

Treball final de grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol: Resistència d'un basculant de moto: càlcul teòric i experimental

Document: Memòria

Alumne: Guillem Marull Borrell

Tutor: Lluís Ripoll i Masferrer

Departament: Enginyeria mecànica i de la construcció industrial

Àrea: Enginyeria mecànica

Convocatòria (mes/any)

Setembre del 2016

ÍNDEX

MEMÒRIA	5
1. INTRODUCCIÓ	6
1.1. Antecedents	6
1.2. Objecte del projecte	9
1.3. Abast	9
2. METEDOLOGIA	10
3. EL SISTEMA BASCULANT	11
3.1. Tipus de basculants més comuns	11
3.2. El basculant de l'assaig	15
3.2.1. Descripció del basculant	15
3.3. Anàlisi del basculant en la moto	16
3.4. Anàlisi de les forces que actuen sobre el basculant	19
3.4.1. Forces internes	20
3.4.2. Forces externes	21
4. CÀLCUL ANALÍTIC	23
4.1. Material	24
4.1.1. Assaig a tracció	24
4.1.2. Assaig de duresa	24
4.1.3. Suposició del material	25
4.2. Geometria	26
4.3. Condicions de contron	28
4.3.1. Articulació amb el xassís	28
4.3.2. Unió amb l'amortiguador	29
4.3.3. Unió amb l'eix de la roda	30
4.4. Càrregues	31
4.4.1. Càlcul de la força a la roda posterior	32
4.4.2. Càlcul de la força de retracció del pistó	33
4.4.3. Aplicació de la força	33
4.5. Resultat del càlcul amb elements finits	35

4.5.1. Tensions aplicant la força de 1850 N	36
4.5.2. Tensions aplicant la força de 1029 N	37
4.6. Determinació del punt de càlcul	38
4.6.1. Anàlisi del punt (a)	39
4.6.2. Anàlisi del punt (b)	40
4.6.3. Elecció del punt de càlcul	41
4.7. Càlcul de la resistència a fatiga	44
4.7.1. Càlcul del nombre de cicles amb l'Ansys	44
4.7.2. Càlcul del nombre de cicles amb fórmules empíriques	45
5. ASSAIG EXPERIMENTAL	48
5.1. Càlcul de la pressió hidràulica	48
5.2. Comprovació del muntatge	49
5.3. Comportament del basculant durant l'assaig	49
5.4. Resultats de l'assaig experimental	51
6. RESULTATS I COMPARATIVA	54
7. CONCLUSIONS	55
8. RELACIÓ DE DOCUMENTS	55
ANNEX A: SIMULACIÓ AMB ANSYS	56
A.1. Introducció	57
A.2. Execució de l'ansys	57
A.2.1. Pre-procés	57
A.2.2. Procés	62
A.2.3. Post-procés	63
ANNEX B: UTILLATGES DE FIXACIÓ AL BANC DE PROVES	65
B.1. Introducció	66
B.1.1. Sistemes de fixació del pistó hidràulic	67
B.1.1.1. Articulació inferior del pistó	68
B.1.1.2. Articulació superior del pistó	70
B.1.2. Fixació del basculant a la bancada	72
B.1.3. Càlcul de la bancada i els elements de fixació	73

B.1.3.1. Geometria _____	73
B.1.3.2. Condicions de contorn _____	74
B.1.3.3. Càrregues _____	75
B.1.3.4. Resultats _____	76
B.1.4. Recàlcul del sistema de fixació del basculant _____	78

MEMÒRIA

1. INTRODUCCIÓ

1.1. Antecedents

En la majoria de màquines, certs elements estan sotmesos a càrregues cícliques que poden provocar-los-hi la ruptura al cap d'un determinat nombre de cicles. Les forces que poden originar la ruptura de la peça poden ser molt inferior a forces estàtiques que podrien crear el mateix dany, per tant en l'àmbit del disseny de màquines és important tenir en compte els fenòmens de fatiga a l'hora de dur a terme un bon disseny que garantitzi la vida útil esperada, sobre tot en components de vital importància per al funcionament de la màquina.

Els mètodes de càlcul analítics ens permeten preveure per on fallarà la peça i determinar-ne la vida útil. Degut a la quantitat de variables a tenir en compte en la resolució dels càlculs és important tenir en compte les propietats del material, així com el seu procés de fabricació ja que poden influir de manera molt significativa en els resultats finals.

En molts casos és interessant contrastar els resultats analítics amb anàlisis experimentals, ja que en peces complexes els càlcul analítics poden proporcionar resultats que no s'ajustin al comportament real de la peça.

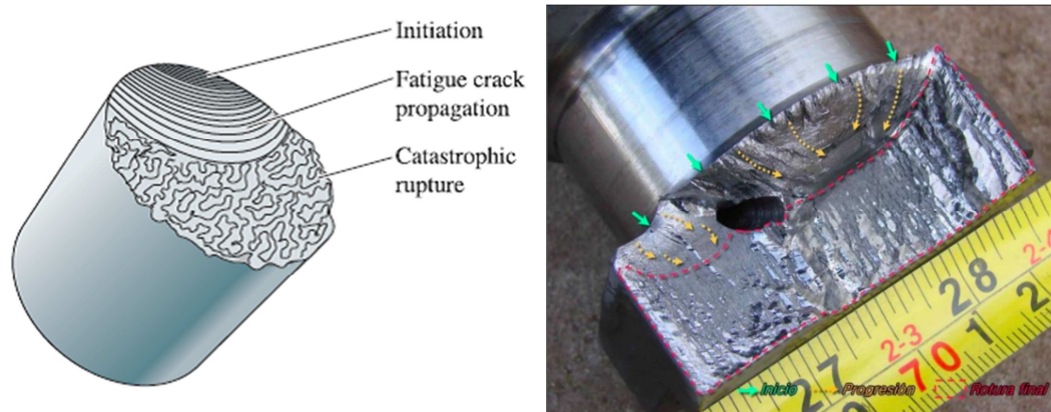


Figura 1: Falla per fatiga.

En aquest projecte s'analitza el comportament d'un basculant d'una moto d'enduro sotmés a fatiga. Es tracta d'una peça amb una geometria complexa que degut a la seva disposició treballa sota càrregues cícliques.

Degut a la seva geometria constructiva i a les forces a les que es troba sotmes poden originar-se tensions en determinades zones que poden arribar a provocar-l'hi la ruptura. Al tracta-se d'una peça de vital importància per al bon funcionament de la motocicleta és interessant realitzar un estudi de la seva vida útil, ja que la ruptura d'aquest element pot provocar molts danys al pilot.

Per aquest projecte es disposa d'un basculant d'una motocicleta d'enduro en desús per dur a terme l'anàlisi a fatiga. Es tracta d'una peça que no ha patit danys estructurals durant la seva vida útil ja que la motocicleta de la qual procedeix no ha estat mai utilitzada en la modalitat per la qual ha estat concebuda. El fet de que la peça estigui en perfectes condicions és essencial per poder realitzar l'anàlisi perquè d'aquesta forma es pot garantir que els resultats són fiables.



Figura 2: Render del basculant a analitzar.



Figura 3: Exemple de ruptura d'un basculant.

L'anàlisi del basculant consisteix en realitzar una suposició de càrregues i condicions de contorn que s'ajustin al màxim al comportament real de la moto i que ens siguin vàlides per realitzar un càlcul analític i un assaig experimental. Es calcula la vida útil del basculant mitjançant mètodes de càlcul analítics i es verifica aquest valor amb l'assaig experimental mitjançant el banc de proves de l'Escola Politècnica Superior (EPS).

El departament d'Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial de l'Escola Politècnica Superior disposa d'un banc de proves per realitzar assaigs a fatiga. El banc de proves va ser construït en el projecte final de grau del Sr. Marc Brugué Ayguadé i posteriorment millorat en el projecte del Sr. Raül Sanchez García. Aquest banc de proves permet analitzar diferents

peces sota unes condicions de treball reals i utilitzar els valors extrets de l'assaig per comprovar si els mètodes de càlculs analítics s'ajusten a la realitat. Aquest banc consta d'una bancada per subjectar les peces a analitzar, un grup hidràulic per aplicar les càrregues i un quadre elèctric amb un PLC programat que comanda les funcions de la màquina.

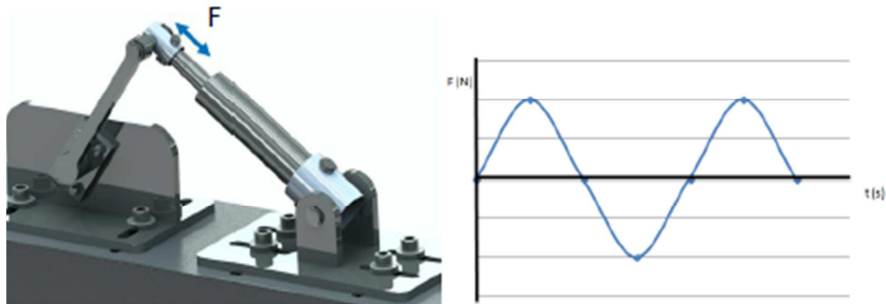


Figura 4: Funcionament del banc de proves.



Figura 5: Banc de proves de l'EPS.

El banc de proves consta:

- La bancada de 200x200x5 mm amb *Longitud* = 800 mm
- El grup hidràulic de la casa Roquet.
- El quadre de comandament, format per un PLC i la instal·lació elèctrica.
- Útils per subjectar diferents peces.
- Sistema de detecció de ruptura de la peça.

1.2. Objecte del projecte

L'objecte del projecte és fer la comparativa dels valors obtinguts del càlcul analític del basculant amb els valors de l'assaig del basculant real en el banc de proves.

Mitjançant un software d'elements finits (FEM) i fórmules analítiques es calculen les tensions i el nombre de cicles que és capaç de suportar el basculant, suposant unes determinades càrregues i condicions de contorn.

Al mateix temps es realitza un assaig experimental, mitjançant un banc de proves hidràulic, on s'apliquen les mateixes càrregues i condicions de contorn, fins provocar la ruptura de la peça. Aquest assaig ens permet conèixer el nombre de cicles que pot suportar el basculant real. Per dur a terme l'assaig pràctic es dissenyen i calculen uns útils per tal de poder acoblar el basculant al banc de proves del laboratori de mecànica de l'EPS.

El desenvolupament del càlcul analític i l'assaig experimental es treballen en paral·lel ja que totes les suposicions fetes a la teoria s'han de plasmar a la pràctica i/o viceversa. Es té en compte que totes les suposicions realitzades tinguin correlació amb el comportament real del basculant muntat a la motocicleta.

Fent la comparativa dels valors obtinguts de l'assaig es comprova si el mètode de càlcul analític utilitzat ens dona uns valors fiables que s'ajustin a la realitat.

1.3. Abast

El projecte inclou els càlculs teòrics del basculant, la realització de l'assaig experimental, el disseny i càlcul dels útils necessaris per realitzar l'assaig i la comparativa dels diferents valors obtinguts.

El dibuix en 3D del basculant es realitza amb el software SolidWorks, els càlculs teòrics es duen a terme amb l'Ansys Workbench i fórmules analítiques del llibre *Shigley 8^a Edició*. L'assaig pràctic es realitza amb el banc de proves hidràulic present al laboratori de mecànica de l'Escola Politècnica Superior.

2. METEDOLOGIA

Per dur a terme aquest projecte s'han seguit i unes pautes per tal d'aconseguir l'objectiu de determinar el nombre de cicles teòric i experimental que és capaç de suportar el basculant.

El primer pas és comprovar que la geometria del basculant ens permeti poder-lo assajar al banc de proves, ja que per realitzar l'assaig experimental és necessari subjectar-lo a la bancada mitjançant diferents elements.

El següent pas és dibuixar el basculant i part de la motocicleta en 3D amb el programa SolidWorks. A continuació es determinen les càrregues a que està sotmès el basculant i les seves condicions de contorn quan està muntat a la moto.

Les propietats del material amb el que està fabricat el basculant són desconegudes, per saber-les s'han de realitzar un seguit d'assaigs que implicarien fer malbé el basculant abans de poder provar-lo al banc de proves per tant és inviable. És fa la suposició del tipus de material amb el que està fabricat per realitzar els càlculs. Es calculen les tensions i el nombre de cicles que és capaç de suportar el basculant fins la ruptura mitjançant el software Ansys Workbench i fórmules sobre falla a fatiga.

Al mateix temps que es realitza el càlcul analític es procedeix a assajar el basculant amb el banc de proves. Per fer-ho es necessita adaptar el basculant a la bancada, per tant és necessari el disseny i fabricació d'uns útils per poder fixar el basculant degudament al banc i poder aplicar-hi les mateixes càrregues i condicions de contorn suposades en el càlcul analític.

Un cop finalitzat l'assaig experimental es poden comparar els valors obtinguts dels dos mètodes emprats per determinar el nombre de cicles, analitzar el percentatge d'error comès i els possibles motius que l'han provocat.

3. EL SISTEMA BASCULANT

3.1. Tipus de basculants més comuns

El sistema de braç oscil·lant posterior, conegut com a basculant, és el sistema de suspensió posterior que més s'utilitza en les diferents motocicletes des de principis de segle XX.

La finalitat d'aquest element és la d'aïllar el xassís de la motocicleta i el conductor de les irregularitats de la calçada, proporcionant així una conducció més segura i major comoditat en els trajectes.

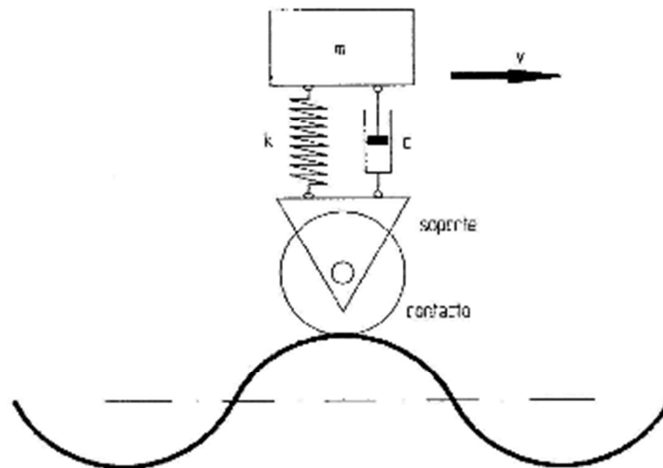


Figura 6: Esquema dinàmic d'un sistema de suspensió.

Hi ha molts tipus de basculants, presents al mercat, amb diferents configuracions que poden ser a nivell de disseny estructural, sistema d'amortiguació, etc. Cada una d'aquestes s'intenta ajustar a la modalitat per a la que ha estat concebuda cada motocicleta, oferint així comportaments dinàmics i estructurals molt amplis. Uns exemples d'aquests basculants són els que es mostren a les següents imatges.



Figura 7: Basculant mono braç.



Figura 8: Basculant doble braç.



Figura 9: Basculant amb connexió directa entre l'amortiguador i el xassís.



Figura 10: Basculant amb connexió amb l'amortiguador mitjançant bieletes.



Figura 11: Basculant amb doble amortiguador.

Tal i com s'aprecia a les imatges anteriors, per dur a terme la seva funció correctament el basculant va acoblat al xassís per dos punts de subjecció. Un d'aquests és el centre instantani de rotació (CIR) per on oscil·la respecte el xassís de la moto i l'altre és on s'uneix amb una altra zona del xassís mitjançant l'amortiguador. La part final s'incorpora algun sistema, que pot ser més o menys complex que permet subjectar-hi la roda posterior.

En les modalitats d'off-road (enduro, motocross) les motos estan sotmeses a grans càrregues originades principalment per les irregularitats del terreny. Aquest fet provoca que molts dels elements estiguin sotmesos a grans esforços que poden provocar la ruptura si la robustesa no és suficient.



Figura 12: Enduro

Degut a la seva disposició a la moto el basculant és una de les peces que s'emporta gran part dels impactes per tant és necessari que tingui un disseny robust alhora que lleuger.

Un altre aspecte fonamental a tenir en compte és el recorregut vertical que experimenta la roda posterior degut als impactes, aquest fet provoca que el basculant hagi de rotar grans angles respecte la seva posició de repòs. La disposició del/s amortiguador/s és una altra qüestió molt important a tenir en compte ja que a més d'absorbir els cops, mitjançant la compressió-extensió, han de permetre el gir del basculant. Això provoca que les càrregues sobre el basculant puguin prendre un rang de valors molt ampli depenent del sistema d'amortiguació i la seva posició.

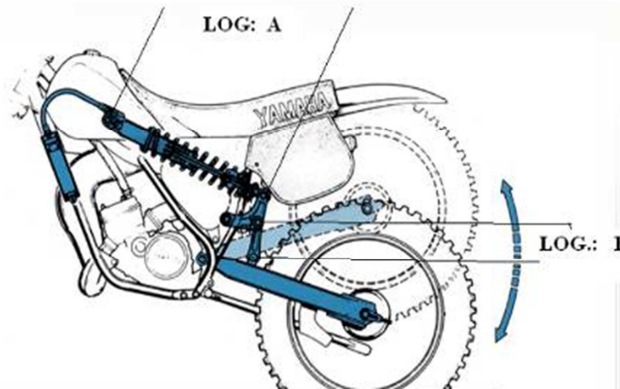


Figura 13: Suspensió posterior.

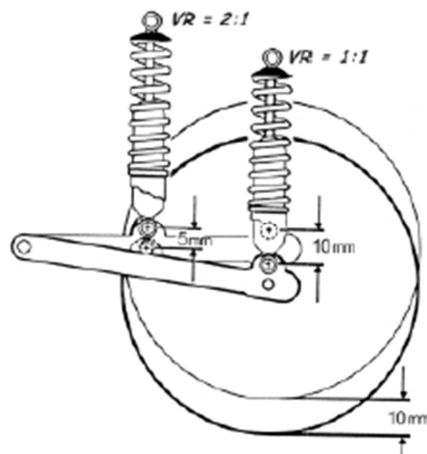


Figura 14: Disposició dels amortiguadors.

El tipus de basculant més utilitzat en aquesta disciplina és el de doble braç amb connexió directe amb el xassís o bé amb sistema de bieletes (Figura 9 i 10). Aquest disseny és molt sòlid ja que l'estructura del basculant està molt ben fixada amb el xassís i entre sí mateixa mitjançant l'eix de la roda posterior. Això crea un sistema molt hiperestàtic que pràcticament només permet la flexió dels dos braços posteriors en la direcció vertical i transversal i una mínima torsió en l'eix longitudinal. Aquest disseny a més permet que sigui molt lleuger, ja que la seva fabricació es pot fer mitjançant tubs de diferents seccions que treballen molt bé sota càrregues de flexió i/o torsió.

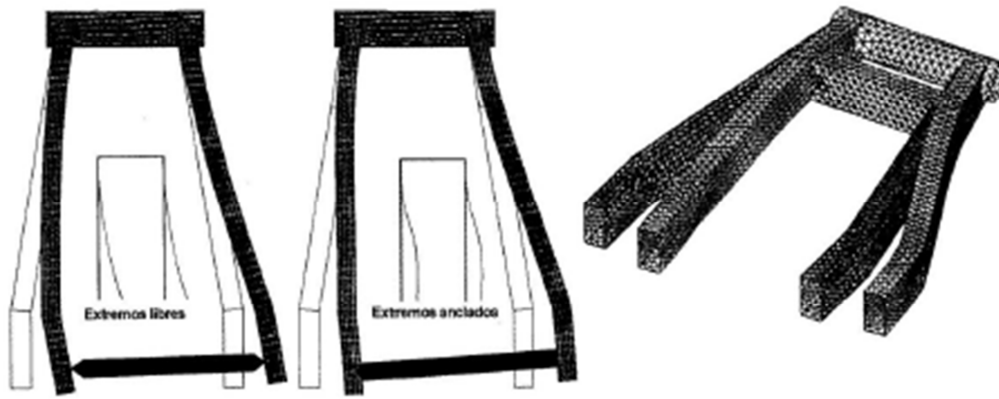


Figura 15: Deformacions en un basculant de doble braç.

3.2. El basculant de l'assaig

El basculant a analitzar procedeix d'un ciclomotor de 50cc de la marca Derbi, model Senda 6V. Es tracta d'un ciclomotor d'enduro fabricat a finals dels anys 90' per un públic bàsicament juvenil.



Figura 16: Derbi Senda 6V.

3.2.1. Descripció del basculant

El basculant que s'analitza en aquest projecte és de doble braç amb connexió directe entre l'amortiguador i el xassís. Com s'ha explicat anteriorment és un model molt utilitzat en la disciplina enduro-cross, ja que s'ajusta molt bé a les necessitats per les quals ha estat concebuda la moto.

L'estructura està composta per dos tubs de secció rectangular de 50x20x1,5mm i un tercer tub de secció 60x30x1,5mm. Un seguit de pletines i rodons soldats als tubs ens proporcionen l'ancoratge pels diferents eixos i l'amortiguador. (Veure Annex C)

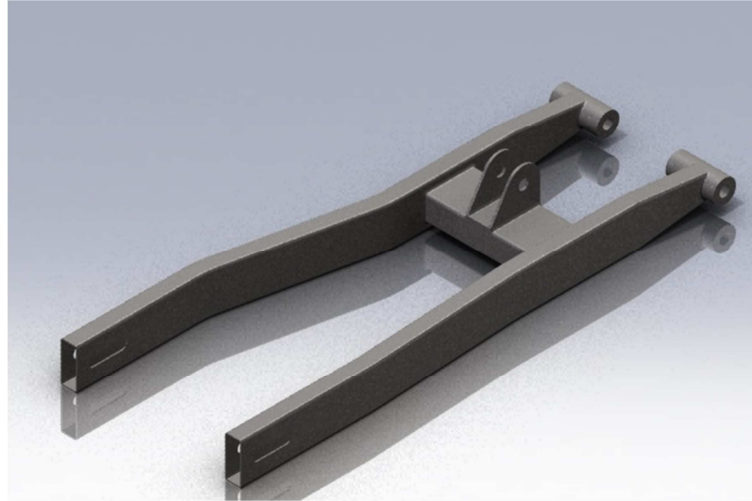


Figura 17: Vista posterior del basculant.

3.3. Anàlisi del basculant en la moto

Conèixer la situació del basculant muntat a la moto és molt important a l'hora de determinar les condicions de contorn a les que està subjecte, les càrregues que té aplicades, les reaccions que aquestes creen, etc, ja que es poden mesurar les distàncies i els angles dels diferents elements i veure quines direccions prenen les forces i reaccions. També permet veure com interactua amb els diferents elements que van units a ell, si poden influir de manera significativa o no en el càlcul de la resistència i preveure les zona/es on es pot produir la ruptura.

Els elements més rellevants que van units al basculant són els següents:

- L'amortiguador: És de la casa Paioli, té un recorregut d'extensió-compensió de $\Delta x_{max}=40mm$ una rigidesa $k_m=225 N/mm$ i $L_{natural}=330mm$. Incorpora silent-blocks col·locats als seus dos extrems perquè treballi només a compressió i no es transmeti moment flector a través d'ell.
- L'eix d'anclatge amb el xassís i amb la roda posterior de $\varnothing 12mm$ i $L=240mm$.
- El tensor de la cadena. Allotjat a l'interior del tubs i unit amb l'eix de la roda, ens permet la regulació de la cadena.
- La cadena de rodillos amb pas de $1/2''$. Tot i que no està connectada directament al basculant és un element que pot influir en les càrregues aplicades al basculant.

En les següents imatges es pot veure el basculant muntat a la moto.

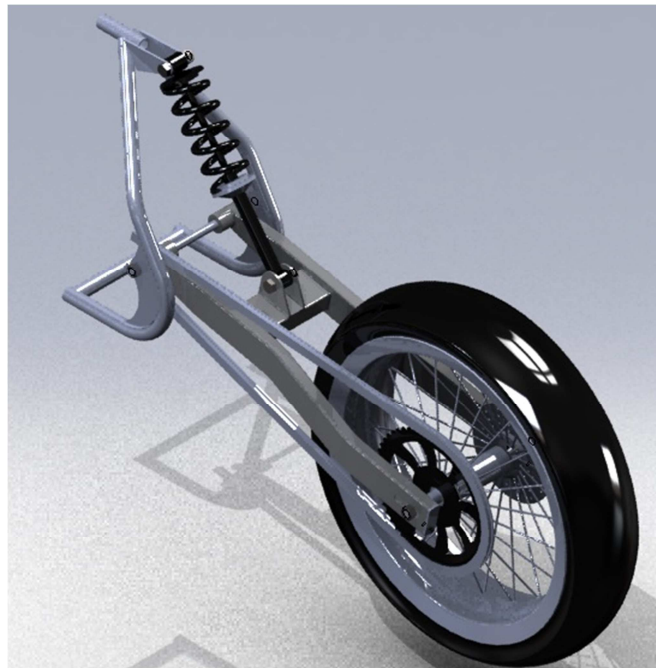


Figura 18: Vista posterior del conjunt.

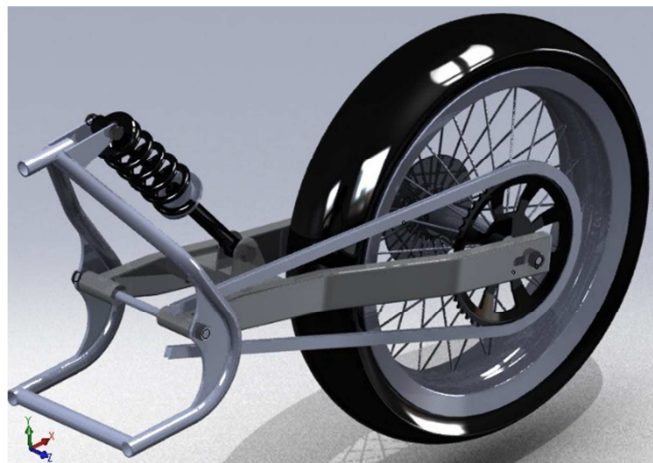


Figura 19: Vista frontal del conjunt.

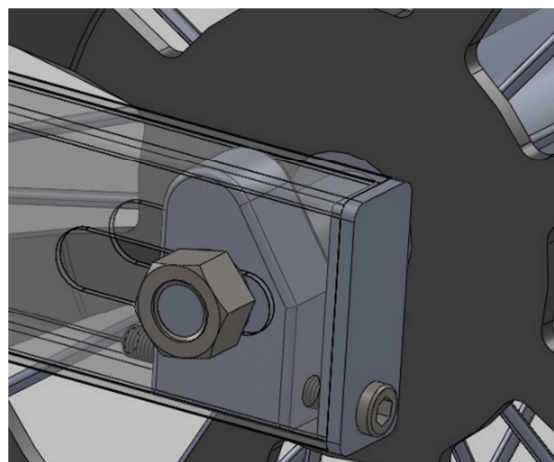


Figura 20: Tensor de cadena.

En les següents figures es pot observar els moviments respecte el xassís de la moto i la roda posterior amb l'amortiguador estès i comprimit.

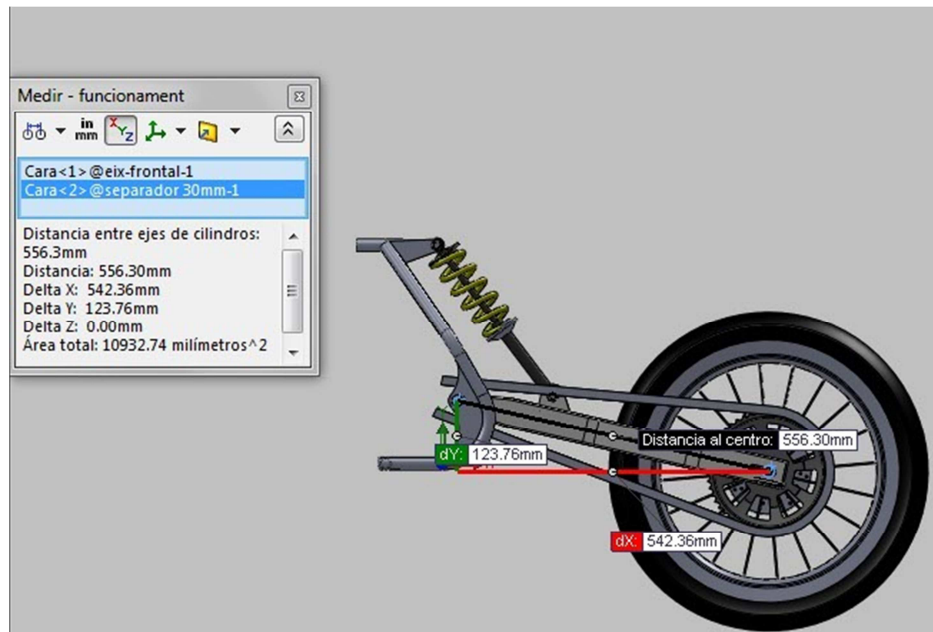


Figura 21: Distància vertical entre l'unió amb el xassís i el centre de la roda en la màxima extensió.

En la figura 21 es pot observar que la moto està en “repòs”, l'amortiguador té una $L_{natural}=330mm$ i la distància vertical entre els centres dels eixos és de $123.76 mm$.

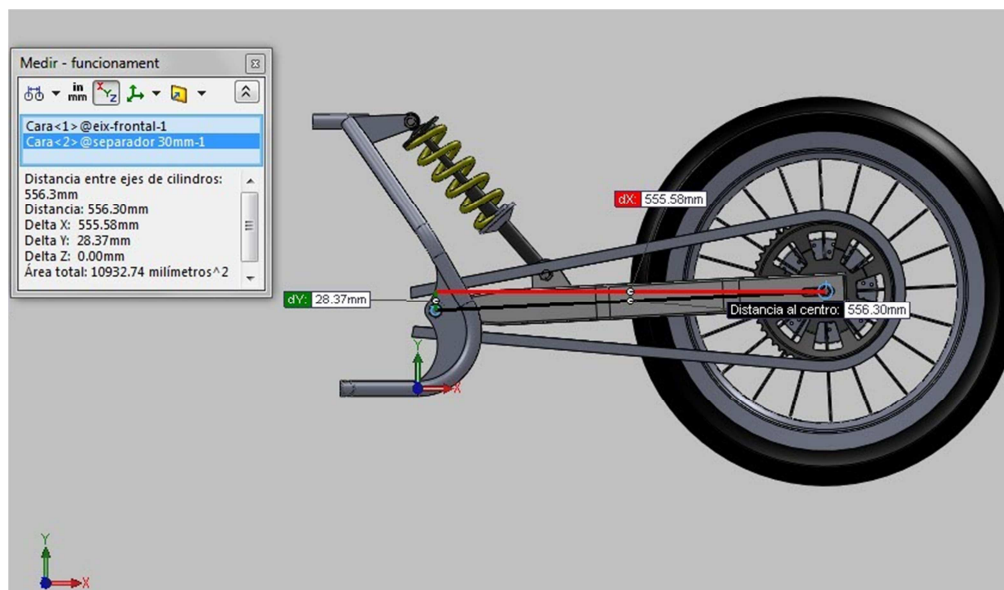


Figura 22: Distància vertical entre l'unió amb el xassís i en centre de la roda en la màxima compressió.

En la figura 22 s'observa que en el cas de màxima compressió de l'amortiguador la distància entre centres dels eixos és de 28.37mm en sentit negatiu ja que el basculant ha arrabassat l'eix horitzontal. En aquest cas la longitud de l'amortiguador ($L_{comp.}$) es pot calcular mitjançant una resta:

$$L_{comp.} = L_{natural} - \Delta x = 330 - 40 = 290mm$$

Analitzant els dos casos s'observa que el moviment vertical de la roda és de:

$$\Delta y(\text{roda}) = 123.76 - (-28.37) = 152.13 \text{ mm}$$

La disposició de l'amortiguador permet un moviment vertical de la roda de *152.13 mm* amb un recorregut de l'amortiguador quatre vegades més petit.

Aquest fet crea que la força que ha de realitzar l'amortiguador per esmorteir el cop sigui quatre vegades més gran que la que força que apareix a la roda degut als diversos impactes que s'ocasionen en la conducció. Això comporta que la zona pròxima a l'amortiguador tingui un disseny molt més robust que altres zones menys sol·licitades ja que a part de rebre la força de l'amortiguador, rep els moments flectors dels dos braços que subjecten la roda. Això ja ens pot fer preveure, en el cas que ens ocupa, que la zona pròxima a l'amortiguador pot ser una possible zona de fractura.



Figura 23: Exemple de ruptura d'un basculant a la zona pròxima a l'amortiguador.

3.4. Anàlisi de les forces que actuen sobre el basculant

Analitzar les forces que actuen sobre el basculant resulta una tasca complexa ja que la majoria d'aquestes són fruit de l'estil de conducció, l'estat de la calçada per on es circula, la potència del motor etc. A més a més s'ha de tenir en compte que les càrregues suposades en el càlcul analític s'han de poder reproduir en el l'assaig pràctic.

Per tal de realitzar un anàlisi de les diferents forces, quantificar-les i determinar si la seva magnitud pot afectar, de manera significativa, en el càlcul la vida útil del basculant, aquestes s'han agrupat en dos tipus; forces internes i forces externes.

3.4.1. Forces internes

Considerem les forces internes a les ocasionades pel propi funcionament de la moto degut als seus elements mòbils.

- Força de la cadena: És la força que ens crea aquest elements quan la moto està en fase d'acceleració. El seu valor va molt lligat amb la potència del motor. Un motor potent provocarà unes forces molt elevades ja que la quantitat de parell motor transmès a la roda serà molt elevat. En el cas que ens ocupa considerem la força de cadena menyspreable ja que la potència del motor és molt baixa. El seu valor es pot deduir com es mostra a la figura següent.

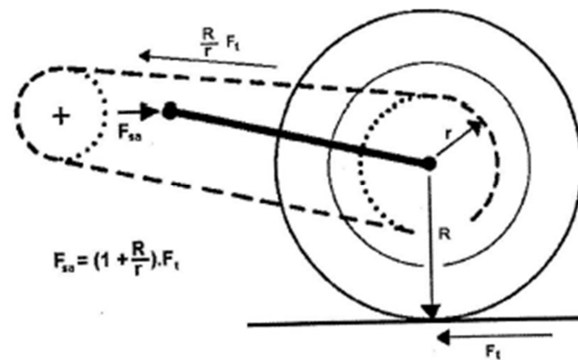


Figura 24: Força de la cadena.

- Força de l'amortiguador: No és una força pròpiament dita sinó que és la reacció que s'ocasiona a l'amortiguador degut a la força dels impactes que rep la roda posterior. S'ha considerat incloure-la en aquest apartat ja que l'amortiguador és un element intern de la moto i el valor d'aquesta reacció, com s'ha vist en l'apartat anterior, és un dels que més influeix sobre el basculant ja que crea grans tensions en zones molt localitzades.
- Moment de frenada: S'origina quan es frena amb el fre posterior. Això es degut a que la pinça de fre va subjecte al basculant. Aquesta càrrega es menysprea ja que les càrregues que crea són baixes.

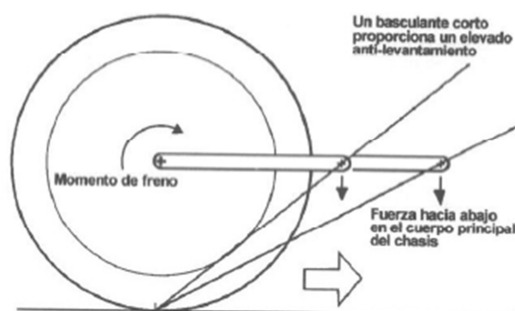


Figura 25: Forces de frenada.

3.4.2. Forces externes

Considerem les forces externes a les originades pels diferents factors propis de la conducció.

- Força de tracció: És proporcional a la força de la cadena ja que està originada també pel motor. De mateixa manera que la força de la cadena aquesta càrrega no s'ha es té en compte en el càlcul.

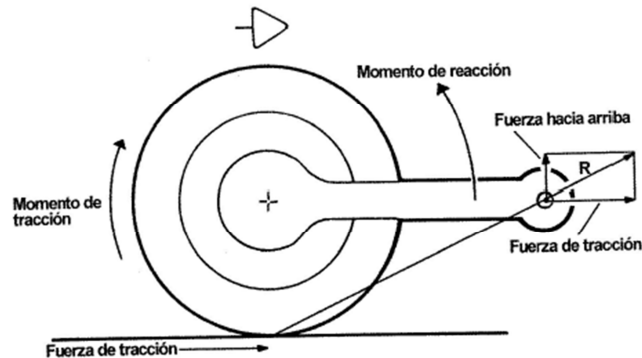


Figura 26: Força de tracció.

- Pas per curva: En el pas per una curva les forces que se'n deriven afecten al basculant provocant-li principalment un moment torçor respecte el seu eix longitudinal. El valor d'aquest torçor depèn de la velocitats amb la qual es traça la curva i de l'angle d'inclinació. En aquest cas s'ha considerat despreciar-la ja que el tipus de la moto no permet agafar grans velocitats ni realitzar grans inclinacions en el pas per curva. A més, simular aquesta càrrega en el banc de proves és pràcticament impossible degut a la seva configuració.

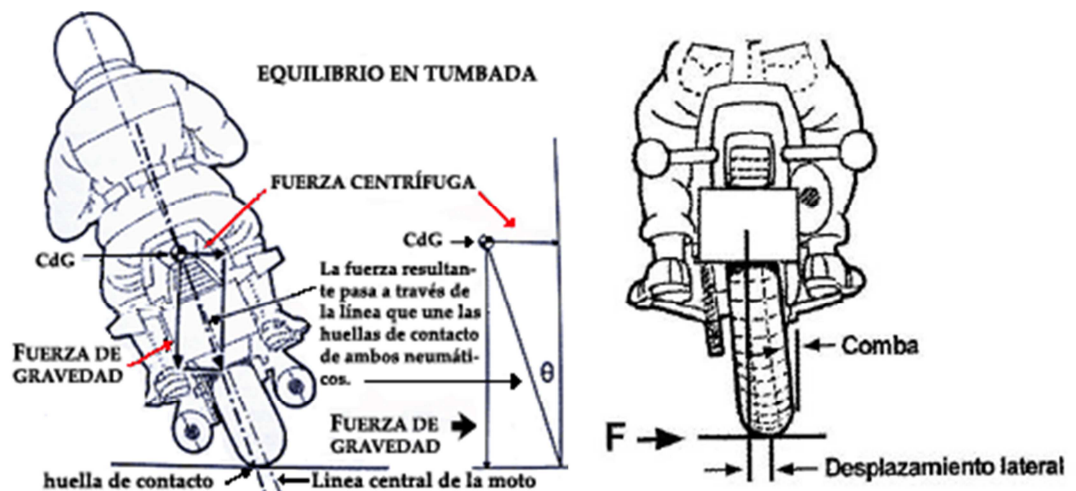


Figura 27: Forces en el pas per curva.

- Força a la roda posterior: És la força que rep la roda posterior degut a les irregularitats de la calçada. Aquesta depèn de moltes variables; la velocitat amb la que es circula, la rigidesa de la roda (llanta i pneumàtic), la profunditat de les irregularitats, etc, per tant quantificar-la pot resultar complicat. Tot i així, s'ha de tenir en compte en el càlcul analític ja que és la força que més dany provoca a l'estructura del basculant. Com s'ha explicat en anteriorment, el basculant ha estat concebut per mitigar els efectes que aquesta força provoca en el pilotatge.

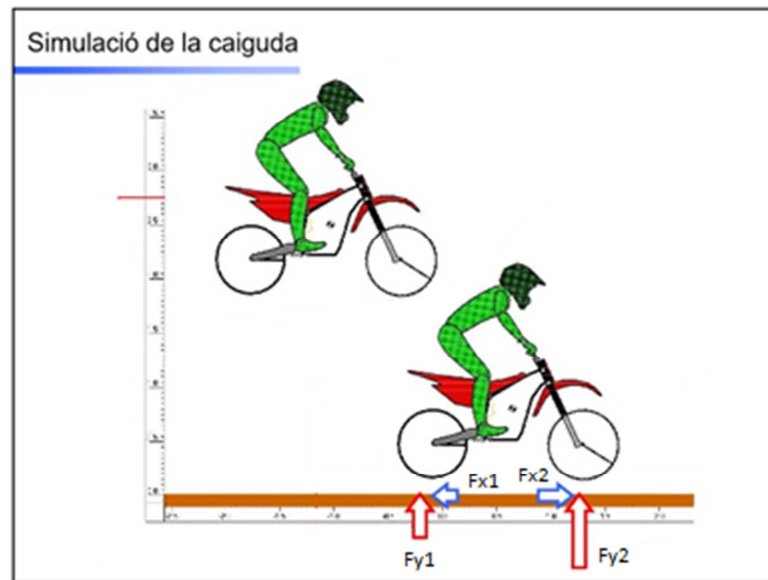


Figura 28: Forces a les rodes degudes a un salt.

Havent analitzat les forces que poden afectar a l'estructura del basculant es conclou que la única força que considerem pel càlcul amb elements finits i conseqüentment per l'assaig experimental és la **força a la roda posterior**. El valor d'aquesta força es calcula en l'apartat següent.



Figura 29: Força a la roda posterior.

4. CÀLCUL ANALÍTIC

El càlcul del nombre de cicles que pot suportar el basculant es duu a terme el software d'elements finits ANSYS Workbench 15 i amb fórmules sobre falla a fatiga. L'ús dels elements finits pel càlcul de les tensions ens proporciona uns resultats molt precisos, però pel càlcul a fatiga l'aplicació de la sensibilització del material (K_t) s'ha d'introduir manualment havent calculat prèviament el seu valor. Combinant els valors de tensió, extrets del càlcul amb elements finits, i aplicant fórmules teòriques de fatiga s'obté el nombre de cicles teòric que pot suportar.

La posició del basculant en la qual és realitza el càlcul analític i conseqüentment l'assaig pràctic és quan aquest es troba completament horitzontal. Aquesta posició és una de les més típiques que adopta el basculant quan treballa sota càrregues relativament elevades, fet que provocarà que el nombre de cicles de vida estigui en la zona de vida limitada. A més en aquesta posició podem determinar valors de càrregues analítiques molt pròxims a valors reals. El fet de realitzar l'estudi en aquesta posició també facilita l'acoblament del basculant al banc de proves. (Veure Annex B)

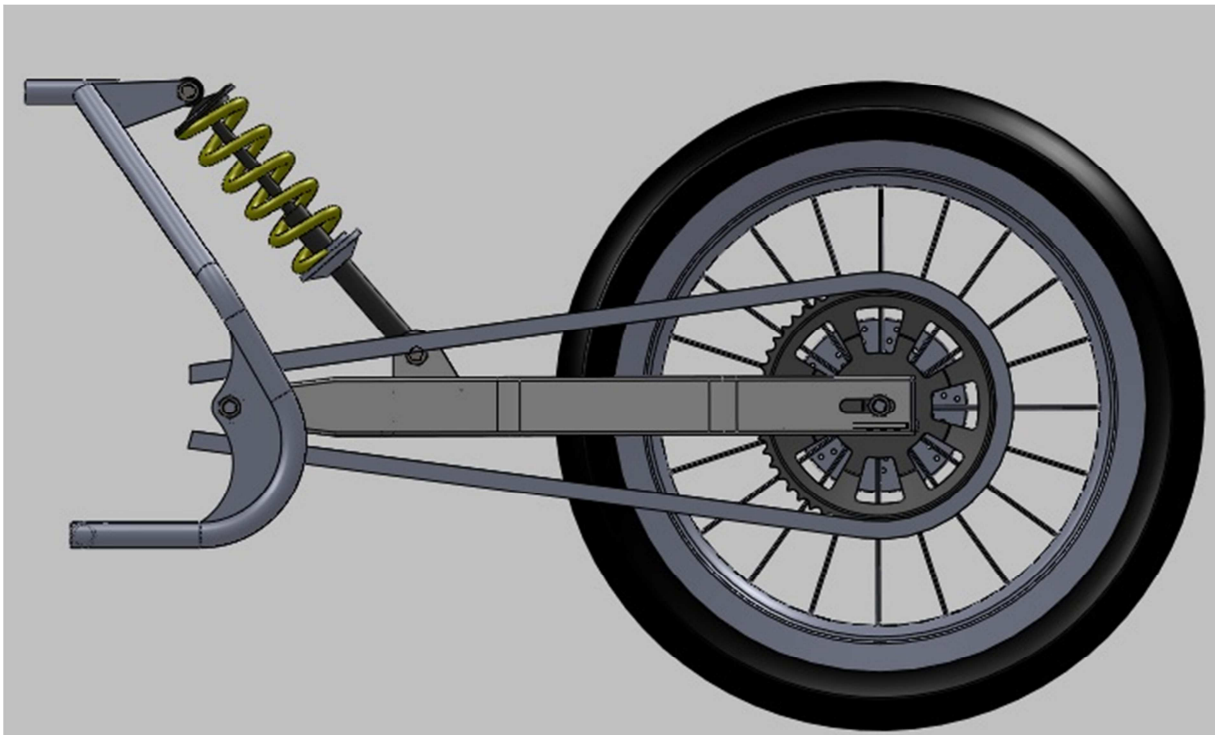


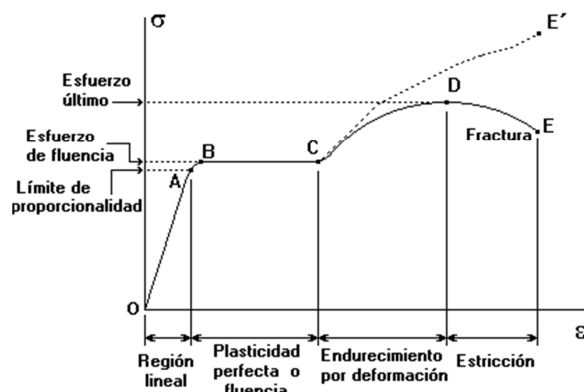
Figura 30: Posició horitzontal del basculant.

4.1. Material

El material amb el qual ha estat fabricat el basculant es desconeix. Per tal de conèixer el material es poden realitzar diferents assaigs que permeten determinar les propietats del material. En el cas del càlcul analític els valors que són de més interès són: El límit elàstic (S_y) i la resistència última a tracció (S_{ut}). D'aquest tipus d'assaigs en podem destacar dos que són els més comuns.

4.1.1. Assaig a tracció

Consisteix en agafar una mostra del material i aplicar-li una força de tracció fins que es produeix la ruptura de la proveta. Mentre es realitza l'assaig s'analitzen els valors de la força que s'aplica i la deformació que experimenta la proveta. Amb aquests valors es pot construir la gràfica tensió-deformació.



Gràfica 1: Tensió-deformació.

Aquest assaig és inviable en el nostre cas, ja que comporta tenir una mostra del material i això implica haver de tallar el basculant abans de l'assaig.

4.1.2. Assaig de duresa

Aquest assaig consisteix en aplicar una determinada càrrega puntual a la peça que es vol analitzar, generalment amb una bola d'acer extradur, mitjançant un duròmetre. En funció del grau de penetració se'n obté la duresa de peça. El valor de duresa obtingut ens permet relacionar-lo amb S_{ut} i amb aquest es pot trobar S_y .

Degut a que el basculant està fabricat amb tubs resultaria poc fiable aquest assaig ja que per obtenir uns valors fiables les provetes han de ser massisses per tal de que no s'aixafin durant l'assaig.

4.1.3. Suposició del material

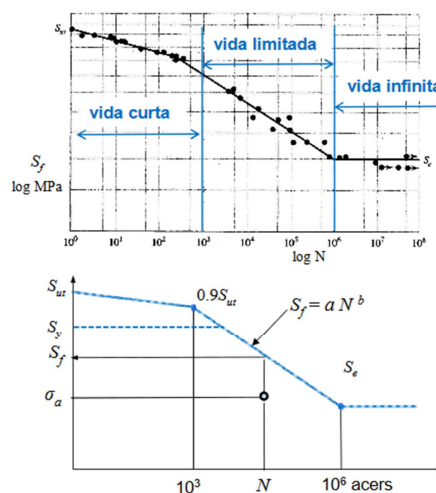
Havent vist la inviabilitat dels assaigs es decideix fer un supòsit del material amb el qual està fabricant tenint en compte uns factors:

- Està fabricat amb tub “camero”. És un tipus de tub molt utilitzat en la fabricació d'estructures i bancades per màquines.
- Les prestacions de la moto són baixes. Tot i que es tracta d'una moto d'enduro està destinada a un públic objectiu juvenil. A més degut a les baixes prestacions del motor no s'espera que es faci un ús molt intensiu de la moto.
- El preu de la moto és baix.

El material que s'escull per realitzar els càlculs analítics és l'acer **S275** les propietats del qual es mostren a la taula següent:

Acero de construcción S275 J2		
Composición química		
Carbono	C	≤ 0,21 %
Manganeso	Mn	≤ 1,60 %
Fósforo	P	≤ 0,045 %
Azufre	S	≤ 0,045 %
Propiedades mecánicas		
Resistencia a la tracción		
	d<3 mm	430÷580 Mpa
	3<d<100 mm	410÷560 Mpa
	100<d<250 mm	380÷540 Mpa
Límite elástico		
	d<16 mm	275 Mpa
	16<d<40 mm	265 Mpa
	40<d<100 mm	235 Mpa
	100<d<250 mm	205 Mpa
Propiedades tecnológicas		
Coste		0,90 €/kg
Soldabilidad		[5]
Resistencia a la corrosión		[1]

Taula 1: Propietats acer S275



Gràfica 2: Curva S-N de l'acer.

4.2. Geometria

El dibuix del basculant en 3D s'ha fet amb el software de disseny SolidWorks i la geometria de la peça s'ha importat en el programa d'elements finits amb format STEP214.

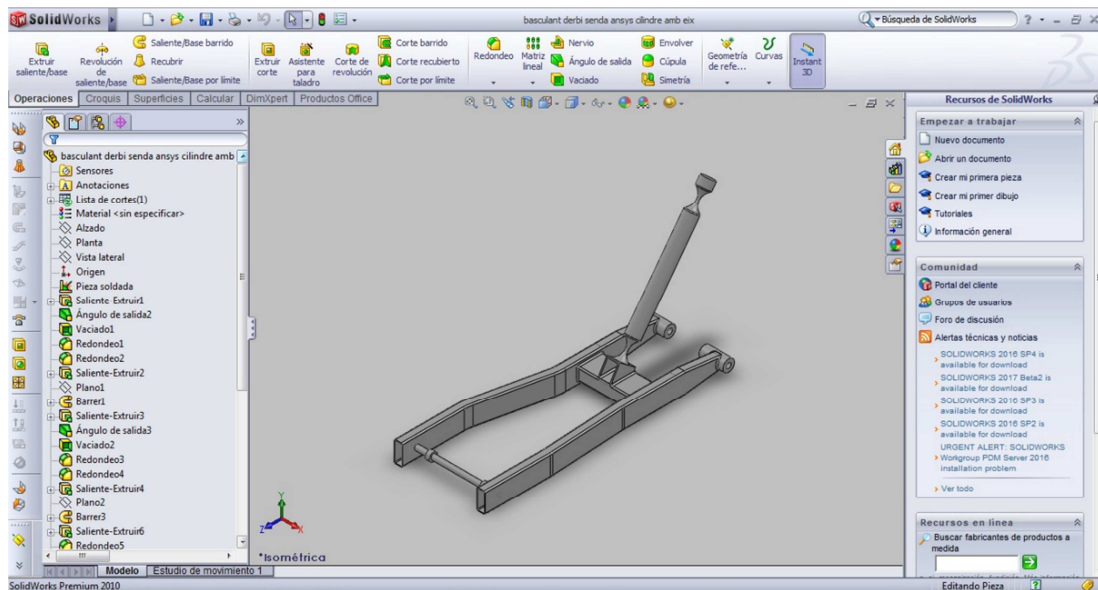


Figura 31: Geometria del basculant pel càlcul (FEM)

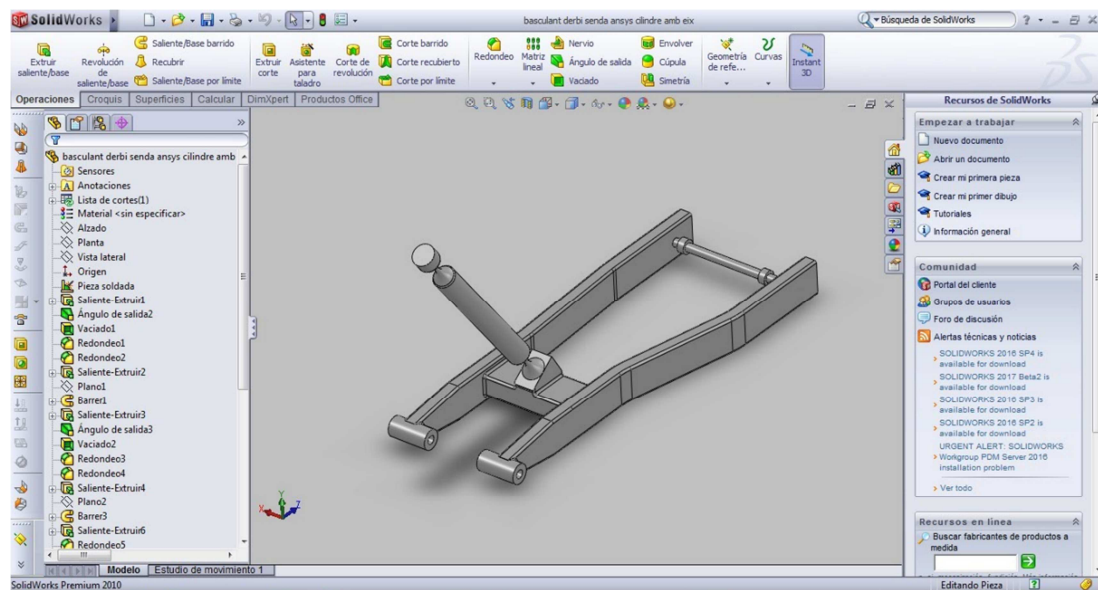


Figura 32: Vista frontal de la geometria del basculant pel càlcul (FEM)

Com es pot observar a les figures 31 i 32, a la geometria pel càlcul amb l'Ansys s'han introduït dos elements que no formen part directament de la geometria del basculant original (Fig.17). Aquests dos elements són el cilindre que va col·locat a l'anclatge de l'amortiguador i l'altre és l'eix posterior. El motiu pel qual s'han introduït aquests canvis respecte la geometria inicial s'explica detalladament en l'apartat 4.3 Condicions de contorn i en l'apartat 4.4 Càrregues.

Com s'ha explicat en l'apartat 3, el basculant està format per diferents tubs i elements que proporcionen l'ancoratge amb la moto i la roda. A la realitat aquests elements estan soldats entre sí. Per tal de simular les soldadures en el 3D s'han utilitzat arrodoniments de radi=3mm per simular el cordó de soldadura.

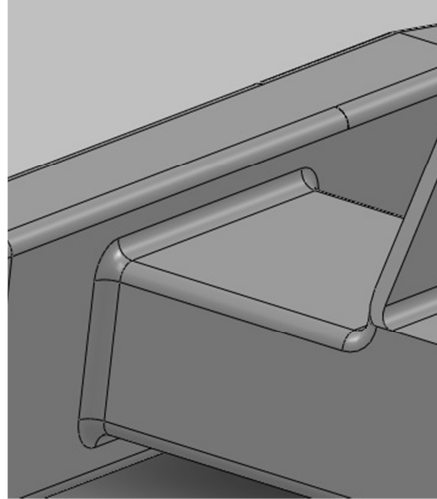


Figura 33: Simulació de les soldadures.



Figura 34: Simplificació del cordó de soldadura.

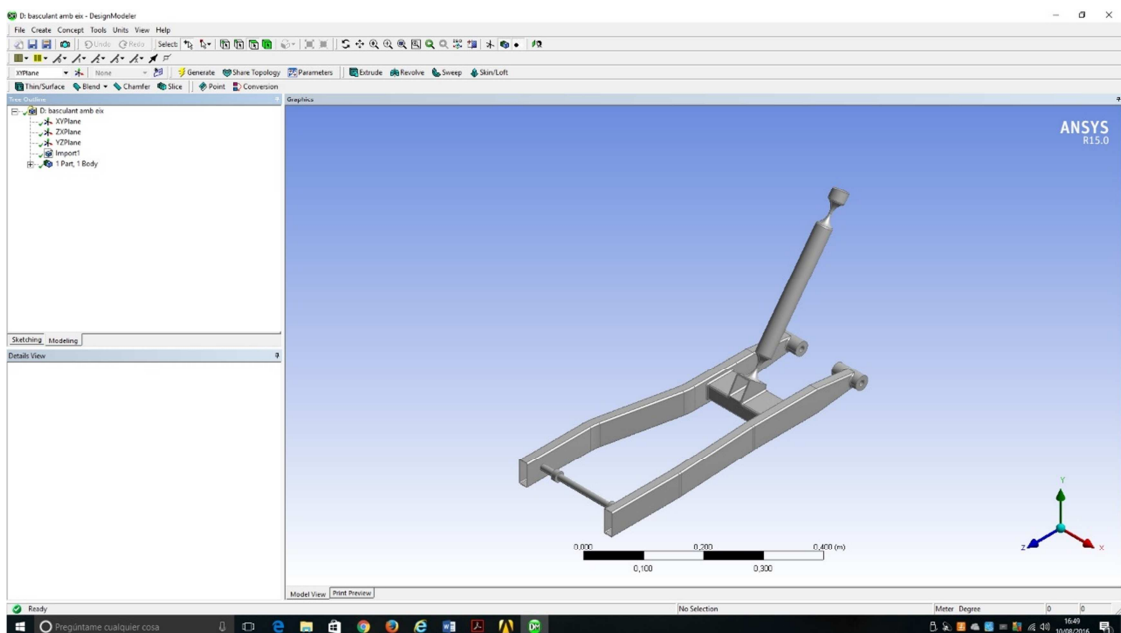


Figura 35: Geometria importada a l'Ansys Workbench.

4.3. Condicions de contorn

Com s'ha vist anteriorment, el basculant interactua amb altres elements que formen part de la moto. La manera en com es suposa la interacció entre ells és clau per obtenir uns resultats fiables ja que unes suposicions errònies poden donar resultats completament diferents. Les condicions de contorn que es determinen en l'anàlisi teòric es verifiquen al mateix temps amb l'assaig pràctic ja que totes les suposicions teòriques s'han de plasmar a la realitat.

En el cas que ens ocupa s'identifiquen tres zones de contacte que tindran unes condicions de contorn específiques.

4.3.1. Articulació amb el xassís

Aquest punt és on el basculant va fixat amb el xassís de la moto i oscil·la respecte ell. També cal observar que el moviment axial (eix X) està restringit ja que degut a la fixació el xassís no ho permet. Cal dir que a la realitat aquesta articulació es realitza amb unes dolles que giren respecte l'eix. Aquestes no s'han tingut en compte en la simulació.

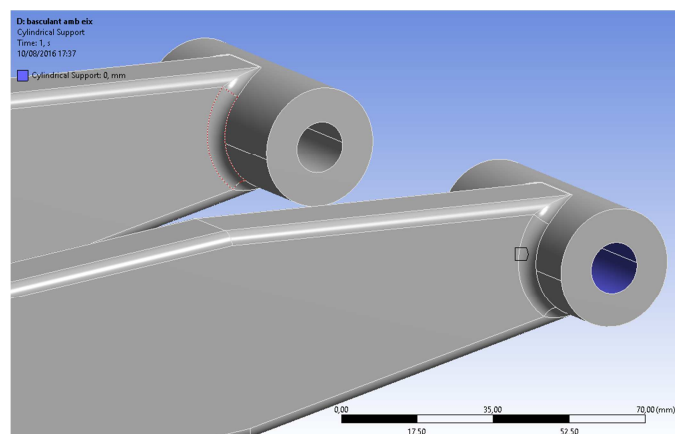


Figura 36: Articulació.

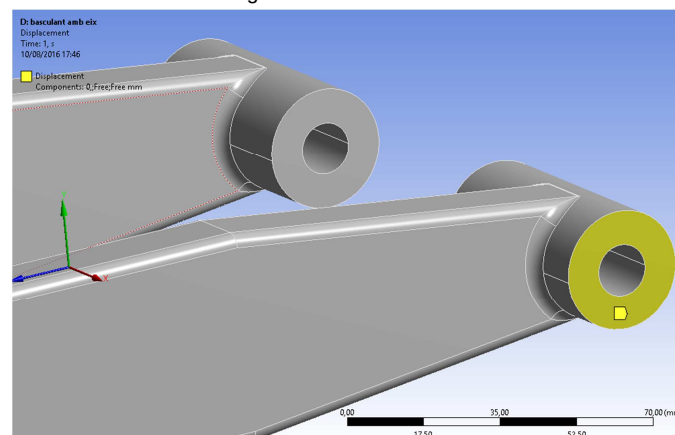


Figura 37: Desplaçament axial nul.

Es determinen les mateixes condicions de contorn a l'articulació de l'esquerra.

4.3.2. Unió amb l'amortiguador

Aquesta unió a la pràctica es realitza amb un cargol i una femella degudament fixats, com es mostra en la Figura.18, que permeten l'articulació del conjunt per tal de que el basculant pugui rotar.

Tal i com s'ha vist anteriorment l'amortiguador treballa com una barra bi-articulada (tracció-compressió). Aquest fet però a la pràctica no és del tot cert ja que els silent-blocks, que incorpora l'amortiguador, i la pretensió del cargol fan que una petita quantitat de moment flector es transmeti a través de l'articulació. Aquest moment flector és difícil de quantificar ja que depèn directament de les forces de fricció que apareixen en l'articulació i són difícils de determinar. Per tal de simular aquest fenomen s'ha creat una geometria annexa al basculant basada en els *mecanismes flexibles (Complaint mechanisms)*. Es tracta d'un cilindre de $\varnothing=30\text{mm}$ amb dues seccions de $\varnothing=5\text{mm}$ que estan situades als punts d'articulació de l'amortiguador. El comportament esperat d'aquest sistema és el semblant al d'una articulació, però que permet transmetre els petits moments originats per la fricció. Al mateix temps es garanteix que la línia d'acció de la força resultant en l'amortiguador passa pel seu eix longitudinal.

L'angle que forma l'eix longitudinal del cilindre amb l'horitzontal son 53° . Aquest angle correspon al que pren l'amortiguador quan el basculant es troba en posició horitzontal.

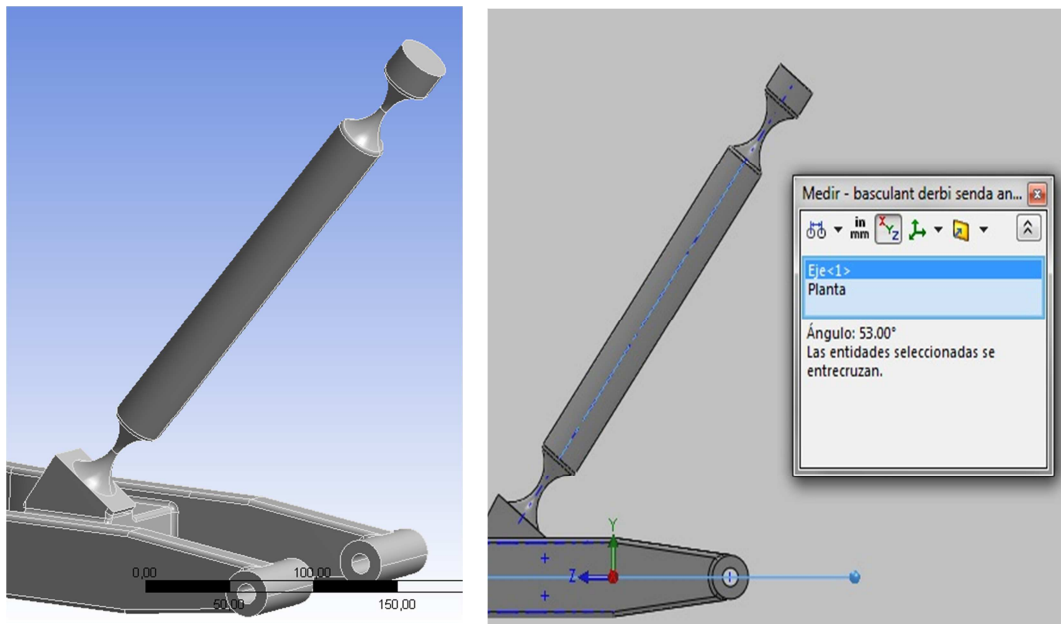


Figura 38: Cilindre annex.

A la cara superior del cilindre s'ha fixat el moviment vertical (eix Y) i el moviment en l'eix longitudinal (eix Z).

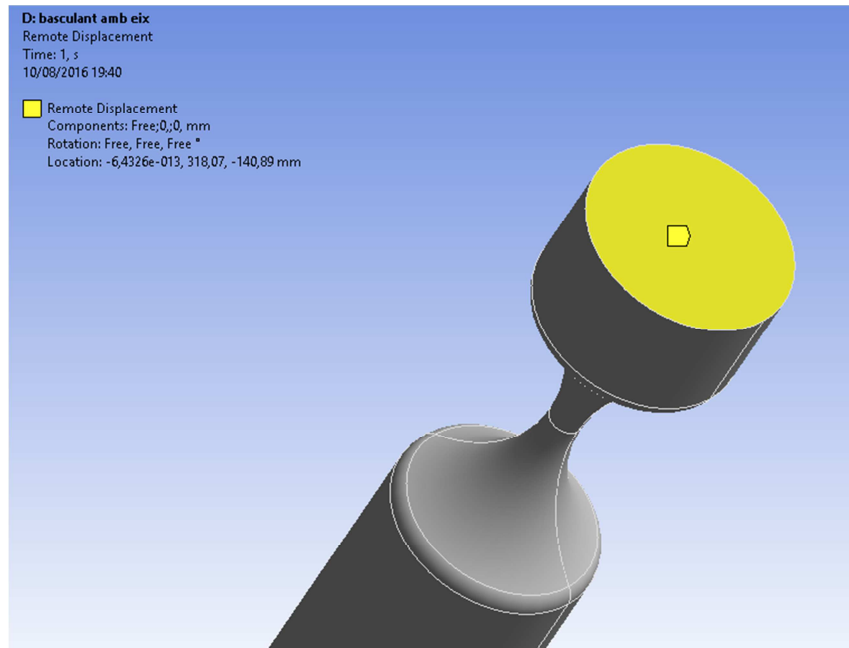


Figura 39: Fixació superior amortiguador.

4.3.3. Unió amb l'eix de la roda

Com s'ha vist anteriorment, en aquesta unió es troba el tensor de la cadena (Fig.20). Aquest element crea una unió molt rígida entre el basculant i l'eix ja que qualsevol deformació de l'eix es transmet pràcticament en la seva totalitat al basculant.

Per a la simulació d'aquest punt s'han eliminat els traus colissos i s'ha considerat que l'eix està encastat al basculant.

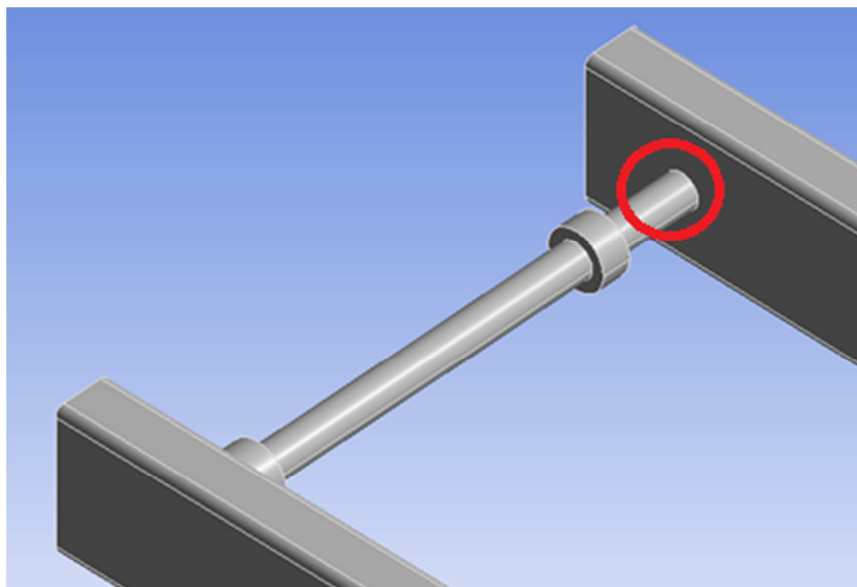


Figura 40: Encastament de l'eix al basculant.

4.4. Càrregues

Com s'ha vist anteriorment, l'única força que es considera és la força a la roda posterior, tan pel càlcul analític com per l'assaig experimental. Per realitzar el càlcul analític el valor d'aquesta força ens ve condicionat pel pistó del banc de proves. Aquest fet es dona degut a la configuració del sistema hidràulic del banc de proves.

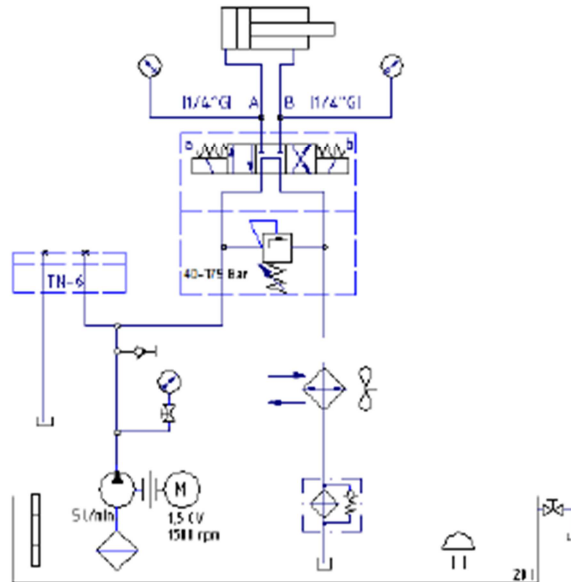
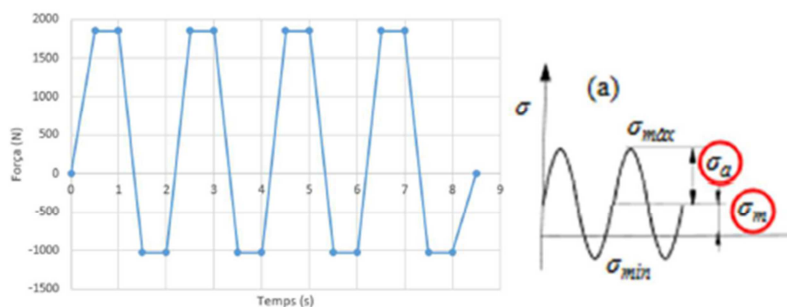


Figura 41: Esquema hidràulic.

Com es pot observar a la figura anterior el circuit hidràulic només disposa d'una vàlvula reguladora de pressió situada a la sortida de la bomba. Això fa que la pressió que entra al pistó sigui la mateixa en els dos sentits d'actuació. Aquest fet provoca que el pistó apliqui força en el basculant en els dos sentits, tant en l'extensió com en la retracció, ja que no es pot tallar el caudal d'entrada en algun dels sentits. El valor de la força en un sentit i en l'altre no és el mateix degut a la diferència d'àrees de l'èmbol. La disposició de càrregues que se'n deriva és una situació irreal en un cas de funcionament de la moto, ja que com s'ha vist a l'apartat 3.4.2. les forces a la roda posterior només actuen en un únic sentit. Tot i així, per tal de poder realitzar la comparativa del cas teòric i el cas pràctic s'ha d'aplicar en el model teòric la força en els dos sentits ja que la suposició de càrregues en els dos casos ha de ser la mateixa. El valor de la força del pistó i conseqüentment les tensions prenen aquesta forma.



Gràfica 3: Evolució de les forces i les tensions al llarg del temps.

4.4.1. Càlcul de la força a la roda posterior

Com que el valor de la força a la roda posterior és desconegut i difícil de quantificar s'opta per realitzar la suposició de càrregues a la inversa i així poder determinar un valor realista per aquesta força. Es calcula la força que genera l'amortiguador sobre el basculant pel fet d'estar comprimit degut a la posició horitzontal del basculant i amb el valor d'aquesta força es resol

l'estàtica del basculant considerant que està suportat per l'eix de la roda i pel xassís.

La força de la molla de l'amortiguador (F_m) la podem expressar segons:

- Rigidesa de la molla $k_m = 225 \text{ N/mm}$ (Dada del fabricant)
- $\Delta x \text{ (molla)} = L_{\text{natural}} - L_{\text{comprimida}} = 330 \text{ mm} - 302 \text{ mm} = 28 \text{ mm}$

$$F_m = K_m \cdot \Delta x = 225 \cdot 28 = 6300 \text{ N} \quad \text{Eq. (1)}$$

Introduint la força a l'Ansys i executant una petita simulació podem obtenir la reacció que apareix a la roda.

$$\sum M = 0; \sum F = 0$$

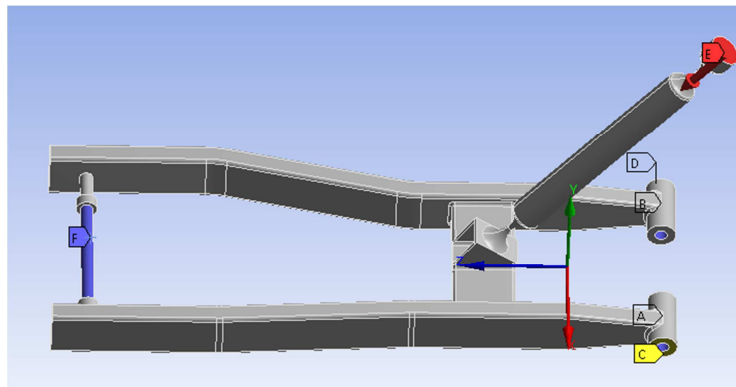


Figura 42: En vermell la força de l'amortiguador (E) i el suport a la roda (F).

El resultat de la reacció a l'eix de la roda és de $R_r = 1850 \text{ N} = F_{\text{roda}}$ tal i com es pot veure a la següent imatge.

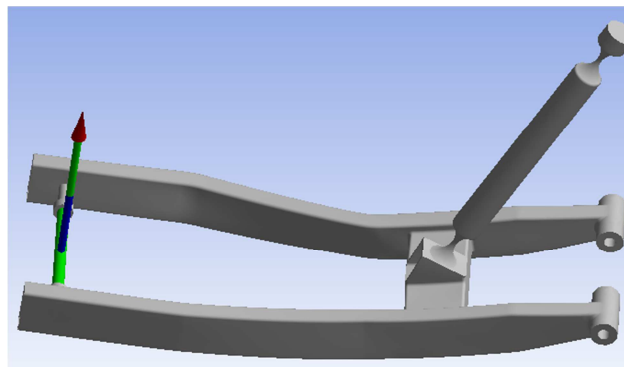


Figura 43 : Reacció a la roda.

Amb el valor d'aquesta força es pot trobar la força que fa el pistó en el sentit oposat sabent la diferencia d'àrees i suposant que la força de 1850 N es dona quan el pistó està en la fase d'extensió.

4.4.2. Càlcul de la força de retracció del pistó

Deguda la diferència d'àrees entre l'extensió i la retracció el pistó no efectua la mateixa força en els dos sentits. Aquesta força la podem calcular com:

Dades:

$\text{Força extensió} = \text{Força roda} = 1850\text{ N}$

$\varnothing_{\text{int}} \text{ pistó} = 30\text{ mm}$

$\varnothing \text{ tija} = 20\text{ mm}$

$$F_{\text{retracció}} = F_{\text{ext.}} \cdot \frac{A'}{A} \rightarrow 1850 \cdot \left(\frac{\pi \frac{30^2}{4} - \pi \frac{20^2}{4}}{\pi \frac{30^2}{4}} \right) = 1029\text{ N} \rightarrow -1029\text{ N} (\downarrow) \quad \text{Eq. (2)}$$

La força que s'aplica al basculant en sentit invers ($F_{r.inv.}$) són 1029 N .

4.4.3. Aplicació de la força

Un cop s'ha calculat els valors de la força a la roda $F_{\text{roda}} = 1850\text{ N}$ i $F_{r.inv.} = 1029\text{ N}$ falta definir el punt d'aplicació d'aquestes.

Com s'aprecia en la Figura 42, s'han creat dos cilindres solidaris a l'eix per aplicar la força en aquests dos punts. És així ja que la força a la roda es transmet per la caixa i a continuació a través de dos rodaments. Els cilindres representen els dos rodaments on s'aplica la meitat de la força en cada un. Cal destacar també que aquests no estan centrats a l'eix, això és degut al muntatge de la roda. La distància del rodament esquerra respecte el tub són 30 mm , la del rodament de la dreta són 10 mm .

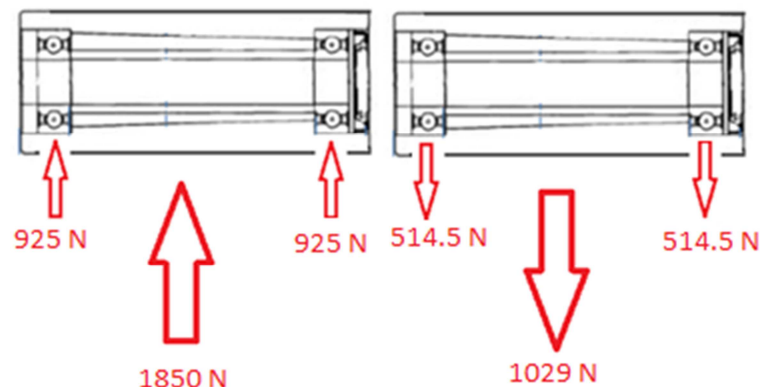


Figura 44: Esquema d'aplicació de la força.

La direcció amb la qual actua la força es lliure d'elecció, ja que totes les forces horitzontals (*direcció z*) les suporten sempre els anclatges amb el xassís (suports A i B Figura 42). Es decideix suposar 70° respecte l'horitzontal ja que és un angle que crea unes components de força bastant realistes i facilita el muntatge del pistó en l'assaig pràctic (veure Annex B).

Així doncs les forces pel càlcul analític queden de la següent manera:

- Força roda **$Fr = 1850\text{ N} \rightarrow 925\text{ N}$** a cada rodament, amb un angle de 70° respecte l'horitzontal.

Components de **Fr** :

- Força vertical (**Fy**) = **870 N** a cada rodament
- Força horitzontal (**Fz**)= **317.5 N** a cada rodament

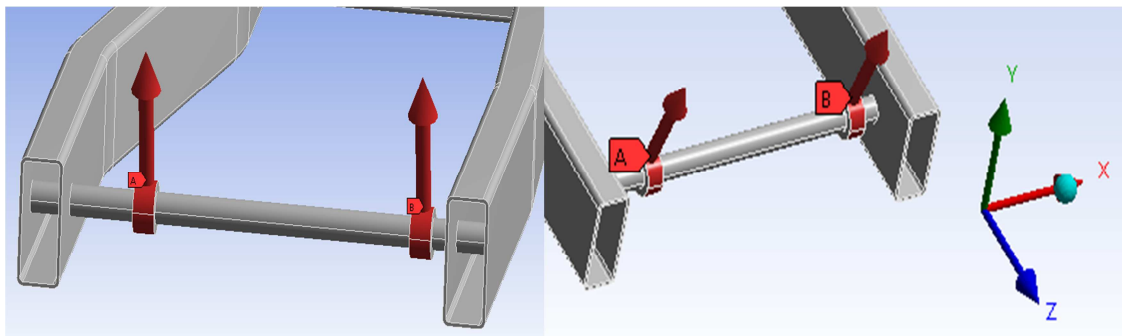


Figura 45: Aplicació de la força de 1850 N

En el cas de la força inversa tenim:

- Força roda inversa **$Fr.inv.= 1029\text{ N} \rightarrow 514.5\text{ N}$** a cada rodament, amb la mateixa direcció però en sentit invers.

Components de **$Fr.inv.$** :

- Força vertical (**$Fy inv.$**)= **483.5 N** a cada rodament
- Força horitzontal (**$Fz inv.$**)= **176 N** a cada rodament

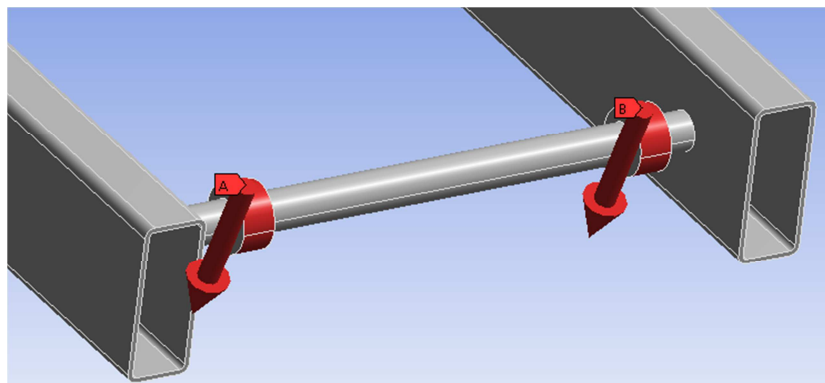


Figura 46: Aplicació de la força de 1029 N

4.5. Resultat del càlcul amb elements finits

Un cop aplicades les mateixes condicions de contorn i les càrregues corresponents per cada força al model, queda de la següent manera.

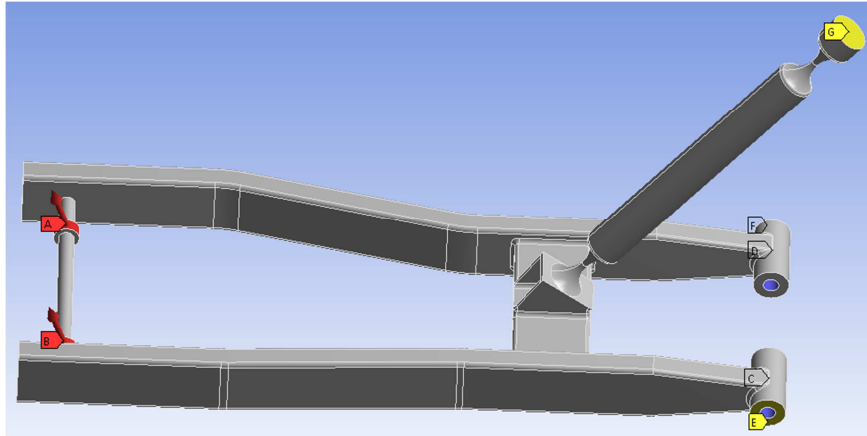


Figura 47: Condicions de contorn i càrrega de 1850 N

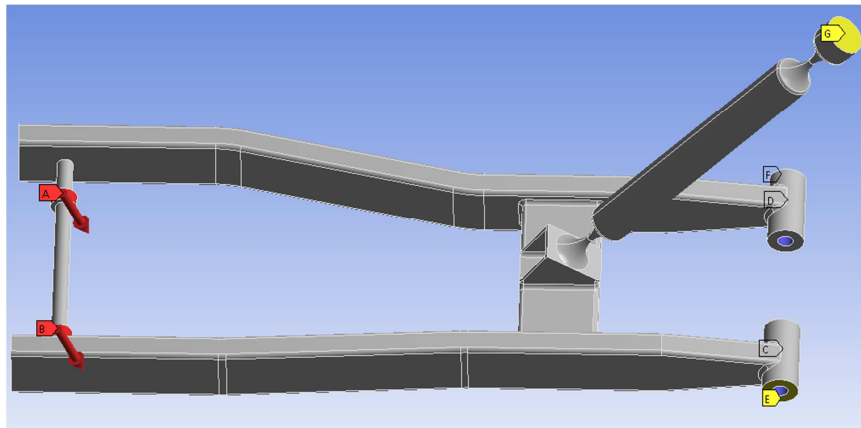


Figura 48: Condicions de contorn i càrrega de 1029 N

Un cop realitzada la malla es pot executar la simulació.

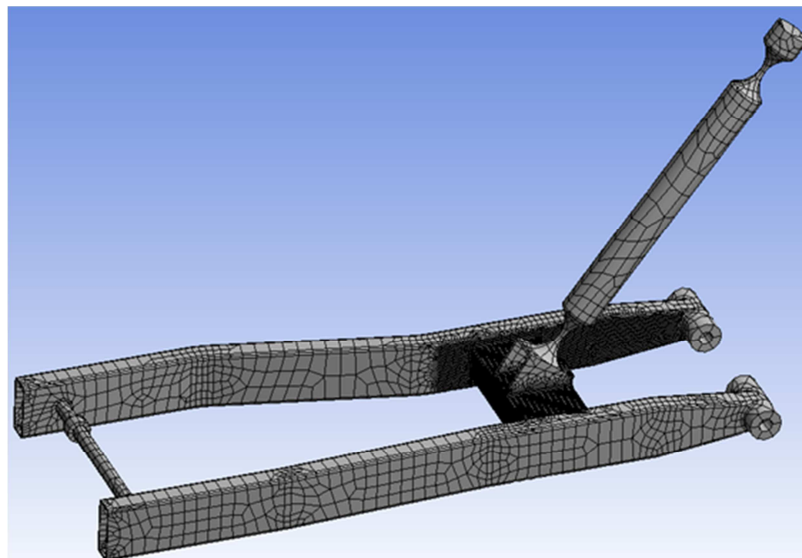


Figura 49: Mallat del model.

4.5.1. Tensions aplicant la força de 1850 N

L'ansys proporciona les tensions que apareixen a tot el model. Com que les tensions a l'amortiguador i a l'eix de la roda no interessen ja que són peces fictícies no es necessari que es mostrin els seus valors.

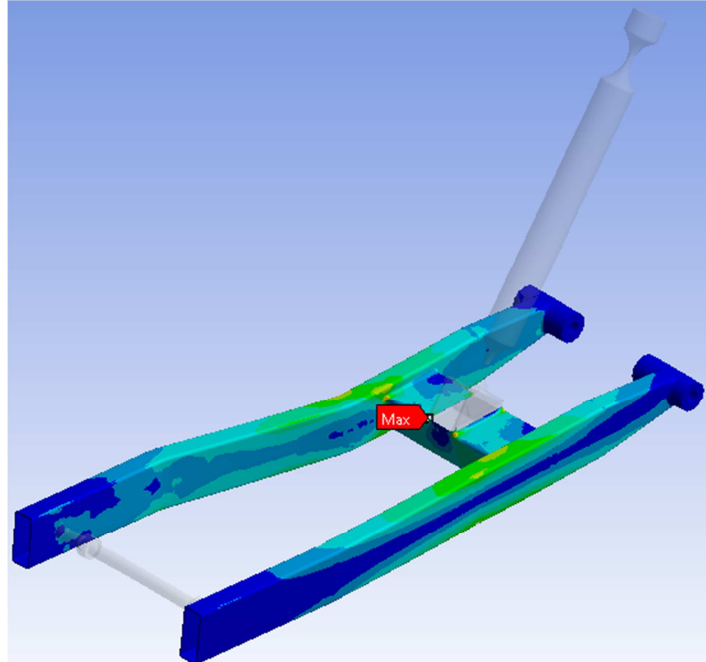


Figura 50: Tensió equivalent (σ') (Von mises) amb la força de 1850 N

Tal i com s'esperava les tensions més altes es produeixen a la zona pròxima a l'amortiguador, concretament a la unió del suport de l'amortiguador amb el tub transversal de $60 \times 30 \times 1.5 \text{ mm}$ i a les unions d'aquest tub amb els tubs de $50 \times 20 \times 1.5 \text{ mm}$.

El valor de la tensió màxima és de 236 Mpa i es dona entre la pletina que suporta l'amortiguador i el tub transversal de $60 \times 30 \times 1.5 \text{ mm}$.

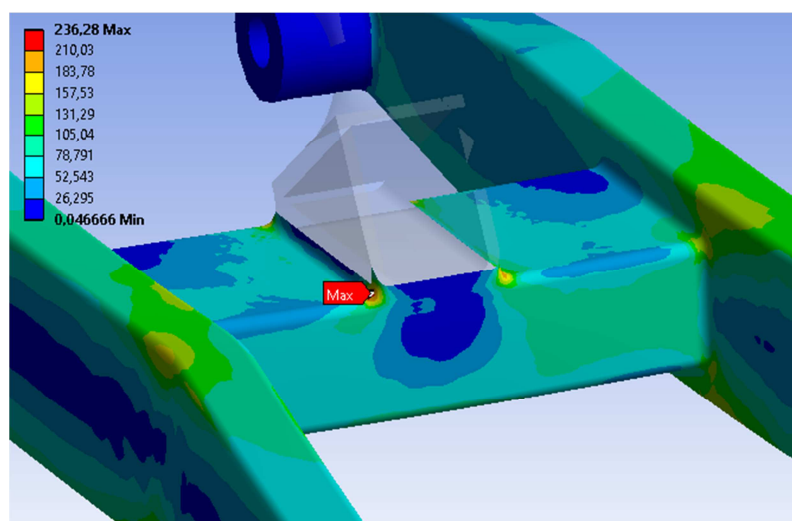


Figura 51: Tensió equivalent màxima.

Una altra zona on també apareixen tensions elevades és a la soldadura entre el braç longitudinal esquerre i el tub transversal. Tot i que els valors de les tensions són menys elevats aquesta zona està globalment més sol·licitada ja que com es pot veure en la següent imatge les tensions es troben més distribuïdes.

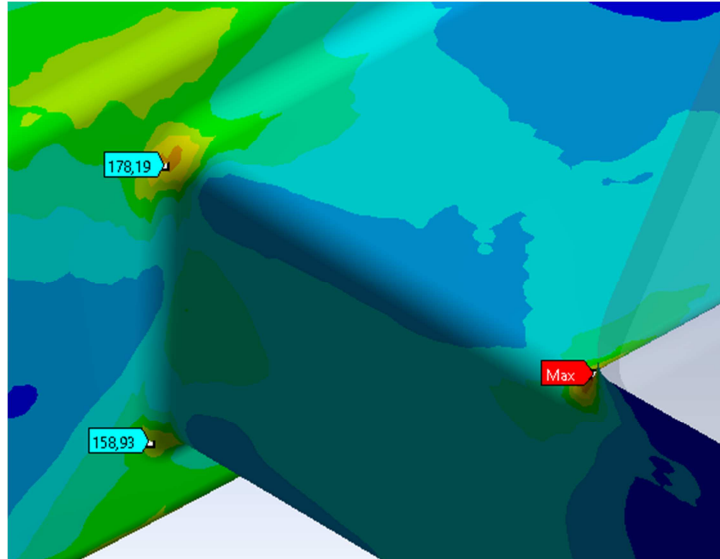


Figura 52: Tensió equivalent (σ') en les soldadures dels tubs.

4.5.2. Tensions aplicant la força de 1029 N

Les tensions causades per aquesta força són més petites i els valors màxims es donen en els mateixos punts que amb la força de 1850 N. També cal remarcar que les tensions provocades són inverses a les de la força de 1850 N (tracció ↔ compressió) ja que el sentit de la força és al contrari.

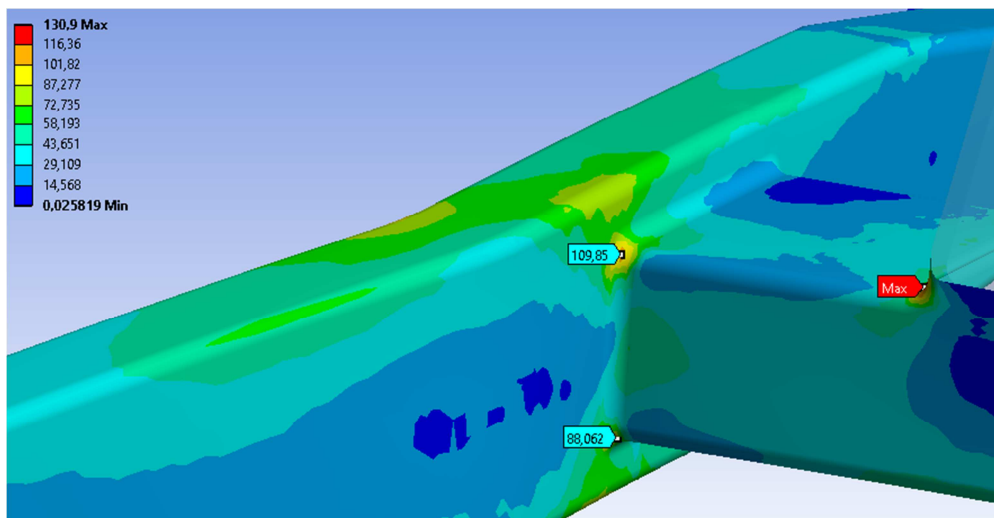


Figura 53: Tensió equivalent amb la força de 1029 N

4.6. Determinació del punt de càlcul

Com s'ha vist, hi ha dos punts on les tensions prenen valors que poden arribar a causar la ruptura de la peça. El punt d'unió del suport de l'amortiguador i el tub transversal l'anomenem punt (a).

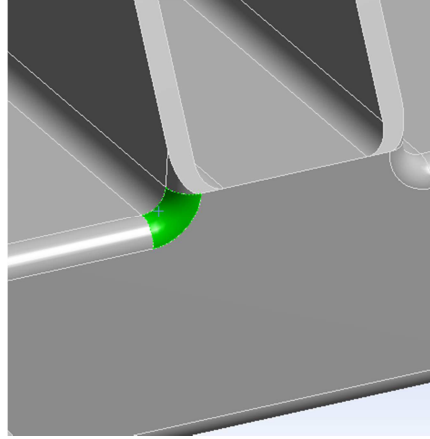


Figura 54: Punt (a)

L'altre punt és l'unió superior del tub longitudinal esquerre amb el tub transversal. L'anomenem punt (b).

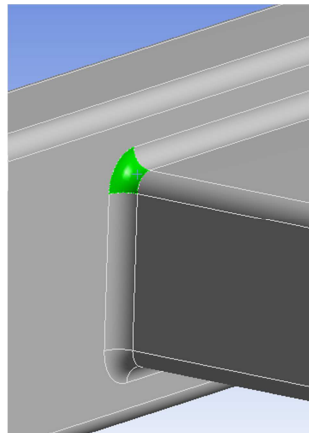


Figura 55: Punt (b)

Tot i que la tensió en el punt (a) és més elevada el seu valor és molt puntual, en canvi a la zona del punt (b) les tensions es troben repartides de manera més uniforme. Per tal determinar el punt d'estudi s'analitzen amb més detall les tensions normals (σ) i els tallants (τ) i el valor de la sensibilització del material (K_f) a cada punt i el seu límit de resistència a fatiga (S_e)

L'ansys ens proporciona els valors de (σ) i (τ) i el seu signe, considerant que aquests punts es troben en estat triaxial de tensions (σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx}). El valor de K_f i de S_e es troba a partir de taules i fórmules del llibre *Shigley 8^a Edició*.

4.6.1. Anàlisi del punt (a)

En aquest punt les tensions (σ) i els tallants (τ) són:

Per la força de 1850 N les tensions són:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -60 \text{ Mpa} & \tau_{xy} &= -90 \text{ Mpa} \\ \sigma_y &= -150 \text{ Mpa} & \tau_{yz} &= 63 \text{ Mpa} \\ \sigma_z &= -35 \text{ Mpa} & \tau_{zx} &= 35 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

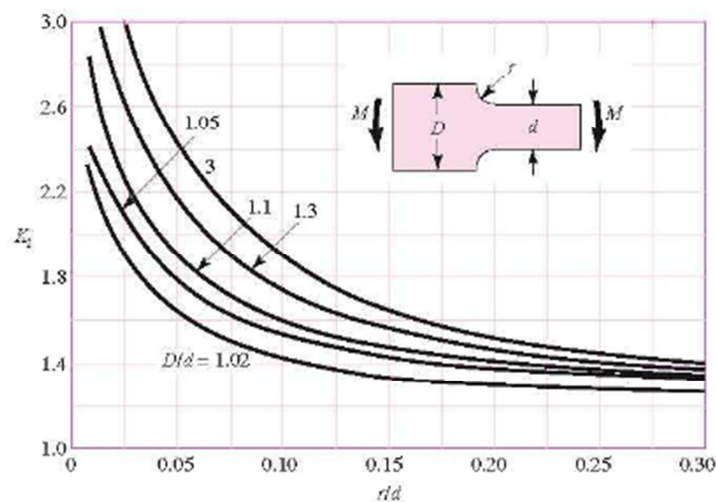
Per la força de 1029 N les tensions són:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 28 \text{ Mpa} & \tau_{xy} &= 52 \text{ Mpa} \\ \sigma_y &= 84 \text{ Mpa} & \tau_{yz} &= -36 \text{ Mpa} \\ \sigma_z &= 18 \text{ Mpa} & \tau_{zx} &= -20 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

El valor de la sensibilització del material (K_f) es pot calcular mitjançant:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.8(1.35 - 1) = 1.28 \quad \text{Eq. (3)}$$

El programa calcula les tensions amb els factors de concentració de tensions (K_t) aplicats, per calcular el valor de K_f s'ha de suposar un valor de K_t . El factor de concentració de tensions (K_t) s'extreu de la gràfica següent:



On es sap que:

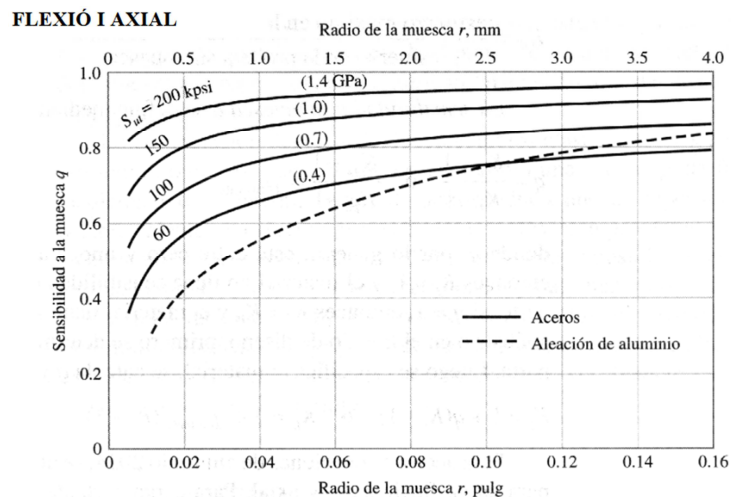
$D = 30 \text{ mm}$ (alçada del tub transversal)

$d = 20 \text{ mm}$ (promig de l'alçada del suport de l'amortiguador)

$r = 6 \text{ mm}$ (les soldadures s'ha simulat amb radis = 3 mm i en aquest cas s'han utilitzat radis de 6 mm (aprox. Radi variable) per arrodonir les cantonades que és el punt (a)).

Del gràfic es troba el valor de $K_t = 1.35$

El valor de la sensibilitat (q) es troba mitjançant:



Gràfica 5: Sensibilitat a la concentració de tensions.

On $r = 6 \text{ mm}$ i $S_{ut} = 410 \text{ Mpa} \rightarrow q = 0.8$

En aquest punt el valor de K_f és 1.32, és un valor poc elevat, això causa que el límit de resistència a fatiga (S_e) sigui bastant alt ja que són directament proporcionals

El valor de S_e el podem calcular com:

$$S_e = S_e(pr) * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e = 94.2 \text{ Mpa} \quad Eq. (4)$$

On:

$$S_e(pr) = 0.5 * S_{ut}$$

$$K_a = a * S_{ut}^b \text{ on } a = 271 \text{ i } b = -0.995 \text{ (Forja } \approx \text{ Soldadura)}$$

$$K_b = (d_{eq}/7.62)^{-0.107} \text{ on } d_{eq} = 0.808(h*b)^{0.5} \text{ on } h = 30 \text{ mm i } b = 60 \text{ mm (tub 60x30x1.5)}$$

$$K_c = 1 \text{ cas a flexió}$$

$$K_d = 1 \text{ Temperatura } < 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_e = 1/K_f \text{ cas de vida limitada}$$

4.6.2. Anàlisi del punt (b)

En aquest punt les tensions (σ) i els tallants (τ) són:

Per la força de 1850 N les tensions són:

$$\sigma_x = -68 \text{ Mpa} \quad \tau_{xy} = 5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_y = -32 \text{ Mpa} \quad \tau_{yz} = 12 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_z = -140 \text{ Mpa} \quad \tau_{zx} = 90 \text{ Mpa}$$

Per la força de 1029 N les tensions són:

$$\sigma_x = 40 \text{ Mpa} \quad \tau_{xy} = -2 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_y = 16 \text{ Mpa} \quad \tau_{yz} = -5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_z = 95 \text{ Mpa} \quad \tau_{zx} = -50 \text{ Mpa}$$

En aquest cas el valor del factor de concentració de tensions val $K_t = 1.8$ (Gràfica 4.)

On:

$D = 50 \text{ mm}$ (alçada del tub longitudinal)

$d = 30 \text{ mm}$ (alçada del tub transversal)

$r = 3 \text{ mm}$ (simulació de les soldadures)

El valor de la sensibilitat és $q = 0.75$ (Gràfica 5.)

On:

$r = 3 \text{ mm}$ i $S_{ut} = 410 \text{ Mpa}$.

Amb aquests valors podem trobar K_f utilitzant l'equació 3, per tant $K_f = 1.6$

El valor de S_e es pot trobar utilitzant l'equació 4 i substituint els corresponents valors.

$$S_e = S_e(pr) * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e = 76.8 \text{ Mpa} \quad Eq. (5)$$

On:

$$S_e(pr) = 0.5 * S_{ut}$$

$$K_a = a * S_{ut}^b \text{ on } a = 271 \text{ i } b = -0.995 \text{ (Forja } \approx \text{ Soldadura)}$$

$$K_b = (d_{eq}/7.62)^{-0.107} \text{ on } d_{eq} = 0.808(h*b)^{0.5} \text{ on } h = 50 \text{ mm (alçada tub long.) i } b = 30 \text{ mm (ample tub transversal)}$$

$$K_c = 1 \text{ cas a flexió}$$

$$K_d = 1 \text{ Temperatura } < 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K_e = 1/K_f \text{ cas de vida limitada}$$

4.6.3. Elecció del punt de càlcul

Com s'ha observat, el punt (a) es troba sotmès a més tensió, però les característiques de construcció ofereixen una millor resistència a fatiga. En canvi, el punt (b) està menys sol·licitat però té un límit de resistència a la fatiga més baix.

Es pot observar que la tensió màxima a la que es troba sotmesa cada punt en comparació a la seva resistència a fatiga és pràcticament la mateixa.

Analitzant les tensions de cada punt s'observa les tensions i tallants màxims en el pla on apareixen són similars.

En el punt (a) la tensió normal i el tallant màxim en el mateix pla són:

$$\sigma_y = -150 \text{ Mpa} \text{ i } \tau_{xy} = -90 \text{ Mpa}$$

En el punt (b) la tensió normal i el tallant màxim en el mateix pla són:

$$\sigma_z = -140 \text{ Mpa} \text{ i } \tau_{zx} = 90 \text{ Mpa}$$

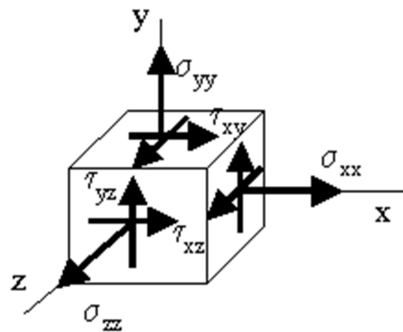


Figura 56: Estat tridimensional de tensions.

Com es pot observar la diferència es dona en la tensió normal i és de 10 Mpa . És una diferència molt petita com per poder suposar en quin dels dos punts es pot produir la fractura del material.

Aquest fet dificulta l'elecció del punt d'estudi ja que les tensions predominants són pràcticament iguals.

Per tal d'escollir un dels punts per realitzar el càlcul analític, s'opta per analitzar les tensions al voltant de cada punt perquè una zona globalment més sol·licitada és més propensa a l'aparició i progressió d'esquerdes.

A les següents imatges (Fig. 57 i 58) es mostren les tensions s'originen al voltant del punt (a) i el punt (b) degudes a les dues forces que s'apliquen al model.

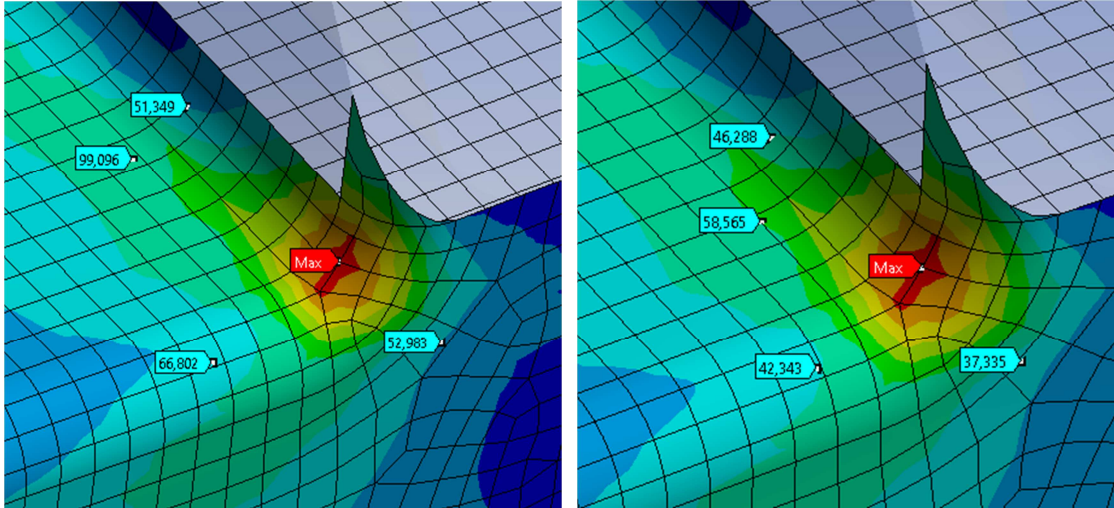


Figura 57: Tensions equivalents en el punt (a) per la força de 1850 (esquerra) i 1029 N (dreta)

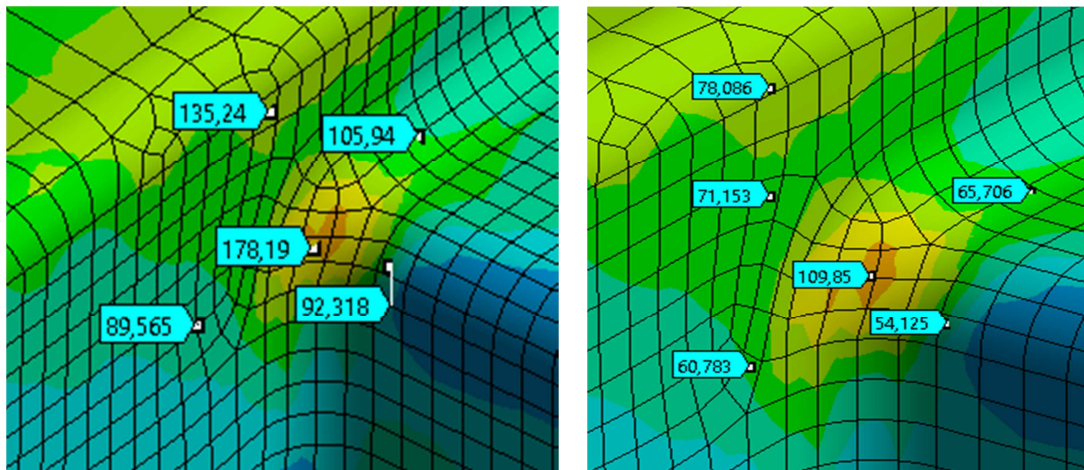


Figura 58: Tensions equivalents en el punt (b) per la força de 1850 (esquerra) i 1029 N (dreta)

Les tensions al voltant del punt (b) mantenen valors bastant elevats a certa distància del punt. A més el tub longitudinal també està sotmès a tensions relativament altes, per tant en el cas d'aparició d'una esquerda a la soldadura entre els tubs aquesta podria progressar fàcilment.

El punt (a) té un pic de tensió molt localitzat i a poca distància les tensions decauen de manera molt més elevada que el punt (b). El tub transversal on es solda el suport de l'amortiguador està molt poc carregat, ja que pràcticament la única zona on hi ha tensió és a la soldadura amb el suport.

El punt que s'escull és el **punt (b)** ja que, en principi, és més probable que aparegui alguna esquerda a la soldadura d'unió dels tubs longitudinal i transversal i que es produeixi la propagació.

4.7. Càlcul de la resistència a fatiga

Es realitza el càlcul del nombre de cicles que pot suportar el basculant mitjançant el mòdul de fatiga que incorpora l'Ansys i amb fórmules empíriques.

4.7.1. Càlcul del nombre de cicles amb l'Ansys

Dades:

$K_f = 1.6 \rightarrow$ per introduir-lo a l'Ansys $1/1.6 = 0.625$

Model de falla a fatiga: Soderberg

Tensions fluctuants: *Ratio* $\rightarrow 1029\text{ N}/1850\text{ N} \rightarrow 0.55$

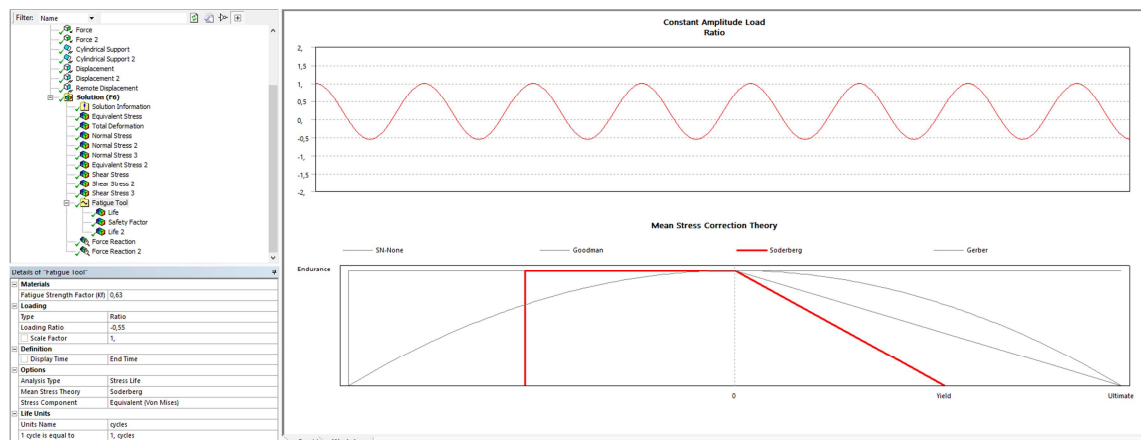


Figura 59: Mòdul de fatiga de l'ansys.

Un cop executada la simulació es pot visualitzar el nombre de cicles que aguanta el basculant en el punt (b) segons el model de Soderberg.

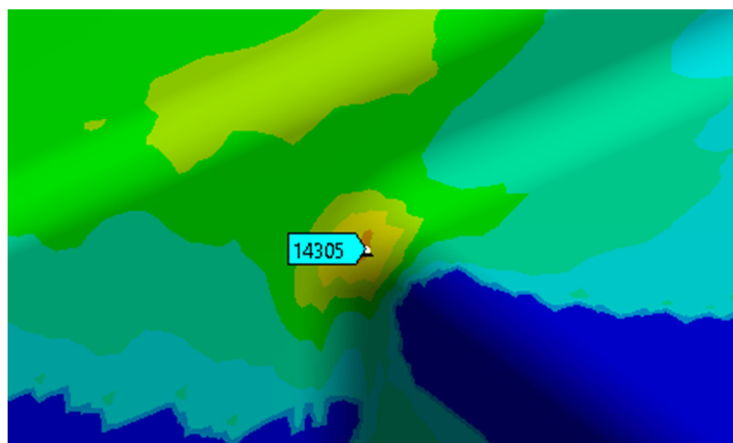


Figura 60: Nombre de cicles de vida en el punt (b)

El nombre de cicles que pot suportar el basculant són **14305**.

Com es pot veure, el nombre de cicles que pot suportar el basculant es troba a la zona de vida limitada $10^3 > N > 10^6$.

4.7.2. Càlcul del nombre de cicles amb fórmules empíriques

El model de falla de Soderberg és molt conservador. El model de l'el·lipse ASME s'ajusta molt més a la realitat però el mòdul de fatiga de l'Ansys no l'incorpora. Per tal de conèixer el nombre de cicles que pot suportar el basculant utilitzant aquest model es realitza el càlcul amb fórmules empíriques.

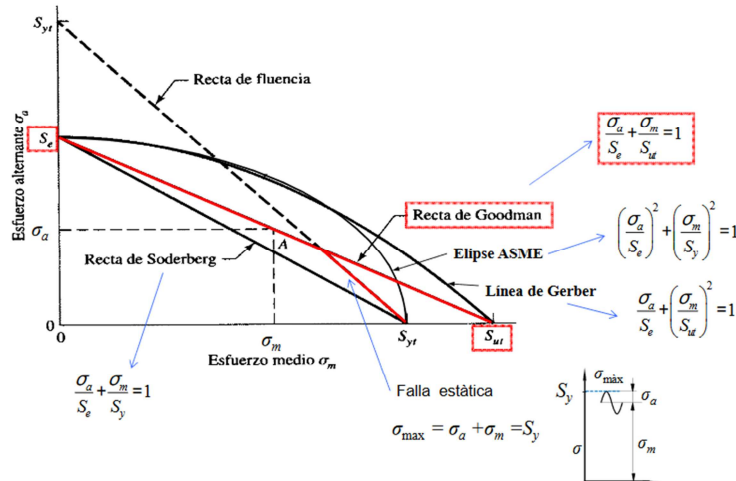


Figura 61: Teories de falla a fatiga.

En el punt d'estudi, punt (b), les tensions són:

Força = 1850 N → Tensió equivalent (Von Mises) $\sigma' = 178 \text{ Mpa}$

Força = -1029 N → Tensió equivalent (Von Mises) $\sigma' = 110 \text{ Mpa}$

Per determinar el nombre de cicles que és capaç de suportar el basculant cal determinar la tensió mitja equivalent (σ'_m) i la tensió alternant equivalent (σ'_a). Els valors de tensió equivalent (σ') sempre són positius per tant no els podem sumar i restar de forma directe ja que no estariem tinguent en compte si les tensions són a tracció o a compressió i els valors de σ'_m i σ'_a no tindrien un valor correcte.

Per conèixer el valor de σ'_m i σ'_a s'han d'analitzar els valors de cada tensió normal i tensió tallant (σ i τ) que genera cada força per separat. en el mateix punt on hi ha la tensió equivalent (σ').

Amb els valors de les tensions en el punt (b) trobats a l'apartat 4.6.2. es calculen les tensions mitjes i alternes σ_m , σ_a i τ_m , τ_a . per cada direcció (x,y,z) en el cas de σ i per cada pla (xy,yz,zx) en el cas de τ .

Substituint els valors corresponents en cada cas queda de la següent manera.

$$\sigma_{xm} = \frac{\sigma_{x\max} + \sigma_{x\min}}{2} = \frac{40 + (-68)}{2} = -14 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (5)}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{\sigma_{x\max} - \sigma_{x\min}}{2} = \frac{40 - (-68)}{2} = 54 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (6)}$$

$$\tau_{xym} = \frac{\tau_{xy\max} + \tau_{xy\min}}{2} = \frac{5 + (-2)}{2} = 1.5 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (7)}$$

$$\tau_{xya} = \frac{\tau_{xy\max} - \tau_{xy\min}}{2} = \frac{5 - (-2)}{2} = 3.5 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (8)}$$

Es calculen de la mateixa manera els valors de σ_m , σ_a i τ_m , τ_a per les tensions σ_y i σ_z i pels tallants τ_{yz} i τ_{zx} .

Amb els valors de tensions mitjanes i alternes calculats es pot saber la tensió equivalent mitja (σ'_m) i la tensió equivalent alterna (σ'_a) substituint els corresponents valors per cada cas a la fórmula següent:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad \text{Eq. (9)}$$

Els valors que obtenim de l'equació 9 són:

$$\sigma'_m = 37.4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_a = 147.5 \text{ Mpa}$$

Per fer la comprovació del càlcul es pot calcular la tensió mitja equivalent (σ'_m) i la tensió alterna equivalent (σ'_a) utilitzant els valors de tensió equivalent (σ') proporcionats per l'Ansys i suposar que un està a tracció i l'altre a compressió. A continuació es pot calcular la σ'_m i la σ'_a en valor absolut i comparar els valors amb els calculats a l'equació 9.

Prenem $\sigma' = -178 \text{ Mpa}$ ja que la força genera compressió en aquest punt, i la $\sigma' = 110 \text{ Mpa}$ amb el mateix valor ja que està a tracció.

$$|\sigma'_m| = \left| \frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2} \right| = \left| \frac{110 + (-178)}{2} \right| \rightarrow \sigma'_m = 34 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (10)}$$

$$|\sigma'_a| = \left| \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2} \right| = \left| \frac{110 - (-178)}{2} \right| \rightarrow \sigma'_a = 144 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (11)}$$

Com es pot observar els valors calculats en cada cas tenen un valor molt pròxim ja que hi ha una diferència de 3 Mpa originat pel fet de l'arrodoniment dels decimals.

Amb els valors de (σ'_m) i la tensió alterna equivalent (σ'_a) calculats podem calcular el nombre de cicles que pot suportar el basculant. Per el càlcul del nombre de cicles s'utilitzen els valor de tensió mitja equivalent (σ'_m) i la tensió alterna equivalent (σ'_a) calculats a les equacions 10 i 11 ja que l'error acumulat és menor que els valors de l'equació 9.

Dades:

$$\sigma'_m = 34 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_a = 144 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 76.8 \text{ Mpa}$$

El valor de S_e és el calculat a l'equació 5. → **$S_e = 76.8 \text{ Mpa}$**

Per tal de calcular el nombre de cicles s'utilitzen les equacions de vida limitada.

$$Sf = a \cdot N^b = (\text{Mpa}) \quad \text{Eq. (13)}$$

On:

$$a = \frac{(0.9 \cdot Sut)^2}{S_e} = \frac{(0.9 \cdot 410)^2}{76.8} = 1773 \quad \text{Eq. (14)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0.9 \cdot Sut}{S_e}\right) = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0.9 \cdot 410}{76.8}\right) = -0.227 \quad \text{Eq. (15)}$$

Utilitzan l'equació de l'el·lipse ASME es pot trobar el valor de Sf:

$$\left(\frac{\sigma a}{Sf}\right)^2 + \left(\frac{\sigma m}{Sy}\right)^2 = 1 \rightarrow \left(\frac{144}{Sf}\right)^2 + \left(\frac{34}{275}\right)^2 = 1 \rightarrow Sf = 145.11 \text{ Mpa} \quad \text{Eq. (16)}$$

Substituint el valor de Sf a l'equació 13 trobem el nombre de cicles que suporta el basculant.

$$Sf = a \cdot N^b \rightarrow 145.11 = 1773 \cdot N^{-0.227} \rightarrow N = 6.15 \cdot 10^4 \text{ cicles} \quad \text{Eq. (17)}$$

El nombre de cicles que s'espera que pugui suportar el basculant són **61500** cicles.

5. ASSAIG EXPERIMENTAL

Un cop s'han muntat tots els elements de subjecció del basculant i el pistó, el sistema de detecció de ruptura de la peça i les mànegues hidràuliques, el següent pas és determinar la pressió necessària que s'ha d'aplicar al pistó i fer la comprovació final del muntatge i de la màquina.



Figura 62: Muntatge complet del banc de proves.

5.1. Càlcul de la pressió hidràulica

Per tal de que el pistó apliqui la força que es desitja s'ha de regular la vàlvula d'entrada del fluid hidràulic a l'interior del pistó. La pressió necessària a la qual s'ha de fixar la vàlvula es calcula de la següent manera.

Dades:

Força necessària = 1850 N

$\varnothing_{int}$ pistó = 30 mm

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{1850}{\pi \frac{30^2}{4}} = 2.62 \text{ Mpa} \rightarrow 26.2 \text{ Bar} \quad \text{Eq. (18)}$$

La pressió a la qual s'ha de regular la vàlvula són **26.2 Bar**.

5.2. Comprovació del muntatge

Per realitzar l'assaig correctament i no produir cap dany a la màquina s'ha seguit el *Manual de la màquina hidràulica d'assaig a fatiga* present en el treball final de grau *Determinació experimental i analítica de la resistència a fatiga* del Sr. Raül Sanchez Garcia. En aquest manual es detalla com ajustar la màquina i el manteniment que s'ha d'efectuar en els seus elements.

Un cop s'ha regulat la màquina es comprova que els elements que s'han muntat estiguin a la posició correcta. S'ha de tenir en compte que el basculant es trobi en posició completament horitzontal i la direcció amb la qual actua el pistó són 70° respecte el terra.

Amb les comprovacions finalitzades es pot engegar la màquina.

5.3. Comportament del basculant durant l'assaig

Quan la màquina ha realitzat uns **101000 cicles** ens adonem que comença a aparèixer una petita esquerda pròxima en el punt càlculat anteriorment (punt (b)). L'esquerda té un tamany molt reduït i es pot apreciar al costat del cordó de soldadura dels tubs.

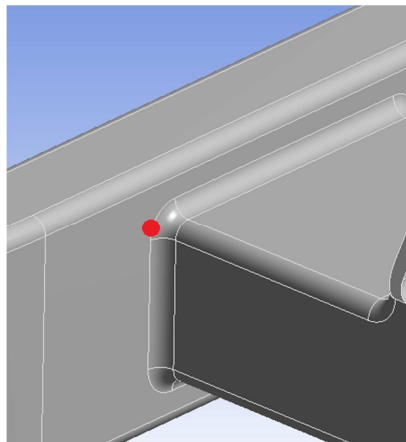


Figura 63: Inici de l'esquerda a 101000 cicles.

A **140000 cicles** l'esquerda ha progressat cap a la part superior i inferior del tub.

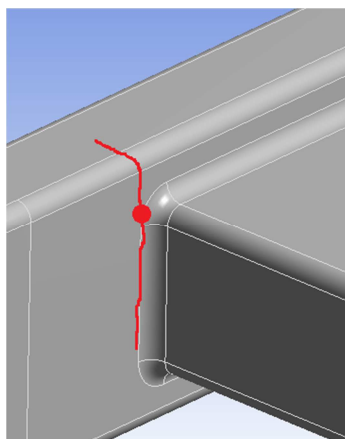


Figura 64: Progressió de l'esquerda.

En superar els **170000 cicles** l'esquerda ha progressat de tal forma que arriba a la part inferior del tub i a la part exterior del tub.

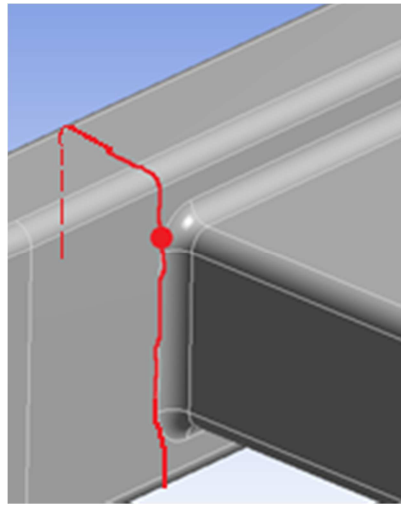


Figura 65: Progressió de l'esquerda a 170000 cicles.

En el mateix moment es comença a apreciar que apareix una nova esquerda en la mateixa unió soldada però a l'altre banda del basculant.

Aquest fenomen es dona perquè el tub de l'esquerra ha perdut rigidesa degut a la progressió de l'esquerda. Els tubs treballen en paral·lel, com que el tub de l'esquerra és menys rígid la major part de la força aplicada se l'emporta el tub de la dreta que no ha perdut rigidesa. Aquest fet fa que les tensions en el braç de la dreta augmentin de manera considerable. L'esquerda inicial no segueixi augmentat al mateix ritme, sinó que l'esquerda que progressa a major ritme és la del costat dret.

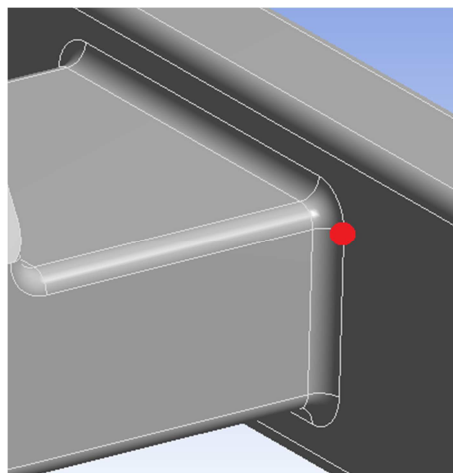


Figura 66: Inici de l'esquerda en el costat dret.

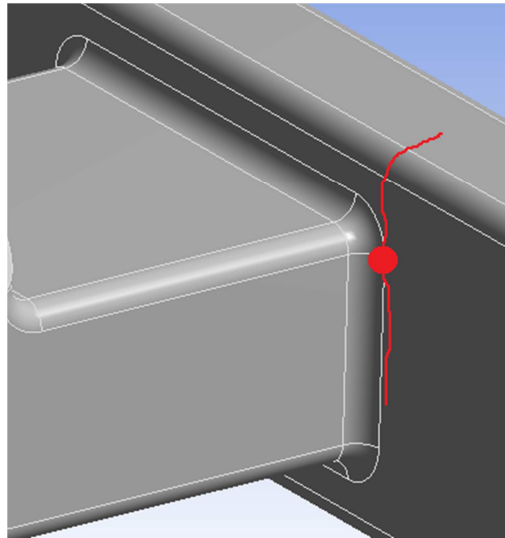


Figura 67: Evolució de l'esquerda de la dreta.

Finalment quan s'arriba als **200000 cicles**, degut a les deformacions que pateix el basculant, el sistema de detecció de ruptura de la peça para la màquina. Els tubs longitudinals no s'arriben a trencar del tot. Això és degut a que; el pistó no té la mateixa cursa en l'extensió que en la retracció degut a la posició en la que està muntat i perquè el material és molt dúctil i té una gran capacitat de fluència i deformació plàstica.

5.4.Resultats de l'assaig experimental

Al final de l'assaig el basculant queda de la següent manera.



Figura 68: Esquerda i propagació en el punt (b)



Figura 69: Propagació de l'esquerda cap a la part inferior.

Com s'ha comentat, en l'unió del costat dret també hi apareix una esquerda. Aquesta esquerda no té la mateixa magnitud que la del costat esquerre ja que en aquesta zona les tensions són més baixes degut a que el tub longitudinal no està curvat.



Figura 70: Esquerda en la unió de la dreta.

L'esquerda en aquesta banda no arriba a la part inferior del tub, sinó que es queda al final de la part inferior de la soldadura d'unió dels tubs.

Com es pot observar a les imatges, les esquerdes sempre s'originen just al costat de les soldadures. Això es degut a que en el mòdel en 3D les soldadures es simulen amb un radi de 3 mm i a la realitat no és així. Com es pot veure, en els punts d'unió amb els tubs, la soldadura té uns petits arrodoniments que provoquen pics de tensió molt elevats. Aquests petits arrodoniments són molt difícils de simular en el 3D i és per això que les tensions màximes en el càlcul en elements finits es donen a la curvatura de la soldadura en comptes d'aparèixer en aquests punts.



Figura 71: Soldadura 3D (esquerra) vs. Soldadura real(dreta)

6. RESULTATS I COMPARATIVA

El nombre de cicles teòric són 61500 cicles. Aquest valor s'ha de comparar amb el nombre de cicles que ha realitzat la màquina en el moment en que apareix la primera esquerda en el basculant, ja que en aquest instant ja s'ha produït la falla del material.

Com s'ha comentat anteriorment en el moment ens que s'aprecia una esquerda la màquina ha realitzat 101000 cicles.

Per fer la comparativa dels resultats es calcula el percentatge d'error comès en el nombre de cicles. Per fer-ho cal realitzar el càlcul en escala logarítmica ja que la curva S-N el nombre de cicles es troba representat en escala logarítmica ($\log N$).

Dades:

Nº cicles teòric: 61500

Nº cicles experimental: 101000

$$Error (\%) = \left| \frac{\log(N^{\circ} \text{ cicles teòric}) - \log(N^{\circ} \text{ cicles exp.})}{\log(N^{\circ} \text{ cicles teòric})} \right| \cdot 100 = 4.5\% \quad Eq. (18)$$

Aquest error pot haver estat causat per diverses causes com per exemple:

- Suposició del material.
- Inexactitud en el 3D de la geometria.
- Poca precisió en la regulació de la pressió hidràulica del banc.
- Poca rigidesa del sistema de subjecció del basculant.
- Desajustaments en el muntatge del banc de proves.

L'error comès és petit, per tant es pot considerar que el càlcul analític s'ajusta de manera fidedigne al comportament real del basculant.

7. CONCLUSIONS

En aquest projecte s'ha assolit l'objectiu principal de poder realitzar la comparativa del nombre de cicles de vida d'un basculant obtinguts a partir de càlculs analítics, amb els valors d'un assaig experimental. El propòsit de realitzar la comparativa dels valors amb l'aplicació de càrregues reals no s'ha pogut dur a terme degut a la configuració del banc de proves.

A causa de la poca experiència amb l'Ansys el modelatge pel càlcul amb elements finits ha estat una tasca complexa. S'han realitzat moltes proves i comprovacions amb diferents mallats, aplicant variacions a les condicions de contorn per tal de visualitzar els efectes, etc. L'aprenentatge del programa s'ha realitzat de forma més o menys autodidacta, llavors per obtenir resultats finals coherents s'ha hagut d'avançar molt a poc a poc.

Tot i així els resultats finals són molt positius i es comprova que el càlcul amb elements finits és una eina molt potent en el món enginyeril ja que permet realitzar càlculs molt acurats en peces de geometries complexes.

Els diferents útils fabricats per realitzar l'assaig experimental es podran seguir utilitzant per futurs assaigs en el banc de proves.

8. RELACIÓ DE DOCUMENTS

Document 1 Memòria i annexos

Memòria

Annex A

Annex B

Document 2 Annex C: Disseny dels utilitatges per l'assaig experimental

Document 3 Pressupost

ANNEX A:

SIMULACIÓ AMB ANSYS

A.1. INTRODUCCIÓ

L'Ansys és un software de simulació que permet preveure com reaccionarà un element en un entorn real. Està desenvolupat per treballar sota la teoria dels elements finits.

Les fases necessàries per realitzar un càlcul mitjançant el mètode dels elements finits es divideixen en: Pre-procés, procés(càlcul) i post-procés.

A continuació es detalla com s'ha realitzat la simulació dels diferents elements presents en aquest projecte seguint aquestes fases.

A.2. EXECUCIÓ DE L'ANSYS

El primer pas és escollir el tipus d'anàlisi que es vol realitzar. En aquest cas s'escull *Static Structural*.

A.2.1. Pre-procés

El preprocés consta de tres etapes: La definició del tipus de material i les seves propietats, la creació de la geometria i el mallat.

-Material: El programa permet escollir el tipus de material, el seu comportament (lineal, no lineal...), les seves propietats mecàniques, el comportament a fatiga (Curva S-N).

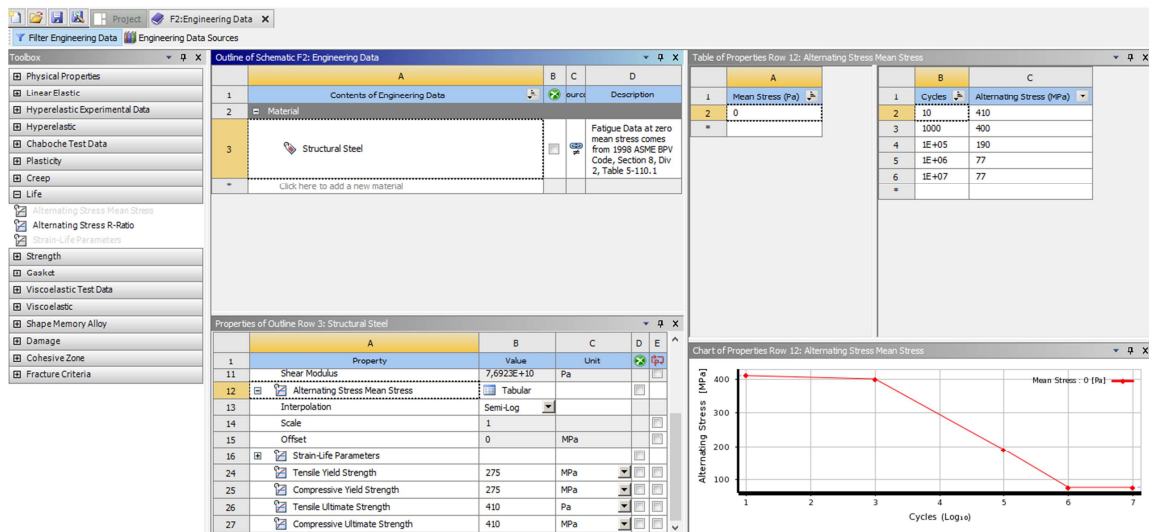


Figura 72: Definició del material.

-Geometria: La geometria s'ha realitzat amb el programa SolidWorks. L'ansys permet importar geometries externes amb format .STEP. Per fer-ho cal obrir el *Design Modeler* i importar la peça o peces que es volen analitzar.

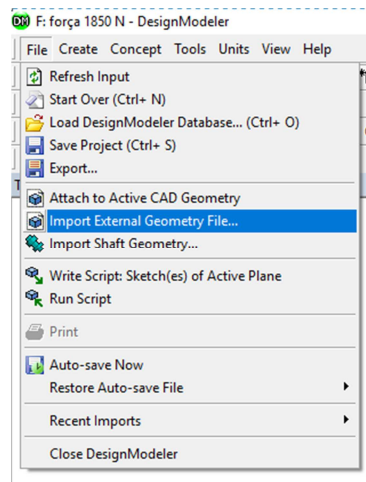


Figura 73: Importar geometria.

Un cop s'ha creat la geometria el programa permet fer-hi modificacions (extrusions, talls...) en el cas que sigui necessari.

Una eina molt interessant és el *Face Split* que permet generar cares a diferents plans que ens poden ser útils per aplicar-hi forces, condicions de contorn, refinament de la malla, etc. Per fer-ho cal dibuixar un croquis en el pla que es volen crear les cares.

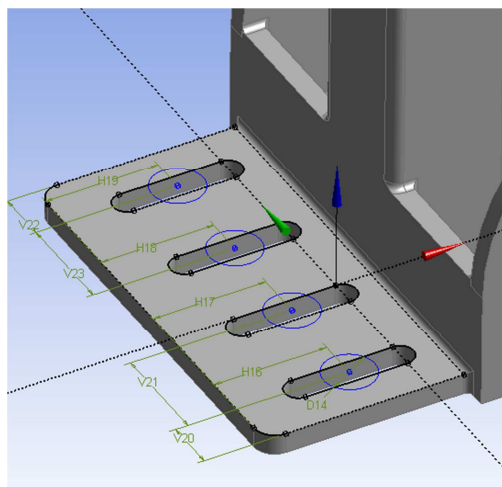


Figura 74: Croquis (Design Modeler)

A continuació s'ha de premer *Tools > Face Split*. S'escull el pla com a *Target Face* i el croquis com a *Tool Geometry*.

Details of FaceSplit2	
Face Split	FaceSplit2
Face Split Group 1 (RMB)	
Face Split Type	By Points and Edges
Target Face	1
Tool Geometry	4

Figura 75: Face Split.

El resultat que s'obté són varies cares en un mateix pla.

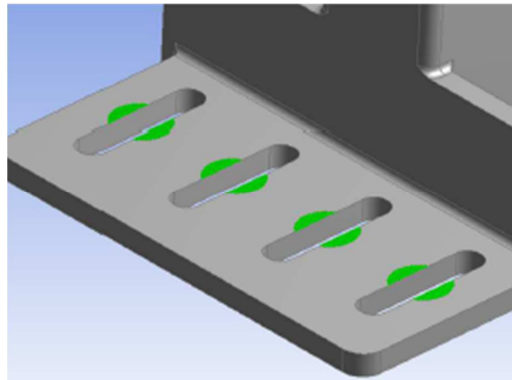


Figura 76: Cares diferents (Face Split)

Clicant a la pestanya *Model* s'obre el *Mechanical*.

En el cas de tenir més d'una peça abans de crear la malla cal definir els contactes entre peces. L'Ansys crea per defecte totes les zones de contacte als llocs on les diferents peces són molt pròximes. En el cas que ens ocupa aquesta opció no interessa ja que moltes zones on l'Ansys estableix un contacte no es dona a la realitat. En el cas de la simulació de la bancada amb els diferents elements (Annex B), s'han creat els contactes de forma manual seleccionant les diferents cares on es volia establir el contacte i creant *Connection Group* per ordenar-los.

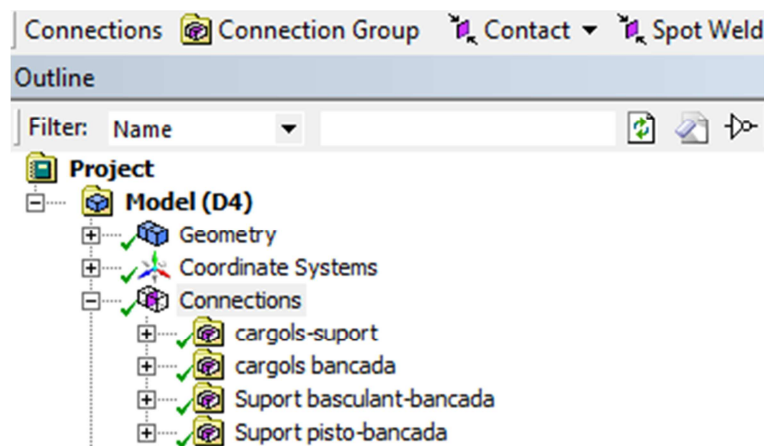


Figura 77: Contactes.

Es pot escollir el tipus de contacte depenent del tipus d'unió que es tingui en cada cas. S'ha escollit l'opció *Bonded* pels cargols i *Frictionless* entre les peces i la bancada.

L'opció *Bonded* simula que les peces estan perfectament unides i no hi ha moviment entre elles.

Amb l'opció *Frictionless* es considera que el coeficient de freg entre peces és zero.

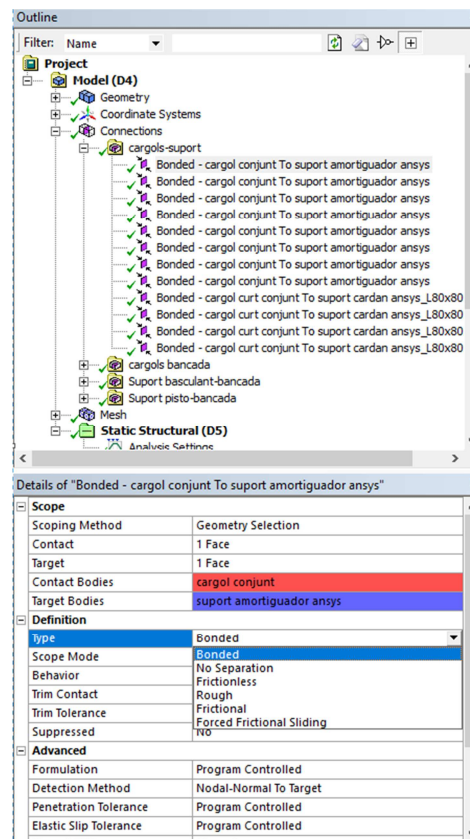


Figura 78: Tipus de contactes.

-Malla: Un cop creada la geometria s'ha de crear el mallat del model. L'Ansys ens pot crear un mallat per defecte però aquest és molt bast i probablement no ens proporcionaria els resultats desitjats.

Es pot modificar el tipus de malla i les seves característiques de varies maneres. Una opció és escollir el tipus de malla i la forma dels elements que la componen.

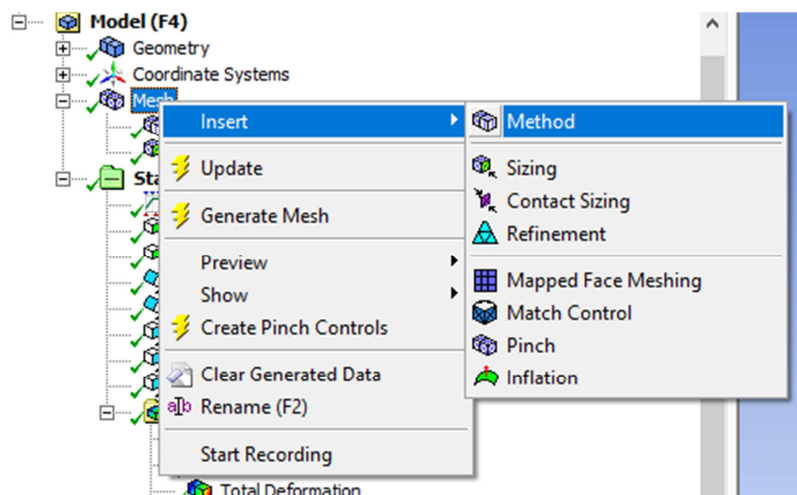


Figura 79: Elecció de la malla.

Es pot modificar el tamany dels elements en determinades zones utilitzant l'opció *Sizing* o bé *Refinement* depenent de si ens interessa obtenir uns resultats més o menys precisos, ja que com més petits siguin els elements més precisió hi ha en el càlcul i en els resultats finals.

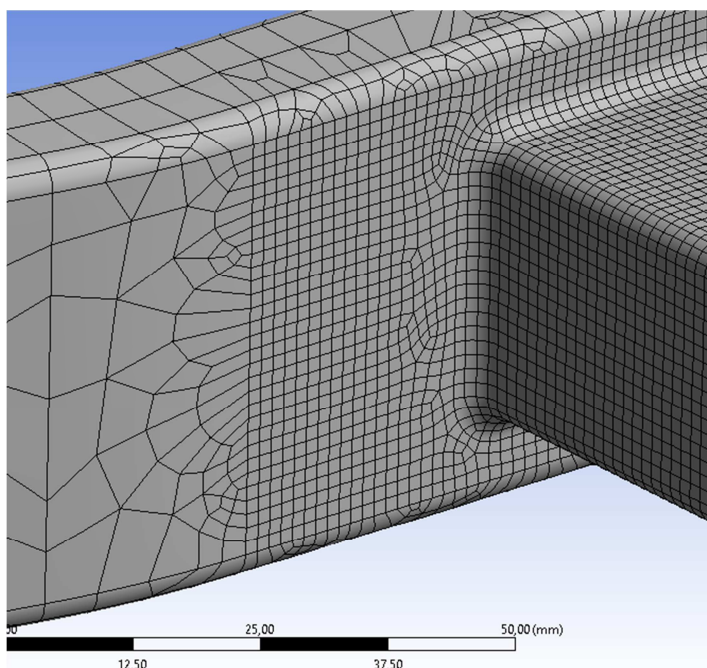


Figura 80: Diferents tamany dels elements.

A la pestanya *Details of Mesh* també es poden variar alguns paràmetres de la malla, com són el tamany dels elements en zones no refinades, el factor de creixement, etc.

Defaults	
Physics Preference	Mechanical
☐ Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Fun...	Off
Relevance Center	Coarse
☐ Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	2,2529e-002 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
☐ Transition Ratio	0,272
☐ Maximum Layers	5
☐ Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Patch Independent Options	
Topology Chaining	Var

Figura 81: Detalls de la malla.

A.2.2. Procés

Aquesta fase correspon a la determinació de les càrregues i les condicions de contorn. A la pestanya del tipus d'anàlisi escollit, *Static Structural*, es despleguen els tipus de càrregues i condicions de contorn que es poden aplicar al model.

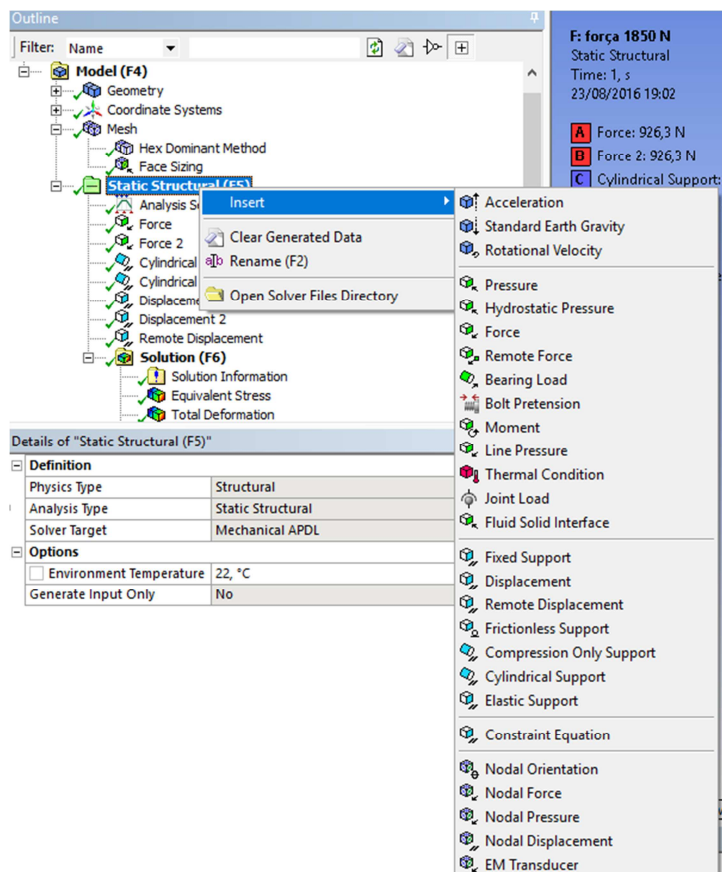


Figura 82: Càrregues i condicions de contorn.

Arribats a aquest punt es pot executar la solució clicant sobre *Solution > Solve*.

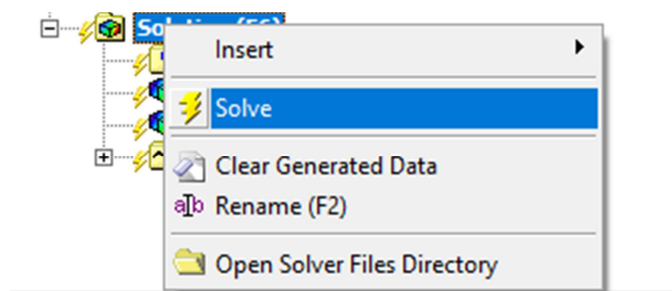


Figura 83: Solució.

A.2.3. Post-procés

En aquest apartat és on es poden visualitzar els resultats de l'anàlisi. Clicant sobre *Solution* es poden conèixer les tensions, deformacions, etc, que es donen en el model.

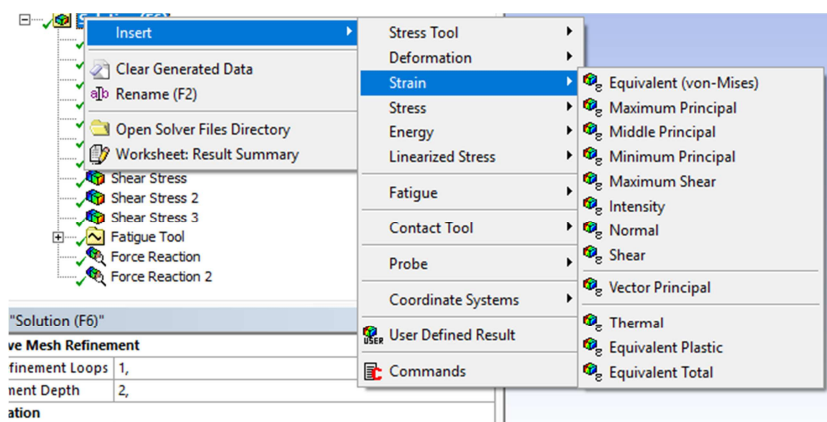


Figura 84: Resultats: tensió, deformació, etc.

Es poden realitzar càlculs a fatiga amb l'eina de fatiga *Fatigue tool*. Aquesta opció permet conèixer el nombre de cicles de vida segons el criteri de fatiga escollit i el valor de K_f .

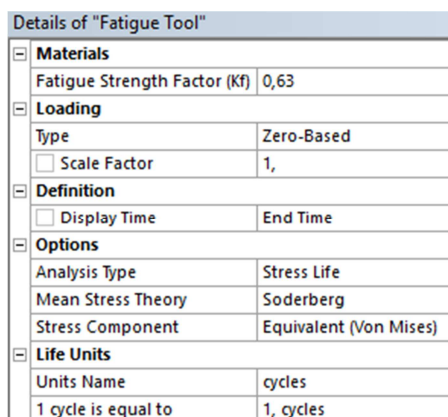


Figura 85: Fatigue tool.

També es poden conèixer les diferents reaccions que apareixen en la peça mitjançant l'opció *Probe*. És una eina molt interessant per fer comprovacions ja que permet veure si les diferents reaccions tenen una magnitud i direcció més o menys esperada.

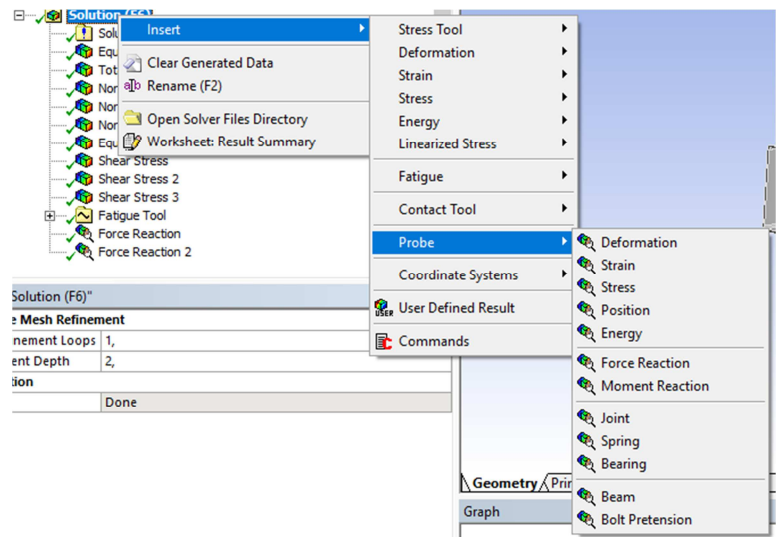


Figura 86: Mostrar reaccions.

Es pot escollir en quina de les restriccions es vol visualitzar la reacció.

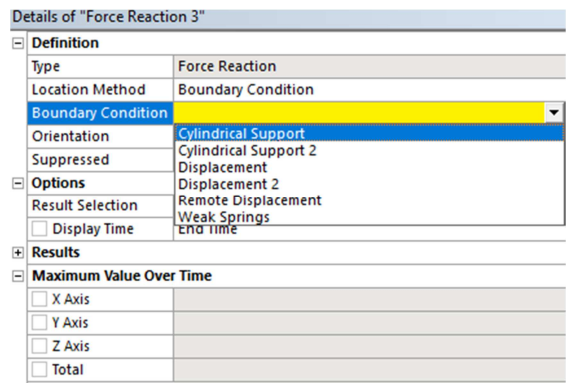


Figura 87: Elecció de la reacció.

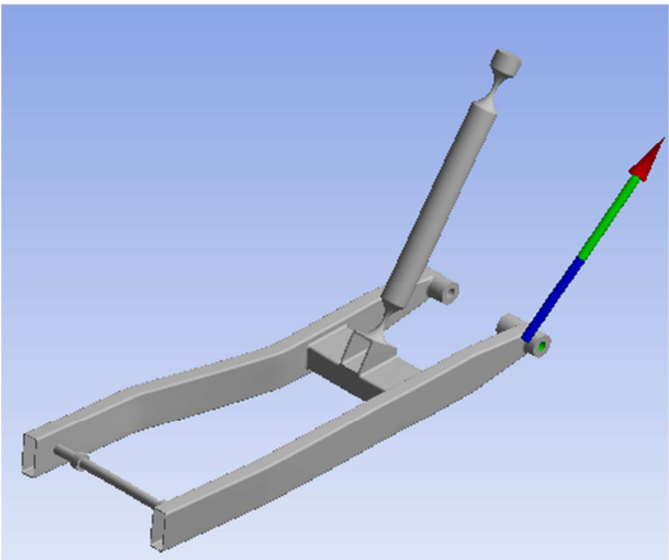


Figura 88: Reacció en el suport frontal de la dreta.

ANNEX B:

UTILLATGES DE FIXACIÓ

AL BANC DE PROVES

B.1.INTRODUCCIÓ

Per tal de realitzar l'assaig experimental cal dissenyar i fabricar un seguit d'útils que permetin fixar el basculant i el pistó al banc de proves, ja que els útils dels que disposa el banc no ens serveixen. Aquests elements han de permetre poder col·locar el basculant i el pistó en la mateixa posició del càlcul analític i així simular les mateixes càrregues i condicions de contorn. El banc de proves del qual es disposa va ser fabricat en el projecte del Sr. Marc Brugué Ayguadé i posteriorment va ser millorat en el projecte del Sr. Raül Sanchez Garcia.



Figura 89: Exemple de muntatge d'una peça al banc de proves.

Com s'ha explicat anteriorment, l'objectiu és poder comparar els resultats del càlcul analític amb l'experimental. Havent desenvolupat els dos casos en paral·lel resulta més senzill plasmar les condicions contorn i càrregues a l'assaig pràctic, ja que en tot moment s'ha tingut en compte que aquestes fossin vàlides per ambdós casos. Es recorda que les condicions són:

- Posició horitzontal del basculant.
- Articulació lliure del basculant respecte l'unió frontal (unió amb el xassís de la moto)
- La reacció en l'amortiguador forma un angle de 53° respecte el terra.
- La direcció de la força aplicada són 70° respecte el terra.

Havent tingut en compte aquests factors, el muntatge en el banc de proves queda de la següent manera:

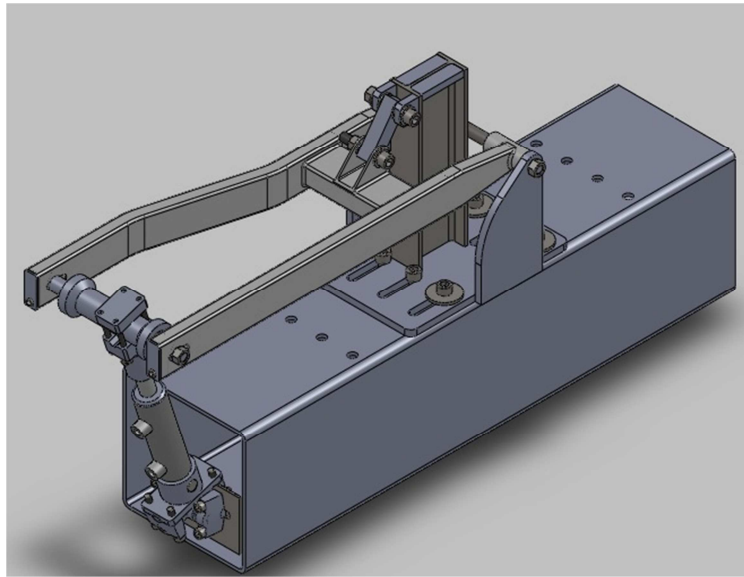


Figura 90: Muntatge del basculant al banc de proves.

Com es veu a la imatge, la força a la roda s'aplica mitjançant el pistó hidràulic degudament col·locat gràcies als suports que incorpora en els seus extrems.

El basculant és suportat per un conjunt de peces que simulen els mateixos suports que la motocicleta.

A continuació es detallen els diferents útils que s'han fabricat per tal de poder realitzar l'assaig correctament.

B.1.1. Sistemes de fixació del pistó hidràulic

El pistó és un element que degut a la seva configuració no pot suportar moments flectors. Això implica que ha de treballar sempre estant articulat per els dos extrems. A més d'això s'hi suma el fet de que les peces a les quals aplica força no sempre tindran una deformació lineal, per tant el pistó ha d'estar articulat en dos eixos, tal com es mostra en la següent imatge.

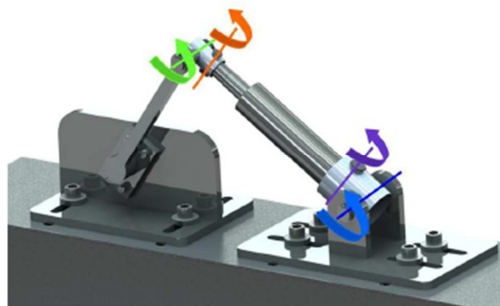


Figura 91: Articulació en dos eixos.

B.1.1.1. Articulació inferior del pistó

L'articulació inferior és la corresponent al cilindre del pistó. Degut al poc espai del que es disposa en aquesta zona, ja que es troba a l'interior de la bancada, s'ha optat per realitzar l'articulació mitjançant una junta cardan procedent d'una màquina agrícola. Aquest sistema ens permet articular el pistó en dos eixos amb un joc mecànic mínim ja que incorpora rodaments d'agulles.



Figura 92: Junta cardan.

Per tal de fixar la junta cardan a la bancada s'ha dissenyat un peça formada per un perfil estructural L i unes carteles. El conjunt està degudament mecanitzat per assegurar el bon funcionament de la cardan.

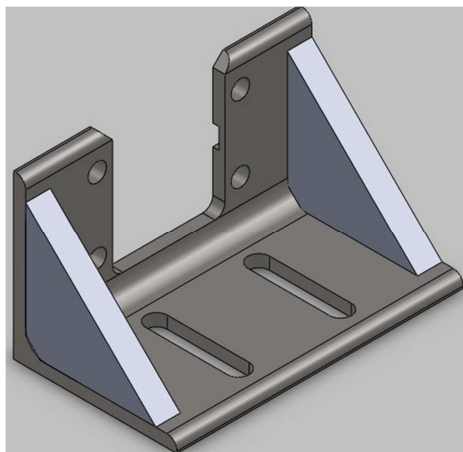


Figura 93: Suport cardant-bancada.



Figura 94: Ubicació en la bancada.

Per subjectar el pistó a la cardant s'ha utilitzat un tub i una pletina degudament mecanitzats per tal d'assegurar el bon funcionament del conjunt.

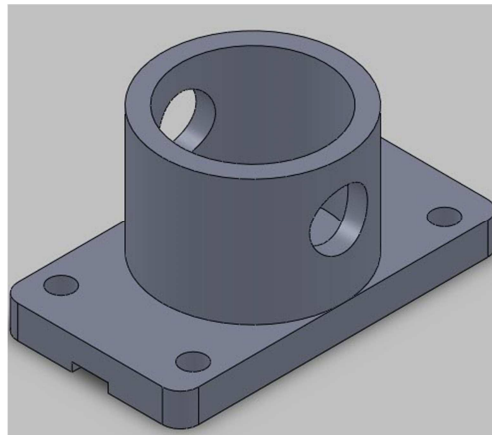


Figura 95: Suport pistó-cardan.



Figura 96: Suport inferior del pistó.

El muntatge del conjunt queda de la següent manera:

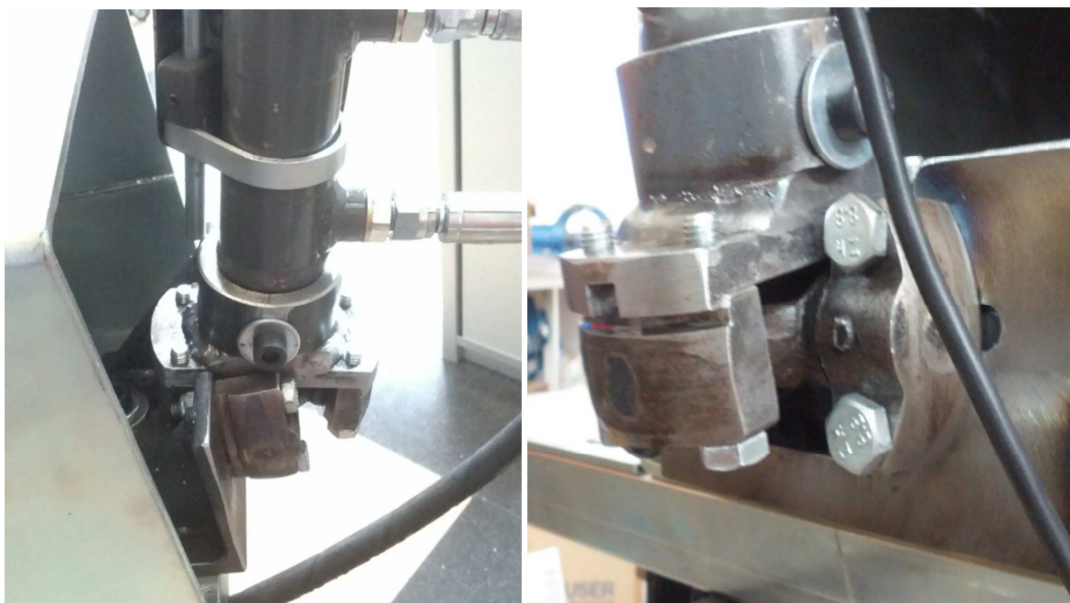


Figura 97: Muntatge de l'articulació inferior.

B.1.1.2. Articulació superior del pistó

Aquesta articulació correspon a la tija del pistó. S'efectua mitjançant unes ròtules i una mordassa, fabricades en el projecte del Sr. Raül Sanchez Garcia, conjuntament amb la peça que simula la caixa de roda.



Figura 98: Ròtula superior.

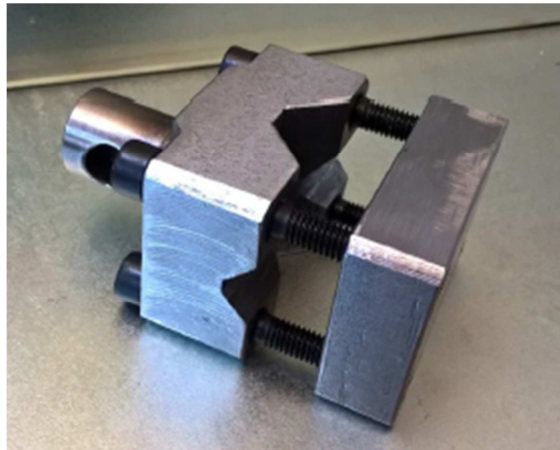


Figura 99: Mordassa.

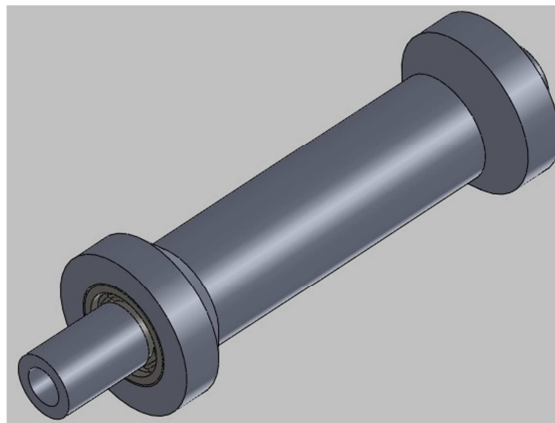


Figura 100: Caixa de la roda.

S'ha introduït un cilindre entre la tija del pistó i l'articulació (eix X) de la ròtula per eliminar el gir relatiu entre peces. El gir en aquest eix s'efectua mitjançant els rodaments de la caixa. (Veure Annex C)

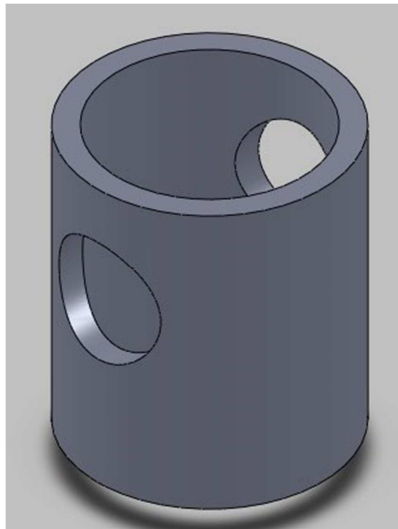


Figura 101: Cilindre antigir.

El muntatge de les diferents peces és el següent:

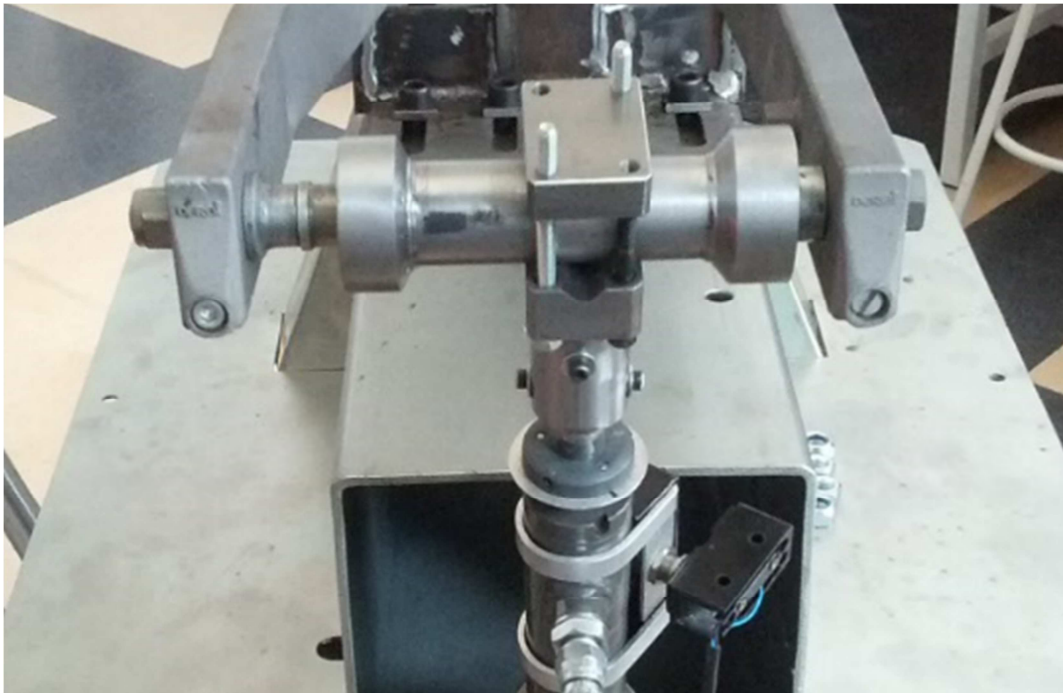


Figura 102: Muntatge de l'articulació superior i la caixa.

B.1.2. Fixació del basculant a la bancada

El sistema està compost per una base amb traus colissos, dues pletines que proporcionen el punt d'articulació del basculant i una biga IPE 80 que proporciona la fixació per bloquejar el gir del basculant. La biga incorpora unes orelles per subjectar la barra quadrada per bloquejar el gir, i uns reforços per augmentar la rigidesa de les ales.

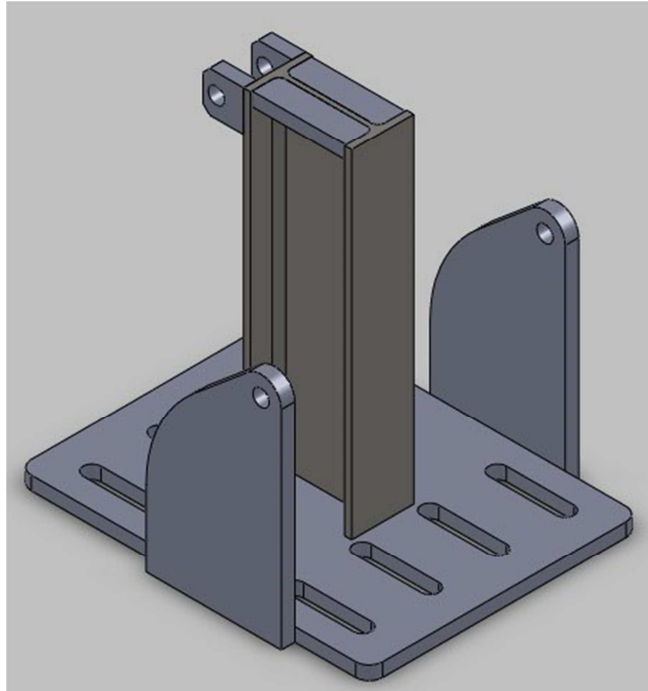


Figura 103: Sistema de fixació del basculant a la bancada.

Per tal de bloquejar el gir del basculant es col·loca una barra quadrada de $20 \times 20 \text{ mm}$ formant un angle de 53° respecte el terra que realitza la funció de l'amortiguador.

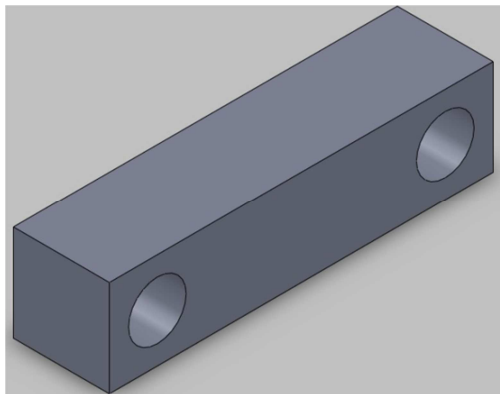


Figura 104: Barra per bloquejar el gir.

B.1.3. Càlcul de la bancada i els elements de fixació

Es realitza un càlcul de la bancada del banc de proves i els diferents que van units a ell per tal de determinar si les reaccions degudes a la força que s'aplica al basculant poden provocar algunes tensions o deformacions excessives.

B.1.3.1. Geometria

La geometria està composta per la bancada, el sistema de fixació del basculant, el suport de la junta cardan i els cargols. Com es pot apreciar a la biga s'hi han afegit unes cartel·les per fer el conjunt més rígid.

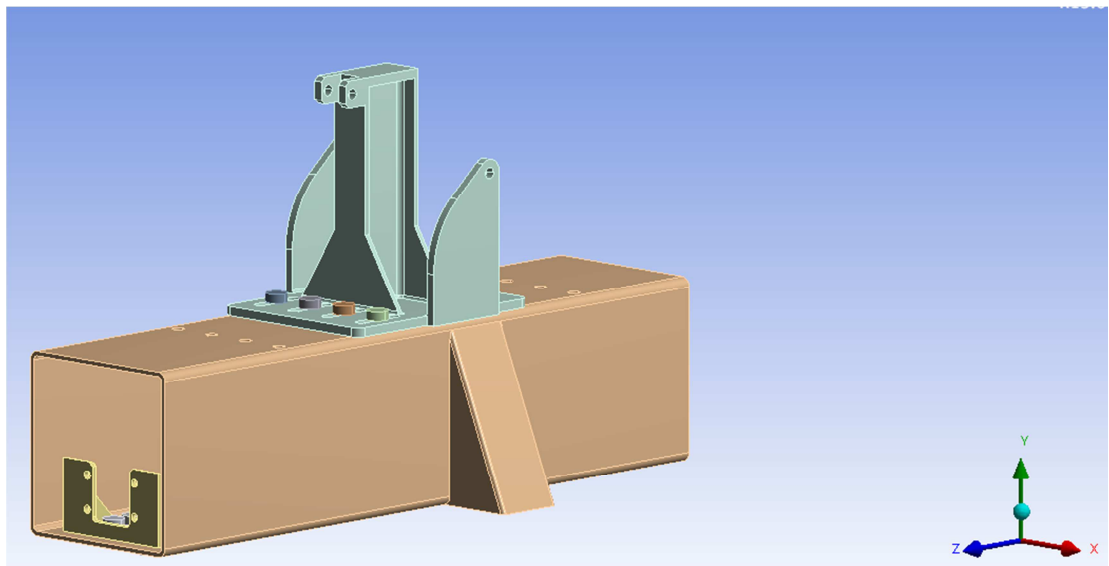


Figura 105: Geometria pel càlcul amb elements finits (FEM)

Els cargols i les femelles s'han simplificat considerant que estan soldats entre si.

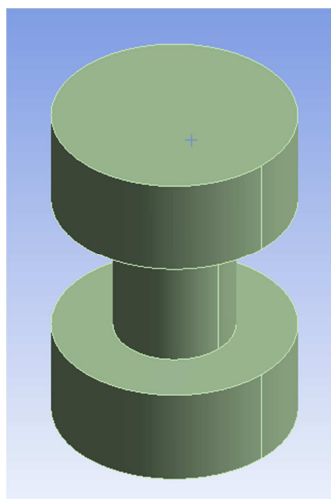


Figura 106: Simplificació cargol-femella.

B.1.3.2. Condicions de contorn

Es determina la condició de contorn de la bancada amb el conjunt de la màquina. En aquest cas s'ha determinat com un encastament. Aquesta condició de contorn a la pràctica no és així ja que les forces i reaccions que hi ha aplicades a la bancada es contraresten entre si, però per tal d'agilitzar el càlcul s'ha considerat incloure aquesta restricció.

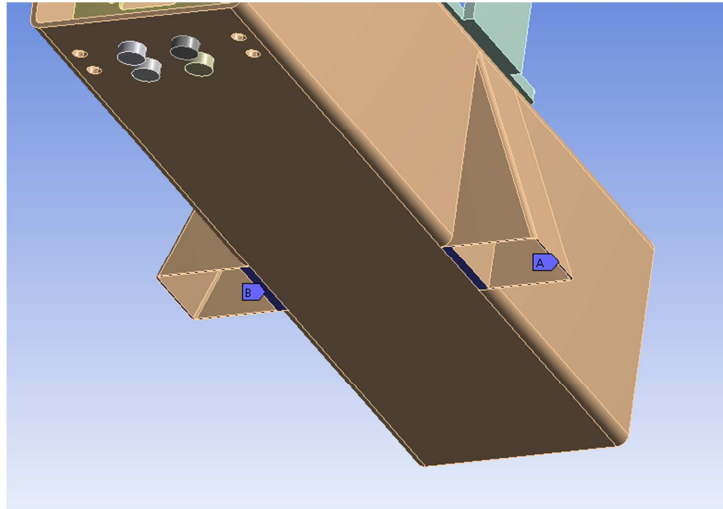


Figura 107: Encastament de la bancada.

Entre els cargols i els elements als quals subjecten s'ha considerat que només hi ha contacte a través de la cabota i la base de la femella. S'ha considerat que les cabotes i la base de la femella estan soldats "*bonded*" amb les peces de contacte, ja que degut a l'enorme pretensió dels cargols suposem que les forces es transmeten a través d'aquests punts de contacte. La pretensió dels cargols no s'ha simulat ja que dificulta molt el càlcul i per veure on es produeixen les màximes tensions de les diferents peces no és necessari simular aquest fenomen.

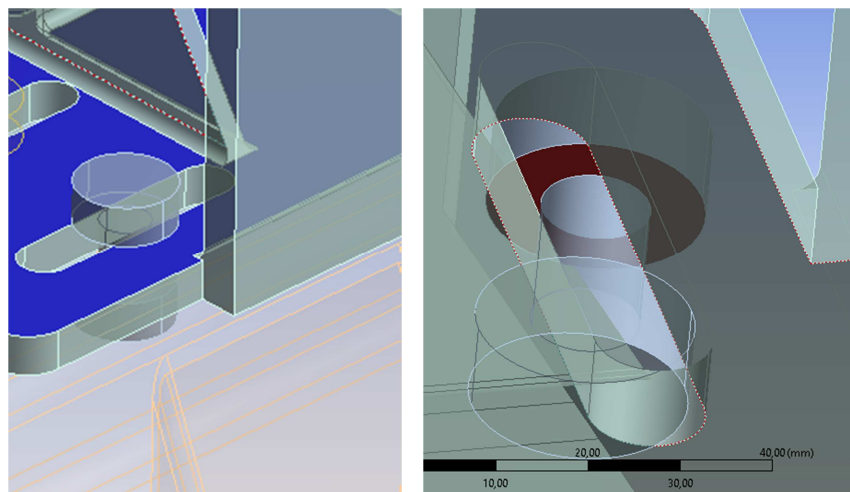


Figura 108: Contacte entre cargols.

El contacte entre els suports i la bancada s'ha considerat sense fricció "*frictionless*" degut a que no es té en compte la pretensió dels cargols i així s'agilitza el càlcul.

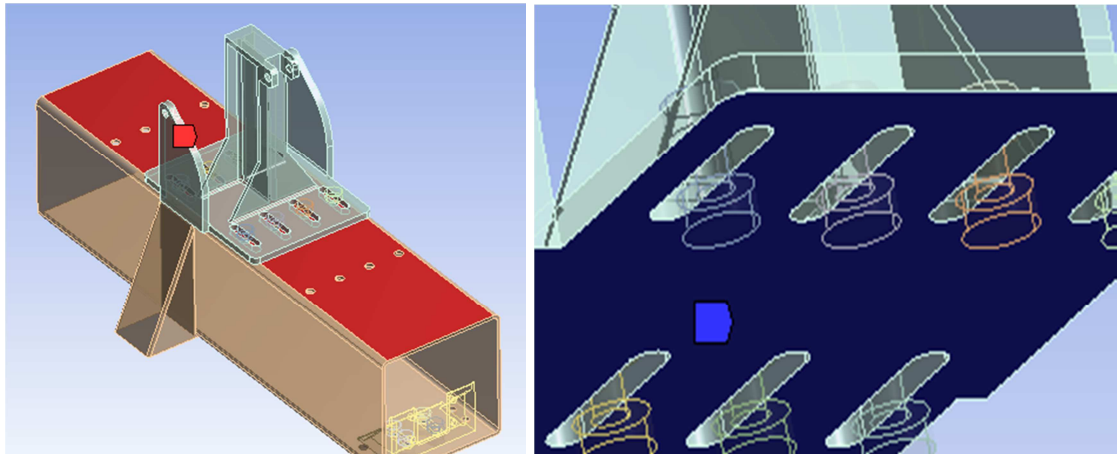


Figura 109: Contacte entre la bancada i el suport del basculant.

B.1.3.3. Càrregues

Les càrregues aplicades són la força del pistó i les reaccions del basculant. La força del pistó és la força de la roda posterior del càlcul analític. Les reaccions que es donen en el basculant s'extreuen de la resolució de l'estàtica del basculant realitzada anteriorment.

Les càrregues aplicades es mostren a la següent imatge.

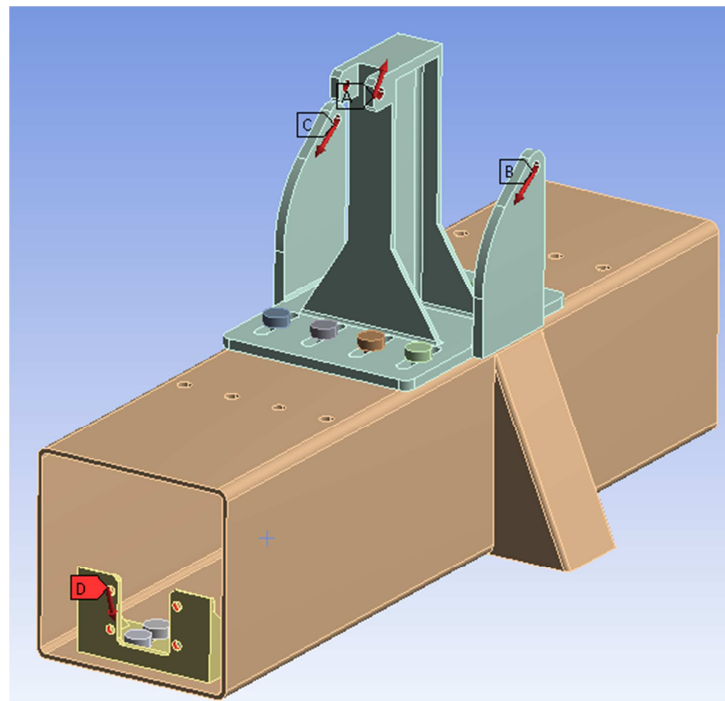


Figura 110: Càrregues.

B.1.3.4. Resultats

Un cop s'ha realitzat el mallat del conjunt es pot executar la simulació i observar els valors de màxima tensió i les deformacions del conjunt.

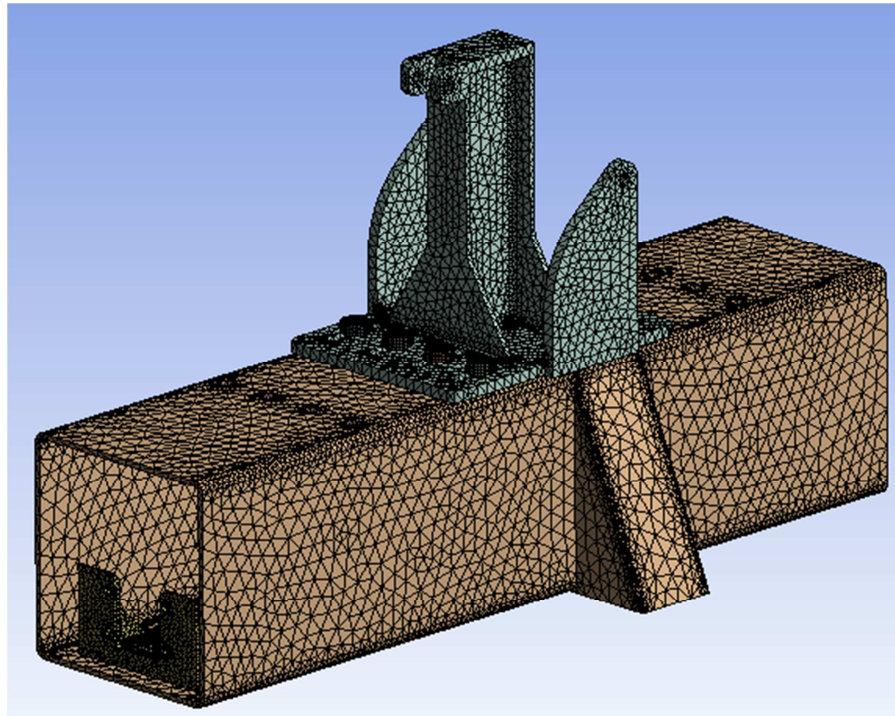


Figura 111: Mallat del model.

Les tensions són les següents:

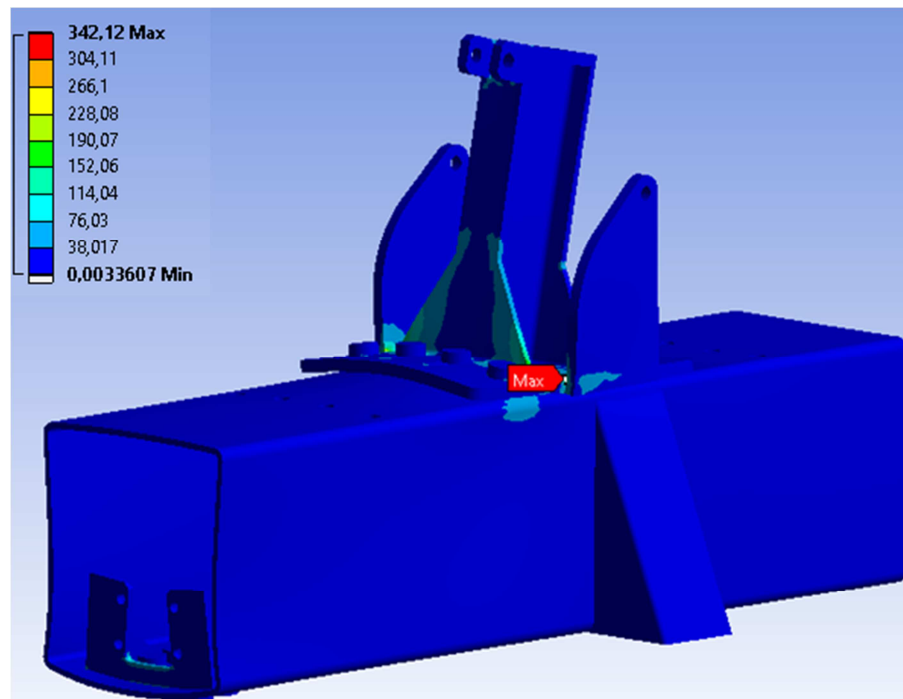


Figura 112: Tensió equivalent.

La màxima tensió es dona entre la pletina on s'articula el basculant i la base. És un valor molt puntual fruit de la simplificació poc detallada de les soldadures. Per tant es dona el càlcul com a vàlid ja que a la resta de zones les tensions tenen valors entre 200 i 250 Mpa.

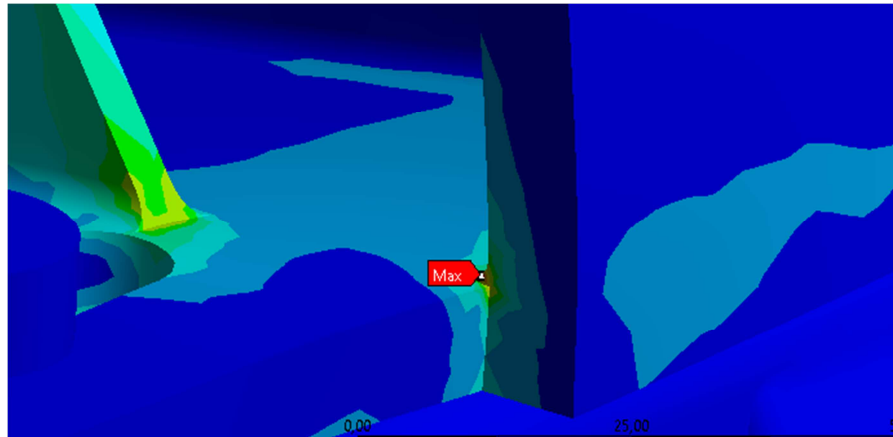


Figura 113: Zona de màxima tensió.

Les deformacions del model prenen aquesta forma:

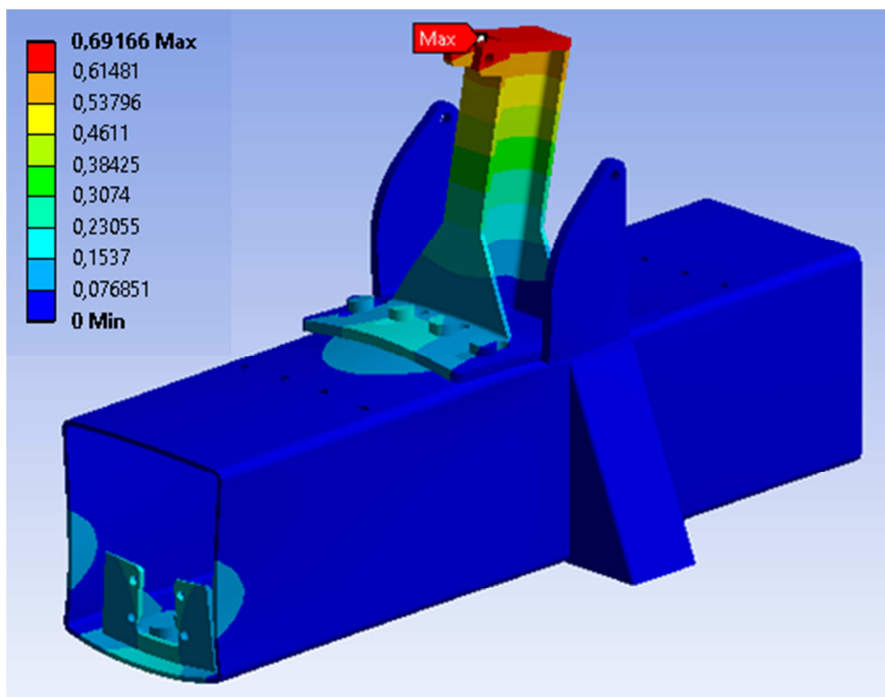


Figura 114: Deformacions.

La deformació màxima es produeix al final de la biga IPE 80 en voladiu. El seu valor són 0.69 mm que és completament acceptable.

B.1.4. Recàlcul del sistema de fixació del basculant

Com es pot apreciar a la figura 103, el sistema de fixació del basculant inclou una biga IPE 80. Degut a l'enorme disponibilitat de tubs estructurals que disposa el taller de l'EPS s'opta per substituir la biga per un tub estructural de $60 \times 60 \times 3 \text{ mm}$ i així no haver de comprar la biga. Degut a que el tub és menys resistent que la biga s'afegeix un parell de carteles que es solden al tub i a les pletines laterals, també s'afegeix un passamà de 10mm en els suports de la barra quadrada per compensar la diferència dels cantells i es tapa la part superior del tub.

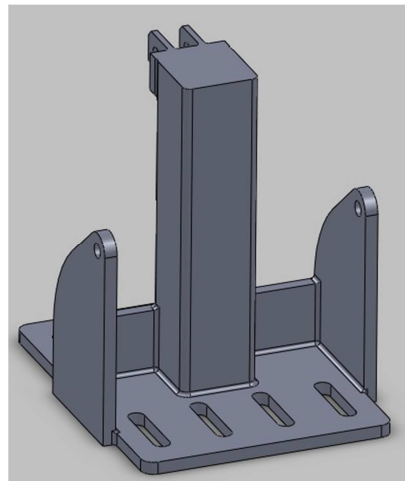


Figura 115: Suport del basculant amb el tub de $60 \times 60 \times 3 \text{ mm}$.

En aquest cas només es calcula el suport, sense tenir en compte la bancada. La fixació de la peça s'ha realitzat a les zones de contacte entre la base i els cargols ja que en aquest cas el principal objectiu és analitzar el comportament del tub que és l'element que rep una càrrega major.

Les càrregues que s'apliquen al model són les mateixes que s'han considerat pel càlcul anterior.

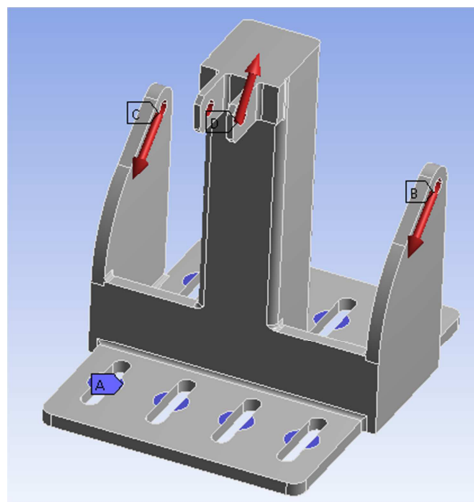


Figura 116: Suports(lila) i càrregues(vermell)

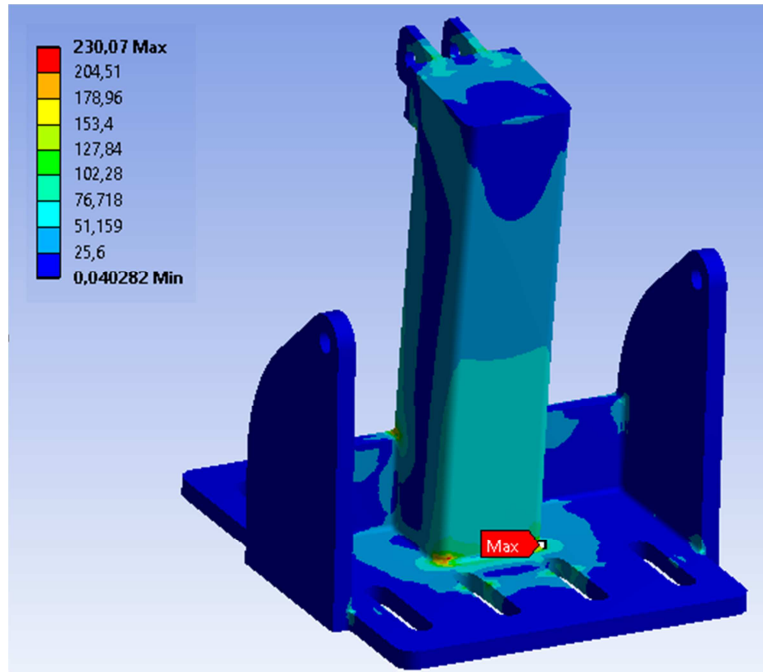


Figura 117: Tensions equivalents en el suport.

En aquest cas la màxima tensió té un valor 230 Mpa i es troba en la soldadura entre el tub i la base. Gràcies a les carteles les tensions a la zona de tracció tenen uns valors molt més baixos.

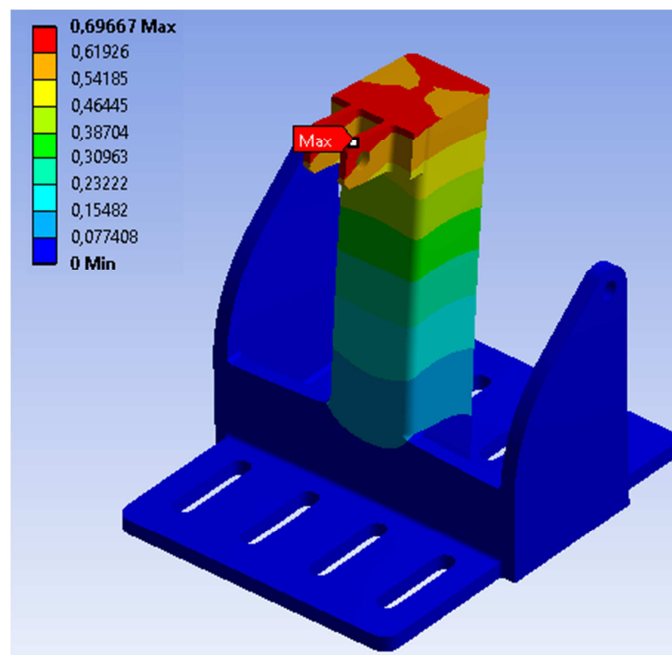


Figura 118: Deformació màxima.

En aquest cas la màxima deformació són 0.7 mm que és un valor admissible. S'ha de tenir en compte però que no s'ha tingut en compte la deformació de la bancada en aquest càlcul per tant la deformació màxima total serà major. Tot i així la deformació de la bancada és molt menor en comparació a la del voladiu del tub i el resultat final variaria poc.