Resum

Aquest projecte estudia com establir un model tridimensional d'elements finits que permeti predir la resistència d'una unió a tallant cargolada entre dues xapes d'acer de petit gruix; d'estructura similar a les que podem trobar en les construccions residencials de tecnologia nord-americana, anomenades Residencial Steel Framing.

Per tal de validar el model numèric definit, aquest es crea fidel a una estructura assajada en el Laboratori de Resistència de Materials de l'ETSEIB.

El software utilitzat ha estat el programa ANSYS v.8; amb ell s'ha definit un model numèric d'elements sòlids tridimensionals per una anàlisi estàtica i no-lineal que ens permeti predir la resistència màxima de la unió definida a partir d'una corba "Tensió- Deformació" del material trobada, una pretensió fixada i un coeficient de fricció controlat. A més a més, estudiem la rigidesa de les parelles de contacte Superfície-a-Superfície modelades en les zones intermitges dels diferents elements que conformen el model (Xapa-Xapa, Xapa-Cap del cargol, Xapa-Femella, Forat xapa-Eix cargol).

Les conclusions extretes d'aquest projecte són les següents:

- El coeficient de fricció introduït mitjançant el material (MU) fa variar de forma molt important el valor de força màxima ($F_{màx.}$) que s'obté en l'anàlisi numèrica. A més a més, la relació ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) afecta de manera important al comportament del model.

- L'existència o no de pretensió en el cargol influeix també en el valor de $F_{màx.}$ resultant en el model numèric; tot i que a partir d'una certa pretensió aplicada el sistema acaba responen amb uns valors de $F_{màx.}$ similars.

- La rigidesa establerta entre les zones en contacte és important en quan a ajustar el resultat del model ($F_{màx.}$) i el seu comportament.

- La rigidesa del sistema numèric no es correspon en cap moment amb la rigidesa del sistema experimental. D'aquí que apostem per una nova caracterització del material de les xapes que permeti recullir el comportament d'aquest en l'aixafament de la xapa contra el cargol.

Finalment, comentar que aquest estudi servirà de base per un nou estudi d'unions a tallant però de cargols auto-roscants entre xapes similars a les utilitzades en aquest projecte.

Sumari

RESUM 1

SUMARI 2

1. INTRODUCCIÓ 5

1.1. Objectiu del projecte 5

1.2. Abast del projecte 5

2. UNIONS CARGOLADES 7

2.1. Entorn de les unions cargolades en estudi 7

2.2. Tecnologia de les unions cargolades 9

2.3. Modes de falla del cargol 11

3. PRESENTACIÓ DE LA GEOMETRIA DEL SISTEMA EN ESTUDI 17

3.1. Descripció general del conjunt estructural en estudi 17

3.2. Definició de les xapes en estudi 18

3.3. Definició dels elements d'unió de les xapes en estudi 19

3.4. Predicció del mode de falla 21

4. ESTUDIS EXPERIMENTALS 22

4.1. Caracterització del material [36,39] 22

4.2. Assaig a tracció de les xapes d'acer cargolades 24

4.2.1. Descripció general de l'assaig [17] 24

4.2.2. Primera fase de l'assaig: MUNTATGE 25

4.2.3. Segona fase de l'assaig: TRACCIÓ DEL CONJUNT 27

5. ANÀLISI NUMÈRICA 34

5.1. Característiques generals 34

5.2. Mallat 35

5.2.1. Model sòlid 35

5.2.2. Elements de contacte 40

5.2.3. Elements estabilitzadors 45

5.2.4. Recull descriptiu de la malla d'elements finits utilitzada 46

5.3. Caracterització dels materials 47

5.3.1. Propietats de les xapes d'acer galvanitzat 47

5.3.2. Propietats del cargol i de la femella 51

5.3.3. Caracterització de la fricció en els elements de contacte [4,24] 51

5.4. Contactes 53

5.4.1. Ajust del contacte inicial per la prevenció del moviment de sòlid rígid 53
5.4.2. Modelat de la pretensió de la unió cargolada 56
5.5. Condicions de contorn 58
5.5.1. Condicions de contorn generals 58
5.5.2. Cas de càrrega 1: Pretensió 58
5.5.3. Cas de càrrega 2: Tracció 59
5.6. Procediment de la solució 61

6. RESULTATS 63
6.1. Solucions trobades segons paràmetres fixats 63
6.1.1. Solucions en funció de la rigidesa de les parelles de contacte 64
6.1.2. Modificacions del sistema per trobar la solució més convergent amb el resultat del model real assajat 75
6.2. Estudi de la influència de la FRICCIÓ en el model 86
6.3. Estudi de la influència de la PRETENSIÓ en el model 89

7. CONCLUSIONS 92

8. AGRAÏMENTS 94

9. BIBLIOGRAFIA 95

1. Introducció

1.1. Objectiu del projecte

L'objectiu del projecte recau en estudiar com establir un model tridimensional d'elements finits que permeti predir la resistència d'una unió a tallant cargolada entre dues xapes d'acer de petit gruix.

A més a més, cal senyalar que aquest projecte ha de servir de base per estudis posteriors d'unions a tallant de cargols auto-roscants entre xapes similars a les utilitzades en aquest projecte.

1.2. Abast del projecte

El model en estudi d'aquest projecte està format per dues xapes d'acer galvanitzat de gruix 1 mm i unides mitjançant dos cargols de cap hexagonal de M10 i qualitat 8.8, alineats transversalment a les xapes (veure Figura 3.1).

Prèviament a aquest projecte, en el Laboratori de Resistència de Materials (LERMA) de l'ETSEIB s'havien realitzat assaigs a tracció d'aquest model de xapes unides mitjançant cargols. D'aquesta manera, proveint-nos de les dades experimentals obtingudes, s'ha definit de forma específica el model d'element finits establert en aquest projecte.

En l'inici d'aquest estudi es va realitzar una important tasca de recerca d'articles i documentació que abordessin el tema d'assaigs a tracció de xapes connectades mitjançant cargols [1-14]. D'aquests hem conclòs que, per tal de predir una acurada corba "Força – Desplaçament" en aquest tipus d'unió cargolada, cal tenir molt en compte els paràmetres següents:

- Corba "Tensió – Deformació" del material de les xapes en estudi.
- La rigidesa dels contactes.
- El coeficient de fricció entre les zones en contacte.
- La pretensió desenvolupada en l'eix del cargol.

A partir d'aquí, podem dir que la investigació es divideix en les següents parts:

1. Recopilació de les dades dels assaigs a tracció d'unes provetes fetes amb les xapes d'acer per tal d'obtenir la corba "Tensió – Deformació" enginyeril. D'aquesta manera modelitzarem el material de l'anàlisi numèrica el més semblant possible al material de la xapa assajada.

2. Recopilació de les dades de l'assaig a tracció de les dues xapes d'acer connectades mitjançant cargols. Aquest assaig ens proporcionarà la corba "Força – Desplaçament" i d'aquesta corba extraurem la força màxima que pateix la unió i que ens servirà de referència per donar per vàlid l'anàlisi d'elements finits que modelem. En aquest assaig prendrem nota també del parell de torsió amb que s'ha collat el cargol i calcularem el coeficient de fricció estàtic a partir d'aquesta corba "Força – Desplaçament" enregistrada. Aquestes últimes dades són indispensables per definir correctament el model numèric i poder després comparar els seus resultats amb els dels valors de l'assaig.

3. Investigació i definició numèrica del model de l'assaig a tracció utilitzant elements sòlids tridimensionals en un anàlisi estàtica i no-lineal que ens permeti predir la força màxima patida per la unió. Establir una comparativa de la corba "Força – Desplaçament" que s'obté en el model numèric amb l'obtinguda amb l'assaig experimental.

Les dades considerades d'interès, extretes de l'estudi i abordades en els resultats són:

- Força màxima patida per la unió. A més a més, resulta interessant la comparativa entre la corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig a tracció experimental i la del model d'elements finits; per una corba "Tensió – Deformació" del material trobada, una pretensió fixada i una coeficient de fricció controlat.

- Estudi de la tensió local i la distribució de la tensió en les zones de la xapa al voltant del cargol en el model numèric relacionant-ho amb els diferents modes de falla observats experimentalment.

- Estudis comparatius de la corba "Força – Desplaçament" resultant de diferents anàlisis numèrics en funció de la pretensió aplicada i de diferents valors del coeficient de fricció (MU) (*nota: s'estableix un mateix coeficient de fricció per les diferents zones en contacte*).

2. UNIONS CARGOLADES

2.1. Entorn de les unions cargolades en estudi

En els anys 90 apareix a Estats Units una nova forma de construcció residencial de tecnologia nord-americana, anomenada Residential Steel Framing, caracteritzada per la utilització de perfils de petit gruix d'acer galvanitzat (Figura 2.1).

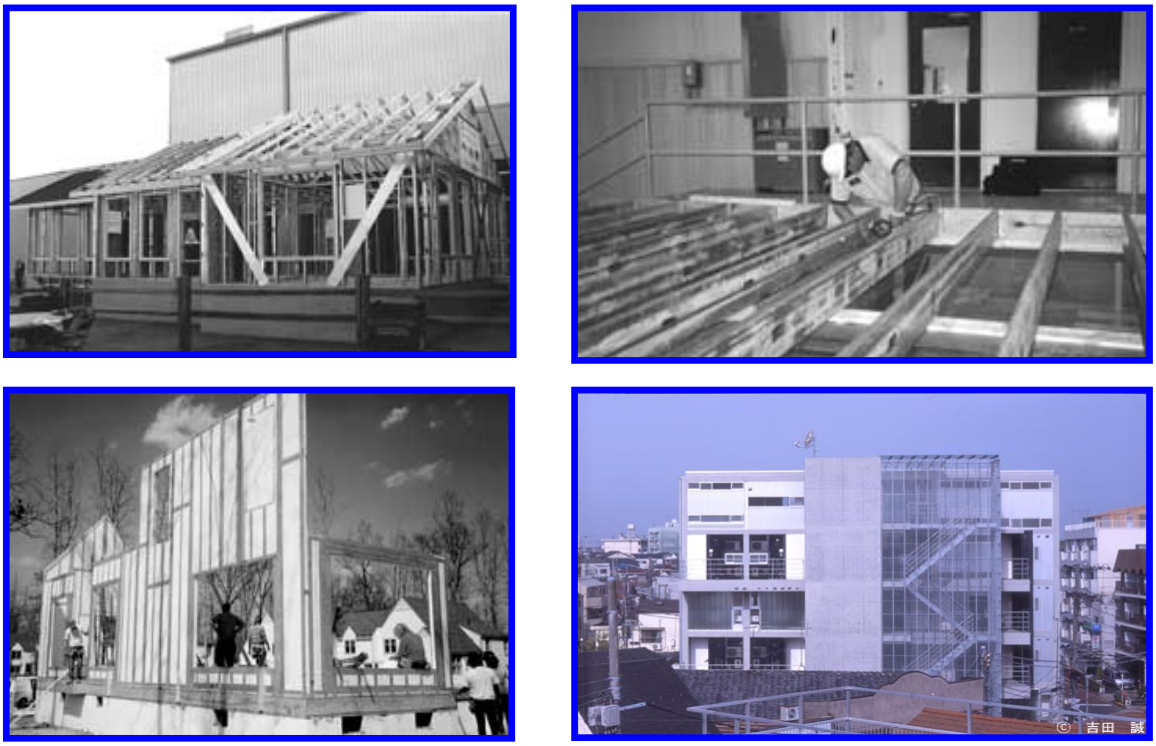


Fig. 2.1. L'steelframing com a sistema de construcció en estructura metàl·lica lleugera

Residential Steel Framing utilitza perfils d'acer conformats en fred per parets, terres, teulades... Aquests elements formen l'esquelet estructural dissenyat per oferir resistència i forma a tot l'edifici. L'acer estar galvanitzat en zinc per prevenir la corrosió. Existeix una gran varietat de formes disponibles, i la més utilitzada en la construcció residencial, són la forma en C i en U. Aquest elements són de gruixos petits, al voltant d'1mm.

En els últims anys, a arreu, la construcció d'habitatges unifamiliars amb estructura metàl·lica lleugera ha esdevingut una alternativa en front de la construcció convencional. Alguns dels motius que han portat a aquesta situació, han sigut la rapidesa del muntatge, la reducció en

els costos, la bona qualitat de l'aïllament tèrmic i sobretot la versatilitat que presenten aquestes disposicions, ja que amb poques tipologies estructurals es poden dissenyar nombroses configuracions (Figura 2.3).

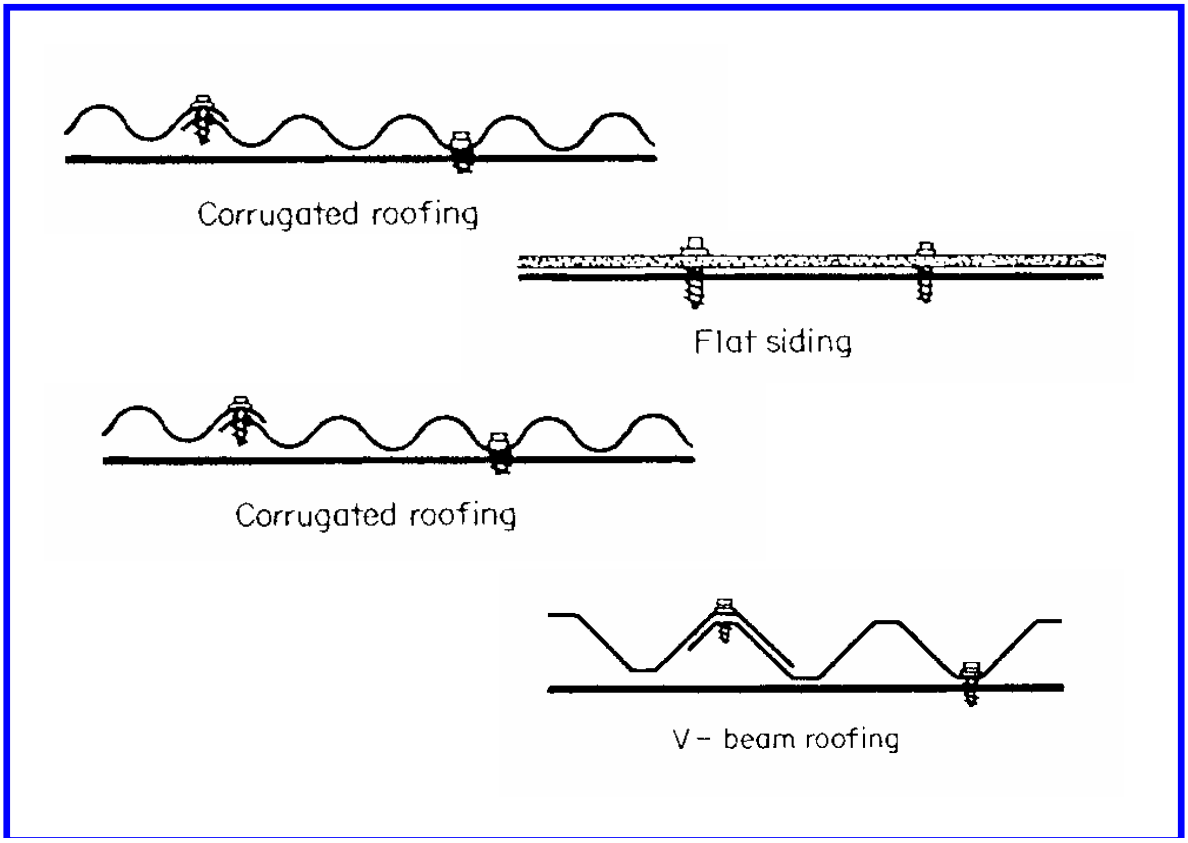


Fig. 2.2. Formes de xapes d'acer conformades en fred

Des del punt de vista estructural, uns dels aspectes importants d'aquestes tipologies són les unions. La unió d'una estructura sempre mereix una atenció especial ja que comporta una discontinuïtat i és un punt singular de la configuració, que s'haurà d'estudiar de forma més precisa. Les unions es poden materialitzar de varies maneres possibles, però les més comunes són la soldadura i les unions cargolades. Pel tipus d'estructura del nostre estudi es solen utilitzar, normalment, les unions cargolades; les quals poden presentar varies tipologies. Cal tenir present també, que el comportament estructural de les unions cargolades d'acer conformat en fred per a la construcció és força diferent dels acers conformats en calent, principalment donat el gruix de les peces connectades.

Dintre les composicions estructurals pròpies de la tecnologia Residencial Steel Framing cal situar el sistema en estudi entre la cartela i una de les diagonals típiques de reforç dels marcs estructurals (Figura 2.3). Específicament, s'estudia una unió cargolada convencional

entre xapes. La finalitat és caracteritzar, mitjançant elements finits, la resistència a cisalla d'aquest tipus d'unions en assaigs a tracció amb control de desplaçament.

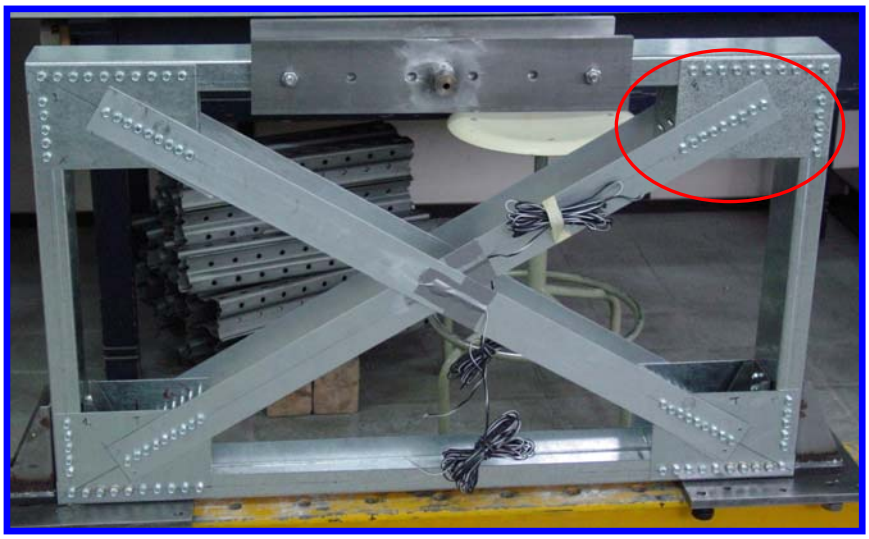


Fig. 2.3. Entorn del tipus d'unió a estudiar

2.2. Tecnologia de les unions cargolades

A continuació s'exposa una petita introducció a la tecnologia de les unions cargolades [34].

El sistema Cargol - Femella és una màquina en la qual s'aplica una força perifèrica petita en el cap del cargol (o a la femella) amb un recorregut gran i s'obté una força axial gran a la femella (o en el cargol) amb un recorregut petit.

En una unió cargolada (Figura 2.4) hi trobem els següents elements:

- Cargol.
- Femella.
- Peces unides.
- Juntura: superfície de contacte entre les peces unides.

Normalment, hi ha forces aplicades a les peces que tendeixen a separar-les.

La força separadora pot ser:

- Força separadora axial: té la direcció de l'eix del cargol.
- Força separadora transversal: té la direcció perpendicular a l'eix del cargol.
- Força separadora amb components axial i transversal.

Així, podem dir, que la funció del sistema Cargol - Femella en una unió cargolada és:

- Unir les peces.
- Mantenir-les unides contra l'acció de les forces separadores.

Abans de l'aplicació de la força separadora i per evitar l'obertura de la juntura es pot muntar la unió cargolada amb tensió prèvia: la unió es colla.

En el moment de collar el cargol es produeix una deformació elàstica de les peces unides i de les rosques.

Els efectes elàstics són:

- Aplanament de les superfícies de contacte de les peces unides.
- Estirament del cargol.
- Escurçament de les peces unides.

A més, es produeix una primera deformació plàstica. Els efectes plàstics són els següents:

- Aixafament sota el cap del cargol o sota la femella.
- Aixafament de protuberàncies de contacte.
- Aixafament dels filets de rosca.

Al final d'aquest procés de deformacions elàstica i plàstica queda establerta la força de muntatge, que és conseqüència de les accions i reaccions elàstiques.

Després del muntatge, al cap d'unes hores o uns dies, les peces unides i les rosques experimenten una segona deformació plàstica amb els mateixos efectes anteriors. Aquest segon escurçament plàstic de les peces unides i del cargol s'anomena assentament. Disminueixen les forces presents a la unió cargolada.

L'acció de la collada origina forces d'acció i reacció (força de muntatge) en el sistema Cargol - Femella i a les peces unides. Les peces unides queden comprimides i s'escurcen (Figura 2.5); reaccionen contra el cargol. Aquest queda sotmès a tracció i s'allarga (Figura 2.6); reacciona elàsticament contra les peces unides.

La força separadora aplicada a les peces unides s'afegeix a la força de muntatge.

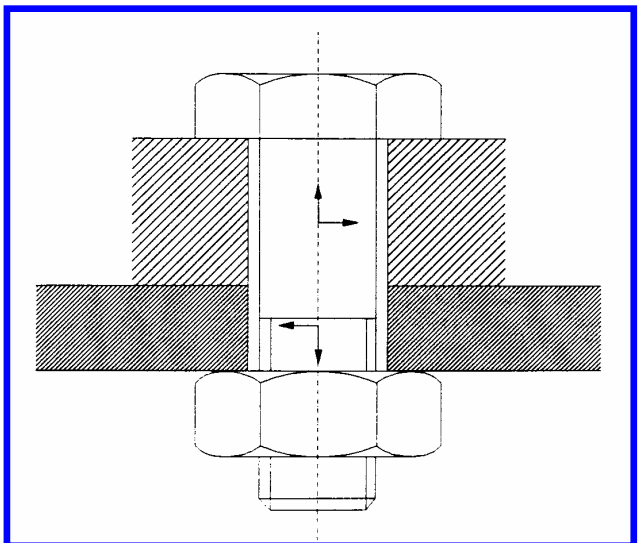


Fig. 2.5. Compressió de les peces unides

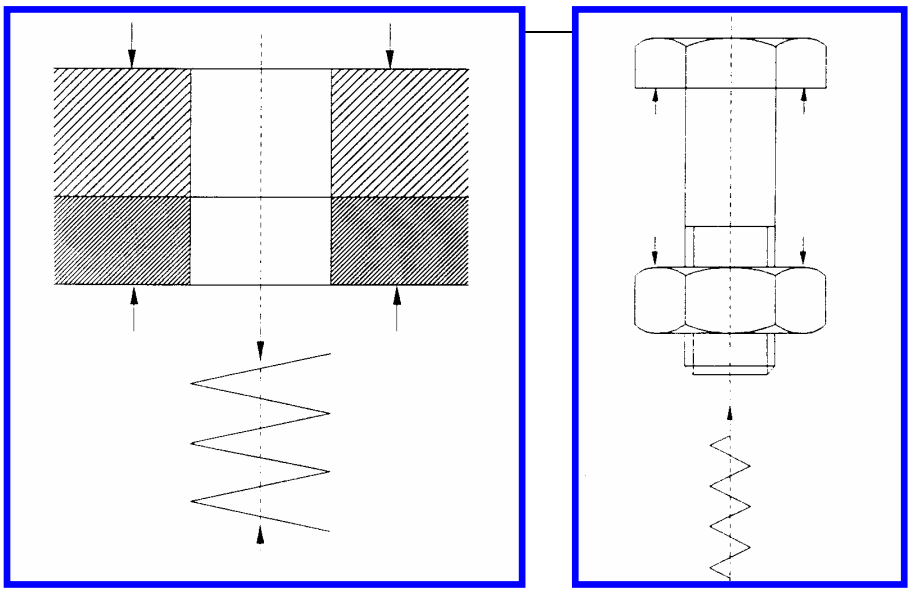


Fig. 2.6. Tracció del sistema cargol-femella

2.3. Modes de falla del cargol

A continuació s'explicaran els diferents modes de falla que poden patir els cargols a cisalla, en estructures d'acer conformat en fred.

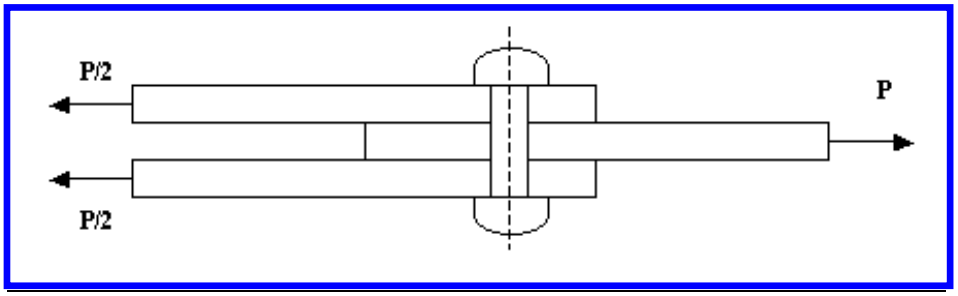


Fig. 2.7. Resistència a cisallament

Els principals modes de falla a cisalla poden afectar al cargol en sí o bé a les plaques que uneixen.

Dintre dels que afecten al cargol hi trobem:

- Inclinació i sortida del cargol per la seva part inferior (Tilting and pull-out of fastener).
- Inclinació i sortida del cargol per la part del cap d'aquest (Tilting and pull-over of fastener).
- Aixafament del cargol (Crushing of fastener).
- Tall/ruptura del cargol (Shear of fastener).

Els que afecten a les xapes d'acer que uneix el cargol serien:

- Plastificació o aixafament de la xapa més prima (Bearing failure of thinner sheet).
- Plastificació de les dues xapes (Bearing failure of both sheets).
- Falla per àrea neta de la placa (Net-section failure of sheet ot tension failure).
- Falla per esquinç final (End tear-out failure) *(Aquest mode de falla és únicament crític quan la distància a l'extrem lliure de la xapa (e_1) és petita en comparació al diàmetre del cargol ($e_1 \geq 1{,}0d$))(Veure Figura 2.8).*

A continuació se explicaran les característiques dels modes de falla més comuns. Abans però, una imatge gràfica senyalant cotes de gran importància en les unions cargolades:

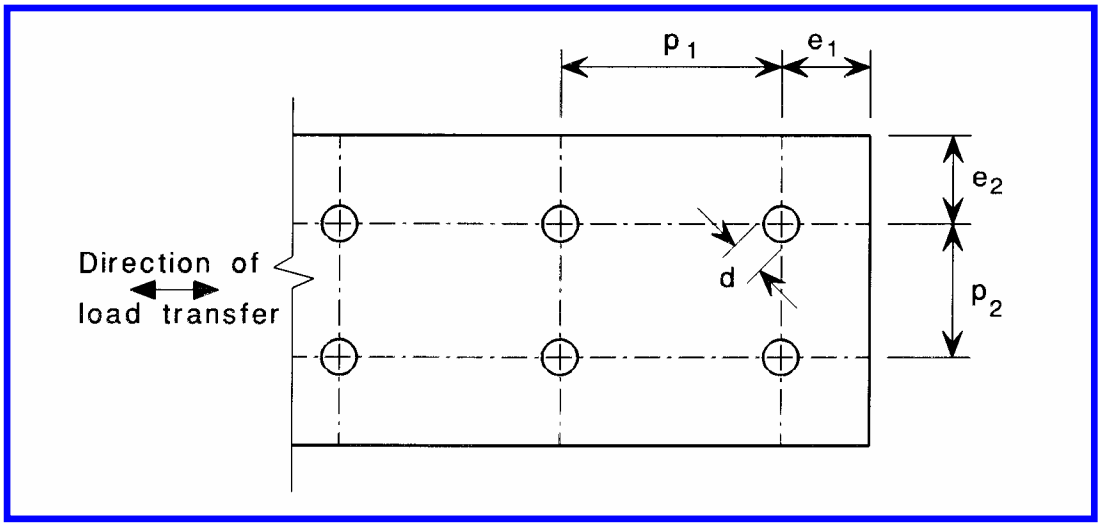


Fig. 2.8. Dimensions e_1, e_2, d, p_1 i p_2 de gran importància en les unions cargolades

Les fórmules que exposarem a continuació per diferents modes de falla són vàlides pels espais, les distàncies i les característiques següents (*Eurocode-3, part 1-3, 2004*):

$$e_1 \geq 1{,}0d \quad \textit{(essent d = diàmetre nominal del cargol)}$$

$$e_2 \geq 1{,}5d$$

$$p_1 \geq 3d$$

$$p_2 \geq 3d$$

La mida mínima del cargol es fixa en M6 i la seva qualitat entre 4.6 – 10.9. Pel que fa a les xapes en unió els seus gruixos han d'estar compresos dintre el rang de 0,75mm ≤ t < 3mm. A més a més, la resistència última del material de les xapes cal situar-la en $f_u < 550$ N/mm^2.

Falla per aixafament d'una de les plaques (Bearing failure)

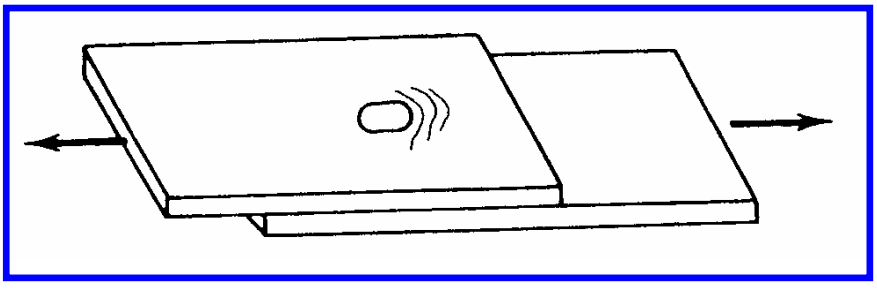


Fig. 2.9. Representació del mode de falla *Bearing*

Aquest mode de falla es caracteritza per un allargament del forat, aixafament del material front del cargol i sortida del pla ondulant-se la xapa. Pot donar-se en una o ambdues cares.

La resistència de bearing en les unions connectades depèn d'un gran nombre de factors: resistència última a tensió (f_u) de les xapes connectades, el seu gruix, el tipus d'unió, el rati f_u/f_y de les xapes connectades (f_y: resistència a fluència), l'ús d'arandelles, l'efecte de catenaria en les xapes d'acer i la rotació de les fixacions.

Fórmula de càlcul de la resistència al Bearing/Tilting en cargols a tallant (*Eurocode-3, part 1-3, 2004*):

$$F_{b,Rd} = 2{,}5 \cdot \alpha_b \cdot k_t \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2} \qquad (2\text{-}1)$$

On, α_b = min (e_1/3d, 1) i k_t = (0,8t+1,5)/2,5 per 0,75 mm ≤ t ≤ 1,25 mm

γ_{M2} és un factor de seguretat

Falla per àrea neta de la placa (Net-section failure or Tension failure)

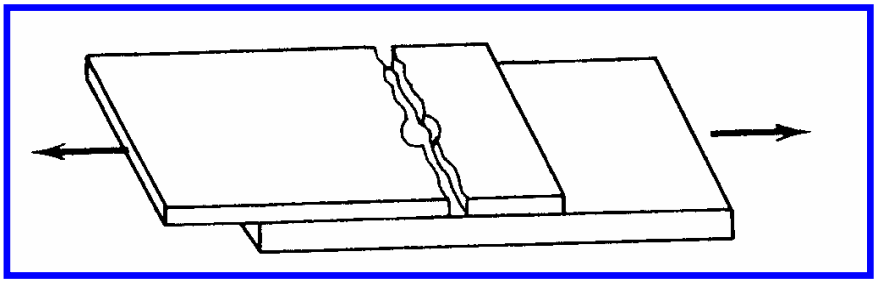


Fig. 2.10. Representació del mode de falla per secció neta

Les característiques generals d'aquest mode de falla són: ruptura al llarg de l'ample de la xapa, ruptura al llarg del gruix i la conseqüent fractura de la xapa.

En les unions cargolades aquest tipus de falla està relacionat amb la concentració de tensió causada, per una banda, per la presencia del forats i, per l'altra, per la força localitzada i concentrada que el cargol transmet a les xapes.

Estudis realitzats en la universitat de Cornell han conclòs que la utilització d'arandelles sota el cap del cargol i en la femella elimina la concentració de tensió causada per la presencia de forats. S'ha vist també que la concentració de tensió causada per la força localitzada que transmet el cargol a la xapa és pot reduir incrementant l'espai del cargol perpendicular a la línia de tensió, és a dir, l'ampla de la xapa (w) [39].

Resistència a la fractura per secció neta en cargols a tallant (*Eurocode-3, part 1-3, 2004*):

$$\mathbf{F_{n,Rd} = (1+3r\,(d_0/u - 0{,}3))\,A_{net}\,f_u / \gamma_{M2}} \qquad (2\text{-}2)$$

On, $F_{n,Rd} \leq A_{net} \cdot f_u/\gamma_{M2}$

Amb, r = [nº cargols secció transversal/nº total de cargols en la unió]

d_0 = diàmetre nominal del forat; $u = 2 \cdot e_2$ amb $u < p_2$

$A_{net} = (W\text{-}d_0)^* t$, amb W = Ampla xapa i t = Gruix

γ_{M2} és un factor de seguretat

Passem ara a comentar els modes de falla més usuals dels cargols:

Fallo per ruptura del cargol (Shear of fastener)

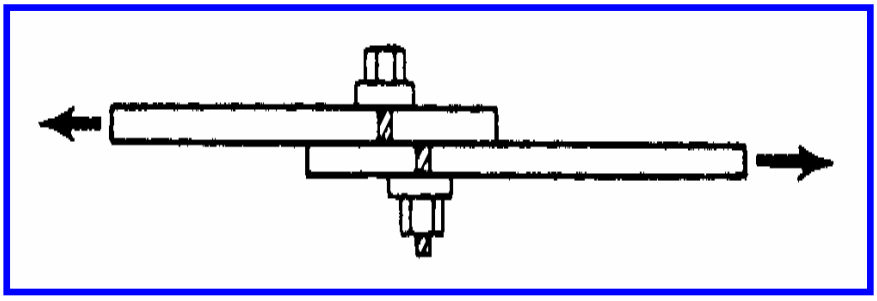


Fig. 2.11. Representació del mode de falla per ruptura del cargol

Aquest mode de falla es caracteritza per la ruptura transversal del cargol.

La tensió màxima admissible en una unió cargolada pel mode de falla ruptura del cargol es

representa com (*Eurocode-3, part 1-3, 2004*):

$$F_{v,Rd} = 0{,}6^{(*)} \cdot f_{ub} \cdot A_s / \gamma_{M2} \qquad (2\text{-}3)$$

On, (*) Constant = 0,6 donat que el grau de qualitat dels nostres cargols és de 8.8. En d'altres casos s'usa el valor de 0.5

$A_s = \pi d^2/4$

γ_{M2} és un factor de seguretat

Fallo per inclinació del cargol (Tilting)

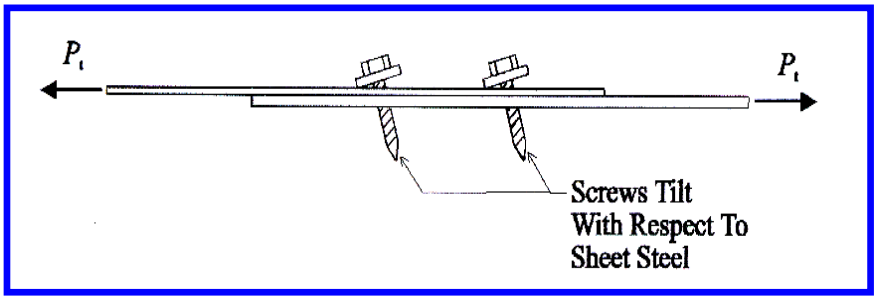


Fig. 2.12. Representació del mode de falla per inclinació del cargol

En aquest mode de falla els cargols s'inclinen donada l'excentricitat de la càrrega de les dues xapes. Aquest mode de falla apareix normalment amb d'altres modes com poden ser el bearing i el pull-out (on el cargol es separa de la seva xapa superior); és habitual en cargols auto-roscants.

3. PRESENTACIÓ DE LA GEOMETRIA DEL SISTEMA EN ESTUDI

3.1. Descripció general del conjunt estructural en estudi

El sistema en estudi estar format per dues xapes d'acer S-250 GD+Z d'un gruix aproximat d'1 mm, dos cargols d'acer de cap hexagonal de M10 i qualitat 8.8 i les dues femelles d'acer corresponents als cargols utilitzats. A continuació es mostra unes vistes del conjunt (Fig. 3.1):

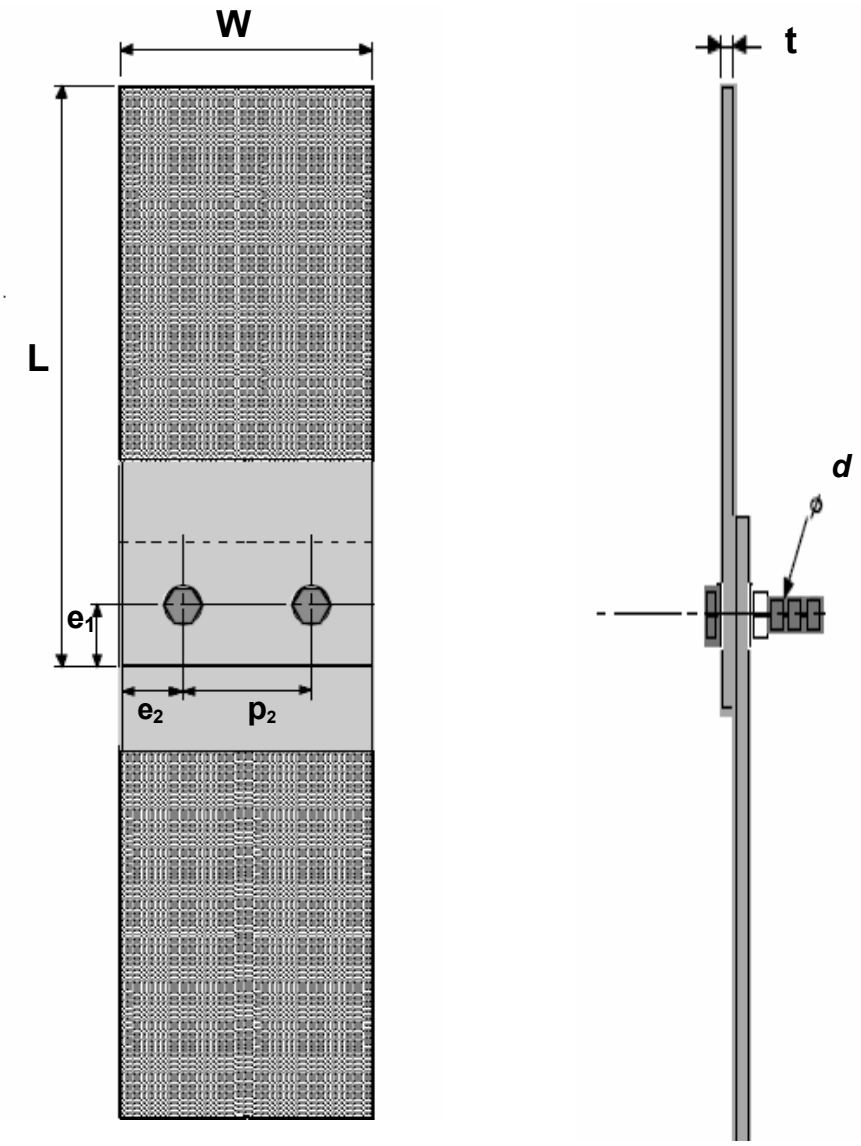


Fig. 3.1. Vista en planta i frontal del sistema estructural a estudiar

3.2. Definició de les xapes en estudi

En la Taula 3.1 es detalla les mides precises de les xapes de treball, diferenciant les dues xapes segons estiguin col·locades. Així, la xapa superior serà la que està en contacte amb els caps dels cargols. Mentre, la xapa inferior serà la que contacte amb les femelles.

	Característiques dimensionals de les xapes (mm)						
	D_{forat}	**W**	**L**	**e_1**	**e_2**	**p_2**	**t**
Xapa Superior	11	99.8	350	25	25	49.8	1.04
Xapa Inferior	11	100.2	350	25	25	50.2	1.04

Taula 3.1. Característiques dimensionals de les xapes en estudi

A continuació es descriuen les propietats mecàniques nominals de l'acer de les xapes, Taula 3.2:

Material	**$f_{y,n}$** (N/mm^2)	**$f_{u,n}$** (N/mm^2)
Acer S –250 GD+Z	250	330

Taula 3.2. Propietats mecàniques del material de les xapes [17]

3.3. Definició dels elements d'unió de les xapes en estudi

Com ja s'ha dit, els elements d'unió de les xapes són dos cargols d'acer de cap hexagonal i M10, amb una qualitat de 8.8. A més a més, tenim un parell de femelles també d'acer que permetran el muntatge dels cargols.

Tot seguit passem a descriure les característiques dimensionals i les propietats mecàniques dels cargols i les femelles amb els que s'ha construït la unió.

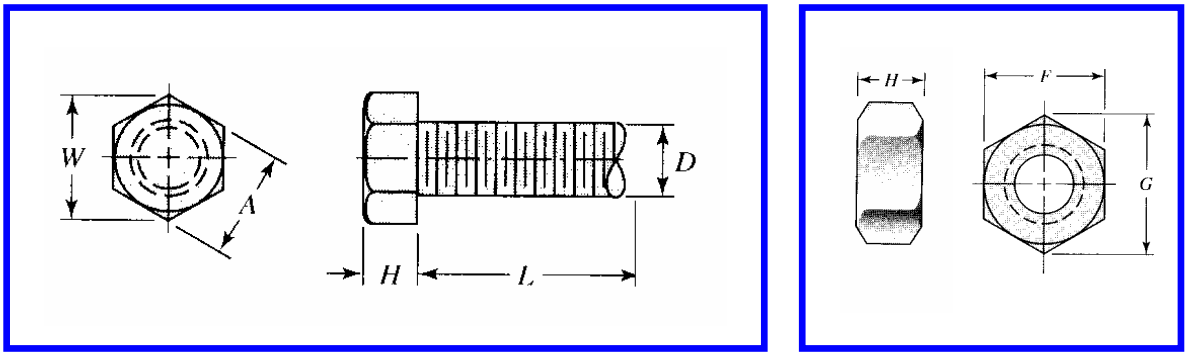


Fig. 3.2. Cargol de cap hexagonal i femella

Paràmetres característics	Cargol
W	19 mm
A	17 mm
H	6.5 mm
L	45 mm
D	9.8 mm
Classe de propietat	8.8
Àrea d'esforç a tensió (A_t)	58 mm^2

Taula 3.3. Cargol de cap hexagonal de M10

Paràmetres característics	Femella
G	19 mm
F	17 mm
H	8 mm

Taula 3.4. Femella

Material	Mòdul Elàstic (N/mm^2)	f_u (N/mm^2)	Coeficient de Poisson
Acer	210.000	830	0.29

Taula 3.5. Propietats mecàniques dels elements d'unió [35,37]

3.4. Predicció del mode de falla

Dels valors dimensionals que descriuen les xapes comprovem les següents relacions:

e_1 = 25 mm, d = 10 mm ---------- $e_1 \geq 1{,}0d$

e_2 = 25 mm, d = 10 mm ---------- $e_2 \geq 1{,}5d$

p_2 = 50 mm, d = 10 mm ---------- $p_2 \geq 3\,d$

D'aquestes relacions es dedueix que la geometria està dintre els límits marcats per la normativa. Ara aplicarem les fórmules exposades en l'Apartat 2.3 del Capítol 2. Ho farem fixant el coeficient de seguretat en $\gamma_{M0} = 1{,}0$ [37].

Fractura per Aixafament (Bearing / Tilting):

Tenim: $F_{b,Rd} = 2{,}5 \cdot \alpha_b \cdot k_t \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$ [2]

On, $\alpha_b = \min(e_1/3d, 1)$; $k_t = (0{,}8t+1{,}5)/2{,}5$

$\alpha_b = 25 / 3 \cdot 10 = 0{,}83$; $k_t = (0{,}8 \cdot 1{,}04+1{,}5)/2{,}5=0{,}93$

$F_{bearing}$= (2 *cargols*) * [2,5·0,83·0,93·330·10·1,04/1,0] = **13.299 N**

Fractura per Àrea Neta (Net –Section or Tension Failure):

Tenim: $F_{n,Rd} = (1+3r\,(d_0/u - 0{,}3))\,A_{net}\,f_u / \gamma_{M2}$

$u=2*e_2$ amb $u \leq p_2$

$A_{net} = (W-2d)*t$ *(El nostra model consta de dos cargols alineats transversalment)*

d_0=11 mm; r =1; $u=2*e_2$= 50 mm; $A_{neta} = (100_{(1)} - 2 \cdot 10)*1{,}04 = 83{,}2$ mm^2

$F_{n,Rd}$ = (1+3·1·(11/50-0,3))·83,2·330/ 1,0 = **20.867 N**

Fractura per ruptura del cargol (Shear of Fastener):

Tenim: $F_{v,Rd} = 0{,}6 \cdot f_{ub} \cdot A_s / \gamma_{M0}$

$A_s = \pi d^2/4$

$A_s = \pi*10^2/4 = 78{,}54$ mm^2

$F_{v,Rd}$ = (2 *cargols*) * [0,6·830·78,54/ 1,0] =**78.226 N**

D'aquí podem predir que el mode de falla de les nostres xapes serà per Bearing/Tilting (***13.299 N***).

4. ESTUDIS EXPERIMENTALS

4.1. Caracterització del material [36,39]

La caracterització mecànica d'un material vindrà donada per l'estudi de la relació entre les tensions aplicades i les deformacions patides, incloent-hi la fractura, relacionant-se o explicant-se tot això en termes de l'estructura del material en qüestió. L'assaig mecànic més simple de visualitzar, i que probablement aporta més informació respecte al material, és l'assaig a tracció. En aquests tipus d'assaigs s'aplica tensió creixent (σ) a la proveta i els canvis de longitud resultants s'expressen en termes de deformació (ε).

$\sigma = P/A_0$

σ: Tensió

P: Força

A_0: Àrea original de la secció transversal de la proveta

$\varepsilon = \Delta L/L_0$

ε: Deformació

ΔL: Canvi de longitud

L_0: Distància inicial entre els captadors de l'extensòmetre

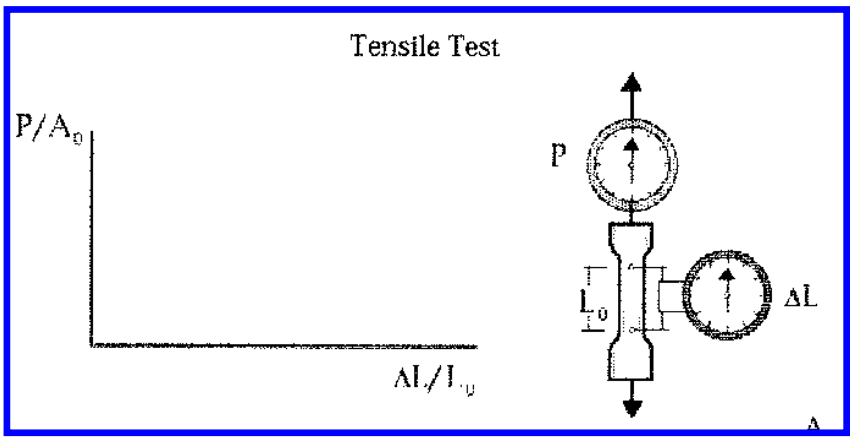


Fig. 4.1. Representació gràfica de l'assaig de caracterització d'un material

Al principi de l'assaig el material s'allarga elàsticament, essent la tensió directament proporcional a la deformació, de tal manera que al retirar l'esforç la proveta recupera la seva

longitud original. Més enllà del límit de fluència, la tensió aplicada produeix deformació plàstica apreciable, de manera que existeix deformació remanent al retirar la càrrega aplicada.

Per determinar les característiques del material de les xapes en estudi s'han realitzat tres assaigs mecànics de tracció. Els valors de les forces axials enregistrats per els diferents desplaçaments aplicats en els tres assaigs s'han promitjat, obtenint així una única taula de valors amb la que representem gràficament el diagrama "Tensió – Deformació" (Figura 4.3). Les dades detallades es poden trobar en l'Annex A.

Les provetes utilitzades per assajar i caracteritzar el material s'han extret de les pròpies xapes, essent tallades en forma de banda rectangular amb cop de cisalla. Les seves dimensions, fóra norma, es descriuen en la següent taula:

Nº	**Proveta**	**b** (mm)	**t** (mm)	**S_0** (mm^2)	**L_0** (mm)
1	mm1	19,86	1,02	20,257	20
2	mm2	19,93	1,02	20,329	20
3	mm3	19,75	1,02	20,145	20

Taula 4.1. Descripció de les provetes emprades en els assaigs a tracció

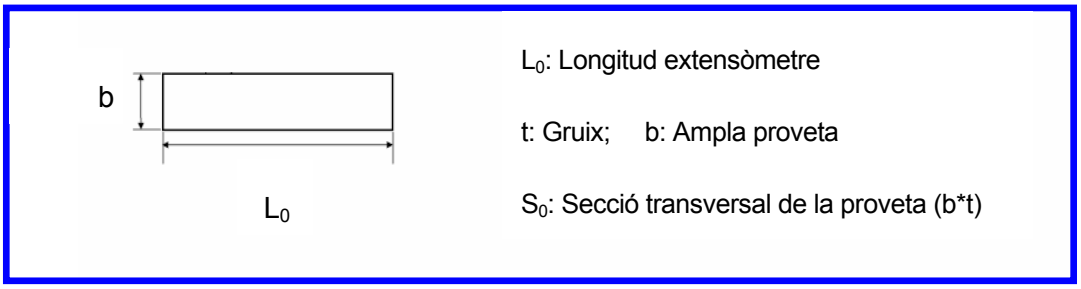


Fig. 4.2. Croquis de les provetes

Diagrama "Tensió – Deformació" True obtingut a partir dels assaigs a tracció (Figura 4.3):

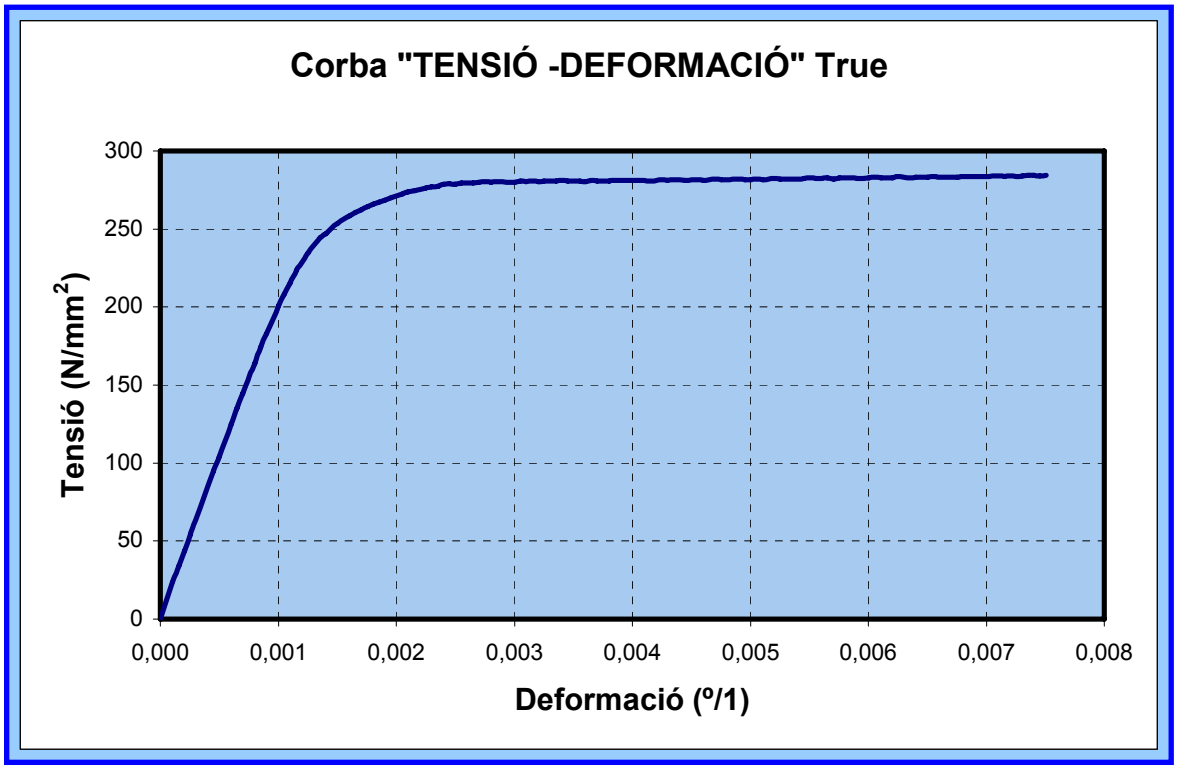


Fig. 4.3. Diagrama "Tensió – Deformació" del material de les xapes en estudi

4.2. Assaig a tracció de les xapes d'acer cargolades

4.2.1. Descripció general de l'assaig [17]

L'assaig a tracció a que sotmetem el model de xapes d'acer cargolades es dur a terme en una màquina d'assaig universal de 250 KN controlada mitjançant un ordinador.

Aquest assaig és un test de desplaçament controlat. Cada 0.04 mil·límetres, la força aplicada (F) i la longitud en que s'ha incrementat el model (d) són mesurades i emmagatzemades en el ordinador. A partir de l'enregistrament d'aquestes dades, podrem descriure la corba "Força – Desplaçament".

La càrrega s'aplica al model de forma gradual. Així, mentre el desplaçament de la unió està per sota dels 2 mm, tenim un velocitat de càrrega de 0.01 mm/s. Un cop superats els 2 mm de desplaçament es duplica la velocitat, 0.02 mm/s. Per mesurar aquests desplaçaments s'utilitzen els captadors propis de la màquina d'assaig. Veure Figura 4.4:

Fig. 4.4. Vista descriptiva de l'assaig a tracció

4.2.2. Primera fase de l'assaig: MUNTATGE

Prèviament a l'execució de l'assaig en sí cal construir l'estructura. És a dir, cal muntar la unió de les dues xapes amb els dos cargols. En aquesta primera fase cal controlar ja una sèrie de paràmetres per tal de poder definir completament el model numèric en l'estudi posterior.

Lectura del parell de torsió aplicat en el muntatge de la unió cargolada:

Quan una unió cargolada es munta amb tensió, és a dir, es colla, s'hi aplica un parell al cargol (o a la femella). Les peces unides queden comprimides amb la força de muntatge, F_M. El cargol, per contra, queda sotmès a tracció amb la força F_M.

En el nostra cas, els cargols s'han collat amb una clau dinamomètrica on es podia llegir directament el parell de torsió aplicat. En el model que estem estudiant, aquests parell ha estat de **T = 60 Nm**.

Determinació de la força de muntatge o PRECÀRREGA:

El parell de torsió en el muntatge d'una unió cargolada el podem definir com segueix [35]:

$$T = K \cdot d \cdot F_M \quad \text{(unitats acostumades en enginyeria)} \quad (4\text{-}1)$$

On, T: Parell de torsió o moment de muntatge (N·m)
K: Factor del parell de torsió (veure Taula 4.2, extreta de [35])
d: Diàmetre nominal del cargol (mm)
F_M: Força de muntatge o de precàrrega del cargol (N)

Condición del perno	k
Sin recubrimiento, acabado negro	0,30
Galvanizado	0,20
Lubricado	0,18
Con recubrimiento de Cadmio	0,16
Con anti-Seize Bowman	0,12
Con tuercas Bowman-Grip	0,09

Taula 4.2. Factors del par de torsió K per ús en l'equació (4-1)

Així, havent pres nota del parell aplicat en el muntatge dels cargols, considerant els cargols lubricats (k =0.18) i coneixent el diàmetre nominal del cargol (d =10 mm) podem determinar que els cargols del nostra model s'han collat amb una força de muntatge **F_M = 33.333 N**.

4.2.3. Segona fase de l'assaig: TRACCIÓ DEL CONJUNT

Com s'ha pogut observar, en la nostra unió cargolada, les peces unides estan sotmeses a una força separadora paral·lela al pla de la juntura (F_T), que tendeix a separar-les, fent-les lliscar entre elles. La funció del sistema Cargol - Femella és la de impedir-ho. Com es pot observar en la Figura 4.5, la força separadora es transversal al cargol [34].

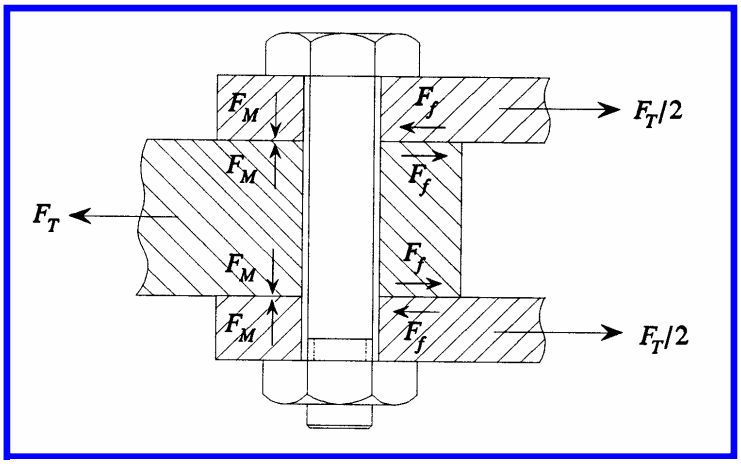


Fig. 4.5. Resistència per fregament

La unió pot resistir la força transversal de dues maneres [34]:

- Que els cargols resisteixin a cisallament.
- Que els cargols originin un fregament entre les peces unides.

En una unió amb cargol sotmès a cisallament tenim cargols ajustats, que tenen la tija constituïda per una part llisa, que ocupa pràcticament la totalitat de la longitud del forat, i per una altra part roscada. La part llisa de la tija omple sense que hi hagi joc el forat de les peces unides i s'oposa al seu lliscament sota la força transversal. La part llisa de la tija queda sol·licitada, igual que un rebló o un passador, per la força transversal, F_T, a cisallament i a aixafament lateral [34].

En una unió per fregament, els cargols són passants, és a dir, tenen joc respecte el forat (Figura 4.5). Aquest cas correspon al del nostra estudi, on tenim una **folgança de 1,2 mm**.

La força transversal, F_T, tendeix a separar les peces unides, fent-les lliscar. S'origina una

resistència al lliscament mitjançant la força de fregament, F_f, entre les peces unides [34].

A continuació es presenten els resultats trobats en l'assaig a tracció de la nostra unió per fregament.

Corba "Força – Desplaçament" resultant dels valors de càrrega i desplaçament enregistrats per la màquina d'assaigs:

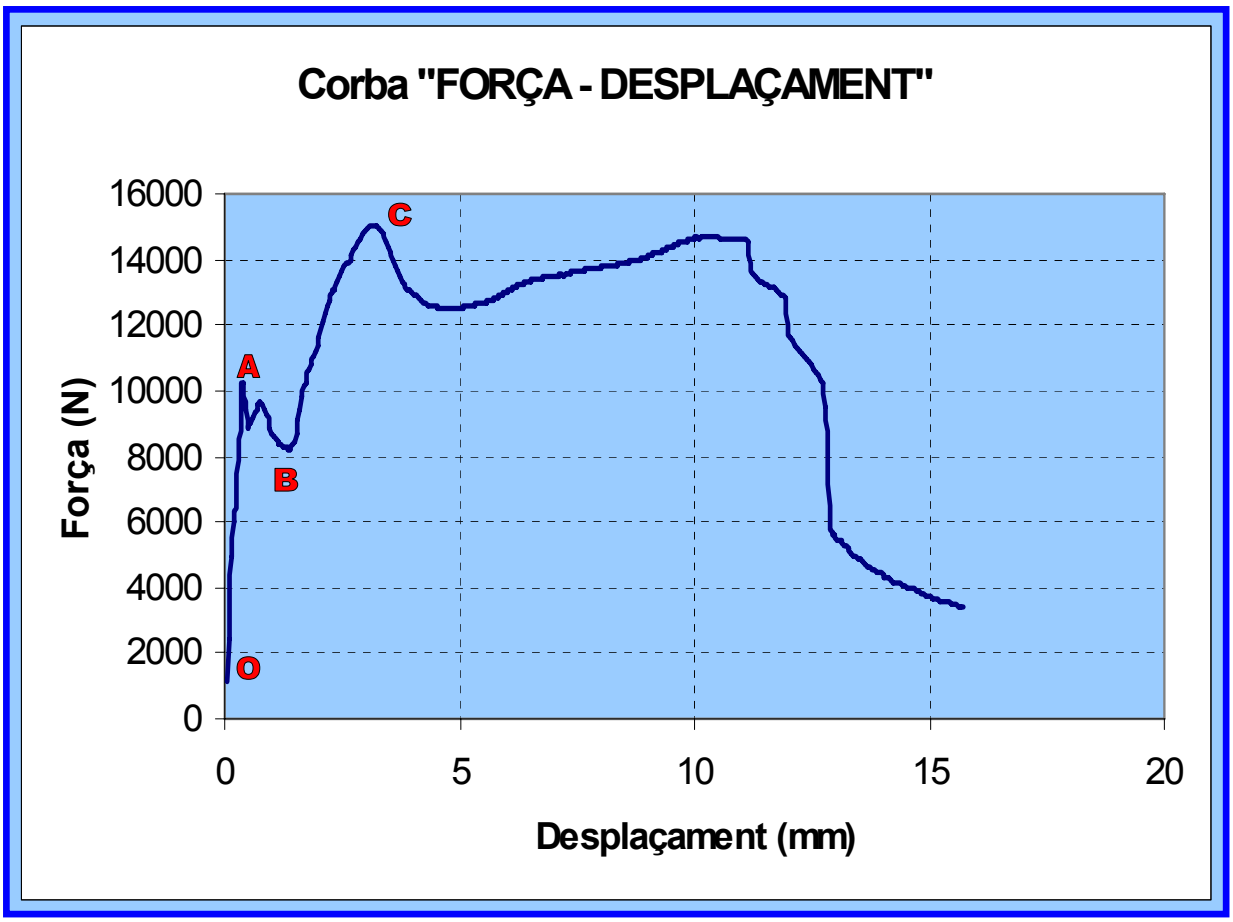


Fig. 4.6. Corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig a tracció de l'estructura en estudi

A partir del gràfic "Força – Desplaçament" resultant recollim les següents característiques de la corba:

PUNT de la Corba	Força (N)	Desplaçament (mm)
A	F_f : 10.259	0,4
B	8.216	1,37
C	$F_{màx.}$: 15.038	3,2

Taula 4.3. Punts d'interès de la corba F-d resultant de l'assaig a tracció

Punt **A**: El localitzem en el primer pic de força de la corba. Ens determina la força de fregament a partir de la qual fixarem el coeficient de fricció estàtic del model, **$F_{f\ estàtica}$: 10.259 N**. La pendent d'aquest Tram OA és **25.744 N/mm**.

Punt **C**: Ens determina la força màxima a que queda sotmès el sistema en estudi durant l'assaig a tracció. Aquest valor de **$F_{màx.}$: 15.038 N** ens servirà d'objectiu a l'hora de validar el model d'elements finits proposat per simular l'assaig a tracció d'estructures lleugeres.

Tram **BC**: El valor de la pendent d'aquest tram ens determinarà la rigidesa del sistema en estudi, **$K_{sistema}$: 4.424 N/mm**.

A més a més, l'estudi visual de les xapes durant l'assaig (Figura 4.7 - 4.14) ens permet reconèixer els següents modes de falla:

Tilting + Bearing + (Tensile failure of the sheet)

Corroborant els resultats predits teòricament, el fenomen de falla bearing és la causa de fallada de la unió. Aquest apareix simultàniament amb el mode de falla tilting. Cap al final de l'assaig, apareix un altra fenomen similar al de fallada per àrea neta. Cal notar també la forma en que es dobleguen les xapes en els seus extrems lliures (veure Figura 4.11).

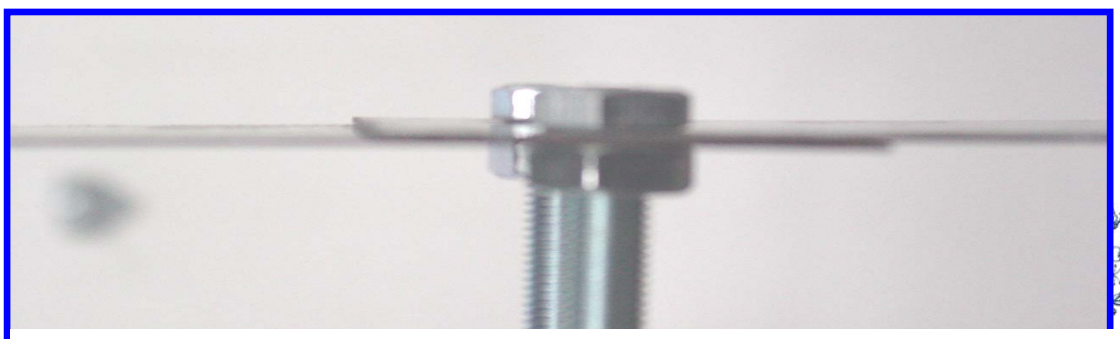


Fig. 4.7. Imatge de l'estructura en estudi abans de sotmetre-la a l'assaig a tracció

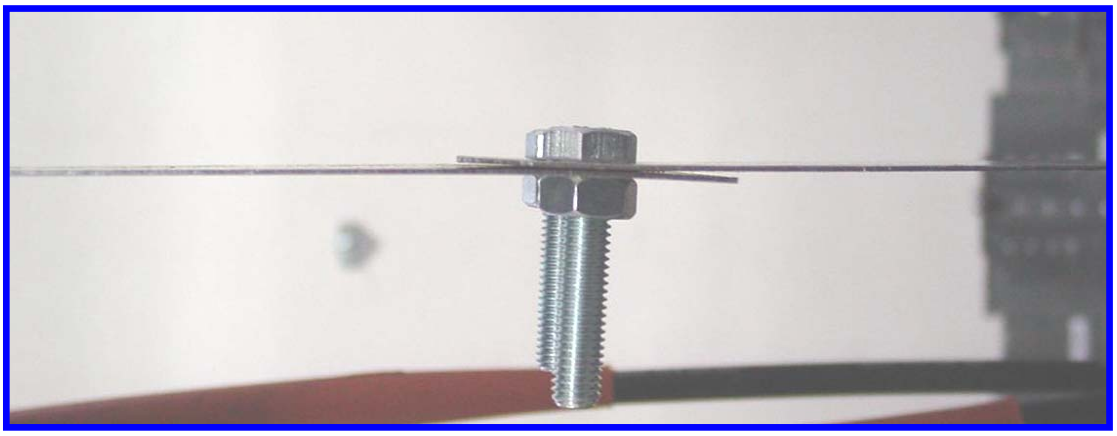


Fig. 4.8. Vista de l'estructura un cop s'ha iniciat l'assaig a tracció

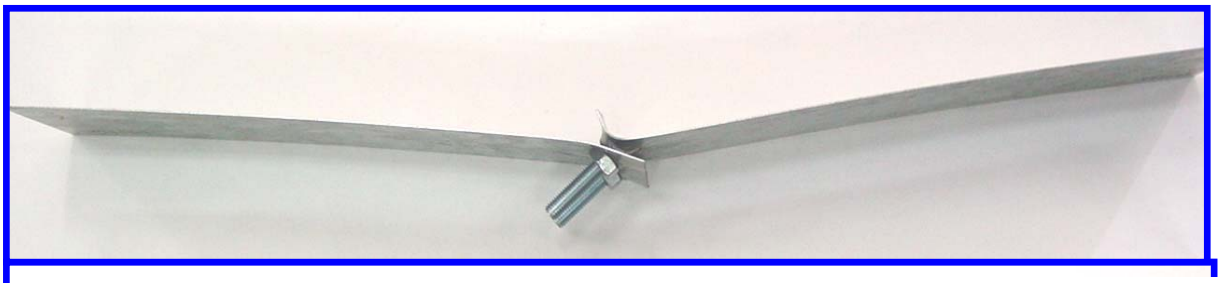


Fig. 4.9. Vista lateral de l'estructura en estudi un cop realitzat l'assaig a tracció

Fig. 4.10. Vista en planta de l'estructura en estudi un cop finalitzat l'assaig a tracció

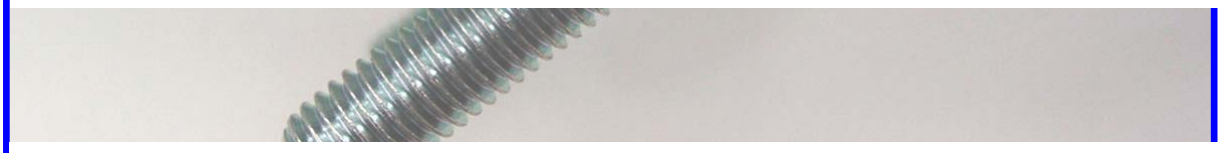


Fig. 4.11. Detall de la zona cargolada. S'observa el Tilting i com queden doblegades les xapes

Fig. 4.12. Detall de la zona cargolada. S'observa principalment Bearing i també el principi del Tensile failure

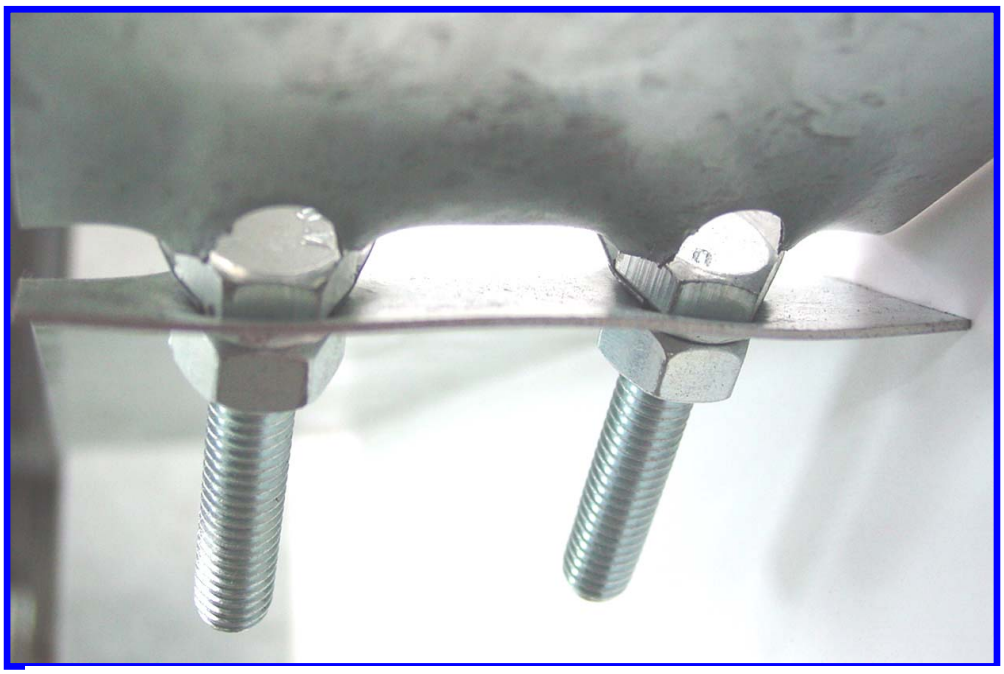


Fig. 4.13. Vista part inferior de la zona cargolada. S'observa Bearing i Tilting

Fig. 4.14. Vista de la zona cargolada. S'observa les importants deforrmacions a que resten sotmeses les xapes

Per últim, determinarem el coeficient de fricció estàtic a partir de la corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig experimental.

Sabem que la unió cargolada del nostra sistema és per fregament donada la folgança existent. És a dir, existeix una força transversal, F_T, que tendeix a separar les peces unides, fent-les lliscar. D'aquí que s'origini una resistència al lliscament per mitja de la força de fregament, F_f, entre les peces unides. Aquesta força la trobem definida de la següent manera [34]:

$$\mathbf{F_f = F_M \cdot \mu \cdot n \cdot m} \qquad (4\text{-}2)$$

On, F_f: Força de fregament

F_M: Força de muntatge

μ: Coeficient de fregament

n: Nombre de cargols

m: Nombre de superfícies de fregament

Com s'ha dit, en el gràfic "Força – Desplaçament" obtingut en l'assaig a tracció podem identificar fàcilment la força de fregament (F_f), doncs l'inici del lliscament coincideix amb el final del primer tram lineal de càrrega (veure Figura 4.5).

A partir d'aquí i amb la fórmula (4-2) obtenim pel nostre assaig un coeficient de fregament estàtic de $\boldsymbol{\mu_{estàtica}=0,154}$, donat que F_f =10.259 N , F_M = 33.333N, n= 2 i m= 1.

5. ANÀLISI NUMÈRICA

Com ja s'ha comentat, l'objectiu principal del model d'elements finits que es presenta a continuació consisteix en predir la resistència màxima de la unió a tallant entre dues xapes d'acer connectades mitjançant cargols al sotmetre-les a un assaig a tracció. En un segon ordre, s'exposarà també la corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig a tracció d'aquest model de xapes cargolades de l'anàlisi per elements finits.

5.1. Característiques generals

Com a mitjans informàtics del càlcul s'ha utilitzat en quan a hardward un Pentium IV amb 2.8 GHz de RAM i en quan a software el programa ANSYS v.8.

Per representar l'anàlisi s'ha escollit un model en 3D per varies raons. Per una banda, tot i tenir clar que un model tridimensional comporta un cost en temps d'ordinador molt més important que un model bidimensional; per modelar una estructura tridimensional com una estructura plana es necessita un coneixement molt ampli de la mateixa per tal que la simplificació sigui la òptima. En aquí doncs trobem un primer avantatge per representar el model en 3D. D'altra banda, el problema de les unions cargolades que estem estudiant és d'una naturalesa marcadament tridimensional. En els assaigs experimentals s'observa en les zones properes als forats de les xapes una distribució de tensió no uniforme i que varia al llarg del gruix de les xapes. A la vegada, com s'ha vist al capítol 2, les falles per bearing i tilting que s'han observat en els assaigs experimentals són uns fenòmens en sí mateixos tridimensionals.

A l'hora de construir el model d'elements finits, s'ha adoptat una sèrie de simplificacions per tal de reduir al màxim el temps de càlcul de l'anàlisi. Com ja s'ha vist, l'estructura en estudi és simètrica al llarg de l'eix longitudinal d'aquí que només es modeli la meitat del model. Aquest el considerarem format per tres cossos: les dues xapes i el cargol que junt amb la femella formaran un únic cos. El fet de fusionar el cargol i la femella en un sol cos no influenciarà o ho farà molt poc en el comportament del model i reduirà apreciablement el temps de càlcul, doncs s'evita incorporar elements de contacte en aquesta zona [3]. Finalment, no es té en compte la rosca del cargol en l'anàlisi, de manera que evitem així treballar amb una talla d'elements d'ordre molt inferior a la resta del conjunt.

En quan a la naturalesa de l'anàlisi la considerem clarament no lineal. Com es sabut, la característica fonamental d'una estructura no lineal és el canvi de rigidesa estructural amb els canvis de càrrega. És a dir, si observem la corba "Força – Desplaçament" (Figura 4.6)

obtinguda en l'assaig experimental de l'estructura en estudi veiem com la pendent de la corba canvia al incrementar la càrrega.

En aquest cas hi ha varis motius que determinen el comportament no lineal de la nostra estructura. Per una banda, les importants deformacions a que queden sotmeses les xapes en l'assaig ens determinen la existència d'una no linealitat geomètrica. Per altra banda, cal considerar la plasticitat del material donades aquestes grans deformacions locals de les xapes al voltant dels forats on es col·loquen els cargols. Finalment, tenim la no linealitat que ens ve determinada per les condicions de contorn; és a dir, els elements de contacte introduïts en les zones intermitges dels diferents elements que conformen el model (Xapa - Xapa, Xapa – Cap del cargol, Xapa – Femella, Forat xapa – Eix cargol).

5.2. Mallat

Com ja s'ha comentat, el model en estudi és simètric tant geomètricament com en quan a càrregues aplicades. Això ens permet modelar únicament la meitat de la geometria. Cal notar però que cadascun dels elements que formen l'estructura a modelar (dues xapes, un cargol i una femella) contenen grans simetries, facilitant-nos així la construcció de la malla.

5.2.1. Model sòlid

Per mallar el model sòlid s'ha utilitzat un model de malla radial típic en aquestes unions i i que podem observar en diferents articles referents a aquests tipus d'estudi [1-16]. Veure Figures 5.1, 5.2 i 5.3.

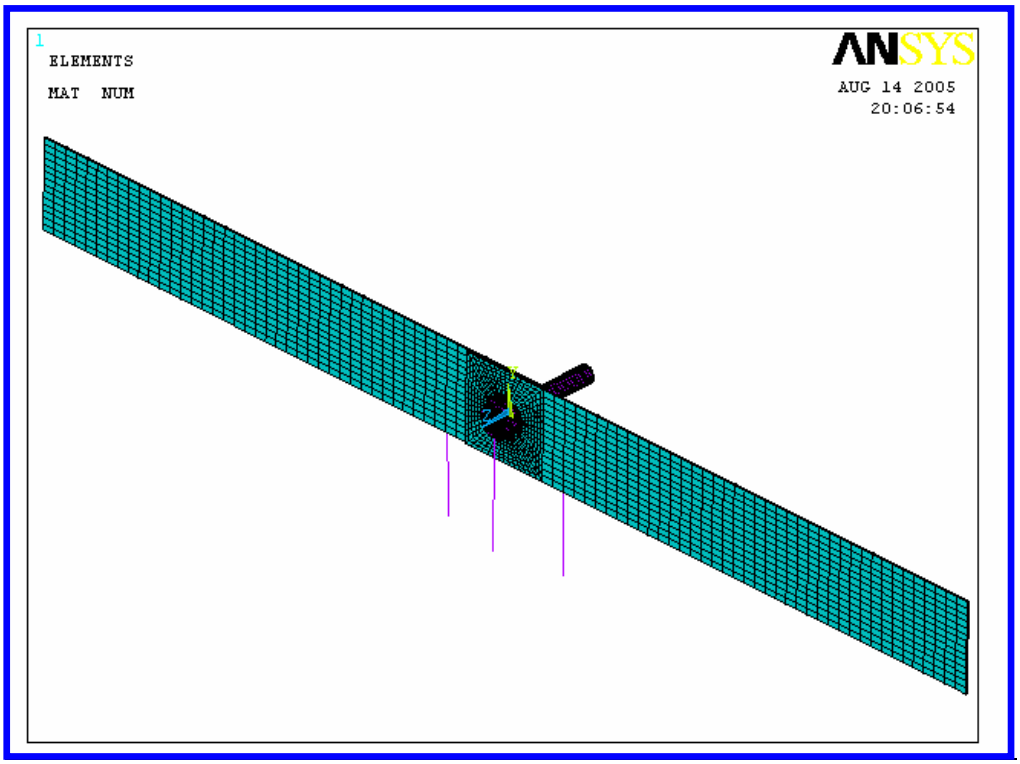
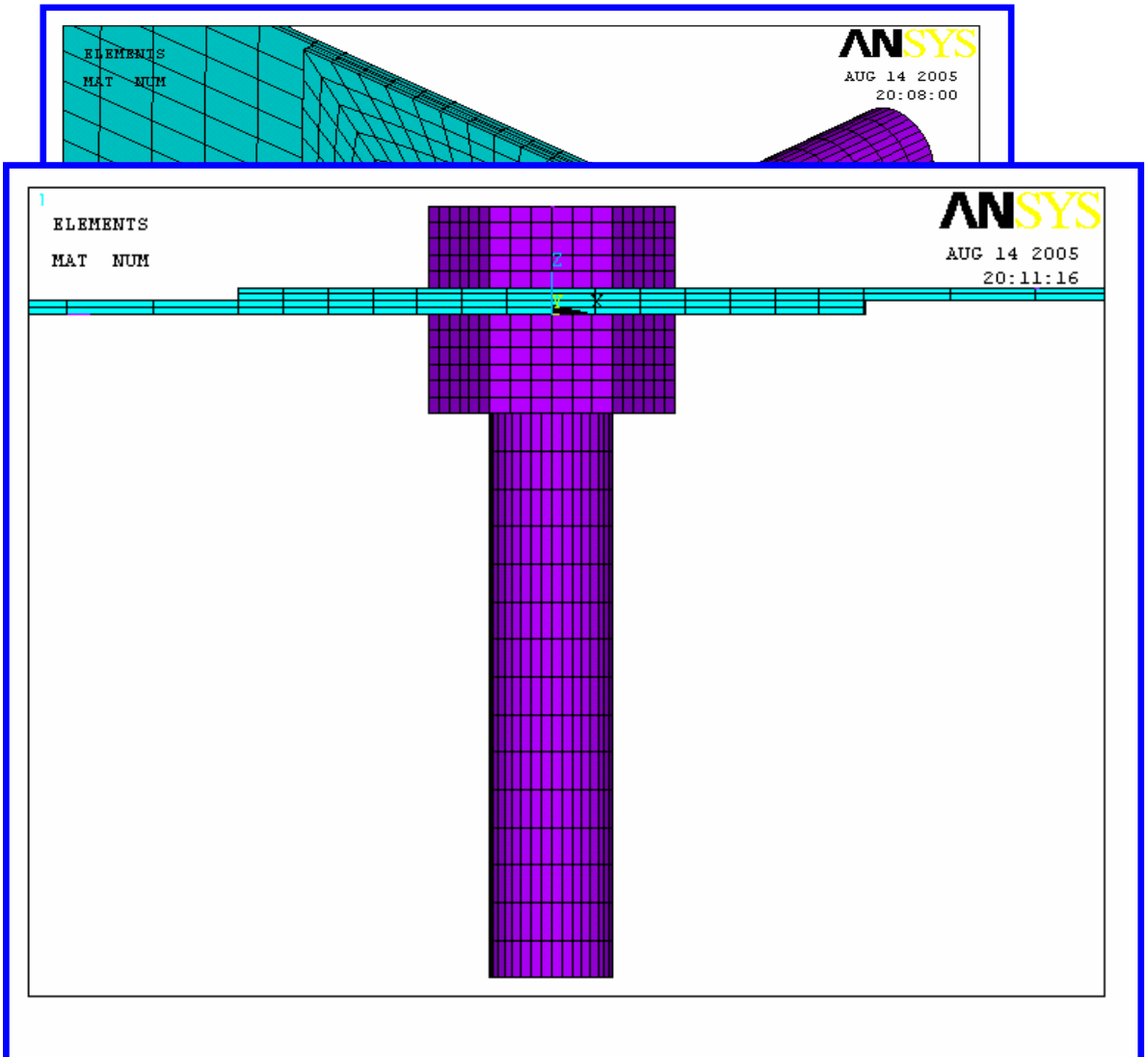


Fig. 5.1. Vista general de la malla del model



Els elements escollits en la modelització dels sòlids han estat elements sòlids tipus SOLID185 (Hexàedres de 8 nodes) adequats per suportar grans deformacions. En la seva caracterització s'ha activat l'opció "Enhanced strain deformation" (KEYOPT(2)=2). Opció recomanada per Ansys [27].

***Creació del model d'elements finits de les xapes*:**

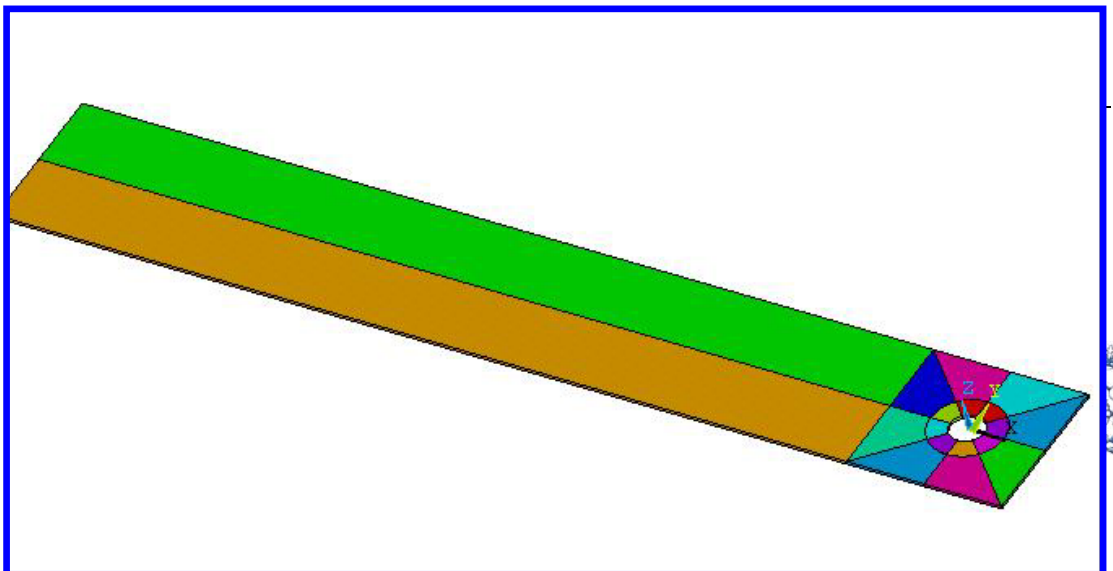
Per facilitar un posterior control del model d'elements finits, la xapa s'ha dividit en 3 zones clarament diferenciades, essent cadascuna d'elles dividida en sub-zones segons els diferents plans de simetria de la peça. Així les xapes queden dividides de la següent manera:

- Anell central concèntric al forat de la unió cargolada de radi arbitrari però superior al radi del cap del cargol. Consta de vuit sectors circulars on les superfícies superiors d'aquests sòlids pertanyents a la xapa superior serviran de suport per crear la parella de contactes (Xapa – Cap del cargol). De la mateixa manera, les cares inferiors d'aquests sectors pertanyents a la xapa inferior serviran de suport per formar la parella de contactes (Xapa – Femella). Aquesta zona és la més crítica del model al ser la més tensionada i d'aquí que la malla sigui especialment fina. S'ha creat formant elements que creixen de mida de forma gradual a mesura que ens allunyem del centre del forat.

- Bloc amb forat interior que recull la zona on ambdues xapes queden solapades i que mallarem de forma radial amb una mida més grollera donat que aquí les deformacions plàstiques ja no seran tan importants. En total aquí tindrem vuit sòlids que s'enllaçaran amb els sectors circulars interiors.

- Finalment definim la zona que podríem anomenar "ala" i que mallarem també de forma més grollera i que está formada per dos sòlids.

Tot seguit es mostra una de les xapes de manera que puguem identificar els diferents sòlids que la formen (Figura 5.4). A continuació es mostren diferents vistes de la malla d'una de les xapes (Figures 5.5 i 5.6).



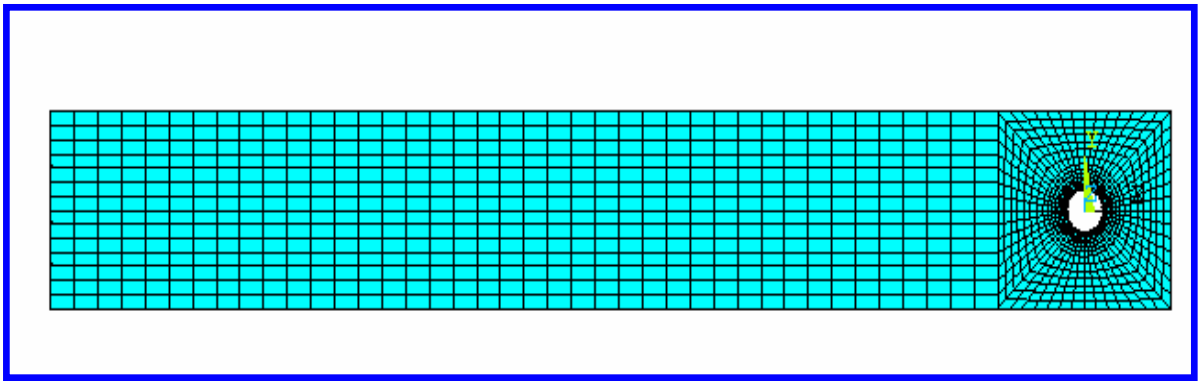


Fig. 5.5. Vista en planta de la malla d'una xapa

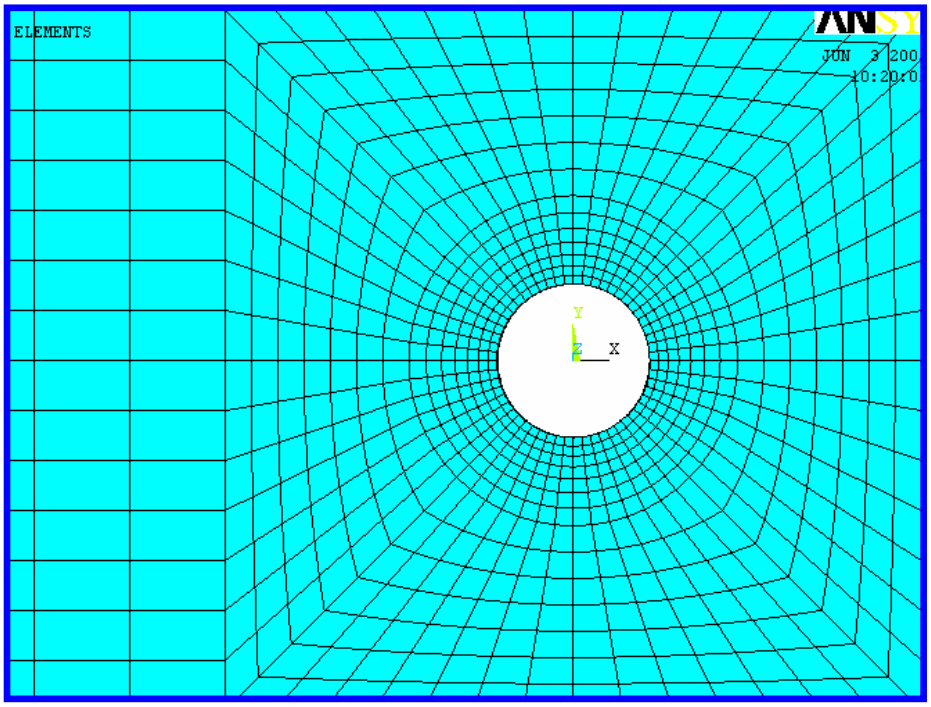


Fig. 5.6. Detall de la malla en la zona del forat

Creació del model d'elements finits del cargol:

Com ja s'ha comentat, el cargol i la femella es tractaran com un sòl sòlid simplificant així l'anàlisi, doncs evitem elements de contacte entre aquestes dues peces. Això farà millorar el temps de resolució del problema.

En la geometria del cargol cal notar el manteniment de la forma hexagonal del cap del cargol i de la femella, modelant-los així de la forma més realista possible. Donat això, per mantenir la possibilitat de mallar els sòlids que formaran aquest element d'unió de manera automàtica i regular (Mapped mesh) formarem l'eix central del cargol com la suma d'un hexàedre, tres vegades més petit que el hexàedre que forma el cap del cargol o la femella, i la part complementaria del cilindre necessària per formar l'eix. D'aquesta manera podrem unir l'eix del cargol amb el cap del cargol i la femella i dividir-los de manera clara per tenir sòlids amb vuit cares que ens permetin mallar de forma regular.

Vista de l'element d'unió amb els sòlids que el formen:

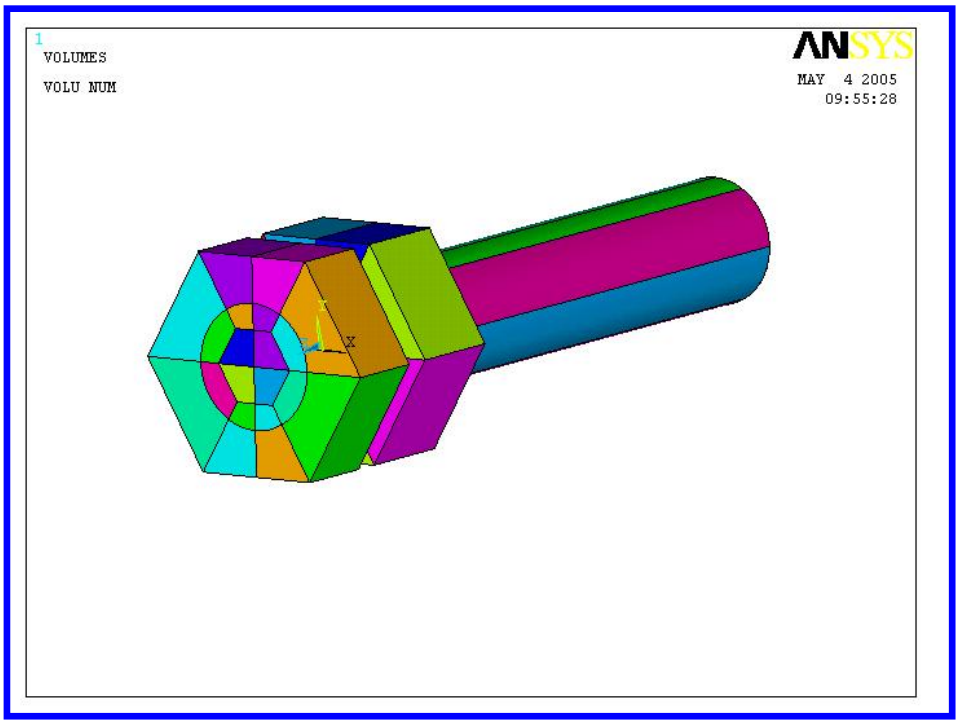


Fig. 5.7. Vista dels sòlids que defineixen el conjunt Cargol - Femella

Vista general de la malla de l'element d'unió:

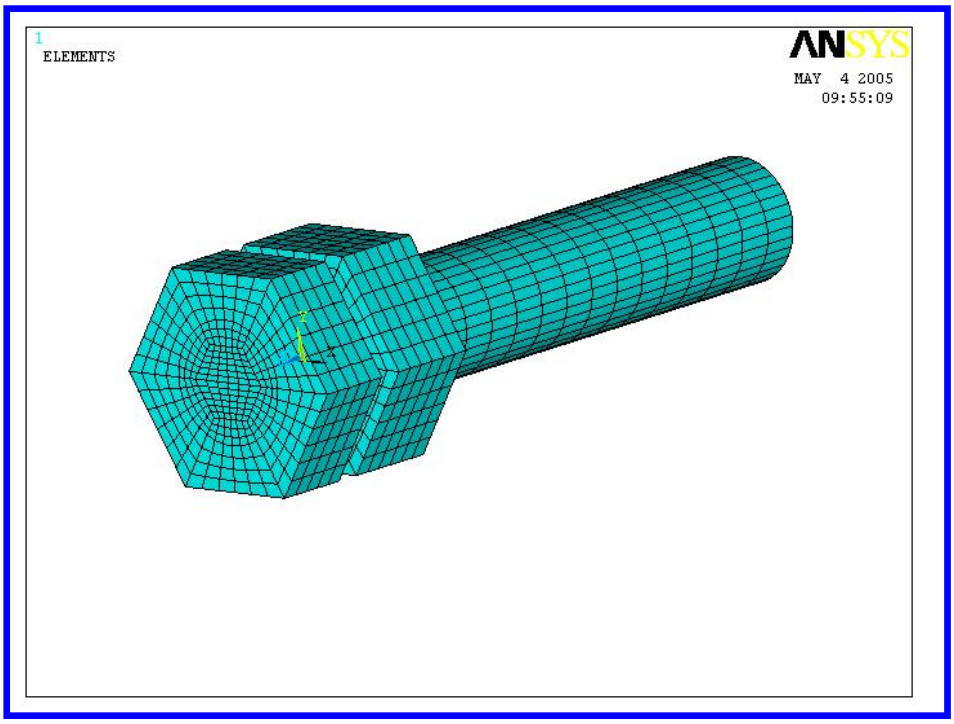


Fig. 5.8. Vista de la malla que forma el conjunt Cargol - Femella

5.2.2. Elements de contacte

Els elements de contacte d'ANSYS Superfície-a-Superfície seran els escollits per modelar la interacció entre les superfícies de contacte i d'aquesta manera poder tenir en compte el fenomen contacte - fricció entre les diferents superfícies connectades [4,6,]. Avantatges que trobem en l'ús d'aquests tipus d'elements serien [23]:

- Suporten grans deformacions amb quantitats significatives de lliscament i fricció, eficientment.

- Proporcionen millors resultats de contacte (és més fàcil post processar la pressió de contacte i les tensions de fricció).

- El càlcul de la rigidesa del contacte és semiautomàtic.
- Es requereix menys elements que amb els elements de contacte Node-a-Superfície.

- Són compatibles tant amb elements d'ordre inferior com superior.

- Facilitat d'ús (Assistent "Contact Wizard")

En els problemes de contacte cal identificar les superfícies que s'espera que entrin en contacte i agrupar-les en superfícies Contact i superfícies Target (o de Referència). En els contactes entre cossos Flexible a Flexible (opció escollida pel nostre model en front l'opció de contacte Rigid a Flexible [24,33]), segons quina superfície escollim com a superfície Target i quina com a superfície Contact podem tenir quantitats de penetració diferent i això afecta a la precisió de la solució trobada. Assumint que la densitat de la malla de ambdues superfícies sigui similar i que la seva rigidesa estructural també sigui similar, caldria escollir com a superfície Contact aquella que tendeix a moure's cap a l'altra superfície. Això no és sempre fàcil d'identificar, d'aquí que hi hagi una guia per definir-les. Aquestes recomanacions són les següents [24]:

- Si una superfície convexa entra en contacte amb una de plana o còncava, aquesta superfície plana o còncava, ha de ser la Target.

- Si una superfície té una malla més grollera i l'altra una de més fina, la superfície amb la malla més grollera, ha de ser la de referència (Target).

- Si una superfície és més rígida que l'altra, la superfície més rígida ha de ser la Target.

- Si una superfície es d'ordre superior i l'altra d'ordre inferior, la d'ordre inferior ha der ser la Target.

- Si una superfície és més gran que l'altra, la superfície més gran ha de ser la Target.

Un cop identificades les superfícies de contacte i haver-les designat com superfícies "Contact" o com superfícies "Target", construïm les parelles de contacte mitjançant l'Assistent ("Wizard") del Contacte. Aquesta eina d'ANSYS guia, de manera senzilla, el procés de creació d'una parella de contacte. Cal tenir en compte que abans de poder crear amb l'assistent un model de contactes Flexible a Flexible, cal haver mallat totes les parts del model que s'utilitzaran com a superfícies de contacte.

Utilitzant aquesta eina de creació de parelles de contacte ens trobem amb una sèrie d'avantatges inherents a l'Assistent ("Wizard") com [33]:

- Definició automàtica del tipus d'elements i jocs de constants reals.
- Facilitat per accedir a les opcions pròpies dels contactes.
- Eines de visualització dels parells de contacte.
- Ràpida visualització e inversió de la normal dels contactes.

Seguint simplement les indicacions de l'Assistent al llarg de totes les etapes de creació d'una parella de contacte, primer cal senyalar les superfícies de referència (Target) i després les de contacte (Contact). En el anàlisis del model en estudi s'han definit quatre parelles de contacte i les superfícies escollides com les de contacte han estat les que intuïtivament tendeixen a moure's cap a l'altra superfície. A la vegada, no s'han perdut de vista els criteris recomanats per ANSYS en aquest tema. Així es pot dir que el criteri de mida també es conserva, s'ha definit com a Target la superfície més gran, al igual que s'ha mallat les superfícies Contact buscant una malla de densitat igual sinó més fina que la de la superfície Target.

En el nostre model hem distingit les superfícies de contacte i les de referència de cada parella de contactes segons la taula adjunta:

Parella de contactes	Superfície de Contacte (CONTACT)	Superfície de Referència (TARGET)
Xapa – Cap del cargol	Cap del cargol	Xapa superior
Xapa – Femella	Femella	Xapa inferior
Xapa – Xapa	Xapa superior	Xapa inferior
Forat xapa – Eix cargol	Forat xapes	Eix cargol

Taula 5.1. Recull de les parelles de contacte establertes

A continuació, en les Figures 5.9 i 5.10, es mostra una representació típica de superfícies de contacte i superfícies de referència en una unió cargolada [4]:

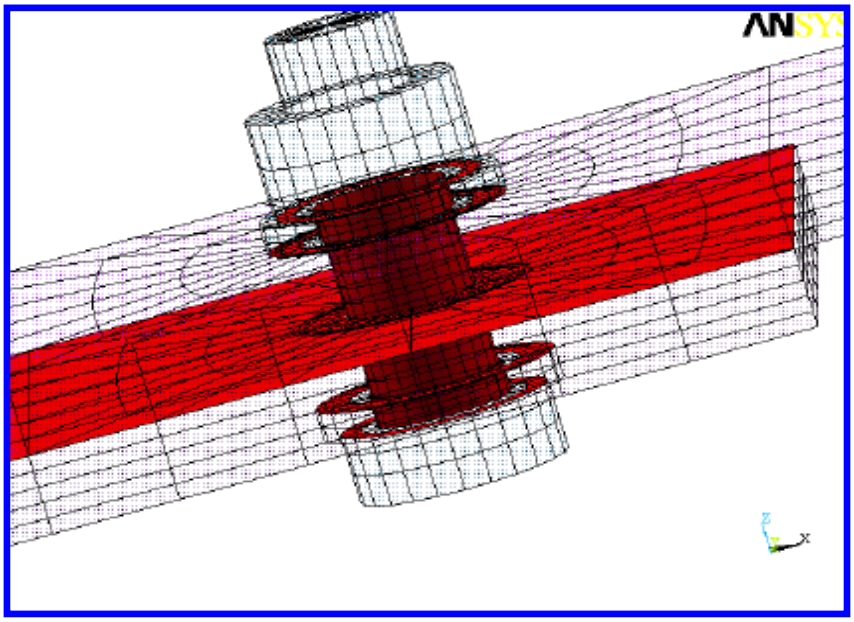


Fig. 5.9. Superfícies de contacte típiques en una unió en un model d'elements finits

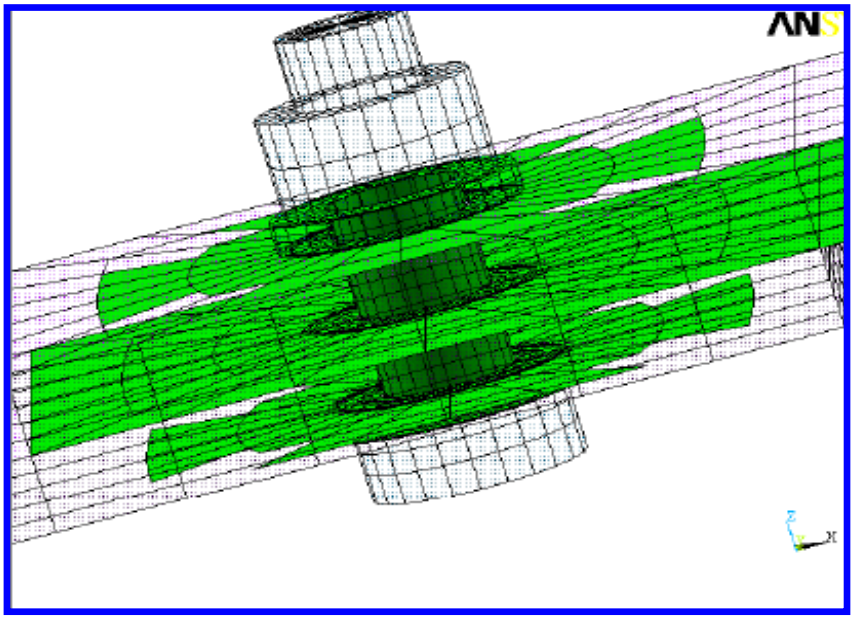


Fig. 5.10. Superfícies target típiques en una unió en un model d'elements finits

El propi Assistent de Contactes defineix per cada parella de contactes un set propi on queden especificades per defecte les Real Constants i les Options pròpies dels elements de contacte creats. ANSYS recomana deixar-les per defecte però cal sempre revisar els paràmetres més importants abans de començar l'anàlisi. Dintre el mateix Assistent de Contactes s'integra el menú Optional Settings que permet seleccionar els diferents paràmetres que defineixen una parella de contacte i modifica'ls. En el nostre cas, s'han modificat els següents paràmetres:

- **Rigidesa de Penalització (FKN)**: Per elements de contacte Superfície-a-Superfície, Ansys determina la rigidesa del contacte basant-se en el tipus d'element, les propietats del material i la mida dels elements de la malla d'elements finits subjacent. La constant real FKN es pot utilitzar tant per especificar un valor d'escala (signe positiu) com un valor absolut (signe negatiu). Generalment es defineix un valor positiu entre 0.01 i 10. Per defecte ANSYS el fixa en 1 que és el valor recomanat per problemes de deformació volumètrica. Per problemes on predomina la flexió el valor recomanat és 0.1 [23,24,33].

  En el nostre cas hem definit diferents valors per les diferents parelles de contacte:

  Per les parelles de contacte (Xapa – Cap del cargol) i (Xapa – Femella) s'ha definit un valor de 10 que crea unes parelles de contacte amb suficient rigidesa per absorbir la pressió a la que estant sotmeses donada la important pretensió del cargol. Aquest valor ens assegura que els elements d'aquesta zona no es deformin de tal manera que tinguem problemes d'errors en aquests elements. Aquest valor de FKN ens dona una rigidesa de contacte resultant de 0.29812E+06 N/mm.

  Per la parella de contacte (Xapa – Xapa) la rigidesa de contacte fixada en un primer estudi ha estat de 6.174 N/mm ja que el valor de FKN definit ha sigut de 0.1. Aquest valor es defineix a partir dels resultats experimentals on s'observa com pateixen a flexió les xapes (veure Figures 4.9 – 4.14).

  Per la parella de contacte (Forat xapa – Eix cargol) el valor es vol fixar després d'un procés iteratiu comparant el valor numèric resultant amb el mesurat en l'assaig experimental, semblant a com s'explica en un dels articles de l'investigador K.F. Chung de la Universitat Politècnica de Hong Kong [1, 2].

- **Algoritme de contacte** (Annex D,[24]): El mètode de la Lagrangiana augmentada (KEYOPT(2)=0) és l'opció per defecte i la recomanada per ús general. En canvi hem utilitzat el mètode de penalització (KEYOPT(2)=1). Aquesta opció està recomanada per problemes amb elements molt distorsionats i ens ajudarà a reduir considerablement el temps de CPU. Aquesta opció és la escollida en diferents articles científics estudiats [1, 3, 4, 6].

- **Matriu de Rigidesa**: Els problemes de contacte que inclouen fricció produeixen una matriu de rigidesa no-simètrica. No obstant la utilització d'un "solver" (mètode de solució del sistema d'equacions) no simètric, és computacionalment més car que l'ús d'un "solver" simètric. Per això ANSYS utilitza un algoritme de simetrització mitjançant el qual es poden resoldre la majoria dels problemes de contacte que impliquen fricció. Donada la influència de la fricció en el nostre model, una aproximació simètrica de la matriu de rigidesa pot comportar un rati de convergència lent, d'aquí que s'esculli l'opció de solució no-simètrica (KEYOPT(6)=1) per tal de millorar la convergència. En aquest cas serà necessari utilitzar el "sparse solver" o el "solver frontal". Per defecte s'utilitza el "sparse solver" [23,33].

- **Predicció del salt del "Time"**: El control del salt del "Time" és una capacitat automàtica que prediu quan canviarà l'estat d'un element de contacte i retalla l'actual salt de "Time" actiu. Per defecte l'opció del programa és Sense Control (KEYOPT(7)=0), no afecta a la mida del salt del "Time". Normalment és suficient per problemes estàtics quan el salt automàtic de "Time" està activat. En el nostre model s'estableix però l'opció Raonable (KEYOPT(7)=2) que prediu un increment raonable pel següent substep [24,33].

Dintre del menú "Optional Settings" ens trobem també amb la possibilitat d'ajustar les condicions de contacte inicial i de crear, amb els propis elements de contacte, la pretensió a la que resta sotmès el cargol. Ambdós fets s'expliquen detalladament en els Apartats 5.5.1 i 5.5.2.

5.2.3. Elements estabilitzadors

Durant la resolució del problema cal introduir unes molles fictícies per impedir el moviment com a sòlid rígid del sistema [4, 6, 9]. La rigidesa d'aquestes molles ha de ser negligible comparada amb la rigidesa del sistema. En la seva construcció, un dels extrems de la molla

queda connectat al "terra", creant un node arbitrari en el que es restringeixen tots els desplaçaments. Comparant les reaccions en aquest node respecte a les forces de reacció total del sistema, assegurarem que la molla no afecti a la solució (veure Annex C).

Així inclourem tres molles fictícies, una connectada amb el cargol i les altres dues pròximes a les zones de solapament de les xapes.

Per evitar que la molla afecti a la rigidesa total del sistema cal que la constant de rigidesa pròpia de la molla, K_{molla}, sigui similar a (Rigidesa del model*10^{-6}) [32].

Calculem així les rigideses del model (Annex C).

Amb les dades obtingudes respecta a la rigidesa del sistema, fixarem la rigidesa de les molles introduïdes en el model de **K_{molla} = 2 N/mm**, seguint les recomanacions d'ANSYS que fixa la K = (E_{mean}) (10^{-6}), on la E_{mean} s'entén com la rigidesa mitja de la unió [32].

5.2.4. Recull descriptiu de la malla d'elements finits utilitzada

A continuació la Taula 5.2 detalla el tipus i el nombre total d'elements utilitzat en el model així com el nombre de nodes:

Tipus	Element	Quantitat
Element sòlid	**SOLID185**	12.360
Element de contacte	**CONTA174**	1.296
Element de referència	**TARGE170**	1.712
Element estabilitzador	**COMBIN14**	3
Nº TOTAL d'elements	-	15.371
Nº de nodes	-	16.684

Taula 5.2. Resum del model d'elements finits

5.3. Caracterització dels materials

En el model a estudiar, el tipus d'acer de la xapa és S -250 GD+Z. Les seves propietats mecàniques nominals es mostren en la següent Taula 5.3 [17].

Material	$F_{y,n}$ (N/mm^2)	$F_{u,n}$ (N/mm^2)
Acer S –250 GD+Z	250	330

Taula 5.3. Propietats mecàniques nominals de l'acer

5.3.1. Propietats de les xapes d'acer galvanitzat

Per tal de copiar al màxim la realitat del sistema a estudiar en la representació del model numèric, les propietats del material estimades per a les xapes s'han extret, com ja s'ha vist en el capítol 3, d'assaigs de tensió uniaxial fets en una màquina de tracció universal amb provetes construïdes a partir de les pròpies xapes (veure Annex A).

Disposant de les dades obtingudes de les proves de tensió es pot construir una gràfica de tensió mecànica respecte de la deformació. La tensió i la deformació en enginyeria es calculen de la següent manera:

Tensió Enginyeril: $\sigma_{enginyeril} = F/A_0$

on F = Força uniaxial mesurada sobre la mostra a prova

A_0 = Secció original de la proveta

Deformació Enginyeril: $\varepsilon_{enginyeril} = \Delta L/L_0$

on ΔL = Increment de longitud

L_0 = Longitud de calibració original de la mostra

En ANSYS, quan es treballa amb anàlisis de plasticitat amb grans deformacions (NLGEOM,ON) és necessari introduir la corba "Tensió – Deformació" del material en termes de Tensió real i Deformació real [26]. Això vol dir que és necessari tenir en compte la variació de l'àrea de la secció de la mostra que es produeix durant l'assaig de tensió i que fa que el càlcul de la tensió no pugui ser precís. Durant la prova de tensió, després que tingui lloc l'astricció de la mostra, la tensió decreix a mesura que la deformació augmenta, conduint a una tensió màxima la corba "Tensió – Deformació". D'aquesta manera, un cop comença la astricció durant l'assaig de tensió, la tensió real és més gran que la tensió en enginyeria [36].

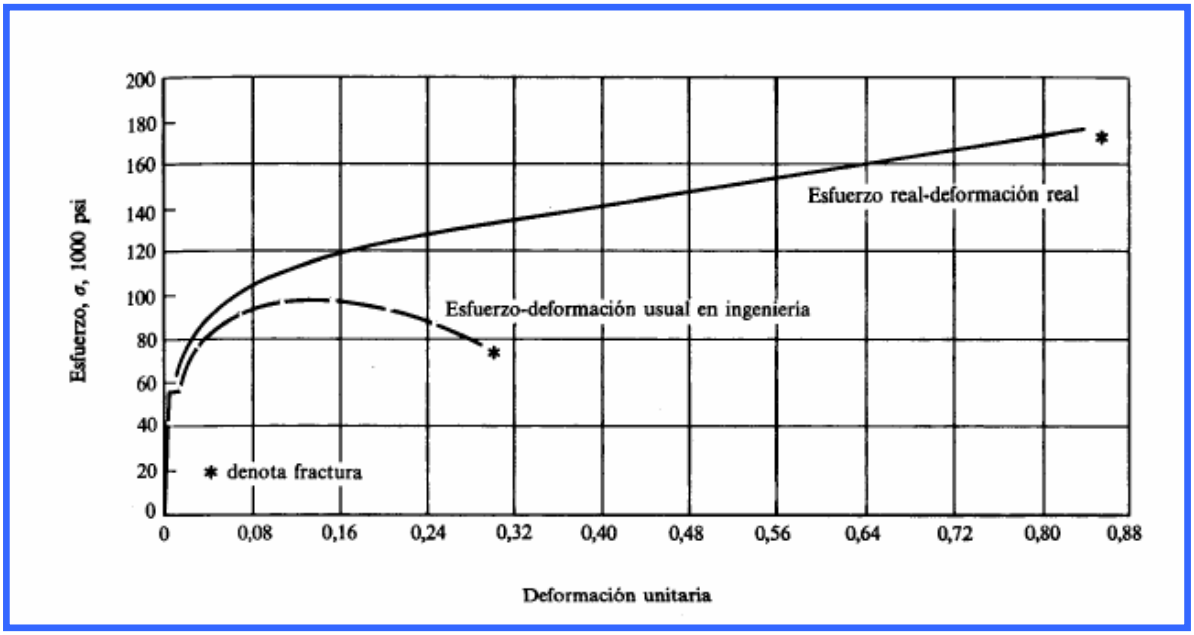


Fig. 5.11. Comparació de les corbes "Tensió – Deformació" real amb el diagrama "Tensió - Deformació" (nominal) en enginyeria per un acer baix en carbó

Definim la tensió real i la deformació real de la següent manera [36]:

Tensió Real: $\sigma_{real} = F/A_i$

on F = Força uniaxial mesurada sobre la mostra a prova

A_i = Àrea de mostra de secció mínima, en un instant

Deformació Real: $\varepsilon_{real} = \ln L_i/L_0$

on L_i = Longitud de calibració instantània durant l'assaig

L_0 = Longitud de calibració original de la mostra

La relació matemàtica utilitzada per convertir la corba *Enginyeril* en una corba *Real* és la següent [36]:

$$\varepsilon_{real} = \ln (1+ \varepsilon_{enginyeril})$$

$$\sigma_{real} = \sigma_{enginyeril} (1+ \varepsilon_{enginyeril})$$

Dintre del programa de càlcul numèric ANSYS utilitzat per simular el sistema que estudiem, existeixen una gran varietat d'opcions per descriure el comportament plàstic d'un material.

En el cas que tractem hem definit el material de la xapa dintre l'opció d'Enduriment Multilineal Isotrópic (MISO). El tram plàstic de la deformació el definim amb un conjunt de punts que ens descriuen un seguit de línies (corba multi-lineal) de pendents positives, és a dir, considerem el comportament del material amb enduriment de la deformació. Aplicarem el criteri de plastificació comú que és el de Von Mises on la plastificació té lloc quan la tensió equivalent de Von Mises sobrepassa el límit elàstic del material. Per últim, comentar que l'enduriment isotròpic és una opció que s'utilitza sovint en aplicacions de plasticitat de metalls amb grans deformacions sempre i quan no s'hi apliquin càrregues cícliques [25,33].

En la definició de les característiques de material segons el model MISO s'han tingut en compte les següents consideracions [27,33] (algunes d'elles es poden observar en la Figura 5.11):

- El primer punt de la corba ha de correspondre al del mòdul elàstic.
- Cap segment ha de tenir una pendent més gran que el mòdul elàstic o més petit de zero.
- Per valors de deformació que sobrepassin l'extrem de la corba, es suposa un comportament del material perfectament plàstic.

A continuació es recull la taula dels valors escollits per definir la corba "Tensió – Deformació" True introduïda en el programa ANSYS per definir el material de les xapes, així com la pròpia corba resultant. Cal senyalar que en el nostra cas particular, la diferència entre la corba "Tensió – Deformació" True e enginyeril és pràcticament nul·la (veure Annex A).

Deformació True (º/1)	Tensió True (N/mm^2)
0,001155	223,8162
0,001251	234,9216
0,001355	244,7518
0,001499	253,8838
0,001754	264,8957
0,002153	275,0285
0,002648	280,0741
0,003198	281,0112
0,003645	282,2051
0,004243	282,5876
0,004895	283,1998
0,005389	283,6250
0,005889	284,1953
0,006383	285,1212
0,006979	285,6484
0,007479	286,3632

Taula 5.4. Valors de la corba "Tensió-Deformació" True modelitzada

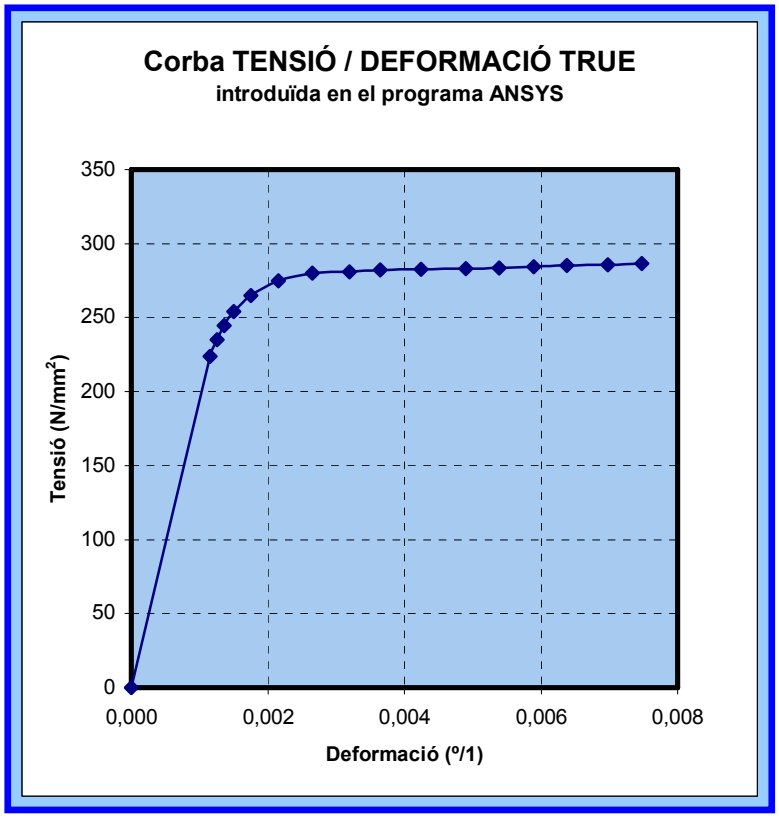


Fig. 5.12. Diagrama de la corba "Tensió – Deformació" True modelitzada

NOTA: Com ja hem comentat, per definició en un anàlisis no lineal la rigidesa de l'estructura varia amb la càrrega aplicada. Com més brusc és aquest canvi de rigidesa més dificultats té el programa d'elements finits per fer convergir la solució. Així, el fet de representar les propietats del material de les xapes amb una corba "Tensió – Deformació" multi-lineal en lloc de amb una corba bi-lineal ens pot ajudar a una millor convergència del model. Ja que, per la seva definició, permet un canvi de la pendent de la corba molt més gradual que afavoreix la convergència de la solució (Annex G)

Acabem de veure la introducció de la part plàstica del material (Taula 5.4) i queda pendent introduir la part elàstic de la corba de la Figura 5.12 per definir totalment el material de les xapes. Això es farà donant característiques elàstiques a aquest material que seran les següents:

Material	Mòdul Elàstic (N/mm^2)	Coeficient de Poisson
Acer S-250 GD+Z, Analitzat en les xapes en estudi	193.780	0.29

Taula 5.5. Propietats elàstiques del material de les xapes

5.3.2. Propietats del cargol i de la femella

El cargol i la femella es representen com un material elàstic isòtop:

Material	Mòdul Elàstic (N/mm^2)	Coeficient de Poisson
Acer	210.000	0.29

Taula 5.6. Propietats mecàniques dels elements d'unió

5.3.3. Caracterització de la fricció en els elements de contacte [4,24]

Al incloure la fricció en un model de contactes es permet que es desenvolupin forces de cisalladura entre els cossos en contacte. En el model de fricció de Coulomb, les dues superfícies suporten tensions constants fins a cert valor abans que comenci el lliscament relatiu de cada una respecte l'altra. Aquest primer estat es coneix com d'enclavament. El model de fricció de Coulomb defineix la tensió de fricció equivalent τ a la qual s'inicia el lliscament com:

$$\tau = \mu * \mathbf{p}$$

On **p** és la pressió de contacte i μ és el coeficient de fricció. Un cop excedida la tensió de cisalladura, les dues superfícies lliscaran relativament una respecte de l'altra. Aquest estat es coneix com de lliscament. El coeficient de fricció μ pot ser qualsevol valor no negatiu i ANSYS el defineix de la següent manera:

$$\mu = MU\ (1+(FACT-1)\exp(-DC*V_{rel}))$$

Essent:

μ: Coeficient de fricció

MU: Coeficient de fricció dinàmic, implementat a partir del comand MP de ANSYS

FACT: Rati de coeficient estàtic a coeficient dinàmic. Per defecte se li assigna el valor de 1.

DC: "Decay coeficient". Per defecte se li assigna el valor de 0.

V_{rel}: Rati de lliscament calculat per ANSYS.

Observem, que amb els valors per defecte ANSYS treballa amb l'expressió: **μ_s=FACT*MU**

ANSYS proporciona una constant real TAUMAX per definir la màxima Tensió de cisalladura equivalent a partir de la qual, independentment de la pressió de contacte, es produirà el lliscament.

Per introduir la fricció dintre el nostra model d'elements finits creem un nou material (MAT3) i el caracteritzem únicament definint el coeficient de fricció (MU =$\mu_{dinàmic}$). Considerarem aquest coeficient igual a $\mu_{estàtic}$, així el seu valor serà el calculat a partir de la corba experimental resultant de l'assaig a tracció del sistema i és **MU = 0,154**.

A més a més, a l'hora de crear els elements de contacte, trobem l'existència d'un apartat dintre l'Opcional Setting de l'Assistent Wizard de contactes exclusiu de definició de la fricció. En aquest apartat es defineix TAUMAX i el rati ($\mu_{estàtic}/\mu_{dinàmic}$) que els deixarem definits per defecte: TAUMAX = 0.10000E+21 N/mm^2 i rati ($\mu_{estàtic}/\mu_{dinàmic}$) = 1.

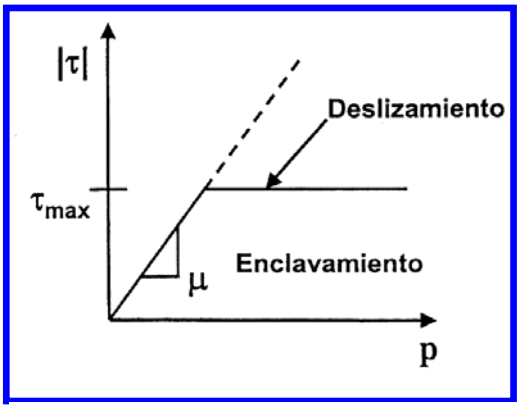


Fig. 5.13. Model de fricció de Coulomb

5.4. Contactes

5.4.1. Ajust del contacte inicial per la prevenció del moviment de sòlid rígid

Existeixen varies opcions per resoldre el problema de que es presentin modes de sòlid rígid donat que els cossos estiguin inicialment desconnectats (veure Annex F). En el nostre anàlisi, aprofitant l'existència dels elements de contacte, s'opta per establir condicions de contacte inicial que permetin transmetre forces entre tots els cossos en contacte ja al principi de la resolució. Aquesta opció escollida disposa de varies possibilitats per modelar la condició de contacte inicial:

- Tancament del contacte inicial (ICONT)
- Rang de penetració inicial Min/Max (PMIN,PMAX)
- Offset de la superfície Contact (CNOF + (KEYOPT(5))

On,

Amb el paràmetre ICONT s'especifica una penetració inicial de tal manera que movem els punts de la superfície Contact just sobre la superfície Target, així doncs la forma inicial de la malla queda lleugerament modificada per adaptar-se a la superfície Target. Si no es vol utilitzar aquest paràmetre, es recomana utilitzar un valor de 1e-20 per anular els seus efectes ja que deixar-lo a zero no implica que quedi desactivat [20]. Veure Figura 5.14.

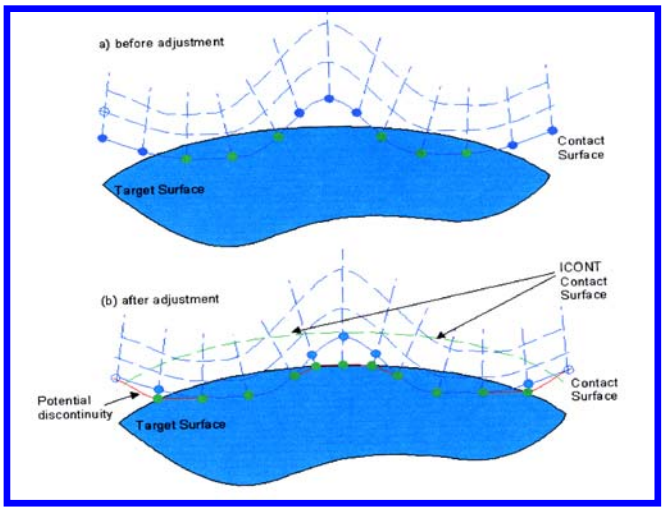


Fig. 5.14 Ajust de la superfície de contacte amb ICONT

Amb PMIN/PMAX s'especifica un rang de penetració inicial. ANSYS físicament mou la superfície de referència completa (Target) (i el cos deformable unit a aquesta) fins que estigui dintre del rang de penetració especificat per PMIN i PMAX. Això no modifica la forma de cap de les superfícies del contacte. Veure Figura 5.15.

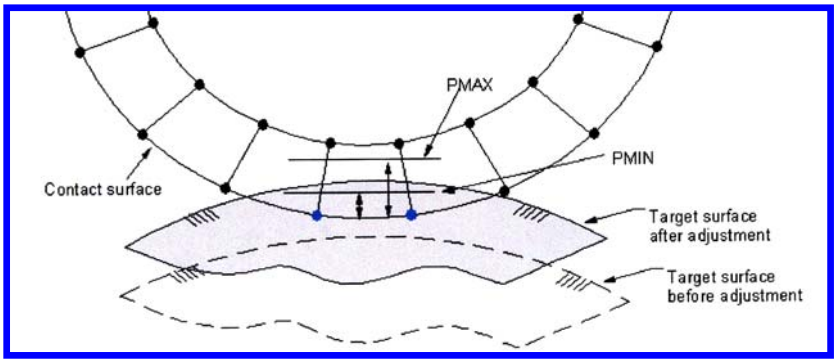


Fig. 5.15. Ajust de la superfície de contacte amb (PMIN/PMAX)

Amb el paràmetre CNOF es realitza un offset de la superfície Contact sencera, permetent especificar una penetració (valor +) o una gap (valor -). De la mateixa manera que amb PMIN/PMAX, no es modifica la forma de les superfícies de contacte. Veure Figura 5.16.

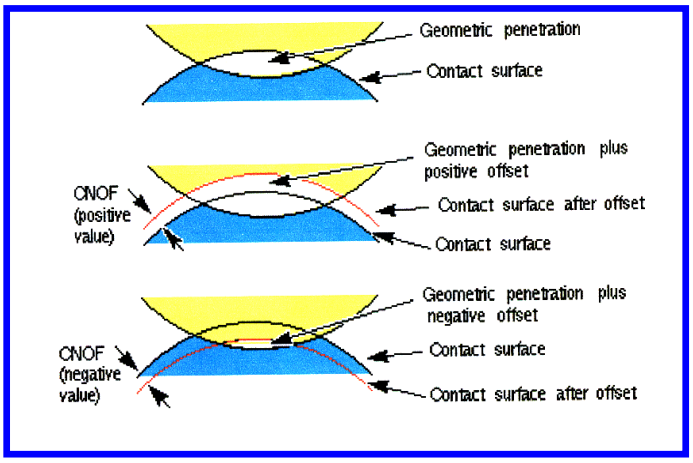


Fig. 5.16 Visualització del comportament CNOF

Nosaltres hem aplicat l'opció (**CNOF + (KEYOPT(5)**) amb que fem un offset de la superfície identificada com Contact, mantenint la forma original de la mateixa, però en lloc d'assignar-li un valor determinat al paràmetre CNOF, hem utilitzat l'opció **(KEYOPT(5)=3)** (tancar gaps i reduir la penetració amb "auto" CNOF). Amb aquesta opció, el propi programa li assigna un offset automàtic a la superfície de contacte. En aquesta situació ICONT no s'utilitza i, per tant, li assignarem el valor recomanat d'1e-20. Pel que fa al valor de PMIN/PMAX els deixarem per defecte. A més a més, fixarem **(KEYOPT(9)=1)** (Exclou els efectes de gaps o penetracions) i evitem així la existència de forces de reacció importants degut a les interferències [20,22]. D'aquesta manera, ajustant (KEYOPT(5)=3) i (KEYOPT(9)=1) li diem a ANSYS que analitzi les components en una condició de "just touching" [29]. Aquesta condició és la que s'aplica a les parelles de contacte (Xapa – Xapa) i (Forat Xapa - Eix cargol).

5.4.2. Modelat de la pretensió de la unió cargolada

Existeixen moltes maneres de modelar la pretensió en les unions mitjançant el programa d'ANSYS (veure Annex E).

Les característiques geomètriques ens han impedit l'ús de l'element PRETS179 creat ja a la versió 5.6 d'ANSYS per modelar exclusivament la pretensió del cargols. La voluntat de definir el cargol el més semblant possible a la realitat ha fet que mantinguéssim el cap de cargol com hexagonal i d'aquí que tinguéssim certs problemes en aconseguir una malla el més regular possible; fet que s'ha obtingut, com s'ha dit, dividint d'eix del cargol en varis sòlids. No tenir un únic sòlid en la zona de l'eix del cargol situada entre xapa i xapa impedeix l'ús de l'element PRETS179 que ens hagués permès una pretensió directe del cargol.

D'altra banda, la ja existència d'elements de contacte en el model ens ha determinat a modelar la pretensió del cargol mitjançant l'ús de la interferència geomètrica. Aquesta, modelada tan explícitament com modelada mitjançant valors "real constant", pot ser utilitzada per induir efectes de pretensió en les unions. Cal no perdre de vista que en l'acció de la collada d'una unió cargolada, el cargol queda sotmès a tracció i s'allarga (Figura 5.17) i les xapes queden comprimides i s'escurcen (Figura 5.18). Així, modelem el cargol "més curt" del que cal de tal manera que queda forçat a estirar-se en la unió i aquesta deformació produeix l'efecte de pretensió que busquem.

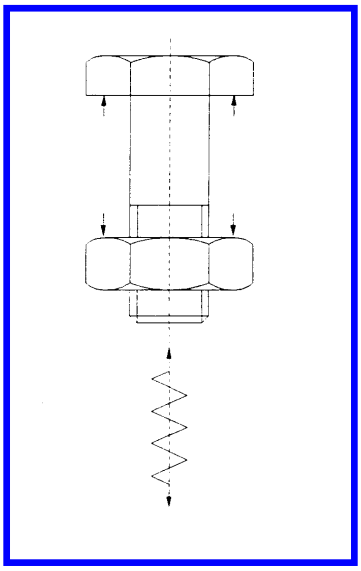


Fig. 5.17. Tracció del sistema cargol-femella

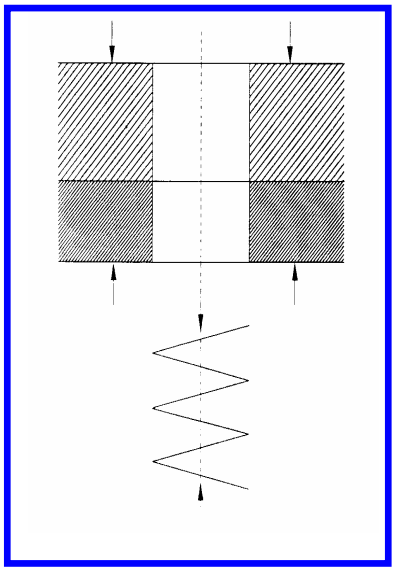


Fig. 5.18. Compressió de les peces unides

Tenim les parelles de contacte (Xapa – Cap del cargol) i (Xapa – Femella) modelades mitjançant elements de contacte Superfície-a-Superfície CONTA174. A partir d'aquí utilitzarem la "real constant" CNOF per fixar la quantitat de penetració i, per tant, de pretensió que volem induir al cargol. El procediment general d'un cas de pretensió amb elements de contacte Superfície-a-Superfície seria el següent: [19]:

1. Crear els elements de contacte necessaris
2. Assignar interferència a la parella d'elements de contacte mitjançant la "real constant" CNOF
3. Resoldre aquest primer estat de càrrega sense forces externes aplicades
4. Aplicar les forces externes corresponents al model i resoldre

A més a més, es recomana activar l'opció **(KEYOPT(9)=2)** que permet "rampejar" tota la càrrega inicial de penetració o interferència (tant geomètrica com pel CNOF) al llarg del primer estat de càrrega, evitant així problemes de convergència [19,22].

Per aconseguir una penetració inicial més precisa fixarem l'opció ICONT en 1e-6 per moure els punts de contacte sobre la referència, d'aquesta manera aconseguim una penetració més uniforme [22].

El problema d'aquest mètode és que no és immediat . Partint d'una força axial en l'eix del cargol coneguda (veure Capítol 4.2.2), necessitem varies iteracions per aconseguir que el valor de CNOF que nosaltres fixem ens representi la força axial que volem en el model d'elements finits. Finalment el cargol ens queda tensionat de la següent manera:

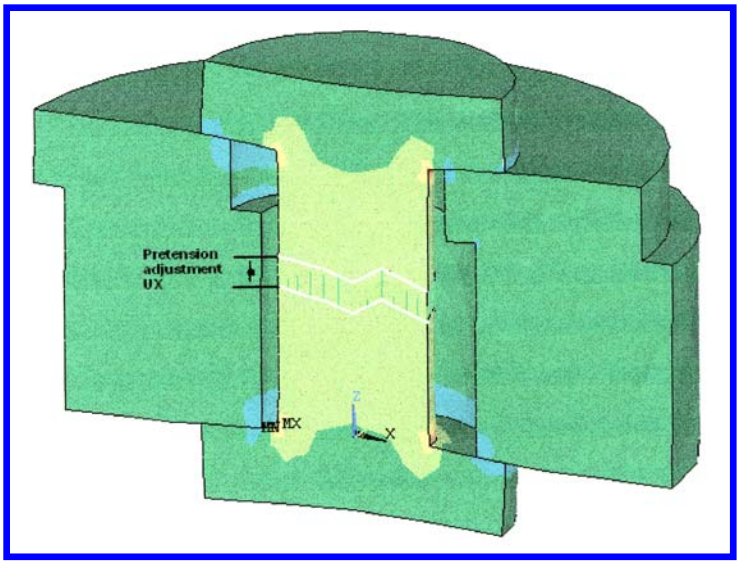


Fig. 5.19. Imatge de la simulació d'un cargol pretensat

5.5. Condicions de contorn

Les condicions de contorn d'aquest anàlisi d'elements finits es descriuen en tres apartats. Així, en un primer apartat trobem les condicions pròpies de l'estructura del model en sí i que es mantenen en tot l'anàlisi, és a dir, les trobem tant en el primer com en el segon cas de càrrega. En el segon apartat hi trobem les condicions de contorn necessàries per definir la collada d'un cargol (1º cas de càrrega) i, finalment, en un tercer i últim apartat (2º cas de càrrega) definim l'acció pròpia de sotmetre a tracció una xapa.

5.5.1. Condicions de contorn generals

Per una banda, els extrems de cadascuna de les xapes han estat fixats en les direccions Y i Z. Deixant lliure la direcció X que es definirà en el cas de càrrega 2, on es simula l'assaig a tracció.

Per altra banda, observant el model d'elements finits i recordant la geometria original es dedueix que s'ha tingut en compte la simetria tan geomètrica com de càrregues del model i s'ha aplicat condicions de simetria a les àrees corresponents.

A més a més, s'ha considerat necessari per la convergència de la solució restringir el moviment en la direcció Y del nodes que pertanyent al pla XZ de simetria segons els model d'elements finits definit. Solució basada en un estudi realitzat per la universitat de Limerik (Irlanda) [10].

Finalment, com ja s'ha explicat en l'Apartat 5.2.3, s'han introduït en el sistema tres molles fictícies molt dèbils per impedir el moviment com a sòlid rígid de cadascun dels elements del sistema, les dues xapes i el cargol, i evitar així problemes durant l'anàlisi [4,6,10]

5.5.2. Cas de càrrega 1: Pretensió

En aquest primer cas de càrrega on collem el cargol junt amb les condicions de contorn definides en l'apartat anterior hi trobem dues restriccions més. Per una part, fixem el node central de la part de la tija del cargol situada entre ambdues xapes tan en direcció X com en direcció Z. D'aquesta manera tenim un punt del cargol completament fixat e impedim així que el cargol es mogui del seu lloc; en tot cas podria girar. Per impedir això mateix, que giri, fixem un altre node en direcció X i evitem així el gir al voltant de l'eix Y. Cal recordar que tampoc podrà girar al voltant de l'eix X doncs tots els nodes del pla simètric en Y (pla XZ) tenen el moviment en Y restringit. Aquesta última condició també evitarà que giri sobre sí mateix. De

forma similar es modela en el tutorial d'ANSYS Nº2.9. i en els exemples especificats en l'article [19].

Com s'ha dit, els extrems de cadascuna de les xapes han estat fixats en les direccions Y i Z. D'aquesta manera, quan quedi collat el cargol, les xapes restaran forçades. És a dir, les xapes unides mitjançant cargols estaran col·locades a la màquina d'assaig a punt de ser sotmeses a tracció.

Aquestes restriccions les podem observar en la següent imatge ampliada:

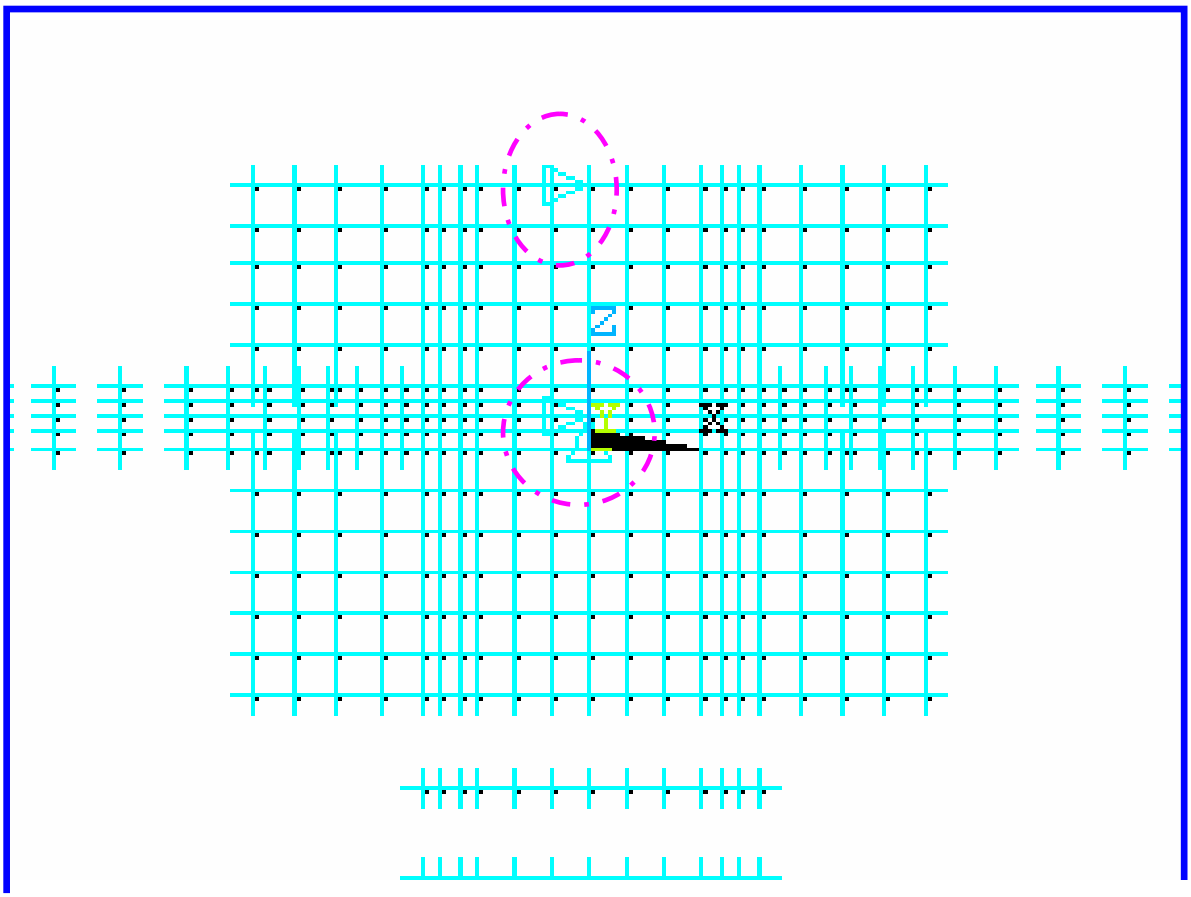


Fig. 5.20. Imatge de les fixacions del cargol en el cas de collada

5.5.3. Cas de càrrega 2: Tracció

Al definir aquest cas de càrrega, primerament, cal eliminar les restriccions aplicades en

l'apartat anterior on fixàvem el cargol doncs ara sí el volem lliure; és a dir, que pugui tombar-se i girar si cal.

En aquest cas, només ens cal definir el moviment dels extrems de les xapes en direcció X. En el nostre cas fixem el desplaçament de les àrees transversals de l'extrem de la xapa inferior. A l'extrem de l'altre xapa li imposarem un desplaçament de 2 mm, valor suficient per trobar la força màxima que patirà la unió.

Vista general del model amb totes les restriccions aplicades:

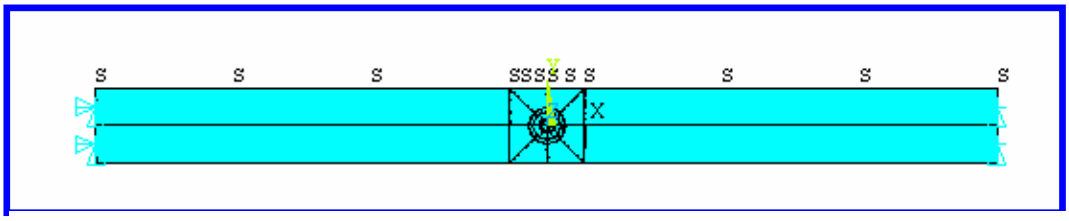


Fig. 5.21. Imatge de les condicions de contorn aplicades en les àrees

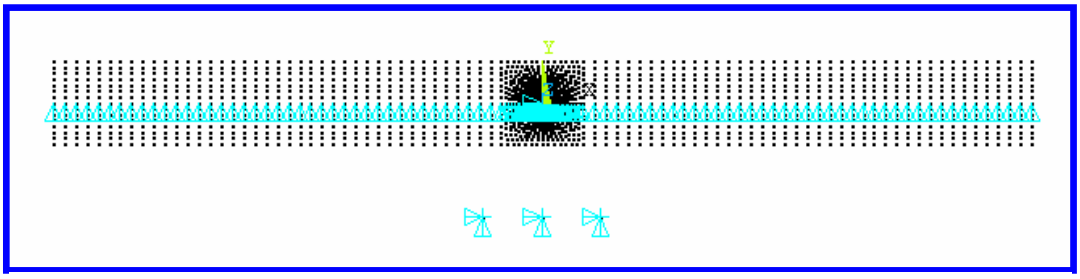


Fig. 5.22. Imatge de les condicions de contorn aplicades en els nodes

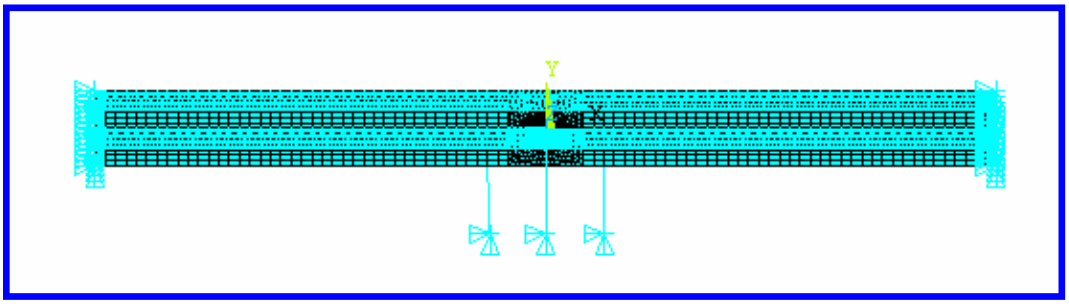


Fig. 5.23. Imatge de les restriccions del model en la simulació de l'assaig a tracció

5.6. Procediment de la solució

El model d'elements finits en estudi incorpora, com s'ha anat detallant, no-linealitats en el material, en la geometria i degut a la utilització d'elements de contacte d'aquí que l'anàlisi requerida sigui altament no-lineal.

Un requeriment essencial en un anàlisi no-lineal és l'aplicació de la càrrega molt gradualment. Si la càrrega s'aplica d'un sol cop els problemes de convergència poden fer el problema irrealitzable. En ANSYS, una de les maneres per aplicar la càrrega gradualment es especificant el comando NSUBST = n que divideix el total de la càrrega en n sub-casos de càrrega. En unes primeres proves és important escollir un número de "substeps" relativament alt per assegurar que el model estigui adequadament definit. Si fos massa petit podríem trobar-nos, per exemple, que els nodes de contacte podrien estar conduint-se a través dels elements target abans que ANSYS es donés compte del que passa. Un cop funciona el problema, es pot optar per reduir el número de "substeps" i així optimitzar el temps de càlcul de l'ordinador. Un manera d'assegurat també un acurat "Time step" és activant l'opció "Automatic time stepping" (AUTOTS, on). Donada aquesta naturalesa altament no lineal de l'anàlisi es recomanat també l'ús del "Control de la solució" (SOLCONTROL, on) que ANSYS el té actiu per defecte [24,33].

Per grans increments de càrrega, les iteracions tendeixen a crear inestabilitat en el model. S'utilitza l'opció "Line search" per estabilitzar el càlcul (LNSRCH, on). Per la mateixa raó s'activa l'opció "Predictor-corrector" (PRED, on). Notar que l'opció d'activar "Line search" ens ajuda també a millorar la convergència al trobar-nos davant un problema plàstic amb una solució amb grans deformacions locals [24,33].

En problemes de contacte cal tenir en compte varies especificacions. Si durant els procés iteratiu l'estat dels contactes es va modificant poden aparèixer discontinuïtats en el model. Per evitar un rati de convergència lent i treballar amb una matriu de rigidesa que s'actualitzi al llarg del procés iteratiu, ANSYS recomana fixar l'opció Newton Rhapson Full. Així tots els desplaçaments nodals, els balanços de les forces externes, la matriu de rigidesa tangencial de l'estructura són actualitzats després de cada iteració d'equilibri. A més a més, en l'aplicació d'elements de contacte tipus Superfície - Superfície es recomana desactivar l'opció "Adaptive Descent". La introducció de fricció en el model donada la importància que aquesta té en el propi assaig ens determina a fixar l'opció "unsymmetric solver" per tal de millorar la convergència. Tot això s'especifica en el programa amb la introducció de l'ordre següent: NROPT,UNSYMM,,OFF. Com ja s'ha dit, en el problema de contactes que estudiem en l'anàlisi hi domina també el lliscament entre diferents superfícies a demés de trobar-hi grans deformacions d'aquí que activem també l'opció que recull la no-linealitat geomètrica (NLGEOM, on) [24].

És important indicar el tipus de variació prevista per la càrrega present en el estat en curs. En el cas que ens ocupa s'ha definit una transició gradual de la càrrega doncs estar clar que no es poden aplicar bruscament (KBC,0). A més a més, no s'especificaran forces externes en el primer cas de càrrega (PRETENSIÓ) ja que es reserva per l'assentament dels contactes. Ambdós consells són recurrents en diferent documentació d'ANSYS [19,23,24,28].

A més a més, s'ha activat per treballar el comando NLDIAG que permet veure on el model té problemes de convergència. Partint d'una diferència de valors de càrrega que s'anomena Força Residual Newton-Raphson i que el programa calcula automàticament activant aquesta opció. Les àrees que tenen una elevada Força Residual Newton-Raphson són àrees potencialment problemàtiques i detectant-les amb aquesta opció et permet avançat a problemes; per exemple, modificant la malla en les zones identificades com a crítiques [28].

Abans d'iniciar la solució, cal revisar l'estat inicial dels contactes establerts. Mitjançant el comando CNCHECK obtenim un fitxer que ens llista les característiques de cada parella de contactes creada. Per evitar problemes d'errors és important que l'estat inicial estigui tancat o amb capacitat de tancar-se. Notar com el programa detecta la interferència inicial creada mitjançant l'offset de la superfície de contacte activant CNOF (Veure Annex H).

6. RESULTATS

6.1. Solucions trobades segons paràmetres fixats

En la definició del model d'elements finits s'ha tingut molt en compte els paràmetres senyalats com a més importants en els articles científics [1-12] en quan a l'afectació a la predicció de la corba "Força – Desplaçament" resultant d'assaigs a tracció de xapes connectades mitjançant cargols. Aquests paràmetres són:

- Corba " Tensió – Deformació" del material de les xapes en estudi.
- La pretensió desenvolupada en l'eix del cargol.
- El coeficient de fricció entre les zones en contacte.
- La rigidesa dels contactes.

Així, el model numèric s'ha creat no només a partir d'un model geomètric fidel en dimensions a la estructura assajada sinó que, a més a més, s'han introduït les propietats mecàniques del material de les xapes segons els estudis experimentals que ja hem vist.

En el muntatge de la unió cargolada, per posteriorment assajar l'estructura laminar a tracció, es va controlar el parell en que es van collar els cargols, T:60 N/m. D'aquesta manera s'ha pogut definir la força axil de pretensió dels cargols, fixada en F_z: 33.333 N (veure Capítol 4.2.2).

En quan a la definició del coeficient de fricció en les zones de contacte, aquest s'ha extret a partir de la corba "Força – Desplaçament" experimental. En ella s'ha identificat el punt on les xapes comencen a lliscar. Amb aquest punt, coneixem la força de fricció i obtenim el coeficient de fricció estàtica entre les superfícies xapa – xapa (veure Capítol 4.2.3). Aquest coeficient l'adaptem a la resta de parelles de contacte [1,2,4,6]. Estudis fets variant els coeficients de fricció de les diferents superfícies de contacte en estructures com la que estem estudiant conclouen que cal prestar principalment atenció a la fricció entre les dues xapes ja que aquesta afecta significativament als resultats buscats [5].

A partir de la concreció d'aquests paràmetres, busquem que el model d'elements finits que hem dissenyat per simular l'assaig a tracció de les xapes d'acer cargolades reaccioni donant un resistència màxima a cisalla similar a la enregistrada experimentalment. D'aquesta manera validaríem l'anàlisi numèrica establerta. A la vegada, es vol establir una comparativa de la corba "Força – Desplaçament" obtinguda experimentalment i l'obtinguda per l'anàlisi numèrica.

6.1.1. Solucions en funció de la rigidesa de les parelles de contacte

Es pot observar que manca per definir un paràmetre important en la resolució del model numèric, la rigidesa de les diferents parelles de contacte. Com s'ha comentat en el Capítol 5.2.2, la rigidesa de les parelles de contacte (Xapa – Cap del cargol) i (Xapa – Femella) s'ha fixat en un factor de FKN=10, que equival a una rigidesa de 0.29812E+06 N/mm. Aquest fet, com s'ha explicat, a vingut forçat per la important pretensió a que s'han sotmès els cargols i que ha obligat a fer un contacte molt rígid per tal d'evitar errors en el càlcul per un excés de deformació dels elements d'aquesta zona de contacte.

Pel que fa a establir la rigidesa dels contactes (Xapa – Xapa) i (Forat xapa – Eix cargol) les solucions més evidents, com podria ser un factor de FKN=0,1 ó 0,01 donada la flexió a que es sotmeten les superfícies corresponents (Figures 6.1 i 6.2), no reaccionen com s'espera (veure Taula 6.1).

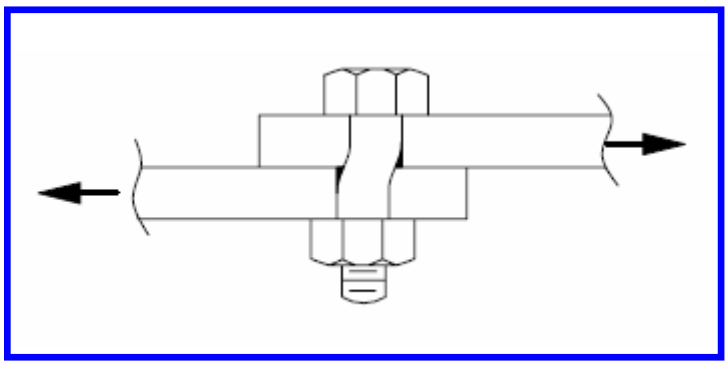


Fig. 6.1. Imatge unió cargolada sotmesa a cisalla. Observem la flexió del cargol.

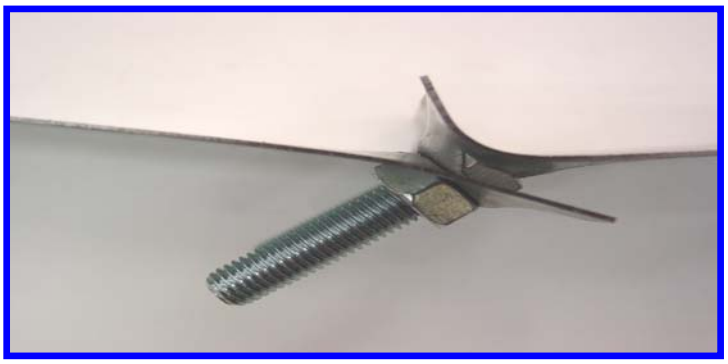


Fig. 6.2. Imatge unió cargolada sotmesa a cisalla. Observem la flexió dels cantos lliures de les xapes

D'aquí que es realitzi una bateria de proves que pugui donar resposta a la reacció que busquem:

Paràmetres fixes: MU= 0,154 / Rati ($MU_{estàtica}/MU_{dinàmica}$)=1 / Pretensió F_z =33.333 N						
Experiment	**Xapa – Xapa**		**Forat – Eix cargol**		**$F_{màx.}$** (N)	**$U_{x,F,màx}$** (mm)
	Rigidesa (N/mm)	**FKN**	**FKN**	**Rigidesa** (N/mm)		
1	0,61742E6	**10**	**10**	0,59147E6	**22.744**	1,017
2	0,61742E6	**10**	**1**	59.147	**21.752**	1,018
3	0,61742E6	**10**	**0,1**	5.914	**-**	-
4	61.742	**1**	**10**	0,59147E6	**-**	-
5	61.742	**1**	**1**	59.147	**19.093**	1,4
6	61.742	**1**	**0,1**	5.914	**-**	-
7	6.174,2	**0,1**	**10**	0,59147E6	**21.718**	1,349
8	6.174,2	**0,1**	**1**	59.147	**20.694**	1,38
9	6.174,2	**0,1**	**0,1**	5.914	**21.088**	1,156

Taula 6.1. Recull de resultats en funció de les rigideses de varies parelles de contacte

Cal assenyalar que en el model en estudi existeix una folgança de 1,2 mm entre el forat de les xapes i el cargol. En l'anàlisi numèrica s'ha establert posicionar el cargol totalment concèntric al forat tot i coneixen la gamma de possibilitats de posicions del cargol respecte el forat de les xapes; però s'adopta aquesta posició intermèdia en quan a que els resultats que obtindrem estaran també dintre els valors mitjos possibles (veure Figura 6.3)

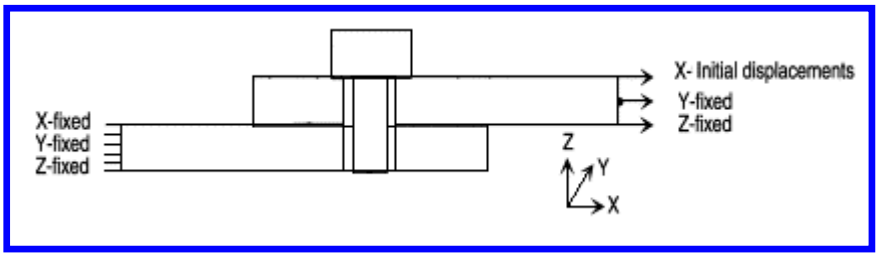


Fig. 6.3. Imatge unió cargolada sotmesa a cisalla amb cargol centrat en el forat de les xapes

El fet que existeixi folgança entre el forat de les xapes i el cargol causa un retard en l'aplicació de càrrega sobre el cargol, com és d'esperar. A més a més, la folgança causa una reducció en la rigidesa un cop la càrrega és aplicada e incrementa la no-linealitat en la corba "Força - Deformació". La raó per aquest fenomen recau en el desenvolupament de l'àrea de contacte entre el cargol i el forat de la unió depenen del grau de folgança. Essencialment, a mesura que la folgança creix, l'àrea de contacte decreix i la unió passa a ser menys rígida [8].

A continuació es mostra gràficament els resultats obtinguts fixant la rigidesa establerta en la parella de contactes (Xapa - Xapa) i variant la rigidesa de la parella de contacte (Forat xapa – Eix cargol), introduint sempre, a mode comparatiu, la corba "Força – Desplaçament" experimentalment trobada:

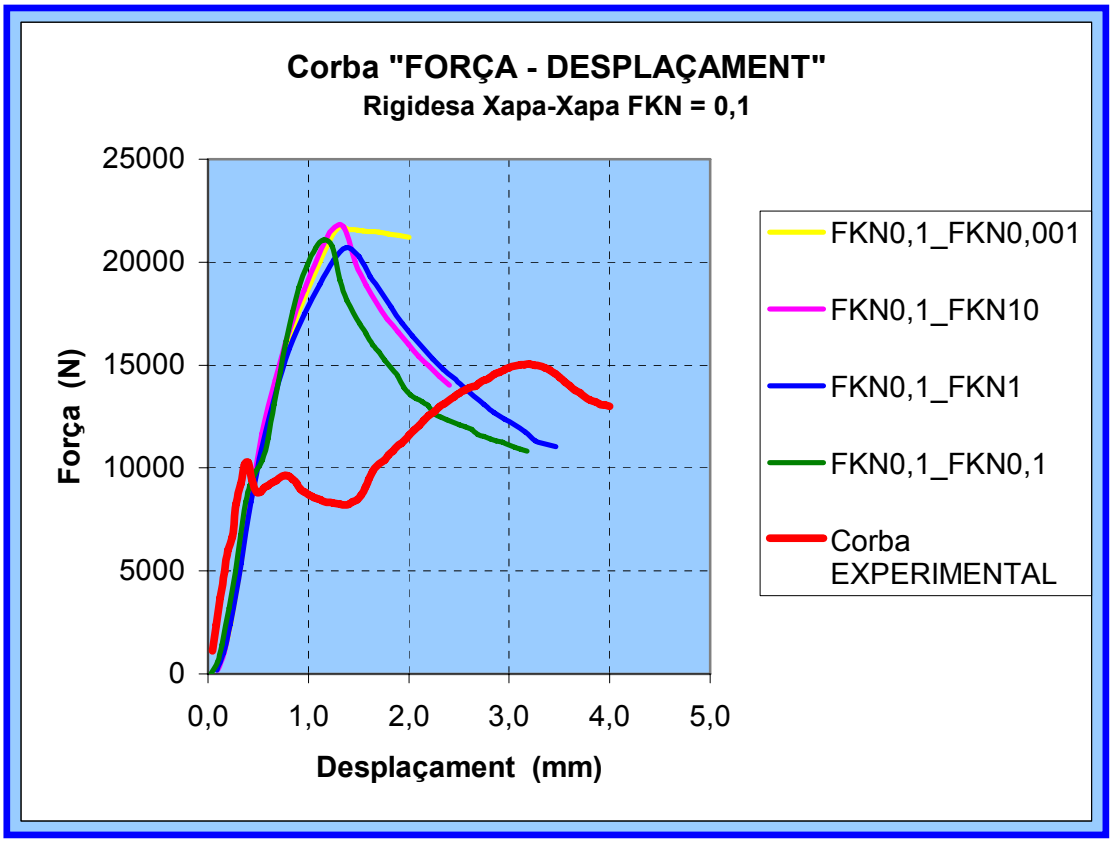


Fig. 6.4. Rigidesa parella de contacte (Xapa – Xapa), K= 6.174,2 N/mm

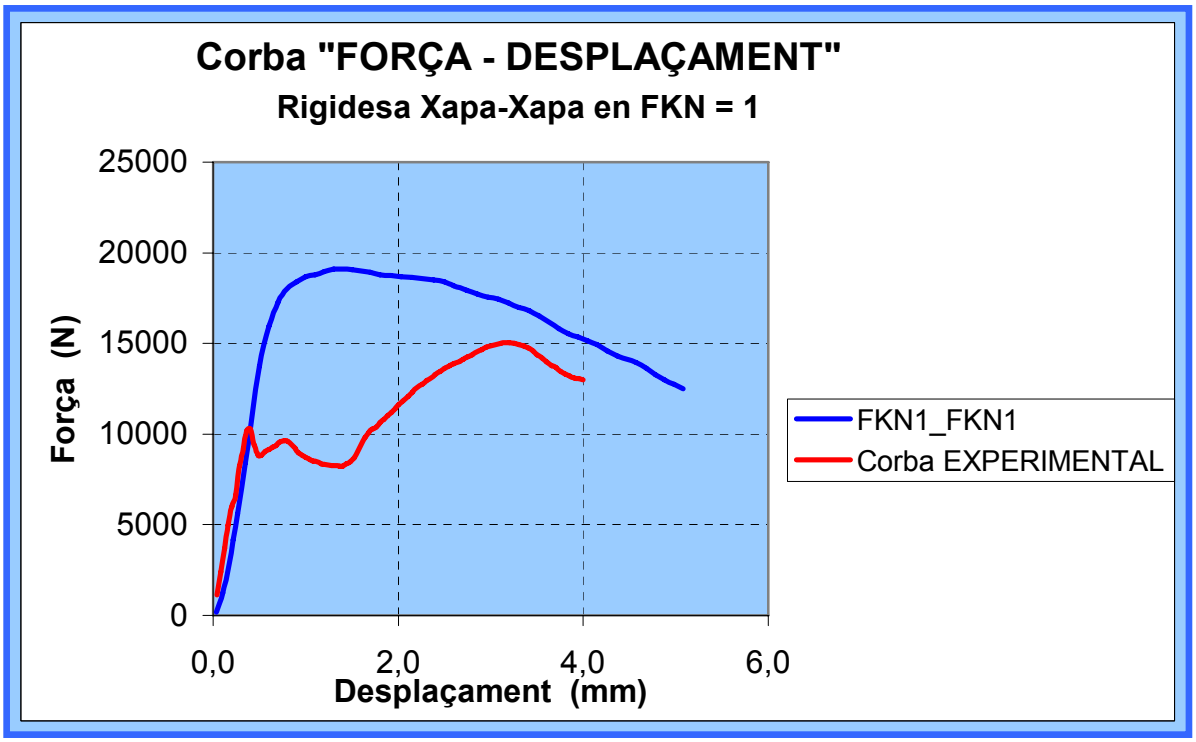


Fig. 6.5 .Rigidesa parella de contacte (Xapa – Xapa), K= 61.742 N/mm

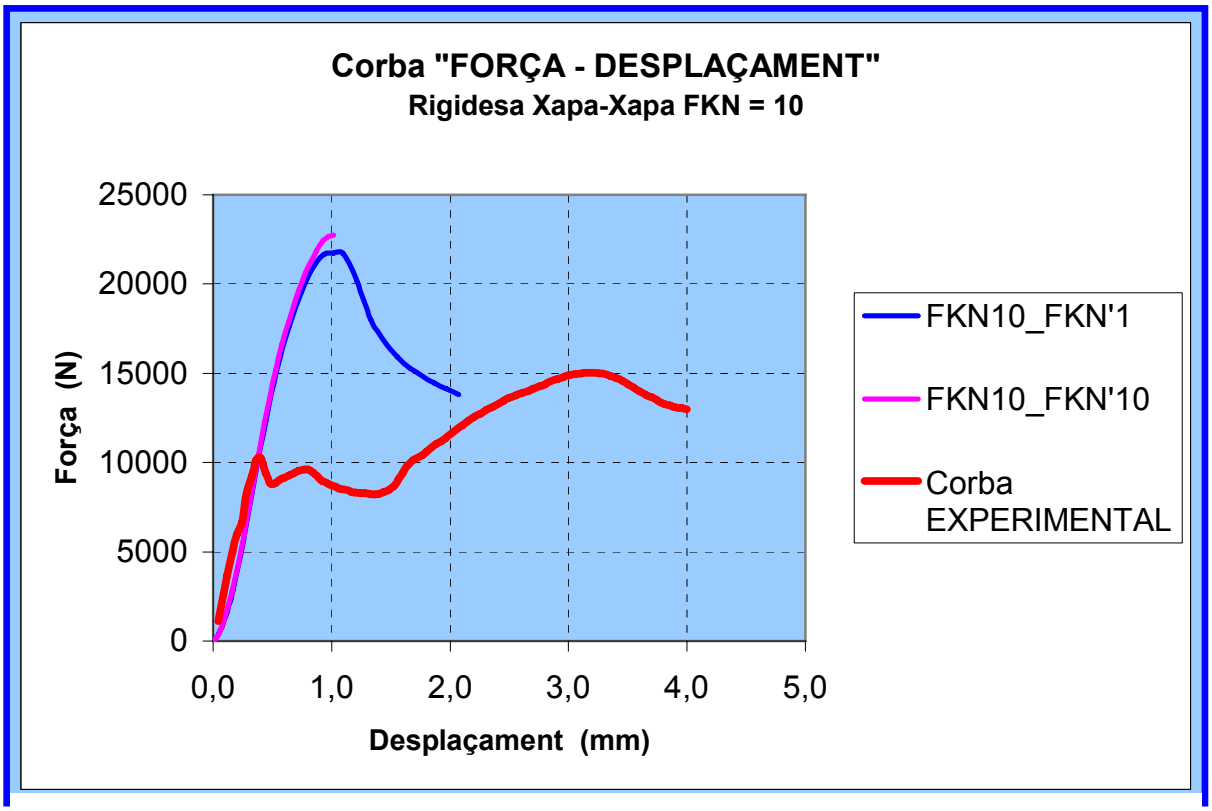
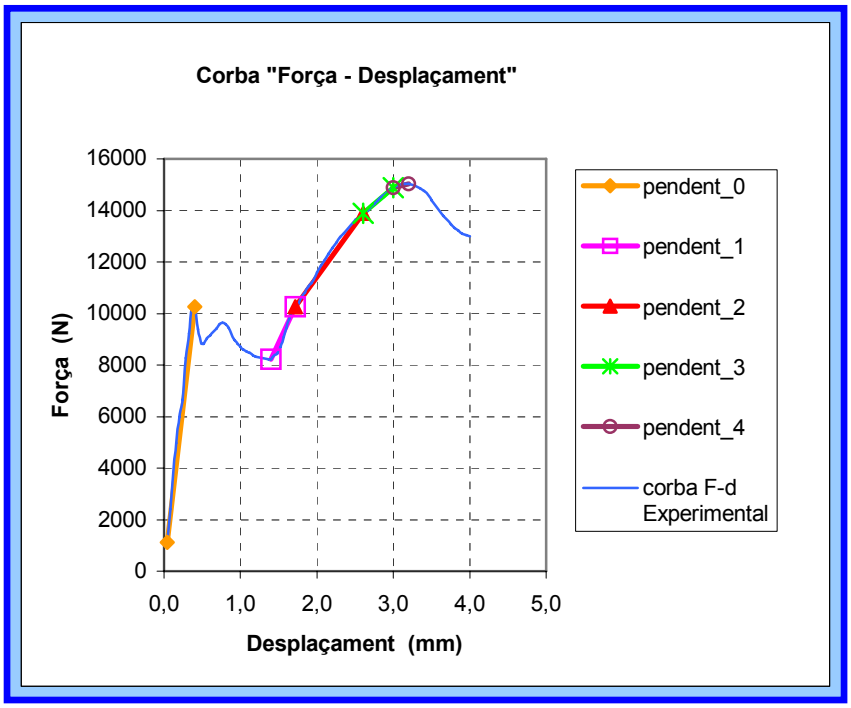


Fig. 6.6. Rigidesa parella de contacte (Xapa – Xapa), K= 0,61742E6 N/mm

finits no recullen tota la primera part de la corba trobada experimentalment i que descriu el moment on treballa el coeficient de fricció estàtic (Tram OA).; així com tampoc el desplaçament donada la folgança (Tram AB). Les forces màximes obtingudes en funció de les rigideses de les parts de l'estructura més flexionades (parelles de contactes Xapa-Xapa i Forat Xapa-Eix cargol) varien en un rang de 19.093 N – 22.744 N. Això equival a un mínim d'un 27% de diferència entre el valor mesurat experimentalment i el trobat numèricament; valor excessivament alt per donar per vàlid el model d'elements finits definit.

Descriurem ara les mateixes corbes però buscant la rigidesa d'aquestes (entesa com la pendent de les mateixes) i les compararem amb les rigideses de la corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig experimental. Comencem descrivint les pendents de la pròpia corba experimental (Figura 6.7 i Taula 6.2):

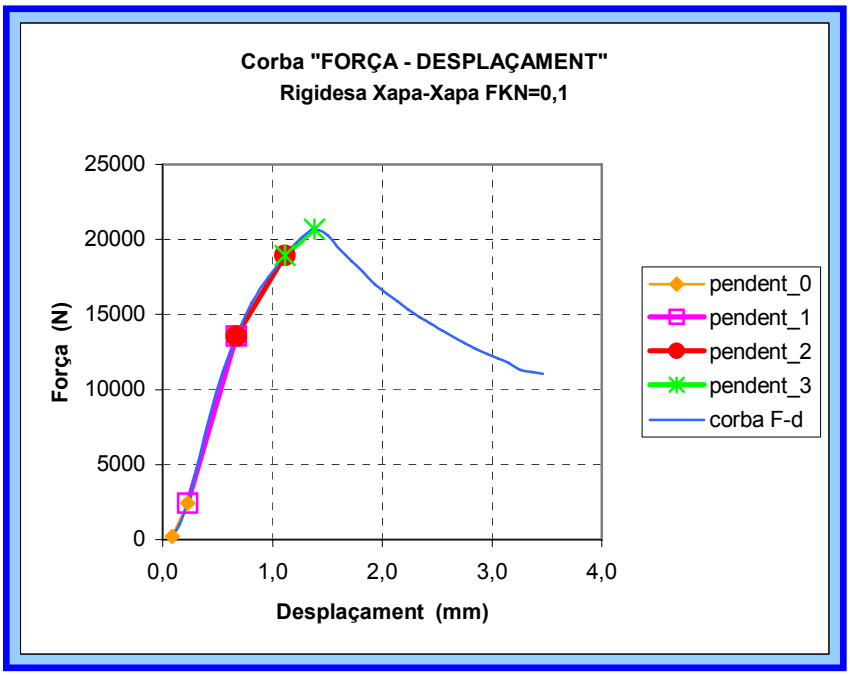


	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_0	**25.474**
Pendent_1	**6.331**
Pendent_2	**4.123**
Pendent_3	**2.468**
Pendent_4	**824**

Fig. 6.7. i Taula 6.2. Imatge gràfica i recull numèric de les diferents rigideses del sistema durant l'assaig a tracció experimental

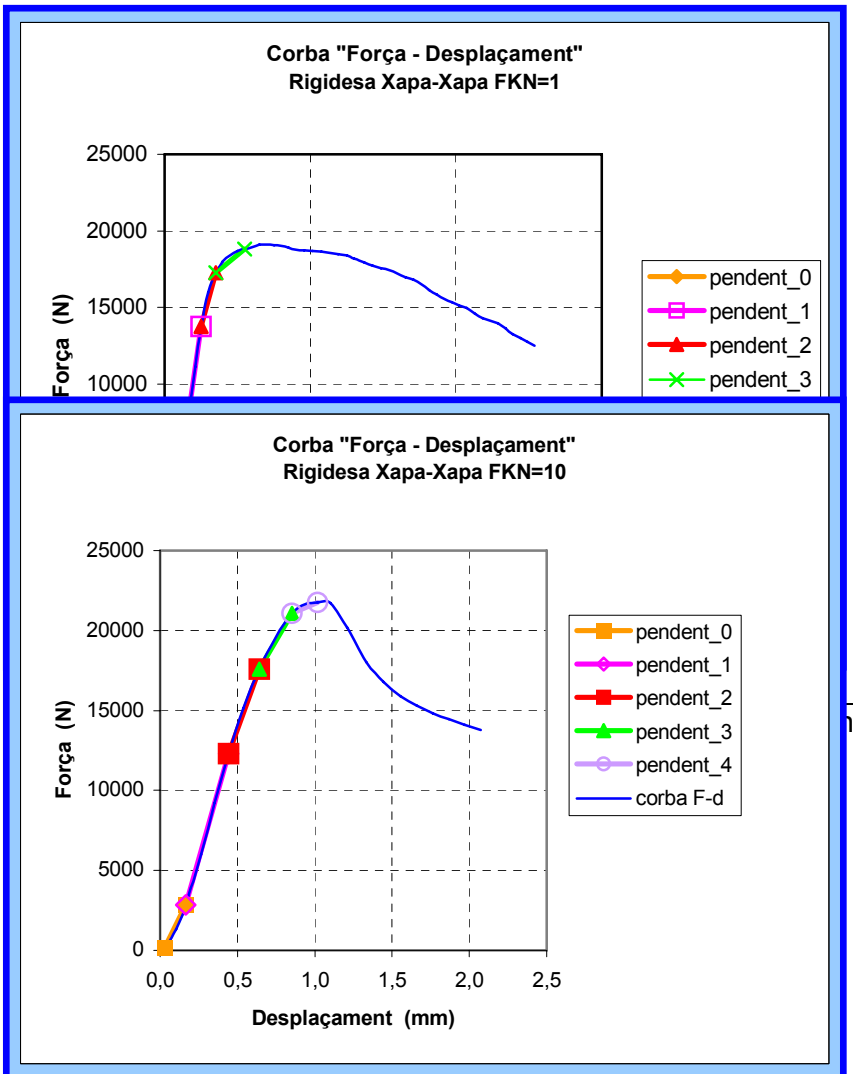
A continuació s'estudia una corba de cada un dels tres grups de diagrames "Força – Desplaçament" definits anteriorment i establerts en funció de la rigidesa FKN en la parella de

contacte (Xapa - Xapa); s'escull únicament una corba per grup donada la similitud de les corbes dintre de cadascun d'aquests grups.



	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_0	**16.556**
Pendent_1	**24.924**
Pendent_2	**12.143**
Pendent_3	**6.613**

Fig. 6.8. i Taula 6.3. Imatge gràfica i recull numèric de les diferents rigideses del sistema



	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_0	**18.627**
Pendent_1	**33.036**
Pendent_2	**22.500**
Pendent_3	**3.810**

nts rigideses del sistema

Fig. 6.10. i Taula 6.5. Imatge gràfica i recull numèric de les diferents rigideses del sistema numèric per unes rigideses de contacte fixades

	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_0	**19.150**
Pendent_1	**34.331**
Pendent_2	**26.503**
Pendent_3	**16.573**
Pendent_4	**4.108**

En la corba "Força – Desplaçament" resultant de l'assaig experimental s'hi observa dues pendents clarament diferenciades. Per una banda, la pendent del tram OA, corresponent al coeficient estàtic de fricció, on el valor és força elevat (25.474 N/mm). Per l'altra, tenim un seguit de pendents (doncs el tram no és completament lineal) força petites i que determinen una rigidesa del sistema petita (4.123 N/mm). A més a més, s'observa com difereix el valor del desplaçament en que es produeix la força màxim respecte als desplaçaments en la força màxima de les corbes numèriques.

Fixant-nos en les corbes obtingudes per simulació, veiem que el sistema creat numèricament és molt rígid, de valors més similars al del tram estàtic de la corba F-d experimental. No és fins poc abans de l'arribada a la resistència màxima que el sistema adquireix, i de forma brusca, una rigidesa similar a l'estructura assajada un cop aquesta aconsegueix vèncer el coeficient de fricció estàtic.

Tot seguit s'exposen els resultats visuals de diferents experiments. S'han escollits els experiments Nº 2, 5 i 8 ja que són els que presenten una força màxima menor i, per tant, més pròxima a la que busquem dintre dels tres grups diferenciats en funció de la rigidesa que se li assigna a la parella de contacte (Xapa – Xapa).

La relació de Figures 6.11, 6.12 i 6.13 mostren les deformacions de l'**Experiment Nº5** que a la vegada són similars a les dels experiments 4 i 6.

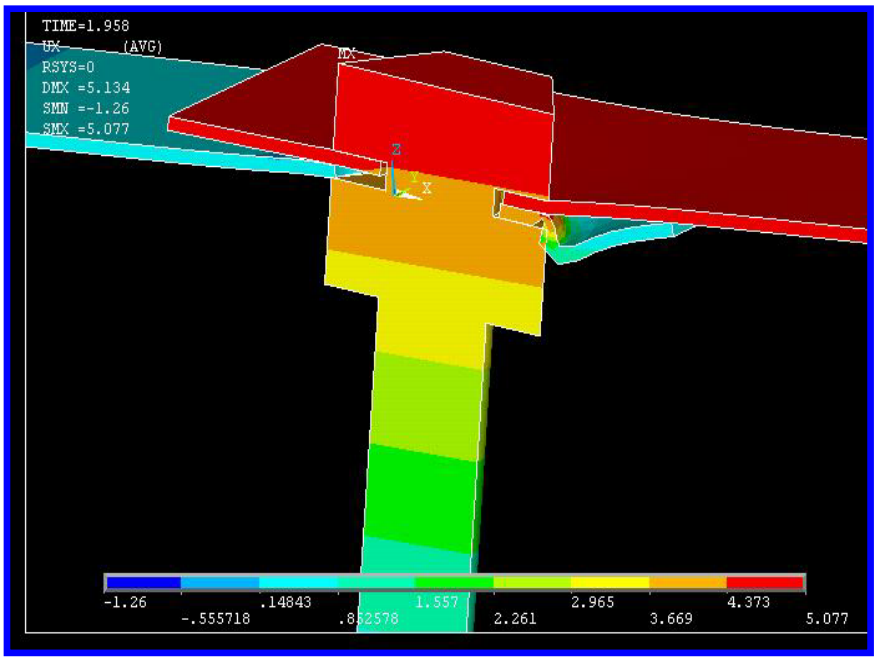


Fig. 6.11. Imatge gràfica del desplaçament en X (Ux) de la zona seccionada on es situa el cargol

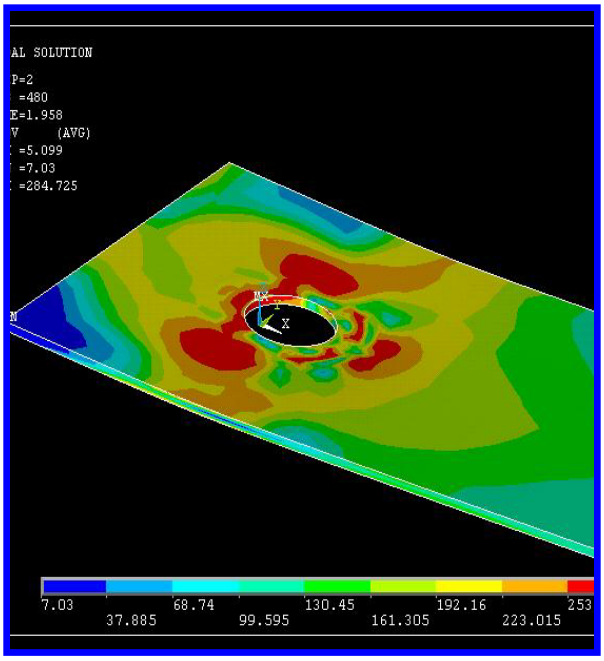


Fig. 6.12. Vista xapa superior tensionada en Ux= 5mm

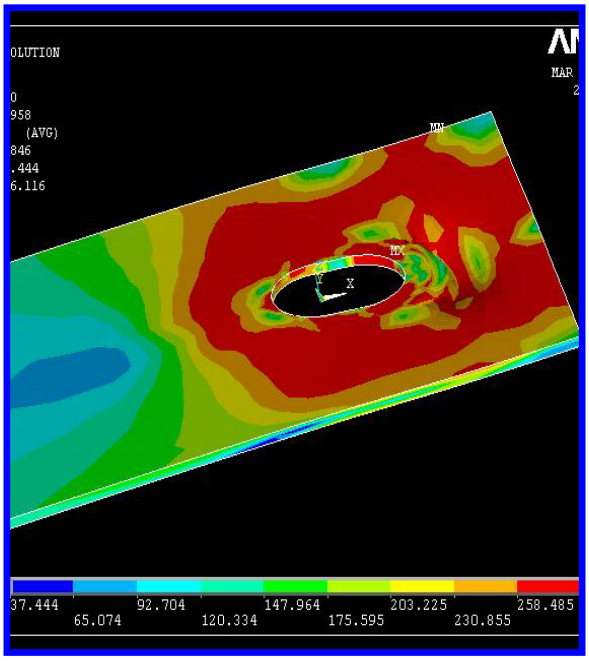


Fig. 6.13. Vista xapa inferior tensionada en Ux= 5mm

Com s'observa en les imatges, la deformació

de les xapes en les seves zones lliures no es correspon amb les observades experimentalment, molt més curvades. Això s'ajusta amb les corbes "Força – Desplaçament" trobades i reforça la idea d'excés de rigidesa en la construcció del sistema. D'altra banda, en la xapa superior no si observa modificacions en el diàmetre del cargol, és a dir, no si observa Bearing. Si nota però una certa flexió que explica la zona més tensionada i que ens fa parlar d'un inici del mode de falla per tensió neta. Pel que fa a la xapa inferior, es veu clarament el mode de falla de Bearing. El diàmetre del forat s'ha engrandit de manera longitudinal i s'hi nota un "arrugat" en la part dreta de la imatge (Figura 6.13). Per últim, cal notar un lleuger efecte Tilting.

A continuació tenim les imatges de l'**Experiment Nº8**. En elles hi identificarem pràcticament el mateix que en l'experiment Nº5, havent-hi però una diferència notable en l'extrem lliure de la xapa inferior on la deformació s'hi mostra de forma ben diferent. Comparant-la amb l'assaig real (cal tenir en compte que aquest model numèric ha treballat fins a un desplaçament de 2 mm i el model real ha patit un desplaçament màxim d'uns 13 mm), s'observa un intercanvi de papers entre les xapes superior e inferior i, evidentment, un Tilting molt més acusat en l'estructura assajada. Es segueix sense observar Bearing en la xapa superior (Figura 6.16) encara que sí en la xapa inferior (Figura 6.17).

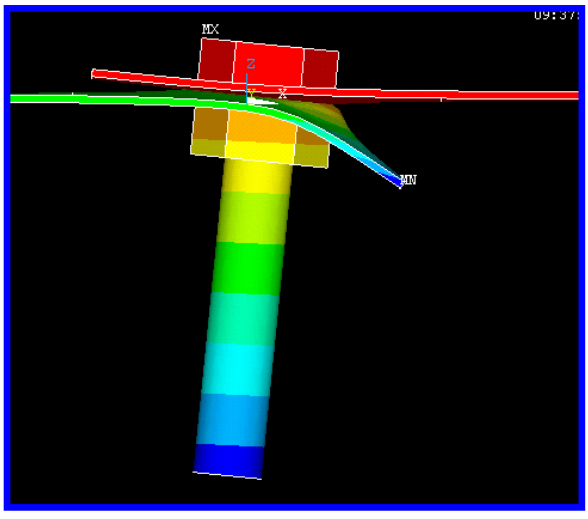


Fig. 6.14. Vista frontal zona cargolada per un desplaçament Ux = 2mm

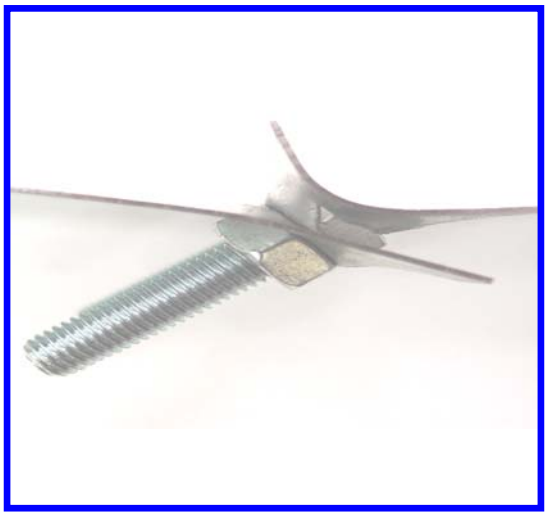


Fig. 6.15. Vista frontal zona cargolada al final de l'assaig (Ux = 13mm)

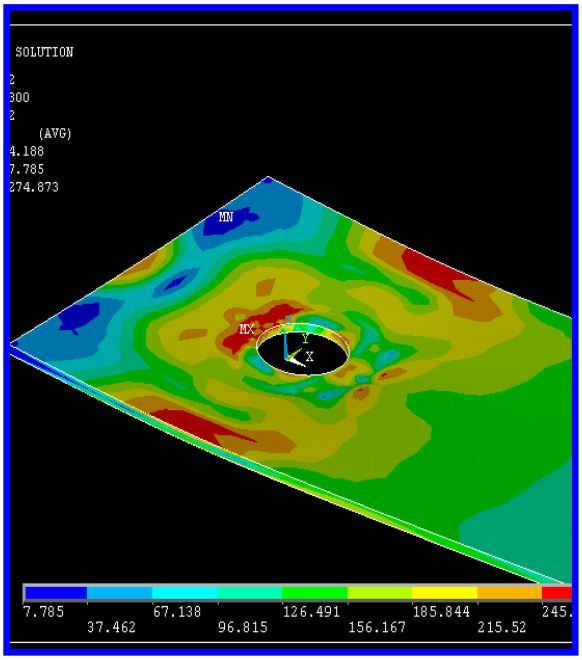


Fig. 6.16. Vista xapa superior tensionada en Ux= 2mm

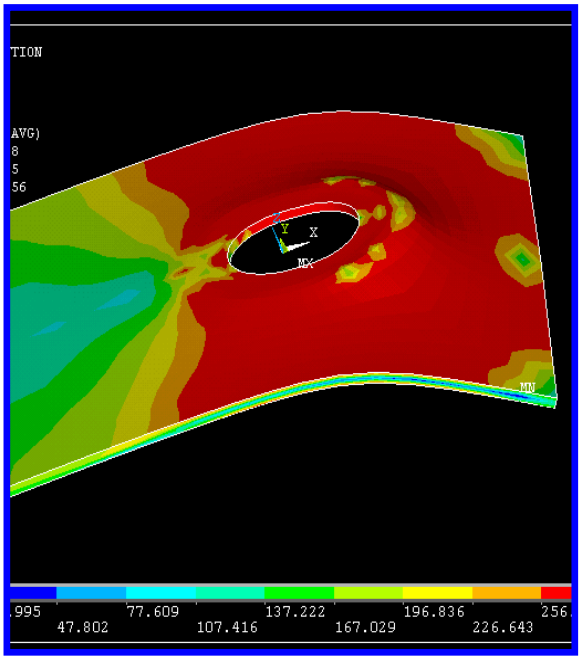


Fig. 6.17. Vista xapa inferior tensionada en Ux= 2mm

Per últim, mostrem les imatges de l'**Experiment Nº2**:

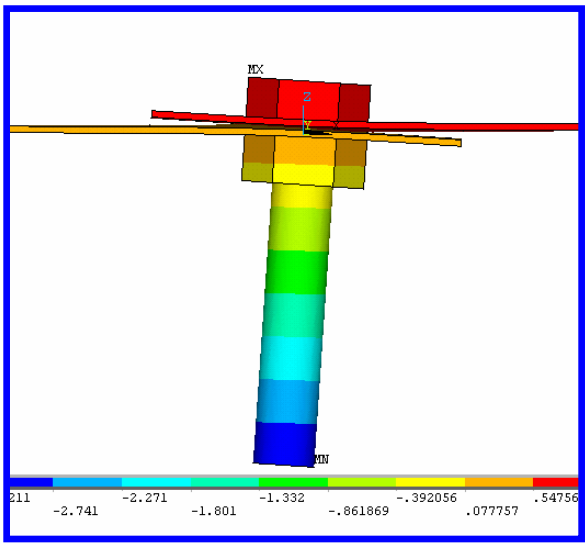


Fig. 6.18. Vista frontal zona cargolada en Ux =1mm

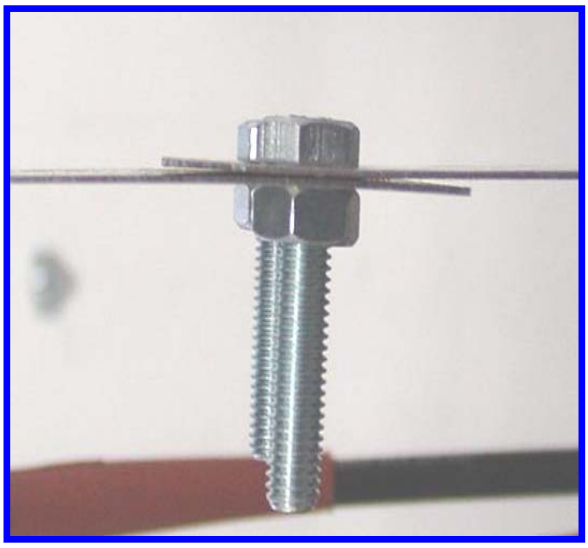


Fig. 6.19. Vista frontal zona cargolada a l'inici de l'assaig

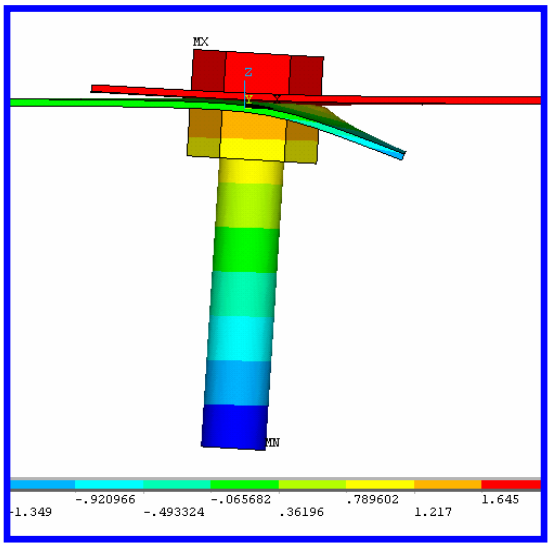


Fig. 6.20. Vista frontal zona cargolada en Ux = 2mm

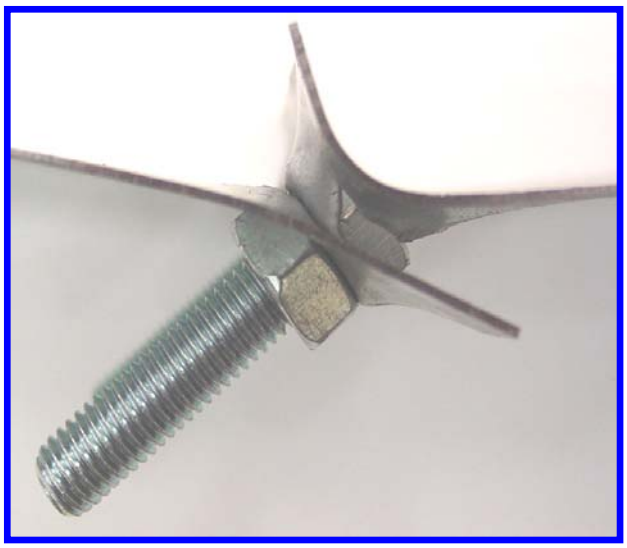


Fig. 6.21. Vista frontal zona cargolada al final de l'assaig (Ux = 15mm)

pateix l'estructura en els grups on s'inclouen els experiments Nº2 i Nº8 són molt similars; els valors de força màxima obtinguts en aquests grups tampoc no difereixen especialment. Cal notar també que dintre d'un mateix grup la força màxima patida al canviar la rigidesa de la parella de contacte (Forat-Eix cargol) encara varia menys; per exemple, dintre del grup on la rigidesa de contacte de la parella (Xapa-Xapa) es fixa amb FKN=10 la diferència entre els valors de força màxima obtinguts ha esta de tan sols un 4,95%. Situació que ja s'apuntava en els articles [1] i [2] de la Universitat Politècnica de Hong Kong.

Per altra banda, les imatges del resultat obtingut en l'experiment Nº5 difereixen força de les dels altres experiments; en especial la deformació que pateix la xapa inferior. A més a més, dintre d'aquest grup es troba a faltar el resultat dels experiments Nº4 i Nº6, aquests no s'han acabat realitzant donada la elevada diferència existent entre el resultat de $F_{màx.}$ = 19.093 N trobat en l'experiment Nº5 (tot i ser el valor més petit de tots els trobats numèricament) i el resultat obtingut en l'assaig experimental $F_{màx.}$ = 15.038 N. Com ja s'ha vist amb els altres grups, no s'espera un variació important en aquests experiments no realitzats.

6.1.2. *Modificacions del sistema per trobar la solució més convergent amb el resultat del model real assajat*

- **Experiment A**: Incrementem el nombre d'elements SOLID185 de les xapes en Z; passem a tenir de 2 a 4 elements en gruix (veure figures 6.22 i 6.23).

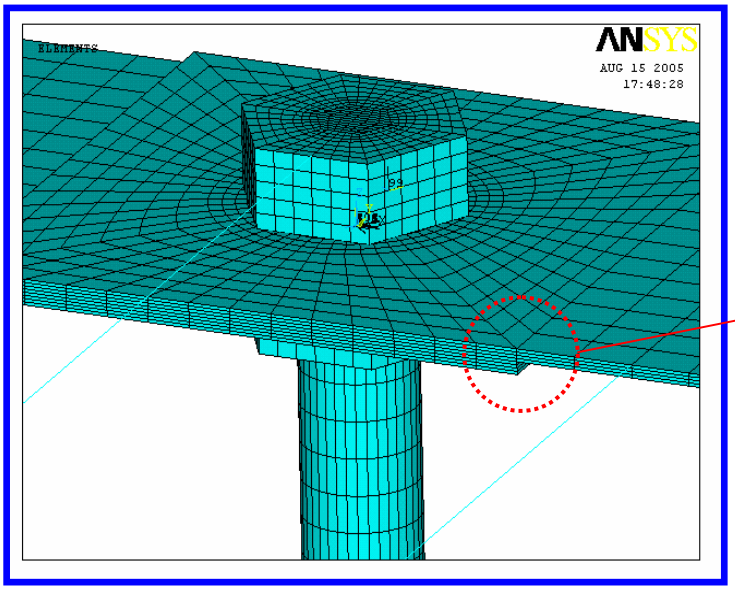


Fig. 6.22. Vista de la malla utilitzada

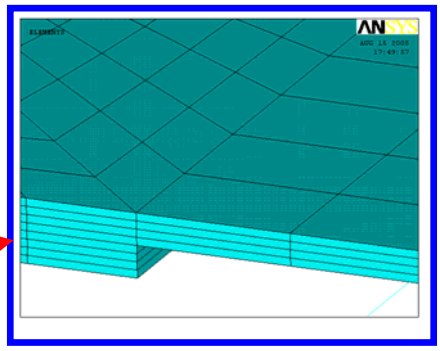
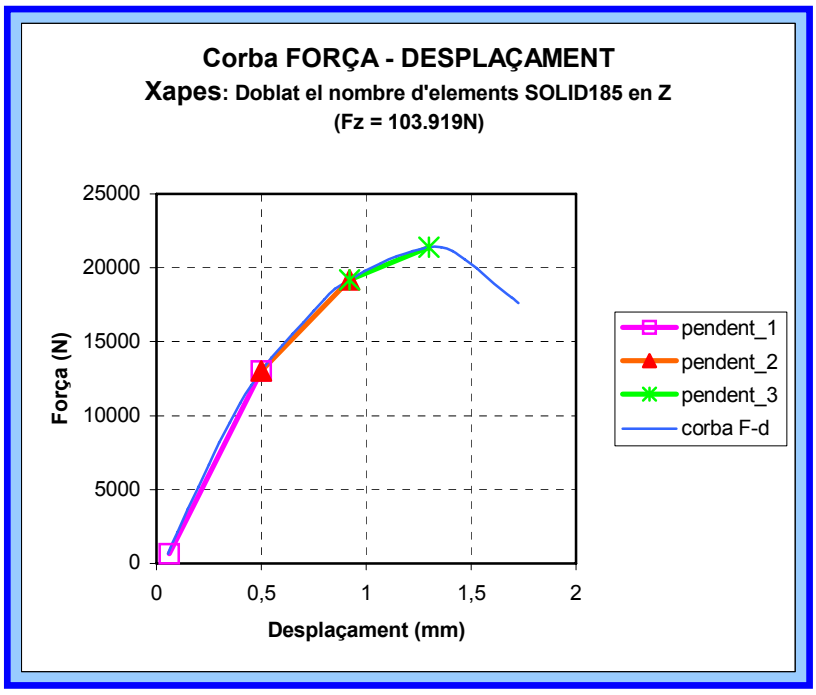


Fig. 6.23. Detall de la malla



	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_1	**28.177**
Pendent_2	**14.695**
Pendent_3	**5.729**

Fig. 6.24. i Taula 6.6. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants

El valor de resistència màxima patida per la unió ha estat en aquest cas de **$F_{màx.}$=21.410 N**. Comparant-lo amb l'experiment equivalent realitzat anteriorment de resultat $F_{màx.}$ = 19.093 N, trobem un increment d'un 12% aproximadament. Senyalem que aquest resultat concorda amb els trobats en l'article [14] on s'afirma que, en general, un increment de capes o fracció volumètrica en la malla causa un increment en la resistència última.

- **Experiment B:** Dimensionem l'eix del cargol de la mateixa mida del diàmetre del forat; d'aquesta manera la parella (Forat Xapa – Eix cargol) estar en contacte des del primer moment facilitant així la seva interacció.

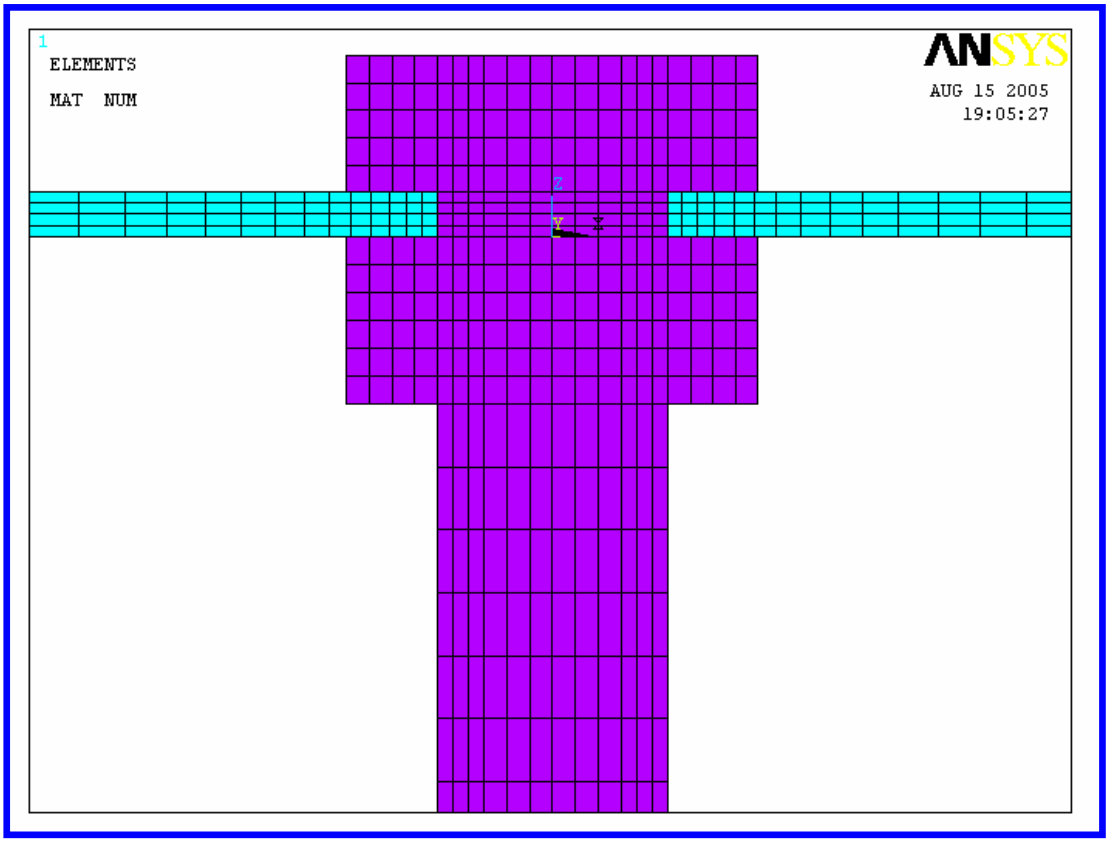
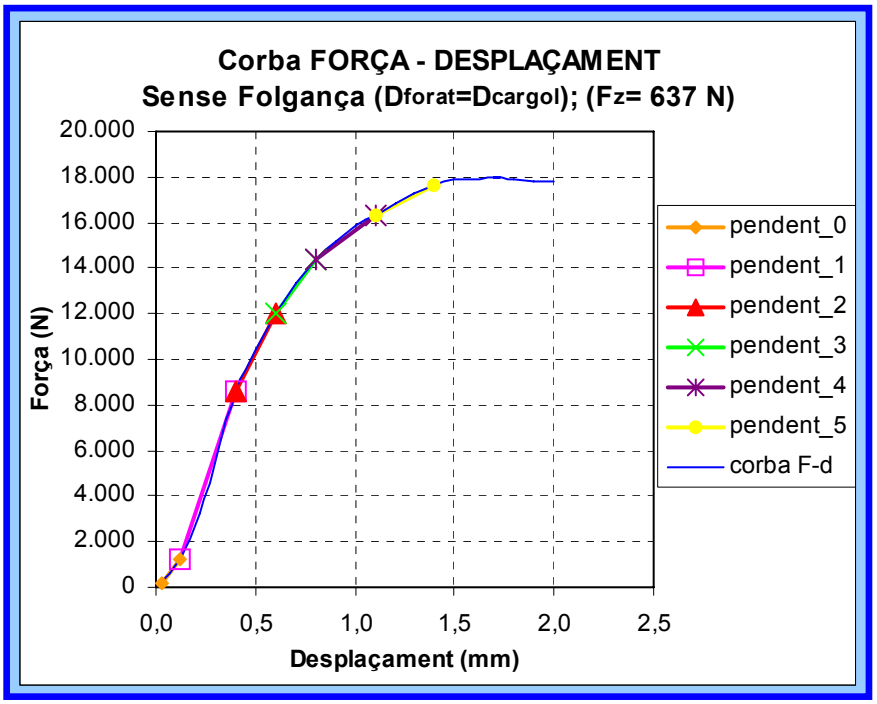


Fig. 6.25. Vista de la malla utilitzada



	Rigidesa **K** (N/mm)
Pendent_0	**11.245**
Pendent_1	**26.639**
Pendent_2	**17.017**
Pendent_3	**11.870**
Pendent_4	**6.567**
Pendent_5	**4.277**

Fig. 6.26. i Taula 6.7. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants

A continuació es mostren imatges dels resultats obtinguts just quan la força obtinguda és màxima ($F_{màx.}$**= 17.951N,** U_x **= 1,73mm**) :

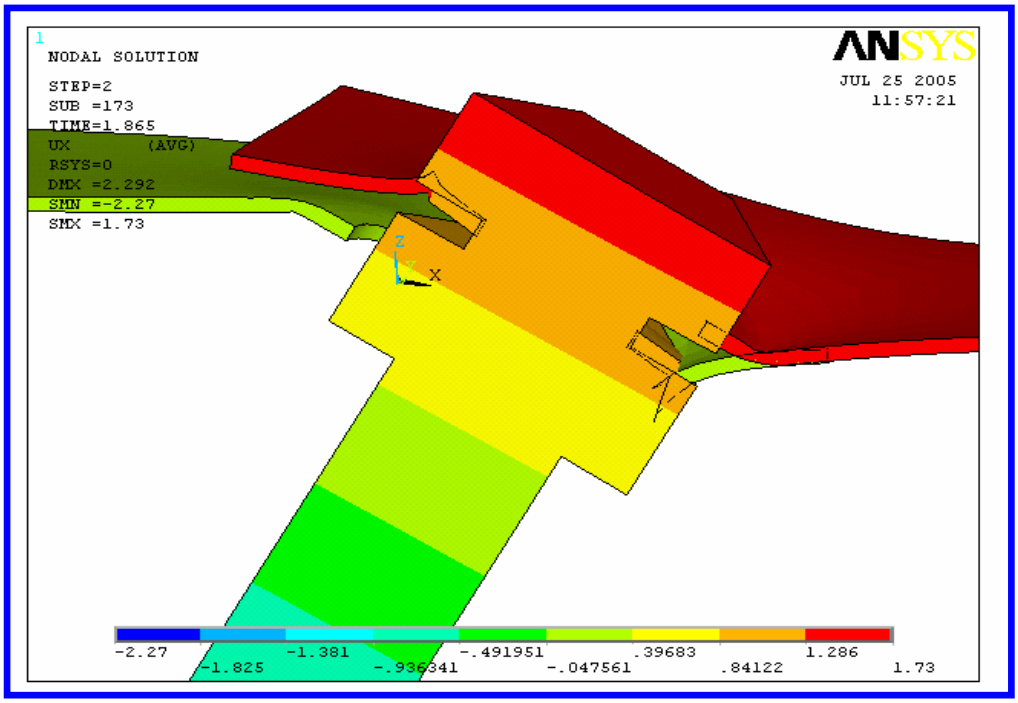


Fig. 6.27. Secció frontal zona cargolada per Ux = 1,73mm

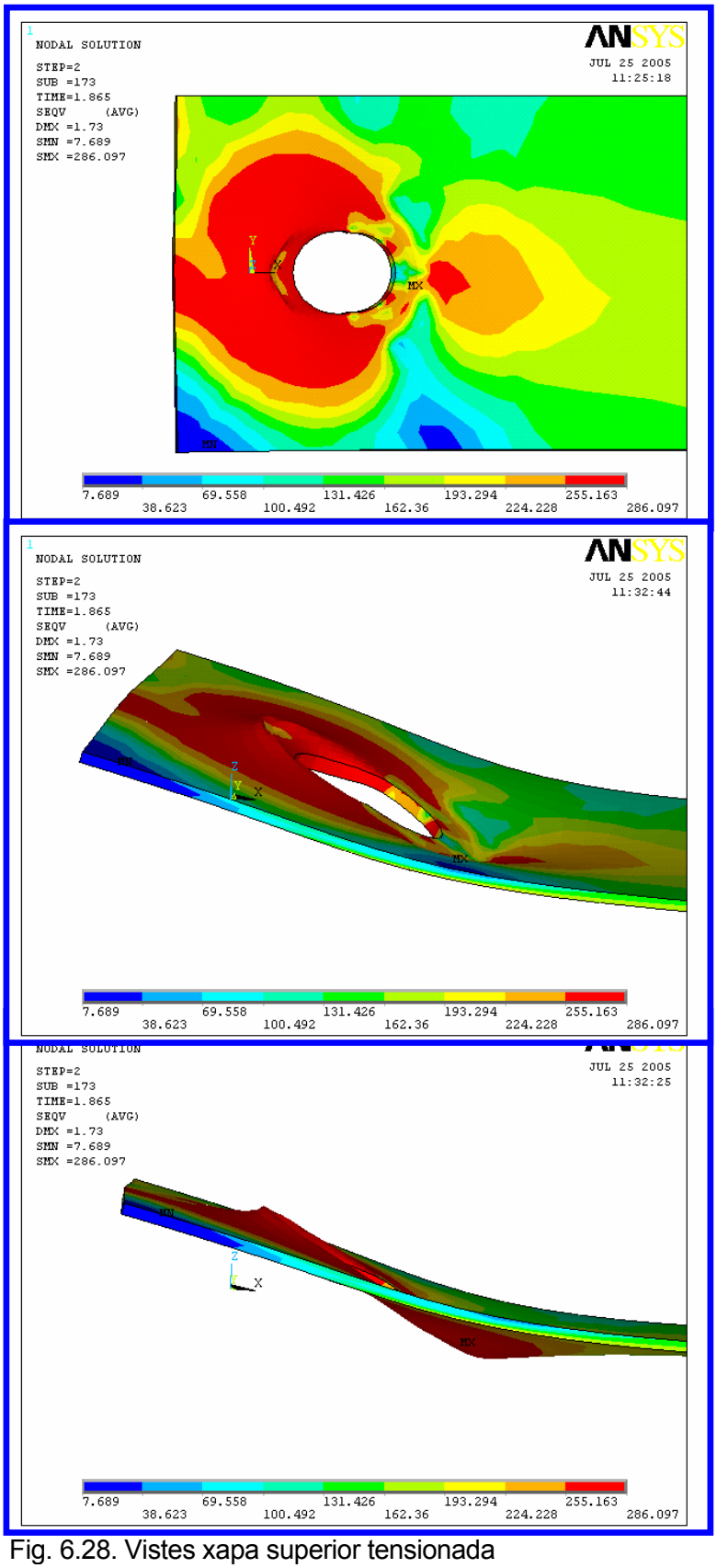


Fig. 6.28. Vistes xapa superior tensionada

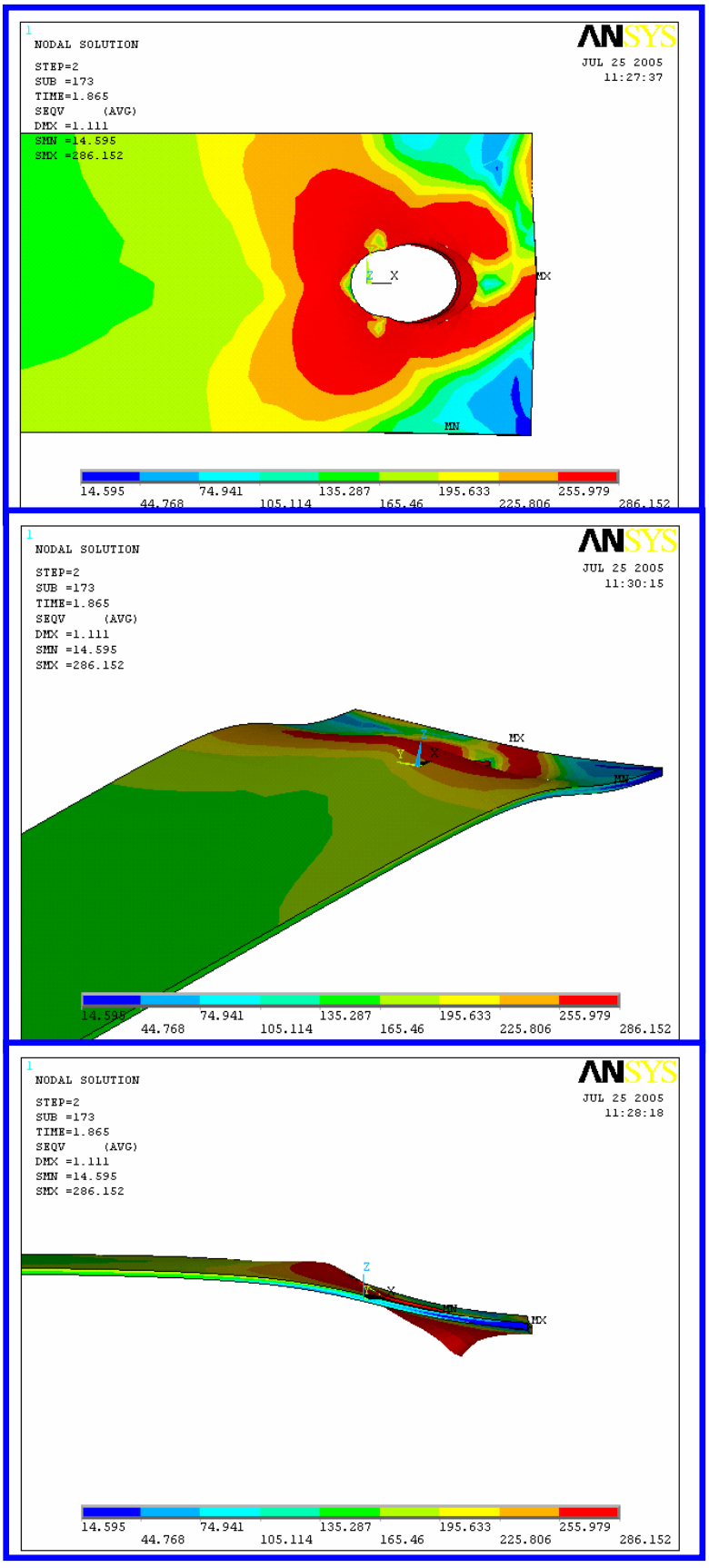
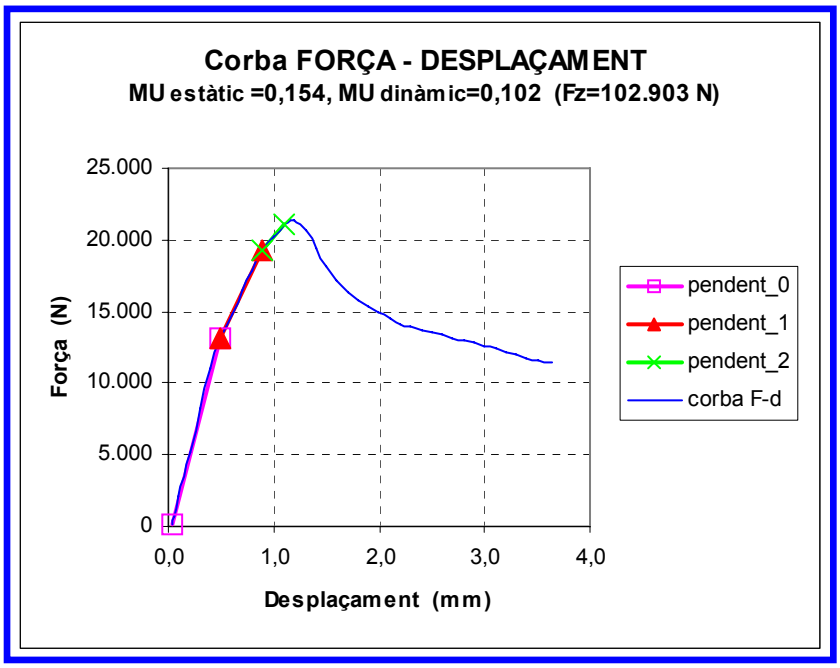


Fig. 6.29 Vistes en a diferentes tant el Bearing en ambdues xapes com el Tilting.

Amb aquestes imatges s'observa claram tensionada

Cal notar, però, que la curvatura de les xapes al deformar-se no correspont a l'observada experimentalment. Si bé sí existeix una similitud important entre la Figura 4.11 i la última imatge de la Figura 6.30. El valor de força màxima és inferior als aconseguits fins ara i, per tant, més pròxim als buscats, cal senyalar que en aquesta prova s'ha treballat amb una força de pretensió F_z=637 N. Donat els resultats obtinguts, no s'ha cregut necessari repetir aquesta prova amb la pretensió que realment hi correspont.

- **Experiment C**: Fins ara, en el model d'elements finits s'havia definit la fricció entre els diferents elements que entren en contacte únicament introduïnt MU a partir de la caracterització d'un material (MAT3) i deixant la resta dels paràmetres per defecte. En aquesta prova modifiquem la relació (Coeficient de fricció estàtica/Coeficient de fricció dinàmica) que fixa ANSYS en 1 pel valor **($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) = 1,51** on MU= **$\mu_{dinàmica}$ = 0,154** i **$\mu_{estàtica}$ = 0,23** (essent μ =0,2 un valor molt usual en els articles estudiats [1,2,4,6,])



	Rigidesa K (N/mm)
Pendent_0	27.911
Pendent_1	15.020
Pendent_2	9.627

Fig. 6.30. i Taula 6.8. Imatge gràfica i recull num

A continuació es mostren imatges dels resultats obtinguts, per una banda, just quan la força obtinguda és màxima (**$F_{màx.}$= 21.392N, Ux= 1,18mm**) i l'altra fins un desplaçament màxim imposat (F = 11.408N, $Ux_{, màx.}$ = 3,64mm):

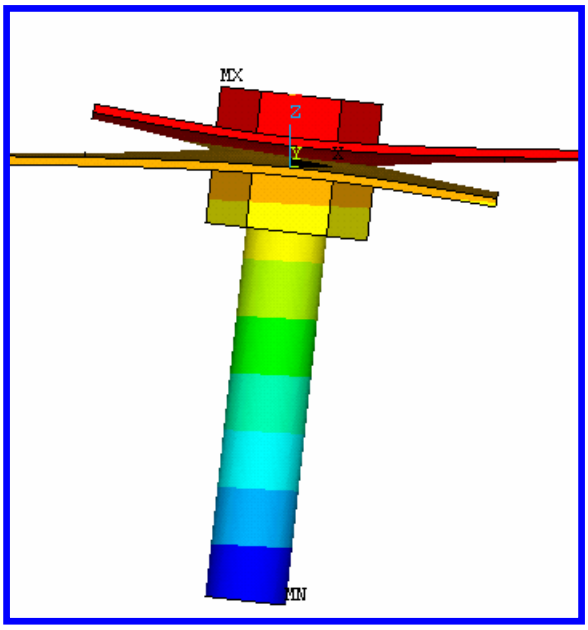


Fig. 6.31. Vista frontal zona cargolada en $F_{màx.}$, gràfic desplaçament

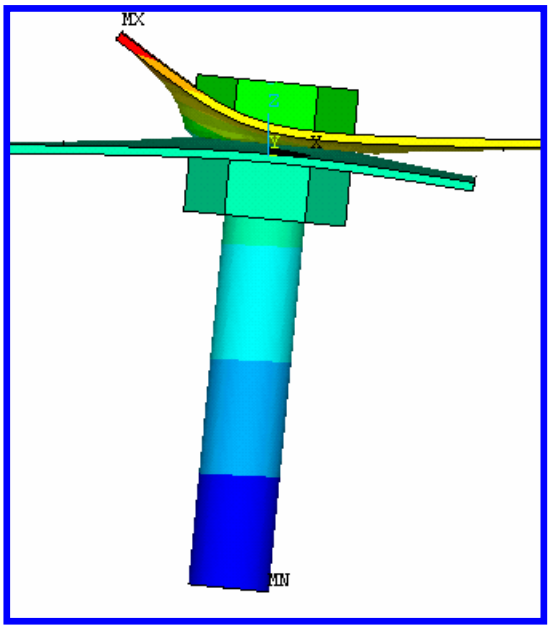


Fig. 6.32. Vista frontal zona cargolada en $Ux_{,màx}$=3,64mm, gràfic desplaçament

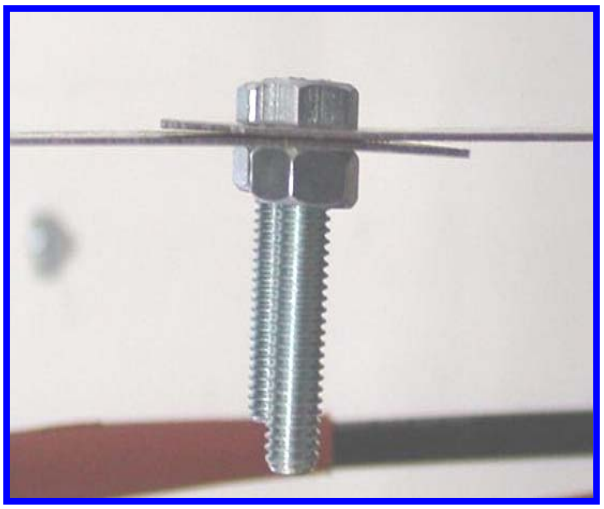


Fig. 6.33. Vista frontal zona cargolada a l'inici de l'assaig

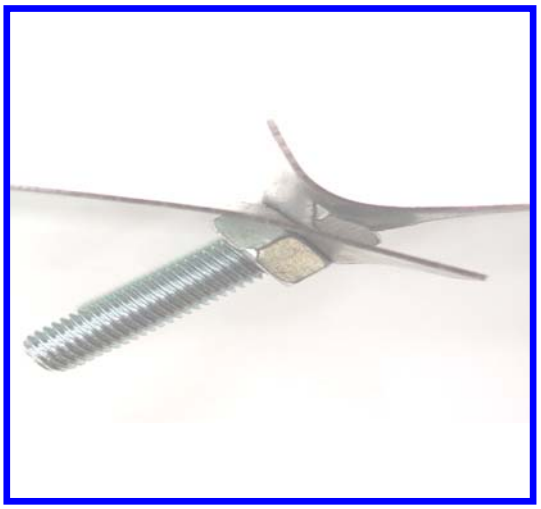


Fig. 6.34. Vista frontal zona cargolada al final de l'assaig (Ux = 15mm)

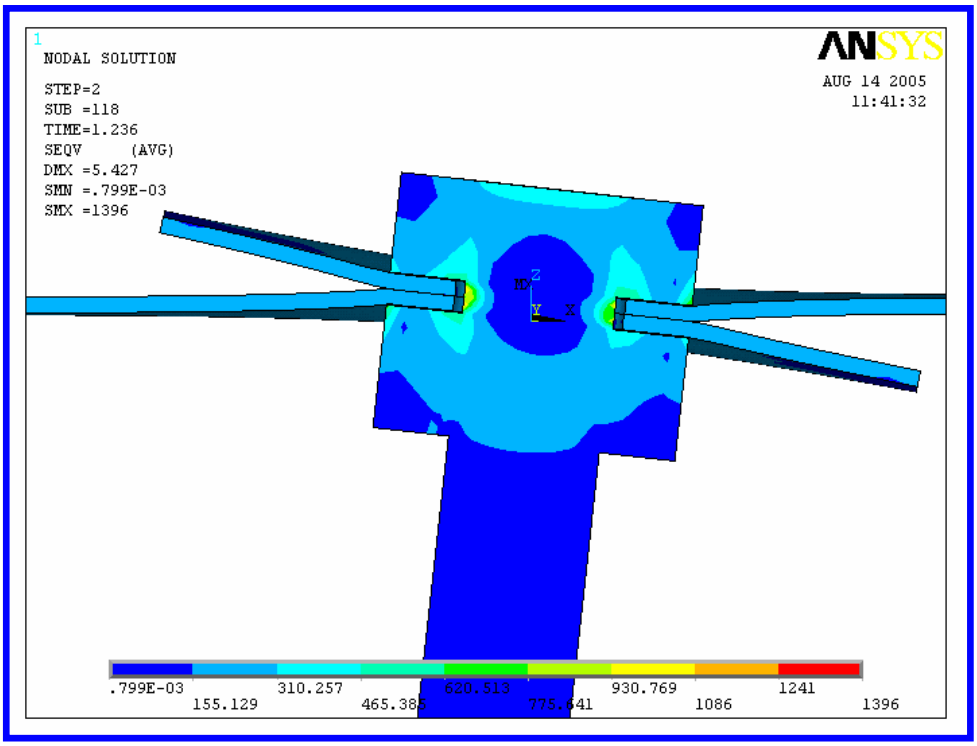


Fig. 6.35. Secció frontal zona cargolada (Ux = 1,18mm), gràfic Seqv

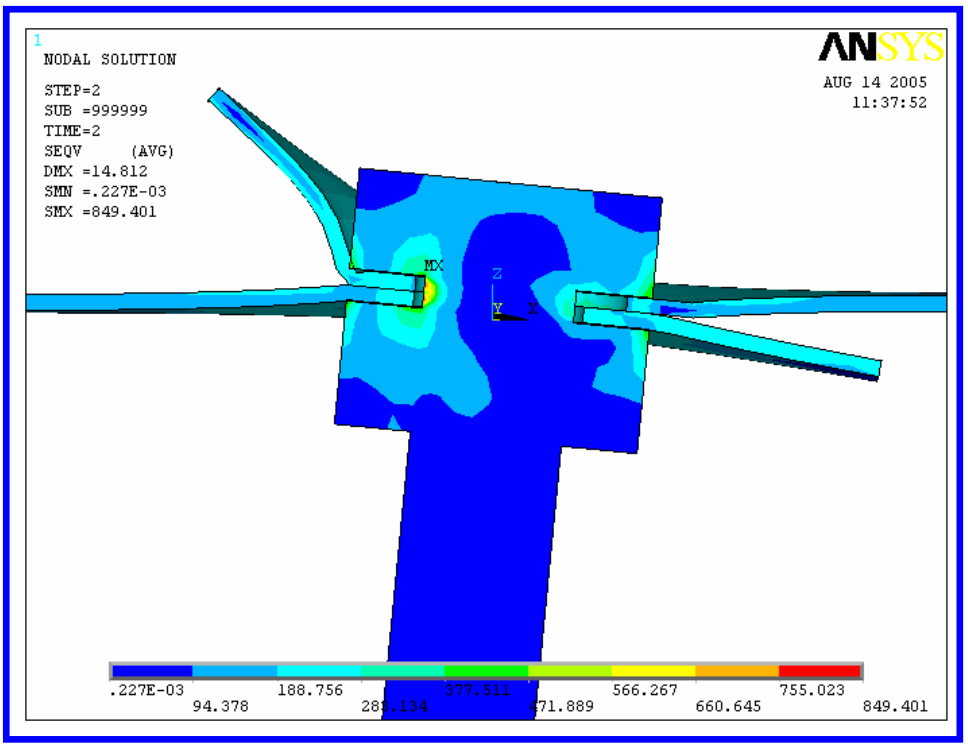


Fig. 6.36. Secció frontal zona cargolada (Ux = 3,64mm), gràfic Seqv

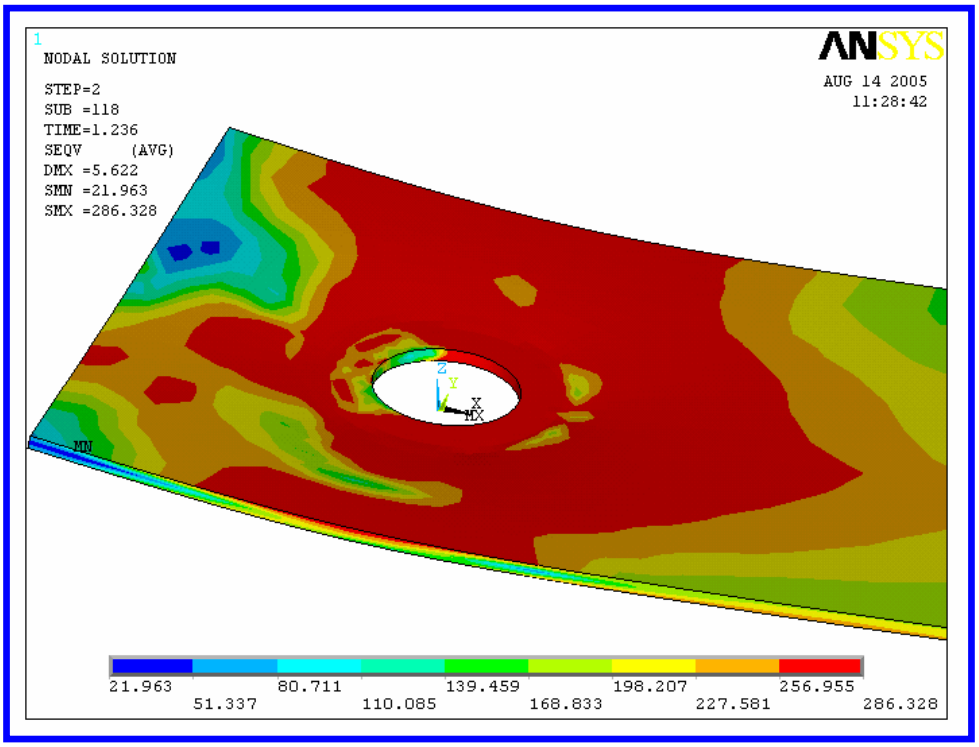


Fig. 6.37. Vista xapa superior tensionada en (Ux = 1,18mm), gràfic Seqv

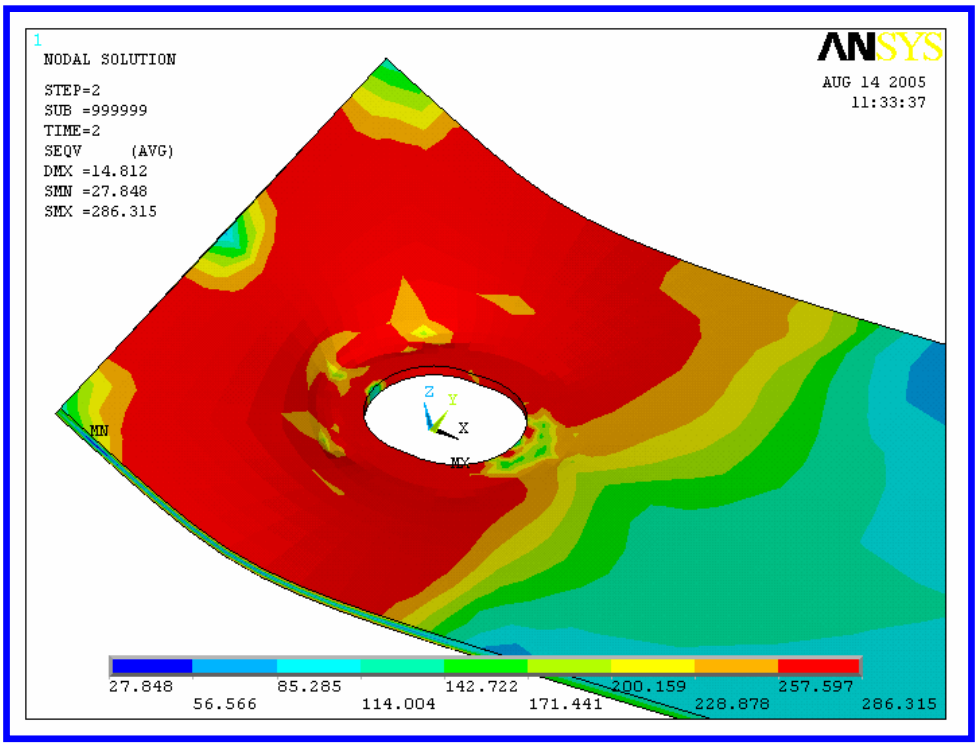


Fig. 6.38. Vista xapa superior tensionada en (Ux = 3,64mm), gràfic Seqv

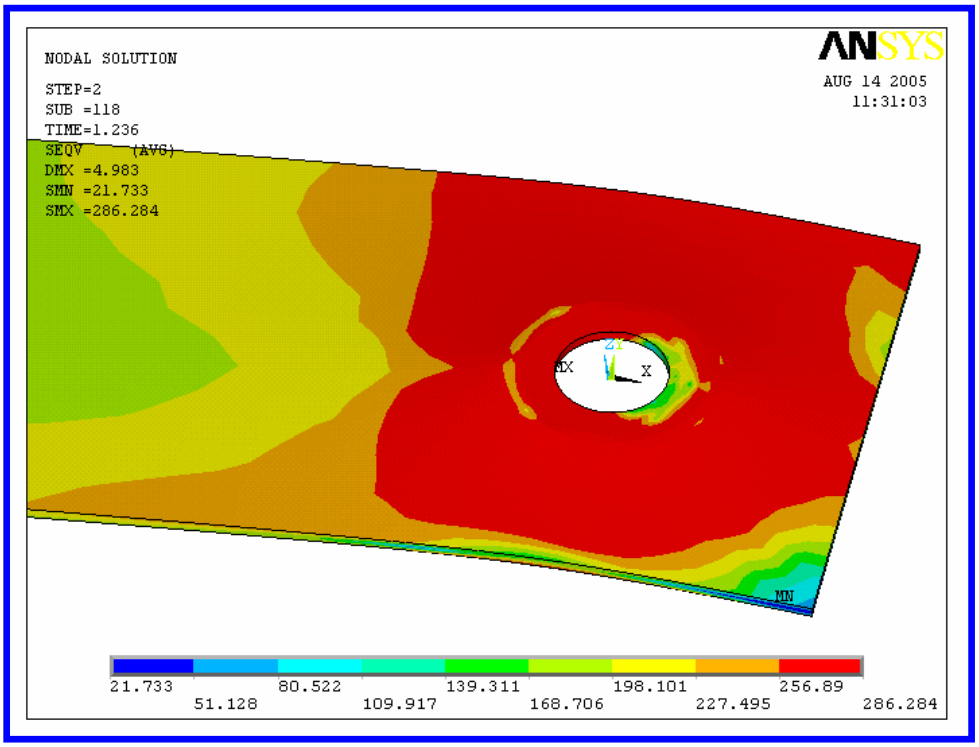


Fig. 6.39. Vista xapa inferior tensionada en (Ux = 1,18mm), gràfic Seqv

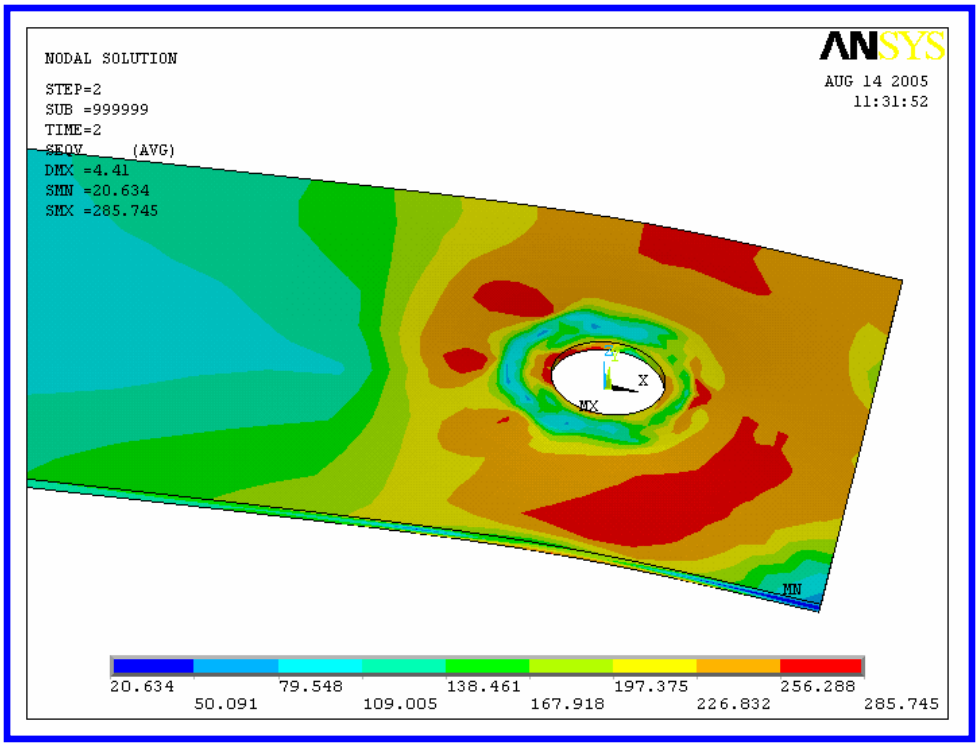


Fig. 6.40. Vista xapa inferior tensionada en (Ux = 3,64mm), gràfic Seqv

Com s'ha pogut observar en les imatges, els resultats visuals en deformació de l'estructura són molt similars als observats experimentalment. El Tilting és apreciable així com el Bearing, tant en la xapa superior com en la inferior; això sí, el Bearing pràcticament no es detecta en el moment de força màxima però sí es veu clarament posteriorment. Pel que fa a la corba F-d, el diagrama resultant és molt similar als obtinguts fins ara, per tant, segueix sense ajustar-se al resultat buscat.

Dintre d'aquest apartat realitzem una última prova on **MU =$\mu_{dinàmic}$= 0,044**, **$\mu_{estàtica}$=0,154** i **($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) = 3,5.** Així fixem **$\mu_{estàtica}$** segons el valor calculat a partir de la corba F-d experimental i **$\mu_{dinàmic}$= 0,044** valor considerat propici després de realitzar diferents proves variant aquest valor (veure Apartat 6.2). A continuació mostrem la corba resultant d'aquesta prova junt amb la corba resultant anterior així com la corba F-d obtinguda en l'assaig experimental. Continuem sense trobar els resultats esperats:

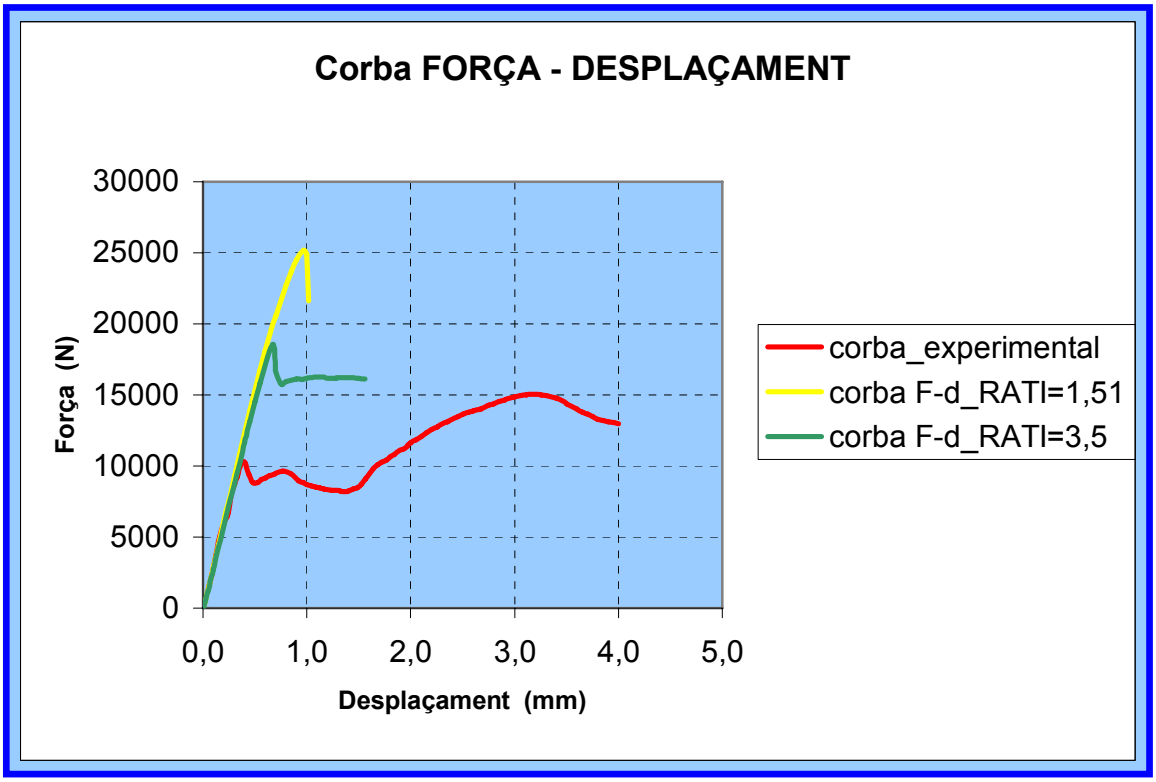


Fig. 6.41. Imatge gràfica del diagrama "Força – Desplaçamet" per diferents ratis de fricció

6.2. Estudi de la influència de la FRICCIÓ en el model

	Rigidesa de contacte, FKN =0,1 per les parelles (Xapa – Xapa), (Forat xapa – Eix cargol)			Pretensió F_z: 33.333 N	RATI = ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$)=1
Coef. Fricció Material **MU**	0,0	0,0485	0,055	0,13	0,26
$F_{màx.}$ (N)	**9.493**	**16.492**	**17.077**	**21088**	**24.960**
$U_{x,F,màx.}$ (mm)	0,7	1,094	1,119	1,156	1,483

Taula 6.9. Resultats en funció del coeficient de fricció MU

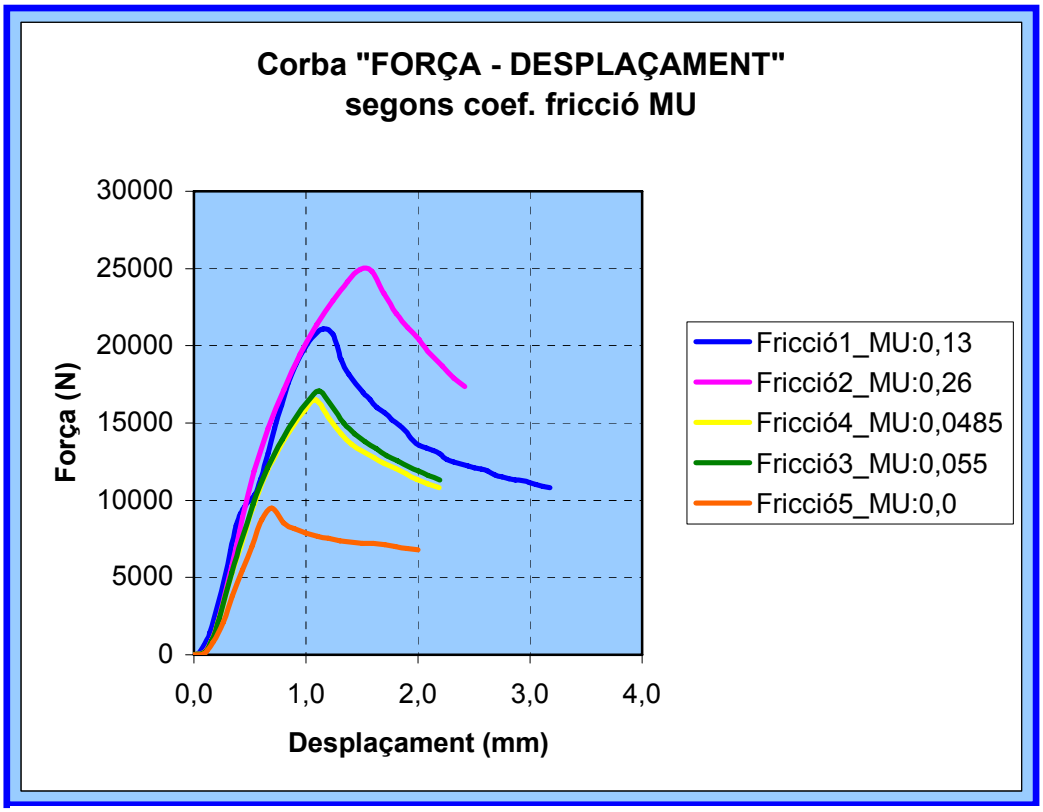
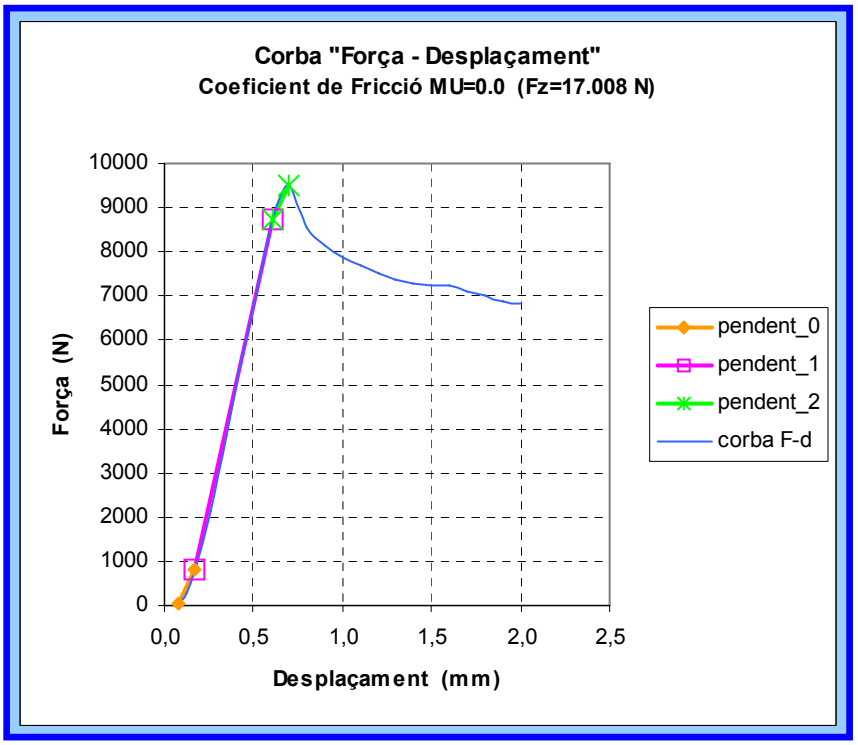
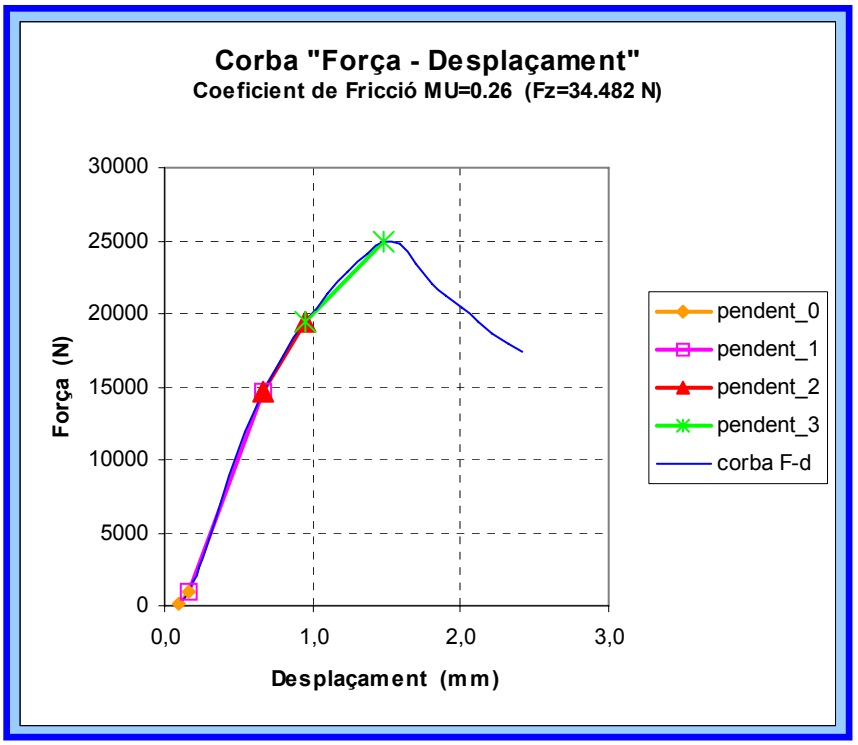


Figura 6.42. Resultats gràfics en funció del coeficient de fricció MU



	Rigidesa K_1 (N/mm)
Pendent_0	8.633
Pendent_1	18.367
Pendent_2	7.771

Fig. 6.43. i Taula 6.10. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants



	Rigidesa K_2 (N/mm)
Pendent_0	12.908
Pendent_1	27.083
Pendent_2	16.867
Pendent_3	10.236

Fig. 6.44. i Taula 6.11. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants

La següent imatge és general dels diferents casos de coeficients de fricció MU aplicats i com veiem es corresponen a un RATI ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$=1), com ja hem vist:

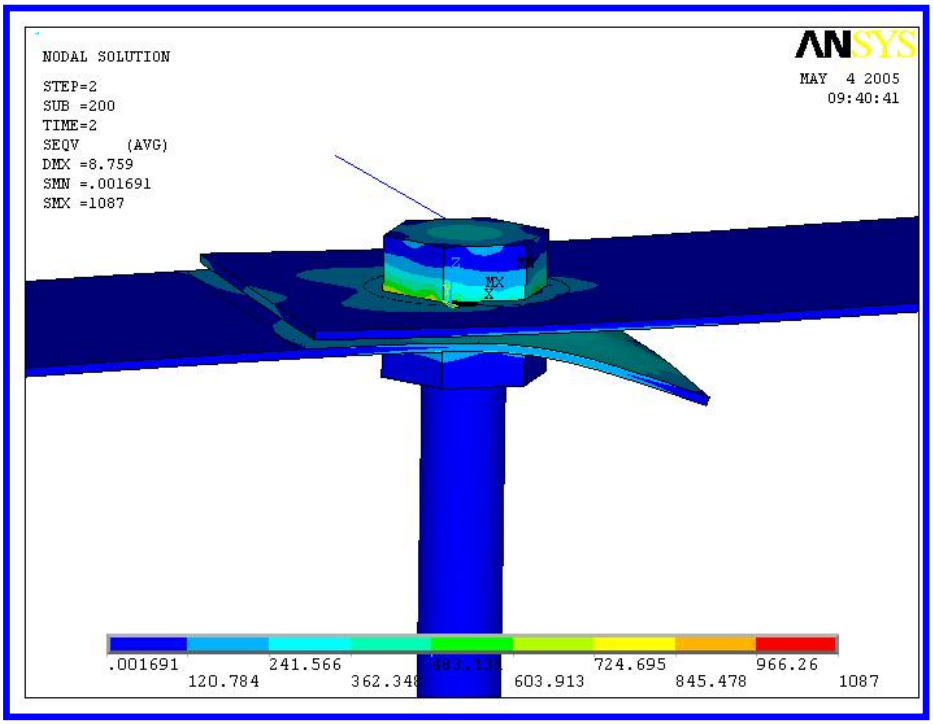


Fig. 6.45. Vista frontal zona cargolada en $Ux_{,màx}$= 2mm, gràfic Seqv

Observant la Figura 6.42. veiem clarament com varia la resistència màxima resultant a mesura que disminuim el coeficient de fricció MU del material. La diferència entre el valor màxim i mínim obtingut en aquests casos és molt important, **$\Delta F_{màx.}$=(24.960-9.493) =15.467N**.

També cal notar com disminueix $U_{x,Fmàx.}$ a mesura que el coeficient MU aplicat el disminuim.

Finalment, tot i haver-hi un canvi important en la pendent d'ambdues corbes: K_1=18.367 N/mm i K_2=27.083 N/mm, la rigidesa del sistema no s'apropa de cap manera amb la rigidesa que trobem en el Tram BC de la corba F-d experimental on K= 4.424 N/mm; totes segueixen semblant-se molt més a la pendent primera de la corba F-d experimental que és K=25.474 N/mm.

6.3. Estudi de la influència de la PRETENSIÓ en el model

	Rigidesa de contacte (Xapa – Xapa) FKN=0,1 Rigidesa de contacte (Forat xapa–Eix cargol) FKN=1		Coef. Fricció MU = 0,154 (Rati =1)
Pretensió: F_i (N)	F_i: (3% Fz) = 1.000	F_i: (60%F_z)= 18.600	F_i: Fz = 33.333
$F_{màx.}$ (N)	**16.656**	**21.822**	**20694**
$U_{x, Fmàx.}$ (mm)	2,0	1,016	1,38

Taula 6.10. Resultats en funció de la pretensió del cargol en el muntatge

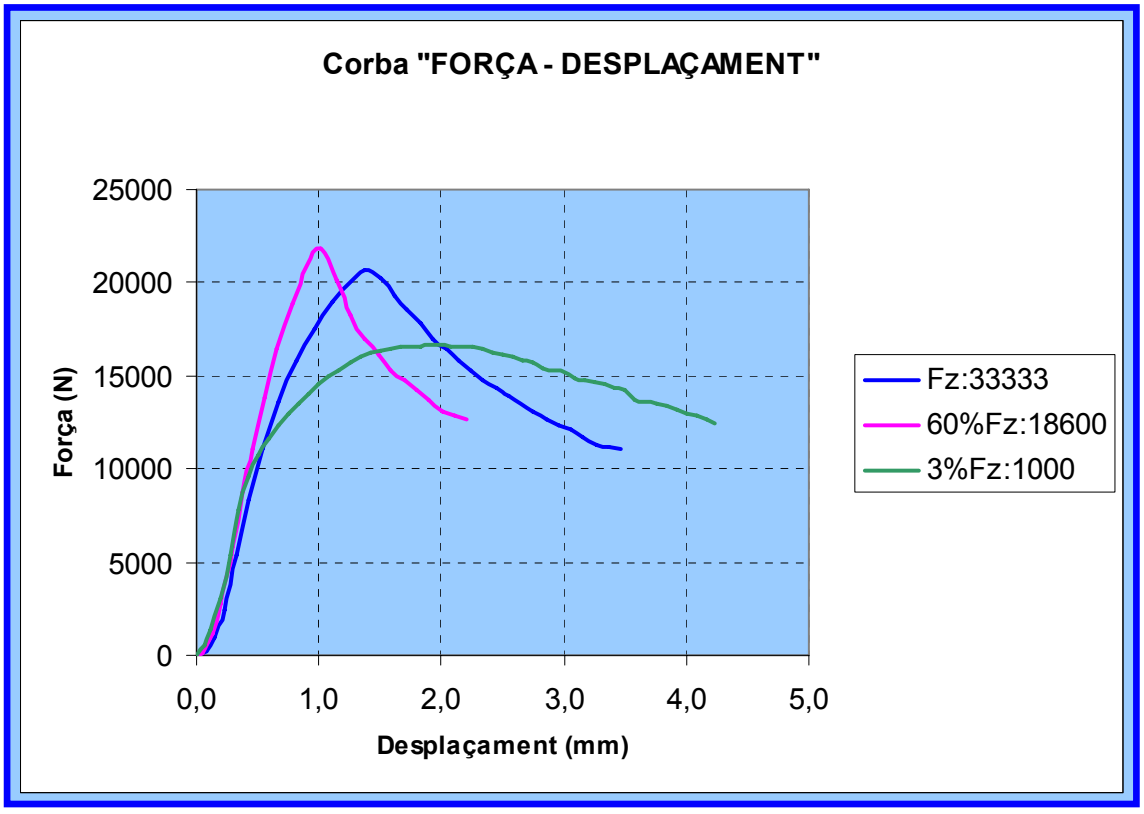
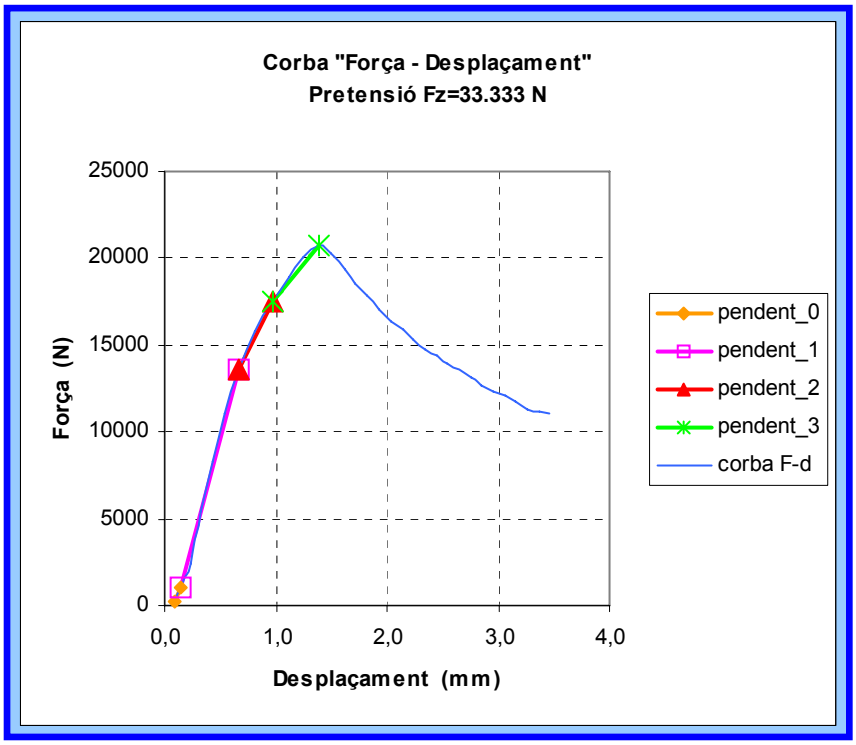
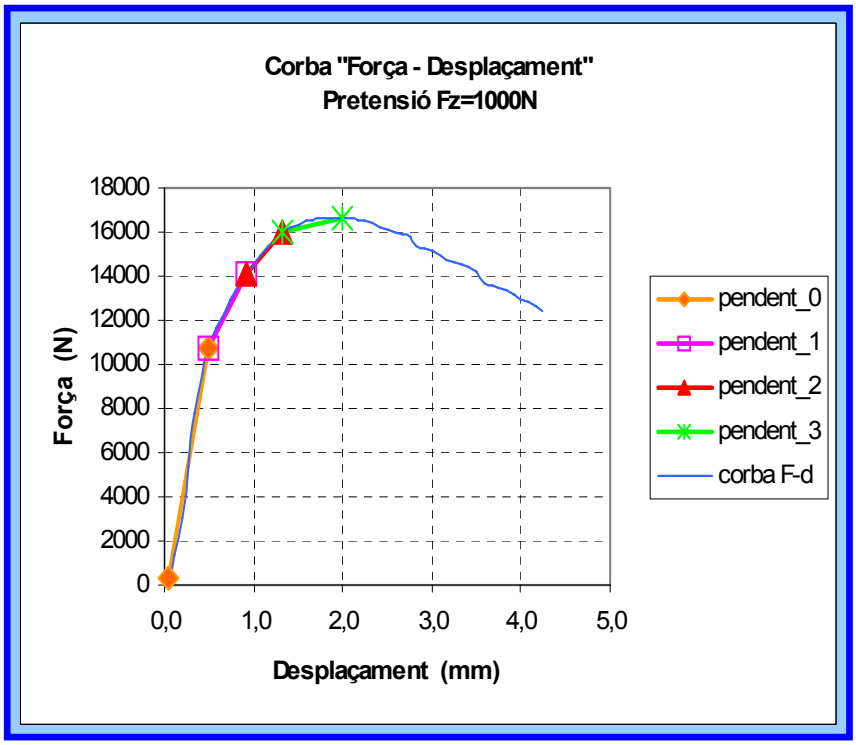


Figura 6.46. Resultats gràfics en funció de la pretensió del cargol en el muntatge



	Rigidesa K (N/mm)
Pendent_0	12.540
Pendent_1	24.250
Pendent_2	13.485
Pendent_3	7.651

Fig. 6.47. i Taula 6.11. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants



	Rigidesa K (N/mm)
Pendent_0	22.793
Pendent_1	7.890
Pendent_2	4.716
Pendent_3	951

Fig. 6.48. i Taula 6.12. Imatge gràfica i recull numèric de les rigideses resultants

En aquest cas, on modifiquen la pretensió per comprovar com li afecta aquesta al sistema en estudi, veiem com l'existència o no de pretensió varia considerablement els valor de la resistència màxima de la unió ($F_{màx.}$).

A la vegada, el fet de disminuir la pretensió un 40% no mostra una variació excessivament important respecte el seu valor original. Notem també que, contràriament al que succeïa en el cas d'estudi del coeficient de fricció MU, el desplaçament on es produeix la resistència màxima és més gran com més petit sigui el valor d'aquesta resistència màxima.

Finalment, continuem notan com la rigidesa obtinguda en els sistemes estudiats s'assembla molt a l'obtinguda en la part estàtica de la corba F-d experimental, variant molt poc entre elles.

7. CONCLUSIONS

Com ja hem comentat, el primer objectiu d'aquest projecte consistia en estudiar com establir un model tridimensional d'elements finits que permetés predir la resistència d'una unió a tallant cargolada entre dues xapes d'acer de petit gruix. Per validar el model, ens ajudavem de les dades que ens proporciona un estudi experimental equivalent a l'estructura en estudi i realitzat en el Laboratori de Resistència de Materials de l'ETSEIB. Com hem pogut veure, ha estat impossible aconseguir una similitud entre les dades numèriques i les experimentals; tot i tenir molt clar els paràmetres a controlar:

- Corba "Tensió – Deformació" del material de les xapes en estudi.
- La rigidesa dels contactes.
- El coeficient de fricció entre les zones en contacte (μ).
- La pretensió desenvolupada en l'eix del cargol.

Sense perdre de vista aquests paràmetres, passem a comentar les conclusions que hem extret de totes les proves realitzades i les modificacions que creiem podríem incloure en el model d'elements finits per tal de millorar la seva resposta en front la trobada en l'assaig experimental.

Conclusions:

- El coeficient de fricció introduït mitjançant el material (MU) fa variar de forma molt important el valor de força màxima ($F_{màx.}$) que s'obté en l'anàlisi numèrica. A més a més, la relació ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) afecta de manera important al comportament del model. Un rati ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) >1 afavoreix una deformació de les xapes similar a la observada experimentalment; on sí que s'hi destingeixen perfectament els modes de falla per Bearing i Tilting. (Recordem que, en la major part de les proves numèriques realitzades, aquest rati s'ha deixat per defecte ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$) = 1 i no responia exactament a la deformació prevista).

- L'existència o no de pretensió en el cargol influeix també en el valor de $F_{màx.}$ resultant en el model numèric; tot i que a partir d'una certa pretensió aplicada el sistema acaba responen amb uns valors de $F_{màx.}$ similars.

- La rigidesa establerta entre les zones en contacte és important en quan a ajustar el resultat del model ($F_{màx.}$) i el seu comportament.

- La rigidesa del sistema numèric no es correspon en cap moment amb la rigidesa del sistema experimental. D'aquí que apostem per una nova caracterització del material de les xapes que permeti recullir el comportament d'aquest en l'aixafament de la xapa contra el cargol.

A més a més, com ja s'ha comentat, aquest treball ha de servir de pauta per un pròxim estudi d'unions a tallant de cargols autoroscants entre xapes similars a les utilitzades en aquest projecte. D'aquí que incloguem unes recomanacions que creiem podrien ajudar a establir el model d'elements finits adequat per l'estudi.

Recomanacions:

1. Modificar la caracterització del material de les xapes. Primerament, es podria provar de treballar amb una corba "Tensió-Deformació" True "degradada" [1]. Una altra opció, seria treballar amb dos corbes de material simultàniament, l'obtinguda per tracció (la que hem utilitzat nosaltres) i la obtinguda per compressió [3,11]. Per altra banda, comentar la possibilitat de implementar un sistema d'avaluació de la degradació del material durant el càlcul del model numèric i que vagi actualitzant les propietats del material conformi avanci el càlcul [4, 5, 6].

2. Estudiar com treballa exactament la fricció (μ) en Ansys; determinar no només $\mu_{estàtica}$ si no també $\mu_{dinàmica}$ i la relació que existeix entre elles. D'aquesta manera tindrem el valor exacte de MU i del rati ($\mu_{estàtica}$/ $\mu_{dinàmica}$).

3. Modificar la parella de contacte (Eix cargol - Forat xapes) a RIGID a FLEXIBLE [13].

4. Incrementar l'ordre dels elements finits a segon ordre (20 node brick element) de manera que el fenomen de flexió pugui ser representat millor [11].

Finalment, comentar que el mode de falla de Tilting i Bearing predit teòricament en l'Apartat 3.4 es correspon perfectament a l'observat en l'assaig experimental; i a la vegada, en els diferents models numèrics estudiats.

8. AGRAÏMENTS

Agraeixo al meu tutor, en Miquel Casafont, el seu suport i ajuda en la realització d'aquest projecte; però sobretot, li agraeixo la seva constància, dedicació i optimisme a l'hora d'encarar els diferents reptes que ens hem anat trobant en la realització del projecte.

Agraeixo a tota la meva família el seu suport i confiança en les diferents vicissituds trobades durant la realització de la carrera i, ara, en l'execució del projecte. De forma molt especial, dedico el Projecte de Final de Carrera al meu pare, Francisco Cartanyà, sense ell, possiblement, l'obtenció del títol d'Enginyer Industrial no hagués sigut la realitat que és ara.

Finalment, dono les gràcies al meu marit, en Lluís, per la seva inestimable ajuda.

9. BIBLIOGRAFIA

[1] K.F. Chung, K.H. Ip. Department of Civil and Structural Enginnering, The Hong Kong Polytechnic University, China. "Finite element modeling of bolted connections between cold-formed steel strips and hot rolled steel plates under static shear loading". Engineering Structures 22 (2000) 1271-1284.

[2] K.F. Chung, K.H. Ip. Department of Civil and Structural Enginnering, The Hong Kong Polytechnic University. "Finite element investigation on the structural behaviour of cold-formed steel bolted connections". Engineering Structures 23 (2001) 1115-1125.

[3] L. Fan, J. Rondadl and S. Cescotto. Department M.S.M., Université de Liège, Belgium. "Finite Element Modelling of Single Lap Screw Connections in Steel Sheeting under static shear". ELSEVIER PII: S0263-8231 (96) 00037-7.

[4] A.Riccio and F. Scaramuzzino. Italian Aerospace Research Centre and Department of Aerospace and Mechanical Engineering, II University of Naples, Italy. "Influence of damage onset and propagation on the tensile structural behaviour of protruding composite joints". 4th GRACM Congress on Computational Mechanics. GRACM 2002. Patras, 27-29 June, 2002.

[5] Th.Kermanidis, G. Labeas, K.I. Tserpes and Sp. Pantelakis. Dept. of Mechanical Engineering & Aeronautics University of Patras, Greece. "Finite element modeling of damage accumulations in bolted composite under incremental tensile loading". European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering. ECCOMAS 2000. Barcelona, 11-14 September 2000.

[6] P.Perugini, A.Riccio and F. Scaramuzzino. Italian Aerospace Research Centre, Capua, Italy. University of Naples II, Aversa, Italy. "Three-Dimensional Progressive Damage. Analysis of Composite Joints". 2001, Civil-Comp Ltd, Stirling, Scotland.

[7] J.D. Reid, N.R. Hiser. Dept. Of Mechanical Engineering, University of Nebraska-Lincoln, USA. Available on line 8 December 2004. "Detailed modeling of bolted joints with slipppage". Finite Elements in Analysis and Design 41 (2005) 547-562.

[8] M.A.McCarthy, C.T.McCarthy. Composite Research Centre.Mechanical& Aeronautical Engineering Department. University of Limerick. Ireland. "Three-dimensional finite element analysis of single-bolt,single-lap composite bolted joints:Part II-effects of bolt-hole clearance". Composite Structures (2004).

[9] M.A. McCarthy, V.P. Lawlor, W.F. Stanley, G.S. Padhi, C.T. McCarthy. University of

Limerick. Ireland. "Experimental Measurement and Finite Element Analysis of Load Distribution and Strength in Multi-bolt Composite Joints with Variable Bolt Hole Clearances". COMPTEST 2004: Composites Testing and Model Identification. University of Bristol, UK, Sept 21st – 23rd, 2004.

[10] G.S. Padhi, M.A. McCarthy, C.T. McCarthy. Composite Research Centre. Mechanical & Aeronautical Engineering Department. University of Limerick. Ireland. "BOLJAT-A Tool for Designing Composite Bolted Joints using Three-Dimensional Finite Element Analysis". Composites, Part A, 33/11, pp. 1573-1584.

[11] M.A. McCarthy, C.T. McCarthy ,V.P. Lawlor, W.F. Stanley. Composite Research Centre. Mechanical & Aeronautical Engineering Department. University of Limerick. Ireland. "Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part I_model development and validation". Composite Structures (2.004).

[12] M.A. McCarthy, C.T. McCarthy, G.S. Padhi.Composite Research Centre. Mechanical & Aeronautical Engineering Department. University of Limerick. Ireland. "Automated Three-Dimensional Finite Element Modelling of Composite Aircraft Bolted Joints – Modelling Issues". 2001.

[13] Yi Xiao, Takashi Ishikawa. Advanced Composites Evaluation Technology Center, Japan Aerospace Exploration Agency. "Bearing strength and failure behaviour of bolted composite joints (Part II: modeling and simulation)". 20 December 2004.

[14] H.Hammoud, A.E. Naaman. The University of Michigan, Dept. Of Civil & Environmental Eng. "Ferrocement Bolted Shear Joints: Failure Modes and Strength Prediction". 24 November 1997.

[15] R.P.Thacker,Jr. Boeing Computer Support Services, PO Box 7228, Huntsville, Alabama. "MSC/NASTRAN: SHELL AND SOLID ELEMENT MESH REQUIREMENTS IN THE VICINITY OF A CIRCULAR HOLE STRESS CONCENTRATION".

[16] R.P.Thacker, Jr. Boeing Computer Support Services, PO Box 7228, Huntsville, Alabama. "ELASTIC-PLASTIC ANALYSIS AROUND A CIRCULAR HOLE STRESS CONCENTRATION".

[17] Report to the project SEISMIC DESIGN OF LIGHT GAUGE STEEL FRAMED BUILDINGS. Joint testing: phases 1 and 2. March 2004. Universitat Politècnica de Catalunya / Eurosteel Technologies.

[18] Dr. Saman Fernando. Ajax Technology Centre. "An enginnering insight to the fundamental behaviour of tensile bolted joints". Ajax Fasteners 2001.

[19] ANSYS Tips & Tricks: "Modeling Preload Fasteners". April 30, 2000. Memo number STI43:000430.

[20] ANSYS Tips & Tricks: "Preventing Rigid-Body Motion in Contact Problems". October 2, 2001. Memo number STI:01/02.

[21] ANSYS Tips & Tricks: "Understanding Lagrange Multipliers". November 4, 2001. Memo number STI:01/07.

[22] Erie, Pensylvania, USA. "Principles of simulating Contact Between Parts using ANSYS".

[23] ANSYS v.8 Structural Analysis Guide, ANSYS Inc, 2004. Chapter 9: "CONTACT"

[24] ANSYS v.8 Structural Analysis Guide, ANSYS Inc, 2004. Chapter 11.4: "Performing a Surface-to-Surface Contact Analysis".

[25] ANSYS v.8 Structural Analysis Guide, ANSYS Inc, 2004. Chapter 8.3: "Modeling material Nonlinearities".

[26] ANSYS v.8 Structural Analysis Guide, ANSYS Inc, 2004. Chapter 8.5: "Performing a nonlinear static analysis".

[27] ANSYS v.8 Elements Reference Manual, ANSYS Inc, 2004.

[28] http://ansys.nelcan.com/support/faq: " Q: What's the best way to debug a non-linear análisis that is not converging?".

[29] http://www.idac.co.uk/eNews/dowloads&tips/contact.txt

[30] "Defining Pretensión in a Joint Fastener" Basic guide > Chapter 2.Loading ANSYS Corporation.

[31] "Examples of using finite element analysis on a bolt joint". By Bryan Kirking. Revision 1.0 – Nov 5, 2004.

[32] "10.6.2 Adding weak springs" Chapter 10.6 Methodology Behind the Ansys-Adams interface. ANSYS Corporation.

[33] Manual del cursillo: "Curso de análisis de estructuras no-lineales" INGECIBER S.A.

[34] J. Fenollosa i Coral, "Unions cargolades" (Tem - UPC, 1992).

[35] J.E. Shigley, C.R. Mischke, "Diseño en ingeniería mecánica" 6ª ed. Mc Graw Hill.

[36] W.F. Smith, "Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales" 2ªed. Mc Graw Hill.

[37] "ELASTICITAT I RESISTENCIA DE MATERIALS" Taules. Dept. de Resistencia de Materials i Estructures a l'Enginyeria. ETSEIB. UPC.

[38] Mª.Ll. Maspoch, "Introducción a los materiales no-metálicos". 2ªed. 1.994. Cpda-ETSEIB.

[39] W.W. YU, Cold-Formed Steel Design, 3rd Edition, John Wiley & Sons, 2000.