

Treball final de grau

Estudi: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol: Ruptura a fatiga d'un cigonyal de moto

Document: Núm. 1 Memòria

Alumne: Nick Rosenthal

Tutor: Lluís Ripoll Masferrer

Departament: Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Enginyeria Mecànica

Convocatòria: Juny del curs 2016/2017

Índex

MEMÒRIA	5
1. INTRODUCCIÓ	6
1.1 Antecedents	6
1.1.1 Peticionari	7
1.1.2 Necessitat del peticionari.....	7
1.1.3 Objecte del Projecte	7
1.1.4 Abast.....	7
2. CIGONYAL DE MOTO.....	8
2.1 Material cigonyal, assaig de duresa.....	9
3. METODOLOGIA.....	11
3.1 Idea principal	11
3.2 Càlcul analític manual.....	11
3.2 Càlcul analític amb programa d'elements finits	11
3.4 Disseny d'utilatges	12
3.5 Anàlisi experimental	12
3.6 Comprovació de resultats	12
4. ADAPTACIÓ BANC D'ASSAIG.....	13
5. CÁLCUL ANALÍTIC MANUAL	14
5.1 Càlcul amb un costat fixat.....	15
5.1.1 Càlcul del passador amb un costat fixat	21
5.2 Càlcul amb dos costats fixats	22
5.2.1 Càlcul del passador amb dos costats fixats	23
6. Càlcul analític amb elements finits.....	24
6.1 Càlcul Inicial amb programa d'elements finits del cigonyal	24
6.1.1 Construcció del model 3D.....	24
6.1.2 Càlcul amb programa d'elements finits del cigonyal	25
6.1.2.1 Resultat amb programa d'elements finits del cigonyal	28
6.2 Càlcul final amb programa d'elements finits del cigonyal	30
6.2.1 Construcció del model 3D.....	30
6.2.2 Càlcul amb programa d'elements finits del cigonyal	31
6.2.2.1 Resultat amb programa d'elements finits del cigonyal	33
6.3 Càlcul analític de la resistència a fatiga	36
7. DISSENY D'UTILLATGES.....	42
7.1 Suport del cilindre hidràulic.....	42
7.1.1 Suport del cilindre hidràulic inicial	44
7.1.2 Suport del cilindre hidràulic final	45

7.2 Suport del cigonyal	47
7.2.1 Càlcul amb programa d'elements finits del suport cigonyal	48
7.2.2 Resultat amb programa d'elements finits del suport cigonyal	50
7.3 Muntatge inicial al banc d'assaig	51
7.3.1 Unió inicial entre cigonyal i cilindre hidràulic	53
7.4 Muntatge final al banc d'assaig	55
7.4.1 Palanca multiplicadora de força	56
7.4.1.1 Funcionament palanca multiplicadora	57
7.4.1.2 Fixació del cilindre hidràulic	58
7.4.2 Fixació del cigonyal	60
7.5 Reforços de la bancada	63
7.6 Fi de cursa	65
8. ASSAIG EXPERIMENTAL	67
8.1 Millores en el muntatge	67
8.2 Muntatge cigonyal	69
8.3 Assaig a fatiga del cigonyal	71
9. COMPARACIÓ RESULTATS	76
9.1 Comparació de tensions analítics	76
9.2 Comparació de nombre de cicles analítics / experimentals	77
10. CONCLUSIONS	78
11. RELACIÓ DE DOCUMENTS	78
12. BIBLIOGRAFIA	78
 ANNEX A. Càlcul d'elements del muntatge	79
A.1 Càlcul de la palanca i dels seus passadors	80
A.2 Càlcul de la fixació del cilindre	83
A.3 Càlcul de la unió entre biela i palanca	84
A.4 Càlcul del suport elàstic	86
A.5 Càlcul de la biela	88
ANNEX B. Mides de les peces utilitzades	92
B.1 Mides cigonyal	93
B.2 Mides pistó hidràulic	94
ANNEX C. Manual de la màquina hidràulica d'assaig a fatiga	95
C.1 Muntatge del cigonyal a la màquina	96
C.2 Regulació de la màquina	97
C.3 Manteniment de la màquina	101
C.3.1 Diferents components	101
C.3.2 Neteja	102

C.4 DESCRIPCIONS TÈCNIQUES	103
C.4.1 Sistema hidràulic.....	103
C.4.1.1 Bomba hidràulica	105
C.4.1.2 Cilindre hidràulic	107
C.4.1.3 Electrovàlvula	108
C.4.1.4 Manòmetre digital	109
C.4.1.5 Dipòsit.....	114
C.4.1.6 Refrigeració	115

MEMÒRIA

1. INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

El departament d'Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial de l'Escola Politècnica Superior de la Universitat de Girona, està interessat per la comprovació experimental d'elements de màquines.

Per això disposa de dues màquines d'assaig a fatiga. Aquestes determinen experimentalment el nombre de cicles que triga una peça a trencar-se, i poder comparar el resultat obtingut, amb els resultats teòrics, prèviament calculats o bé, de programes de càlcul d'elements finits.

Durant els cursos passats, es va construir la segona màquina (*Figura 1*), la qual consta d'un grup hidràulic i un quadre elèctric comandats per un processador, i s'han fet varies modificacions.



Figura 1: Màquina d'assaig a fatiga

1.1.1 Peticionari

Departament d'Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial, de l'Escola Politècnica Superior, de la Universitat de Girona
Carrer Maria Aurèlia Capmany nº 61
17071 Girona (Espanya)

1.1.2 Necessitat del peticionari

Es vol determinar la resistència d'un cigonyal d'un motor dos temps, el qual prové d'un motor petit de moto, i la seva geometria és relativament petita.



Figura 2: Cigonyal de moto

1.1.3 Objecte del Projecte

L'objectiu d'aquest projecte és l'anàlisi teòric i experimental de la ruptura a fatiga d'un cigonyal de moto. En el càlcul teòric es realitzen càlculs analítics manuals, i també per un programa d'elements finits.

Per l'experimental primer es determinaran les càrregues que originaran una ruptura a vida limitada i les condicions per poder realitzar un correcte muntatge. Després es dissenyaren i fabricaran els utilitatges necessaris per muntar-lo en el banc d'assaig i aconseguir el seu trencament a fatiga. Finalment es compararan els resultats experimentals amb els analítics.

1.1.4 Abast

Es vol arribar a comparar els càlculs teòrics amb la ruptura final del cigonyal, si s'ha trencat en la zona prèviament calculada o s'ha trencat per altres defectes o imprevistos.

2. CIGONYAL DE MOTO

Un cigonyal, és l'element en un motor d'explosió interna (motor Otto o Diesel), que converteix el moviment altern lineal del pistó (a través de la biela) en un moviment circular.

Com que un cigonyal no es pot trencar durant el seu funcionament en un motor, s'ha considerat molt interessant, realitzar un anàlisi de ruptura a fatiga, per poder determinar quines forces aguantaria fins que es trenqui.

S'ha trobat un cigonyal de moto amb biela (*Figura 3 i Figura 4*), el qual es vol analitzar i assajar. Aquest cigonyal prové d'un motor de "Poquet-Bike" de dos temps, però no s'ha arribat a saber quin model de motor és.

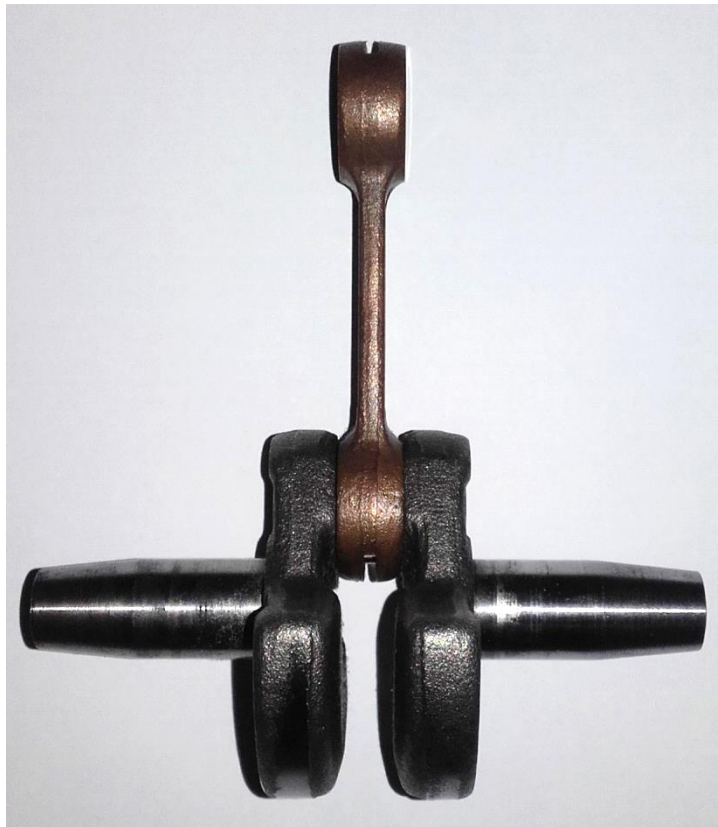


Figura 3: Cigonyal d'assaig amb biela 1

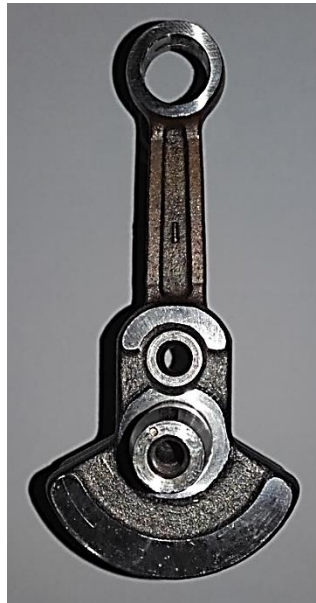


Figura 4: Cigonyal d'assaig amb biela 2

2.1 Material cigonyal, assaig de duresa

Per la determinació del material del cigonyal, s'ha fet un assaig de duresa. D'aquesta manera es pot arribar a saber de manera aproximada el límit elàstic (S_y), i la resistència a la tracció (S_{ut}) per poder realitzar el càlcul analític.

L'Escola Politècnica Superior de la UdG, concretament el laboratori de resistència de materials, disposa d'un duròmetre, mostrat en la *Figura 5*.



Figura 5: Duròmetre utilitzat

Durant l'assaig s'ha treballat amb l'escala Rockwell C (HRC) del duròmetre, i després de diferents mesures, s'han obtingut aquests valors (Taula 1):

Mesura	Rockwell C (HRC)	Sut (Kg/mm ²)
1	23	84
2	18	75
3	15	70
4	28	92
5	24	86
6	26	90

Taula 1: Resultats assaig duresa

La conversació dels valors de l'escala Rockwell C (HRC) a Sut, s'ha realitzat utilitzant la taula de conversació, que es troba al costat del duròmetre.

Segons l'experiència del professorat, el duròmetre sol marcar de menys, per tant, s'ha fet servir el valor màxim de duresa que s'ha obtingut.

Aquesta mesura tenia un valor de Sut = 92 Kg/mm² que és el mateix que 920 MPa i $S_y = 0.67 \cdot S_{ut}$, $S_y = 616.4$ MPa.

3. METODOLOGIA

La primera tasca que s'ha fet, ha estat de preguntar en el Departament d'Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial, quines peces s'han analitzat anteriorment, i quines possibilitats i limitacions podria tenir la màquina d'assaig a fatiga.

3.1 Idea principal

Després de diverses idees, s'ha arribat a escollir la peça que es volia assajar, un cigonyal de moto, pensant en tot moment de modificar i/o afegir peces o components necessaris per al correcte funcionament durant l'assaig. Així doncs, es va buscar durant unes setmanes si es podria trobar un cigonyal en condicions per fer l'assaig. Evidentment, no podia estar trencat, ni amb fissures ni deformacions.

3.2 Càlcul analític manual

Una vegada trobat el cigonyal de moto, s'ha fet un càlcul orientatiu manual per determinar el seu comportament, (les tensions màximes, on es trencaria, en quina zona en concret, etc.).

3.2 Càlcul analític amb programa d'elements finits

Per millorar els càlculs manuals, s'han entrat tots els paràmetres a un programa de càlcul d'elements finits, seguint els passos que s'expliquen a continuació.

Com que no se sabia de quin material era el cigonyal, s'ha fet un assaig de duresa, que dóna de manera aproximada les propietats del material.

Tot seguit, s'han verificat les mides del cigonyal a assajar, per poder construir un model 3D en un programa de disseny (Solid-Works 2016), posteriorment importat al programa de càlcul per elements finits (Ansys 17,1), on s'han trobat les tensions analítiques.

Amb aquestes tensions trobades, s'ha determinat el nombre de cicles que aguantarà i a quina càrrega en concret.

3.4 Disseny d'utilitatges

Acabada la part analítica, s'han dissenyat els utilitatges necessaris per muntar el cigonyal al banc d'assaig. En tot moment s'han de tenir en compte els esforços, tensions, moments, torsors, etc., que es generen durant l'aplicació de la càrrega en tots els components.

Com a conseqüència de falta de força (pressió) del cilindre hidràulic, era necessari canviar el disseny del primer muntatge en el banc d'assaig, afegint un altre conjunt.

3.5 Anàlisi experimental

Una vegada muntat el cigonyal al banc d'assaig, es pot seguir a determinar experimentalment la resistència a fatiga del cigonyal.

Per aconseguir un bon resultat, s'ha muntat el cigonyal de la mateixa posició que en els càlculs analítics, i regulant la màquina segons els valors trobats.

3.6 Comprovació de resultats

Últimament, s'ha comprovat el resultat analític amb l'experimental, si s'ha trencat en la zona prèviament calculada, o s'ha trencat per altres defectes o imprevistos.

4. ADAPTACIÓ BANC D'ASSAIG

La màquina d'assaig a fatiga del laboratori de disseny de màquines de l'Escola Politècnica Superior va ser dissenyada en un projecte final de grau d'un alumne.

El funcionament de la màquina es basa en un cilindre hidràulic de doble efecte, el qual aplica les càrregues a la peça a assajar. Com que és de doble efecte, pot aplicar càrregues positives i negatives a la peça (entrada o sortida del pistó), mitjançant el control de les vàlvules electromagnètiques governades pel processador i regulables manualment.

A més a més, es pot observar una pantalla tàctil en el quadre elèctric, on es poden observar el nombre de cicles, i regular el temps d'obertura i tancament de les vàlvules electromagnètiques. (funcionament mostrat a la *Figura 6*)

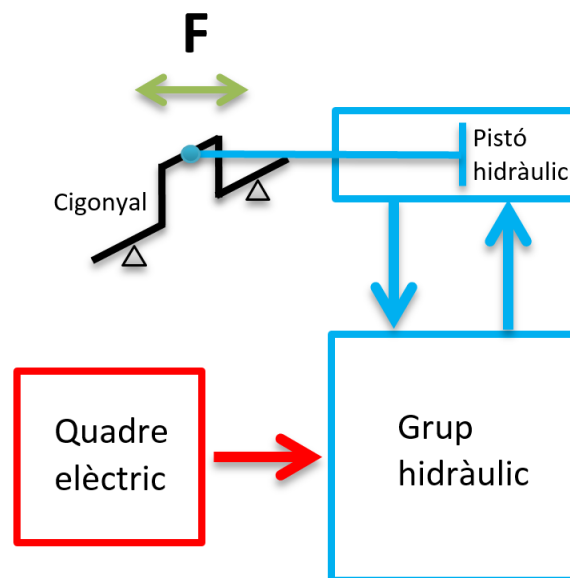


Figura 6: Esquema funcionament màquina d'assaig

Durant els últims cursos, s'han realitzat varies proves i modificacions.

Les modificacions més importants eren en les ròtules i els seus suports, i també es van dissenyar diversos suports per fixar les diferents peces.

Com que fins aquests moments no s'ha arribat a assajar un cigonyal o una peça semblant, s'han dissenyat diferents components nous, i redissenyat uns d'existents.

5. CÁLCUL ANALÍTIC MANUAL

Per tenir una primera idea del comportament del cigonyal durant el seu assaig a fatiga i el correcte disseny dels diferents elements (suports, etc.), s'ha fet un càlcul previ.

Aquest càlcul previ consisteix en preveure la zona de ruptura del cigonyal, (zona amb més tensions) i també valorar diferents possibilitats per aconseguir un assaig òptim.

Primer s'ha fet un croquis, per veure on es situa la força (F) i les reaccions ($F/2$) de la bancada o rodaments en cas del muntatge en el motor, tal com es pot observar en la *Figura 7*. La força s'aplica horitzontal, de la manera que només tenim reacció en el mateix sentit. S'han estudiat dos casos diferents, el primer amb un costat de l'eix-cigonyal fixat, i l'altre amb els dos costats fixats.

En tots els càlculs previs, s'ha tingut en compte una $F_{max}=5000N$ i $F_{min}=-2777.78N$.

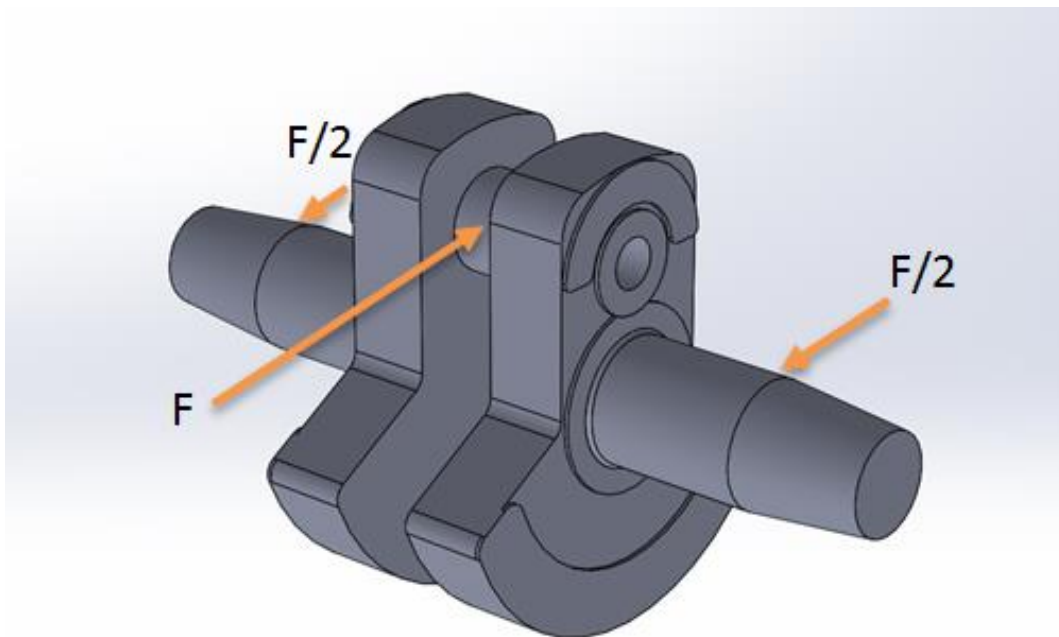


Figura 7: Força i reaccions en el cigonyal

5.1 Càlcul amb un costat fixat

En aquest càlcul es va fixar un costat del cigonyal (*Figura 8*), per comprovar el seu comportament, obtenir les tensions màximes i comprovar el nombre de seguretat a fatiga (n_f).

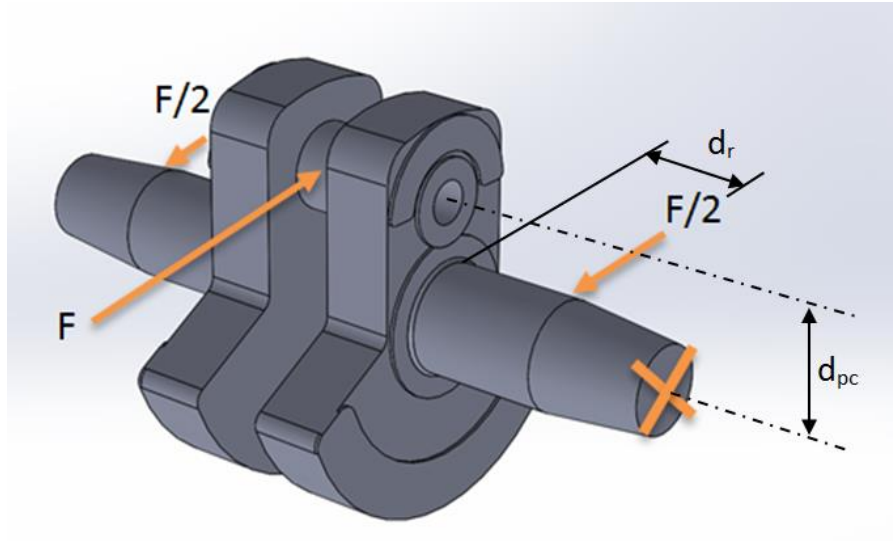


Figura 8: Força i reaccions en el cigonyal, amb un costat fixat

Després s'ha analitzat el punt a de la secció A, per trobar les tensions degudes al moment i torsor, com es mostra en la *Figura 9*.

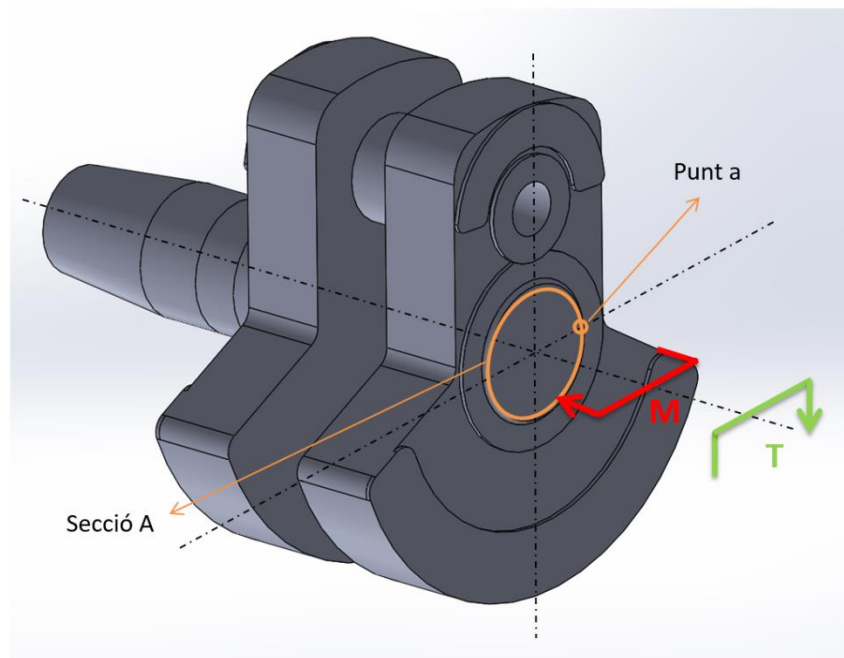


Figura 9: Secció i punt escollit

Amb les equacions $Eq(1)$, $Eq(2)$, $Eq(3)$ i $Eq(4)$, s'han trobat les tensions en el punt a, degudes al moment i al torsor (distància als rodaments $\rightarrow d_r$, distància entre passador i eix cigonyal $\rightarrow d_{pc}$).

$$M = \frac{F}{2} * \text{Distància als rodaments} \quad Eq(1)$$

$$T = F * \text{Distància entre passador i eix cigonyal} \quad Eq(2)$$

$$\sigma(M) = \frac{M * y}{Ix} = \frac{M * 32}{\pi * d^3} \quad Eq(3)$$

$$\tau(T) = \frac{T * r}{Ip} = \frac{T * 16}{\pi * d^3} \quad Eq(4)$$

Els resultats donats amb la força màxima i mínima, (d =diàmetre eix cigonyal=15mm, distància als rodaments=5.5mm i distància entre passador i eix cigonyal=16mm) són els següents:

$$F=5000N \rightarrow \sigma(M) = 41.5 \text{ MPa}, \tau(T) = 12.37 \text{ MPa}$$

$$F=-2777.78N \rightarrow \sigma(M) = -23.05 \text{ MPa}, \tau(T) = -67.06 \text{ MPa}$$

A continuació, s'han calculat les tensions mitjanes i alternes.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad Eq(5)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad Eq(6)$$

Calculant aquestes tensions mitjanes i alternes, i fent el mateix sistema amb les tensions τ , obtenim que: $\sigma_m = 9.22 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 32.27 \text{ MPa}$, $\tau_m = 26.82 \text{ MPa}$ i $\tau_a = 93.89 \text{ MPa}$.

El cigonyal està dissenyat per vida infinita, i per tant, s'apliquen les següents fórmules a les tensions, tant a les σ_m i σ_a com a les tensions τ_m i τ_a .

$$\sigma_m = \sigma_{mo} \quad Eq(7)$$

$$\sigma_a = \sigma_{ao} * Kf * \text{factor d'assimetria} \quad Eq(8)$$

S'ha tingut en compte, un factor d'asimetria en l'*Eq(8)*, perquè respectant la geometria del cigonyal, (totes les tensions passen més o menys per només una zona, com es pot observar a la *Figura 10*) i l'experiència del professorat del departament, s'ha arribat a decidir de què aquest factor tindrà un valor d'aproximadament 2.

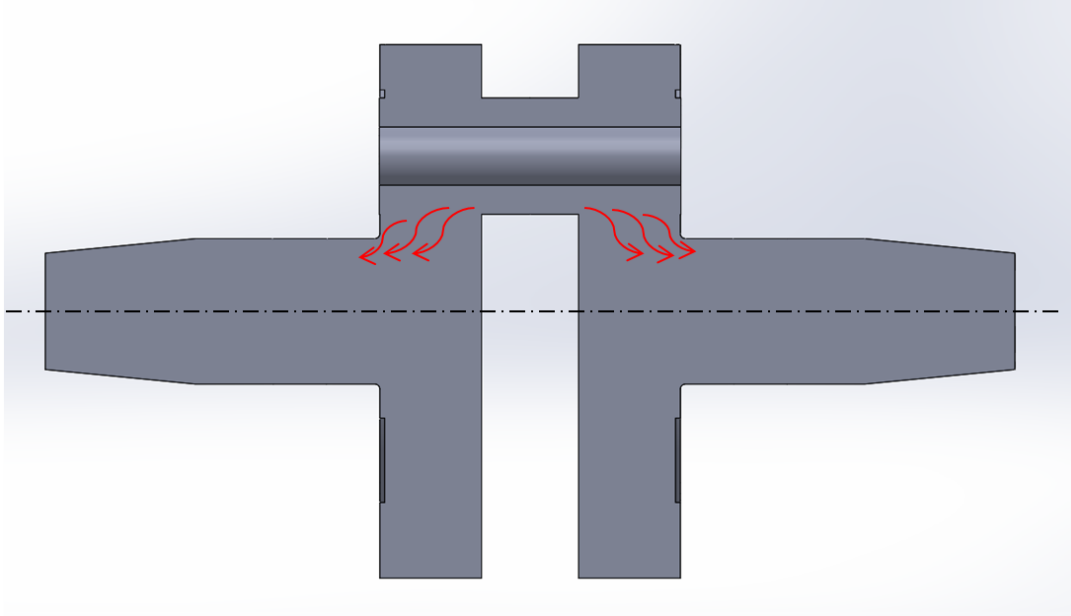


Figura 10: Concentració de tensions en la part superior

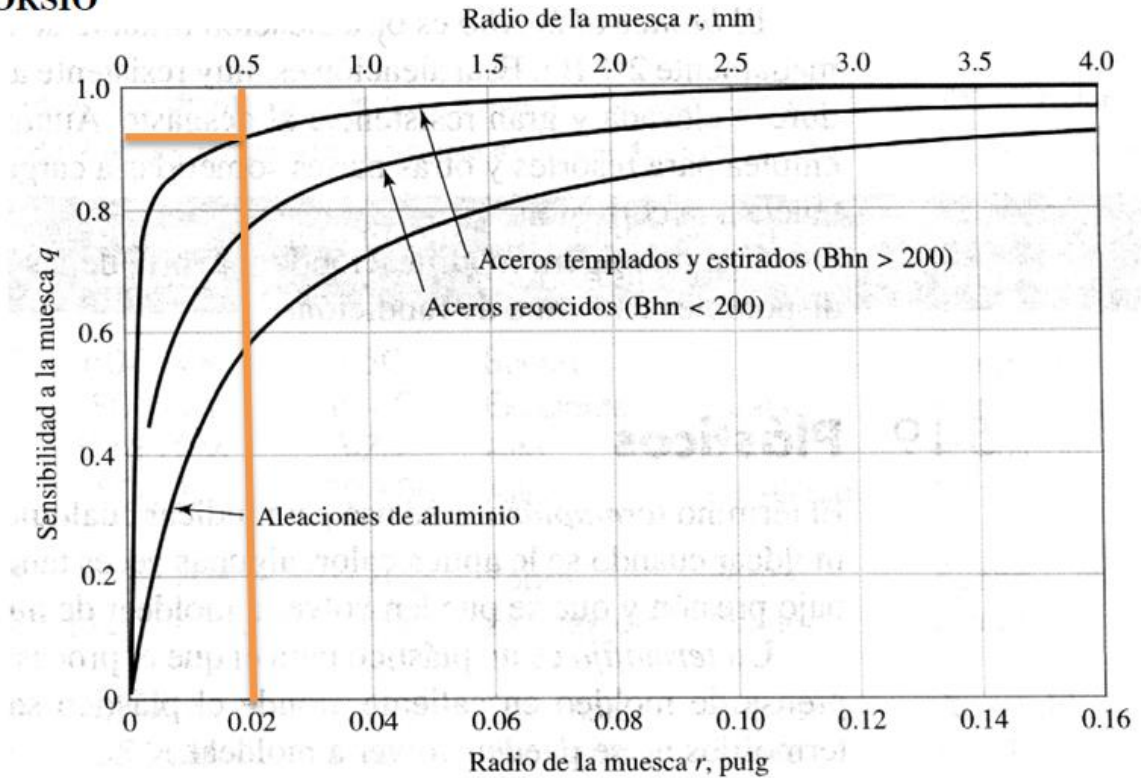
Per poder fer el càlcul amb l'*Eq(8)*, s'ha de trobar K_f , tant per les tensions de σ , com per les tensions de la τ .

$$\sigma \rightarrow K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad Eq(9)$$

$$\tau \rightarrow K_f = 1 + q * (K_{ts} - 1) \quad Eq(10)$$

I també la sensibilitat q , K_t i K_{ts} . Aquests valors es troben en les gràfiques següents, tenint en compte un radi de curvatura de 0.5mm. (radi entre eix del cigonyal i contrapès)

La seva sensibilitat q , s'ha trobat a la *Gràfica 1*, entrant per un radi de 0.5mm i un acer bo d'alta qualitat, obtenim una q (sensibilitat) de $q=0.92$.

TORSIÓ

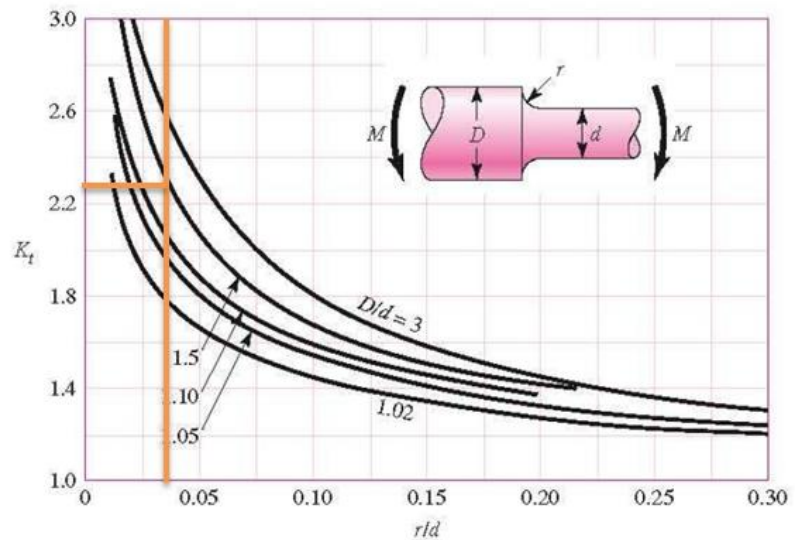
Gràfica 1: Sensibilitat q

Entrant en la Gràfica 2, trobem la K_t , on $r=0.5\text{mm}$, $d=15\text{mm}$ i $D=21\text{mm}$ (D = diàmetre mitjà del contrapès)

$K_t=2.25$

Figure A-15-9

Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.

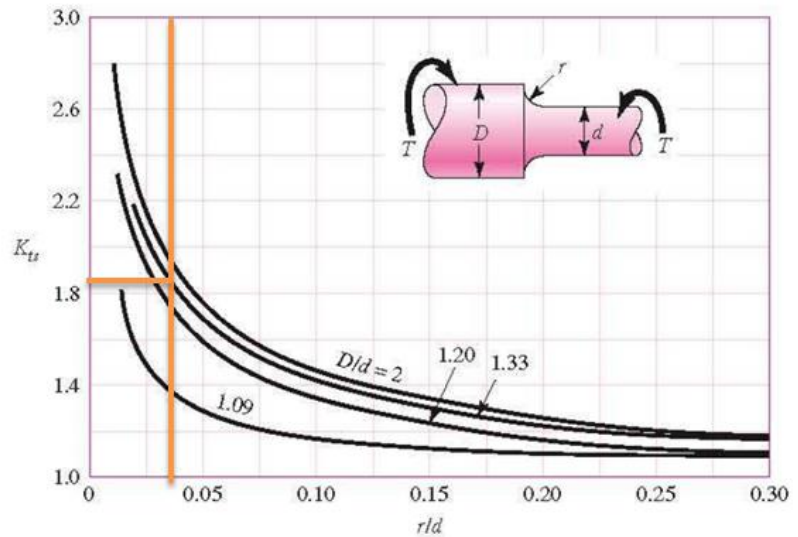


Gràfica 2: Taula corba de concentracions 1

Amb els mateixos valors, s'ha entrat a la *Gràfica 3*, i obtenim un valor de $K_{ts}=1.85$.

Figure A-15-8

Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.



Gràfica 3: Taula corba de concentracions 2

Una vegada trobats i substituint aquests valors a les equacions *Eq(9)* i *Eq(10)*, obtenim que per $\sigma \rightarrow K_f = 2.15$ i $\tau \rightarrow K_f = 1.782$.

Tot seguit, apliquem les equacions *Eq(7)* i *Eq(8)*, per trobar les tensions de σ_m i σ_a com les tensions τ_m i τ_a , i obtenim que: $\sigma_m = 9.22 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 138.79 \text{ MPa}$, $\tau_m = 26.82 \text{ MPa}$ i $\tau_a = 334.64 \text{ MPa}$.

Posteriorment, s'han calculat les tensions equivalents mitjançant les equacions *Eq(11)* i *Eq(12)*, els quals es mostren a continuació:

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} \quad \text{Eq(11)}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2} \quad \text{Eq(12)}$$

i obtenim : $\sigma_m' = 47.37 \text{ MPa}$, $\sigma_a' = 596 \text{ MPa}$.

A continuació s'ha calculat la S_e amb l'equació *Eq(13)*:

$$S_e = S_e(pr) * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad \text{Eq(13)}$$

on:

$S_e(pr) = 0.5 S_{ut}$ (S_{ut} s'ha considerat un material de màquines de 1000MPa)

$K_a = 1.58 \cdot S_{ut}^{-0.107}$, s'ha considerat que el cigonyal es rectificat.

$K_b = \left(\frac{d_{eq}}{7.62}\right)^{-0.107}$, on d_{eq} =diàmetre eix cigonyal (15 mm).

$K_c = 1$, l'esforç més important aplicat al cigonyal és el de torsió.

$K_d = 1$, la temperatura a la que es farà l'assaig és $< 250^\circ\text{C}$.

$K_e = 1$, vida infinita.

Calculant la S_e mitjançant l'Eq(13), es troba que $S_e=405.65$ MPa.

Últimament, es calcula la n_f (factor de seguretat a fatiga) per determinar si aguanta el cigonyal o no, amb l'Eq(14), la fórmula de Goodman.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad Eq(14)$$

i obtenim $n_f=0.66$.

Tal com es pot observar, la n_f (factor de seguretat a fatiga) és inferior a 1, per tant no aguanta els esforços proposats i es trencaria.

5.1.1 Càlcul del passador amb un costat fixat

En aquest càlcul es vol calcular el passador (boló) del cigonyal (*Figura 11 i Figura 12*), per comprovar el seu comportament, obtenir les tensions màximes i comprovar el nombre de seguretat a fatiga (n_f).

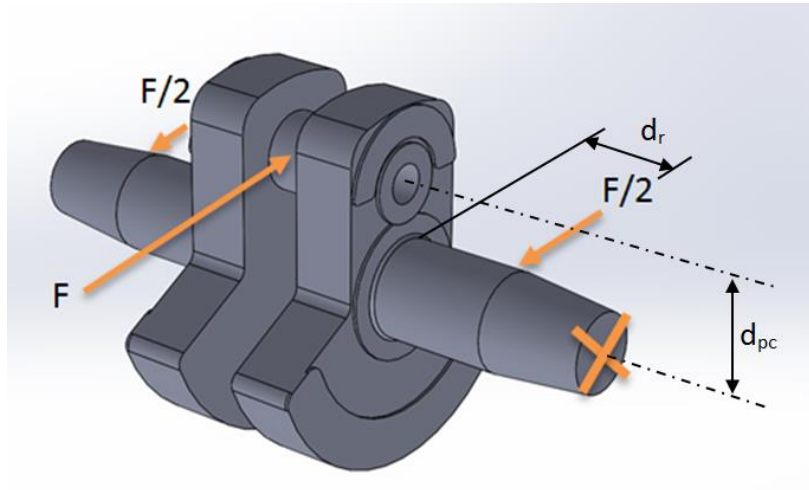


Figura 11: Força i reaccions en el cigonyal, amb un costat fixat

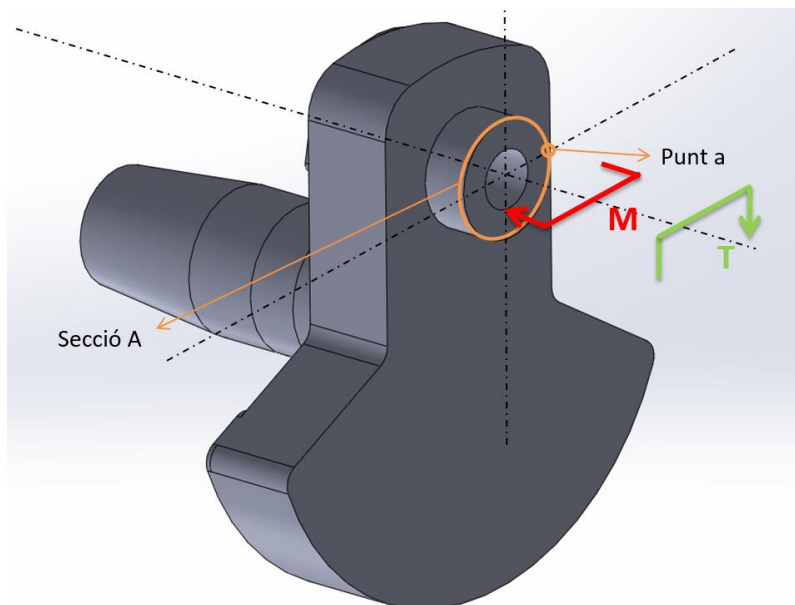


Figura 12: Secció i punt escollit

S'han seguit els mateixos passos i s'han fet servir les mateixes equacions de càlcul com a l'apartat anterior (5.1 Càlcul amb un costat fixat), per obtenir la n_f del passador.

La n_f va donar un valor de $n_f=1.35$, per tant, com el valor és més gran d'1, el passador aguantaria.

Si comprovem els dos resultats de l'apartat 5.1 i aquest, podem observar de què el cigonyal es trencaria abans pels seus eixos que no pel passador.

5.2 Càlcul amb dos costats fixats

En aquest càlcul es van fixar els dos costats del cigonyal (*Figura 13*), per comprovar el seu comportament, obtenir les tensions màximes i comprovar el nombre de seguretat a fatiga (n_f).

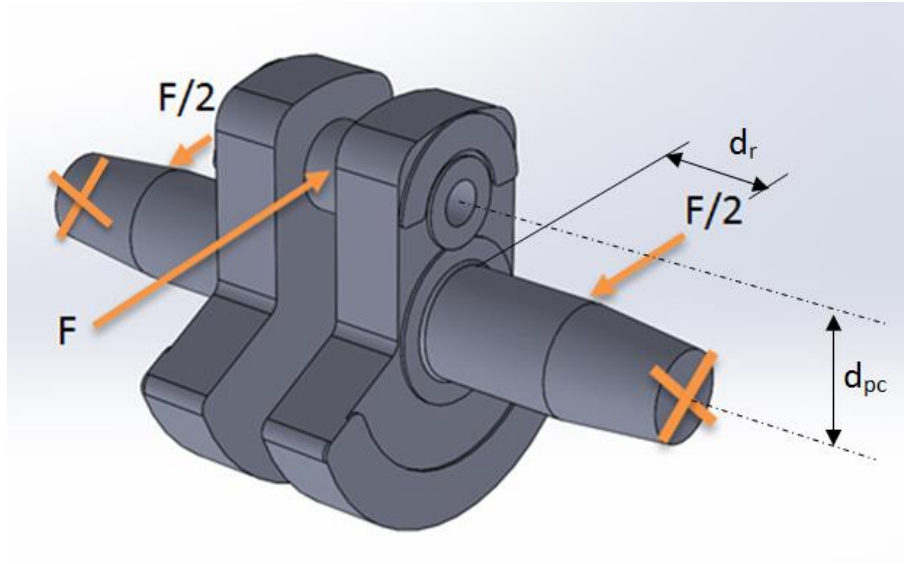


Figura 13: Força i reaccions en el cigonyal, amb dos costats fixats

S'han seguit els mateixos passos i s'han fet servir les mateixes equacions de càlcul com a l'apartat 5.1 (5.1 Càlcul amb un costat fixat), fins i tot la mateixa secció A i el punt a, per obtenir la n_f .

La n_f va donar un valor de $n_f=1.22$, per tant, com el valor és més gran d'1, el cigonyal aguantaria. (Tensió equivalent de Von Mises, 321.33 MPa)

Si comprovem els dos resultats de l'apartat 5.1 i aquest, podem observar de què amb els dos costats fixats es reparteixen les tensions en cada costat.

5.2.1 Càlcul del passador amb dos costats fixats

En aquest càlcul es vol calcular el passador (boló) del cigonyal (*Figura 14*), per comprovar el seu comportament, obtenir les tensions màximes i comprovar el nombre de seguretat a fatiga (n_f).

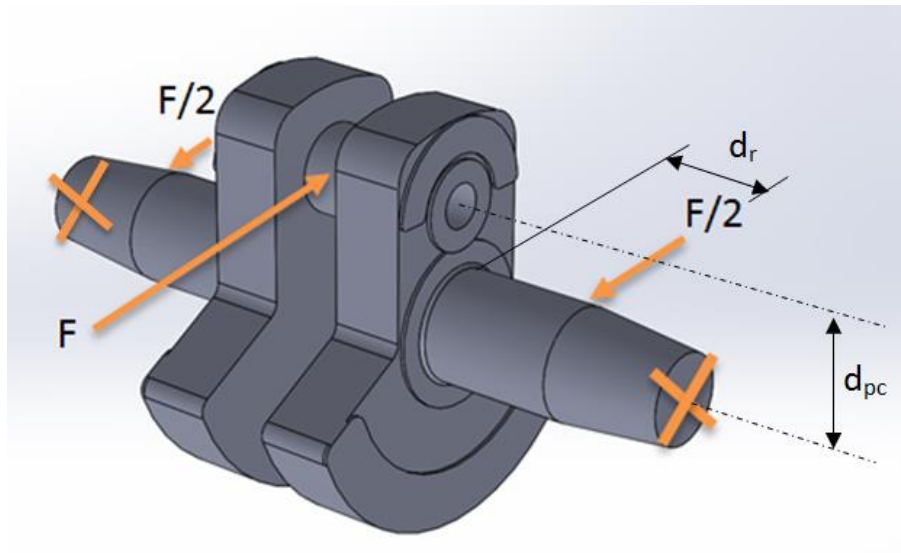


Figura 14: Força i reaccions en el cigonyal, amb dos costats fixats

S'han seguit els mateixos passos i s'han fet servir les mateixes equacions de càlcul com a l'apartat 5.1 (5.1 Càlcul amb un costat fixat), per obtenir la n_f del passador.

La n_f va donar un valor de $n_f=1.62$, per tant, com el valor és més gran d'1, el passador aguantaria.

Si comprovem els dos resultats de l'apartat 5.2 i aquest, podem observar de què el cigonyal es trencaria abans pels seus eixos que no pel passador.

6. CÀLCUL ANALÍTIC AMB ELEMENTS FINITS

6.1 Càlcul Inicial amb programa d'elements finits del cigonyal

En aquest apartat, s'han mantingut els mateixos paràmetres que en l'apartat anterior del "Càlcul analític manual", per poder comparar posteriorment els dos resultats.

6.1.1 Construcció del model 3D

Una vegada verificades les mides del cigonyal, s'ha construït un model 3D en un programa de disseny, Solid-Works 2016, tal com es mostra en la *Figura 15*.

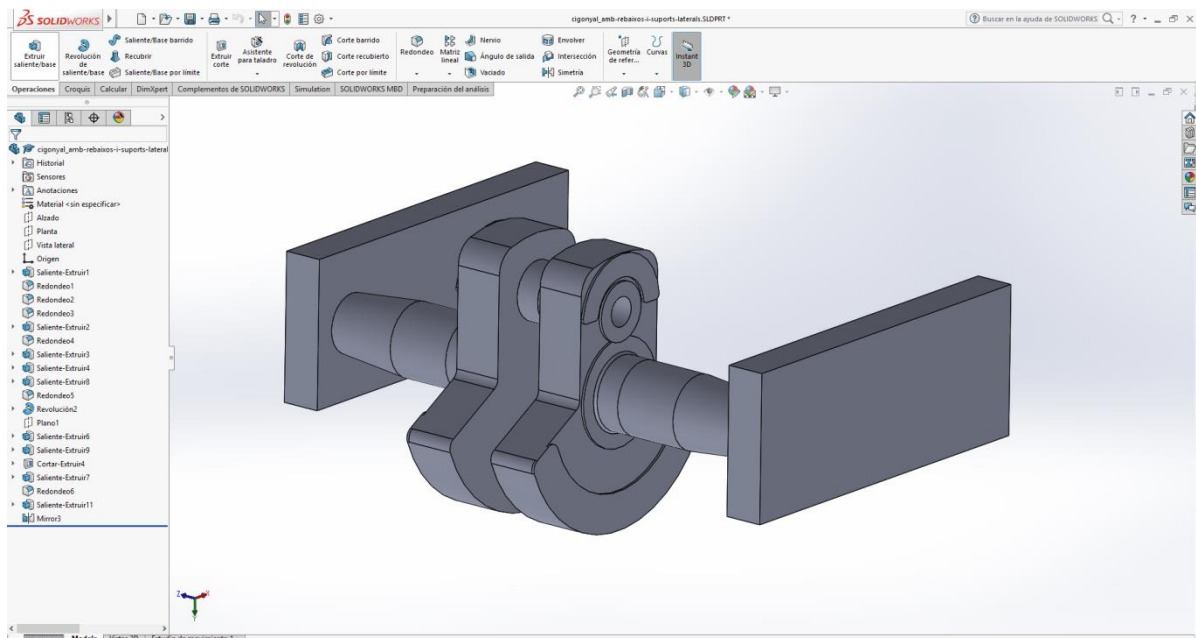


Figura 15: Model 3D, Solid-Works 2016

Posteriorment s'ha guardat aquest model en format .step, per importar-lo correctament al programa de càlcul per elements finits (Ansys 17,1).

6.1.2 Càlcul amb programa d'elements finits del cigonyal

Per realitzar el càlcul analític, trobar les tensions de càlcul, s'ha importat la geometria del model construït 3D (en format .step), al programa d'elements finits Ansys 17.1, concretament l'Ansys Workbench17.1 i el mòdul Static Structural (*Figura 16*).

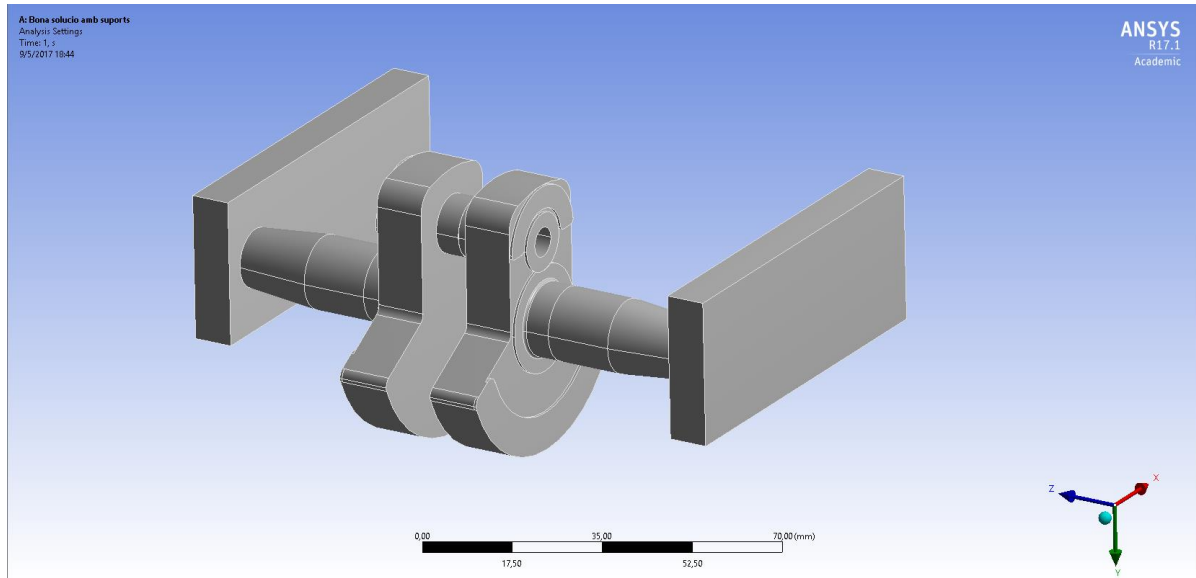


Figura 16: Model 3D, importat a l'Ansys

Com es pot observar a la *Figura 16*, s'han soldat dos passamans al cigonyal, un en cada extrem de l'eix, per realitzar un anàlisi més real al muntatge posterior, i fàcil d'aplicar restriccions.

Ara, s'ha començat a posar càrregues i restriccions al cigonyal.

En el conjunt motor, hi ha dos rodaments de boles que estan situats just al costat de cada contrapès del cigonyal. En el càlcul amb elements finits, s'ha agafat el punt mig de cada rodament, i s'ha aplicat una restricció del Remote Displacement, amb el desplaçament al llarg de l'eix x i y fixat (no es pot desplaçar) i en l'eix z lliure, tal com es mostra a la *Figura 17*. Perquè no es desplaci el cigonyal, es posa un altre Remote Displacement en les cares exteriors dels dos passamans, només limitat en l'eix z, d'aquesta manera no es pot desplaçar lateralment. També s'ha deixat lliure la rotació en qualsevol eix, d'aquesta manera es simula correctament el comportament d'uns rodaments de boles.

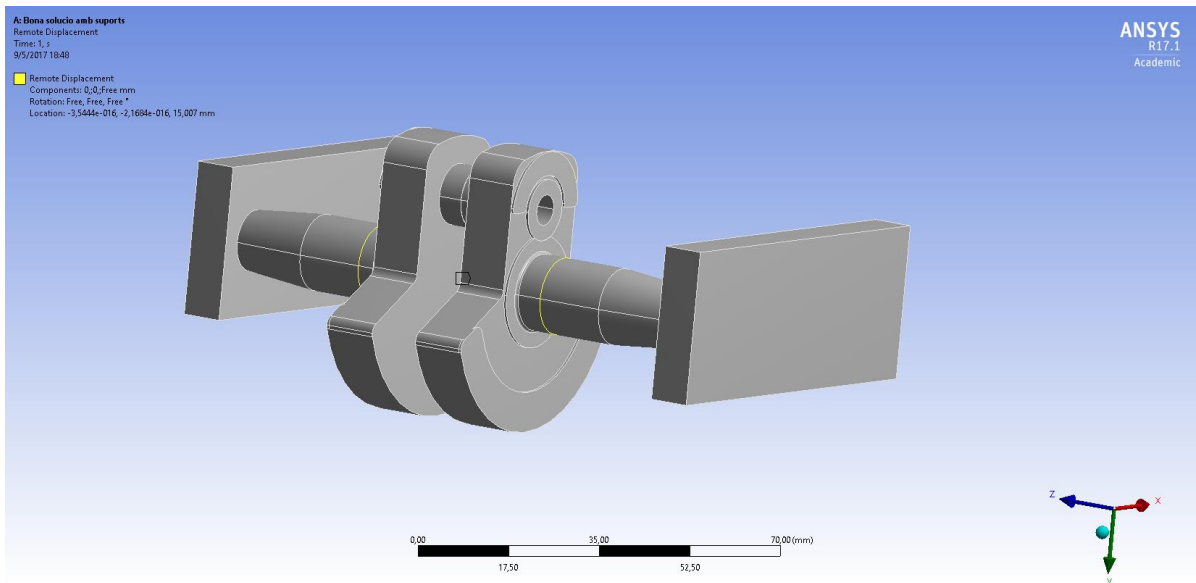


Figura 17: Restricció en zona de rodaments

Perquè no giri el cigonyal durant l'anàlisi, si posteriorment li apliquem una força en el boló del cigonyal, es fixen les cantonades interiors dels dos passamans de la manera que es pot observar en la *Figura 18*, amb un Fixed Support.

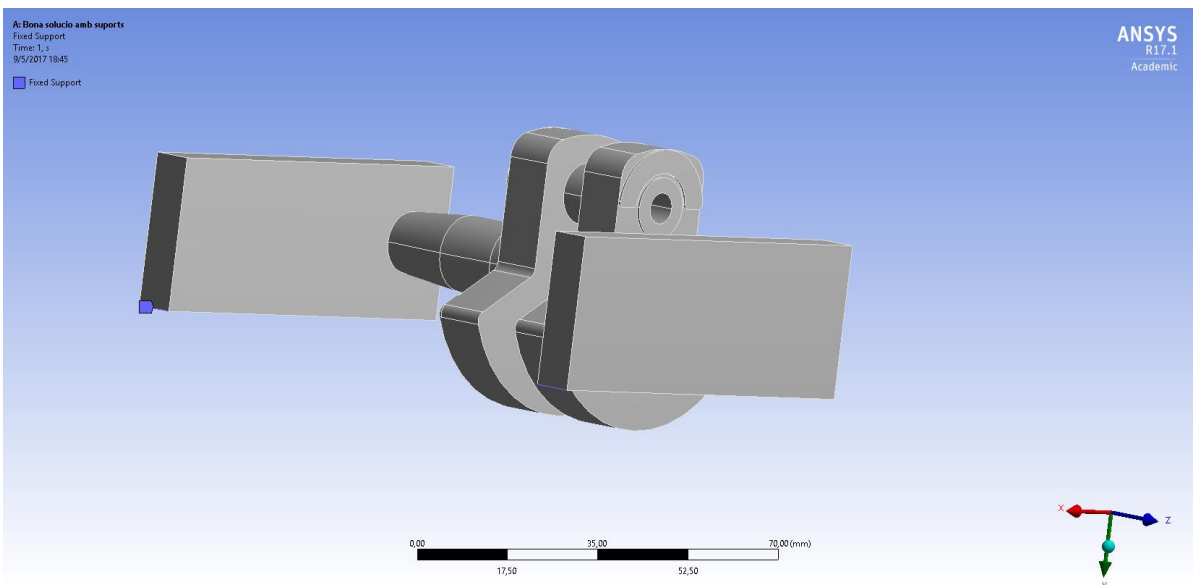


Figura 18: Fixed Support

Una vegada aplicades totes aquestes restriccions, es pot aplicar la força al boló. Aquesta força té l'orientació al llarg de l'eix x, amb el signe negatiu, per respectar l'orientació del sistema de coordenades del programa, i una magnitud de 5000N, (posteriorment, es trobarà amb major facilitat la càrrega real que s'haurà d'aplicar), com es mostra a la *Figura 19*.

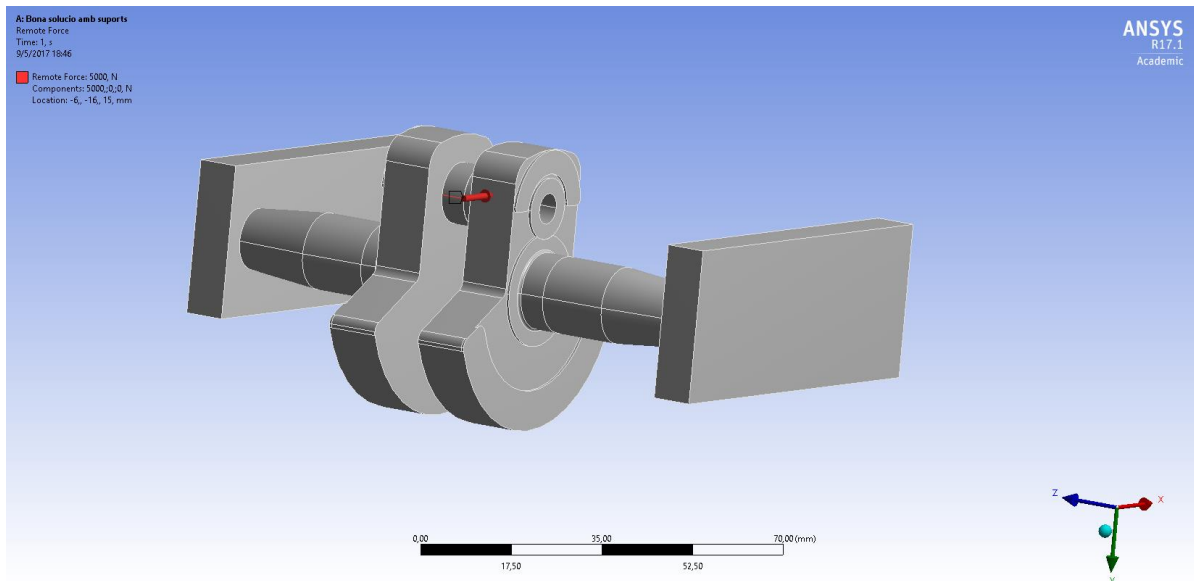


Figura 19: Força aplicada de 5000N

Amb tots aquests paràmetres entrats a l'Ansys, es pot començar a resoldre el problema proposat, buscant la tensió equivalent de Von Mises.

El programa Ansys, per mètode automàtic, proposa un mallat a tota la superfície de la geometria entrada.

En la zona d'interès, la qual és la més crítica, s'ha refinat el mallat fins a 1mm, com es pot observar a la *Figura 20* (després de diverses proves amb diferents mides del mallat es va començar a estabilitzar al voltant d'aquest valor).

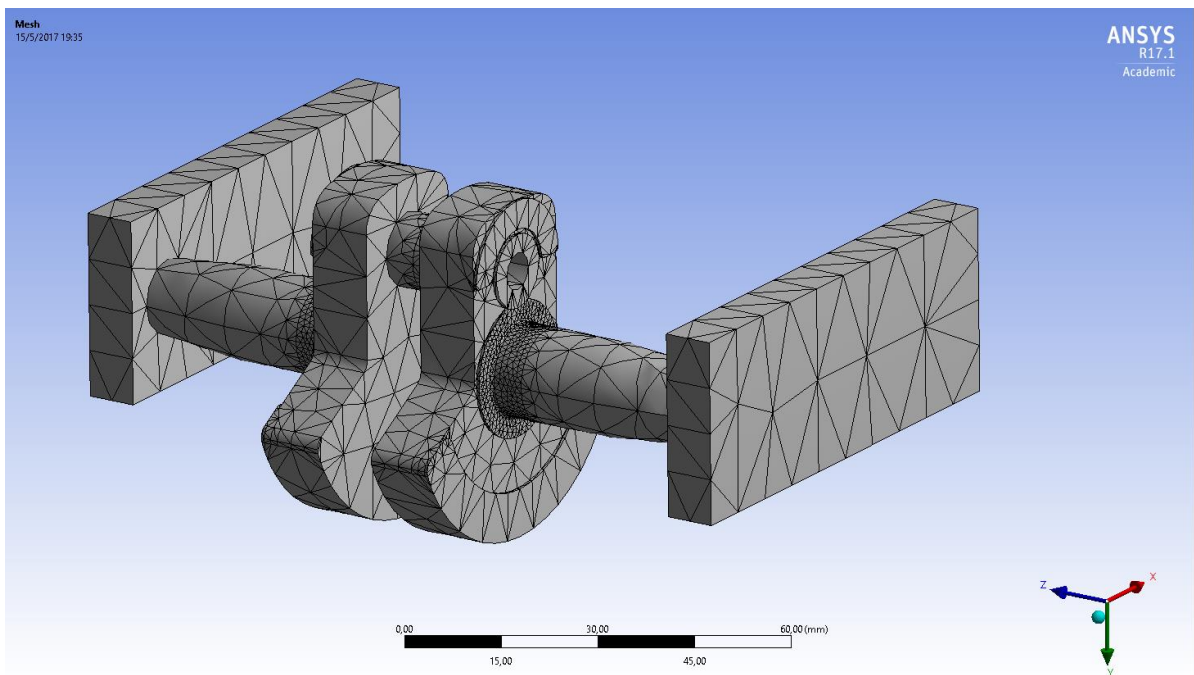


Figura 20: Mallat final

6.1.2.1 Resultat amb programa d'elements finits del cigonyal

Amb tots els paràmetres anteriorment explicats i entrats a l'Ansys, s'ha trobat la tensió equivalent de Von Mises, que es pot observar a la *Figura 21*.

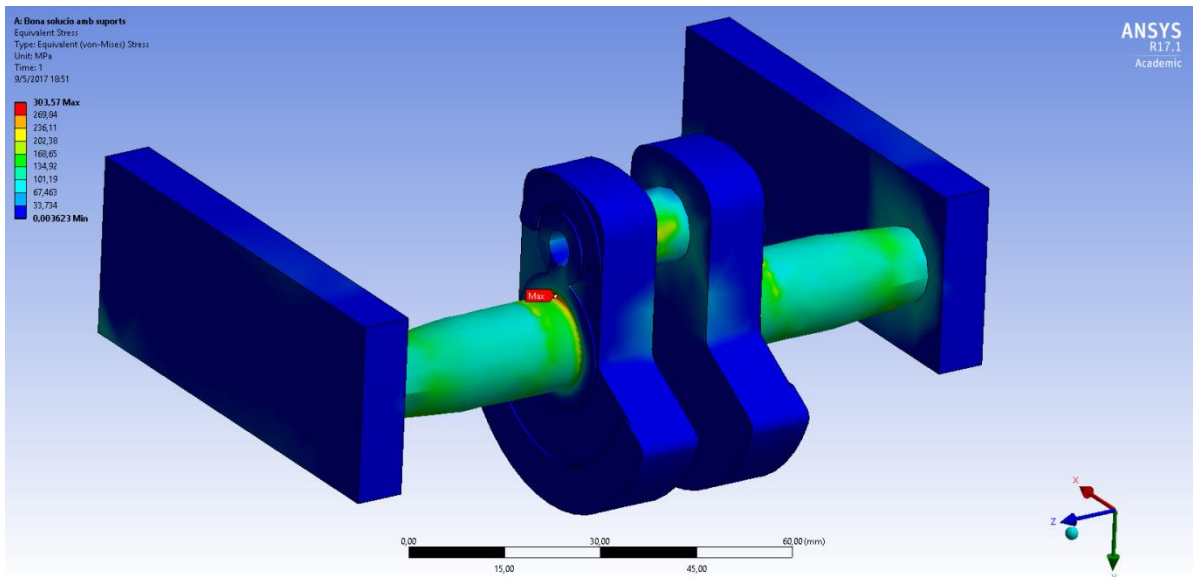


Figura 21: Resultat obtingut amb una força de 5000N

Tal com es pot observar a la figura anterior (*Figura 21*), la tensió de Von Mises en la zona més crítica, és de 303.57 MPa.

Com que l'Ansys no ens dóna el coeficient de concentració de tensions (K_t), s'ha de trobar posteriorment amb un càlcul apart. Per poder realitzar aquest càlcul, s'ha buscat la tensió de Von Mises, en la zona contínua (*Figura 22*).

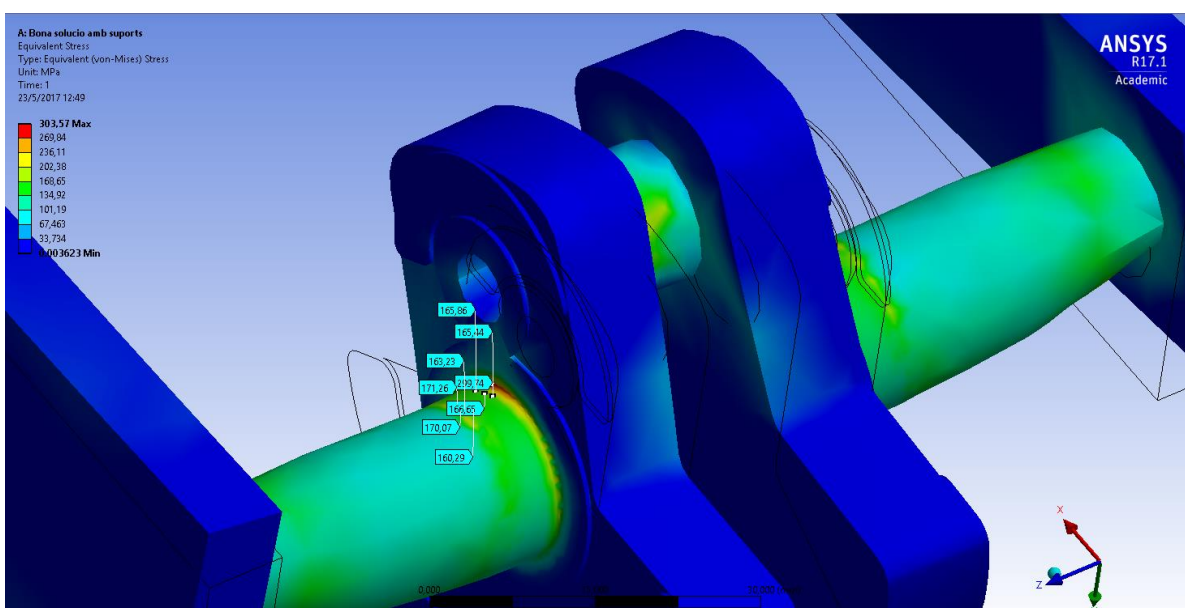


Figura 22: Resultats obtinguts a la zona contínua

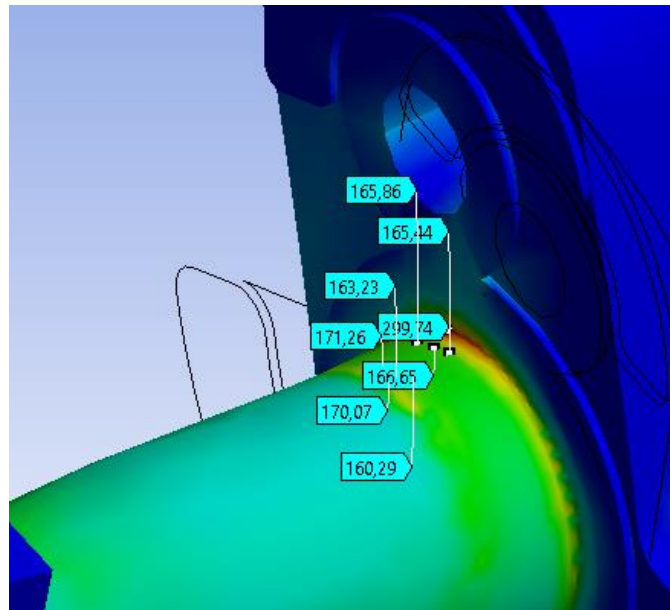
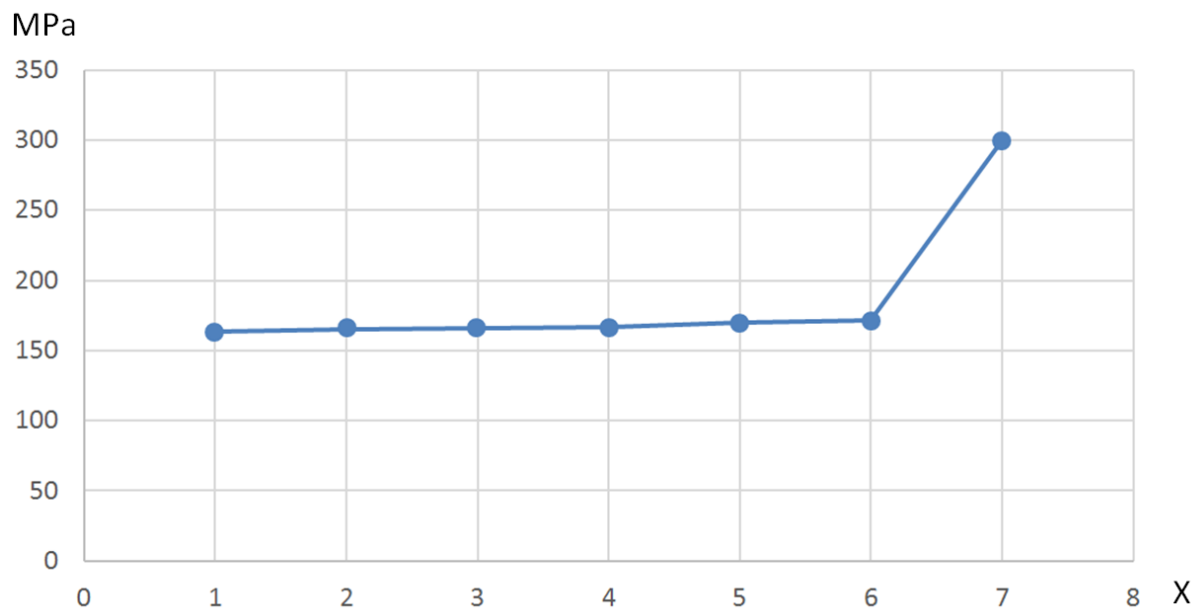


Figura 23: Ampliació de la Figura x

Tal com es pot observar a la *Gràfica 4*, hi ha una zona contínua de tensions, i després un valor a prop de la zona crítica que varia molt.

En la zona contínua, la tensió s'equilibra i ens dóna un valor de 166 MPa.



Gràfica 4: Tensions en la zona contínua, en funció del allunyament de la zona crítica

6.2 Càlcul final amb programa d'elements finits del cigonyal

Per poder simular un comportament més real del cigonyal durant el seu assaig, s'ha modificat la fixació del gir del cigonyal.

Aquests suports redissenyats, no són tan rígids com els anteriors, i donen més flexibilitat.

6.2.1 Construcció del model 3D

Ara, els suports laterals són més flexibles, són els que es fan servir en el muntatge final, i s'han soldat en les posicions simètriques en l'eix del cigonyal, com es pot observar en la *Figura 24*.

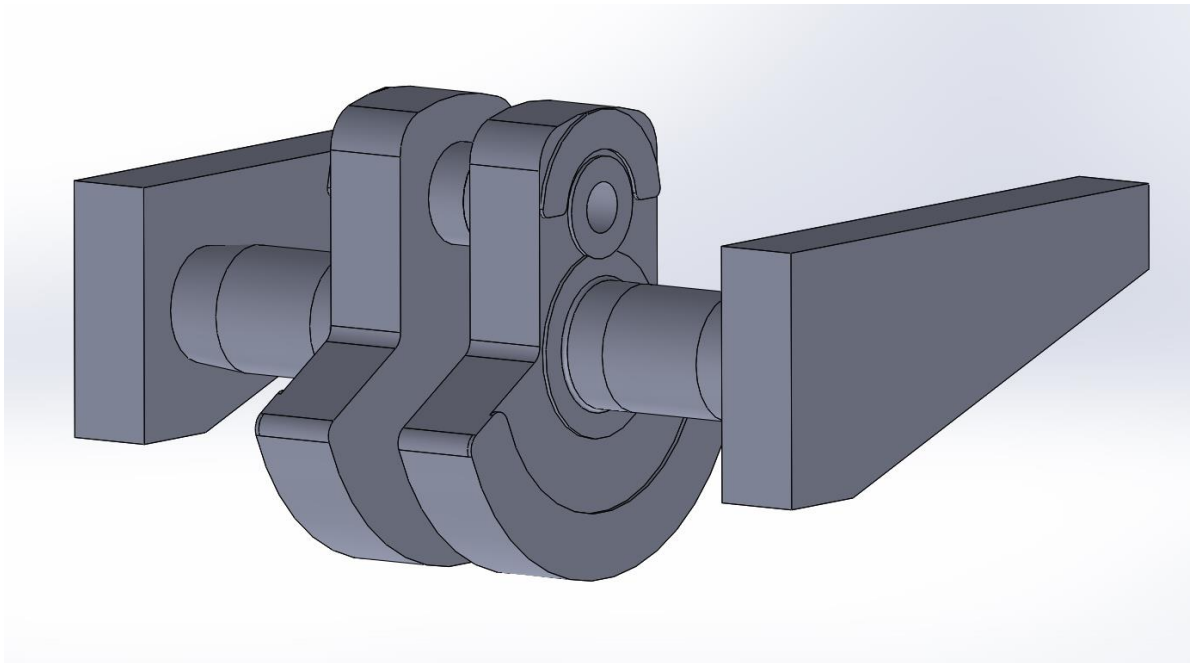


Figura 24: Model 3D redissenyat, Solid-Works 2016

Una vegada redissenyats els suports laterals, s'ha guardat aquest model en format .step, per importar-lo correctament al programa de càlcul per elements finits (Ansys 17,1).

6.2.2 Càlcul amb programa d'elements finits del cigonyal

Per realitzar el càlcul analític, s'han seguit els mateixos passos que en l'altre apartat del càlcul amb elements finits. Primer s'ha importat la geometria del model construït 3D al programa d'elements finits Ansys 17.1, concretament l'Ansys Workbench 17.1 i el mòdul Static Structural.

Tot i que s'ha canviat la geometria de la peça a assajar, els passos queden molt iguals per posar les càrregues i restriccions.

En el conjunt motor, hi ha dos rodaments de boles que estan situats just al costat de cada contrapès del cigonyal. En el càlcul amb elements finits, s'ha agafat el punt mig de cada rodament, i s'ha aplicat una restricció del Remote Displacement, amb el desplaçament al llarg de l'eix x i y fixat (no es pot desplaçar) i en l'eix z lliure, (igual que en el càlcul anterior).

Perquè no es desplaci el cigonyal, s'ha posat un Displacement en mig del boló del cigonyal, (Figura 25) només limitat en l'eix z, d'aquesta manera no es pot desplaçar lateralment. També s'ha deixat lliure la rotació en qualsevol eix, d'aquesta manera es simula correctament el comportament d'uns rodaments de boles.

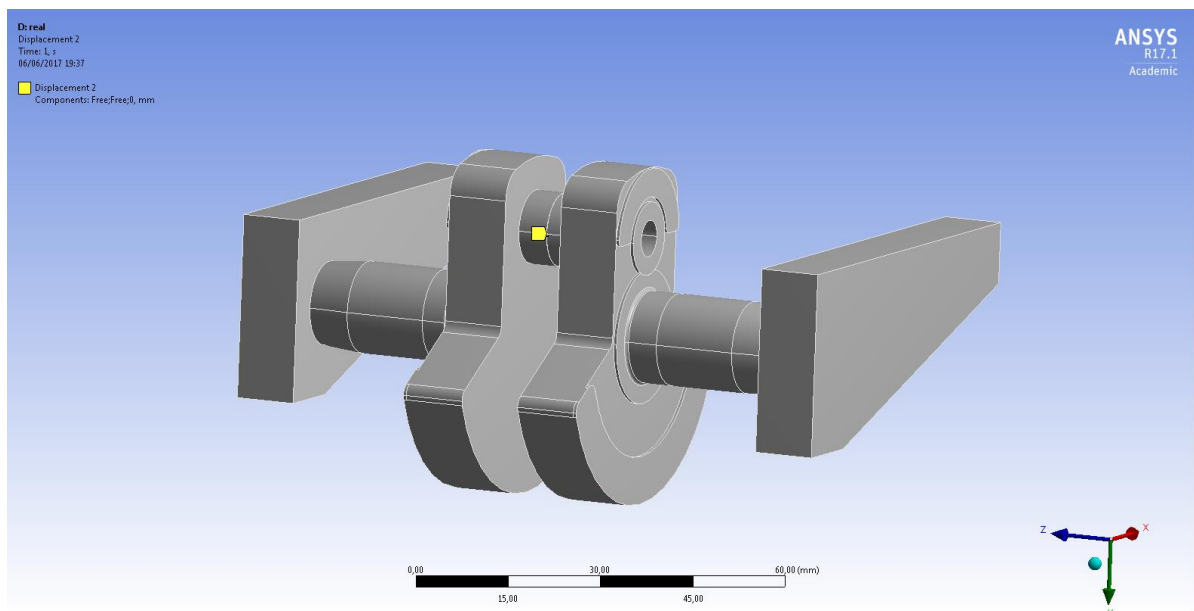


Figura 25: Displacement en boló

Perquè no giri el cigonyal durant l'anàlisi, si posteriorment s'aplica una força en el boló del cigonyal, s'han restringit amb un altre Displacement les arestes inferiors dels dos suports (desplaçament en eix $y=0$) de la manera que es pot observar en la *Figura 26*.

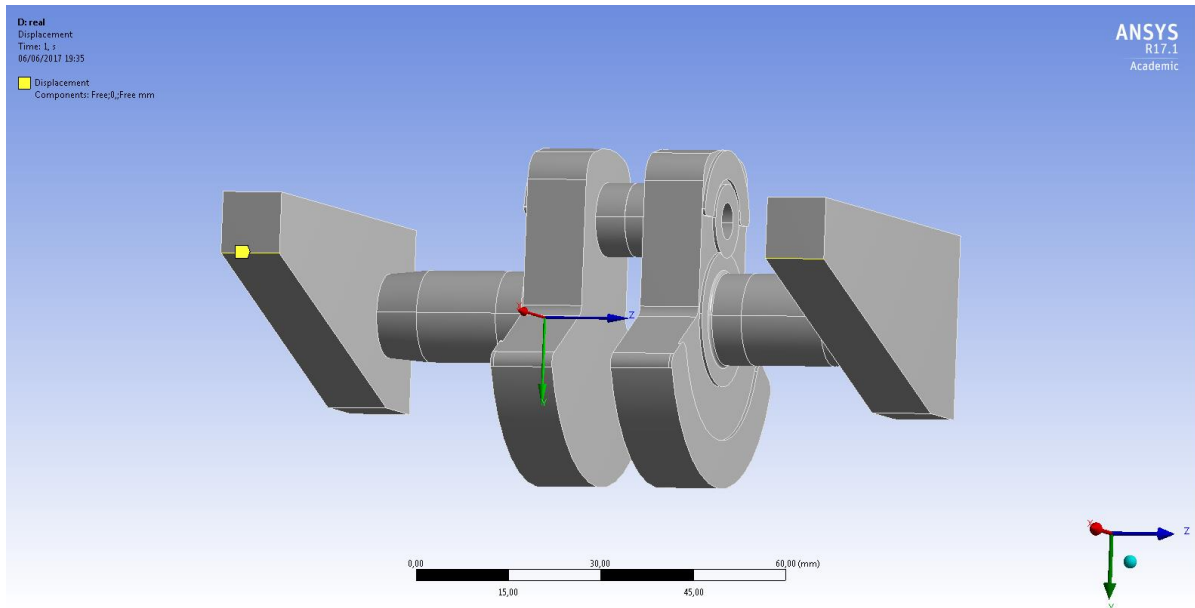


Figura 26: Displacement en arestes dels suports

Una vegada aplicades totes aquestes restriccions, es pot aplicar la força al boló. Aquesta força (Remote force) té l'orientació al llarg de l'eix x , i una magnitud de 5000N, (posteriorment, es trobarà amb major facilitat la càrrega real que s'haurà d'aplicar), com es mostra a la *Figura 27*.

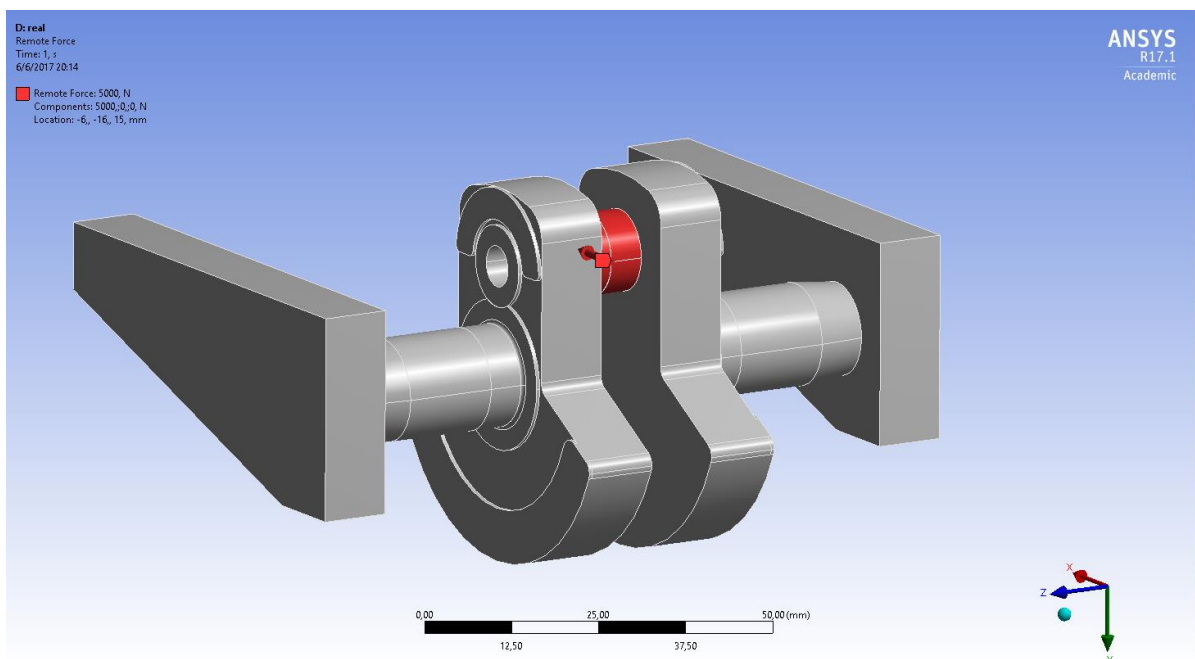


Figura 27: Força aplicada de 5000N

Amb tots aquests paràmetres entrats a l'Ansys, es pot començar a resoldre el problema proposat, buscant la tensió equivalent de Von Mises.

El programa Ansys, per mètode automàtic, proposa un mallat a tota la superfície de la geometria entrada.

En la zona d'interès, la qual és la més crítica, s'ha refinat el mallat fins a 1mm, (igual que en l'altre càlcul amb elements finits), després de diverses proves amb diferents mides del mallat es va començar a estabilitzar al voltant d'aquest valor.

6.2.2.1 Resultat amb programa d'elements finits del cigonyal

Amb tots els paràmetres anteriorment explicats i entrats a l'Ansys, s'ha trobat la tensió equivalent de Von Mises, que es pot observar a la *Figura 28*.

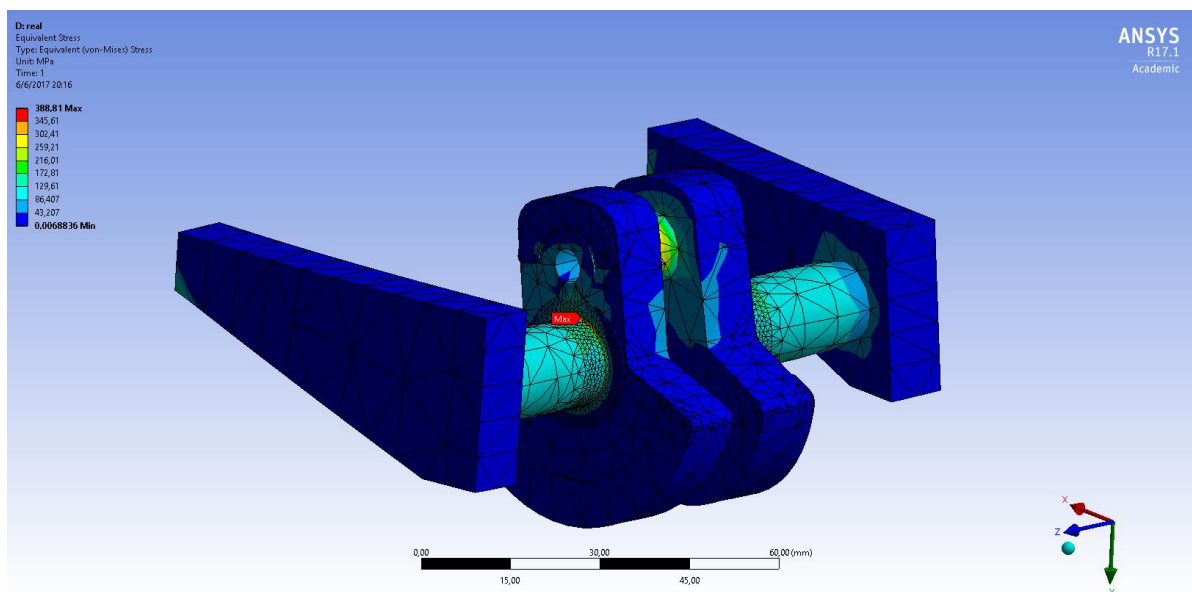


Figura 28: Resultat obtingut amb una força de 5000N

Tal com es pot observar a la figura anterior (*Figura 28*), la tensió de Von Mises en la zona més crítica, és de 388.81 MPa.

Com que l'Ansys no ens dóna el coeficient de concentració de tensions (K_t), s'ha de trobar posteriorment amb un càlcul apart. Per poder realitzar aquest càlcul, s'ha buscat la tensió de Von Mises, en la zona continua (*Figura 29*).

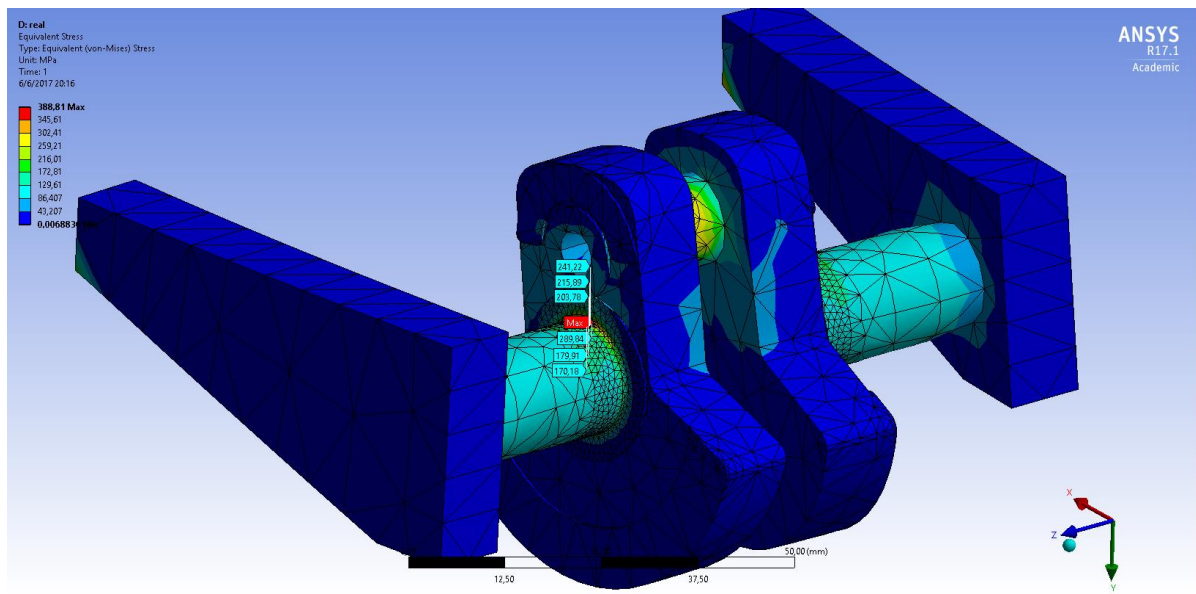


Figura 29: Resultats obtinguts a la zona contínua

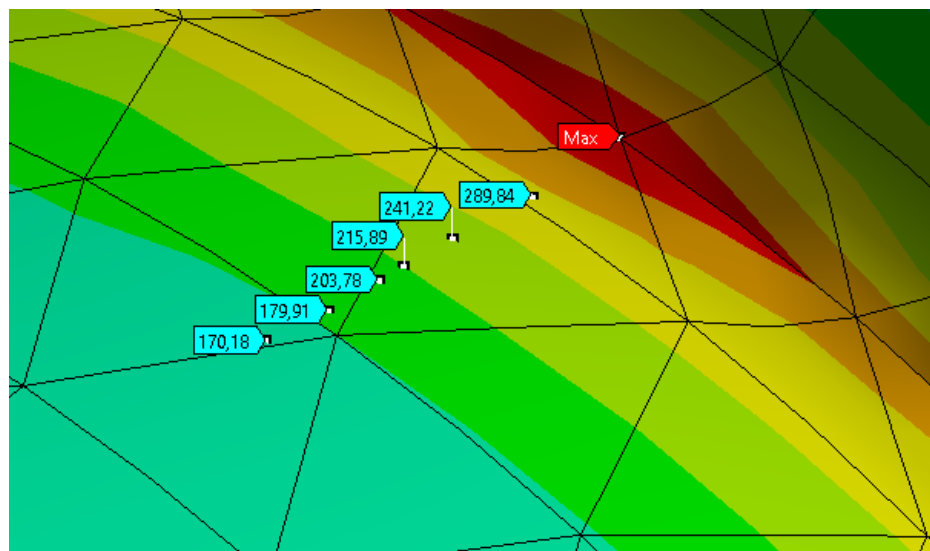
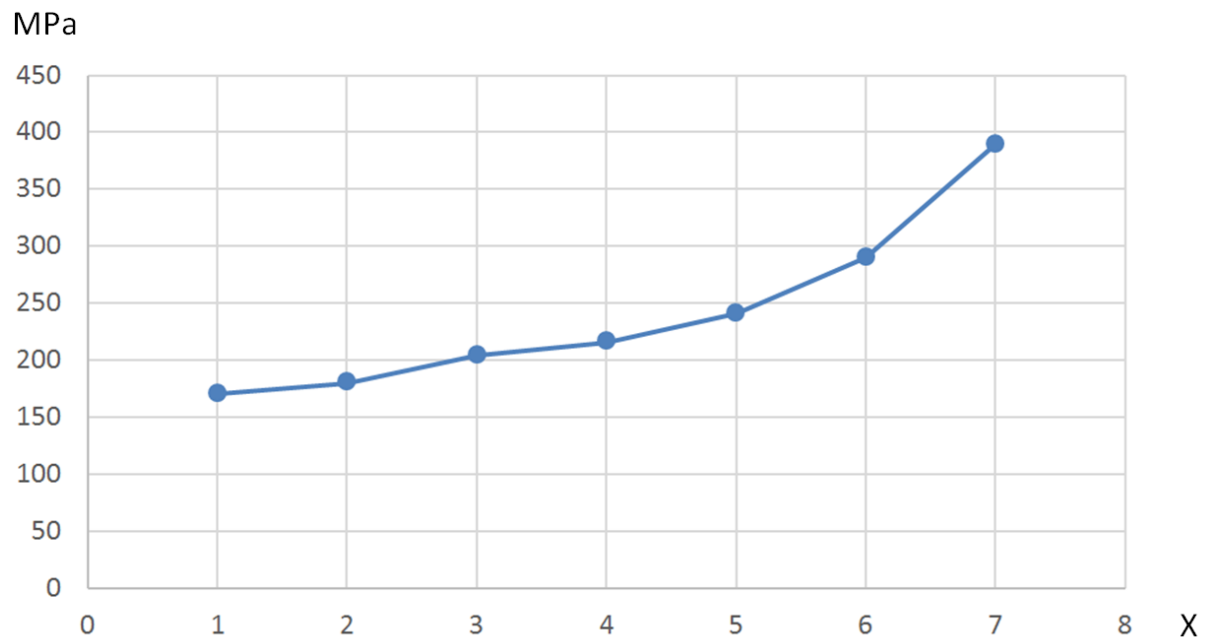


Figura 30: Ampliació de la Figura x

Tal com es pot observar a la Gràfica 5, hi ha una zona contínua de tensions, i després un valor a prop de la zona crítica que varia molt.

En la zona contínua, la tensió s'equilibra i ens dóna un valor de 212 MPa.



Gràfica 5: Tensions en la zona contínua, en funció del allunyament de la zona crítica

Amb aquest càlcul, s'ha demostrat, de què els resultats han millorat, només en canviar una mica la geometria dels suports. En donar més flexibilitat, el cigonyal es pot deformar més i d'una forma més real, s'ha aconseguit un bon resultat.

Aquests resultats obtinguts, s'ha fet servir per tots els càlculs posteriors.

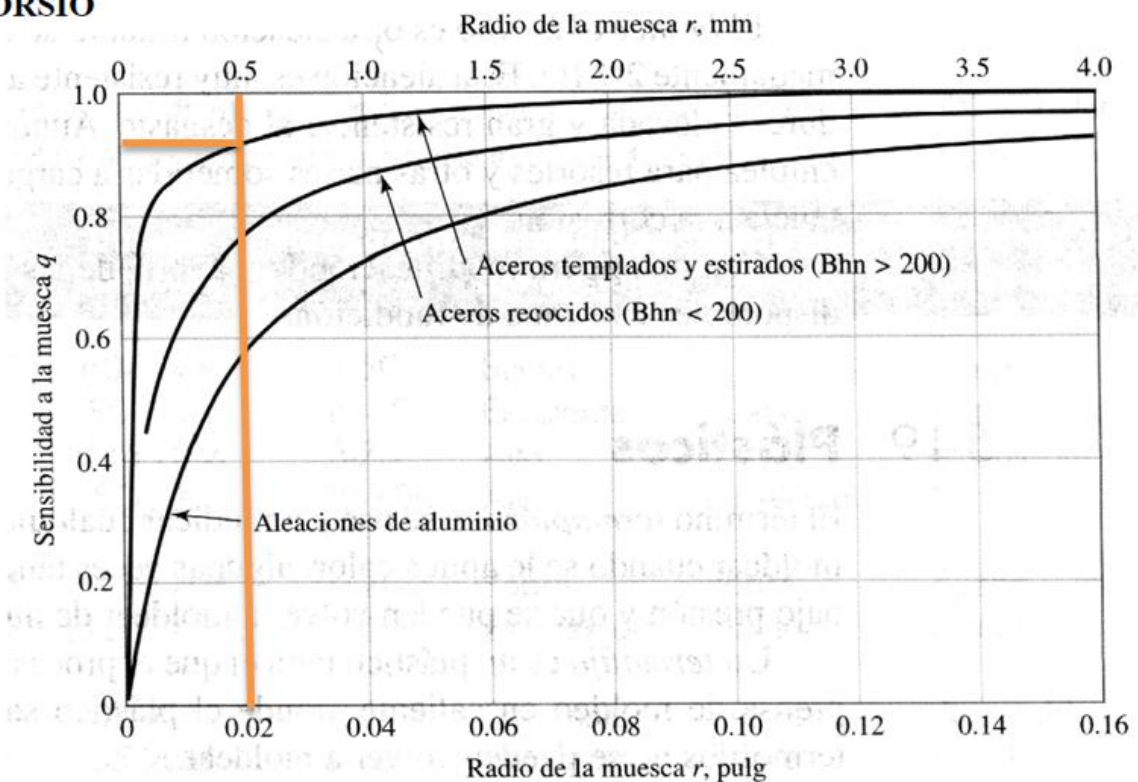
6.3 Càlcul analític de la resistència a fatiga

El programa de càlcul dels elements finits (Ansys), no ens dóna el càlcul de la resistència a fatiga, del nombre de cicles que aguantaria el cigonyal.

Ara, que s'han obtingut els resultats de la tensió equivalent de Von Misses, i de la manera aproximada les característiques del material del cigonyal, es pot començar a realitzar el càlcul de la càrrega que s'ha d'aplicar en el cigonyal, perquè agunti el nombre de cicles desitjat.

El cigonyal té un canvi de geometria al costat de cada contrapès d'un radi de curvatura de 0.5 mm, la qual cosa implica una concentració de tensions en aquesta zona. La seva sensibilitat a aquestes concentracions, s'ha trobat a la *Gràfica 6*, entrant per un radi de 0.5mm i un acer bo d'alta qualitat, obtenim una q (sensibilitat) de $q=0.92$.

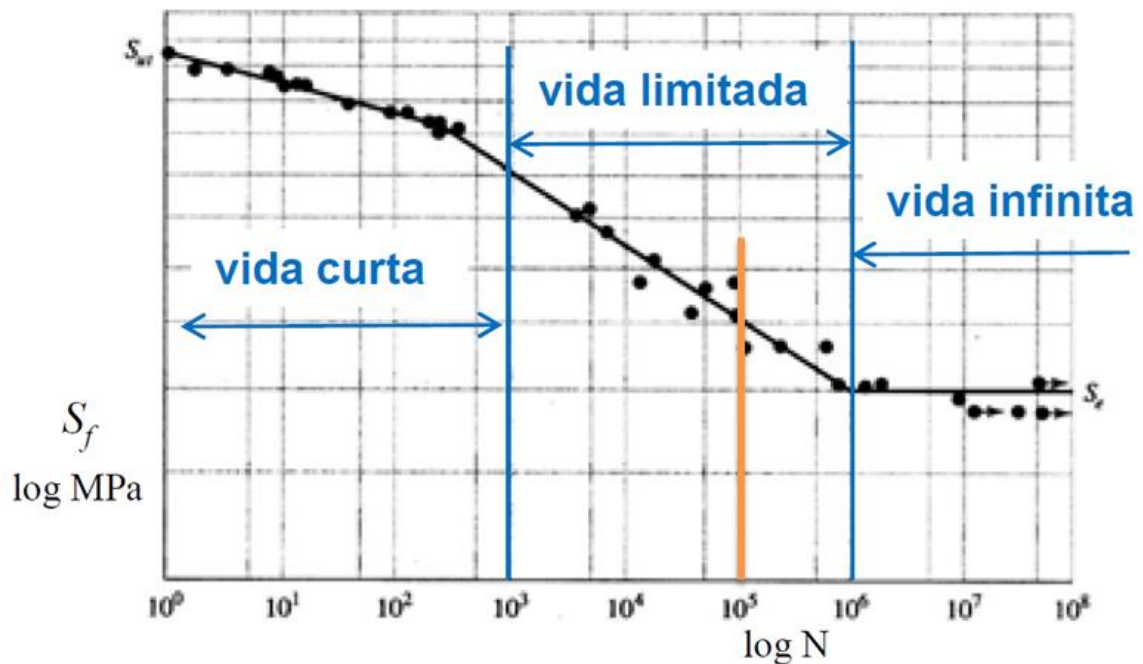
TORSIÓ



Gràfica 6: Sensibilitat q

Per aconseguir una ruptura del cigonyal, s'ha de treballar en la zona de la vida limitada de la Gràfica 7.

El nombre de cicles que s'ha proposat que ha d'aguantar, és de 20.000 cicles, d'aquesta manera es troba dins de la zona correcta.



Gràfica 7: Nombre de cicles (tipus de vida)

Amb l'ajuda de tots aquests valors trobats, i els resultats de l'Ansys, s'ha calculat primer de tot la Kt i la Kf.

Les tensions de l'Ansys, són de 388.81 MPa (la màxima) i és el resultat de $\sigma_0 \cdot Kt$, mentre en la zona continua s'obté una tensió de 212 MPa, i és la σ_0 .

Per tant, s'aïllat la Kt de l'Eq (15),

$$\sigma_0 \cdot Kt = 388.81 \text{ MPa} \quad Eq(15)$$

i s'ha trobat de que Kt=1.83

Si ara s'utilitza l'Eq (16),

$$Kf = 1 + q \cdot (Kt - 1) \quad Eq(16)$$

s'ha trobat que Kf=1.77

Pel càlcul de la S_e , s'utilitza l'Eq(17),

$$S_e = S_e(pr) * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad Eq(17)$$

on:

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

$$K_a = 1.58 \cdot S_{ut}^{-0.107}, \text{ s'ha considerat que el cigonyal es rectificat.}$$

$$K_b = \left(\frac{d_{eq}}{7.62}\right)^{-0.107}, \text{ on } d_{eq} = 0.37 * d, \text{ i } d = \text{diàmetre eix cigonyal (15 mm).}$$

$$K_c = 1, \text{ l'esforç més important aplicat al cigonyal és el de torsió.}$$

$$K_d = 1, \text{ la temperatura a la que es farà l'assaig és } < 250^\circ\text{C.}$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}, \text{ es tracta d'un material dúctil i es vol assajar a vida finita.}$$

Calculant la S_e mitjançant l'Eq(17), es troba que $S_e = 236.57 \text{ MPa}$.

Una vegada calculats tots aquests paràmetres, s'ha trobat la força alterna (F_a) i la força mitjana (F_m) a partir de les equacions Eq(18) i Eq(19).

$$F_a = \frac{F_{m\grave{a}x} - F_{m\grave{i}n}}{2} \quad Eq(18)$$

$$F_m = \frac{F_{m\grave{a}x} + F_{m\grave{i}n}}{2} \quad Eq(19)$$

Aplicant aquestes fórmules es veu, de què la F_{max} = força màxima que fa el cilindre hidràulic, en aquest cas $F_{max} = 5000\text{N}$, però no s'ha trobat el valor de F_{min} , la qual s'ha de calcular, perquè el cilindre hidràulic és un cilindre de doble efecte, i a causa d'una asimetria de les superfícies, fa diferents forces cap a un sentit, o a l'altre.

El pistó del cilindre hidràulic que està muntat a la màquina, té un diàmetre 30mm, i la tija del pistó uns 20mm de diàmetre.

Se sap que:

$$F = P * A \quad Eq(20)$$

La pressió de subministrament el grup hidràulic, és la mateixa en l'entrada i sortida del pistó, mentre que la superfície útil quan surt és de $\pi * \left(\frac{30}{2}\right)^2 = 706.86\text{mm}^2$ i quan entra és de $\pi * \left(\left(\frac{30}{2}\right)^2 - \left(\frac{20}{2}\right)^2\right) = 392.69\text{mm}^2$. Aplicant l'Eq(20).

Aquest efecte implica, de què el cilindre hidràulic fa 1.8 vegades més força a la sortida del pistó, que a l'entrada, Eq(21).

$$F_{m\grave{a}x} = F_{m\grave{i}n} * 1.8 \quad Eq(21)$$

Per tant, es troba que $F_{min}=2777.78\text{N}$, i aplicant les equacions Eq(18) i Eq(19), $F_a=3888.89\text{N}$ i $F_m=1111.11\text{N}$.

Les tensions i les forces, en aquest cas de càlcul, són directament proporcionals, i s'ha trobat de la forma següent:

$$\sigma_a * F \text{ aplicada ansys} = \sigma_0 * F_a \quad Eq(22)$$

$$\sigma_m * F \text{ aplicada ansys} = \sigma_0 * F_m \quad Eq(23)$$

Utilitzant aquestes dues equacions, Eq(22) i Eq(23), s'ha trobat de què $\sigma_a = 164.89 \text{ MPa}$ i $\sigma_m = 47.11 \text{ MPa}$.

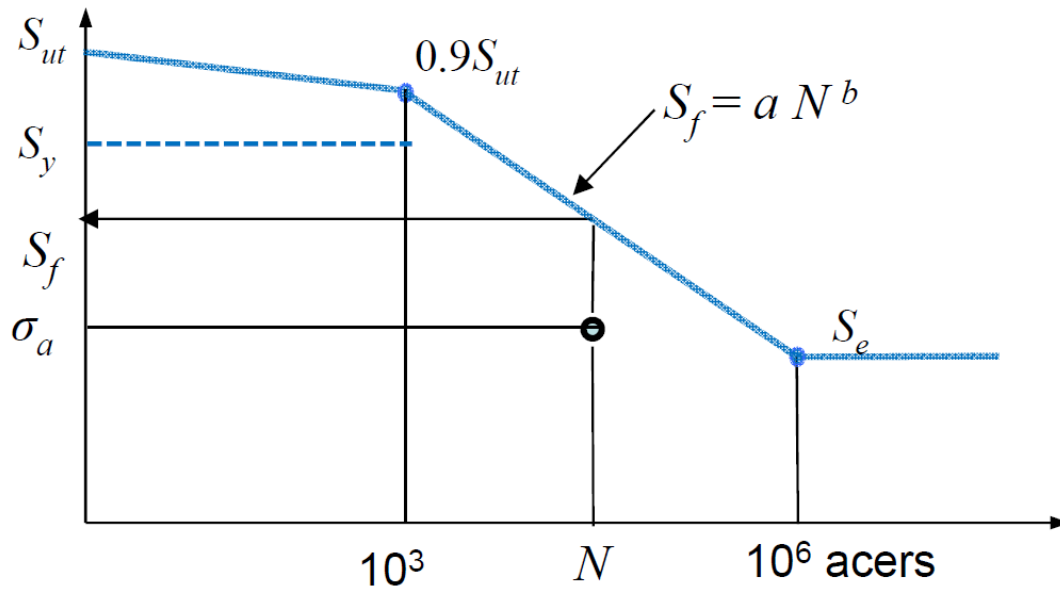
Posteriorment, es va fer el càlcul per determinar la força que s'ha d'aplicar al cigonyal, perquè aquest, aguantí el nombre de cicles desitjats ($N=20.000$ cicles), utilitzant les equacions Eq(24), Eq(25) i Eq(26), de la Gràfia 8.

$$Sf = a \cdot N^b \quad Eq(24)$$

On:

$$a = \frac{(0.9 \cdot Sut)^2}{Se} \quad Eq(25)$$

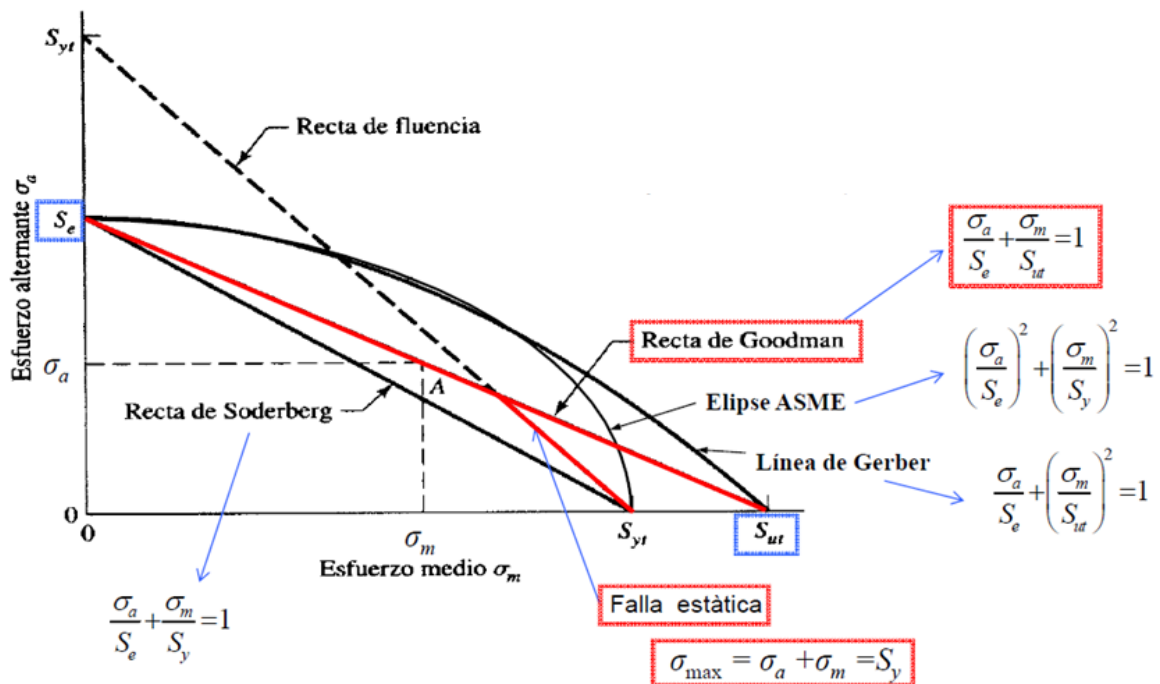
$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0.9 \cdot Sut}{Se}\right) \quad Eq(26)$$



Gràfica 8: Determinació de nombre de cicles

Resolent les equacions Eq(24), Eq(25) i Eq(26), es troba que $a=2898.07$, $b=-0.1814$ i $S_f=480.92\text{N}$.

Per l'obtenció d'uns resultats més exactes, s'ha utilitzat la fórmula de l'el·lipse d'Asme, com es demostra a la Gràfica 9.



Gràfica 9: Teories a la falla a fatiga

Ara, per determinar la força que s'ha d'aplicar al cigonyal perquè aguanti els cicles desitjats (20.000 cicles), es va agafar l'equació de l'el·lipse d'Asme, *Eq(27)*, afegint un factor (factor x), per arribar a saber si s'ha d'augmentar o disminuir la força, i quant.

$$\left(\frac{\sigma_a \cdot x}{S_f}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m \cdot x}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Eq(27)}$$

Si s'aïlla de l'*Eq(27)* el factor x, s'obté que x=2.88

Per tant, la força que s'haurà d'aplicar al cigonyal és de 14400N (5000N*factor x).

També s'ha de regular el regulador de pressió de les vàlvules de la màquina d'assaig a fatiga, per obtenir aquesta força. Per aquest càlcul, s'ha utilitzat l'*Eq(28)*.

$$P = \frac{\text{Força a aplicar}}{\pi \cdot \left(\frac{30}{2}\right)^2} \cdot 10 \quad \text{Eq(28)}$$

Resolent l'equació *Eq(28)*, s'ha trobat una pressió de 204 bar, a la qual hem de regular la màquina.

Com que la màquina no arriba a aquesta pressió, s'ha muntat la palanca multiplicadora de força. S'ha muntat el cilindre a la palanca, de la manera que multiplica 3 vegades la força del cilindre hidràulic (M_x).

Però també s'ha de tenir en compte la inclinació del cilindre hidràulic per aconseguir un bon resultat. Posteriorment s'ha trobat un angle d'inclinació del cilindre de 14.25° (X°).

$$P_{cilindre} = \frac{\frac{P_{necessària}}{M_x}}{\cos(X^\circ)} \quad \text{Eq(29)}$$

Substituint els valors de la pressió necessària, el factor de multiplicitat de la palanca i l'angle d'inclinació del cilindre hidràulic (X°) a l' *Eq(29)*, s'ha obtingut una $P_{cilindre}=70$ bar.

Per un correcte funcionament de la màquina, s'han d'ajustar aquests i altres paràmetres a la màquina. S'expliquen detalladament els passos a seguir a l'Annex C.

7. DISSENY D'UTILLATGES

Per realitzar un correcte muntatge del cigonyal a la màquina d'assaig a fatiga, i assegurar un funcionament òptim, s'ha observat, de què alguns components o peces, no funcionaven de la manera satisfactòria. Per tant, s'han redissenyat aquests components.

A part dels components existents, s'han dissenyat altres elements, per a millorar el funcionament durant els assajos.

7.1 Suport del cilindre hidràulic

La funció fonamental del suport del cilindre hidràulic és, aguantar una ròtula i un cilindre hidràulic que va agafat a la peça a assajar, i transmetre els esforços a la bancada.

La ròtula, és una junta universal, la qual deixa girar en dos eixos, i per tant, restringeix el moviment en els altres sentits, *Figura 31 i Figura 32*.

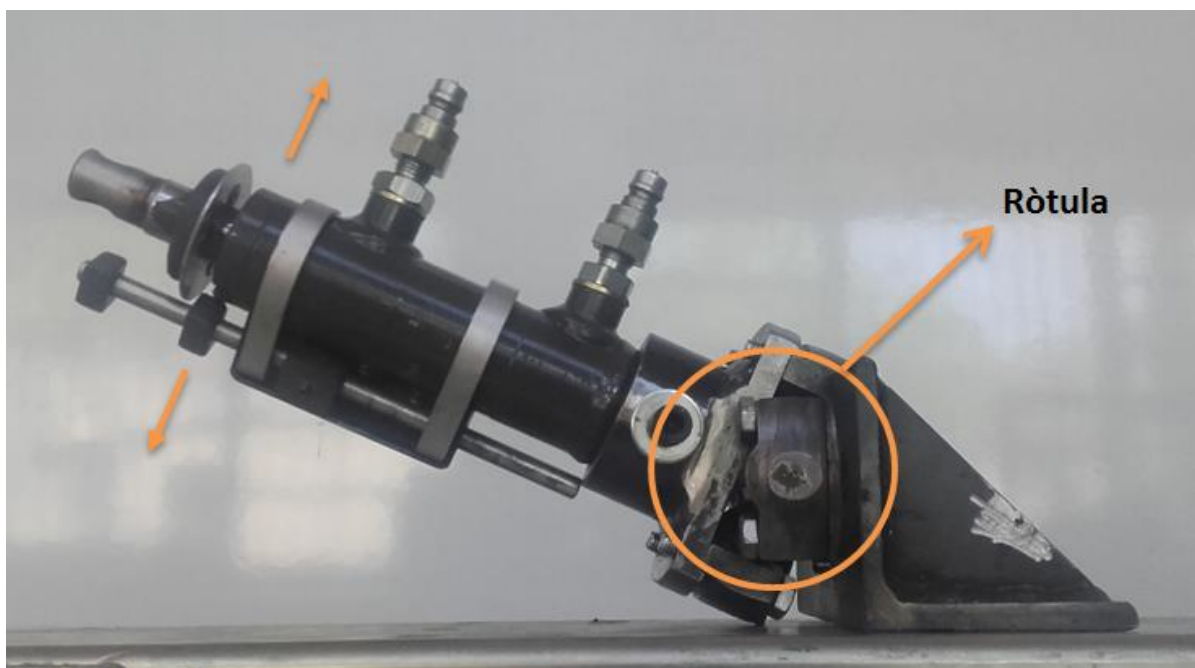


Figura 31: Comportament vertical ròtula

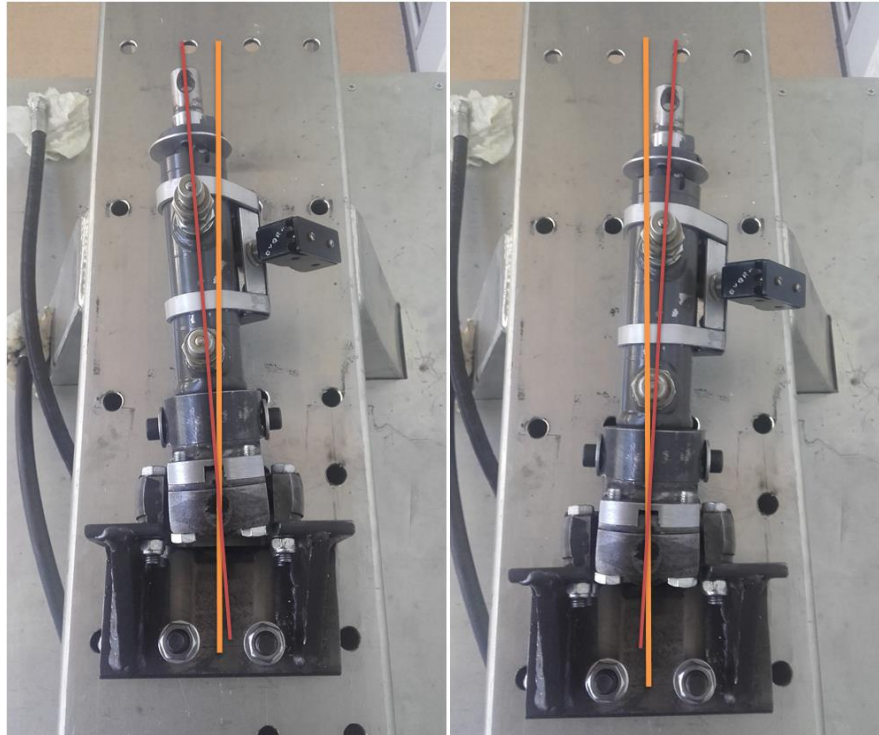


Figura 32: Comportament lateral ròtula

Aquesta ròtula es munta, per a compensar desalineaments en el muntatge del conjunt (peça a assajar, suports i cilindre hidràulic), quan la màquina està en funcionament, ja que com la peça es deforma durant l'assaig (aplicació de càrregues), canvia la geometria del conjunt, i per tant els angles entre cada component.

7.1.1 Suport del cilindre hidràulic inicial

Quan s'ha observat la màquina en detall, en el moment d'agafar mesures per dissenyar nous suports pel cigonyal a assajar, s'ha vist, de què no era possible, de què el cilindre hidràulic podria treballar perfectament en horitzontal.

Segurament no s'ha tingut en compte a l'hora del disseny del suport, i per aquesta raó, s'ha fet un disseny desagradable.

A la *Figura 33* i *Figura 34* es pot observar, de què la ròtula per la part inferior i els caps dels cargols toquen la bancada de la màquina i el suport del cilindre hidràulic respectivament.

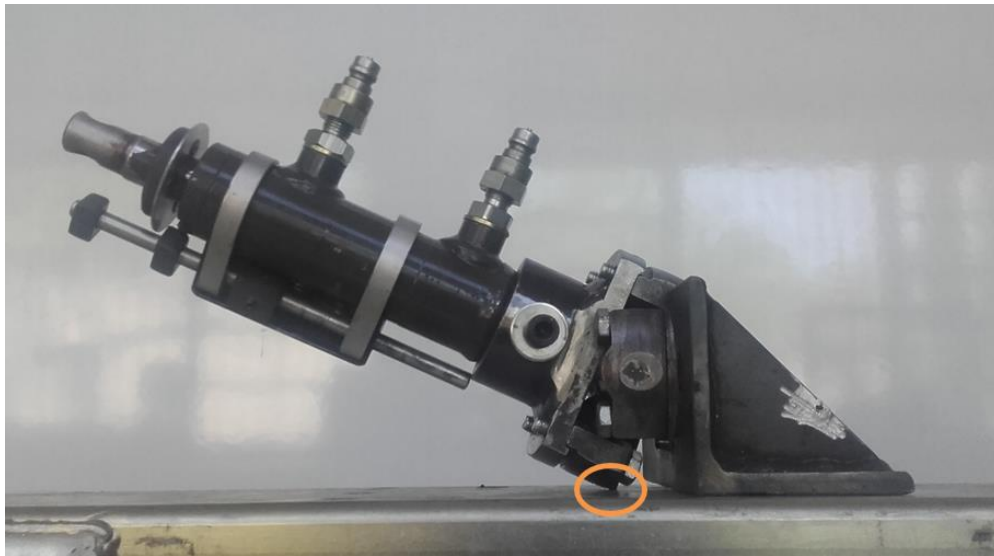


Figura 33: Interferència amb bancada

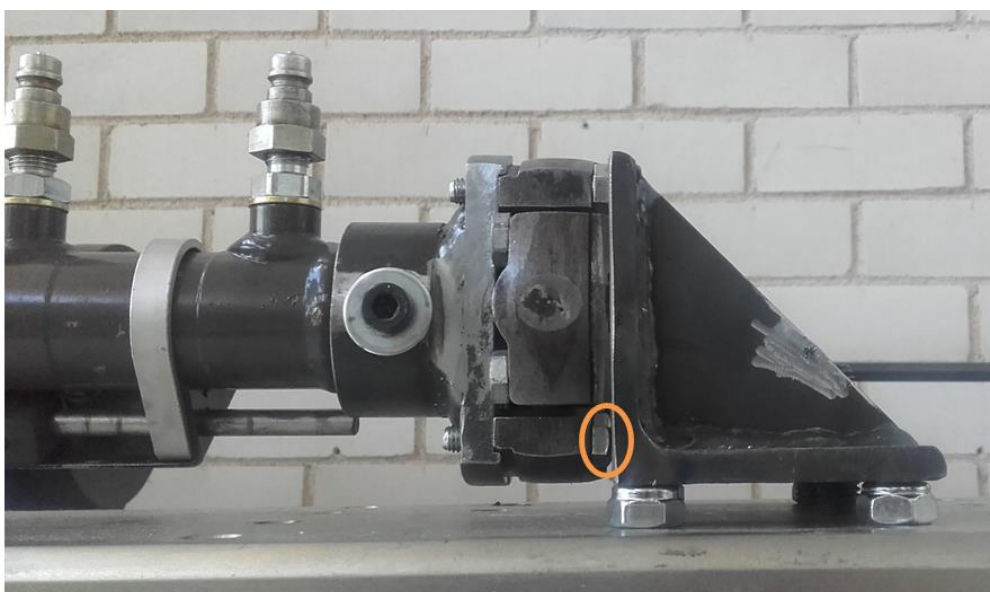


Figura 34: Interferència amb cargols

7.1.2 Suport del cilindre hidràulic final

Com que el suport del cilindre hidràulic inicial no funcionava bé, s'ha redissenyat per resoldre els problemes existents. (*Figura 33 i 34, Interferència amb cargols i bancada*)

En el nou disseny del suport del cilindre, s'ha mantingut la idea principal, però amb modificacions substancials per un millor funcionament.

La platina base del nou suport és més grossa i gruixuda (*Figura 35*), per repartir millor les càrregues sobre la bancada i impedir deformacions.



Figura 35: Platina base reforçada

També s'ha modificat el problema més greu, la mobilitat del cilindre hidràulic, ara no hi ha cap element que impedeix la posició horitzontal (*Figura 36*).

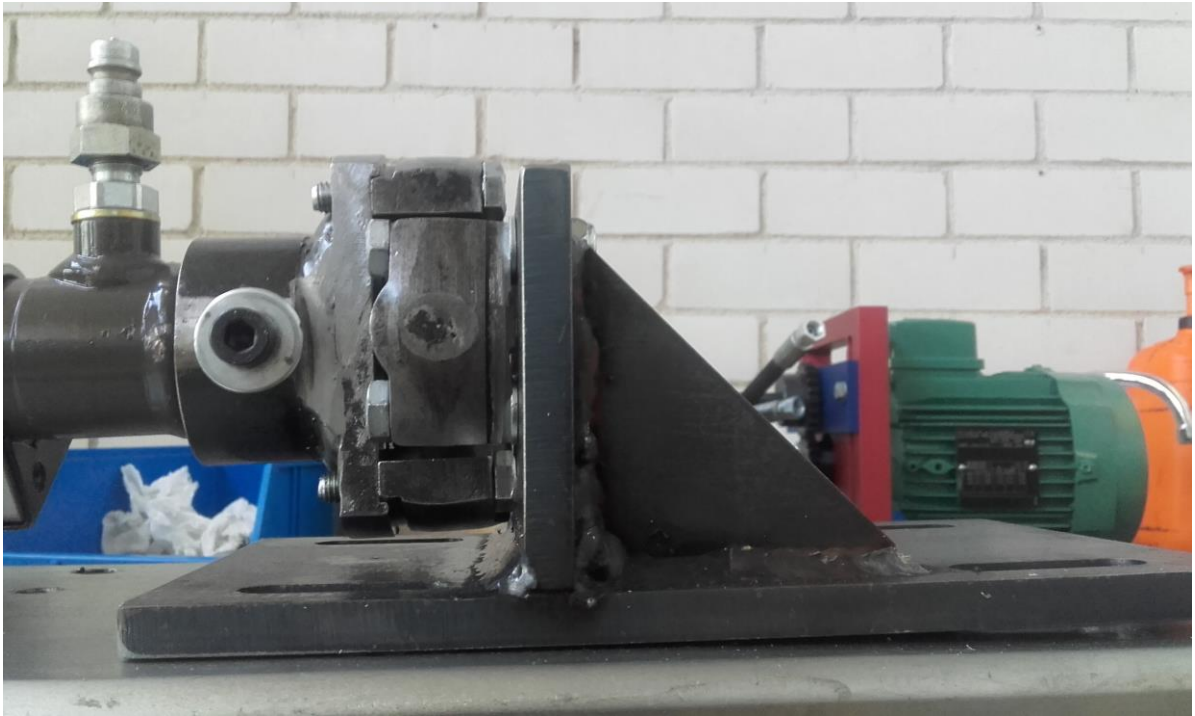


Figura 36: Mobilitat cilindre hidràulic millorada

7.2 Suport del cigonyal

Per la mateixa raó que en l'apartat anterior, s'ha dissenyat un suport nou pel cigonyal, degut a la nova geometria, que fins aquests moments no s'ha assajat.

El suport del cigonyal ha de transmetre els esforços que aplica el cilindre hidràulic a través del cigonyal, a la bancada de la màquina. Aquests esforços poden ser elevats, i s'han de respectar a l'hora del disseny.

Després de diferents dissenys per un suport adequat, s'ha arribat a la solució que es pot observar a la *Figura 37*.

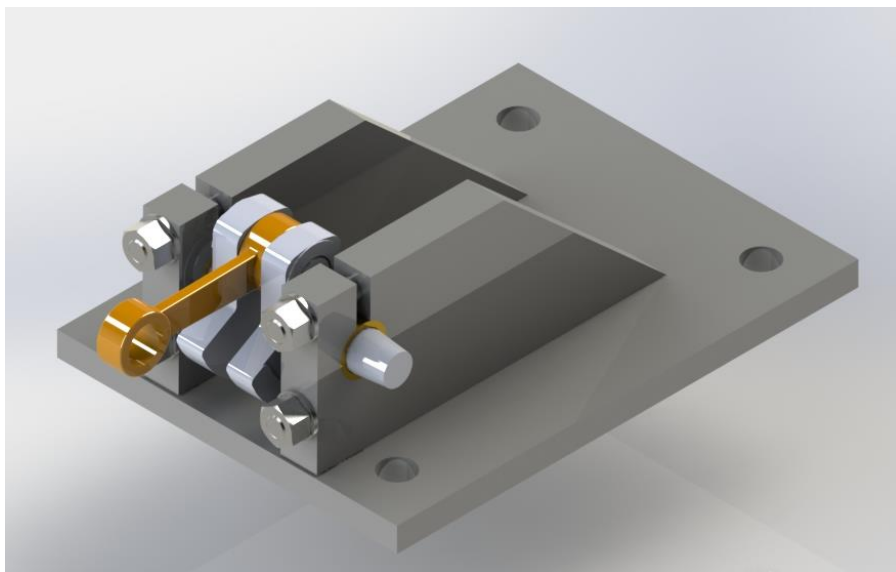


Figura 37: Suport del cigonyal

Aquest suport consta d'una platina base que va collada a la bancada de la màquina mitjançant 4 cargols de M12, i dues platines verticals soldades a la platina base, on va muntat el cigonyal.

Perquè quedi ben agafat el cigonyal, i impedir els desplaçaments no desitjats, s'han muntat dues tapes agafades amb dos espàrrecs cada una.

Entre el cigonyal i el suport (platines verticals i tapes), s'han muntat dos coixinets d'antifricció, perquè pugui girar el cigonyal i minimitzar la fricció i desgast.

7.2.1 Càlcul amb programa d'elements finits del suport cigonyal

Per realitzar aquest càlcul analític, s'ha construït un model 3D (considerada una sola peça) del suport del cigonyal, i importat aquesta geometria (en format .step), al programa d'elements finits Ansys 17.1, concretament l'Ansys Workbench17.1 i el mòdul Static Structural.

Aquesta comprovació, només s'ha fet, per comparar si el suport està ben dissenyat, i aguantant els reforços durant l'assaig a fatiga del cigonyal. Igualment s'ha refinat el mallat, concretament en la zona de les soldadures (mallat d'1 mm, *Figura 38*).

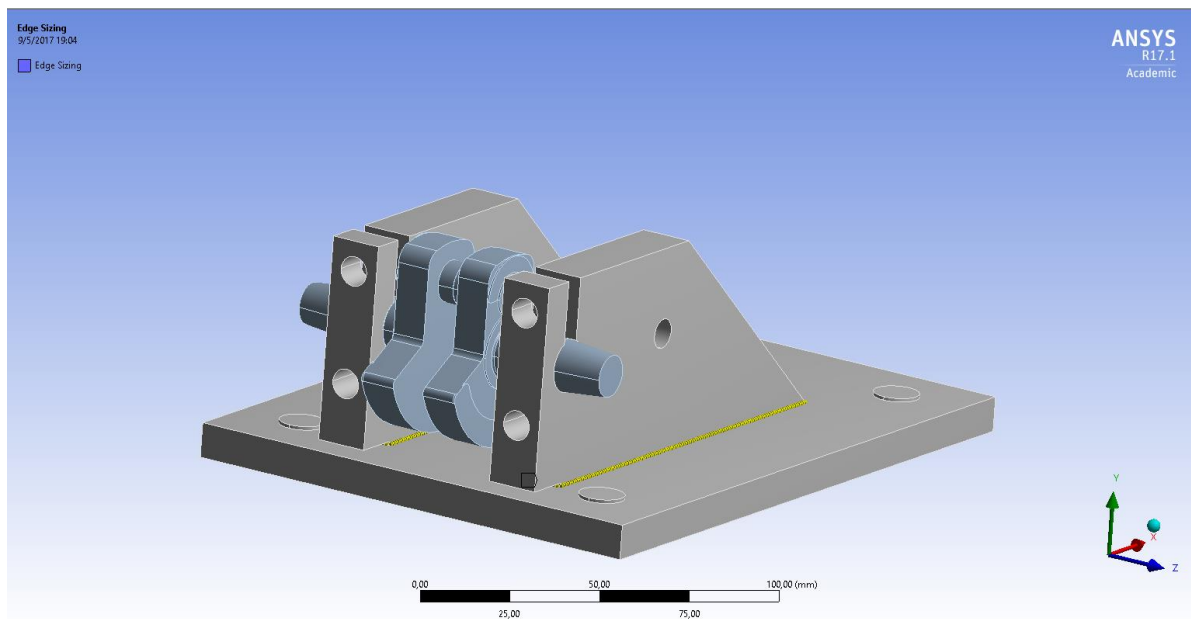


Figura 38: Mallat refinat en les soldadures

Seguidament, aplicant la mateixa força que en el cas anterior del càlcul del cigonyal (Remote Force de 5000N, *Figura 39*), i fixant els quatre cargols de fixació a la bancada (Fixed Support) com es pot veure a la *Figura 40*, s'ha pogut simular el comportament del suport.

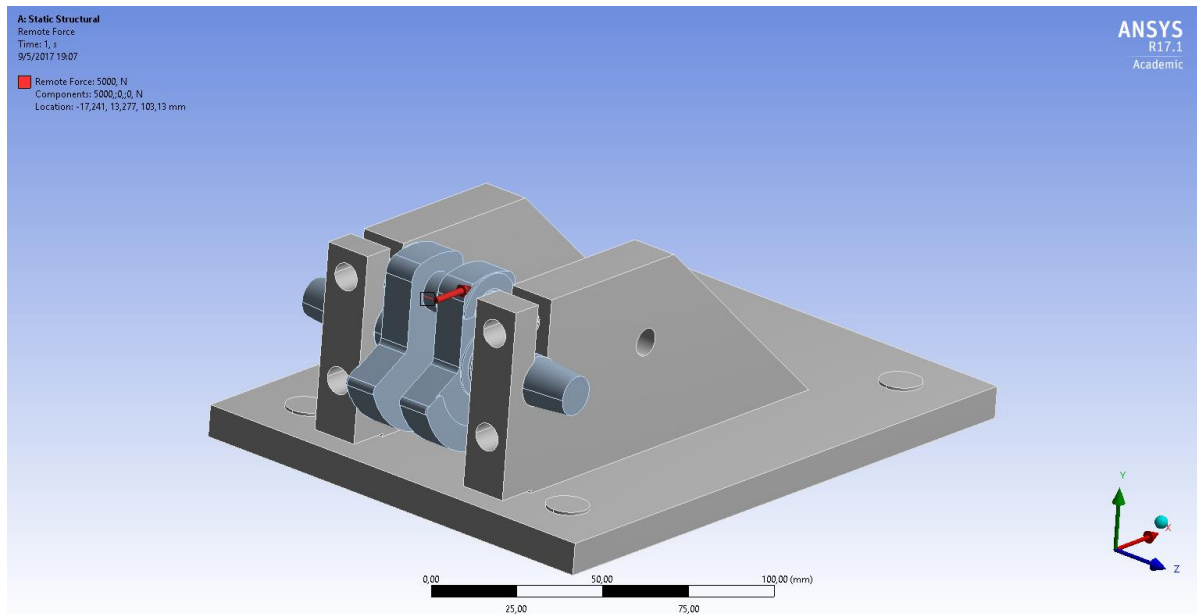


Figura 39: Força aplicada al suport de 5000N

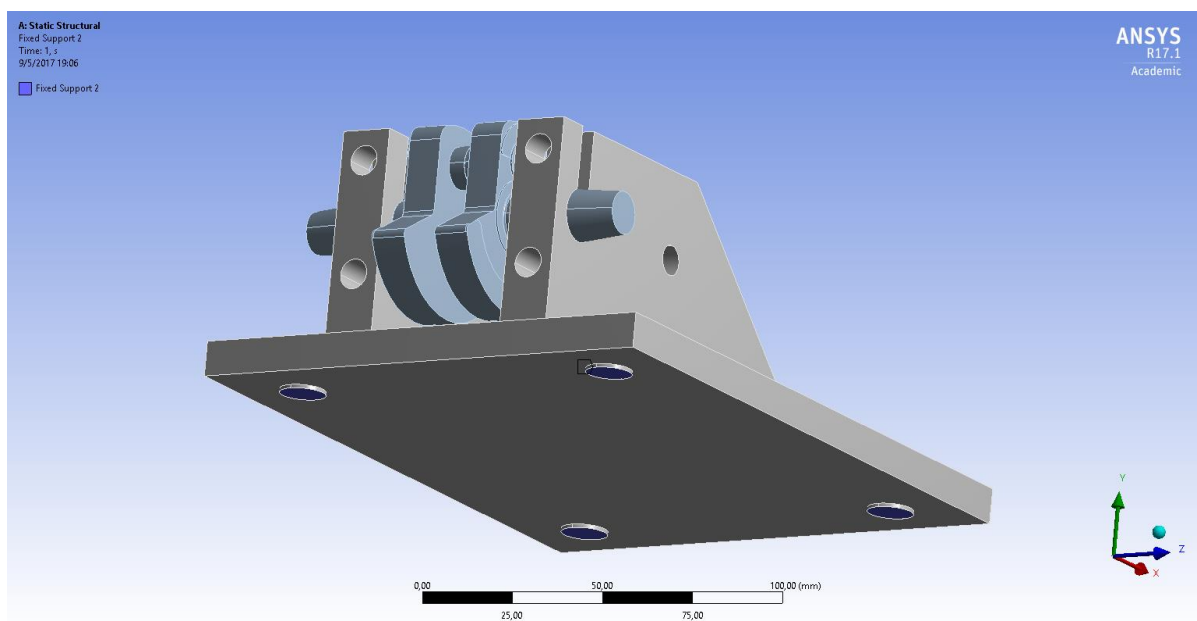


Figura 40: Fixed Support (quatre cargols)

7.2.2 Resultat amb programa d'elements finits del suport cigonyal

Amb tots els paràmetres anteriorment explicats i entrats a l'Ansys, s'ha donat la tensió equivalent de Von Mises, que es pot observar a la *Figura 41*.

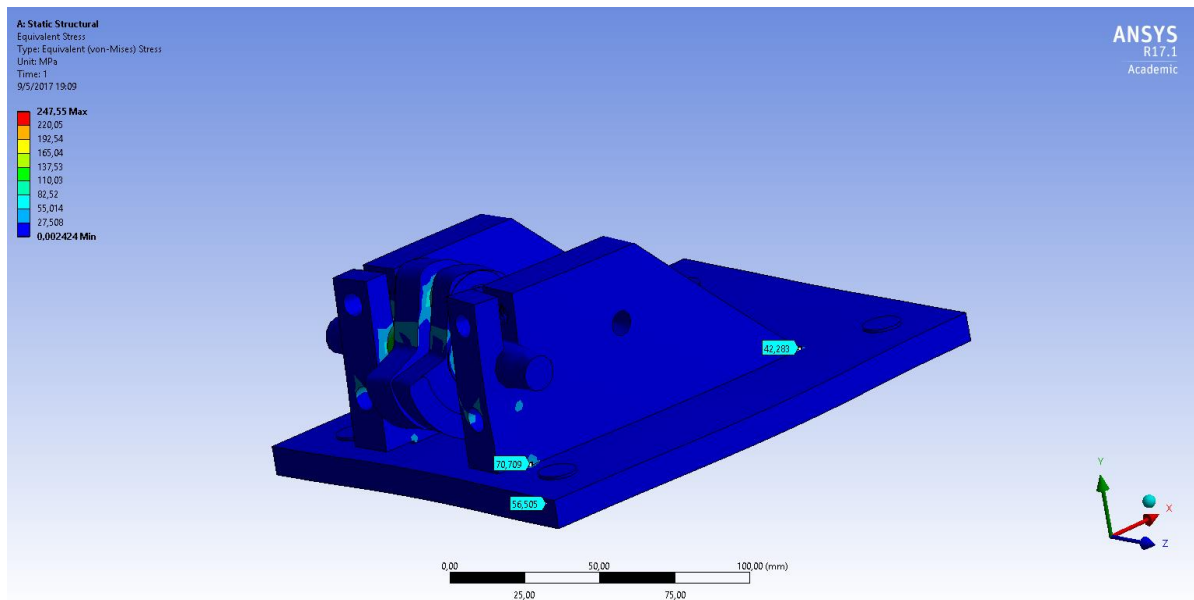


Figura 41: Tensions màximes amb 5000N

Tal com es pot observar a la figura anterior, la tensió de Von Mises en la zona més crítica és de 247.55 MPa, la qual es troba en el cigonyal degut a la força aplicada.

En la zona d'interès pel disseny del suport, la tensió és de 70.71 MPa. Aquest valor confirma el bon disseny, la qual cosa implica, de què el suport aguanta.

7.3 Muntatge inicial al banc d'assaig

S'ha buscat la solució més adequada en cada component, per fer un muntatge relativament fàcil i eficient a l'hora.

Una vegada realitzat el disseny dels diferents suports pel muntatge del cigonyal al banc d'assaig, s'ha muntat visualment cada component a la màquina (*Figura 42*), per trobar possibles errors o inconvenients.

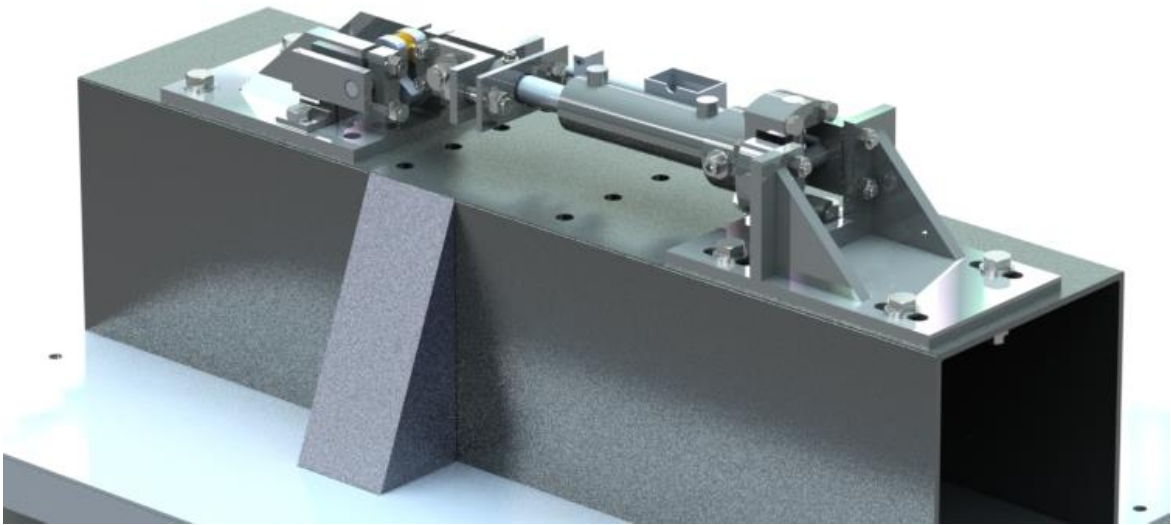


Figura 42: Muntatge inicial al banc d'assaig

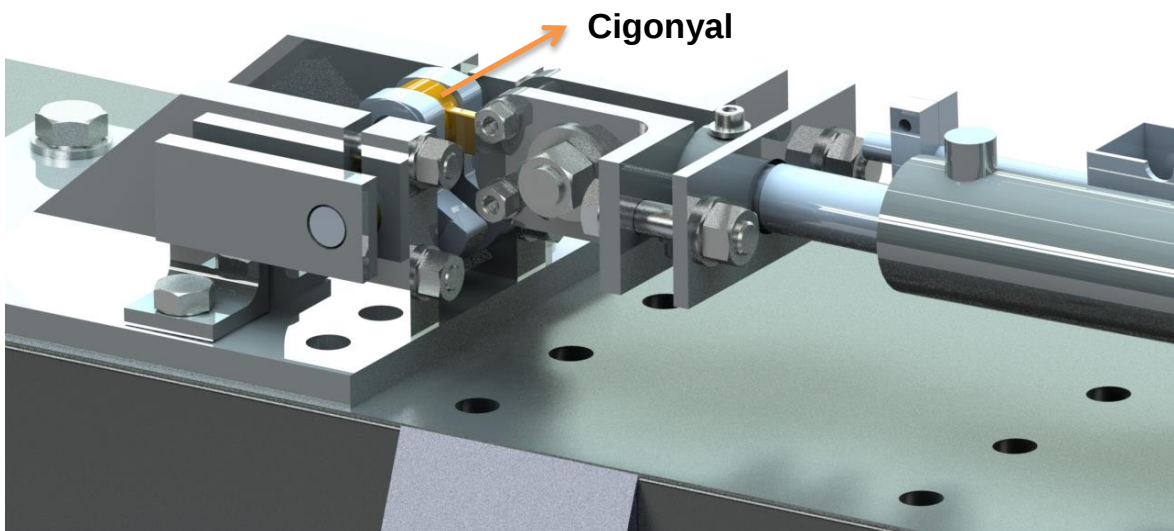


Figura 43: Cigonyal muntat per realitzar l'assaig

Com es pot observar en la *Figura 43*, el cigonyal està entre tots els elements dels suports, i pràcticament no es podia diferenciar d'altres elements, ni detectar o observar possibles fissures durant l'assaig.

Per millorar aquest punt de vista, s'han retallat parts de les tapes del suport del cigonyal i també del suport del cigonyal, tal com es pot observar en la *Figura 44*, per millorar la visibilitat de la zona crítica del cigonyal.

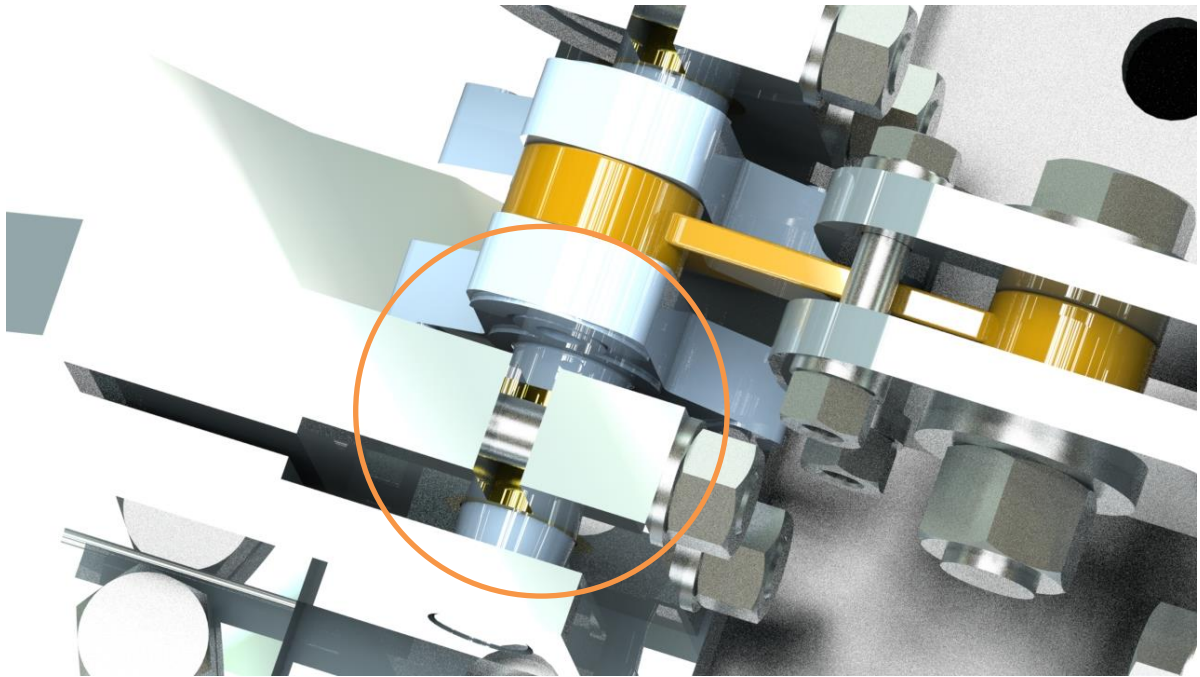


Figura 44 Millor visibilitat

Un apartat molt crític, era com solucionar la unió entre cigonyal i cilindre hidràulic. Pel seu funcionament ideal, s'ha dissenyat una unió especial, la qual està explicada detalladament en el següent apartat, “7.3.1 Unió inicial entre cigonyal i cilindre hidràulic”.

7.3.1 Unió inicial entre cigonyal i cilindre hidràulic

Per a poder realitzar l'assaig, s'ha d'unir el cigonyal amb el cilindre hidràulic que aplica els esforços. Com que fins aquest moment no s'ha analitzat cap peça d'aquesta geometria, no existia cap element d'unió que podria servir, i per tant, s'ha dissenyat una unió especial.

El gran problema dels assajos a fatiga, és que tots els elements que formen el conjunt d'assaig, durant milers de cicles, agafen joc i perden propietats. Una solució per minimitzar els jocs que podrien agafar els diferents elements, és de no confiar en els ajustatges com cilindre-passador, perquè si no estan molt ben ajustats (la qual cosa implica bona maquinària, bons acabats superficials, operaris molt qualificats i un cost econòmic elevat), ràpidament agafen molt de joc.

Per aquesta raó, s'ha dissenyat la unió que es pot observar a la *Figura 45*.

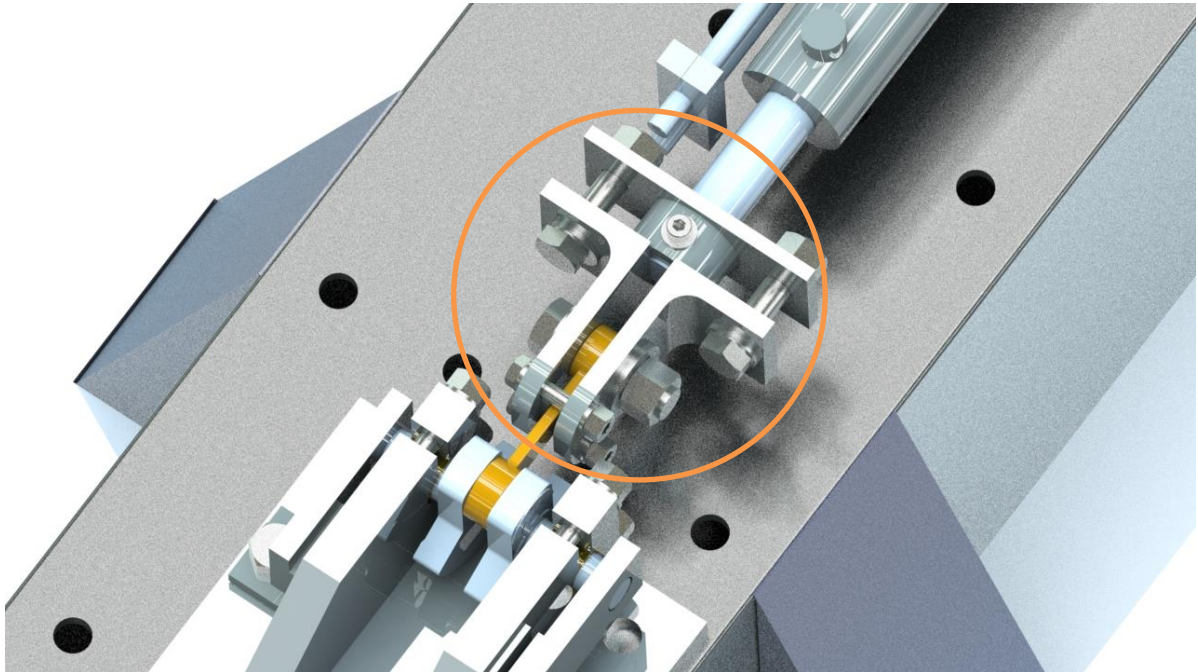


Figura 45: Unió entre cigonyal i cilindre hidràulic

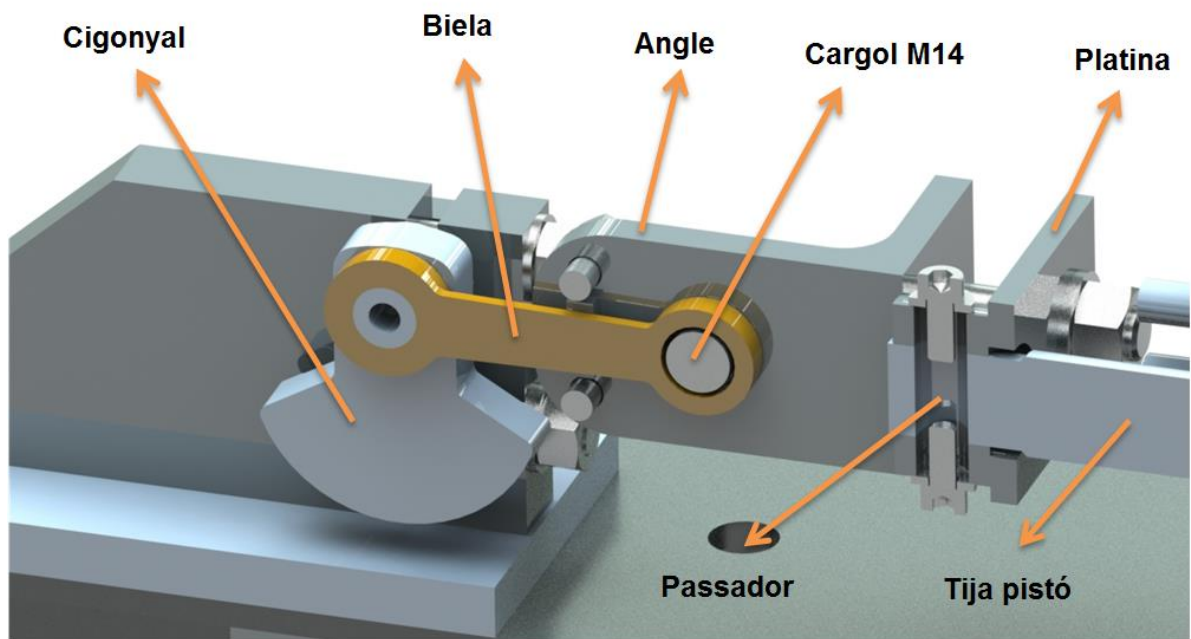


Figura 46: Detall constructiu de la unió entre cigonyal i cilindre hidràulic

Com es pot observar en la *Figura 46*, l'ajustatge del passador-cilindre no afecta en el muntatge. El cilindre hidràulic arriba fins als dos angles, i els dos cargols collen la platina cap a l'esquerra i no deixen joc a la unió passador-cilindre.

El mateix procediment s'ha fet en la unió cargolada de biela-angles, les dues superfícies paral·leles de la biela i les superfícies interiors dels angles fan la unió. El cargol de M14 forma part de la unió cargolada i també fa funció de passador sense joc.

7.4 Muntatge final al banc d'assaig

Tot i que s'ha arribat a una solució molt acceptable pel muntatge del cigonyal a la màquina d'assaig, solucionant problemes de suports i unió entre cigonyal i cilindre hidràulic, es va descobrir un problema nou, que canviava totalment el disseny i paràmetres d'assaig.

Fins aquest moment, no s'ha posat la màquina en marxa, ni s'han realitzat proves personals. Durant tot el temps d'anàlisi i recerca per aquest projecte, s'ha basat en els manuals existents del banc d'assaig.

El dia que s'ha posat en marxa, es podia observar, de què la pressió del grup hidràulic realment va arribar a la pressió detallada al manual, però la pressió màxima regulable pel regulador de pressió, que és la pressió que arriba al cilindre hidràulic, pràcticament era la meitat.

Els càlculs per la ruptura del cigonyal, s'han realitzat amb els paràmetres indicats en el manual, i per aconseguir aquest resultat, feia falta la pressió màxima a la qual no s'arribava. Per poder solucionar aquest problema, s'ha muntat una palanca, entre el cilindre hidràulic i el cigonyal, la qual multiplica la força del cilindre hidràulic, com es pot observar a la *Figura 47*.

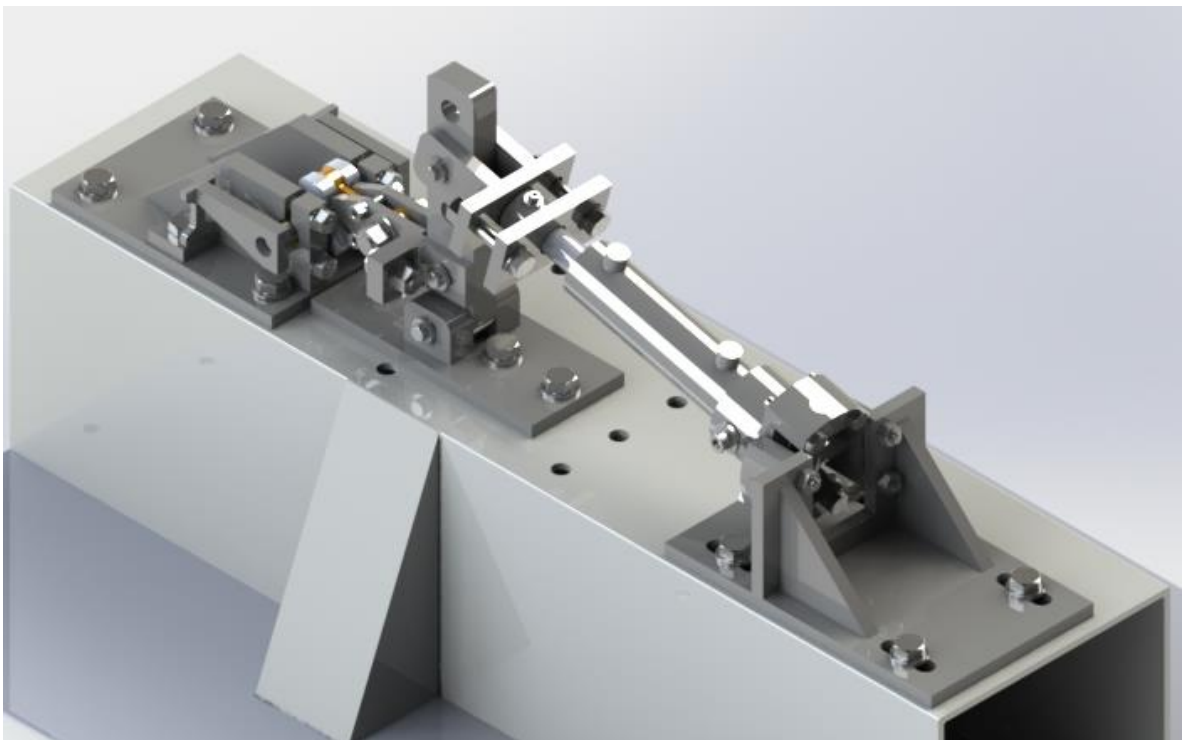


Figura 47: Muntatge final al banc d'assaig

7.4.1 Palanca multiplicadora de força

Tal com s'ha explicat en l'apartat anterior, s'ha dissenyat un mecanisme multiplicador de força. Aquest mecanisme es basa en el principi de l'efecte de palanca i permet un disseny relativament fàcil de construir i incorporar en el muntatge (*Figura 47*).

S'ha arribat al disseny d'una palanca que es mostra a la *Figura 48*, la qual multiplica fins a quatre vegades la força entrant.

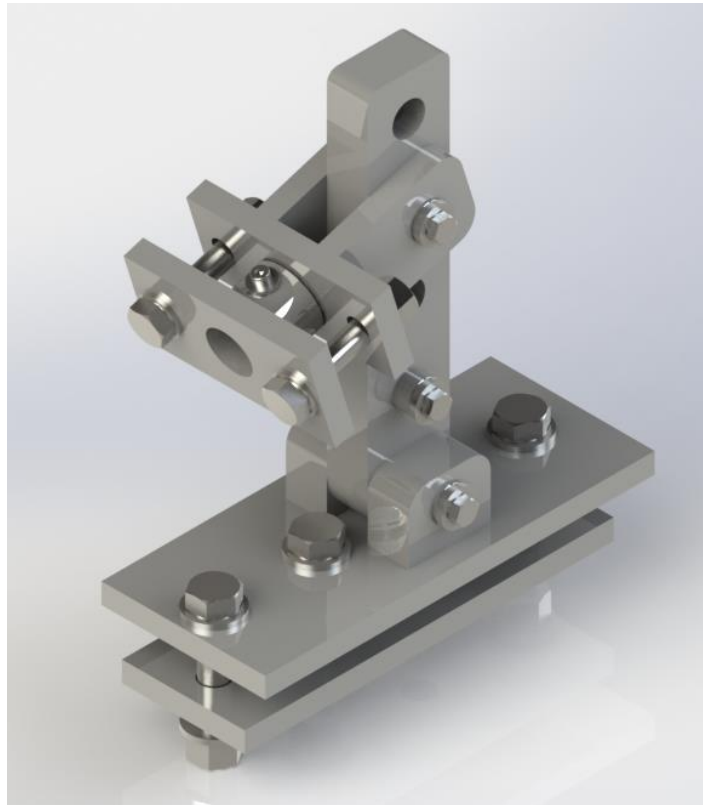


Figura 48: Conjunt palanca

7.4.1.1 Funcionament palanca multiplicadora

A la *Figura 49*, es mostra el funcionament de la palanca multiplicadora.

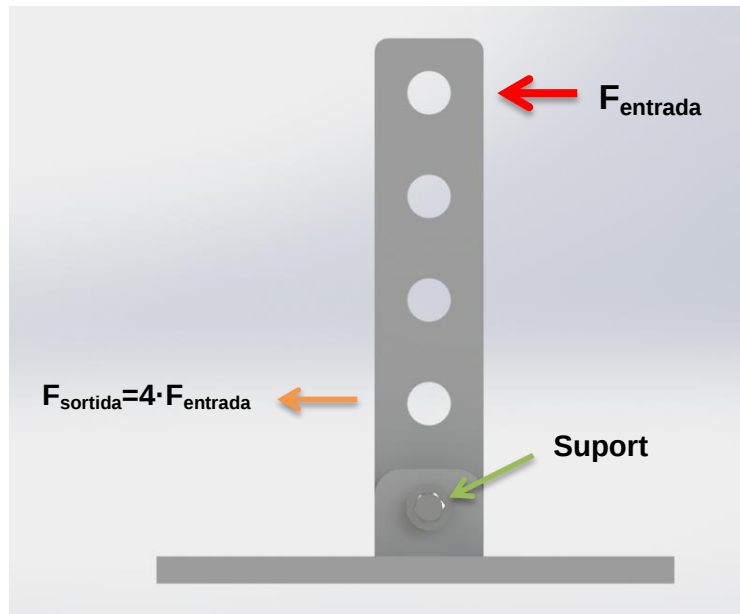


Figura 49: Funcionament palanca

La palanca pot girar respecte al seu suport, que és un passador en el seu extrem inferior. Depenent de la posició de fixació del cilindre hidràulic i de la posició de fixació del cigonyal, es pot arribar a multiplicar la força unes quatre vegades.

7.4.1.2 Fixació del cilindre hidràulic

La fixació del cilindre hidràulic es realitza mitjançant el suport mostrat a la *Figura 50*.

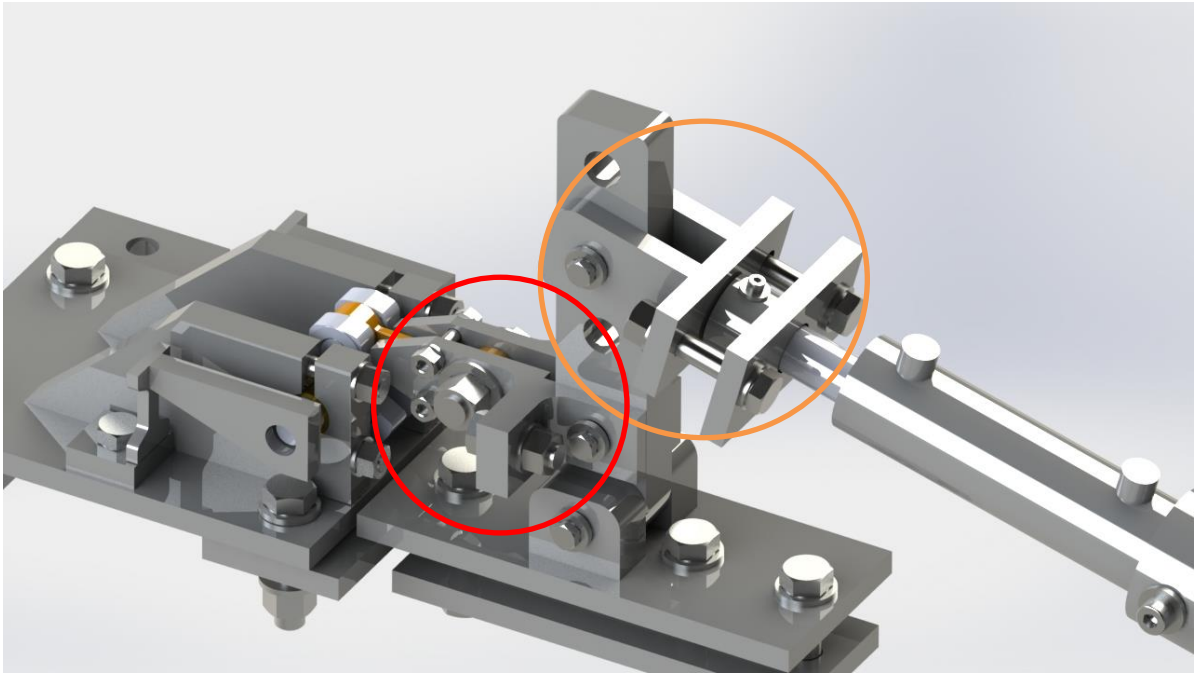


Figura 50: Fixació cilindre hidràulic

Igualment que en el disseny anterior, "7.3.1 Unió inicial entre cigonyal i cilindre hidràulic" es pot observar en la *Figura 51* (cercle taronja), de què l'ajustatge del passador-cilindre no afecta en el muntatge.

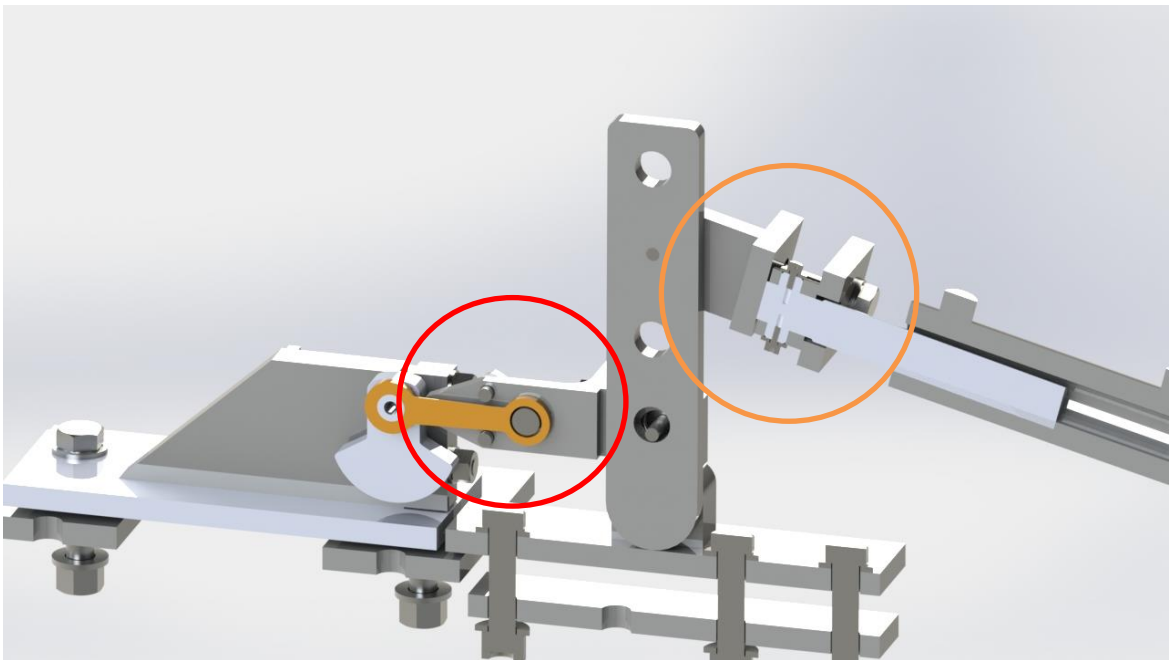


Figura 51: Fixació cilindre hidràulic (detallat)

El cilindre hidràulic arriba fins a la platina, i els dos cargols collen una altra platina cap a l'esquerra i no deixen joc a la unió passador-cilindre (es pot observar més detallat en la *Figura 51*).

El mateix procediment s'ha fet en la unió cargolada de biela-angles, (cercle vermell en la *Figura 51*), les dues superfícies paral·leles de la biela i les superfícies interiors dels angles fan la unió. El passador de biela amb l'última part roscada de M14 forma part de la unió cargolada i també fa funció de passador sense joc.

7.4.2 Fixació del cigonyal

En el suport del cigonyal, el cigonyal s'ha recolzat en els punts on anirien els rodaments, per simular de la manera més exacte el seu funcionament real, i impedir desplaçaments no desitjats. Entre les tapes del suport, s'han muntat uns coixinets d'antifricció, perquè pugui girar el cigonyal i minimitzar la fricció i desgast.

Ara, el cigonyal s'ha fixat en dues direccions, però encara es pot desplaçar axialment i girar sobre el seu eix de rotació habitual.

Per impedir el seu gir, i el seu desplaçament axial, s'han dissenyat uns suports especials, els quals no són molt rígids, i permeten un desplaçament mínim.

En el càlcul analític amb elements finits, s'ha vist de què canvia la tensió si els suports són molt rígids o permetien una certa flexibilitat, tal com es pot observar en les figures següents.

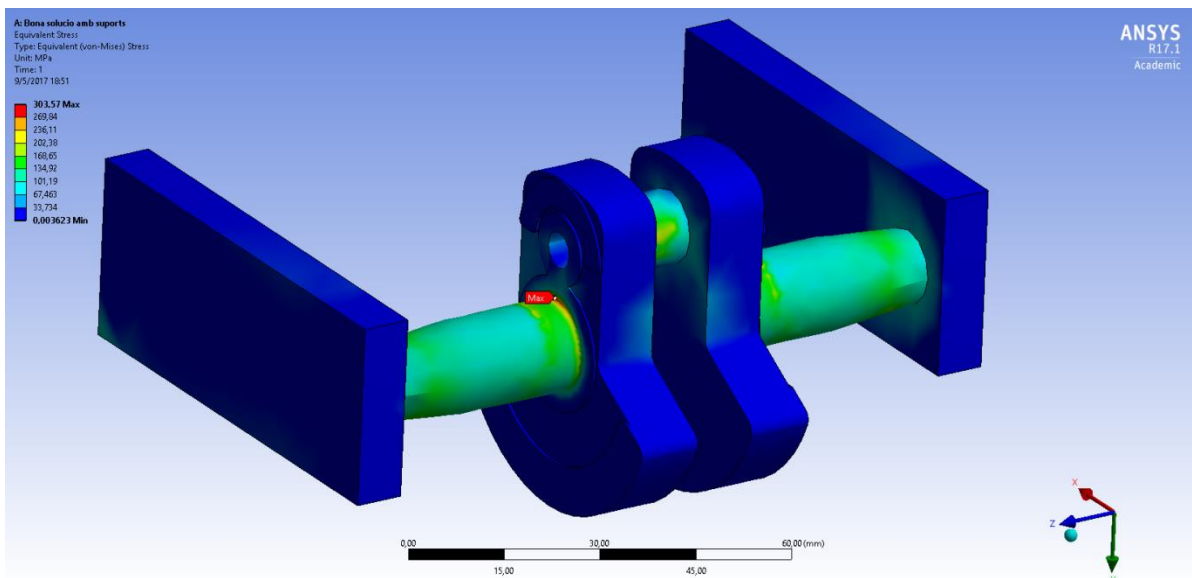


Figura 52: Suports rígids: 303.57 MPa en la zona crítica

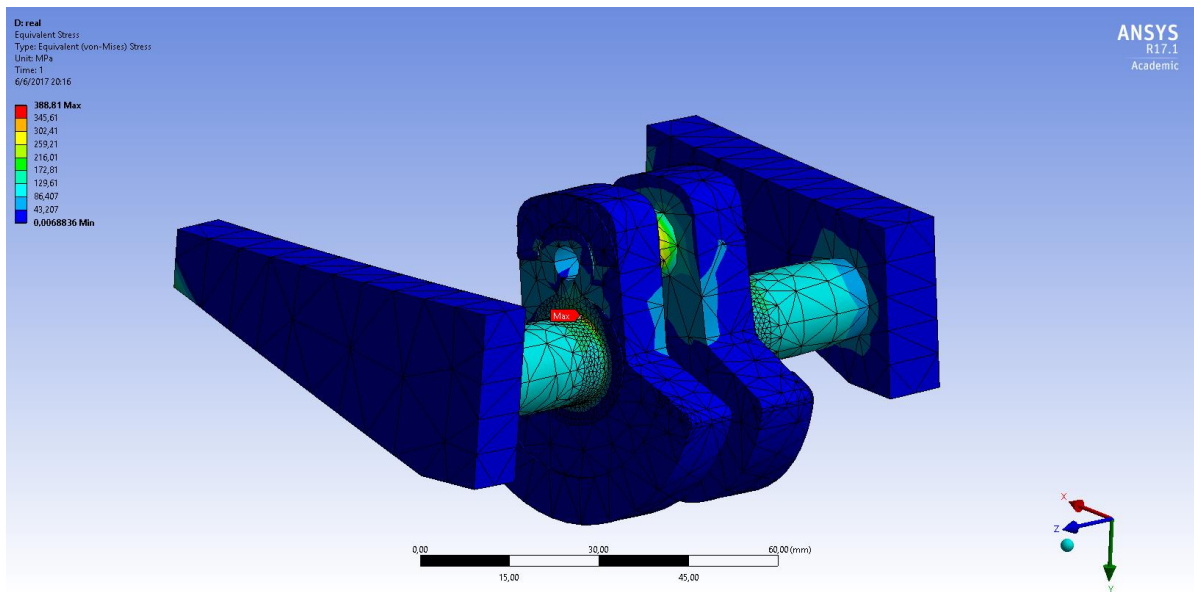


Figura 53: Suports més flexibles: 388.81 MPa en la zona crítica

Els suports dissenyats són els que es mostren en la Figura 54.

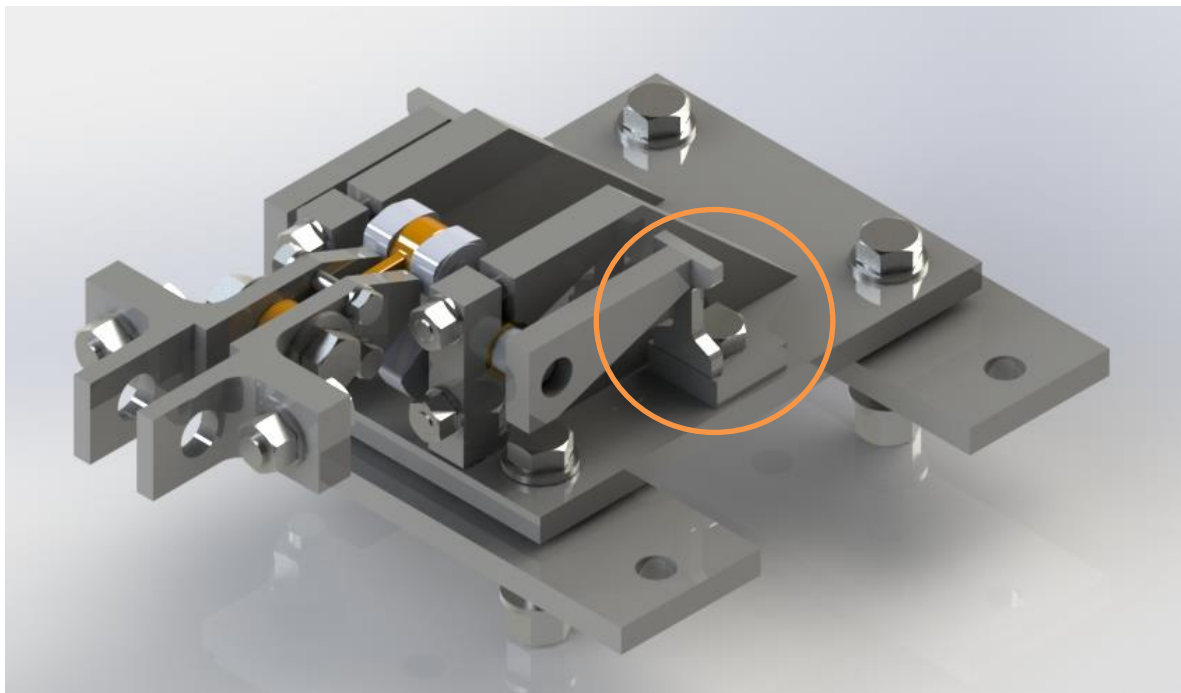


Figura 54: Posició suport elàstic

Aquest suport elàstic, s'ha soldat en un extrem a un passamà el qual va soldat al cigonyal, i per l'altre s'ha collat a la bancada del suport. D'aquesta manera no permet el gir del cigonyal.

Degut a la seva geometria del suport elàstic, permet una flexibilitat al cigonyal, durant el seu assaig, com es mostra en la figura següent:

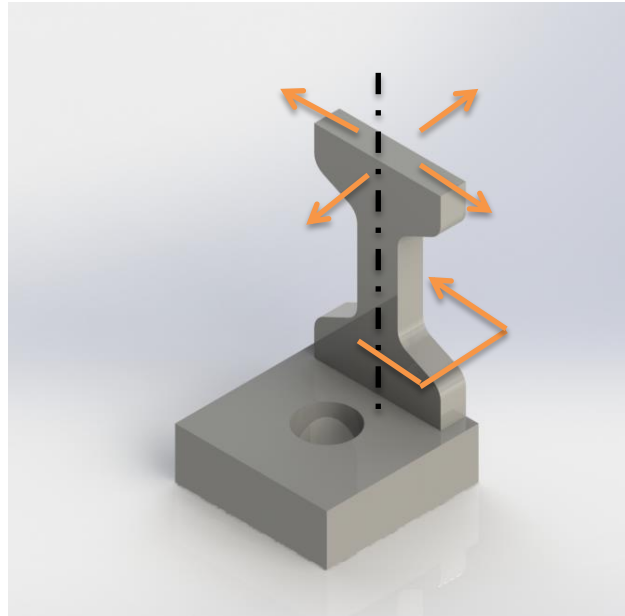


Figura 55: Suport elàstic

Permet uns desplaçaments lineals, però també es pot girar sobre el seu propi eix.

7.5 Reforços de la bancada

En diversos assajos anteriors, es podia observar una certa deformació en el tub quadrat de la bancada. Tot i que es treballava fins ara amb pressions baixes en el cilindre hidràulic, i per tant, esforços relativament petits.

A la *Figura 56*, que es mostra a continuació, s'ha detallat el problema existent, de la deformació de la bancada, quan la màquina està en funcionament.

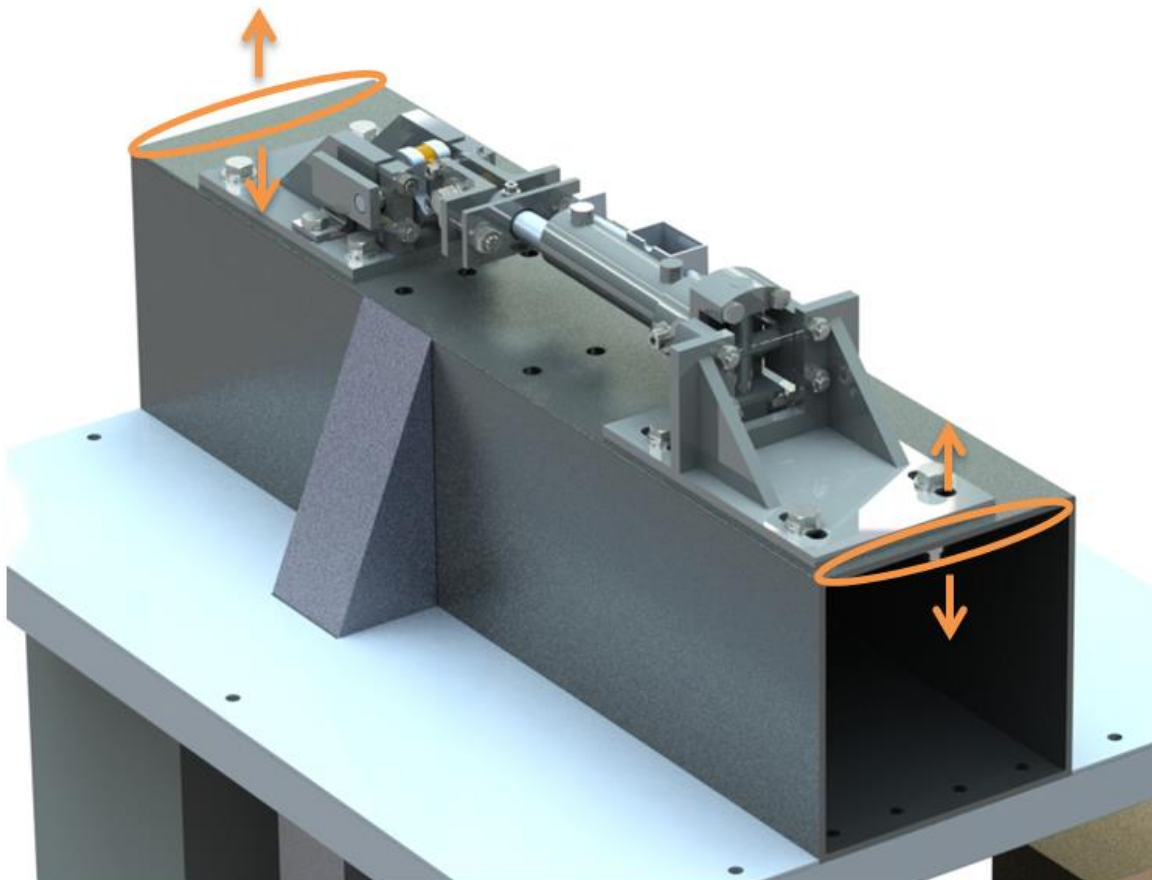


Figura 56: Deformació de la bancada

Els reforços de la bancada, (*Figura 57*), s'han dissenyat, per donar més rigidesa a tot el conjunt muntat, i una distribució més uniforme dels esforços a tot el tub quadrat de la bancada.

Dos reforços es munten a sota el suport del cilindre hidràulic, i dos més a sota el suport del cigonyal mitjançant els mateixos cargols de fixació dels suports (*Figura 58*).

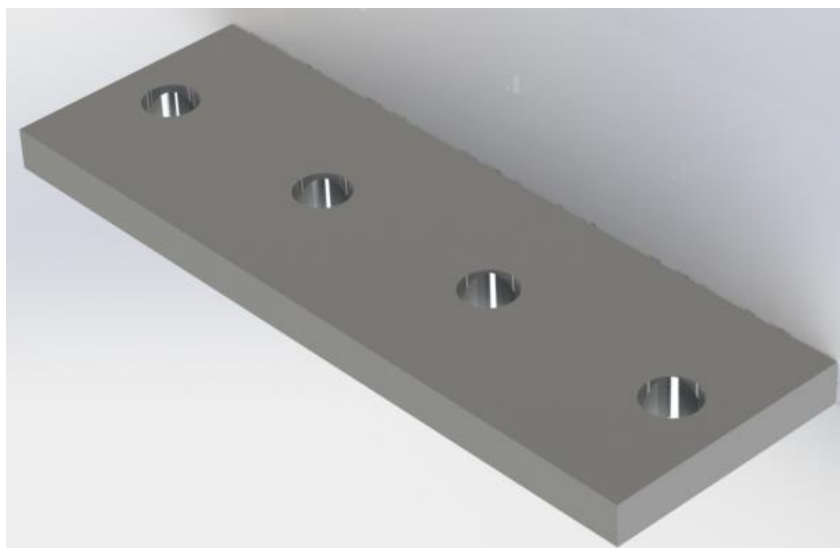


Figura 57: Reforços de la bancada

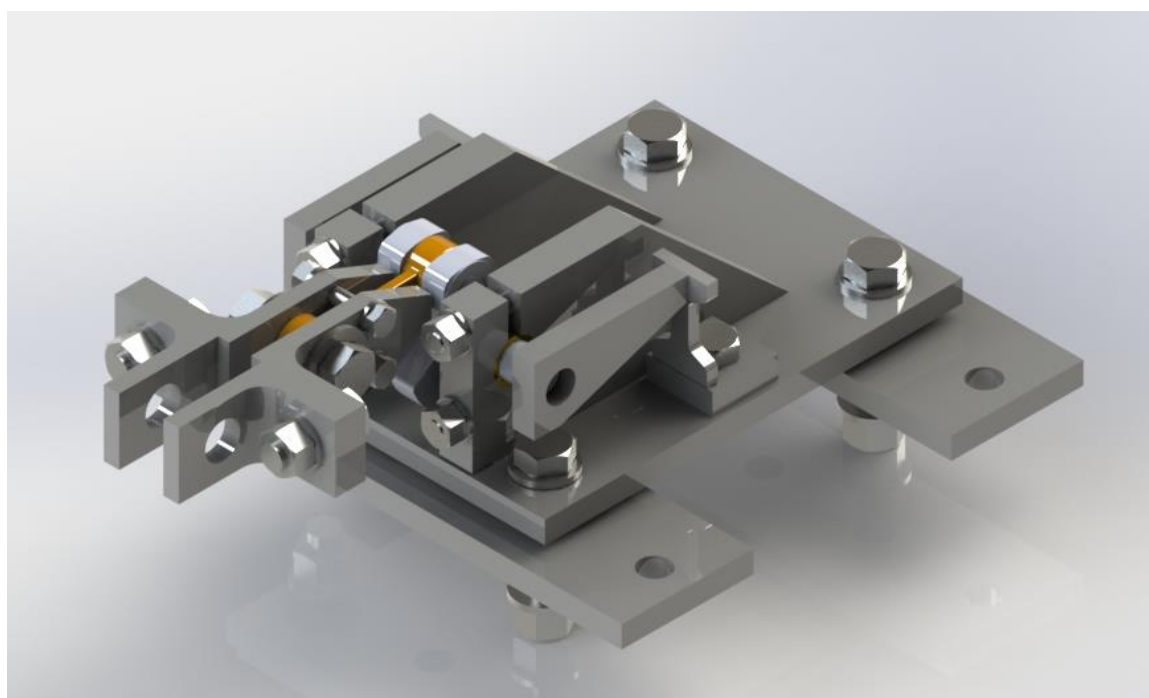


Figura 58: Muntatge dels reforços

7.6 Fi de cursa

La màquina d'assaig a fatiga, pot arribar a milers de cicles en un assaig, fins que la peça a assajar es trenqui. Quan s'ha arribat al trencament de la peça, no es vol que la màquina segueixi funcionant (possible trencament d'altres elements), i es vol una parada automàtica. La parada automàtica es pot aconseguir amb un mecanisme de fi de cursa.

Durant els cursos passats, s'han provat diferents models, i el que millor ha funcionat, és el mecanisme que va dissenyar l'alumne Raül Sanchez Garcia, mostrat a la *Figura 59*.

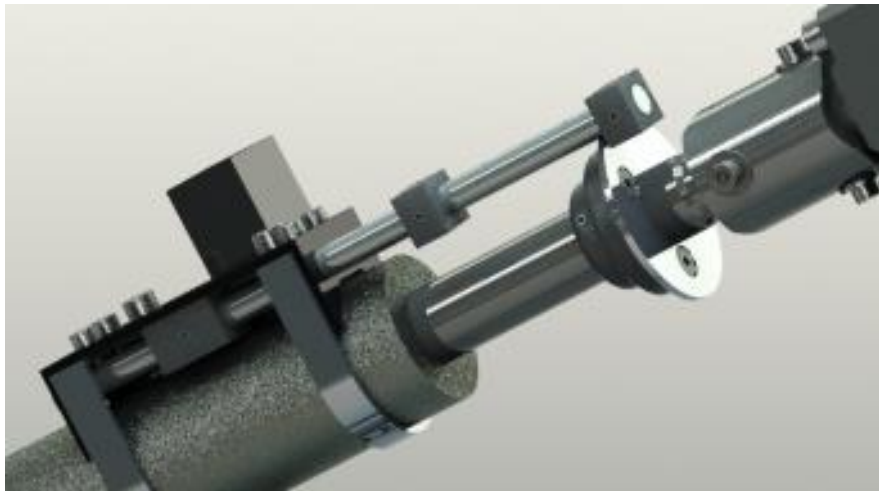


Figura 59: Fi de cursa existent

Aquest mecanisme funciona de la següent manera:

S'han muntat dos topalls i un seguidor en una vareta, els quals queden collats mitjançant uns presoners. Segons la seva fixació (presoners), es pot regular fàcilment la seva posició sobre la vareta.

Durant el funcionament normal de la màquina, la vareta no es mou, gràcies al seguidor que està en contacte amb el sensor, tal com es mostra a la *Figura 60*.

S'ha muntat a la tija del cilindre hidràulic un disc, el qual també és regulable mitjançant un presoner. Aquest disc (muntatge rígid a la tija del cilindre hidràulic), fa els cicles de la tija, i va d'un topall a l'altre, però sense arribar a tocar-los. En el moment que comença a aparèixer esquerdes a la peça (en aquest cas al cigonyal), aquest comença a cedir més, i per tant, el disc muntat a la tija toca un dels topalls. Una vegada s'ha tocat un dels topalls, la vareta es desplaça en direcció axial, i el seguidor activa el sensor de fi de cursa, la qual cosa implica la parada automàtica de la màquina.

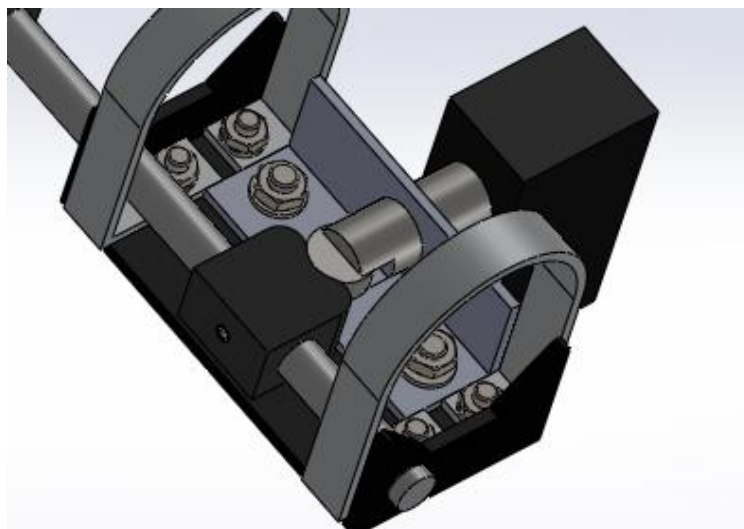


Figura 60: Detall seguidor fi de cursa

8. ASSAIG EXPERIMENTAL

Després d'una sèrie de diferents càlculs, es pot muntar el cigonyal a la màquina, respectant en tot moment el manual d'instruccions (Annex C) i els paràmetres que s'han de regular, d'acord amb els resultats obtinguts en els diferents apartats del càlcul analític amb elements finits.

8.1 Millores en el muntatge

Durant el muntatge de tots els components al banc d'assaig, s'han millorat uns petits detalls, com es mostren en les figures següents.

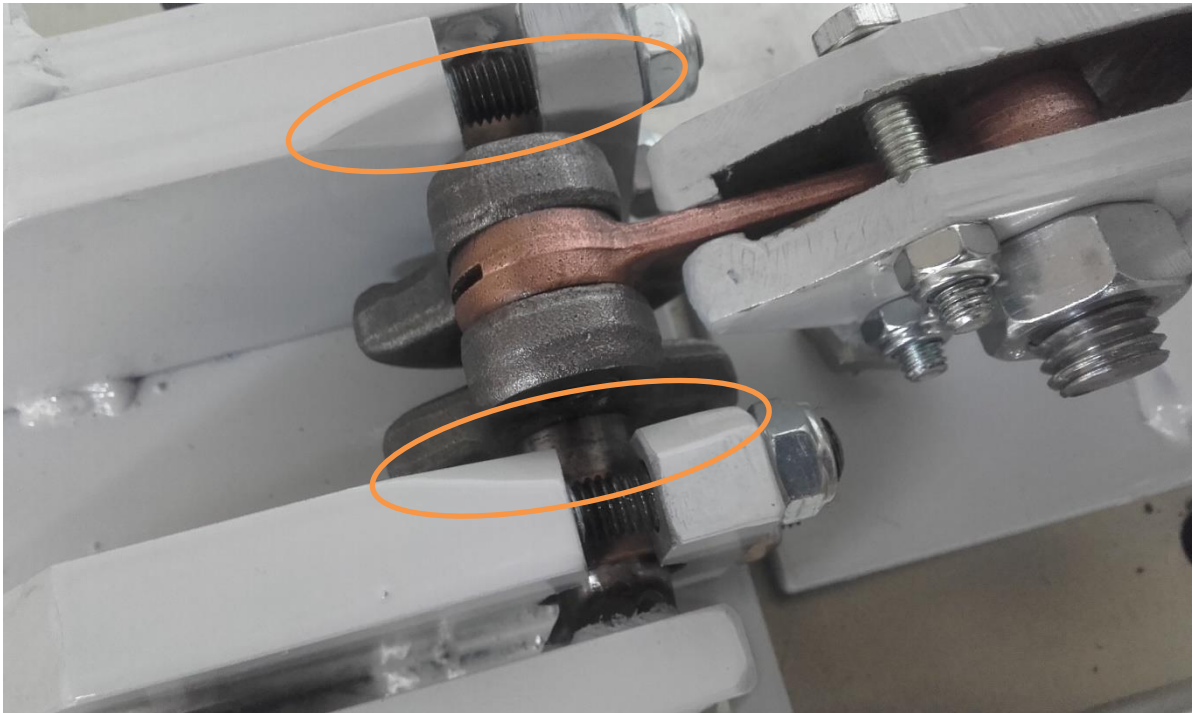


Figura 61: Millor visibilitat a la zona crítica del cigonyal

A més d'haver tallat part de la tapa i del suport del cigonyal, s'ha esmolat una mica la cantonada del suport per la part interior, per millorar la visibilitat a la zona crítica del cigonyal.

Per la millor identificació del cigonyal en tot el muntatge (color de tots els components pràcticament iguals), s'ha pintat el suport del cigonyal, la palanca i la seva unió, d'un altre color, com es pot observar en les figures següents.

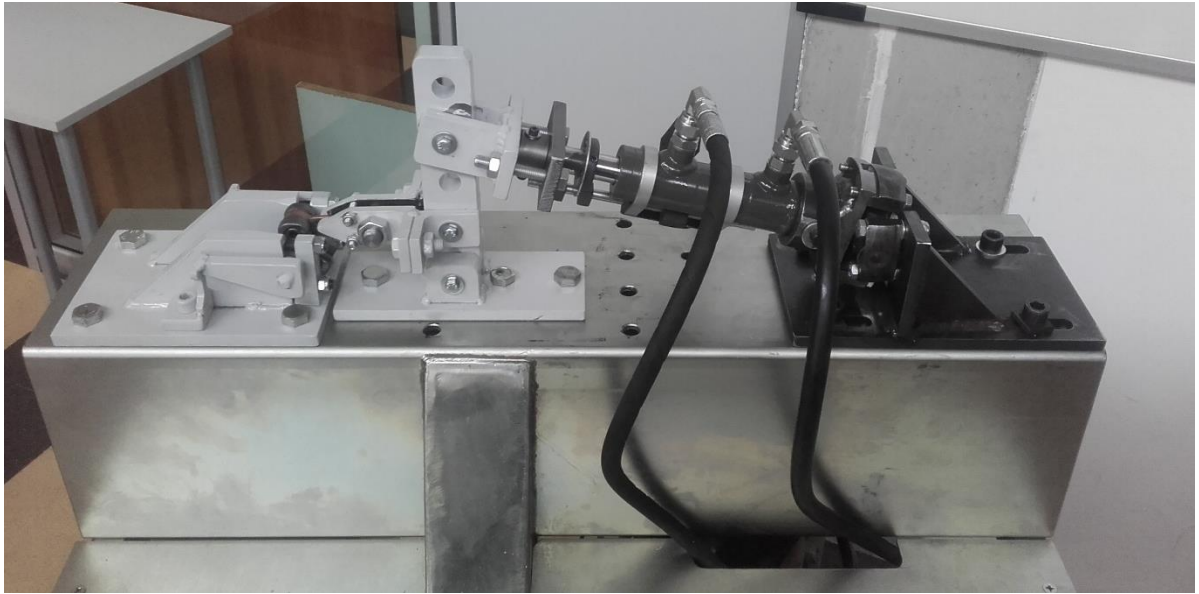


Figura 62: Diferents components pintats 1

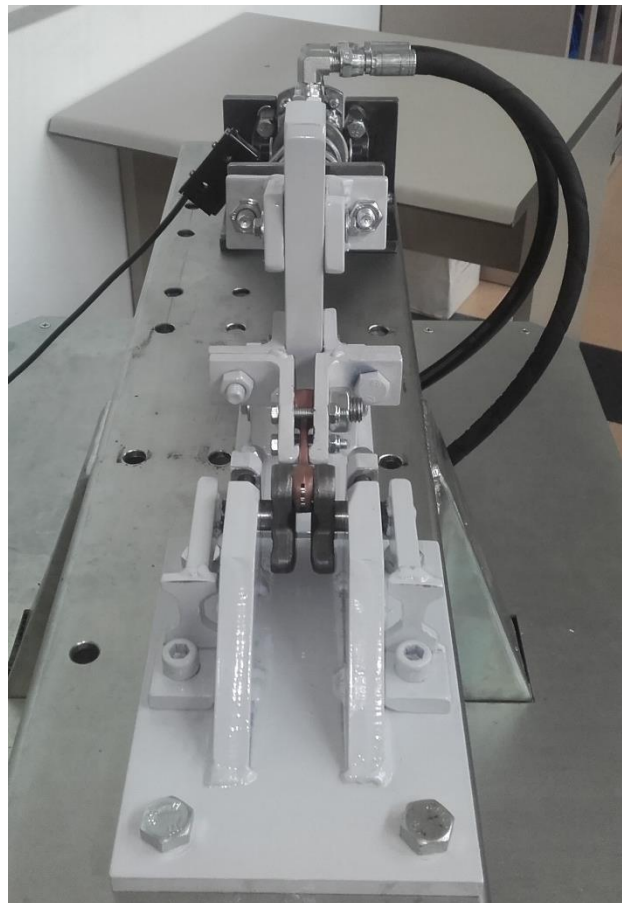


Figura 63: Diferents components pintats 2

8.2 Muntatge cigonyal

Una vegada soldats els suports elàstics amb els seus passamans al cigonyal, com es pot observar a la *Figura 64*, s'ha muntat al seu suport (*Figura 65*).

(Abans de soldar s'han de posar els coixinets!)

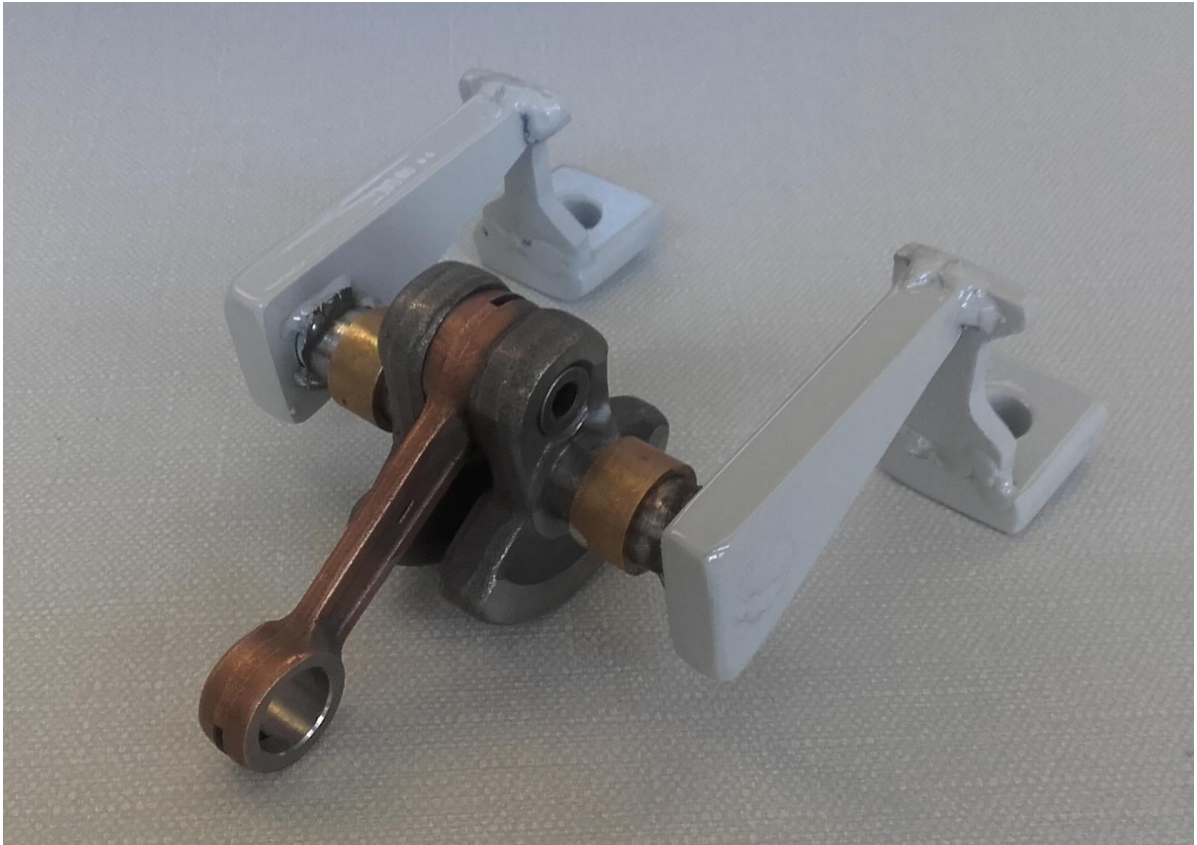


Figura 64: Cigonyal soldat als seus suports

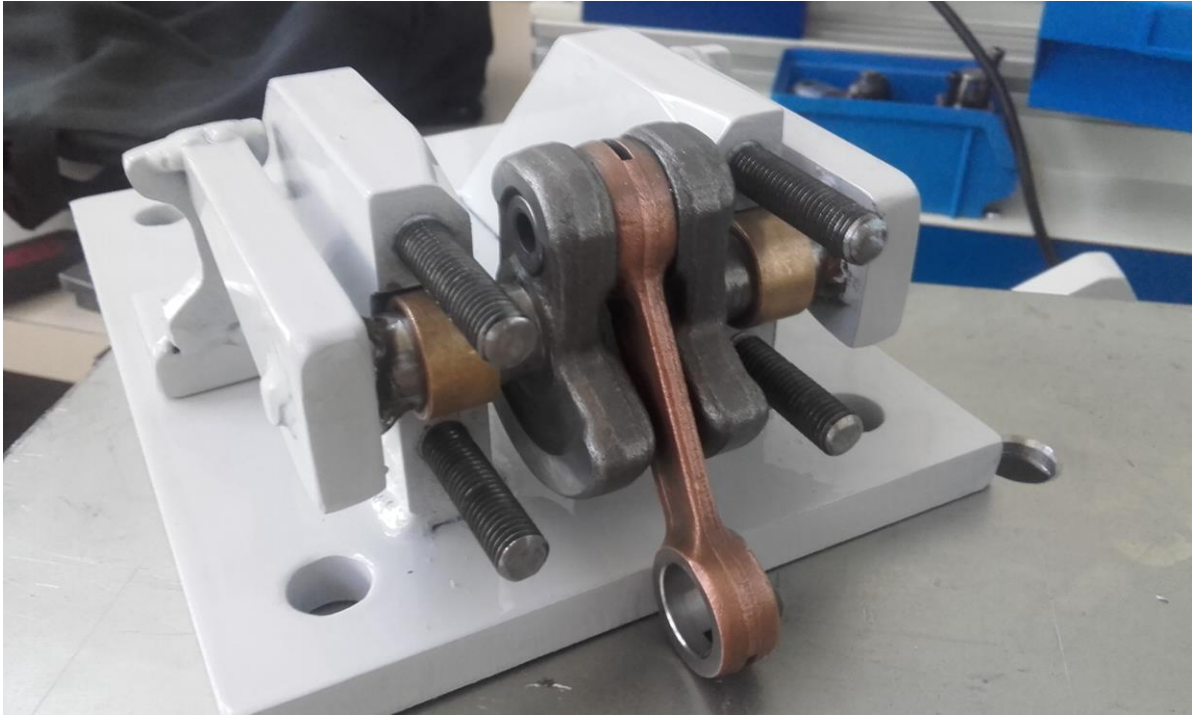


Figura 65: Cigonyal muntat

Ara s'han collat les tapes del suport, i posteriorment els cargols dels suports elàstics. Per assegurar un bon posicionament del cigonyal.

Tot seguit s'han muntat els altres components al banc d'assaig.

8.3 Assaig a fatiga del cigonyal

Una vegada muntat el cigonyal a la màquina d'assaig a fatiga, s'ha aplicat la càrrega calculada a l'apartat 6.3.

Com es pot observar a les figures següents, al voltant de 80.000 cicles s'han començat a veure esquerdes a la zona esperada i anteriorment calculada, en cada costat del cigonyal.

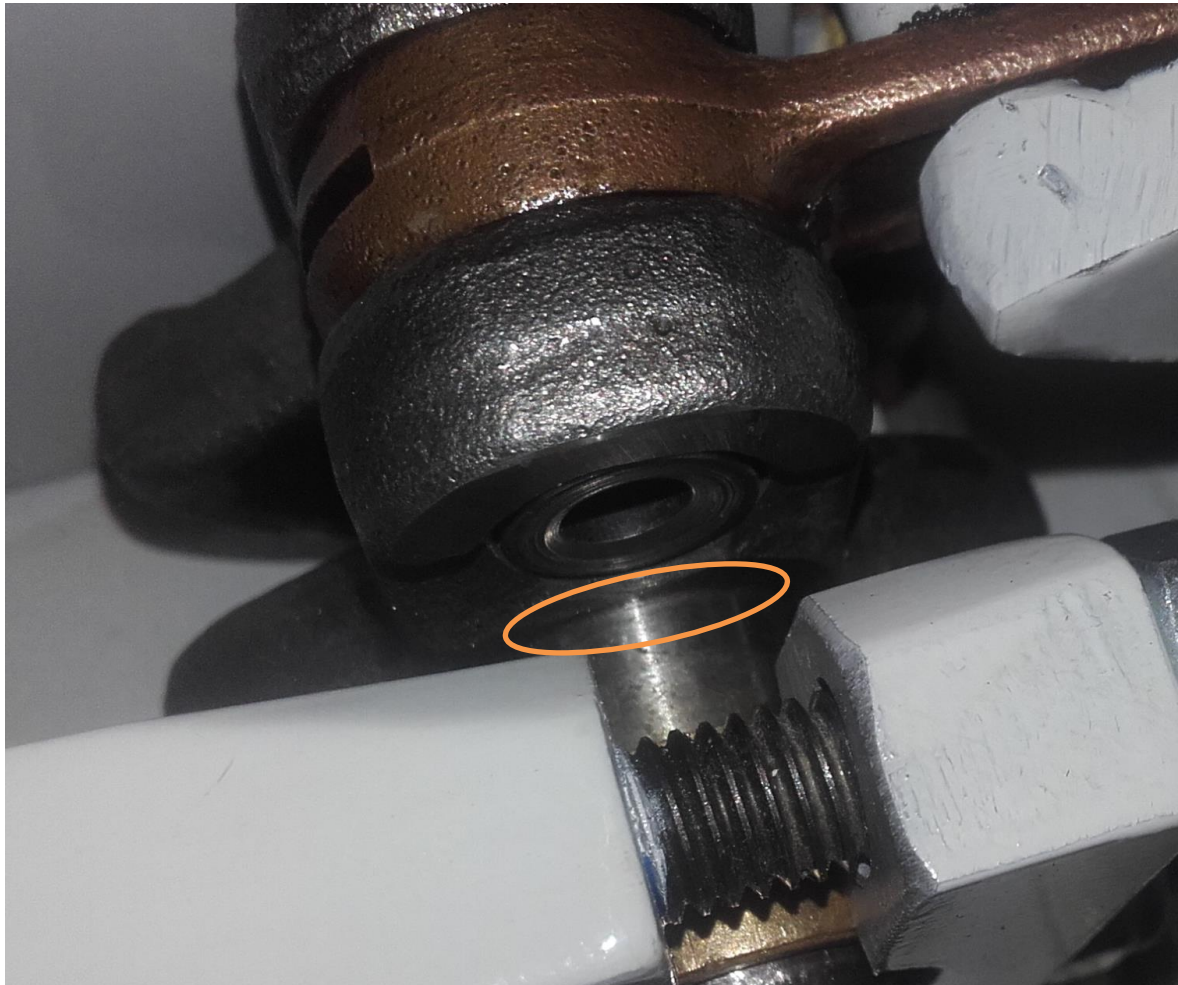


Figura 66: Zona de ruptura del cigonyal (un costat)

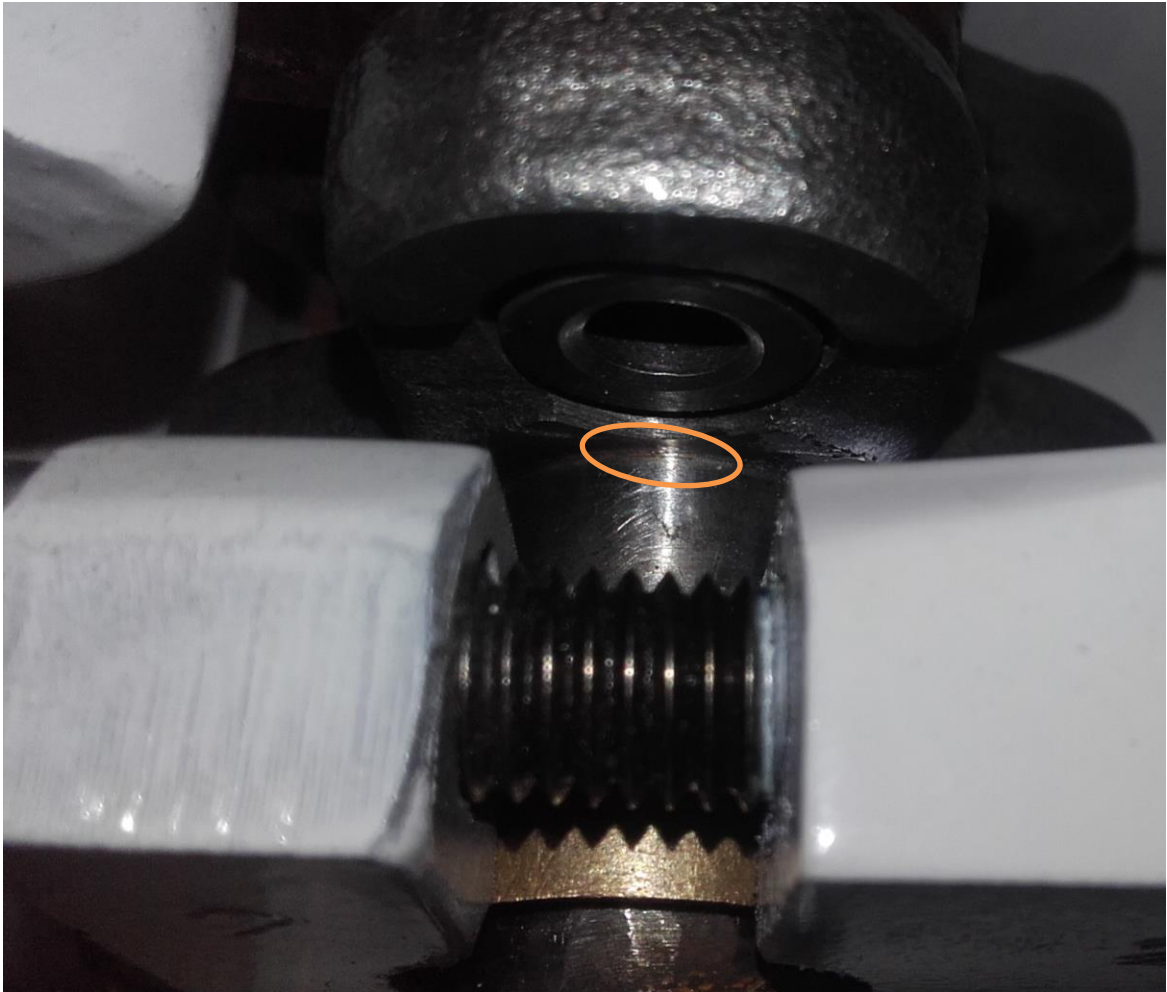


Figura 67: Zona de ruptura del cigonyal (altre costat)

S'ha observat un creixement de les esquerdes quan es va arribar a 100.000 cicles, però tot i així no s'ha trencat.

La màquina d'assaig a fatiga s'ha apagat automàticament quan portava 125.262 cicles, degut al trencament de la biela, com es mostra a la *Figura 68* i *Figura 69*.



Figura 68: Trencament de la biela 1

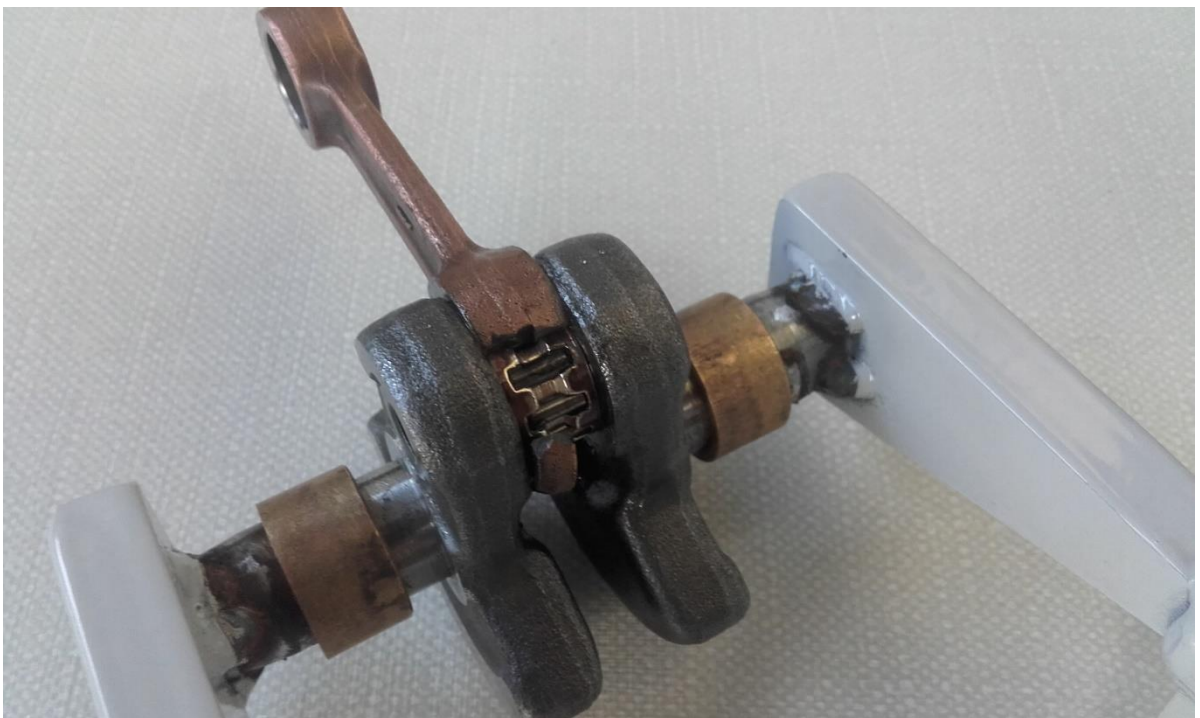


Figura 69: Trencament de la biela 2

El cigonyal encara no trencat però amb fissures en els dos costats (*Figura 70 i Figura 71*).



Figura 70: Ampliació esquerra cigonyal (un costat)



Figura 71: Ampliació esquerra cigonyal (altre costat)

9. COMPARACIÓ RESULTATS

Per comparar els resultats obtinguts durant aquest anàlisi del cigonyal a fatiga, s'han fet una sèrie de diferents combinacions entre els resultats obtinguts.

9.1 Comparació de tensions analítics

Primer de tot, s'han comparat els resultats analítics, els quals s'ha tret de l'apartat 5.2 (5.2 Càlcul amb dos costats fixats) amb els resultats de l'apartat 6.1.2.1 (6.1.2.1 Resultat amb programa d'elements finits del cigonyal).

Els resultats obtinguts de l'apartat 5.2 i 6.1.2.1 són 321.33 MPa i 303.57 MPa respectivament.

S'ha utilitzat l'equació *Eq(30)* per calcular l'error comès.

$$Error = \left| \frac{Resultat\ apartat\ 5.2 - Resultat\ apartat\ 6.1.2.1}{Resultat\ apartat\ 5.2} \right| \cdot 100 \quad Eq(30)$$

L'error comès entre els càlculs analítics és de 5.53%.

Aquest error és molt petit, si tenim en compte de què un càlcul és totalment manual, realitzat amb càlculs molt orientatius i lectures de taules, mentres l'altre resultat és obtingut per un programa d'elements infinits.

Es pot considerar un bon resultat en els càlculs analítics.

9.2 Comparació de nombre de cicles analítics / experimentals

En segon lloc, s'han volgut comparar els resultats analítics, els quals s'ha tret de l'apartat 6.2.2.1 (6.2.2.1 Resultats amb programa d'elements finits del cigonyal) amb els resultats experimentals de l'apartat 8.3 (8.3 Assaig a fatiga del cigonyal).

Desgraciadament no s'ha trencat el cigonyal, i per tant no s'ha fet el càlcul corresponent, que s'explica a continuació.

Els resultats obtinguts de l'apartat 7.2.2.1 i 8.1 són 20.000 cicles i X cicles respectivament.

Tal com s'ha pogut observar anteriorment a la *Gràfica 7*, l'escala del nombre de cicles és logarítmica, i per tant s'hauria d'utilitzar l'equació *Eq(31)* per calcular l'error comès.

$$Error = \left| \frac{\log(N^{\circ} \text{ cicles analític}) - \log(N^{\circ} \text{ cicles experimental})}{\log(N^{\circ} \text{ cicles analític})} \right| \cdot 100 \quad Eq(31)$$

10. CONCLUSIONS

Es pot dir, que s'ha arribat a un "90%" de l'objectiu d'aquest projecte de determinar analíticament i experimentalment, la resistència a fatiga d'un cigonyal de moto.

L'assaig a fatiga, després de 125262 cicles, s'ha donat per acabat, perquè s'ha trencat una peça crítica anteriorment calculada del muntatge, la biela.

No s'ha trencat el cigonyal, però s'han format esquerdes en la zona prèviament calculada.

Aquest projecte pot donar referència i ajuda, per la realització de futurs assajos a la màquina d'assaig a fatiga, i per unes assignatures d'interès, del grau d'enginyeria mecànica.

11. RELACIÓ DE DOCUMENTS

-Document 1: Memòria i annexes

-Memòria

-Annex A

-Annex B

-Annex C

-Document 2: Plànols

-Document 3: Estat d'amidaments

-Document 4: Pressupost

12. BIBLIOGRAFIA

Llibre:

RICHARD G., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, edició 9, Mc Graw Hill 2015

ANNEX A. CÀLCUL D'ELEMENTS DEL MUNTATGE

A.1 CÀLCUL DE LA PALANCA I DELS SEUS PASSADORS

Per comparar el disseny de la palanca, s'ha fet un càlcul per assegurar de què aguantí els esforços que pot generar el banc d'assaig.

Quan es s'ha comprovat la pressió màxima a la qual pot arribar a treballar el banc d'assaig, s'ha vist de què no passava de 110 bar.

Sabem que:

- $P_{\text{màx}}=110$ bar
- diàmetre del embol=30mm
- diàmetre tija=20mm
- palanca té 20x40mm

Amb l'Eq (32) i Eq(33) s'ha trobat la força màxima que pot fer el cilindre hidràulic:

$$1\text{bar} = 0.1 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Eq(32)}$$

$$F = P * A \quad \text{Eq(33)}$$

La pressió de subministrament el grup hidràulic, és la mateixa en l'entrada i sortida del pistó, mentre que la superfície útil quan surt és de $\pi * \left(\frac{30}{2}\right)^2 = 706.86\text{mm}^2$ i quan entra és de $\pi * \left(\left(\frac{30}{2}\right)^2 - \left(\frac{20}{2}\right)^2\right) = 392.69\text{mm}^2$.

Aquest efecte implica, de què el cilindre hidràulic fa 1.8 vegades més força a la sortida del pistó, que a l'entrada, Eq(34).

$$F_{\text{màx}} = F_{\text{mín}} * 1.8 \quad \text{Eq(34)}$$

La força màxima a la sortida del pistó és de 7777 N.

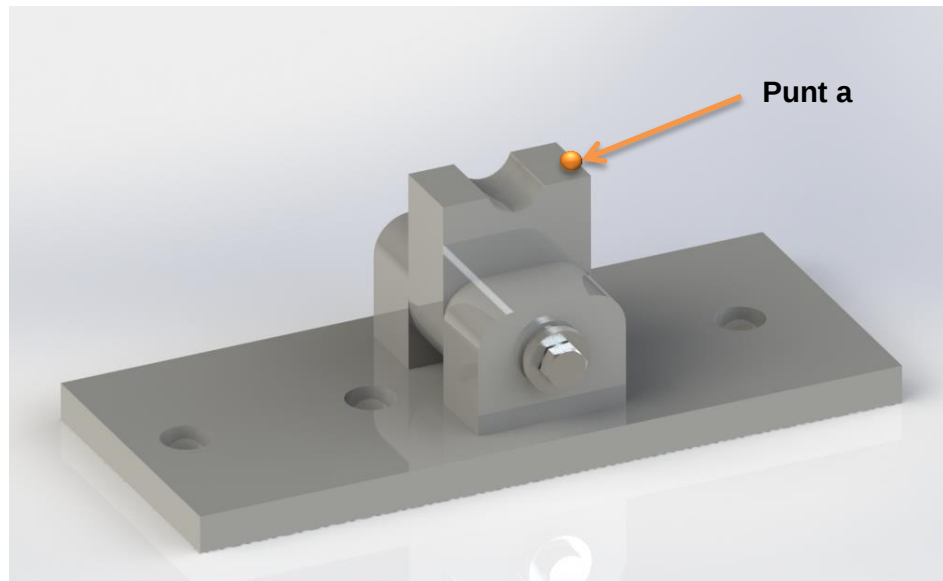


Figura 72: Càlcul de la tensió màxima punt a

Es troba la tensió màxima en el “punt a” (Figura 72) de la secció més desfavorable de la palanca amb l'Eq(35) (distància entre forats de palanca de 38mm, i té 5 forats, es calcula la tensió en el quart).

$$\sigma = \frac{M * 6}{h^2 * b} \quad Eq(35)$$

La tensió màxima és de 166MPa → OK, aguanta.

També s'ha mirat la tensió en el contacte del passador, que és de la mateixa secció que el punt a, amb l'Eq(36), (on F=força, de=diàmetre eix i b=amplada forat), i el tallant màxim en el passador Eq(37).

$$Pe = \frac{F}{de * b} \quad Eq(36)$$

$$\tau = \frac{F}{2} * \frac{4}{\pi * d^2} \quad Eq(37)$$

La tensió Pe=97MPa → OK, aguanta.

La tensió tallant τ =77.36MPa → OK, aguanta.

A més, s'ha comprovat el passador existent en la unió entre palanca i cilindre hidràulic (amb d=10mm) que només treballa a tracció ($F_{\max}/1.8$), amb la mateixa equació d'abans, l'Eq(37), i s'ha trobat una tensió màxima de 27.5 MPa → OK, aguanta.

Amb aquests càlculs s'ha demostrat, de què la palanca i els seus passadors aguanten la força màxima que pot proporcionar el cilindre hidràulic.

Per poder realitzar l'assaig, s'ha d'arribar a aplicar una força de 14400N a la biela, calculada en l'apartat "6.3 Càlcul analític de la resistència a fatiga".

S'ha decidit de multiplicar la força del cilindre hidràulic per tres, mitjançant la palanca multiplicadora. Per comprovar que aguantin els diferents components del muntatge, s'han fet una sèrie de càlculs.

Si s'ha d'aplicar $F_{m\grave{a}x}=14400\text{N}$ a la biela, sabem que $F_{m\grave{i}n}=8000\text{N}$ (degut a l'Eq (34))

$$F_{m\grave{a}x} = F_{m\grave{i}n} * 1.8 \quad Eq(34)$$

I que la força que farà el cilindre hidràulic serà 3 vegades menys, degut a la palanca, força pistó=4800N a la sortida i 2667.67N a l'entrada, (Figura 73).

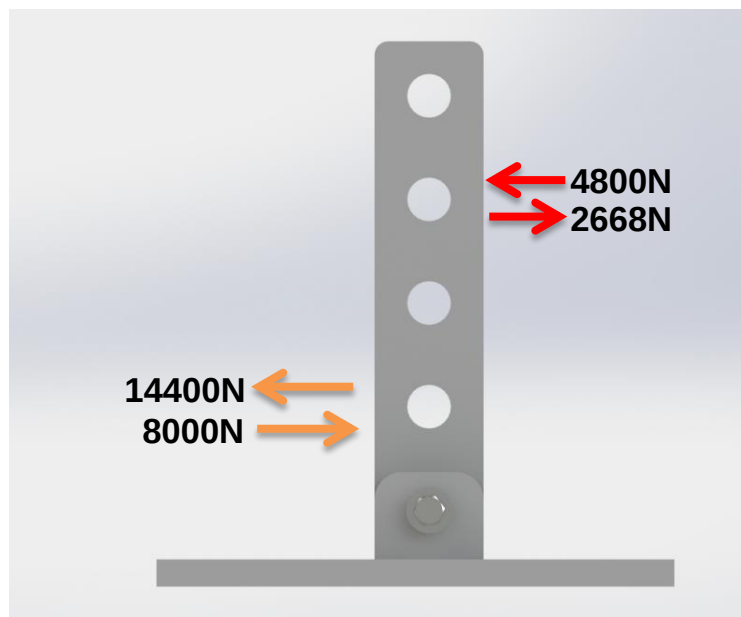


Figura 73: Forces en palanca

A.2 CÀLCUL DE LA FIXACIÓ DEL CILINDRE

Tal com s'ha explicat en els apartats anteriors, s'ha fixat el cilindre hidràulic a la palanca mitjançant una connexió especial. Aquesta connexió o fixació es compon de diverses peces, i també s'ha calculat la placa de fixació del cilindre, *Figura 74*.

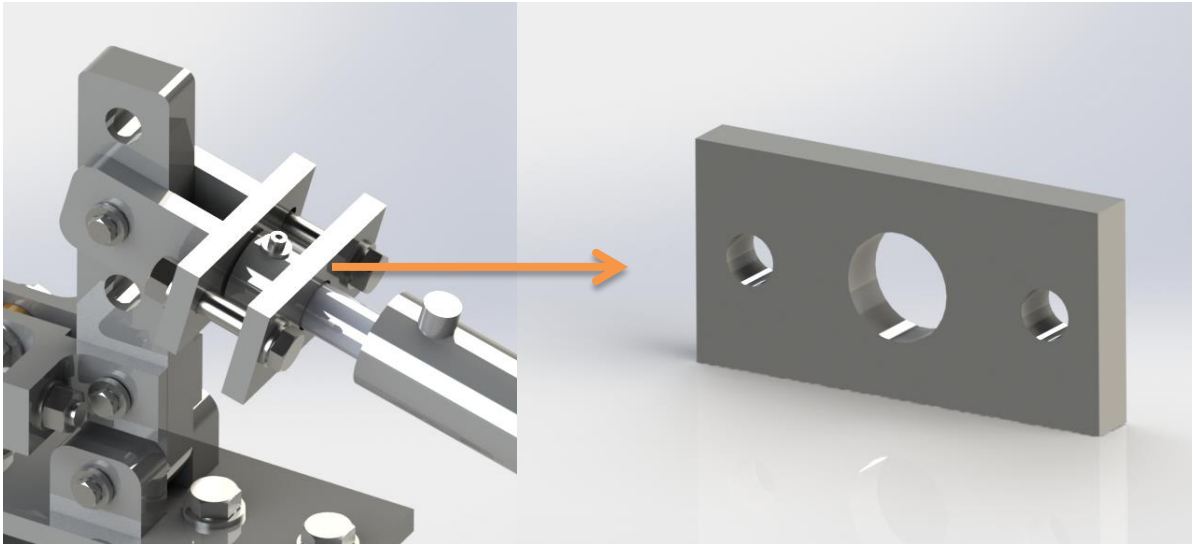


Figura 74: Placa fixació cilindre

Com que només treballa quan el cilindre tracciona, $F=2668\text{N}$.

Si s'aplica l'*Eq(38)*, sabent de què la distància entre els dos forats petits és de 66mm, el forat gran de 22mm, gruix de 10mm, i alcada de 45mm,

$$\sigma = \frac{M * 6}{h^2 * b} \quad \text{Eq(38)}$$

trobem una tensió de 114.78 MPa →OK, aguanta.

A.3 CÀLCUL DE LA UNIÓ ENTRE BIELA I PALANCA

Uns altres càlculs s'ha realitzat en la unió entre biela i palanca (*Figura 75*). Aquesta unió per la part dels angles, treballa molt bé a compressió, però a tracció els angles tenen una tendència a obrir-se. En canvi el passador de la biela, s'ha de comprovar tant a compressió, com a tracció.

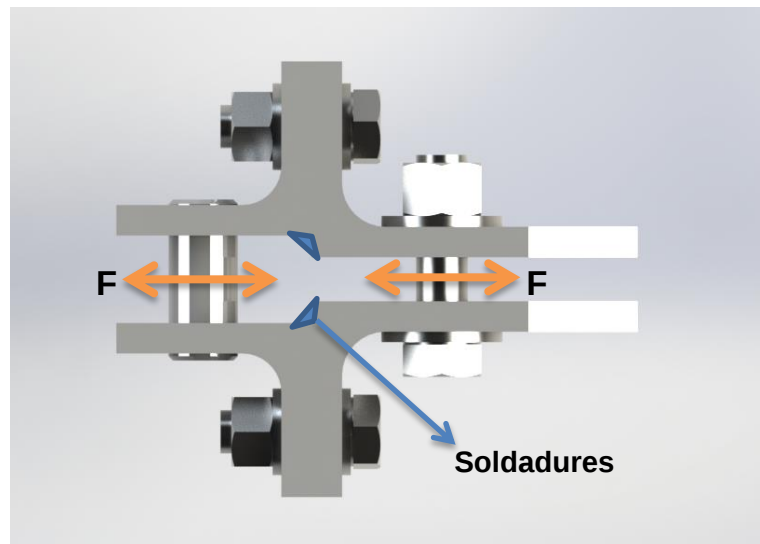


Figura 75: Unió biela palanca

Si es calcula la tensió màxima en els angles, amb l'*Eq(39)*, tenint en compte el gruix dels angles de 7mm, amplada de 30mm, i una distància fins al forat de 15mm:

$$\sigma = \frac{M * 6}{h^2 * b} \quad Eq(39)$$

S'obtenen uns 245 MPa.

A part dels angles, també s'han calculat els cargols de M10 (Area=56.75mm²), amb l'*Eq(40)*, sabent de què la distància fins al forat és de 25mm des de les soldadures, i 20 mm de del forat fins a l'extrem:

$$\sigma = \frac{Fc}{A} \quad Eq(40)$$

S'ha obtingut una tensió de 158.59 MPa.

Aquestes dues tensions són molt elevades, per tant s'ha decidit de soldar els angles per les cantonades interiors, tal com es pot observar a la figura anterior.

El passador de la biela, si es colla amb un moment de 100N/m, s'ha calculat la força que es pot portar la junta amb l'Eq(41), Eq(42) i Eq(43).

$$Fa = \frac{T}{0.2 * d} \quad Eq(41)$$

on T=100000N/mm i d=14mm

$$Ft = 0.15 * Fa \quad Eq(42)$$

$$Fc = Ft * 2 \quad Eq(43)$$

La força que es pot portar la junta serà de 10714.14N, inferior a la força que s'ha de transmetre per la biela. Per tant, s'ha considerat realitzar la junta no només amb un cargol, sinó amb un passador ajustat, i a més collat amb femella.

A.4 CÀLCUL DEL SUPORT ELÀSTIC

Primer, s'ha calculat el passamà que s'ha soldat al cigonyal i al suport elàstic.

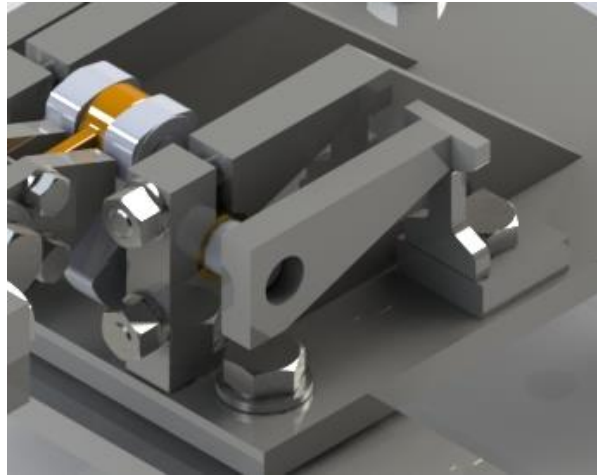


Figura 76: Suport elàstic amb passamà

La distància entre el forat del passamà i el seu extrem on s'ha soldat el suport elàstic, és de 58mm, i la distància entre l'eix del cigonyal i boló del cigonyal és de 16mm.

S'ha d'aplicar una força de 14400N a la biela, i amb l'ajuda de l'Eq(44), s'obté una força en l'extrem del passamà de 1986.21N

$$F = \frac{\frac{F_{biela}}{2} * 16}{58} \quad Eq(44)$$

Amb l'Eq(45), s'ha trobat la tensió màxima a 10mm del seu extrem:

$$\sigma = \frac{M * 6}{h^2 * b} \quad Eq(45)$$

La tensió màxima és de 88 MPa → OK; aguanta.

Si ara, s'aplica l'Eq(46) al suport elàstic, sabent que en la seva geometria més defavorable té una àrea de 8x5mm:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad Eq(46)$$

Obtenim una tensió màxima de 50 MPa → OK, aguanta.

Comprovant la base del suport elàstic, que té unes mides de 30x30x10mm i un forat de 10.5mm en el mig, aplicant l'Eq(47):

$$\sigma = \frac{M * 6}{h^2 * b} \quad Eq(47)$$

S'ha trobat una tensió màxima de 92 MPa →OK, aguanta.

Últimament, s'ha calculat el cargol (àrea=56.57mm²) en la base del suport elàstic, mitjançant l'Eq(48):

$$\sigma = \frac{F * \frac{30}{15}}{Area \text{ cargol}} \quad Eq(48)$$

La tensió màxima és de 70 MPa →OK, aguanta.

A.5 CÀLCUL DE LA BIELA

Últimament, s'ha comprovat l'element que transmet totes les forces al cigonyal, que és la biela. Degut a la seva geometria petita, s'ha considerat una peça crítica en tot el muntatge.

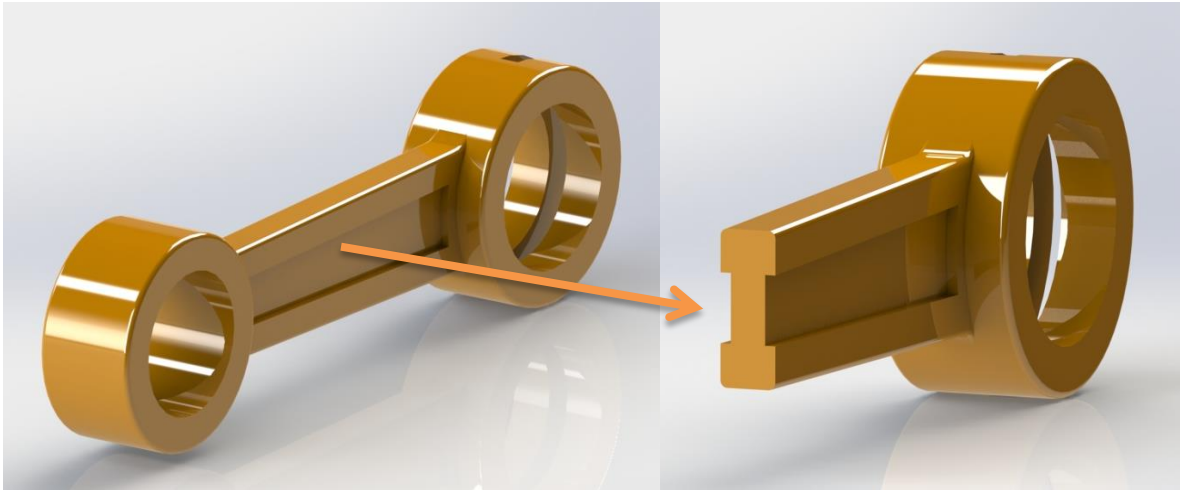


Figura 77: Biela secció mig

L'àrea de la biela en la secció de "T" més desfavorable, és d'uns 55mm² (5x14mm exterior, i 1x5mm les ranures). Amb l'Eq(49), s'ha arribat a calcular la tensió màxima a compressió i a tracció.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad Eq(49)$$

A compressió s'ha obtingut una tensió de -261.82 MPa i a tracció una tensió de 145.5 MPa. Si es realitza el càlcul de les tensions alternes i mitjanes, Eq(50) i Eq(51):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad Eq(50)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad Eq(51)$$

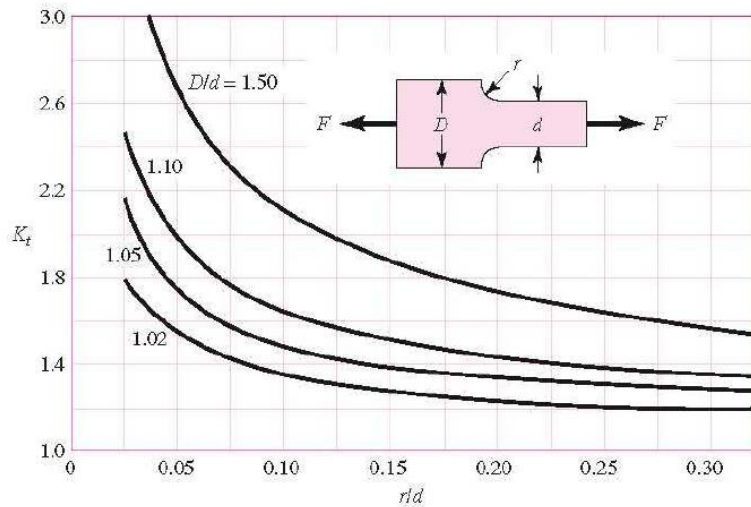
S'observa de què la tensió alterna és de 203 MPa i la mitjana d'uns -58 MPa.

S'ha considerat una sensibilitat a les concentracions de tensions segons la taula, de q=0.9, (considerant un bon material amb Sut=1000MPa)

Respectant la geometria de la biela, s'ha trobat una $K_t=1.5$, en la Gràfica 10.

Figure A-15-5

Rectangular filleted bar in tension or simple compression. $\sigma_0 = F/A$, where $A = dt$ and t is the thickness.



Gràfica 10: Taula corba de concentracions 4

Si ara s'utilitza l'Eq (52),

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad Eq(52)$$

es troba que $K_f=1.45$

Pel càlcul de la S_e , s'utilitza l'Eq(53),

$$S_e = S_e(pr) * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad Eq(53)$$

on:

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

$$K_a = 0.8786, \text{ s'ha considerat igual que en el cigonyal.}$$

$$K_b = \left(\frac{deq}{7.62}\right)^{-0.107}, \text{ on } deq = 0.808 * (b * h)^{0.5}.$$

$$K_c = 0.85, \text{ esforç axial.}$$

$$K_d = 1, \text{ la temperatura a la que es farà l'assaig és } < 250^\circ\text{C.}$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}, \text{ es tracta d'un material dúctil i es vol assajar a vida finita.}$$

Calculant la S_e mitjançant l'Eq(53), es troba que $S_e=262.8$ MPa.

Tenint en compte les equacions Eq(54), Eq(55), Eq(56), i l'equació de l'el·lipse d'Asme, Eq(57), s'ha trobat el nombre de cicles que aguantaria.

$$Sf = a \cdot N^b \quad Eq(54)$$

On:

$$a = \frac{(0.9 \cdot Sut)^2}{Se} \quad Eq(55)$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0.9 \cdot Sut}{Se}\right) \quad Eq(56)$$

I l'equació de l'el·lipse d'Asme:

$$\left(\frac{\sigma_a}{Sf}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{Sut}\right)^2 = 1 \quad Eq(57)$$

S'ha trobat $N > 1.000.000$ cicles, (tendeix a vida infinita) → OK, aguanta.

També s'ha comprovat la secció en el final de la biela, (en la ranura de lubricació del rodament d'agulles), que només treballa a tracció.

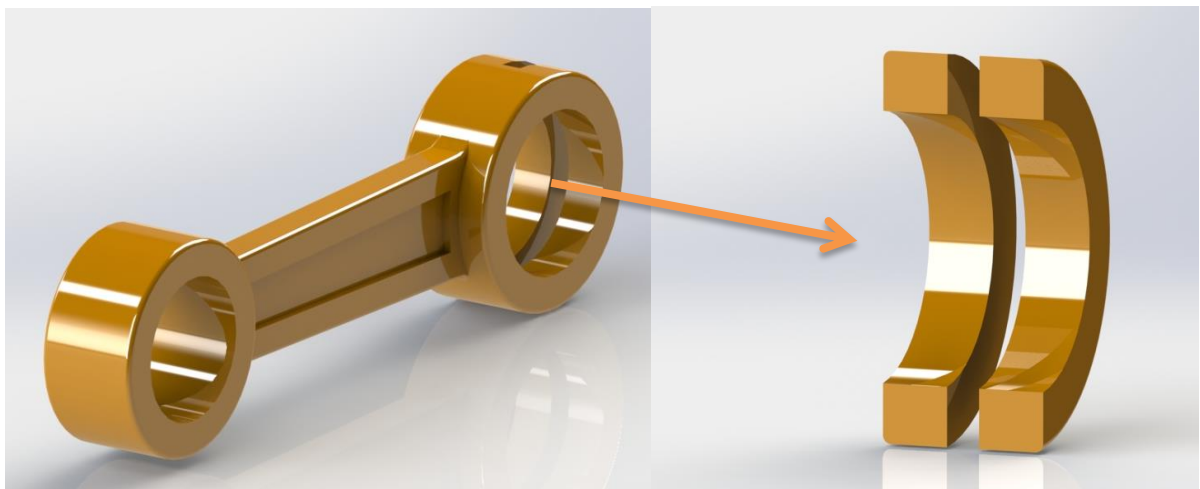


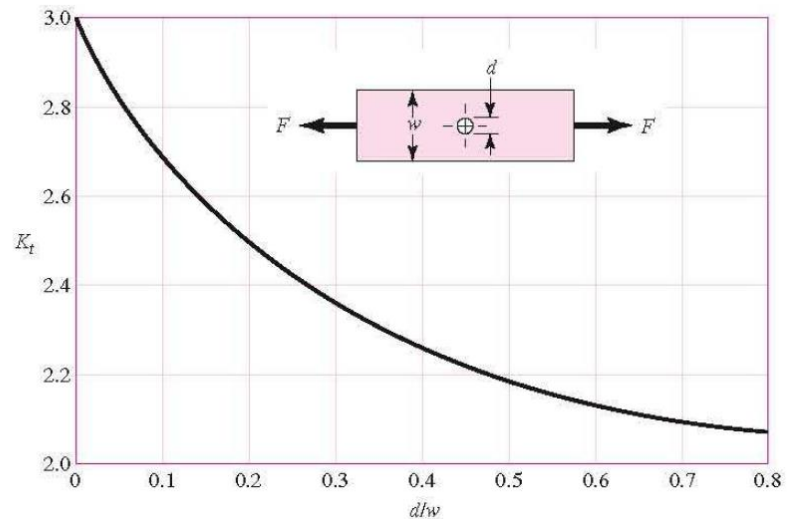
Figura 78: Biela secció ranura

El diàmetre exterior i interior del peu de la biela és de 23mm i 16mm. L'amplada és de 10mm amb una ranura de 2mm.

Amb l'Eq(49), s'ha trobat una tensió de 142.87 MPa, i posteriorment la Kt, en la Gràfica 13.

Figure A-15-1

Bar in tension or simple compression with a transverse hole. $\sigma_0 = F/A$, where $A = (w - d)t$ and t is the thickness.



Gràfica 11: Taula corba de concentracions 5

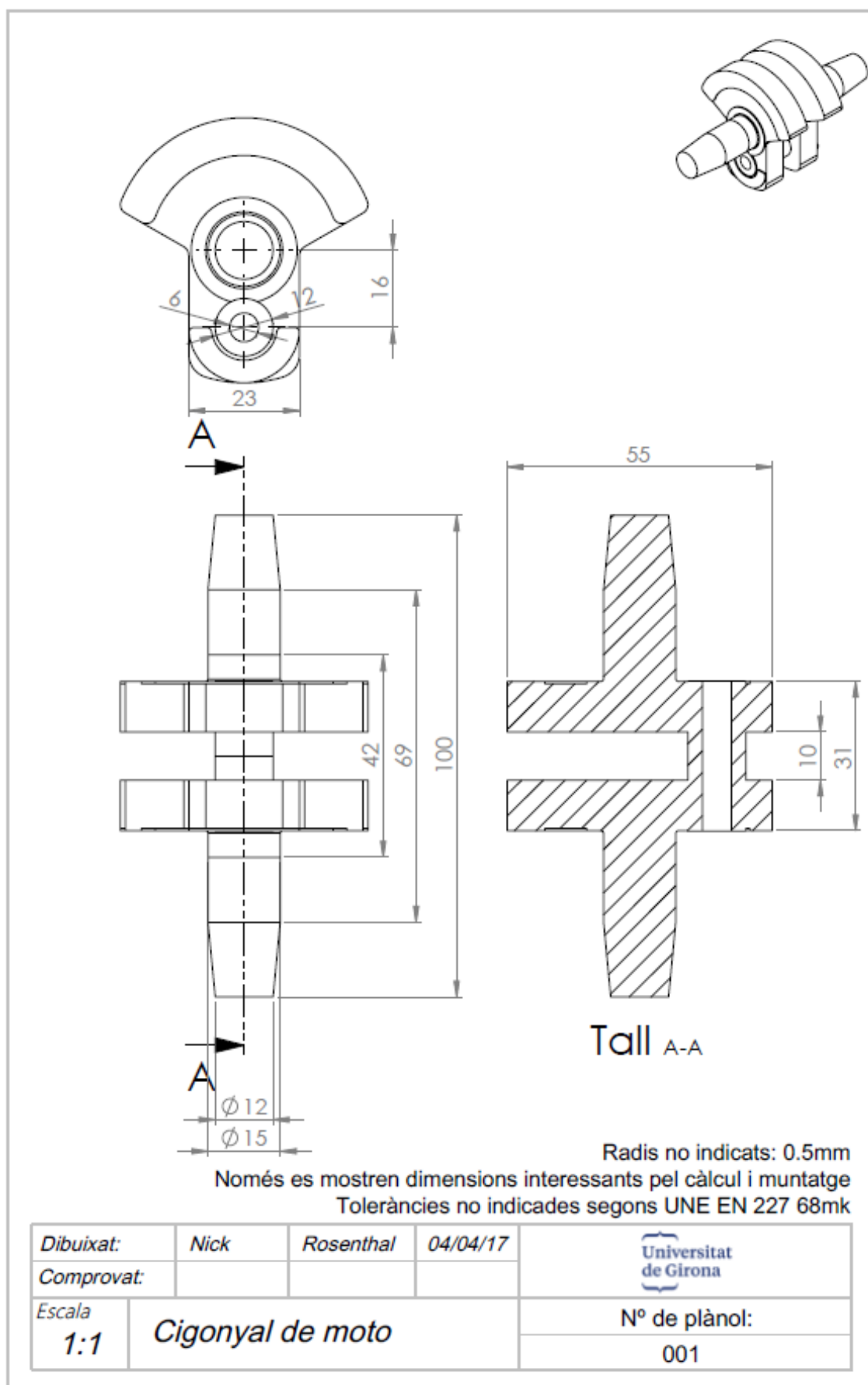
$K_t=2.5$.

Seguint el mateix sistema de càlcul, s'ha trobat: $K_f=2.35$, $S_e=163.78$ MPa, i $N>1.000.000$ cicles $\rightarrow$ OK, aguanta.

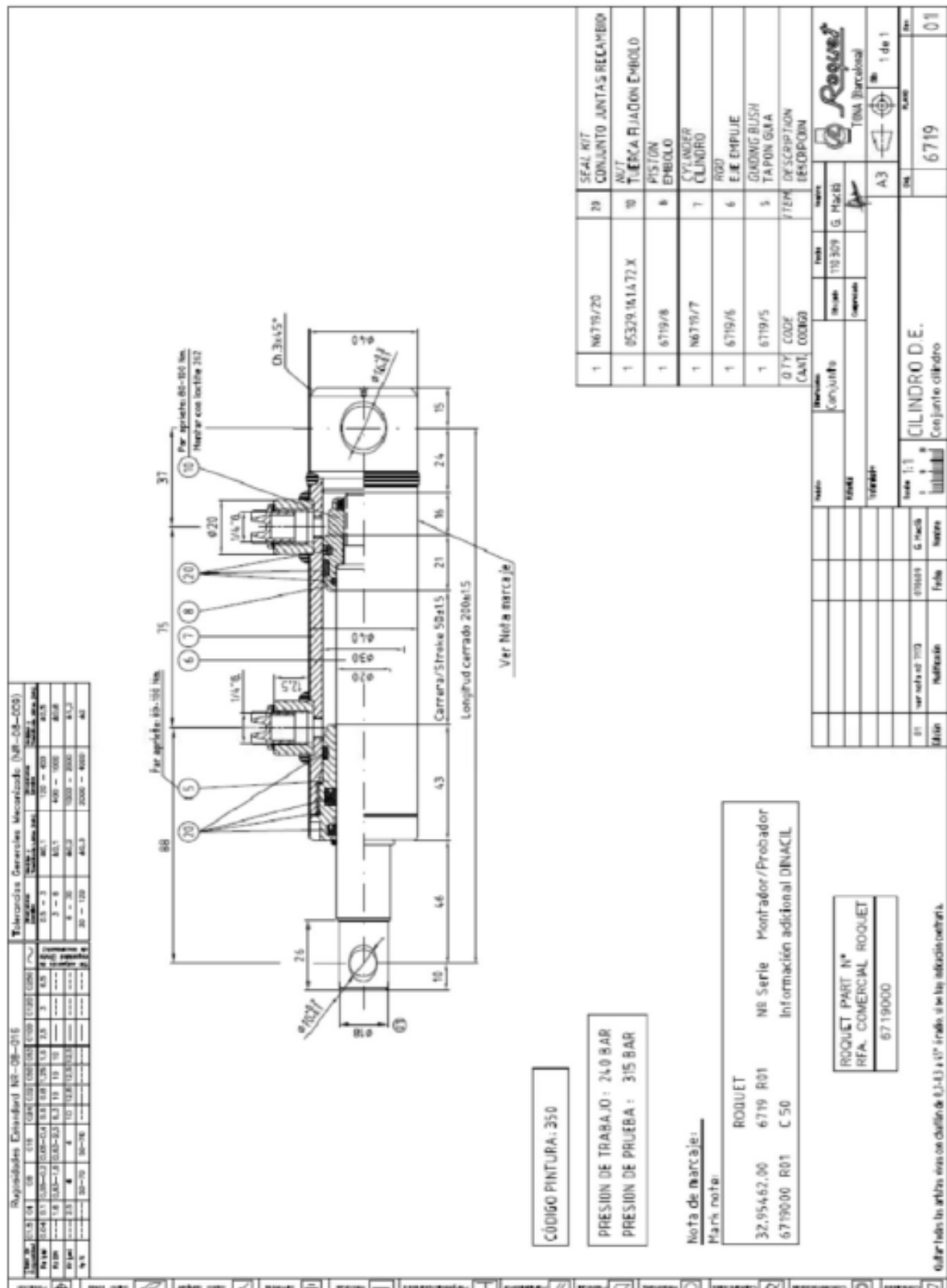
Tot i que la biela aguanta segons els càlculs realitzats, no deixa de ser una peça crítica en tot el muntatge, ja que té les tensions més elevades.

ANNEX B. MIDES DE LES PECES UTILITZADES

B.1 MIDES CIGONYAL



B.2 MIDES PISTÓ HIDRÀULIC



ANNEX C. MANUAL DE LA MÀQUINA HIDRÀULICA D'ASSAIG A FATIGA

C.1 MUNTATGE DEL CIGONYAL A LA MÀQUINA

Respectant el manual d'instruccions, i les normes de seguretat, no es pot manipular la màquina si està en funcionament o connectada a la xarxa elèctrica.

Pel correcte muntatge dels suports a la bancada, s'han dissenyat uns forats de fixació, en els quals es fixen tots els components amb cargols de M12.

Quan es munta la peça a assajar, s'ha de tenir cura de què el cilindre, quan la màquina està parada, estigui a la meitat de la seva cursa per a tenir el màxim recorregut necessari en ambdós sentits.

Una vegada muntats tots els suports (i possibles altres components com fi de cursa, etc.), es verifica el correcte muntatge dels quals, i es connecten els tubs hidràulics flexibles de la màquina al cilindre hidràulic. Per una connexió adequada dels tubs, com altres dubtes que puguin sortir a l'hora del muntatge de qualsevol component, consultar el manual d'instruccions de la màquina.

Tot seguit, es pot connectar la màquina a la xarxa elèctrica de 400V, mitjançant el cable instal·lat.

C.2 REGULACIÓ DE LA MÀQUINA

Una vegada que s'ha muntat el cigonyal i tots els altres components a la màquina, es pot procedir a regular la pressió d'oli del cilindre hidràulic.

Per arribar a la regulació de pressió, s'ha d'entrar en el menú principal de la pantalla tàctil de la màquina, com es mostra a la *Figura 79* (s'arriba automàticament, si s'endolla la màquina i es posa l'interruptor general en posició ON).



Figura 79: Menú principal

A continuació, s'ha de prémer el botó "Motor", això farà de què el grup hidràulic es posi en marxa.

Després, s'ha de mantenir premut "EV1" o "EV2", per regular la pressió en el regulador de pressió (*Figura 80*), fins que el manòmetre digital (*Figura 81*), marqui la pressió desitjada. (S'ha de tenir en compte que la pressió màxima regulable és de 0-110 bar).



Figura 80: Regulador de pressió



Figura 81: Manòmetre digital.

Si s'ha regulat la pressió de treball de la màquina, es farà un reset del comptador de cicles, prement el botó "RST" en el menú principal.

El següent pas seria d'ajustar els temps d'obertura i tancament de les electrovàlvules del circuit hidràulic. Per la configuració d'aquests temps, s'ha de prémer el botó "Config. Temps" del menú principal, i s'arriba a la pantalla que es mostra a la *Figura 82*. Els temps que es regulen, es fan en dècimes de segon.

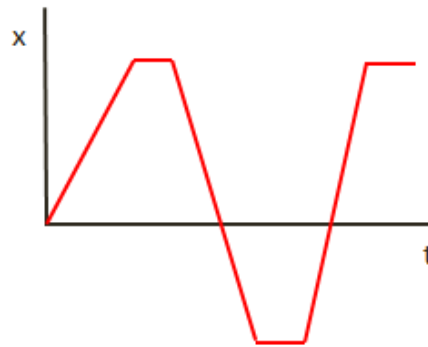


Figura 82: Configuració temps

Per assegurar un correcte funcionament de la màquina durant l'assaig, els temps "DESC EV1", "T.ESPERA" i "DESC EV2" sempre han de marcar 0, per tant, només es configura "CON EV1" i "CON EV2".

Es defineix com "CON EV1", el temps, que l'electrovàlvula es manté oberta, perquè el pistó entri, i "CON EV2" el temps que l'electrovàlvula es manté oberta, perquè el pistó surti.

La regulació d'aquests dos paràmetres, es farà a ull, de manera que el pistó surti i s'estigui un moment parat, després entri i s'estigui un moment parat, tal com es mostra a la *Gràfica 12*. Es voldrà aconseguir que arribi a la pressió màxima i per tant, aplica la càrrega desitjada.



Gràfica 12: Posició del pistó, en funció del temps

Últimament, es prem el botó de la fletxa cap a l'esquerra de la pantalla de configuració dels temps, per tornar al menú principal, i així poder veure el nombre de cicles que s'aplica al cigonyal.

En aquest moment, ja es podrà prémer el botó "INICI CICLE" d'aquesta mateixa pantalla, i la màquina ja començarà a aplicar els cicles a la peça.

Una vegada s'ha trencat el cigonyal, la màquina es parará automàticament, gràcies al fi de cursa anteriorment muntat.

C.3 MANTENIMENT DE LA MÀQUINA

Per garantir un correcte funcionament de la màquina s'ha de realitzar un manteniment periòdic, el qual es descriu a continuació.

C.3.1 Diferents components

En aquesta taula, s'indica el manteniment que s'ha de fer de cada un dels components i la seva periodicitat, tenint en compte el ús de la màquina.

COMPONENT:	ACCIÓ:	PERIODICITAT:	COMENTARIS:
Grup hidràulic	Comprovar el nivell d'oli al visor	Abans de realitzar l'assaig	Fer-ho amb la màquina en fred i parada.
	Verificar possibles fugues d'oli	Abans de realitzar l'assaig	-
	Comprovar connexions elèctriques	Cada 2 anys	Realitzar-ho per personal qualificat.
Cilindre hidràulic	Verificar possibles fugues d'oli	Abans de realitzar l'assaig	-
Circuit	Verificar possibles fugues d'oli	Abans de realitzar l'assaig	-
Filtre de retorn	Canviar	Cada 500.000 cicles	-
Ròtules i passadors	Greixar	Cada 50.000 cicles	-
Sistema fi de cursa	Verificar que no hi hagi molt desgast.	Cada 500.000 cicles	-
Suport pistó	Verificar que no hi hagi molt desgast.	Cada 500.000 cicles	-
Suport peça	Verificar que no hi hagi molt desgast.	Cada 500.000 cicles	-
Sistema anticaiguda	Verificar que no hi hagi molt desgast.	Cada 500.000 cicles	-
Quadre elèctric	Verificar l'estat dels components i connexions	Cada 2 anys	-

Taula 2: Taula manteniment

C.3.2 Neteja

Una part molt important en el correcte manteniment i funcionament de la màquina, és la seva neteja, ja que pot reduir entre un 40% i un 50% les averies.

En la taula que es pot observar a continuació, es mostren els punts on cal tenir cura de la neteja, i amb quina periodicitat s'hauran de netejar.

COMPONENT:	ACCIÓ:	PERIODICITAT:	PRODUCTE RECOMANAT
Cilindre hidràulic	Netejar l'eix que empeny	Abans de cada assaig	Loctite 7070
Estructura	Netejar el banc d'assaig i suports	Cada mes	-
Accessoris (sistema fi de cursa, sistema anticiguda, etc.)	Netejar	Abans de cada assaig	-

Taula 3: Taula neteja

C.4 DESCRIPCIONS TÈCNIQUES

C.4.1 Sistema hidràulic

El banc d'assaig a fatiga, és una màquina amb un sistema hidràulic. Es basa en el funcionament d'un cilindre hidràulic accionat per un grup hidràulic (bomba hidràulica, vàlvules, regulador, etc.), tal i com es mostra a la *Figura 83*.

La pressió màxima que pot donar tot l'equip per accionar el cilindre hidràulic, és de 110 bar, regulables amb el regulador de pressió (de 0-120 bar).

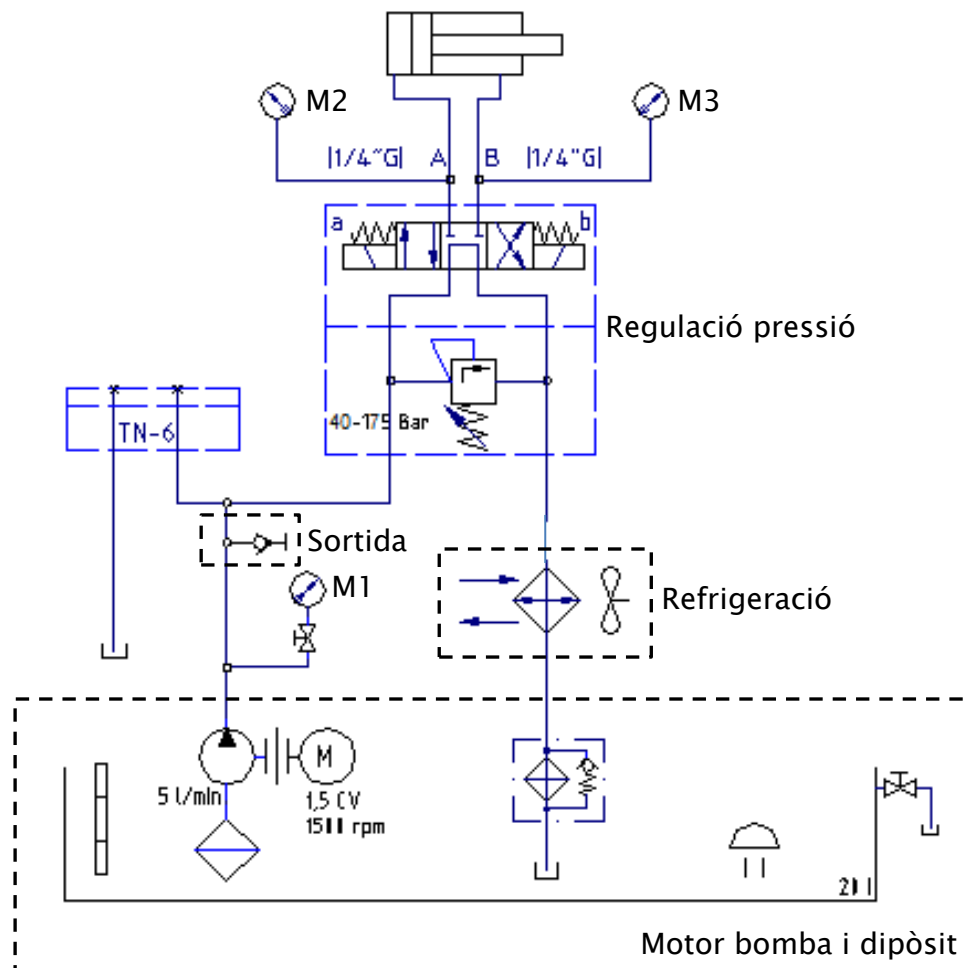


Figura 83: Esquema hidràulic

Tot el grup hidràulic és de la marca Roquet i té com a referència CR10498, aquest està format per els següents components:

- Un motor elèctric de 1,5 CV a 1500 rpm (400V)
- Bomba d'engrenatges amb referència 1L05DE10R i un cabal màxim de 5 litres/minut
- Vàlvula reguladora de pressió
- Electrovàlvules
- Cilindre hidràulic
- Dipòsit (bomba inclosa)
- Tubs
- Manòmetre digital



Figura 84: Grup hidràulic

C.4.1.1 Bomba hidràulica

La bomba hidràulica, la qual va incorporada en el grup hidràulic, és una bomba d'engrenatges de la marca Roquet, amb referència comercial 1L05DE10R. Aquesta bomba pot oferir un cabal de 5 litres/min.

A la *Figura 85*, es pot veure la nomenclatura de la bomba, mentres a la *Figura 86* es mostren les especificacions tècniques.

NOMENCLATURA DE REFERENCIA										CODING SYSTEM									
1	LO	3	D	J	27	R	V	2	*										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10										

1	Tipo Type
1	Sin polea - Without pulley
2	Con polea - With pulley

2	Modelo Model
LO	Simple - Single
LQ	Múltiple - Multiple banked / LO+LO
LP	Múltiple - Multiple banked / LO+M

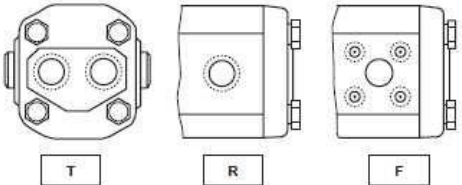
3	Caudal bomba a 1500 RPM a 0 bar Pump flow rate at 1500 RPM at 0 bar
	Ver hoja técnica See technical data

4	Sentido giro Rotation
D	Derecha - Clockwise
I	Izquierda - Counterclockwise
R	Reversible - Reversible

5	Forma eje motriz Driving shaft form
	B - C - E - J - Z - H

5	Tipo polea Pulley type
	P - R

6	Tipo tapa Fixing flange
	01 - 09 - 10 - 22 - 27

7	Formas conexión tomas Port connection form
	

8	Variantes con válvulas Alternatives with valves
V	Válvula limitadora - Relief valve
VA	Válvula antirretorno - Check valve

9	Presión de taraje Pressure setting
11	5 - 80 bar
12	80 - 175 bar
13	175 - 250 bar

10	Datos adicionales Additional data
-----------	---

Figura 85: Nomenclatura bomba hidràulica

Datos técnicos Technical data						
Caudal bomba Pump Flow rate	(L/min.) 1500 R.P.M.	1,5	3	5	7,5	10
Cilindrada Displacement	cm ³ /v cc/r	1	2	3,3	5	6,6
Presión máx. continuada en Cont. max. pressure	bar	275		240	185	135
Presión máx. inter 5 seg. máx. Intermittent max. pressure	bar	300		275	200	150
R.P.M. a presión continua R.P.M. at cont. pressure		5.000		4.000	3.000	
R.P.M. máximas Max. R.P.M.		6.000		5.000	4.000	3.000
Mínimas R.P.M. según presión Min. R.P.M. at given pressures	100 bar	1.000		750	500	
	175 bar	1.500	1.250		1.000	—
	250 bar	2.000	1.750	1.500	—	—
	300 bar	3.000	2.000	—	—	—
Aceite recomendado Fluid to be used	ISO 6743 tipo HM, HV ó HG					
Viscosidad Viscosity range	ISO 3448 cat. VG32-VG46					
Grado de limpieza del aceite Recommended fluid cleanliness	19/16 s/. ISO 4406 ó RP70H					
Temperatura de trabajo Working temperature	-20°C... +80°C -70°F... +175°F					
Depresión máximo en aspiración Max. suction depression	≤ 0'3 bar					

Figura 86: Especificacions tècniques bomba hidràulica

C.4.1.2 Cilindre hidràulic

El cilindre hidràulic, és l'encarregat de convertir la pressió que li subministra la bomba hidràulica en força. Aquest és de la marca Roquet, amb referència comercial 6719000. A la Figura 87, es mostra el seu plànol.

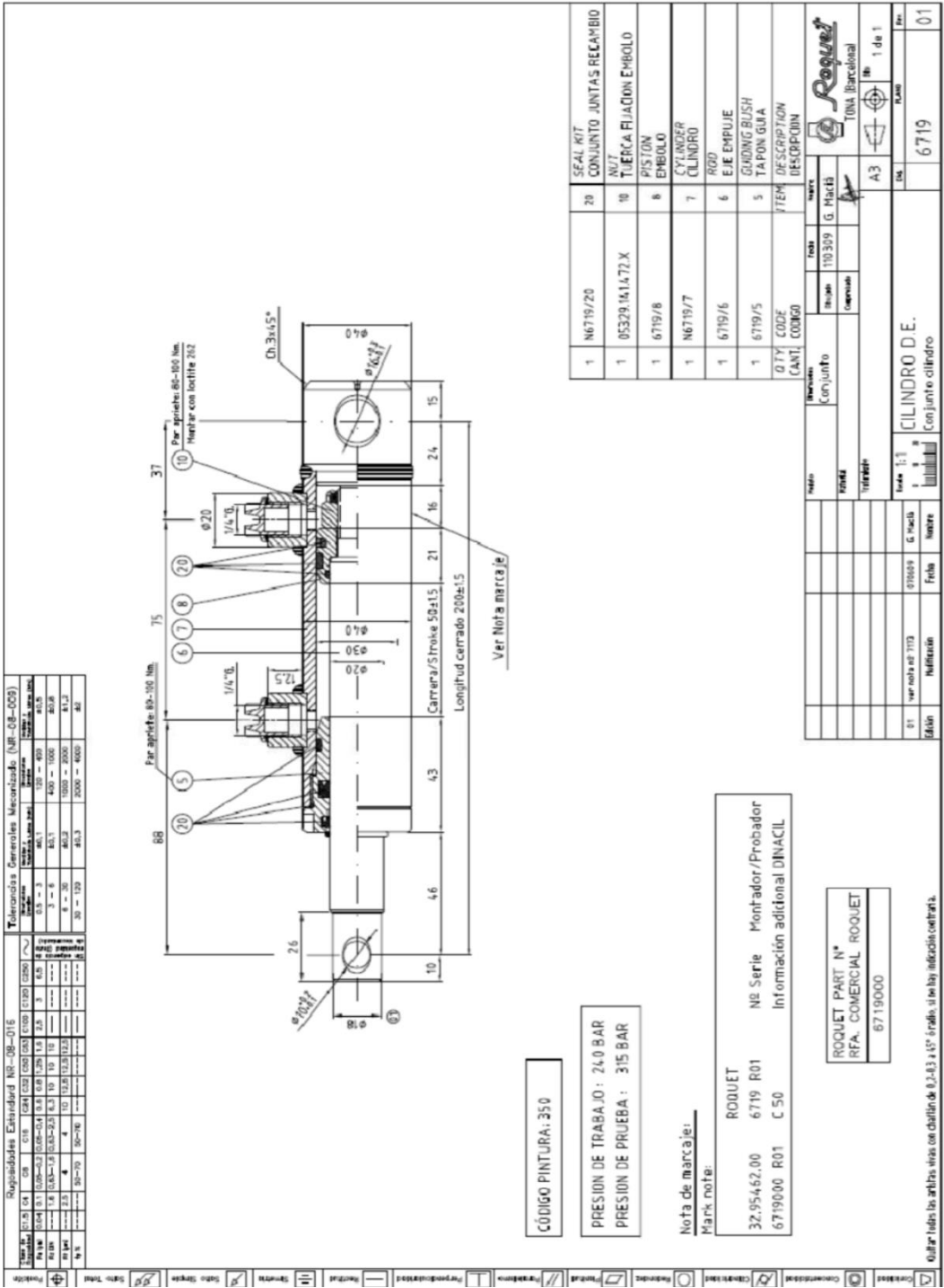


Figura 87: Plànol cilindre hidràulic

C.4.1.3 Electroválvula

L'electrovàlvula és l'encarregada de seleccionar el sentit de moviment del cilindre hidràulic, com els altre elements hidràulics, és de la marca Roquet, referència comercial 5EVP3D1C02D24. Tal com es mostra a la *Figura 88*, aquesta té tres posicions:

- Posició central: és la posició de repòs.
- Posició esquerra: fa passar l'oli del port P al port A.
- Posició dreta: fa passar l'oli del port P al port B.

Les dues últimes posicions esmentades, són les que s'utilitzen per fer que el cilindre es desplaci en un sentit o un altre. L'oli sobrant que ja ha estat al cilindre, retornarà al dipòsit pel port T. Per tal de no escalfar més el sistema, la vàlvula seleccionada és del tipus centre obert.



Referencia TN-6 Reference NG-6								
5EV	P	◆	D	■	C B	02	R D	*

Referencia TN-10 Reference NG-10								
2EV	P	◆	D	■	C B	03	R C	*

Dos posibles accionamientos
Two kind of drive:
- 2EV Accionamiento eléctrico
 Electric drive

*** Tension y frecuencia**
Voltage & frequency
AC = 24V - 48V - 110V - 220V (50Hz)
 24V - 48V - 115V - 230V (60Hz)
DC = 12V - 24V - 48V

Vias / Ways
C = 4
B = 3

Tipo corriente / Current type
D = Continua / *Direct*
R = Alterna / *Alternative*

Datos técnicos hidráulicos / Hydraulic technical data	
Presión máxima de trabajo / <i>Max. working pressure</i>	350 bar
Caudal nominal TN-6 / <i>Nominal flow rate NG-6</i> CETOP 3	80 l/min.
Caudal nominal TN-10 / <i>Nominal flow rate NG-10</i> CETOP 5	100 l/min.
Voltage / <i>Voltage</i>	DC o AC

Sistemas de control Control systems	
◆ 1	Dos posiciones un electroimán. (Solo formas 7-8 y 17-18) <i>Two positions one solenoid.</i> (Forms 7-8 & 17-18)
2	Dos posiciones dos electroimanes. <i>Two positions two solenoids.</i>
● 3	Tres posiciones dos electroimanes. <i>Three positions two solenoids.</i>
● 12	Dos posiciones central y extrema (A). <i>Two positions neutral & end one (A).</i>
● 13	Dos posiciones central y extrema (B). <i>Two positions neutral & end one (B).</i>
14	Dos posiciones extrema y central (A). <i>Two positions end & neutral (A).</i>
● 29	Dos posiciones extremas con anclaje mecánico. <i>Two positions with detent.</i>

Forma Type	(A) Símbolo Symbol	(B)
1		
2		
3		
4		
5		
6		
13		
2		
2		
4		
7		
8		
17		
18		

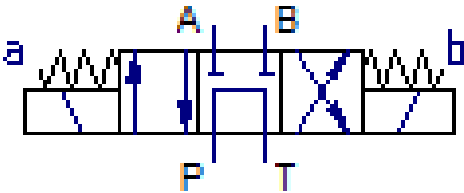


Figura 88: Electroválvula

C.4.1.4 Manòmetre digital

El manòmetre digital, és l'encarregat de marcar la pressió que s'ha regulat amb el regulador de pressió, que és la pressió que arriba al cilindre hidràulic. Aquest manòmetre és de la casa WIKA, en concret és el model PSD-30.

A continuació es mostren les seves característiques.

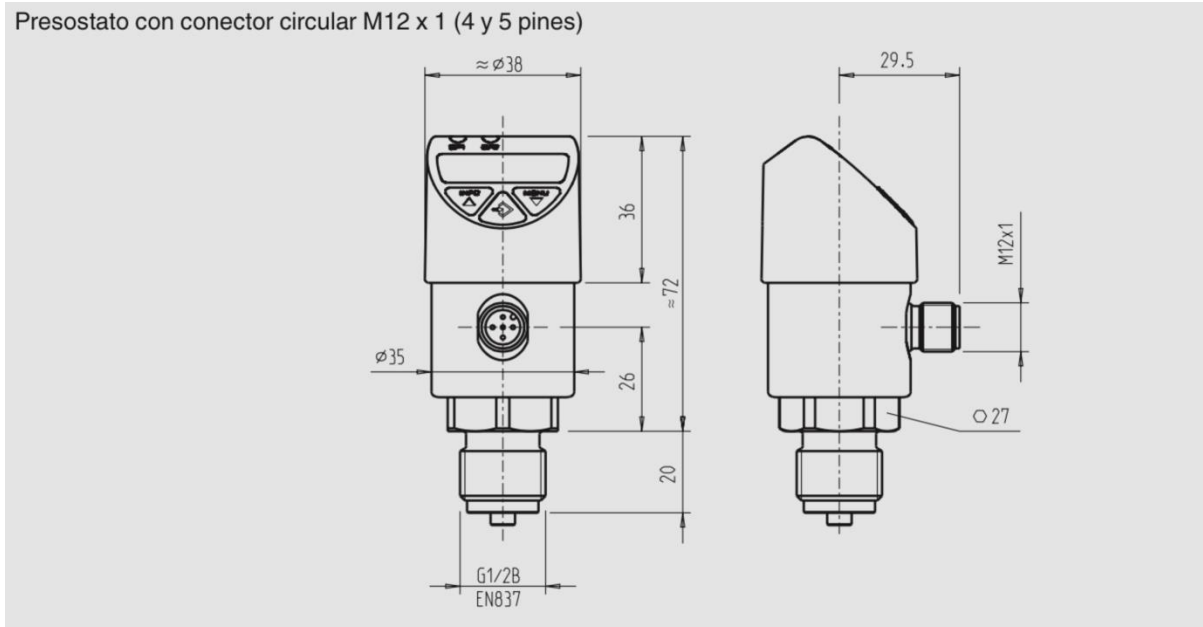


Figura 89: Plànol manòmetre

Les característiques més importants del manòmetre que està instal·lat a la màquina són les següents:

- Rang de treball de 0 – 250 bar.
- Límit de la pressió de sobrecàrrega del doble.
- Precisió de com a màxim $\pm 1\%$ del span.
- Rang de temperatura de treball de -20 a +85°C.

Instrumentación de presión electrónica

Presostato electrónico con indicación

Modelo PSD-30, versión estándar

Modelo PSD-31, con membrana aflorante

Hoja técnica WIKA PE 81.67



Aplicaciones

- Máquinas-herramienta
- Hidráulica y neumática
- Bombas y compresores
- Construcción de máquinas

Características

- Display robusto de fácil lectura
- Manejo fácil y rápido
- Adaptación fácil a las condiciones más variadas



Presostato electrónico, modelo PSD-30

Descripción

Galardonado por su diseño y funcionalidad

Gracias al diseño bien logrado y las funciones excelentes de la gama de interruptores WIKA, el presostato PSD-30 ha obtenido el premio "iF product design award 2009".

El indicador LED de grandes dimensiones y una altura de cifras de 9 mm y es levemente inclinado para permitir la lectura de la presión desde largas distancias. La utilización de una pantalla de 14 segmentos garantiza una buena presentación y legibilidad de las letras.

El menú de 3 teclas permite un manejo fácil y autoexplicativo sin accesorios. La estructura del menú es conforme a los estándares actuales de la Asociación Alemana de Fabricantes de Maquinaria y Plantas Industriales VDMA.

El objetivo de la hoja normativa VDMA para sensores de fluido (24574-1, parte 1 presostatos) es de facilitar la utilización de presostatos normalizando la estructura del menú y el indicador.

Las teclas de control tienen el tamaño máximo y están colocadas ergonómicamente para poder efectuar los ajustes de forma rápida y simple. La reacción táctil facilita el control sin accesorios.

Instalación individual

El PSD-30 y el PSD-31 pueden adaptarse a cualquier situación de montaje. Dado que la pantalla y la caja pueden girarse más de 300°, el indicador puede orientarse independientemente de la conexión eléctrica. Por eso, es posible orientar el indicador en dirección del operador y posicionar la conexión M12 x 1 según el guiado de cable deseado.

Alta calidad

Durante el desarrollo de la gama de interruptores de WIKA se ha otorgado gran importancia a la construcción robusta y a materiales aptos para la construcción mecánica. Por este motivo, la caja y la rosca del conector eléctrico son de acero inoxidable. Resulta casi imposible forzar o romper el conector.

IO-Link

Mediante la señal de salida opcional hacia el estándar de comunicación IO-Link, el PSD-30 y PSD-31 permite una integración rápida en sistemas de automatización modernos. IO-Link proporciona una instalación y configuración aún más rápidas, así como una mayor funcionalidad del PSD-30 y PSD-31.

Hoja técnica WIKA PE 81.67 · 01/2014

Página 1 de 7

Hojas técnicas de productos similares:
 Termostato electrónico con indicación; modelo TSD-30; véase hoja técnica TE 67.03
 Interruptor electrónico de nivel de llenado con indicación; modelo LSD-30; véase hoja técnica LM 40.01



Rangos de medida

Presión relativa							
bar	0 ... 1 ¹⁾	0 ... 1,6 ¹⁾	0 ... 2,5	0 ... 4	0 ... 6	0 ... 10	0 ... 16
	0 ... 40	0 ... 60	0 ... 100	0 ... 160	0 ... 250	0 ... 400	0 ... 600
psi	0 ... 15 ¹⁾	0 ... 25 ¹⁾	0 ... 30 ¹⁾	0 ... 50	0 ... 100	0 ... 160	0 ... 200
	0 ... 500	0 ... 1.000	0 ... 1.500	0 ... 2.000	0 ... 3.000	0 ... 5.000	0 ... 8.000

Presión absoluta							
bar	0 ... 1 ¹⁾	0 ... 1,6 ¹⁾	0 ... 2,5	0 ... 4	0 ... 6	0 ... 10	0 ... 16
psi	0 ... 15 ¹⁾	0 ... 25 ¹⁾	0 ... 30 ¹⁾	0 ... 50	0 ... 100	0 ... 160	0 ... 200

Rango de medida de vacío y +/-							
bar	-1 ... 0 ¹⁾	-1 ... +0,6 ¹⁾	-1 ... +1,5	-1 ... +3	-1 ... +5	-1 ... +9	-1 ... +15
psi	-14,5 ... 0 ¹⁾	-14,5 ... +15 ¹⁾	-14,5 ... +30	-14,5 ... +50	-14,5 ... +100	-14,5 ... +160	-14,5 ... +200

1) No disponible para PSD-31.

Límite de presión de sobrecarga

Doble

1,7 veces para los rangos de medida de presión relativa de 160 psi, 1.000 psi y 1.500 psi

Indicador

LCD de 14 segmentos, rojo, de 4 dígitos, altura de las cifras 9 mm

La visualización puede girarse electrónicamente a 180°

Actualización (ajustable): 100, 200, 500 o 1.000 ms

Señales de salida

Salida de conexión		Señal analógica
SP1	SP2	
PNP	-	4 ... 20 mA (3 conductores)
PNP	-	DC 0 ... 10 V (3 conductores)
PNP	PNP	-
PNP	PNP	4 ... 20 mA (3 conductores)
PNP	PNP	DC 0 ... 10 V (3 conductores)

Opcionalmente también disponible con salida de conexión NPN en lugar de PNP.

IO-Link, revisión 1.0 (opcional)

El IO-Link está disponible para todas las señales de salida. En la opción IO-Link, la salida de conexión 1 es siempre PNP.

Ajuste del desplazamiento del punto de cero

máx. 3 % del span

Umbral de conexión

Los puntos de conmutación 1 y 2 pueden ajustarse individualmente.

Funciones de conmutación

Contacto normalmente abierto - cerrado, ventana, histéresis. Ajustable libremente.

Tensión de conmutación

Alimentación auxiliar - 1 V

Corriente de conmutación

- sin IO-Link: máx. 250 mA
- con IO-Link: SP1 máx. 100 mA
SP2 máx. 250 mA

Tiempo de establecimiento

Señal analógica: 3 ms
Salida de conexión: ≤ 10 ms

Carga

Señal analógica de 4 ... 20 mA: ≤ 0,5 kΩ
Señal analógica DC 0 ... 10 V: > 10 kΩ

Duración

100 millones de conmutaciones

Alimentación de corriente

Alimentación auxiliar

DC 15 ... 35 V

Consumo de electricidad

Salidas de conexión con

- Señal analógica de 4 ... 20 mA: 70 mA
- Señal analógica DC 0 ... 10 V: 45 mA
- sin señal analógica: 45 mA

La opción IO-Link condiciona un consumo de energía diferente

Alimentación de corriente eléctrica total

- sin IO-Link: máx. 600 mA inclusive corriente de conmutación
- con IO-Link: máx. 450 mA inclusive corriente de conmutación

Datos de precisión

Exactitud, señal analógica

$\leq \pm 1,0$ % del span

Incluye alinealidad, histéresis, error punto cero y valor final (corresponde a desviación de valor de medida según IEC 61298-2). Calibrado en posición vertical con la conexión a presión hacia abajo.

Alinealidad: $\leq 0,5$ % del span (BFSL, IEC 61298-2)
Deriva a largo plazo: $\leq 0,2$ % del span (IEC 61298-2)

Exactitud, salida de conexión

Precisión del punto de conmutación: $\leq \pm 1$ % del span
Precisión de ajuste: $\leq \pm 0,5$ % del span

Indicador

$\leq \pm 1,0$ % del span ± 1 dígito

Error de temperatura en el rango de temperatura nominal

- típico: $\leq \pm 1,0$ % del span
- máximo: $\leq \pm 2,5$ % del span

Coefficientes de temperatura en el rango de temperatura nominal

CT medio del punto cero: $\leq \pm 0,2$ % del span/10 K (típico)
CT medio del span: $\leq \pm 0,1$ % del span/10 K (típico)

Condiciones de referencia

Temperatura: 15 ... 25 °C
Presión atmosférica: 950 ... 1.050 mbar
Humedad atmosférica: 45 ... 75 % relativa
Posición nominal: Conexión a proceso inferior
Alimentación auxiliar: DC 24 V
Carga: véase señales de salida

Condiciones de utilización

Rangos de temperatura admisibles

Medio: -20 ... +85 °C
Ambiente: -20 ... +80 °C
Almacenamiento: -20 ... +80 °C
Temperatura nominal: 0 ... 80 °C

Humedad del aire

45 ... 75 % h.r.

Resistencia a la vibración

10 g (IEC 60068-2-27, con resonancia)

Resistencia a choques

50 g (IEC 60068-2-6, mecánica)

Duración, mecánica

10 millones cambios de carga

Tipo de protección

IP 65 y IP 67

Los tipos de protección indicados (según IEC 60529) sólo son válidos en estado conectado con conectores según el modo de protección correspondiente.

Posición de montaje

cualquiera

Materiales

Piezas en contacto con el medio

Conexión a proceso: Acero inoxidable 316L
Sensor de presión: < 9,8 bar: acero inoxidable 316L
> 9,8 bar: acero inoxidable 13-8 PH

Piezas sin contacto con el medio

Caja: Acero inoxidable 304
Teclado: TPE-E
Cristal de la pantalla: PC
Cabezal indicador: Combinación de PC+ABS

C.4.1.5 Dipòsit

El dipòsit és de xapa d'acer, amb una capacitat de 20 litres d'oli.

L'oli que s'utilitza és el recomanat pel fabricant del grup hidràulic. Així doncs, l'oli serà un ATF amb un índex de viscositat de 46 Cst fins a 64'7 Cst, a una temperatura de 38°C. L'oli seleccionat dels recomanats pel fabricant serà de la marca Shell i el producte serà el "Shell Spirax S2 ATF AX".

A més a més, el dipòsit porta un dispositiu de control del nivell d'oli, amb termòmetre (*Figura 90*).



Figura 90: Control oli

C.4.1.6 Refrigeració

La temperatura de treball de la bomba és aproximadament entre -20°C i 60°C . En la màquina que ens ocupa, la temperatura aproximada de treball és de 45°C controlada gràcies al sistema de refrigeració integrat en el propi banc d'assaig.

Aquest sistema està compost per un radiador (*Figura 91*), i un petit ventilador que refrigeren l'oli, (*Figura 92*).



Figura 91: Radiador oli



Figura 92: Ventilador