

ÍNDIX

| | |
|--|----|
| RESUM | 4 |
| RESUMEN..... | 4 |
| ABSTRACT..... | 5 |
| | |
| CAPÍTOL 1: INTRODUCCIÓ..... | 6 |
| 1.1. Objecte i abast del projecte | 6 |
| 1.2. Característiques Tècniques | 8 |
| | |
| CAPÍTOL 2: GEOMETRIA | 9 |
| 2.1. Resultat de l'Anàlisi de Geometria..... | 9 |
| | |
| CAPÍTOL 3: SISTEMA DE SUSPENSIO | 11 |
| 3.1. Introducció | 11 |
| 3.2. Presentació del sistema | 12 |
| 3.3. Presentació de dades | 13 |
| 3.3.1. Il·lustracions | 13 |
| 3.3.2. Diagrames | 15 |
| 3.3.2.1. Relació de palanca | 15 |
| 3.3.2.2. Trajectòria de l'eix de la roda del darrere.... | 17 |
| 3.4. Característiques del sistema de suspensió | 18 |
| 3.5. Conclusió | 19 |
| | |
| CAPÍTOL 4: DESCRIPCIÓ DETALLADA DELS ELEMENTS | 20 |
| 4.1. Triangle davanter | 20 |
| 4.2. Basculant | 22 |
| 4.3. Sistema de bieletes | 24 |
| | |
| CAPÍTOL 5: ANÀLISI D'ESFORÇOS SOBRE LA BICICLETA | 25 |
| 5.1. Sol·licitacions a la pipa de direcció | 26 |
| 5.2. Força de l'amortidor sobre els suports del triangle davanter .. | 27 |
| 5.3. Càrrega del ciclista sobre l'eix de pedalier | 28 |
| 5.4. Càrrega del ciclista sobre el sellent | 30 |
| 5.5. Absorció a la roda del darrere | 31 |
| 5.6. Esforç sobre la bieleta <i>Rocker</i> | 32 |
| 5.7. Esforç sobre la bieleta <i>Link</i> | 33 |
| | |
| CAPÍTOL 6: ANÀLISI PER ELEMENTS FINITS DELS COMPONENTS DEL QUADRE | 34 |
| 6.1. Materials | 36 |
| 6.1.1. Alumini 6061-T6 | 37 |
| 6.1.2. Alumini 7075-T6 | 38 |
| 6.2. Anàlisi d'elements finits | 39 |
| 6.2.1. Anàlisi amb esforços resultants de absorció frontal...39 | |
| 6.2.1.1. Estudi de tensions | 41 |
| 6.2.1.2. Estudi de desplaçaments | 42 |
| 6.2.1.3. Estudi de deformacions unitàries | 43 |
| 6.2.1.4. Estudi del Factor de Seguretat | 44 |

| | |
|--|--------|
| 6.2.2. Anàlisi de l'esforç de l'amortidor sobre els suports.... | 45 |
| 6.2.2.1. Estudi de tensions | 46 |
| 6.2.2.2. Estudi de desplaçaments | 47 |
| 6.2.2.3. Estudi de deformacions unitàries | 48 |
| 6.2.2.4. Estudi del Factor de Seguretat | 49 |
| 6.2.3. Anàlisi amb esforços resultants de la càrrega del ciclista sobre l'eix de pedalier | 50 |
| 6.2.3.1. Estudi de tensions..... | 51 |
| 6.2.3.2. Estudi de desplaçaments | 52 |
| 6.2.3.3. Estudi de deformacions unitàries | 53 |
| 6.2.3.4. Estudi del Factor de Seguretat | 54 |
| 6.2.4. Anàlisi amb esforços resultants de la càrrega del ciclista sobre el sellent | 55 |
| 6.2.4.1. Estudi de tensions | 56 |
| 6.2.4.2. Estudi de desplaçaments | 57 |
| 6.2.4.3. Estudi de deformacions unitàries | 58 |
| 6.2.4.4. Estudi del Factor de Seguretat | 59 |
| 6.2.5. Anàlisi amb esforços resultants de absorció amb roda del darrere | 60 |
| 6.2.5.1. Estudi de tensions | 62 |
| 6.2.5.2. Estudi de desplaçaments | 63 |
| 6.2.5.3. Estudi de deformacions unitàries | 64 |
| 6.2.5.4. Estudi del Factor de Seguretat | 65 |
| 6.2.6. Anàlisi de l'esforç de l'amortidor sobre la bieleta <i>Rocker</i> | 66 |
| 6.2.6.1. Estudi de tensions | 68 |
| 6.2.6.2. Estudi de desplaçaments | 69 |
| 6.2.6.3. Estudi de deformacions unitàries | 70 |
| 6.2.6.4. Estudi del Factor de Seguretat | 71 |
| 6.2.7. Anàlisi d'esforços sobre la bieleta <i>Link</i> | 72 |
| 6.2.7.1. Estudi de tensions | 73 |
| 6.2.7.2. Estudi de desplaçaments | 74 |
| 6.2.7.3. Estudi de deformacions unitàries | 75 |
| 6.2.7.4. Estudi del Factor de Seguretat | 76 |
| CAPÍTOL 7: PROCÉS DE FABRICACIÓ I MUNTATGE | 77 |
| 7.1. Fabricació del triangle davanter | 77 |
| 7.1.1. Preparació de la pipa de direcció | 78 |
| 7.1.2. Preparació del tub del pedalier | 79 |
| 7.1.3. Preparació del tub del sallent | 79 |
| 7.1.4. Preparació del tub horitzontal | 80 |
| 7.1.5. Preparació del tub diagonal | 80 |
| 7.1.6. Preparació dels suports de l'amortidor | 81 |
| 7.1.7. Preparació de la pletina d'unió | 81 |
| 7.1.8. Preparació de les pletines del cos del triangle | 82 |
| 7.1.9. Procés de soldadura | 83 |
| 7.1.10. Tractament tèrmic | 85 |
| 7.1.11. Acabaments | 85 |

| | |
|--|----|
| 7.2. Fabricació del basculant..... | 87 |
| 7.2.1. Beines i tirants | 88 |
| 7.2.2. Pont de les beines, pletines i punteres | 89 |
| 7.2.3. Procés de soldadura i tractament tèrmic | 89 |
| 7.3. Fabricació de bieletes | 90 |
| 7.4. Muntatge del quadre | 91 |
| 7.4.1. Muntatge del sistema de bieletes | 91 |
| 7.4.2. Muntatge de la transmissió | 92 |
| 7.4.3. Muntatge del basculant | 93 |
| 7.4.4. Muntatge de les punteres | 94 |
| 7.4.5. Muntatge de l'amortidor | 95 |
| CAPÍTOL 8: PRESSUPOST | 96 |
| 8.1. Pressupost de matèria primera | 96 |
| 8.2. Pressupost dels components normalitzats | 97 |
| 8.3. Costos de fabricació | 97 |
| 8.4. Pressupost global | 98 |
| CAPÍTOL 9: BIBLIOGRAFIA | 99 |

RESUM

En aquest projecte es presenta el disseny d'un quadre per a una bicicleta de muntanya, pensada per a la competició de descens. El disseny d'aquest quadre es basa en la disposició d'una caixa amb canvi de marxes integrat. D'aquesta manera s'aconsegueix compactar el mecanisme de transmissió molt a prop del centre de gravetat, i disminuir el nombre d'elements exposats a impactes amb elements de l'entorn.

El quadre també disposa d'un sistema de suspensió amb bieletes, que ha sigut dissenyat amb el software "Linkage": un software que permet l'anàlisi de sistemes de suspensió en 2D, centrat per a bicicletes de muntanya.

El disseny s'ha dut a terme amb AutoCad (2d) i en SolidWorks (3D), que també ha permès fer l'anàlisi d'elements finits amb les dades extretes de Linkage i anàlisis teòrics.

La idea del projecte es la de construir un primer prototip que permeti realitzar les proves pertinents abans del disseny final per a la fabricació i comercialització.

RESUMEN

En este proyecto se presenta el diseño de un cuadro para una bicicleta de montaña, pensada para la competición de descenso. El diseño de este cuadro se basa en la disposición de un buje con cambio de marchas integrado. De esta manera se consigue compactar el mecanismo de transmisión muy cerca del centro de gravedad, así como disminuir el número de elementos expuestos a posibles impactos contra elementos del entorno.

El cuadro también dispone de un sistema de suspensión de bieletas, que ha sido diseñado con el software "*Linkage*": software que permite el análisis de sistemas de suspensión en 2D, pensado para bicicletas de montaña.

El diseño ha sido realizado mediante AutoCad (2D) y SolidWorks (3D) que además ha permitido hacer el análisis de elementos finitos con los datos conseguidos en *Linkage* y análisis teóricos.

La idea del proyecto es la de construir un primer prototipo que permita realizar las pruebas pertinentes antes del diseño final para la fabricación y comercialización.

ABSTRACT

This project shows the design of a downhill race mountain bike frame. Its design is meant to suit a speed hub with internal gearing, with the purpose of compacting the transmission system and locate it closer to the center of gravity. Meanwhile, the exposure of components is reduced in order to prevent possible impacts with external elements.

The frame uses a linkage suspension design which has been developed with "Linkage": a 2D suspension analysis software focused on mountain bikes.

The design has been developed with AutoCad (2D) and SolidWorks (3D), which has been used for the Finite Element Analysis as well, after the results registered from Linkage and other theoretical analysis.

The main point of this project is to build a first stage prototype in order to test it under real situations, and study it's behavior before the final design for manufacturing.

CAPÍTOL 1: INTRODUCCIÓ

1.1. Objecte i abast del projecte

L'objectiu del projecte es el de desenvolupar el disseny de les diferents peces que componen el quadre de la bicicleta, per a la fabricació d'un primer prototip. Aquest servirà per a realitzar les diferents proves físiques i estudiar el comportament abans del disseny final del producte.

Aquesta bicicleta té la peculiaritat de disposar d'una boixa amb canvi integrat, localitzada a sobre de l'eix de pedalier. El propòsit d'aquesta idea es la d'evolució del sistema de canvi de marxos utilitzat actualment, que disposa d'elements molt fràgils exposats a l'entorn, amb un risc molt evident d'impacte. A més, aquests sistemes queden totalment desprotegits contra l'aigua, el pols, fang i altres elements que provoquen la corrosió i el desgast prematur de la transmissió.

Per a la realització del projecte primer s'ha fet un estudi de la geometria del quadre, que es un fet molt important que determina la posició de la conducció del ciclista. Aquesta posició farà que el conjunt sigui més o menys apte per a la pràctica específica del descens. Per a aquest estudi s'han recol·lectat les geometries d'una sèrie de bicicletes que actualment es troben en la Copa del Món de descens. Un cop recol·lectades les

mesures i angles dels punts que componen la geometria, s'han comparat en una taula i s'ha decidit segons el criteri i les preferències de l'estudiant.

Un cop determinada la geometria amb la que es basarà el disseny, s'ha estudiat el sistema de suspensió mitjançant el programa "*Linkage*". Amb ajuda d'aquesta eina es determina la posició de cadascuna de les articulacions del sistema de suspensió, perquè aquesta tingui un comportament pertinent d'acord amb la pràctica de la bicicleta.

Per a l'anàlisi estructural dels diferents elements que componen el conjunt, s'han utilitzat les eines de simulació que proporciona SolidWorks, després del disseny en 3D. Els resultats obtinguts són purament orientatius, i es per això que es imprescindible la realització de proves físiques en una bancada. També es necessari que un pilot experimentat sotmeti el prototip a les condicions mes desfavorables per a la validació del producte final.

1.2. Característiques Tècniques

Es tracta d'una bicicleta dissenyada per a la pràctica del descens de muntanya. El quadre està construït amb tuberia d'alumini 6061-T6 i peces mecanitzades amb CNC, unides mitjançant soldadura TIG. El disseny proporciona 200 mm de recorregut de suspensió a la roda del darrere i està pensat per muntar-hi una forquilla de doble pletina amb 200 mm de recorregut, per aconseguir un comportament equilibrat entre les suspensions. L'amortidor escollit té una llargada de 9.5" (241.3mm) entre eixos i un recorregut de 3" (76.2mm). L'ample de la caixa de pedalier es de 83mm per proporcionar més espai al sistema de suspensió i s'han dissenyat unes punteres horitzontals separades 135mm, per crear una part del darrere més aviat estreta i garantir la tensió de la transmissió.

Actualment existeix una gama bastant ampla de boixes amb canvi integrat, però aquestes acostumen a ser destinades per a bicicletes de lleure i passeig. Es per això que s'ha escollit una caixa de la casa alemanya *Rohloff*, que gaudeix d'una qualitat i fiabilitat demostrades. Aquesta disposa de 14 marxes i un manteniment molt lleu.

El moviment es transmet des de el conjunt pedals/bieles/plat a la caixa amb marxes integrades mitjançant una cadena, i de la caixa a la roda del darrere mitjançant una corretja dentada que disminueix el manteniment i el pes.

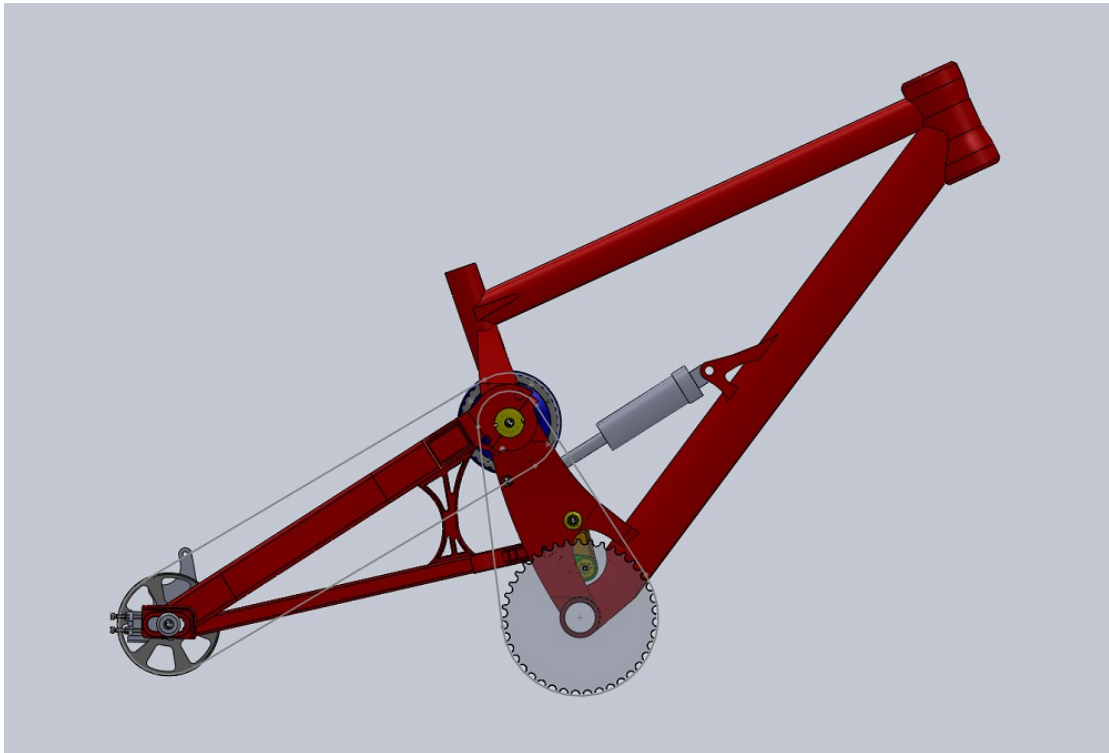


Fig 1. Vista del quadre dissenyat.

CAPÍTOL 2: GEOMETRIA

2.1. Resultats de l'Anàlisi de Geometria

La geometria escollida per al disseny del quadre es el resultat de l'estudi de l'Annexa I - Anàlisi de Geometria. En aquest estudi s'han recollert i comparat les dades d'una sèrie de bicicletes que trobem actualment en les proves de competició a nivell mundial. Aquestes referències han portat a terme les mesures següents:

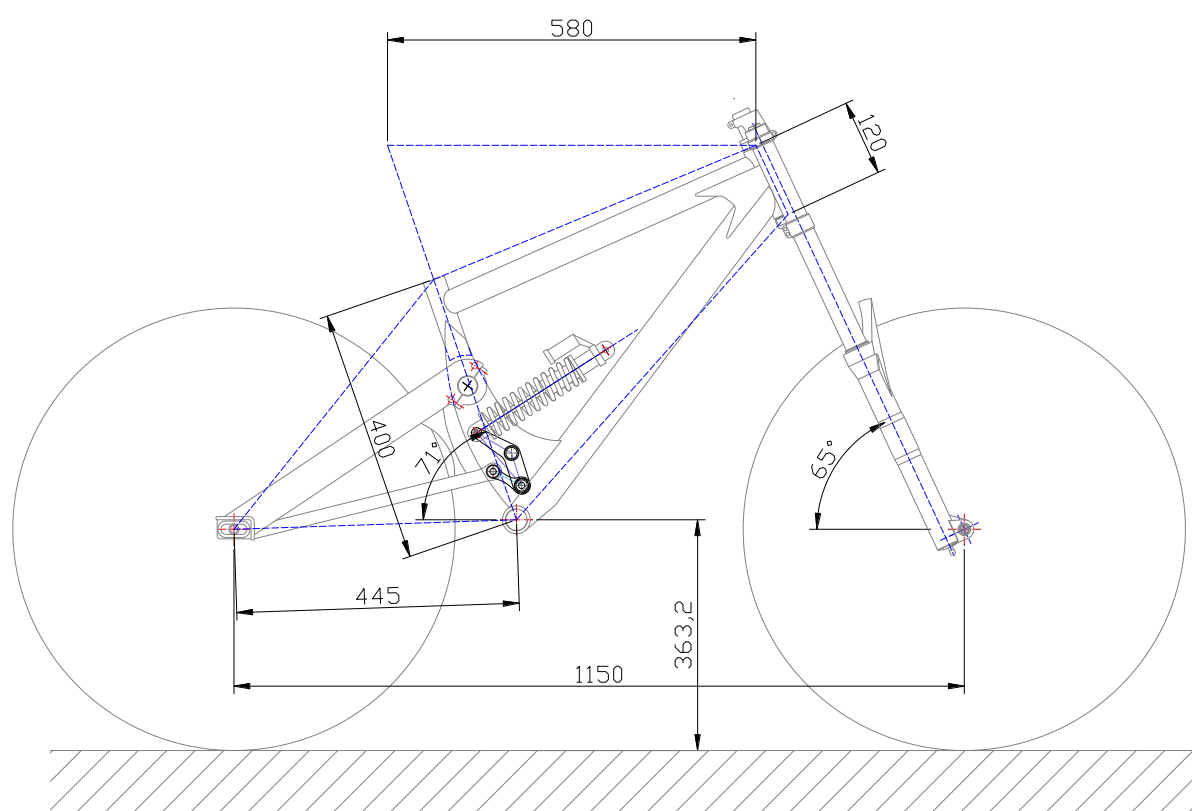


Fig 2. Geometria escollida per al disseny de la bicicleta. Resultat de l'Anàlisi de Geometria que es mostra a l'Annexa I.

Taula 1. Representació dels valors de les mesures per a la geometria de la bicicleta.

| | Descripció de la mesura | Mesura (mm) |
|---|---------------------------------------|-------------|
| A | Base de les rodes | 1150 |
| B | Llargada del Basculant | 445 |
| C | Angle de direcció | 65° |
| D | Llargada efectiva del tub horitzontal | 580 |
| E | Llargada efectiva del tub del seient | 400 |
| F | Angle del tub del seient | 71° |
| G | Llargada de la pipa de direcció | 120 |
| H | Alçada del pedalier | 363.2 |

Les mesures que conformen la geometria del projecte representen un conjunt molt estandarditzat, amb uns valors entremetjats dins dels intervals de les mesures analitzades. D'aquesta manera s'aconsegueix un comportament equilibrat entre estabilitat a alta velocitat i el pas per corba en trams revirats.

CAPÍTOL 3: SISTEMA DE SUSPENSIÓ

3.1. Introducció

En aquest capítol es presenta el sistema de suspensió escollit per al disseny del projecte. Aquest sistema de suspensió ha sigut dissenyat amb ajuda del software per a disseny de sistemes de suspensió per a bicicletes *Linkage*, que ha permès obtenir dades mitjançant il·lustracions i gràfics. Aquest programa també permet analitzar amb profunditat el comportament de la suspensió i preveure el funcionament del vehicle.

Aquest capítol es el resultat de l'estudi desenvolupat a l'Annexa II – Disseny del Sistema de Suspensió, on s'estudia en profunditat el sistema de suspensió. En aquest annexa s'han definit una sèrie de conceptes bàsics per a l'estudi d'un sistema de suspensió, que són imprescindibles per a la comprensió d'aquest capítol. A l'Annexa també s'explica detalladament el procés que s'ha seguit per al disseny del sistema de suspensió del projecte.

Aquest capítol només presenta al lector el sistema de suspensió escollit així com alguns dels resultats més significatius obtinguts a l'Annexa II.

3.2. Presentació del sistema

El sistema de suspensió escollit es un sistema mono pivot amb bieletes. Aquest sistema forma un quadrilàter articulat format per un quadre principal, un basculant, una bieleta accionada pel basculant que anomenarem *Link* (de color groc a la Fig.3), i una bieleta que acciona l'amortidor que anomenarem *Rocker* (de color verd a la Fig.3).

Aquest sistema de bieletes permet trobar el comportament desitjat, afectant a la progressivitat del sistema de suspensió. Es a dir, el que es busca en una bicicleta de descens es la sensibilitat de la suspensió al començament del recorregut, perquè es vagi endurint exponencialment a mesura que es comprimeix l'amortidor. La progressivitat del sistema de suspensió es veurà mes endavant amb ajuda d'un gràfic.

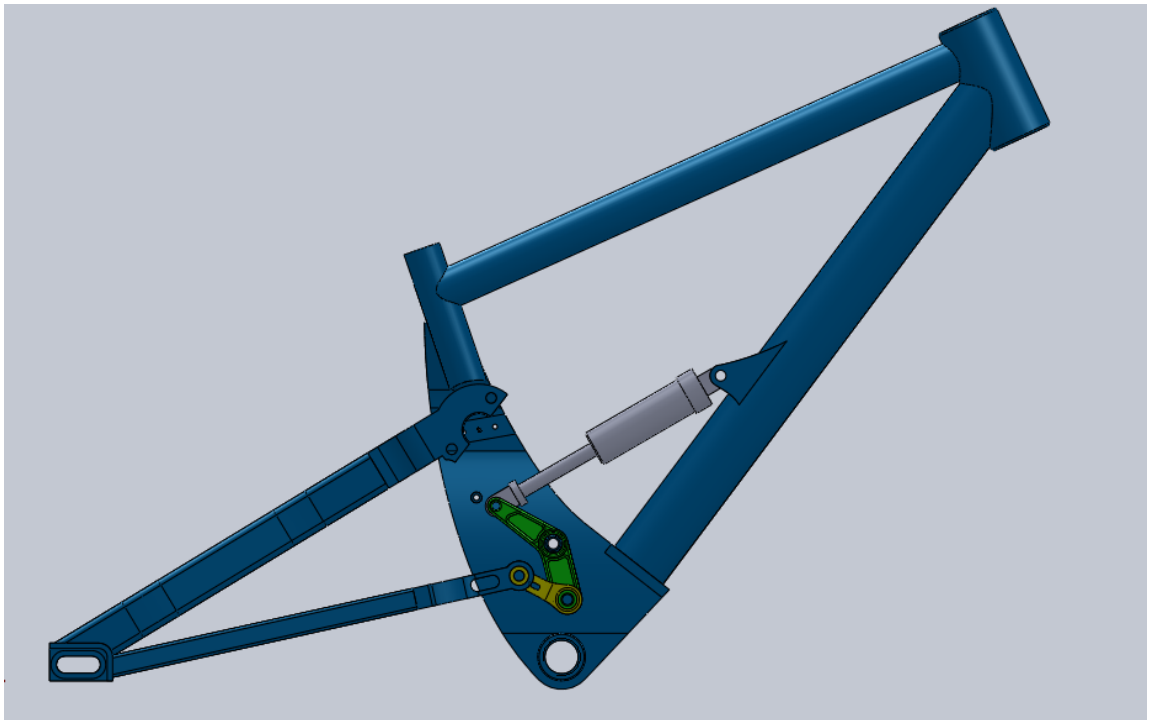


Fig 3. La figura mostra el sistema de suspensió: s'han amagat certs elements del quadre principal per poder veure les bieletes del sistema.

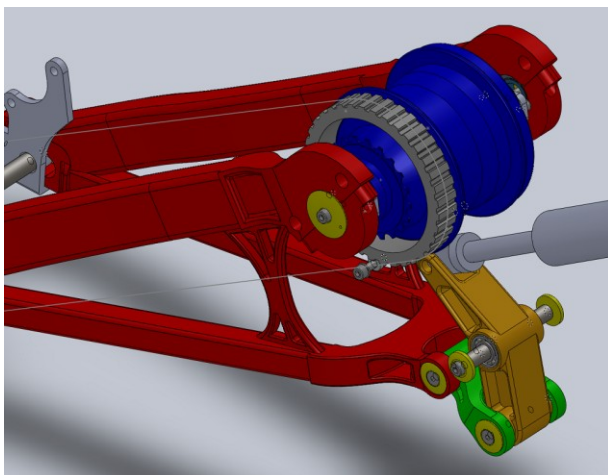


Fig 4. Detall del sistema de suspensió en 3D. S'aprecia la connexió entre els diferents elements que componen el sistema. En aquest cas s'ha amagat el quadre principal per a la millor visualització dels elements al seu interior.

3.3. Presentació de dades

3.3.1. Il·lustracions

Les figures següents són il·lustracions extremes de *Linkage*, durant l'anàlisi del sistema de suspensió dissenyat.

Linkage permet analitzar el sistema de suspensió per cada una de les posicions del basculant al llarg del recorregut de suspensió. A continuació es mostren dues il·lustracions en les posicions més extremes a les que es pot trobar el sistema. Aquestes mostren algunes de les dades que calcula el programa.

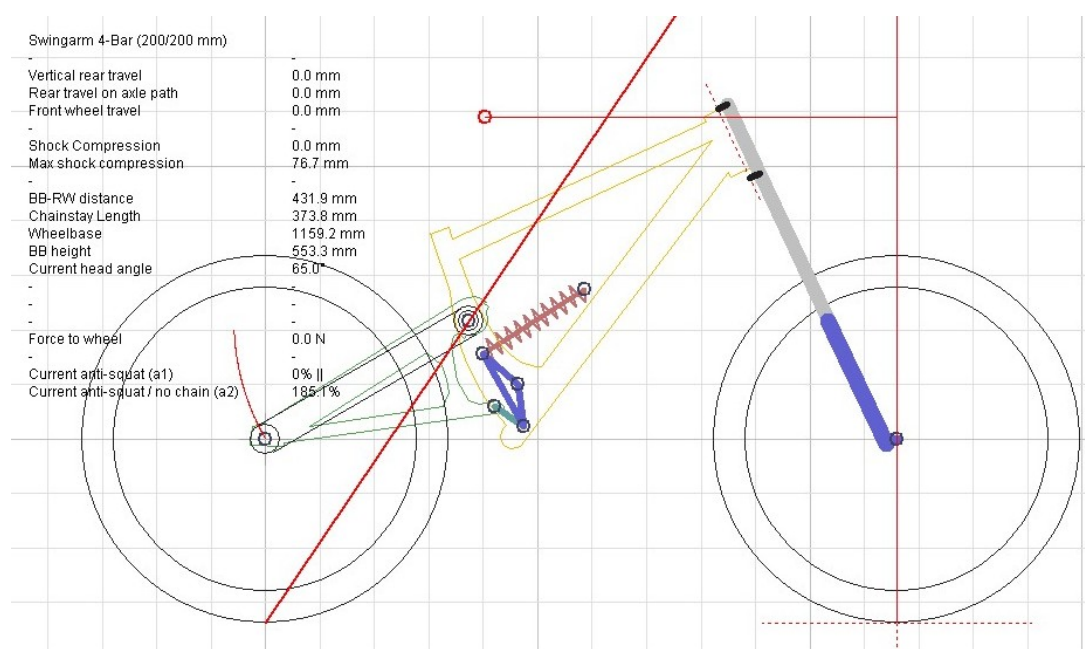


Fig 5. Sistema de suspensió en el punt de màxima extensió. Situació estàtica

La figura anterior mostra la bicicleta en una posició estàtica, en la que el sistema de suspensió es troba al màxim de la seva extensió. S'observa que la força que cal aplicar a la roda és nul·la.

El Centre de Gravetat ha sigut dibuixat per tal de calcular gràficament la línia de l'*Anti-squat*, que en aquesta posició resulta en un 185%. També s'ha dibuixat la traçada de l'eix de la roda del darrere, que descriu un arc que sempre es desplaça cap endarrere, gràcies a la posició tant elevada del pivot de suspensió.

La figura presenta algunes de les dimensions que componen la geometria de la bicicleta en aquest instant, perquè es vegi la variació que pateix a mesura que es comprimeix l'amortidor.

Disseny del prototip per a una bicicleta de descens

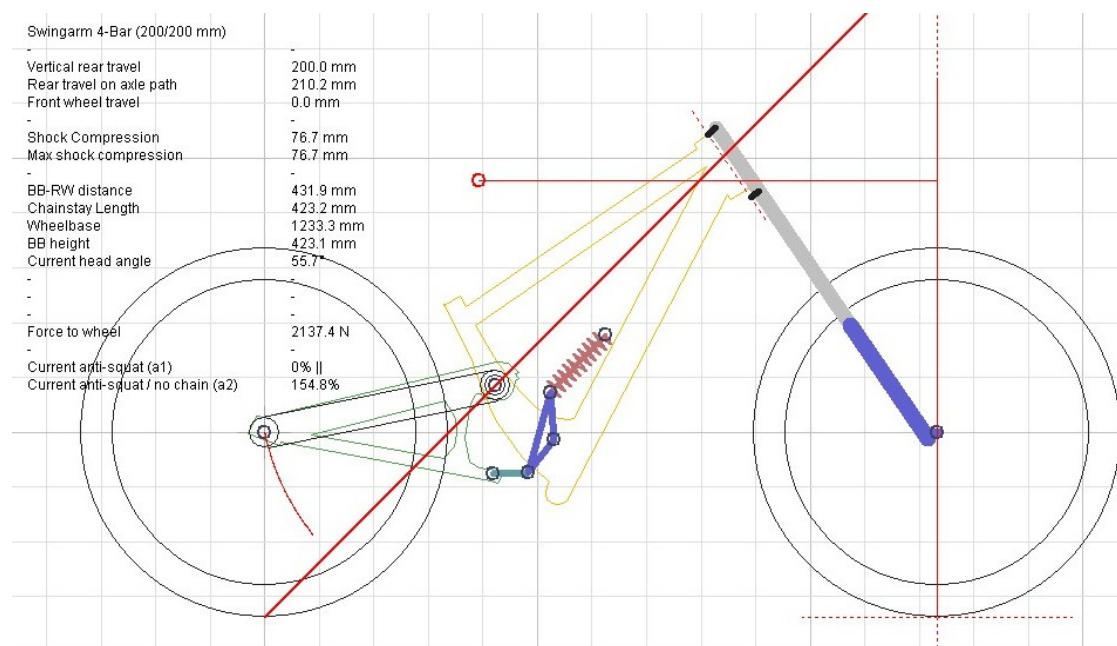


Fig 6. Sistema de suspensió en el punt de màxima compressió.

La figura anterior mostra la bicicleta en l'instant de màxima compressió del sistema de suspensió. Per arribar a aquesta situació s'observa que cal aplicar una força de 2137.4 N a la roda del darrere.

La figura també mostra com la línia d'Anti-Squat ha baixat fins a un 154%, al patir un canvi en la geometria de la bicicleta que es veu contemplada en les dimensions que s'especifiquen a l'esquerra de la figura.

A l'Annexa II es troben la resta de il·lustracions amb les dades en cada una de les posicions.

3.3.2. Diagrames

L' estudi del comportament del sistema de suspensió es dur a terme per mitjà d'una sèrie de diagrames que representen diferents paràmetres que ajuden a entendre el funcionament de la suspensió. D'aquesta manera es pot preveure sobre el paper com es comporta la suspensió dissenyada. En aquest apartat s'intentarà explicar el comportament del sistema dissenyat mitjançant algun dels gràfics mes significatius extrets de l'Annexa II.

3.3.2.1. Relació de palanca

La gràfica de la Relació de Palanca ens ajuda a entendre la progressivitat del sistema de suspensió. Aquest ha sigut el paràmetre que s'ha tingut en compte alhora de determinar la posició de les articulacions i les dimensions de les bieletes.

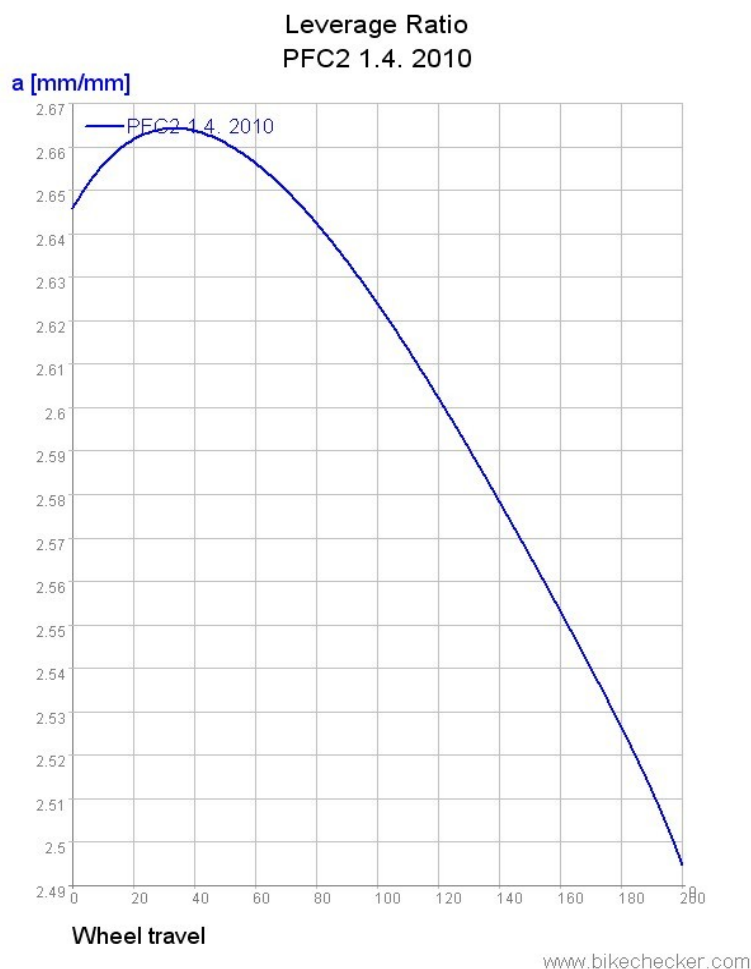


Fig 7. Línia de progressivitat de la relació de palanca del sistema de suspensió.

L'objectiu inicial ha sigut el d'aconseguir una corba creixent al començament del recorregut de la suspensió fins al punt de SAG, per gaudir d'una suspensió sensible per absorbir petits sots del terreny durant el pedaleig. A partir d'aquest punt, s'intenta aconseguir una corba decreixent que indica que la suspensió s'endureix exponencialment a mesura que es comprimeix l'amortidor fins a arribar al màxim de la seva capacitat. La segona fase de la corba es convenient per absorbir grans impactes com recepcions, o canvis de rasant.

En dissenys actuals es treballa amb valors de relació de palanca compresos entre 2 i 3. Fabricants afirmen que valors mes grans proporcionen un estrès molt gran per a l'amortidor i probablement causa menys sensibilitat de seguiment del terreny.

3.3.2.2. Trajectòria de l'eix de la roda del darrere

La corba obtinguda en aquest diagrama descriu una trajectòria molt favorable per al sistema de suspensió. Com s'ha dit anteriorment, la trajectòria del sistema dissenyat es desplaça horitzontalment cap endarrere al llarg de tot el recorregut de suspensió. Aquest moviment cap endarrere es molt similar al que descriu la roda del davant, de manera que quan es comprimeixen les suspensions, la distància entre els eixos de les rodes queda pràcticament inafectada. D'aquesta manera el vehicle no pateix una pèrdua d'estabilitat durant l'absorció d'impactes, com en sistemes de suspensió convencionals.

La direcció que segueix l'eix de la roda al desplaçar-se diagonalment cap endarrere es també molt semblant a la que segueix el vector de la força que produeix un impacte durant l'absorció d'un obstacle. Això proporciona una capacitat d'absorció més gran que en sistemes convencionals, on la trajectòria de la roda es mou horitzontalment cap endavant en la majoria del seu recorregut.



3.4. Característiques del sistema de suspensió

Pivot Principal: La posició del pivot principal es un fet determinant per al funcionament del sistema de suspensió. Aquest determina la trajectòria de l'eix de la roda del darrere així com l'anti-squat del sistema.

Aquest pivot s'ha localitzat en un punt molt elevat, poc comú en bicicletes de doble suspensió. Aquest disseny s'ha donat a partir del requisit d'allotjar-hi la caixa amb canvi de marxes integrada, i que aquesta tingui coaxialitat amb l'eix del pivot. Com la caixa té unes dimensions que no poden ser modificades, s'ha escollit localitzar-la en un lloc on no causi interferència amb altres elements de la bicicleta, com els plats, les bieles i els pedals.

Si ens fixem en les figures 5 i 6, veiem que la posició del pivot de la suspensió fa que la línia de l'anti-squat s'elevi, donant uns valors entre el 185 i el 155%. Un sistema amb un anti-squat ideal, té uns valors del 100%, per tant es pot preveure que el disseny mostrarà efecte bobbing durant el pedaleig.

Trajectòria eix roda darrera: La trajectòria aconseguida amb la posició elevada del pivot principal provoca un moviment horitzontal cap endarrere a la roda. Així s'aconsegueix una línia mes o menys paral·lela a la trajectòria que segueix la roda del davant. Així es conserva l'estabilitat en un punt de màxim estres, que es a l'absorbir bonys molt grans o aterratges bruscos.

A mes, una trajectòria cap endarrere afavoreix la capacitat d'absorbir obstacles ja que disposa de mes temps de reacció. Els obstacles que ens trobem en un camí tendeixen a impactar produint una força horitzontal a mes de la força vertical esperada. La trajectòria cap endarrere ajuda a absorbir la força horitzontal, millorant la comoditat i el control.

Estirament de cadena: En sistemes convencionals no es pot obtenir una trajectòria cap endarrere tant exagerada, per patir estiraments de cadena massa elevats que provoquen interferències al sistema de suspensió. La disposició de la transmissió en el disseny del projecte evita els estiraments de cadena al disposar la caixa i el pivot concèntrics en el mateix eix.

3.5. Conclusió

El disseny del sistema de suspensió ve determinat per un dels requisits imposats per l'autor. El requisit es mantenir la coaxialitat entre la transmissió i el pivot principal de la suspensió. Com la transmissió parteix d'unes dimensions invariables, ha forçat posicionar el pivot en un punt poc comú, fora de l'abast de la trajectòria circular de les bieles durant el pedaleig. Aquest posicionament ha proporcionat uns efectes interessants en el comportament del sistema de suspensió.

El sistema de suspensió per bieletes ha permès trobar una línia de progressivitat coherent. La coaxialitat entre la transmissió i el pivot de la suspensió permet evitar el creixement de la cadena. D'aquesta manera es redueix l'efecte de la puntada de pedal que es produeix en els sistemes de suspensió més convencionals. La posició elevada del pivot de la suspensió descriu una trajectòria de l'eix de la roda del darrere molt òptima, fent que el vehicle sigui estable i amb una bona capacitat d'absorció. Aquest, però, també afecta a la línia de *l'anti-squat*, fent que el sistema sigui susceptible d'arronçament sota transferències de massa provocades per acceleracions. Aquest efecte es pot anul·lar parcialment amb un amortidor amb la capacitat d'ajustar la compressió en la primera fase del seu recorregut, separant l'absorció d'impactes a alta i baixa velocitat.

Per tant s'ha aconseguit dissenyar un sistema de suspensió que presenta un bon comportament sobre el paper, i que es capaç de competir amb altres bicicletes específiques per a la pràctica del descens de muntanya que trobem en el mercat actual.

CAPÍTOL 4: DESCRIPCIÓ DETALLADA DELS ELEMENTS

En aquest capítol s'enumeraran els elements principals que componen el quadre de la bicicleta. S'intentarà desenvolupar una descripció detallada i amb conceptes tècnics per a cada un d'aquests elements. El disseny d'aquest projecte es un disseny pensat per a la fabricació d'un prototip, amb la finalitat de realitzar les proves necessàries per la validació del disseny. Es per això que el disseny del producte final pot patir variacions, sent aquest mes estilitzat. També s'incrementarà la presència de mecanitzats mes complexos que resultaran rentables en el cas de portar a terme la fabricació en sèrie.

4.1. Triangle davanter

El triangle davanter es l'element en el qual s'hi munten la resta de components. Es l'element principal del quadre.

Es una estructura triangular formada per tubs de secció circular i elements mecanitzats amb CNC. El material de tota l'estructura es alumini 6061 amb tractament tèrmic T6, i esta unida mitjançant soldadura TIG.

La pipa de direcció (A) es dissenyada per allotjar-hi una direcció de 1.5" de diàmetre, que permet una versatilitat mes amplia per a muntar-hi forquilles amb tija tant de 1.5" com de 1-1/8", així com kits de direcció amb angle variable.

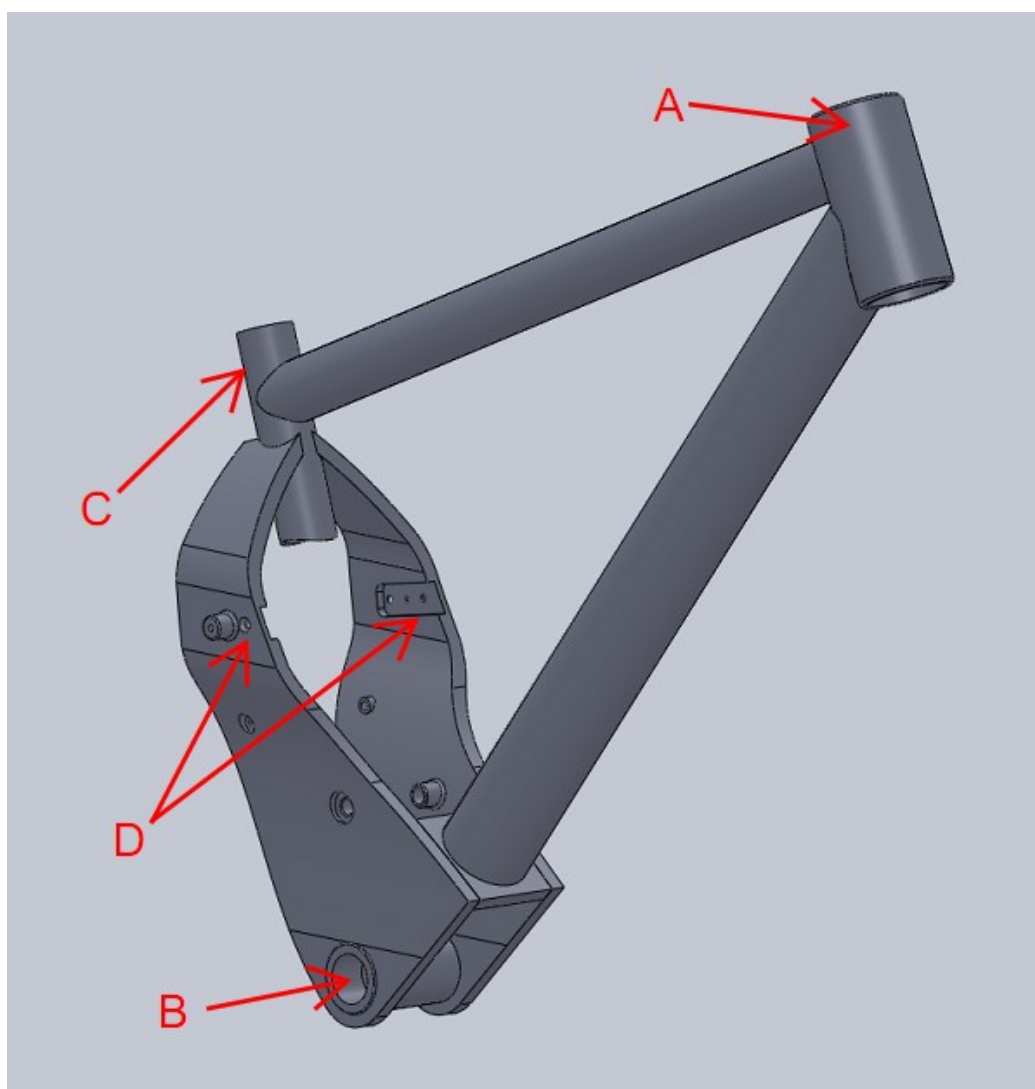


Fig 9. Triangle davanter

S'ha escollit una caixa de pedalier (B) amb una amplada de 83mm, que permet disposar de mes espai per al sistema de suspensió. La rosca segueix un sistema de rosca anglesa o ISO (rosca estandaritzada per a pedaliers de bicicletes), amb un diàmetre nominal de 1.37" x 24 TPI. Es a dir, un diàmetre nominal de 1.37 polzades i 24 crestes per polzada. En el costat dret disposa de rosca invertida.

El tub del sallent (C) té un diàmetre interior de 30.9 mm, que ha sigut mecanitzat amb un escariador per aconseguir un ajust correcte amb la tija del sallent.

El cos del triangle davanter (D) esta format per dues plaques d'alumini que han sigut mecanitzades amb CNC a partir d'un bloc massís. Aquestes plaques tenen un alt cost de producció degut a les dimensions i a la quantitat de material que cal extreure. Entre elles s'hi colla la caixa amb transmissió interna i el sistema de bieletes. L'amortidor hi passa entre mig i consta dels pivots on hi van allotjats els rodaments per fixar el basculant.

4.2. Basculant

El basculant de la bicicleta es l'encarregat de subjectar la roda del darrere. Al igual que el triangle davanter, aquest element es una estructura simètrica composta per tuberia de secció rectangular i parts mecanitzades, unides mitjançant soldadura TIG. Tots els components són d'alumini 6061 amb tractament tèrmic T6.

Aquest disposa de dos punts de pivotatge: el pivot (A) es el pivot principal del sistema de suspensió i va fixat al triangle davanter mitjançant una abraçadora que abraça un rodament axial de boles i 32 mm de diàmetre.

El pivot (B) conté dos rodaments axials de boles de 22 mm de diàmetre en cada costat. Aquest pivot s'encaixa amb el sistema de bieletes i acciona indirectament a l'amortidor.

Les beines proporcionen prou espai per a muntar-hi un pneumàtic de fins a 2.7" d'amplada (C) i s'allarguen fins a unir-se a les punteres (D). Les punteres deixen una amplada per a allotjar-hi una caixa d'eix passant de 12 mm de diàmetre i 135 mm d'amplada i son del tipus horitzontal. Aquest tipus de punteres permeten el desplaçament longitudinal a l'eix de la roda del darrere per a poder proporcionar tensió a l'element de transmissió.

Inicialment existia un element per unir els tirants amb les beines, per formar una estructura triangular i proporcionar mes resistència al basculant, però després de realitzar l'Anàlisi d'Elements Finites es va veure que aquest element es prescindible i s'ha eliminat per reduir pes i cost.

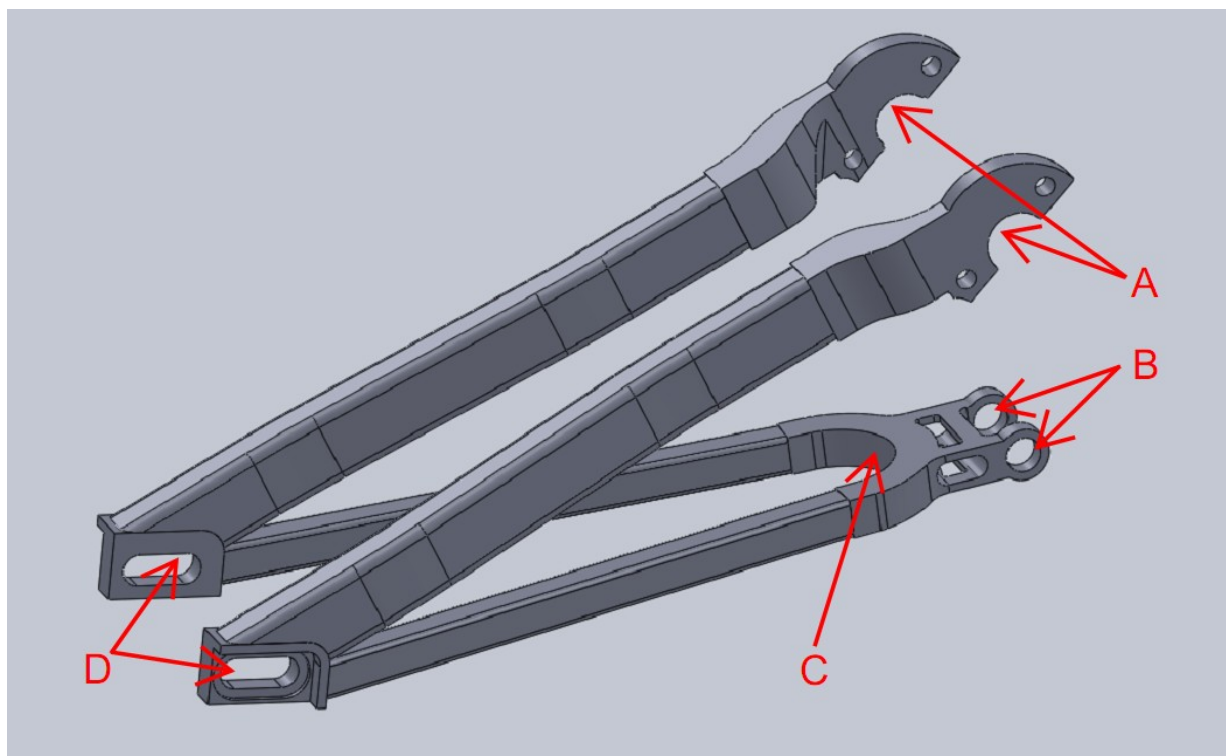


Fig 10. Basculant

4.3. Sistema de bieletes

El sistema de bieletes està format per dos elements encarregats de transmetre el moviment d'accionament del sistema de suspensió, des de el basculant fins a l'amortidor. Aquests dos elements han sigut anomenats: el *Link* (A) i el *Rocker* (B). El sistema de bieletes es un dels elements amb més importància alhora de determinar el comportament del sistema de suspensió. Les mesures elementals han sigut dissenyades amb el software *Linkage*.

El *link* es la bieleta que connecta el basculant amb el *Rocker*. Aquestes bieletes estan mecanitzades a partir d'un bloc d'alumini 7075 i disposen de buidats per reduir al màxim el seu pes. Disposa de dos rodaments de 22 mm de diàmetre per minimitzar la fricció entre les dues bieletes.

El *Rocker* va fixada al cos del triangle davanter per mitjà d'un eix passant que permet el gir. Aquest gir es el que transmet el moviment del *Link* a l'amortidor. Aquesta va unida al *link* mitjançant una unió amb un passador i el punt de contacte es produeix amb rodaments. La unió amb l'amortidor disposa d'un casquillo d'alumini entre el passador i l'amortidor.

Tots els punts de pivot han estat dissenyats per allotjar-hi rodaments radials a boles per tal de reduir la fricció entre els elements i millorar la sensibilitat del sistema de suspensió.

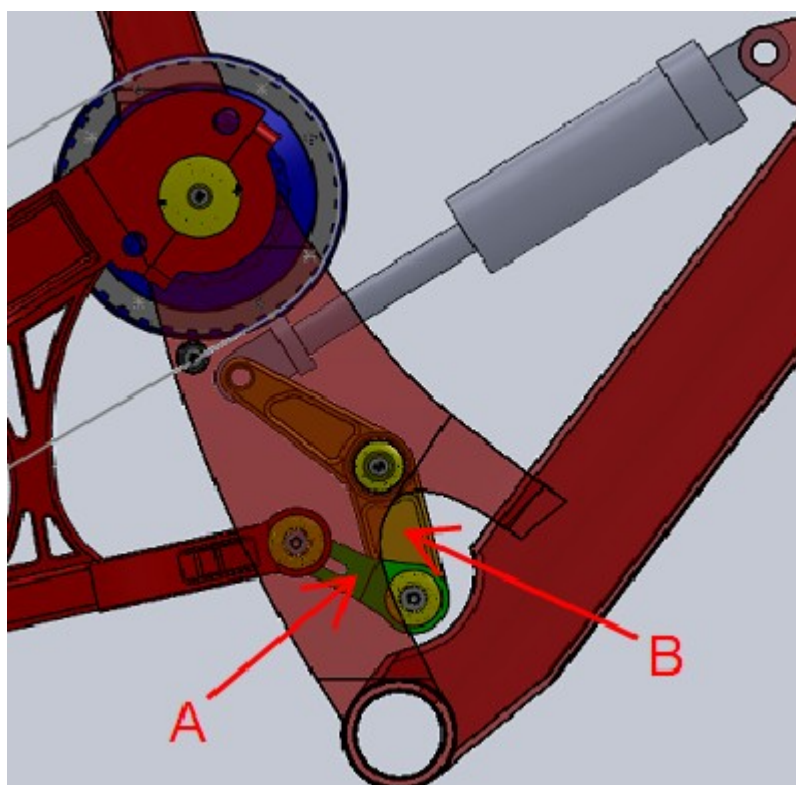


Fig 11. Detall del sistema de bieletes

CAPÍTOL 5:

ANÀLISIS D'ESFORÇOS SOBRE LA BICICLETA

Les càrregues a les que es sotmet una bicicleta són molt difícils de calcular. De fet, encara mai s'ha determinat una manera de fer-ho.

"Quines són les amplituds de càrregues que realment experimenta una bicicleta? La millor manera de determinar-les es mitjançant instrumentació per tota la bicicleta i sotmetre el vehicle a l'abús. [...] Tot i l'àmplia disponibilitat de programes informàtics, estem decebuts al concloure que l'anàlisi estructural de la bicicleta sembla trobar-se en la infantesa." David Gordon Wilson – Bicycle Science.

En aquest projecte s'aplicaran unes càrregues orientatives per a realitzar l'anàlisi d'elements finits, i així determinar els esforços màxims que l'estructura dissenyada es capaç de suportar.

En aquest capítol es fa un anàlisi dels esforços mes significatius que poden aplicar-se a l'estructura de la bicicleta, simulant situacions reals de màxim estrès.

Es mostren els mòduls i els sentits dels vectors de les forces que s'aplicaran per analitzar l'estructura. Alguns d'aquests paràmetres han sigut extrets de l'Annex II: Disseny del Sistema de Suspensió. D'altres han sigut calculats a l'Annexa III, partint de la força que la molla de l'amortidor proporciona en l'instant de màxima compressió. Tots els valors presentats son orientatius i s'ha procurat prendre valors exageradament grans per sobre dimensionar l'estructura. Els esforços calculats en aquest capítol seran els utilitzats per a realitzar l'Anàlisi d'Elements Finites, presentats al capítol següent.

5.1. Sol·licitacions a la pipa de direcció

En aquest apartat es mostra la sol·licitació que presenta la pipa de direcció durant l'absorció d'un obstacle. Es a dir, es la reacció que es crea a la pipa de la direcció provocada per la força que fa la forquilla davant d'un impacte.

Segons l'Annexa III s'han calculat aquests esforços a partir d'una situació plantejada. Per a una reacció causada pel terra de $F_{FW} = 1533,33 \text{ N}$, s'ha obtingut una força normal a la pipa de direcció de $F_n = 3317,4 \text{ N}$. Els coixinets del joc de direcció, encarregats de transmetre els esforços des de la forquilla fins al triangle principal, tenen unes sol·licitacions a la part superior de $F_s = 4657,35 \text{ N}$ i a la part inferior de $F_i = 5643,9 \text{ N}$.

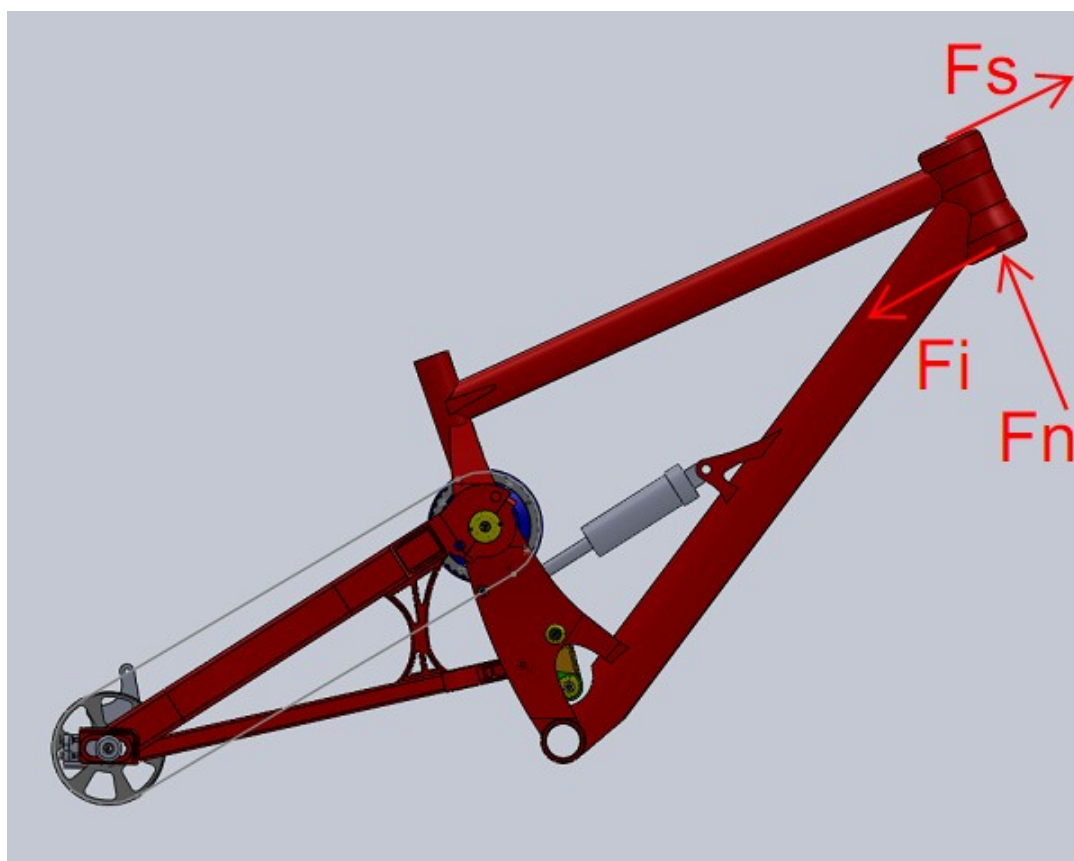
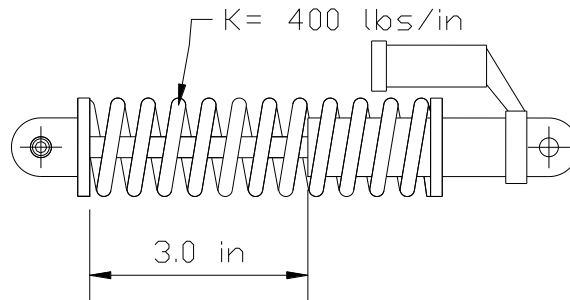


Fig 12. Forces aplicades a la pipa de direcció, creada per l'impacte d'un obstacle frontal.

5.2. Força de l'amortidor sobre els suports del triangle davanter

L'amortidor va fixat al triangle davanter mitjançant dos anclatges que van soldats al tub diagonal. L'element d'unió entre l'amortidor i els ancoratges es un passador de 10 mm de diàmetre. Per tal de determinar la resistència dels suports i del tub diagonal, es calcularà la força màxima que produeix l'amortidor quan aquest es troba al màxim de la seva compressió. Si sabem que la constant recuperadora de la molla es de 400lbs/in, i que té una carrera de 3 polzades, fent un simple càlcul obtenim l'esforç màxim de l'amortidor:



$$K = 400 \frac{\text{lbs}}{\text{in}} \cdot \frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbs}} \cdot \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}} = 70.047 \text{ N/mm}$$

$$x = 3 \text{ in} \cdot \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 76.2 \text{ mm}$$

$$F_{s \max} = K \cdot x = 70.047 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 76.2 \text{ mm} = 5341.62 \text{ N}$$

Per tant, tenim que l'amortidor produeix una força màxima $F_{s \max} \approx 5350 \text{ N}$.

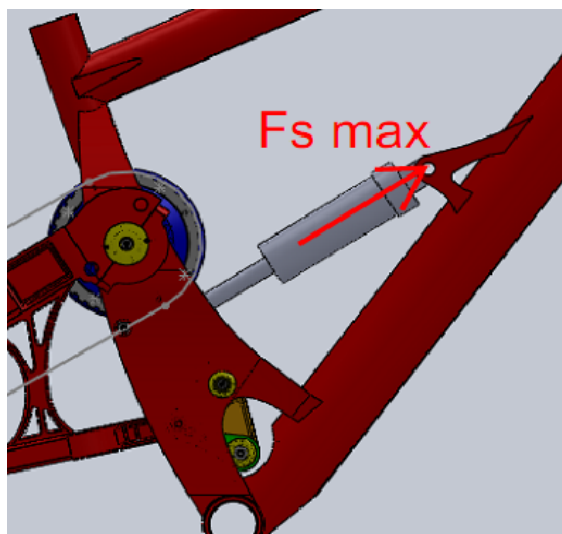


Fig 13. Vector de la força que l'amortidor fa sobre els suports del quadre principal

5.3. Càrrega del ciclista sobre l'eix del pedalier

En aquest apartat es contempla la càrrega que el pes del ciclista sotmet sobre el vehicle. Hi ha varies maneres d'aplicar aquesta càrrega, al haver diferents posicions de conducció del vehicle. En aquest cas però s'ha volgut determinar la càrrega sobre l'eix de pedalier, que correspon a la posició en la que el ciclista es troba de peu sobre els pedals, i no assegut al sallent de la bicicleta. En aquesta posició ens trobem els casos mes desfavorables ja que es la posició adoptada per el ciclista alhora d'afrontar impactes a alta velocitat i/o salts i recepcions. Per tant, les càrregues queden distribuïdes entre els dos punts de contacte entre el ciclista i la bicicleta: el manillar i l'eix de pedalier.

Es pot suposar que el pes d'un ciclista ronda al voltant dels 75 kg. Si fem el diagrama de cos lliure trobarem el punt d'aplicació del pes del ciclista (el pedalier) i el valor de les reaccions causades en el punt de contacte de les rodes contra el terra en una situació estàtica. L'objectiu que es persegueix en aquest cas, però, es el de trobar la càrrega mes desfavorable sobre l'eix de pedalier, i aquesta no la trobarem pas en una situació estàtica, sinó en una de dinàmica. Per tant plantejarem la situació en la que el sistema de suspensió arriba al seu màxim del recorregut, durant l'absorció d'un gran impacte.

A l'Annexa II – *Disseny del sistema de suspensió* s'hi troba el valor de la força necessària per arribar a aquesta situació, amb un valor lleugerament superior als 2000 N aplicats a la roda del darrere. A l'apartat 5.1. *Absorció frontal* s'ha aplicat una càrrega sobre dimensionada de 2000N mes a la roda del davant. Per tant, seguint el plantejament d'aquest cas podem aplicar una força de $F_{BB} = 4000$ N sobre l'eix de pedalier per a portar a terme l'anàlisi del comportament del sistema d'acord amb les càrregues aplicades a la resta d'elements.

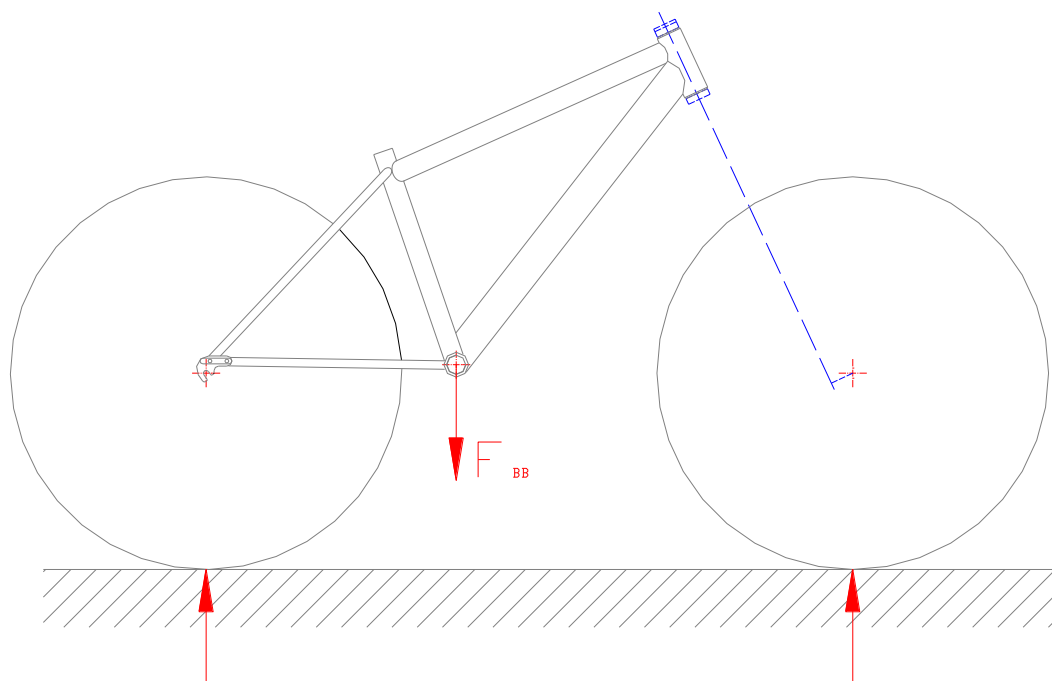


Fig 14. La figura mostra el punt d'aplicació i la direcció i sentit del vector de la càrrega provocada pel pes del ciclista sobre els pedals. També mostra les reaccions del terra sobre les rodes.

5.4. Càrrega del ciclista sobre el seient

Quan el ciclista es troba en la posició mes relaxada, aquest reposa sobre del seient. En aquesta posició, aquest aplica gairebé tot el seu pes sobre del seient.

A priori només caldria dissenyar el quadre amb la capacitat d'aguantar el pes d'un ciclista quan aquest seu sobre el seient, minimitzant el pes del conjunt. A la realitat però es poden donar situacions en les que el ciclista deixa de tenir contacte amb els pedals com a conseqüència d'una pèrdua de control en un tram molt abrupte o a la recepció d'un salt, impactant amb tot el pes i la seva inèrcia sobre el seient. En aquest cas s'ha de dimensionar el tub del seient de manera que tingui la capacitat d'aguantar més que sols el pes del ciclista.

Per tant s'ha decidit aplicar una força de $F_R = 3000 \text{ N}$ al centre del seient. D'aquesta manera sobre passem exageradament el valor del pes del ciclista i determinarem el valor màxim que l'estructura es capaç d'aguantar, mitjançant l'AEF (Anàlisi d'Elements Finites).

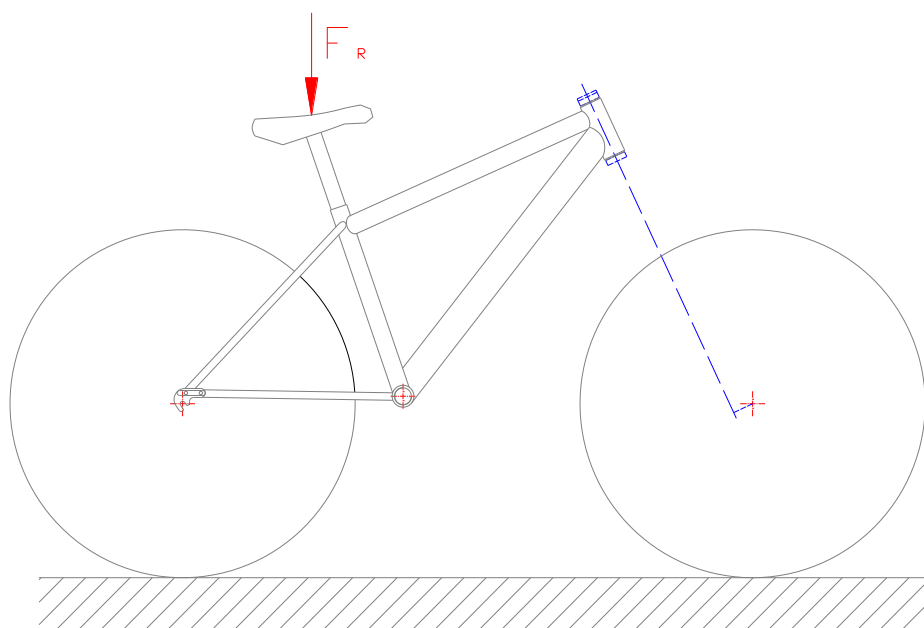


Fig 15. El dibuix mostra el punt d'aplicació de la força provocada pel pes d'un ciclista que reposa sobre del seient. Aquesta s'ha considerat de $F_R=3000\text{N}$.

5.5. Absorció a la roda del darrere

En aquest apartat es dibuixarà i determinarà el mòdul i vector de la força que provoca un obstacle sobre la roda del darrere, que es tradueix en una força aplicada a l'eix de la roda que provoca l'activació del sistema de suspensió.

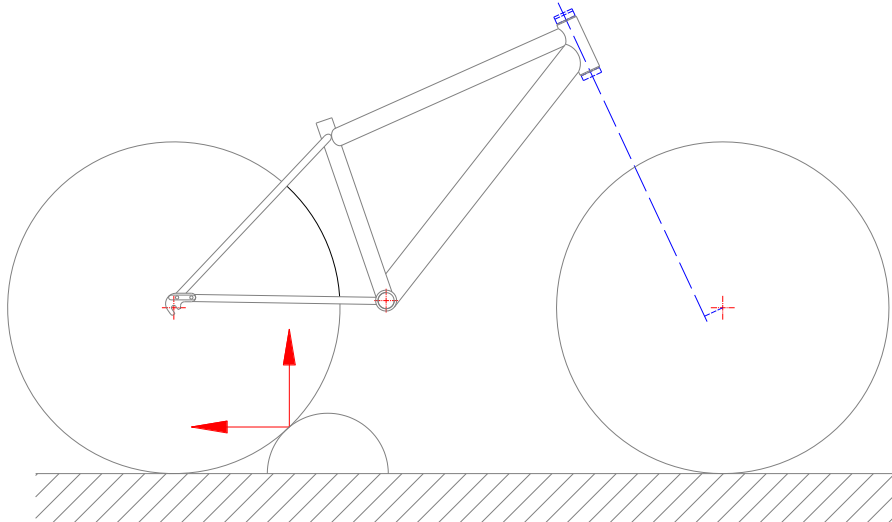


Fig 16. Acció d'un objecte al impactar contra la roda del darrere.

Com s'ha mencionat anteriorment, el software *Linkage* utilitzat en l'Annexa II es capaç de determinar la força que cal aplicar a l'eix de la roda del darrere per tal d'arribar al màxim recorregut de suspensió del sistema. Es en aquest punt en el que l'estructura comença a absorbir els esforços provocats per un possible impacte. En aquest projecte ens limitarem a aplicar aquesta força donada per a realitzar l'AEF i analitzar la resposta de l'estructura. D'aquesta manera es pot saber quina es la força màxima que l'estructura es capaç d'aguantar abans de sobrepassar el límit de fluència o de l'aparició d'esquerdes en el material. La força trobada per *Linkage* es de $F_{RW} = 2137 \text{ N}$.

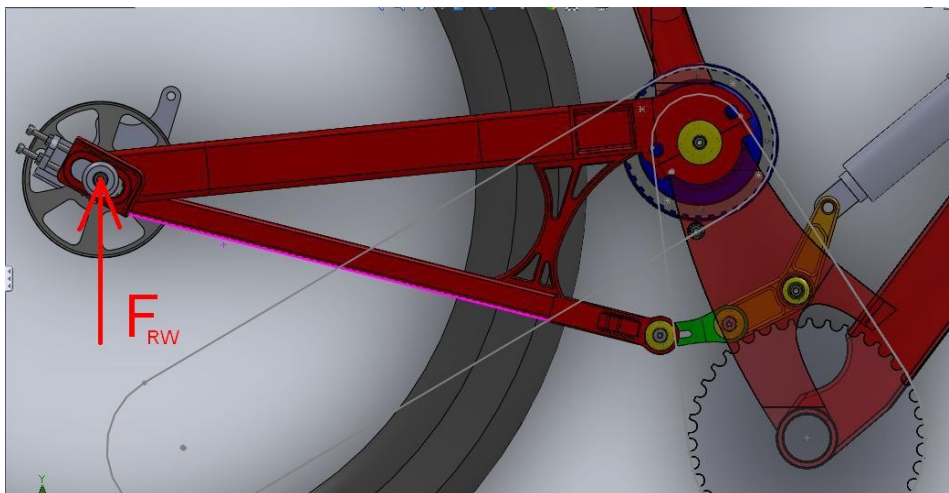


Fig 17. Punt d'aplicació de la força necessària per arribar a la màxima capacitat d'absorció del sistema de suspensió.

5.6. Esforç sobre la bieleta *Rocker*

Per a l'anàlisi de la resistència d'aquest element s'aplicarà la força més gran que coneixem. Com aquest element es l'encarregat d'accionar l'amortidor, es pot dir que la situació més desfavorable es quan l'amortidor esta fent la màxima força. Es a dir que estudiarem aquest element en l'instant en que l'amortidor es troba en el màxim de la seva compressió. En aquesta posició s'ha calculat anteriorment que la molla de l'amortidor genera una força de $F_{s\ max} \approx 5350\ N$.

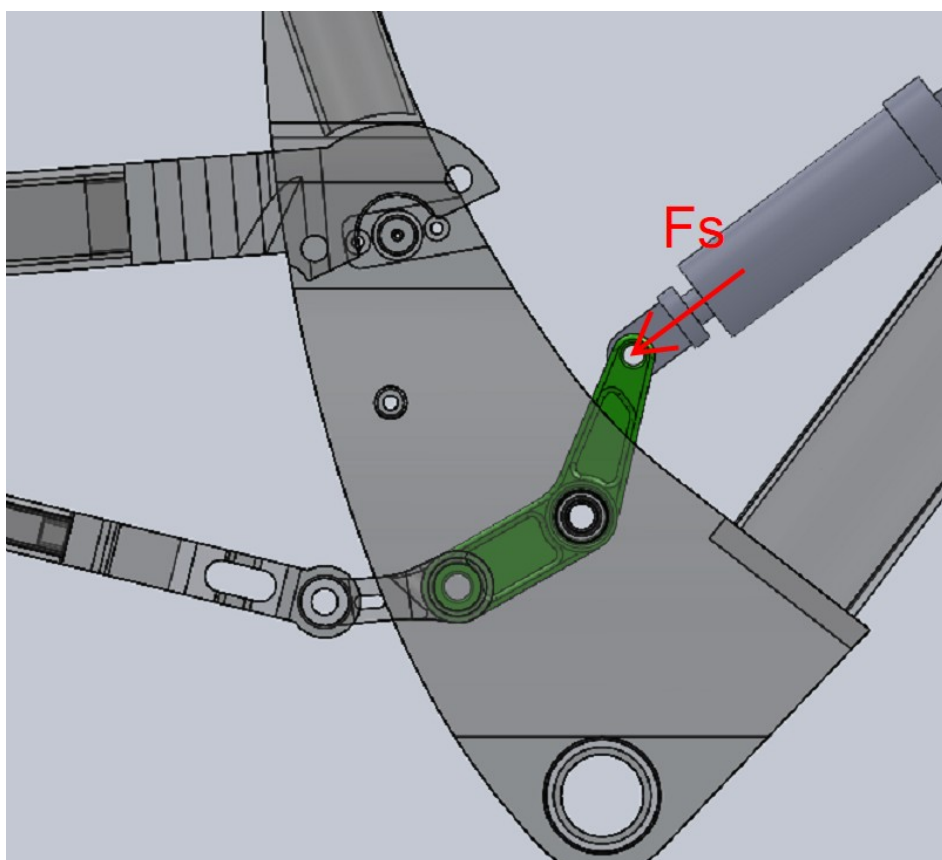


Fig 18. Acció que l'amortidor provoca sobre la bieleta *Rocker*.

5.7. Esforç sobre la bieleta *Link*

Un cop més, analitzem la situació en la que s'absorbeix un impacte que força al sistema de suspensió a utilitzar tot el recorregut disponible. Aquesta es la situació més desfavorable que el sistema de suspensió es capaç d'absorbir, i a partir d'aquest instant els esforços han de ser absorbits per l'estructura del vehicle.

En aquest instant la bieleta *Link* es troba treballant a tracció, estibada per el moviment del basculant cap endarrere i emportant-se amb ella a la bieleta *Rocker*, que acciona l'amortidor al llarg del seu desplaçament. La força de tracció s'ha calculat a l'annexa X amb un valor de $F_t = 5978,5N$. A l'anàlisi d'elements finit s'ha arrodonit aquesta càrrega en 6000N.

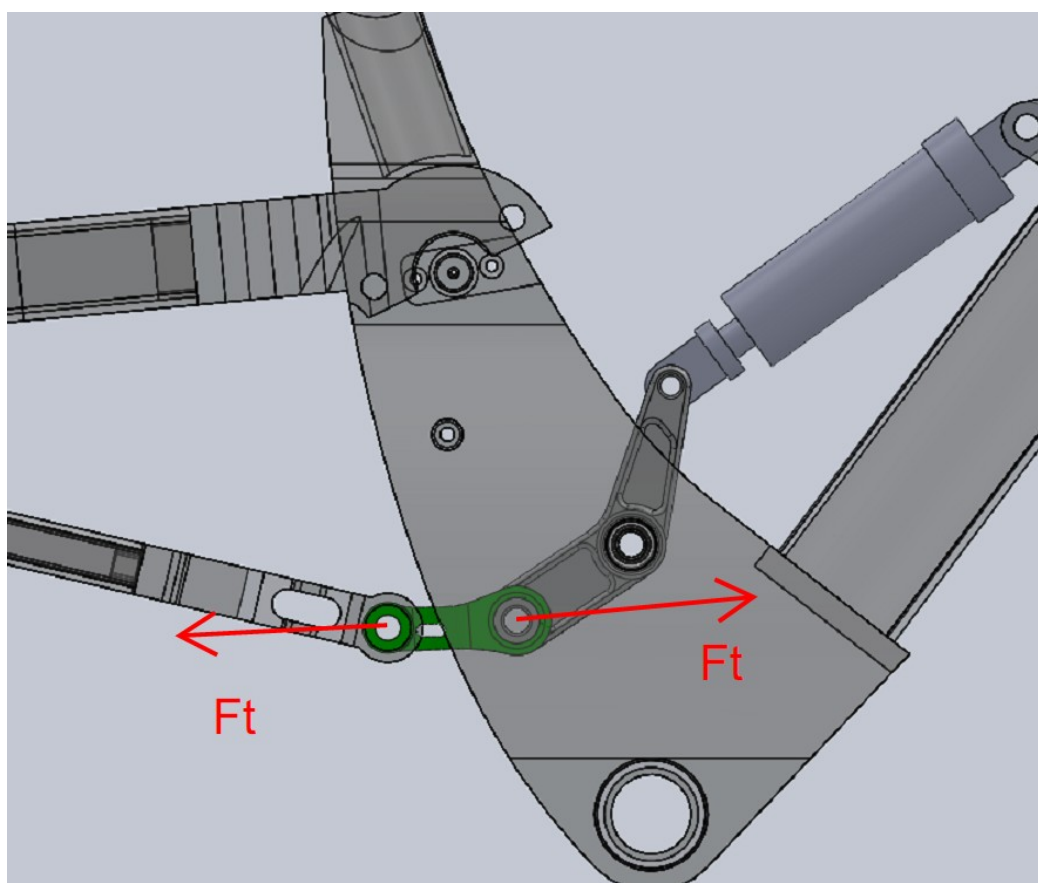


Fig 19. Esforços de tracció als que es sotmet la bieleta *Link*.

CAPÍTOL 6:

ANÀLISIS PER ELEMENTS FINITS DELS COMPONENTS DEL QUADRE

En aquest capítol es descriu el mètode utilitzat per a l'anàlisi de la geometria de la bicicleta per tal de conèixer les limitacions de l'estructura, del sistema de suspensió i del material.

Primer s'ha validat la geometria que es vol que tingui la bicicleta. Un cop determinada la geometria s'ha dissenyat i analitzat el sistema de suspensió. Un cop determinades totes les localitzacions dels punts de pivot, de les bieletes i de l'amortidor, s'ha passat a la croització del quadre. Aquest està format per el conjunt d'elements que componen l'estructura on s'allotja el sistema de suspensió, transmissió i els demes components que determinen la bicicleta. Un cop definida la idea del disseny s'ha passat a dibuixar cadascun dels elements del quadre en 3D. En aquest disseny s'han analitzat les possibles interferències entre elements i s'ha verificat que el sistema funcioni de la manera desitjada.

Un cop dissenyada la primera geometria s'han passat a analitzar cadascun dels elements amb l'eina d'Anàlisi d'Elements Finitos de *SolidWorks Simulation*. Aquesta eina ha permès optimitzar el disseny, bàsicament aplicant material allà on el coeficient de seguretat no ha complert amb els requisits establerts.

Els resultats obtinguts amb l'anàlisi d'elements finits son aproximacions de situacions reals i no han de ser determinants per a un producte final. Un cop fets aquests anàlisis i comprovat que l'estructura compleix amb les sol·licitacions establertes, s'ha de manufacturar un prototip que serà sotmès al banc de proves per realitzar els mateixos tests però aquest cop empíricament. Es fabricaran tants prototips com calguin per tal de realitzar cadascuna de les proves en les que portaran els prototips arribar al fracàs – trencament o deformació excessiva i permanent.

Si els prototips fabricats compleixen amb les expectatives, llavors se'n fabricaran uns altres que sortiran del banc de proves per tal de provar la bicicleta en l'entorn per la qual ha sigut dissenyada. Aquesta ha de ser provada per un ciclista experimentat en un circuit el qual pugui sotmetre el prototip al límit.

6.1. Materials

Per als elements de la bicicleta es farà servir l'alumini en dos de les seves variants. La utilització de l'alumini per a la fabricació de bicicletes es molt amplia des de que es van començar a desenvolupar tècniques de soldadura d'alumini. Aquest material es molt popular entre els fabricants de quadres de bicicletes, sobretot per a bicis de muntanya, degut a la bona relació entre les propietats mecàniques, el pes i el cost. Es cert que l'alumini tendeix a fallar per fatiga, però la seva lleugeresa permet optar per tuberia de dimensions molt elevades. Així mateix, la facilitat de mecanitzar permet dotar als quadres amb peces molt reforçades. Es per això que els quadres d'alumini acostumen a ser molt sobre dimensionats.

Tot i en un baix percentatge, les bicicletes d'alumini dominen el marc del bon funcionament. L'alumini té una resistència a la tracció més baixa que l'acer, típicament entre 225-750 MPa, i un mòdul elàstic considerablement més baix, d'uns 54.000 MPa. Té molta més tendència a la fatiga si es fa un mal ús. Però té un pes d'un terç el de l'acer. Es per això que molts avions estan fets d'alumini avui en dia, tot i que no utilitzen forma tubular.

Tot l'alumini estructural es alea amb petits percentatges d'altres elements, de la mateixa manera que els acers d'alta graduació. Es classifica en grups que comparteixen un additiu principal similar. Van des de la sèrie 1000 que és pur, fins a 8000 la qual té liti com a additiu principal. Nombres més grans no són necessàriament millors, i les graduacions d'una sèrie poden ser més fortes o febles que aquelles d'una altra sèrie.

6.1.1. Alumini 6061-T6

Per a la fabricació del quadre principal i el basculant es farà servir Alumini 6061-T6. Es la graduació més comú en la indústria de la bicicleta. Amb base de Magnesi i Silici, es bastant fort amb 420 MPa, pot ser treballat en fred, té una bona resistència a la corrosió i bona soldabilitat. Sense tractament tèrmic després de la soldadura pot patir esquerdes a les unions. Això comporta escalfar tot el quadre a 450°C durant una hora, refredant en aigua freda per fer un recuit dels cordons. Després cal reescalfar a 140°C durant 30 minuts per arribar al famós estat T6. Això es el que vol dir T6, una condició i no una aleació com a tal.

| Component | Wt. % |
|--------------|-------------|
| Al | 95.8 - 98.6 |
| Cr | 0.04 - 0.35 |
| Cu | 0.15 - 0.4 |
| Fe | Max 0.7 |
| Mg | 0.8 - 1.2 |
| Mn | Max 0.15 |
| Si | 0.4 - 0.8 |
| Ti | Max 0.15 |
| Zn | Max 0.25 |
| Other, each | Max 0.05 |
| Other, total | Max 0.15 |

Taula 2. Composició de l'alumini 6061-T6

| Mechanical Properties | Value |
|-----------------------|----------|
| Hardness, Brinell | 95 HB |
| Hardness, Rockwell A | 40 HRA |
| Hardness, Rockwell B | 60 HRB |
| Hardness, Vickers | 107 HV |
| Tensile Strength | 310 MPa |
| Yield Strength | 276 MPa |
| Modulus of Elasticity | 68.9 GPa |
| Poisson's Ratio | 0.33 |
| Fatigue Strength* | 96.5 Mpa |
| Shear Modulus | 26 GPa |

* At $5 \cdot 10^8$ cycles

Taula 3. Propietats mecàniques de l'alumini 6061-T6.
Informació cedida per Alcoa, Starmet i Aluminum Association, Inc.

Es pot trobar més informació sobre l'alumini 6061-T6 a l'Annexa IV.

6.1.2. Alumini 7075-T6

Per a la fabricació de les bieletes es farà servir alumini 7075. Aquest no gaudeix de la bona soldabilitat de la seria 6061, però això no es un problema ja que les bieletes no requereixen de soldadura. Les bieletes únicament seran sotmeses a un procés de mecanització, i gaudiran de la a molt bona mecanitzabilitat que ofereix la sèrie 7075. Aquest alumini es el grau d'alumini comercial mes resistent amb una resistència a la tracció de 565MPa. Aquesta propietat el fa especialment apte per a la fabricació del sistema de bieletes.

| Component | Wt. % |
|--------------|-------------|
| Al | 87.1 - 91.4 |
| Cr | 0.18 - 0.28 |
| Cu | 1.2 - 2.0 |
| Fe | 0.5 |
| Mg | 2.1 - 2.9 |
| Mn | 0.3 |
| Si | 0.4 |
| Ti | 0.2 |
| Zn | 5.1 - 6.1 |
| Other, each | 0.5 |
| Other, total | 0.15 |

Taula 4. Composició de l'alumini 7075-T6.

| Mechanical Properties | Value |
|-----------------------|----------|
| Hardness, Brinell | 150 HB |
| Hardness, Rockwell A | 53.5 HRA |
| Hardness, Rockwell B | 87 HRB |
| Hardness, Vickers | 175 |
| Tensile Strength | 565 MPa |
| Yield Strength | 476 MPa |
| Modulus of Elasticity | 71.7 GPa |
| Poisson's Ratio | 0.33 |
| Fatigue Strength* | 159 MPa |
| Shear Modulus | 26.9 GPa |

* At $5 \cdot 10^8$ cycles

Taula 5. Propietats mecàniques de l'alumini 7075-T6.
Informació cedida per Alcoa, Starmet i Aluminum Association, Inc.

Es pot trobar mes informació sobre l'alumini 7075-T6 a l'Annexa IV.

6.2. Anàlisi d'Elements Finitos

En aquest apartat es presenten els resultats obtinguts en l'Anàlisi d'Elements Finitos del disseny definitiu.

Es fa una classificació segons la peça a analitzar, i dins de cada apartat es presentaran sub-apartats amb cada una de les situacions de càrregues a les que es sotmet el sistema, contemplades en el capítol 5.

6.2.1. Anàlisi amb esforços resultants de absorció frontal

Primer s'introdueixen les forces de l'apartat 5.1, deduïdes a partir de la força de l'amortidor en l'instant de màxima compressió. S'ha aplicat una càrrega normal a la pipa de direcció de $F_n = 3317,4$ N, una a la part superior de $F_s = 4657,35$ N i una última a la part inferior de $F_i = 5643,9$ N.

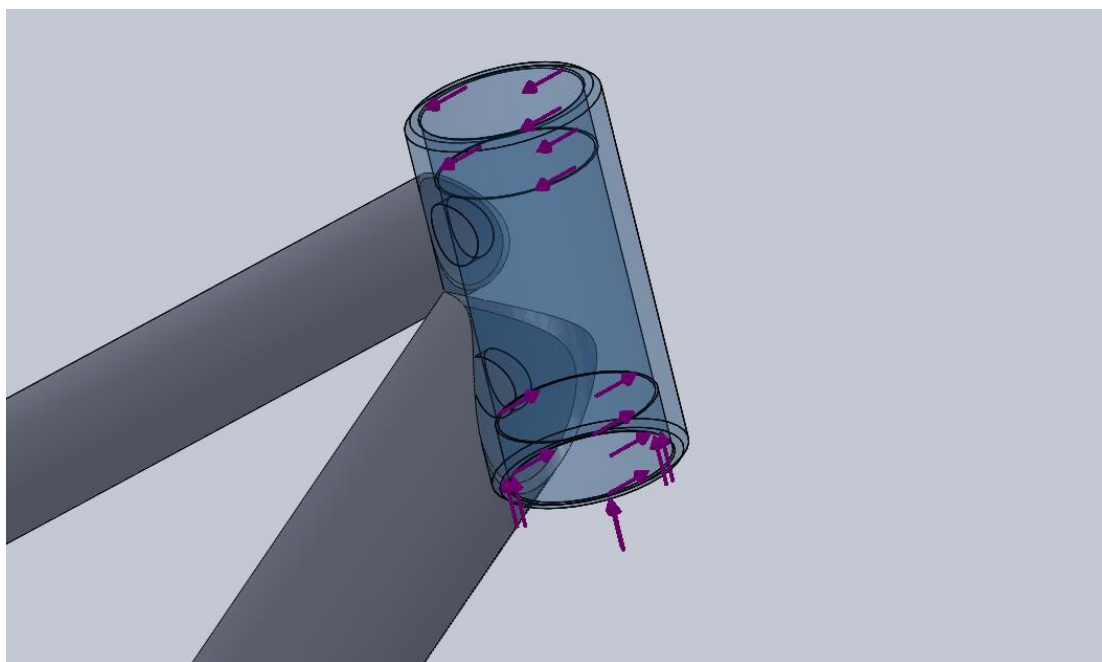


Fig 20. Força de l'anàlisi en la pipa de direcció degudes a l'absorció d'un obstacle amb la roda del davant.

Per aquest anàlisi es necessari fixar el triangle davanter per simular la situació real. Aquestes fixacions s'introdueixen en el programa mitjançant restriccions. Aquestes simulen la força que fan mecanismes d'unions com cargols o altres parts fixades al quadre com el basculant, la caixa amb la transmissió etc. En aquest cas les restriccions s'han localitzat a l'eix de pedalier (1), als pivots on va connectat el sistema de bieletes (2), l'esparrac de reforç (3) i els forats per a la caixa amb transmissió integrada (4), que transmeten rigidesa al cos del triangle reduint l'excessiva deformació deguda a les càrregues aplicades.

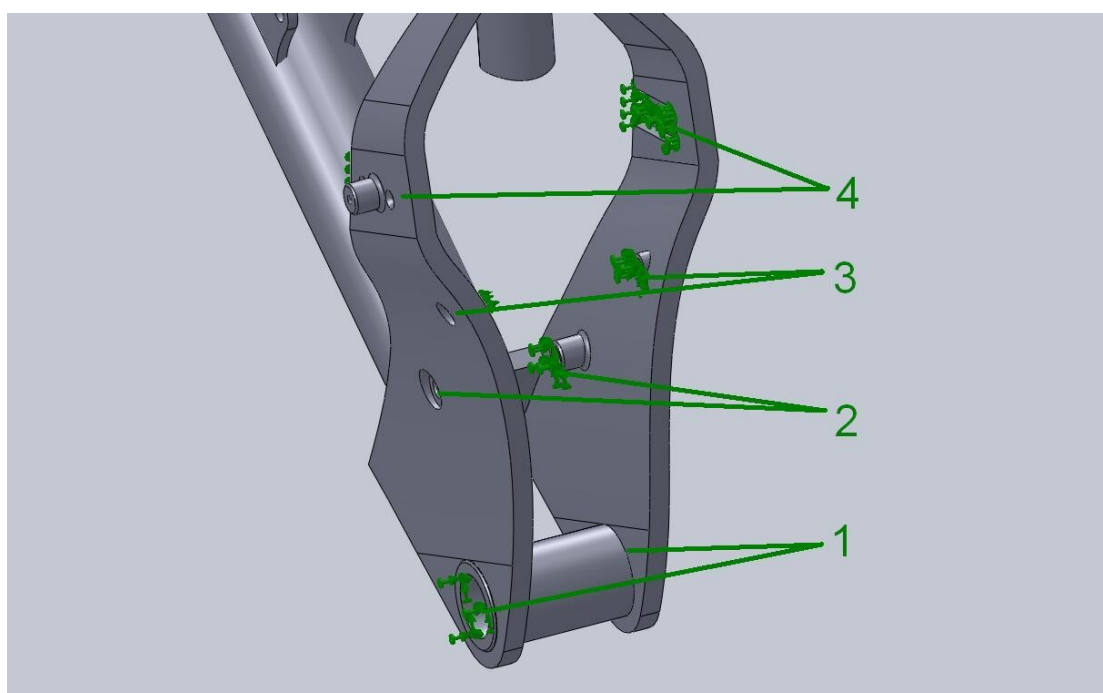


Fig 21. Restriccions de l'anàlisi en el triangle davanter deguts a l'absorció d'un obstacle amb la roda davantera.

6.2.1.1. Estudi de tensions

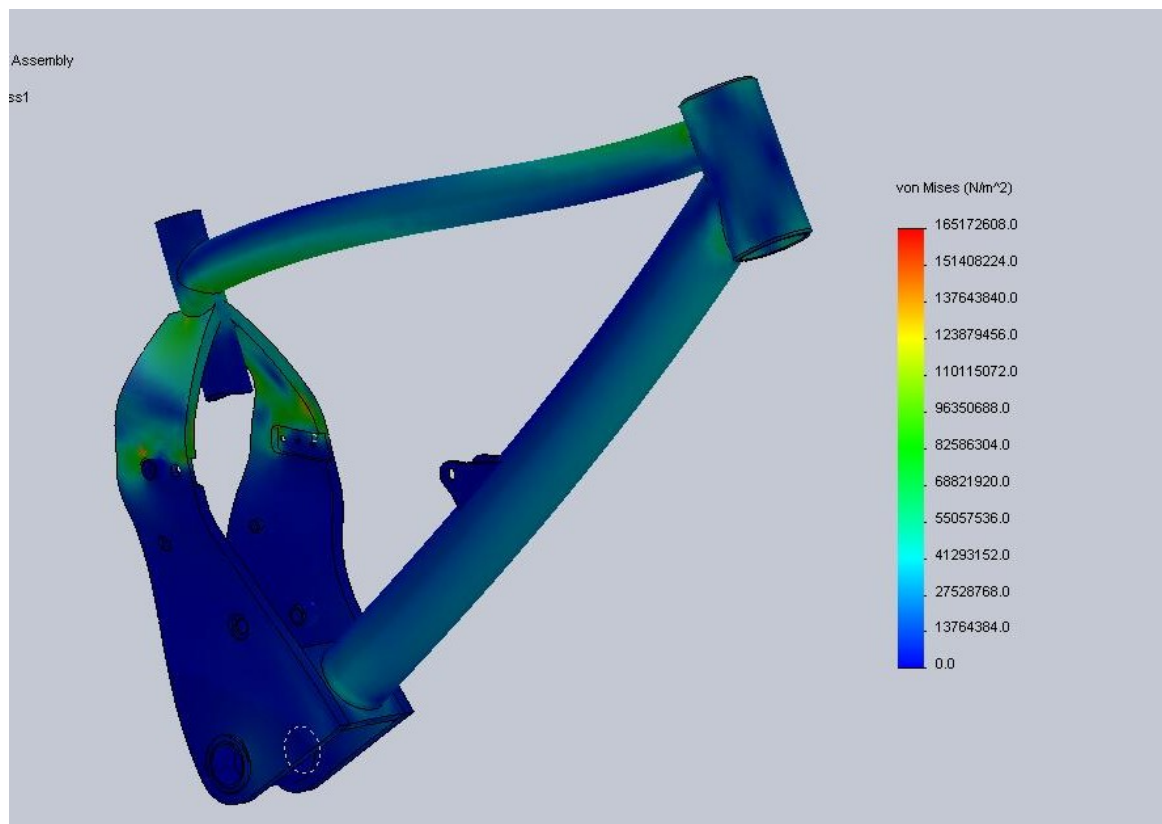


Fig 22. Resultat de l'estudi de tensions en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del davant.

En el resultat de l'anàlisi s'obté que cap valor no sobrepassa de $1,65 \cdot 10^8$ N/m² (165.1 MPa), i que aquest es situa en un punt on sembla haver concentració de tensions, al cos del triangle davanter. De totes maneres aquestes tensions no superen cap dels valors de tensions que ofereix l'alumini 6061-T6. Les tensions que el material seleccionat es capaç de suportar ofereix valors més elevats, però això no vol dir que el disseny estigui sobre dimensionat. La càrrega aplicada es una deducció a partir de la càrrega que cal sotmetre a la roda del darrera per arribar al màxim recorregut de suspensió. Aquest valor no representa pas la càrrega màxima a la que s'ha de sotmetre la bicicleta, però si que es un valor orientatiu. La bicicleta ha de ser dissenyada per tal de que el quadre sigui capaç de resistir impactes que portin al sistema de suspensió molt mes enllà del seu recorregut, per això es considera que el resultat es molt satisfactori i que ha superat les expectatives. El disseny es dona com a vàlid per a aquesta prova.

6.2.1.2. Estudi de desplaçaments

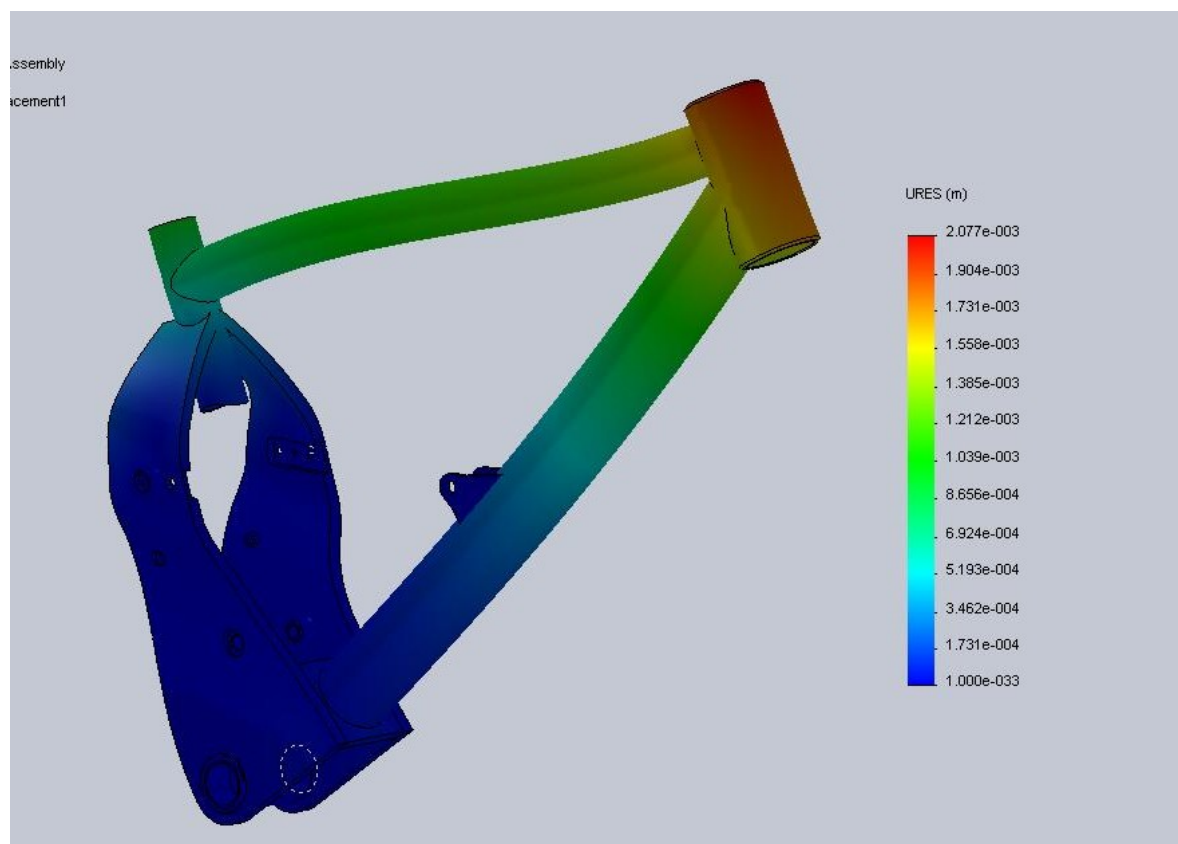


Fig 23. Distribució de desplaçaments en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del davant.

A l'estudi de desplaçaments s'observen les zones que es desplacen de la seva posició inicial. En aquest cas s'obté que el conjunt de forces aplicades a la pipa de direcció es capaç d'aconseguir un desplaçament màxim de 2 mm situat a la mateixa pipa de direcció. Es considera que el desplaçament obtingut es molt reduït i inapreciable, per tant el sistema ofereix una rigidesa notable.

6.2.1.3. Estudi de deformacions unitàries

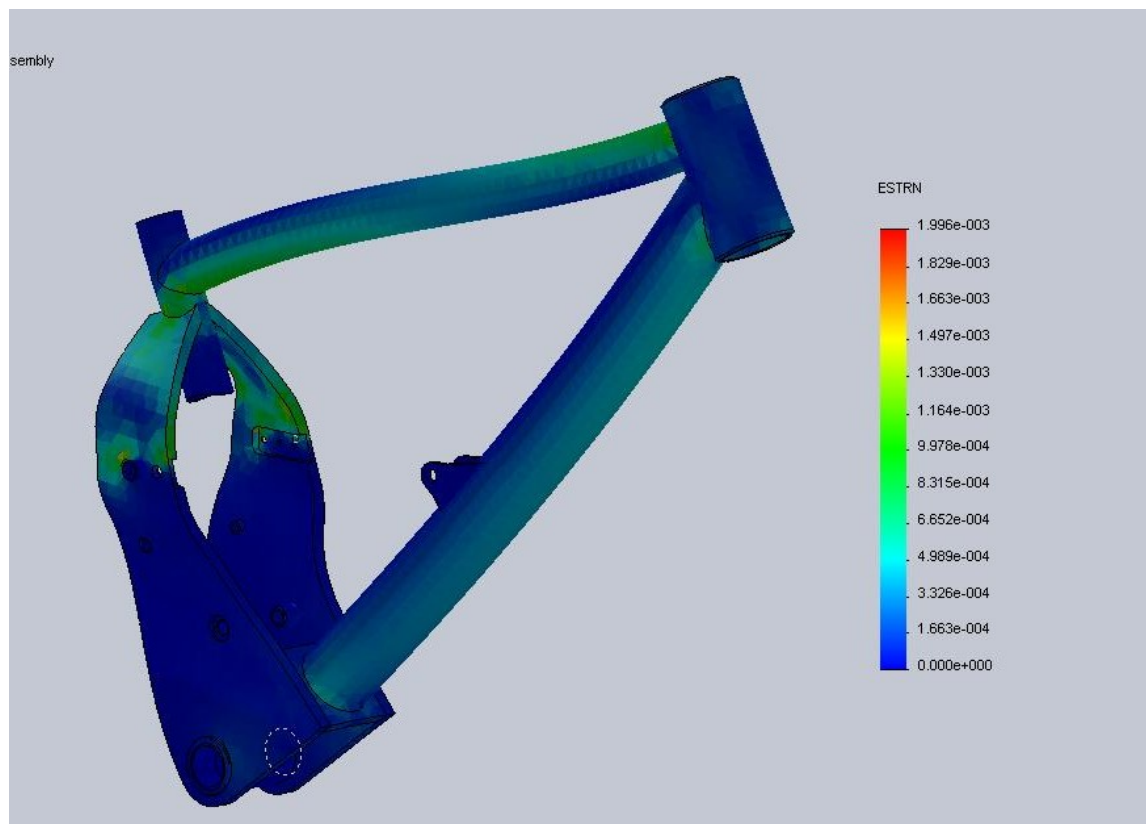


Fig 24. Distribució de deformacions unitàries en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del davant.

El resultat de la distribució de deformacions unitàries s'assimila a l'estudi de tensions, ja que en aquest cas es representen les deformacions que pateixen les zones a les que hi trobem tensions. Els punts de concentració de tensions pateixen una deformació del 0,2%, un valor molt per sota dels valors que requereix la norma. Com s'ha comentat anteriorment, la norma utilitza uns requisits molt poc estrictes i es creu que la deformació obtinguda poden entrar dins dels requisits autoimposats per el fabricant.

6.2.1.4. Estudi del Factor de Seguretat

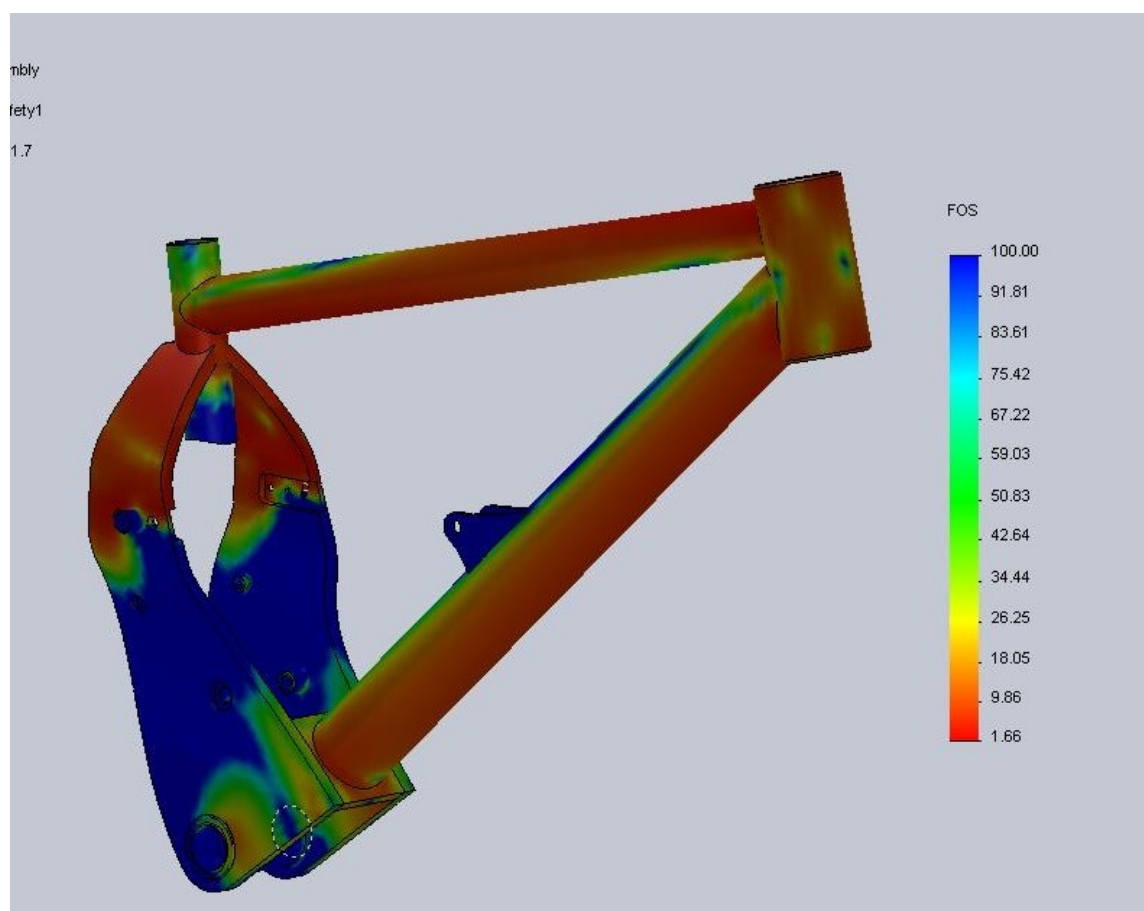


Fig 25. Resultat de l'estudi del Factor de Seguretat en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del davant.

Com es contempla a la figura, el factor de seguretat obtingut sota les càrregues aplicades sobre la pipa de direcció es de 1,7. Aquest valor s'aproxima a l'índex de fracàs del disseny, però es considera que les càrregues aplicades s'han pres des d'un punt de vista molt desfavorable i, tot i així, el disseny sembla que es capaç de resistir. Es considera que aquest valor es suficient per a l'aplicació per la que el quadre ha estat dissenyat. S'ha aconseguit una rigidesa elevada i es pren el disseny com a vàlid en aquesta situació en particular.

6.2.2. Anàlisi de l'esforç de l'amortidor sobre els suports del triangle davanter

Com a l'apartat anterior s'apliquen els esforços contemplats a l'apartat 5.2, que s'han calculat a partir de la força que fa la molla de l'amortidor quan ens trobem en la posició de màxim recorregut de suspensió. Així doncs trobem que l'amortidor proporciona una força de $F_s = 5340$ N.

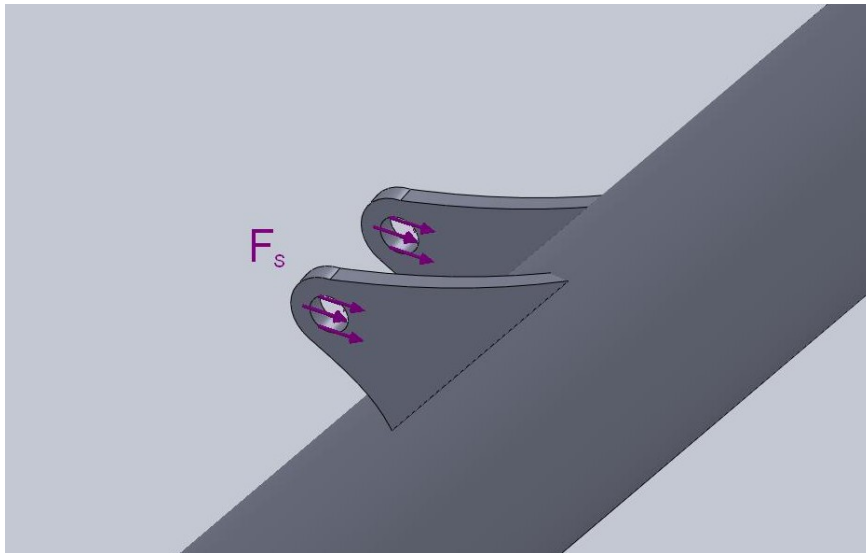


Fig 26. Força sobre els suports de l'amortidor en el triangle davanter.

En aquesta situació les restriccions s'han localitzat en els mateixos punts que en l'apartat anterior, per simular la rigidesa que proporciona la caixa de transmissió (4), l'espàrrec de reforç (3) i el sistema de bieletes (2). La restricció a l'eix de pedalier (1) per simular la reacció que patiria el pilot sobre els pedals, i a més s'ha restringit també la pipa de direcció (5) ja que en aquest punt es creen les reaccions que causa el terra i es transmeten a través de la forquilla.

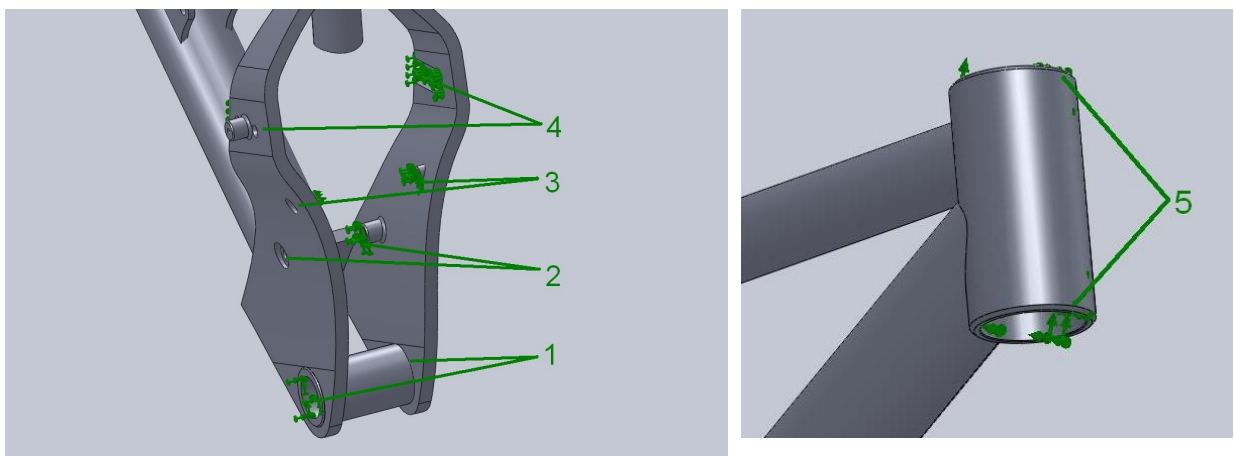


Fig 27. Restriccions de l'anàlisi en el triangle davanter deguts a l'esforç de l'amortidor sobre els suports.

6.2.2.1. Estudi de tensions

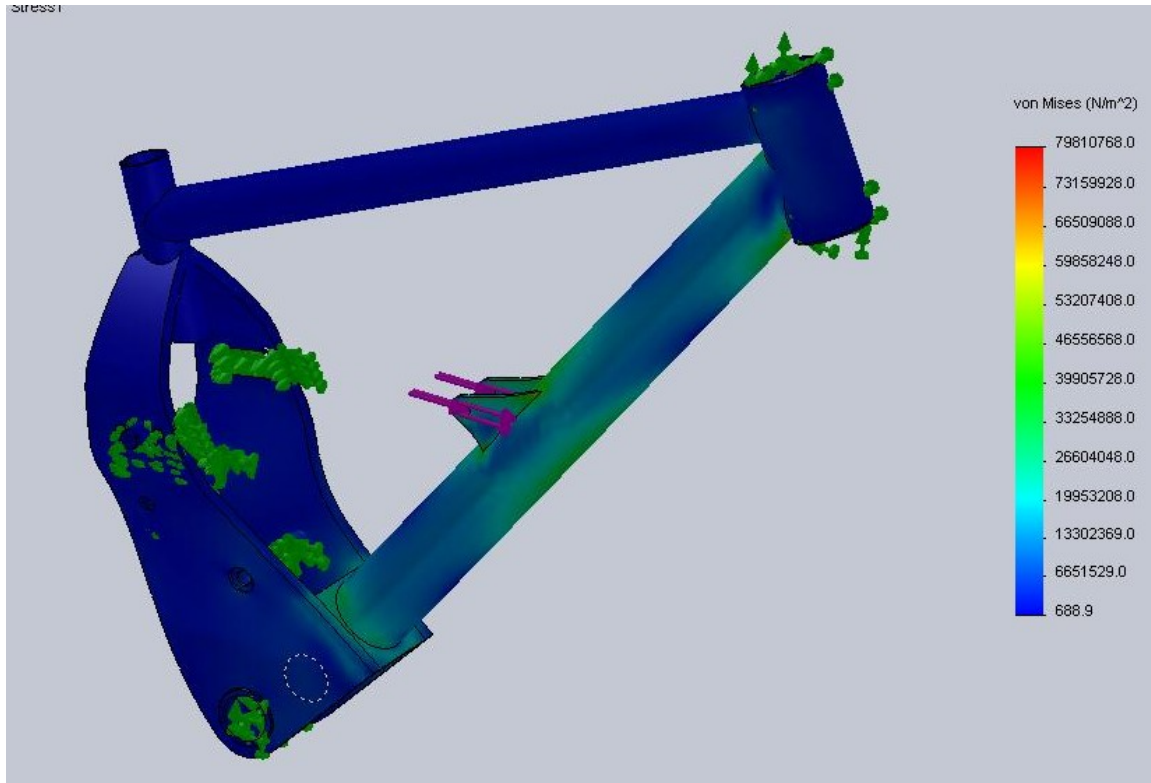


Fig 28. Resultat de l'estudi de tensions provocades per l'amortidor sobre el quadre.

El resultat de l'estudi mostra que la tensió màxima provocada per l'amortidor quan aquest produeix la força màxima, es de $7,98 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ (79,8 MPa). Aquesta tensió es lleugerament superior a la de l'apartat anterior, per tant ens trobem amb una situació més desfavorable. Fet que el límit de fluència del material seleccionat es de 275 MPa, trobem que les tensions obtingudes es troben lluny de causar deformacions permanents. El resultat també demostra que les tensions es troben per sota del límit de resistència a la fatiga (96.5 MPa), per tant el disseny ha de ser capaç d'aguantar $5 \cdot 10^8$ cicles sota càrregues d'aquesta magnitud.

Varies són les zones que pateixen tensions màximes: trobem un punt de concentració de tensions a sota de la pipa de direcció, a la unió amb el tub diagonal. També en trobem a la part superior i inferior de les platines encarregades de subjectar l'amortidor. A l'apartat de deformacions unitàries es mostren aquestes zones detalladament.

Segons els resultats obtinguts, es pot donar una garantia de que el disseny actual es capaç de suportar les sol·licitacions aplicades en la prova realitzada.

6.2.2.2. Estudi de desplaçaments

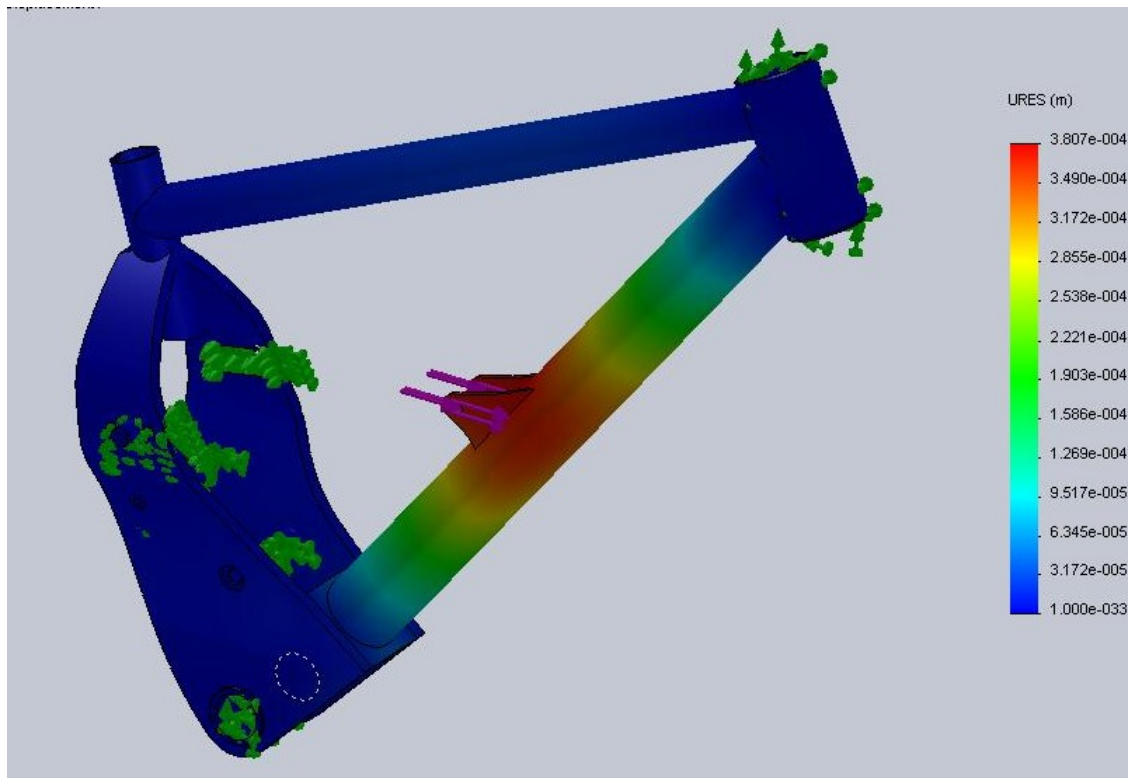


Fig 29. Distribució de desplaçaments causats per les càrregues que l'amortidor provoca sobre el quadre.

Segons els resultats obtinguts de l'estudi de desplaçaments, s'obté un desplaçament màxim al tub diagonal, on hi van soldades les platines que fan de suport de l'amortidor, causat per la força que fa la molla contra el quadre. La càrrega de l'amortidor produeix un desplaçament de 3.8 mm i aquest es considera un valor acceptable tenint en compte que el desplaçament té lloc a la meitat del tub més esvelt del quadre.

6.2.2.3. Estudi de deformacions unitàries

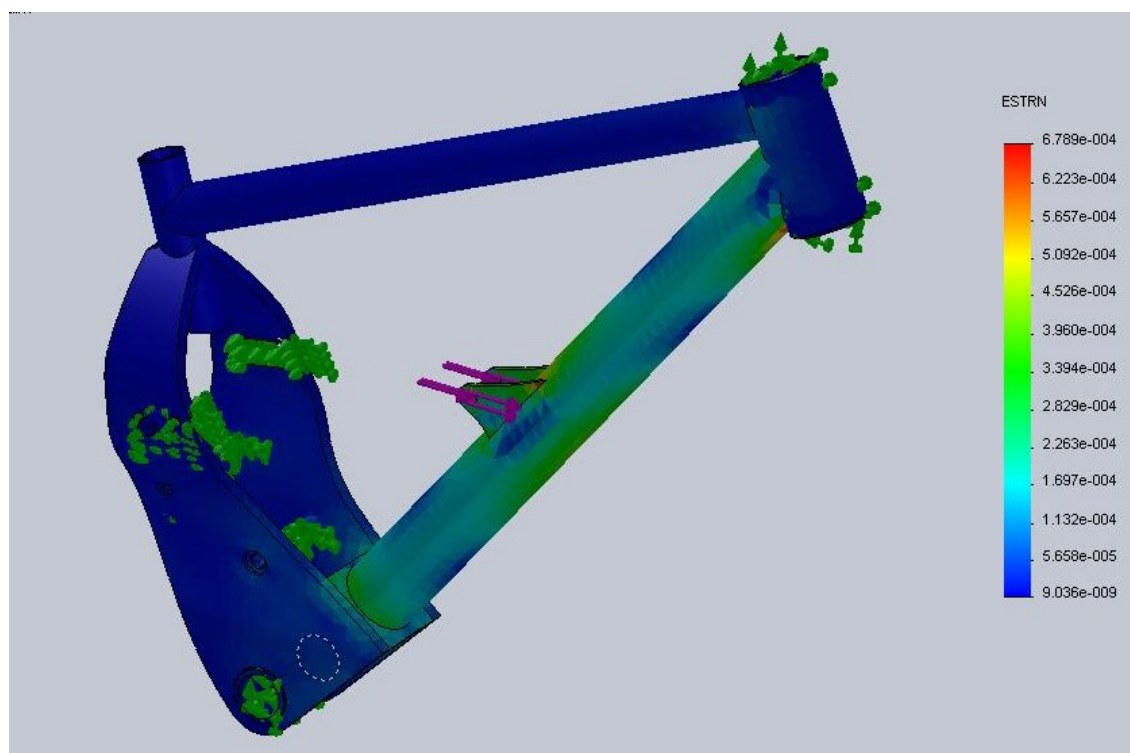
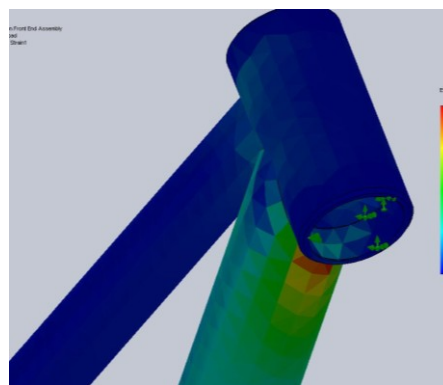
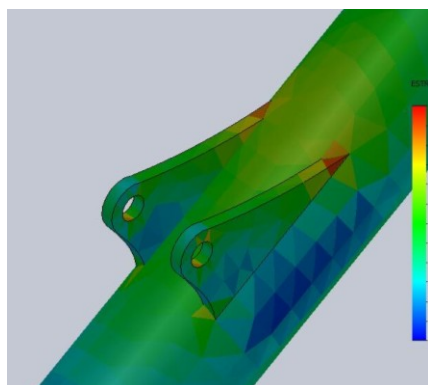


Fig 30. Distribució de deformacions unitàries provocades per l'amortidor quan es troba en la posició de màxim esforç/recorregut.



En aquest estudi es representen les deformacions que pateix el material degut a les tensions que provoca la càrrega aplicada. Les zones en les que es troben les tensions mes altes corresponen també a les zones en que la deformació del material es mes accentuada. Tot i així el resultat mostra les zones que han patit una deformació màxima del 0,068% respecte de la seva forma original, el qual es considera un valor molt baix. S'observa que les deformacions mes elevades es troben a sota de la pipa de direcció i en la part superior dels suports de l'amortidor. Aquests punts son zones en les que les tensions calculades són màximes.

6.2.2.4. Estudi del Factor de Seguretat

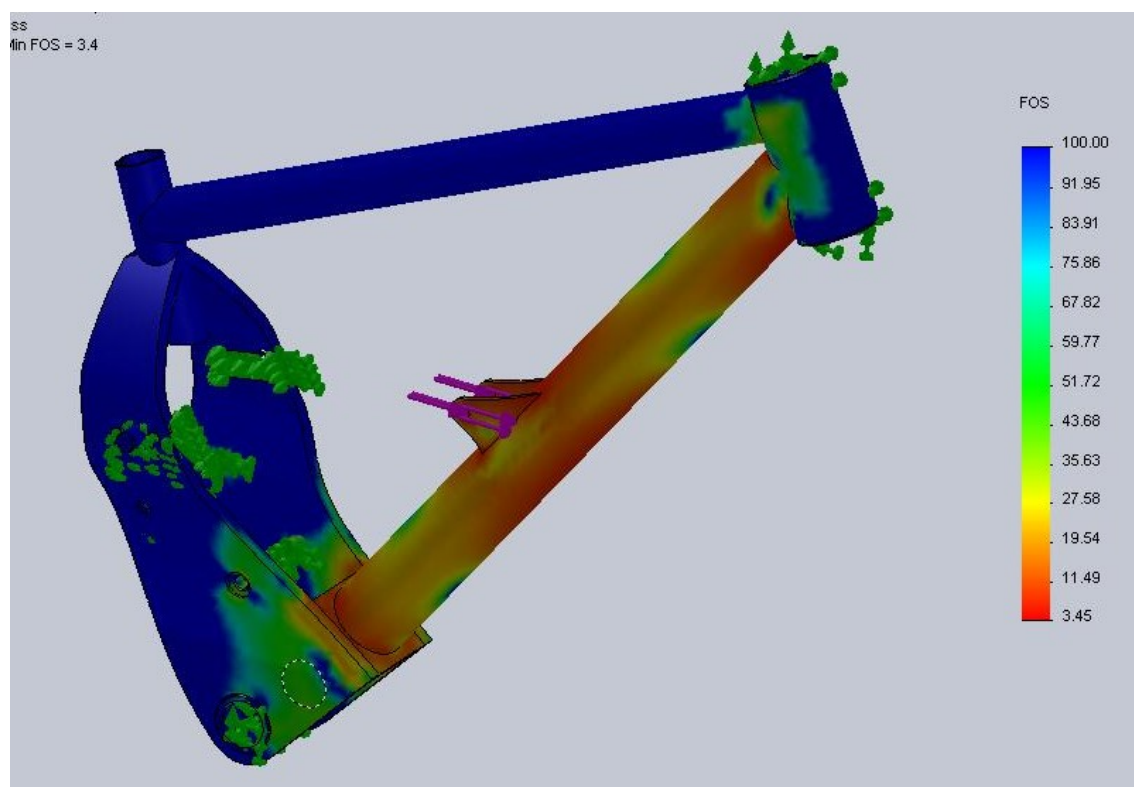


Fig 31. Resultat de l'estudi del Factor de Seguretat davant de les càrregues provocades per l'amortidor sobre el quadre de la bicicleta.

Els resultats de l'estudi del Factor de Seguretat mostren un coeficient mínim de 3,4 situat al llarg del tub diagonal del triangle davanter. Aquest coeficient es semblant a l'obtingut anteriorment i es considera un valor suficient per afrontar les situacions a les que s'ha de sotmetre el disseny.

6.2.3. Anàlisi amb esforços resultants de la càrrega del ciclista sobre l'eix de pedalier

S'introdueixen les forces de l'apartat 5.3, a partir de les càrregues aplicades a les rodes. S'han aplicat unes càrregues de uns 2000 N per a cada una de les rodes, que representa la reacció del terra davant de la càrrega del ciclista sobre el pedalier. Per tant s'aplica una força de $F_{BB}=4000$ N sobre el pedalier, representant la força que el ciclista produeix al pedalier en la recepció d'un salt.

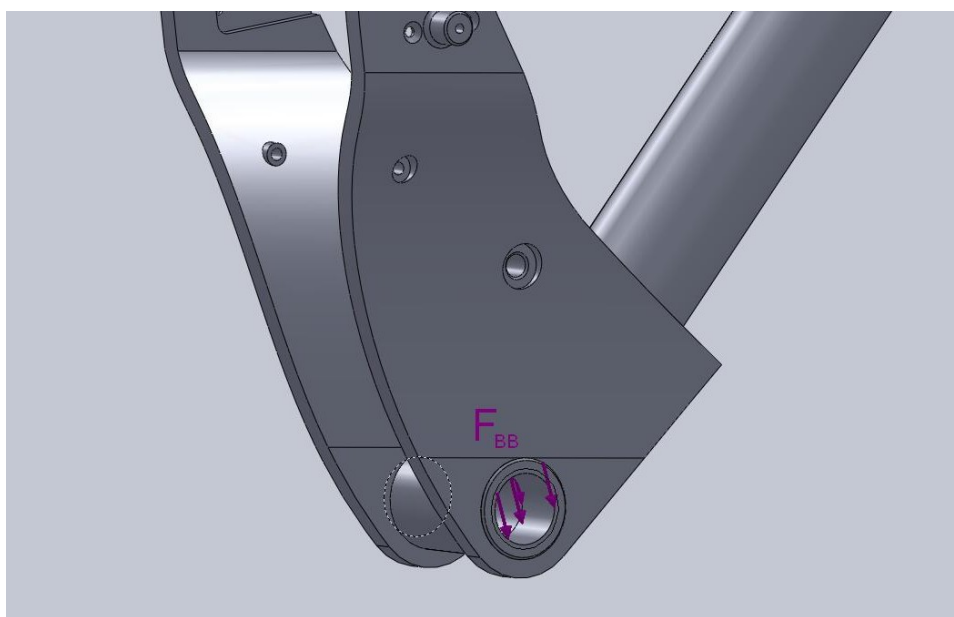


Fig 32. Càrrega que el pilot provoca sobre l'eix de pedalier.

Per a la realització d'aquest anàlisi s'han utilitzat les mateixes restriccions que en l'apartat anterior, excepte la restricció de l'eix de pedalier que aquest cop ha sigut substituïda per la càrrega mostrada a la figura anterior.

6.2.3.1. Estudi de tensions

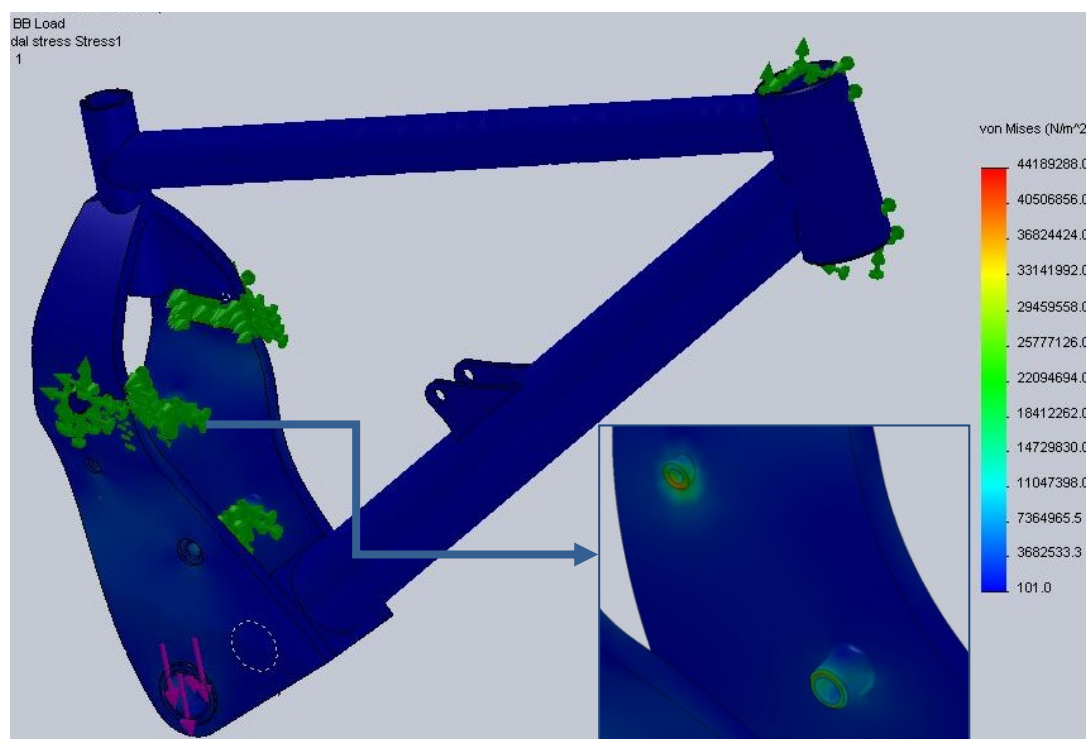


Fig 33. Resultat de l'estudi de tensions provocades per la càrrega del pilot sobre l'eix de pedalier.

En aquest estudi els resultats mostren que el valor de tensió de Von Mises màxim arribat sota la càrrega aplicada de 4000 N sobre l'eix de pedalier no supera els $4,42 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ (44,2 MPa). Aquest es el valor de tensió mes baix al que s'ha arribat amb les proves realitzades en aquest moment. Per tant, sembla que el disseny actual es òptim per suportar les càrregues que el pilot pot ocasionar sobre l'eix de pedalier quan aquest es troba dret sobre els pedals, que es una posició molt comú en la modalitat per la que el quadre està dissenyat. Tot i així trobem un punt de concentració de tensions en els orificis on hi van collats el sistema de bieletes i l'espàrrec per donar rigidesa al cos del triangle davanter.

6.2.3.2. Estudi de desplaçaments

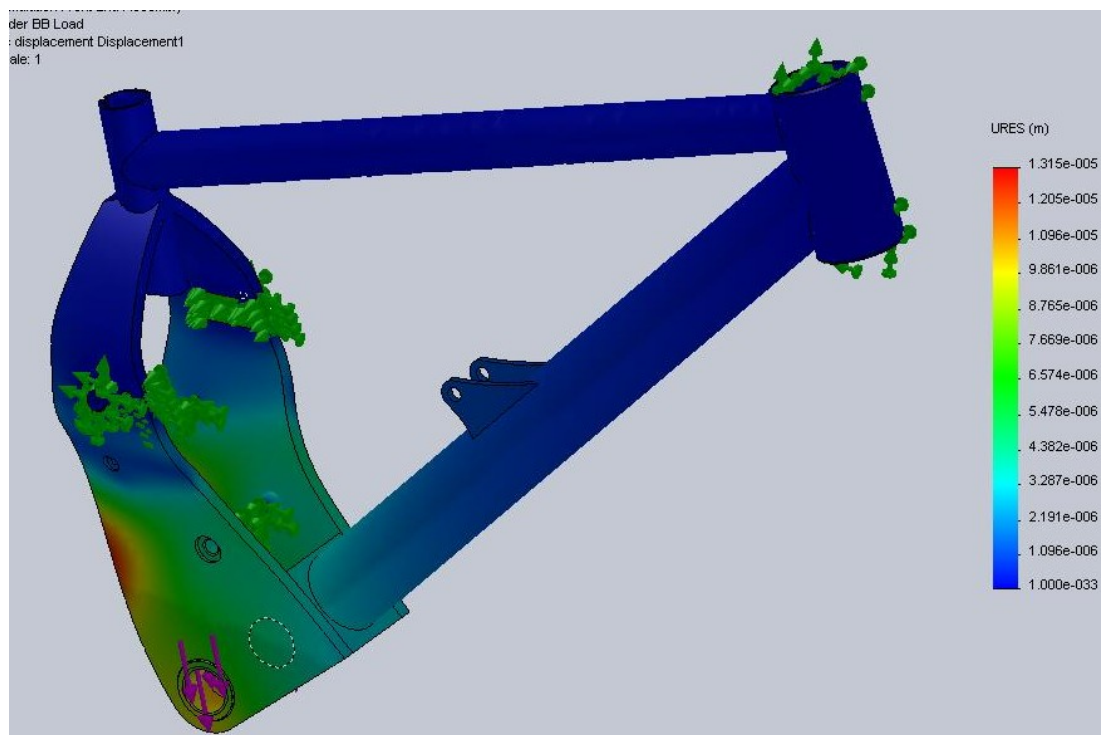


Fig 34. Resultat de l'estudi de desplaçaments provocats per la càrrega del pilot sobre l'eix de pedaliador.

A l'estudi de desplaçaments s'observa com la part que mes s'allunya de la seva posició inicial es la part posterior del cos del triangle davanter. Tal i com indiquen els resultats de l'estudi, aquesta zona es desplaça unes 13 μm , que es un desplaçament inapreciable.

6.2.3.3. Estudi de deformacions unitàries

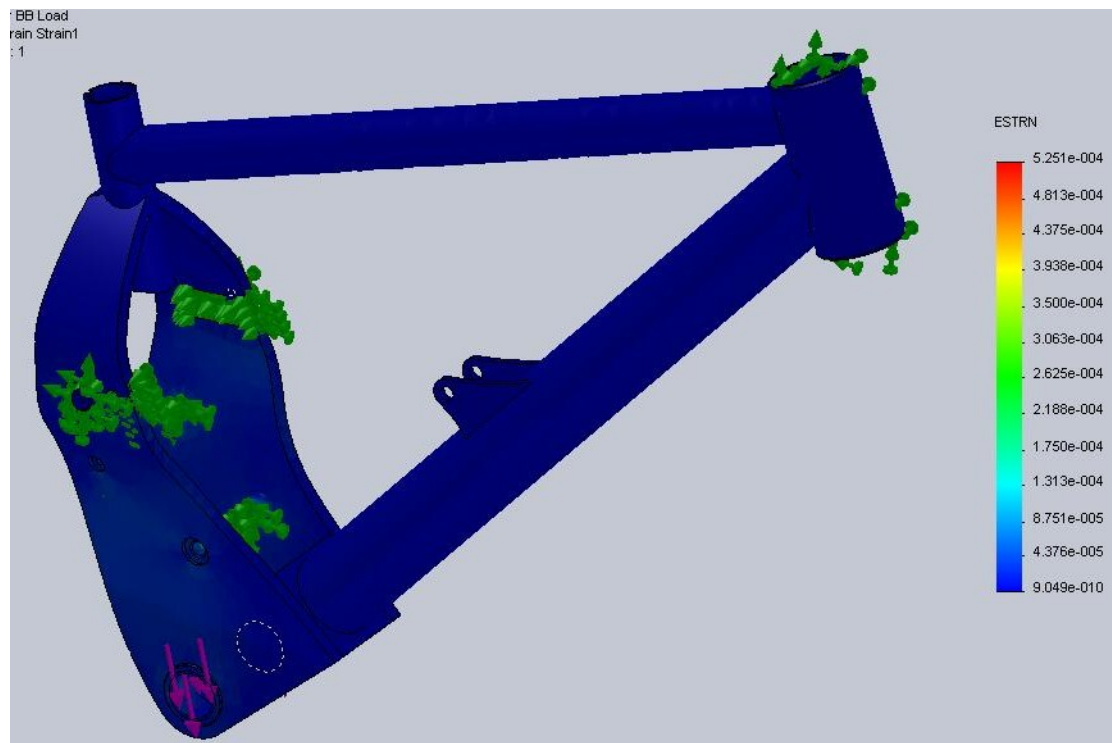


Fig 35. Resultat de l'estudi de deformacions unitàries provocades per la càrrega del pilot sobre l'eix de pedalier.

Els resultats l'estudi de deformacions unitàries mostra que les zones que pateixen una deformació més àmplia són les mateixes zones que mostren les tensions de Von Mises més elevades (apartat 6.2.3.1.). Aquestes zones són els orificis on hi van collats el sistema de bieletes i l'espàrrec per donar rigidesa al cos del triangle davanter. El valor màxim de deformació unitària es del 0,0525%.

6.2.3.4. Estudi del Factor de Seguretat

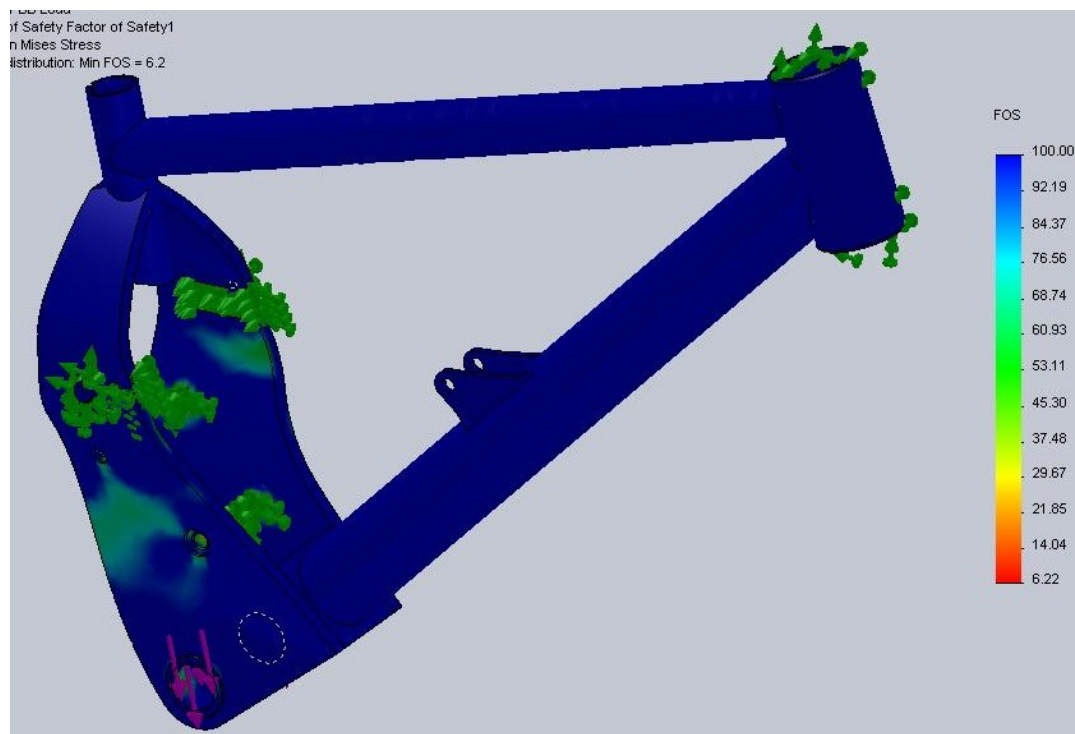


Fig 36. Resultat de l'estudi del Factor de Seguretat quan es simula la càrrega del pilot sobre l'eix de pedalier.

Amb unes tensions més baixes que en resultats anteriorment s'obtenen Factors de Seguretat més alts. Aquest resultat s'interpreta com que el disseny es pot sotmetre a situacions que posen l'estructura en un estres més elevat. Una bicicleta d'aquestes característiques ha d'aguantar unes càrregues molt elevades, per tant el disseny sembla que compleix amb les expectatives esperades i no s'intentarà obtenir un coeficient de seguretat més baix, per tal de no posar en compromís la capacitat d'aguantar grans esforços.

Segons la figura anterior, el valor del Factor de Seguretat mínim que s'ha obtingut es de 6,2. Aquest valor indica que es pot aplicar una càrrega d'unes 6 vegades la aplicada en aquesta prova, abans de que el material comenci a fallar per deformacions plàstiques. Es considera que aquesta càrrega es totalment exagerada però s'accepta el resultat i es deixa el disseny del prototip. En un possible disseny que es porti a producció es pot provar d'optimitzar el disseny per tal de rebaixar el pes final del quadre, tot i que en aquest cas, tractant-se d'un prototip, es considera vàlid.

6.2.4. Anàlisi amb esforços resultants de la càrrega del ciclista sobre del seient

A continuació es mostren les càrregues aplicades sobre el sistema. En aquest cas s'ha introduït una barra massissa d'acer 4130 a dins del tub del seient, amb la intenció de simular la tija del seient i aplicar la càrrega que el ciclista exerceix sobre el quadre. La força aplicada es mostra a l'apartat 5.4. d'aquest informe i es de $F_R = 3000$ N.

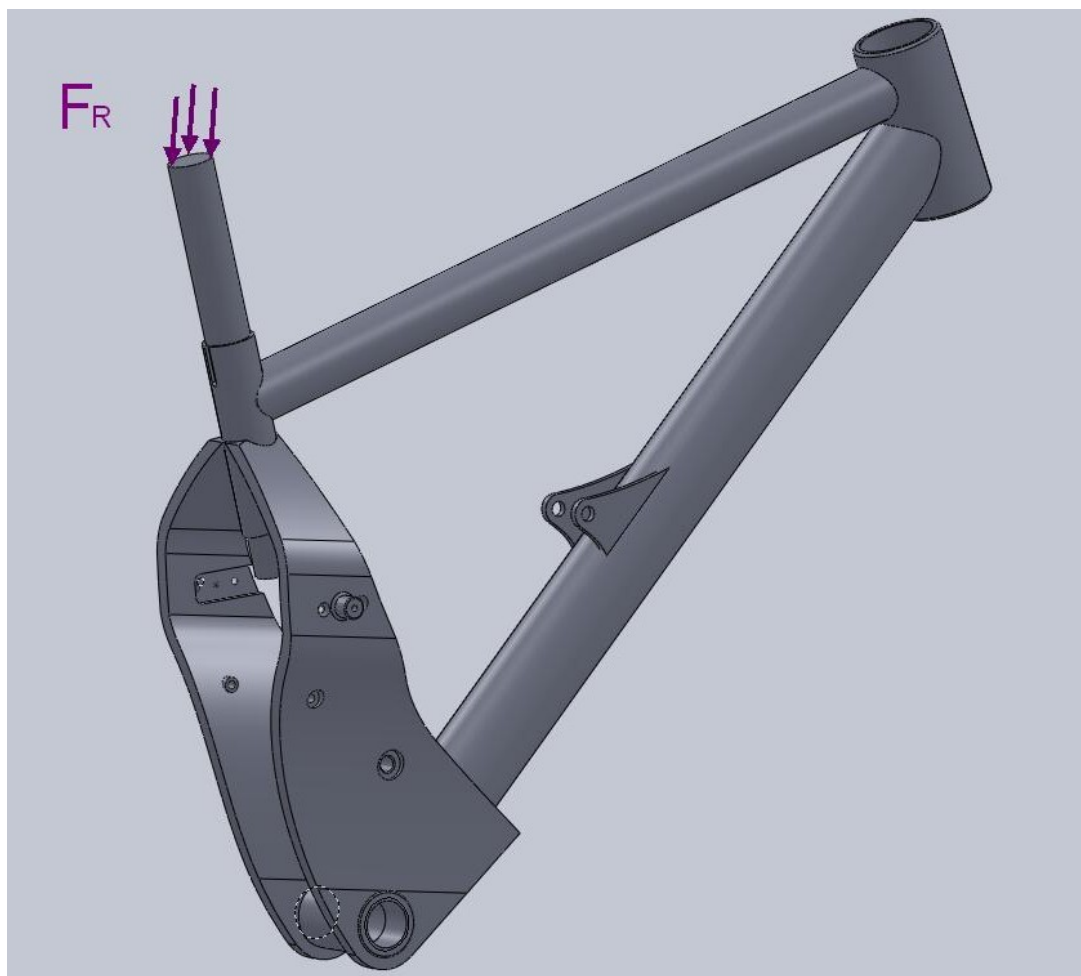


Fig 37. Càrrega que el pilot provoca sobre la tija del seient.

Per a la realització d'aquesta prova s'han utilitzat les mateixes restriccions que les de l'apartat 6.2.2. L'única diferència es l'aplicació de la càrrega exterior.

6.2.4.1. Estudi de tensions

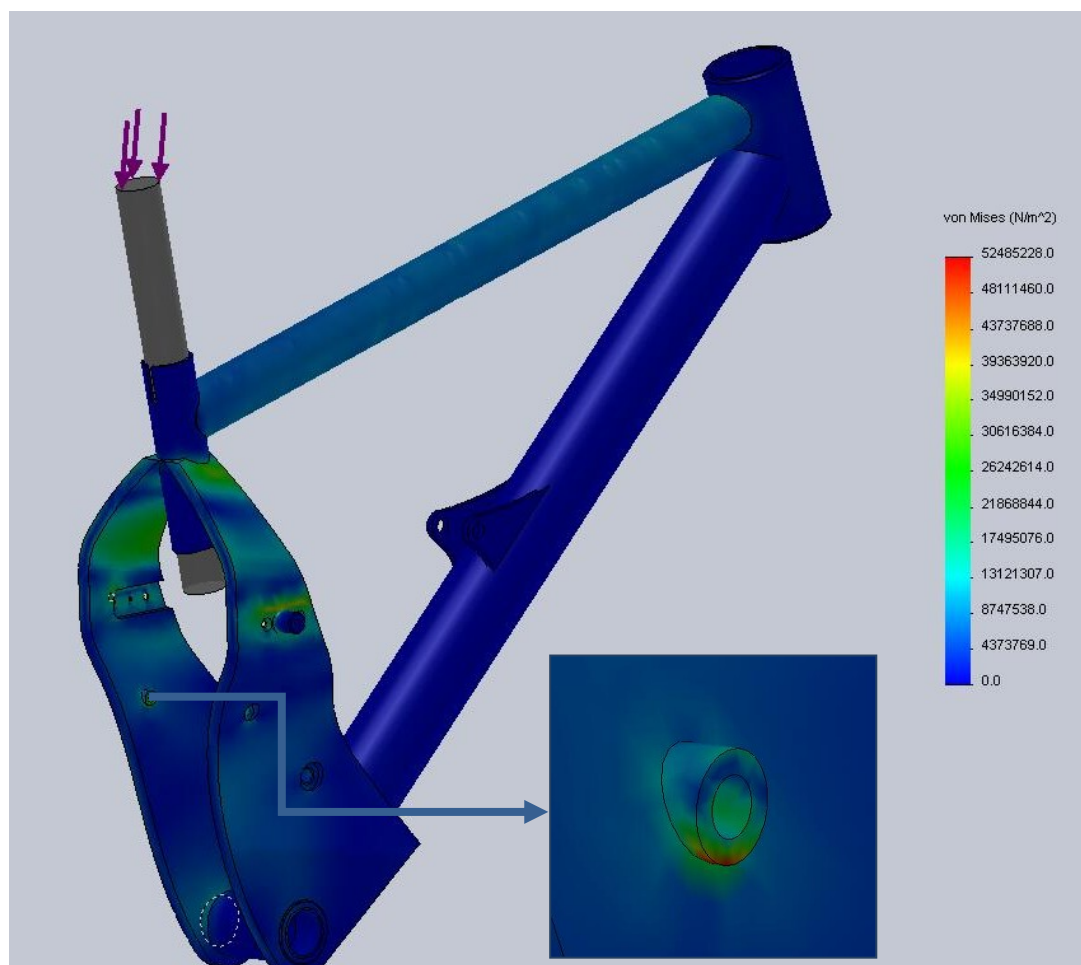


Fig 38. Resultat de l'estudi de tensions resultants de la càrrega del ciclista sobre el seient de la bicicleta.

Per a l'estudi de tensions d'aquesta prova s'obtenen unes tensions bastant baixes en tot els elements del triangle davanter. Trobem un punt amb concentració de tensions en l'allotjament de l'espàrrec per a donar rigidesa al cos del triangle, on hi ha una tensió màxima de $5,24 \cdot 10^7$ N/mm² (52.4 MPa). Aquest valor queda lluny del límit elàstic del material del quadre davanter, amb 68.9 GPa. Comparant aquests dos valors es pot concloure que la prova realitzada no conduirà al fracàs del disseny. Per tant, d'acord amb els resultats obtinguts es pot validar el disseny per realitzar la prova empíricament.

6.2.4.2. Estudi de desplaçaments

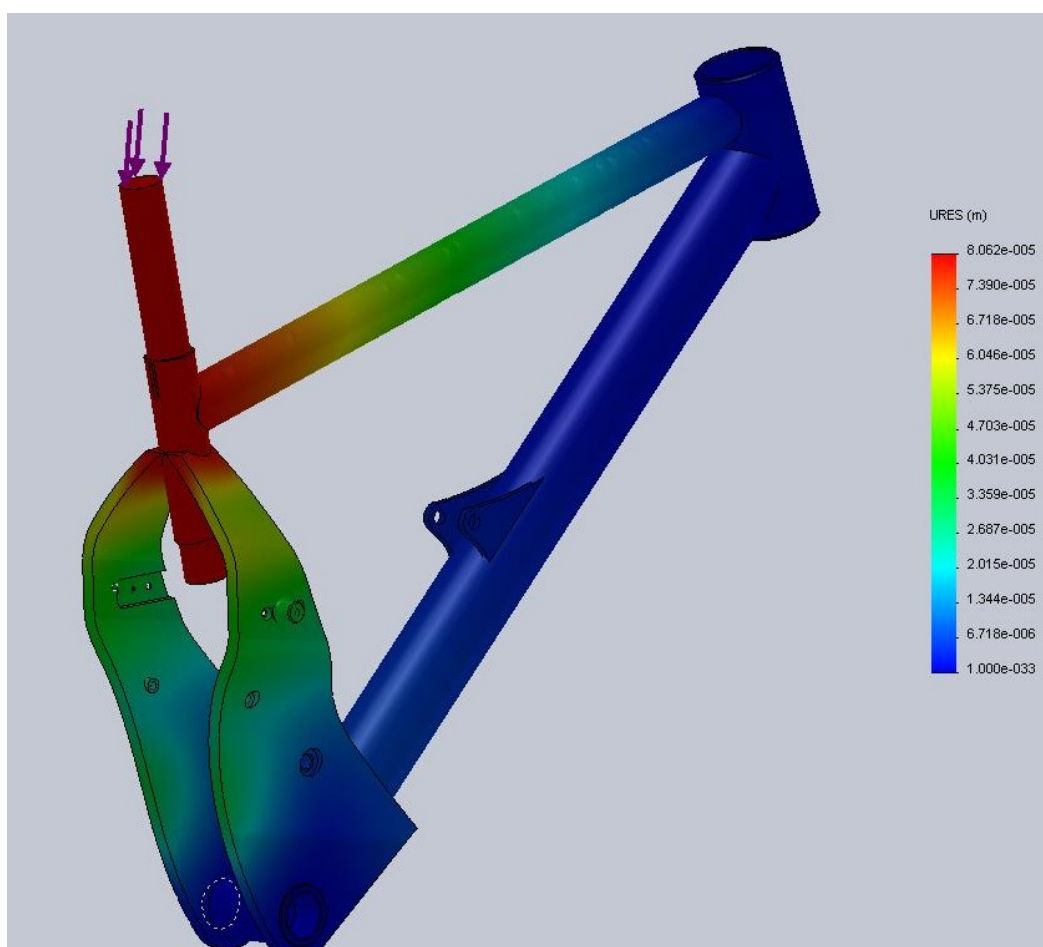


Fig 39. Resultat de l'estudi de desplaçaments, provocats per la càrrega del ciclista sobre el seient de la bicicleta.

Els resultats de l'estudi de desplaçaments mostren que el desplaçament màxim provocat per la càrrega de 3000 N aplicada al seient de la bicicleta es de 0,08 mm. Aquest desplaçament es considera molt baix, i els desplaçaments que puguin causar càrregues superiors no han de suposar desplaçaments molt mes exagerats. Per tant es creu que aquest desplaçament es correcte.

6.2.4.3. Estudi de deformacions unitàries

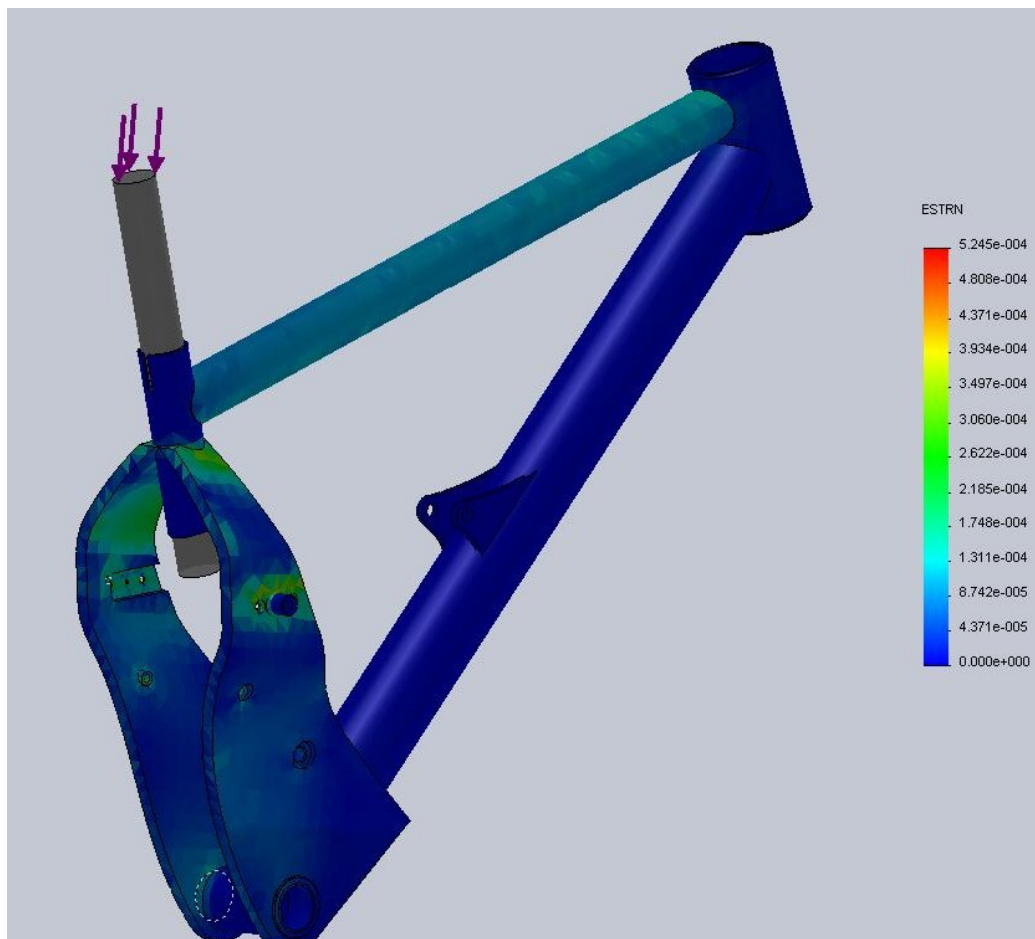


Fig 40. Resultat de l'estudi de deformacions unitàries, provocades per la càrrega del ciclista sobre el seient de la bicicleta.

En aquest estudi podem distingir les zones que pateixen deformacions causades per les tensions que provoquen les càrregues exteriors sobre l'estructura. Un cop mes trobem les deformacions mes grans allà on s'han trobat les tensions màximes anteriorment. Per tant s'observa que l'allotjament de l'espàrrec de rigidesa es la zona que pateix la deformació màxima, amb un valor del 0,052%.

6.2.4.4. Estudi del Factor de seguretat

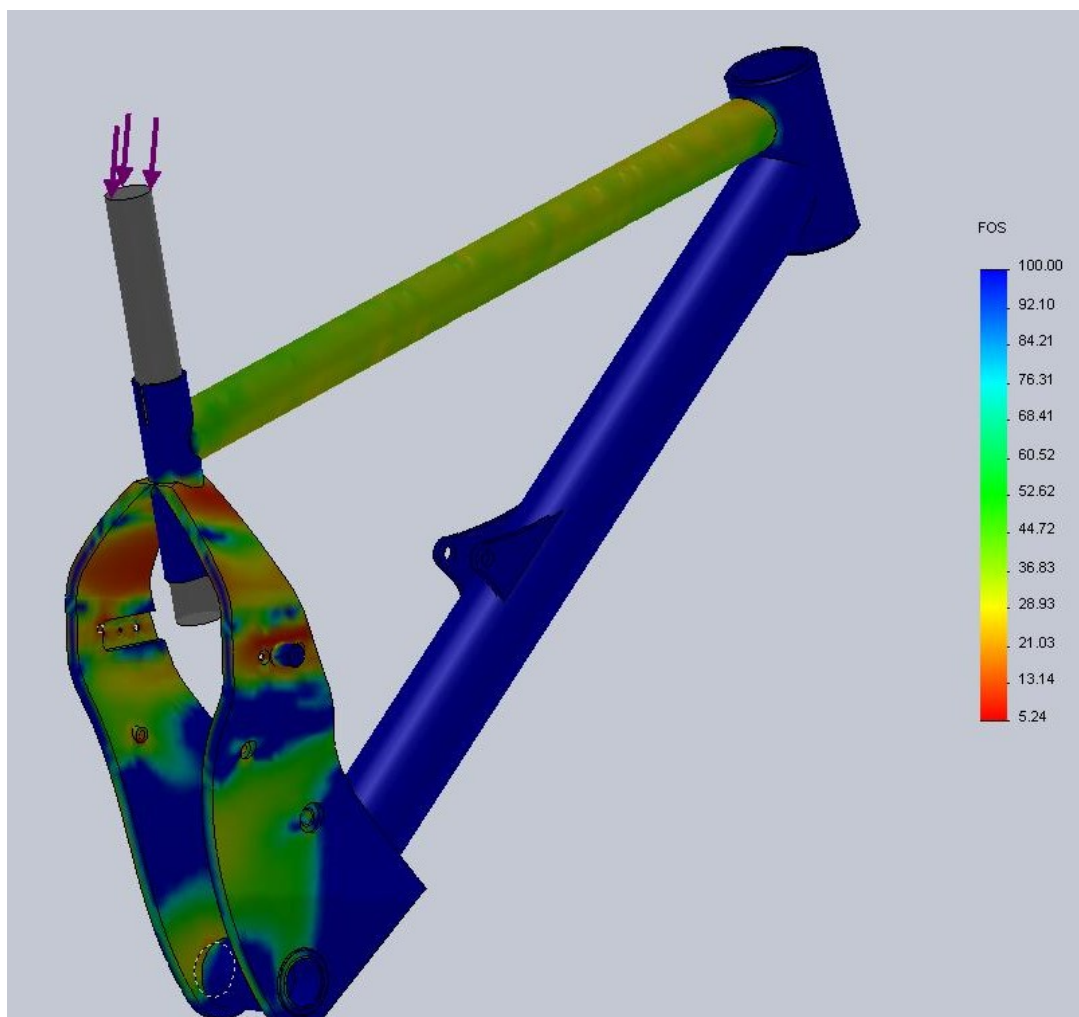


Fig 41. Resultat de l'estudi dl Factor de Seguretat, al aplicar la càrrega del ciclista sobre el seient de la bicicleta.

Per a aquesta prova realitzada s'obté un factor de seguretat mínim del 5,2. Aquest es el valor mes alt entre les proves realitzades anteriorment, per tant es pot concloure que el disseny es pot sotmetre a càrregues molt superiors a les plantejades. Com la intenció de la bicicleta es la de poder suportar esforços imprevistos que poden ser causats per la pèrdua de control del pilot sobre els pedals de la bicicleta i impactant únicament sobre el seient, es considera que el resultat es satisfactori.

6.2.5. Anàlisi amb esforços resultants de absorció a la roda del darrere

En aquest apartat es comença a analitzar el basculant de la bicicleta. S'apliquen les càrregues de l'apartat 5.5 per simular els efectes que produeix l'impacte que ocasiona un obstacle en el camí, absorbit amb la roda del darrere.

Primer s'introdueix la càrrega deduïda anteriorment, on es diu que per a arribar al màxim recorregut de suspensió de la bicicleta cal aplicar una força de $F_{RW} = 2137$ N a l'eix de la roda del darrere. Per a aquest estudi s'ha aplicat una força de 2000 N.

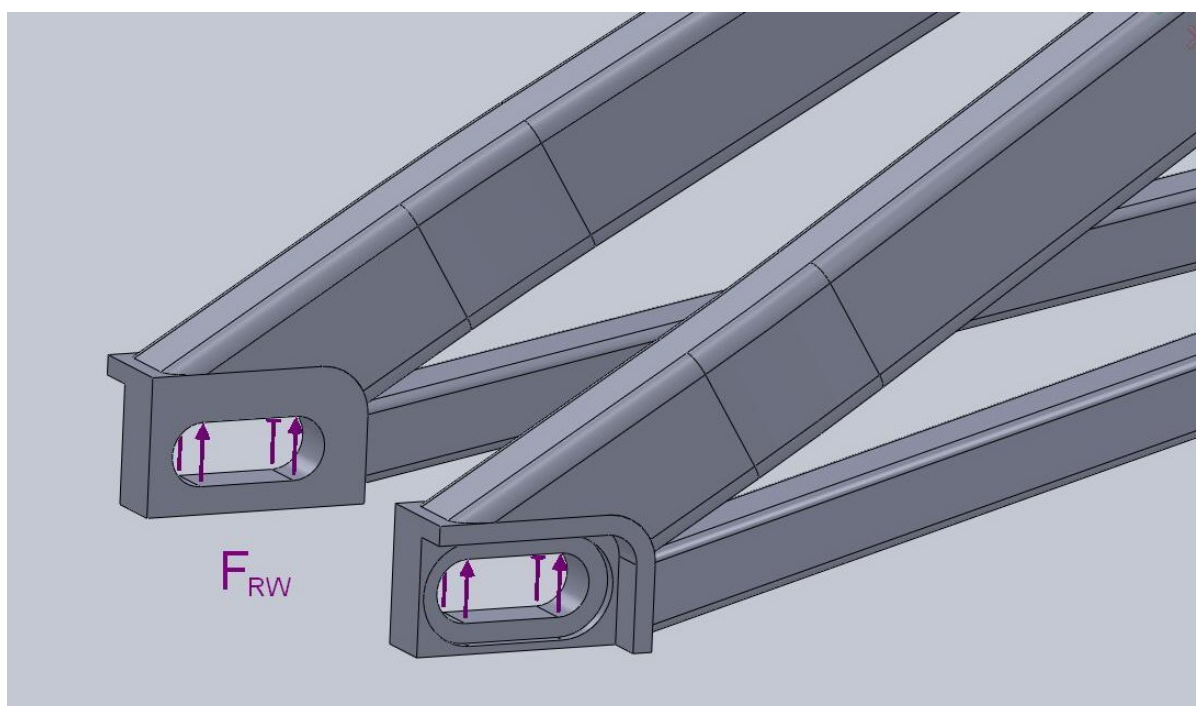


Fig 42. Càrrega sobre les punteres del basculant degudes a l'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

Després de la determinació de les càrregues corresponents s'han de introduir les restriccions. Per a la realització d'aquest anàlisi s'han restringit els punts de pivot (1 i 2) i s'ha limitat el moviment transversal de les punteres (3) per tal de simular l'efecte del muntatge de la roda, que subjecta el basculant evitant que les punteres es separin, dotant als tirants i les baines amb una rigidesa extra.

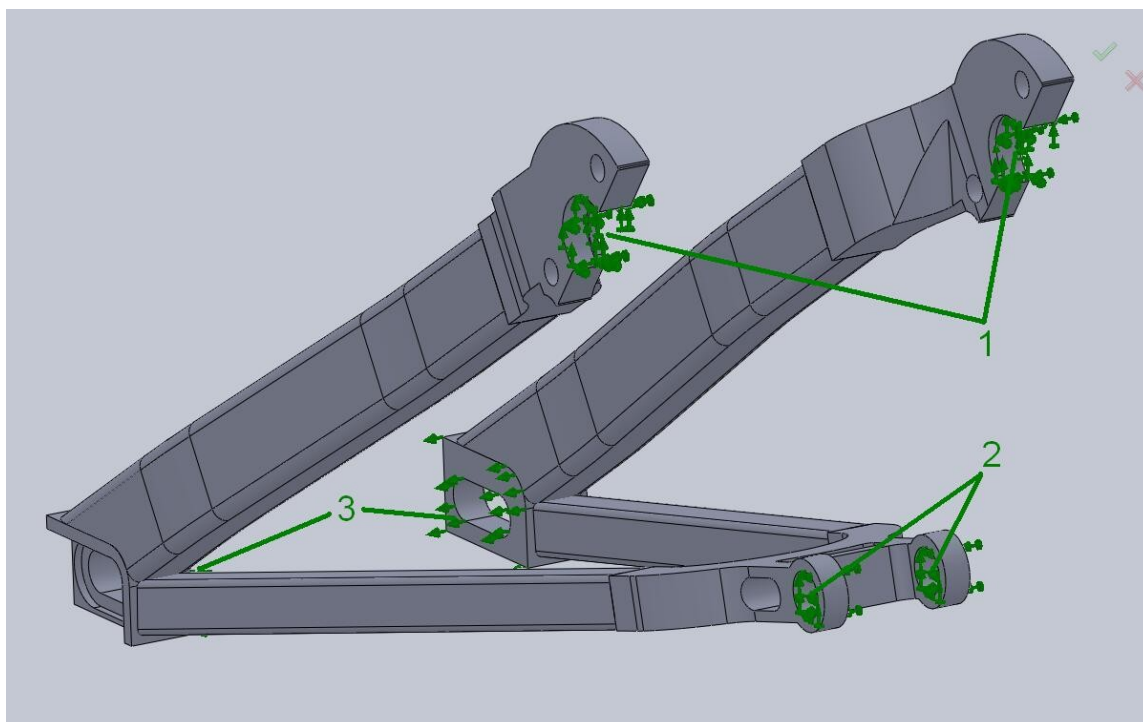


Fig 43. Restriccions de l'anàlisi en el basculant deguts a l'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

6.2.5.1. Estudi de tensions

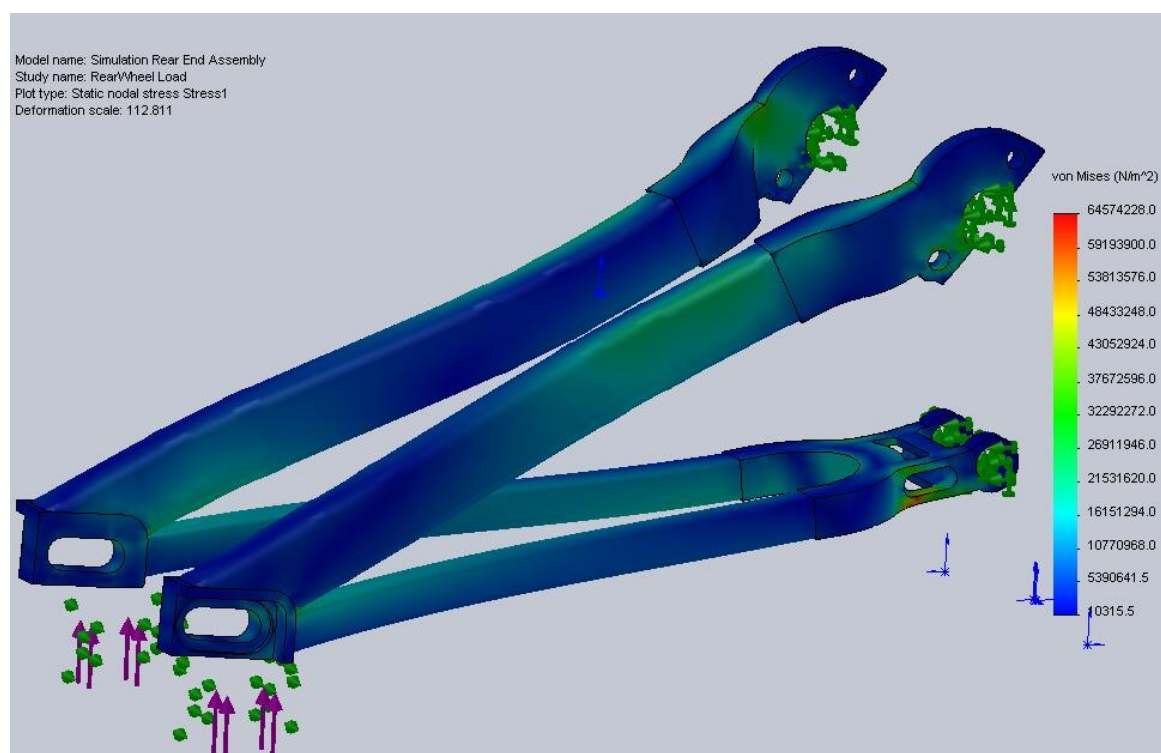


Fig 44. Resultat de l'estudi de tensions en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

Segons els resultats obtinguts en aquest estudi de tensions, s'obté un valor màxim de $6,46 \cdot 10^7$ N/m² (64.6 MPa). Tenint en compte que el material seleccionat té un límit elàstic de 68.9 GPa, es dona un ampli marge per a càrregues mes elevades. A la il·lustració anterior s'observa que la tensió màxima obtinguda es troba en un punt de concentració de tensions a la peça mecanitzada que uneix els dos tirants. En aquesta peça s'han fet buidats per a reduir el pes, per tant si aquesta zona presenta problemes a l'hora de fer els tests de fatiga, es poden optimitzar els mecanitzats per a incrementar la rigidesa de la peça en qüestió.

6.2.5.2. Estudi de desplaçaments

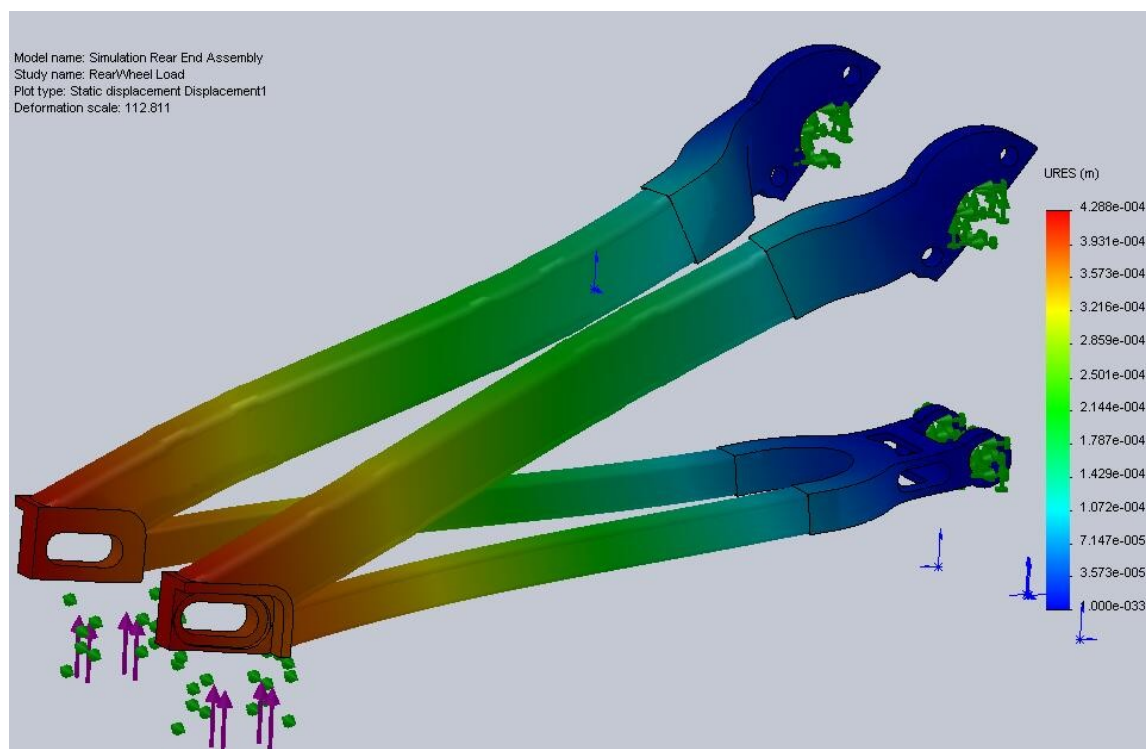


Fig 45. Distribució de desplaçaments en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

L'estudi de desplaçaments mostra que per a aquesta prova, les punteres són les peces que pateixen el desplaçament més gran respecte la seva posició inicial. Aquestes es desplacen 0,4 mm, i es considera un desplaçament inapreciable sota les circumstancies a les que es sotmet el basculant.

6.2.5.3. Estudi de deformacions unitàries

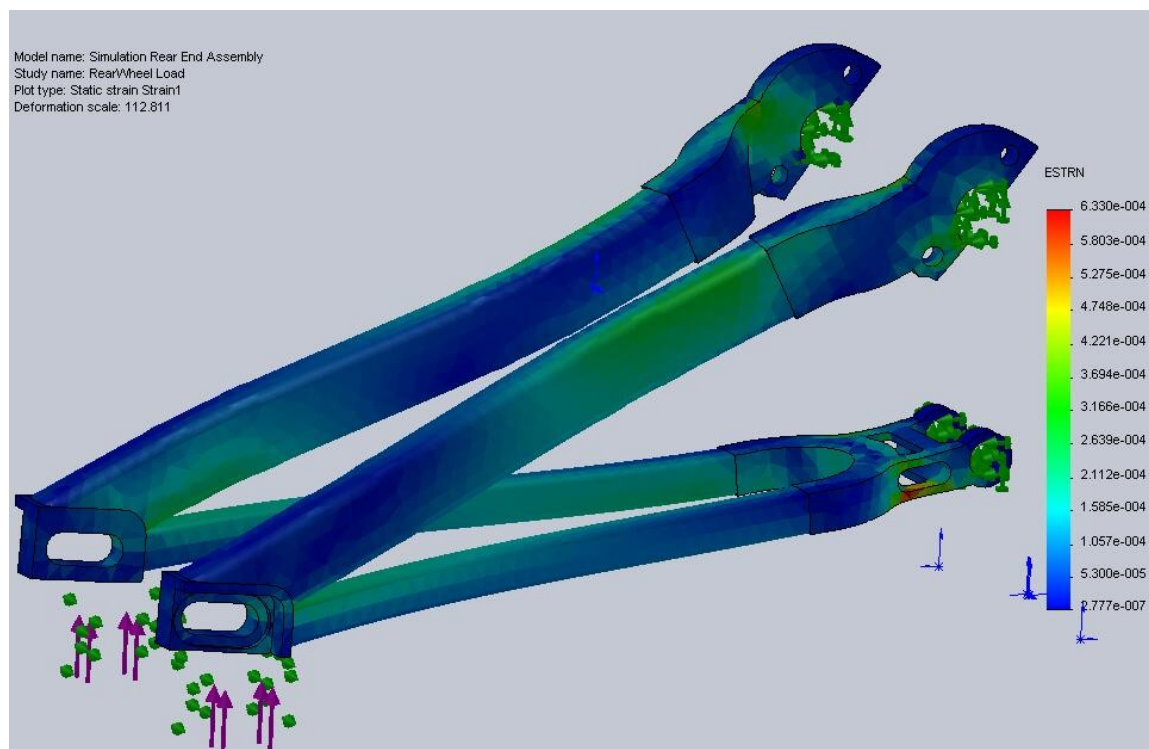


Fig 46. Distribució de deformacions unitàries en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

En aquest estudi es mostra com la zona en la que s'ha trobat un punt de concentració de tensions a l'apartat 6.2.4.1., es l'àrea que pateix més deformació. Els resultats de l'estudi donen una deformació del 0,063%, que es considera un valor molt baix i s'arriba a la conclusió de que el basculant es capaç de suportar les càrregues que poden portar al sistema mes enllà del màxim recorregut de suspensió.

6.2.5.4. Estudi del Factor de Seguretat

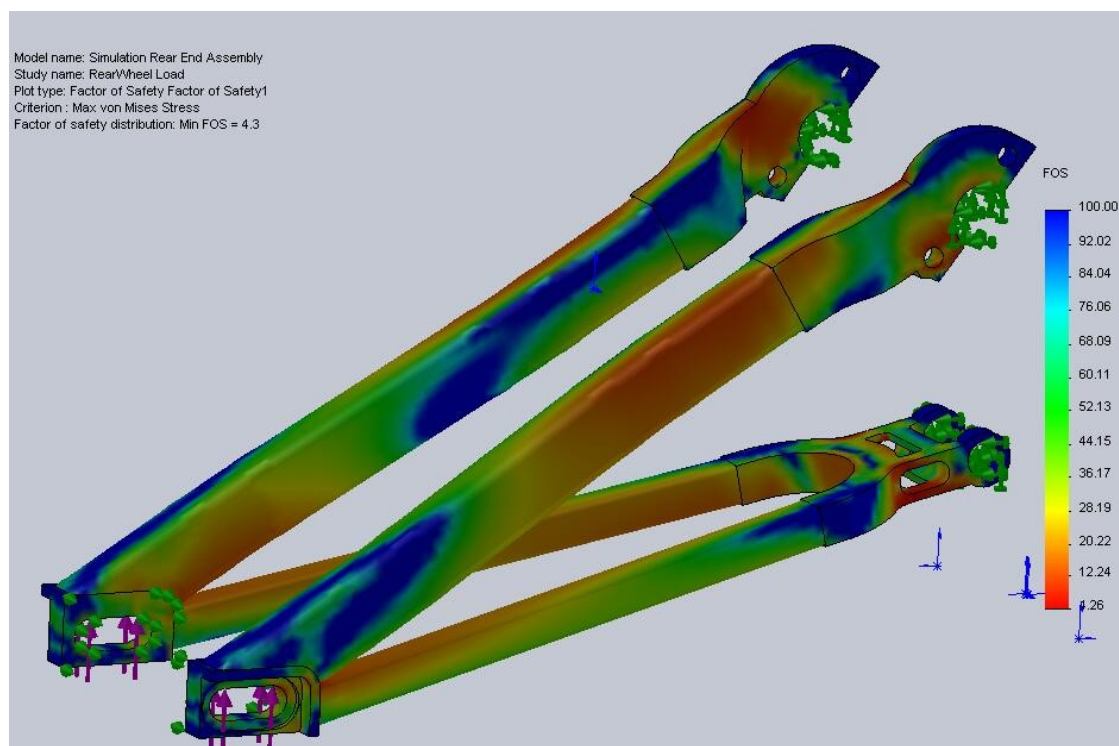


Fig 47. Resultat de l'estudi del Factor de Seguretat en cas d'absorció d'un obstacle amb la roda del darrere.

Com les tensions màximes causades per la càrrega aplicada son inferiors a la tensió del límit d'elasticitat del material seleccionat, obtenim un factor de seguretat superior a 1. En aquest cas en concret s'obté un factor de seguretat mínim de 4.3, volent dir que el basculant pot suportar esforços de 4 vegades la càrrega aplicada. Per tant es pot dir que el disseny actual compleix amb els requisits imposats i no cal cap modificació. Tot i que es pot aconseguir un coeficient de seguretat superior amb una modificació que reduiria el procés de fabricació. Aquesta modificació consisteix en minimitzant els mecanitzats del pont on s'uneixen els tirants, que inicialment s'han dissenyat per tal de reduir el pes en aquesta zona.

6.2.6. Anàlisi de l'esforç de l'amortidor sobre la bieleta Rocker

En aquest apartat s'analitzaran les repercussions que creen els esforços generats per la molla de l'amortidor, quan aquesta es troba en el màxim de força que pot exercir sobre la bieleta Rocker. Aquest esforç s'ha descrit a l'apartat 5.6., on s'arriba a la conclusió de que la molla de l'amortidor aplica una força de $F_{s \max} \approx 5340 \text{ N}$.

El primer pas per a l'estudi de la peça a analitzar es introduir el mòdul i el sentit del vector de la força esmentada anteriorment a l'eina de càlcul d'elements finits del software de disseny utilitzat.

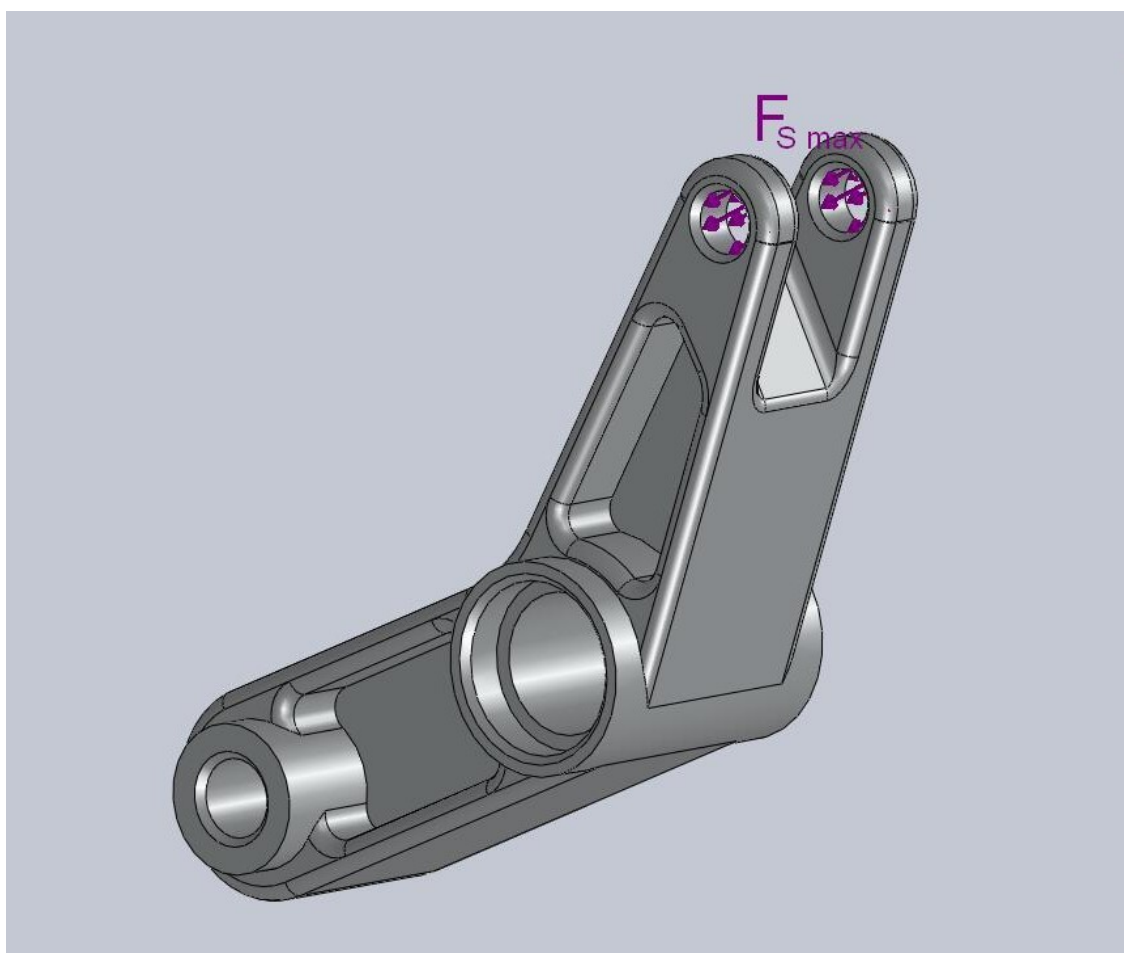


Fig 48. Força que la molla de l'amortidor aplica a la bieleta Rocker en l'instant de màxim recorregut de suspensió.

El segon pas a seguir es el de determinar les restriccions per tal de que es creïn les reaccions provocades per la càrrega aplicada. Per a aquest estudi s'han fixat els allotjaments dels rodaments de l'eix de pivotatge central de la bieleta (1). Aquest punt de pivot es fixa al cos del triangle davanter i permet el gir per tal d'accionar l'amortidor.

També s'ha fixat el pivot on va allotjat el passador que manté unides les dues bieletes del sistema (2).

Per tal de simular l'acció del passador que fixa l'amortidor a la bieleta, s'han fixat les parets interiors dels suports de l'amortidor (3) per tal d'evitar que aquests suports s'obrin cap a l'exterior per l'acció de la càrrega aplicada.

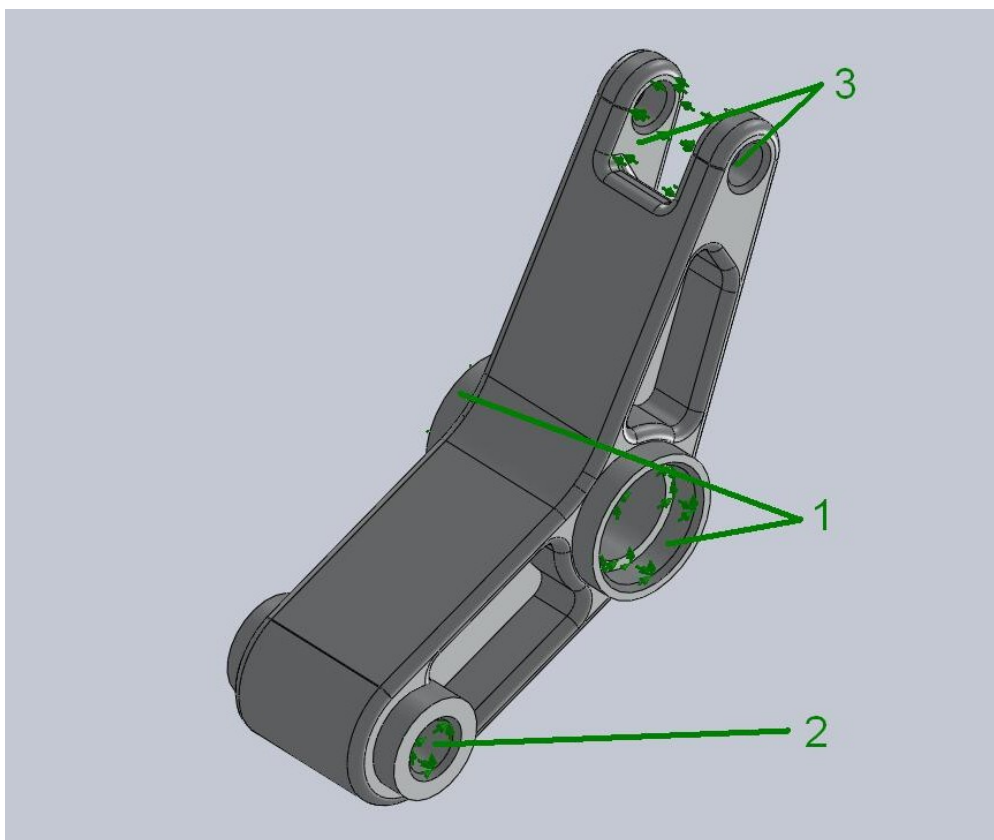


Fig 49. Restriccions per a l'anàlisi de la càrrega de l'amortidor sobre la bieleta Rocker.

6.2.6.1. Estudi de tensions

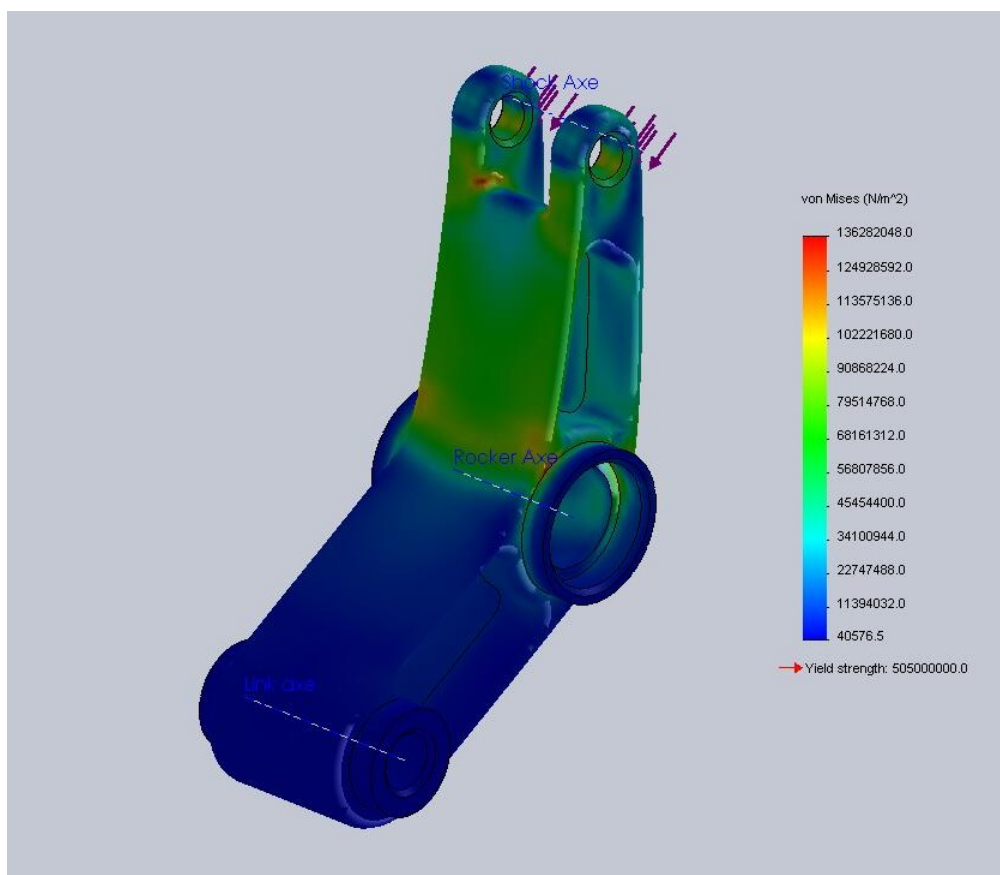


Fig 50. Resultat de l'estudi de tensions que la càrrega de l'amortidor proporciona a la bieleta Rocker.

En aquest estudi de tensions s'ha aplicat una de les càrregues més elevades, i tot i així s'ha generat una tensió de Von Misses màxima de $1,363 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ (136,3 MPa). Per tant s'observa que el valor obtingut es troba per sota del límit elàstic del material seleccionat, que en aquest cas es tracta de l'alumini 7075-T6 el qual té un límit de fluència de 71,7 GPa. Els resultats obtinguts comparats amb les propietats mecàniques del material donen un marge capaç d'afrontar càrregues molt més amples, en cas de portar al sistema de suspensió més enllà de les seves capacitats d'absorció, afectant així directament contra l'estructura del quadre de la bicicleta.

6.2.6.2. Estudi de desplaçaments

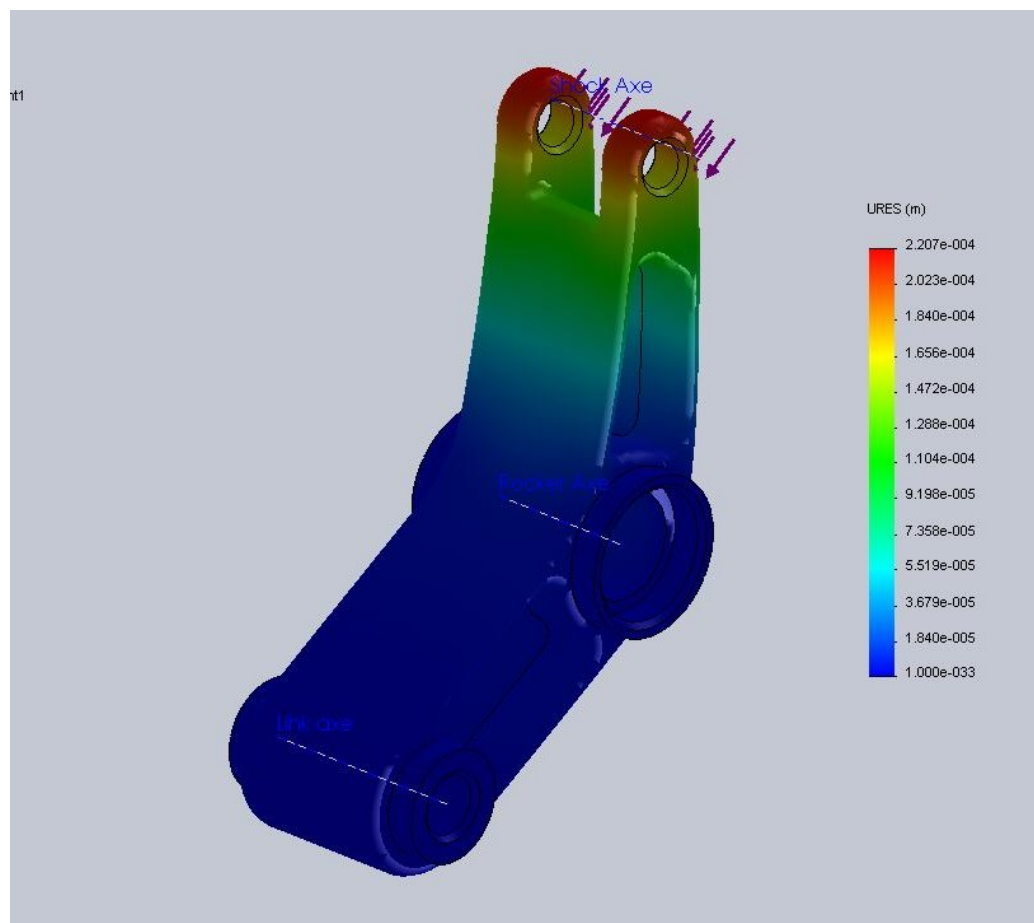


Fig 51. Distribució de desplaçaments causats per la força de la molla de l'amortidor.

A l'estudi de desplaçaments s'observa com els suports per a l'amortidor son les zones que mes s'allunyen de la seva posició inicial. Aquests pateixen un desplaçament màxim de 0,22 mm. Aquest desplaçament es mes gran que en els anàlisis realitzats anteriorment tenint en compte de que es tracta d'una peça amb dimensions mes reduïdes. Tot i així no es considera un desplaçament exagerat que pugui afectar al funcionament de la bicicleta.

6.2.6.3. Estudi de deformacions unitàries

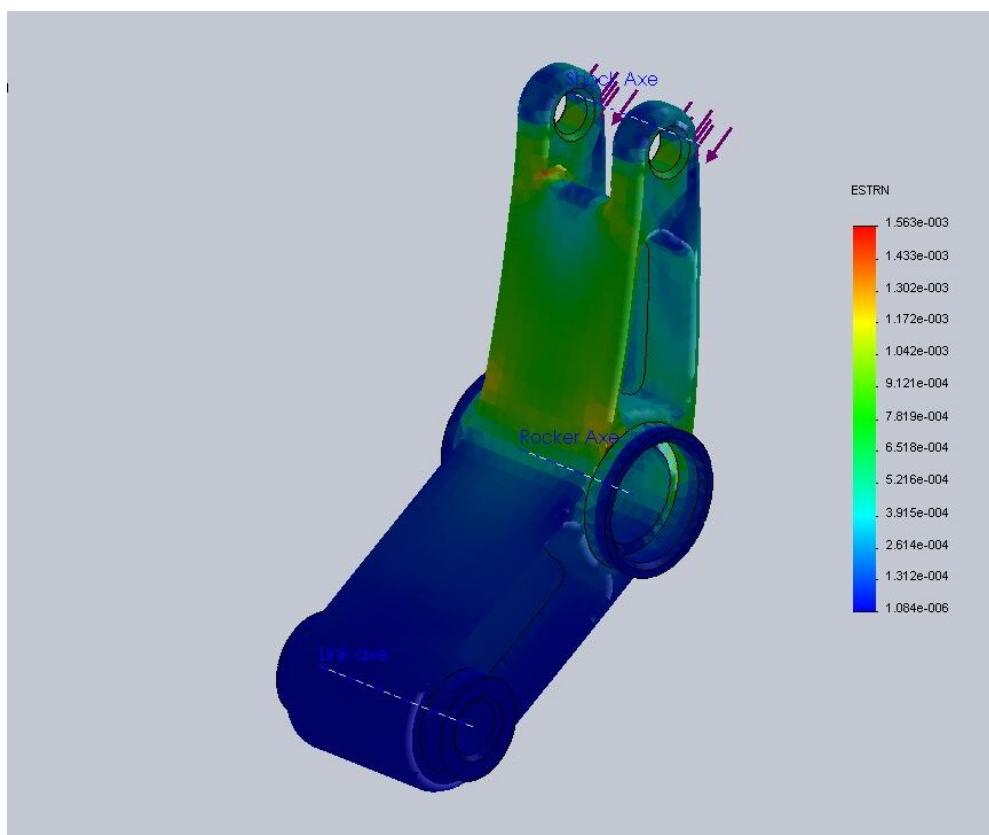


Fig 52. Distribució de deformacions unitàries causades per l'acció de l'amortidor sobre la bieleta Rocker.

L'estudi de deformacions unitàries quantifica les deformacions degudes a les tensions de Von Misses. D'aquesta manera s'observa que les àrees que pateixen una deformació més elevada corresponen amb les zones on s'han localitzat les tensions més elevades. Les deformacions més grans es troben a les cantonades dels suports de l'amortidor i en un punt de l'àrea circular del pivot central de la bieleta. Els valors més elevats no superen el 0,15%, que es considera un valor molt reduït i acceptable per al disseny actual de la bieleta.

6.2.6.4. Estudi del Factor de Seguretat

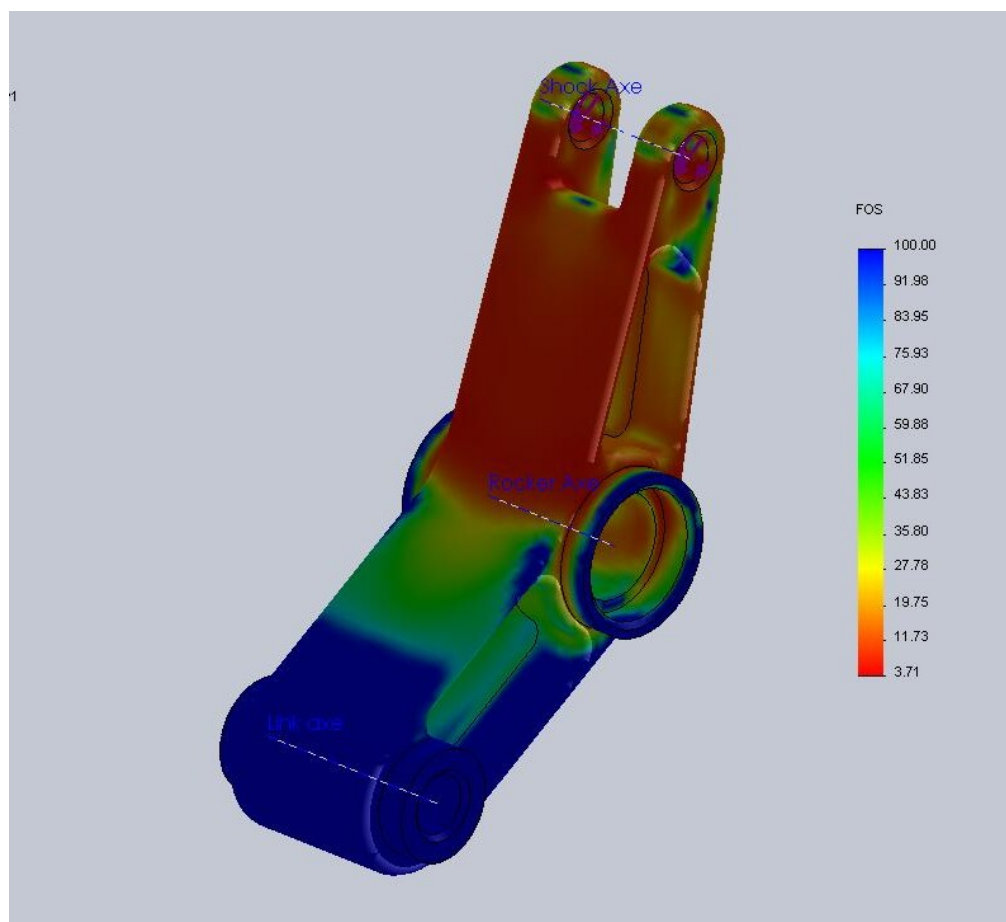


Fig 53. Factor de seguretat que ofereix la bieleta Rocker sota l'acció de l'amortidor.

En aquest estudi s'observa que el Factor de Seguretat obtingut sota l'acció de la càrrega màxima que la molla sotmet a la bieleta no es menor al 3,71. Aquest valor es troba dins de l'interval de valors obtinguts en els anàlisis realitzats anteriorment, per tant es considera vàlid.

En els tests experimentals es poden experimentar discrepàncies amb el resultat obtingut en el càlcul informàtic, ja que aquest anàlisi no deixa de ser una simulació de la realitat. Si els resultats no fossin satisfactoris, llavors caldria modificar el disseny augmentant l'espessor de les parets dels mecanitzats laterals.

6.2.7. Anàlisi d'esforços sobre la bieleta Link

La bieleta *Link* es un element axial, es a dir, que aquest component només pot treballar a esforços de tracció o compressió. A l'apartat 5.7. es mostra que per a aquest anàlisi es sotmet la peça a forces de tracció de $F_t=6000N$. Aquest valor es el resultat dels càlculs realitzats al llarg de l'Annexa III.

Així doncs primer s'aplica la càrrega calculada al programa informàtic.

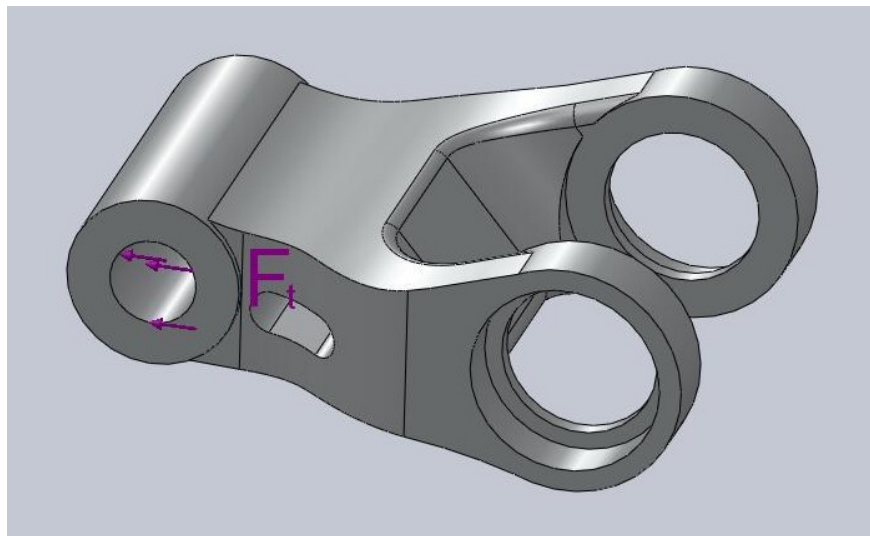


Fig 54. Representació de la força de tracció que sotmet a la bieleta Link, utilitzada per a l'anàlisi d'elements finits.

Ara cal localitzar les restriccions que, en aquest cas s'han situat als allotjaments dels rodaments.

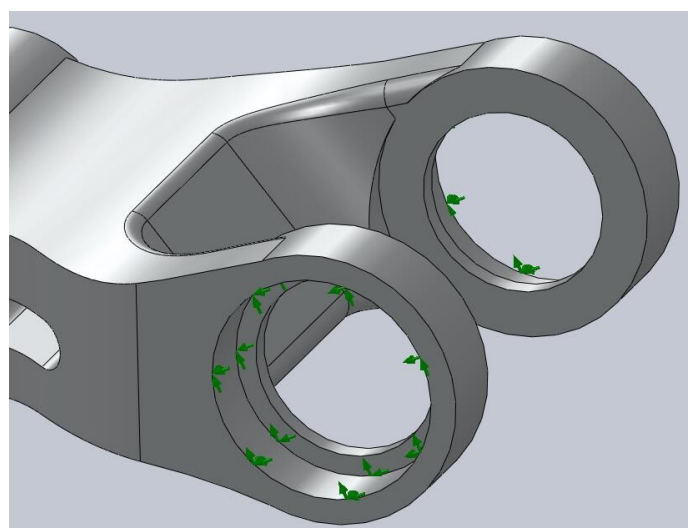


Fig 55. Representació de les restriccions preses per a l'anàlisi d'elements finits.

5.2.7.1. Estudi de tensions

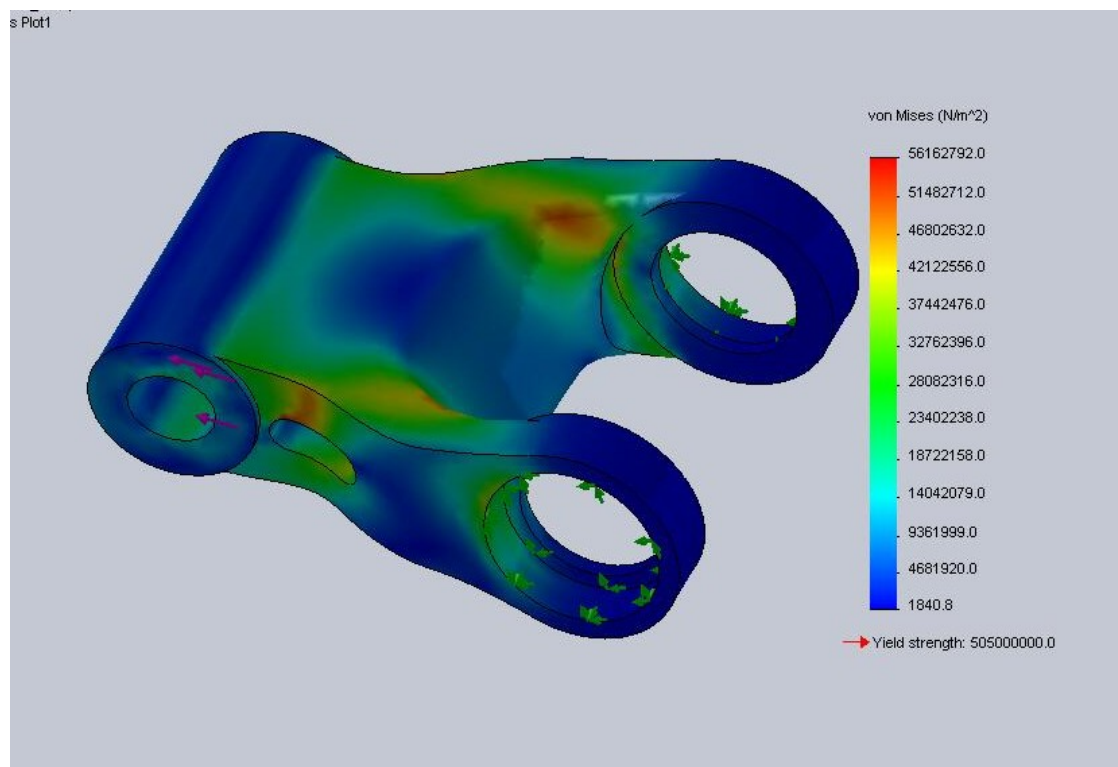


Fig 56. Resultat de l'estudi de tensions que les forces de tracció provoquen a la bieleta Link.

Els resultats de l'estudi de tensions mostren una càrrega de 6000 N a tracció provoca unes tensions màximes de $5,61 \cdot 10^7$ N/m² (56,1 MPa). Aquest valor es troba molt per sota del límit elàstic de l'alumini 7075-T6, escollit per a la fabricació d'aquesta peça. Això és un indicatiu de que es pot modificar el disseny per tal de reduir el pes final de la bicicleta però, degut a les petites dimensions es considera que l'estalvi de pes no és significatiu i es decideix no modificar el disseny per a la fase de prototipatge.

5.2.7.2. Estudi de desplaçaments

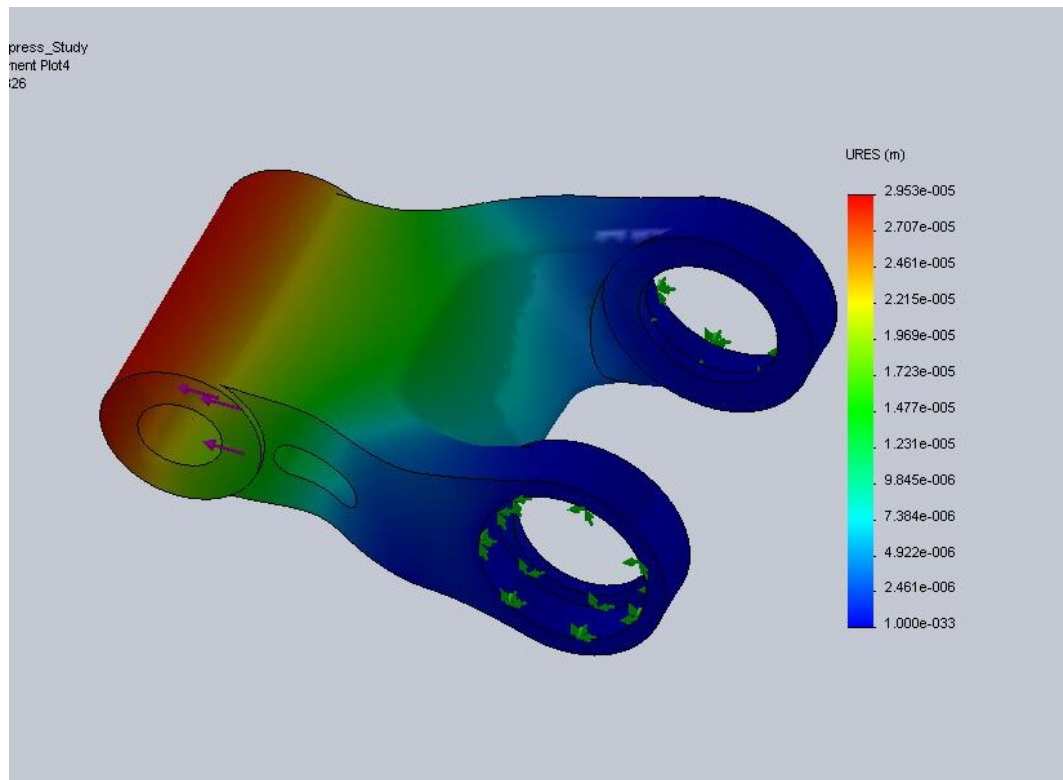


Fig 57. Resultat de l'estudi de desplaçaments que les forces de tracció provoquen a la bieleta Link.

L'estudi de desplaçaments mostra que la prova realitzada causa un desplaçament màxim de 0,03 mm. Aquest desplaçament es inapreciable tot i tractar-se de l'element més petit a analitzar. Es creu que aquests desplaçaments no afectaran en gran mesura al funcionament del sistema de suspensió.

5.2.7.3. Estudi de deformacions unitàries

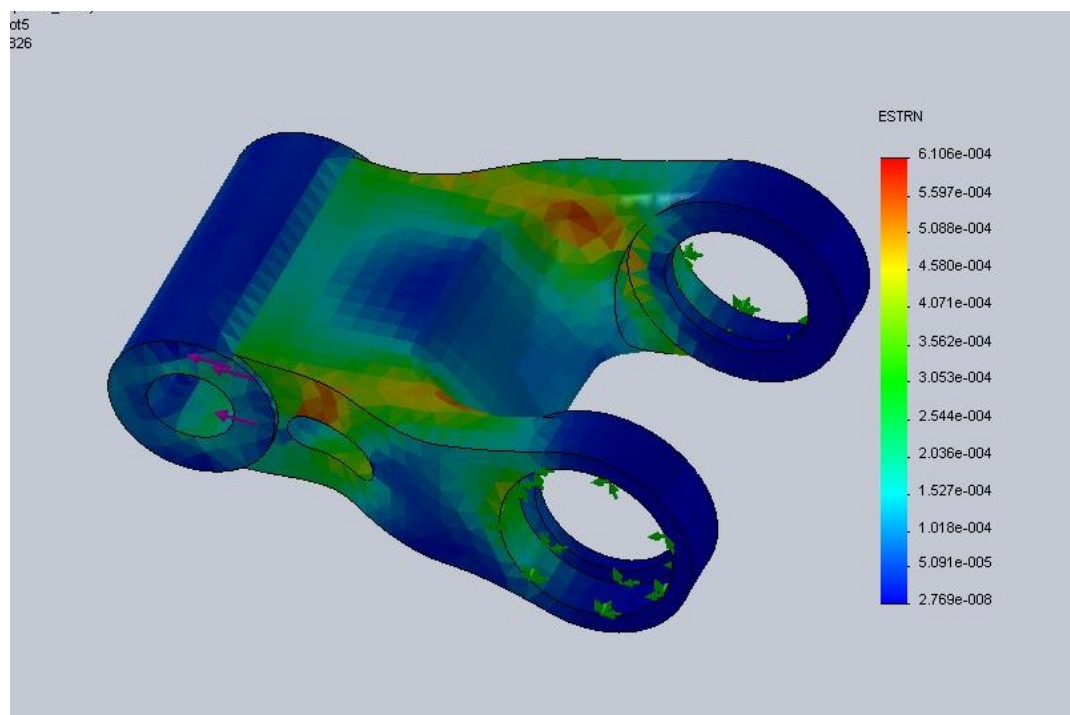


Fig 58. Resultat de l'estudi de deformacions unitàries que les forces de tracció provoquen a la bieleta Link.

En aquest estudi els resultats mostren una deformació màxima del 0,06%, localitzades a la cantonada del pont de la forquilla i al voltant de l'àrea del mecanitzat per a reducció de pes. Aquestes zones són crítiques, però els valors obtinguts són molt petits i no suposen un risc per a la fallida del disseny.

5.2.7.4. Estudi del Factor de Seguretat

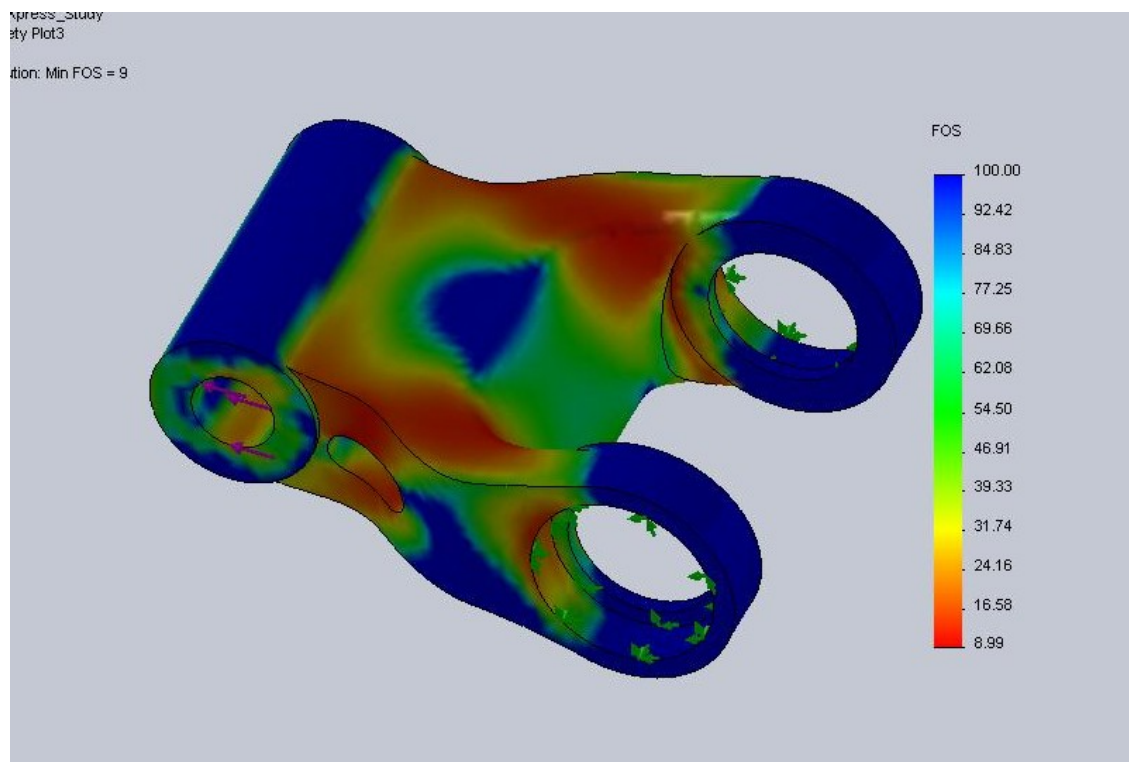


Fig 59. Resultat de l'estudi del Factor de Seguretat per a la bieleta Link.

En aquest cas el factor de seguretat obtingut es el mes elevat dels obtinguts en tots els anàlisis realitzats amb un valor de 9. Així doncs aquesta peça es pot descartar com a la peça que pugui provocar problemes de deformacions o trencament. Tot i així cal fer les probes necessàries al laboratori per validar el disseny final del producte.

CAPÍTOL 7:

PROCÉS DE FABRICACIÓ I MUNTATGE

En aquest apartat es descriu el procés de fabricació de les peces més complexes i significatives que componen el quadre de la bicicleta.

Les eines preferents per a la fabricació de les peces són molt àmplies, sobretot si parlem de màquines-eina. En aquest cas s'intentarà crear un procés de fabricació simple, amb eines a l'abast d'un taller de baixa producció, en el que es pot comptar amb un torn manual, un torn CNC i un centre de mecanitzat vertical.

7.1. Fabricació del triangle davanter

El triangle davanter està construït a partir de tuberia de secció circular de diferents diàmetres i peces mecanitzades, totes elles en alumini 6061-T6. Cada peça té un procés de fabricació particular que, un cop desenvolupats, es collaran en una bancada encarregada de subjectar fermament cada peça per ser unides mitjançant un procés de soldadura TIG.

El triangle davanter es compon de 8 parts diferents:

- 1- Pipa de direcció
- 2- Pedalier
- 3- Tub del sallent
- 4- Tub horitzontal
- 5- Tub diagonal
- 6- Suports amortidor
- 7- Pletina d'unió del cos del triangle
- 8- Platines del cos del triangle

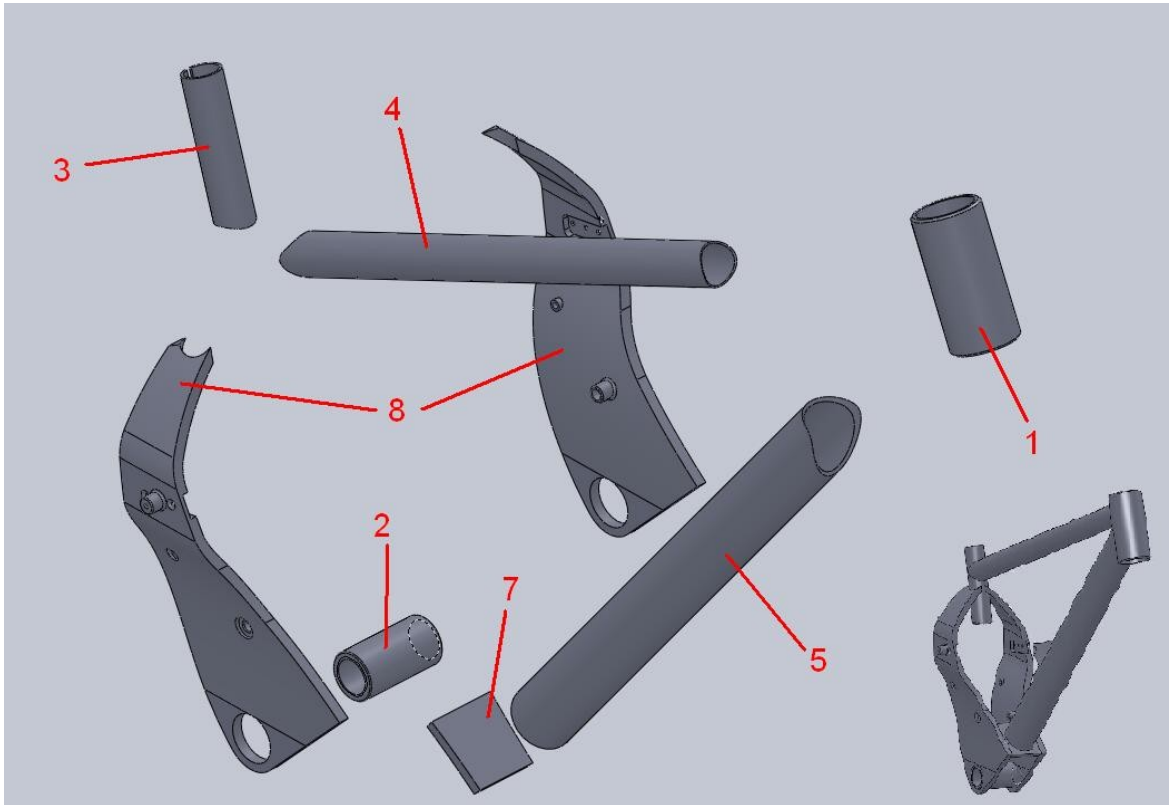


Fig 60. Especejament del triangle davanter

7.1.1. Preparació de la pipa de direcció

Per a la fabricació de la pipa de direcció es parteix d'un tub d'alumini de $\varnothing_{\text{ext}}=2\text{-}3/4''$ i $\varnothing_{\text{int}}=1\text{-}3/4''$. Aquest tub es tallat transversalment a una distància no inferior a 120 mm. Després es sotmet a un mecanitzat en un torn que pot ser manual o CNC, per acabar fent una passada d'acabat i aconseguir un $\varnothing_{\text{ext}}=60$ mm i $\varnothing_{\text{int}}=48$ mm. Després es fa un aixamfranat interior i exterior (1) a ambdós extrems del tub.

Per acabar cal taladrar dos forats (2) seguint la mateixa línia vertical, per a disminuir les tensions de les soldadures en aquesta àrea.

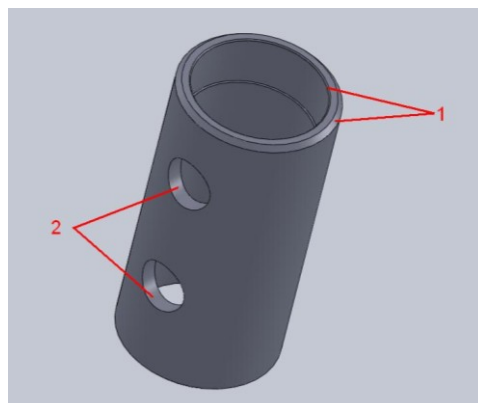


Fig 61. Pipa de direcció

7.1.2. Preparació del tub del pedalier

Per la preparació d'aquesta peça cal seguir un procés similar al de la pipa de direcció, però amb operacions més complexes. Es parteix d'un tub de $\varnothing_{\text{ext}}=2''$ i $\varnothing_{\text{int}}=1-1/4''$ i de longitud no inferior a 83 mm. Aquest tub es sotmet a un procés de cilindrat exterior, amb una passada d'acabat fins a $\varnothing_{\text{ext}}=44$ mm. També cal fer un mandrinat per tal d'aconseguir un $\varnothing_{\text{int}}=1,340''$ i un aixamfranat exterior (1) dels dos extrems. Tot seguit es fa un roscat previ (2) sota normativa ISO per al roscat d'eixos de pedalier en bicicletes de muntanya.

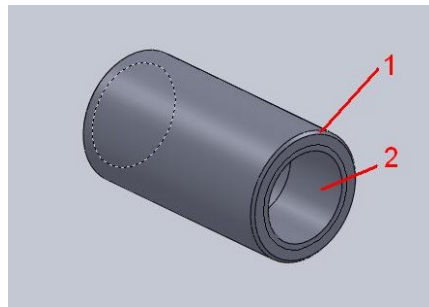


Fig 62. Tub del pedalier

7.1.3. Preparació del tub del sallent

Per a aquesta peça es parteix d'un tub de $\varnothing_{\text{ext}}=1-1/2''$ i $\varnothing_{\text{int}}=1''$. Aquestes dimensions es modifiquen mitjançant un cilindrat i mandrinat respectivament, fins a deixar uns diàmetres de $\varnothing_{\text{ext}}=35$ mm i $\varnothing_{\text{int}}=30$ mm. Després, en el centre de mecanitzat, cal fer un taladrat amb una corona de 46 mm de diàmetre, per taladrar transversalment l'extrem inferior. Per últim cal taladrar un forat per a la soldadura, en la unió amb el tub horitzontal.

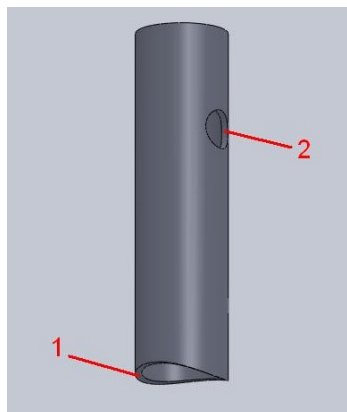


Fig 63. Tub del sallent

7.1.4. Preparació del tub horitzontal

En aquest tub només cal donar la forma apropiada als extrems per garantir l'assentament amb el tub del sallent i la pipa de direcció. Aquestes operacions es porten a terme mitjançant el centre de mecanitzat, amb les corones de les mateixes dimensions que els tubs esmentats. Es parteix d'un tub de $\varnothing_{\text{ext}}=1-1/2''$ i $\varnothing_{\text{int}}=1,370''$. Per a aquests tubs es molt comú realitzar cilindrats en la part central del tub, per aconseguir espessors variables i així disminuir el pes. Després cal fer un forjat en fred per tal d'aconseguir un diàmetre exterior uniforme. Aquest procés es molt car i requereix l'ús d'eines molt específiques. Per a la fabricació d'aquest prototip es prescindeix d'aquesta operació, però no es descarta per un possible producte final.

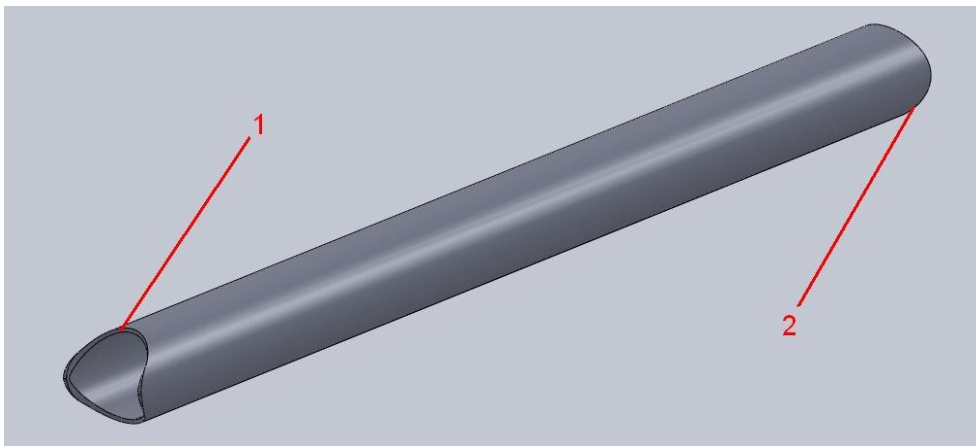


Fig 64. Tub Horitzontal

7.1.5. Preparació del tub diagonal

Aquest tub, com el tub horitzontal, pot ser sotmès a un procés de reducció de pes, tot i que per a la fase de prototipatge no es necessari. Per tant es parteix d'un tub de $\varnothing_{\text{ext}}=2-1/2''$ i $\varnothing_{\text{int}}=2''$. Aquest tub es sotmet a un cilndrat per arribar a un $\varnothing_{\text{ext}}=2-1/4''$. Després cal foradar l'extrem superior amb l'angle de la direcció per aconseguir l'assentament amb la pipa de direcció i refrentar l'extrem oposat.

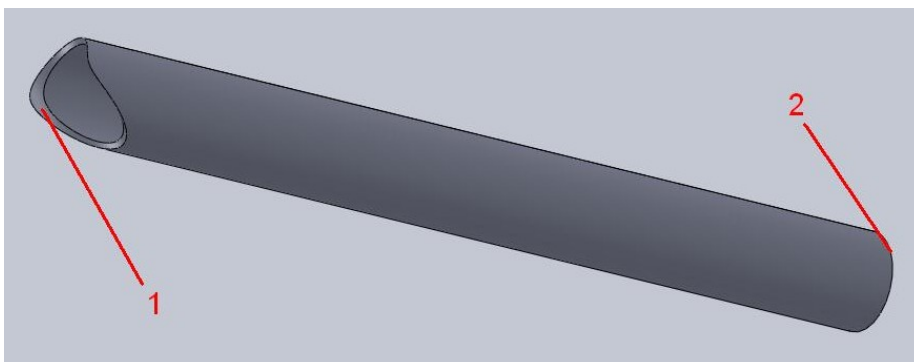


Fig 65. Tub Diagonal

7.1.6. Preparació dels suports de l'amortidor

Aquestes platines passen per un procés de fresat al llarg del contorn de la peça. Després cal fer una passada amb una fresa de punta rodona per aconseguir l'assentament al tub diagonal.

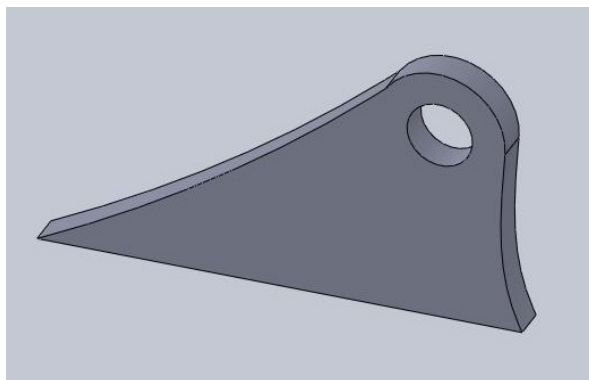


Fig 66. Suport de l'amortidor

7.1.7. Preparació de la pletina d'unió del cos del triangle davanter

Es parteix d'una planxa d'alumini de 10 mm d'espessor. Per a la fabricació d'aquesta peça cal fer un fresat al llarg del contorn fins a aconseguir les dimensions especificades.

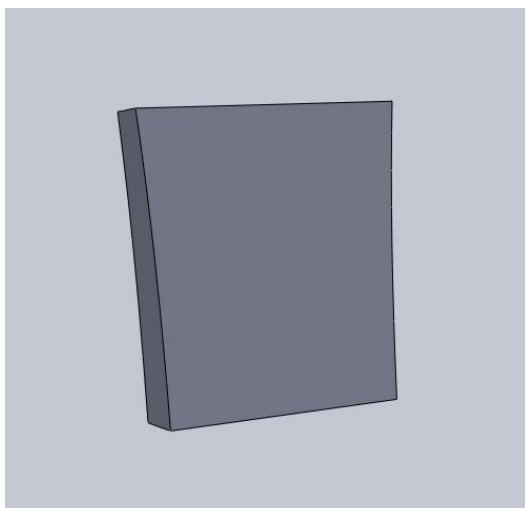


Fig 67. Pletina d'unió del cos del triangle davanter

7.1.8. Preparació per a les platines del cos del triangle davanter

Aquesta peça es la que té la forma més complexa de tot el disseny. La seva fabricació pot ser un procés molt car degut a les grans dimensions, amb la qual cosa augmenta significativament el cost de producció.

Per a fabricar aquesta peça es pot partir d'una planxa d'alumini prèviament mecanitzada, per acabar donant-li la forma final mitjançant processos de deformació en fred. Després caldria soldar cadascun dels pivots amb unes bancades de fabricació pròpia encarregades de garantir la alineació de cada pivot. Aquest procés pot reduir el cost de fabricació, sempre i quan es compleixin els requisits de qualitat, i es seleccionaria en cas de portar el prototip a la fabricació en producció.

Per a la fabricació del prototip es decideix fer un gran mecanitzat, partint d'un totxo d'alumini de grans dimensions. Aquest procés es molt més car, però no requereix tantes operacions diferents ni la fabricació d'eines específiques.



Fig 68. Pletina dreta del cos del triangle davanter.

7.1.9. Procés de soldadura

En aquest punt es tenen preparades totes les peces que componen el triangle davanter. Cal que totes les peces quedin netes de qualsevol greix o impuresa degudes a les operacions prèvies. Ara cal subjectar cadascuna de les peces en una bancada que manté les peces en la posició precisa per a realitzar diferents punts de soldadura en cada una de les unions (Fig 69). Aquest procés requereix comprovar contínuament la alineació de tots els elements (Fig 70), per tal de controlar les deformacions tèrmiques de la soldadura. Així s'han d'anar generant cordons de soldadura (Fig 71) fins a tenir tots els elements soldats i precisament alineats.



Fig 69. Lloc de treball per a la soldadura de bicicletes. Al centre de l'imatge es troba la bancada per a puntejar triangles davanters. A la dreta s'hi troba una bancada per a puntejar basculants.



Fig 70. Un operari fent un treball de realineament de les punteres a la taula d'alineació.



Fig 71. Procés de soldadura TIG d'un basculant.

7.1.10. Tractament tèrmic

Un cop es té el triangle davanter unit, cal proporcionar un tractament tèrmic per a millorar les propietats mecàniques del material i uniformar les zones afectades per el procés de soldadura. Per a aquest procés cal introduir l'estructura en un forn per ser escalfat a uns 450°C durant una hora. Després cal sotmetre el quadre a un refredament amb aigua freda per recuitar totalment els cordons de soldadura. Per últim cal reescalfar a 140°C durant 30 minuts per a aconseguir l'estat T6 del material. Un cop més el quadre passa per la taula d'alineació i es forcen els elements a la geometria requerida.

7.1.11. Acabaments

Aquest es l'últim procés per al triangle davanter, i es important realitzar-lo un cop unides totes les peces per a assegurar les toleràncies necessàries i facilitar el muntatge dels components de la bicicleta.

Així doncs aquest procés consisteix en refrentar i escariar la pipa de direcció (Fig 72) per a obtenir l'angle desitjat i l'ajust d'apretament per assentar les caçoletes del joc de direcció.

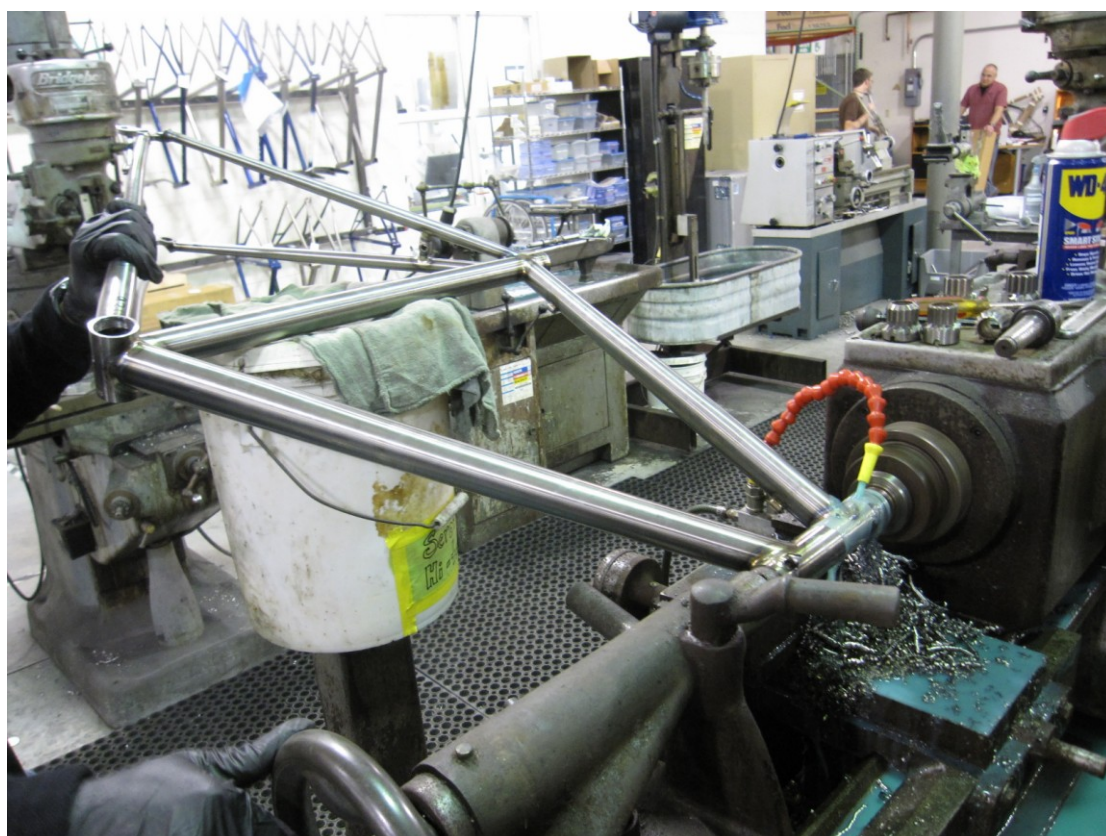


Fig 72. Refrentat i escariat de la pipa de direcció.

També cal fer un escariat al tub del sallent (Fig 74) per garantir el lliscament de la tija del sallent, i un tall de 5 mm de gruix (Fig 73) per afavorir l'apretament de la tija de sallent amb la tanca del sallent.



Fig 73. Procés de ranurat del tub del sallent.



Fig 74. Operació d'escariat del tub del sallent.

Al tub de l'eix del pedalier també cal ser acabat. Cal refrentar els dos extrems del tub i passar el mascle de roscar (Fig 75) per garantir el correcte muntatge dels components.

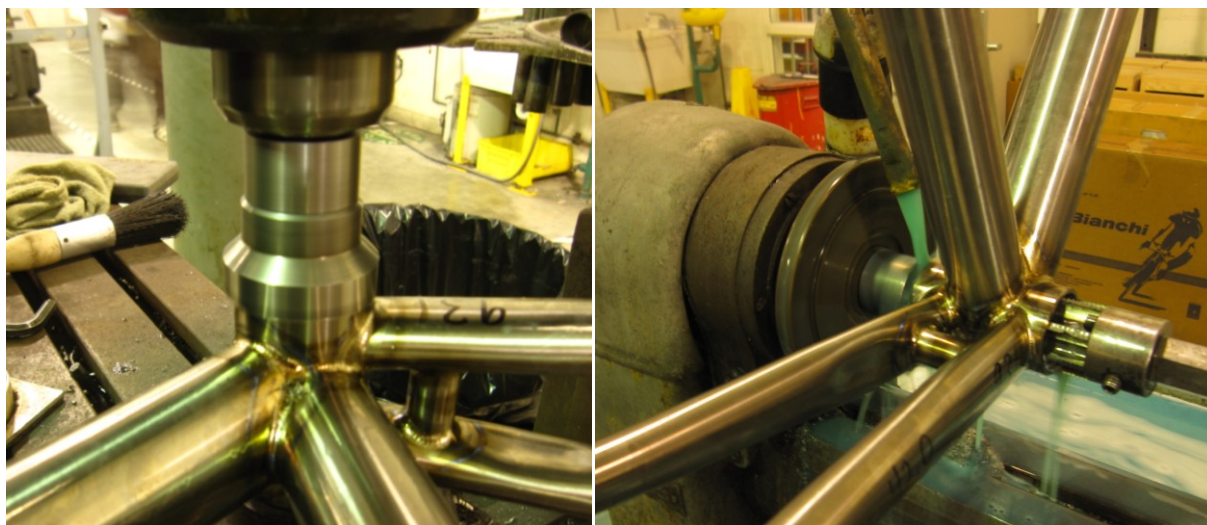


Fig 75. Operació de refrentat i roscat de l'eix de pedalier.

Un cop realitzades aquestes operacions cal tornar a la taula d'alineació per a realitzar un últim alineament abans de muntar-hi la resta d'elements del quadre.

7.2. Fabricació del basculant

Al igual que el triangle davanter, el basculant està format per un conjunt de tuberies, aquest cop de secció rectangular, i peces mecanitzades. Totes les peces són d'alumini 6061-T6 que, com s'ha dit anteriorment, gaudeix d'una bona soldabilitat. Un cop preparades totes les peces aquestes s'han de collar en una taula de soldadura específica que manté totes les peces unides durant el procés de soldadura.

7.2.1. Beines i tirants

Les beines parteixen de tubs de secció quadrada de 3/4" x 3/4" i un espessor de parets de 1/8". A aquest tub només cal tallar els extrems amb l'angle indicat per mantenir un bon contacte amb el pont de les beines i la puntera.

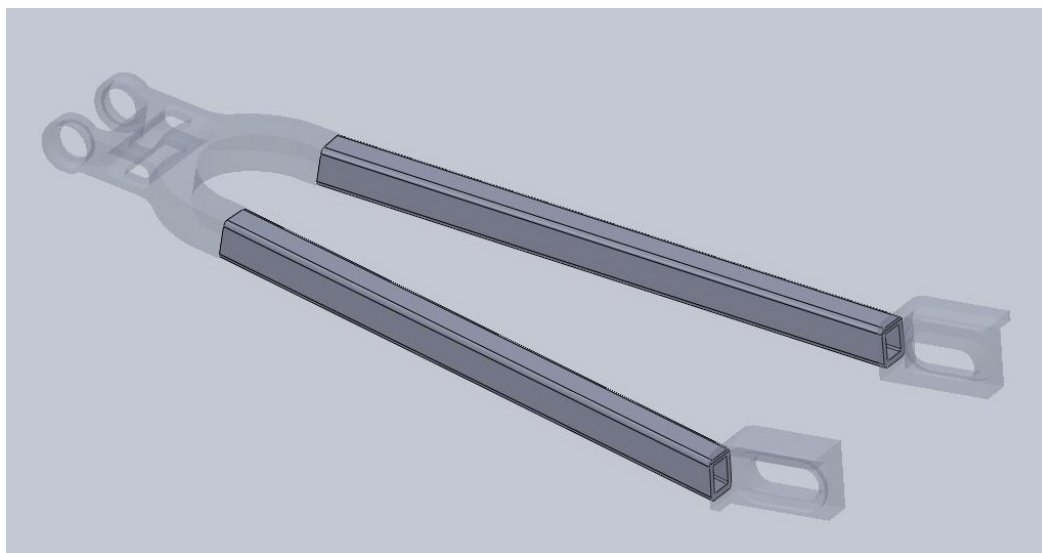


Fig 76. Beines del basculant.

Els tirants parteixen de tubs de secció rectangular de 1" x 1-1/2" i un espessor de parets de 1/8". L'extrem superior fa contacte amb les platines del pivot principal i en aquest cas cal tallar transversalment (1). L'altre extrem fa contacte amb la cantonada de la puntera (2), per tant aquest tall cal fer-lo al centre de mecanitzat per garantir un bon assentament. Per últim cal fer dos doblegs a prop dels extrems amb utilitatges de dobleg de tuberia.

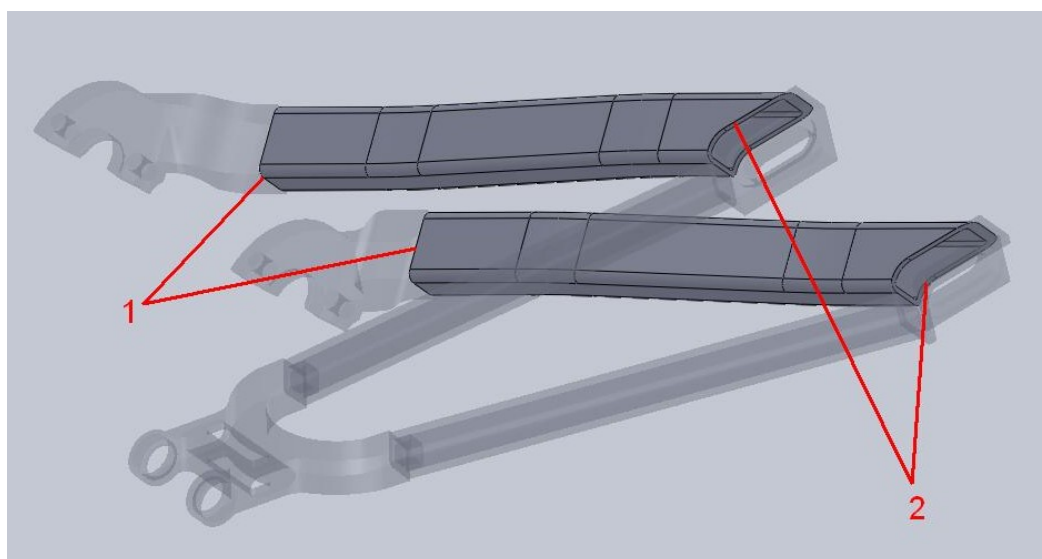


Fig 77. Tirants del basculant.

7.2.2. Pont de les beines, platines del pivot principal i punteres

Per a la fabricació d'aquestes peces es parteix d'un bloc d'alumini. Degut a la complexitat de la seva forma es precis fabricar-les mitjançant un procés de mecanitzat controlat per control numèric. Les dues peces poden fer-se amb múltiples operacions i diferents eines, totes elles dins una sola màquina-eina: el centre de mecanitzat. Per al mecanitzat de les diferents peces es necessària la fabricació d'eines de subjecció específiques, que han de ser mecanitzades al propi taller al tractar-se d'un prototip. Durant el canvi d'operacions, la posició de les peces serà modificada manualment, encara que per al procés de producció es pot dotar de processos automatitzats que optimitzin el mecanitzat.

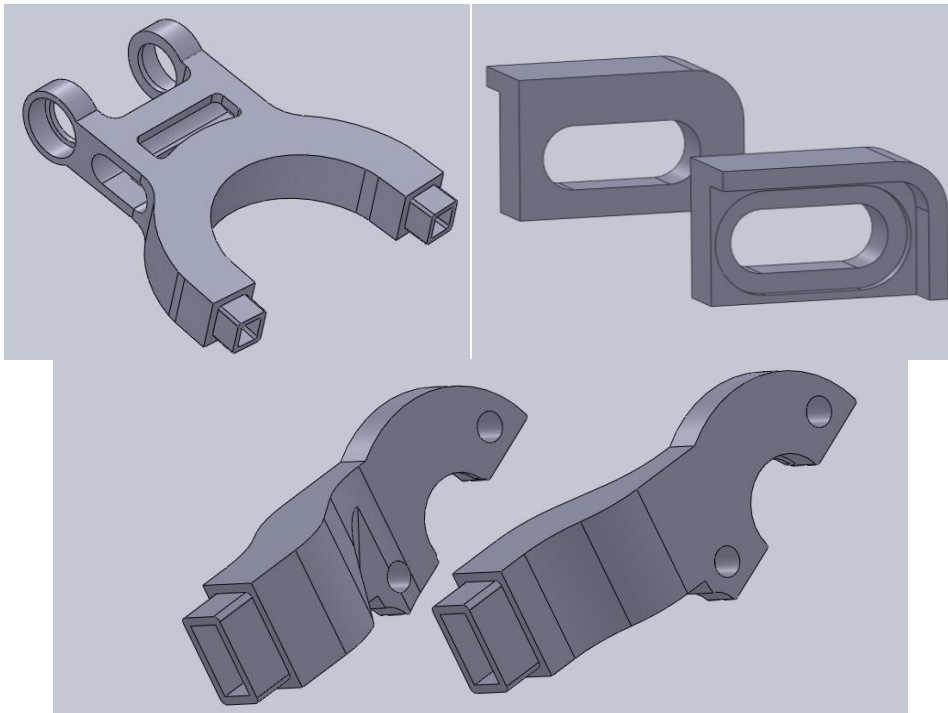


Fig 78. La figura mostra les peces del basculant que han de ser fabricades mitjançant mecanitzats amb CNC.

7.2.3. Procés de soldadura i tractament tèrmic

Un cop preparats tots els elements que componen el basculant, s'ha de seguir un procés com el realitzat amb el triangle davanter. En aquest cas es farà us d'una taula de soldadura específica per a aquest element (Fig 79) i es sotmetrà l'estructura a alineaments iterats per garantir la geometria requerida.



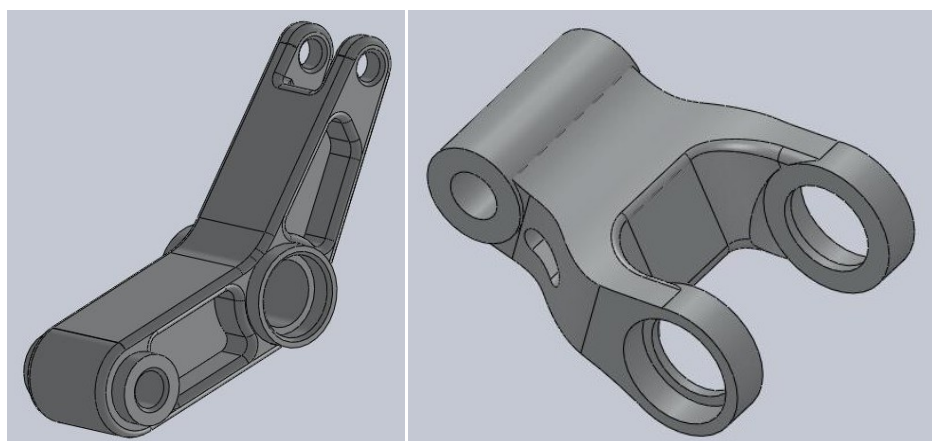
Fig 79. Taula per a la soldadura de basculants.

Un cop més caldrà fer un procés de tractament tèrmic per aconseguir l'estat T6 i homogeneïtzar les propietats mecàniques en tota l'estructura.

7.3. Fabricació de les bieletes

Les bieletes són dos elements que han de ser fabricats íntegrament mitjançant processos de mecanitzat. Es per això que s'ha escollit un material el qual no es imprescindible que tingui una bona soldabilitat.

Per ambdues peces es parteix d'un bloc d'alumini 7075-T6. Aquest bloc s'ha de subjectar al centre de mecanitzat on es faran totes les operacions. Cal fer operacions de fresat al llarg del contorn de les bieletes i taladrats en els forats. S'ha de prestar especial atenció als allotjaments dels coixinets, on s'ha de fer un fresat per a deixar un ajust de precisió H6.



7.4. Muntatge del quadre

7.4.1. Muntatge del sistema de bieletes

Per a muntar el quadre es comença acoblant el triangle davanter amb el sistema de bieletes i l'espàrrec de rigidesa del cos.

- 1- Muntar els rodaments de les bieletes *Link* i *Rocker*.
- 2- Muntar la bieleta *Link* amb la *Rocker* amb el l'eix passador i collar els cargols amb les respectives tapes.
- 3- Muntar el sistema de bieletes a dins del cos del triangle davanter amb el passador i collar els cargols amb les respectives tapes.
- 4- Col·locar l'espàrrec de rigidesa del cos i collar els cargols i volanderes.

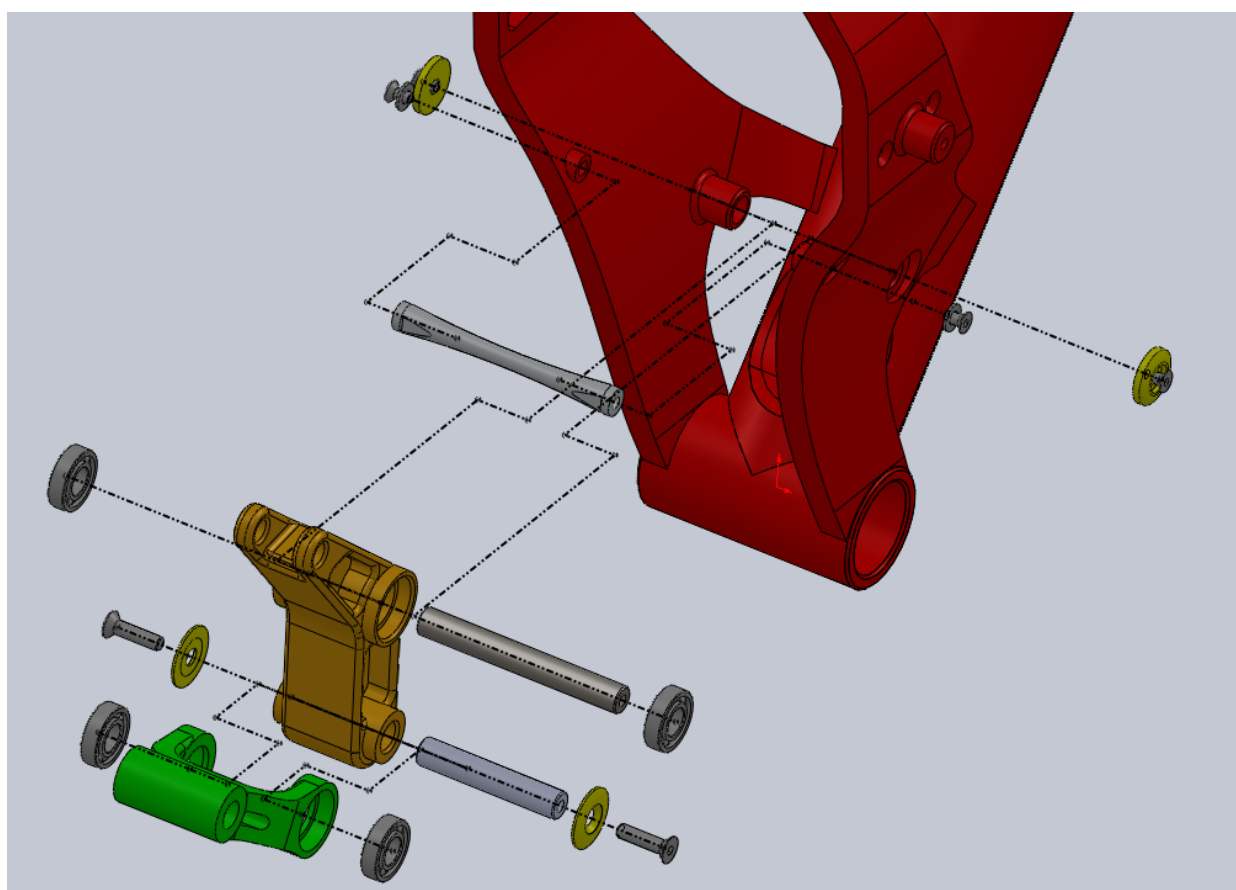


Fig 81. Muntatge del triangle davanter.

7.4.2. Muntatge de la transmissió

El següent pas es el de muntar la transmissió en el quadre:

- 1- Col·locar els suports de la caixa sobre els extrems de l'eix de la transmissió.
- 2- Col·locar la transmissió a dins del cos del triangle davanter.
- 3- Collar els 2 cargols alen que hi ha a cada banda.

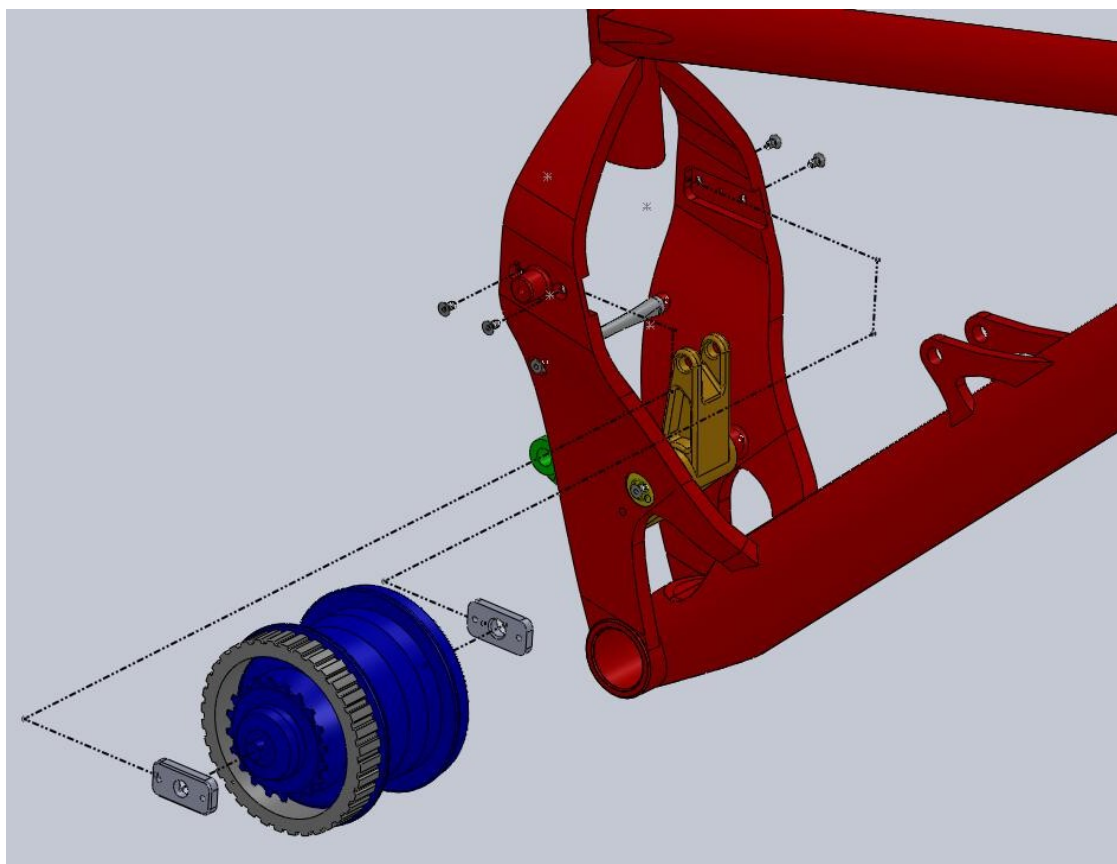


Fig 82. Muntatge de la transmissió.

7.4.3. Muntatge del basculant

Ara ja es pot muntar el basculant sobre el triangle davanter:

- 1- Muntar els rodaments inferiors dins els allotjaments del pont de les beines amb ajuda d'una premsa.
- 2- Muntar els rodaments superiors sobre els pivots de l'eix principal del triangle davanter amb ajuda d'una premsa.
- 3- Col·locar el basculant i muntar l'articulació amb la bieleta Link. Entrar l'eix amb ajuda d'un martell i collar els cargols amb les tapes dels rodaments.
- 4- Adaptar les abraçadores del pivot principal sobre els rodaments i muntar les tanques collant els cargols alen a les femelles de barril.
- 5- Collar els cargols alen i les tapes dels rodaments en el pivot principal.

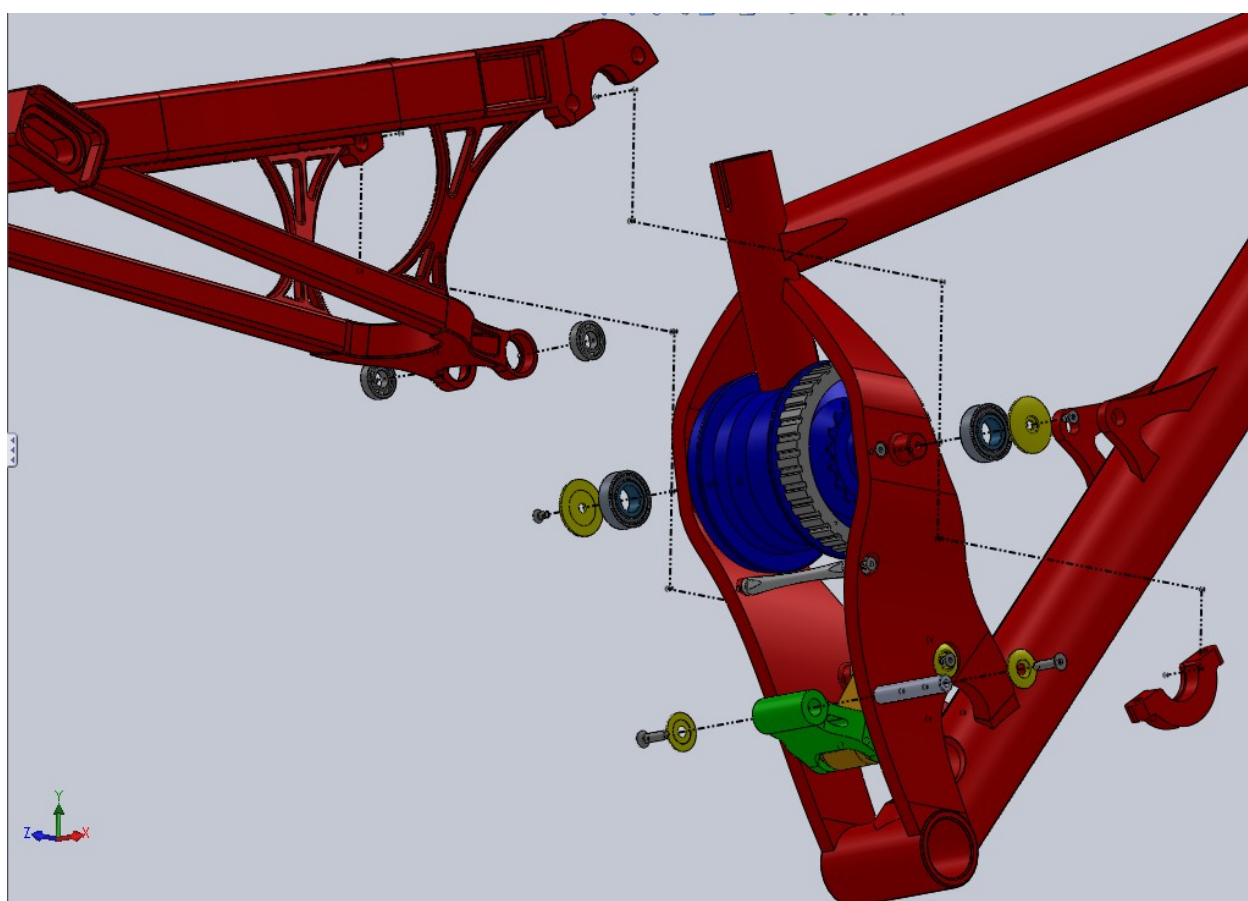


Fig 83. Muntatge del basculant.

7.4.4. Muntatge de les punteres

Un cop muntat el basculant cal muntar els tensors de les punteres i l'eix de la roda del darrere:

- 1- Col·locar els tensors a dins de les punteres horitzontals
- 2- Ficar l'eix de la roda del darrere a través dels forats dels tensors i collar els cargols alen amb els topalls de l'eix. No apretar fins a col·locar la roda del darrere per evitar malmetre el basculant.
- 3- Col·locar els cargols dels tensors a través de les respectives femelles i collar-los en els tensors.

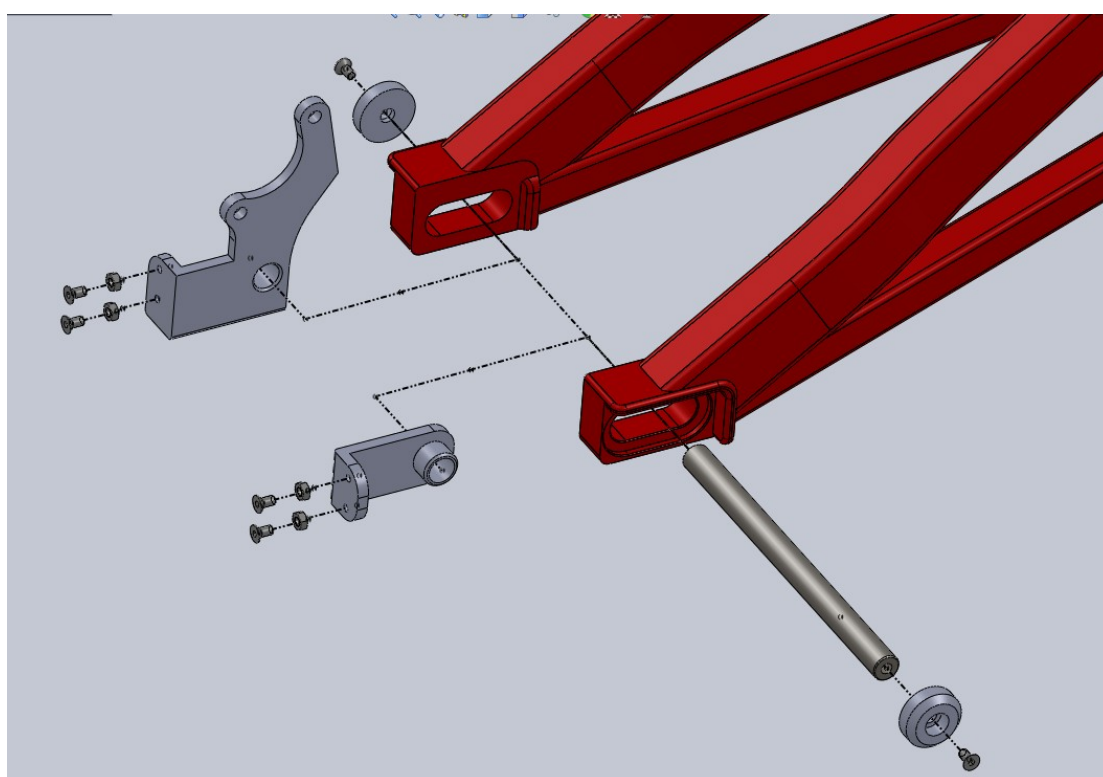


Fig 84. Muntatge dels tensors de les punteres.

7.4.5. Muntatge de l'amortidor

L'últim pas es el muntatge de l'amortidor:

- 1- Muntar els adaptadors de l'amortidor en els seus allotjaments amb ajuda d'un cargol de banc.
- 2- Col·locar l'extrem inferior al suport de la bieleta *Rocker* i collar l'amortidor amb el cargol alen de 40 mm de longitud.
- 3- Col·locar l'extrem superior sobre els suports del triangle davanter i collar l'amortidor amb el cargol alen de 55 mm de longitud.

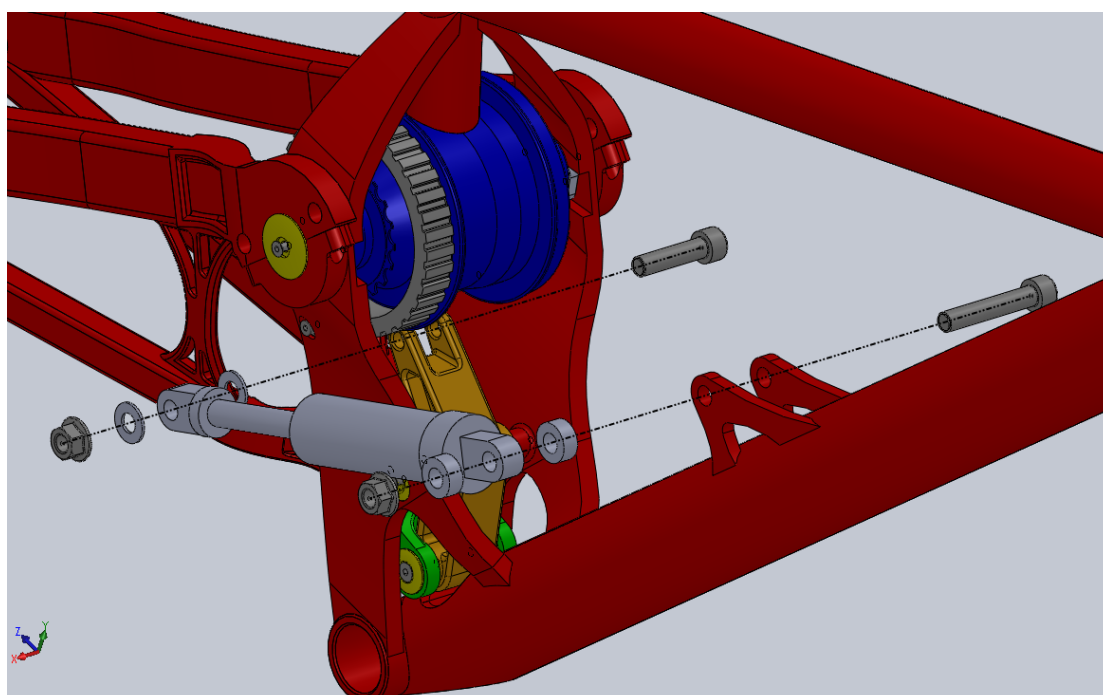


Fig 85. Muntatge de l'amortidor.

CAPÍTOL 8: PRESSUPOST

En aquest capítol es fa un llistat dels costos del projecte. Es té en compte el material comprat a proveïdors i es fa una especulació sobre les hores de treball que calen per a la fabricació. El resultat d'aquest estudi es purament orientatiu i es pretén fer una aproximació del cost total del disseny i la fabricació d'un únic prototip.

8.1. Pressupost de matèria primera

| Element | Destinació | Dimensions | Qtt | Material | Preu (\$) |
|---------------------|----------------|---------------------------------|-----|----------|------------------|
| Tuberia circular | Head tube | OD 2-3/4"; ID 1-3/4"; L = 12" | 1 | Al 6061 | \$ 47.19 |
| Tuberia circular | Seat tube | OD 1-1/2" ; ID 1" ; L = 12" | 1 | Al 6061 | \$ 15.17 |
| Tuberia circular | Bottom Bracket | OD 2" ; ID 1-1/4" ; L = 12" | 1 | Al 6061 | \$ 28.84 |
| Tuberia circular | Top tube | OD 1-1/2" ; ID 1,370" ; L = 36" | 1 | Al 6061 | \$ 31.42 |
| Tuberia circular | Down tube | OD 2-1/2" ; ID 2" ; L = 36" | 1 | Al 6061 | \$ 63.03 |
| Tuberia Rectangular | Seat stays | 1"x1-1/2" ; e=1/8" ; L = 6' | 1 | Al 6061 | \$ 26.37 |
| Tuberia Rectangular | Chain stays | 3/4" x 3/4" ; e=1/8" ; L = 6' | 1 | Al 6061 | \$ 27.42 |
| Bloc Alumini | Body plates | 6" x 4" ; L = 36" | 1 | Al 6061 | \$ 367.70 |
| Planxa Alumini | Body sheet | 10 x 50 mm ; L = 6' | 1 | Al 6061 | \$ 39.72 |
| Bloc Alumini | CS Bridge | 1-1/8" x 6" ; L = 6" | 1 | Al 6061 | \$ 29.40 |
| Bloc Alumini | MPivot release | 1-3/4" x 6" ; L = 6" | 1 | Al 6061 | \$ 61.77 |
| Bloc Alumini | Drop outs | 1" x 1-1/2" ; L = 12" | 1 | Al 6061 | \$ 14.16 |
| Bloc Alumini | Rocker + Link | 2-1/2" x 3" ; L = 12" | 1 | Al 7075 | \$ 149.45 |
| TOTAL | | | | | \$ 901.64 |

Taula6. Pressupost de la matèria prima necessària per la fabricació del prototip.

8.2. Pressupost dels components normalitzats

| Element | Identificació | Dimensions | Qtt | Preu |
|-----------------------------------|----------------|------------------|-----|--------------------|
| Rodament radial de boles segellat | ABEC-1 6002 | D32 ; d 15 ; e 9 | 2 | \$ 19.36 |
| Rodament radial de boles segellat | ABEC-1 6900 | D22; d 10; e6 | 6 | \$ 7.27 |
| Cargol Allen cap pla | DIN 7991 | M5x20 | 4 | \$ 1.00 |
| Cargol Allen cap pla | DIN 7991 | M4x8 | 4 | \$ 1.00 |
| Cargol Allen | DIN 912 | M4x20 | 4 | \$ 1.00 |
| Cargol Allen | DIN 912 | M4x18 | 2 | \$ 0.50 |
| Cargol Allen | DIN 912 | M4x25 | 6 | \$ 1.50 |
| Cargol Allen | DIN 912 | M5x25 | 4 | \$ 1.00 |
| Femella hexagonal | DIN 934 | M4 | 4 | \$ 1.00 |
| Femella de barril | - | M5 | 4 | \$ 1.00 |
| Volandera | DIN 988 | 5x10x1 | 2 | \$ 0.50 |
| Boixa amb canvi de marxes | Rohloff 500/14 | - | 1 | \$ 1,300.00 |
| Amortidor | FOX DHX RC4 | 9.5 x 3.0 | 1 | \$ 720.80 |
| TOTAL | | | | \$ 2,055.93 |

Taula7. Pressupost dels components normalitzats necessaris per la fabricació del prototip.

8.3. Costos de fabricació

| Procés | \$/h | h | Total \$ |
|----------------------|----------|-----|---------------------|
| Costos de Mecanitzat | \$ 75.00 | 40 | \$ 3,000.00 |
| Mà d'obra | \$ 21.00 | 16 | \$ 336.00 |
| Costos de soldadura | \$ 70.00 | 16 | \$ 1,120.00 |
| Costos d'enginyer | \$ 84.00 | 176 | \$ 14,784.00 |
| Costos de delineant | \$ 21.00 | 40 | \$ 840.00 |
| TOTAL | | | \$ 20,080.00 |

Taula8. Pressupost de la fabricació del prototip.

8.4. Pressupost global

| Pressupost | \$ | € |
|----------------------|---------------------|--------------------|
| Matèria prima | \$ 901.64 | € 601.09 |
| Peces normalitzades | \$ 2,055.93 | € 1,370.62 |
| Costos de fabricació | \$ 20,080.00 | € 13,386.67 |
| TOTAL | \$ 23,037.57 | € 15,358.38 |

Taula9. Pressupost global per la fabricació del prototip.

CAPÍTOL 9: BIBLIOGRAFIA

Revistes:

"*Dirt Magazine*". Wyndeham Press, UK.

Articles:

Sierra, C. , Tseng, E. , Jain, A. and Peng, H.(2006) 'Cornering stiffness estimation based on vehicle lateral dynamics', *Vehicle System Dynamics*, 44: 1, 24 – 38

Nikos G. Pantelelis "Development and evaluation of an RTM bicycle frame", *Advancing with Sandwich Structures and Materials*, 977-986.

Redfield, Robin(2005) 'Large motion mountain biking dynamics', *Vehicle System Dynamics*, 43: 12, 845 – 865

Angelo Tempia, Aleksander Subic, Riccardo M. Pagliarella, "Dynamic Characteristics of Modern Mountain Bikes Rear Linkages"

Jeff Baltes, Cory Surela, Rob Redfield. "Development of a freeride mountain bike suspension fork", *Sports technology* 2008, 1, No. 2-3, 152-165.

Llibres:

Mike Burrows. "*Bicycle Design*". Snowbooks Ltd, UK, 2008.

Roderick Watson&Martin Gray. "*The Penguin Book of the Bicycle*". Penguin Books Ltd, Harmondsworth, England, 1978.

Archibald Sharp. "*Bicycles & Tricycles*". Longmans, Green, and Co. London, New York and Bombay, 1896.

David Gordon Wilson. "*Bicycling Science*", 3rd ed. Massachusetts Institute of Technology, 1928.

Paco Navarro, Javier Rui-Wamba, Alex Fernández Camps, Oriol Altisench, Cristina García Bañuelos, Jordi Julià, Miguel Ángel Rui-Wamba Martija. "*La ingeniería de la bicicleta*". Fundación Esteyco. 2010.

Webs:

www.mcmaster.com

www.informaworld.com

bibliotecnica.upc.edu