra parte, el diseño realizado deberá de poder fabricarse en el taller de la Escuela con los medios disponibles. Para diseñar el proceso de fabricación de los diferentes elementos, se utilizará el módulo CAM del programa PTC Creo 5. Por lo tanto, cuando se proceda a diseñar un componente, se deberá de tener en cuenta como se fabricará.

Asimismo, se persigue que el montaje del conjunto sea lo más sencillo posible, para reducir el tiempo de montar y desmontar de la rueda delantera.

Adicionalmente, se tratará de terminar el proyecto lo antes posible para poder montarlo en el prototipo y así observar su comportamiento en las pruebas en pista o circuito.

Finalmente, se debe tener en cuenta que el presupuesto del equipo está limitado por los patrocinios obtenidos a lo largo del curso, por lo que se intentará de minimizar los costes.

## 1.4 Beneficios que aporta el trabajo

La realización de este proyecto proporciona varios beneficios, principalmente para el equipo. El principal beneficio es una puntera que se adecua a las necesidades de la motocicleta. Asimismo, el diseño de las demás piezas del tren delantero inferior reducirá la masa no suspendida respecto a la pasada edición, mejorando así el comportamiento del tren delantero y su suspensión. Por otra parte, el equipo de MotoStudent de la Universidad de Asturias recibirá uno de los modelos finales de la puntera para que lo puedan utilizar en su prototipo de esta edición.

Debido a la participación del piloto en las pasadas ediciones con el equipo, para este prototipo se conocen mejor sus necesidades y gustos. De hecho, es por esta razón que se ha decidido mantener el mismo sistema de suspensión delantera. Por tanto, se espera que este proyecto favorezca las sensaciones del piloto en la conducción.

Cabe destacar que éste es un proyecto de carácter académico, es decir, no tiene como finalidad conseguir un beneficio económico. Sin embargo, el presupuesto para fabricar los dos prototipos está limitado por las subvenciones recibidas por las entidades patrocinadoras. Estas, conseguirán a cambio publicidad mediante logos en las motocicletas, merchandising, la web del equipo, noticias y la publicidad de la propia competición. Seguramente la entidad que más se beneficia gracias a este proyecto es la propia Escuela, por la visibilidad que obtiene en la competición y en los medios de comunicación.

Finalmente, este proyecto permite establecer contactos con empresas proveedoras. En caso de conseguir un producto y trato satisfactorio, en las ediciones venideras se tendrá en cuenta este factor.

## 1.5 Descripción de requerimientos

Los principales requerimientos que se han de cumplir se pueden dividir en tres grupos. Por un lado, las más estrictas, las que impone la normativa de la VI Competición MotoStudent. Por otro lado, se tienen las exigencias del equipo y piloto. Por último, no menos importantes, están las limitaciones geométricas debidas a las otras piezas del prototipo.

Los requerimientos dictados por la normativa de la organización (Moto Engineering Foundation, 2019) son los siguientes:

- Los discos de freno, de elección libre, deberán ser de aleaciones de acero y sin ventilación interna. Se deberán de instalar sobre las llantas, aunque se permite la instalación de separadores de disco de freno.
- Es obligatorio utilizar la pinza de freno suministrada por la organización, y no se le puede realizar ninguna modificación. Tampoco se autorizan conductos suplementarios de refrigeración practicados en la pinza, pero se autoriza añadir placas metálicas a las pinzas de frenos para reducir la transferencia de calor al líquido de frenos.
- Están prohibidos los frenos tipo ABS
- Las pastillas de freno son de libre elección y los pasadores de pastillas se pueden sustituir.
- Solo se pueden utilizar los neumáticos facilitados por la organización.
- Las suspensiones son de libre elección de los equipos. Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión y los reglajes de suspensión sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos. Asimismo, La organización podrá no aceptar la participación de una moto si sistema de suspensión se determina ser peligroso.
- En lo que se refiere a la suspensión delantera, se permiten sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo, aunque los amortiguadores del sistema de suspensión delantera no podrán montar botellas exteriores y están prohibidos los amortiguadores de suspensión delantera de tipo presurizado.

- La llanta delantera es de libre elección, pero no pueden ser de composites, solo de acero, aluminio o magnesio. Además, la medida de la llanta tiene que ser 2,5" x 17".
- El eje delantero no puede sobresalir más de 30 mm de su alojamiento.
- La fuerza de frenado mínima es de 0.3kN.
- Es obligatorio el uso de un guardabarros delantero. Este no puede abarcar más de 135°.
- El ángulo de inclinación mínimo es de 50°.

Por otra parte, los requerimientos del equipo:

- El conjunto le debe inspirar confianza y seguridad al piloto.
- La carga que deberá soportar es la de frenada en caballito invertido. Esta carga es cíclica, y, por seguridad, se tratará de que la vida útil sea de  $5 \cdot 10^8$  ciclos.
- La fabricación debe ser lo más sencilla posible para poder realizarlo en el taller de la escuela.
- Minimizar el peso, para conseguir una mejor competitividad.

Finalmente, los requerimientos dimensionales se definen a partir de los componentes decididos, diseñados, adquiridos o que son parte del Kit MotoStudent. Si no se cumplen estos requisitos no se podrá realizar el montaje del tren delantero.

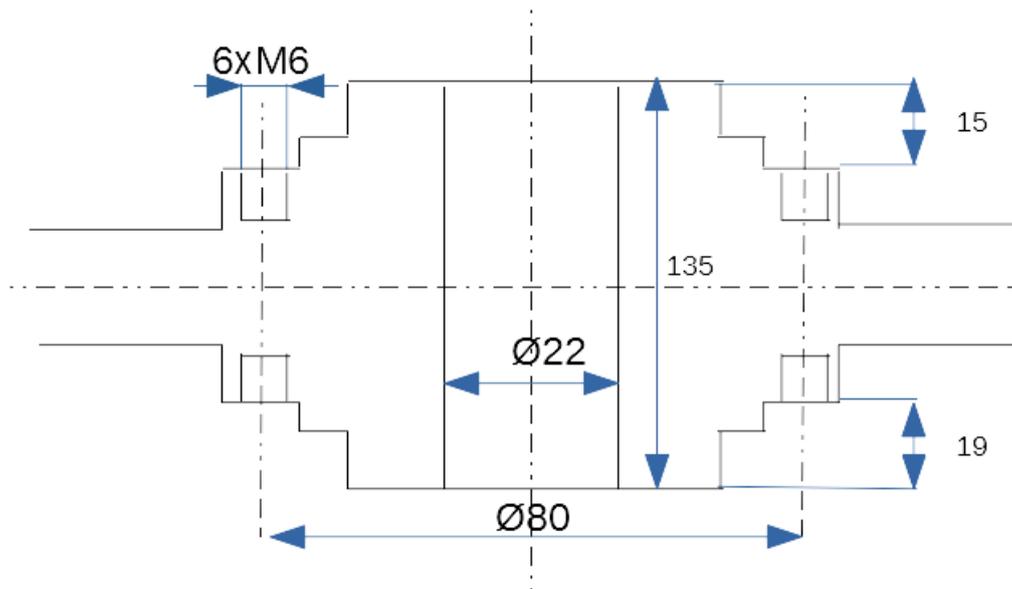
- La botella de la suspensión de Andreani MHS está roscada en su final para anclarlo en las punteras. Esta rosca es de M35x1 y la longitud roscada en la puntera debería de ser alrededor de 25 mm. Asimismo, la botella se introduce otros 33 mm por encima de la rosca. Por otro lado, en el interior de la botella está un cartucho. Este cartucho se atornilla en la puntera por la parte inferior (por encima del eje) con un tornillo de M10. Para ello, la puntera necesita un agujero en su parte inferior de mínimo 16mm y que sobresalga del agujero del eje por lo menos 10 mm de modo que la cabeza del tornillo pueda asentar bien. Después de la rosca se monta una junta tórica de 2 mm, en una ranura rectangular en el caso de la puntera original de la horquilla.
- Las tijas ya están diseñadas y fabricadas. Estas fijan las dos botellas de la suspensión, que tienen una separación de 175 mm, medidos perpendicularmente al plano central de la moto (plano de simetría de las tijas).

- La llanta delantera se puede montar con o sin los casquillos que trae. En el primero de los casos el eje delantero sería de un diámetro exterior 22 mm y en el segundo de 25 mm. El disco de freno se monta en el lado derecho de la llanta, siendo el diámetro de los anclajes de 80mm y cada uno de los seis agujeros de M6.
- La pinza del freno delantero exige que la distancia entre los dos tornillos (interaxis) de sujeción sea de 100mm (Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng, 2019). Asimismo, el diámetro máximo del disco de freno es de 320mm y su espesor tiene que estar entre 4.5 y 5mm.
- El guardabarros del carenado se sujeta en las dos punteras. La distancia entre los dos anclajes es de 60mm y la inferior está 23mm por encima del eje de la rueda (en la dirección del eje de la suspensión).
- Se debe asegurar que no hay interferencia entre la pinza y la llanta.
- Se debe asegurar que no habrá colisión entre la suspensión y el disco de freno.

## 1.6 Análisis de alternativas

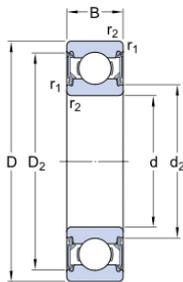
Una vez determinados los requerimientos, se puede llevar a cabo el estudio de las diferentes alternativas. Se analizarán las ventajas y desventajas de cada una de las opciones, para finalmente escoger lo que se aproxime más a lo deseado y que cumpla los requisitos mencionados. Para poder empezar a plantear las alternativas, primero se deben analizar los datos iniciales, es decir, los componentes ya adquiridos o fabricados.

Para empezar, está la llanta delantera de OZ Motorbikes. Como el fabricante no ha proporcionado documentación del producto, ha sido necesario realizar una serie de mediciones una vez las llantas fueron recogidas en el taller. Las medidas principales de la llanta delantera se indican en ilustración 14. En las medidas indicadas se tienen en cuenta los dos casquillos que vienen acoplados en la llanta.



*Ilustración 14: esquema de las medidas principales de la llanta delantera.*

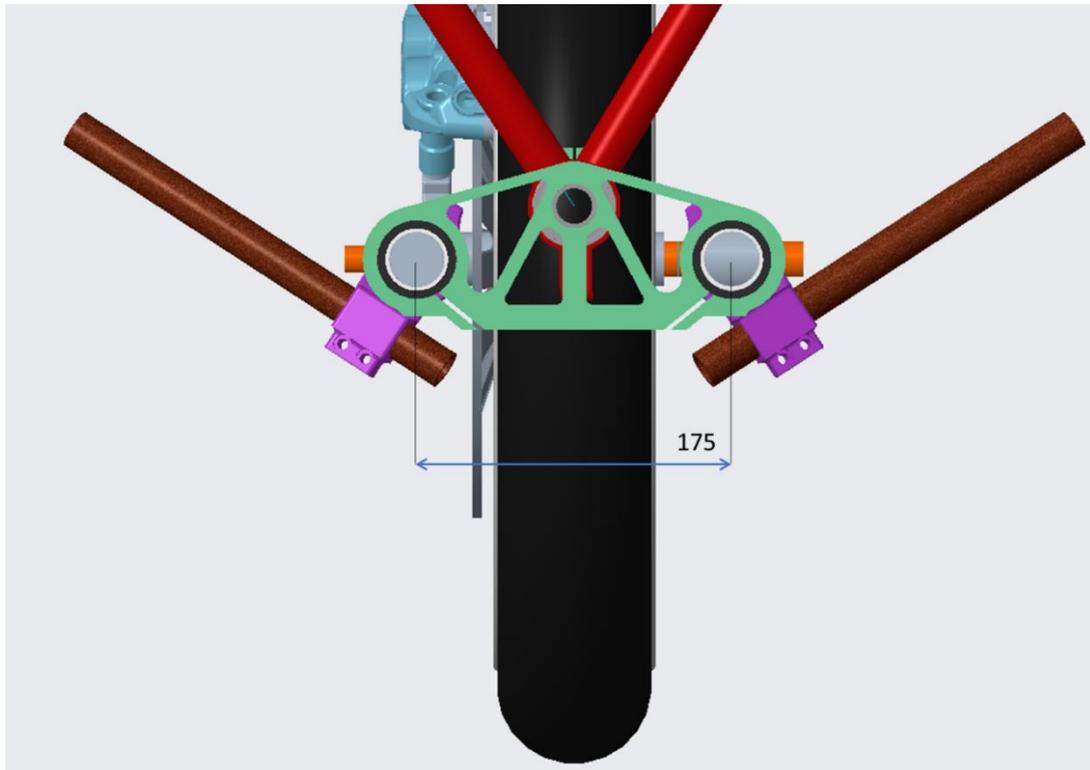
Las medidas más importantes para el proyecto son el diámetro de los tornillos del disco, 80 mm, y la distancia entre el centro de la llanta y la cara donde apoya el disco, 50.5 mm, pues el disco de freno delantero se sujeta en estos seis tornillos. A su vez, los casquillos de la llanta están montados en dos rodamientos 6205 2RSH del fabricante SKF. En la misma página web del proveedor se pueden encontrar los datos principales del producto, así como los aprietes y juegos recomendados para ejes y alojamientos.



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d <sub>2</sub>	≈ 31.3	mm
D <sub>2</sub>	≈ 46.21	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

*Ilustración 15: dimensiones del rodamiento 6205 2RSH (SKF, 2020)*

Por otro lado, la anchura total de la llanta es de 135mm con los casquillos incluidos. Teniendo en cuenta las dimensiones de las tijas, las horquillas están separadas por 175mm (véase ilustración 16). Por lo tanto, desde el eje de la suspensión a la llanta habría un espacio de  $(175 - 135)/2 = 20 \text{ mm}$ . Sabiendo que el diámetro de la botella es de 35mm, la pared de la puntera debería ser menor que  $20 - 35/2 = 2.5 \text{ mm}$ , que se puede considerar muy fino. Por esta razón se ha decidido prescindir de los casquillos originales de la llanta.



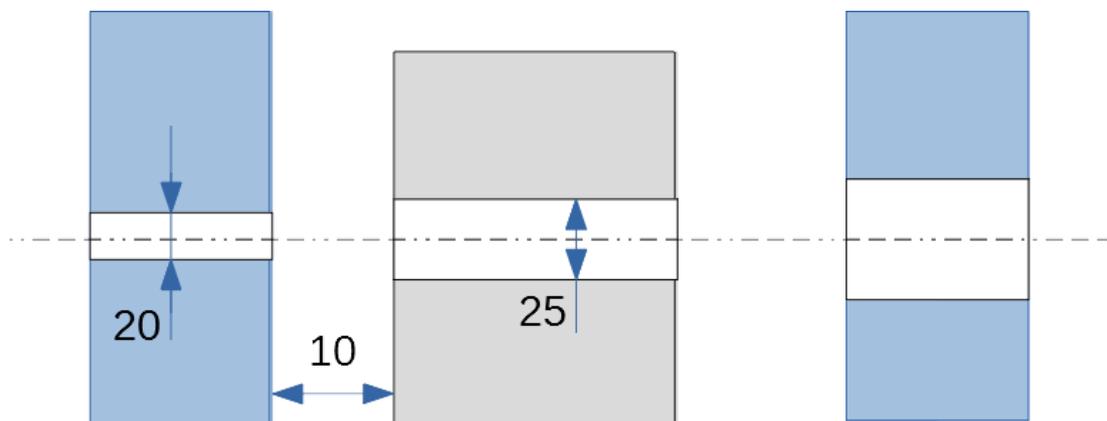
*Ilustración 16: distancia entre ejes de la suspensión.*

### 1.6.1 Eje delantero

El eje delantero será una de las piezas que se fabricará en el taller de la universidad, ya sea en el torno CNC o en un torno manual. Por lo tanto, interesa que este componente sea sencillo, para facilitar su fabricación. Junto con esta pieza se fabricarán el o los casquillos separadores necesarios para limitar el desplazamiento axial de la llanta. En la ilustración 17 se muestra esquemáticamente la situación actual de la llanta (gris) y las punteras (azul).

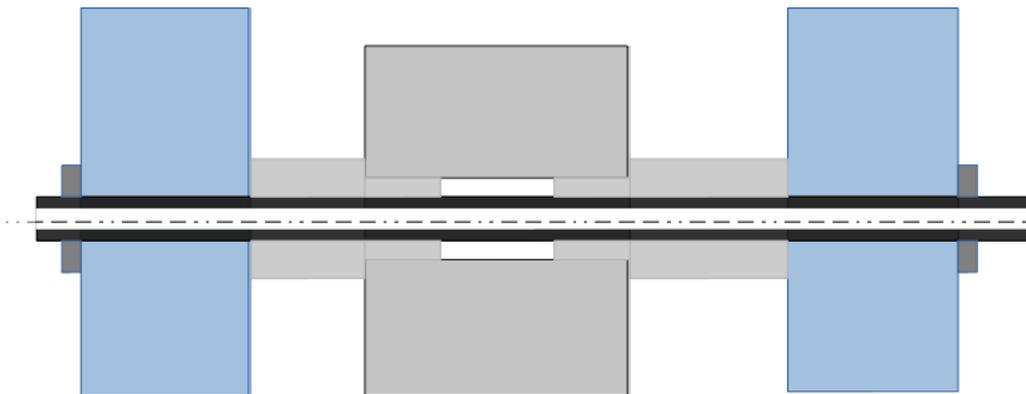
Como se ha decidido prescindir de los casquillos originales de la llanta delantera OZ Motorbikes, el alojamiento del eje delantero de la llanta es de 25 mm, definido por los rodamientos de ésta. Los rodamientos de la llanta son rígidos de bolas, modelo 6205 2RSH, con un diámetro interior de 25mm. El fabricante SKF recomienda una tolerancia j6 para este tipo de rodamientos con cargas normales (SKF, 2020).

Por otro lado, aunque es necesario una puntera nueva debido a la nueva pinza de freno delantero, se puede utilizar la puntera izquierda de la suspensión de Andreani. En este caso, la puntera izquierda tiene un alojamiento del eje delantero de 20 mm y la separación entre esta puntera y la llanta es de 10 mm. Por último, el alojamiento del eje de la puntera derecha aún no se ha definido.



*Ilustración 17: esquema de las punteras y la llanta (sin casquillos).*

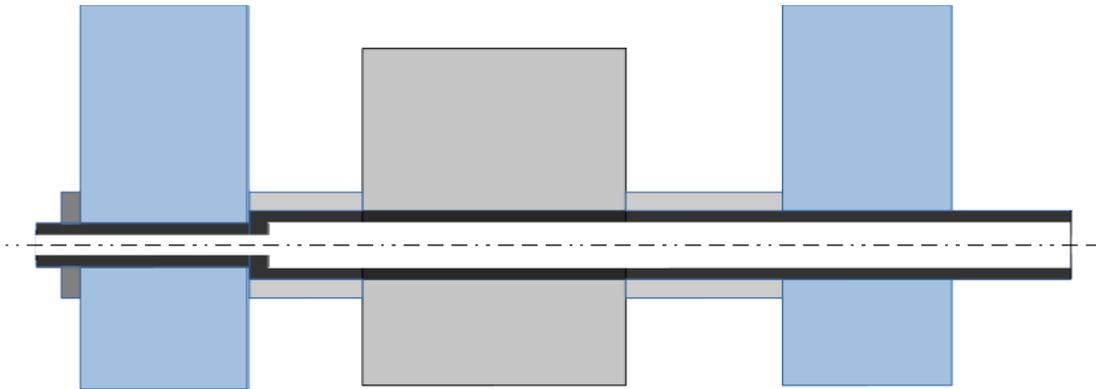
La primera solución que se plantea es, utilizando la puntera izquierda original de Andreani MHS, diseñar un eje delantero de un diámetro exterior de 20 mm y utilizar dos casquillos separadores que se introducen en la llanta. Esta alternativa se muestra en la ilustración 18. Este planteamiento facilita la fabricación del eje delantero, dado que el diámetro exterior no varía. Sin embargo, el eje delantero trabaja principalmente a flexión, por lo que para minimizar su peso se debería aumentar el diámetro exterior. Por otro lado, la fabricación de estos dos casquillos es más laborioso y el montaje de la rueda delantera se complica. El eje delantero es hueco para aligerarlo, dado que el material cercano al centro apenas trabaja. Por último, en ambos lados se utilizan dos tuercas para limitar el movimiento axial. Sin embargo, de esta manera también se limita el movimiento axial de las horquillas. Esto puede crear problemas en la suspensión, dado que las horquillas telescópicas no están diseñadas para resistir momentos flectores, solo esfuerzos de tracción y compresión.



*Ilustración 18: esquema de la primera alternativa para el eje delantero.*

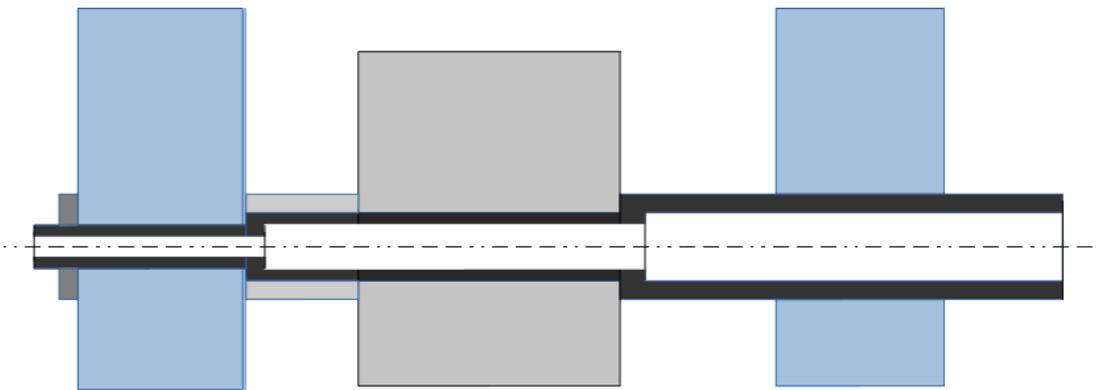
Por otro lado, utilizando escalonamientos o cambios de sección se puede reducir el uso de los casquillos. Esta solución es muy habitual y es la que se ha utilizado en las pasadas ediciones. Lo más frecuente es utilizar un cambio de sección, con la parte más estrecha en lado roscado con el tornillo de sujeción del eje delantero junto a la puntera con la pinza. No obstante, esta solución no es la ideal para este caso, porque el lado ancho (la puntera izquierda) sería de un diámetro de 20 mm, mientras que el alojamiento de la llanta es de 25 mm.

Para ahorrar el uso de casquillos se plantea utilizar un cambio de sección para cambiar el diámetro exterior del eje de 20 mm a 25 mm justo después de la puntera izquierda, (ver ilustración 19). Esta opción permite conseguir una mayor inercia con menos peso, pues el diámetro exterior es mayor. Sin embargo, no se reduce el uso de los casquillos, pero ya no es necesario utilizar dos tuercas para limitar el movimiento axial de la llanta.

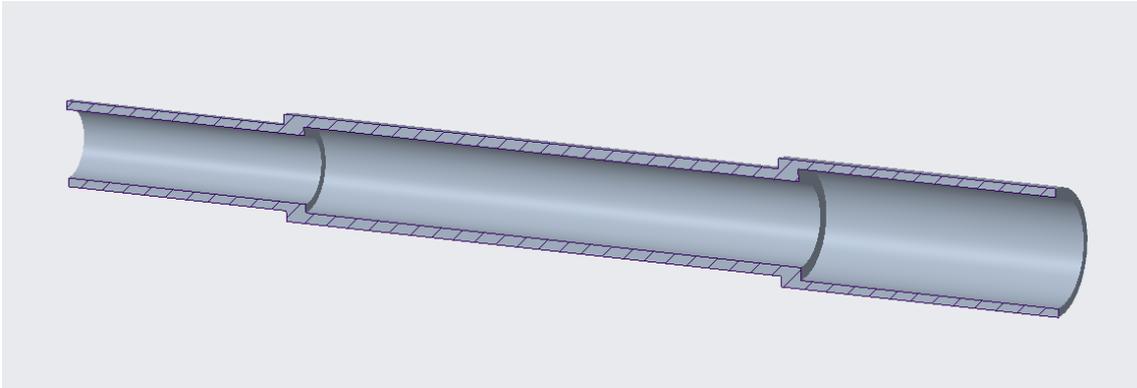


*Ilustración 19: esquema de la segunda solución para el eje delantero.*

Por otro lado, utilizando un segundo cambio de sección de 25 mm a un máximo 30 mm (por el anillo interior del rodamiento), se ahorraría el casquillo derecho. Con este diseño, para aligerar el eje delantero, se cilindraría o perforaría su interior como se muestra en la ilustración 20. De esta forma se reduce el material central, que es el que menos trabaja bajo flexión. En su contra, la herramienta para cilindrarse el interior debe ser larga, y eso puede acarrear problemas debido al voladizo de la herramienta o dificultad para encontrar una adecuada. La otra opción es utilizar brocas para realizar estas perforaciones. Por otro lado, estos dos escalonamientos complican la fabricación y aumentan las concentraciones de tensión.

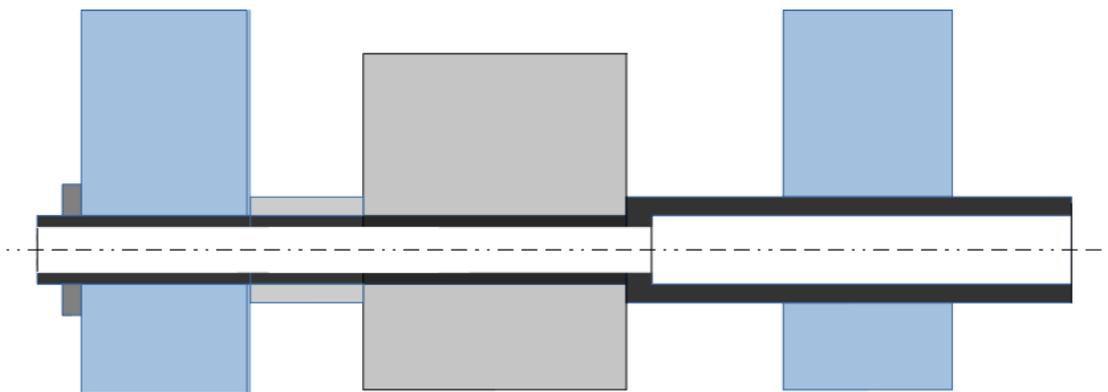


*Ilustración 20: esquema de la tercera solución para el eje delantero.*



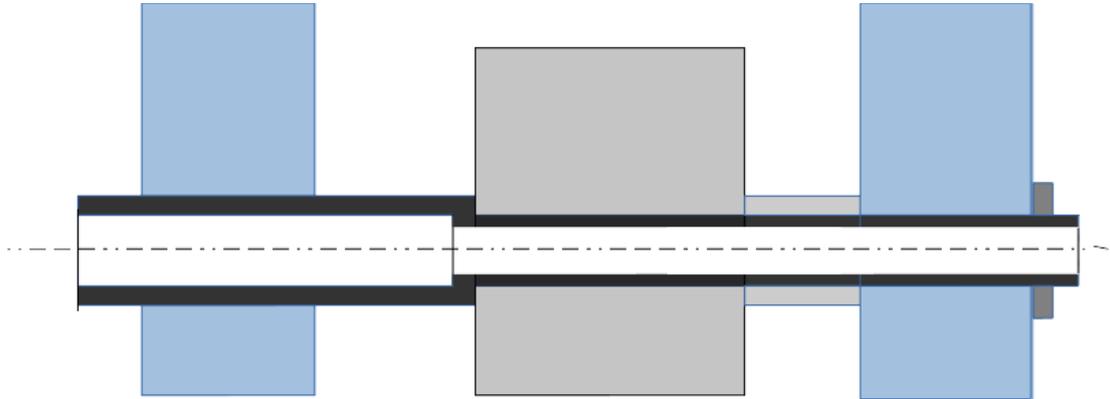
*Ilustración 21: posible eje delantero con dos escalonamientos (corte por el plano medio).*

Por otro lado, en caso de fabricar también la puntera izquierda, se puede aumentar el diámetro del alojamiento del eje delantero de esta pieza. Si este diámetro fuese de 25mm, se evitaría el primer escalonamiento de la anterior solución, simplificando el diseño y la fabricación del eje (ver ilustración 22). Además, esta opción permite poder aprovechar mejor el material del eje, porque un mayor diámetro exterior en el eje aumenta la inercia y, por lo tanto, se puede obtener la misma resistencia con menos material. Asimismo, se evita un cambio de sección que provoca una concentración de tensión. Esta opción es la más interesante porque permite aligerar al máximo el eje delantero, optimizando su diseño, pero requiere el desarrollo de una nueva puntera izquierda.



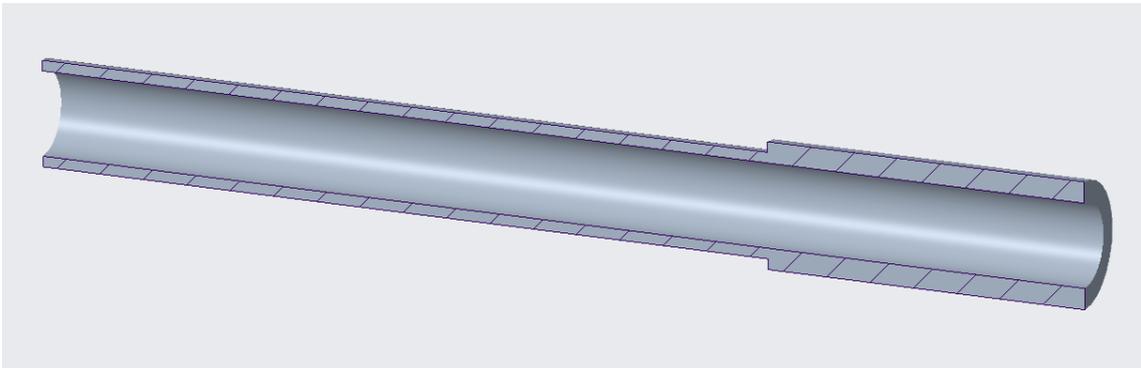
*Ilustración 22: esquema de la cuarta solución del eje delantero.*

Por otra parte, si se invierte el montaje del eje, es decir, con el lado ancho en la puntera izquierda, se consigue el diseño más habitual, con la tuerca junto a la puntera de la pinza. En este caso el alojamiento del eje delantero de la puntera izquierda es de 30 mm de diámetro y el de la puntera derecha de 25 mm. Este montaje se muestra en la ilustración 23.



*Ilustración 23: esquema de la cuarta solución del eje delantero (montaje habitual).*

En la ilustración 24 se muestra un posible eje delantero, que se podría fabricar partiendo de una barra perforada. A este eje se le podría realizar un cilindrado interior en la parte más ancha para reducir su peso, como se ha mostrado en el esquema de ilustración 22 o en la tercera solución (ver ilustración 21). En este caso no hay que recurrir a una herramienta larga para este cilindrado, pues es de menor longitud.



*Ilustración 24: posible eje delantero con un escalonamiento sin el cilindrado interior (corte por el plano medio).*

En lo que se refiere al material, se puede valorar utilizar tanto el aluminio como el acero o el acero inoxidable. El aluminio tiene a su favor su facilidad para mecanizar, mientras que el acero, especialmente el inoxidable, puede llegar a ser bastante duro y tedioso para mecanizar, con profundidades de pasadas y velocidades de corte más moderados. Además, el aluminio es el material más ligero y se reduciría la masa no suspendida. Por otra parte, el acero inoxidable es el más resistente con diferencia, y se podría reducir su desventaja del peso perforándolo por el centro, dado que el eje delantero trabaja principalmente a flexión, por lo que la parte central apenas trabaja y más que aportar resistencia aporta peso. Cabe destacar que hasta ahora en todas las ediciones el equipo siempre ha optado por fabricar el eje delantero de acero inoxidable con buenos resultados.

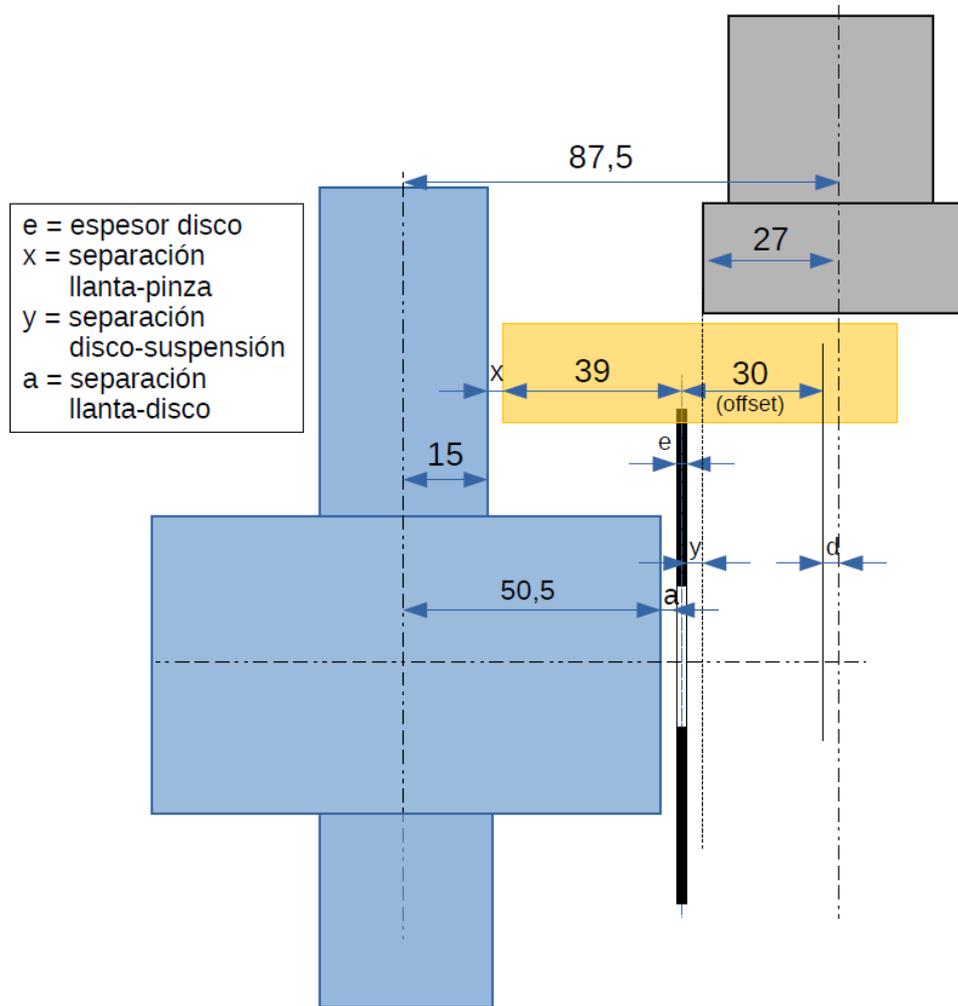
Por último, el eje se puede roscar en sus dos extremos o tan solo en uno. Apretando con dos tuercas se fijan tanto la llanta como las dos horquillas en el eje, y la rueda estaría preparada para hacer frente a fuerzas axiales que podrían surgir, por ejemplo, al pasar sobre un bache en una curva con la moto tumbada. Sin embargo, en realidad no hay necesidad de fijar las horquillas, solo con la llanta sería suficiente, porque el único elemento que sufriría esa fuerza axial sería la llanta. Si ocurriese lo contrario, es decir, si las horquillas estuviesen bajo la acción de una fuerza axial, su forma de trabajar sería indeseada, porque las horquillas no están diseñadas para aguantar esfuerzos a flexión, solo la compresión y tracción que estén en el eje de la horquilla.

### 1.6.2 Disco de freno delantero

El disco de freno delantero ha de ser una aleación de acero, y con una buena refrigeración, puesto que el piloto utiliza principalmente el freno delantero. Deberá ser del mayor diámetro posible para poder así conseguir un mayor par de frenada con la misma presión ejercida por la pinza. Este diámetro máximo está fijado por la propia pinza de freno delantero suministrada por la organización, siendo este de 320 mm. Además, la propia pinza requiere que el disco de freno delantero tenga un espesor mínimo de 4.5 mm y un espesor máximo de 5 mm. Por otra parte, existe una tolerancia de  $\pm 0,5$  mm en el posicionamiento del disco delantero (Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng, 2019).

El disco de freno delantero se puede fabricar en el taller de la universidad o se puede adquirir un componente comercial, que es lo que se ha hecho en las anteriores ediciones. En este caso el diseño del mismo sería acondicionado a las necesidades del equipo. El disco necesita 6 anclajes para los tornillos de M6 situados en una circunferencia de 80mm, separados por 60°.

Para analizar las posibles interferencias entre la pinza y la llanta y entre el disco y la suspensión se ha realizado un esquema del montaje de estos elementos. En el siguiente diagrama se han dibujado esquemáticamente la llanta delantera (azul), la pinza del freno delantero (amarillo), el disco de freno delantero, la parte inferior de la suspensión (gris) y los ejes principales del sistema (llanta, eje delantero y botella de la suspensión). Por un lado, tenemos la distancia entre el eje de la botella y el eje de simetría de la llanta (el plano central de la rueda o moto). Esta distancia está fijada por las tijas y es de 87.5 mm. Por otro lado, la pinza tiene un offset de 30 mm (Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng, 2019). El offset es la distancia desde los apoyos de la pinza y el plano central del disco de freno (o pastillas). Además, este modelo tiene una anchura de aproximadamente 39mm desde dicho plano hasta el extremo de la pinza. Finalmente está la llanta delantera, cuyos radios miden unos 30 mm de ancho y la distancia entre el plano central al plano de apoyo del disco es de 50.5mm. El espesor del disco es  $e$ , y depende de la elección del mismo.



*Ilustración 25: esquema del montaje del disco.*

Para evitar que la pinza colisione con los radios, es necesario un espacio entre ellos. Este espacio se ha denominado  $x$ . Por otro lado, la suspensión baja en las frenadas. La parte inferior de la suspensión es también la más ancha, de un diámetro de 54 mm, y se ha de asegurar que no impactará con el disco de freno. Para ello, la distancia desde el eje de la suspensión y la cara exterior del disco ha de ser mayor que 27 mm. Esta distancia se ha denominado  $y$ . A su vez se ha definido un parámetro llamado desvío ( $d$ ), para referirse a la distancia entre el eje de la suspensión y el plano de los tornillos de sujeción de la pinza. Por último, la variable  $a$  hace referencia a la separación necesaria entre la cara interna del disco y la llanta. Para conseguir la separación  $a$  se puede utilizar un disco plano y utilizar separadores de disco, o montar directamente un disco con la campana adecuada. La campana es la medida entre la cara de apoyo del disco y la cara interna donde presionan las pastillas.

Para evitar la interferencia entre la llanta y la pinza y entre el disco de freno y la suspensión  $x$  e  $y$  tienen que ser mayores que cero. Por otro lado, la separación entre el disco y la llanta tiene que ser igual o mayor que cero para que el montaje sea posible.

La separación entre la pinza ya la llanta se determina con la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 15 + x + 39 + 30 + d &= 87.5 \\
 x + d + 84 &= 87.5 \\
 x &= 3.5 - d
 \end{aligned} \tag{1}$$

La separación entre el disco de freno y la suspensión se define de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 27 + y + \frac{e}{2} &= 30 + d \\
 y &= 3 - \frac{e}{2} + d
 \end{aligned} \tag{2}$$

Por otro lado, la separación entre el disco y la llanta es:

$$\begin{aligned}
 50.5 + a + \frac{e}{2} + 30 + d &= 87.5 \\
 a &= 7 - \frac{e}{2} - d
 \end{aligned} \tag{3}$$

Observando las ecuaciones se puede deducir que el espesor del disco de freno debe ser la menor posible, para aumentar el espacio entre el disco y la suspensión. Por otro lado, un desvío positivo de la puntera reduce la separación entre la llanta y la pinza, pero aumenta la separación entre el disco y la suspensión. Por lo tanto, se ha de encontrar una medida para el desvío que proporcione un buen equilibrio entre las dos separaciones. Por último, de las ecuaciones se deduce que  $a$  es mayor que  $x$ , por lo que si  $x$  es mayor que cero  $a$  también lo será.

Hasta ahora siempre se ha adquirido discos de frenos comerciales, obteniendo buenos resultados. Se han analizado los productos del proveedor Galfer (Galfer, 2019). Dentro de su catálogo, en nuestro prototipo se podría utilizar alguno de los siguientes modelos:

*Tabla 1: discos de freno delanteros de Galfer.*

Disco	Espesor (mm)	N.º anclajes	Ø anclaje (mm)	Campana (mm)	Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Peso (kg)	Precio (€) (sin IVA)
DF870CW	4,5	6	80	0	300	64	1,17	204
DF472FLQ	5	6	80	0	300	64	1,386	225
DF552W	5	6	80	0	300	64	1,433	136,82
DF800CW	5	6	80	0	300	64	1,146	204
DF817CWD	5	6	80	0	320	64	1,358	204

Como se puede observar, la única opción válida es el disco plano, puesto que las opciones con campana tienen una campana demasiado grande ( $a_{min}=9.5$  mm) y ocurriría la colisión entre el disco y la suspensión. En el caso de optar por un disco estrecho, con un espesor de 4.5 mm, la única opción es el DF870CW, mientras que con un espesor de 5 mm las opciones son varias, siendo la más interesante la última, el disco DF817CWD, dado que es el de mayor diámetro exterior y el más ligero de ese espesor. Por otro lado, el disco estrecho es el más ligero de todos, con una diferencia de casi 0.2 kg, pero su diámetro exterior es menor, de 300 mm.

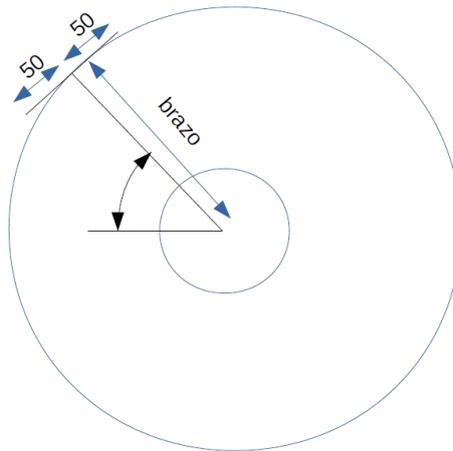
### 1.6.3 Puntera derecha

La puntera que se diseñe debe ser compatible con la pinza de freno delantero, la botella de la suspensión, la llanta delantera, el eje delantero y el disco de freno delantero. Se puede decir, por lo tanto, que es la pieza que más condiciona el diseño.

#### 1.6.3.1 Brazo de la puntera

Se define como brazo de la puntera la parte de la pieza que sujeta la pinza de freno. El brazo dispone de dos agujeros roscados para montar la pinza, y la une con la base de la puntera, la parte donde se aloja la suspensión y el eje delantero. La longitud de este brazo es función del diámetro del disco de freno que se escoja y las dimensiones de la pinza y pastillas de freno. Con la longitud de brazo adecuada, la curva superior de las pastillas coincide con el diámetro exterior del disco de freno. En la pinza proporcionada por la organización la distancia entre esa curva y la cara donde la pinza apoya en la puntera, es decir, en el brazo, es de 33 mm. Por lo tanto, el brazo de la puntera es igual a  $(\text{diámetro exterior del disco}) / 2 - 33$ .

La pieza trabaja principalmente a flexión, debido al esfuerzo que se genera en la frenada. Se podría pensar que un disco más grande provocaría un esfuerzo más grande en la base del brazo, porque se aumenta la distancia desde donde la pinza ejerce la fuerza respecto a la base. Sin embargo, este esfuerzo depende del momento de frenada. Por lo tanto, al utilizar un disco más grande la fuerza necesaria para conseguir ese momento de frenada es proporcionalmente menor. Esto es, la longitud del brazo no afecta en el momento flector que soporta la base.



*Ilustración 26: diagrama base del brazo de la puntera.*

Por otro lado, aumentando el ángulo dibujado en el diagrama superior, se mejora la forma de trabajar del brazo. El brazo se puede dividir en dos partes: el brazo del tornillo superior y el brazo del tornillo inferior. Aumentando ese ángulo, el esfuerzo en la parte superior de la base del brazo es menor, porque la distancia entre el agujero del tornillo y la base es menor. Esto beneficia al diseño porque la zona más crítica se encuentra allí, en la parte superior de la base del brazo. Por lo tanto, se reduce el esfuerzo más crítico. Sin embargo, no se puede aumentar en exceso este ángulo porque podría provocar colisiones entre la suspensión y la pinza o la propia puntera.

Observando la tabla de los discos de freno de Galfer, hay dos diámetros exteriores posibles, por lo que dos brazos de puntera posibles:

*Tabla 2: posibles brazos para la puntera.*

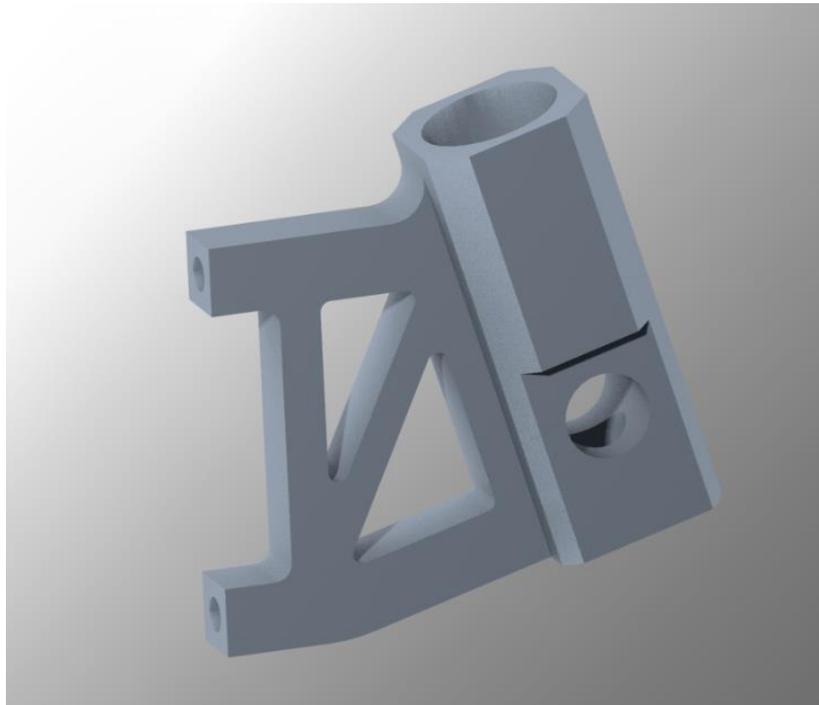
Ø exterior disco (mm)	Brazo (mm)
320	127
300	117

En lo que se refiere a la geometría del brazo, en muchos modelos de motos comerciales se observa que los brazos de las punteras tienen vaciados con nervios, normalmente por uno de los lados. El uso de los nervios mejora la resistencia de la pieza, pudiendo aligerarla más que sin utilizar los nervios. En el caso de las punteras comerciales, estos vaciados se obtienen en el proceso de inyección donde se consigue la geometría principal de la pieza. Un ejemplo de una puntera fabricada de esta manera es la puntera derecha de la horquilla de la suspensión delantera de Andreani MHS.



*Ilustración 27: puntera derecha de la horquilla de la suspensión delantera de Andreani MHS.*

Sin embargo, en nuestro caso solo se van a fabricar unas pocas unidades, por lo que esos vaciados habría que mecanizarlos. Esto conllevaría un alto tiempo de mecanizado. Para reducirlo, los vaciados pueden ser pasantes, por lo que si se partiese de una preforma obtenida por corte por agua solo habría que perfilar los agujeros pasantes. Por ejemplo, la puntera derecha del prototipo de 2016 se diseñó de esa manera, con vaciados pasantes. En este caso no se perfiló la pieza obtenida por el corte por agua debido a que por aquel entonces no se disponía de maquinaria adecuada para realizar una operación de perfilado.



*Ilustración 28: puntera derecha de la edición de 2016.*

#### *1.6.3.2 Desvío de la puntera*

Otra de las variables a definir en el diseño de la puntera es el desvío de la misma, el valor que se definió en el apartado anterior, en las alternativas del disco de freno delantero. Este valor se consigue aplicando las ecuaciones de dicha sección, una vez escogidos las separaciones  $x$  e  $y$ .

#### *1.6.3.3 Soporte del guardabarros*

Para terminar con los componentes que se montan en la pinza falta el guardabarros, que necesita dos agujeros para colocar los tornillos, como se indicó en los requerimientos. Se valora utilizar dos orejetas para este fin. Dichas orejetas pueden estar soldadas a la puntera o pueden ser mecanizadas del tocho o preforma inicial de la puntera. En caso de que sean soldadas, esta soldadura se deberá de realizar antes del alojamiento de la horquilla de la suspensión delantera, porque si no podría deformar la rosca y estropear el trabajo anterior.

#### *1.6.3.4 Alternativas de material para la puntera*

En cuanto al material que se puede utilizar para fabricar la puntera derecha, se valoran los tres metales más usados en la industria: el acero, el titanio y el aluminio. Cada uno de estos materiales tiene múltiples aleaciones con propiedades diferentes (Zuza, 2017), por lo que hay que analizar cada material.

#### 1.6.3.4.1 Acero

El acero es el material más utilizado a nivel industrial, es el más barato de las tres opciones, pero también es el más pesado, con una densidad de  $7950 \text{ kg/m}^3$ . Asimismo, es el más rígido de las tres, con un módulo de Young de aproximadamente 200 GPa. Por otro lado, su resistencia es muy buena, y tiene una elevada resistencia a fatiga. Además, ofrece una soldabilidad muy buena, junto con una buena maquinabilidad, siempre que se mecanice antes de recibir un tratamiento térmico.

Por último, el acero carece de la resistencia a corrosión. Para evitar la oxidación de la puntera sería necesario una capa de pintura que incrementaría su peso o utilizar una aleación de acero inoxidable. No obstante, la dureza del acero inoxidable es mayor y mecanizarlo requiere más tiempo y recursos.

#### 1.6.3.4.2 Titanio

Por su parte, el titanio tiene la mayor resistencia específica (la relación entre la resistencia y la densidad) de los tres metales presentados. Su densidad es de  $4500 \text{ kg/m}^3$ , y ofrece una resistencia parecida a los aceros comerciales, con un módulo de Young de 105 GPa. Además, tiene una alta resistencia a fatiga, tal y como sucede con el acero. Por ejemplo, la aleación de titanio Ti-6Al-4V, tiene una resistencia a fatiga de 510 MPa para 10000000 en el caso de no tener entalladuras y 240MPa con un factor de concentración de tensiones de 3.3 (Matweb, 2020). Asimismo, su resistencia a la corrosión es elevada, por lo que no es necesario utilizar recubrimientos superficiales.

Sin embargo, es el material más caro de los tres con diferencia. Además, aunque no sea tan duro como algunas aleaciones tratadas, al no conducir bien el calor es más difícil de mecanizar. Por otro lado, al realizar soldaduras pueden suceder inconvenientes si el material no se enfría adecuadamente, presentando uniones defectuosas.

#### 1.6.3.4.3 Aluminio

Por último, está el aluminio. Este material es el más endeble de las tres, con las peores propiedades mecánicas. Es la menos rígida con un módulo de Young de aproximadamente 70 GPa, un tercio del acero, su resistencia es la más baja, y tiene menor resistencia a fatiga. Sin embargo, es un material muy utilizado en la industria automovilística y en este prototipo en concreto la mayoría de las piezas se fabrican a partir de este material.

La ventaja principal del aluminio es su baja densidad, alrededor de  $2700 \text{ kg/m}^3$ , el tercio del acero. Por lo tanto, su resistencia específica es muy parecida a la del acero. Además, actualmente se han desarrollado aleaciones de aluminio tratadas casi tan resistentes como el acero. Por otro lado, posee una gran resistencia a la corrosión. Esta capacidad es debido a que el aluminio, en contacto con la atmósfera, se oxida fácilmente. No obstante, al oxidarse se genera una capa fina de alúmina que protege el aluminio del interior.

Por otro lado, las diferentes aleaciones de aluminio tienen propiedades mecánicas muy diferentes en lo que se refiere a la resistencia, maquinabilidad y soldabilidad. De hecho, no existe una aleación ideal que tenga las tres propiedades. Por lo tanto, para escoger entre las diferentes aleaciones de aluminio, se deben analizar sus diferentes propiedades. La capacidad de resistencia, especialmente la de fatiga, es seguramente la propiedad más importante para observar porque las cargas que soporta la puntera son variables. A continuación, la maquinabilidad de la aleación, ya que la pieza se conseguirá a través de un proceso de mecanizado. Por último, está la soldabilidad del material, importante en caso de que se decante por la opción de soldar las orejetas para el guardabarros. Por otro lado, una buena soldabilidad puede facilitar reparaciones en caso de que sean necesarias.

Las aleaciones de aluminio se distinguen principalmente en siete series dependiendo de su elemento químico aleante principal.

- Serie 1000: aluminio de alta pureza (99.5-99.99%). Tiene una buena resistencia a la corrosión, es soldable y un buen conductor térmico y eléctrico. Sin embargo, su resistencia mecánica es pequeña.
- Serie 2000: su aleante más importante es el cobre, entre el 0.5% y el 10%. Su soldabilidad y la resistencia a la corrosión son malas, pero tiene una resistencia mecánica alta. Sin embargo, su maleabilidad es mediocre y se utiliza más en la forja. Una variante es el duraluminio, con la adición del magnesio, cuya resistencia mecánica es mayor. Con el níquel se consigue una buena resistencia a altas temperaturas.
- Serie 3000: su aleante principal es el manganeso, que le confiere una buena trabajabilidad, capacidad de conformación, resistencia a la corrosión y buen comportamiento a bajas temperaturas. No obstante, su resistencia mecánica es modesta, incluso endureciéndolo por deformación.

- Serie 4000: está basada en el silicio, que le proporciona una buena fluidez al aluminio y reduce su contracción al solidificarse (bajo coeficiente de dilatación), lo que le da una moldeabilidad excelente. Por otro lado, la dureza del silicio le dota de una buena resistencia al desgaste. Sin embargo, el silicio, al ser abrasivo, lo convierte en una aleación difícil de mecanizar.
- Serie 5000: es el aluminio aleado con el magnesio, entre el 0.5% y 5%. Se obtienen las mejores prestaciones mecánicas cuando el contenido del Mg es mayor que el 2.5%. No obstante, esta aleación no se puede tratar y solamente se pueden endurecer por deformación en frío. Por otra parte, dentro de la familia del aluminio, tiene la mejor resistencia a la corrosión. Además, tanto su soldabilidad como su conformabilidad son buenas.
- Serie 6000: se consigue mediante precipitaciones de  $Mg_2Si$ . Al utilizar los aleantes principales de las series 4000 y 5000, se consiguen las propiedades de estas, pero en menor medida. Esto le dota de características mecánicas medias, ausencia de corrosión bajo tensión, buen comportamiento a bajas temperaturas y una modesta resistencia en altas temperaturas. Por otro lado, se puede tratar térmicamente.
- Serie 7000: está aleado principalmente con Zinc, pero añadiendo magnesio se consigue que la aleación sea térmicamente tratable. Se caracteriza por su buena resistencia mecánica y maquinabilidad. La presencia de cobre mejora sus capacidades mecánicas, pero reduce considerablemente su soldabilidad.
- Serie 8000: esta serie se puede dividir en dos familias dependiendo de su aleante principal. Por un lado, aleado con estaño, se obtienen una buena resistencia a fatiga, un buen par de rozamiento, buena resistencia a corrosión especialmente en aceite caliente y una buena resistencia a la abrasión o grietas por cavitación. Por otro lado, si se utiliza el litio, se consigue una baja densidad, lo que supone buenas propiedades mecánicas específicas.

A continuación, se ha elaborado una tabla con las principales características mecánicas de las principales aleaciones de las series 2000, 5000, 6000 y 7000. La maquinabilidad se ofrece en porcentaje, en una escala de 0 a 100 de las aleaciones de aluminio. La resistencia a fatiga proporcionada es la obtenida en ensayos de Moore, para una vida útil de  $5 \times 10^8$  ciclos. La soldabilidad hace referencia a la capacidad de la aleación para ser soldado mediante soldadura TIG. Los dos primeros datos se han obtenido de Matweb, (Matweb, 2020), mientras que la soldabilidad es característica de la familia.

*Tabla 3: propiedades de diferentes aleaciones de aluminio.*

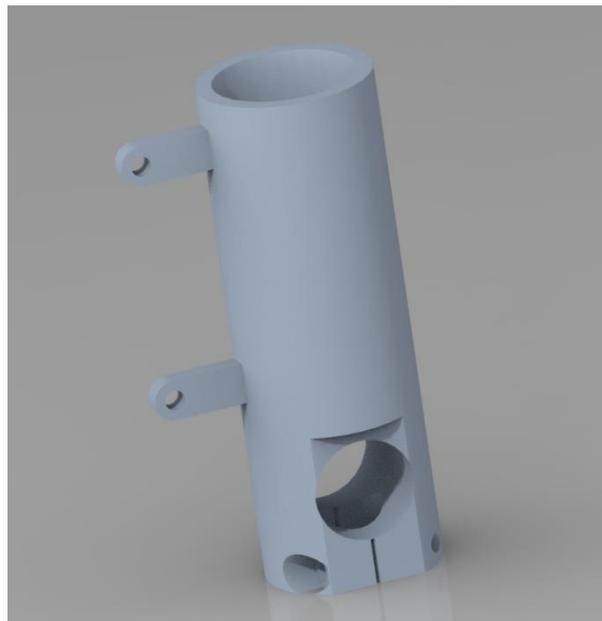
Aleación	Maquinabilidad (%)	Resistencia a fatiga (MPa)	Soldabilidad
2014-T6	70	124	Mala
2017-T4	70	124	Mala
2024-T3	70	138	Mala
2024-T4	70	138	Mala
2124-T851	70	125	Mala
2029-T81	30	103	Mala
5052-0	30	110	Excelente
5052-H38	50	138	Excelente
5083-0	30	150	Excelente
5083-H116	30	159	Excelente
5086-0	30	145	Excelente
5086-H116	30	150	Excelente
6061-T4	50	96.5	Buena
6061-T6	50	96.5	Buena
6063-0	30	55.2	Buena
6063-T6	50	68.9	Buena
7075-T6	70	159	Mala
7075-T73	70	150	Mala
7178-T6	70	150	Mala

#### 1.6.4 Puntera izquierda

En este caso no hay necesidad de una puntera nueva, dado que la puntera izquierda original de Andreani cumple con los requerimientos. Sin embargo, el alojamiento del eje delantero de esta pieza es de 20 mm de diámetro, por lo que sería necesario el cambio de sección mencionado anteriormente. Para evitarlo, se podría fabricar una puntera izquierda con un alojamiento para el eje delantero de 25 mm.

Como sucede con la otra puntera, esta también necesita una operación en el torno CNC para poder producir la rosca de M35x1. Además, el eje de la botella y el eje delantero de la rueda, es decir, el alojamiento del eje delantero, tienen que ser perpendiculares.

Por otro lado, el guardabarros de la rueda delantera también se ancla en la puntera izquierda, por lo que esta necesita disponer de dos salientes u otras soluciones donde se pudiesen poner los dos tornillos para colocar el guardabarros. Para ello se ha planteado utilizar dos orejetas. Estas pueden ser mecanizadas, como en la puntera derecha, o se podrían soldar antes de realizar las operaciones de los alojamientos de la botella y eje delantero. En el segundo caso, al utilizar una soldadura, no se puede utilizar el aluminio 7075. En su lugar se puede utilizar un aluminio soldable, como el 5083. Además, al no haber pinza de freno, las cargas que debe soportar la puntera izquierda son menores que las de la puntera derecha, por lo que aunque la resistencia de este material sea menor, no debería de haber problemas. Por otra parte, en este caso la fabricación del agujero de la botella es más sencillo porque la pieza puede ser revolución, sin el brazo que soporta la pinza. Por lo tanto, se podría tornearse el agujero con un cilindrado de interiores y, posteriormente, roscarlo.



*Ilustración 29: posible puntera izquierda.*

Una posible solución que cumple con los requisitos es la que se muestra en la ilustración superior. En esta alternativa se ha planteado realizar dos rebajes planos para el apoyo de la tuerca de sujeción y el casquillo separador del eje delantero.

## 1.7 Análisis de riesgos

Para determinar y predecir los posibles riesgos que pueden surgir en este proyecto, se va a realizar un análisis modal de fallos y efectos (AMFE). Estos fallos pueden ser originados en el diseño o en la fabricación de los componentes. Para cada uno de los fallos se precisa como puede suceder, y qué efecto puede conllevar. Asimismo, se establecen las medidas de ensayo y control para poder identificar estos fallos.

Para analizar la importancia de cada fallo, se utiliza el indicador IPR, el número de prioridad de fallo. Este número se calcula mediante el producto de tres factores: nivel de ocurrencia (O), nivel de gravedad (G) y nivel de detección (D). La ocurrencia significa la frecuencia con la que puede suceder el modo de fallo que se está analizando, la gravedad es el índice de repercusión del fallo y la detección es el nivel de dificultad con la que se puede encontrarlo. A cada uno de estos factores se le asigna un valor de 1 y 10, siendo 1 el más favorable y 10 el menos favorable. Por ejemplo, un fallo que pueda suceder a menudo, que afecte de una manera importante y que sea difícil de encontrar, tendría un IPR de 1000 ( $O=10$ ,  $G=10$ ,  $D=10$ ).

Por último, se exponen las acciones correctoras para evitar o prevenir dichos fallos.

El AMFE se ha dividido por componentes para que sea más sencillo de interpretar. Se han analizado los siguientes componentes:

- Eje delantero
- Puntera derecha
- Puntera izquierda

### 1.7.1 Eje delantero

En el eje delantero el fallo más relevante es la rotura del eje por falta de resistencia, porque en este caso sería imposible circular y provocaría una caída. Esta rotura puede suceder debido a la propagación de una grieta, puesto que el eje delantero trabaja a fatiga, y tiene cambios bruscos de diámetro (1 o 2, según el diseño) que provocan concentraciones de tensión. La creación y propagación de esta grieta puede ser a causa de una insuficiente resistencia mecánica del eje delantero. Esta falta puede ser causado por los siguientes factores:

- La resistencia del eje puede ser insuficiente si las cargas de diseño son inferiores a las reales. Por lo tanto, es imprescindible realizar un estudio adecuado de la mecánica del eje para conocer las solicitaciones.
- Un dimensionado insuficiente reduce la inercia del eje, aumentando las tensiones que debe soportar. Mediante análisis MEF o aplicando la teoría de resistencia de materiales se pueden obtener estas tensiones, y, en caso de que sean altas se debe rediseñar el eje.
- Interpretar de manera errónea los resultados de los análisis MEF que se realizarán y aplicar incorrectamente los distintos coeficientes de fatiga, conlleva calcular una resistencia incorrecta, que puede ser muy diferente a la real.
- Las propiedades del material afectan enormemente a la resistencia del eje, por lo que se deben estudiar correctamente y, si es necesario, cambiar el material del eje delantero por uno más resistente.

Por otra parte, si el eje no es muy rígido, ya sea porque el material sea demasiado elástico o la inercia es pequeña por el dimensionamiento, se puede deformar excesivamente. Esto empeora la conducción y puede crearle inseguridad al piloto.

En lo que se refiere al montaje del eje, para los rodamientos se debe utilizar la tolerancia recomendada por el fabricante (SKF). En la acotación del eje se ha de corroborar que el diámetro es el adecuado. Por otro lado, este fallo se puede crear por una mala fabricación del eje, que se detecta en la medición del control de calidad. En este caso se debe corregir el proceso de mecanizado y se tratará de corregir la pieza. Por otro lado, en el montaje puede aparecer una holgura axial si las longitudes del eje son incorrectas y los cambios de diámetro no funcionan bien como topes. En el montaje CAD se puede detectar este fallo para poder corregir las dimensiones. Sin embargo, también puede crearse por una mala fabricación. En este caso se debe revisar el proceso de fabricación.

Por último, una mala elección de las herramientas o parámetros de corte puede causar un acabado defectuoso, que se detecta en el control de calidad del torneado. Si la calidad es insuficiente, se deben corregir los parámetros de corte del proceso de mecanizado.

Tabla 4: AMFE eje delantero.

Pieza	N.º fallo	Fallos potenciales			Estado actual				Acción correctora	
		Modo de fallo	Efectos	Causas	Medidas de ensayo y control	O	G	D		IPR
Eje delantero	1.1	Resistencia insuficiente	Rotura del eje	Caracterización de fuerzas incorrecta	Estudio adecuado del funcionamiento y las solicitaciones	2	10	4	80	Estudio adecuado de la mecánica
				Dimensionamiento inadecuado	Análisis mediante método de elementos finitos	2	10	2	40	Rediseñar/revisar
				Mala interpretación de los resultados	Análisis mediante método de elementos finitos	2	10	4	80	Estudio adecuado de la mecánica
				Mala elección del material	Estudiar las propiedades del material y su comportamiento a fatiga	2	10	4	80	Cambiar material
	1.2	Rigidez insuficiente	Deformación excesiva	Mala elección del material	Estudiar las propiedades del material	2	8	3	48	Cambiar material
				Mal dimensionamiento	Análisis mediante método de elementos finitos	2	8	2	32	Rediseñar/revisar
	1.3	Montaje inadecuado	Juego en los rodamientos	Mal dimensionamiento	Montaje del conjunto CAD/Acotar	3	9	3	81	Corregir los diámetros y el apriete/juego
				Fabricación incorrecta	Control de calidad	4	9	2	72	Reparar/volver a fabricar
			Holgura axial en el eje	Mal dimensionamiento	Montaje del conjunto CAD	2	9	2	36	Rediseñar
				Fabricación incorrecta	Control de calidad	3	9	2	54	Reparar/volver a fabricar
1.4	Mala calidad	Acabado defectuoso	Mala elección de los parámetros de corte o herramientas	Control de calidad	3	5	2	30	Cambiar parámetros	

### 1.7.2 Puntera derecha

En primer lugar, se clasifican los fallos que están relacionados con los cálculos de la puntera. Tal y como sucede en el eje delantero, el fallo más grave vuelve a ser la rotura de la puntera, provocada por una falta de resistencia mecánica de la misma. Las razones, formas de encontrarlos y corregirlos son las mismas que en el eje delantero, y se debe realizar un seguimiento para asegurar que no aparecen grietas superficiales en las zonas críticas. Por otro lado, en esta pieza se debe asegurar que no va a haber problemas de vibraciones indeseadas en la frenada. Para ello, se debe asegurar que las frecuencias de los modos de vibración que interesen sean lo suficientemente altas como para que las vibraciones no afecten en la realidad. Por último, las deformaciones de la puntera pueden empeorar la frenada, por lo que se hará un análisis MEF para calcular las deformaciones de la puntera. Si el problema está en el material se buscará un material más rígido, pero también se puede cambiar el diseño de la puntera para reducir las deformaciones.

En segundo lugar, están los fallos de la geometría que pueden originarse en el diseño o en la fabricación. Estas se pueden identificar mediante el montaje del conjunto (CAD) o en el control de calidad del proceso de fabricación. En el primero de los casos se cambiará el diseño para evitar el fallo, mientras que en el segundo se variará el proceso de fabricación. Estos fallos geométricos son los siguientes:

- Brazo insuficiente: el disco excede la zona de las pastillas de la pinza y no puede montarse al interferir el disco con un resalte interior de la pinza. En este caso se utilizarían casquillos o arandelas para aumentar el brazo.
- Brazo excesivo: el montaje es posible, pero la frenada se empeora porque las pastillas contactan con menos superficie.
- Interaxis inadecuado: basta decir que la puntera derecha es para conseguir que esta dimensión sea la de la pinza, porque si no, no se puede montar. Además, conviene que la línea perpendicular al punto medio del interaxis pase por el eje del eje delantero.
- Desvío: un mal desvío de la puntera puede provocar interferencias entre la llanta y la pinza o la suspensión y el disco, por lo que no se podría circular.
- Rosca defectuosa: una mala rosca imposibilita el montaje de la botella.

- Montaje inadecuado del eje delantero: este fallo se origina en la falta de perpendicularidad entre el alojamiento del eje delantero y el agujero de la botella. Este error provocaría que el eje delantero no fuese paralelo al suelo, empeorando la conducción. Además, las horquillas de la suspensión delantera no trabajarían bien debido a la fuerza lateral que surgiría en la base de la puntera. Por otro lado, si estos dos ejes no se cortan, para que la motocicleta circule en línea recta manillar debe estar ligeramente girado.

Tabla 5: AMFE puntera derecha (1).

Pieza	N.º fallo	Fallos potenciales			Estado actual				Acción correctora	
		Modo de fallo	Efectos	Causas	Medidas de ensayo y control	O	G	D		IPR
Puntera derecha	2.1	Resistencia insuficiente	Rotura de la pieza	Caracterización de las fuerzas incorrecta	Estudio adecuado del funcionamiento y las solicitaciones	3	10	3	90	Estudio adecuado de la mecánica
				Dimensionamiento inadecuado	Análisis mediante método de elementos finitos	3	10	2	60	Rediseñar/revisar
				Mala interpretación de los resultados	Análisis mediante método de elementos finitos	3	10	3	90	Estudio adecuado de la mecánica
				Mala elección del material	Estudiar las propiedades del material	2	10	4	80	Cambiar material
	2.2	Rigidez insuficiente	Deformación excesiva	Mal dimensionamiento	Análisis mediante método de elementos finitos	3	8	2	48	Rediseñar/revisar
				Mala elección del material	Estudiar las propiedades del material	2	8	2	32	Cambiar material
				Mala interpretación de los resultados	Análisis mediante método de elementos finitos	4	8	3	96	Estudio adecuado de la mecánica
	2.3	Vibraciones indeseadas	Mal frenado	Frecuencia baja del modo de vibración	Análisis modal	3	8	3	72	Estudio adecuado de la mecánica

Tabla 6: AMFE puntera derecha (2).

Pieza	N.º fallo	Fallos potenciales			Estado actual				Acción correctora	
		Modo de fallo	Efectos	Causas	Medidas de ensayo y control	O	G	D		IPR
Puntera derecha	2.4	Roscado defectuoso	No se puede montar la botella	Mala fabricación	Control de calidad	5	10	2	100	Cambiar los parámetros de fabricación
	2.5	Montaje inadecuado del eje	Perdida de potencia y manejabilidad	Falta de perpendicularidad entre ejes	Control de calidad	5	9	2	90	Modificar la fabricación
			La suspensión trabaja mal	Falta de perpendicularidad entre ejes	Control de calidad	5	9	2	90	Modificar la fabricación
	2.6	Interferencia entre pinza y llanta o suspensión y disco	No se puede circular	Desvío incorrecto	Montaje del conjunto CAD	4	10	1	40	Modificar el desvío
	2.7	Interaxis inadecuado	No se puede montar la pinza	Mal diseño	Montaje del conjunto CAD	4	10	1	40	Rediseñar/revisar
				Mala fabricación	Control de calidad	3	10	2	60	Modificar la fabricación
	2.8	Brazo excesivo	Mal montaje de la pinza y disco	Mal dimensionamiento	Montaje del conjunto CAD	2	5	2	20	Rediseñar/revisar
				Mala fabricación	Control de calidad	3	5	3	45	Modificar la fabricación
	2.9	Brazo insuficiente	No se pueden montar el disco y la pinza	Mal diseño	Montaje del conjunto CAD	2	6	2	24	Rediseñar/revisar
				Mala fabricación	Control de calidad	3	6	3	63	Modificar la fabricación
2.10	Mala calidad	Acabado defectuoso	Mala elección de los parámetros	Control de calidad	5	2	2	20	Modificar la fabricación	

### 1.7.3 Puntera izquierda

En lo que se refiere a la parte de la fabricación y montaje, la puntera izquierda es similar a la derecha, pero los fallos potenciales son menos al no tener el soporte para la pinza. Se repiten los fallos del montaje del eje, la holgura axial por dimensiones incorrectas y el roscado defectuoso. En este último también se contempla el efecto de la soldadura en la rosca (también afecta al alojamiento de la botella, pues puede deformarlo). Para evitar este fallo potencial, se debe soldar antes que roscar o no utilizar soldaduras, porque si se soldase al final, la pieza no serviría y habría que fabricar una nueva.

Por otro lado, existe el fallo potencial de la rotura de la pieza debido a una insuficiente resistencia mecánica. Para minimizar este riesgo se propone utilizar los espesores de la puntera izquierda original de la horquilla de la suspensión delantera de Andreani.



## 1.8 Descripción de la solución propuesta

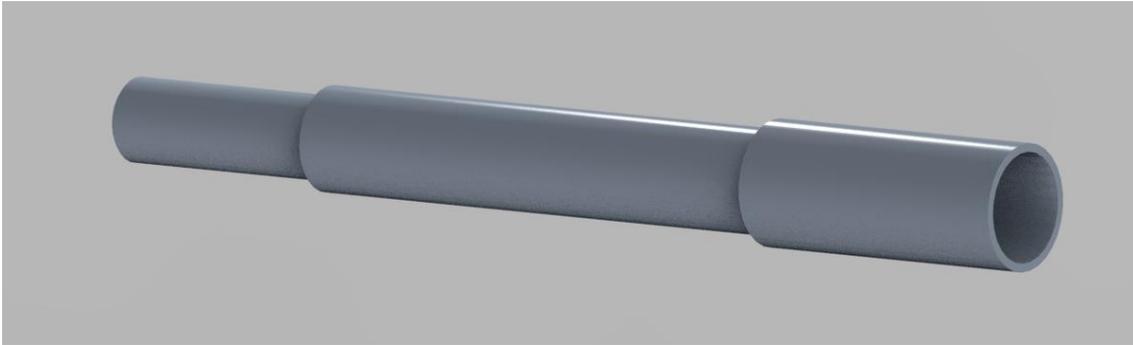
En este apartado se describe la solución final de los elementos diseñados. Los diseños preliminares y la optimización se explicarán en la sección denominada Metodología, acompañados con sus respectivos cálculos, resultados y análisis. Los planos de los diseños se encuentran en los anexos correspondientes.

### 1.8.1 Puntera izquierda

En primer lugar, se ha decidido que no se fabricará una puntera izquierda para este prototipo. La razón principal fue el tiempo, debido al tiempo de mecanizado de la propia pieza y porque se desea terminar el prototipo lo antes posible. También se ha tenido en cuenta la previsible necesidad del equipo de las máquinas de mecanizado para fabricar las otras piezas del prototipo. Por lo tanto, se va a utilizar la puntera izquierda original de la horquilla de la suspensión delantera de Andreani MHS.

### 1.8.2 Eje delantero

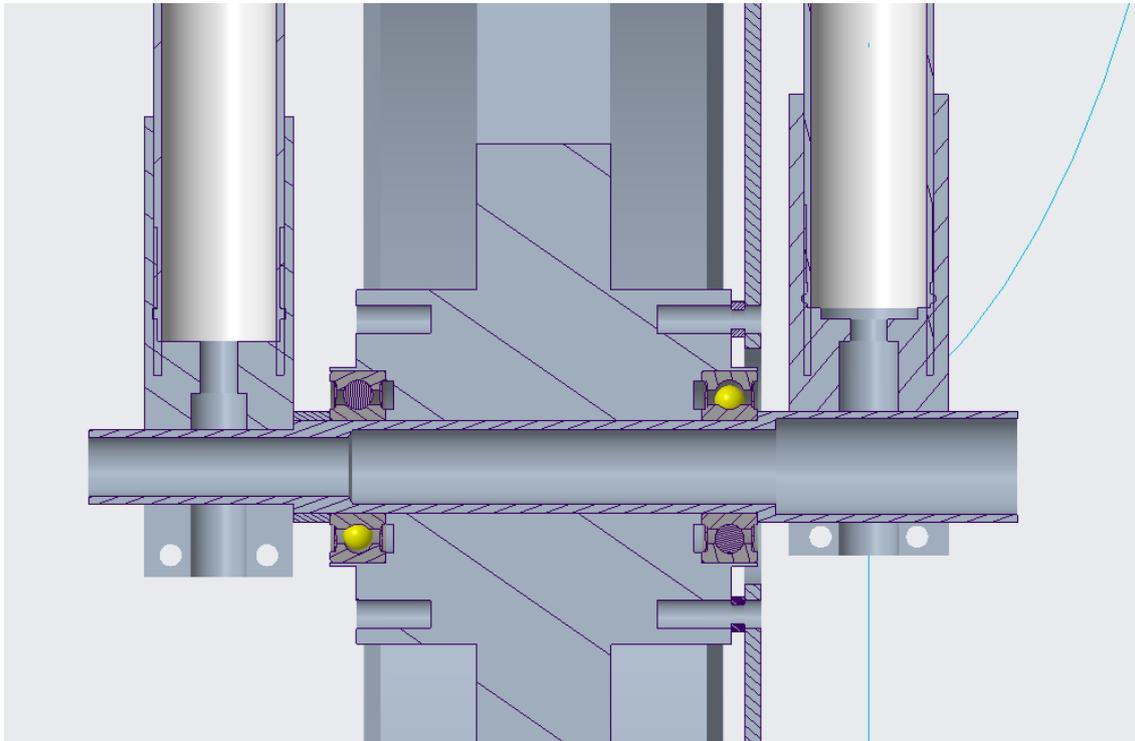
A continuación, se ha diseñado el eje delantero. Como se montará la puntera izquierda de Andreani MHS, el diámetro del alojamiento para el eje es de 20 mm, por lo que será necesario realizar dos cambios de sección, tal y como se explicó en las alternativas. En compensación, el diámetro interior será de 16 mm, por lo que será posible fabricarlo a partir de una barra perforada, dado que este es el diámetro interior más pequeño de los catálogos de los fabricantes (el siguiente es de 20 mm). El diámetro exterior de la parte central está determinado por los rodamientos de la llanta delantera, siendo esta de 25 mm con una tolerancia j6. Asimismo, el diámetro interior de esta parte central va a ser de 20 mm, que se consigue con un taladrado. La longitud de este taladrado está limitado por la longitud útil de la broca, de 135 mm. Por otro lado, en la parte donde se aloja la puntera derecha se va a utilizar un diámetro exterior de 30 mm. Este es el mayor diámetro que permite el rodamiento 6205 2RSH y de esta manera se busca optimizar la sección del eje, dado que trabaja flexión. El diámetro interior de esta zona será de 26 mm, que se obtendrá con un cilindrado interior.



*Ilustración 30: eje delantero.*

En lo que se refiere al material, este eje será de acero inoxidable, de la aleación S355J2H, con una tensión de rotura de 470-630 MPa, una tensión de fluencia mínima de 355 MPa y con un módulo de Young es de 200 GPa (SteelGr, 2019). Se ha elegido este material por su elevada resistencia y la experiencia del equipo con este material, obteniendo siempre resultados satisfactorios. Además, es un material habitual entre los proveedores de la zona.

Por último, para el montaje del eje delantero se utilizará una tuerca de sujeción KM4, que se montará en la parte izquierda del eje. Por lo tanto, la puntera derecha no necesita ninguna cara plana para que apoye una tuerca o un casquillo. Por otro lado, se utilizará un casquillo de aluminio de 10 mm de longitud, con un diámetro interior de 25 mm y exterior de 30 mm, para limitar el movimiento lateral de la llanta delantera. De esta manera, el movimiento axial de la llanta queda totalmente restringido y la suspensión delantera trabaja a compresión.



*Ilustración 31: montaje del eje delantero (visto trasera de la sección del plano de los ejes de la horquilla).*

### 1.8.3 Disco de freno delantero

El disco más ligero de las opciones que ofrece Galfer es también el más estrecho, de 4.5 mm, factor que aumenta las separaciones del montaje del tren delantero inferior. La única opción disponible de este espesor es el disco de freno delantero DF870CW, con un diámetro exterior de 300 mm. Por lo tanto, el brazo de la puntera ha de ser de:

$$300/2 - 33 = 117\text{mm}.$$

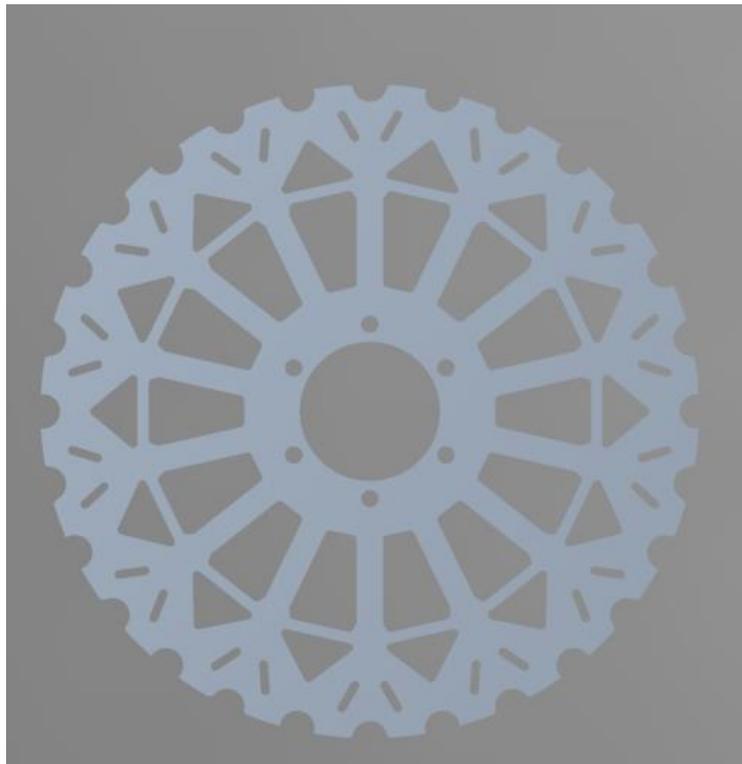
Por otro lado, este disco necesita un separador para poder montarlo. Para determinar la separación primero se deben escoger las separaciones entre el disco y la suspensión y entre la llanta y la pinza. Las ecuaciones que se tienen que cumplir son las (1),(2) y (3):

$$x = 3.5 - d \tag{1}$$

$$y = 3 - \frac{4.5}{2} + d \tag{2}$$

$$a = 7 - \frac{4.5}{2} - d \tag{3}$$

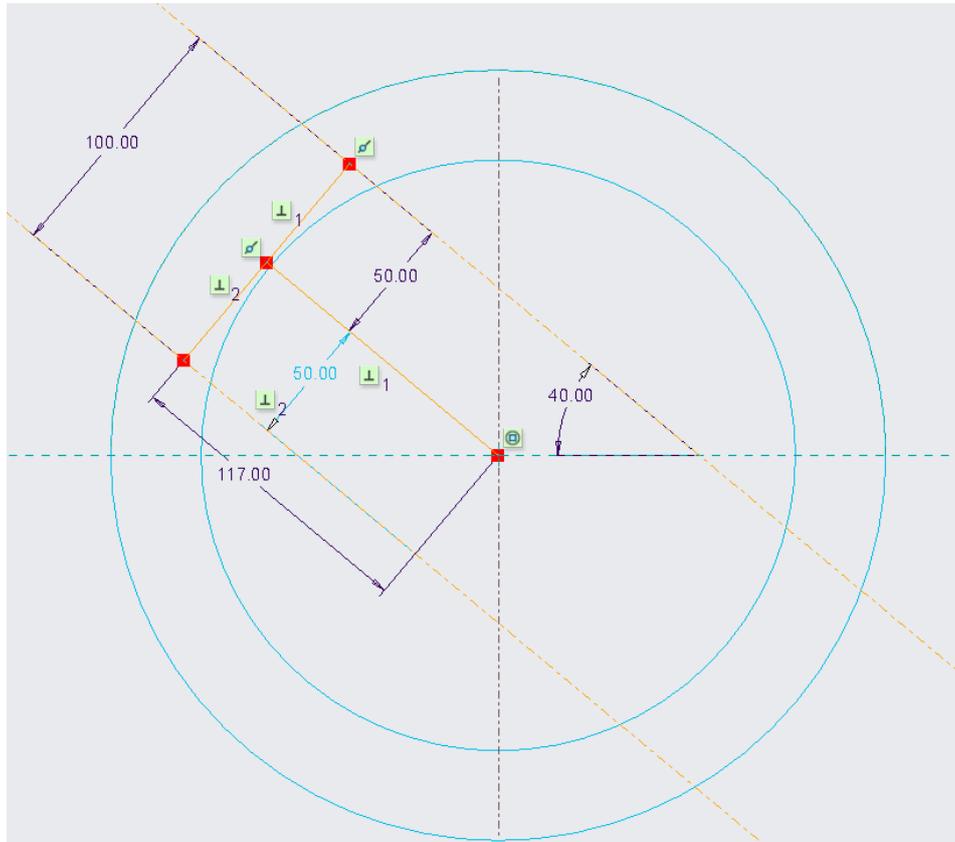
Como se observa, son tres ecuaciones y cuatro incógnitas. Para determinar la solución se ha escogido primero la separación entre el disco y la suspensión,  $y$ , de 2 mm. De ahí se obtiene que  $d$ , el desvío de la puntera, es de 1.25 mm, que  $x$ , la separación entre la llanta y la pinza, es de 2.25 mm y que  $\alpha$ , la separación entre la llanta y el disco es de 3.5 mm. Para conseguir esta separación se utilizan 6 casquillos de esa longitud, de un diámetro interior de 6 mm y exterior de 10 mm. Con estos valores se obtiene un buen equilibrio entre las separaciones  $x$  e  $y$ .



*Ilustración 32: modelo CAD del disco de freno delantero.*

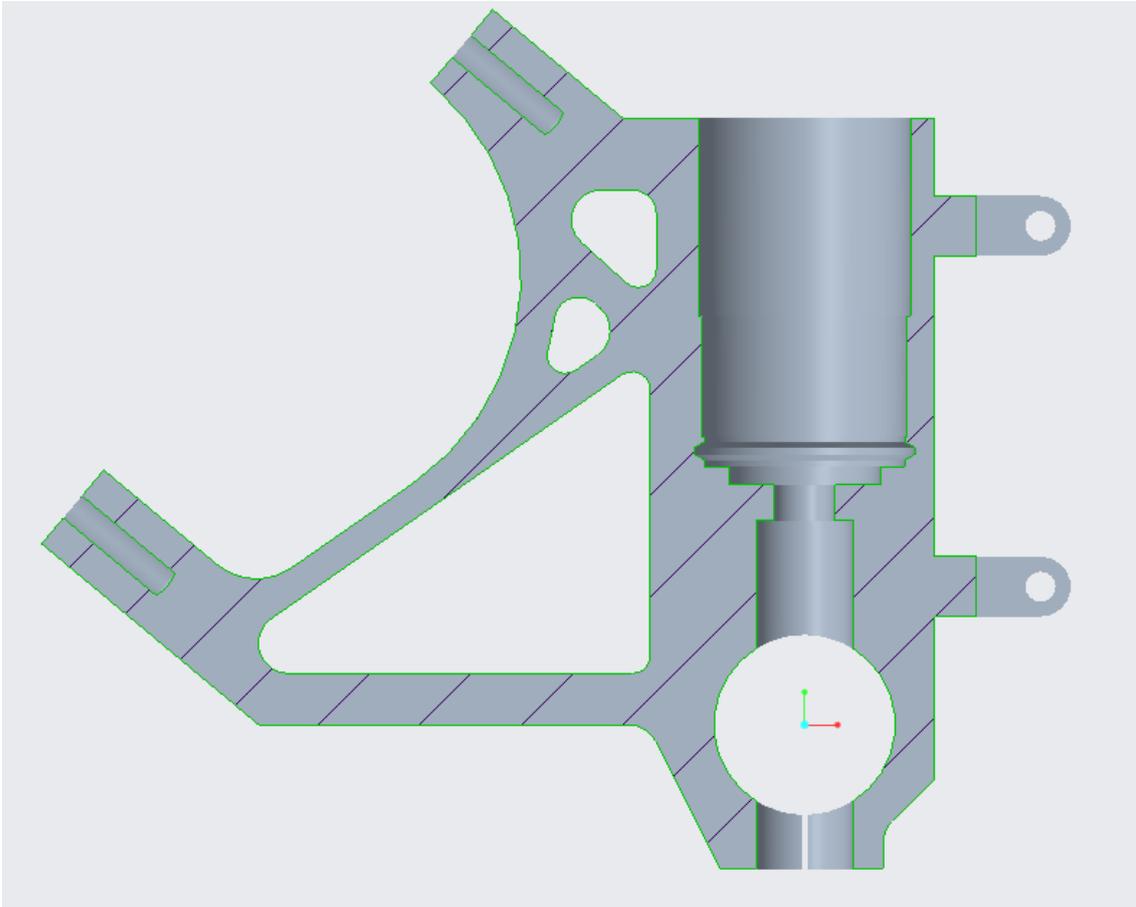
#### 1.8.4 Puntera derecha

Debido a las elecciones anteriores, se han determinado tanto la longitud del brazo de la puntera, así como el desvío y el tamaño del alojamiento del eje delantero. En la ilustración 33 se muestra el esquema base de la puntera, donde se pueden observar el brazo, el interaxis y el ángulo del brazo de la puntera, siendo esta última de  $40^\circ$ . A partir de este esquema base se ha diseñado la puntera final, con un desvío de 1.25 mm.



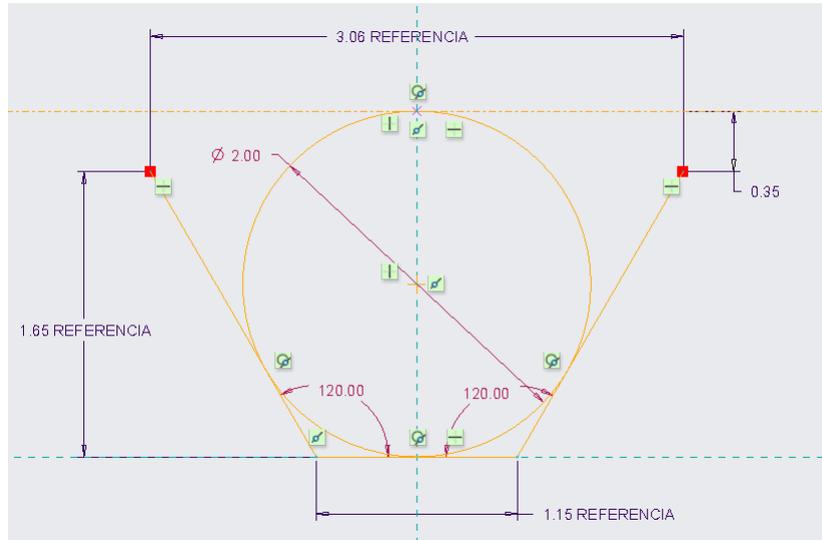
*Ilustración 33: esquema base de la puntera.*

Se ha diseñado el alojamiento de la botella de la suspensión utilizando las medidas obtenidas en la puntera original de Andreani. Como muestra la ilustración 34, la parte superior es circular, de diámetro 35 mm, con una profundidad de 33 mm. A continuación, se sitúa la parte roscada, de M35x100 y 19 mm de longitud. Después, se encuentra una zona cilíndrica de 33 mm de diámetro, donde se alberga la ranura de la junta tórica, que llega hasta una profundidad de 58 mm, medido desde arriba. Por último, está el alojamiento circular para el cartucho de la suspensión, de 26mm de diámetro y 3 mm de profundidad.



*Ilustración 34: corte de la puntera por el plano medio.*

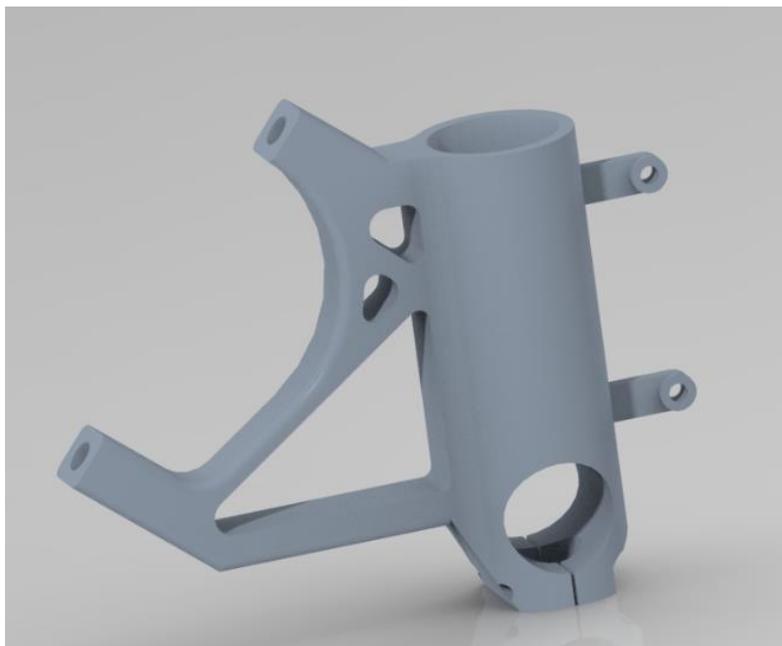
Por otro lado, se ha realizado una pequeña variación en la ranura de la junta tórica, debido a la imposibilidad de fabricar una ranura rectangular con las herramientas del taller, pues no se tiene un portaherramientas lo suficientemente largo para una sierra circular. En su lugar, se ha diseñado una ranura trapezoidal que se fabricará con una herramienta de roscado de interiores, de un paso de 3 mm. Para ello se han seguido las recomendaciones de los fabricantes (Epidor, 2019), de donde se ha obtenido que la junta debe salir 0.35 mm en el caso de la ranura rectangular. Se ha utilizado el mismo valor para la ranura trapezoidal, quedando la geometría final tal y como muestra la ilustración 35:



*Ilustración 35: ranura trapezoidal de la junta tórica.*

La ranura empieza a 55 mm de profundidad y el ángulo del trapecio es debido a la geometría de la punta de la herramienta (métrica estándar, 60°).

Por otro lado, como se observa en la ilustración 34, la puntera tiene un agujero pasante de un diámetro de 10 mm para poder atornillar el cartucho de la suspensión a la puntera. Adicionalmente, el abocardado es de 16 mm y llega hasta una profundidad de 58 mm, medidos desde la parte inferior de la puntera.



*Ilustración 36: diseño de la puntera derecha.*

El brazo de la puntera tiene vaciados pasantes para aligerarlo. En principio se planteó que estos tuvieran nervios, para mejorar la resistencia de la pieza, pero se descartó la idea debido al tiempo que se necesitaría para mecanizarlos. Se realizan tres vaciados triangulares con redondeos de 4 y 5 mm en sus vértices, para posteriormente perfilarlos con una fresa de 8 mm. Los agujeros de los tornillos de la pinza son de M10, con una profundidad de 20 mm.

Por otra parte, el cuerpo principal, donde se aloja la botella, tiene una geometría cilíndrica para aligerar al máximo el peso de la puntera. Para obtener esta forma se fresará por ambos lados con una fresa larga de 16 mm, que proporcionará redondeos de 8 mm.

El alojamiento del eje es de 30 mm, como se definió anteriormente. Para poder apretar el eje delantero se realizará un pequeño corte con una sierra en la parte inferior y con dos tornillos de M6 se conseguirá el apriete necesario. Asimismo, para facilitar la entrada del eje, se ha añadido un chaflán de  $1 \times 45^\circ$ .

Para terminar con la geometría, se mecanizarán dos orejetas para sujetar el guardabarros. Por lo tanto, en el diseño se descarta el uso de la soldadura.

Respecto al material a utilizar en la fabricación de la pieza, se desea que tenga una buena maquinabilidad, alta resistencia a fatiga y densidad baja. En las alternativas se valoró el uso del acero, titanio y aluminio para la fabricación de la puntera.

El titanio, pese a que es el que mejores prestaciones mecánicas ofrece, es el más caro con diferencia. Además, está el problema de su maquinabilidad, lo que aún encarece más su coste y tiempo de fabricación. Adicionalmente, el equipo no tiene experiencia alguna trabajando con este material. Estos factores han descartado el uso del titanio para la fabricación de la puntera.

Aunque en principio el acero convencional es más resistente que el aluminio, existen aleaciones de aluminio tratadas casi tan resistente como el acero. Además, el aluminio es mucho más ligero y no tiene problemas de corrosión. Por estas razones finalmente se utilizará el aluminio para fabricar la puntera. Teniendo en cuenta que no se va a utilizar ninguna soldadura, se puede observar en la tabla 3 que el mejor material para esta pieza es el aluminio 7075-T6, porque tiene una alta maquinabilidad (70%) y la mejor resistencia a fatiga de todas (159MPa). En la ilustración 37 se muestran las principales propiedades de esta aleación, también conocida como zical (Matweb, 2020).

### Aluminum 7075-T6; 7075-T651

**Material Notes:**

General 7075 characteristics and uses (from Alcoa): Very high strength material used for highly stressed structural parts. The T7351 temper offers improved stress-corrosion cracking resistance.

**Applications:** Aircraft fittings, gears and shafts, fuse parts, meter shafts and gears, missile parts, regulating valve parts, worm gears, keys, aircraft, aerospace and defense applications; bike frames, all terrain vehicle (ATV) sprockets.

**Composition Notes:**

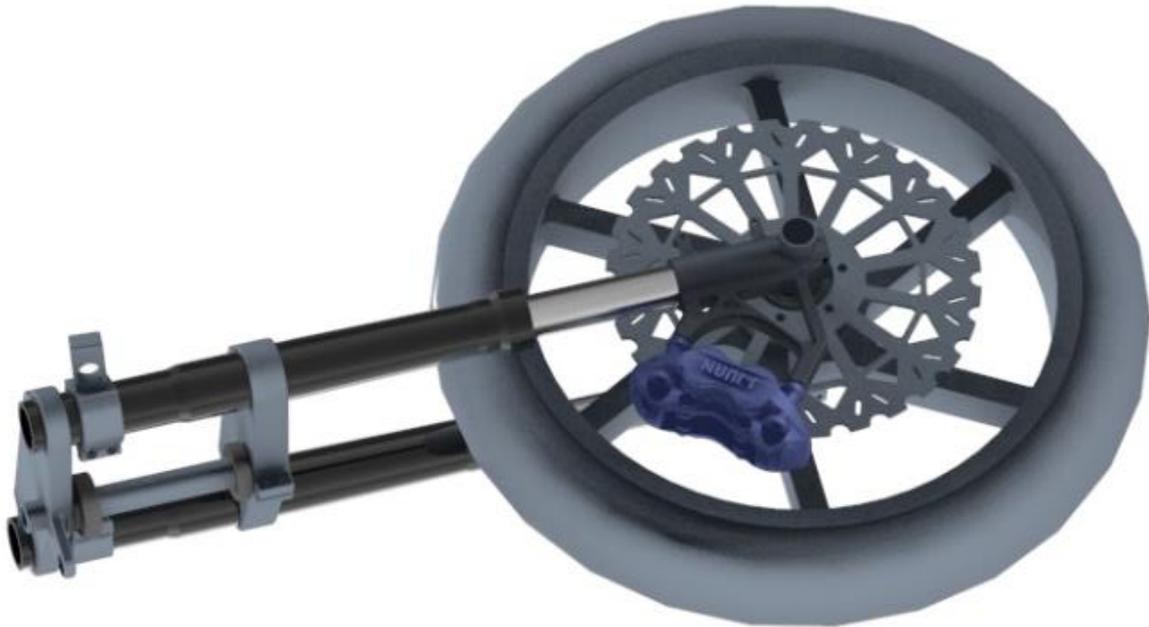
A Zr + Ti limit of 0.25 percent maximum may be used with this alloy designation for extruded and forged products only, but only when the supplier and the purchaser have mutually agreed.

Physical Properties	Metric
Density	<a href="#">2.81 g/cc</a>
Mechanical Properties	Metric
Hardness, Brinell	150
Hardness, Knoop	191
Hardness, Rockwell A	53.5
Hardness, Rockwell B	87
Hardness, Vickers	175
Tensile Strength, Ultimate	<a href="#">572 MPa</a>
Modulus of Elasticity	<a href="#">71.7 GPa</a>
Poissons Ratio	0.33
Fatigue Strength	<a href="#">159 MPa</a>
	@# of Cycles 5.00e+8
Fracture Toughness	<a href="#">17.6 MPa-m<sup>1/2</sup></a>
Machinability	70%
Shear Modulus	<a href="#">26.9 GPa</a>
Shear Strength	<a href="#">331 MPa</a>
Processing Properties	Metric
Annealing Temperature	<a href="#">413 °C</a>
Solution Temperature	466 - 482 °C
Aging Temperature	<a href="#">121 °C</a>
Component Elements Properties	Metric
Aluminum, Al	87.1 - 91.4 %
Chromium, Cr	0.18 - 0.28 %
Copper, Cu	1.2 - 2.0 %
Iron, Fe	<= 0.50 %
Magnesium, Mg	2.1 - 2.9 %
Manganese, Mn	<= 0.30 %
Other, each	<= 0.05 %
Other, total	<= 0.15 %
Silicon, Si	<= 0.40 %
Titanium, Ti	<= 0.20 %
Zinc, Zn	5.1 - 6.1 %

*Ilustración 37: propiedades principales del aluminio 7075-T6.*

### 1.8.5 Ensamblaje 3D

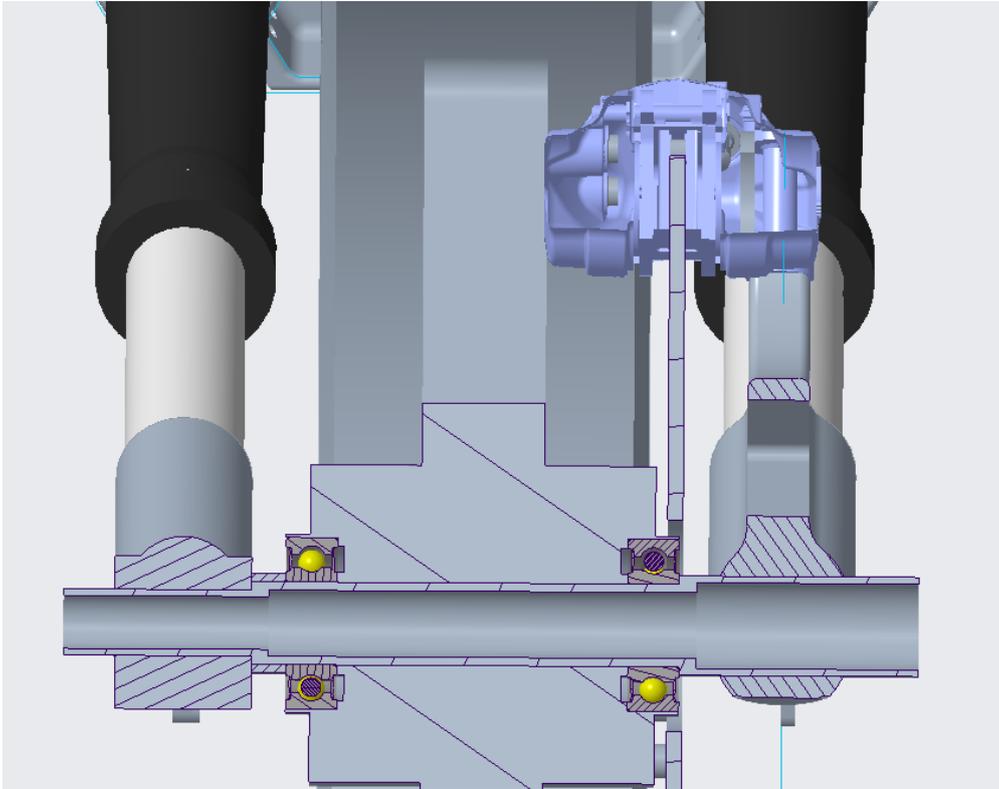
En el software PTC Creo se ha realizado el ensamblaje del tren delantero. Este montaje permite observar el espacio entre los elementos y si las dimensiones son adecuadas. En la ilustración 38 se muestra el montaje de todas las piezas del tren delantero.



*Ilustración 38: ensamblaje 3D del tren delantero.*

Para cerciorarse de los espacios entre la pinza, puntera, suspensión y la llanta, se ha realizado un corte perpendicular al disco delantero por el punto medio del interaxis (ver ilustración 39). En esta vista se observa que hay espacio suficiente entre el disco de freno y la suspensión en el movimiento vertical de este último.

Por otro lado, para simplificar, en el diseño del modelo CAD de la llanta delantera se ha considerado que los radios de la llanta son de sección rectangular constante. Sin embargo, al alejarse del buje el radio de la llanta se estrecha. En el modelo actual las dimensiones del radio de la llanta son las de su base, es decir, de la zona cercana al buje. Por lo tanto, la separación real entre la pinza de freno y la llanta es mayor. En el ensamblaje CAD existe una separación de 0.25 mm entre los dos elementos, pero debido al estrechamiento del radio esta medida aumenta hasta 2.25 mm.



*Ilustración 39: ensamblaje 3D (corte).*

## 2 METODOLOGIA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO

### 2.1 Descripción de las fases

En este apartado se explica el procedimiento que se ha seguido durante el proyecto. Se resumen las tres fases principales del proyecto: identificación del problema, solución y fabricación.

#### 2.1.1 Identificación del problema

El proyecto comienza identificando el problema de la incompatibilidad entre la pinza de freno proporcionada por la organización y la puntera de la suspensión adquirida. Para solucionarlo se decide diseñar y fabricar una puntera que se adecue al prototipo. A continuación, se realiza un estudio sobre el comportamiento de la puntera y su montaje en la horquilla de la suspensión. Para esto último es necesario desmontar la puntera original de la suspensión de Andreani MHS. Seguidamente se inspecciona el interior de la puntera original y se realizan una serie de medidas para posteriormente reproducir la misma geometría y que sea apta para la horquilla.

Asimismo, la puntera une la suspensión y el eje delanteros, aún sin diseñar. En consecuencia, se decide diseñar y fabricar un eje delantero que cumpla con las necesidades del equipo. El diseño del eje delantero y los alojamientos de las dos punteras son dependientes. Por esta razón se plantea diseñar y fabricar una puntera izquierda que permitiría optimizar al máximo el tren delantero inferior del prototipo, minimizando su peso y mejorando su comportamiento.

Adicionalmente, los rodamientos de la llanta delantera se montan en el eje delantero. Sin embargo, el proveedor de las llantas no facilitó documentación alguna sobre los productos. Por ello ha sido necesario tomar las medidas geométricas principales de estas e identificar los rodamientos para asegurar el montaje final. A continuación, se procedió a crear una reproducción CAD aproximada de las llantas con las medidas obtenidas. Este diseño CAD posibilita crear el ensamblaje del prototipo en el software PTC Creo.

Para terminar con los componentes, se deben determinar el disco de freno delantero y los casquillos necesarios para el correcto montaje del tren delantero.

A continuación, se realiza un estudio para identificar y determinar los requisitos que deben cumplir cada una de las piezas del tren delantero inferior y el conjunto en su totalidad. Estos requisitos se determinan a partir de la normativa de la presente edición de MotoStudent, las necesidades geométricas para el correcto montaje y de los requerimientos impuestos a partir de la experiencia del equipo.

### 2.1.2 Solución

A partir de los requisitos se realiza un estudio de las posibles alternativas de diseño para solucionar la problemática. Las piezas que se han de diseñar son dependientes entre sí, y se distinguen dos principales dependencias. Por un lado, el diámetro exterior del eje delantero debe coincidir con los alojamientos de las punteras. Por otro lado, el desvío de la puntera debe ser el adecuado para que en el montaje llanta-disco-puntera-suspensión no exista ninguna interferencia. En este caso, se decide primero determinar el disco delantero con lo cual se establece el desvío de la puntera. Todas las otras dependencias son fijas, es decir, han sido definidas en los requerimientos y son, principalmente, debidos a los componentes ya adquiridos.

Por ende, se decide realizar primero el análisis de las alternativas del eje delantero y continuar con el disco de freno, para después seguir con la puntera derecha y terminar con la puntera izquierda. Seguidamente, teniendo en cuenta las alternativas presentadas, se realiza un AMFE de diseño para analizar los posibles fallos que se pueden hacer en el diseño de los componentes y que consecuencias pueden acarrear.

Después de analizar las diferentes alternativas, se decide el disco de freno delantero que se adquirirá y el diseño de las piezas que se van a fabricar. A la hora de tomar esta decisión se tienen en cuenta los recursos disponibles del equipo, especialmente la maquinaria y el tiempo disponibles.

Para poder analizar el eje delantero y la puntera derecha, las dos piezas que se diseñan y se fabrican durante este proyecto, primero se ha de concretar que cargas soportarán estas. Para ello se estudia la dinámica de la moto para poder establecer la situación más crítica para el tren delantero y poder cuantificar la carga que surge en ese momento. Asimismo, se realizan los cálculos necesarios para determinar el tipo de análisis que se debe llevar a cabo en cada componente (estático, cuasi-estático o dinámico).

Finalmente, mediante un proceso iterativo se realizan pequeños cambios en el diseño de las piezas para optimizarlos, buscando la ligereza y la seguridad de estas. El caso del eje delantero es relativamente simple, dado que su geometría es sencilla. De hecho, el primer diseño es muy parecido al diseño final, salvo las variaciones realizadas por la fabricación del eje.

Por otro lado, el diseño de la puntera es más complejo y la distribución de las tensiones era, a priori, desconocida. Por ésta última razón primero se diseñó una puntera simplificada, para así poder ver el campo de tensiones que aparece bajo las cargas aplicadas. A partir de este resultado se añaden vaciados al brazo de la puntera. A continuación, se diseñan nuevas versiones de la puntera para optimizar sus características. Para ello, se varían las dimensiones y la geometría de la puntera, especialmente en la zona del brazo y los vaciados.

### 2.1.3 Fabricación

Una vez establecidos los diseños finales del eje delantero y la puntera, se procede a diseñar la fabricación de estas piezas. Para esto se utiliza el módulo CAM del software PTC Creo, donde se crean los procesos de mecanizado y los códigos CNC para introducirlos en el torno o fresadora.

Por un lado, como el diseño del eje delantero es simple, la fabricación del mismo es sencillo. Se parte de una barra perforada y a partir de unas operaciones de cilindrados exteriores, roscado, taladrados y cilindrado interior se obtiene el eje delantero final. Todas estas operaciones se realizan en el torno Pinacho ST 225.

Por otro lado, para la fabricación de la puntera se utiliza una preforma que se consigue mediante un corte por agua. Esta preforma se pide a una empresa externa dado que el equipo no tiene los recursos para ello. El objetivo de esta preforma es reducir el tiempo de mecanizado total del componente y reducir el gasto de material. A continuación, mediante unos procesos de fresado y torneado se obtiene el diseño final de la puntera.

## 2.2 Diagrama de Gantt

A continuación, se muestra el diagrama de Gantt generado en la aplicación Microsoft Project 2010, representando las tareas y fases del proyecto. La duración de las tareas está indicada en días, con jornadas de una duración de 4 horas. El proyecto aún no ha concluido, pero la duración total estimada es de 628 horas. Por otro lado, la fabricación de las piezas ha sido detenida hasta la nueva apertura del taller con las nuevas medidas adoptadas por la pandemia del Covid.

*Tabla 8: fases y tareas del proyecto.*

EDT	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin
1	<b>Inicio del proyecto</b>	0 días	vie 29/11/19	vie 29/11/19
2	<b>Fase 1: identificación</b>	<b>7 días</b>	<b>vie 29/11/19</b>	<b>mié 04/12/19</b>
2.1	Información de la pinza de freno	1 día	vie 29/11/19	vie 29/11/19
2.2	Medir las llantas	1 día	vie 29/11/19	vie 29/11/19
2.3	Crear CAD de las llantas	1 día	vie 29/11/19	vie 29/11/19
2.4	Desmontar la suspensión delantera	1 día	lun 02/12/19	lun 02/12/19
2.5	Medir la puntera original	1 día	lun 02/12/19	lun 02/12/19
2.6	Definir los requerimientos	3 días	mar 03/12/19	mié 04/12/19
3	<b>Hito: identificación realizada</b>	0 días	mié 04/12/19	mié 04/12/19
4	<b>Fase 2: solución</b>	<b>36 días</b>	<b>mié 04/12/19</b>	<b>jue 16/01/20</b>
4.1	Análisis de alternativas	5 días	mié 04/12/19	vie 06/12/19
4.2	Análisis de riesgos (AMFE)	3 días	lun 09/12/19	mar 10/12/19
4.3	Cálculos previos	2 días	mar 10/12/19	mié 11/12/19
4.4	Diseño del eje delantero	5 días	mié 11/12/19	vie 13/12/19
4.5	Diseño de la puntera	20 días	vie 13/12/19	mar 14/01/20
4.6	Diseño de los casquillos	1 día	mié 15/01/20	mié 15/01/20
4.7	Ensamblaje CAD	2 días	mié 15/01/20	jue 16/01/20
4.8	Diseño de la preforma de la puntera	1 día	mié 15/01/20	mié 15/01/20
5	<b>Hito: solución definida</b>	0 días	jue 16/01/20	jue 16/01/20
6	<b>Fase 3: fabricación</b>	<b>251 días</b>	<b>jue 16/01/20</b>	<b>mié 09/09/20</b>
6.1	CAM eje delantero	4 días	jue 16/01/20	jue 06/02/20
6.2	CAM puntera	30 días	jue 06/02/20	jue 27/02/20
6.3	CAM casquillos	1 día	mié 02/09/20	mié 02/09/20
6.4	Fabricación de la puntera	45 días	mié 22/07/20	vie 11/09/20
6.5	Fabricación del eje delantero	5 días	mar 01/09/20	jue 03/09/20
6.6	Fabricación de los casquillos	1 día	lun 07/09/20	lun 07/09/20
6.7	Montaje	1 día	vie 11/09/20	vie 11/09/20
6.8	Puesta a punto	1 día	lun 14/09/20	lun 14/09/20
7	<b>Hito: fabricación terminada</b>	0 días	lun 14/09/20	lun 14/09/20
8	<b>Fase 4: documentación</b>	<b>22 días</b>	<b>jue 30/07/20</b>	<b>lun 31/08/20</b>
8.1	Memoria	22 días	jue 30/07/20	lun 31/08/20
9	<b>Hito: documentación realizada</b>	0 días	lun 31/08/20	lun 31/08/20
10	<b>Fin del proyecto</b>	0 días	lun 14/09/20	lun 14/09/20

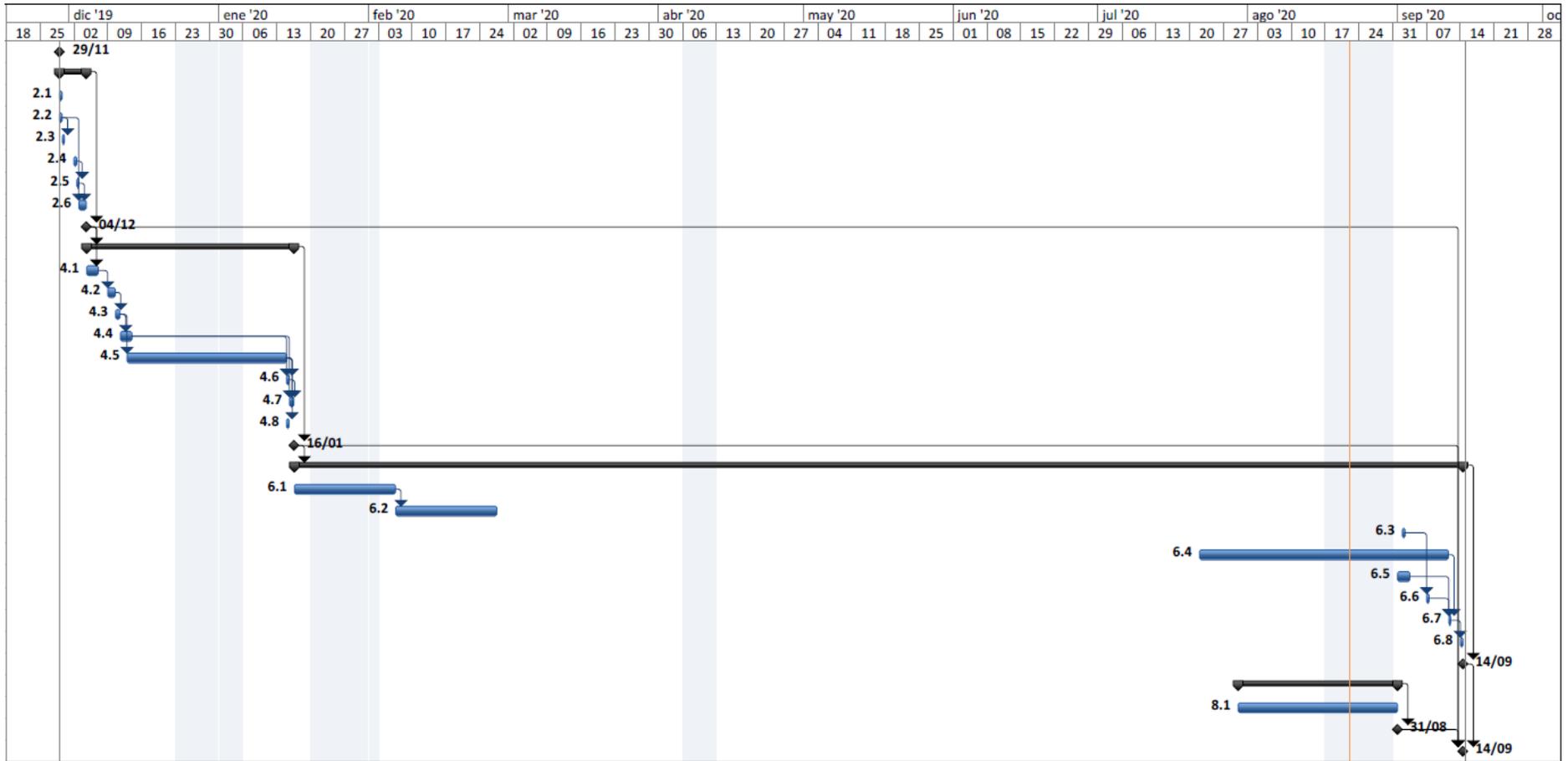


Gráfico 1: diagrama de Gantt.

Por último, en la siguiente tabla se muestra el uso de los recursos y la cantidad de tiempo empleada (o se estima emplear) en cada una de las tareas.

*Tabla 9: uso de los recursos.*

Nombre del recurso	Trabajo
<b>Gorka Beaskoetxea</b>	<b>628 horas</b>
<i>Información de la pinza de freno</i>	<i>4 horas</i>
<i>Medir las llantas</i>	<i>4 horas</i>
<i>Crear CAD de las llantas</i>	<i>4 horas</i>
<i>Desmontar la suspensión delantera</i>	<i>4 horas</i>
<i>Medir la puntera original</i>	<i>4 horas</i>
<i>Definir los requerimientos</i>	<i>12 horas</i>
<i>Análisis de alternativas</i>	<i>20 horas</i>
<i>Análisis de riesgos (AMFE)</i>	<i>12 horas</i>
<i>Cálculos previos</i>	<i>8 horas</i>
<i>Diseño del eje delantero</i>	<i>20 horas</i>
<i>Diseño de la puntera</i>	<i>80 horas</i>
<i>Diseño de los casquillos</i>	<i>4 horas</i>
<i>Ensamblaje CAD</i>	<i>8 horas</i>
<i>Diseño de la preforma de la puntera</i>	<i>4 horas</i>
<i>CAM eje delantero</i>	<i>16 horas</i>
<i>CAM puntera</i>	<i>120 horas</i>
<i>CAM casquillos</i>	<i>4 horas</i>
<i>Fabricación de la puntera</i>	<i>180 horas</i>
<i>Fabricación del eje delantero</i>	<i>20 horas</i>
<i>Fabricación de los casquillos</i>	<i>4 horas</i>
<i>Montaje</i>	<i>4 horas</i>
<i>Puesta a punto</i>	<i>4 horas</i>
<i>Memoria</i>	<i>88 horas</i>

## 2.3 Cálculos

### 2.3.1 Fuerza máxima de frenado

Para empezar, se calcula la fuerza de frenado máxima que puede producir el freno delantero. Se sabe que la pinza de freno delantero puede ejercer una presión máxima de 70 bares (Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng, 2019). Asimismo, la superficie de cada pastilla de freno es de  $22.5\text{cm}^2$ , por lo que se presionará en una superficie de  $45\text{cm}^2$ . Se tomará el coeficiente de rozamiento entre pastilla y disco igual a 0.5, puesto que es un valor medio del coeficiente de fricción de la pastilla en la mayoría de sus condiciones (SBS, 2019). Además, el diámetro medio del disco de freno que se monta es de  $300-30.1/2=284.95\text{mm}$ . Por lo tanto, el momento de frenada es de:

$$M_f = \text{presión} * \text{superficie de las pastillas} * \text{coef. roz.} * \text{radio medio del disco}$$

$$M_f = 0.5 * 70 * \frac{10^5 N}{m^2} * 45 * 10^{-4} m^2 * \frac{0.28495}{2} m = 2243.98 Nm$$

Una vez calculado el momento de frenada, para obtener la fuerza de frenada se tendrá en cuenta el radio del neumático, que es de 576mm. La fuerza de frenado se obtiene de la siguiente manera:

$$F = M_f / \text{radio del neumático}$$

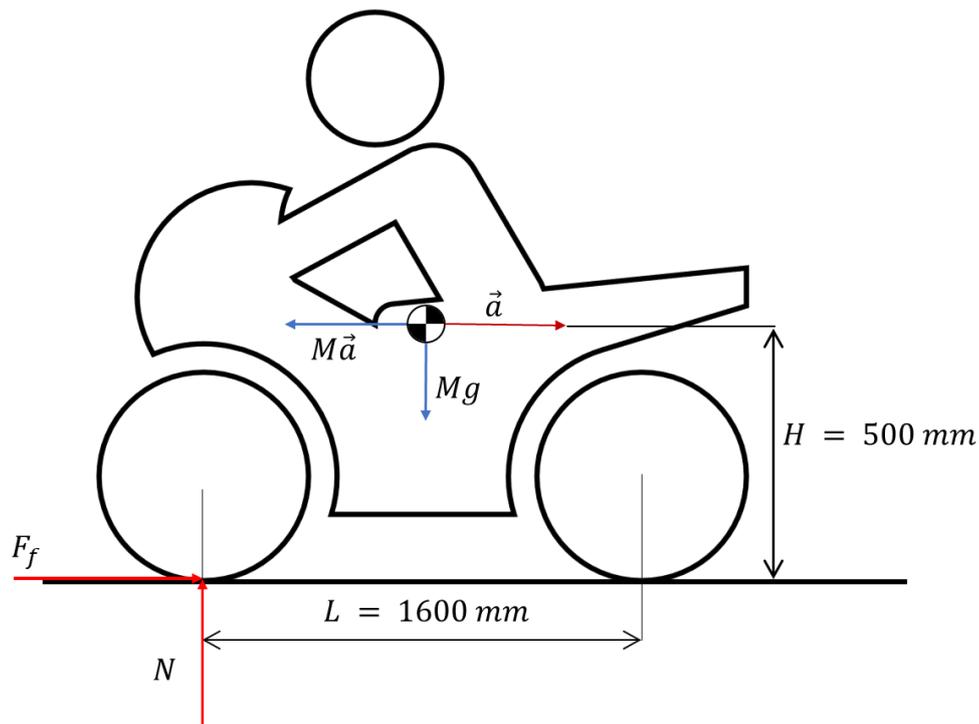
$$F = \frac{2243.98 Nm}{0.288 m} = 7791.6 N$$

Por lo tanto, la fuerza de frenado máxima del freno delantero es de 7791.6N, mayor que la mínima requerida por la organización, 0.3kN.

### 2.3.2 Transferencia de carga

La suma de las cargas verticales en las ruedas no varía, pues es el peso de la moto y el piloto. Sin embargo, la carga de cada una varía con la conducción. Cuando se acelera, las fuerzas de inercia provocan que la carga de la rueda delantera disminuya mientras que la de la rueda trasera aumenta. En cambio, al frenar, la transferencia se invierte. Este fenómeno también puede ser provocado por las fuerzas aerodinámicas, la inclinación de la propia carretera o el momento de reacción al acelerar el cigüeñal, embrague, etc. (Foale, 2003). Sin embargo, en este caso solo se estudia la transferencia de carga inercial, es decir, la que se provoca al acelerar y al frenar.

En la siguiente ilustración se muestra un esquema de una moto frenando a una deceleración  $a$ , con una masa total de moto más piloto de  $M$ , que se estima de 200 kg. La batalla,  $L$ , (distancia entre los ejes de las ruedas) es de 1600 mm, mientras que el centro de gravedad del conjunto moto-piloto está a una altura  $H$  de 500 mm y en la mitad de la batalla.



*Ilustración 40: esquema de las fuerzas inerciales en la frenada de la moto.*

En una frenada la rueda delantera se carga mientras que la trasera se descarga. Si esta deceleración aumenta, se llega a un punto donde la rueda trasera empieza a perder el contacto y todo el peso es soportado por el tren delantero. Este fenómeno se conoce coloquialmente como caballito invertido. Para evitar que la moto rote sobre la rueda delantera, hay que dejar de frenar. Esta situación es la frenada más crítica que se producirá en la moto, por lo que se utilizará como referencia.

Para calcular esta deceleración se utilizan las ecuaciones de equilibrio. En la rueda trasera no aparece ninguna reacción, pues no contacta con la carretera. En el punto de contacto de la rueda delantera existe una fuerza normal y una fuerza de frenado. Aplicando el equilibrio de los momentos en ese punto, se obtiene:

$$M * a * 500 = M * g * \frac{1600}{2}$$

$$a = 1.6g$$

Por lo tanto, la deceleración máxima del prototipo es de 1.6g. En este caso la rueda trasera está totalmente descargada y la delantera soporta todo el peso, 200 kg. Por otro lado, utilizando el equilibrio de las fuerzas en la horizontal se puede calcular la fuerza de frenado:

$$F_f = M * a = 1.6Mg = 1.6 * 200 * 9.8 = 3136N$$

En el caso de las motocicletas de 250cc y en la bibliografía (Foale, 2003) es muy habitual una aceleración máxima de 1g. Para esta aceleración,  $a$ , la transferencia de carga se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta W_f * L = -\Delta W_r * L = \frac{Mah}{g}$$

Donde  $\Delta W_f$  es la transferencia de carga al tren delantero y  $\Delta W_r$  al tren trasero.

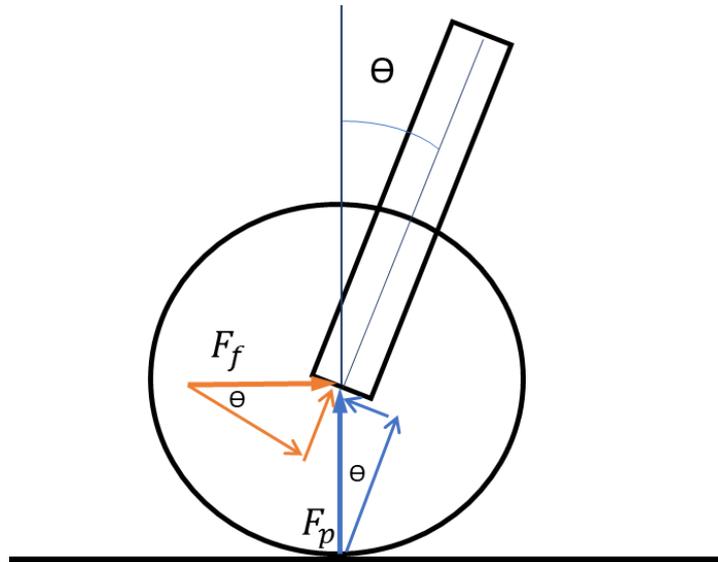
Entonces,

$$\Delta W_f = -\Delta W_r = \frac{Mah}{gL} = \frac{200kg * (-g) * 500mm}{g * 1600mm} = -62.5kg$$

Por lo tanto, se deduce que la rueda delantera soporta  $100 - 62.5 = 37.5 kg = 367.5 N$ .

### 2.3.3 Hundimiento

El prototipo monta una suspensión delantera de tipo horquilla telescópica, que se desplaza en su eje según las cargas que soporta. Debido al ángulo de lanzamiento de la motocicleta  $\theta$ , de  $23^\circ$ , la fuerza de frenada  $F_f$  y peso  $F_p$  se pueden descomponer en dos componentes: paralela al eje de la suspensión y perpendicular a dicho eje. El componente paralelo provoca que la suspensión se comprima, mientras que la perpendicular trata de doblarla.



*Ilustración 41: fuerzas en la suspensión*

Cuando la motocicleta está parada o circulando a velocidad constante, la única carga es el peso y está equitativamente dividida en las dos ruedas, puesto que el centro de gravedad está en el medio de las dos. La carga estática que soporta la suspensión delantera es la siguiente:

$$0.5 * peso * \cos\theta = 0.5 * 200 * 9.8 * \cos(23^\circ) = 902.1N$$

Sin embargo, en la frenada aparecen dos fuerzas más que provocan que la carga de la suspensión delantera aumente. Estas dos fuerzas son la fuerza de frenada y la transferencia de carga, que también se pueden descomponer en los componentes paralelo y perpendicular al eje de la suspensión. En el caso de una deceleración de 1.6g, la fuerza de frenado es de 3136 N y debido a la transferencia de carga todo el peso es soportado por el tren delantero. Por lo tanto:

$$200 * 9.8 * \cos(23^\circ) + 3136 * \sin(23^\circ) = 3029.53N$$

En consecuencia, la relación entre la carga de la frenada y la estática es de:

$$\frac{3029.53}{902.1} = 3.358$$

### 2.3.4 Eje delantero

#### 2.3.4.1 Análisis estructural

Como se ha podido apreciar en los apartados anteriores, las cargas que soporta el tren delantero son variables. Entonces, el eje delantero es un elemento trabaja a fatiga. Con un sistema de medición en la suspensión delantera, a partir de la compresión de la horquilla delantera se podría conseguir la curva de la carga que soporta. Sin embargo, actualmente no se disponen de estos datos, por lo que se analizarán el caso de más desfavorable y el más favorable, y se considerará que la carga en un ciclo varía de un valor a otro. De esta manera el ciclo de carga que se estudia es más severo que la real. El caso más desfavorable es la frenada, de 1.6g, mientras que el más favorable es la aceleración, de 1g, porque al acelerar la transferencia de carga reduce el peso que soporta el eje delantero.

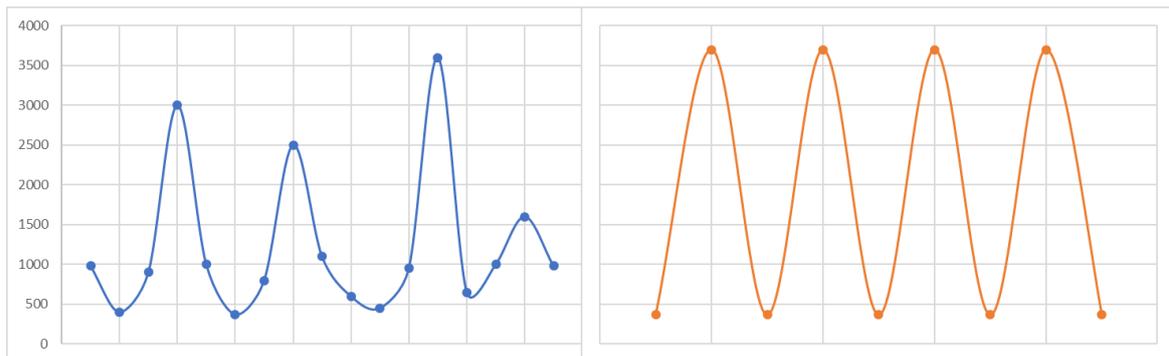
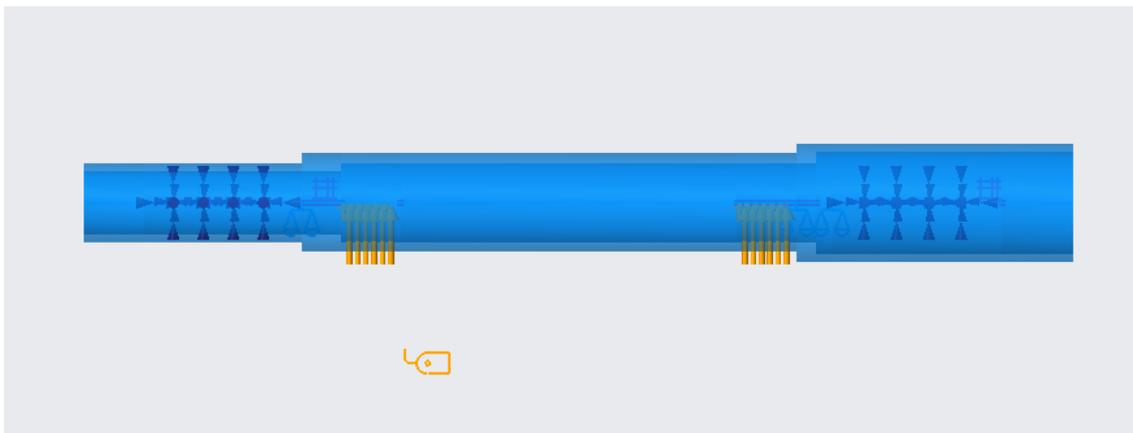


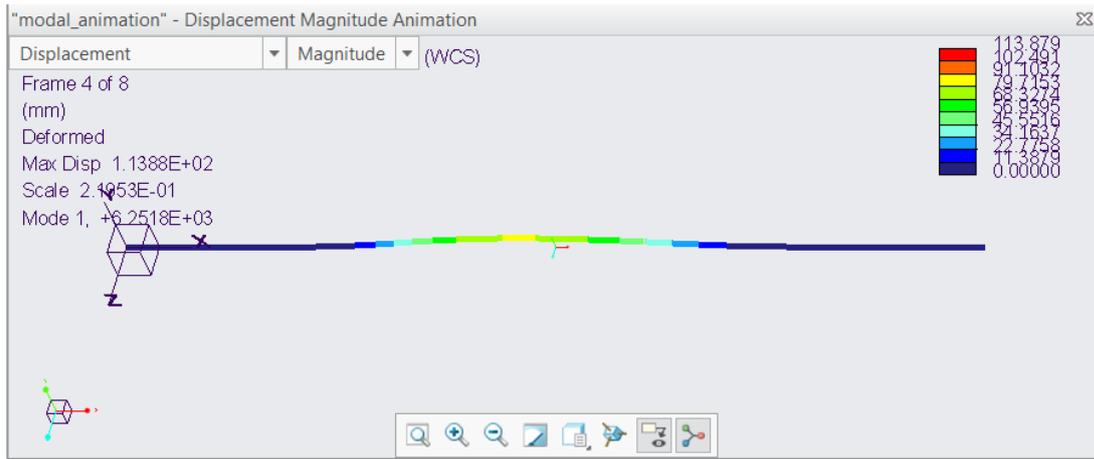
Gráfico 2: carga real e idealizada en el eje delantero.

Para empezar, se ha decidido utilizar una idealización de vigas para el análisis del eje delantero. La geometría del eje delantero es simple y se asemeja a una viga circular de sección hueca. Esta geometría se puede reproducir fácilmente con elementos de tipo viga, salvo en una pequeña parte: el cono que se realiza en el taladrado por la herramienta. Sin embargo, este cambio es pequeño y se encuentra lejos de la que será la sección más crítica: justo antes del alojamiento del eje en la puntera izquierda. La distribución de las cargas y condiciones de contorno es prácticamente simétrica en el eje, por lo que los esfuerzos en los dos empotramientos son muy parecidos. No obstante, el diámetro del eje es menor en la parte izquierda, por lo que el momento flector provocará una mayor tensión. Además, justo antes del alojamiento de la puntera izquierda se encuentra un cambio de sección, por lo que habrá una concentración de tensiones. El modelo idealizado con elementos viga no tiene en cuenta este factor, por lo que se ha de calcular y variar el resultado para obtener el resultado real. Si se analizase con elementos tridimensionales, en los resultados aparecería una tensión infinita debido a la arista viva del cambio de sección. En la realidad esta arista viva no existe, debido al pequeño redondeo que deja el torneado por el radio de la punta de la herramienta, de 0.2 mm. Para analizarlo adecuadamente, se debería realizar la malla acorde a este radio, lo que aumentaría considerablemente la cantidad de elementos y el tiempo de simulación. Por esta razón, es más eficiente realizar el cálculo con elementos viga y aplicar posteriormente el factor de concentración de tensiones.



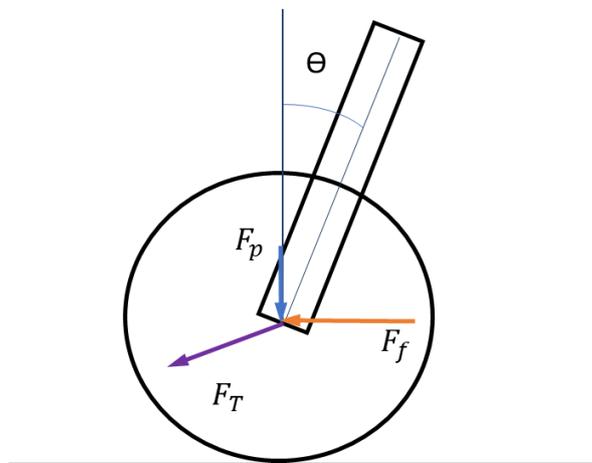
*Ilustración 42: eje delantero idealizado con elementos viga.*

En primer lugar, se ha realizado un análisis modal con las condiciones de contorno que se utilizarán en el cálculo de las tensiones. Para ello, se ha empotrado el eje delantero en sus dos alojamientos en las punteras. Las frecuencias naturales que se han obtenido son muy altas, siendo la primera un modo de vibración doble de flexión de 6250Hz. Entonces, un análisis estático es suficiente para esta pieza.



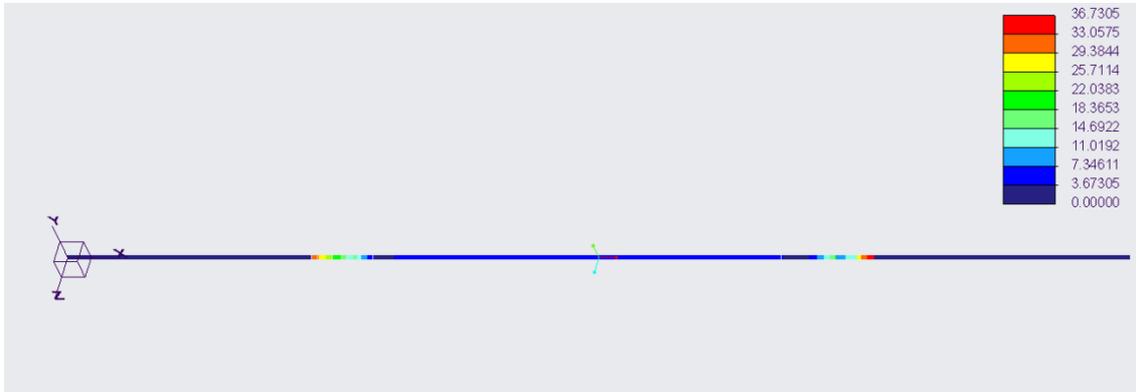
*Ilustración 43: primer modo de vibración del eje.*

A continuación, se ha realizado un análisis estático aplicando las cargas en el estado más crítico: en la frenada con una deceleración de 1.6g. El eje resiste dos fuerzas, la de frenado, de 3136 N, y el peso completo de la motocicleta y el piloto, de 1960 N. La fuerza resultante total es de 3698.12 N, y se aplica uniformemente en los dos apoyos de los rodamientos. Esta fuerza resultante forma un ángulo de  $58^\circ$  con la vertical.



*Ilustración 44: fuerzas en el eje delantero en la frenada.*

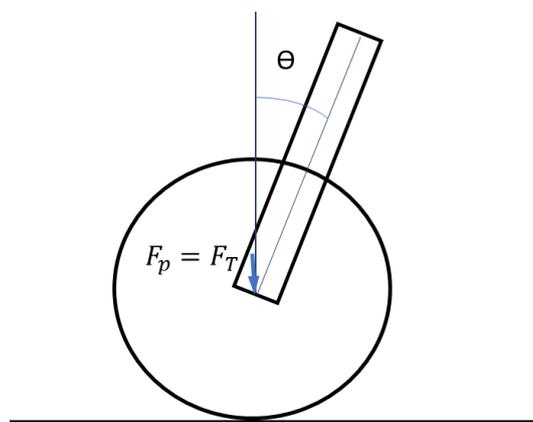
Con las mencionadas condiciones de contorno, se ha realizado un análisis estático para calcular las tensiones en el eje delantero. El resultado obtenido es el siguiente:



*Ilustración 45: tensiones en el eje delantero.*

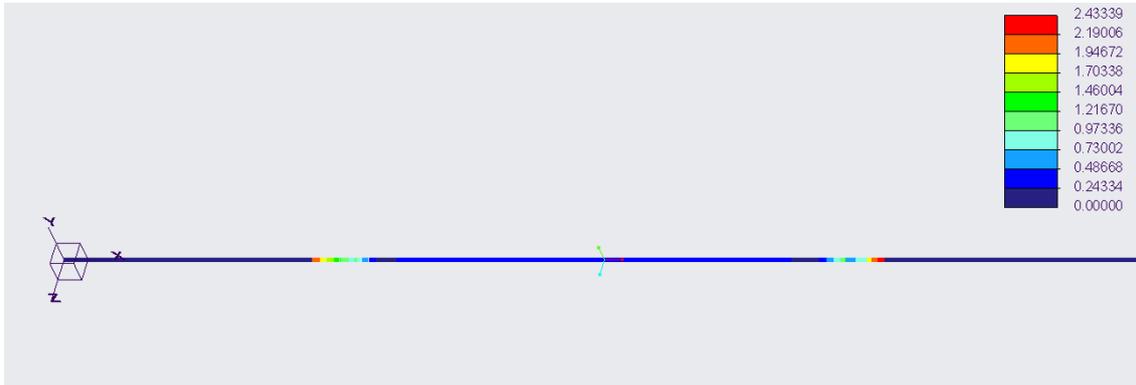
Se observa que la tensión máxima es de 36.7 MPa, justo en la base del empotramiento en la puntera derecha. Por el otro lado, en la base del empotramiento en la puntera izquierda la tensión que se obtiene es de 34.6 MPa. Sin embargo, las tensiones obtenidas son nominales. En este segundo punto, debido al cambio de sección, se encuentra una concentración de tensiones considerable. El radio de acuerdo del mecanizado es de 0.2 mm, mientras que el diámetro pequeño es de 20 mm y el grande de 25 mm. Con estos valores, el coeficiente de concentración de tensiones es difícil de obtener de las gráficas habituales (Avilés, 2015), pero se ha tomado un valor conservador de 3.5. Por lo tanto, la tensión real es de 121.1 MPa.

En el caso de la aceleración de 1g, la situación menos crítica del eje, la carga que soporta es de 367.5 N debido a la transferencia de carga. Esta carga es vertical, es decir, tiene un desfase de 58° respecto a la carga de la frenada.



*Ilustración 46: fuerzas en el eje delantero en la aceleración.*

Aplicando las mismas condiciones y la carga en la aceleración, se ha obtenido el siguiente resultado. Teniendo en cuenta el factor mencionado anteriormente, la tensión en el cambio de sección crítico es de 8.4 MPa.



*Ilustración 47: tensiones en el eje en la aceleración.*

#### 2.3.4.2 Análisis resistente

Dado que la tensión es debida a un momento flector, las tensiones obtenidas son de compresión y de tracción. Como el eje trabaja a fatiga, la tensión más restrictiva es la tracción. Además, el punto de mayor tensión no cambia de signo, es decir, durante el ciclo está siempre a tracción o a compresión.

Primero se calculan la tensión media,  $\sigma_m$ , y la tensión alterna,  $\sigma_a$ :

$$\sigma_m = \frac{8.4 + 121.1}{2} = 64.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{121.1 - 8.4}{2} = 56.35 \text{ MPa}$$

A continuación, se aplica el criterio de Goodman (Avilés, 2015). Este criterio de resistencia a fatiga se basa en las tensiones alterna y media en el punto analizado y en la tensión última a tracción del material para obtener la tensión alterna equivalente:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} = 1$$

Para realizar un cálculo más seguro, se utiliza el límite inferior de rotura del material, de 470 MPa (SteelGr, 2019).

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{ut} * \sigma_a}{\sigma_{ut} - \sigma_m} = \frac{470 * 56.35}{470 - 64.75} = 65.35 \text{ MPa}$$

Ahora hay que comparar esta tensión con la tensión de resistencia a fatiga del material. Como el eje delantero es de acero inoxidable, la tensión de límite de fatiga  $\sigma'_e$  es la mitad de la tensión de rotura, es decir, 235 MPa. No obstante, se ha de multiplicar este valor por los distintos coeficientes de fatiga (Avilés, 2015):

- Acabado superficial ( $C_s$ ): el eje delantero se fabrica mediante un proceso de torneado con un buen acabado. Teniendo en cuenta la resistencia del material, este coeficiente es de 0.9.
- Forma de trabajo ( $C_t$ ): en el caso de flexión rotatoria este coeficiente toma un valor unidad. En este caso el eje trabaja a flexión sin rotar, situación que no se considera más dañina que la mencionada.
- Dimensiones y geometría ( $C_d$ ): el eje delantero se puede considerar como una pieza mediana-pequeña, por lo que  $C_d = 0.9$ .
- Fiabilidad ( $C_r$ ): para calcular este coeficiente es necesario conocer el valor de la variable estándar Z, que está relacionada con la fiabilidad R:

$$C_r = 1 - 0.08 * Z$$

Para una fiabilidad de 0.9999, es decir, un fallo cada diez mil piezas, Z es de 3.72 y el coeficiente de fiabilidad es de 0.7024.

- Tratamientos mecánicos ( $C_m$ ): dependiendo del tratamiento que ha recibido la pieza en su fabricación, se puede mejorar su comportamiento a fatiga. Esta mejora se define como Y y en caso de haber sido mecanizada, es de 0.25.

$$C_m = 1 + Y = 1.25$$

Sin embargo, también se ha de cumplir que:

$$0.7 \leq C_m * C_s \leq 0.9$$

En este caso:

$$C_m * C_s = 1.25 * 0.9 = 1.125$$

Por lo tanto,

$$C_m * C_s = 0.9$$

- Coeficiente de temperatura ( $C_T$ ): el eje delantero trabaja a baja temperatura, a menos de 150°C. Por consiguiente,  $C_t = 1$ .
- Coeficiente de fretting ( $C_f$ ): existe contacto directo entre el eje delantero y las punteras y entre el eje delantero y los rodamientos de la llanta delantera. Sin embargo, no debería de haber un desplazamiento relativo entre ellos, por lo que se tomará que  $C_f = 1$ .
- Coeficiente de choque ( $C_k$ ): la aplicación de la carga de frenada suele ser bastante brusca. Además, el eje también sufrirá cargas debido a las irregularidades del firme. Por ello, se considera  $C_k = 0.67$

Por lo tanto, el límite de fatiga es de:

$$\sigma_e = C_e * \sigma_e'$$

Donde

$$C_e = C_s * C_m * C_d * C_t * C_r * C_T * C_f * C_k$$

$$C_e = 0.9 * 0.9 * 1 * 0.7024 * 1 * 1 * 1 * 0.67 = 0.38$$

Entonces,

$$\sigma_e = 0.38 * 235 = 89.3 \text{ MPa}$$

Finalmente, como  $\sigma_e > \sigma_N$ , se concluye que el eje tendrá una vida infinita. De hecho, el coeficiente de seguridad que se ha obtenido es:

$$CS = \frac{89.3}{65.35} = 1.366$$

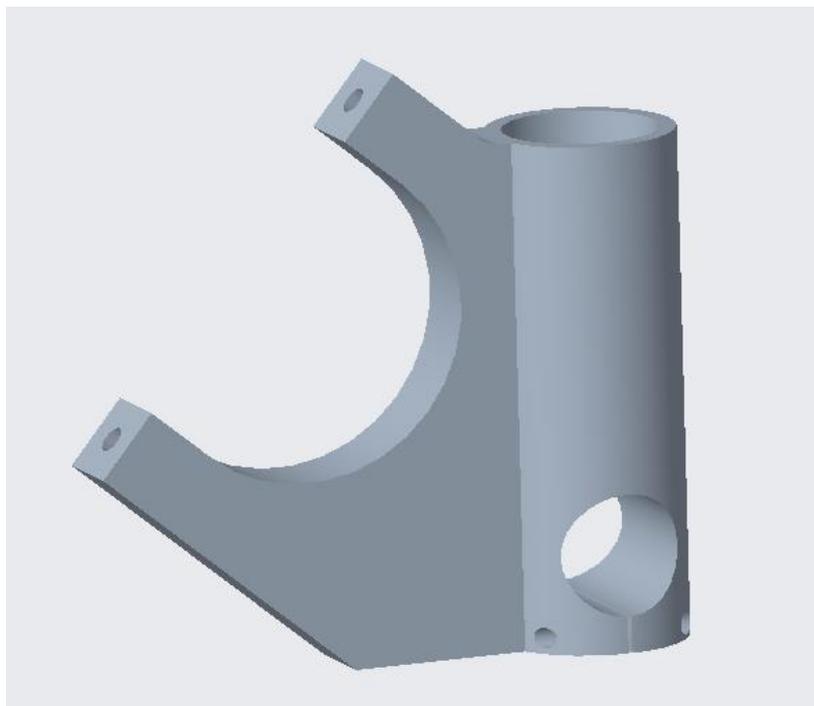
Este valor se encuentra dentro del rango recomendado para este tipo de casos (Abasolo, 2017), que es de entre 1.25 y 1.5.

Se podría pensar que diseñar un eje con una vida útil infinita es excesivo para una motocicleta de competición, donde se requiere el menor peso posible. De hecho, analizando la dinámica de las anteriores ediciones, se estima que el eje delantero soportará unos  $3 \cdot 10^5$  ciclos. Sin embargo, este valor puede variar dependiendo de la cantidad de pruebas que se realicen hasta la competición y si se utiliza el prototipo después de la misma competición. Además, aligerarlo significa reducir los espesores, que ya son bastantes bajos (2 y 2.5 mm). Esto puede reducir la confianza del piloto en el prototipo, dándole inseguridad. Asimismo, es más difícil mecanizar con pequeños espesores, aunque no se reduciría tanto como para que esto fuese un problema grave. Por estas razones se ha decidido por este diseño del eje delantero y los cálculos se consideran satisfactorios.

### 2.3.5 Puntera

#### 2.3.5.1 Primer diseño: puntera v1.0

En primer lugar, se realizó un diseño simple sobredimensionado de la puntera para observar su comportamiento y zonas más críticas. Se decidió hacer un diseño similar a la puntera derecha original de Andreani MHS, pero sin los vaciados y que cumpliese con las condiciones que se mencionaron en la memoria, salvo las orejetas del guardabarros. El primer diseño de la puntera, de un peso de 617 gramos, se muestra en la ilustración inferior.



*Ilustración 48: puntera v1.0.*

### 2.3.5.1.1 Análisis estructural

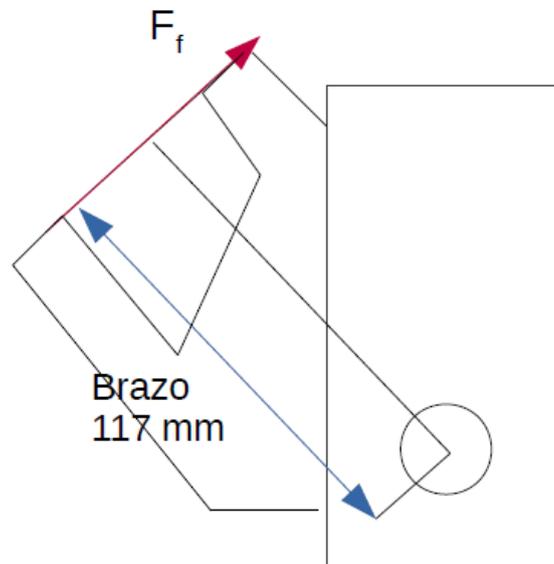
Este elemento ha de ser capaz de soportar las cargas que surgen en el frenado de la motocicleta, siendo esta de una deceleración de 1.6g. En primer lugar, se tiene que determinar que carga genera esta frenada en la puntera. Como el peso del conjunto piloto y motocicleta es de 200 kg, la fuerza de frenada es de 3136 N. Multiplicándolo por el radio del neumático se obtiene el momento de frenada que se debe generar en el disco de freno.

$$M_f = F_f * \text{radio neum} = 3136 \text{ N} * 0.288 \text{ m} = 903.168 \text{ Nm}$$

Con un disco de freno de un diámetro exterior de 300 mm, la fuerza que se transmite de la pinza a la puntera se puede calcular de la siguiente manera:

$$M_f = F_{punta} * \text{brazo}$$

Es decir, se considera que el momento de frenada necesario se transmite a la puntera en el anclaje de la pinza en la puntera y que la fuerza que ejerce la pinza es perpendicular a la línea que une el eje del eje delantero y el punto medio de los dos anclajes de la pinza.



*Ilustración 49: esquema de la fuerza aplicada en la puntera.*

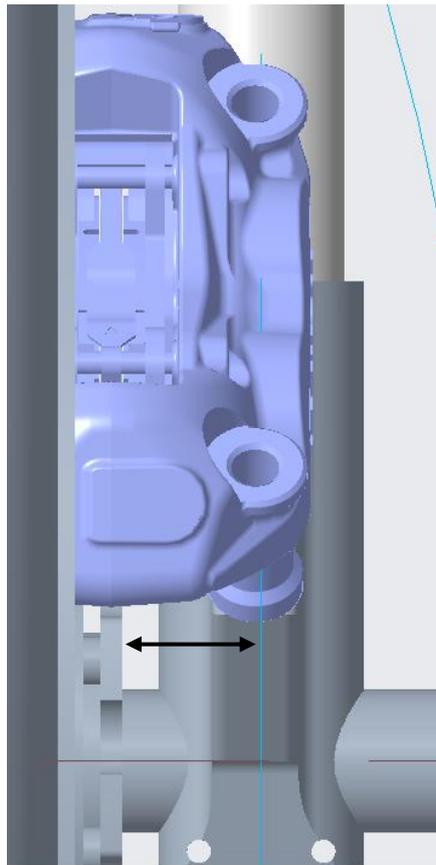
De la ecuación superior se obtiene que la fuerza que actúa en la puntera es:

$$F_{punta} = \frac{M_f}{\text{brazo}} = \frac{903.168 \text{ Nm}}{117 \text{ mm}} = 7785.93 \text{ N}$$

Para mayor seguridad, esta carga se mayor a 10 kN. Por lo tanto, se utiliza un coeficiente de mayoración de carga de:

$$\frac{10000}{7785.93} = 1.28$$

Para el análisis resistente se han utilizado dos restricciones, ambas del tipo rótula. La primera de ellas es el anclaje de la suspensión en la puntera y la segunda es el alojamiento del eje delantero de la puntera. Por otra parte, para simular el efecto de la pinza en el modo de trabajar de la pieza, se han unido los dos anclajes de la pinza mediante una unión infinitamente rígida. De esta manera se simula el efecto de la pinza, que no se debería deformar bajo estas cargas y debería mantener sus dos anclajes sin desplazamiento relativo. Asimismo, se han utilizado otras dos uniones rígidas en los taladrados situados por debajo del alojamiento del eje delantero para idealizar los dos tornillos que aprietan dicho eje.

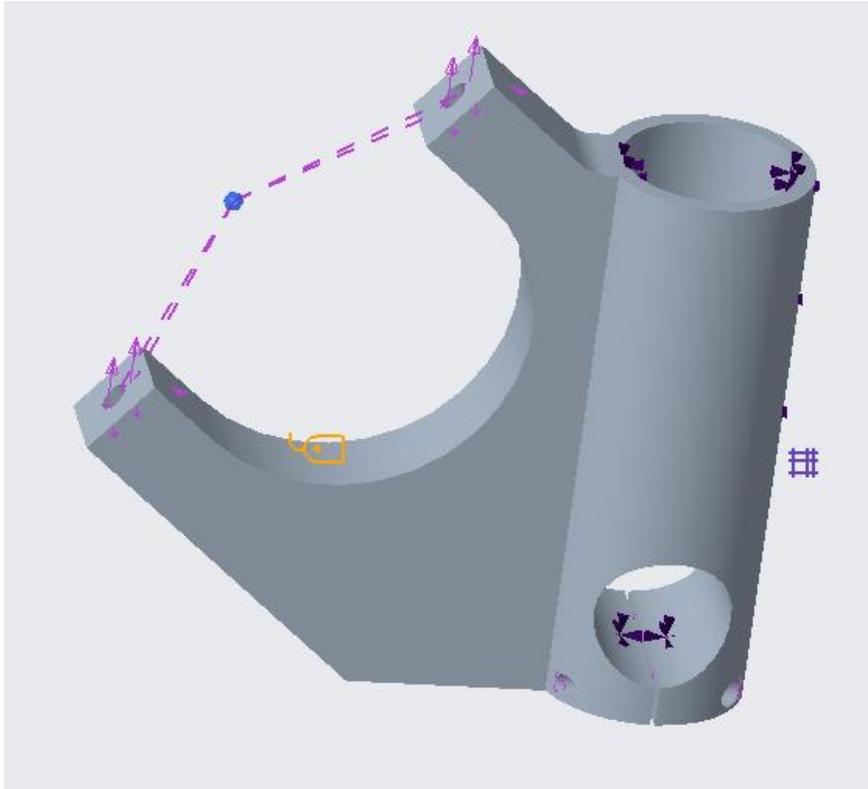


*Ilustración 50: montaje puntera-pinza-disco.*

La fuerza de frenada se genera a través del rozamiento entre el disco de freno y las pastillas de la pinza. Se podría pensar que este rozamiento provoca un momento en el anclaje de la pinza, debido a la distancia entre el disco, donde se genera la fuerza de frenada, y el anclaje de la pinza. Este esfuerzo produciría una torsión en el brazo de la puntera. Sin embargo, en la realidad este momento es prácticamente inexistente, porque es absorbido por el disco delantero casi en toda su totalidad. De hecho, se considera que no existe en la puntera.

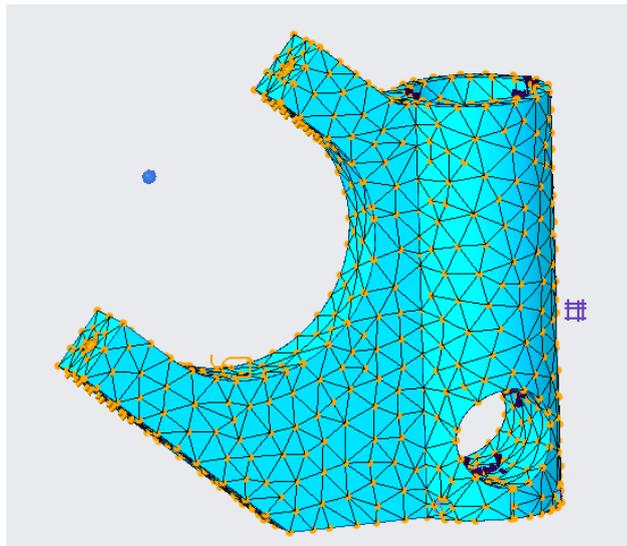
Tal y como sucedía con el eje delantero, la fuerza de frenado es variable y la puntera también trabaja a fatiga. En este caso se considera que la puntera sufre ciclos de carga en los que está aplicada la mencionada fuerza de frenado y no está aplicada carga alguna. Es decir, las tensiones que aparecen en la puntera no son alternas, varían entre el pico y cero.

Para determinar si es suficiente con realizar un análisis cuasiestático o si es necesario efectuar uno dinámico, se ha llevado a cabo un análisis modal de esta pieza. Para tener en cuenta el peso de la pinza en la puntera, de 1.05 kg, se ha colocado un punto en el plano medio de los dos anclajes de esta, a una altura de 16 mm desde la cara donde apoya, aproximadamente la altura donde está el centro de gravedad de la pinza y en el plano que une los dos ejes de los anclajes. En este punto se ha idealizado una masa puntual con dicho peso. En la realidad, el centro de gravedad de la pinza está sobre el centro del disco y los anclajes, pero para evitar que esta masa provoque modos de vibración de torsión que no interesan, se ha colocado en el punto sobre el plano de los anclajes. Esta masa puntual se ha unido con los dos anclajes de la pinza mediante uniones tipo *weighted link*, que unen dicho punto con los elementos tridimensionales que se generan en el mallado y distribuye esta masa de una forma equilibrada. En la ilustración 51 se muestran las condiciones de este análisis modal. Las flechas moradas indican las uniones tipo *weighted link* y las azules las ligaduras.



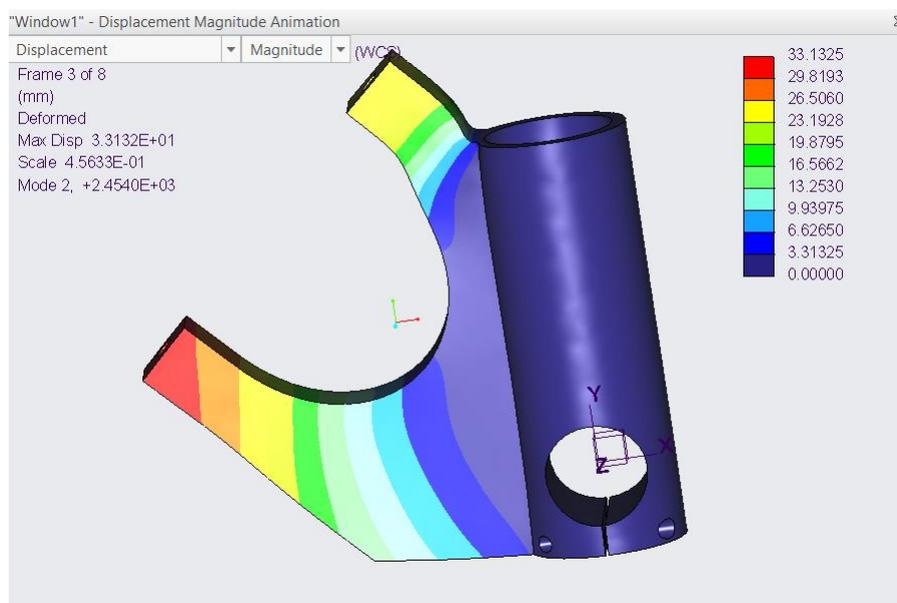
*Ilustración 51: condiciones del análisis modal de la puntera v1.0.*

Para el mallado se han utilizado elementos finitos de un tamaño máximo de 8 mm en toda la pieza, y el material es el aluminio 7075-T6.



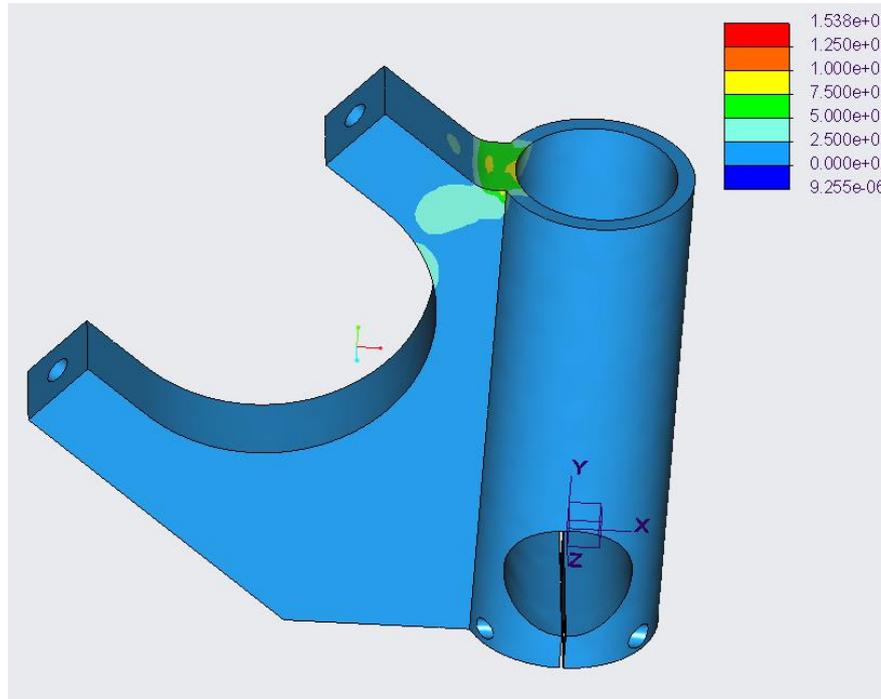
*Ilustración 52: mallado de la puntera v1.0.*

El primer modo de vibración que se ha obtenido sucede a una frecuencia natural de 567 Hz, pero es perpendicular a la fuerza actuante. Por tanto, este modo de vibración, aunque es interesante para observar el comportamiento de la pieza en la frenada, no tiene relación con la fuerza frenada. El modo de vibración que interesa es el siguiente: el primer modo de vibración que la fuerza podría excitar. En los resultados se observa que este modo es el segundo modo de la puntera, cuya frecuencia es de 2454 Hz muy alta. Por lo tanto, el análisis cuasiestático es suficiente.



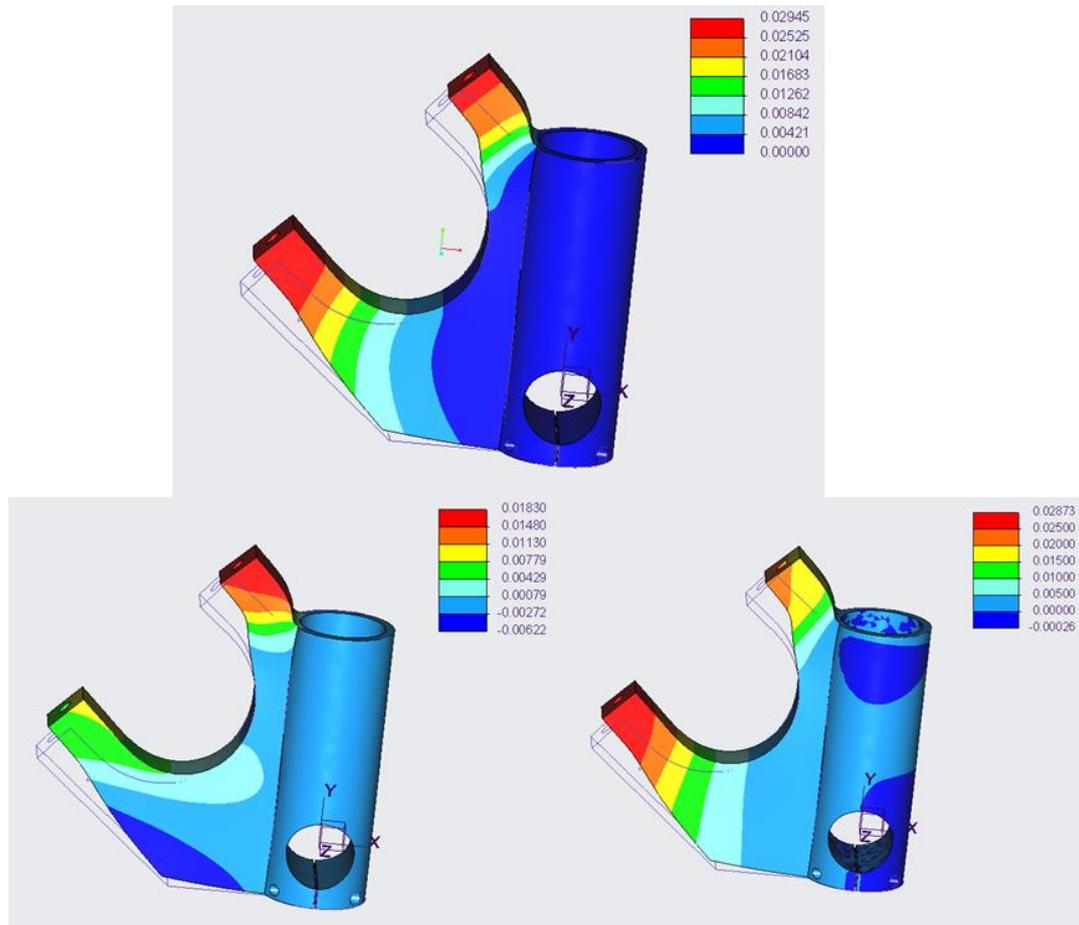
*Ilustración 53: segundo modo de vibración de la puntera v1.0.*

A continuación, se ha realizado el análisis estático en la puntera aplicando la fuerza de frenado y se han calculado las tensiones y las deformaciones. En la ilustración inferior se muestran las tensiones von Mises que se han obtenido. La tensión máxima, de 153 MPa, no es real, porque es debido a la concentración de tensiones en la arista viva de la parte superior del anclaje de la suspensión. En su lugar hay que observar las tensiones que aparecen en la parte superior del brazo de la puntera. Las zonas amarillas, con una tensión cercana a 80 MPa, son las zonas más críticas y es en estas donde se deberá tener especial cuidado al realizar los nuevos diseños de la puntera.



*Ilustración 54: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v1.0.*

En lo que respecta a las deformaciones, se observa que las deformaciones en la dirección radial del disco y axial de la pinza son pequeñas. En consecuencia, estas deformaciones no provocarán alteraciones o vibraciones indeseadas en la frenada.



*Ilustración 55: deformaciones (mm) de la puntera v1.0 (módulo, x, y).*

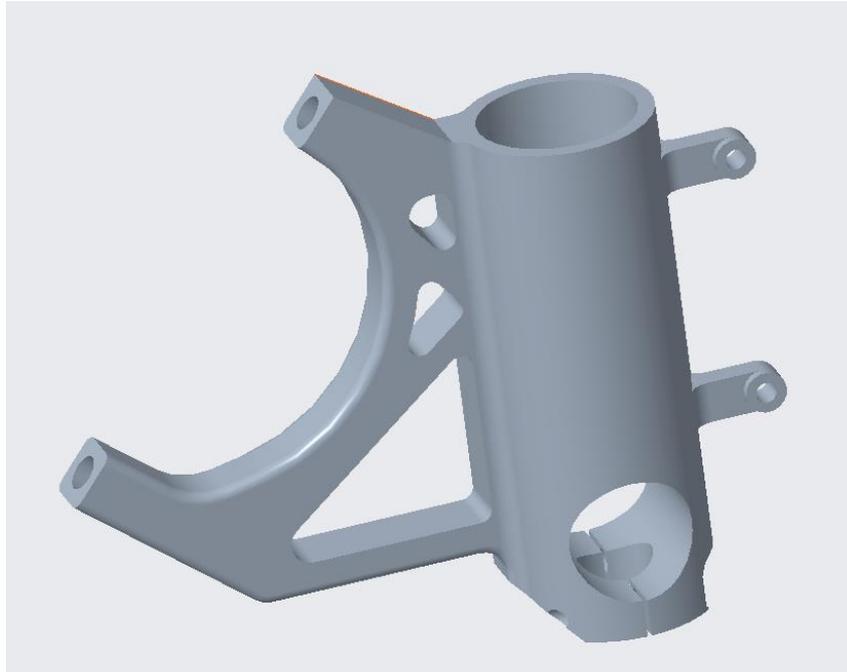
### 2.3.5.1.2 Análisis de resistencia a fatiga

El límite a fatiga del aluminio 7075-T6 es de 159 MPa para  $5 \cdot 10^6$  ciclos. En este diseño se va a utilizar un coeficiente de seguridad de 1.25, por lo que se utilizará un límite a fatiga de 127.5 MPa. Como la tensión máxima en la pieza es menor que este valor, este primer diseño es válido.

### 2.3.5.2 Diseños intermedios

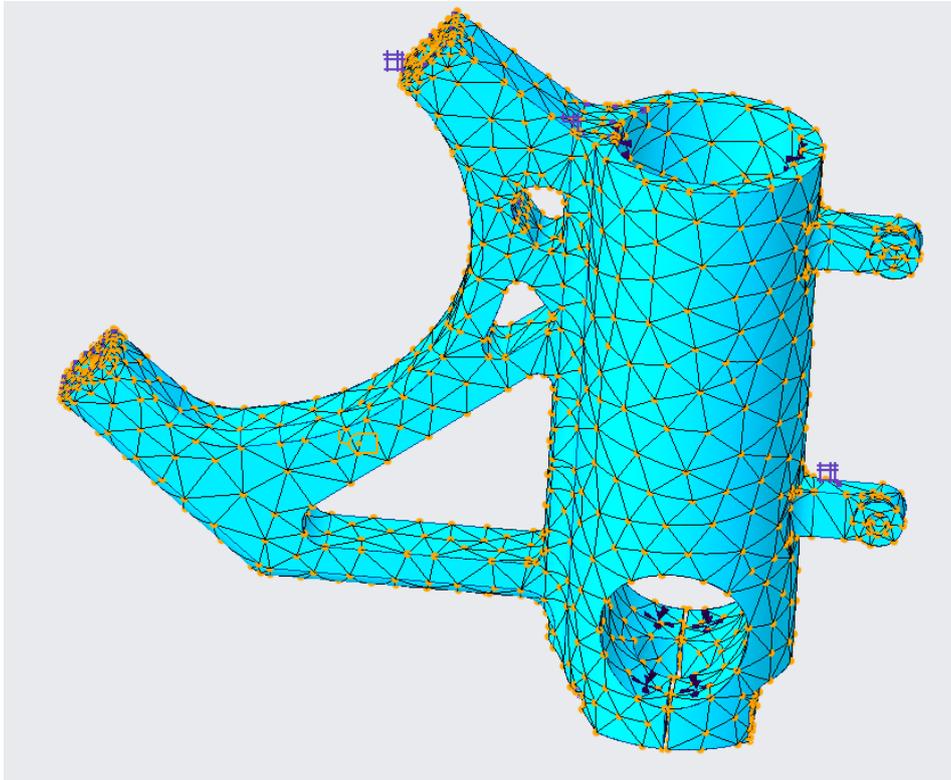
#### 2.3.5.2.1 Puntera v3

Partiendo del diseño de la puntera anterior, se han realizado vaciados pasantes en los lugares donde el material trabaja menos para así aligerarlo. Se han realizado tres vaciados triangulares con los vértices redondeados. Asimismo, se han añadido las dos orejetas necesarias para el guardabarros delantero. Por otro lado, el brazo tiene una anchura de 15 mm. El peso total de esta puntera es de 435 gramos, muy cerca del objetivo establecido.



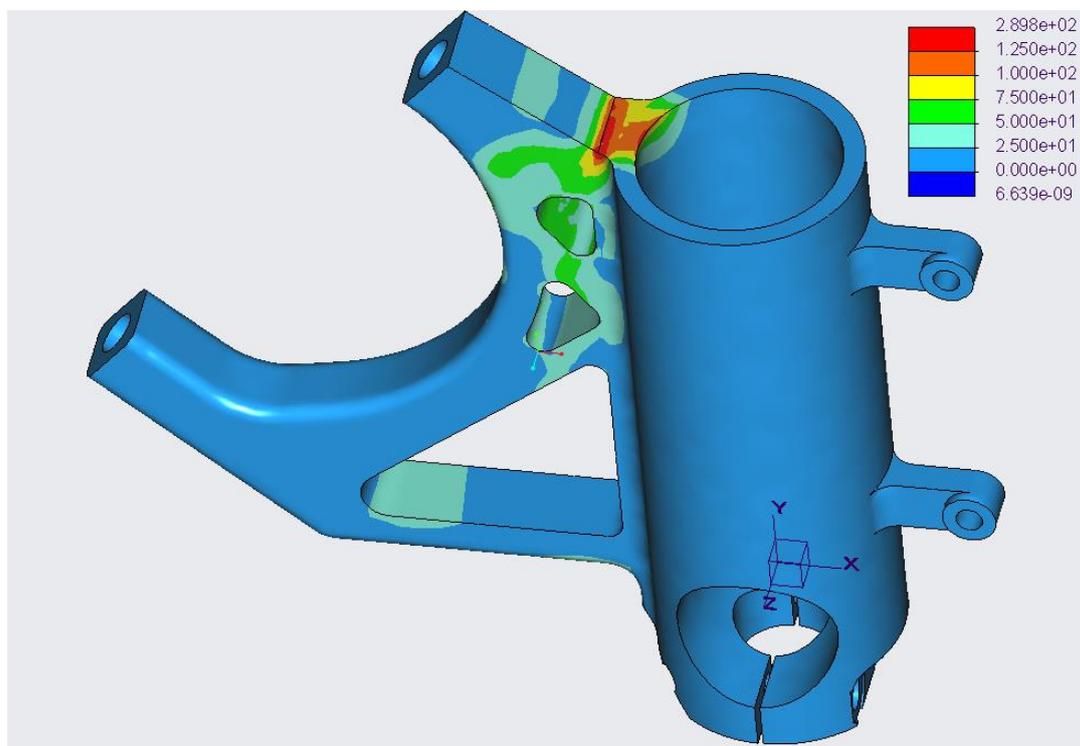
*Ilustración 56: diseño de la puntera v3.0.*

Como en la anterior simulación las tensiones más altas aparecieron en la parte superior del brazo, se ha refinado la malla en los redondeos del vaciado superior y en las dos curvas de los redondeos entre el brazo y cilindro en la cara superior de la puntera. En estos sitios se ha establecido un tamaño máximo de elementos de 4 mm.



*Ilustración 57: mallado de la puntera v3.0.*

Se ha realizado el mismo análisis estructural, con las mismas condiciones y cargas aplicadas, obteniendo el siguiente resultado:

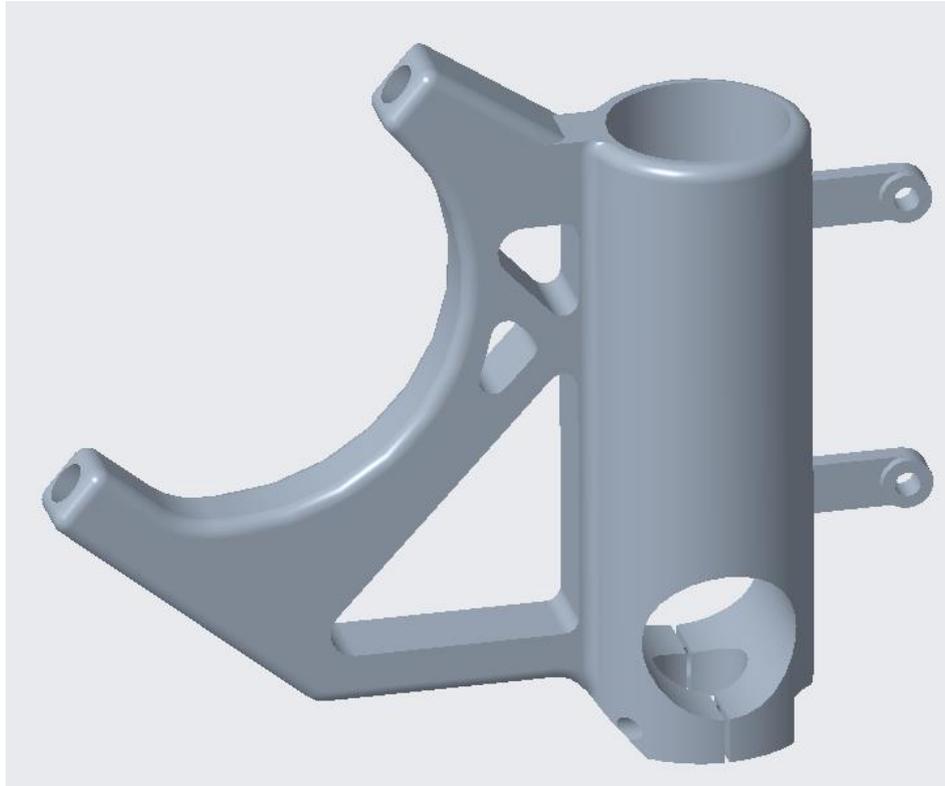


*Ilustración 58: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v3.0.*

Se observa que la zona más crítica es la cara superior de la puntera, donde se han obtenido tensiones máximas ligeramente superiores a 135 MPa. Por lo tanto, se ha concluido que esta cara superior se ha de refinar enteramente, no solo las dos mencionadas curvas. De esta manera se conseguirán resultados más exactos porque un mallado más fino mejora los resultados en zonas donde el gradiente de la tensión sea alto. Asimismo, se ha decidido aumentar el espesor del brazo para aumentar la inercia y así reducir las tensiones que pueden aparecer.

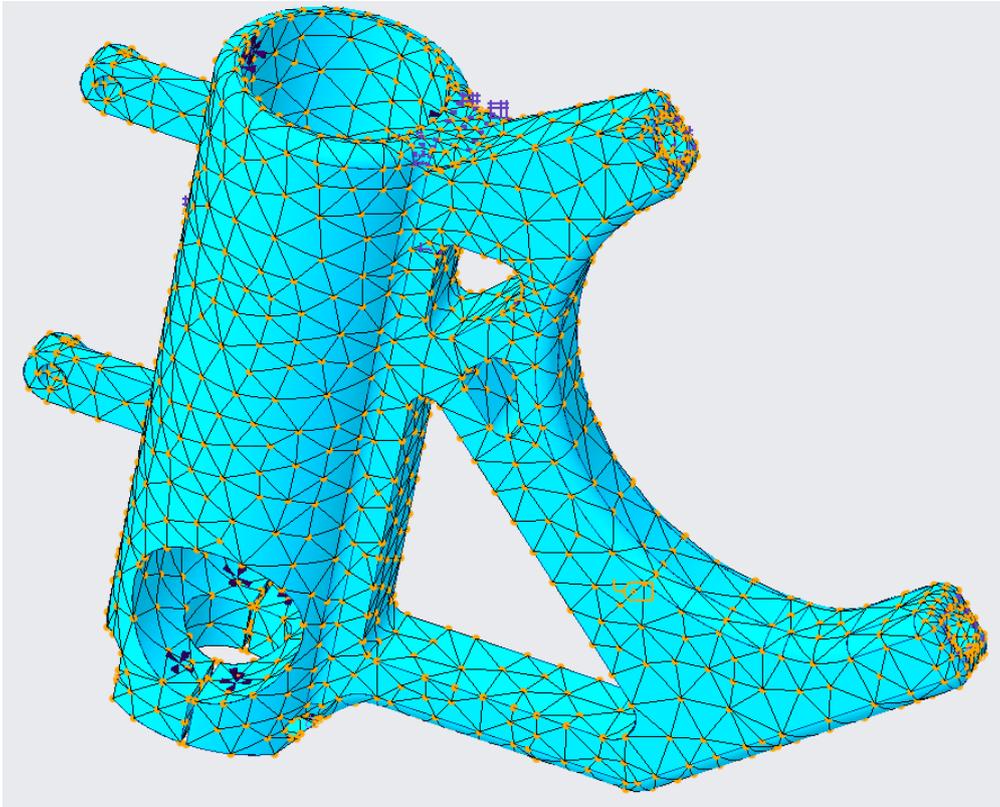
#### 2.3.5.2.2 Puntera v3.4

Se ha ido variando la geometría exterior del brazo y las dimensiones de los vaciados y su colocación. En esta versión el vaciado superior se sitúa a una mayor distancia desde la cara superior, pero se aprovecha para aumentar su tamaño. De esta manera, aunque se ha aumentado el espesor del brazo a 16 mm, se ha conseguido reducir el peso de la pieza unos 30 gramos, resultando un peso de total de 405 gramos para esta versión.



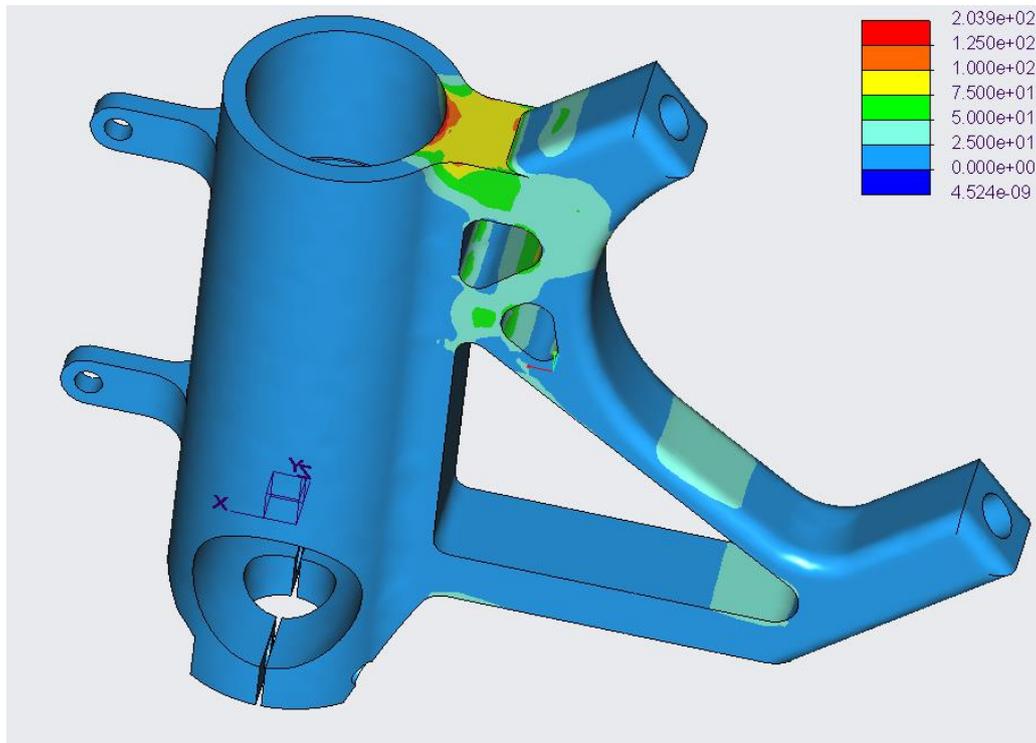
*Ilustración 59: diseño de la puntera v3.4.*

En la siguiente ilustración se muestra el mallado que se ha utilizado en el análisis estructural. El tamaño máximo de los elementos es de 8 mm en toda la pieza y en la cara superior y en los redondeos del vaciado superior se ha utilizado un refinamiento superficial limitando el tamaño máximo a 4 mm.



*Ilustración 60: mallado de la puntera v3.4.*

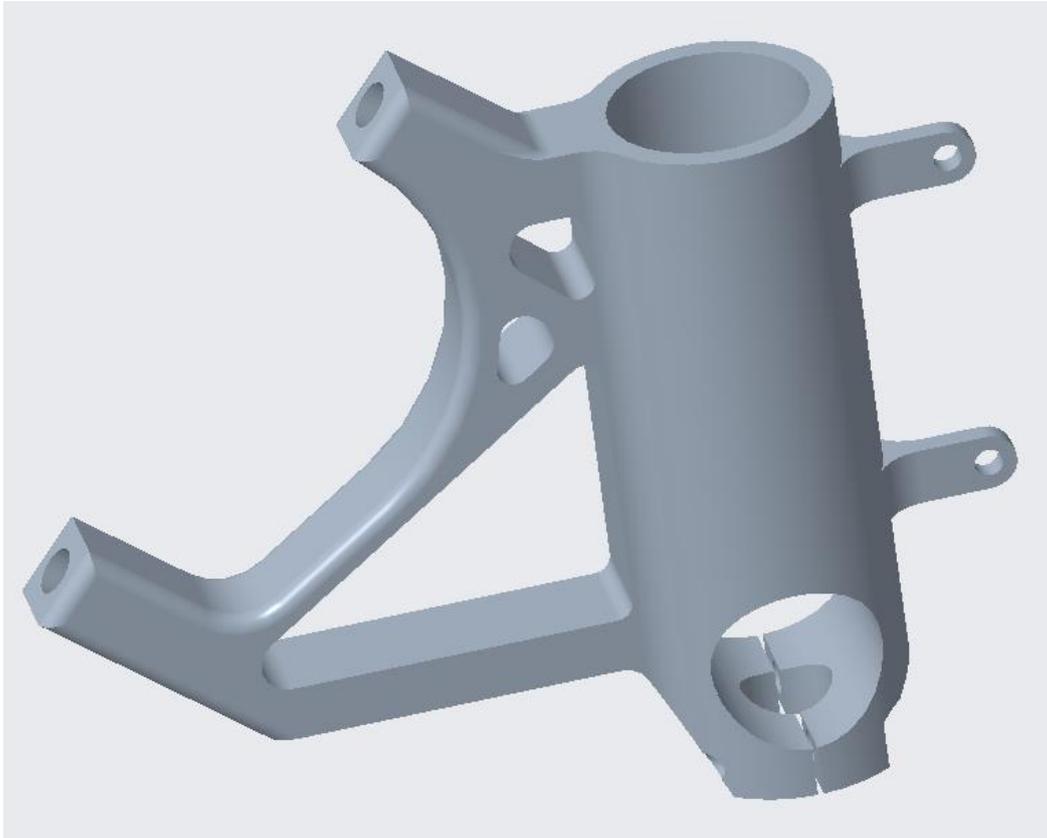
Se ha repetido el mismo análisis estructural, consiguiendo una reducción en las tensiones máximas en la cara superior de la puntera. En esta, la tensión está en su mayoría por debajo de 100 MPa, pero debido a las concentraciones de tensión, en varios puntos esta tensión aumenta hasta casi 120 MPa. El resultado se puede considerar aceptable, pero se decidió mejorarlo para aumentar la seguridad de la pieza.



*Ilustración 61: tensiones von Mises (MPa) en la puntera v3.4.*

### 2.3.5.3 *Diseño final: puntera v3.5*

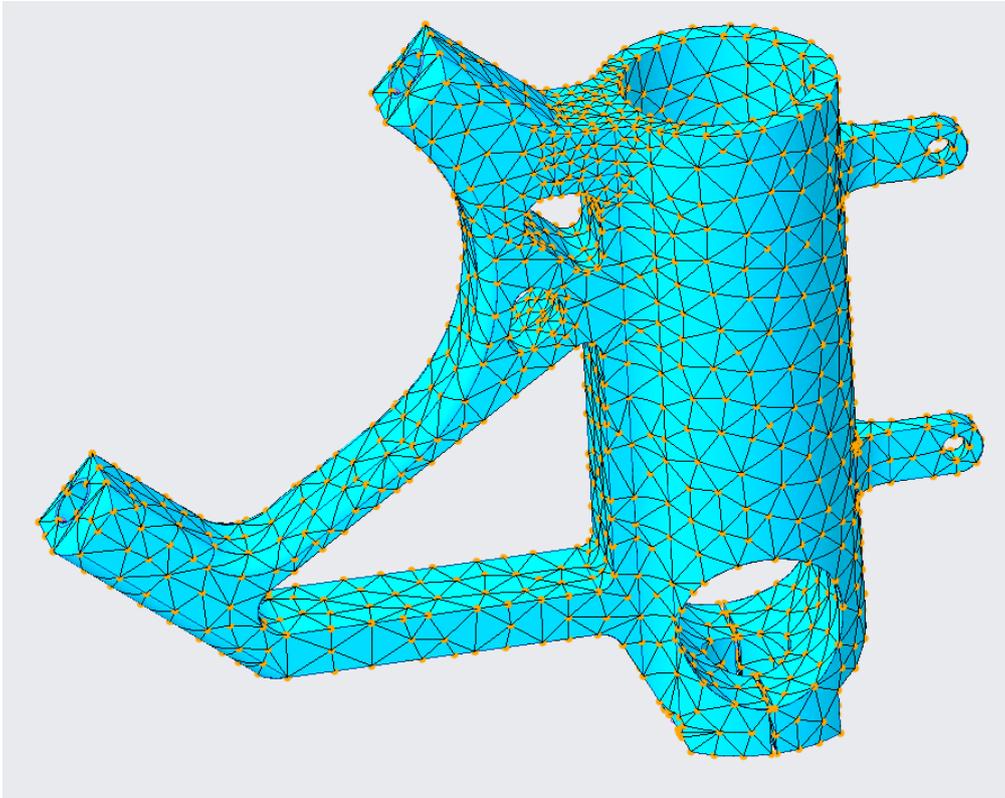
En el diseño final se ha aumentado el espesor del brazo a 18 mm. Esto aumenta la inercia del mismo y además se aumenta el espesor de la zona donde se aplica la carga, es decir, los dos agujeros del anclaje de la pinza. Para hacer frente al aumento de peso que provoca, se han aumentado las dimensiones de los vaciados, especialmente del vaciado inferior, optimizándolo respecto a la geometría externa del brazo. Para facilitararlo, se ha modificado esta geometría, proporcionándole una forma más triangular en su parte inferior. Con estas modificaciones se ha logrado mantener el peso de la pieza en 406 gramos, cumpliendo el peso objetivo impuesto



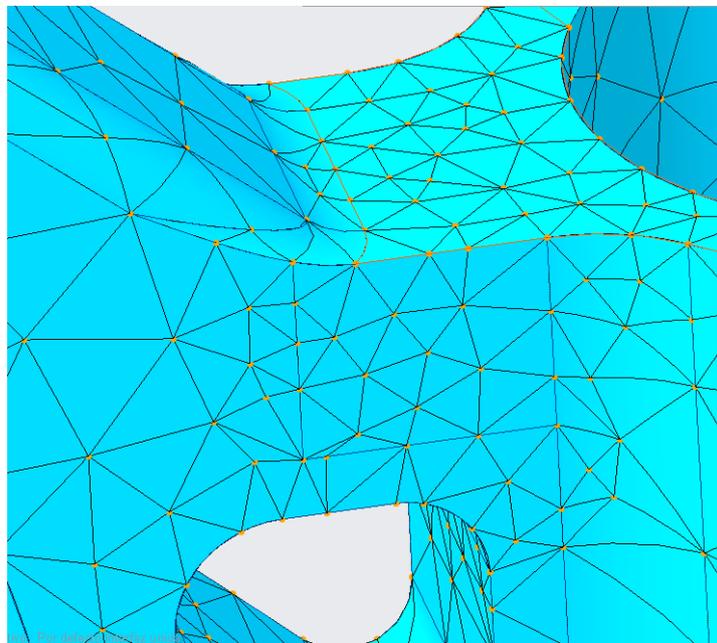
*Ilustración 62: diseño de la puntera v3.5.*

#### 2.3.5.3.1 Análisis estructural

Para crear la malla se han añadido dos superficies de control en la zona superior del brazo, como se puede ver en la ilustración 64. Ésta es la zona crítica de la pieza, y para mejorar el resultado se ha establecido el tamaño máximo de los elementos en 4 mm en esta zona. De esta manera se ha conseguido un mallado más fino y una mejor transición entre la zona no crítica y la zona crítica. Por otra parte, el mallado de la pieza completa se muestra en la ilustración 63, con un total de 8405 elementos.

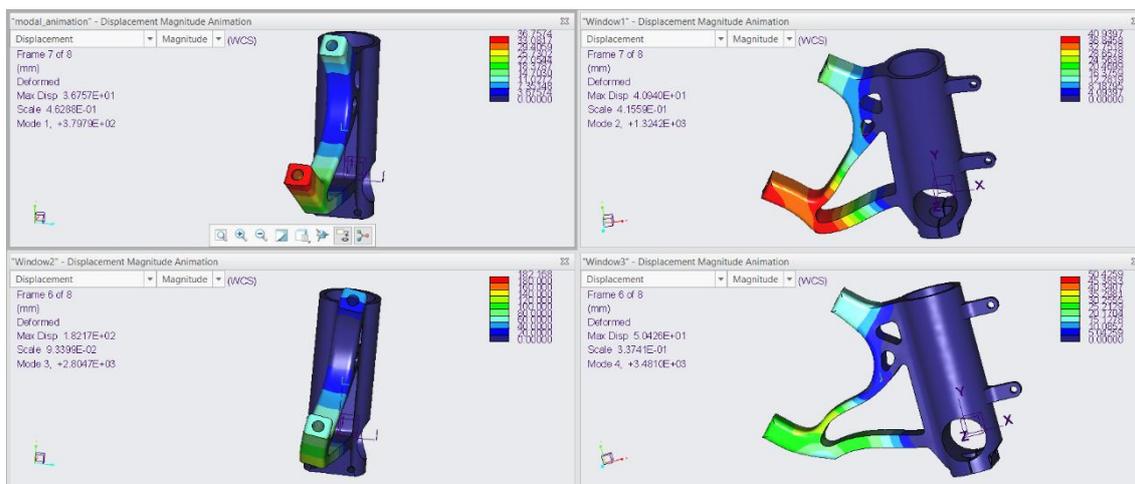


*Ilustración 63: mallado de la puntera v3.5*



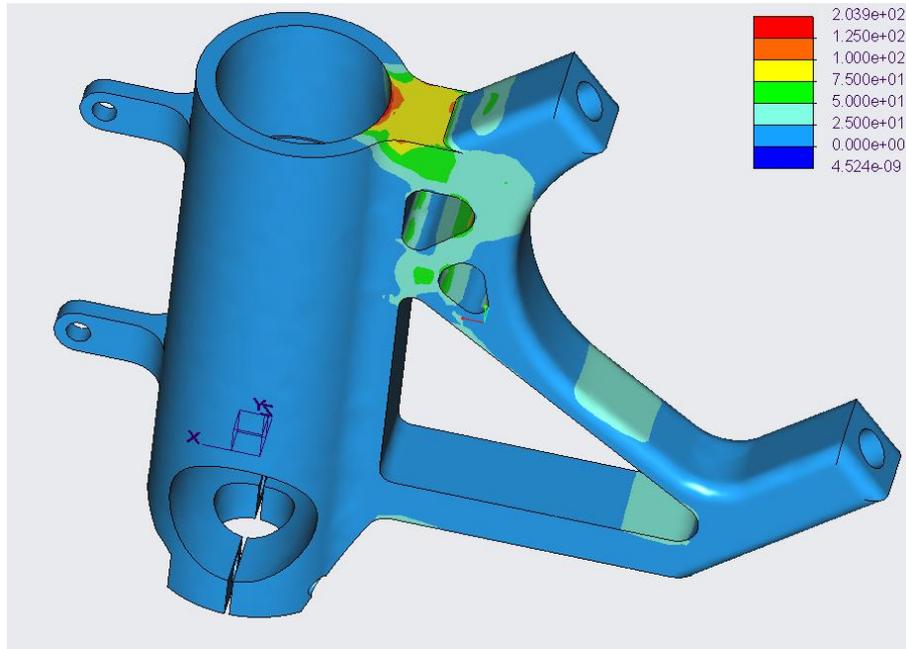
*Ilustración 64: detalle del mallado de la zona superior del brazo*

Para esta última versión de la puntera se han aplicado las mismas condiciones de contorno que en la puntera v1.0. En este caso se han vuelto a calcular los cuatro primeros modos de vibración de la puntera. Debido a que esta versión es menos rígida que la primera, las frecuencias son menores, como se puede observar en la ilustración 65. El primer modo que interesa sigue siendo la segunda, pues es esta la primera que puede excitar la fuerza actuante, pero la frecuencia sigue siendo muy alta, de 1324 Hz (en la primera versión 2454 Hz).



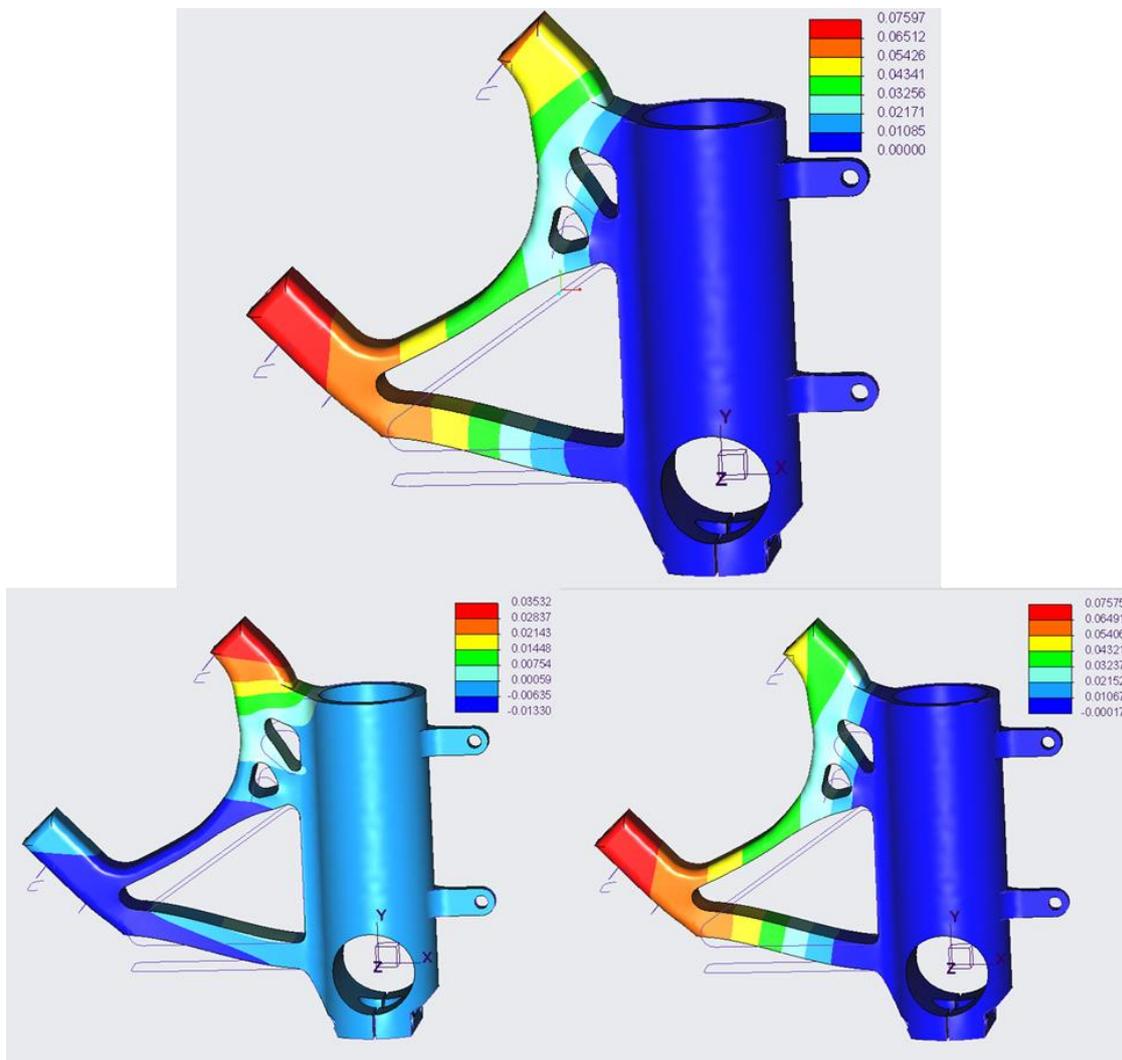
*Ilustración 65: primeros 4 modos de vibración de la puntera v3.5.*

Aplicando la carga de la frenada, se han obtenido las tensiones von Mises que se muestran en la ilustración 66. La tensión máxima que se ha obtenido es de 113 MPa, en la cara superior, justo donde empieza el redondeo entre el brazo y el cilindro. En el otro lado (oculto en la ilustración) la tensión es de 107 MPa. El siguiente punto con la mayor tensión se encuentra en la zona del redondeo de la cara superior, con un valor cercano a 110 MPa.



*Ilustración 66: tensiones von Mises (MPa) de la puntera v3.5.*

Las deformaciones que genera la fuerza de frenada son pequeñas, siendo el desplazamiento máximo de 0.075 mm. Por tanto, se concluye que estos desplazamientos no interferirán en la frenada de la motocicleta.



*Ilustración 67: desplazamientos de la puntera v3.5 (módulo, x, y).*

### 2.3.5.3.2 Análisis de resistencia a fatiga

Las tensiones máximas que se han obtenido son menores que el límite de fatiga que se ha impuesto. De hecho, se ha conseguido el siguiente coeficiente de seguridad:

$$\frac{127.2}{113} = 1.125$$

Este valor no es muy alto, pero también se ha de tener en cuenta que la carga se ha mayorado por un coeficiente de 1.28 y que el límite de fatiga se ha reducido por 1.25. Por tanto, se concluye que este diseño es satisfactorio. Adicionalmente, para mayor seguridad se realizará un seguimiento en las zonas de tensiones más altas. En este seguimiento se comprobará que no aparecen grietas de fatiga en las superficies críticas.

## 2.4 Fabricación

### 2.4.1 Eje delantero

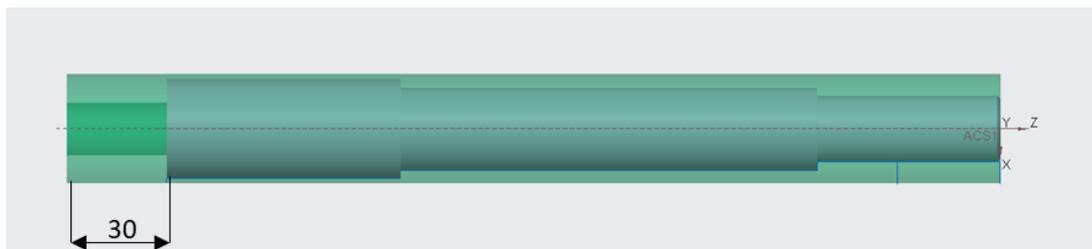
Para fabricar el eje delantero se utiliza una barra perforada de acero inoxidable de un diámetro interior de 16 mm y exterior de 32 mm, de una longitud de 280 mm. No obstante, estas barras suelen ser de un diámetro exterior ligeramente mayor (nunca menor), por lo que se considera que a efectos prácticos la barra perforada tiene un diámetro exterior de 33 mm. Esta barra se adquiere de una empresa proveedora y se corta a la medida en la sierra eléctrica del taller interdepartamental. Para la fabricación del eje delantero se utiliza solamente el torno CNC Pinacho ST225.

#### 2.4.1.1 Operaciones

En total se realizan tres operaciones para obtener la geometría final del eje delantero.

##### 2.4.1.1.1 Operación cilindrado exterior

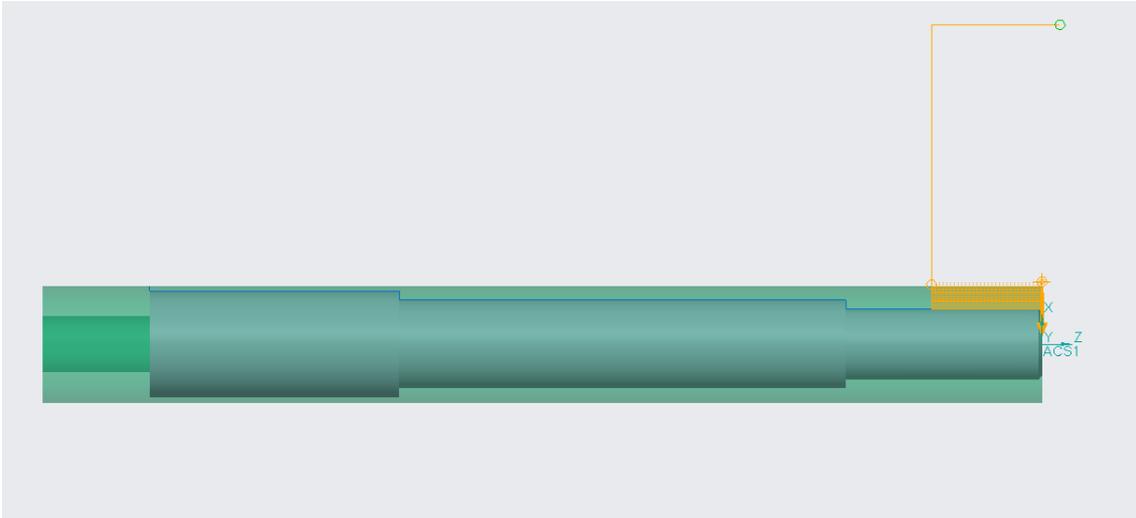
La barra perforada es 30 mm más larga para poder amarrarlo en el plato de garras del torno. Asimismo, se utiliza el contrapunto para reducir la flexión que surge al mecanizar el eje delantero. Por otro lado, los ejes del sistema de coordenadas coinciden con los ejes de la máquina. De hecho, solamente se ha de referenciar la pieza una vez en la coordenada z porque las herramientas ya están referenciadas tanto en x como en z.



*Ilustración 68: sistema de coordenadas de la primera operación.*

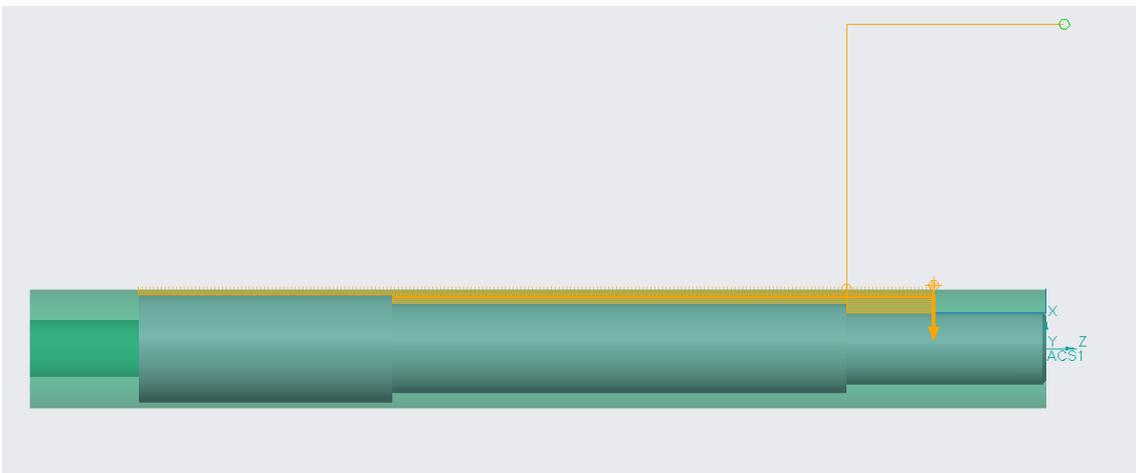
Esta operación se divide en tres partes:

1. Desbaste inicial: debido a la geometría de la herramienta de torneado de desbaste, cuando se cilindra la zona cercana al contrapunto sucedería una colisión entre la herramienta y el contrapunto. Para evitarlo se utiliza en este desbaste la herramienta de acabado por su geometría más estrecha. Se cilindra una longitud de 31 mm, desde el diámetro exterior de 33 mm hasta 20 mm, dejando un exceso de 0.2 mm para la pasada de acabado.



*Ilustración 69: trayectoria del desbaste inicial.*

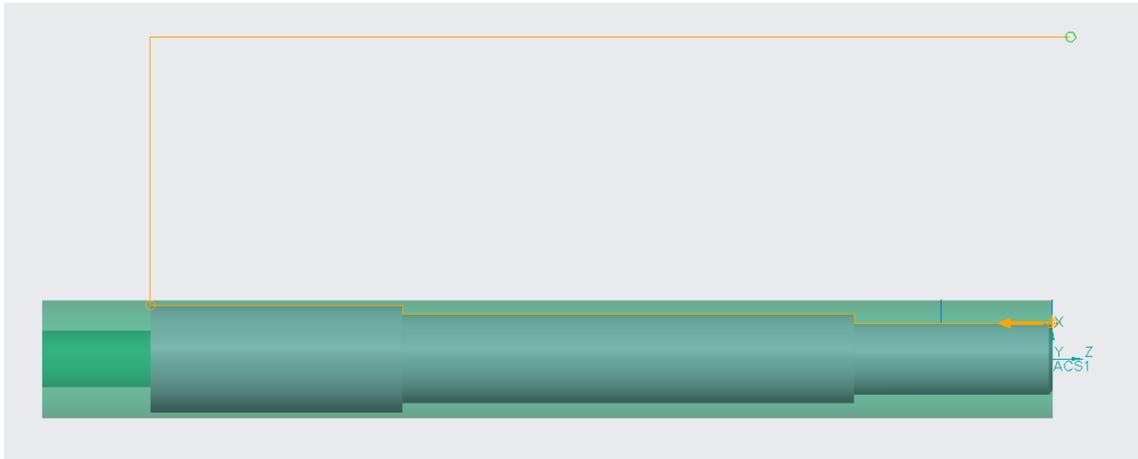
2. Desbaste: se cambia de herramienta y se procede a realizar un cilindrado de desbaste con la herramienta de desbaste. El cilindrado empieza en la cota  $z=-31\text{ mm}$  y termina en  $z=-250\text{ mm}$ . Se mecanizan los dos cambios de diámetro del eje delantero, dejando un exceso de  $0.2\text{ mm}$  para el acabado.



*Ilustración 70: trayectoria del desbaste.*

3. Acabado: se vuelve a cambiar a la herramienta de acabado para realizar una pasada de perfilado para conseguir un buen acabado final de la pieza y quitar el material sobrante de los anteriores cilindrados. Esta pasada de acabado se repite hasta conseguir las medidas exactas dentro de la tolerancia asociada al rodamiento de la llanta.

Los parámetros de corte se recogen en la siguiente tabla y se han obtenido a partir de los valores recomendados por los fabricantes (Izar, 2020) y la experiencia del equipo obtenida en torneados similares.



*Ilustración 71: trayectoria del perfilado.*

*Tabla 10: parámetros de corte de la operación cilindrado exterior.*

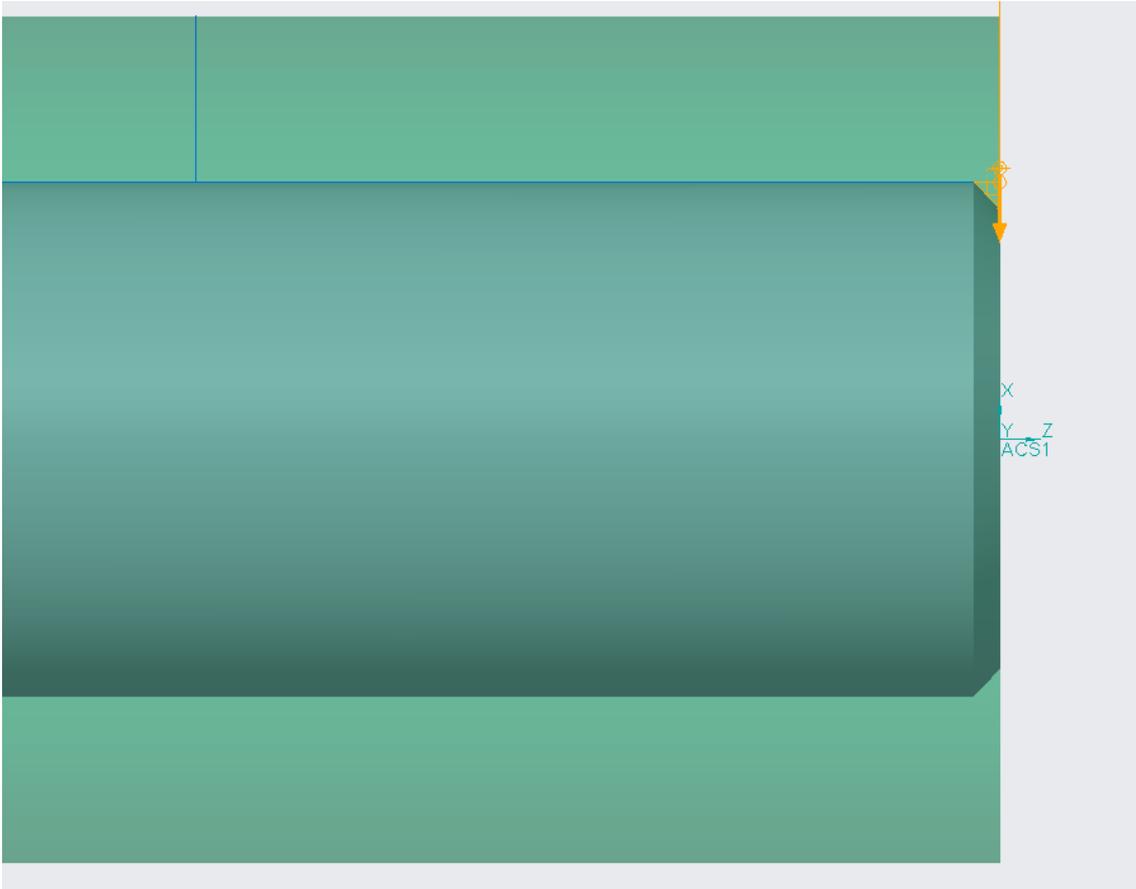
	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	Exceso (mm)
<i>Desb. ini.</i>	265	16.7 - 27.5	0.3	79.5	0.5	0.2
<i>Desbaste</i>	280	17.6 - 29	0.3	84	0.5	0.2
<i>Acabado</i>	318	20 - 30	0.1	31.8	0.2	0

#### 2.4.1.1.2 Operación de roscado

En esta operación no se puede utilizar el contrapunto de porque la herramienta de roscado colisionaría con este. Además, también se mecaniza la entrada de la rosca con la herramienta de desbaste, por lo que es imposible mecanizar con el contrapunto. Como se tornea la rosca, para mejorar la precisión se amarra el eje delantero en el plato de garras del torno lo más cerca posible de la zona de roscado. El sistema de coordenadas es el mismo, pero se ha de referenciar otra vez en el eje z porque se ha cambiado el amarre de la pieza.

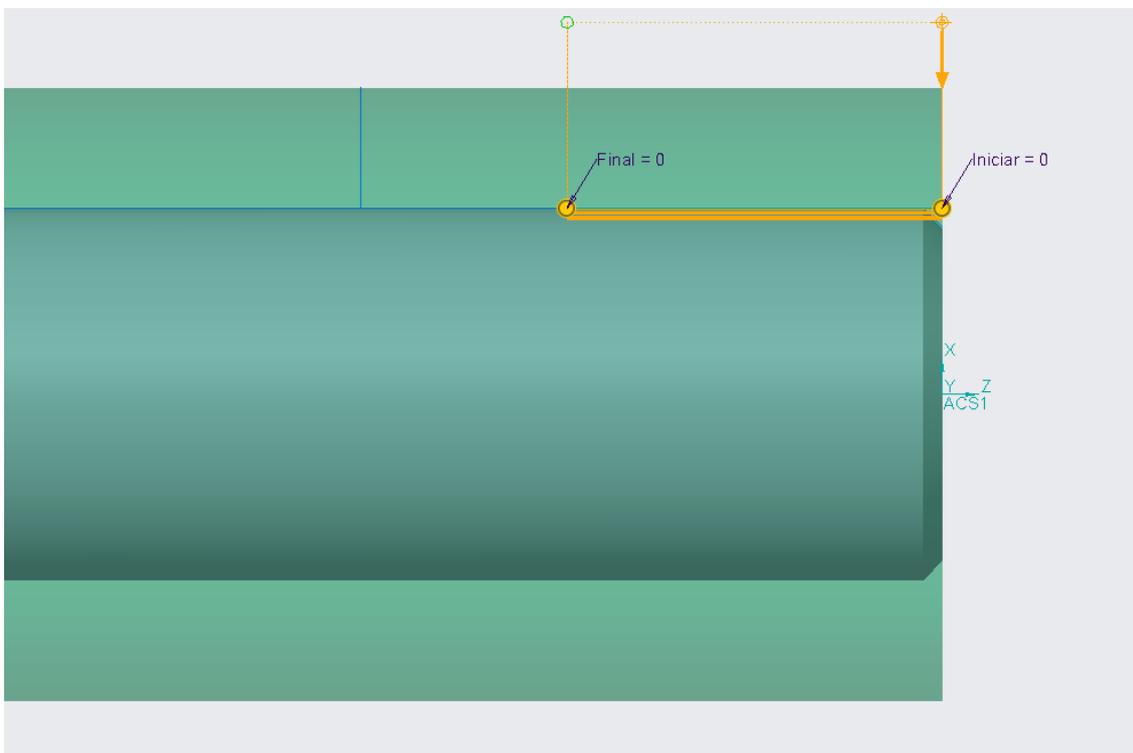
Se completan dos ciclos de torneado:

1. Entrada de la rosca: se mecaniza un pequeño chaflán de  $2 \times 45^\circ$  con la herramienta de desbaste. Este cono facilita la entrada de la tuerca en la rosca.



*Ilustración 72: trayectoria del mecanizado chaflán para la entrada de la rosca.*

2. Roscado: se mecaniza una rosca de M20x1 en una longitud de 20 mm. En total se realizan 7 pasadas de desbaste y 5 de acabado para asegurar la calidad de la rosca. La profundidad de pasada de los cortes de desbaste es variable, reduciéndose cada vez más en cada pasada. Los valores de los parámetros de corte se han obtenido del mecanizado del eje trasero de la moto, similar a este.



*Ilustración 73: trayectoria del roscado.*

Los parámetros de corte de los dos ciclos de torneado son las siguientes:

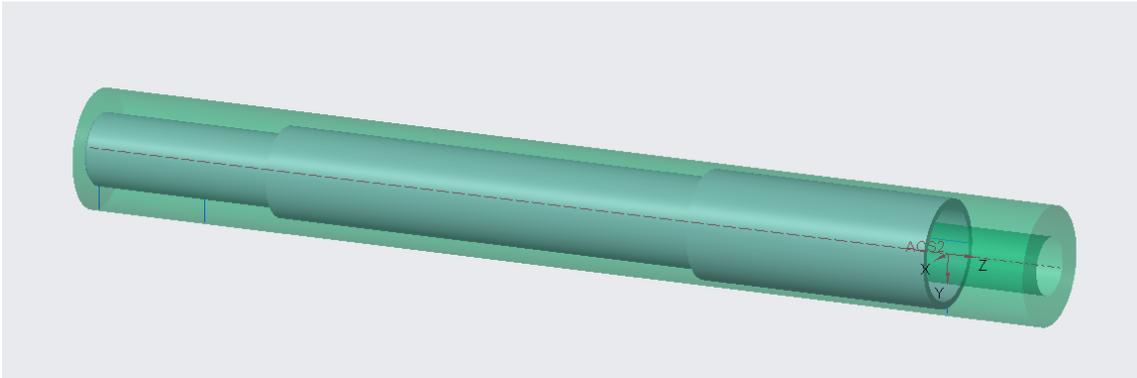
*Tabla 11: parámetros de corte de la segunda operación del eje delantero.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)
<i>Chaflán</i>	200	12.56	0.2	40	0.5
<i>Roscado</i>	50	3.14	1	50	Variable

#### 2.4.1.1.3 Operación de taladrado y cilindrado interior

A continuación, con la sierra eléctrica del taller interdepartamental se corta el eje para quitar el exceso utilizado para amarrar en el plato de garras del torno en la primera operación. Debido al mal acabado que deja el corte de la sierra, se realiza un refrentado para corregirlo y para que el eje tenga la longitud de 250 mm. Para evitar que la longitud del eje delantero sea menor después del refrentado, en el corte con la sierra se deja un exceso. Como este exceso y el acabado de la sierra son variables, el refrentado se realiza manualmente.

Seguidamente, se monta el eje delantero en el plato de garras del torno Pinacho ST225 justo antes del cambio de sección de 25 a 30 mm. Los ejes sistema de coordenadas siguen siendo coincidentes con los ejes de la máquina, como se indica en la ilustración inferior, por lo que solo hay que referenciar la cota  $z=0$  de la pieza.



*Ilustración 74: sistema de referencia de la operación taladrado y cilindrado interior.*

En esta última operación del eje delantero no se mecaniza ninguna superficie funcional, solo se mecaniza el material interior sobrante para reducir su peso. Para ello se utilizan dos taladrados y un cilindrado interior. Debido a las dimensiones del portaherramientas, para evitar una colisión entre el portaherramientas y la pieza es necesario realizar primero un mecanizado para obtener un diámetro interior de 20 mm.

1. Primer taladrado: con una broca larga de 18 mm se perfora el eje delantero toda la longitud útil de la herramienta. El objetivo de este primer taladrado es reducir la profundidad de pasada del segundo taladrado para facilitar su mecanizado.
2. Segundo taladrado: se efectúa un taladrado con una broca de 20 mm hasta una profundidad de 135 mm, la longitud útil de la herramienta. Con este ciclo de perforado se consigue el diámetro interior del diseño del eje delantero.
3. Cilindrado interior: se cambia a la herramienta de cilindrado interior y se procede a torneear el diámetro interior de 20 mm a 26 mm, en una profundidad de 65 mm.



*Ilustración 75: trayectoria del cilindrado interior.*

*Tabla 12: parámetros de corte de la tercera operación del eje delantero.*

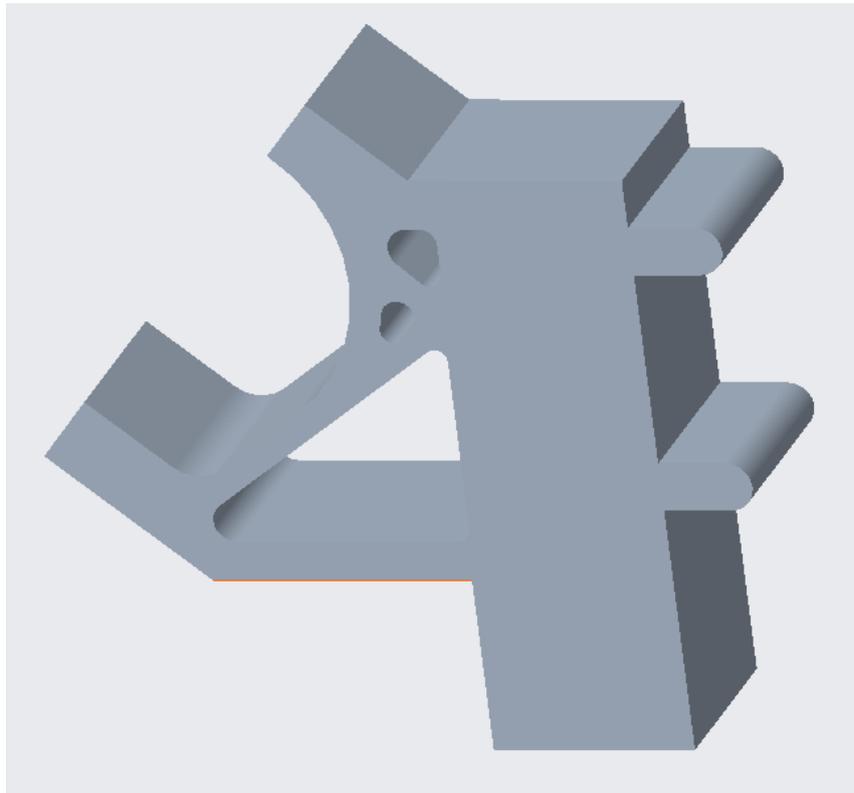
	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)
<i>Talad. 18.</i>	195	11	0.27	52.65	9
<i>Talad. 20</i>	175	11	0.28	49	10
<i>Cil. Int.</i>	200	12.6 – 16.3	0.2	40	0.3

#### 2.4.2 Puntera

Para fabricar la puntera se ha de partir de una pieza inicial para su mecanizado. En este caso se han valorado dos alternativas para la pieza de partida: un paralelepípedo rectangular y una preforma obtenida por corte por agua. La primera opción conlleva un mayor gasto de material, pero su mayor desventaja es que se necesita mucho más tiempo de mecanizado para obtener la pieza final. En cambio, la preforma de corte por agua es similar a la puntera final, con excesos de material para su posterior mecanizado. Estas preformas, que se adquieren a una empresa externa, posibilitan reducir el tiempo de fabricación de la pieza. Teniendo en cuenta que este es un factor limitante para el equipo, se ha decidido utilizar preformas para la fabricación de la puntera.

#### 2.4.2.1 *Diseño de la preforma*

El corte por agua realiza un recorrido sobre una pieza plana de un espesor específico, normalmente múltiplo de 10 mm. En este caso, el recorrido es la silueta de la puntera, exactamente la vista perpendicular al brazo de la puntera. Sin embargo, debido a la tolerancia que ofrece este proceso y su acabado mediocre, se añaden excesos de material de 1 o 2 mm sobre esta silueta. Adicionalmente, se ha aumentado la longitud de la parte inferior de la puntera 20 mm. En esta protuberancia se mecaniza mediante fresado un cilindro concéntrico al eje de la suspensión, lo que permite un buen amarre en el plato de garras del torno. Por otro lado, el espesor de la preforma es de 50 mm, pues ha de ser múltiplo de 10. Esto significa que el material excedente es mayor en este sentido. Por último, se ha decidido adquirir 5 preformas, una para cada prototipo del equipo de la escuela, una para el equipo el MotoStudent de la Universidad de Asturias, otra como pieza de repuesto y una quinta por si en la fabricación sucede algún error.



*Ilustración 76: diseño de la preforma de la puntera.*

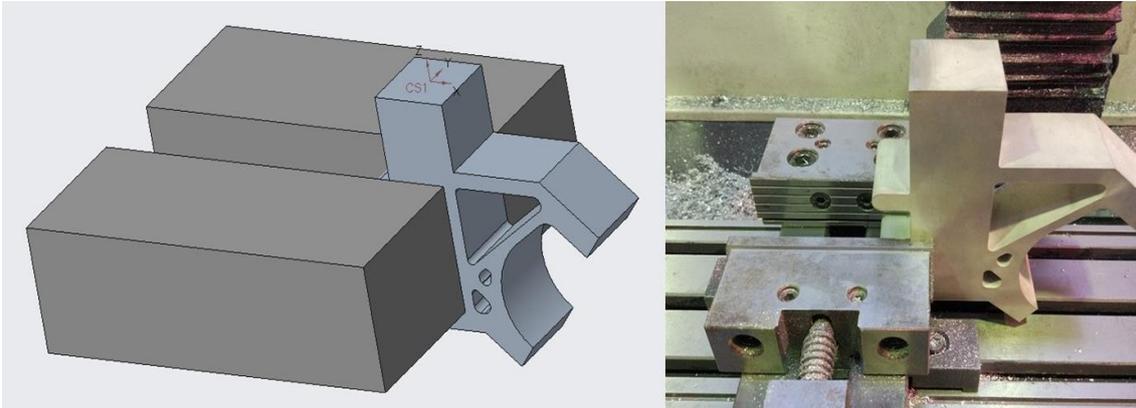
## 2.4.2.2 Operaciones

### 2.4.2.2.1 Operación cilindrado F3

Tal y como se ha mencionado en el anterior apartado, la parte inferior de la preforma ha sido alargada para mecanizar una superficie apta para amarrarlo en el plato de garras del torno. Esta superficie, cilíndrica, se obtiene en esta operación, que se realiza en la fresadora CNC Opti Mill F3 (ver ilustración 78). Como en el plato de garras del torno se amarra por este cilindro, su eje es el mismo eje del alojamiento de la suspensión. Además de dicha superficie cilíndrica, también se realizan un planeado inicial (previo al mecanizado del cilindro) y una trayectoria rectangular (posterior) como se ve en la ilustración 78. Este primer planeado es perpendicular al eje del cilindro, y permite referenciar y obtener una superficie de amarre perpendicular a dicho eje. Por otro lado, la trayectoria rectangular genera una especie de paralelepípedo, cuyas cuatro caras son paralelas al eje del cilindro. Por lo tanto, en esta operación no se obtiene ninguna geometría final de la pieza, solamente se consiguen superficies que se utilizan como amarres o para referenciar en las siguientes operaciones.

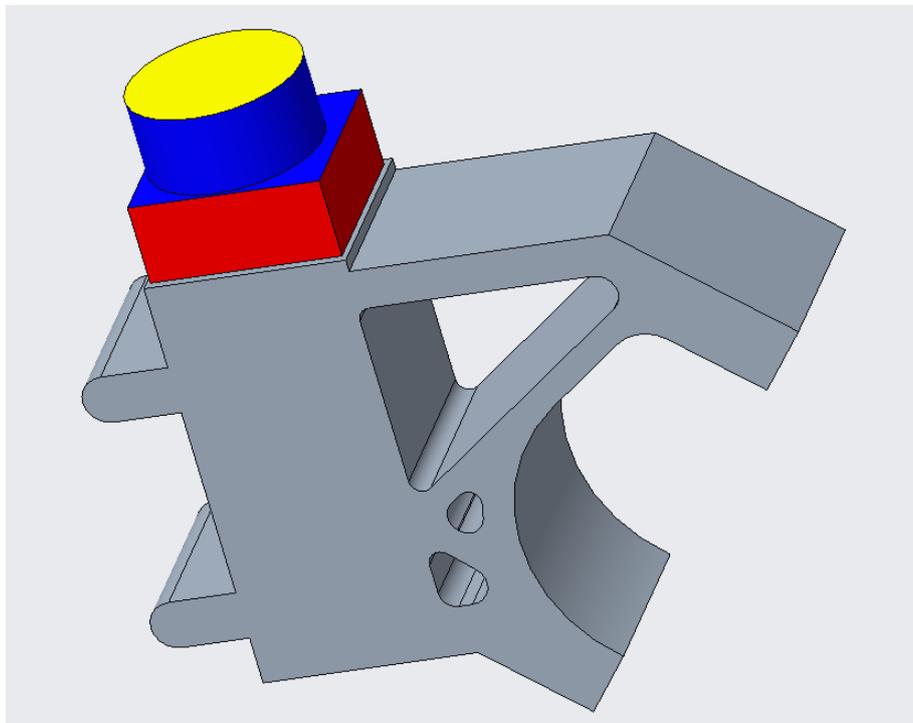
Por otro lado, en toda la operación se utiliza una única herramienta, una fresa rectangular de 18 mm de diámetro, tanto para mecanizar como para referenciar. Lo ideal sería utilizar el palpador para obtener las referencias, pero debido al tamaño de la pieza y limitación del movimiento de la máquina en el eje z, no es posible utilizar el palpador y se utiliza en su lugar una fresa para conseguir una longitud de herramienta más corta. De hecho, se ha de amarrar la puntera en la posición más baja posible para evitar llegar al final de carrera en el eje z.

El sistema de coordenadas de la operación se sitúa en el eje del alojamiento de la horquilla de la puntera y en el plano superior del mismo, como se puede observar en la ilustración 77. Para obtener las referencias del sistema de coordenadas de esta operación primero se referencia el plano superior de la pieza para obtener la coordenada z. A continuación, se coloca  $z=0$  a 0.2 mm más abajo para que en el planeado se mecanice toda la superficie. Si no, debido al acabado del corte por agua es posible que el planeado no mecanizase en toda la superficie. Seguidamente se obtiene el centro de la superficie rectangular tomando las referencias en las cuatro caras perpendiculares a los ejes x e y. Finalmente, se desplaza este punto de referencia  $x=-2.25\text{ mm}$  y se obtiene la ubicación del origen del sistema de coordenadas deseado.



*Ilustración 77: amarre de la operación cilindrado F3.*

Como se muestra en la ilustración 76, en primer lugar, se realiza un pequeño planeado en  $z=0$  para conseguir una superficie plana y perpendicular al eje del alojamiento de la suspensión (amarillo). A continuación, se realiza una trayectoria circular helicoidal que mecaniza un cilindro de un diámetro de 43 mm y una profundidad de 20 mm, concéntrico al eje del alojamiento de la suspensión (azul). Finalmente, mediante otra trayectoria rectangular helicoidal se obtienen cuatro caras perpendiculares y paralelas a dicho eje (rojo).



*Ilustración 78: superficies mecanizadas en la operación cilindrado F3.*

Los parámetros de corte son los siguientes:

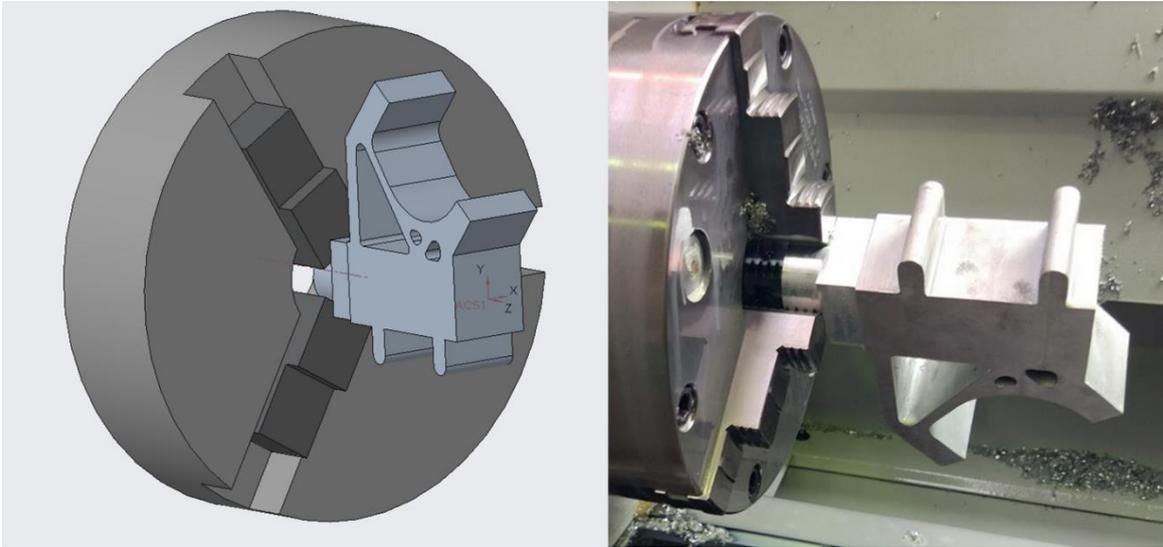
- Velocidad de giro del cabezal: 2800 rpm. Con esta velocidad de giro se obtiene una velocidad de corte de 158 mm/min, ligeramente inferior a la velocidad recomendada por Izar, siendo está de 160-200 mm/min para este tipo de material (Izar, 2020).
- Velocidad de avance: 300 mm/min. Izar recomienda un avance de 580 mm/min para fresas de dos filos, pero por la experiencia del equipo se ha reducido esta velocidad recomendada, debido a la falta de refrigerante y falta de potencia de la fresadora.
- La profundidad de la pasada axial está determinada por la hélice, cuyo paso es de 1 mm. En el caso del planeado es de 0.2 mm.
- La profundidad de pasada axial es variable en la operación. En el primer planeado es de 10 mm, en primera trayectoria helicoidal la mínima de 1 mm y la máxima de casi 16 mm y en la última varía entre 1 y 2.5 mm.

*Tabla 13: parámetros de corte de la operación cilindrado F3.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Planeado</i>	2800	158	0.0536	300	0.2	10
<i>Cilindro</i>	2800	158	0.0536	300	1	1-16
<i>Rectángulo</i>	2800	158	0.0536	300	1	1-2.5

#### 2.4.2.2.2 Operación alojamiento de la suspensión

Esta operación se realiza en el torno Pinacho ST225 por la fabricación de la rosca y es la única que se realiza en esta máquina. Como muestra la ilustración 79, se amarra en el plato de garras del torno en el cilindro mecanizado en la operación anterior. De esta manera se consigue que el alojamiento de la suspensión que se mecaniza sea concéntrico al eje z del torno. Para el sistema de coordenadas de esta operación solo se necesita la referencia de la cara superior del alojamiento, es decir, la coordenada z de la pieza, dado que se sitúa en el eje z del torno. Para referenciar se utiliza la fresa de 16 mm de diámetro, que se utiliza en el mecanizado de esta operación.



*Ilustración 79: amarre operación alojamiento de la suspensión.*

Esta operación es una operación crítica porque se mecanizan el alojamiento de la botella de la suspensión delantera (fresado), la rosca y el ranurado de la junta tórica (torneando). En estos dos últimos mecanizados se debe utilizar un portaherramientas para interiores largo, debido a la profundidad en la que se mecanizan. Sin embargo, se dispone de un único portaherramientas adecuado, por lo que se ha de cambiar la plaquita entre el mecanizado de la rosca y el ranurado, lo que conlleva volver a referenciar esta herramienta. Para aumentar la productividad se ha decidido dividir esta operación en dos sub-operaciones. En la primera de ellas se mecaniza el alojamiento de la botella de la suspensión y el roscado de la misma, mientras que en la segunda solo se realiza el ranurado de la junta tórica. Por otro lado, el alojamiento de la botella se mecaniza con una fresa de 16 mm de diámetro montada en la herramienta motorizada de la máquina.

En primer lugar, como muestra la ilustración 81, se realiza un planeado (naranja) con la fresa de 16 mm en la cota  $z=0$ . Para ejecutar esta operación se referencia la cota  $z$  de la pieza con la propia herramienta y se realiza el planeado

Para mecanizar el alojamiento de la suspensión se planteó utilizar trayectorias helicoidales. De esta manera se consigue un buen equilibrio entre la velocidad de avance axial y radial, pero debido a problemas de postprocesado no ha sido posible realizar estas trayectorias helicoidales. En su lugar se efectúan una serie de trayectorias circulares planas y entradas axiales para profundizar, cada una de distinto diámetro y profundidad, pero todas empezando en la cota  $z=0$ . También se ha planteado realizar primero dos ciclos de taladrado, primero con una broca de 10 mm y seguidamente con otra de 20 mm de diámetro. De esta manera se conseguiría que en las entradas axiales de la fresa no se mecanizara, lo que mejora la productividad de esta operación. Sin embargo, el torno solo dispone de una herramienta motorizada, y cambiar la herramienta significa que se deben cambiar sus correcciones. Esto provoca que se necesite más tiempo volviendo a tomar las referencias para las correcciones de las herramientas, por lo que se pierde el tiempo de mecanizado ahorrado. Por esta razón se ha descartado el uso de los taladrados. Además, se simplifica la operación para el operador. Cabe destacar que de esta manera solo se miden una vez las herramientas (la fresa de 16 mm y la herramienta de roscado) justo antes de realizar la primera sub-operación.

1ª trayectoria (amarillo): la herramienta motorizada realiza un movimiento circular pasando el centro de la herramienta por una circunferencia de un diámetro de 10 mm, con una profundidad de pasada axial es de 1 mm. Después de completar una circunferencia, la herramienta realiza una entrada axial de 1 mm, mecanizando con toda la herramienta. Esta trayectoria llega a una profundidad de 61 mm, para conseguir un apoyo adecuado para el cartucho de la suspensión. La velocidad de corte recomendada por Izar para una fresa de 16 mm es de entre 160 y 200 mm/min (Izar, 2020). En este caso, se utiliza una velocidad de giro de 2000 rpm, que proporciona una velocidad de corte de 100 mm/min. Aunque esta velocidad es menor que la recomendada, el resultado que se obtiene es satisfactorio como se ha podido comprobar. Por otro lado, para una fresa de 4 filos, el fabricante recomienda una velocidad de avance de 580 mm/min. Sin embargo, debido al confinamiento de la herramienta y que durante parte del recorrido se mecaniza con el diámetro entero de la fresa, esta velocidad se ha reducido a 100 mm/min. Esto es debido a hecho de que el diámetro del agujero es pequeño, por lo que la fresa mecaniza con más superficie, aumentando el rozamiento. Por último, la velocidad de avance para la entrada axial es de 10 mm/min. Este valor se ha obtenido en las primeras pruebas de mecanizado realizadas con esta fresa para entradas axiales mecanizando con todo el diámetro.

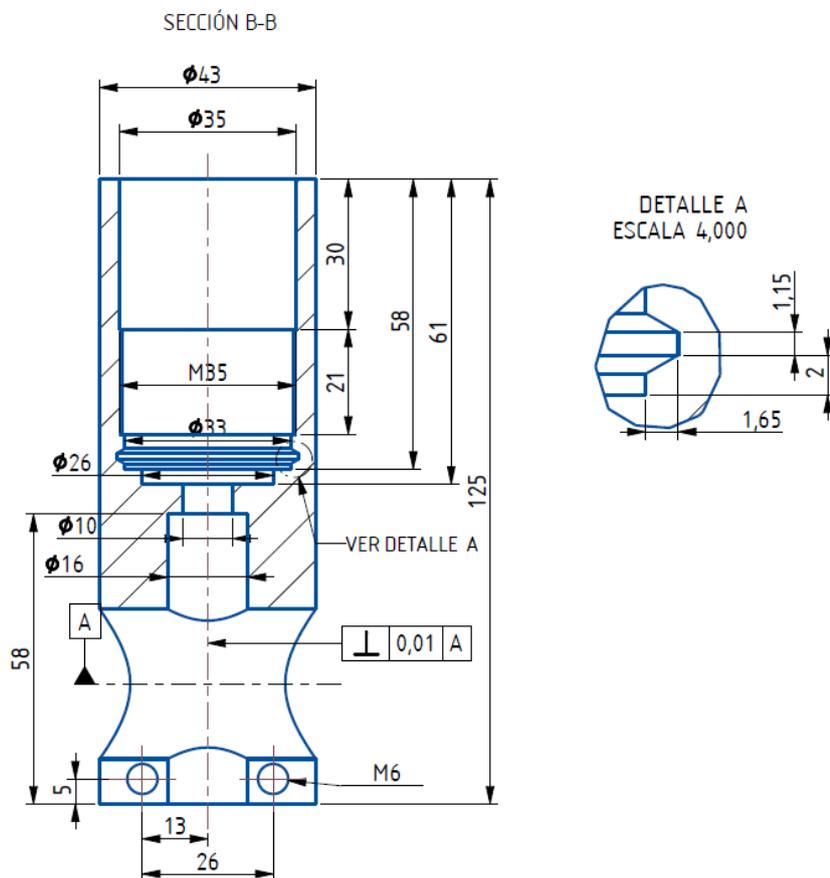
2º trayectoria: el diámetro de esta trayectoria circular es de 14 mm, con una profundidad de pasada axial y radial de 2 mm. Es un paso intermedio para la siguiente trayectoria, donde se mecaniza el apoyo del fondo de la botella de la suspensión. Para ello la herramienta mecaniza hasta 58 mm de profundidad. En este caso, como la profundidad de pasada radial es menor y el confinamiento de la herramienta es pequeño, la velocidad de avance se ha aumentado a 250 mm/min para el movimiento circular y a 50 mm/min para la entrada axial. Se ha observado que con estos parámetros de mecanizado el corte es satisfactorio.

3º trayectoria (azul): en esta trayectoria se mecaniza el alojamiento de la parte inferior de la botella, que en principio es de 33 mm. Sin embargo, el diámetro del cilindro que mecaniza la fresa es ligeramente menor y puede proporcionar problemas en el montaje debido al apriete que se genera entre este cilindro y la parte inferior de la botella. Para evitar este problema se ha aumentado el diámetro de la circunferencia que realiza la fresa 0.1 mm, por lo que el centro de la herramienta recorre una circunferencia de 17.1 mm de diámetro, con lo que el diámetro del cilindro es de 33.1 mm. Aunque la profundidad de pasada radial sea menor, de 1.5 mm, se han mantenido las velocidades de corte porque se han obtenido buenos acabados.

4º trayectoria: en este recorrido se consigue un agujero cilíndrico de 34 mm de diámetro y 53 mm de profundidad para después mecanizar la rosca de M35. Las velocidades de corte y avance no varían, pero la profundidad de pasada axial se reduce a 1.6 mm y la radial a 1 mm.

5º trayectoria (cian): finalmente se mecaniza el alojamiento superior de la botella de la suspensión, siendo esta un cilindro de 35 mm de diámetro y 33 mm de profundidad. La profundidad de pasada axial vuelve a ser de 1 mm para conseguir un buen acabado y se mantienen las velocidades de corte y avance.

En la ilustración 80 se muestra el plano del corte de la parte central del diseño final de la puntera.



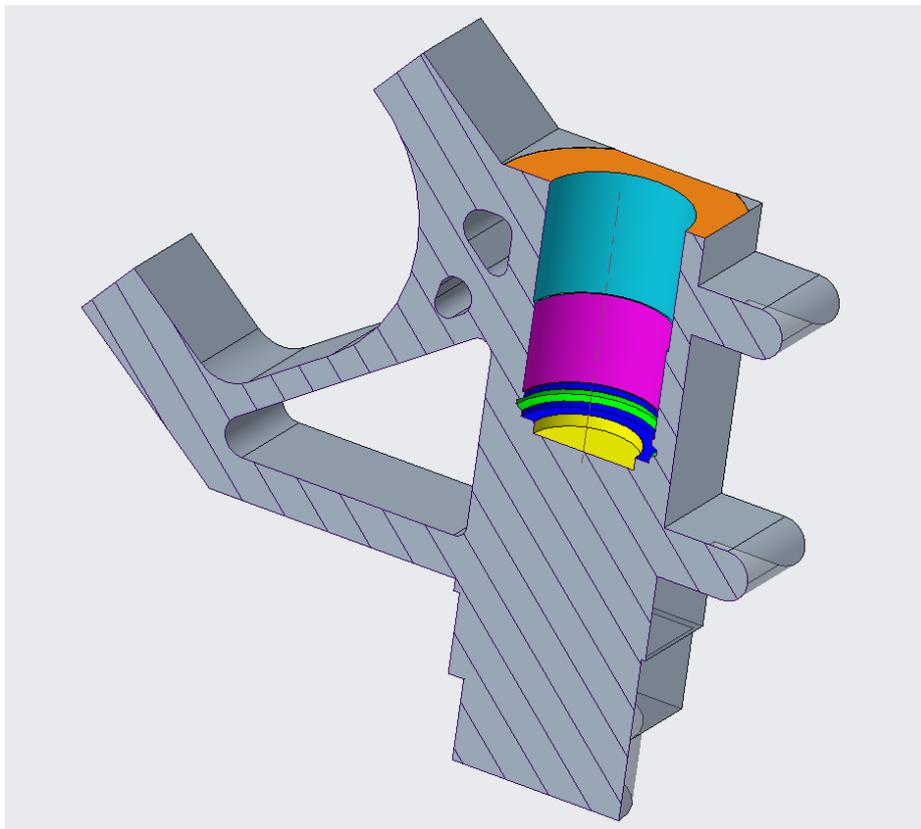
*Ilustración 80: plano de la sección de la parte central de la puntera.*

A continuación, se cambia de herramienta para realizar el roscado (morado). Como se ha mencionado, se utiliza un portaherramientas largo y una plaquita de roscado de métrica estándar de paso 1 mm. La rosca empieza físicamente en la cota  $z=-33\text{ mm}$ , pero para asegurar la entrada de la rosca, el ciclo de roscado empieza a una profundidad menor de  $z=-31\text{ mm}$ . Esta rosca llega hasta  $z=-52\text{ mm}$  y se realizan 10 pasadas de desbaste y 5 de acabado. Por otro lado, esta operación se realiza torneando. Debido a la masa excéntrica del brazo de la puntera, al girar aparecerán fuerzas centrífugas, por lo que la velocidad de giro no puede ser elevada. Se ha comprobado que con una velocidad de giro de 100 rpm se consigue un buen resultado. De esta manera se completa la primera sub-operación y se comprueba si la horquilla de la suspensión delantera se monta adecuadamente.

Una vez completado la primera sub-operación para las cinco preformas, se cambia la plaquita del portaherramientas largo por una de métrica estándar de un paso de 3 mm. Después de colocar la herramienta se debe ajustar la punta de herramienta, introduciendo las correcciones necesarias. Por último, se realiza el ranurado de la junta tórica (verde). Para realizar este mecanizado se tiene en cuenta que la herramienta proporciona la forma trapezoidal del diseño de la ranura. Por lo tanto, para obtenerlo solo se tiene que cilindrar una longitud de 1.15 mm, desde un diámetro de 16.55 mm hasta una profundidad de 1.65 mm. Los parámetros de corte son las siguientes:

- Velocidad de giro: 100 rpm
- Avance: 0.5 mm/vuelta
- Profundidad de pasada: 0.1 mm

Una vez terminada esta operación, se coloca la junta tórica en su posición y se comprueba el montaje de la suspensión en la puntera.



*Ilustración 81: mecanizado de la operación alojamiento de la suspensión (corte por el plano medio).*

Tabla 14: *parámetros de corte de la operación alojamiento de la suspensión (fresado).*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$V^{z_f}$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)	$\emptyset cil$ (mm)
<i>Plan.</i>	2000	100	0.03125	250	-	0.2	8	-
<i>1º tray.</i>	2000	100	0.0125	100	10	1	6-16	26
<i>2º tray.</i>	2000	100	0.03125	250	50	2	2	30
<i>3º tray.</i>	2000	100	0.03125	250	50	2	1.55	33.1
<i>4º tray.</i>	2000	100	0.03125	250	50	1.6	1	34
<i>5º tray.</i>	2000	100	0.03125	250	50	1	0.5	35

Tabla 15: *parámetros de corte de la operación alojamiento de la suspensión (torneado).*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)
<i>Rosca</i>	100	10.7-11	1	100	Variable
<i>Ranura.</i>	100	10.4-11.3	0.5	50	0.1

#### 2.4.2.2.3 Operación de mecanizado del alojamiento del eje delantero

En esta operación se utiliza una fresa de 20 mm de diámetro para mecanizar el alojamiento del eje delantero. En este caso es muy importante asegurar que el alojamiento del eje delantero sea perpendicular al eje de la suspensión y que se corte con el mismo. Para ello, cuando se amarra la puntera en la mordaza por las caras rectangulares mecanizadas en la primera operación, se monta la suspensión y con un reloj comparador se comprueba si la pieza está bien colocada, tanto en el eje x como en y (ver ilustración 82).

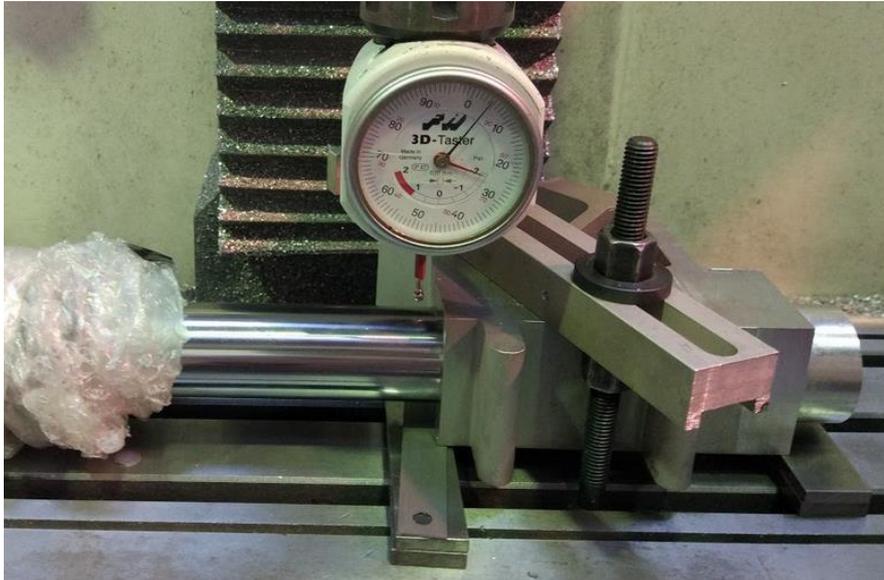
Primero se mide la desviación en el eje el eje y midiendo con el reloj comparador la diferencia en y entre la parte inferior y superior de la suspensión. Se verifica que esta desviación es pequeña, por lo que la puntera está bien amarrada en el plano xy, es decir, no está girada en este plano. De esta manera se asegura que la siguiente medición será correcta, porque si la puntera está girada la medida en z será condicionada por la forma cilíndrica de la suspensión, es decir, el reloj comparador se subirá en la cresta del cilindro. En teoría esta desviación solo se debería de medir una vez, porque la mordaza no se desplaza. Si no se utilizase la mordaza para amarrar y en su lugar se utilizasen calas y pisadores, sí se debe medir en cada montaje.

Seguidamente se procede a medir con el reloj comparador la diferencia de cotas en z entre el inicio y final de la suspensión. Si la diferencia es pequeña, se considera que el eje de la suspensión está alineado con el eje x de la máquina, por lo que el alojamiento del eje delantero que se mecanizará será perpendicular al mismo. Por ejemplo, en una de las piezas se midió una desviación de +0.15 mm en una distancia de 110 mm, desde el lado izquierdo al derecho. Hay que tener en cuenta que en el montaje de la suspensión existe un pequeño juego por la rosca del alojamiento, y provoca que la suspensión se pueda girar un poco hacia abajo. Teniendo en cuenta este hecho y que la cota z de la suspensión junto a la puntera era mayor que en el otro lado, se considera que el montaje es adecuado.



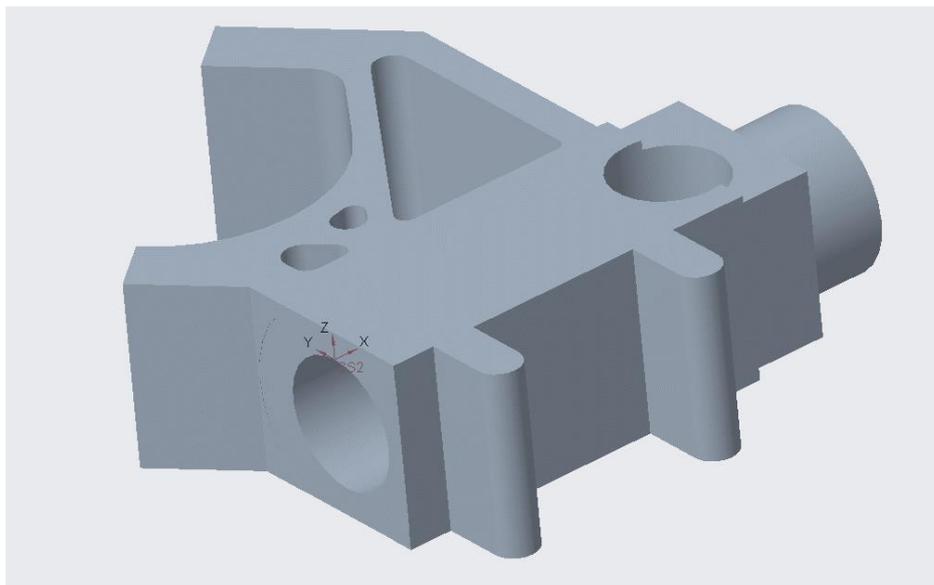
*Ilustración 82: midiendo la desviación en z con el reloj comparador.*

Después de comprobar el montaje, se toman las referencias para obtener la colocación del sistema de coordenadas de la operación. En esta ocasión el origen se sitúa en el borde superior de la suspensión y en la cara planeada en el torno en la anterior, como se puede ver en la ilustración 84. Para tomar las referencias se utiliza un palpador, como se muestra en la ilustración 83. En este caso no es posible utilizar una fresa porque se referencia en la superficie de la suspensión y en una superficie acabada.



*Ilustración 83: cogiendo las referencias con el palpador.*

Para obtener la referencia en el eje y se mide la coordenada y en los dos lados de la suspensión en la misma altura z y x para obtener dos cotas para obtener la coordenada y de estos dos puntos. A continuación, se coloca la coordenada y del sistema de coordenadas en la mitad de estos dos puntos. Después, se toma la referencia en el eje z posicionando el palpador en el borde superior de la botella. Por último, se referencia en la superficie mecanizada para obtener el origen en el eje x.



*Ilustración 84: sistema de referencia de la operación de mecanizado del alojamiento del eje delantero.*

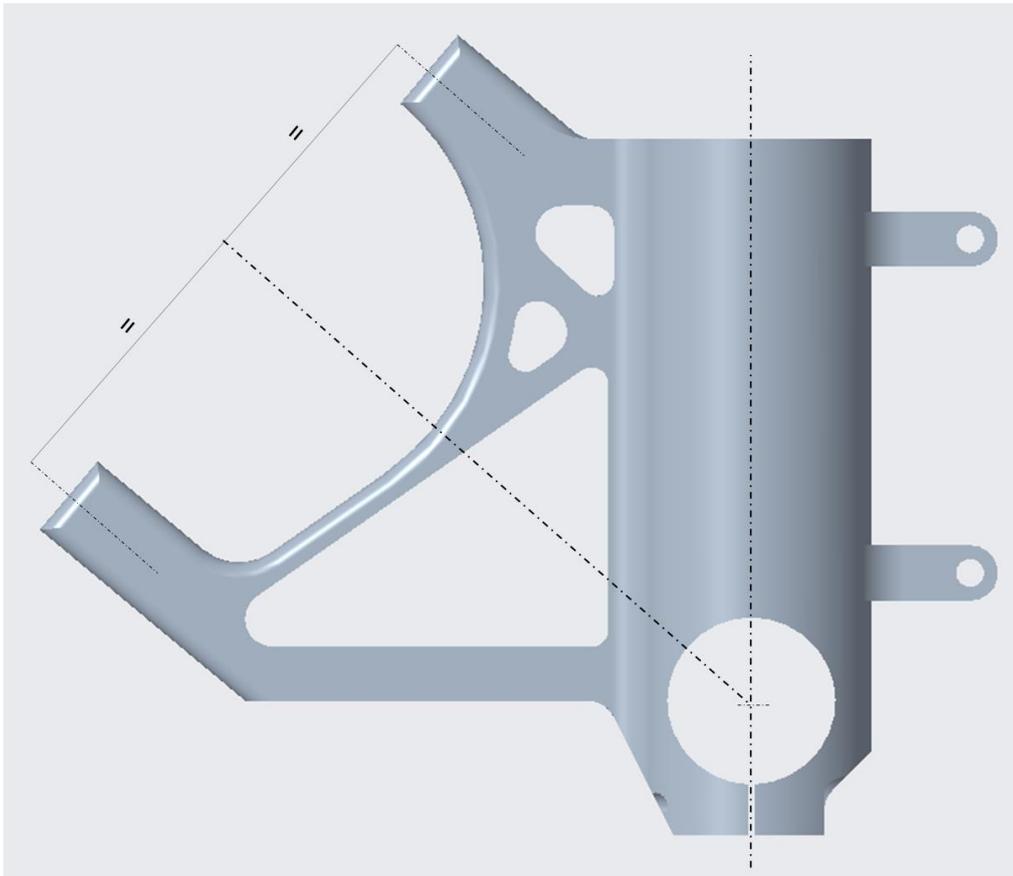
En esta operación se utilizan dos herramientas: una broca de 10 mm y una fresa de 16 mm. Con la broca se realiza un ciclo de taladrado por el centro del alojamiento del eje delantero que atraviesa toda la puntera. Los parámetros del taladrado se han obtenido de la documentación del fabricante (Izar, 2020). La velocidad de giro es de 1592 rpm y la velocidad de avance de 318.4 mm/min. A continuación, con la fresa se realizan tres trayectorias circulares helicoidales de paso 1 mm. En la primera el centro de la fresa recorre una circunferencia de 9 mm diámetro. La velocidad de giro es de 2000 rpm, consiguiendo una velocidad de corte de 100 m/min y una velocidad de avance de 180 mm/min, moderada por el confinamiento de la herramienta. La segunda hélice tiene un diámetro de 12 mm (centro de la herramienta), la velocidad de giro aumenta a 2500 rpm y la velocidad de avance a 250 mm/min. Por último, se realiza una hélice que mecaniza el alojamiento del eje delantero, con un avance de 300 mm/min y una velocidad de giro de 300 rpm. Se ha comprobado que con estos parámetros se consigue un buen acabado.

*Tabla 16: parámetros de corte de la operación alojamiento del eje delantero.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)	$\varnothing$ cil (mm)
<i>Taladrado</i>	1592	50	0.1	318.4	0.2	5	10
<i>1º tray.</i>	2000	100	0.0225	180	1	7.5	25
<i>2º tray.</i>	2500	125.7	0.025	250	1	1.5	28
<i>3º tray.</i>	3000	150.8	0.25	300	1	1	30

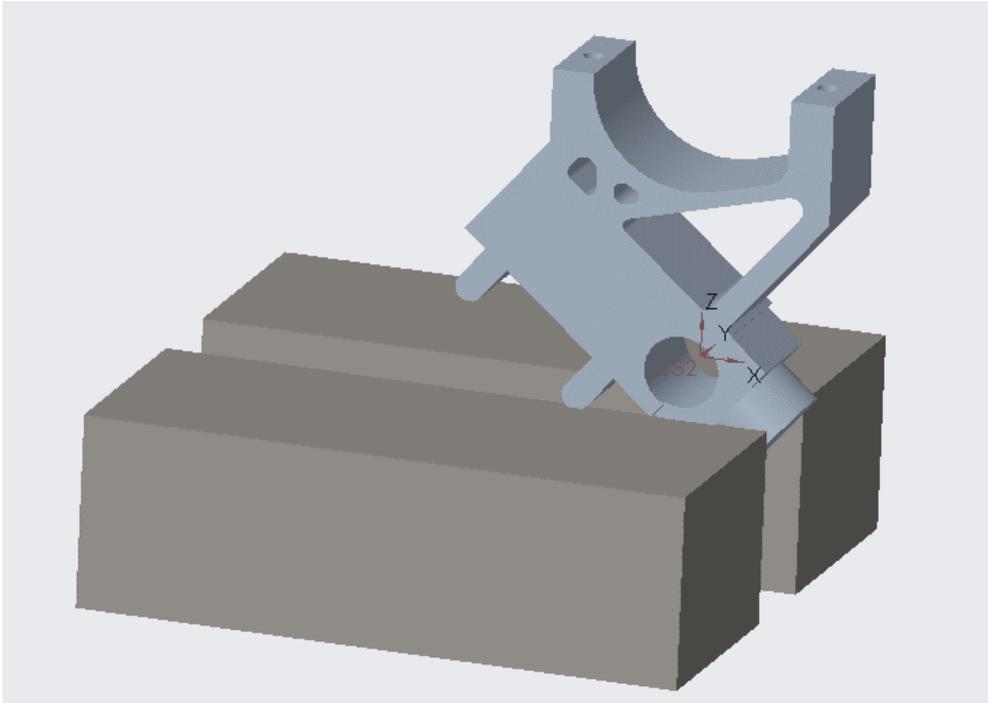
#### 2.4.2.2.4 Operación taladrado de los tornillos de la pinza

Es la última operación crítica de la puntera, porque un mal amarre provoca que los taladrados sean defectuosos, lo que puede acarrear problemas en el montaje del tren delantero inferior. Cuando se realicen los dos taladrados para el apoyo de la pinza de freno delantero, se necesita que la línea central de los dos ejes de los taladrados pase por el eje del alojamiento del eje delantero (ver ilustración 85). Asimismo, esta línea tiene que ser perpendicular a dicho eje para que las pastillas de la pinza sean paralelas al disco de freno delantero en montaje del prototipo. Por último, los dos taladrados deben tener el ángulo de brazo definido en el diseño de la puntera.



*Ilustración 85: punto de corte de los ejes.*

Para conseguir que el mecanizado sea el deseado se amarra la puntera por las caras fresadas en la operación cilindrado F3 y se consigue que los taladrados sean perpendiculares al alojamiento del eje delantero. A continuación, con un goniómetro se asegura el ángulo del brazo, de  $40^\circ$  (ver ilustración 87). Finalmente, la correcta colocación de la línea central de los taladrados se consigue con las referencias que se utilizan para fijar el sistema de coordenadas. Para esta operación el origen del sistema de coordenadas está en el punto donde se cortan el eje del alojamiento del eje delantero y el eje del alojamiento de la suspensión. Por lo tanto, cuando se realizan los taladrados se coloca la broca en la coordenada adecuada con lo que se asegura que la línea central de estas se sitúe en lugar deseado. Cabe destacar que debido al tamaño de la pieza y las longitudes de las herramientas esta operación solo se puede realizar en la fresadora manual Lagun por la amplitud de sus movimientos, especialmente en el eje z de la máquina.



*Ilustración 86: amarre de la operación taladrado de los tornillos pinza.*



*Ilustración 87: validando el ángulo del brazo (40°) con el goniómetro.*

El método que se utiliza para obtener las referencias es similar a la anterior operación. Se monta el eje delantero o, en su defecto, una barra de 30 mm de diámetro en el alojamiento del eje delantero. A continuación, con el palpador se obtiene la colocación del eje por lo que se fijan las coordenadas x y z del sistema de coordenadas. Para obtener la última referencia y se utiliza el alojamiento de la suspensión. Con el palpador se miden las coordenadas y de dos esquinas opuestas del alojamiento, con lo cual la coordenada  $y=0$  está en la mitad de los dos puntos que se han medido. De esta manera el sistema de coordenadas que se fija está en el punto donde se cortan los ejes de los alojamientos de la suspensión y eje delantero.

En esta operación se utilizan dos herramientas: una fresa de 20 mm de diámetro y una broca de 8.5 mm. Primero, con la fresa, se realiza un pequeño planeado para conseguir que el brazo tenga la longitud deseada de 117 mm y que la superficie plana donde apoya la pinza de freno sea perpendicular a los taladrados. Respecto a los parámetros de corte del planeado, la profundidad de pasada axial es de 1 mm y la radial de 18 mm. La herramienta gira a una velocidad de 1800 rpm, la máxima permitida por la máquina, y el avance será manual. A continuación, se cambia de herramienta y con la broca de 8.5 mm se realizan los dos taladrados. La velocidad de giro recomendada por los fabricantes es de 1872 rpm, por lo que la herramienta gira a la velocidad máxima que permite la fresadora, 1800 rpm. El avance recomendado es de 330 mm/min, pero el taladrado se realiza manualmente, con velocidades de avance inferiores. Se taladra hasta una profundidad de 20 mm y después con los machos de roscar se obtiene la rosca de M10. Finalmente, se monta la pinza de freno con los tornillos para comprobar que la operación se ha realizado bien.

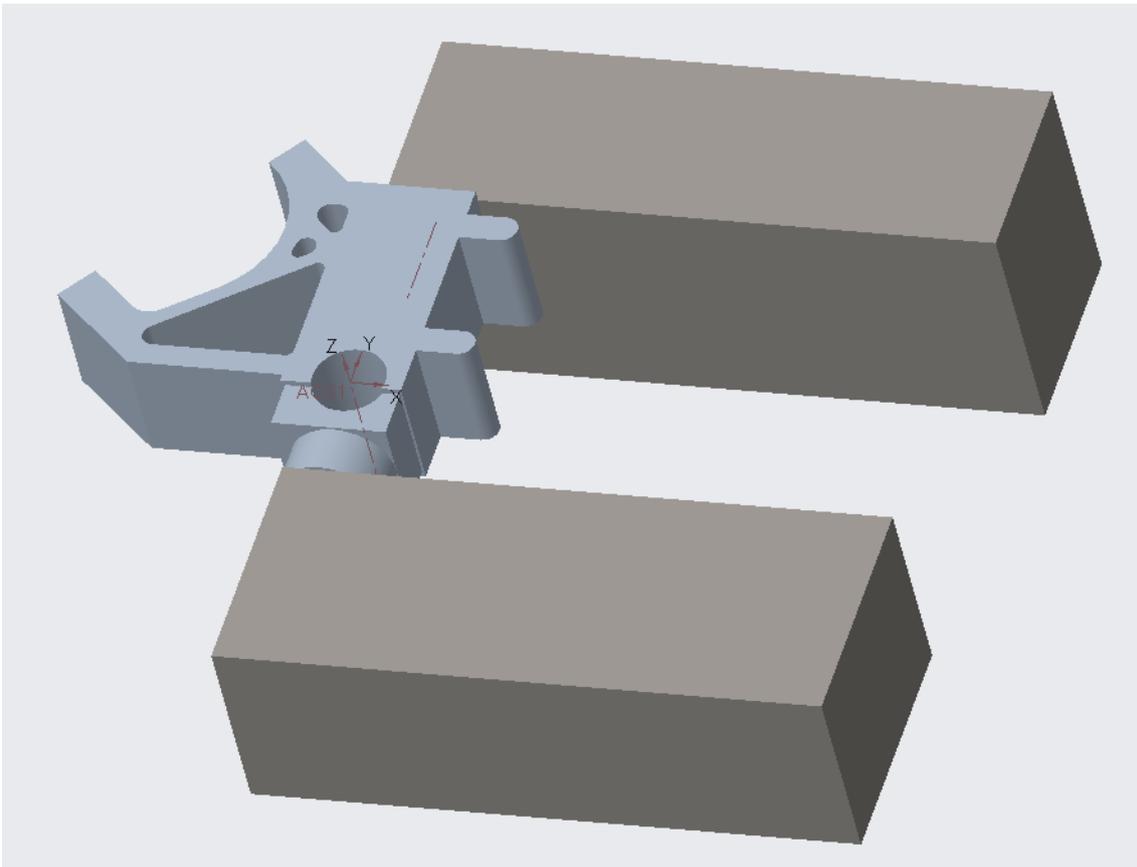
*Tabla 17: parámetros de corte de la operación taladrado de los tornillos pinza.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Planeado</i>	1800	113.1	1	18
<i>Taladrado.</i>	1800	48	-	4.75

Todas las operaciones que se realizan de ahora en adelante son para mecanizar el material excedente de la preforma y obtener el diseño final de la puntera. Es decir, no son operaciones críticas, solo son para reducir el peso de la pieza.

#### 2.4.2.2.5 Operación de planeado del brazo 1 y 2

Se ha decidido comenzar mecanizando el exceso de material de los brazos en la dirección perpendicular a ellos. Es una operación simple que se puede realizar con una serie de planeados. De hecho, se necesita hacer dos operaciones para mecanizar el material de ambos lados del brazo y así conseguir el espesor de brazo diseñado. Para maximizar su productividad, se utiliza una fresa de planear de 60 mm de diámetro, la mayor de la que se dispone en el taller para la fresadora Opti Mill F3. La herramienta realiza un recorrido rectangular, tangente a los redondeos que se realizan en operaciones posteriores. Asimismo, este recorrido es helicoidal porque se ha comprobado que las vibraciones se reducen al mecanizar de esta manera, por lo que el acabado final es mejor y la herramienta sufre menos.



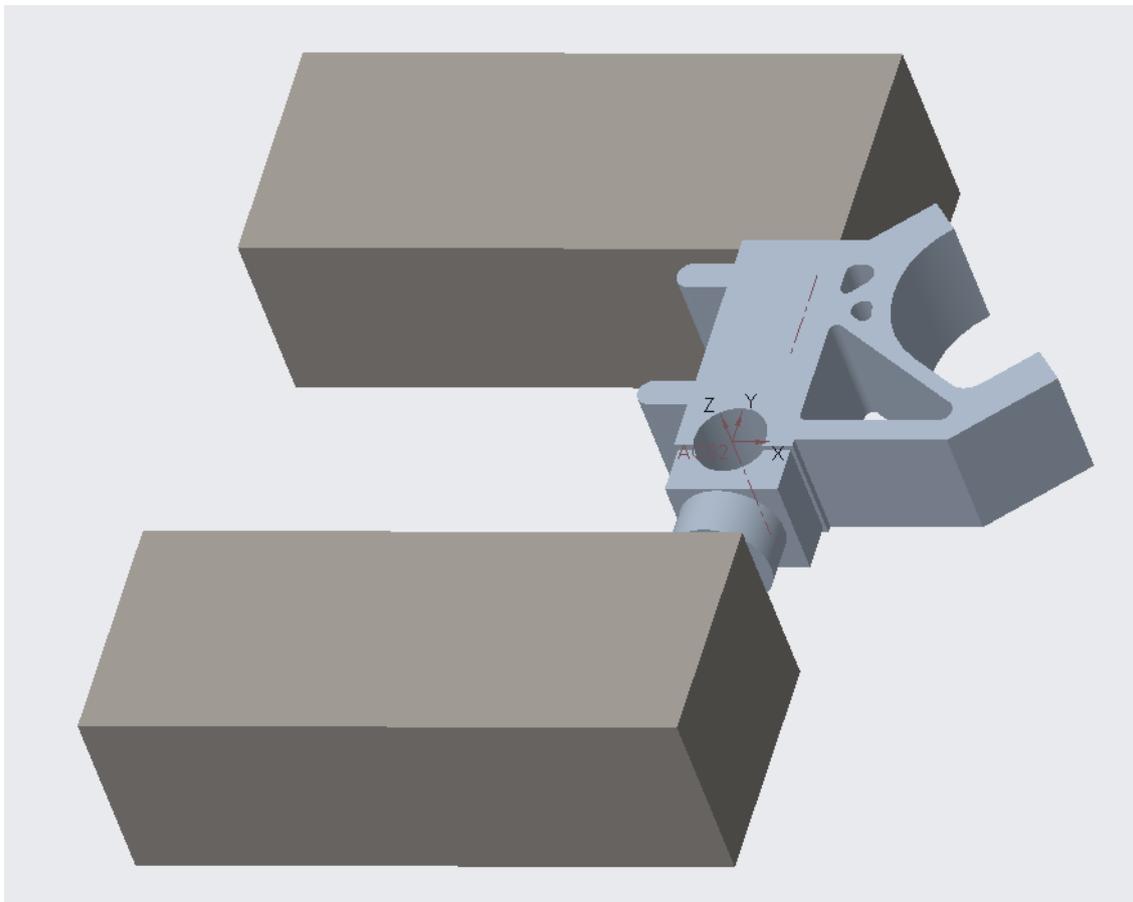
*Ilustración 88: amarre del primer planeado del brazo.*

La puntera se amarra en la mordaza por las dos superficies mecanizadas en los planeado de las dos primeras operaciones, como se puede ver en la ilustración 88. El origen del sistema de coordenadas se ubica en el eje del alojamiento del eje delantero, en el plano mecanizado en la trayectoria rectangular de la primera operación. Para obtener las referencias se utiliza el palpador midiendo en superficies mecanizadas: el alojamiento del eje delantero y la superficie mecanizada en la última trayectoria de la primera operación. En cambio, si no se utiliza una superficie mecanizada y bien referenciada, puede ocurrir que el brazo final sea más ancho que el diseñado porque la preforma es ligeramente mayor que 50 mm o que el planeado no sea tangente a los redondeos posteriores.

Los parámetros de corte se han obtenido de la experiencia del equipo de mecanizados anteriores con esta herramienta y material:

- Velocidad de giro: 1000 rpm
- Velocidad de avance: 700 mm/min
- Profundidad de pasada axial: 0.5 mm
- Profundidad de pasada radial: variable, máximo 45 mm

Para hacer el segundo planeado se coloca la puntera en el otro lado de la mordaza y se amarra de la misma manera. El sistema de coordenadas se sitúa en el mismo eje, pero en la cara opuesta, como se aprecia en la ilustración inferior. Estos dos planeados son intercambiables, es decir, no importa el orden de ejecución. No obstante, no se deben confundir entre ellos, pues las trayectorias difieren y la profundidad final también es distinta porque la puntera no es simétrica.



*Ilustración 89: amarre del segundo planeado.*

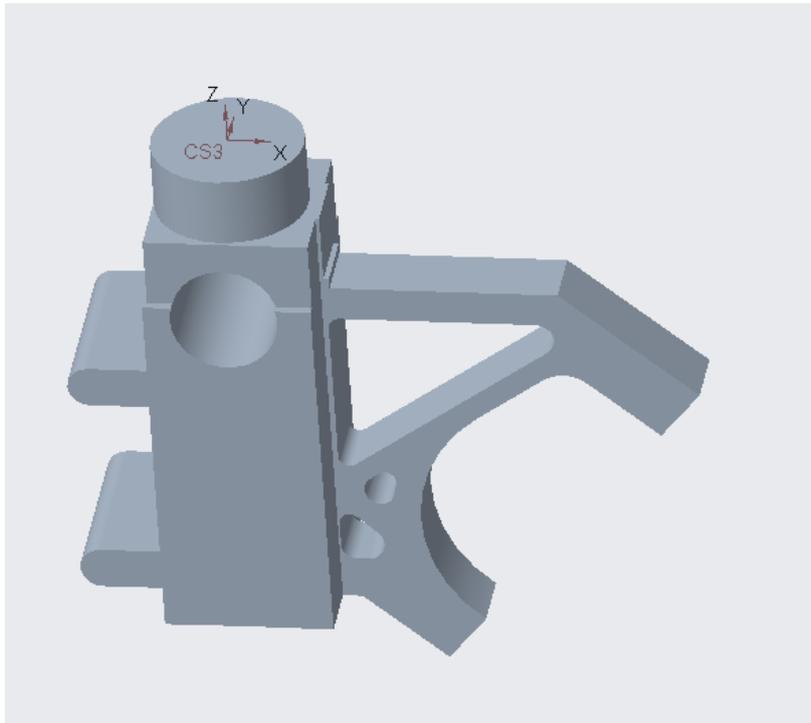
*Tabla 18: parámetros de corte de la fresa de planear (F3).*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
Planeado	1000	188.5	?	700	0.5	45 (max)

#### 2.4.2.2.6 Operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera

En esta operación se mecaniza el cilindro de la primera operación y se realizan las perforaciones para el tornillo del cartucho de la suspensión. Debido al tamaño de la puntera y la longitud de las herramientas necesarias para esta operación, se utiliza la fresadora manual Lagun por su amplitud de movimiento en el eje z.

Se ha ubicado el centro del sistema de coordenadas en el eje del cilindro mecanizado en la primera operación, en el plano superior. Con el palpador se toman cuatro medidas en el perímetro del cilindro y se obtiene la colocación del eje del cilindro. Después, con cada herramienta se obtiene la referencia para la coordenada z.

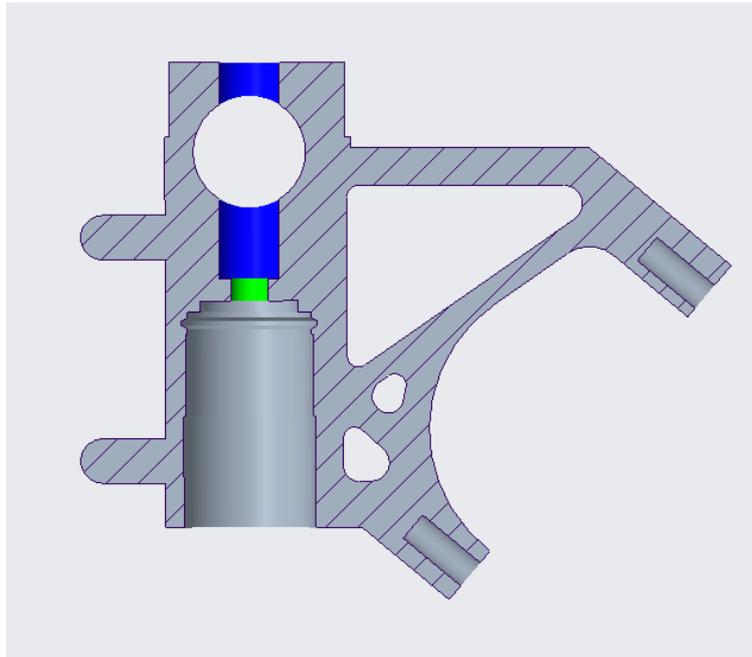


*Ilustración 90: sistema de coordenadas de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera.*

En primer lugar, se efectúa un planeado para mecanizar dicho cilindro. En este planeado se utiliza la fresa de planeado de la máquina, con un diámetro de 80 mm. La fresa gira a una velocidad de 750 rpm, recomendada por los fabricantes (Izar, 2020). Por otro lado, el avance depende de las velocidades o marchas disponibles de la fresadora. En este caso se utiliza una velocidad de avance de 310 mm/min. Las entradas axiales se realizan manualmente, siendo cada una de 1 mm y realizándose en lugares sin material para evitar mecanizar en este sentido.

Después, se cambia de herramienta y se coloca una broca de 10 mm de diámetro. Con esta broca se vuelve a tomar la referencia en el eje z, consiguiendo el sistema de coordenadas de la ilustración 90. De hecho, cada vez que se cambie de herramienta se ha de cambiar la referencia en el eje z por la diferencia de las longitudes de herramienta. A continuación, se realiza un ciclo de perforado hasta una profundidad de 70 mm (verde) para asegurar que el agujero de 10 mm sea pasante. Para ello la broca gira a una velocidad recomendada de 1592 rpm. Por otro lado, el avance se realiza manualmente.

Seguidamente se monta una broca de 15 mm y se realiza otro taladrado, en este caso a 1061 rpm y hasta una profundidad de 55 mm. Por último, se coloca una fresa larga de 16 mm, y mediante una entrada axial de 58 mm se consigue el abocardado para la cabeza del tornillo del cartucho de la suspensión (azul). Este fresado se realiza a una velocidad de giro de 1800 rpm, la máxima permitida por la máquina.



*Ilustración 91: mecanizado de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera (corte por el centro del cilindro).*

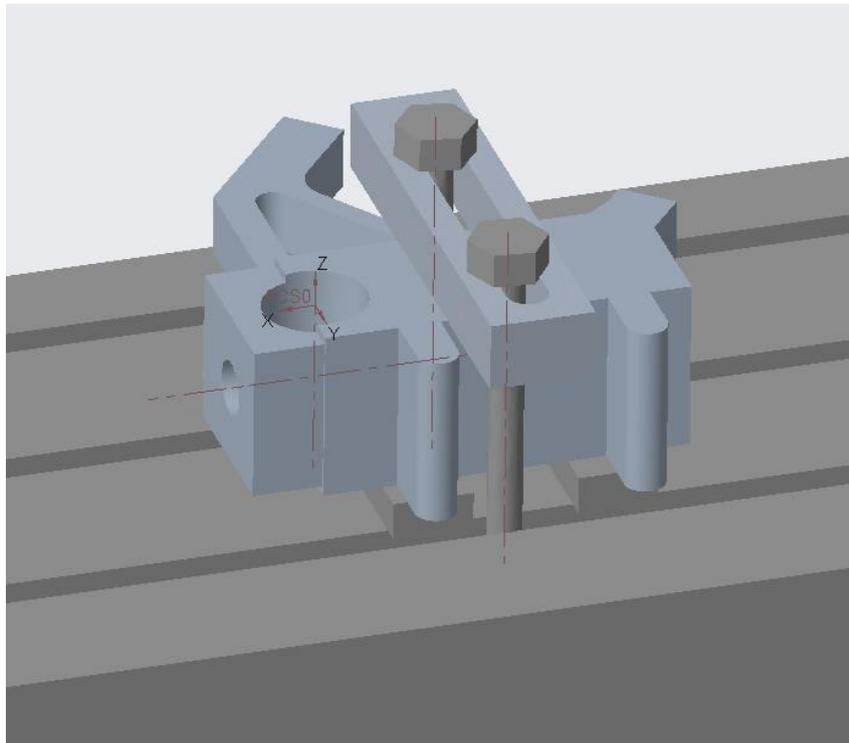
Después de finalizar esta operación se monta la suspensión delantera con el cartucho incluido para asegurar el correcto montaje.

*Tabla 19: parámetros de corte de la operación de fresado de las cavidades de la base de la puntera.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Planeado</i>	750	188.5	-	-	1	43 (max)
<i>Broca 10</i>	1592	50	-	-	-	5
<i>Broca 15</i>	1061	50	-	-	-	2.5
<i>Fresa 16</i>	1800	90.5	-	-	-	1

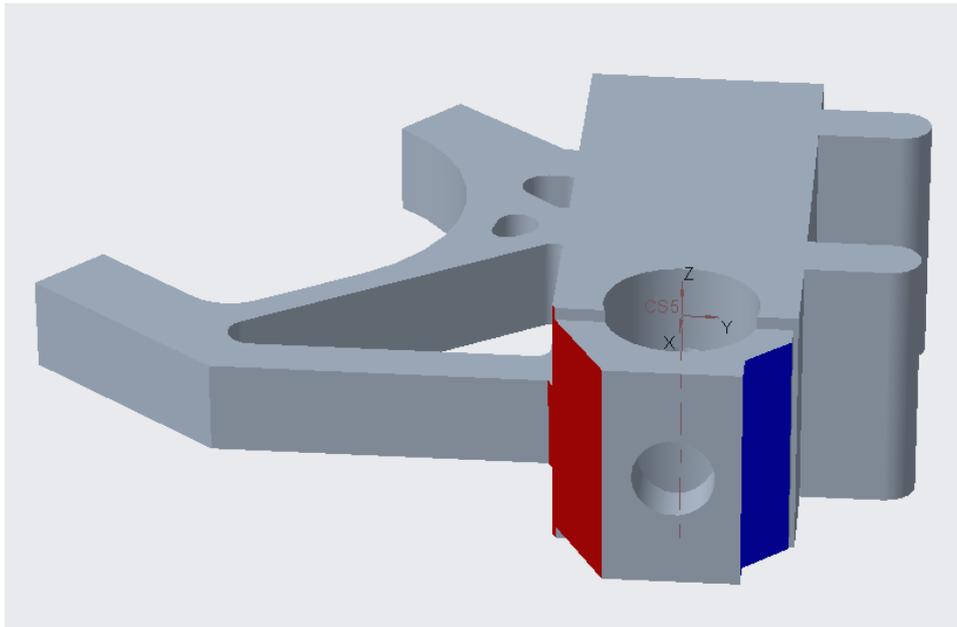
#### 2.4.2.2.7 Operación de desbaste de la base inferior

En esta operación se realizan dos fresados con la fresa de 8 mm para conseguir la geometría de la parte inferior de la puntera. En este caso no es posible utilizar la mordaza debido a la geometría del brazo, por lo que se desmonta la mordaza y en su lugar se utiliza un pisador y cuatro calas para amarrarlo a una altura de 11 mm sobre la mesa de trabajo de la fresadora Opti Mill F3. Al no utilizar la mordaza, es posible que la puntera no esté alineada con el eje x de la fresadora. Para comprobarlo se utiliza el reloj comparador, ajustando el amarre hasta conseguir un resultado satisfactorio. El sistema de coordenadas se encuentra en el alojamiento del eje delantero, en la superficie superior mecanizada. Para conseguir las referencias de este origen se utiliza el palpador, ya que todas estas superficies ya han sido mecanizadas y acabadas.



*Ilustración 92: amarre de la operación fresado de la base de la puntera.*

Una vez la puntera está bien amarrada, con una fresa larga de 8 mm se realizan dos fresados para conseguir los dos cortes de la base de la puntera. Para ello, la herramienta gira a una velocidad de 3500 rpm, con lo cual la velocidad de corte es de 300 m/min. Por otra parte, las profundidades de pasada axial y radial son, respectivamente, 1 y 2 mm. El avance que se utiliza es menor que el valor recomendado por el proveedor (Izar, 2020), pero con la experiencia del equipo se sabe que con esta velocidad se obtienen buenos resultados.



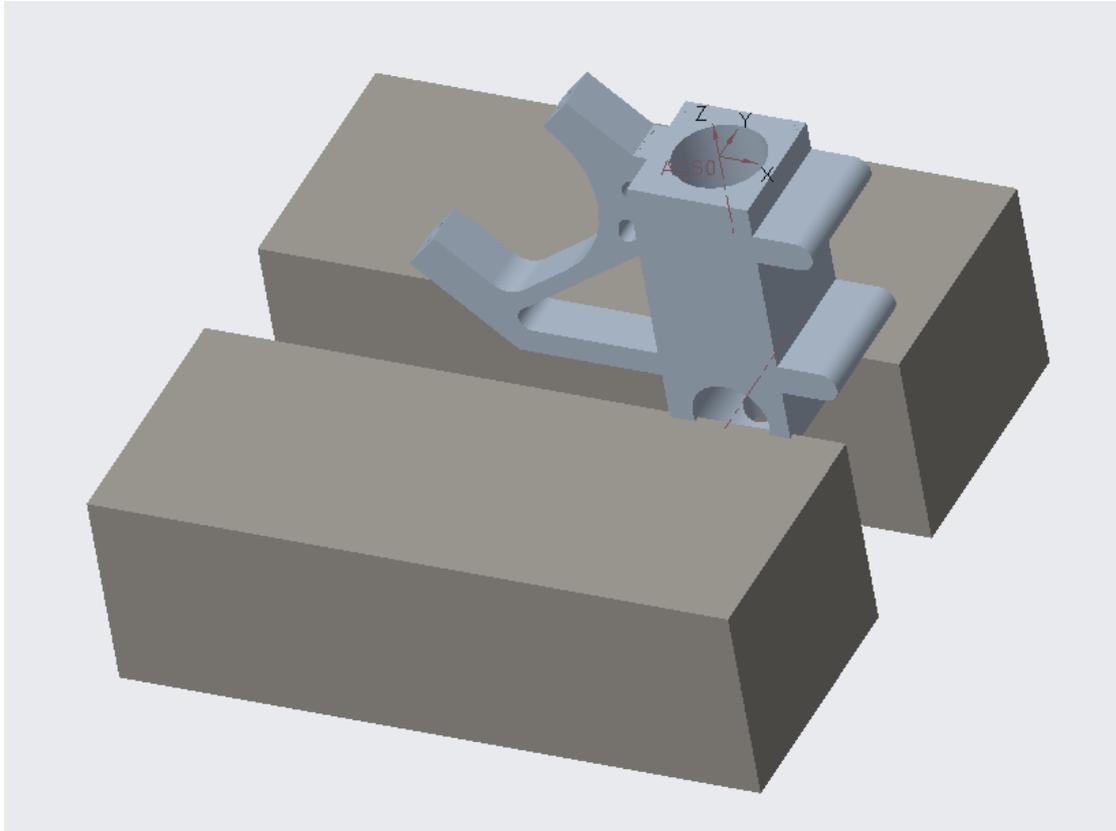
*Ilustración 93: mecanizado de la operación fresado base de la puntera.*

*Tabla 20: parámetros de corte de la operación fresado de la base de la puntera.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Fresado</i>	3500	88	0.0214	300	1	2

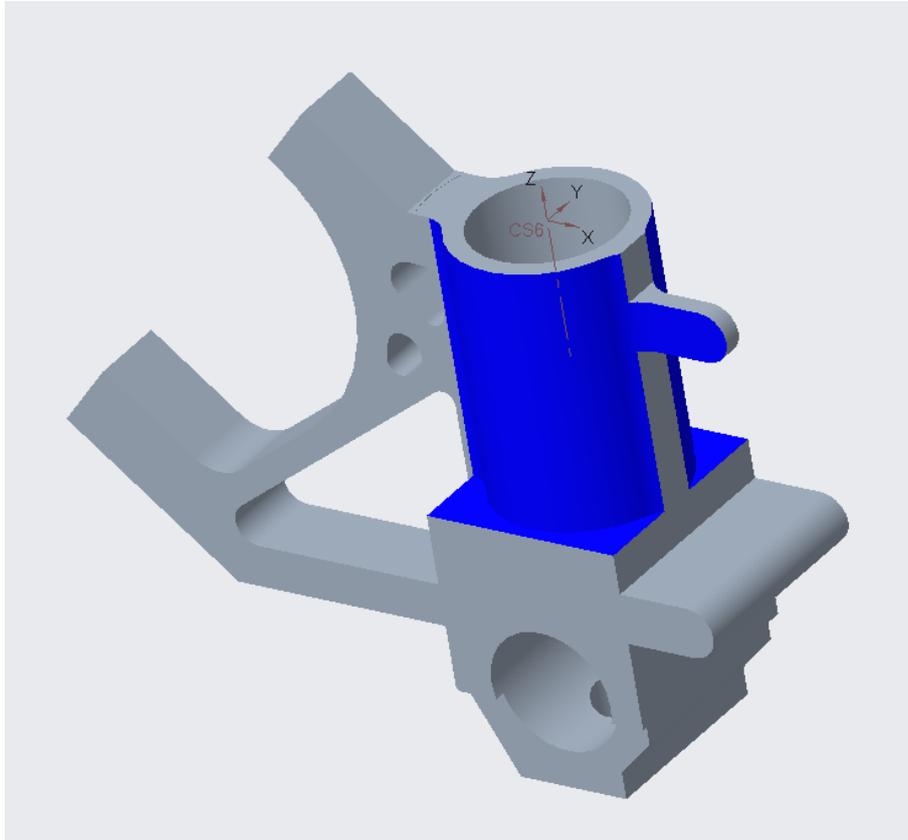
#### 2.4.2.2.8 Primera operación de fresado de desbaste de la geometría cilíndrica

En las dos siguientes operaciones se mecaniza con una fresa de 16 mm la zona central de la puntera para obtener la geometría cilíndrica (ver ilustración 95). Debido a la limitación de la longitud útil de la herramienta, en este caso de 65 mm, se ha dividido en dos operaciones. En la primera se mecaniza la parte superior, amarrando la puntera por las dos caras mecanizadas en la primera operación, como se puede apreciar en la imagen inferior. El origen del sistema de coordenadas se encuentra en el eje del alojamiento de la horquilla de la suspensión, en la superficie mecanizada en el planeado de la operación del torno. La puntera se coloca de manera que el brazo sea paralelo al eje x de la fresadora.



*Ilustración 94: amarre de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica.*

El mecanizado se realiza con una fresa larga de 16 mm. Para minimizar el tiempo de mecanizado se completan tres trayectorias, cada una optimizada para cada zona en función de si se mecaniza la orejeta del guardabarros. Estas trayectorias son planas y se realizan a una velocidad de 300 mm/min, mientras que las entradas axiales se realizan mecanizando, por lo que la velocidad en este movimiento se ha reducido a 10 mm/min. La herramienta gira a una velocidad de 2500 rpm. Esta velocidad es menor que la recomendada para este material, mas se ha podido comprobar que el acabado final del mecanizado es adecuado.



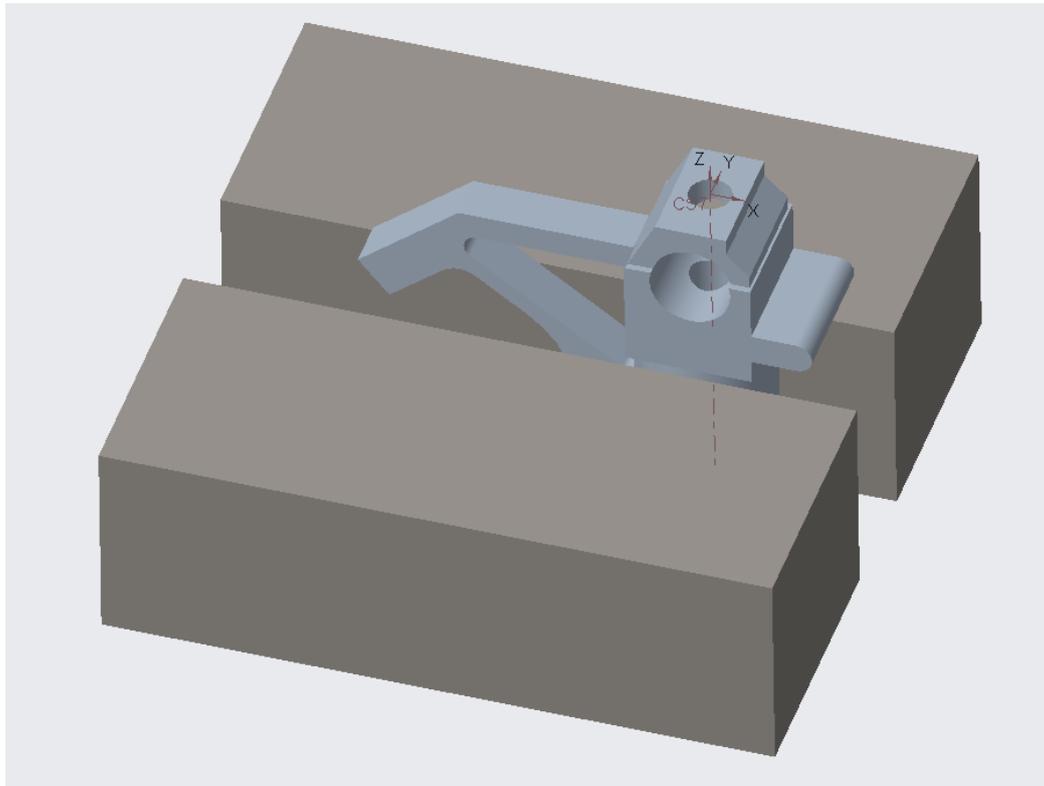
*Ilustración 95: mecanizado de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica.*

*Tabla 21: parámetros de corte de la primera operación de desbaste de la geometría cilíndrica.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Fresado</i>	2500	125.7	0.03	300	1.6	4

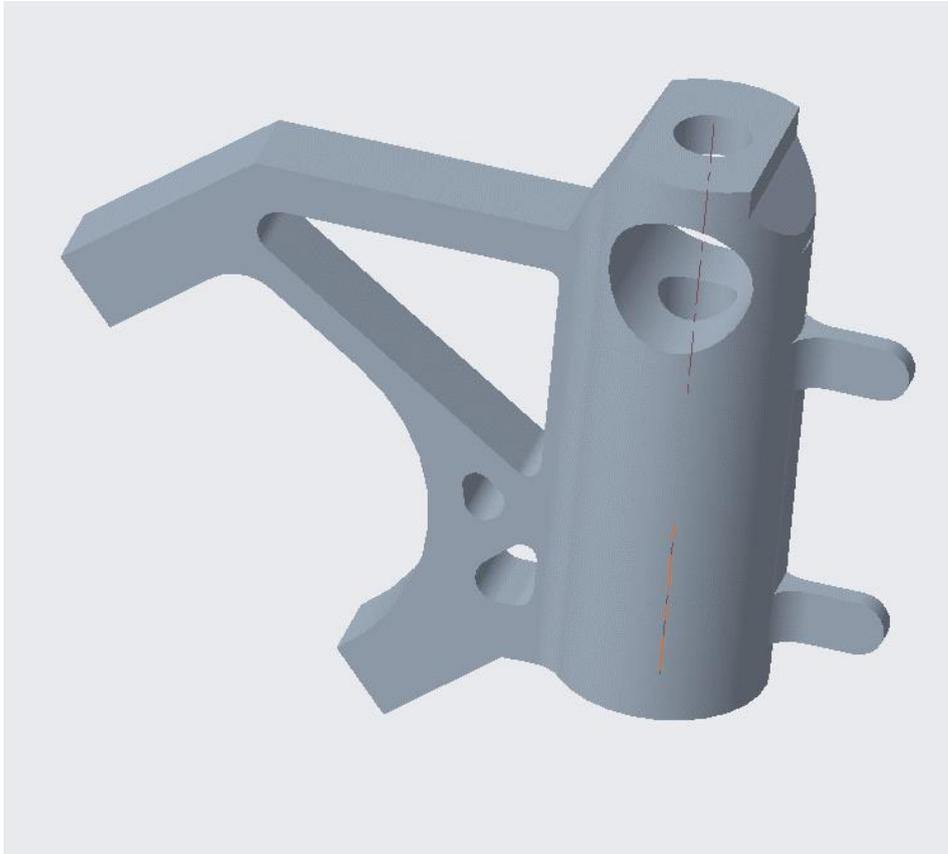
#### 2.4.2.2.9 Segunda operación de desbaste de la geometría cilíndrica

Esta operación es prácticamente idéntica a la anterior. En este caso se ha de amarrar la puntera en la mordaza con cuidado, porque se aprieta en superficies acabadas y deformarlas puede provocar que la pieza sea defectuosa. El centro del sistema de coordenadas se sitúa en el centro del agujero mecanizado en la operación fresadora verde, en la superficie superior planeada en esa misma operación.



*Ilustración 96: amarre de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica.*

Los recorridos que se realizan son similares, con tres zonas diferenciadas por la orejeta. Se sigue utilizando la misma fresa y los mismos parámetros de corte.



*Ilustración 97: mecanizado de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica.*

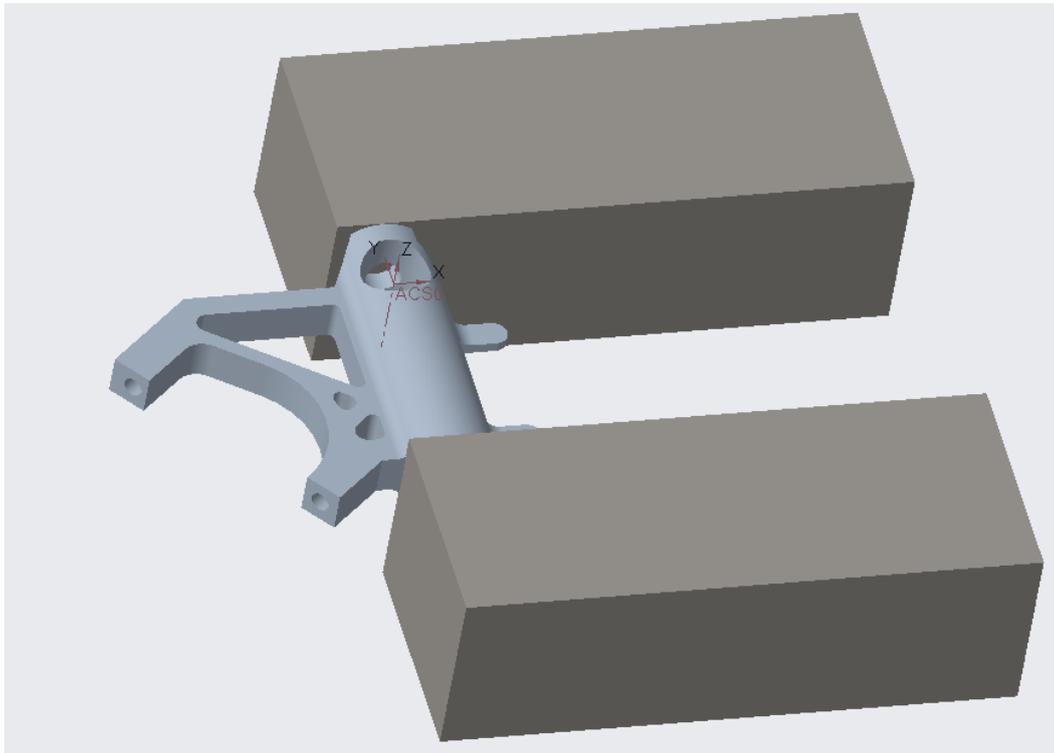
*Tabla 22: parámetros de corte de la segunda operación de desbaste la geometría cilíndrica.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Fresado</i>	2500	125.7	0.03	300	1.6	4

#### 2.4.2.2.10 Operación de perfilado

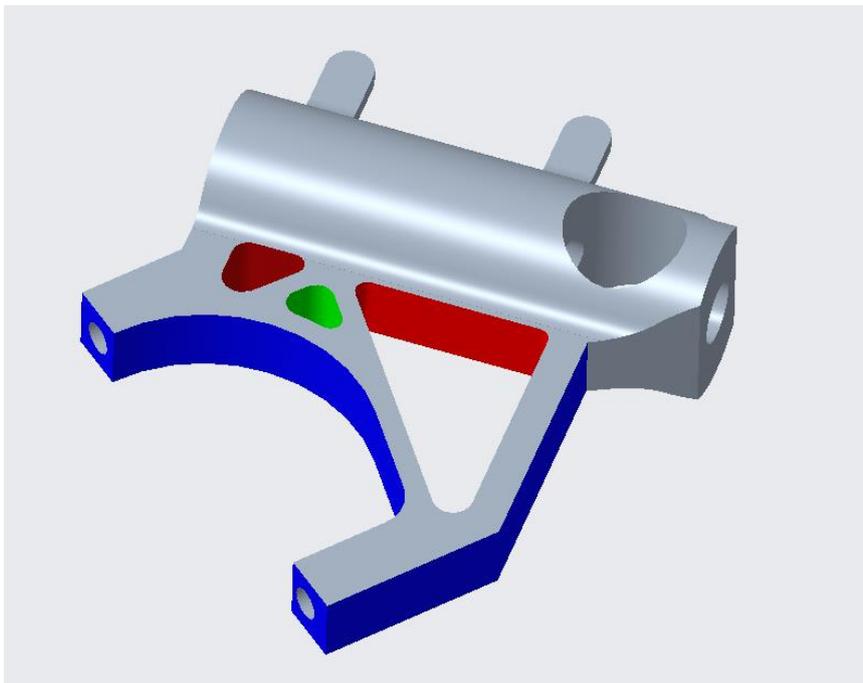
Una vez terminadas las dos operaciones donde se consigue la forma cilíndrica de la zona central de la puntera, se puede realizar el perfilado del brazo. Este perfilado sirve para mecanizar el material excedente de la preforma en la zona de los vaciados y el exterior del brazo. Para esta operación se vuelve a utilizar una fresa larga de 8 mm para evitar colisiones entre el portaherramientas y la zona central de la puntera.

El origen del sistema de coordenadas de esta operación se ubica en el centro del alojamiento del eje delantero, a la altura del brazo. Una vez más, las referencias del origen se obtienen con el palpador.



*Ilustración 98: amarre de la operación de perfilado.*

En esta operación se realizan 4 trayectorias, todas con la mencionada fresa, mecanizando las superficies indicadas en la ilustración 99. Las tres primeras mecanizan los excesos de los vaciados y son trayectorias planas, mientras que el perfilado del exterior del brazo sigue una trayectoria helicoidal. Es decir, en esta última trayectoria se interpola en los tres ejes  $x$ ,  $y$ ,  $z$  de la máquina. Consiguiendo un movimiento tridimensional parecido a un helicoides. Los parámetros de corte, obtenidos a partir de la experiencia del equipo, se describen en la siguiente tabla.



*Ilustración 99: mecanizado de la operación perfilado.*

*Tabla 23: parámetros de corte de la operación perfilado.*

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
<i>Fresado</i>	3500	88	0.0214	300	1	1

#### 2.4.2.2.11 Operación para los agujeros de los tornillos del eje

En esta última operación se consigue el sistema de apriete del eje delantero (ver ilustración 100). Primero, con una broca de 5 mm se realizan dos taladrados pasantes. Seguidamente se cambia de herramienta y con una fresa de 11 mm se efectúa una pequeña entrada axial para mecanizar una superficie plana donde pueda apoyar la cabeza del tornillo. Después, utilizando una sierra manual se realiza un corte paralelo al alojamiento del eje. A continuación, con una fresa de 6 mm se perfora desde la superficie de apoyo del tornillo hasta el corte de la sierra. Finalmente, con una terraja de M5, se mecaniza una rosca en la zona del agujero de 5 mm. De esta manera, el eje delantero se puede montar fácilmente en la puntera por la ranura del corte de la sierra, aunque los diámetros no sean exactos. Luego, con los tornillos se proporciona el apriete necesario para una buena sujeción. Estos procesos de mecanizado se pueden realizar en la fresadora manual Lagun o en la fresadora Opti Mill F3, dependiendo de la disponibilidad de cada una. Los parámetros de corte recomendados para esta operación son las siguientes:

Tabla 24: parámetros de corte de la operación para los agujeros de los tornillos del eje.

	$S$ (rpm)	$V_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$V_f$ (mm)	$a_p$ (mm)	$a_e$ (mm)
Broca 5	3183	50	0.04	255	0.08	2.5
Fresa 11	3500	121	0.014	100	4	5.5
Fresa 6	3500	66	0.007	50	1	0.5

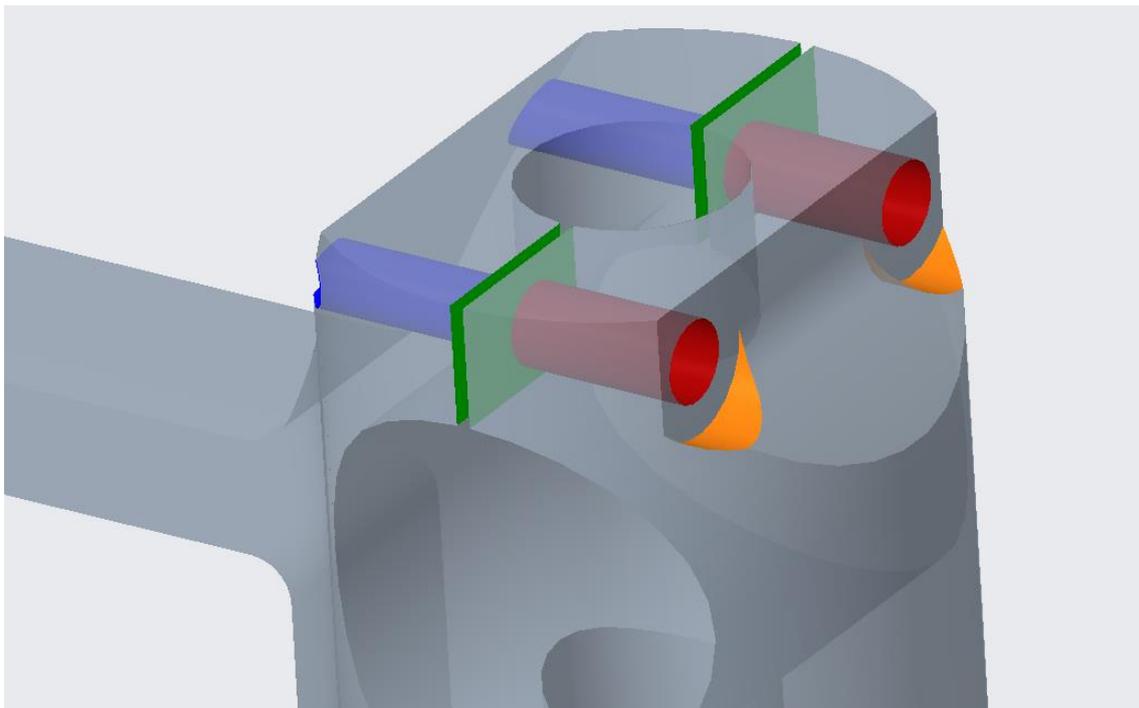


Ilustración 100: mecanizado de la operación para los agujeros de los tornillos del eje.

### 2.4.2.3 Casquillos

Para el montaje del tren delantero inferior se necesitan 4 casquillos: 1 casquillo para asegurar la separación de la llanta delantera y 3 casquillos para separar el disco delantero de la llanta. Estos tres últimos casquillos son iguales, con una longitud de 3.5 mm, diámetro exterior de 10 mm e interior de 6 mm. Por otro lado, el casquillo separador de la llanta tiene un diámetro interior de 25 mm, exterior de 30 mm y una longitud de 10 mm.

Todos los casquillos son cilíndricos, geometrías que se pueden obtener fácilmente en un torno manual, como el torno quantum D 250 x 550 E que se encuentra en el taller. Como las piezas son pequeñas, para su fabricación se ha utilizado el material que se encuentra en el taller del equipo (barras de aluminio), sobrante de proyectos anteriores, por lo que no hay necesidad de adquirir material nuevo.

Las operaciones son simples taladrados, cilindrados exteriores y refrentados para obtener los casquillos finales. En el caso de los separadores del disco de freno se utiliza una única broca de 6 mm, pero en el casquillo del eje delantero se utilizan cuatro brocas en total, de 6, 15, 20 y 25 mm, para así reducir la potencia necesaria. Después se realizan cilindrados exteriores para conseguir el diámetro exterior del diseño. Estos cilindrados pueden realizarse con el torno sea con el control manual o mediante la marcha automática. Por último, se refrentan los casquillos hasta obtener la longitud deseada. Este torno no varía la velocidad de giro, pero se ha comprobado que es adecuada para mecanizar piezas pequeñas de aluminio.

### 3 ASPECTOS ECONÓMICOS

En este proyecto no interesa la rentabilidad económica porque solo se producen las piezas necesarias para el tren delantero inferior de dos prototipos. Es decir, no se trata de una producción en serie, por lo que realizar un estudio de rentabilidad carece de sentido. Por lo tanto, solamente se describe el presupuesto necesario para este proyecto.

#### 3.1 Descripción del presupuesto

A continuación, se detalla el presupuesto del proyecto, donde se tienen en cuenta los gastos asociados a las adquisiciones y a la producción. Los costes de la producción engloban las amortizaciones, el consumo eléctrico y las horas internas del proyecto.

En cuanto al coste de las adquisiciones, a lo largo del proyecto se han comprado dos discos de freno delanteros DF870CW de Galfer, 5 preformas de las punteras y una barra perforada de acero inoxidable para el eje delantero. El material que se ha utilizado para la fabricación de los casquillos y separadores ha sido reciclado del material disponible del taller, sobrante de otros proyectos concluidos, por lo que no se tiene en cuenta. Por otro lado, ha de tenerse en cuenta que en las adquisiciones no incluyen el IVA porque el equipo forma parte de la Fundación Euskoiker.

*Tabla 25: coste de las adquisiciones.*

Adquisiciones			
Componente	Cantidad	Precio unitario (€)	Total (€)
Disco de freno DF870CW	2	204	408
Preformas de la puntera	5	40	200
Barra perforada inox.	1	70	70
Precio total			678

Para calcular los siguientes gastos, amortizaciones y consumo eléctrico, se deben de tener en cuenta el tiempo de fabricación y uso de cada máquina. Como la fabricación de las piezas aún no ha concluido, estos gastos son una estimación obtenida a partir del tiempo utilizado hasta el día de hoy más la estimación de la duración de las siguientes operaciones.

Las pérdidas de valor de los activos a lo largo del proyecto:

*Tabla 26: amortizaciones.*

Amortizaciones				
Activo	Uso (h)	Vida útil (h)	Coste (€)	Amortización (€)
PTC Creo 5.02	100	2500	500	20,00
Fresadora Optimum Mill F3	150	80000	20000	37,50
Fresadora manual Lagun	4	80000	3000	0,15
Torno Pinacho ST225	20	80000	30000	7,50
Sierra eléctrica Optimum S100G	1	80000	1000	0,01
Torno quantum D 250 x 550 E	3	80000	2500	0,09
Total				65,26

Para los gastos de consumo eléctrico se ha considerado que el precio de la energía eléctrica es de 0.12 €/KWh. Por lo tanto, el coste eléctrico es el siguiente:

*Tabla 27: coste del consumo eléctrico.*

Consumo eléctrico				
Máquina	Potencia (KW)	Uso (h)	Precio (€/KWh)	Coste (€)
Fresadora Optimum Mill F3	1,5	150	0,12	27,00
Fresadora manual Lagun	1,2	4		0.58
Torno Pinacho ST225	9	20		21,60
Sierra Optimum S100G	0,37	1		0,04
Torno quantum D 250 x 550 E	0,75	3		0,27
Total				

Por último, a partir del salario del personal del proyecto y las horas trabajadas se consigue el coste de las horas internas:

*Tabla 28: coste de las horas internas.*

Horas internas			
Personal	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Ingeniero	350	20	7000
Operario	250	15	3750
Total			10750

Finalmente, sumando todos los gastos previos, se obtiene el presupuesto total del proyecto:

*Tabla 29: presupuesto total del equipo.*

Presupuesto	
Adquisiciones	738,00
Amortizaciones	65,26
Consumo eléctrico	49.49
Horas internas	10750,00
Total	11602,75

## 4 CONCLUSIONES

El objetivo principal de este proyecto es diseñar y fabricar una puntera competitiva para el equipo de MotoStudent Bizkaia ESIBilbao. Esta puntera es compatible con la pinza de freno delantero suministrada por la organización y con la horquilla de la suspensión delantera adquirida. Además, se ha desarrollado una puntera por debajo del peso deseado, con un peso final de 405 gramos. Gracias a este diseño se ha conseguido reducir el peso total del tren delantero inferior, disminuyendo la masa suspendida y mejorando el comportamiento dinámico de la motocicleta. Asimismo, esta puntera soporta las cargas aplicadas en la frenada garantizando una vida útil superior al uso estimado del prototipo. Teniendo en cuenta que el diseño de la puntera cumple la normativa de la presente competición MotoStudent y los requerimientos impuestos por el equipo, se concluye que el diseño de la puntera es satisfactorio.

Por otro lado, esta puntera diseñada se ha fabricado en las instalaciones del equipo en el taller de la Universidad. El proceso de fabricación ha sido más complicado y largo de lo esperado en un principio debido a la necesidad de asegurar las restricciones geométricas para el correcto montaje del tren delantero inferior. Sin embargo, se ha conseguido fabricar las punteras necesarias.

Junto con la puntera también se ha diseñado y fabricado el eje delantero. Este eje soporta las cargas que surgen en la frenada asegurando una vida útil infinita. Su proceso de diseño y fabricación ha sido más sencillo que el de la puntera, obteniendo un resultado final apropiado. El diseño del eje delantero proporciona un tren delantero inferior fácil de montar y desmontar. Este hecho ayuda en el cambio de la rueda delantera. Por otra parte, la puntera izquierda de Andreani limita el diámetro exterior máximo del eje delantero en la zona del alojamiento. Este factor aumenta el peso del mismo y el tiempo de fabricación por los ciclos de taladrado que se realizan para aumentar el diámetro interior en la zona central del eje.

Respecto al disco de freno delantero, se ha adquirido un componente comercial. Gracias a este disco se ha conseguido aligerar aún más el peso del tren delantero inferior, mejorando la competitividad del prototipo. Asimismo, se han fabricado seis casquillos separadores para asegurar que el disco se coloca adecuadamente en el centro de la pinza de freno.

En lo que se refiere a la frenada, se supera la fuerza de frenada mínima impuesta por la organización. De hecho, se ha obtenido una fuerza de frenada capaz de producir el efecto “caballito invertido”. Esta fuerza es la mayor que utilizará el piloto en una situación crítica, porque no tiene sentido frenar más bruscamente, aunque el sistema lo permita. Dicha fuerza de frenada ha sido utilizada para el cálculo del eje delantero y la puntera.

## 5 BIBLIOGRAFÍA

Abasolo, M. (2017). Klaseko apunteak.

Andreani MHS, Moto Engineering Doudnation. (2017). *V International Competition MotoStudent. Motorcycle fork-shock absorber optional kit.*

Avilés, R. (2015). *Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería.*

Epidor. (2019). *Catálogo de juntas tóricas.* Obtenido de <https://epidor.com/documentos/08-Epidor-Seals-and-Rubber-Technology-Catalogo-Juntas-Toricas.pdf>

Foale, T. (2003). *Motocicletas. Comportamiento dinámico y diseño del chasis. El arte y la ciencia.* (D. Sánchez, Trad.)

Galfer. (03 de 12 de 2019). *Galfer.* Obtenido de Moto Catalogue 2018-2019: [https://galfer.eu/moto/wp-content/uploads/sites/2/cat\\_galfer\\_moto\\_2018-19-1.pdf](https://galfer.eu/moto/wp-content/uploads/sites/2/cat_galfer_moto_2018-19-1.pdf)

Izar. (14 de Julio de 2020). *Izar cutting tools.* Obtenido de izartool.com: [http://www.izartool.com/images/descargas/pdfs/IND-18\\_web.pdf](http://www.izartool.com/images/descargas/pdfs/IND-18_web.pdf)

Matweb. (19 de 07 de 2020). *Matweb.* Obtenido de Online Materials Information Resource - MatWeb: <http://www.matweb.com/index.aspx>

Moto Engineering Foundation. (2019). *VI Competición Internacional de Motostudent. Reglamento de la competición.*

Moto Engineering Foundation, J.Juan Racng. (2019). *VI Motostudent International Competition. Official brake system supplier - J.Juan Racing.*

SBS. (2019). *SBS brake pads MS1920.*

SKF. (01 de 07 de 2020). *6205-2RSH | SKF.* Obtenido de <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6205-2RSH>

SteelGr. (19 de 07 de 2019). *SteelGr.* Obtenido de S355J2H Chemical Composition, S355J2H Mechanical Properties, S355J2H Heat Treatment: <https://www.steelgr.com/Steel-Grades/Carbon-Steel/s355j2h.html>

Zuza, E. (2017). *Egitura materialak: portaera lanean eta hausturaren mekanika. Klaseko apunteak.*

## ANEXO A: Pliego de condiciones. Normativa aplicable. Plan de pruebas

### A1 Pliego de condiciones

#### A1.1 Definición y alcance

El objetivo de este pliego de condiciones es fijar las condiciones técnicas mínimas que debe cumplir el diseño del tren delantero inferior para su correcto funcionamiento, especificando los requisitos para su ejecución, de forma que cumpla las garantías establecidas. El ámbito de aplicación de este pliego se extiende a todos los sistemas mecánicos que forman parte del tren delantero inferior.

Se especifican las normas mínimas aceptables referentes al desarrollo y construcción, materiales, mano de obra y equipo que haya de incorporarse a las mismas. Tales trabajos comprenden, sin limitación alguna, el suministro de toda la mano de obra, materiales, equipo y limpieza, así como la ejecución de todas las operaciones que hayan de realizarse.

El proyecto corresponde al diseño y fabricación de una puntera de la suspensión delantera junto con los demás componentes de un tren delantero inferior para el equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao.

#### A1.1.1 Condiciones técnicas

##### *A1.1.1 Documentación y normativa*

Para el funcionamiento del producto, el Proyectista se compromete a facilitar el detalle de funcionamiento, diseño y fabricación de los elementos del tren delantero inferior para el equipo de MotoStudent de la Escuela de Ingeniería de Bilbao. Para conocer el funcionamiento del sistema será imprescindible leerse atentamente los documentos: memoria (en el que se describe el diseño final del dispositivo) y metodología para llevar a cabo un correcto funcionamiento y fabricación de este y posibles reclamaciones al Proyectista.

##### *A1.1.2 Normativa de aplicación. Normativa de la organización*

La normativa de la organización de la VI Competición Internacional MotoStudent que se ha utilizado en este proyecto es la siguiente:

### **ARTÍCULO 1: REQUISITOS TÉCNICOS DEL PROTOTIPO Y RESTRICCIONES**

### **B.1.1 Introducción al Reglamento Técnico**

Los prototipos presentados para competir en MotoStudent deben ser de fabricación propia.

B.1.1.1 El diseño y fabricación de los prototipos presentados deben atenerse a la normativa impuesta en el presente Reglamento, para poder participar en las fases puntuables de la Competición.

B.1.1.2 Los prototipos deberán mantener todas las especificaciones requeridas en el Reglamento Técnico durante todas las pruebas del Evento Final. La Organización podrá revisar el correcto cumplimiento del Reglamento en cualquier momento del Evento Final.

B.1.1.3 Cualquier incumplimiento de los requisitos técnicos y restricciones deberán ser corregidos y volverse a inspeccionar antes de que el prototipo pueda participar en cualquier prueba durante el Evento Final.

### **B.1.2 Modificaciones y reparaciones**

Una vez superadas las verificaciones (ver Sección E) y se valide el prototipo para participar en la Competición MotoStudent, estará totalmente prohibida cualquier modificación no reflejada en el presente artículo sin la supervisión del Cuerpo Técnico de la Organización. Antes de realizar cualquier modificación no reflejada se deberá poner en conocimiento a la Organización, que deberá dar el visto bueno y volver a inspeccionar el prototipo tras la modificación.

Las modificaciones permitidas después de las verificaciones técnicas, y que no conllevan supervisión por parte de la Organización son:

- El ajuste de transmisión secundaria
- Ajuste de sistema de frenado
- Operaciones y ajustes de los sistemas de adquisición de datos
- Ajuste de presión de neumáticos
- Reposición de líquidos
- Ajustes de set-up generales
- Ajustes de puesta a punto de motor

En caso de que el prototipo necesite reparaciones, éstas deberán ser aprobadas por la Organización. Una vez reparado el prototipo, la Organización realizará las verificaciones pertinentes antes de poder regresar a la Competición.

#### **B.1.4 Kit MotoStudent**

B.1.4.1 El Kit MotoStudent, para los equipos inscritos en la Categoría “MotoStudent Petrol” constará de los siguientes componentes:

- Motor de combustión interna
- Centralita de gestión del motor (\*pendiente de confirmación)
- 1 juego de neumáticos slick delantero y trasero
- Pinzas y bombas de freno

B.1.4.2 El Kit MotoStudent, para los equipos inscritos en la Categoría “MotoStudent Electric” constará de los siguientes componentes:

- Motor eléctrico
- Dispositivo Vigilante de aislamiento (IMD)
- 1 juego de neumáticos slick delantero y trasero.
- Pinzas y bombas de freno

B.1.4.3 Los componentes incluidos en el Kit MotoStudent llevarán incorporado un marcaje identificativo. Dicho marcaje deberá permanecer intacto, pues será revisado por el Cuerpo Técnico de la Organización en el Evento Final. En caso de rotura o daño de estos marcajes los equipos deberán ponerse en contacto con la Organización para determinar una solución.

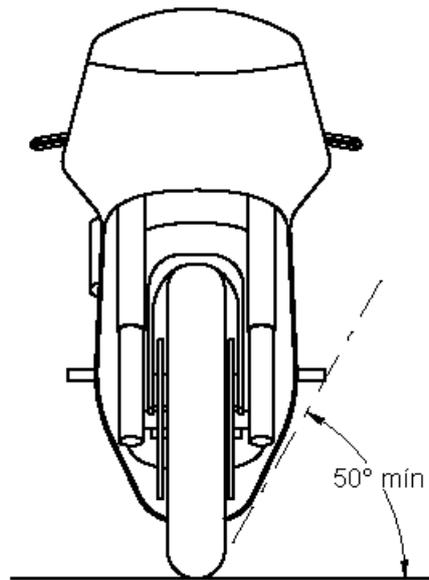
B.1.4.4 No se podrá cubrir con pintura o lámina adhesiva ningún elemento identificador de los componentes suministrados por la Organización.

B.1.4.5 Cualquier cuestión técnica relativa a los componentes incluidos en el Kit MotoStudent deberá ser canalizada a través de la Organización. Está prohibido el contacto directo entre los equipos participantes y las empresas suministradoras para cuestiones técnicas relativas al Kit MotoStudent.

## **ARTÍCULO 2: REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO**

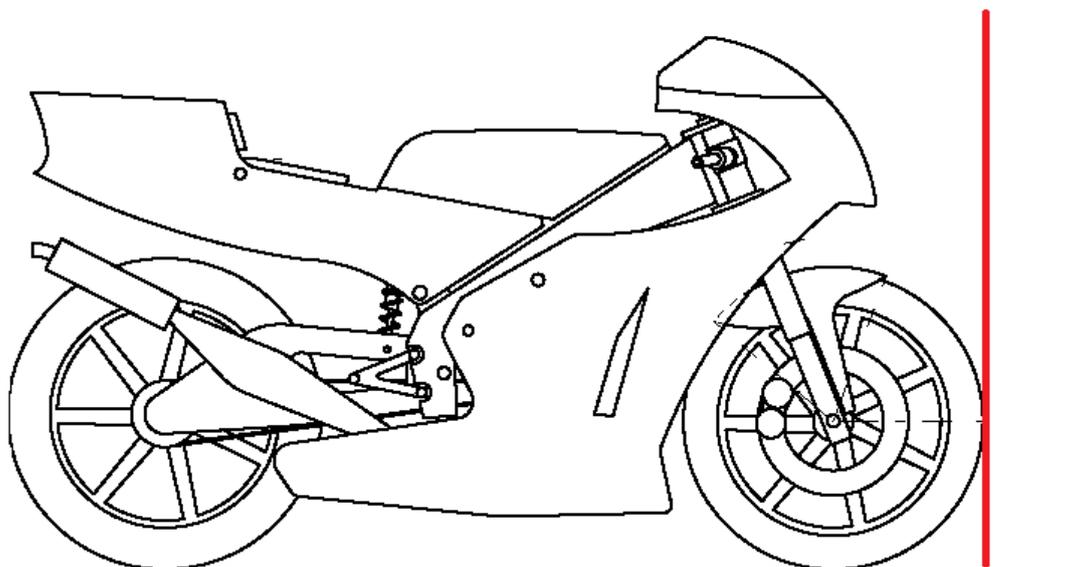
### B.2.1 Dimensiones

B.2.1.2 El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo sin que ningún elemento del mismo (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser  $50^\circ$ . Dicha medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



*Ilustración A1: ángulo mínimo de inclinación lateral.*

B.2.1.4 Límite frontal: Ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.



*Ilustración A2: límite frontal del prototipo.*

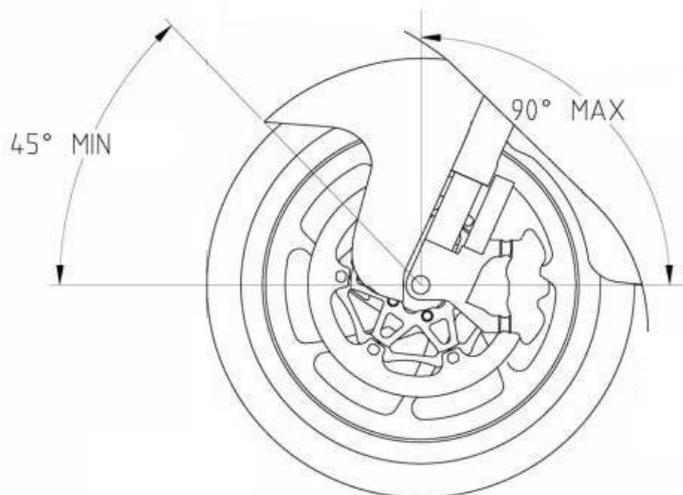
B.2.1.6 La banda de rodadura de los neumáticos deberá presentar una distancia libre mínima de 15mm a lo largo de toda su superficie a cualquier elemento del prototipo, en cualquier posición del mismo y para cualquier reglaje de geometrías.

#### **ARTÍCULO 4: CARENADO**

##### **B.4.3 Guardabarros**

B.4.3.1 Es obligatoria la instalación de guardabarros delantero y trasero.

B.4.3.2 El guardabarros delantero no podrá cubrir más de 135º de la circunferencia del neumático medido desde la parte posterior del neumático con origen del ángulo en la horizontal del eje de rueda. Las zonas de anclaje de guardabarros a la horquilla delantera, las cubiertas de horquilla o las de discos de freno podrán exceder dicha restricción.



*Ilustración A3: guardabarros delantero, normativa.*

## **ARTÍCULO 6: SISTEMA DE FRENADO**

El prototipo deberá disponer de sistema de frenado por discos y de accionamiento hidráulico tanto en eje delantero como trasero.

La Organización suministrará, dentro del Kit MotoStudent, los siguientes componentes del sistema de frenado:

- Pinza delantera
- Pinza Trasera
- Bomba delantera de mano
- Bomba trasera de pie

La información relativa a estos componentes será suministrada a todos los equipos participantes.

### **B.6.2 Discos**

B.6.2.1 Los discos de freno son de elección libre.

B.6.2.2 Los discos de freno serán de aleaciones de acero. Queda totalmente prohibida la utilización de discos de freno de carbono o compuesto cerámicos.

B.6.2.3 Está prohibido el uso de discos ventilados interiormente.

B.6.2.4 Los discos de freno deberán instalarse obligatoriamente sobre la llanta delantera y trasera.

B.6.2.5 Se permite la instalación de separadores de disco de freno entre la llanta y el disco.

### **B.6.3 Pinzas de freno**

Es obligatorio el uso de las pinzas de freno suministradas por la Organización, tanto en el eje delantero como trasero.

B.6.3.3 Las pastillas de los frenos delantero y trasero son de elección libre.

B.6.3.4 Los pasadores de las pastillas de freno delantero y trasero pueden sustituirse. Está permitido cualquier sistema de cambio rápido de pastillas.

B.6.3.5 No se autorizan conductos suplementarios de refrigeración practicados en la pinza.

B.6.3.6 No está permitida la modificación del cuerpo de las pinzas de freno entregadas por la Organización. No se permite la realización de rebajes ni chaflanes. Por lo tanto, los equipos deberán escoger o adaptar los anclajes para la correcta instalación de las pinzas entregadas.

### **B.6.4 Bombas de freno**

Es obligatorio el uso de las bombas de freno suministradas por la Organización, tanto en el eje delantero como trasero.

B.6.4.1 Los conductos externos incluidos con las bombas suministradas pueden ser modificados o sustituidos.

B.6.4.2 La leva de activación de la bomba de freno delantero no puede ser sustituida o modificada.

### **B.6.5 Conductos de freno**

B.6.5.1 Los latiguillos de freno son de configuración libre.

B.6.5.2 El paso del latiguillo para la pinza de freno delantera debe hacerse por delante de la tija de dirección inferior.

B.6.5.3 Están permitidos los conectores rápidos en los latiguillos de freno.

### **B.6.6 Sistema ABS**

El uso de sistema de frenos antibloqueo (ABS) no está permitido.

### **B.6.7 Líquido de frenos**

El líquido hidráulico del sistema de frenos es de elección libre.

## **ARTÍCULO 7: SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

Los sistemas de suspensión son de configuración libre, a excepción de las pautas expuestas a continuación.

### **B.7.1 Aspectos generales**

B.7.1.1 Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

B.7.1.2 Los reglajes de suspensión sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos.

B.7.1.3 La Organización podrá no aceptar la participación de un prototipo cuyo sistema de suspensión se determine peligroso para su participación en las pruebas en pista.

### **B.7.2 Suspensión delantera**

B.7.2.1 Se permiten sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo: horquilla convencional, horquilla invertida, telelever, duolever, basculante delantero, etc. Se permiten tanto sistemas comerciales como de diseño propio o modificados.

B.7.2.2 El conjunto de suspensión delantera podrá disponer de cualquier sistema de ajuste mecánico o hidráulico, como por ejemplo regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.

## **ARTÍCULO 9: LLANTAS Y NEUMÁTICOS**

### **B.9.1 Llantas**

Las llantas serán de elección libre por parte de cada equipo.

B.9.1.1 Las medidas de las llantas (considerando las zonas habilitadas para el anclaje de neumáticos) deberán ser:

- Llanta delantera: 2,5" x 17"

- Llanta trasera: 3,5" x 17"

B.9.1.2 No se permiten llantas fabricadas con composites (como fibra de carbono o fibra de vidrio reforzada). Los únicos materiales permitidos para las llantas son acero, aluminio o magnesio.

B.9.1.3 Está permitido el uso de protectores de nailon en los extremos del eje de rueda ante posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al eje utilizado.

B.9.1.4 Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30mm. No se consideran en esta medida posibles protectores de nailon (Ver Art. B.9.1.3).

### **B.9.2 Neumáticos**

Sólo los neumáticos procedentes del Suministrador Oficial en el año vigente se pueden utilizar en MotoStudent. La Organización entregará un juego de slicks de seco (delantero y trasero) a cada equipo en el Kit MotoStudent.

La información técnica relativa al set de neumáticos oficiales será remitida a todos los equipos participantes en la Competición.

B.9.2.1 Si se desean más neumáticos tanto de seco como de lluvia se podrán adquirir a través de la Organización. El montaje de sets durante el Evento Final estará limitado a 1 set adicional al entregado inicialmente.

B.9.2.2 Está permitido el uso de calentadores de neumáticos.

### **E.3.4 Comprobación de frenos**

Se examinará el correcto funcionamiento de los frenos delantero y trasero en un frenómetro de rodillos.



*Ilustración A4: prueba de comprobación de frenos.*

E.3.4.1 Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá rendir por encima de los siguientes valores de fuerza de frenada:

- Eje delantero: 0,30 kN

E.3.4.2 Para que el prototipo pueda cumplir los valores de frenada se recomienda realizar la prueba de comprobación de frenos con las pastillas y discos de freno con un ligero rodaje previo. Ciertos conjuntos de discos y pastillas pueden dar problemas de eficacia recién montadas debido a los recubrimientos, adaptaciones entre superficies, etc.

## A1.2 Garantía técnica

Se garantiza la buena ejecución y calidad de los materiales utilizados en la realización del producto, así como el correcto funcionamiento del sistema durante su vida útil a partir de su compra contra todo mal funcionamiento o incumplimiento de las especificaciones establecidas por el usuario a la hora de realizar el diseño.

Dicha garantía responsabiliza al Proyectista, única y exclusivamente a la reparación y/o reposición de los componentes pertenecientes al producto, que durante el periodo de garantía antes fijado resulten defectuosas, sea por el defecto del diseño, mano de obra o materiales. Así mismo, se compromete a hacer la reparación y/o sustitución en el menor plazo posible.

No está comprendido en la presente garantía, el desgaste normal de las piezas, ni los desperfectos que puedan sobrevenir durante dicho periodo por descuido, falta de competencia o negligencia de la persona que intervenga en el manejo del dispositivo.

La garantía quedará anulada en el momento en el que algún elemento del sistema sea manipulado de forma no adecuada.

### A1.3 Secreto profesional

En el caso de que al Proyectista se le facilite información que el comprador considere confidencial, puedan ser así códigos de seguridad e información interna de la empresa, se hará constar por éste explícitamente.

El proyectista no revelará su contenido a terceros sin la aprobación escrita del comprador viniendo, en todo caso, obligado a darle el carácter de confidencial cuando la facilite.

### A1.4 Condiciones económicas

#### A1.4.1 Pagos

Los pagos se ejecutarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones del proyecto expedidas por el director de proyecto, en virtud de las cuales se verifican aquellos.

En ningún caso podrá el Proyectista, alegando retraso en los pagos, suspender trabajos ni ejecutarlos a menor ritmo que el que les corresponda, con arreglo al plazo en que deban terminarse.

#### A1.4.2 Reclamaciones

Si el Contratista, antes de la firma de Contrato, no hubiese hecho ninguna reclamación por una observación oportuna, no podrá, bajo ningún pretexto de error u omisión, reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirve de base para la ejecución del proyecto.

Tampoco, se le admitirá reclamación de ninguna especie fundada de indicaciones que, sobre el proyecto, se hagan en la Memoria, por no ser este documento en que sirva de base a la contrata. Las equivocaciones materiales o errores aritméticos que el presupuesto pueda contener, ya por variación de los precios, respecto de los del cuadro correspondiente, ya por errores aritméticos en las cantidades del proyecto o en su importe, se corregirán en cualquier época que se observen.

### A1.5 Condiciones legales

#### A1.5.1 Transferibilidad

La copia, modificación o distribución, total o parcial de este proyecto, queda totalmente prohibida sin consentimiento de los autores, o en su defecto del director del proyecto.

## ANEXO B: Planos, esquemas, diseño de detalle y datos técnicos

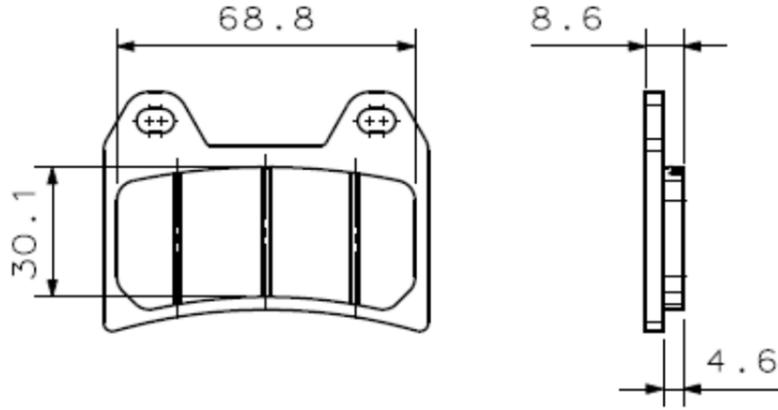
### B1 J.Juan Racing pinza de freno delantero radial



*Ilustración B1: pinza de freno delantero J.Juan Racing.*

GENERAL SPECS			
Interaxis	Offset	Material	Weight
100 mm	30,00 mm	Die Cast Aluminum	1,05 kg (with pads)
CONFIGURATION AND WORK			
Piston configuration and size	Max Working pressure	Brake Fluid	
2x $\varnothing$ 34mm + 2 x $\varnothing$ 30mm	70 bar	DOT 4	
DISCS			
Disc thickness MIN-MAX	Disc position tolerance	Max Disc diameter	
4,5 – 5 mm	$\pm$ 0,5mm	$\varnothing$ 320 mm	
PADS			
Accepted models	Volume for pad wear	Pad surface	
SBS - SI-100HH	16,7cm <sup>3</sup>	22,5 cm <sup>2</sup>	
MOUNTING			
Mounting bolts	Mount side	Mounting position	
2 x M10 RADIAL	Right side (compulsory)	21:00 - 24:00	

*Ilustración B2: datos técnicos de la pinza del freno delantero.*



*Ilustración B3: dimensiones de la pastilla del freno delantero.*

## B2 Horquilla de la suspensión delantera Andreani MHS



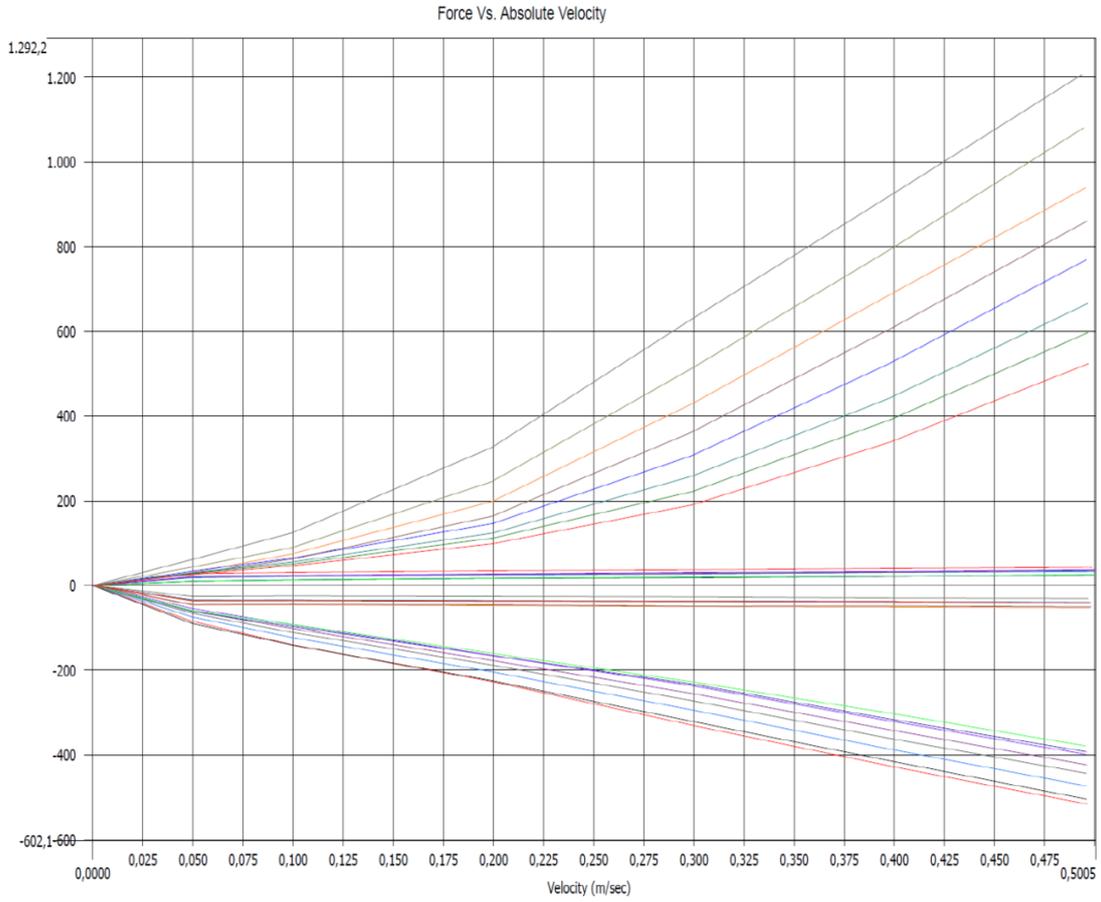
*Ilustración B4: horquilla de la suspensión delantera Andreani MHS.*

Front Fork	Dimensions	Others
Free length	625mm	Full extend
Stroke	110mm	Metal to metal
In diameter top bridge	44mm	
In diameter bottom bridge	48mm	
Diameter front axle	15mm right – 20mm left	
Brake calliper main bolt distance	108 mm	

*Ilustración B5: información técnica de la horquilla (1).*

Setting	Value	Others
Oil level	Right 105 Left 95	Front fork full compress no spring
Oil type	1309 Öhlins	
Optional Springs	35/40/45/50/55/60/65	TBD
Compresion	-2v	0 = maximum close
Rebound	-1,5v	0 = máximo close

*Ilustración B6: información técnica de la horquilla (2).*



*Ilustración B7: fuerza de amortiguación de la horquilla.*

## B3 Pastillas de freno SBS

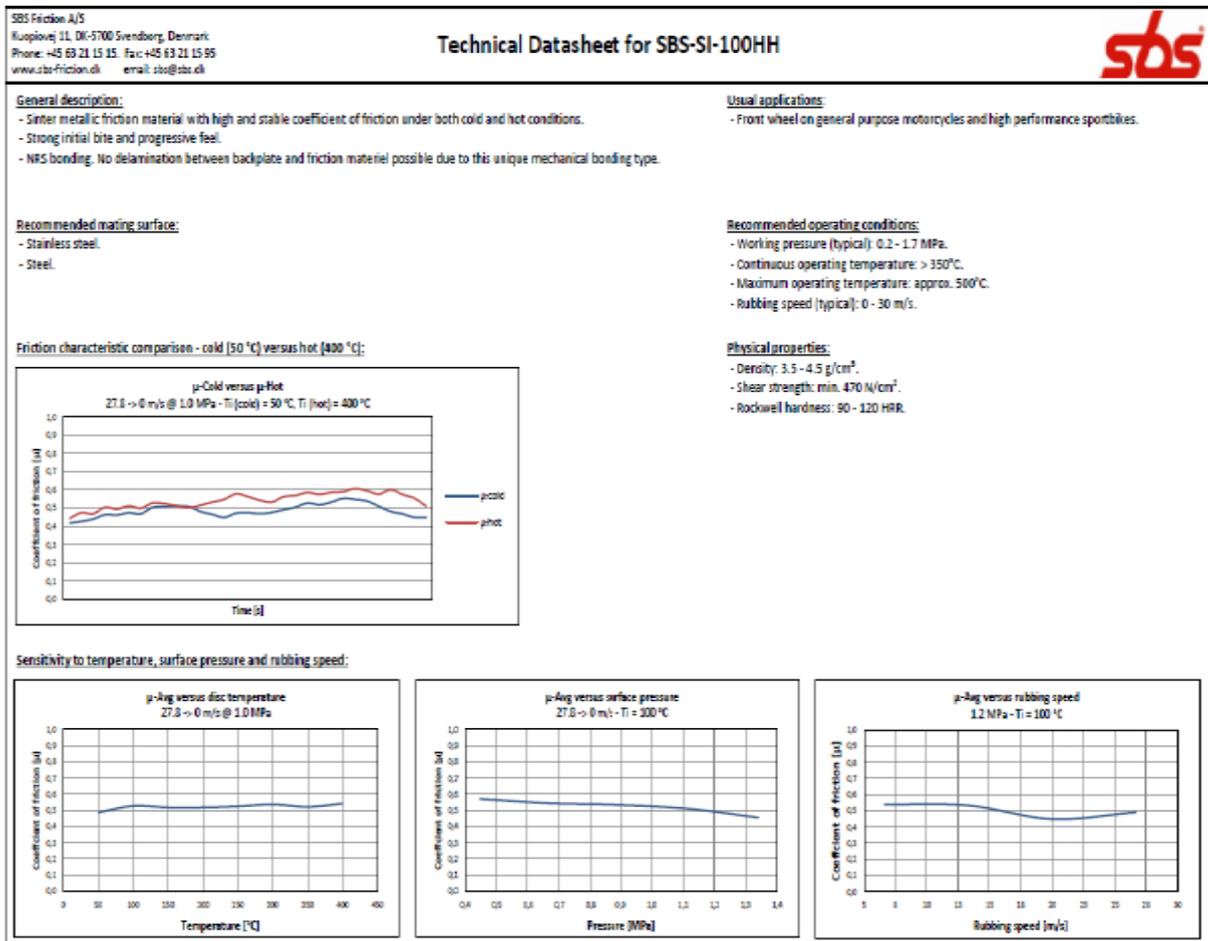
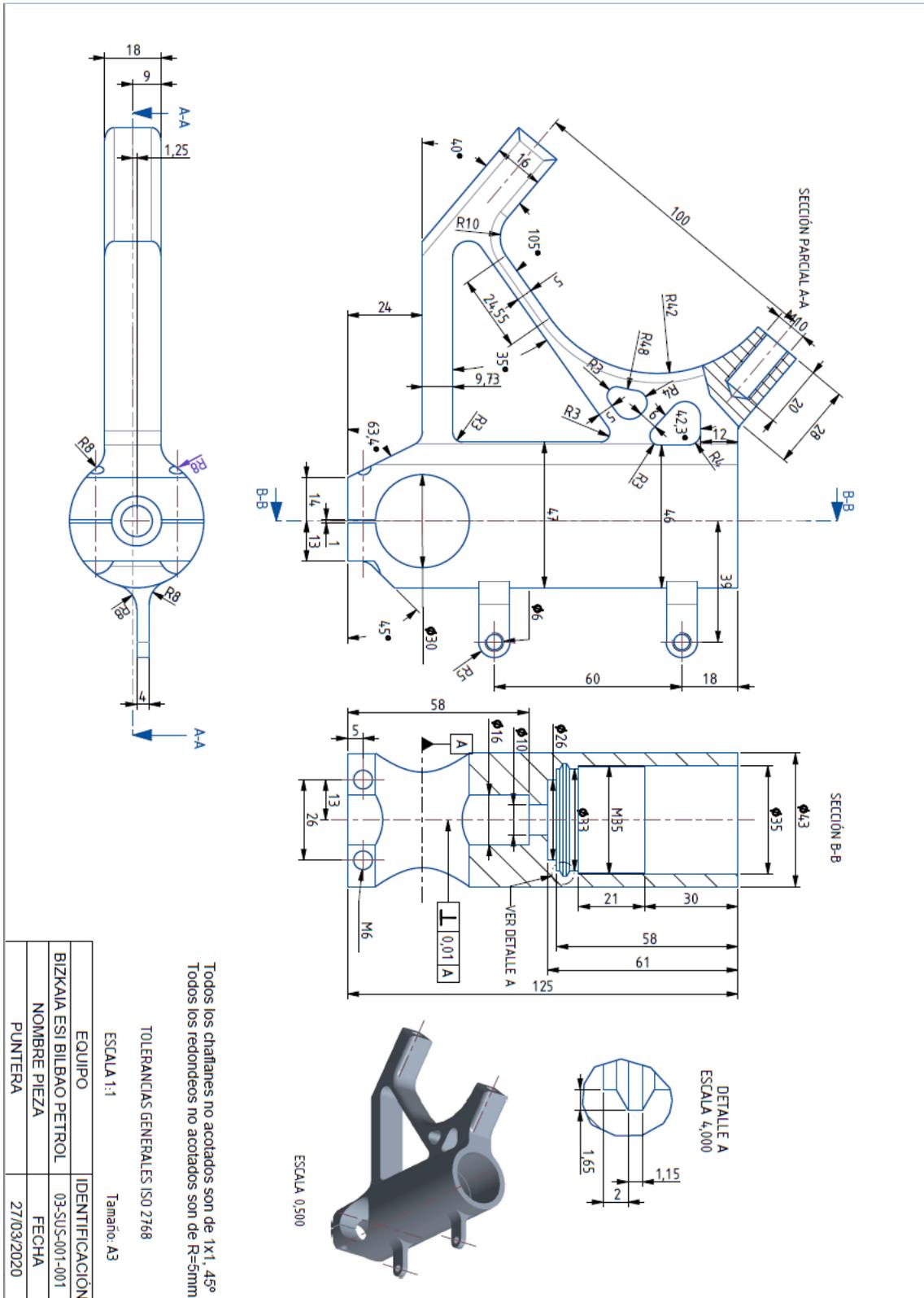


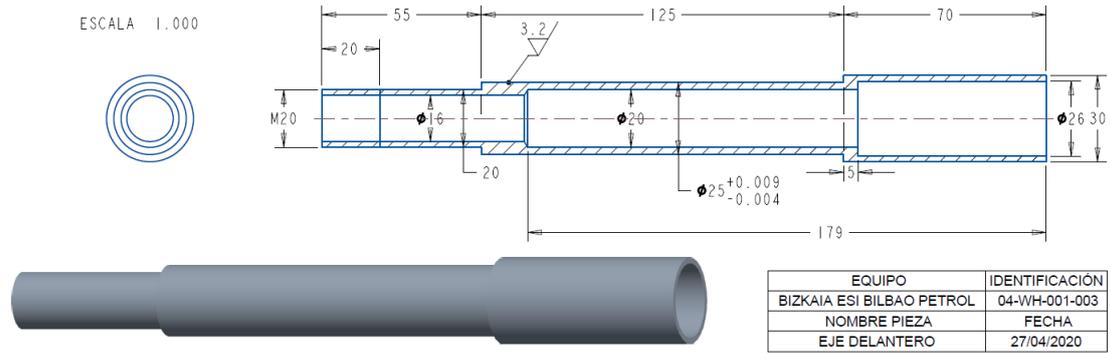
Ilustración B8: datos técnicos de las pastillas de freno SBS-SI-100HH.

### B3 Plano de la puntera derecha



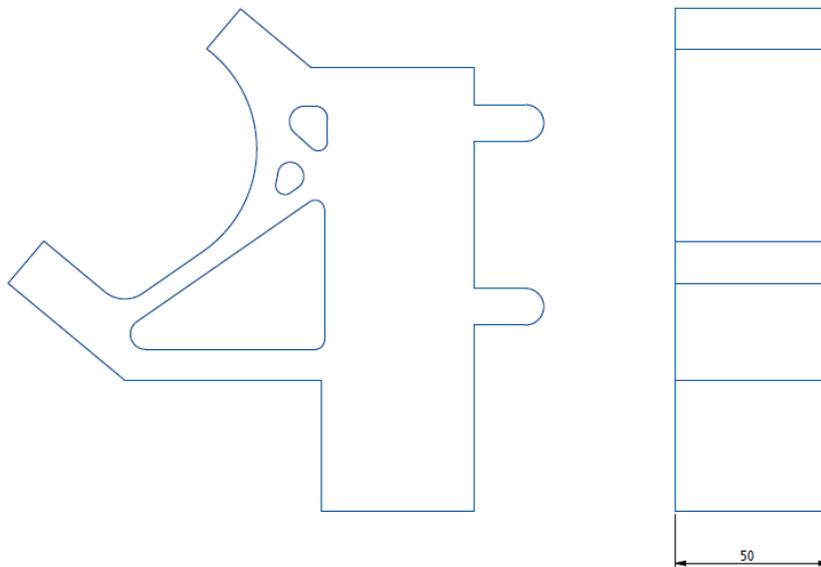
*Ilustración B9: plano de la puntera derecha.*

### B3 Plano del eje delantero



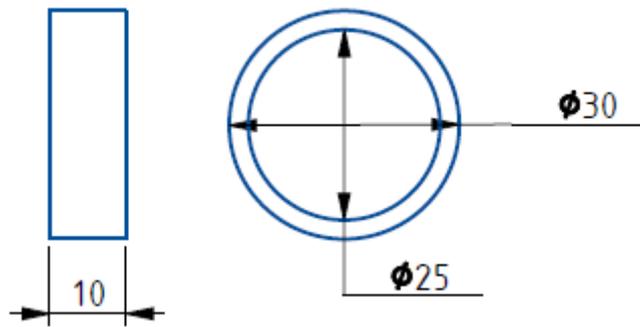
*Ilustración B10: plano del eje delantero.*

### B3 Plano de la preforma de la puntera



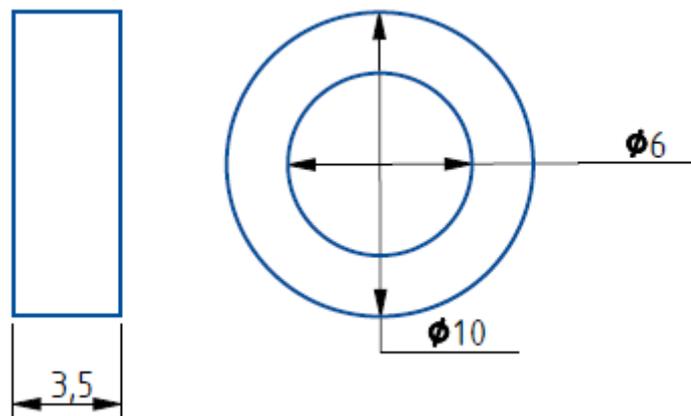
*Ilustración B11: plano de la preforma de la puntera.*

### B3 Plano del casquillo separador de la llanta



*Ilustración B12: plano del casquillo separador de la llanta delantera.*

### B3 Plano del casquillo separador del disco de freno delantero



*Ilustración B13: plano del casquillo separador del disco de freno delantero.*