

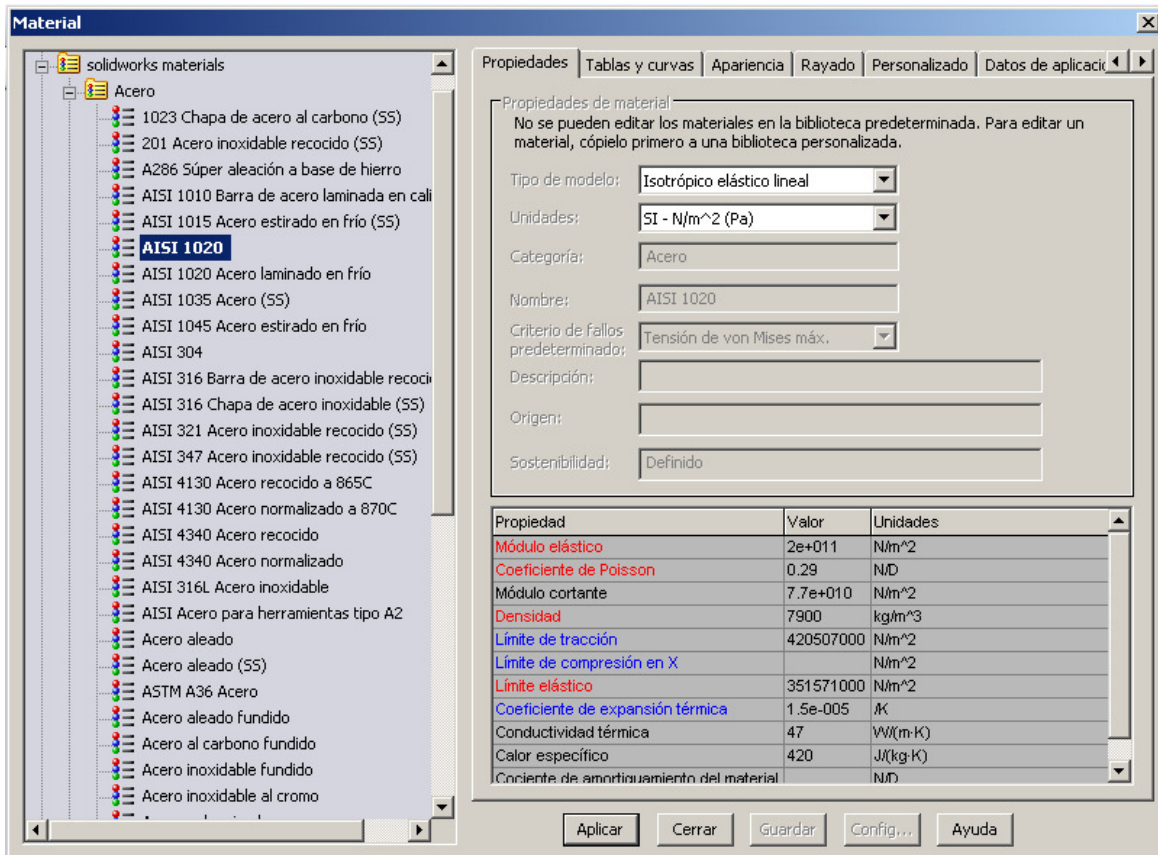
Re disseny i optimització d'una màquina tèxtil

ÍNDEX ANNEX

Índex memòria.....	1
Capítol 1: Estudi de simulació.....	2

CAPÍTOL 1: ESTUDI DE SIMULACIÓ

Per a la realització de l'estudi de simulació s'ha considerat que l'esquadra està feta d'acer AISI 1020, un acer al carboni amb unes propietats estàndards en aquests tipus d'acers.



En

Figura 1. Propietats del SolidWorks de l'acer AISI 1020

quan a la simulació física s'ha considerat que totes les peces estan unides entre elles rígidament per simular la soldadura entre elles i s'ha aplicat un *contacte rígid*. Seguidament s'ha aplicat una *subjecció fixe* en els diferents taladres de la part superior de l'esquadra, on aquesta s'uneix al sostre de la carda.

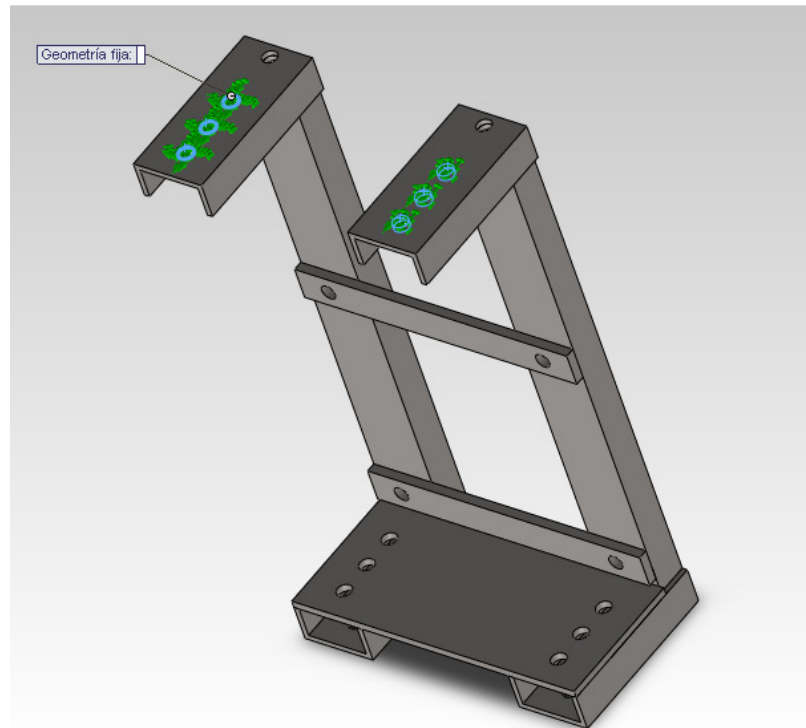


Figura 2. Punts de subjecció de l'esquadra

Per representar el pes de la caixa junt amb el bloc disgregador i tots els seus components, junt amb les politges, s'ha aplicat una força de 100 Newtons equivalent a uns 10 quilograms que representen el pes total. Aquesta força s'aplica a la base de l'esquadra on va collada la caixa.

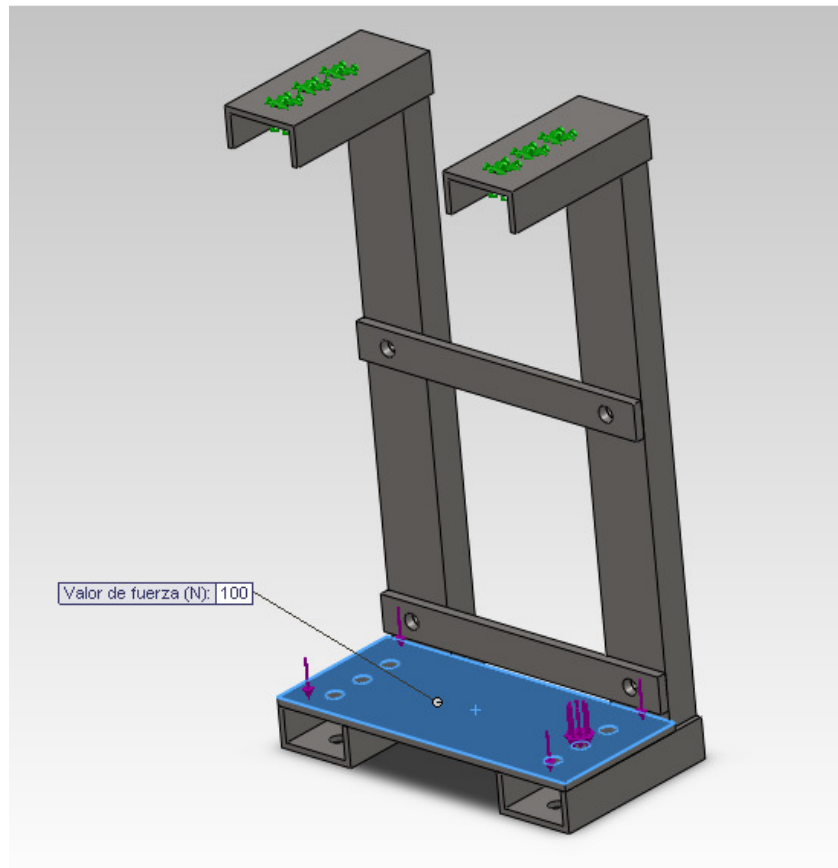


Figura 3. *Força aplicada a la base de l'esquadra*

A continuació, és defineix el mallat per poder aplicar el mètode dels elements finits per a l'estudi de les tensions i deformacions de la peça. Ja que la peça no té gaire complexitat, s'ha aplicat la malla més fina per defecte ja que es considera que els valors obtinguts no difereixen molt dels reals, tot això degut a que no és un peça que estigui molt sol·licitada mecànicament.

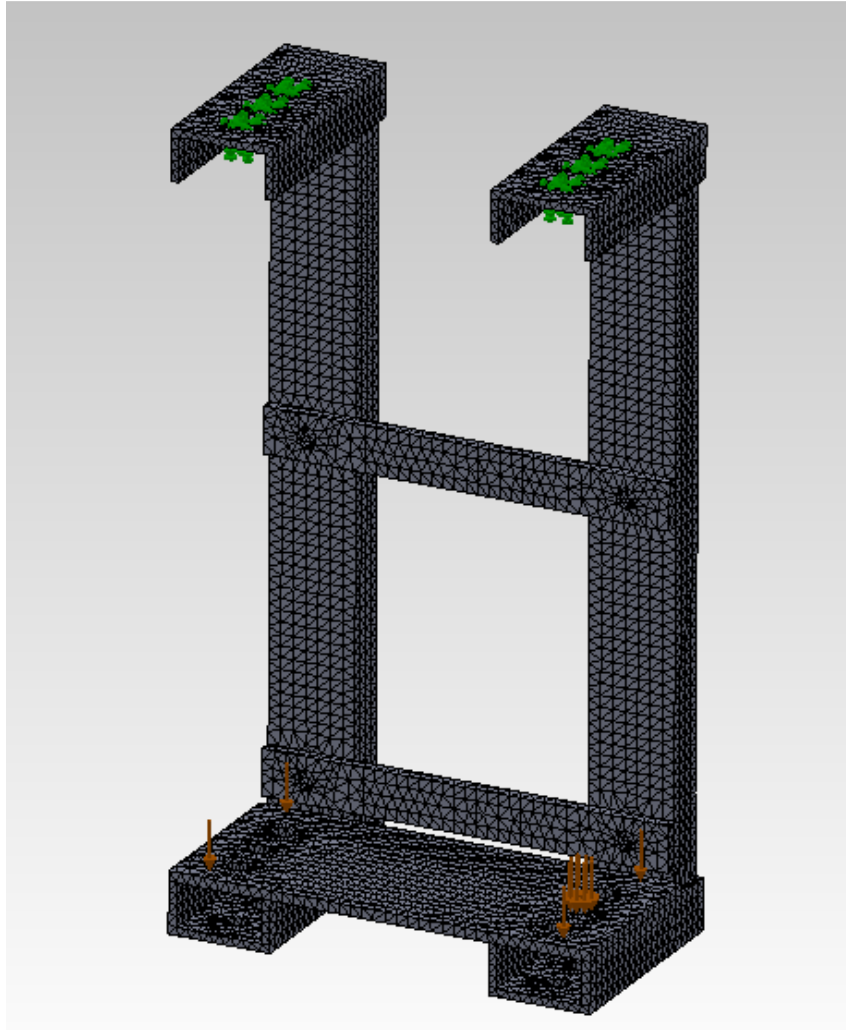


Figura 4. *Mallat de l'esquadra*

Un cop definits tots els paràmetres de l'estudi s'ha executat un estudi estàtic per trobar les tensions de Von-Misses de la peça per trobar la part més sol·licitada, i també per trobar els desplaçaments de la peça per determinar si es acceptable o no la deformació produïda.

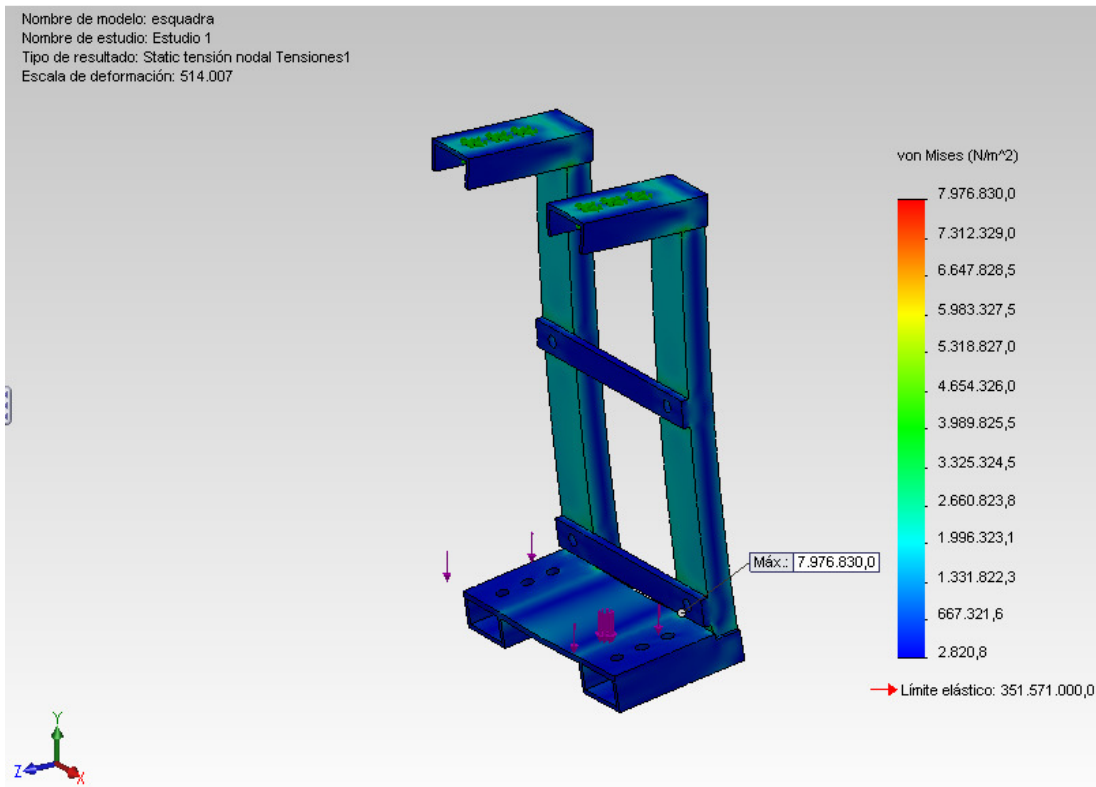


Figura 5. Tensions de Von-Misses

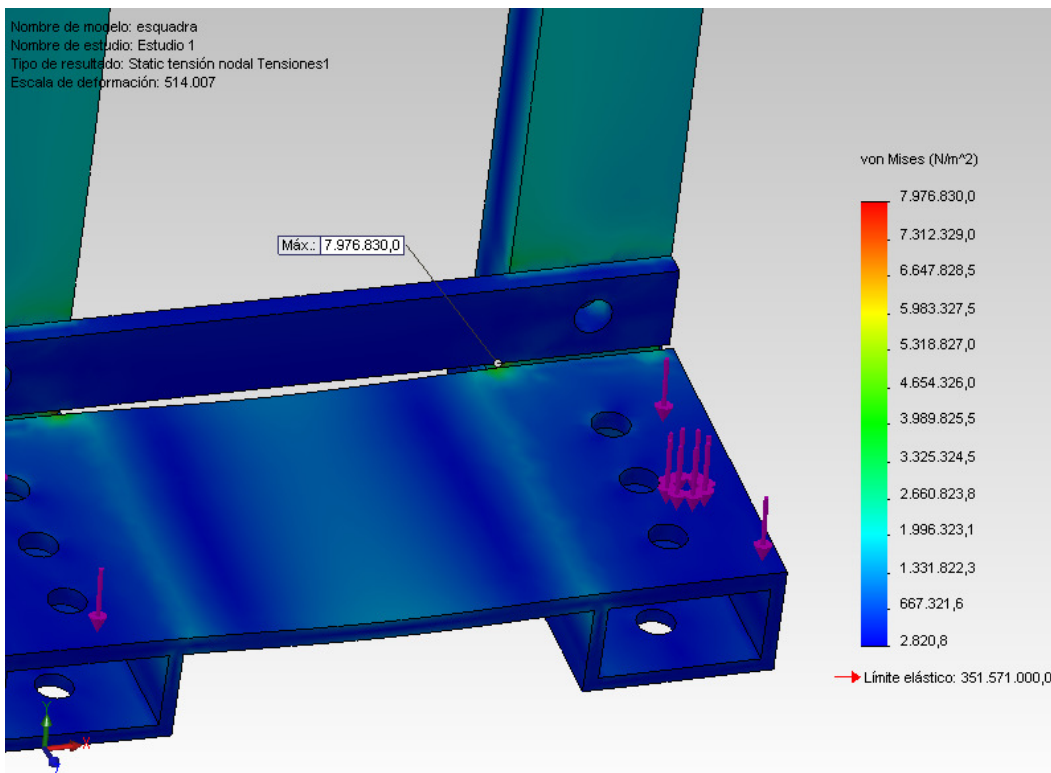


Figura 6. Tensió màxima de Von-Misses

El traçat de les tensions de Von-Misses segons les condicions definides, ens mostra que la part més sol·licitada està en l'unió entre la base i els nervis. Tot i així, aquest punt està sotmès a una tensió de 7,976 MPa lo qual comparat amb el límit elàstic del material de 351,571 MPa és molt poc. Això ens indica que l'esquadra sotmesa a aquest pes, no patirà deformacions plàstiques ni ruptura degut als esforços als quals està sotmesa.

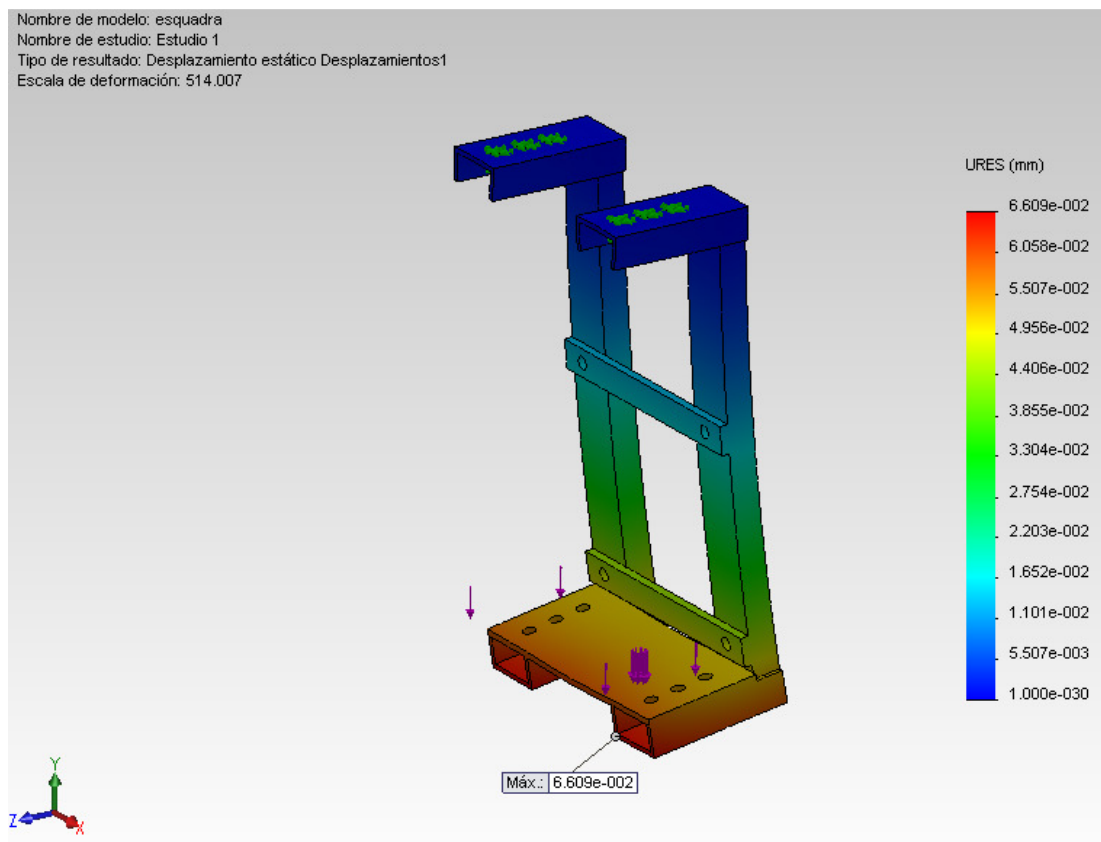


Figura 7. Desplaçaments

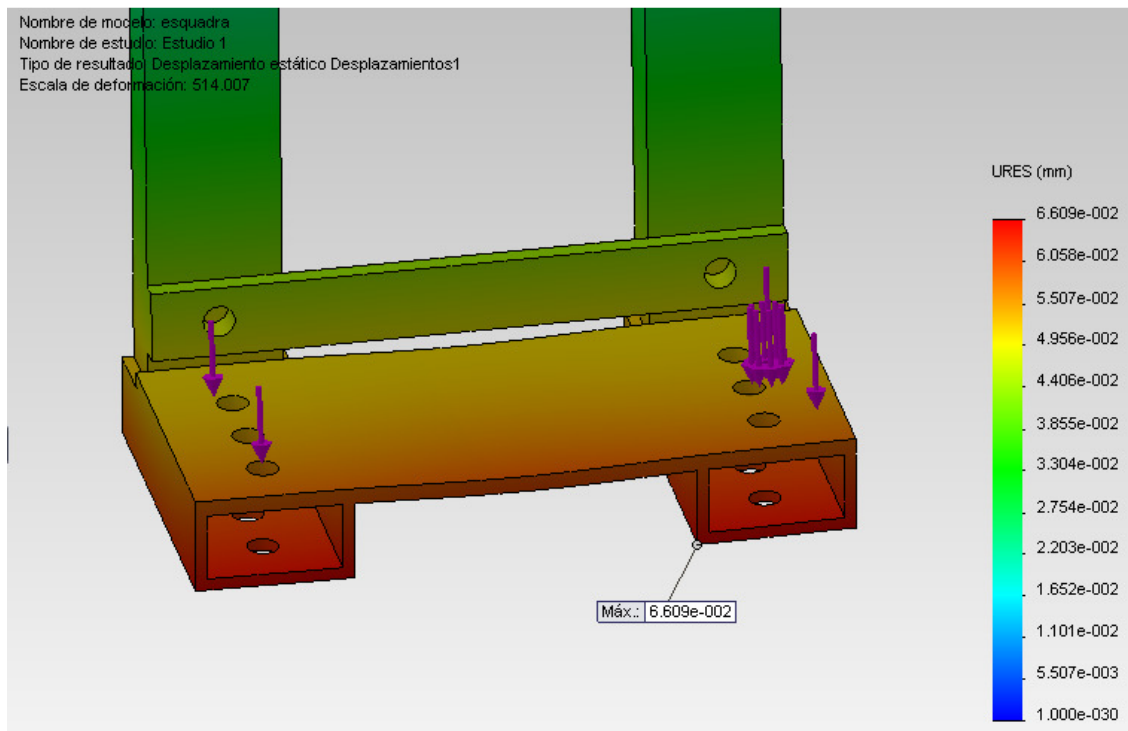


Figura 8. Màxim desplaçament

Aquest altre traçat, ens mostra els desplaçaments produïts per la càrrega. El punt amb un desplaçament major és la part de la base més allunyada dels nervis d'unió de l'esquadra. Aquest desplaçament no equival a una deformació permanent, ja que a partir del traçat de les tensions de Von-Misses sabem que la peça ni trenca ni pateix deformacions permanents. Per tant, aquesta deformació elàstica que es produeix no és permanent. Aquesta deformació és de 0,06609 mm, i a partir d'aquest valor, es pot dir que aquesta variació és acceptable, ja que aquesta petita desviació respecte l'angle recte de la base no repercutirà en el mal funcionament dels elements de transmissió, ja que al ser politges en contes d'engranatges, una petita desviació angular no produirà un desgast prematur, ni per exemple un excés de vibracions com el que es produiria entre una transmissió per engranatges.

A part de la realització d'un estudi estàtic de la peça, també es realitza un estudi de freqüències per determinar les freqüències a les quals l'esquadra entraria en ressonància, per poder evitar les revolucions per minut que ho produirien. Per executar aquest anàlisi s'utilitzen el mateix material, les

mateixes connexions i el mateix mallat, el que no s'utilitza en l'estudi de freqüència és la força aplicada del pes ja que no és necessari. Amb l'estudi es buscaran cinc modes diferents de vibració, a partir dels quals obtindrem la freqüència que produeix cada un dels diferents modes i un traçat dels desplaçaments produïts.

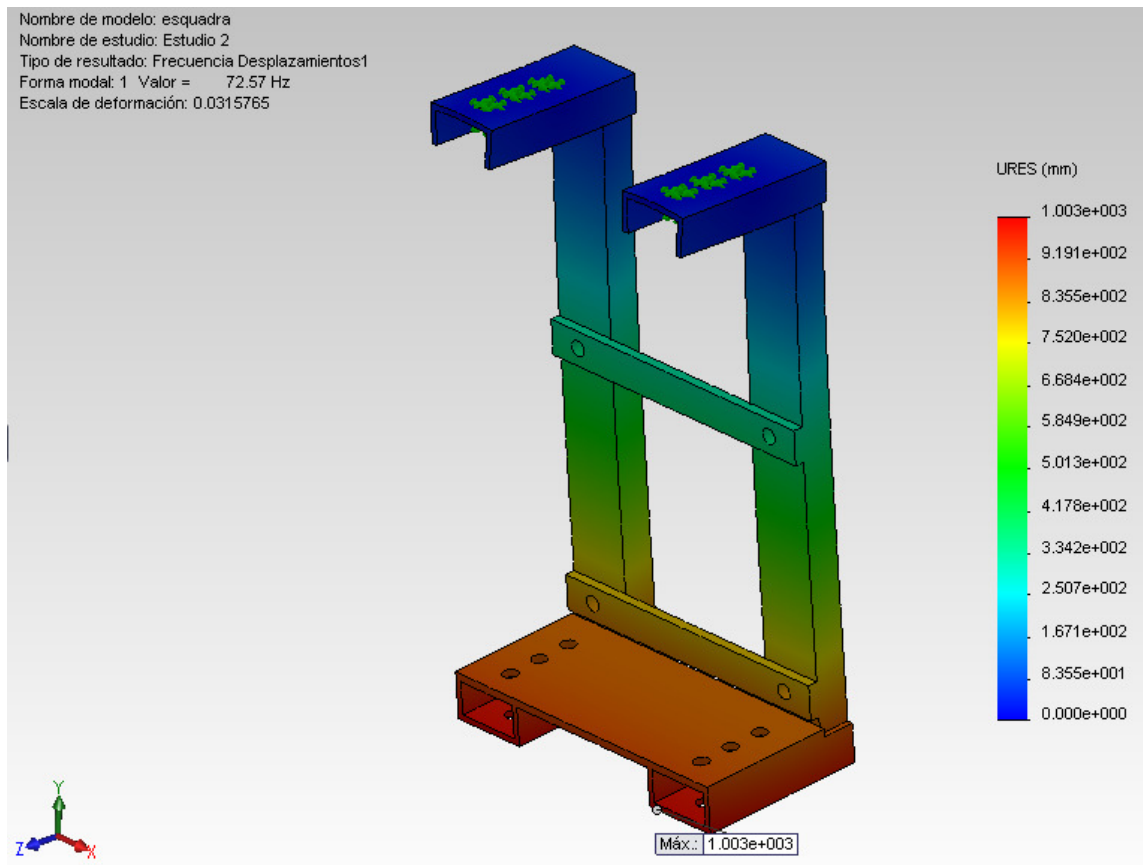


Figura 9. Desplaçaments primera forma modal

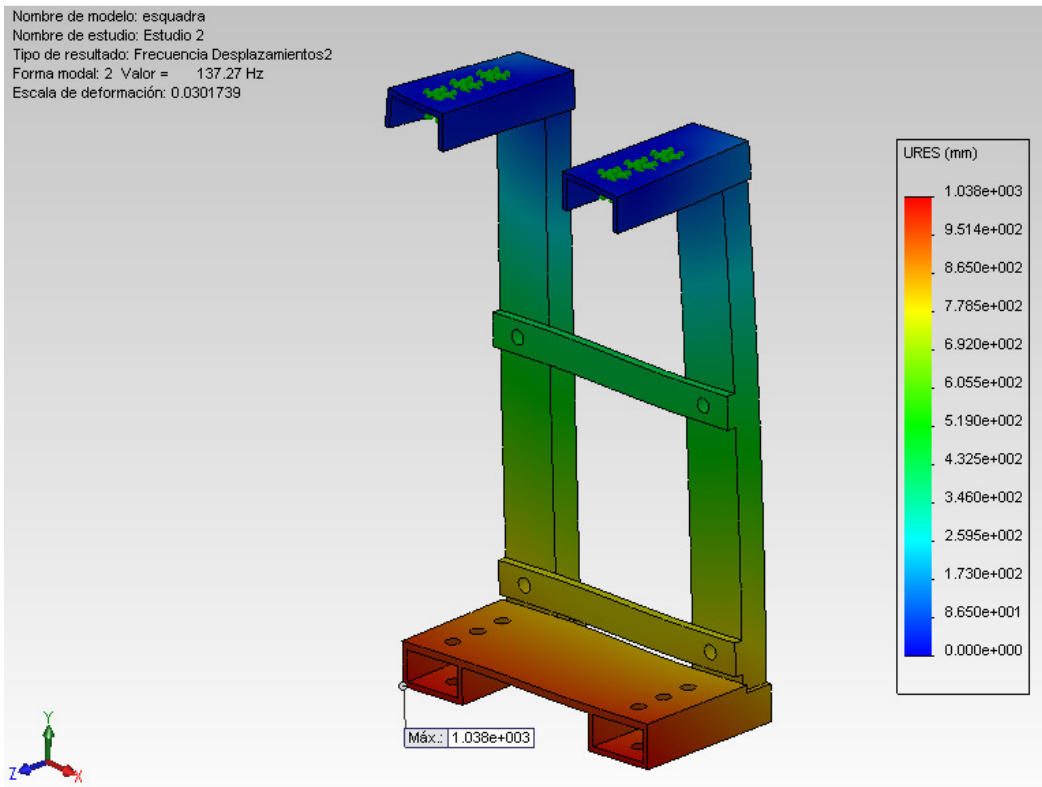


Figura 10. Desplaçaments segona forma modal

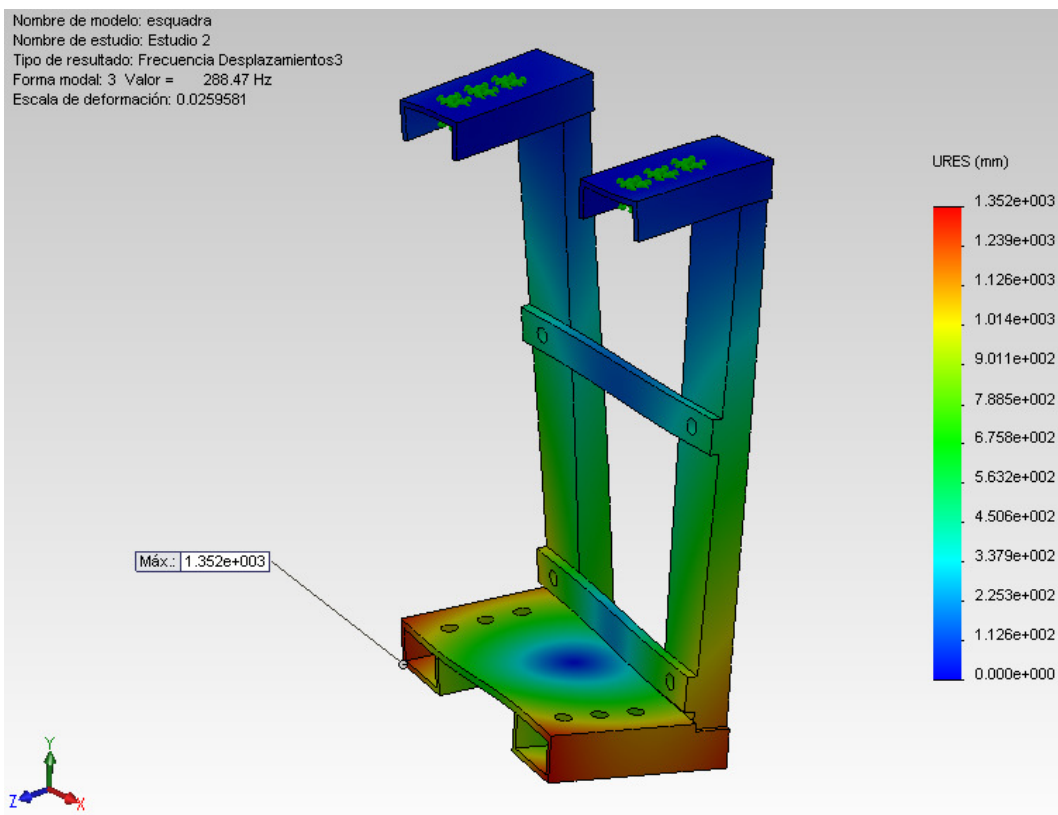


Figura 11. Desplaçaments tercera forma modal

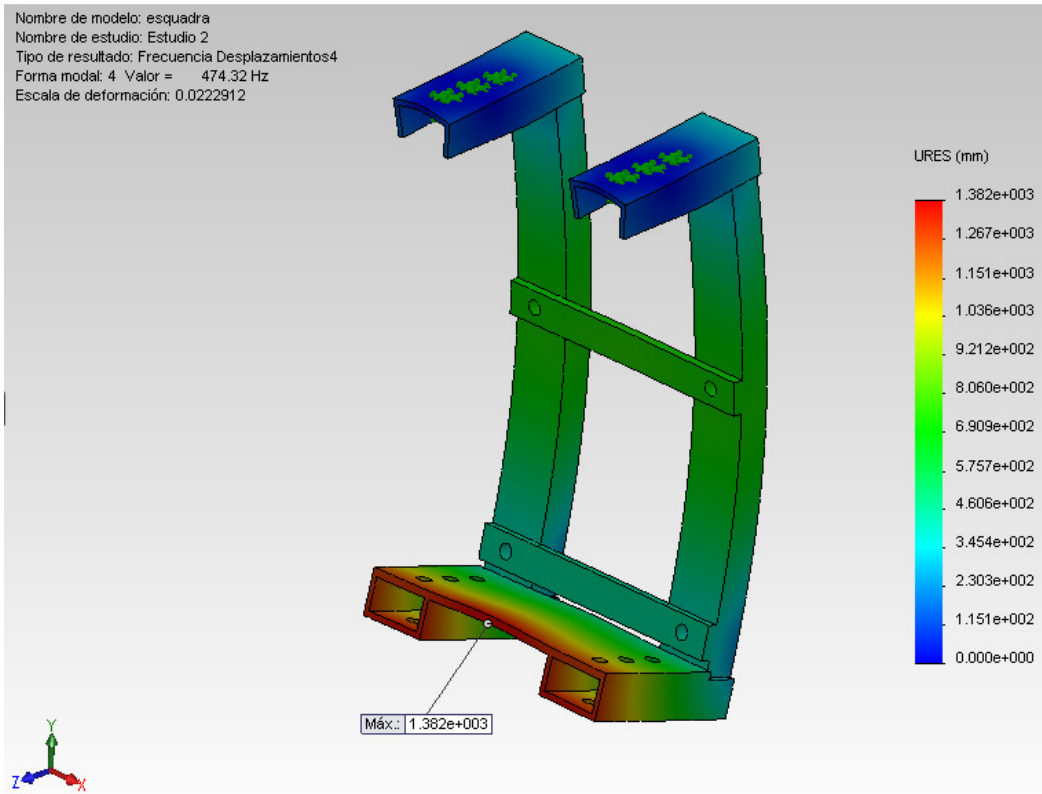


Figura 12. Desplaçaments quarta forma modal

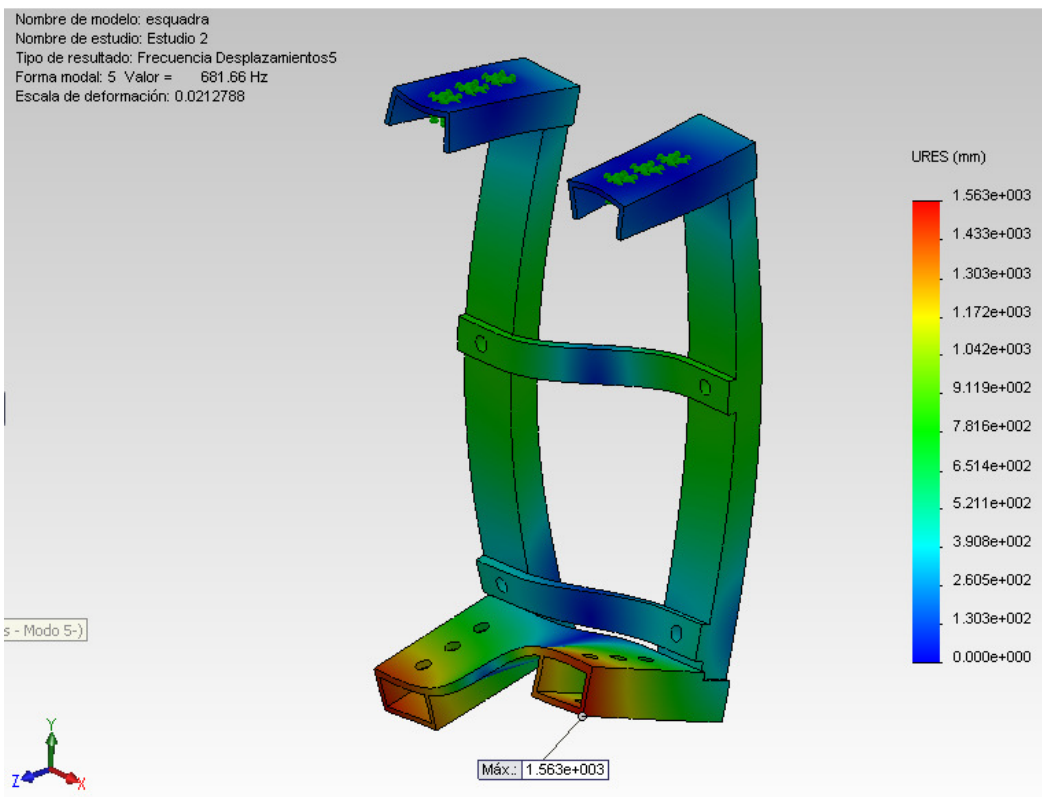


Figura 13. Desplaçaments cinquè forma modal

Els diferents modes de vibració estan produïts per diferents freqüències les quals són més grans a mesura que augmenta el mode de vibració. També a mesura que augmenta el grau de dificultat i complexitat de la vibració. En quan a les deformacions produïdes per cada un d'ells no hi ha molta diferència, sent la del primer mode de 0.00103 mm i la del cinquè de 0.001563 mm. Aquesta deformació produïda no és permanent i igual que en el cas de les deformacions en l'estudi estàtic, aquestes al ser menors afecten menys a tot el conjunt, per tant es poden acceptar aquestes deformacions sense comprometre la peça.

Taula 1. *Freqüències de ressonància*

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	455.97	72.57	0.01378
2	862.48	137.27	0.007285
3	1812.5	288.47	0.0034666
4	2980.2	474.32	0.0021083
5	4283	681.66	0.001467

En la taula següent, es mostren les freqüències que produeixen els diferents modes de vibració en diferents unitats, però per tenir una idea de les revolucions per minut necessàries per produir aquestes freqüències, la taula mostra l'equivalència entre Hz i rpm.

Taula 2. *Conversió unitats de les freqüències de ressonància*

Nº de mode	Freqüència (Hertz)	Freqüència (rpm)
1	72,57	4354,2
2	137,27	8236,2
3	288,47	17308,2
4	474,32	28459,2
5	681,66	40899,6

A partir dels estudis realitzats, podem veure que en el cas de l'estudi estàtic, la peça està sobredimensionada, però en el cas de l'estudi de freqüències veiem que la peça té carències de disseny ja que el primer mode de ressonància es produeix a una freqüència bastant baixa. Per tenir una orientació, dir que el disgregador ha de girar entre unes 6000 i 8000 rpm, per lo qual aquestes revolucions es trobarien entre la primera i la segona freqüència de ressonància. Per aquest motiu s'hauria de millorar el disseny per poder augmentar la freqüència a la que es produeix el primer mode o bé perquè el pas per les freqüències crítiques (entre 6000-9000 rpm) fos extremadament ràpid i el conjunt es situés allunyat d'elles amb una altra freqüència, però sense acostar-se al tercer o quart mode.

Per millorar l'esquadra, l'opció adoptada consisteix en col·locar unes plaquetes soldades als laterals de la pròpia esquadra, tal i com es mostra a la següent imatge. El material d'aquestes plaquetes és l'AISI 1020 igual que les altres peces que la formen.

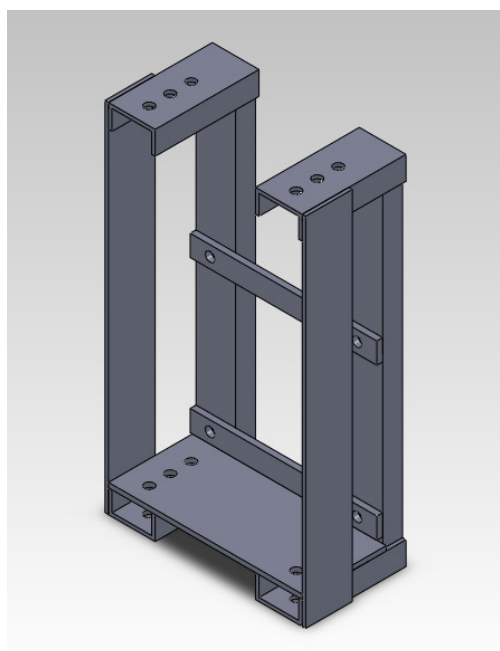


Figura 14. *Disseny millorat*

Un cop realitzada aquesta millora, en el conjunt de l'esquadra s'ha tornat a realitzar un estudi estàtic i un de freqüències per comprovar que el disseny compleix. Els paràmetres definits en l'estudi, tals com el material, les subjeccions, les connexions, les càrregues i el mallat, són els mateixos que s'han utilitzat en els estudis anteriors.

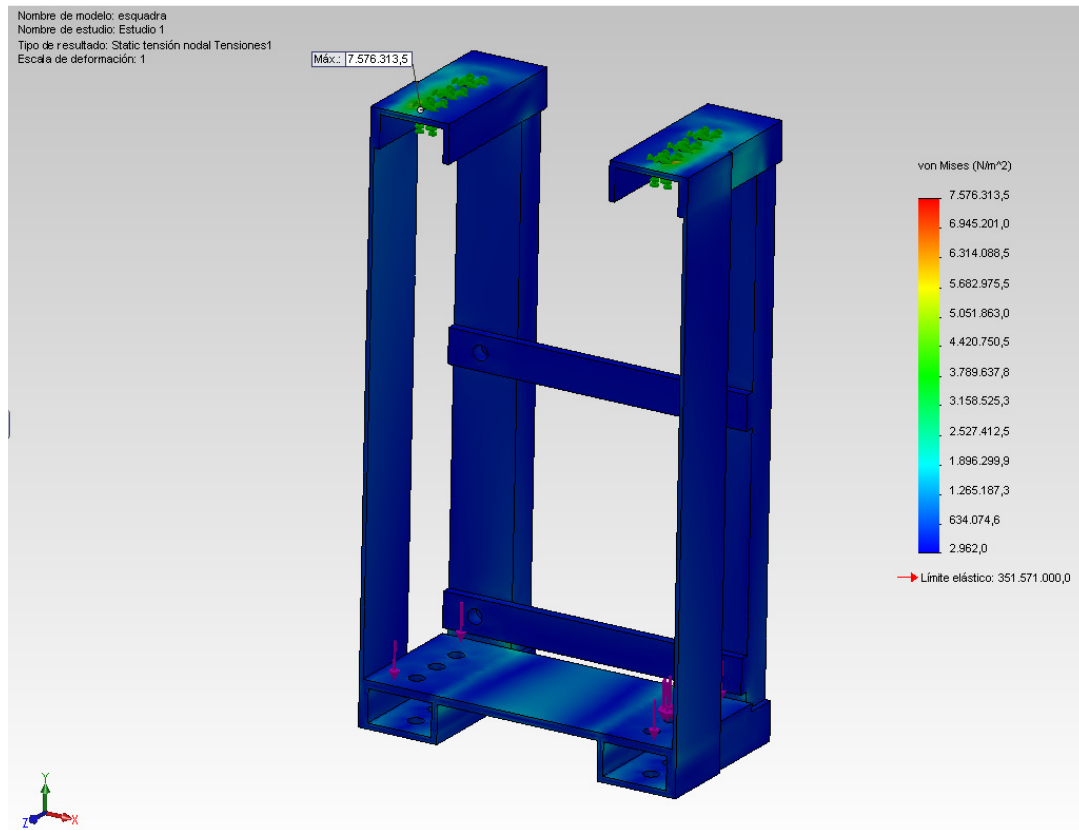


Figura 15. Tensions de Von-Misses

Aquest és l'estudi estàtic de l'esquadra amb les milleres incorporades. En aquest cas, es pot veure com les plaquetes adherides a l'esquadra contribueixen a reduir la tensió de Von-Misses de 7,976 a 7,576 lo qual no és una millora significativa del conjunt, el qual continua estant sobredimensionat en el cas estàtic.

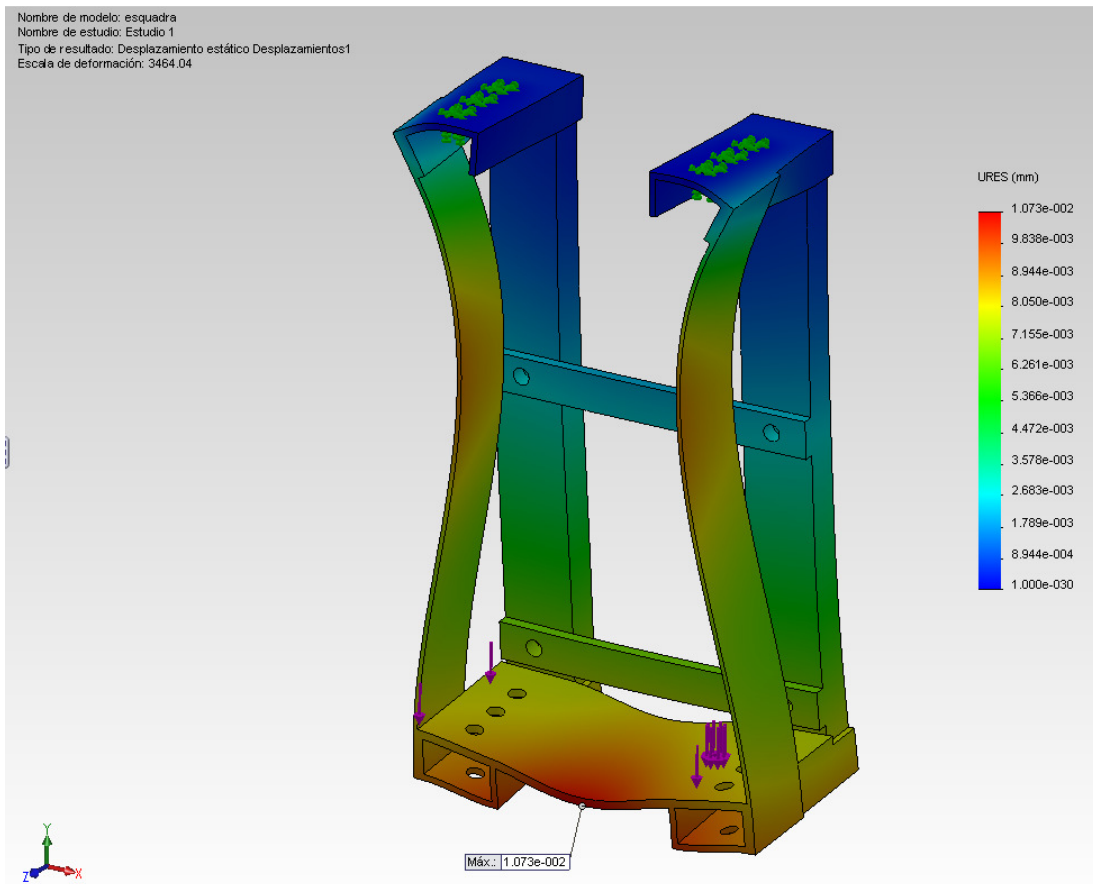


Figura 16. *Desplaçaments*

En el cas de les deformacions provocades en el cas estàtic, es pot veure com la deformació màxima es produeix en el lloc indicat en la foto. Aquesta és de 0.0107mm i ha millorat respecte els 0,06609mm que es produïen abans d'adherir les plaquetes laterals.

A continuació s'ha realitzat l'estudi de freqüències. En les següents taules es troben els valors de les diferents freqüències de ressonància i seguidament una taula amb l'equivalència entre les freqüències en Hertz i en rpm.

Taula 4. Freqüències de ressonància

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	637.58	101.47	0.0098547
2	803.86	127.94	0.0078163
3	928.71	147.81	0.0067655
4	1038.8	165.33	0.0060486
5	1776	282.66	0.0035379

Taula 5. Conversió unitats de les freqüències de

Nº de mode	Freqüència (Hertz)	Freqüència (rpm)
1	101,47	6088,2
2	127,94	7676,4
3	147,81	8868,6
4	165,33	9919,8
5	282,66	16959,6

Observant la freqüència a la que es produeix la primera forma de vibració, es pot veure com ha augmentat significativament, respecte el disseny de l'esquadra inicial, degut a les plaques laterals. Un cop vist el comportament d'aquest disseny d'esquadra, s'accepta com a bona i es procedeix a l'estudi d'optimització.

L'objectiu de l'estudi d'optimització consisteix en minimitzar la massa de l'esquadra tot mantenint les seves propietats mecàniques. Les variables de l'estudi, són el gruix de les plaquetes i la llargada de les barres verticals. En quan a restriccions se n'han definit dues, la primera és la tensió màxima a la que pot estar sotmesa qualsevol part de l'esquadra, és el límit elàstic del material, el de l'acer AISI 1020. La segona és la de fixar les freqüències de ressonància, per això s'ha determinat que el primer mode de vibració tingui com a mínim una freqüència de 150 Hz, això equival a unes 9000 rpm, valor suficient donat que el disgregador tindrà una velocitat de gir comprés

entre 6000-8000 rpm. Com que aquest problema, si es produís, seria devastador per l'esquadra i conseqüentment pel disgregador i la carda en conjunt s'ha guardat aquest marge de seguretat de 8000 a 9000. A continuació es mostra el quadre de les definicions de l'estudi.

Variables						
gruixplaquetalateral	Range with step	Mín:	1mm	Máx:	3mm	Paso: 1.5mm
gruixplaquetalateral2	Range with step	Mín:	1mm	Máx:	3mm	Paso: 1.5mm
llargadabarravertical	Range with step	Mín:	200mm	Máx:	300mm	Paso: 50mm
Haga clic aquí para agregar Variables						
Restricciones						
Tensión2	Is less than	Máx:	3.5157e+008 N/m	Estudio 1		
Frecuencia1	Is greater than	Mín:	150 Hz	Estudio 2		
Haga clic aquí para agregar Restricci						
Objetivos						
Masa3	Minimize					
Haga clic aquí para agregar Objetivos						

Figura 17. Paràmetres de disseny

A partir de la definició de les diferents parts de la anàlisi, s'ha executat el programa per a obtenir els valors òptims, si és que existeix, dels diferents paràmetres variables, els quals tot i esser modificats, continuaran garantint el correcte funcionament de l'esquadra.

Els valors obtinguts com a òptims, contrastats amb els valors inicials, són els següents:

		Actual	Inicial	Óptimo (1)
gruixplaquetalateral		2.5mm	2.5mm	1mm
gruixplaquetalateral2		2.5mm	2.5mm	1mm
llargadabarravertical		300mm	300mm	200mm
Tensión2		7.5046e+006 N/m ²	7.5046e+006 N/m ²	6.897e+006 N/m ²
Frecuencia1	> 150 Hz	102.16609 Hz	102.16609 Hz	168.89085 Hz
Masa3	Minimize	373.612 g	373.612 g	274.892 g

Figura 18. Paràmetres òptims

Com es pot observar, s'ha obtingut una disminució d'uns 100 grams del conjunt, lo qual, a partir d'un cert nombre d'unitats necessàries, aquesta disminució, pot repercutir en l'estalvi de certa quantitat de diners.

Seguidament es mostra la diferència visual entre el model inicial i l'òptim adoptat:

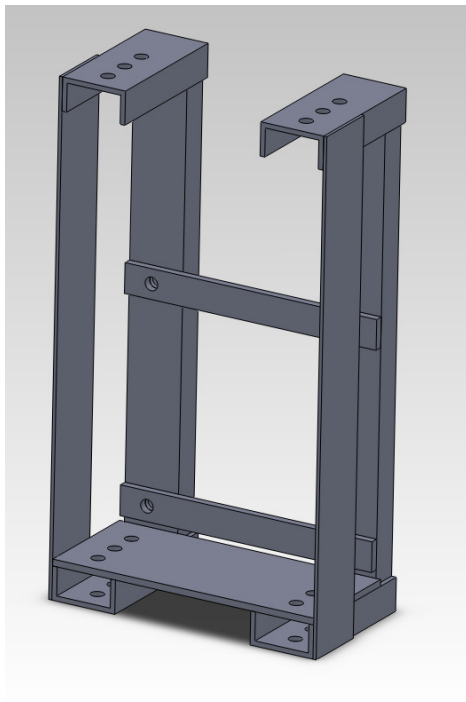


Figura 19a. *Disseny inicial*

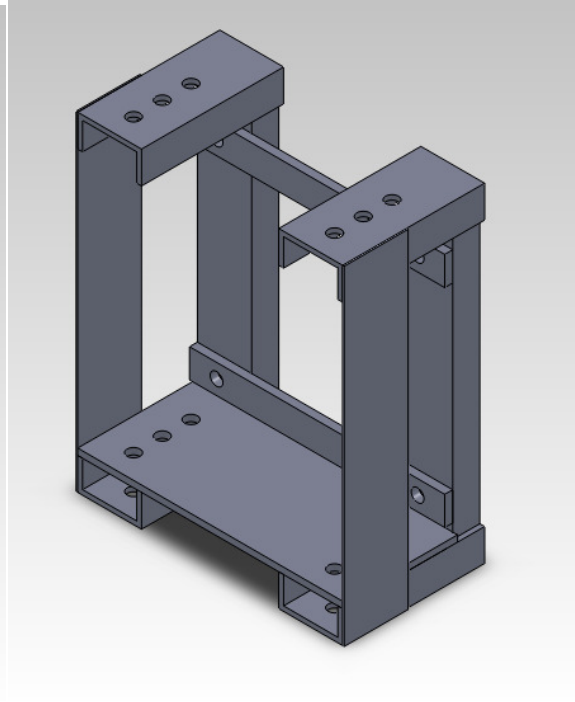


Figura 19b. *Disseny final*

A partir de l'esquadra amb les corresponents correccions de les cotes, es procedeix a comprovar que es continuïn mantenint les restriccions, gràcies a l'estudi estàtic i de freqüències.

Realitzant l'estudi estàtic de la nova esquadra, s'han obtingut els següents resultats:

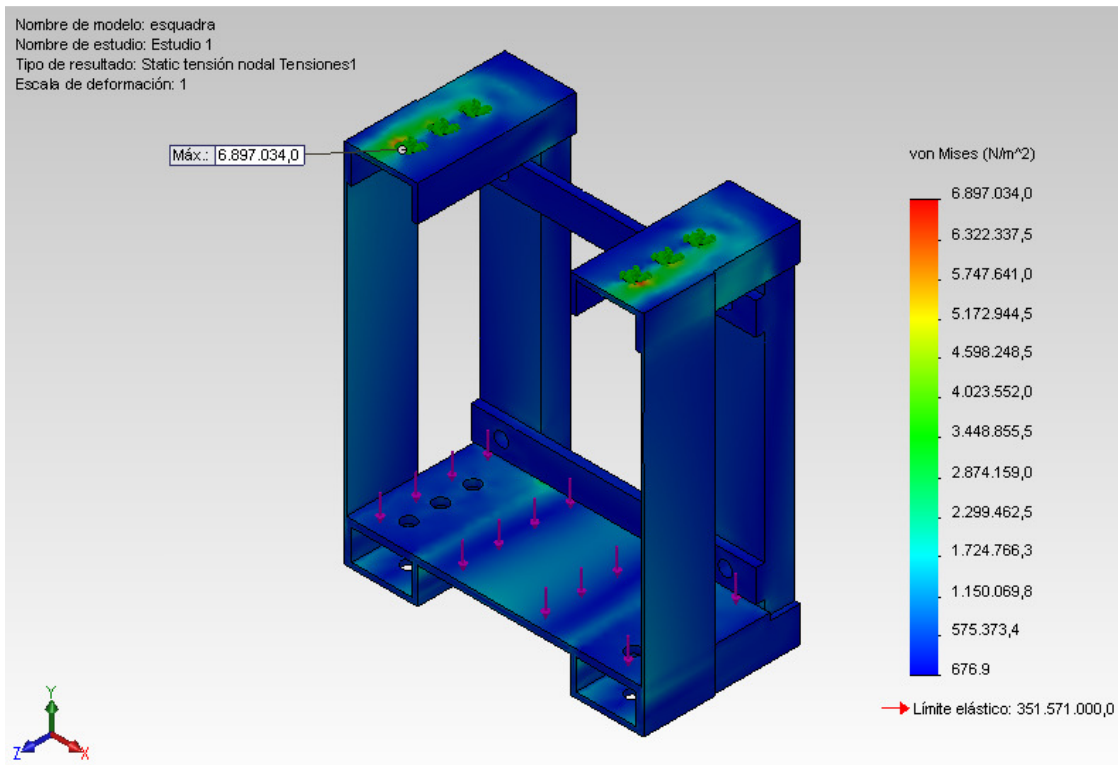


Figura 20. Tensions de Von-Misses

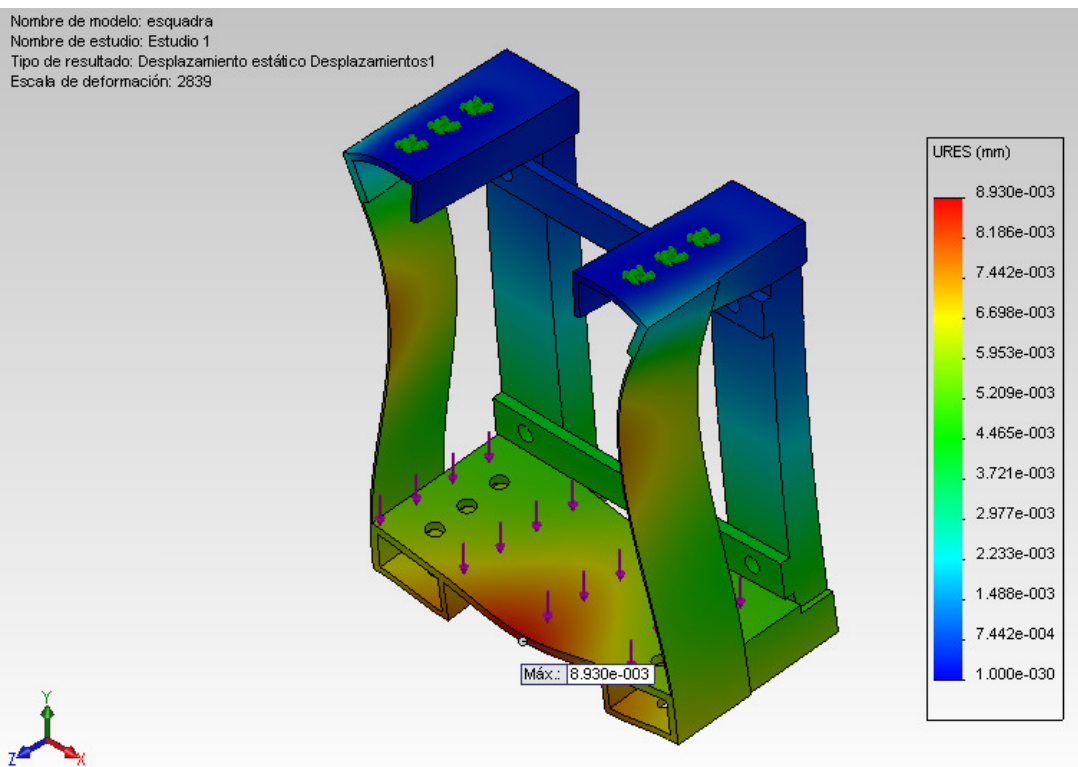


Figura 21. Desplaçaments

En el nou estudi estàtic, apreciem clarament que l'esquadra aguanta sobradament la força provocada pel bloc disgregador. La tensió màxima de Von-Mises és d'uns 6 MPa, en contra del límit elàstic del material que és de 351 MPa.

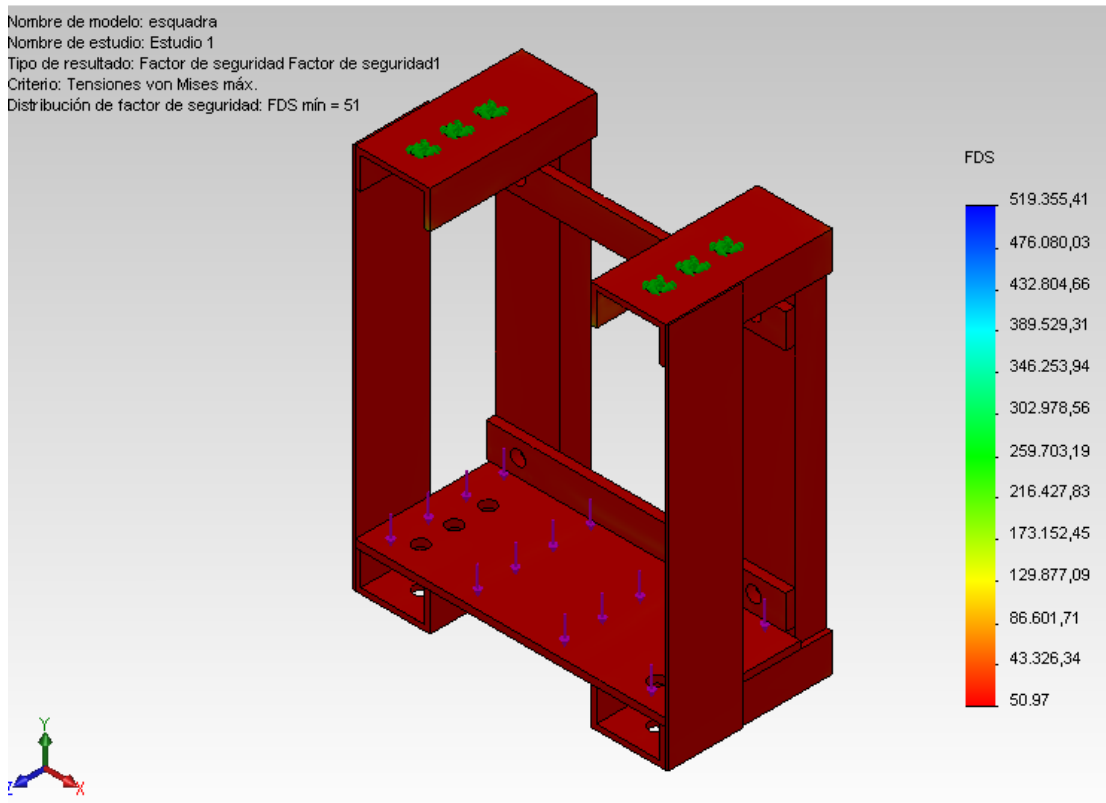


Figura 22. Factor de seguretat

En aquesta imatge es mostra el factor de seguretat de la peça, que es tracta de $FS=51$. Això vol dir que l'esquadra és capaç d'aguantar un pes, 51 vegades superior, sense que es provoqui ruptura o deformació plàstica de l'esquadra. Aquest factor de seguretat excessiu semblaria exagerat per les prestacions de l'esquadra, però aquest factor correspon a la part de forces estàtic, el veritable problema són les freqüències de ressonància.

Taula 6. *Freqüències de ressonància*

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	1061.1	168.88	0.0059213
2	1278.5	203.48	0.0049144
3	1332.6	212.08	0.0047151
4	1535.4	244.37	0.0040921
5	2722.6	433.31	0.0023078

En les gràfiques es pot observar les diferents freqüències de ressonància i a continuació es mostra la conversió de les freqüències de Hz a rpm, cosa que ajuda a entendre més bé el significat físic.

Taula 7. *Conversió unitats de les freqüències de*

Nº de mode	Freqüència (Hertz)	Freqüència (rpm)
1	168,88	10132,8
2	203,48	12208,8
3	212,08	12724,8
4	244,37	14662,2
5	433,31	25998,6

L'objectiu de l'estudi era buscar reduir la massa de l'esquadra. Un dels requisits sol·licitats, era que el primer mode de vibració es produís unes 9000rpm equivalent a uns 150Hz. A partir de l'estudi podem veure com realment es compleix i fins i tot s'ha augmentat fins a 168,8 cosa que no és cap inconvenient, ja que com més allunyat de les freqüències de ressonància millor.