



EPS

Escola Politècnica

Superior

Projecte/Treball Fi de Carrera

Estudi: Enginyeria Industrial. Pla 1994

Títol: Càlcul, disseny i fabricació d'una carrosseria autoportant en material compòsit per al vehicle de baix consum Àliga.

Document: ANNEX D: Càlculs tècnics

Alumne: Marc Gascons i Tarrés

Director/Tutor: Albert Turon i Travesa

Departament: Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Mecànica dels medis continus i teoria d'estructures

Convocatòria (mes/any): Febrer / 2006

ANNEX D: Càlculs tècnics**INDEX**

| | |
|---|---------|
| D.1-CÀLCULS PREVIS | pàg. 3 |
| D.1.1 Determinació del c.d.g. geomètric i del vehicle. | pàg. 3 |
| D.1.2 Forces exteriors | pàg. 6 |
| D.1.3 Càrregues degudes a les accions dinàmiques | pàg. 8 |
| D.2- CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS.DIAGRAMA OPERATIU | pàg. 12 |
| D.3- CONDICIONS INICIALS | pàg. 15 |
| D.3.1 Geometria | pàg. 15 |
| D.3.2 Mallat del model | pàg. 18 |
| D.3.3 Propietats elàstiques del material i teories de falla | pàg. 20 |
| D.4- DESCRIPCIÓ DELS CASOS DE CÀRREGA | pàg. 24 |
| D.4.1 Càrrega puntual de 70Kg. Sobre l'arc de seguretat | pàg. 24 |
| D.4.2 Resistència del cinturó de seguretat de 4 punts | pàg. 26 |
| D.4.3 Resistència de la carrosseria. Càlcul estàtic | pàg. 28 |
| D.4.4 Resistència de la carrosseria en funcionament. | pàg. 30 |
| D.4.5 Càlcul a vinclament de la carrosseria en funcionament | pàg. 34 |
| D.4.6 Rigidesa torsional de la carrosseria | pàg. 35 |
| D.4.7 Altres casos considerats | pàg. 38 |
| D.5-DEFINICIÓ DELS LAMINATS | pàg. 40 |
| D.5.1 Configuracions comercials del material a utilitzar | pàg. 40 |
| D.5.2 Determinació de les zones crítiques a reforçar | pàg. 42 |
| D.5.3 Descripció del material escollit | pàg. 45 |
| D.6- ANÀLISI DEL MODEL i INTERPRETACIÓ DE RESULTATS | pàg. 49 |
| D.6.1 Metodologia del anàlisi | pàg. 49 |
| D.6.2 Interpretació dels resultats. | pàg. 51 |
| D.6.3 Cas de càrrega puntual de 70 Kg. | pàg. 53 |
| D.6.4 Cas de resistència del cinturó | pàg. 60 |
| D.6.5 Cas de resistència de la carrosseria | pàg. 67 |
| D.6.6 Cas de la carrosseria en funcionament (3 rodes) | pàg. 74 |
| D.6.7 Cas de la carrosseria en funcionament (2 rodes) | pàg. 81 |
| D.6.8 Cas de la carrosseria en funcionament (vinclament) | pàg. 88 |

| | |
|---|----------|
| D.6.9 Cas de rigidesa torsional de la carrosseria | pàg. 92 |
| D.6.10 Consideracions sobre la realització de forats al model | pàg. 95 |
| D.6.11 Consideracions sobre la resistència de les parts encolades | pàg. 99 |
| D.6.12 Validació del càlcul. Lectura de les reaccions del model | pàg. 101 |

1- CÀLCULS PREVIS

Els càlculs previs són tots aquells que cal realitzar abans de començar el procés de disseny i creació del vehicle. Dintre d'aquest apartat, podem distingir dos grups.

El primer fa referència als càlculs necessaris per poder començar a dissenyar i a establir la forma i principals mides que tindrà el vehicle. Aquest càlculs ens donen valors sobre la estabilitat del vehicle i el comportament del xassís en funcionament, establint relacions com el repartiment de pesos o el diferents centres de gravetat (geomètric i de masses) que serveixen per assegurar un òptim comportament del xassís en pista.

L'altre grup fa referència a els valors que cal introduir dintre del codi comercial d'elements finits per tal de poder tirar endavant el càlcul i avaluar els diferents casos de càrrega considerats per el vehicle. Aquests valors seran els que determinaran la validesa de la carrosseria en quan a les exigències determinades per la resistència mecànica.

D.1.1 Determinació del centre de gravetat del vehicle

A través de les taules que hi ha a continuació, es mostra els diferents elements que cal tenir en compte a l'hora de dimensionar el centre de gravetat del vehicle, referenciats respecte el punt que mostra la figura.

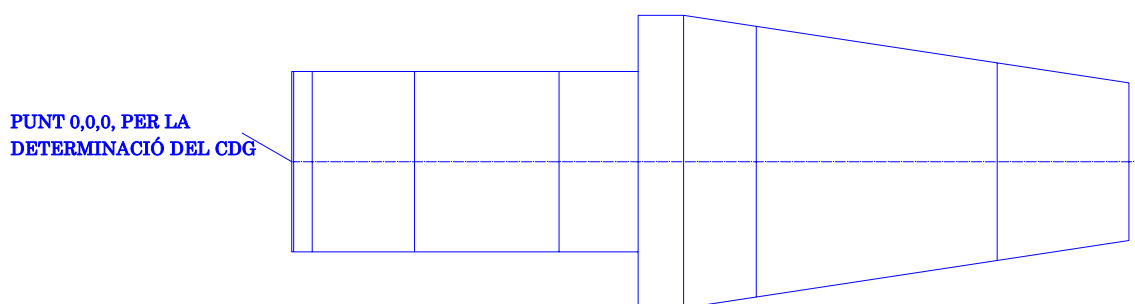


Fig 1. Esquema en planta de la carrosseria autoportant.

La component més important dins de la determinació del centre de gravetat del vehicle és la que recorre la carrosseria en el seu eix longitudinal. Com s'observa per els resultats que mostra la taula adjunta, la variació en el eix transversal del vehicle, que teòricament és simètric, és només de 3mm, degut al descentratge que ha de tenir el conjunt del bloc motor per tal de que la cadena quedi alineada amb el plat de la roda de darrera. La component

referent a l'alçada, tot i ser important per determinar la seva influència en la estabilitat del vehicle, ve molt condicionada per la pròpia geometria constructiva, i no es pot variar gaire.

| Taula 1: DETERMINACIÓ DEL CENTRE DE MASSES DEL VEHICLE | | | | | | | |
|---|------------|---------------|--------|-----|-------------------------|---------|------|
| Elements fixes de la carrosseria | MASSA (Kg) | POSICIÓ (mm.) | | | MOMENT DE MASSA (Kg mm) | | |
| | | X | Y | Z | X | Y | Z |
| RODA DAVANTERA DRETA | 1,5 | 430 | 267,5 | 250 | 645 | 401,25 | 375 |
| amb boixa i manegueta | | | | | | | |
| RODA DAVANTERA ESQUERRA | 1,5 | 430 | -267,5 | 250 | 645 | -401,25 | 375 |
| amb boixa i manegueta | | | | | | | |
| RODA POSTERIOR | 1,5 | 2100 | 0 | 250 | 3150 | 0 | 375 |
| Eix amb fre de disc, pinces i suports | | | | | | | |
| CARROSSERIA INFERIOR AUTOPORTANT | 6 | 1137 | 0 | 200 | 6822 | 0 | 1200 |
| CARROSSERIA SUPERIOR (Pilot) | 1,5 | 750 | 0 | 400 | 1125 | 0 | 600 |
| CARROSSERIA SUPERIOR (Motor) | 0,5 | 2000 | 0 | 400 | 1000 | 0 | 200 |
| VOLANT | 0,5 | 762 | 0 | 135 | 381 | 0 | 67,5 |
| DIRECCIÓ | 0,5 | 430 | 0 | 145 | 215 | 0 | 72,5 |
| MOTOR | | | | | | | |
| Bloc Motor | 4 | 1413 | 0 | 200 | 5652 | 0 | 800 |
| Eix de sortida amb pinyó | 1,7 | 1413 | 0 | 150 | 2402,1 | 0 | 255 |
| Dipòsit Combustible | 0,35 | 1413 | 0 | 400 | 494,55 | 0 | 140 |
| TRANSMISSIÓ | | | | | | | |
| Cadena | 0,2 | 2100 | 100 | 250 | 420 | 20 | 50 |
| Plat | 1 | 2100 | 100 | 250 | 2100 | 100 | 250 |
| Volant Electromagnètic | 1,5 | 2100 | -100 | 250 | 3150 | -150 | 375 |

Taula 1. Determinació del centre de masses per a elements fixes

| Taula 2: DETERMINACIÓ DEL CENTRE DE MASSES DEL VEHICLE | | | | | | | |
|---|------------|---------------|---|-----|-------------------------|---|-----|
| Elements mòbils de la carrosseria | MASSA (Kg) | POSICIÓ (mm.) | | | MOMENT DE MASSA (Kg mm) | | |
| | | X | Y | Z | X | Y | Z |
| CLAXON | 0,3 | 30 | 0 | 100 | 9 | 0 | 30 |
| EXTINTOR | 1,6 | 150 | 0 | 200 | 240 | 0 | 320 |
| CENTRALETA ELECTRÒNICA | 2 | 150 | 0 | 100 | 300 | 0 | 200 |
| BATERIA | 5 | 1200 | 0 | 150 | 6000 | 0 | 750 |

Taula 2. Determinació del centre de masses per a elements mòbils

| Taula 3: DETERMINACIÓ DEL PES DEL PILOT | | | | | | | | |
|--|------------------------------------|------------|---------------|---|-----|-------------------------|---|---------|
| SEGMENT DEL COS | Pes Pilot (Kg) % MASSA CORPORAL | 50 | POSICIÓ (mm.) | | | MOMENT DE MASSA (Kg mm) | | |
| | | MASSA (Kg) | X | Y | Z | X | Y | Z |
| Cap i Coll | 0,079 | 3,95 | 1470 | 0 | 420 | 5806,5 | 0 | 1659 |
| Tronc | 0,511 | 25,55 | 1125 | 0 | 187 | 28743,75 | 0 | 4777,85 |
| Braç Superior Dret | 0,027 | 1,35 | 1250 | 0 | 250 | 1687,5 | 0 | 337,5 |
| Braç Superior Esq. | 0,027 | 1,35 | 1250 | 0 | 250 | 1687,5 | 0 | 337,5 |
| Braç Inferior Dret | 0,016 | 0,8 | 875 | 0 | 250 | 700 | 0 | 200 |
| Braç Inferior Esq. | 0,016 | 0,8 | 875 | 0 | 250 | 700 | 0 | 200 |
| Mà Dreta | 0,006 | 0,3 | 695 | 0 | 300 | 208,5 | 0 | 90 |
| Mà Esq. | 0,006 | 0,3 | 695 | 0 | 300 | 208,5 | 0 | 90 |
| Cuixa Dreta | 0,097 | 4,85 | 626 | 0 | 215 | 3036,1 | 0 | 1042,75 |
| Cama Inferior dreta | 0,045 | 2,25 | 255 | 0 | 224 | 573,75 | 0 | 504 |
| Cuixa Esquerra | 0,097 | 4,85 | 626 | 0 | 215 | 3036,1 | 0 | 1042,75 |
| Cama Inferior esq | 0,045 | 2,25 | 255 | 0 | 224 | 573,75 | 0 | 504 |
| Peu Dret | 0,014 | 0,7 | 30 | 0 | 171 | 21 | 0 | 119,7 |
| Peu Esq | 0,014 | 0,7 | 30 | 0 | 11 | 21 | 0 | 7,7 |

Taula 3. Determinació del centre de masses per al pilot

| Taula 4: SUMATORIS | | | |
|------------------------------|---------|-----------------------|--------------------|
| Massa Total (Kg) | | TOTAL MASSA | 81,15 Kg |
| | Taula 1 | 22,25 | |
| | Taula 2 | 8,9 | |
| | Taula 3 | 50 | |
| Moment X Total (Kgmm) | | TOTAL MOMENT X | 81754,6 mm |
| | Taula 1 | 28201,65 | |
| | Taula 2 | 6549 | |
| | Taula 3 | 47003,95 | |
| Moment Y Total (Kg) | | TOTAL MOMENT Y | -30 mm |
| | Taula 1 | -30 | |
| | Taula 2 | 0 | |
| | Taula 3 | 0 | |
| Moment Z Total (Kg) | | TOTAL MOMENT Z | 17347,75 mm |
| | Taula 1 | 5135 | |
| | Taula 2 | 1300 | |
| | Taula 3 | 10912,75 | |
| CENTRE DE MASSES | | | |
| X | | 1007,4504 | mm |
| Y | | -0,369686 | mm |
| Z | | 213,77388 | mm |

Taula 4. Sumatoris i resultats globals del conjunt carrosseria - pilot

Un cop validades les formes i cotes del vehicle per el que fa a l'àmbit tècnic, podem passar a valorar-lo des de l'àmbit de la seguretat, mirant si compleix el que cita la normativa de la Shell Eco-Marathon al respecte, i que es veu resumit en la següent taula:

| COMPLIMENT DE LA NORMATIVA DE SEGURETAT | | | |
|---|--------|--------------|-----------------|
| Alçada no superior a 1,25 cops l'amplada del eix davanter | | | |
| Amplada | Alçada | Límit | |
| 535 | 600 | 668,75 | Compleix |
| Amplada de l'eix davanter entre 50 i 110cm | | | |
| Amplada | | Límit | |
| 535 | | (500 - 1100) | Compleix |
| Distància entre eixos superior a 1 metre | | | |
| Distància | | Límit | |
| 1,722 | | 1 | Compleix |
| Amplada màxima del vehicle inferior a 130cm | | | |
| Amplada | | Límit | |
| 535 | | 130 | Compleix |
| Longitud màxima del vehicle inferior a 350 cm | | | |
| Longitud | | Límit | |
| 2700 | | 350 | Compleix |
| Pes màxim del vehicle en buit inferior a 160 Kg | | | |
| Pes estimat | | Límit | |
| 31 | | 160 | Compleix |

Taula 5. Valors a assolir per al compliment de la normativa

Després de analitzar els paràmetres de disseny preliminar del nou xassís, veiem que compleix tots els requeriments, tan tècnics com de la normativa, que asseguraran que es vehicle compleix els requisits de seguretat i ajudaran a aconseguir un bon comportament dinàmic del vehicle.

D.1.2 Forces exteriors del vehicle

Per saber quin és el cas més desfavorable, cal resoldre diferents combinacions d'estat de càrregues.

Veiem primer una aproximació estàtica de càlcul de reaccions del vehicle amb el terra segons la situació del cdg. La següent figura (fig.2) mostra la geometria del prototip:

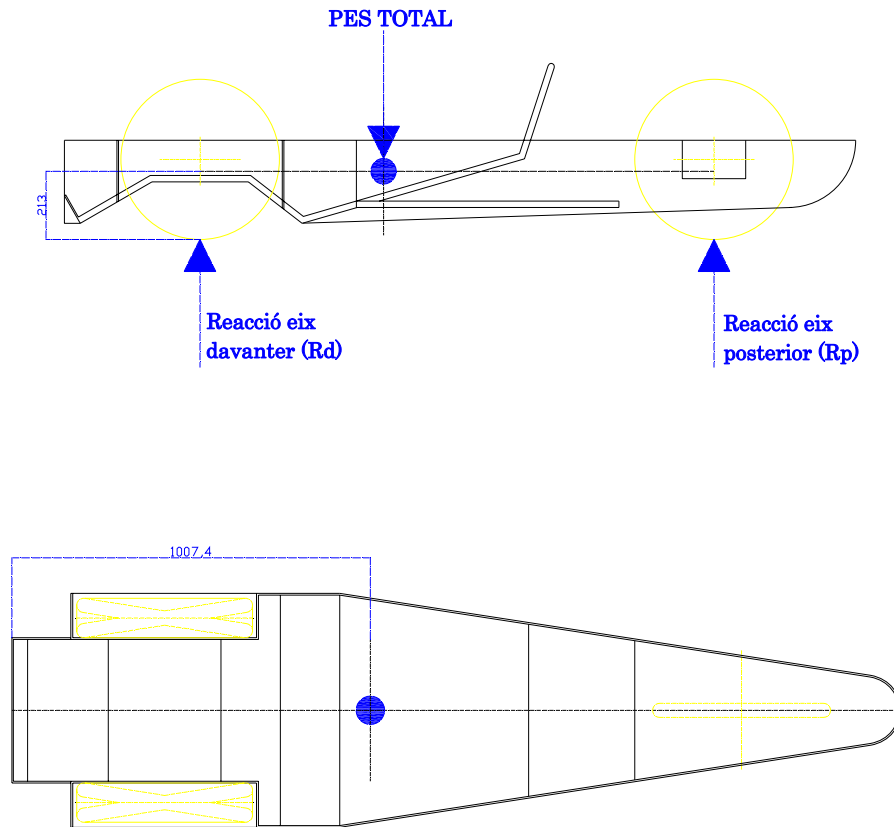


Fig 2. Alçat i planta de la posició del centre de gravetat i les reaccions

Prenem com a pes del prototip 31kg i com a pes del pilot 50 kg, i solucionem les equacions estàtiques:

$$\sum M_{cdg} = 0; \rightarrow R_{dav_{dreta}} = R_{dav_{esquerra}} \quad (\text{Eq.1})$$

$$(R_{dav_{dreta}} + R_{dav_{esquerra}}) \times 578 = R_{post} \times 1043 \quad (\text{Eq.2})$$

$$\sum F = 0; \rightarrow R_{dav_{dreta}} + R_{dav_{esquerra}} + R_{post} = Pes_{total} \quad (\text{Eq.3})$$

Obtenim les següents reaccions:

$$R_{post} = 28,88Kg$$

$$R_{dav_{dreta}} = R_{dav_{esquerra}} = 26,06Kg$$

Tenim una distribució de pesos que ens deixa un 65% del pes sobre l'eix davanter i un 35% del pes sobre l'eix posterior.

Una de les condicions estàtiques que ha de complir el repartiment de pesos és que l'eix de darrera tingui el pes suficient com per no patinar en el moment que el motor subministra el màxim parell.

Per complir aquest requeriment partim del moment que és capaç de subministrar el motor a la sortida de l'eix, que és de 0,19 Kgm. Considerant l'efecte de la relació de transmissió i que el pneumàtic posterior té un radi de 250 mm., la força que haurà de ser capaç d'aguantar la fricció és de 16 Kg.

La següent taula mostra el comportament de la fricció del pneumàtic i és subministrada per Michelin:

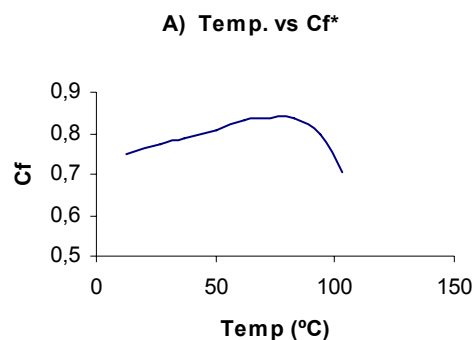


Fig 3. Variació del coeficient de fregament en funció de la temperatura

Agafarem el cas més desfavorable i aplicarem un coeficient de fricció de 0,7; amb el que obtindríem, suposant una reacció de 28,88 Kg en aquest eix, una força de fricció de 20,2 Kg. Aquesta força és clarament superior a la força que pot arribar a transmetre el motor, per tant el pes situat a la roda de darrera és suficient per assegurar que el vehicle no patinarà a la hora de fer una arrencada.

D.1.3 Càrregues degudes a les accions dinàmiques

Seguidament, farem una valoració dinàmica del prototip, simulant l'efecte del pas per corba mitjançant la introducció de un nou paràmetre a la equació estàtic que mostra la transferència lateral de masses.

Considerem desconegut el mòdul de la força inercial que provoca la transferència de masses de la roda interior davantera (quan perd contacte amb el terra) a la exterior davantera (que es recolza més en el terra) i considerarem el cas límit, en el que, o bé un dels dos trens (anterior o posterior) llisca o bé una roda anterior deixi de tenir contacte amb el terra.

Degut al pas per corba i a la força inercial, es creen unes friccions laterals en contacte amb el terra. Anomenem F_f a la força de fricció i T_m a la transferència de masses. La figura següent mostra les forces que actuen (fig. 4):

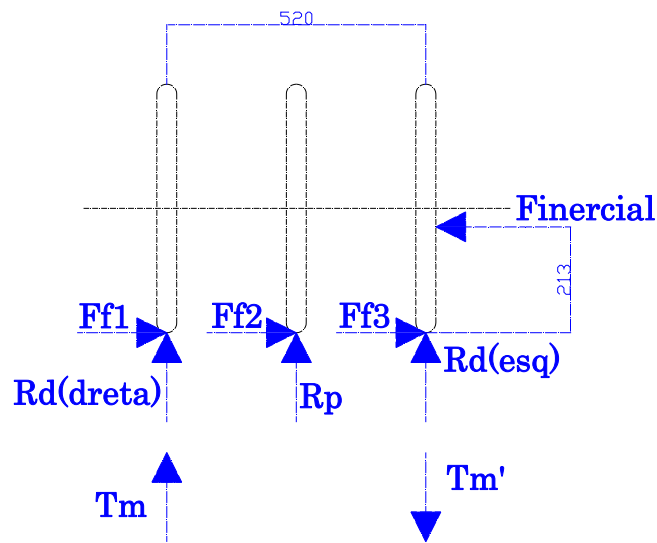


Fig 4. Forces que intervenen en el model per el cas considerat

Plantejarem les equacions suposant que el tren davanter està al límit de grip, de manera que les forces de fricció seran $F_{f1} = \mu \cdot (R_1 + Tm_1)$ i $F_{f3} = \mu \cdot (R_3 + Tm_3)$.

$$\sum F_v = 0; \rightarrow Tm_1 + Tm_3 = 0 \quad (\text{Eq.4})$$

$$\sum F_H = 0; \rightarrow F_{f1} + F_{f2} + F_{f3} = F_i \quad (\text{Eq.5})$$

$$F_{f1} = \mu \times (R_1 + Tm_1) \quad (\text{Eq.6})$$

$$F_{f3} = \mu \times (R_3 + Tm_3) \quad (\text{Eq.7})$$

$$\sum M = 0; \rightarrow (F_{f1} + F_{f3}) \times 578 = F_{f2} \times 1043 \quad (\text{Eq.8})$$

$$F_i \times 213 = Tm_1 \times 520 \quad (\text{Eq.9})$$

Partint de la figura 3, mostrada anteriorment, prenem com a coeficient de fricció un valor de $\mu = 0,8$, considerant-lo constant encara que aquest varia amb la temperatura tal com indica la figura. El valor de 0'8 s'obté prenent una temperatura d'asfalt d'uns 50°C:

Els resultats són els següents:

$$Ff1 = 42,08 \text{ Kg}$$

$$Ff2 = 23,09 \text{ Kg} \quad \rightarrow \quad Ff2 \leq Rb \times \mu ; 23,09 \leq 28,88 \times 0'8 = 23,104$$

$$Ff3 = -0,4 \text{ Kg}$$

$$Tm1 = 26,55 \text{ Kg}$$

$$Tm2 = -26,55 \text{ Kg}$$

$$Fi = 64,78 \text{ Kg}$$

Es verifica amb els càlculs que el vehicle és subvirador ja que la força de fricció a la roda posterior és menor al grip disponible ($\mu \cdot Ff2$). Es pot comprovar que el prototip tendeix a aixecar la roda interior del viratge abans de començar a subvirar ja que el valor de la reacció en estàtica és mes petit que el valor de la transferència de masses ($Tm3$), arribant a un valor negatiu. S'haurien de tornar a fer càlculs suposant $Tm3=0$ i $Rc+Tm3=0$, però la diferència entre aquest valors és tan petita que no obtindrem unes diferències de resultats importants.

El valor de la força inercial F_i en l'instant en que es perd la motricitat davantera ens donarà la velocitat màxima de pas per corba de la següent manera (radi de curvatura 25 m.):

$$F_i = m \times a_r = m \times \frac{v^2}{r}; \quad (\text{eq.10})$$

$$v = \sqrt{F_i \times r / m} = \sqrt{64,78 \times 9'8 \cdot 25 / 81} = 13'997 \text{ m/s} = 50'39 \text{ Km/h}$$

La situació mes desfavorable es donarà quan la roda interior s'aixeca, pel que la roda exterior aguanta totes les forces del tren davanter (gravitatòries i centrípetes).

Amb aquesta velocitat, podem determinar la acceleració lateral que suportarà el vehicle en el cas del pas per corba més perjudicial. Aquesta dada serà una de les que cal entrar en el codi comercial d'elements finits.

$$Acc_{lateral} = \frac{v^2}{r} = \frac{13,99^2}{25} = 7,82 \text{ m/s}^2 \quad (\text{eq.11})$$

Aquestes condicions, però, queden molt lligades a les característiques de la pista i del pes suposat per els càlculs. Com que el vehicle el tindran que conduir de forma ocasional membres de l'equip amb un pes superior als 50 Kg. i es poden trobar amb radis més tancats que els que hi ha al circuit de Nogaro, s'ha decidit, a mode de coeficient de seguretat, simular el model amb una acceleració lateral de 16 m/s^2

Seguidament, aplicarem el mateix procediment per l'acceleració frontal del vehicle. En aquest cas, i donades les característiques del vehicle, la condició més extrema a que està sotmesa és en el cas de frenada del vehicle.

Segons el que disposen diferents manuals de reformes de vehicles i codis tècnics d'automoció, una frenada es considera eficaç quan es troba en uns valors compresos entre 1,5 i 2 "G". Donat a que el nostre prototip és molt més lleuger i a que el sistema de frenada, encomanat a un sistema de pinça amb disc a la roda posterior és molt menys efectiu que el de qualsevol vehicle, calcularem la màxima força de frenada admissible a través de les prova a que es sotmet el vehicle en les verificacions tècniques prèvies a la cursa.

Es situa el vehicle sobre una rampa amb una inclinació de 30° i ha de ser capaç de retenir el seu propi pes en aquesta situació. Numèricament ho podem interpretar com:

$$F = m_{vehicle} \times 9,81 \times \cos 30^\circ = 688,1N$$

$$Acc = \frac{F}{m} = \frac{688,1}{81} = 8,49 \text{ m/s}^2$$

Aquesta acceleració s'aplicarà en la direcció longitudinal del vehicle, en sentit contrari a la marxa.

Finalment, la última acceleració que interactua amb el conjunt és la de la gravetat, de valor $9,81 \text{ m/s}^2$

D.2-CÀLCUL PER ELEMENTS FINITS.DIAGRAMA OPERATIU

El disseny estructural eficient d'una carrosseria autoportant involucra els anàlisis, refinaments i correccions d'una estructura complexa sotmesa a càrregues també complexes.

La voluntat d'aconseguir un disseny el més optimitzat possible i que s'acosti el màxim a les especificacions demanades fa que el càlcul manual es vegi obsolet, i passi només a tenir valors referencials.

És per això que s'han desenvolupat els càlculs per el mètode dels elements finits. Un mètode que permet un anàlisi acurat i efectiu i que es mostra molt àgil a la hora de treballar amb materials que presenten un gran grau de variació espacial degut a la orientació voluntària de les fibres, així com una assimilació acurada de geometries complexes, com ara multicurves i els estats de càrregues concrets als que cal sotmetre-les.

L'esquema bàsic de funcionament d'aquest tipus de càlcul és el seguit en la execució d'aquest projecte, i tot i que s'ampliarà en les pròximes planes, la seva visió global és mostra en la figura 5.

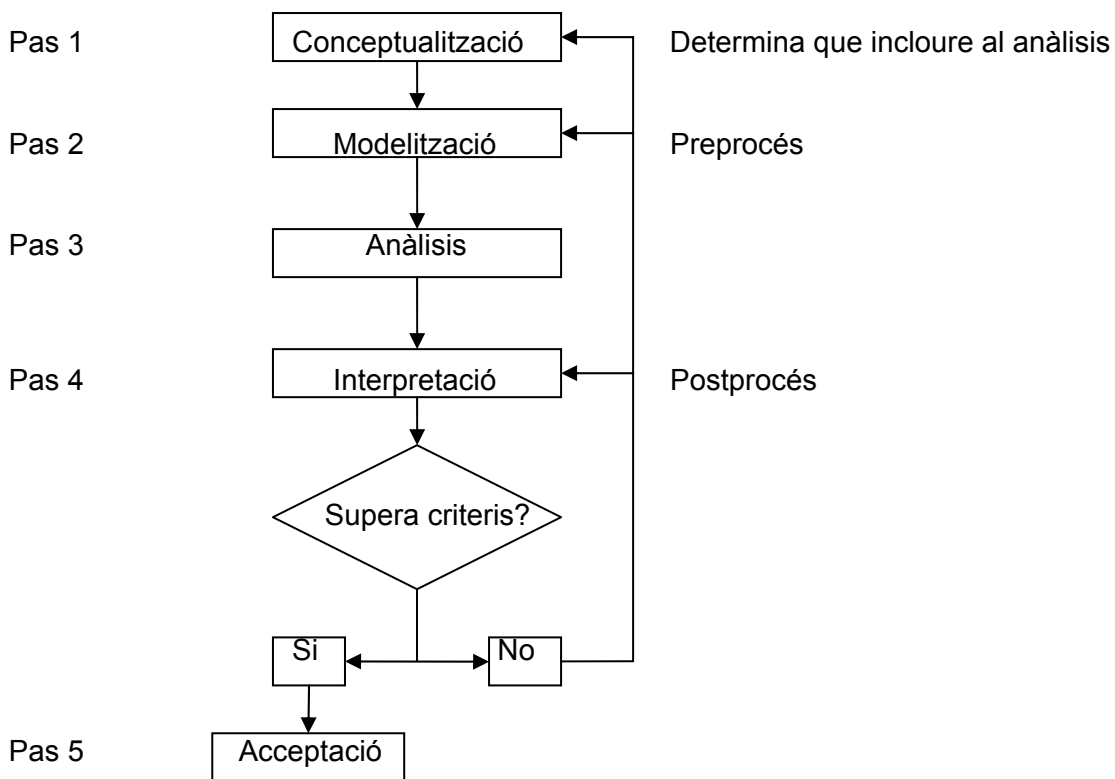


Fig 5. Diagrama d'actuació en el càlcul mitjançant M.E.F.

Les càrregues complexes

El model treballat s'ha sotmés a diferents casos de càrregues, entre els que destaquen per la seva complexitat la simulació de les acceleracions que pot sofrir el vehicle o la subjecció per una zona molt puntual en el cas de càrrega dels cinturons. Aquestes càrregues poden ser interpretades d'una forma molt més concisa gràcies al mètode dels elements finits.

Geometries complexes

Les diferents interseccions de plans, així com les inclinacions diverses que trobem en punts com el pont davanter, o l'angle que formen el recolzament de la esquena del pilot amb el pla del suport motor, així com el posterior canvi de direcció de la zona de recolzament del casc fan que la situació geomètrica del model es pugui qualificar de complexa.

A més, l'arc de seguretat del pilot està definit per la intersecció de dues corbes, geometria complexa que el mètode dels elements finits pot tractar molt bé permeten centrar el problema en la seva pròpia optimització.

Materials complexes

Els materials amb els quals es realitza aquesta carrosseria autoportant tenen la particularitat de variar les seves propietats mecàniques en funció de la posició en que es troben. Les aplicacions concretes del codi comercial utilitzat per desenvolupar aquest projecte permeten entendre i treballar amb molta claredat aquesta propietat per tal d'optimitzar-ne al màxim els gruixos necessaris en cada zona.

Per tal d'entendre el procediment seguit en l'annex de càlcul, l'especificarem amb un altre diagrama (fig. 6) a on es mostra pas per pas el mètode de treball seguit.

Es començarà descrivint totes les condicions que envoltaran el model i el cas a estudiar. Seguidament, degut a que el material amb el qual es realitzarà la carrosseria es comporta de forma diferent segons la seva orientació, es procedirà a valorar si la carrosseria presenta alguna zona particularment carregada en quan a estat de càrregues; mitjançant la generació d'un model amb un laminat homogeni. Aquest servirà de base per crear un laminat optimitzat que satisfaci les necessitats i es sotmetrà al càlcul. En cas de no superar els criteris de falla establerts, es procedirà al seu redisseny fins a assolir-los de forma satisfactòria.

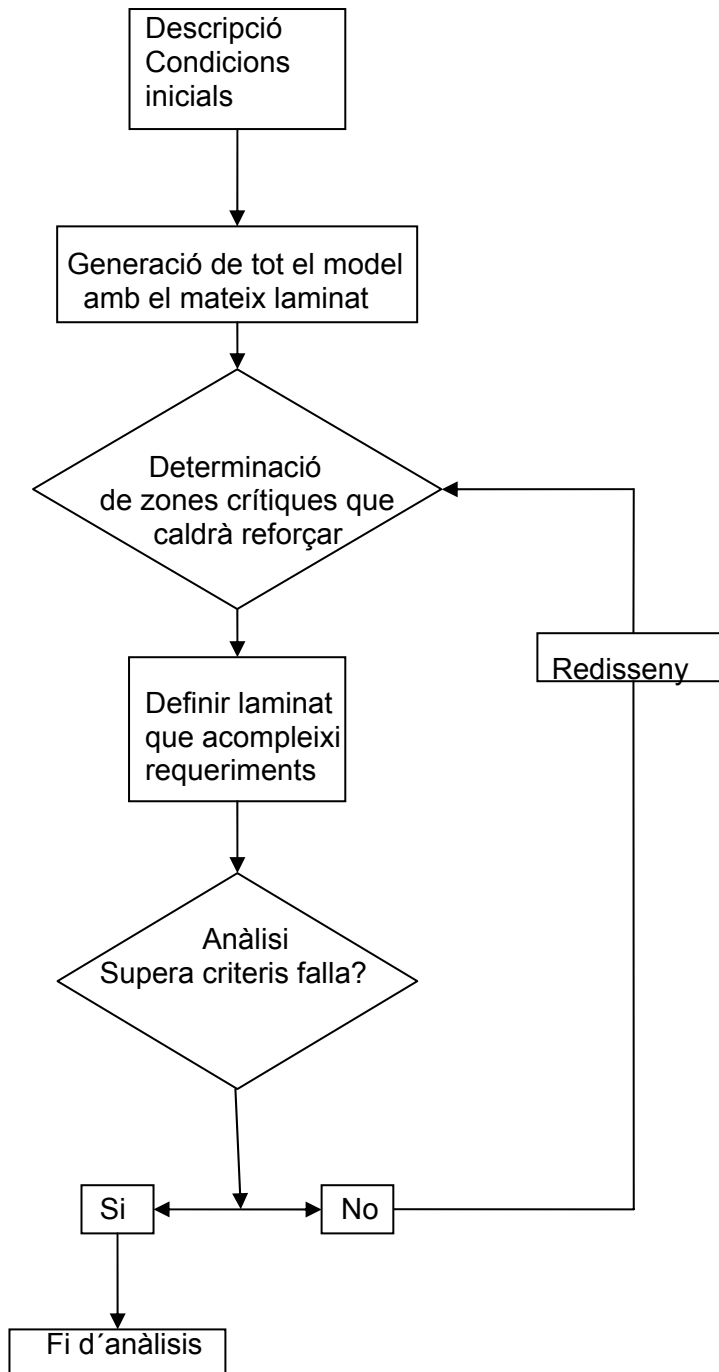


Fig 6. Mètode de treball seguit en el desenvolupament de l'annex de càlcul

D.3-CONDICIONS INICIALS

D.3.1 Geometria.

El disseny d'una carrosseria autoportant és una feina multidisciplinària que requereix la implicació de molts àmbits per tal de poder obtenir una solució final òptima.

En el desenvolupament de l'àliga, hi ha dues disciplines que tenen un pes molt important dintre del disseny de la solució final.

El primer de tots és el que fa referència al càlcul estructural, que determinarà quina configuració de materials és la adequada per resistir les sol·licitacions que es determinen a les especificacions, i també si alguna forma o part concreta de la geometria és inadequada o cal que sigui reformada

La segona disciplina que té una influència cabdal és la aerodinàmica, donat a que la seva influència en el rendiment del vehicle és molt important. És per això que distingirem diferents tipus de geometries al llarg d'aquest projecte.

La voluntat d'aquest projecte és definir la geometria estructural del vehicle, que és la que conformen tots els elements de la carrosseria que han d'aguantar alguna càrrega, bé de forma directa o indirecta. Hi hauran certes parts d'aquesta geometria estructural que no tindran la forma definitiva, donat a que són la cara externa del vehicle i poden ésser sotmeses a petites modificacions si el estudi per CFD ho estima oportú.

Aquestes parts, són les següents

-Arc Estructural

Per la simulació s'ha estimat un radi que compleixi amb el requeriment de alçada màxima de les especificacions.

-Angle entre els laterals i la cara inferior de la carrosseria

El radi d'aquest angle vindrà determinat per l'estudi de CFD, i no serà simulat en els requeriments estructurals.

La finalitat és entregar a en Dani Vilavedra una estructura calculada i definida, validada en quan a prestacions estàtiques i dinàmiques i sobre la que tan sols tingui que col·locar una pell calculada mitjançant CFD.

Per el disseny de la carrosseria s'ha utilitzat el programa Autodesk Mechanical Desktop, generant una geometria tridimensional a partir dels plànols que s'adjunten a l'annex de càlcul. En la següent imatge veiem la geometria, un cop entrada en el programa MSC.Patran, a on, abans de mallar-la, es procedeix a donar-li els acabats finals, com l'arc de seguretat que envoltarà el respall i fer les comprovacions pertinents per assegurar que és fidel reproducció de la realitat que es vol simular.

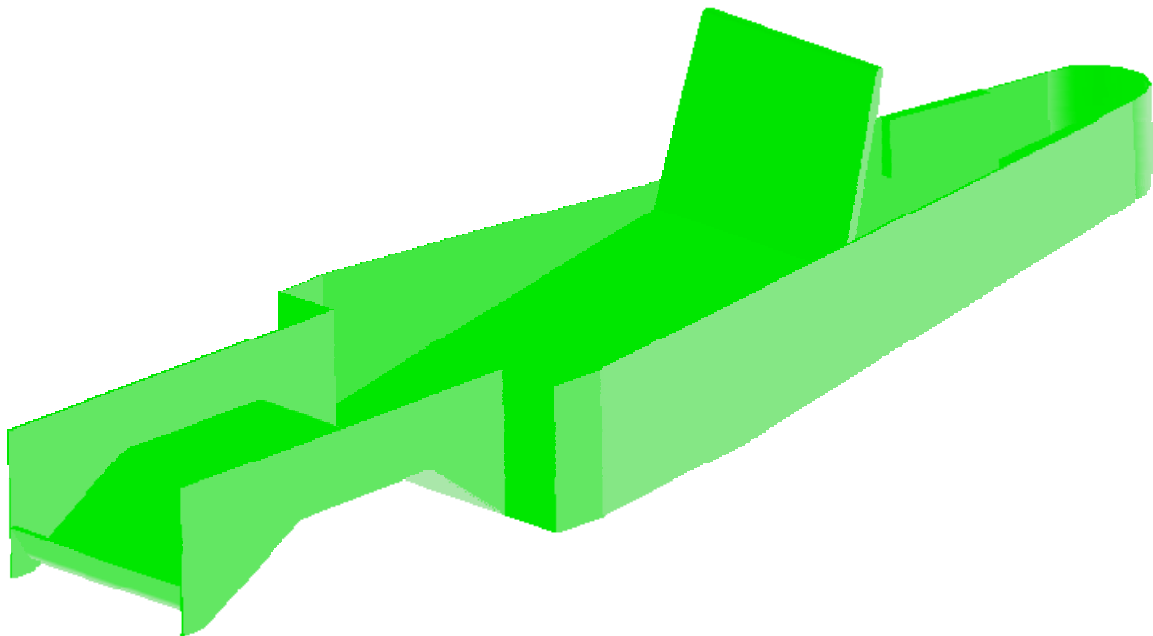


Fig 7. Render de la imatge generada per el programa de disseny en 3 dimensions

Un altre element important és la figura del pilot, que es pot veure a la geometria entrada al programa MSC.Marc respon a la necessitat de treball amb la massa del pilot per poder fer més reals els càlculs.

Cal tenir en compte que aquesta massa, que com a mínim ha de ser de 50 Kg, quasi dobla el pes del propi vehicle, i per tant la seva influència és molt elevada.

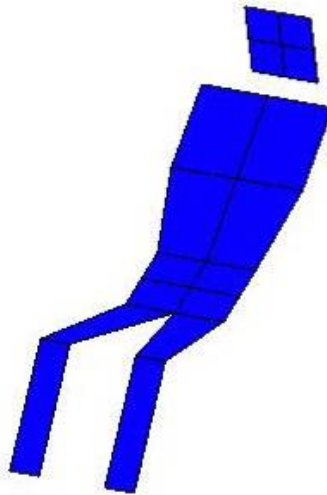


Fig 8. Imatge dels elements que formen la simulació del pilot

El pes de cadascun de les parts del cos humà s'ha pogut obtenir de bibliografia consultada sobre ergonomia, i els seus valors es troben reflectits en la taula 3 mostrada anteriorment.

En el codi comercial, s'han definit uns elements del mateix tipus que els de la resta del model, per evitar problemes de compatibilitat, però amb unes característiques de rigidesa molt baixes per evitar que tinguin influència en l'anàlisi.

Finalment, s'ha ajustat la densitat de cadascuna de les parts per tal de que donin el pes que realment els hi correspon, segons la part del cos que estiguem tractant.

En la següent taula es mostren els valors que s'ha utilitzat en la simulació del pilot, així com el volum i densitat utilitzats per obtenir el pes desitjat. El mateix procediment s'ha seguit per simular tres elements igual d'importants, com son el motor, la electrònica i la bateria.

| | Superfície | Gruix | Volum | Densitat | Massa |
|------------------------|-------------------|--------------|--------------|-----------------|---------------|
| Cap del pilot | 40000 | 200 | 8000000 | 4,94e-7 | 3,95 |
| Cos del pilot | 187481 | 200 | 37496200 | 6,79e-7 | 25,46 |
| Cul del pilot | 60000 | 200 | 12000000 | 4,17e-7 | 5 |
| Cames del pilot | 162226 | 100 | 16222600 | 9,61e-7 | 15,59 |
| Electrònica | 10000 | 100 | 100000 | 3e-6 | 3 |
| Motor | 105060 | 300 | 31518000 | 2,22e-7 | 6,997 |
| Bateria | 10000 | 100 | 1000000 | 5e-6 | 5 |
| TOTAL SIMULAT | | | | | 64,997 |

Taula 6. Característiques dels elements que conformen el pilot en la simulació

Tots aquests elements es connecten a la resta del model mitjançant barres rígides, tal com mostra la següent figura, i s'han adoptat les característiques mostrades a la taula 7

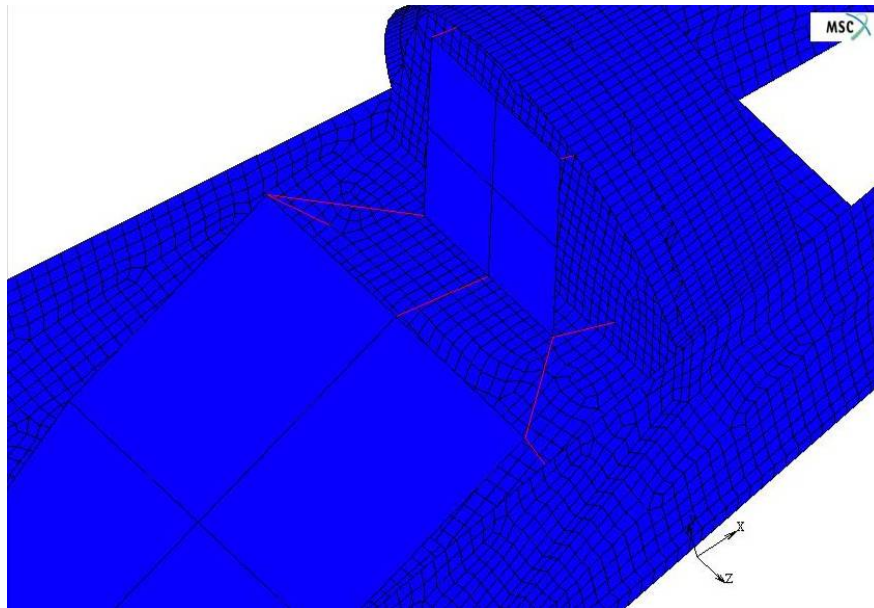


Fig. 9. Connexió entre pilot i carrosseria mitjançant barres rígides « links »

| Propietat | Valor |
|------------------|-------|
| Modul de Young | 100 |
| Modul de Poisson | 0,4 |

Taula 7. Quadre resum de les propietats que caracteritzen els elements barra

D.3.2 Descripció del mallat del model

El mallat de la carrosseria autoportant s'ha realitzat utilitzant elements quadrats del tipus Quad4, amb 4 nodes per cada element. El mallat s'ha obtingut mitjançant la aplicació de mallat automàtic del MSC Patran a cadascuna de les diferents superfícies que conformen el model. S'ha tingut especial cura en que la mida d'element fos el més semblant possible en cadascuna de les diferents superfícies, facilitant així la unió dels nodes dels elements, formant un mallat continu. En aquest model no s'ha considerat la geometria dels forats de fixació dels eixos, tirants, maneguetes i cinturó de seguretat, donat a que el seu estudi es porta a terme mitjançant un altre mètode a l'apartat D.6.10 d'aquest document.

L'element utilitzat és el número 75 del codi de elements finits MARC [8], [9], [10] , [11]. L'element es caracteritza per ser de quatre nodes, del tipus placa, els quals es calculen amb interpolació bi-linear. Aquest element permet obtenir les deformacions transversals a tallant mitjançant el càlcul en un punt mig del element i la seva interpolació als nodes. És adient per ser usat en superfícies corbes, així com en anàlisis d'estructures complexes, donada la simplicitat de la seva formulació en comparació amb altres elements del mateix tipus. Degut a la interpolació bi-linear que caracteritza aquest element, la superfície que delimita crearà un paraboloides hiperbòlic que permetrà deformar la placa.

L'element en qüestió rep com entrades les limitacions necessàries per fixar nodes al espai; tres graus de llibertat al espai més tres rotacions al espai.

Les sortides que ens dona, en canvi ens permeten un anàlisi complet del element al pla, mitjançant les dades en cinc direccions diferents.

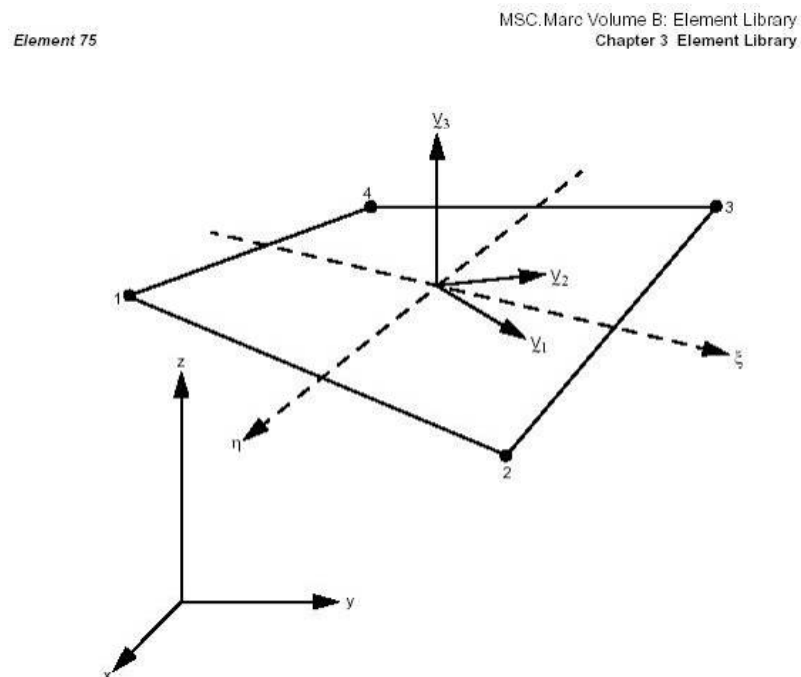
Per a les deformacions

$\epsilon_{11}, \epsilon_{22}, \epsilon_{12}, \epsilon_{23}, \epsilon_{31}$

Per a les tensions

$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$

En la figura 10 es mostra esquemàticament la forma de l'element, així com la posició i orientació dels seus eixos locals.



D.3.3 Propietats elàstiques del material i teories de falla

Propietats elàstiques del material

El material seleccionat per a realitzar aquests càlculs és un material compòsit, de resina epòxi, teixit de fibra de carboni i panell d'abella. Les propietats d'aquest compòsit s'han entrat al programa com dos materials, del tipus ortotròpic tridimensional.

El primer és capaç de simular les diferents propietats de la fibra de carboni amb matriu d'epòxi al llarg dels diferents eixos del espai.

| E_{11} (MPa) | E_{22} (MPa) | E_{33} (Mpa) | ν_{12} | ν_{31} | ν_{23} | G_{12} (MPa) | G_{13} (Mpa) | G_{23} (MPa) |
|----------------|----------------|----------------|------------|------------|------------|----------------|----------------|----------------|
| 116000 | 10000 | 10000 | 0.35 | 0.35 | 0.03 | 4000 | 3700 | 4000 |

Taula 8 Propietats mecàniques del compòsit

El panell és un altre material independent, amb les següents característiques

| E_{11} (MPa) | E_{22} (MPa) | E_{33} (Mpa) | ν_{12} | ν_{31} | ν_{23} | G_{12} (MPa) | G_{13} (Mpa) | G_{23} (MPa) |
|----------------|----------------|----------------|------------|------------|------------|----------------|----------------|----------------|
| 150 | 150 | 3000 | 0.31 | 0.006 | 0.21 | 20 | 185 | 185 |

Taula 9 Propietats mecàniques del panell d'abella

Les propietats mecàniques dels diferents material, que s'han extret de la bibliografia [1] [5], es mostren a la taula 8 i 9.

Propietats de falla del material

Per determinar la falla del material, s'utilitzen els criteris de falla de màxima tensió i de màxima deformació

El criteri de màxima tensió és un criteri que tot i la seva elevada simplicitat és perfectament vàlid per l'objectiu d'aquest projecte. Com explicarem posteriorment consisteix en comparar els valors que tenim de tensions normals i tallant amb els màxims que és capaç de suportar el material. Com a inconvenients presenta que la seva aproximació amb els valors experimentals és inferior a la d'altres criteris com el de Tsai-Wu.. El criteri de la màxima tensió presenta una molt interessant relació entre efectivitat a l'hora de determinar la falla del material i temps que s'ha de dedicar per la seva aplicació. És per aquest motiu que ens varem decantar per fer servir aquest mètode enfront d'altres més precisos com Tsai-Wu.

En termes generals, segons el criteri de la màxima tensió el coeficient de seguretat és el mínim dels que es mostren a les següents equacions:

$$R_1 = \frac{F_{1t}}{\sigma_1} \quad \text{si} \quad \sigma_1 \geq 0 \quad \text{ó} \quad R_1 = \frac{-F_{1c}}{\sigma_1} \quad \text{si} \quad \sigma_1 < 0 \quad (\text{Eq. 12})$$

$$R_2 = \frac{F_{2t}}{\sigma_2} \quad \text{si} \quad \sigma_2 \geq 0 \quad \text{ó} \quad R_2 = \frac{-F_{2c}}{\sigma_2} \quad \text{si} \quad \sigma_2 < 0 \quad (\text{Eq. 13})$$

$$R_4 = \frac{F_4}{|\sigma_4|} \quad (\text{Eq. 14})$$

$$R_5 = \frac{F_5}{|\sigma_5|} \quad (\text{Eq. 15})$$

$$R_6 = \frac{F_6}{|\sigma_6|} \quad (\text{Eq. 16})$$

En general podem dir que el coeficient de seguretat total de la peça és el que es mostra a l'Equació 17:

$$R = \max (R_1 , R_2 , R_4 , R_5 , R_6) \quad (\text{Eq. 17})$$

Els termes indicats a les anteriors equacions són els següents:

R_i = Coeficient de seguretat relacionat amb un tipus de tensió normal o tallant (Adim.).

R = Coeficient de seguretat total, que es correspon amb el mínim de tots els $i R$ (Adim.).

F_i = Tensió màxima que pot suportar el material segons es defineix a la Figura XX (MPa).

σ_i = Tensió que pateix la peça segons es defineix a la Figura XX (MPa).

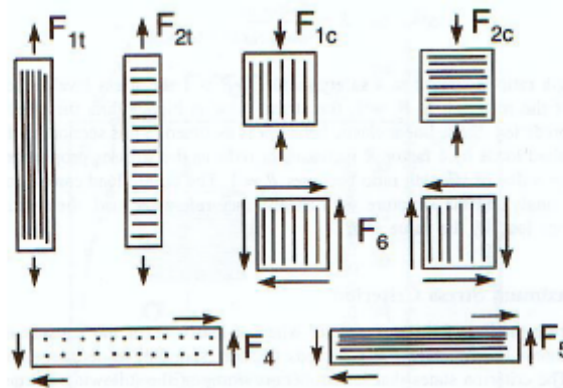


Fig.11. Forces que defineixen les propietats de falla del material

Per tant en definitiva el criteri de la màxima tensió, com el seu propi nom indica, el que fa és comparar les diferents tensions produïdes a la peça (normals i tallants) amb les màximes que pot suportar el material, i el coeficient de seguretat serà definit com el quocient entre aquests dos.

Per aplicar aquest criteri de falla doncs necessitarem els esforços màxims que pot suportar el material: F_{1t} , F_{1c} , F_{2t} , F_{2c} , F_4 , F_5 i F_6 definits segons la Figura 11, que sumades a les dades explicades anteriorment per tal de realitzar el càlcul pròpiament dit representen un total de 16 propietats, que en comparació amb les 3 que necessitàvem amb els materials isotròpics fan palesa un cop més la gran diferència entre aquests dos tipus de materials.

El Teorema de Màxima deformació, en canvi, deriva de les teories de la Tensió Normal màxima de Saint Venant i de la Tensió tallant Màxima de Tresca. Aquesta teoria preveu la falla quan alguna de les deformacions normals o tallants en els eixos locals de la làmina igualen o excedeixen les corresponents tensions últimes de la làmina unidireccional. Aquesta teoria considera criteris de falla molt semblants al teorema de màxima tensió; però els resultats son diferents degut a que en aquesta es considera l'efecte del mòdul de Poisson.

La consideració de falla es compleix quan:

$$\begin{aligned} -(\varepsilon_1^C)_{ult} < \varepsilon_1 < (\varepsilon_1^T)_{ult} \\ -(\varepsilon_2^C)_{ult} < \varepsilon_2 < (\varepsilon_2^T)_{ult} \\ -(\gamma_{12})_{ult} < \gamma_{12} < (\gamma_{12})_{ult} \end{aligned}$$

Els valors de falla per els diferents materials que intervenen en la creació del model es troben resumits en la següent taula, i han estat extrets de proves experimentals realitzades per els corresponents fabricants i de la bibliografia [7].

| PROPIETATS ELÀSTIQUES I DE FALLA DELS MATERIALS | | |
|--|--------------------------------|---------------------------|
| | Fibra Carboni Preimpregnada | Panell d'Abella Nomex® |
| Mòdul de Young en l'eix X (Mpa) | 116000 | 150 |
| Mòdul de Young en l'eix Y (Mpa) | 10000 | 150 |
| Mòdul de Young en l'eix Z (Mpa) | 10000 | 3000 |
| Coeficient de Poisson en el pla "XY" (Adim.) | 0,35 | 0,31 |
| Coeficient de Poisson en el pla "YZ" (Adim.) | 0,35 | 0,006 |
| Coeficient de Poisson en el pla "XZ" (Adim.) | 0,03 | 0,21 |
| Mòdul de rigidesa torsional en el pla "X" (Mpa) | 4000 | 20 |
| Mòdul de rigidesa torsional en el pla "Y" (Mpa) | 4000 | 185 |
| Mòdul de rigidesa torsional en el pla "Z" (Mpa) | 3700 | 185 |
| Resistència de disseny a tracció en l'eix "X" (Mpa.) | 500 | 10 |
| Resistència de disseny a tracció en l'eix "Y" (Mpa.) | 15 | 10 |
| Resistència de disseny a tracció en l'eix "Z" (Mpa.) | 15 | 55 |
| Resistència de disseny a compressió en l'eix "X" (Mpa.) | -300 | -10 |
| Resistència de disseny a compressió en l'eix "Y" (Mpa.) | -65 | -10 |
| Resistència de disseny a compressió en l'eix "Z" (Mpa.) | -65 | -55 |
| Resistència de disseny a tallant en el pla "XY" (Mpa) | 15 | 1 |
| Resistència de disseny a tallant en el pla "YZ" (Mpa) | 15 | 1 |
| Resistència de disseny a tallant en el pla "XZ" (Mpa) | 15 | 1 |
| Deformacions de disseny a tracció en l'eix "X" (Mpa.) | 0,00431 | 0,06667 |
| Deformacions de disseny a tracció en l'eix "Y" (Mpa.) | 0,00150 | 0,06667 |
| Deformacions de disseny a tracció en l'eix "Z" (Mpa.) | 0,00150 | 0,01833 |
| Deformacions de disseny a compressió en l'eix "X" (Mpa.) | -0,00259 | -0,06667 |
| Deformacions de disseny a compressió en l'eix "Y" (Mpa.) | -0,00650 | -0,06667 |
| Deformacions de disseny a compressió en l'eix "Z" (Mpa.) | -0,00650 | -0,01833 |
| Deformacions de disseny a tallant en el pla "XY" (Mpa) | 0,00375 | 0,05000 |
| Deformacions de disseny a tallant en el pla "YZ" (Mpa) | 0,00375 | 0,00541 |
| Deformacions de disseny a tallant en el pla "XZ" (Mpa) | 0,00405 | 0,00541 |

Taula 10 Propietats de falla del compòsit per a T. de deformació màxima

D.4- DESCRIPCIÓ DELS CASOS DE CÀRREGA

L'anàlisi del model ha intentat contemplar el màxim de situacions adverses possibles. Així doncs, s'han plantejat hipòtesis de càlcul per totes les especificacions de disseny del prototip, així com hipòtesis pròpies per garantir la plena funcionalitat d'aquest.

D.4.1 Càrrega puntual de 70 Kg. Sobre l'arc de seguretat

Aquest cas és un requeriment de la normativa de la Shell Eco-Marathon, i es comprova a la hora de passar les verificacions tècniques prèvies a la cursa. Per a fer-ho, un comissari recolza el seu pes sobre l'arc de segureta del vehicle, que l'ha de resistir sense deformar-se.

Per a simular aquest cas, hem fet servir els següents paràmetres

- **Força**

El primer pas ha estat valorar la força que farà el comissari sobre el vehicle, estimada en 70 Kg, i aplicar-li un coeficient de seguretat de 1,5, que farà que numèricament simulem aquest cas amb una força de 105 Kg. Aquesta força ha estat simulada mitjançant 4 càrregues puntuals de 26,25 Kg que s'aplicaran en direcció vertical i sentit cap avall en 4 nodes d'un mateix element, buscant evitar el factor de concentració de tensions per càrrega puntual.

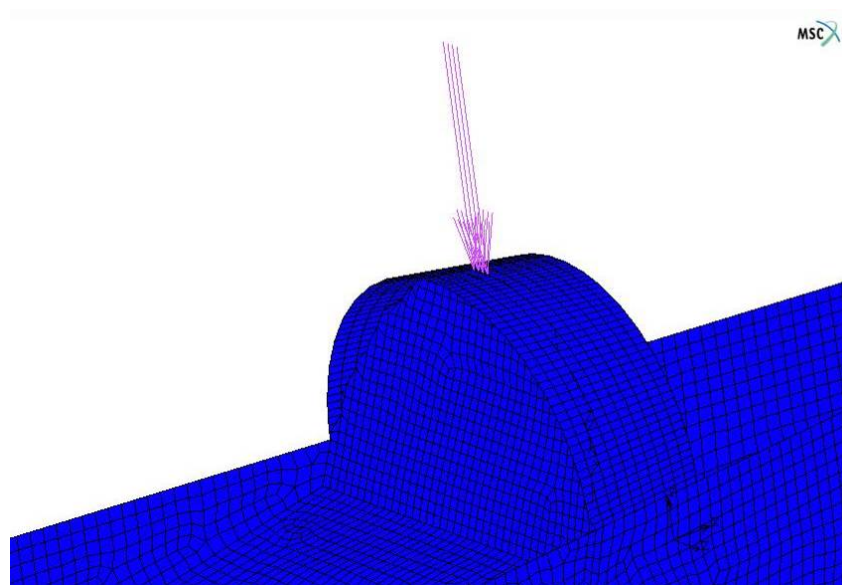


Fig.12 Representació gràfica de la força exercida per el comissari

- **Desplaçament / Condió de Simetria**

La fixació escollida per aquest cas vol fixa tots els desplaçaments a la roda del darrera i deixa lliures els desplaçaments en l'eix longitudinal del vehicle en les rodes de davant.

El punt d'aplicació és el punt a on suportarem l'eix en el cas de la roda posterior i en el cas de les rodes davanteres és el punt a on les maneguetes es collen a la carrosseria autoportant. La condició de bloqueig del sòlid lliure a l'espai queda assegurada per el fet de bloquejar almenys en un punt de la carrosseria cadascuna de les diferents direccions.

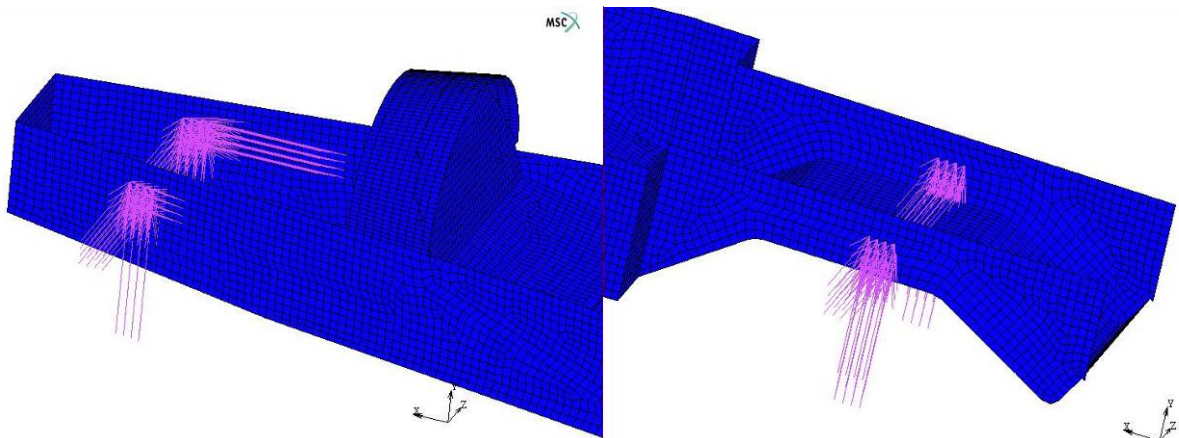


Fig.13 Detall de fixació als eixos posterior i davanter

- **Tipus de càlcul**

Pel que fa al tipus de càlcul, es consideren tan sols efectes de primer ordre, així, doncs, el desplaçament que s'obté en el prototip és producte directe de la força a que es sotmet, i, a igual mesura, les deformacions son producte directe de les tensions del model.

$$F = k\Delta v \Rightarrow \sigma = E \times \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{dv}{dx}$$

D.4.2 Resistència del cinturó de seguretat de 4 punts

És un altre dels requeriments de la normativa de cursa. Per a la seva realització, en les verificacions tècniques prèvies a la competició, un comissari ajudat de una barra de ferro i, si és necessari, un joc de cordes, aixeca el vehicle amb la pilot al interior utilitzant tan sols les 4 cintes del cinturó de seguretat.

- **Força**

Estimant un pes de tot el conjunt de 81 Kg, cadascuna de les cintes suportaria un pes de 20, 25 Kg , que majorarem amb un coeficient de seguretat de 1,5, per tant el valor entrat al càlcul serà de 30 Kg. en direcció vertical i sentit cap amunt.

Aplicarem aquesta força en 4 nodes diferents, situats als punts a on el cinturó de seguretat es fixa a la carrosseria autoportant, 2 d'aquests nodes es trobaran a la zona del reposacaps i 2 a la zona inferior del respalller.

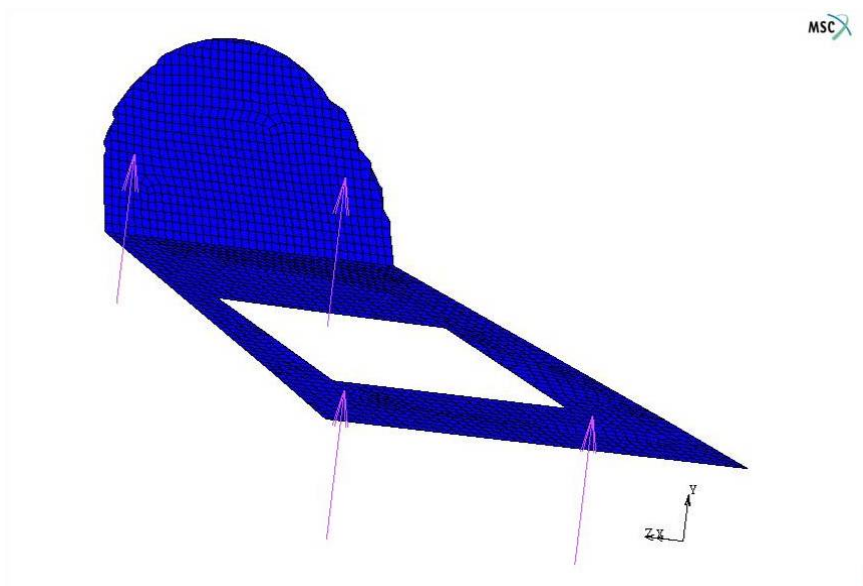


Fig.14 Representació gràfica de l'aplicació de la força als cinturons

- **Desplaçament / Condicions de contorn**

La fixació escollida per aquest cas vol fixa tots els desplaçaments a la roda del darrera i deixa lliures els desplaçaments en l'eix longitudinal del vehicle en les rodes de davant.

El punt d'aplicació és el punt a on suportarem l'eix en el cas de la roda posterior i en el cas de les rodes davanteres és el punt a on les maneguetes es collen a la carrosseria autoportant. La condició de bloqueig del sòlid lliure a l'espai queda assegurada per el fet de bloquejar almenys en un punt de la carrosseria cadascuna de les diferents direccions.

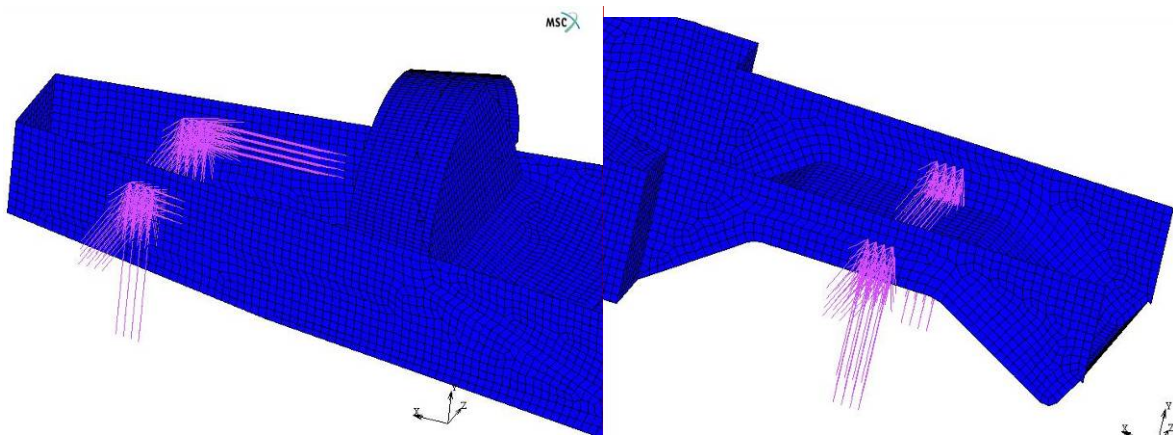


Fig.15 Detall de fixació als eixos posterior i davanter

- **Tipus de càlcul**

Pel que fa al tipus de càlcul, es consideren tan sols efectes de primer ordre, així, doncs, el desplaçament que s'obté en el prototip és producte directe de la força a que es sotmet, i, a igual mesura, les deformacions son producte directe de les tensions del model.

$$F = k\Delta v \Rightarrow \sigma = E \times \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{dv}{dx}$$

D.4.3 Resistència de la carrosseria.

Aquest càlcul es fa per validar la resistència del material a la força puntual més elevada a que se li pot sotmetre en un cas estàtic.

Aquesta força és la que provocarà qualsevol persona que pugui al vehicle durant el procés de col·locar el seu cos en la posició adequada.

- **Força**

En algun moment del procés d'enfilar-se al vehicle, el pilot recolza tot el seu pes sobre el primer peu que ha introduït en el prototip. A la vegada, aquest peu no es troba totalment recolzat, si no que en aquest procés normalment es troba "de puntetes", reduint considerablement la superfície de contacte amb la peça.

Això ens porta a considerar que tota la massa del pilot es trobarà recolzada sobre una zona aproximada de 25cm^2 . El pes considerat per a la simulació d'aquest cas particular no seran els 50 Kg del pilot, si no que seran els 75 Kg de la majoria dels membres del equip EPS Shell Eco-Marathon, per tal de que aquest puguin pujar al vehicle en cas necessari. Aquest valor, majorat 1,5 cops ens porta a un valor de pressió aplicada de 0,45MPa.

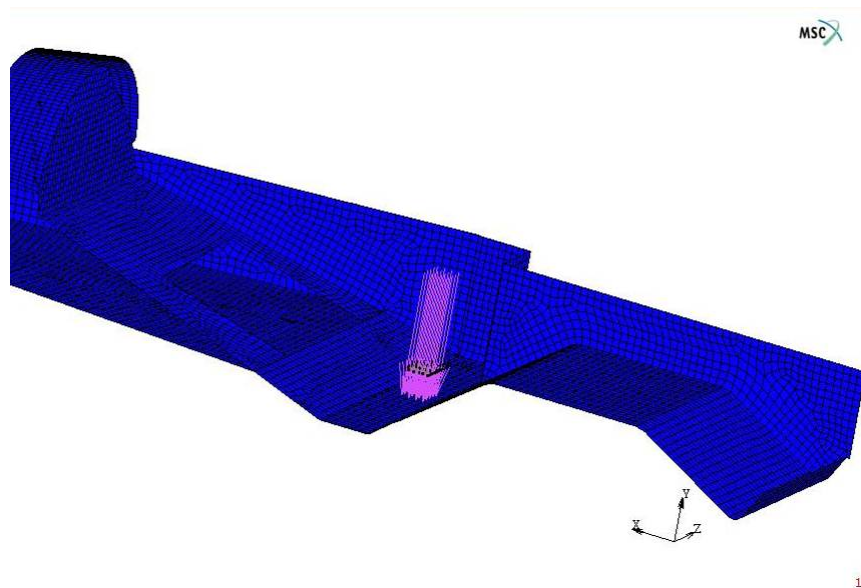


Fig.16 Representació gràfica de l'aplicació de la pressió del peu

- **Desplaçament / Condicions de contorn**

La fixació escollida per aquest cas fixa tots els desplaçaments a la roda del darrera i deixa lliures els desplaçaments en l'eix longitudinal del vehicle en les rodes de davant.

El punt d'aplicació és el punt a on suportarem l'eix en el cas de la roda posterior i en el cas de les rodes davanteres és el punt a on les maneguetes es collen a la carrosseria autoportant. La condició de bloqueig del sòlid lliure a l'espai queda assegurada per el fet de bloquejar almenys en un punt de la carrosseria cadascuna de les diferents direccions.

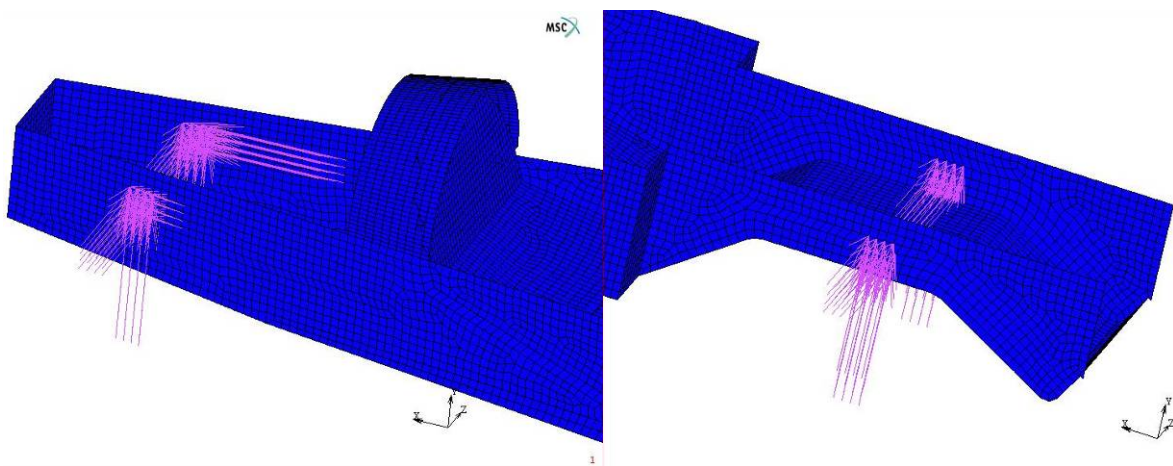


Fig.17 Detall de fixació dels eixos posterior i davanter

- **Tipus de càlcul**

Pel que fa al tipus de càlcul, es consideren tan sols efectes de primer ordre, així, doncs, el desplaçament que s'obté en el prototip és producte directe de la força a que es sotmet, i, a igual mesura, les deformacions son producte directe de les tensions del model.

$$F = k\Delta v \Rightarrow \sigma = E \times \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{dv}{dx}$$

D.4.4 Resistència de la carrosseria en funcionament

Aquest cas respon a la necessitat de valorar les característiques de resistència dinàmica del vehicle. Per a simular-lo, s'ha considerat oportú no treballar amb forces externes aplicades al vehicle, si no que seria millor sotmetre tot el conjunt del vehicle i el pilot a les acceleracions que es trobarà quan estigui en cursa.

- **Acceleracions**

Calculades a l'apartat D.1.3 del present annex, cadascun dels elements que conformen el model, independentment de la part que ocupin i de si son del pilot o del vehicle son sotmesos a un estat complex de forces que compren les acceleracions en les tres direccions principals del vehicle:

- La frenada, en el sentit longitudinal

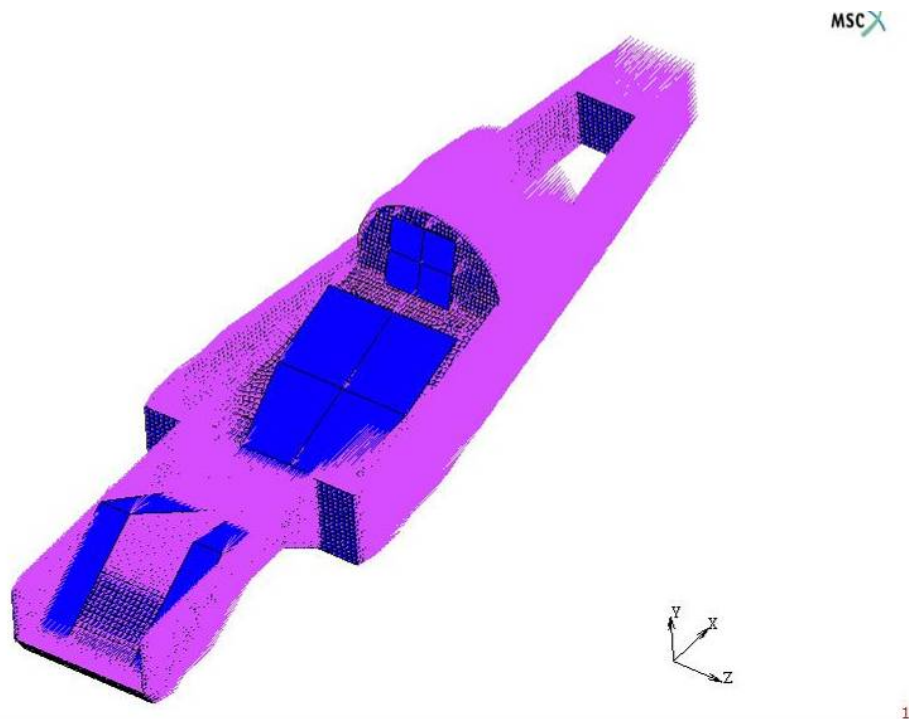


Fig.18 Representació de la acceleració provocada per la frenada

- La acceleració lateral de pas per corba, en el sentit transversal

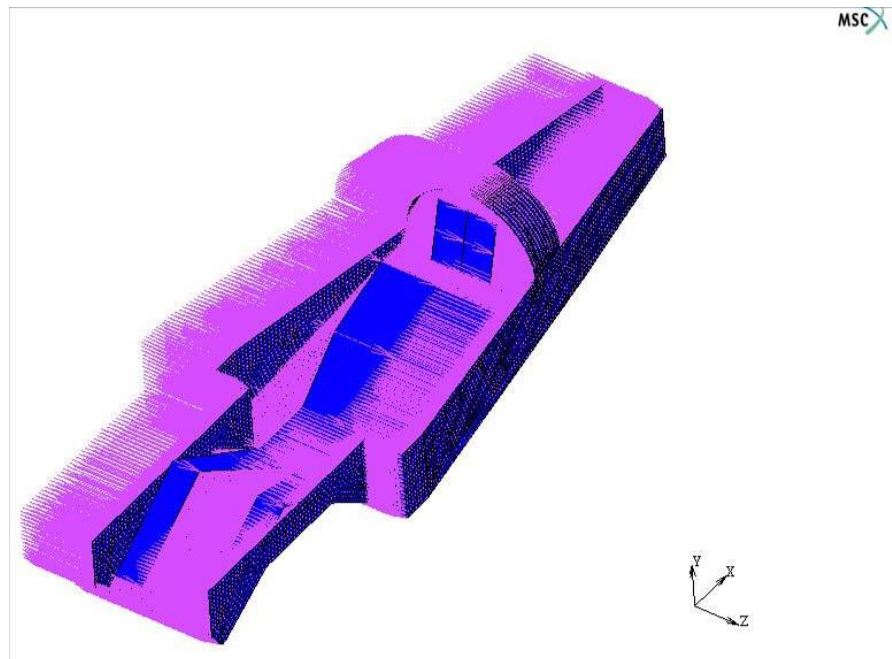


Fig.19 Representació de la acceleració lateral del vehicle

- La acceleració corresponent a la força de la gravetat.

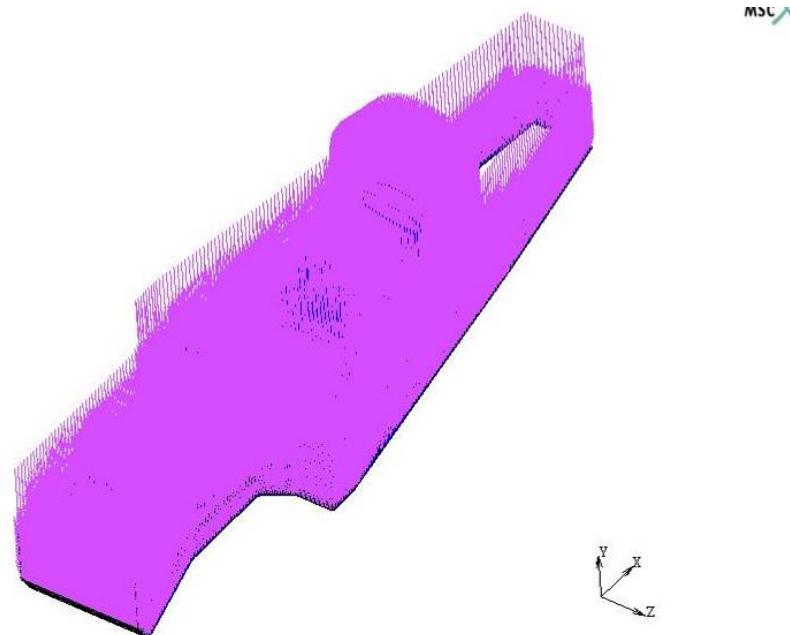


Fig.20 Representació de la acceleració de la gravetat

La següent imatge mostra l'estat d'acceleracions d'un element qualsevol

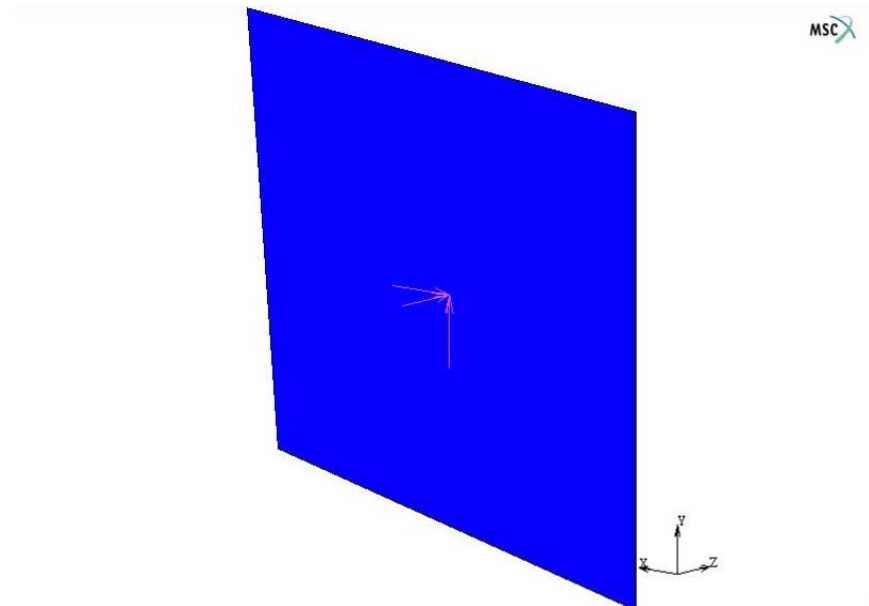


Fig.21 Representació del conjunt de forces sobre un element

- **Desplaçament / Condicions de contorn**

En aquest cas de càrrega, es simularan dos models diferents, que presentaran una variació en el que refereix a les condicions de contorn.

En el primer model, es fixaran tots els desplaçaments a la roda del darrera i es deixaran lliures els desplaçaments en l'eix longitudinal del vehicle en les rodes de davant.

S'ha triat aquesta configuració per reproduir d'una forma més fidel l'efecte de la desacceleració que es simula en el sentit longitudinal del vehicle. Com que aquesta és causada per la frenada, que es realitza mitjançant les pinces situades a la roda posterior, el bloqueig provindrà d'aquesta roda. i no de les de davant.

Per a l'acceleració lateral, com que no podem permetre que el vehicle es desplaci en aquest sentit, s'ha optat per bloquejar en les tres rodes aquest desplaçament.

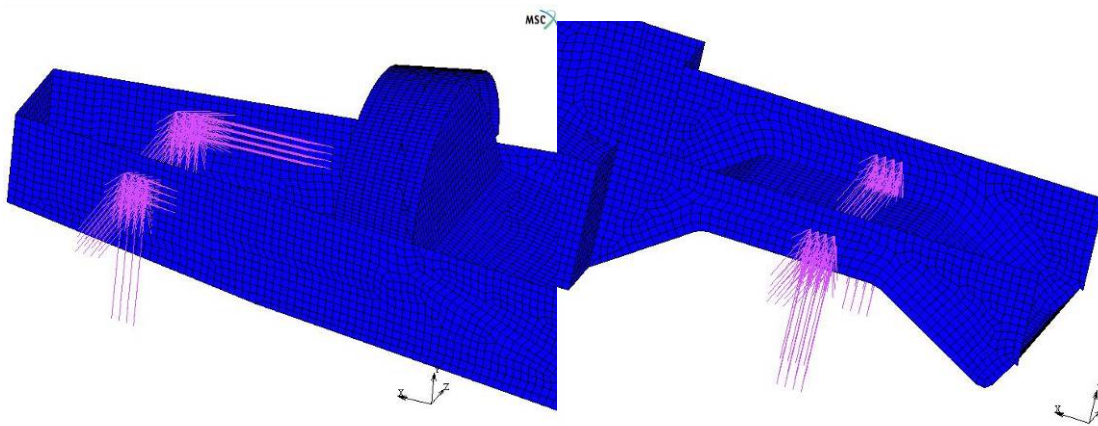


Fig.22 Detall de fixació dels eixos posterior i davanter.

En el segon model, es modelitzarà el fet de que, per qüestions alienes al funcionament del vehicle, una roda deixés de tocar a terra (una pujada a un piano en una corba, un sot o un baden a la carretera), i per tant només es fixaran els desplaçaments verticals i transversals al vehicle en una de les rodes davanteres, deixant l'altre completament lliure

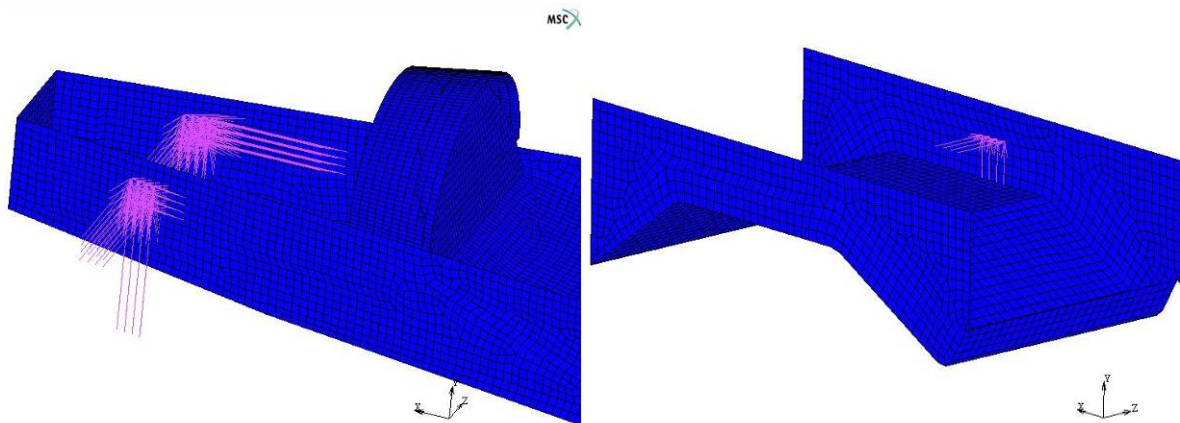


Fig.23 Detall de fixació dels eixos posterior i davanter.

En ambdós casos, el punt d'aplicació és el punt a on suportarem l'eix en el cas de la roda posterior i en el cas de les rodes davanteres és el punt a on les maneguetes es collen a la carrosseria autoportant. La condició de bloqueig del sòlid lliure a l'espai queda assegurada per el fet de bloquejar almenys en un punt de la carrosseria cadascuna de les diferents direccions.

- **Tipus de càlcul**

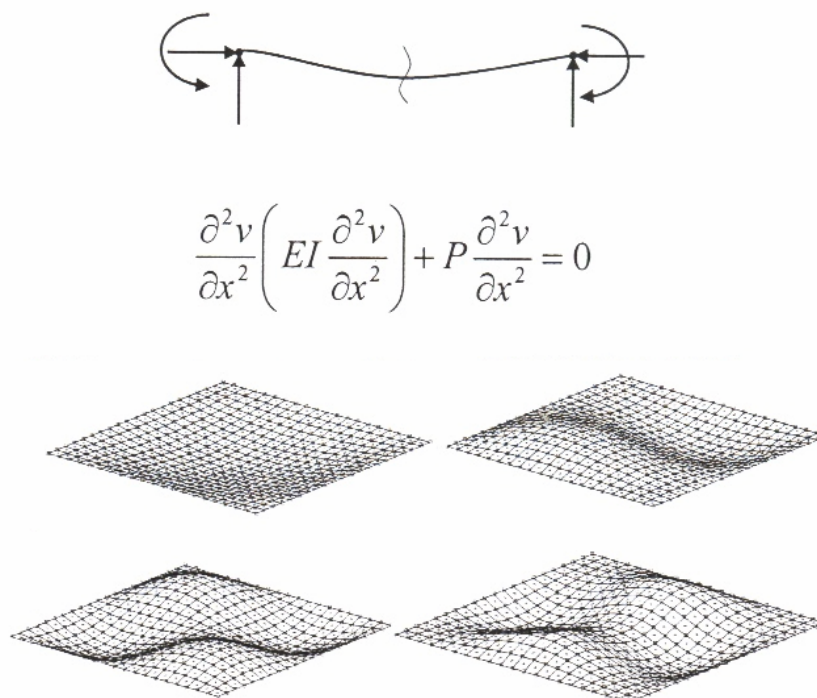
Pel que fa al tipus de càlcul, es consideren tan sols efectes de primer ordre, així, doncs, el desplaçament que s'obté en el prototip és producte directe de la força a que es sotmet, i, a igual mesura, les deformacions son producte directe de les tensions del model.

$$F = k\Delta v \Rightarrow \sigma = E \times \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{dv}{dx}$$

D.4.5 Càlcul a vinclament de la carrosseria en funcionament

La geometria i la configuració constructiva del vehicle, així com l'observació de la deformada en els casos ja estudiats, fan interessant considerar un càlcul per vinclament

El primer motiu el trobem en la característiques geomètriques. Si bé és senzill modelar una geometria amb angles absolutament rectes, superfícies completament planes i enllaços tangents perfectes en zones corbes per tal de processar-la amb el mètode dels elements finits, a la realitat, les habilitats constructives fan molt probable l'aparició d'inestabilitats geomètriques degut a defectes constructius en els apartats en que fem referència. Això farà que la geometria en realitat respongui a una altra configuració que no sigui la estudiada. A la figura 24 mostra un cas teòric de vinclament i exemples de modes de vinclament en plaques planes.



$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) + P \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0$$

Fig.24 Barra en vinclament i exemples de modes de vinclament en una placa (P.Maimi)

Per a la realització d'aquest càlcul, s'ha pres com a forces i condicions de contorn les del punt D4.4

D.4.6 Rigidesa torsional de la carrosseria

El paràmetre rigidesa torsional és una molt bona forma de valorar la eficàcia de un xassís i és un paràmetre molt utilitzat per valorar la rigidesa d'aquests element, especialment per els vehicles tot terreny.

En el nostre cas, hem volgut posar a prova la nova carrosseria autoportant, concretament la secció del pont davanter, donat a que és la secció que ens interessa que sigui més rígida, ja que és la base de partida de les geometries de direcció davanteres, i per supòsits de càlcul d'aquestes es parteix de que és indeformable.

- **Tècnica experimental**

Fixant la roda posterior del vehicle a la bancada del banc del laboratori de motors tèrmics, hem introduït una barra metàl·lica pels forats de la direcció i els hem estacat a dos punts fixos mitjançant unes corretges, com es mostra a la figura .S'ha situat el vehicle de forma completament vertical per evitar l'efecte de la gravetat en l'assaig



Fig.25 Imatge del muntatge realitzat per realitzar l'assaig a torsió

Mesurarem mitjançant la introducció de dinamòmetres en la corretja la força que provoca la tensió d'aquesta, i controlarem la distància respecte el centre del vehicle per tal de saber quin és el parell aplicat. Simultàniament, mitjançant un rellotge comparador, mesurarem també el desplaçament en el punt més extern de la secció de l'eix davanter del vehicle, ja que al ser el punt més allunyat, hi haurà més desplaçament. En les imatges de la figura 26 i 27 podem veure detalls del muntatge realitzat.



Fig.26 Detall del rellotge comparador i el dinamòmetre per controlar el parell aplicat

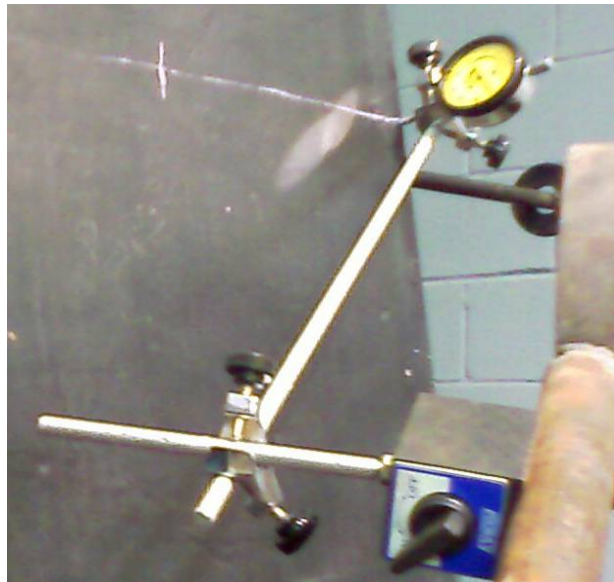


Fig.27 Posicionament del rellotge respecte a l'eix de torsió

Un cop obtinguem els valors de desplaçament i força aplicada, podrem obtenir per càlculs manuals la rigidesa torsional d'aquesta secció, i mitjançant la llei de palanques, la força equivalent a la que s'ha aplicat si s'hagués fet en el punt a on es fixen les rodes a la carrosseria.

- **Simulació per elements finits**

La força obtinguda a través del càlcul manual s'entrarà al codi d'elements finits en forma de parell de forces, tal com es mostra en la figura 28

Com que la valoració dels resultats s'efectuarà per comparació amb les dades obtingudes experimentalment, es sotmetrà el vehicle a un parell de forces amb direcció vertical i sentit oposat aplicades a dos nodes del eix davanter del vehicle.

El valor d'aquesta força és de 57 N, i correspon a la mateixa que s'ha aplicat al prototip actual en el cas experimental.

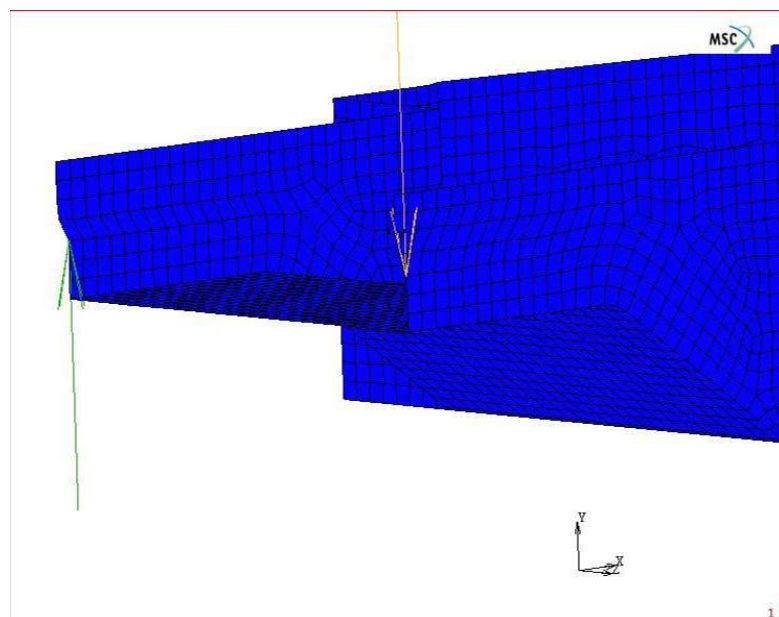


Fig.28 Representació gràfica del parell de forces aplicat al model

Les condicions de contorn fidelitzaran la realitat del vehicle, i consistiran en un bloqueig total dels punts a on es troba l'eix posterior del vehicle per un costat i un recolzament simple en el

punt mig de la secció de l'eix del davant per simular les condicions amb que s'ha fet l'experiment.

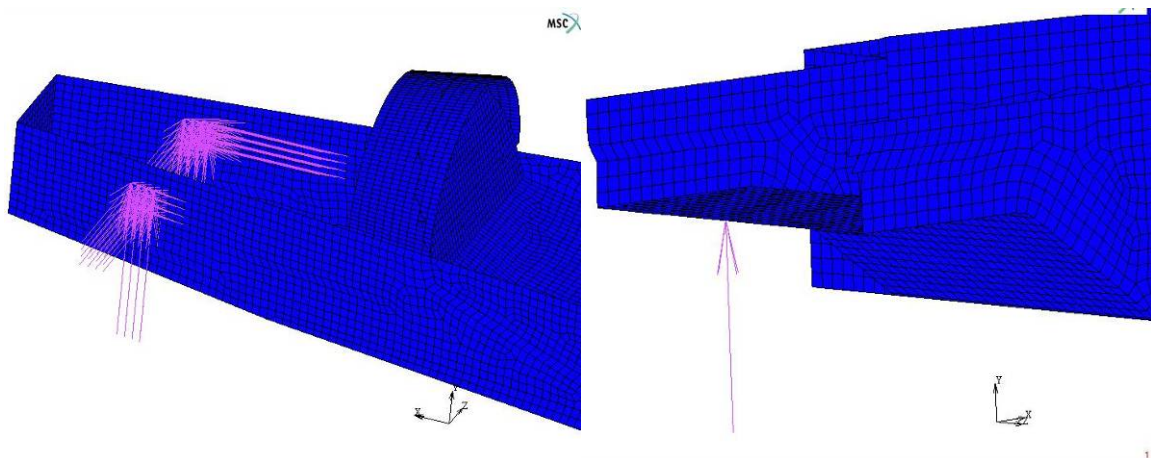


Fig.29 Detall de fixació del eix posterior i del recolzament davanter

Pel que fa al tipus de càlcul, es consideren tan sols efectes de primer ordre, així, doncs, el desplaçament que s'obté en el prototip és producte directe de la força a que es sotmet, i, a igual mesura, les deformacions son producte directe de les tensions del model.

$$F = k\Delta v \Rightarrow \sigma = E \times \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{dv}{dx}$$

D.4.7 Altres casos considerats

- **Resistència de les peces encolades**

Les diferents peces que conformen la carrosseria autoportant s'ajunten entre elles encolant-les amb un adhesiu estructural d'epòxi.

Tot i que la tècnica d'encolatge és molt més complexa que simplement encolar les peces, per tal de valorar que no hi haurà problemes a la hora d'enganxar-les entre elles es sotmetran a una verificació que consistirà en mirar les tensions en totes les zones que hi ha d'haver una junta encolada i verificar que el el valor que assoleixen es troba per sota de la tensió màxima que aguanta l'adhesiu.

- **Pilot en posició de funcionament**

Tot i que el pilot es passarà llargues estones en aquesta posició, els casos de càrrega estàtics a que es sotmetrà el vehicle son suficients per validar el comportament de les peces implicades, ja que qualsevol d'ells és més influent i més restrictiu que no pas aquest.

- **Reaccions degudes al funcionament del motor**

L'estudi realitzat per Xavier Rodriguez [3] sobre la implementació de un basculant de material compòsit ens ha servit per poder analitzar de forma eficaç les reaccions que provoca tan el motor com l'eix posterior en els elements estructurals que el suporten.

Un cop analitzats els resultats d'aquest estudi, veiem que la influència de les accions degudes al funcionament del motor, son molt petites en comparació a l'acció de la resta de càrregues que interactuen en el vehicle, és a dir, pes propi, pes del pilot i acció de les acceleracions, per això s'ha desestimat la inclusió d'aquestes forces en el càlcul.

D.5-DEFINICIÓ DEL LAMINATS

D.5.1 Configuracions comercials del material a utilitzar

Per tal de realitzar el projecte utilitzarem diferents combinacions de dos materials diferents, la fibra de carboni preimpregnada i el panell d'abella. Ambdós materials presenten unes característiques tècniques peculiars de forma particular, cosa que augmenta la dificultat a l'hora de realitzar-ne un anàlisi. Seguidament passem a comentar-les:

Els materials anisotròpics són aquells en que les propietats del material varien en funció de la direcció en la que es mesuren aquestes propietats. La ortotròpia és un cas concret d'anisotropia a la qual les direccions en les què varien les propietats coincideixen amb els plans ortogonals.

La fibra de carboni i el panell d'abella són materials ortotròpics. En el cas de la fibra està clar que aquesta no presenta les mateixes propietats en la direcció de la fibra que en qualsevol direcció perpendicular a aquesta. En el cas del panell d'abella la situació és similar, ja que aquest presenta unes propietats molt diferents en la direcció de l'extrusió que en les altres dues direccions perpendiculars.

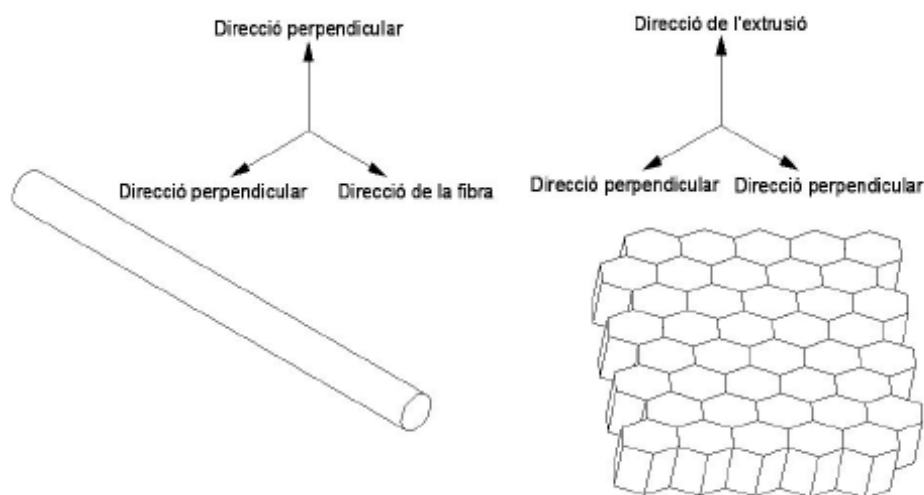


Fig.30 Direccions principals i perpendiculars per als dos materials

La fibra de carboni que s'utilitza per el projecte és un teixit a $0^\circ / 90^\circ$, és a dir, presenta dues direccions principals característiques. El codi comercial només és capaç de simular capes

unidireccionals, per el que cada plec de teixit correspon a dues capes del model de simulació. El teixit s'entrega impregnat amb la seva corresponent quantitat de resina, format ja un sol conjunt, llest per apilar formant el nº de plecs necessaris. Es pot consultar tota la informació tècnica referent a aquest material al Annex A: Descripcions tècniques de la memòria d'aquest projecte.

El panell d'abella es un material que presenta una anisotropia molt elevada, en la seva cara d'extrusió respecte les altres dues direccions en l'espai. Es comercialitza en planxes segons el grossor demanat, i es talla a mida segons les peces que es necessiten. Es pot consultar tota la informació tècnica referent a aquest material al Annex A: Descripcions tècniques de la memòria d'aquest projecte.

Per tant com que les propietats del material són diferents en els tres eixos cartesianes està clar que necessitarem més dades per deixar definit aquest tipus de material que no pas amb els isotròpics. Concretament per realitzar un anàlisi estructural mitjançant elements finits d'un material ortotròpic necessitarem:

- E_x : Mòdul de *Young* en l'eix 'X' (MPa).
- E_y : Mòdul de *Young* en l'eix 'Y' (MPa).
- E_z : Mòdul de *Young* en l'eix 'Z' (MPa).
- μ_{xy} : Coeficient de *Poisson* en el pla 'XY' (Adim.).
- μ_{yz} : Coeficient de *Poisson* en el pla 'YZ' (Adim.).
- μ_{xz} : Coeficient de *Poisson* en el pla 'XZ' (Adim.).
- G_{xy} : Mòdul de rigidesa torsional en l'eix 'XY' (MPa).
- G_{yz} : Mòdul de rigidesa torsional en l'eix 'YZ' (MPa).
- G_{xz} : Mòdul de rigidesa torsional en l'eix 'XZ' (MPa).

Com podem apreciar amb els compòsits no només tenim les mateixes propietats que abans (mòdul de *Young* i coeficient de *Poisson*) en els tres eixos, sinó que a més a més ens apareix el mòdul de rigidesa torsional que no teníem abans. En realitat aquest mòdul sí que es pren en consideració amb els materials isotròpics, però es pot deduir a partir del mòdul de *Young* i el coeficient de *Poisson* a partir de l'Equació 1 que es mostra a continuació:

$$G = \frac{E}{2 \times (1 + \nu)} \quad (\text{Eq. 18})$$

On:

G = Mòdul de rigidesa torsional (Pa).

E = Mòdul de *Young* (Pa).

ν = Coeficient de *Poisson* (Adim.).

De la mateixa manera que abans, un cop tenim realitzat el càlcul ens faltará aplicar un criteri de falla per tal de determinar si la peça patirà deformacions permanents o pel contrari treballarà en la zona elàstica del material.

Un cop més els sistemes que fèiem servir amb els materials isotròpics no ens serveixen, el criteri de falla de *Von Mises* no és vàlid ja que no pren en consideració precisament la principal característica dels materials ortotròpics: que les seves propietats varien en els tres plans ortogonals.

D.5.2 Determinació de les zones crítiques a reforçar

Les primeres simulacions realitzades amb el codi comercial d'elements finits tenen com objectiu determinar si fa falta un teixit especialment reforçat en algun sentit, i a la vegada veure si el model té alguna zona especialment conflictiva en quan a sol·licitacions.

Per a determinar si calia un teixit especialment reforçat en alguna direcció, s'ha sotmés el model a un anàlisi introduint-li un material isòtrop imaginari, amb unes característiques semblants al acer.

La següent imatge mostra un detall de l'estat de tensions que es desprèn d'uns elements d'aquest model, i que posa de manifest que no hi ha cap zona amb una direcció principal clarament definida.

En la imatge veiem representat l'estat de tensions en forma de vectors sobre un cub tridimensional. Com es pot veure, no hi ha cap direcció suficientment destacada com per a considerar-la principal, és per això que s'opta per assimilar l'estat de càrregues com un estat isotròpic, sense direccions privilegiades.

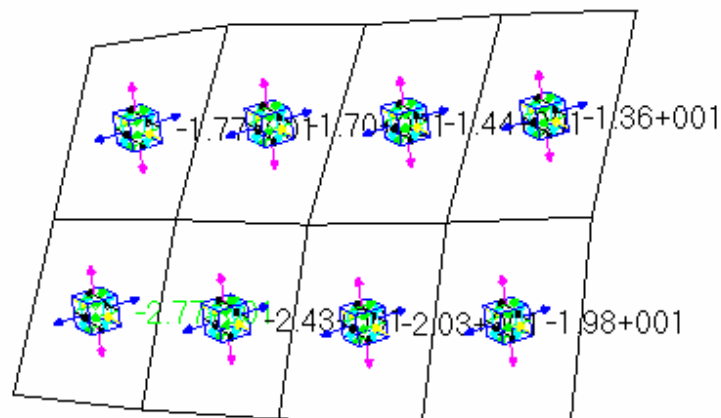


Fig.31 Isotropia del model inicial

Aquest resultat ens ha portat a validar la utilització del teixit de fibra de carboni escollit, en primer terme, per el seu baix gramatge i bones propietats mecàniques.

El següent pas ha estat sotmetre tot el model a un càlcul introduint un laminat fictici però homogeni al llarg de tot el vehicle en el cas que s'ha determinat més perjudicial, i que és el descrit en l'apartat D.4.5 d'aquest document

Els resultats obtinguts amb un laminat d'aquest tipus permetran avaluar quines son les zones més i menys carregades, obtenint un punt de partida per realitzar les iteracions que permetran optimitzar el model.

En la següent imatge poden observar les representacions obtingudes per els 2 índexs de falla considerats, i que ens permeten determinar sobre quins punts cal actuar.

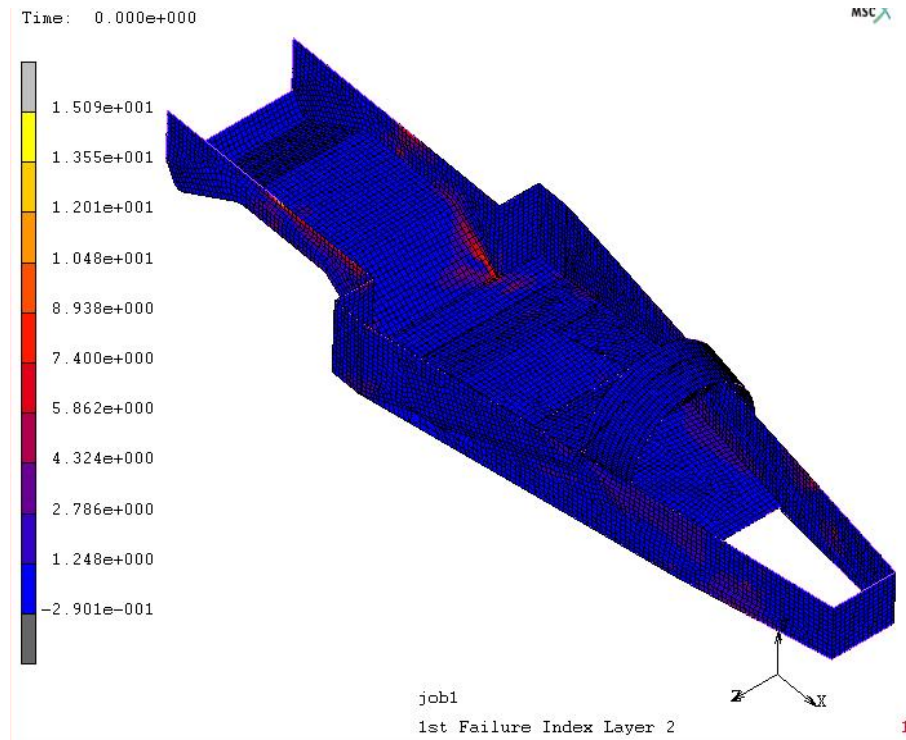


Fig. 32 Primer índex de falla per al model amb laminat homogeni

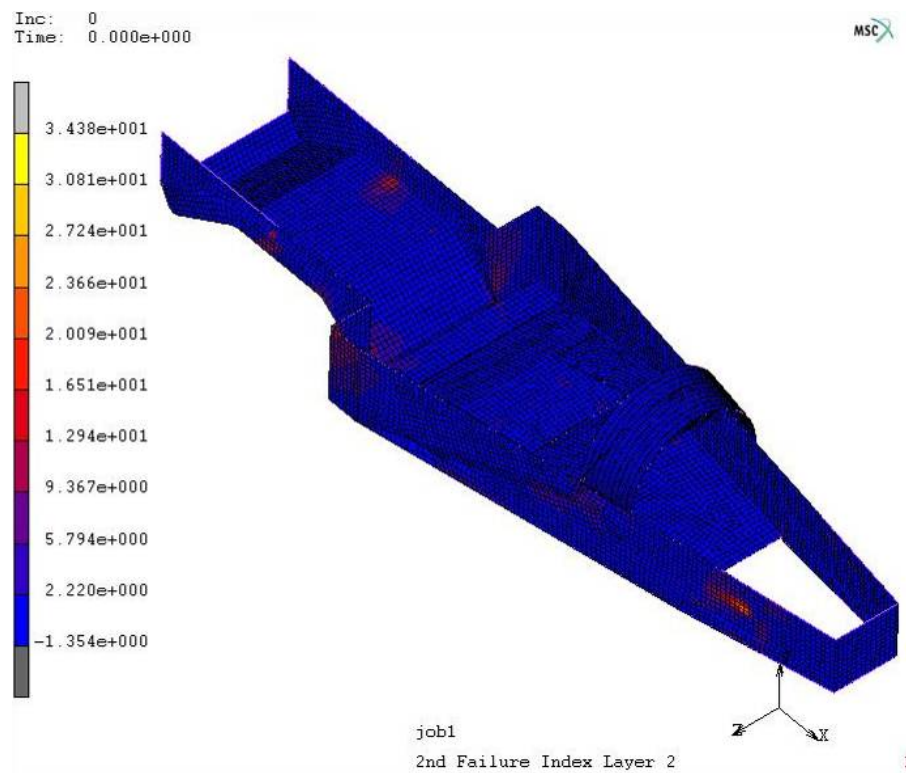


Fig. 33 Segon índex de falla per al model amb laminat homogeni

D.5.3 Descripció del laminat escollit

Tenint en compte l'estat de forces al que s'ha de sotmetre el material compòsit, s'ha previst la utilització d'un laminat a $0^{\circ}/90^{\circ}$ fem prevaler les seves especials característiques de lleugeresa i resistència mecànica sobre la isotropia del material.

Amb tal finalitat s'ha definit una direcció principal al llarg del eix longitudinal central del model, com es veu a la figura 33, l'altre direcció principal es mantindrà perpendicular a aquesta en la mesura que li sigui possible, donat que hi ha molts plans en posicions particulars.

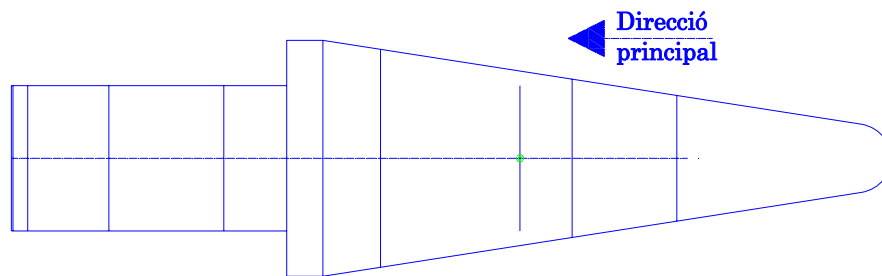


Fig.34 Eix de referència i principals direccions del laminat

5.4 Gruixos i orientacions

Amb tot el descrit fins ara, hem pogut realitzar totes les iteracions que ens han permès arribar al model final, en que resumim les principals conclusions obtingudes de cadascuna d'elles en la taula de la següent plana.

| TAULA RESUM DEL PROCES ITERATIU |
|---|
| PRIMERA ITERACIÓ |
| El pont davanter es comporta molt bé, per el que es pot baixar 2 capes de fibra de carboni |
| El laminat del reposacaps i els laterals podria passar a ser 4 capes de carboni + nomex de 5 |
| La base del motor i l'arc de seguretat estan optimitzats |
| SEGONA ITERACIÓ |
| Es guanya rigidesa global en tota la peça i es milloren els índexs de falla |
| Hi ha masses laminats diferents. Cal unificar criteris |
| TERCERA ITERACIÓ |
| Hem baixat capes de carboni i augmentat el gruix de nomex als laterals. Els resultats son bons |
| i baixem el pes del conjunt |
| La resta del model presenta uns bons resultats |
| Es proposa sotmetre el model a altres casos per verificar que compleix al complert |
| QUARTA ITERACIÓ |
| Es redueixen altre cop el nº de laminats, per facilitar la tasca al proveïdor |
| Es fa una iteració més de capes de fibra i gruixos de nomex als laterals, obtenint mals resultats |
| MODEL DEFINITIU |
| Es sotmet el laminat anterior a la resta de casos possibles |
| Hi han casos particulars que porten les peces al límit, però en cap cas trenca |
| Es dona per definitiu el laminat del conjunt i es valida l'anàlisi |

Taula 11 Taula resum del trets més destacables del procés iteratiu

Tot i que s'ha pogut realitzar un molt bon treball donat a l'ampli ventall de combinacions disponible entre les diferents parts del model, diferents numero de plecs de capes i diferents gruixos de nòmex, al final la solució ha quedat molt limitada a les condicions reals de fabricació, en que ens hem de acotar al que ens pot subministrar el fabricant i a la vegada cal simplificar en la mesura del possible tot el que li demanem.

En la figura següent es veu la distribució definitiva dels diferents laminats en el vehicle

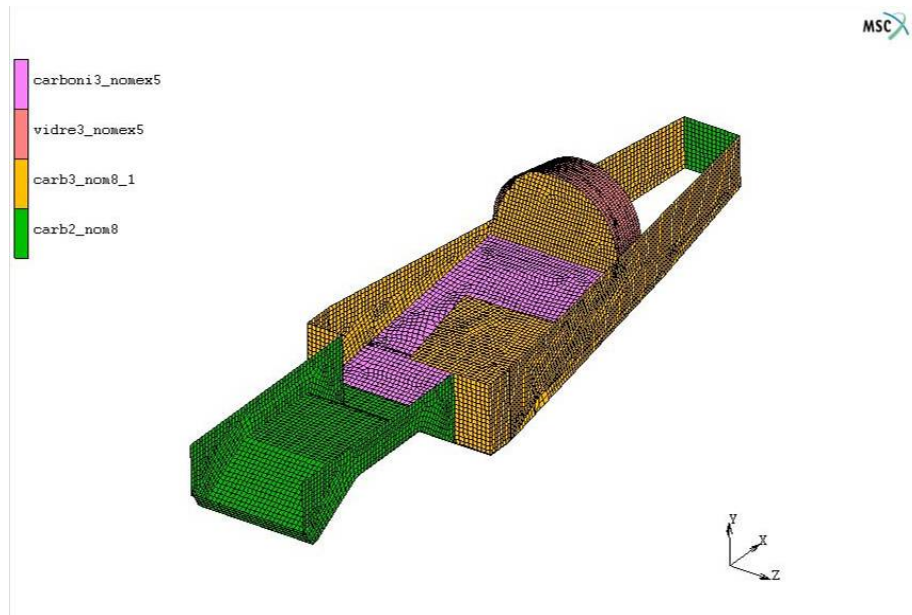


Fig.35 Esquema de distribució del laminat al llarg del model

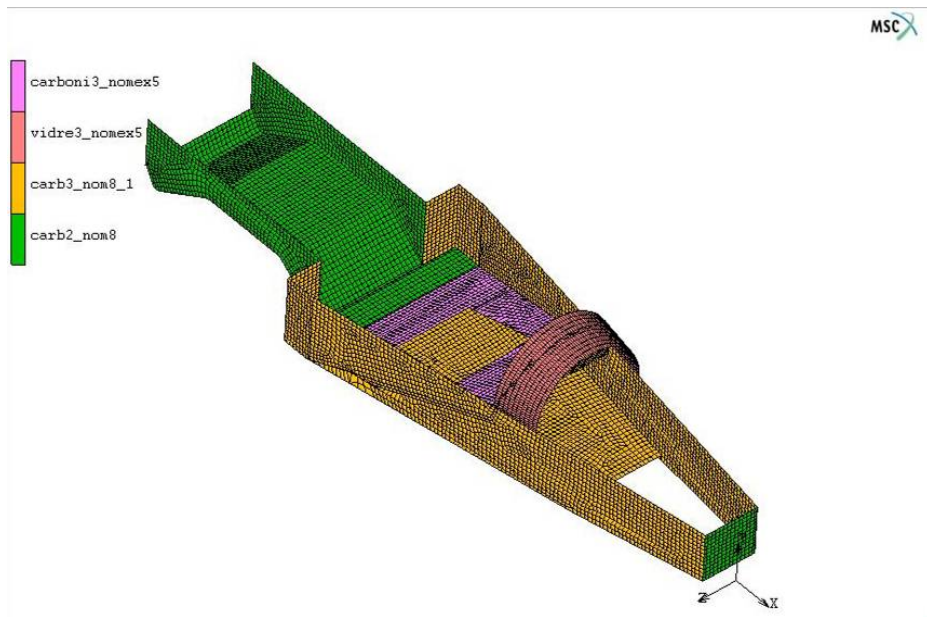


Fig.36 Esquema de distribució del laminat al llarg del model

Seguidament farem una descripció de les diferents peces considerades a la hora de generar els diferents laminats del model.

Zona 1: Pont davanter. Compren els laterals a on es collaran les rodes davanteres, així com la zona central a on hi anirà tot el sistema de direcció i les cames del pilot s'hi recolzaran.

Zona 2: Laterals. Recorren banda i banda del vehicle i son una peça fonamental per lligar tot el conjunt estructural, Pengen directament d'aquest element l'eix posterior i tots elements que recolzaran pes real en el vehicle.

Zona 3: Respatller. La complexitat d'aquesta peça be donada per els requeriments de seguretat i per el fet de que disposa d'un forat considerable per poder accedir a la electrònica. Això en principi pot semblar un handicap a la hora de calcular-la però cal tenir en compte que hi haurà una tapa que assumirà efectes estructural.

Zona 4: Reposacaps. La geometria d'aquesta peça és aproximada degut a que no es coneix la forma del arc de seguretat que determinarà l'estudi CFD. Presenta també la dificultat de ser una peça clau en els anàlisis que fan referència a seguretat i normativa de cursa.

Zona 5: Arc de seguretat. Tot i no ser un element estructural, s'ha considerat adequat simular-lo per poder la influència en la peça Reposacaps. També podria tenir funcions de seguretat en cas de bolcada, ajudant a pal·liar l'efecte del cop.

Zona 6: Part posterior. És el punt més endarrerit del vehicle i que té com a funció lligar els dos laterals donant cohesió i rigidesa a la part del lateral que treballarà amb l'eix posterior.

Distribució del gruix segons zones.

| | Gruix Carboni | Seqüència | Nº capes | Gruix Peces |
|---------------|----------------------|---------------------------|-----------------|--------------------|
| Zona 1 | 0,2 mm | [0°/90°/0°/90 N8]s | 9 | 8,8 mm |
| Zona 2 | 0,2 mm | 0°/90°/0°/90°/0°/90° N8]s | 13 | 9,2 mm |
| Zona 3 | 0,2 mm | 0°/90°/0°/90°/0°/90° N5]s | 13 | 6,2 mm |
| Zona 4 | 0,2 mm | 0°/90°/0°/90°/0°/90° N8]s | 13 | 9,2 mm |
| Zona 5 | 0,16 mm | 0°/90°/0°/90°/0°/90° N5]s | 13 | 6,92 mm |
| Zona 6 | 0,1 mm | [0°/90°/0°/90 N8]s | 8 | 8,8 mm |

Taula 12 Caracterització i seqüència dels diferents laminats segons zones

6. ANÀLISI DE RESULTATS

6.1 Metodologia del anàlisi

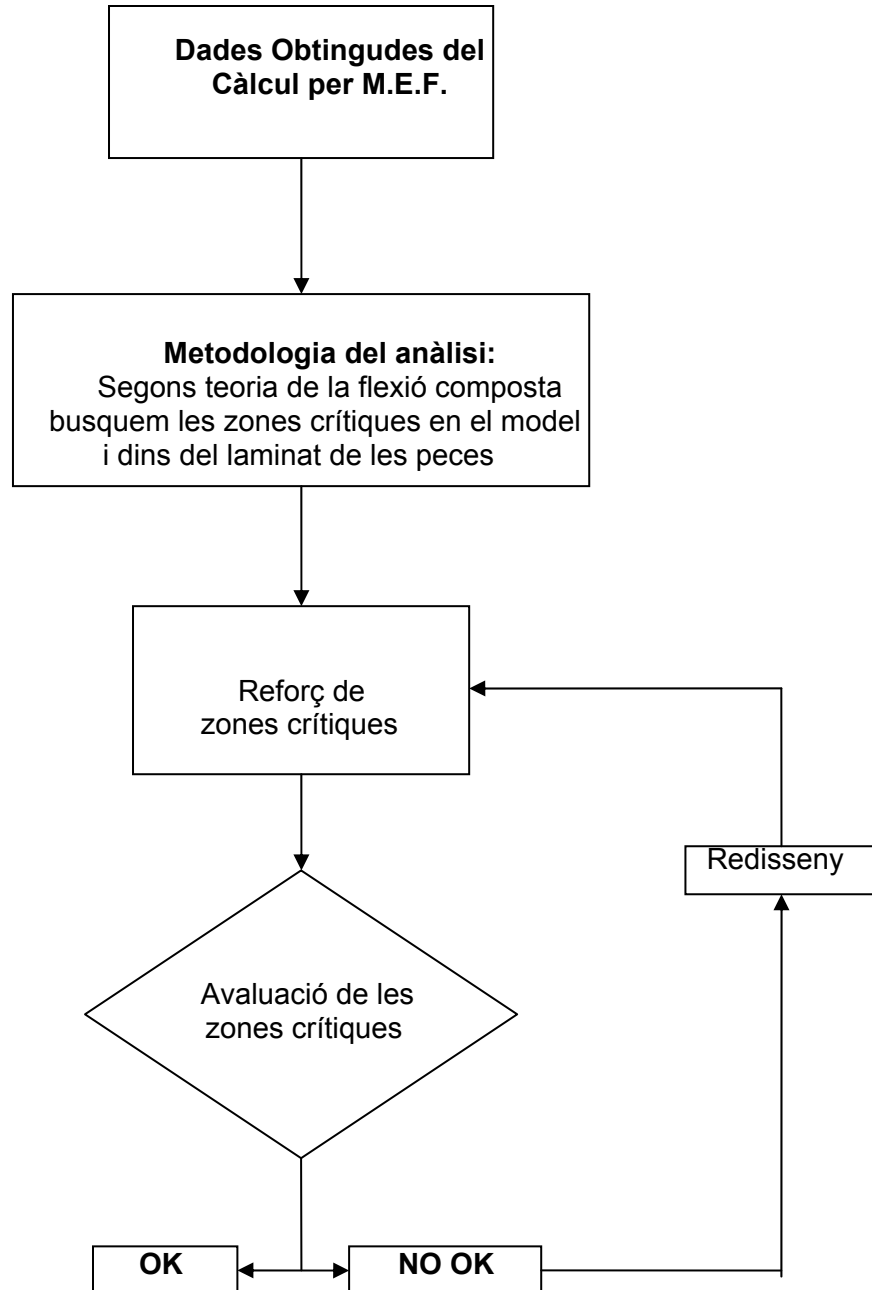


Fig. 37 Esquema de procés seguit en l'anàlisi dels resultats

L'objectiu de l'anàlisi del resultat es detectar i reforçar totes aquelles zones que es puguin presentar com a dèbils davant les forces amb les quals interactuen.

Amb l'objectiu d'estalviar temps en aquesta anàlisi, s'ha procedit a fer un mostreig per tal de detectar la part més conflictiva de la secció del laminat, segons la teoria de la flexió composta.

La figura 38 ens mostra un esquema gràfic de la secció del laminat en un punt qualsevol de la carrosseria segons aquesta teoria.

En un primer estat, sotmetem el laminat a una acció de tracció o compressió, la qual, pel motiu de la pròpia geometria i la seva posició en el model, acaba generant un component de flexió

El resultat és un estat de càrregues complex que inclou un component de tracció o compressió i un de flexió, anomenat flexió composta

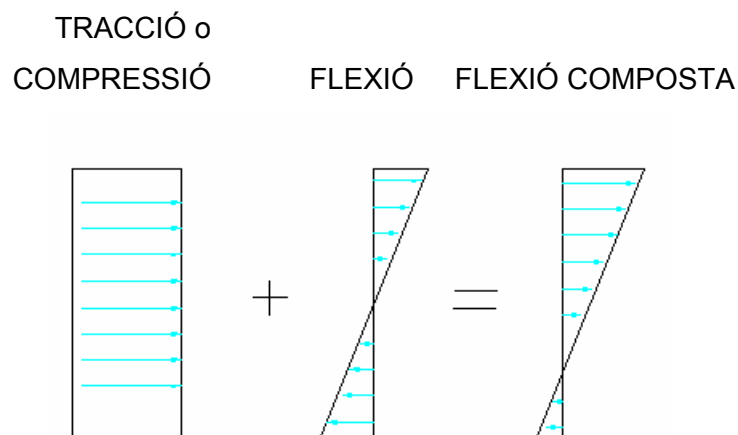


Fig.38 Exemple de secció sotmesa a flexió composta

Davant aquest comportament, podem definir com a més perilloses les capes que es troben en l'extrem exterior o interior del laminat, que son les que passarem a analitzar

Un altre factor determinant ens ve donat pel material. El fet de treballar amb un material ortotròpic fa que les seves propietats varien en funció de la posició que pren, per aquest motiu és molt important tenir en compte en quina posició treballa cadascuna de les làmines

que analitzem. Amb aquest fi, tots els resultats han estat extrets tenint en compte els eixos locals de cada làmina.

Així doncs, a tall d'exemple:

L'eix XX de la segona capa tindrà un decalatge de 90° respecte al de la primera; donat a la posició relativa de les fibres principals. La imatge 39 il·lustra aquest decalatge

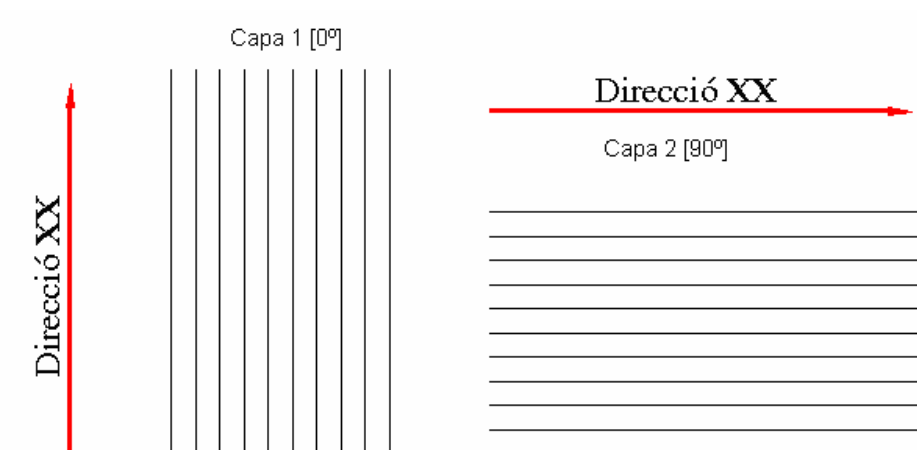


Fig.39 Representació gràfica del sistema d'eixos locals

Amb aquestes premisses, només cal extreure tot el conjunt de les dades per tal de sotmetre'l al criteri establert i determinar-ne la vàlua o en el seu cas el redisseny de alguna de les zones.

D.6.2 Interpretació dels resultats.

Degut a la gran quantitat d'informació que podem obtenir de cadascun dels casos, i a que el numero de casos a que s'ha sotmès el prototip també es elevat, s'ha mirat de extreure la informació més significativa de cadascun dels casos que ens ocupen.

Per a cada cas, es mostra en primer lloc unes imatges del desplaçament del vehicle en els diferents eixos, a sobre de la deformada global que assoleix.

Seguidament, per tal d'avaluar d'una forma més senzilla els resultats, es mostren els resultats obtinguts resumits en taules, mostrant les deformacions, les tensions, i els índexs de falla per els punts més crítics de cada capa per cada cas.

De la taula de les deformacions traiem els valors de les deformacions màximes i mínimes per a la capa més desfavorable en els seus corresponents eixos locals amb la finalitat d'assegurar que cap de les capes trencarà, és a dir, que es partirà la fibra per la meitat.

En la taula de tensions, podem veure els resultats tres amb el mateix esquema que amb les deformacions.

Tot seguit trobarem els índexs de falla corresponents a les dues teories que apliquem per validar el model, la de Màxima deformació i la de màxima tensió, i que son les que validen el càlcul

Finalment, trobarem les imatges corresponents a les deformacions i tensions de la capa més crítica per a cadascun dels diferents casos, així com els corresponents índexs de falla. La interpretació de tots aquests valors es mostra en la part final, en un apartat de conclusions.

S'observa que hem dividit el model en 3 zones per fer més visibles les imatges del resultat, que son les següents:

-Pont davanter

-Zona del cos del pilot

-Compartiment motor i laterals del vehicle

D.6.3 Cas de càrrega puntual de 70 Kg.

En les següents imatges veiem els desplaçaments sobre la deformada. Per tal de fer més visible la forma que pren el vehicle deformat, s'ha augmentat 79 cops la deformada. El desplaçament real és de 1,55mm.

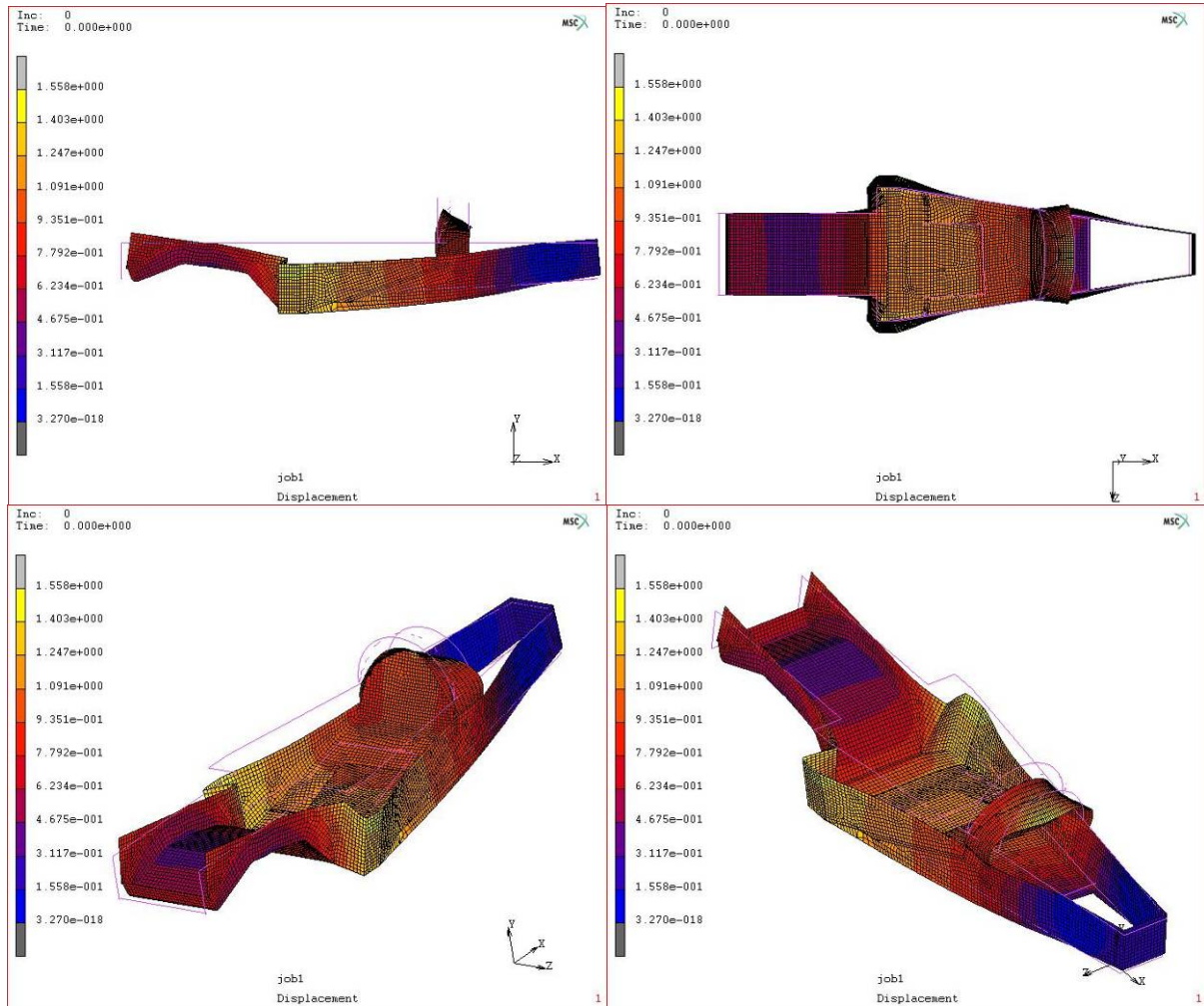


Fig.40 Imatge del desplaçament sobre la deformada del model (ampliada 79 vegades)

Seguidament mostrem les taules que reflecteixen els valors de les tensions i deformacions més elevades , així com els corresponents índexs de falla per a cadascuna de les parts del model analitzada, mostrant a quina capa del seu laminat corresponen.

| PONT DAVANTER | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Índex de falla 1 | Índex de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 35,3 | 1,05E-03 | 13,01 | 30,38 |
| capa 2 | 90° | 54,28 | 1,05E-03 | 10,85 | 20,56 |
| capa 3 | 0° | 35,3 | 1,05E-03 | 13 | 30,35 |
| capa 4 | 90° | 54,23 | 1,05E-03 | 10,84 | 20,56 |
| capa 5 | nomex | 20,73 | 1,06E-03 | 12,37 | 1,19 |
| capa 6 | 90° | 51,94 | 1,06E-03 | 11,25 | 20,79 |
| capa 7 | 0° | 35,48 | 1,06E-03 | 12,86 | 29,01 |
| capa 8 | 90° | 51,88 | 1,06E-03 | 11,42 | 20,8 |
| capa 9 | 0° | 35,48 | 1,06E-03 | 12,86 | 28,98 |
| HABITACLE DEL PILOT | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Índex de falla 1 | Índex de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 20,63 | 1,25E-03 | 13,9 | 19,34 |
| capa 2 | 90° | 12,29 | 1,25E-03 | 14,16 | 11,67 |
| capa 3 | 0° | 19,71 | 1,25E-03 | 13,8 | 17,61 |
| capa 4 | 90° | 11,87 | 1,25E-03 | 13,81 | 11,18 |
| capa 5 | 0° | 18,8 | 1,24E-03 | 13,7 | 15,89 |
| capa 6 | 90° | 11,44 | 1,24E-03 | 13,46 | 10,69 |
| capa 7 | nomex | 2,18 | 1,22E-03 | 1,83 | 1,921 |
| capa 8 | 90° | 17,11 | 1,20E-03 | 12,02 | 22,35 |
| capa 9 | 0° | 17,34 | 1,20E-03 | 11,27 | 27,38 |
| capa 10 | 90° | 17,88 | 1,20E-03 | 12,25 | 24,19 |
| capa 11 | 0° | 18,06 | 1,20E-03 | 11,47 | 29,79 |
| capa 12 | 90° | 18,65 | 1,20E-03 | 12,74 | 26,11 |
| capa 13 | 0° | 18,79 | 1,20E-03 | 11,67 | 32,26 |
| LATERALS I ZONA POSTERIOR | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Índex de falla 1 | Índex de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 54,64 | 9,01E-04 | 13,2 | 17,98 |
| capa 2 | 90° | 27,48 | 9,00E-04 | 14,16 | 31,52 |
| capa 3 | 0° | 54,38 | 9,00E-04 | 13,27 | 17,93 |
| capa 4 | 90° | 27,47 | 9,00E-04 | 13,81 | 31,36 |
| capa 5 | 0° | 54,11 | 8,99E-04 | 13,33 | 17,89 |
| capa 6 | 90° | 27,45 | 8,99E-04 | 13,46 | 31,19 |
| capa 7 | nomex | 11,62 | 8,85E-04 | 4,57 | 7,94 |
| capa 8 | 90° | 26,97 | 8,72E-04 | 15,22 | 24,71 |
| capa 9 | 0° | 43,36 | 8,72E-04 | 18,53 | 16,05 |
| capa 10 | 90° | 26,96 | 8,72E-04 | 15,48 | 24,6 |
| capa 11 | 0° | 43,27 | 8,71E-04 | 18,8 | 16,01 |
| capa 12 | 90° | 26,95 | 8,71E-04 | 15,74 | 24,45 |
| capa 13 | 0° | 43,26 | 8,71E-04 | 19,06 | 15,98 |

Taula 13 Quadre de valors de tensió, deformació i índexs de falla

S'ha seleccionat la capa més desfavorable de cadascun dels casos i zones estudiades i seguidament es mostra la imatge que li correspon

Tensió Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

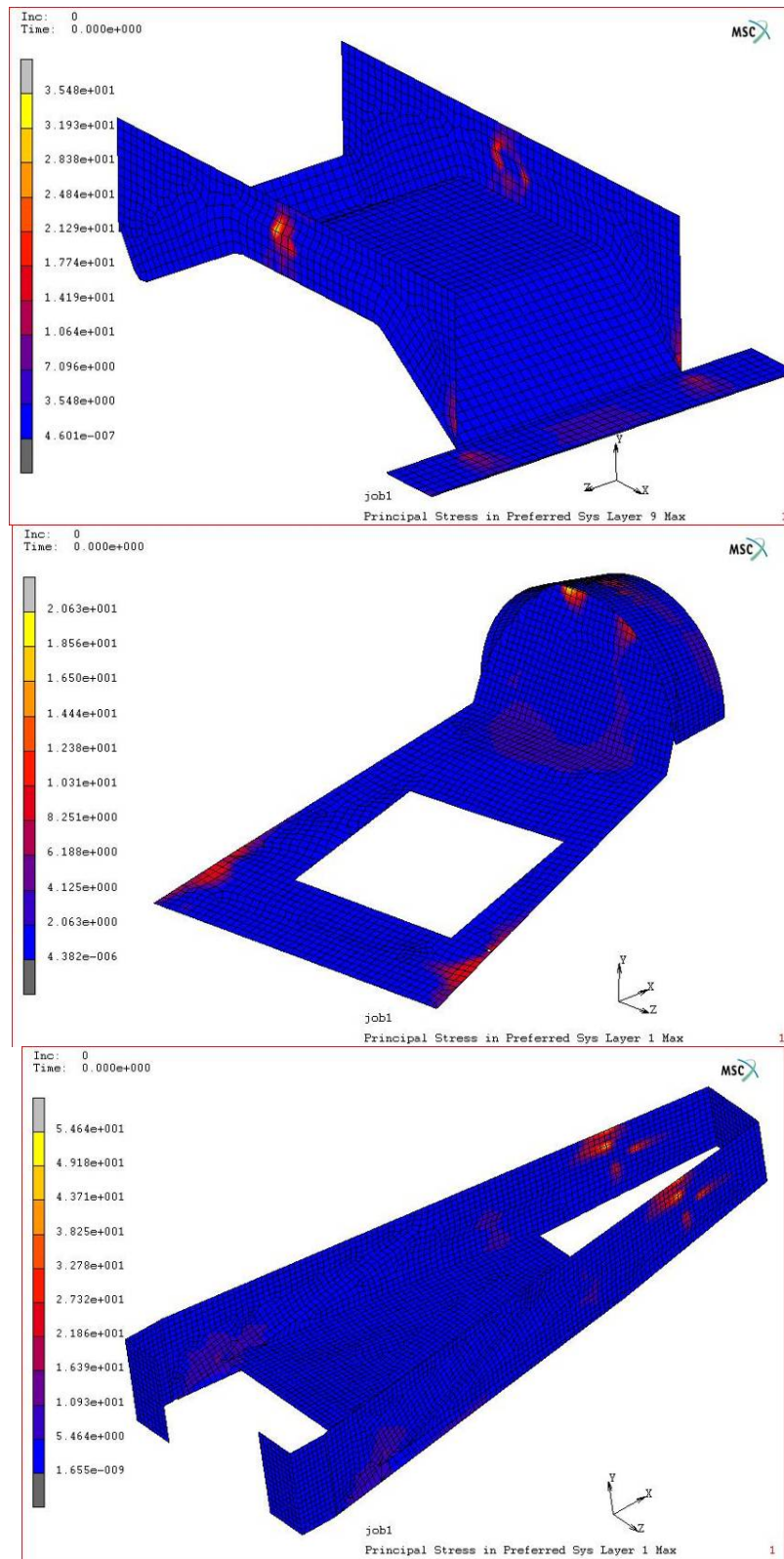


Fig.41 Diferents imatges de les tensions en la direcció principal de la làmina

Deformació Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

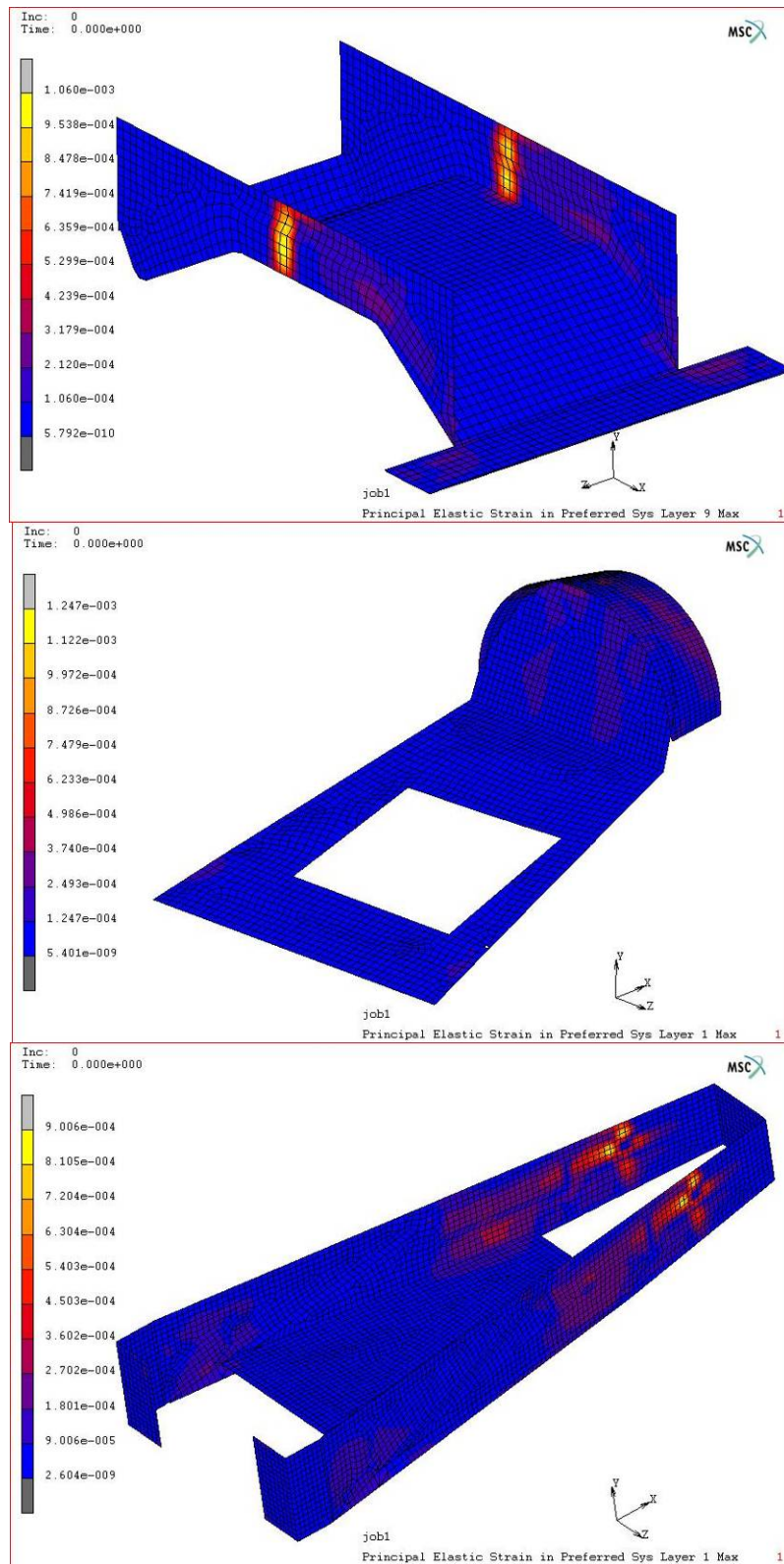


Fig.42 Diferents imatges de les deformacions en la direcció principal de la làmina

1º Índex de falla. Teorema de falla de màxima tensió

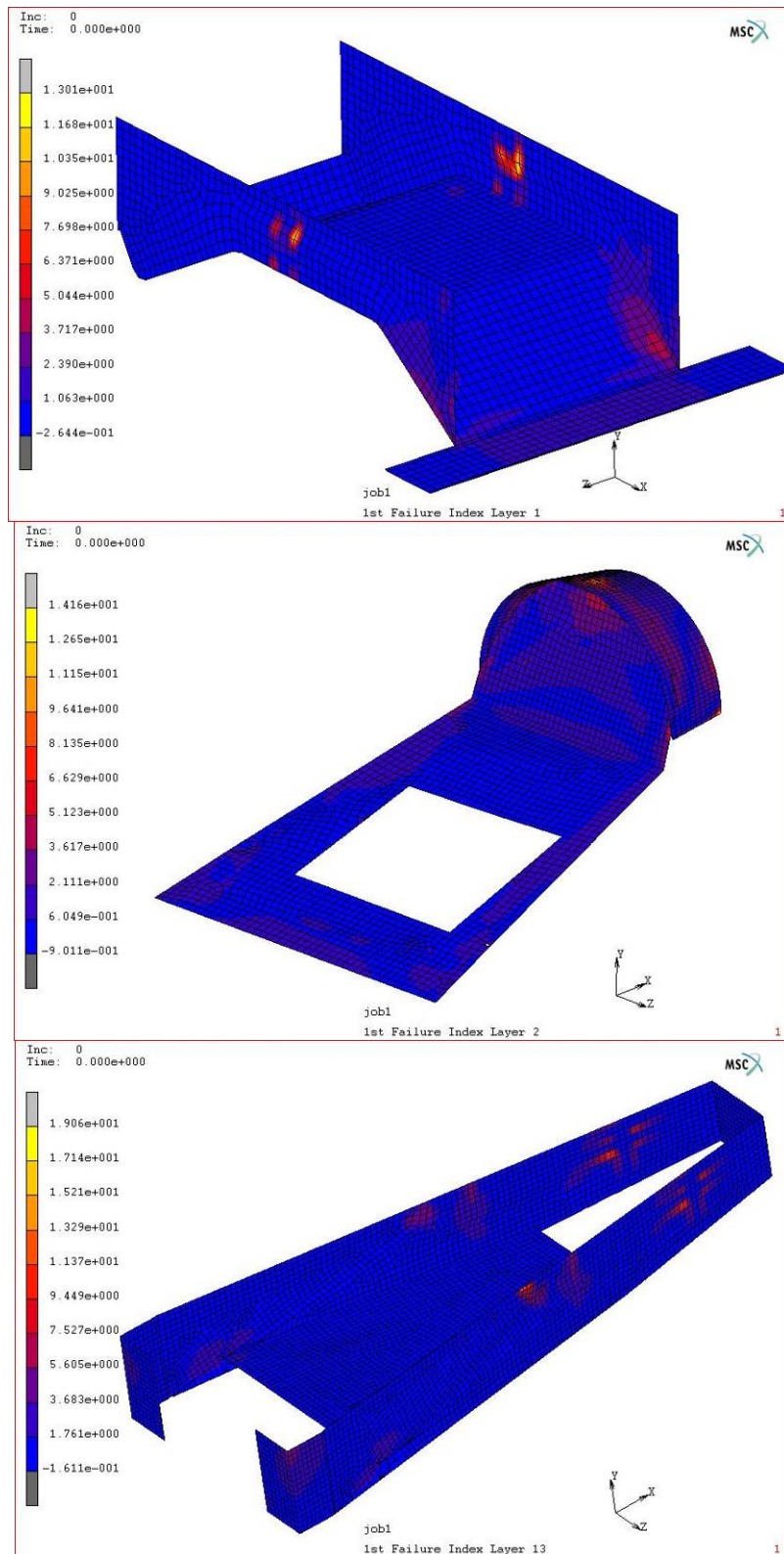


Fig.43 Diferents imatges del mode de falla de màxima tensió

2º Índex de falla. Teorema de falla de màxima deformació

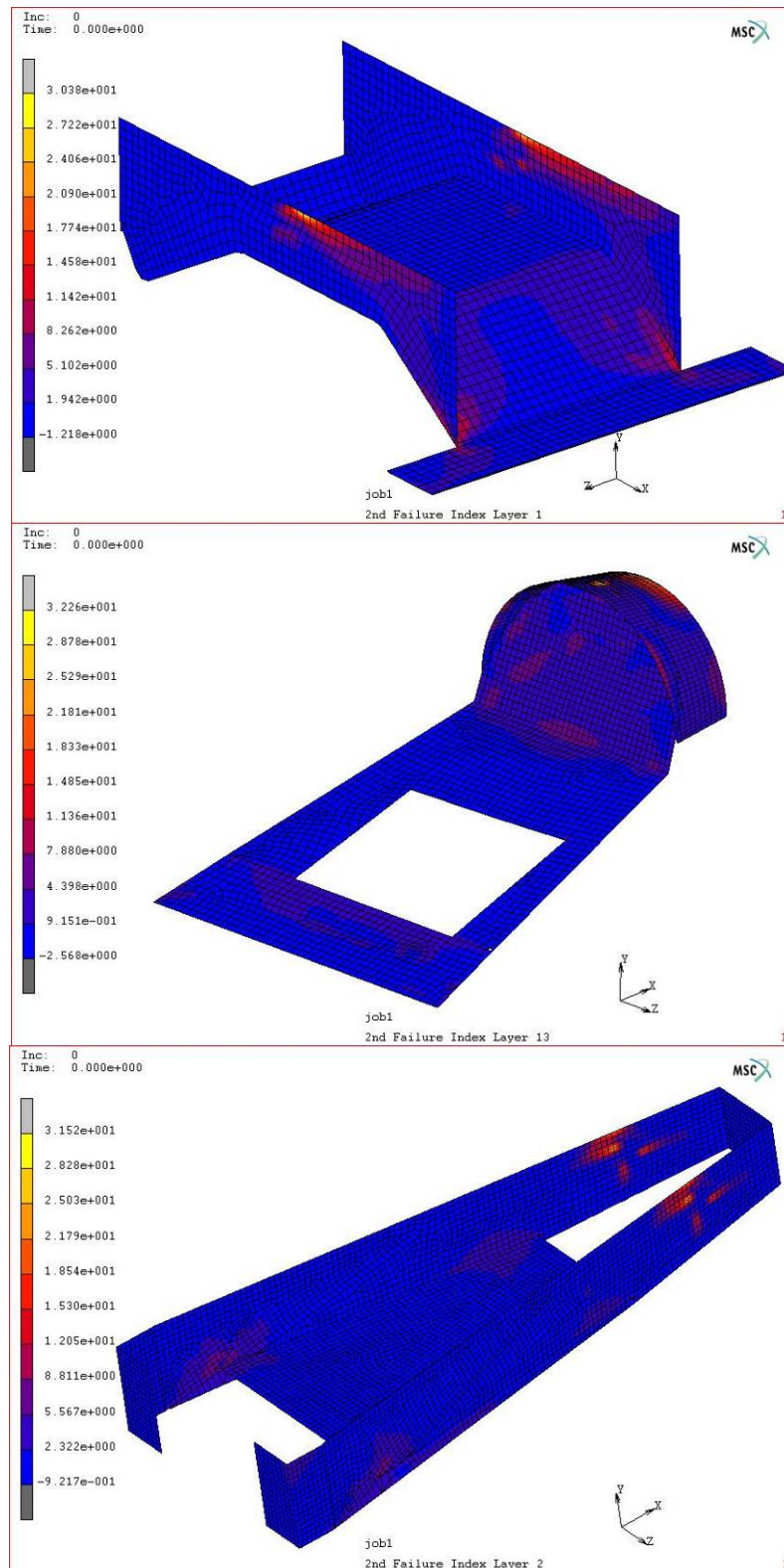


Fig.44 Diferents imatges del mode de falla de màxima deformació

Conclusió del cas

Les primeres imatges, corresponents a la deformada del vehicle, mostren com a zona més compromesa la que correspon al canvi de geometria entre l'habitacle del pilot i el pont davanter. A part d'aquesta zona, l'altre més deformada és l'arc de seguretat, perfectament lògic per ser el punt a on estem aplicant la força.

Si analitzem el pont davanter, veiem que la zona a on la condició de contorn aplicada bloqueja els desplaçaments és la que presenta unes tensions i deformacions més elevades. El primer índex de falla també mostra aquest punt com el més afectat, el segon, en canvi, mostra la zona més superior.

La part del habitacle mostra dos punts crítics, a part de el lloc a on apliquem la força, les imatges també mostren com a punt compromès el lloc a on aquesta força es transmet als laterals, que són les peces per on la força es trasllada als punts de recolzaments, dels eixos davanter i posterior.

En els laterals, la zona del bloqueig de desplaçament és també la més afectada, però observem que en el primer índex de falla també existeix una zona amb un índex elevat allà a on el lateral connecta amb el reposacaps i el respall, donat també a la transmissió de les forces al llarg del model.

Numèricament, veiem que el laminat plantejat supera sense cap tipus de problema els requeriments del cas. Ens trobem doncs, en un cas en que les condicions de fabricació ens perjudiquen més que els càlculs. No podem reduir el gruix de nòmx perquè comercialment no és possible i perquè ens faria perdre estabilitat a la hora de collar un element extern. Tampoc podem reduir el numero de capes perquè estem en les mínimes necessàries per assegurar les condicions del material, per tant, la conclusió d'aquest cas és que el material que se'ns ofereix compleix amb escreix els requeriments d'aquest cas.

D.6.4 Cas de resistència del cinturó

En les següents imatges veiem els desplaçaments sobre la deformada. Per una millor visualització, la deformada s'ha augmentat 44,87 cops la realitat. El desplaçament real correspon a 2,75 mm.

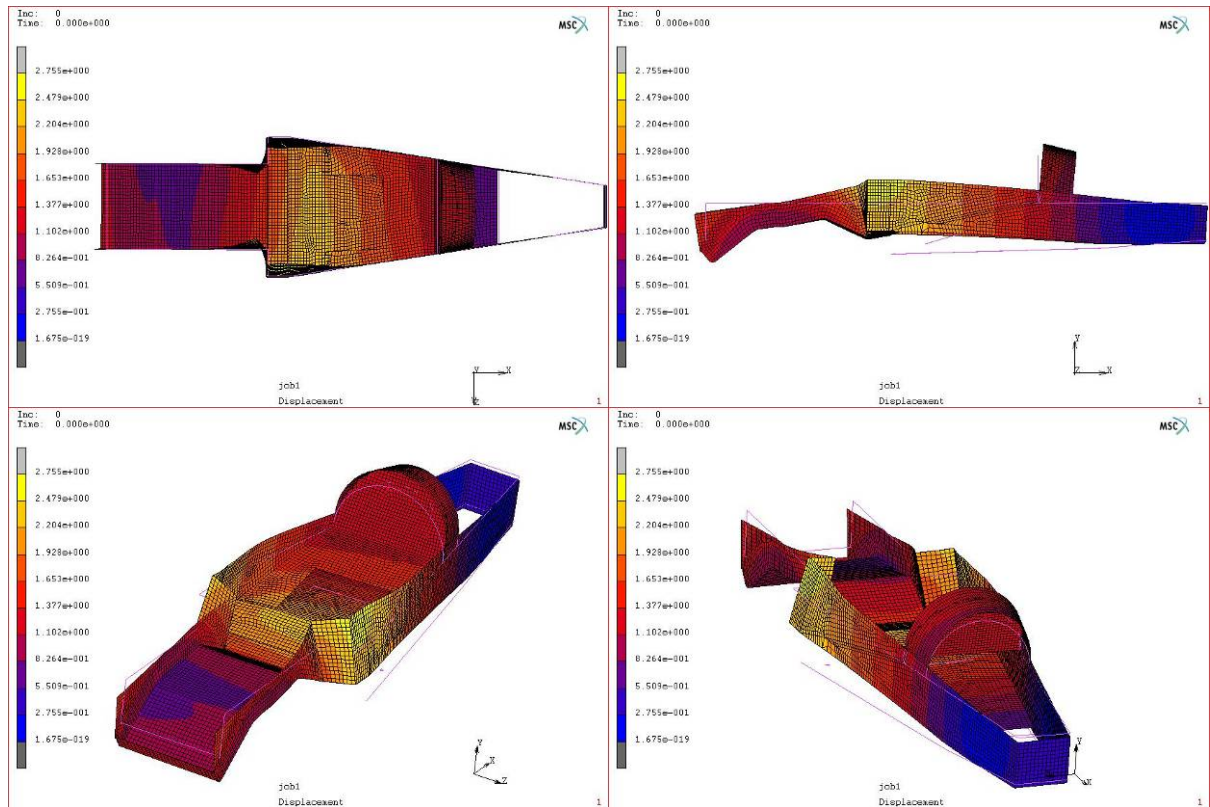


Fig.45 Diferents imatges de la deformada del model sobre el desplaçament

Seguidament mostrem les taules que reflecteixen els valors de les tensions i deformacions més elevades, així com els corresponents índexs de falla per a cadascuna de les parts del model analitzada, mostrant a quina capa del seu laminat corresponen.

| PONT DAVANTER | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 60,16 | 0,00188 | 21,78 | 23,31 |
| capa 2 | 90° | 31,6 | 0,00188 | 33,25 | 38,43 |
| capa 3 | 0° | 60,13 | 0,00188 | 21,78 | 23,3 |
| capa 4 | 90° | 31,57 | 0,00188 | 33,24 | 38,41 |
| capa 5 | nomex | 5,7 | 0,001889 | 2,79 | 3,05 |
| capa 6 | 90° | 62,92 | 0,00189 | 32,54 | 37,26 |
| capa 7 | 0° | 59,61 | 0,00189 | 21,72 | 35,63 |
| capa 8 | 90° | 63,86 | 0,00189 | 32,52 | 37,23 |
| capa 9 | 0° | 59,64 | 0,00189 | 21,72 | 36,15 |
| HABITACLE DEL PILOT | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 42,21 | 0,00051 | 10,71 | 27,65 |
| capa 2 | 90° | 33,76 | 0,000506 | 6,49 | 29,44 |
| capa 3 | 0° | 39,42 | 0,000502 | 10,03 | 25,78 |
| capa 4 | 90° | 31,38 | 0,000499 | 6,57 | 27,41 |
| capa 5 | 0° | 36,63 | 0,000495 | 9,36 | 23,92 |
| capa 6 | 90° | 29,01 | 0,000492 | 6,15 | 25,38 |
| capa 7 | NOM | 10,09 | 0,000409 | 2,05 | 5,23 |
| capa 8 | 90° | 16,22 | 0,000341 | 10,54 | 12,3 |
| capa 9 | 0° | 25,3 | 0,000339 | 12,45 | 9,41 |
| capa 10 | 90° | 17,33 | 0,000337 | 11,33 | 13,41 |
| capa 11 | 0° | 27,31 | 0,000334 | 13,38 | 10,17 |
| capa 12 | 90° | 18,61 | 0,000332 | 12,12 | 14,52 |
| capa 13 | 0° | 29,32 | 0,00033 | 14,38 | 10,93 |
| LATERALS I ZONA POSTERIOR | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 62,96 | 0,0001132 | 24,17 | 27,26 |
| capa 2 | 90° | 47,22 | 0,0001131 | 12,37 | 34 |
| capa 3 | 0° | 62,95 | 0,0001131 | 24,17 | 26,12 |
| capa 4 | 90° | 45,2 | 0,0001131 | 12,37 | 33,99 |
| capa 5 | 0° | 62,93 | 0,0001131 | 24,17 | 24,97 |
| capa 6 | 90° | 43,18 | 0,000113 | 12,37 | 33,97 |
| capa 7 | NOM | 24,55 | 0,0001122 | 6,47 | 8,71 |
| capa 8 | 90° | 36,82 | 0,0001113 | 13,45 | 33,46 |
| capa 9 | 0° | 62,3 | 0,0001113 | 24,1 | 20,59 |
| capa 10 | 90° | 36,82 | 0,0001113 | 14,22 | 33,44 |
| capa 11 | 0° | 62,29 | 0,0001113 | 24,1 | 20,59 |
| capa 12 | 90° | 36,82 | 0,0001112 | 14,89 | 33,43 |
| capa 13 | 0° | 62,27 | 0,0001112 | 24,1 | 20,59 |

Taula 14 Quadre de valors de tensió, deformació i índexs de falla

S'ha seleccionat la capa més desfavorable de cadascun dels casos i zones estudiades i seguidament es mostra la imatge que li correspon

Tensió Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

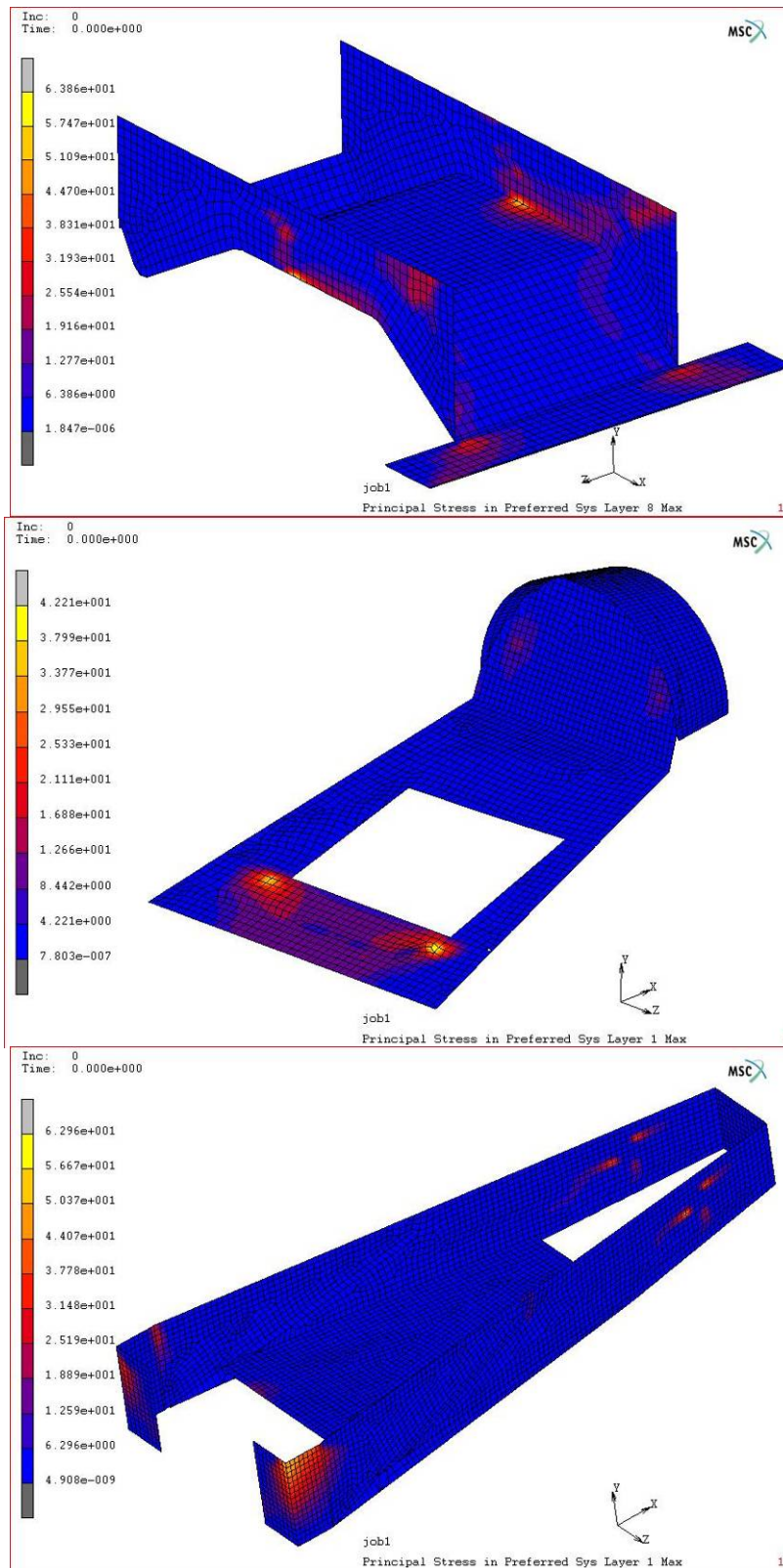


Fig.46 Diferents imatges de les tensions en la direcció principal de la làmina

Deformació Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

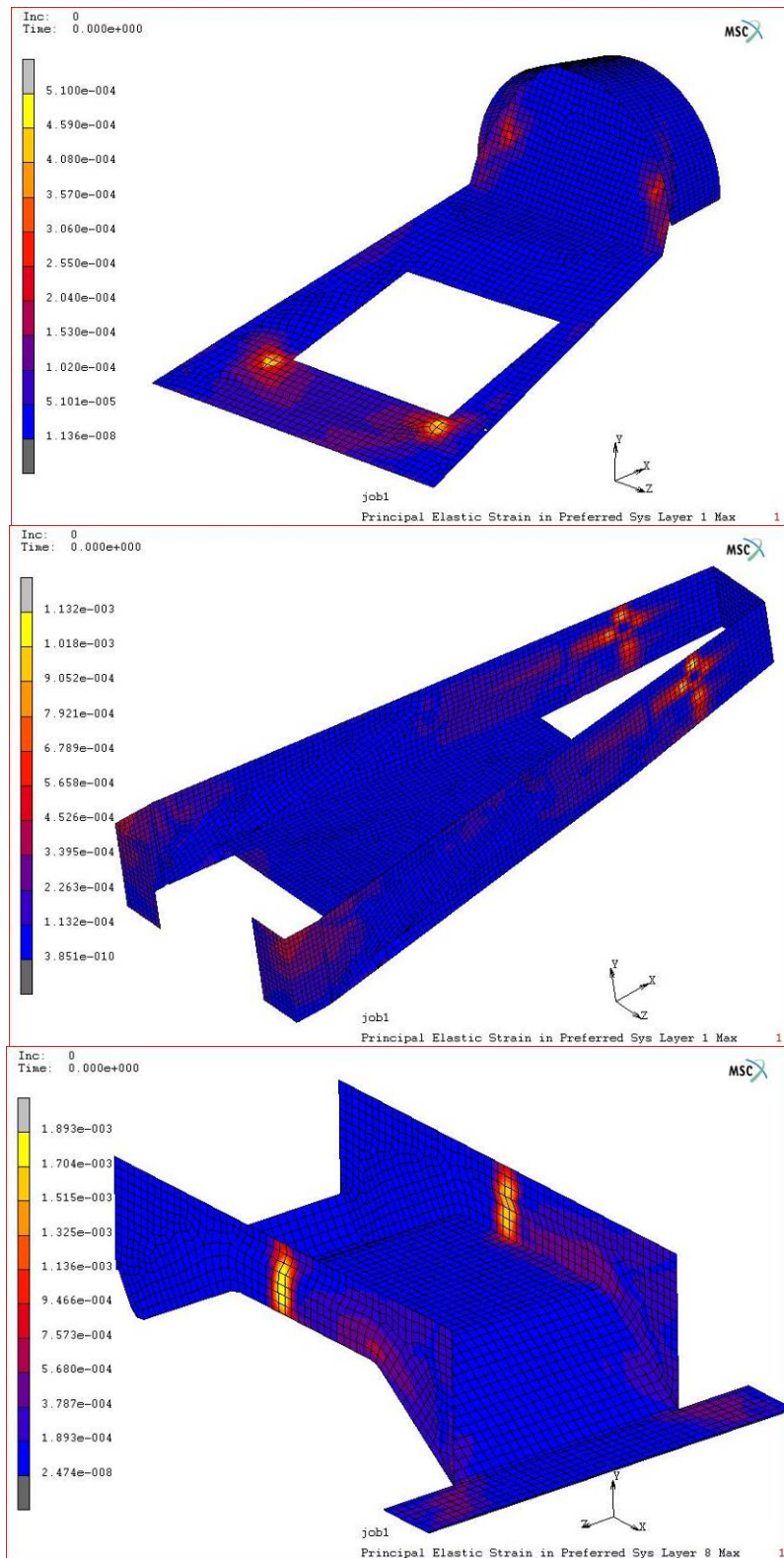


Fig.47 Diferents imatges de les deformacions en la direcció principal de la làmina

1º Índex de falla. Teorema de falla de màxima tensió

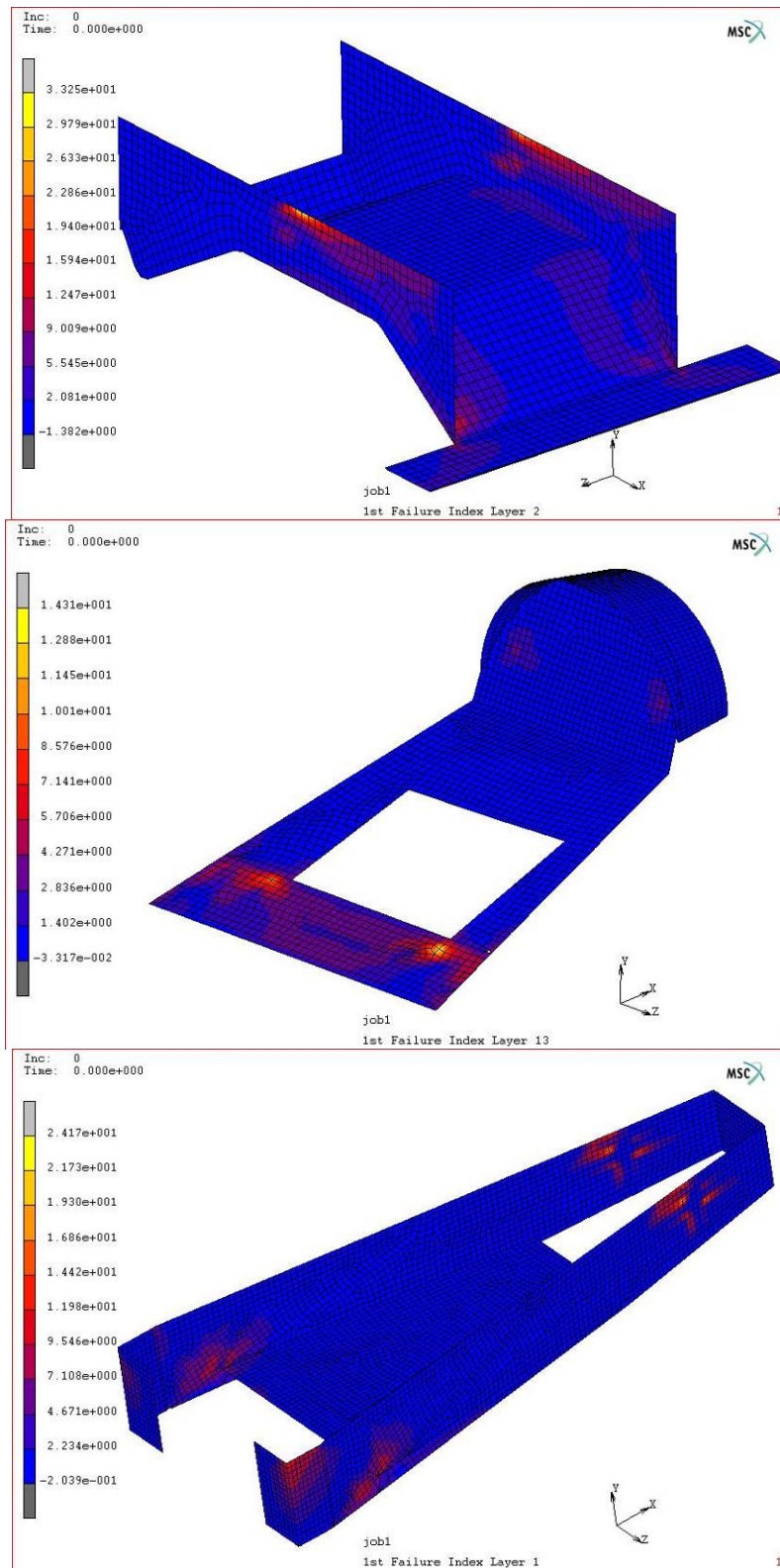


Fig.48 Diferents imatges del mode de falla de màxima tensió

2º Índex de falla. Teorema de falla de màxima deformació

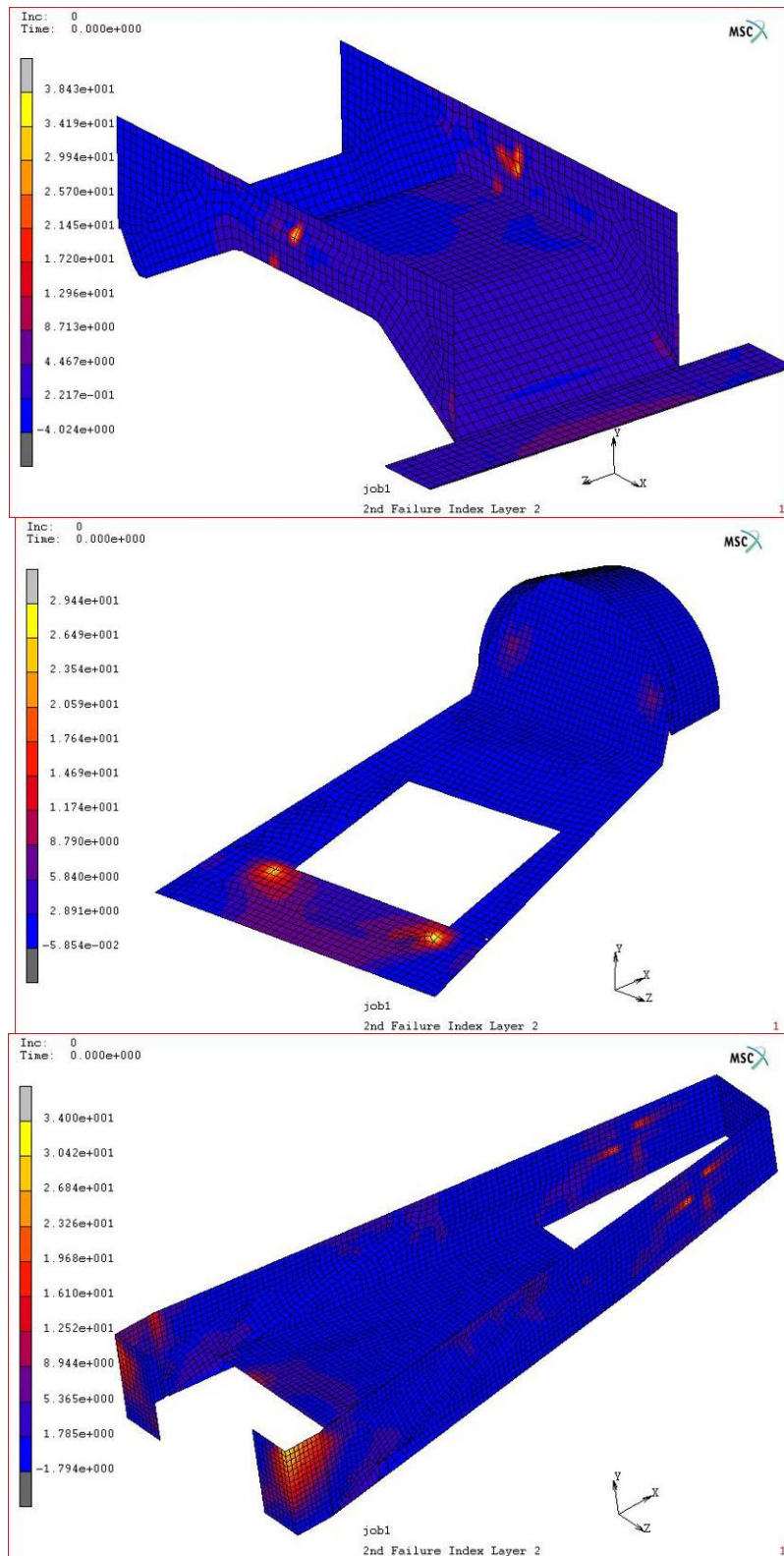


Fig.49 Diferents imatges del mode de falla de màxima deformació

Conclusió del cas

Tornem a tenir un cas en que la deformada ens mostra el canvi de secció entre el pont davanter i l'habitacle del pilot com a un punt crític per a controlar.

El pont davanter mostra com a punts crítics la zona de bloqueig, però la direcció vertical de la força aplicada fa que es manifestin tensions elevades en l'angle format entre els laterals i la base. Observem que l'índex de falla es torna a concentrar a la zona superior del bloqueig per a un índex i en el propi bloqueig per un altre.

En la zona del habitacle, trobem una concentració molt acusada en els punts a on apliquem la força, sobretot en el que refereix a la fixació inferior. Tan per les tensions, les deformacions i per els índexs de falla son el punt més crític d'aquesta part.

El lateral presenta la zona més compromesa en el canvi de geometria, que dona amb el pont davanter, i també mostra com a zona carregada la que fa la transmissió de l'esforç del respall al lateral. Posteriorment, analitzarem aquesta zona amb cura, donat a que podria ser problemàtica a la hora d'aplicar-li l'adhesiu.

Tornem a tenir un cas en que el material que ens han subministrat supera perfectament els requeriments, però es comencen a veure quines zones son les que poden ser més conflictives.

D.6.5 Cas de resistència de la carrosseria

En les següents imatges veiem els desplaçaments sobre la deformada. Per una millor visualització, la deformada s'ha augmentat 36,50 cops la realitat. El desplaçament real correspon a 3,81 mm.

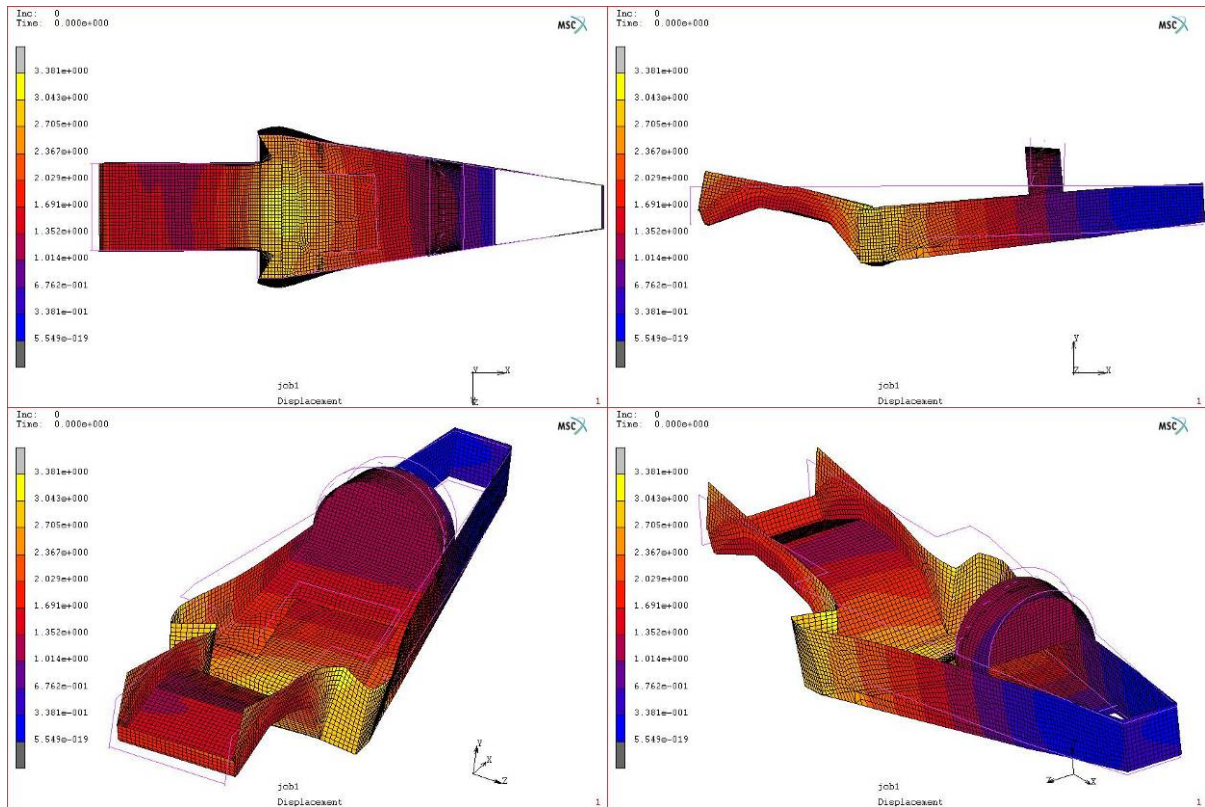


Fig.50 Diferents imatges de la deformada del model sobre el desplaçament

Observem que la part més crítica és la secció central del vehicle, donat a que és a on s'aplica tot el pes.

Seguidament mostrem les taules que reflecteixen els valors de les tensions i deformacions més elevades , així com els corresponents índexs de falla per a cadascuna de les parts del model analitzada, mostrant a quina capa del seu laminat corresponen.

| PONT DAVANTER | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 103,2 | 0,00299 | 38,43 | 79,61 |
| capa 2 | 90° | 142,7 | 0,00299 | 28,51 | 57,42 |
| capa 3 | 0° | 103,1 | 0,003 | 38,41 | 79,78 |
| capa 4 | 90° | 143 | 0,003 | 28,57 | 57,33 |
| capa 5 | nomex | 17,86 | 0,003027 | 38,85 | 11,37 |
| capa 6 | 90° | 155 | 0,003054 | 31,75 | 74,04 |
| capa 7 | 0° | 112 | 0,003054 | 37,52 | 86,97 |
| capa 8 | 90° | 155,7 | 0,003055 | 32,24 | 77 |
| capa 9 | 0° | 116 | 0,003056 | 37,49 | 87,14 |
| HABITACLE DEL PILOT | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 32,66 | 0,000423 | 8,27 | 15,28 |
| capa 2 | 90° | 24,9 | 0,000422 | 5,29 | 18,33 |
| capa 3 | 0° | 32,69 | 0,00042 | 7,47 | 14,35 |
| capa 4 | 90° | 23,35 | 0,000419 | 5,11 | 18,35 |
| capa 5 | 0° | 32,72 | 0,000417 | 7,22 | 13,42 |
| capa 6 | 90° | 22,24 | 0,000416 | 5,43 | 18,37 |
| capa 7 | NOM | 21,91 | 0,000379 | 4,72 | 15,39 |
| capa 8 | 90° | 38,17 | 0,000436 | 7,62 | 26,49 |
| capa 9 | 0° | 36,27 | 0,000439 | 8,1 | 28,36 |
| capa 10 | 90° | 26,18 | 0,000441 | 15,04 | 19,63 |
| capa 11 | 0° | 33,54 | 0,000441 | 8,73 | 20,06 |
| capa 12 | 90° | 27,3 | 0,000446 | 7,61 | 20,38 |
| capa 13 | 0° | 33,58 | 0,000449 | 9,37 | 20,85 |
| LATERALS I ZONA POSTERIOR | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 70,9 | 0,001174 | 24,57 | 20,23 |
| capa 2 | 90° | 35,09 | 0,001174 | 23,06 | 40,51 |
| capa 3 | 0° | 70,93 | 0,001174 | 23,58 | 19,41 |
| capa 4 | 90° | 33,66 | 0,001174 | 22,11 | 40,53 |
| capa 5 | 0° | 70,97 | 0,001174 | 22,59 | 18,59 |
| capa 6 | 90° | 32,23 | 0,001174 | 21,16 | 40,55 |
| capa 7 | NOM | 12,84 | 0,001175 | 12,74 | 10,97 |
| capa 8 | 90° | 55,19 | 0,001176 | 12,64 | 41,29 |
| capa 9 | 0° | 72,25 | 0,001176 | 19,84 | 32,02 |
| capa 10 | 90° | 57,98 | 0,001176 | 14,39 | 41,31 |
| capa 11 | 0° | 72,29 | 0,001176 | 19,83 | 33,6 |
| capa 12 | 90° | 60,76 | 0,001176 | 12,14 | 41,33 |
| capa 13 | 0° | 72,32 | 0,001176 | 19,82 | 35,18 |

Taula 15 Quadre de valors de tensió, deformació i índexs de falla

S'ha seleccionat la capa més desfavorable de cadascun dels casos i zones estudiades i seguidament es mostra la imatge que li correspon

Tensió Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

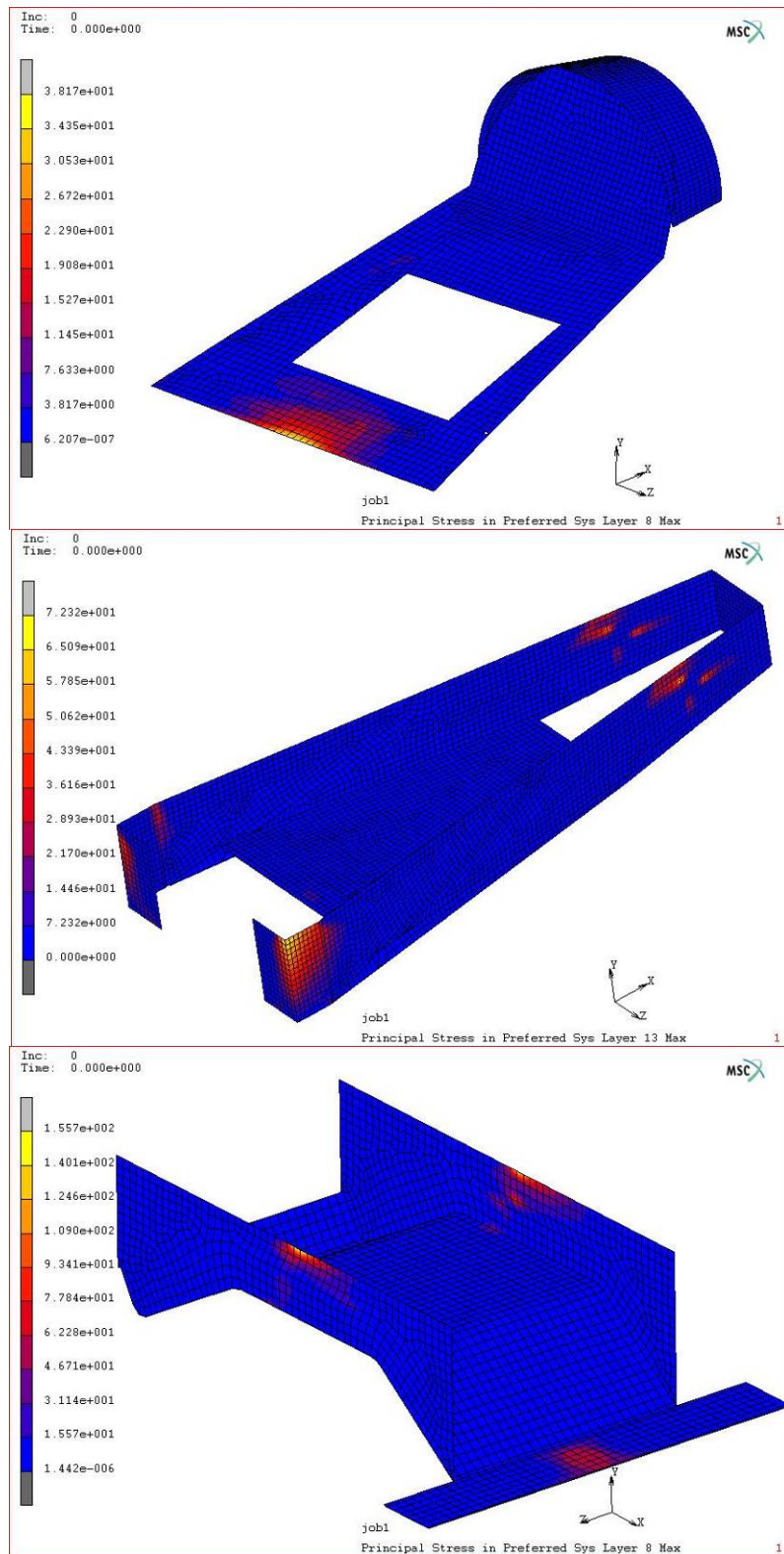


Fig.51 Diferents imatges de les tensions en la direcció principal de la làmina

Deformació Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

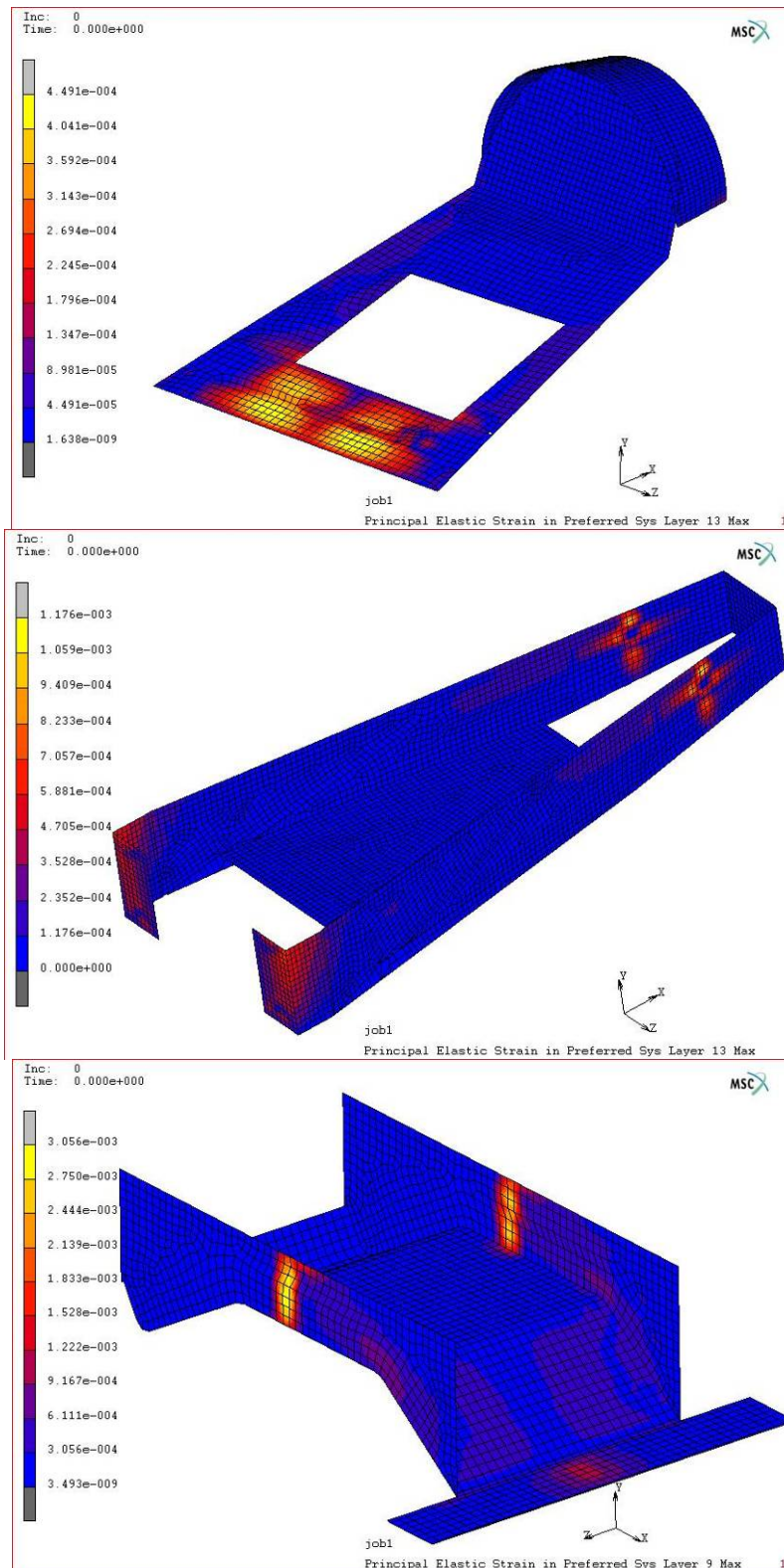


Fig.52 Diferents imatges de les deformacions en la direcció principal de la làmina

1º Índex de falla. Teorema de falla de màxima tensió

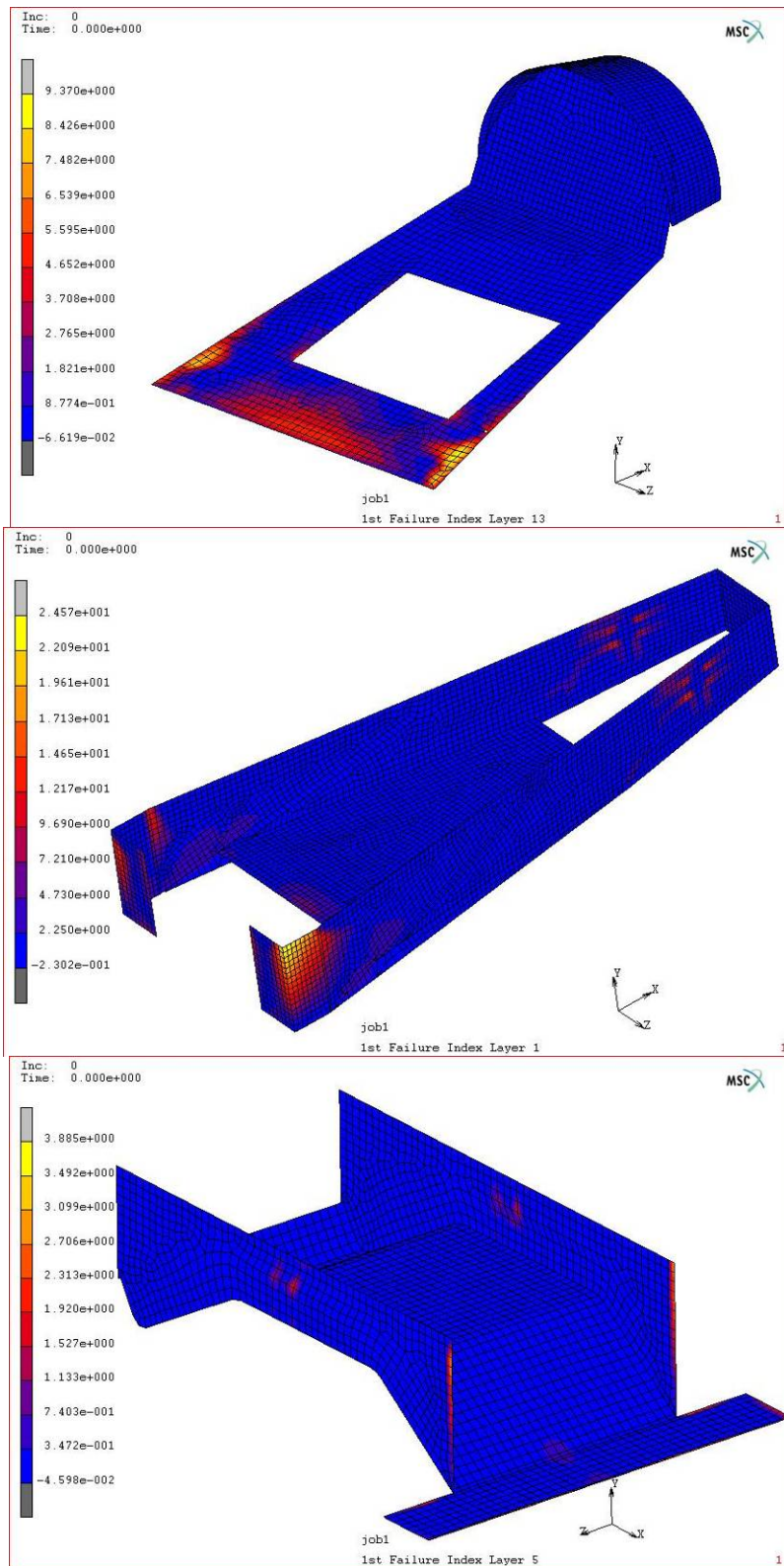


Fig.53 Diferents imatges del mode de falla de màxima tensió

2º Índex de falla. Teorema de falla de màxima deformació

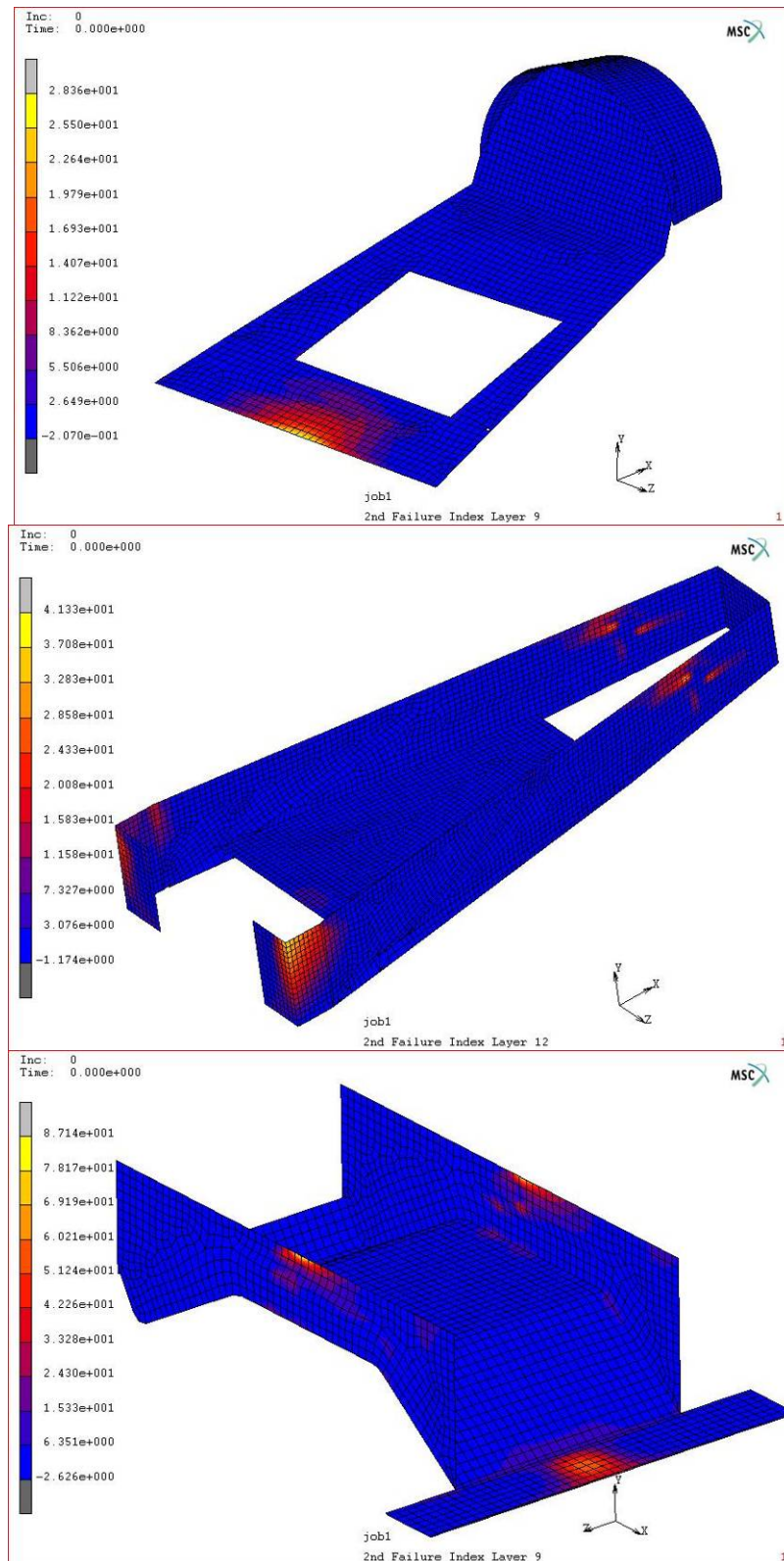


Fig.54 Diferents imatges del mode de falla de màxima deformació

Conclusió del cas

Tornem a trobar un cas a on la deformada ve clarament marcada per la forma de la força aplicada. En aquest cas, el tipus de força, aplicada sobre una zona que en els altres casos ja es veia com una de les més complicades, fa que es remarqui encara més la forma que pren el vehicle.

El pont davanter sofreix concentració de tensions i deformacions en la zona del bloqueig, però també hi arriba l'efecte que provoca ser una zona molt pròxima al punt d'aplicació de la força, així doncs, apareix una nova zona problemàtica a la part central de la cara plana inferior del prototip.

Aquest efecte que succeeix en el pont davanter també es trasllada a la zona del habitacle, a on veiem una clara zona a on els índex de falla son elevats, així com les tensions i les deformacions, i que es correspon clarament a la zona a on s'aplica la força.

Els laterals presenten una zona particularment carregada al canvi de geometria de la part que separa el pont davanter de l'habitacle, de la mateixa manera que, com en els altres casos, apareix carregat la part del bloqueig.

Es segueixen manifestant una sèrie de zones problemàtiques, donades en gran part per la semblança entre els casos plantejats, però que numèricament veiem que no presenten cap tipus de inconvenient per validar, un cop més l'anàlisi plantejat.

D.6.6 Cas de la carrosseria en funcionament (3 rodes)

En les següents imatges veiem els desplaçaments sobre la deformada. Per una millor visualització, la deformada s'ha augmentat 95 cops la realitat. El desplaçament real correspon a 1,29 mm.

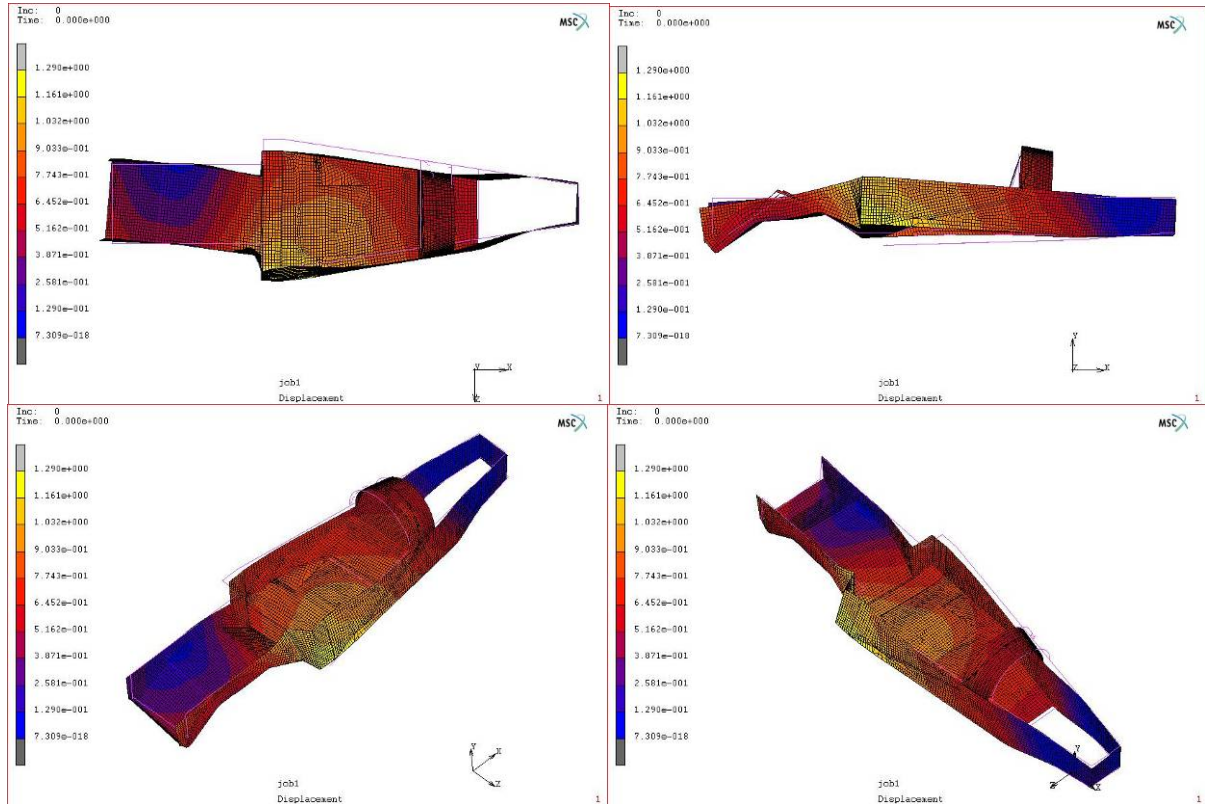


Fig.55 Diferents imatges de la deformada del model sobre el desplaçament

Seguidament mostrem les taules que reflecteixen els valors de les tensions i deformacions més elevades , així com els corresponents índexs de falla per a cadascuna de les parts del model analitzada, mostrant a quina capa del seu laminat corresponen.

| PONT DAVANTER | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 28,71 | 0,001069 | 11,26 | 25,87 |
| capa 2 | 90° | 43,92 | 0,001086 | 14,67 | 18,58 |
| capa 3 | 0° | 27,73 | 0,001083 | 10,96 | 24,96 |
| capa 4 | 90° | 42,41 | 0,00108 | 14,79 | 18,56 |
| capa 5 | nomex | 5,33 | 0,000935 | 2,27 | 6,49 |
| capa 6 | 90° | 31,28 | 0,000854 | 19,56 | 16,41 |
| capa 7 | 0° | 29,25 | 0,000854 | 11,89 | 19,79 |
| capa 8 | 90° | 31,79 | 0,000854 | 19,68 | 16,83 |
| capa 9 | 0° | 30,47 | 0,000854 | 12,06 | 20,66 |
| HABITACLE DEL PILOT | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 18,25 | 0,000319 | 6,23 | 11,55 |
| capa 2 | 90° | 19,26 | 0,000318 | 5,47 | 11,12 |
| capa 3 | 0° | 18,15 | 0,000317 | 6,13 | 11,38 |
| capa 4 | 90° | 19,01 | 0,000317 | 5,46 | 10,8 |
| capa 5 | 0° | 18,05 | 0,000316 | 6,03 | 11,2 |
| capa 6 | 90° | 18,76 | 0,000315 | 5,44 | 10,49 |
| capa 7 | NOM | 4,93 | 0,000297 | 0,98 | 2,96 |
| capa 8 | 90° | 12,43 | 0,000279 | 5,46 | 9,03 |
| capa 9 | 0° | 15,45 | 0,000279 | 3,41 | 7,81 |
| capa 10 | 90° | 12,62 | 0,000278 | 5,46 | 9,02 |
| capa 11 | 0° | 15,35 | 0,000277 | 3,45 | 7,88 |
| capa 12 | 90° | 12,8 | 0,000276 | 5,47 | 9,01 |
| capa 13 | 0° | 15,25 | 0,00027 | 3,59 | 7,95 |
| LATERALS I ZONA POSTERIOR | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 61,74 | 6,262 | 13,85 | 15,56 |
| capa 2 | 90° | 24,49 | 6,241 | 8,6 | 35,18 |
| capa 3 | 0° | 61,26 | 6,221 | 13,83 | 14,98 |
| capa 4 | 90° | 23,53 | 6,2 | 8,42 | 34,85 |
| capa 5 | 0° | 60,78 | 6,179 | 13,82 | 12,84 |
| capa 6 | 90° | 22,82 | 6,158 | 8,24 | 34,53 |
| capa 7 | NOM | 14,8 | 5,313 | 5,38 | 4,06 |
| capa 8 | 90° | 18 | 5,041 | 7,69 | 21,32 |
| capa 9 | 0° | 40,94 | 5,038 | 13,08 | 10,39 |
| capa 10 | 90° | 18,51 | 5,035 | 7,82 | 20,48 |
| capa 11 | 0° | 40,46 | 5,032 | 13,06 | 10,68 |
| capa 12 | 90° | 19,02 | 5,03 | 7,95 | 20,63 |
| capa 13 | 0° | 39,98 | 5,027 | 13,04 | 10,97 |

Taula 16 Quadre de valors de tensió, deformació i índexs de falla

S'ha seleccionat la capa més desfavorable de cadascun dels casos i zones estudiades i seguidament es mostra la imatge que li correspon

Tensió Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

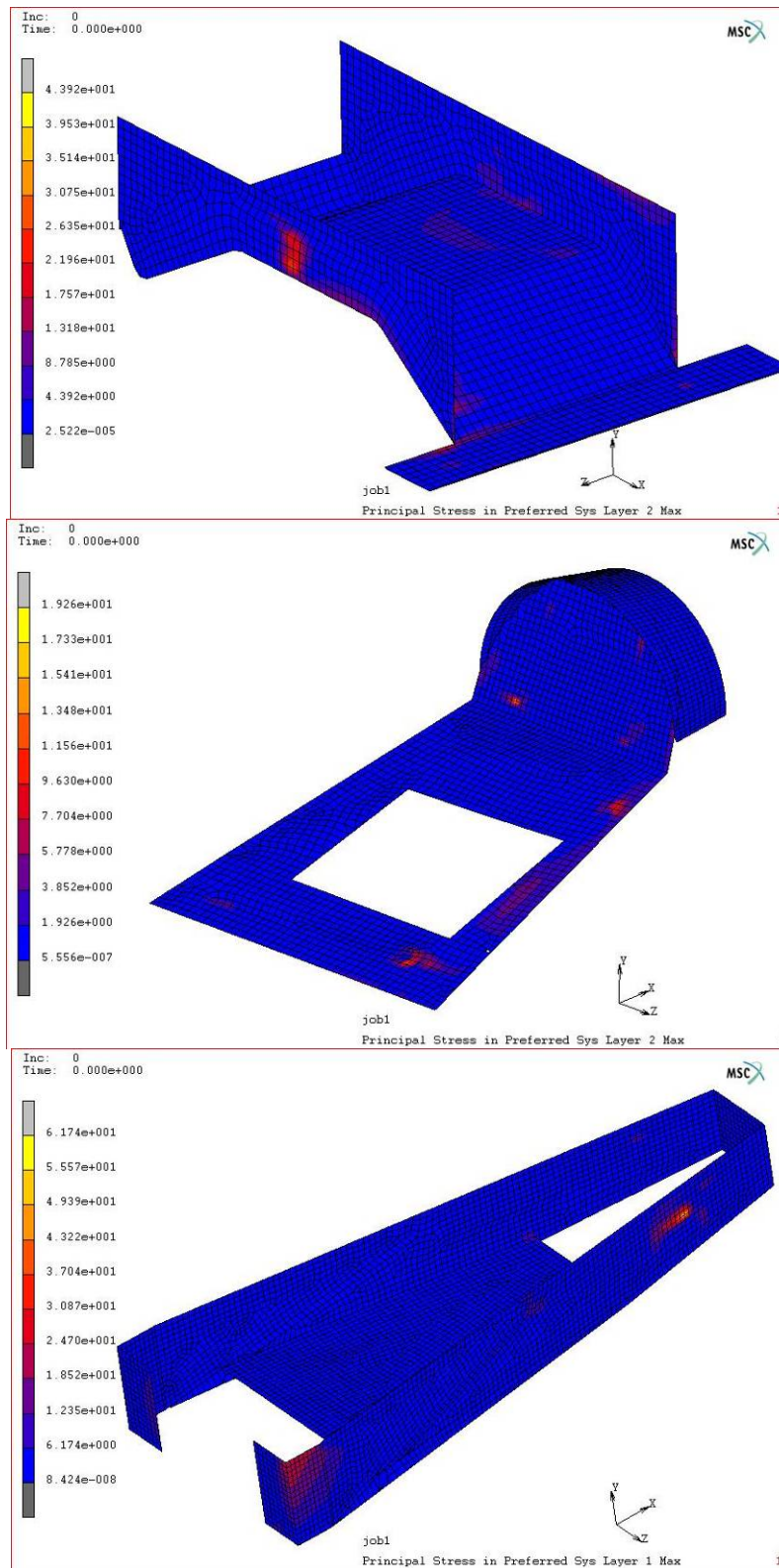


Fig.56 Diferents imatges de les tensions en la direcció principal de la làmina

Deformació Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

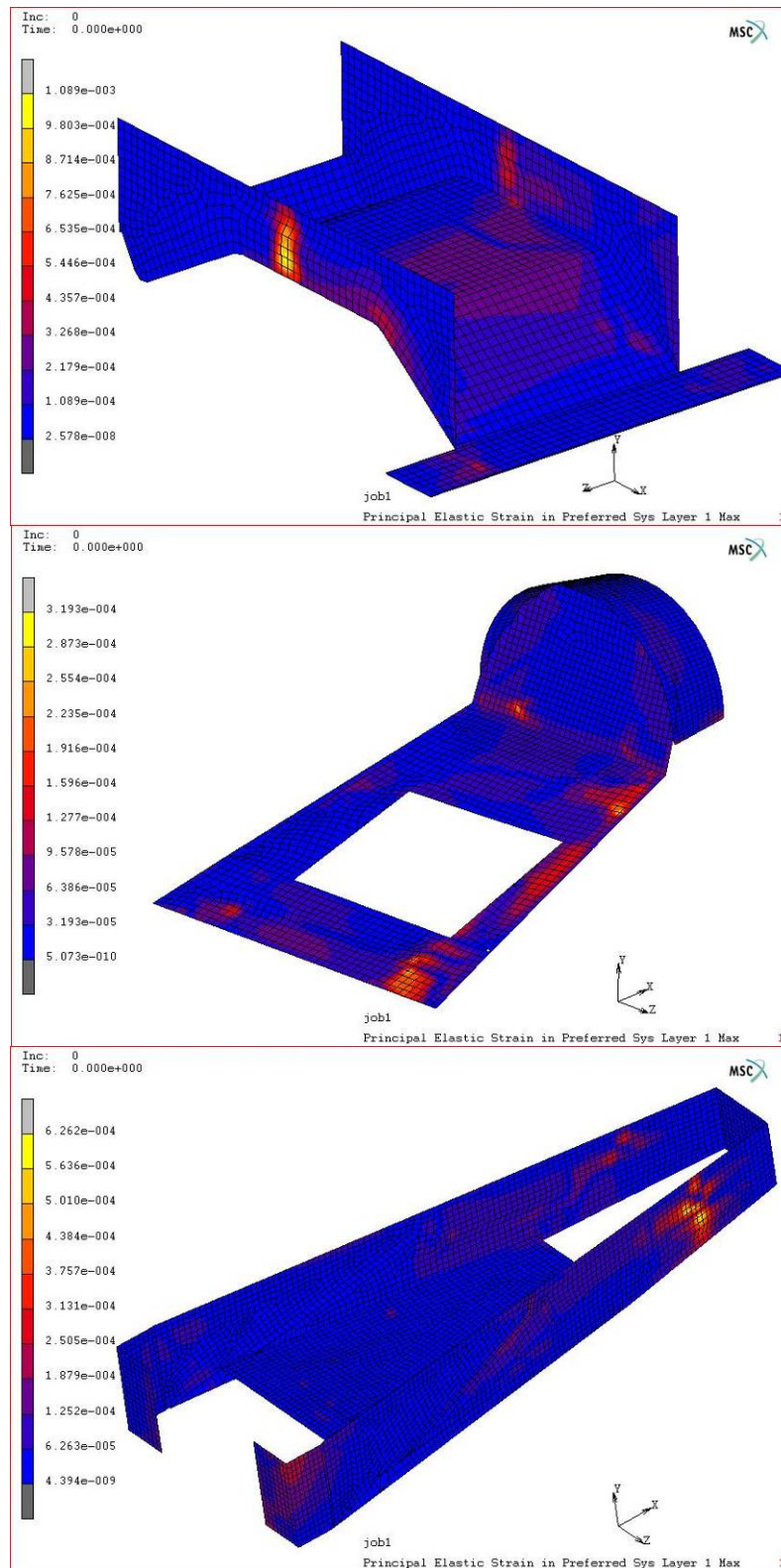


Fig.57 Diferents imatges de les deformacions en la direcció principal de la làmina

1º Índex de falla. Teorema de falla de màxima tensió

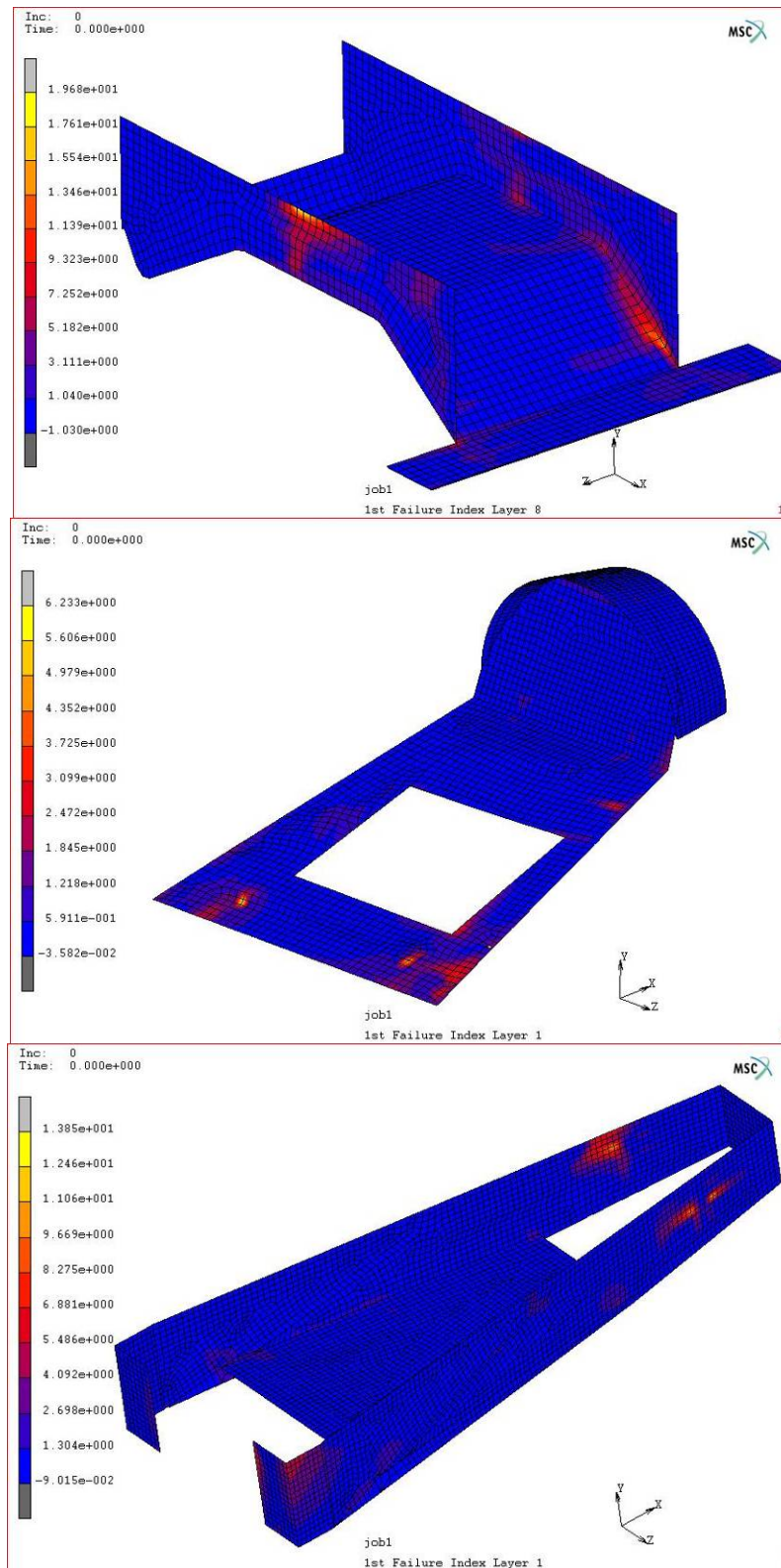


Fig.58 Diferents imatges del mode de falla de màxima tensió

2º Índex de falla. Teorema de falla de màxima deformació

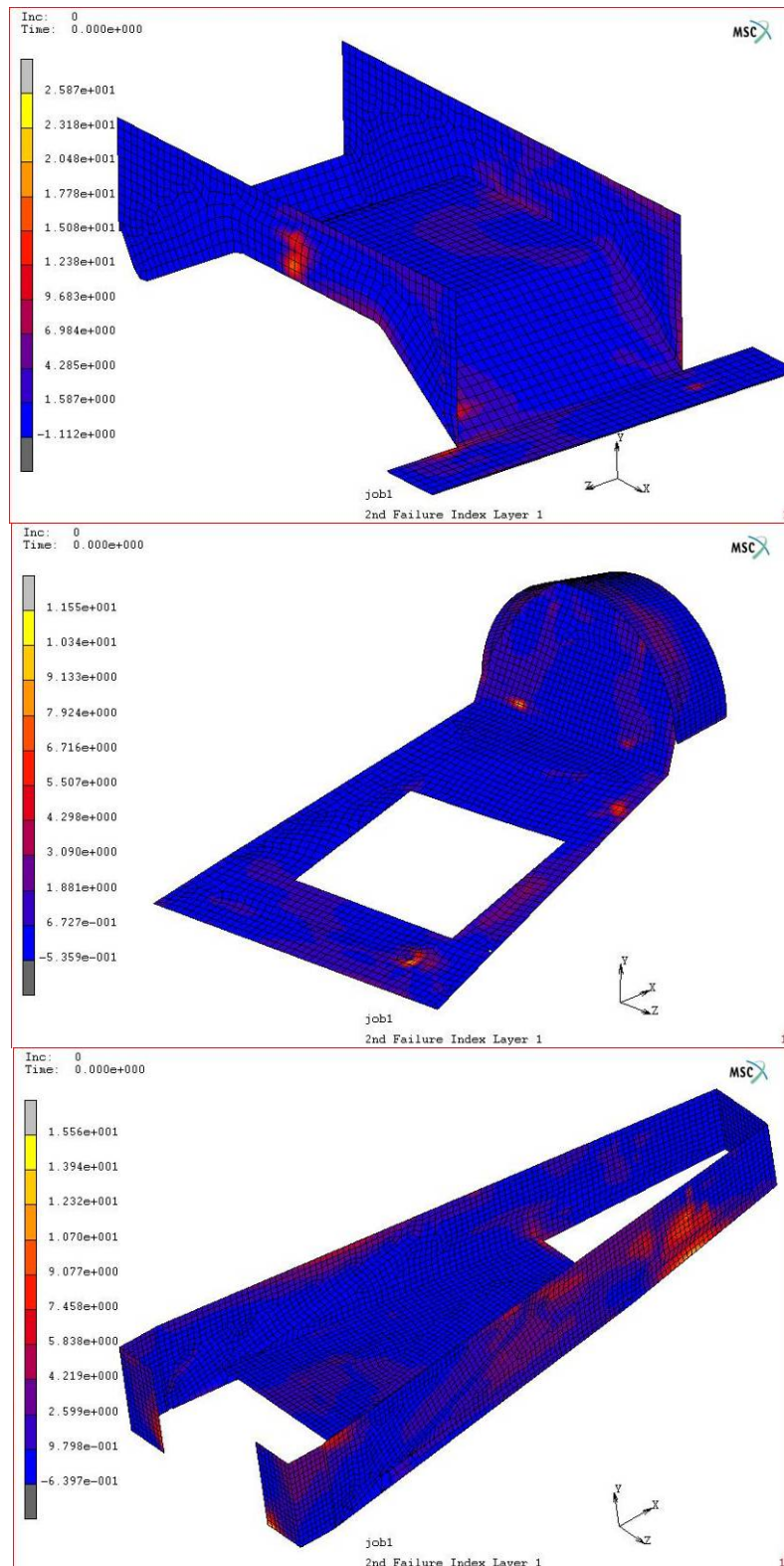


Fig.59 Diferents imatges del mode de falla de màxima deformació

Conclusió del cas

Per el que a desplaçaments refereix, veiem clarament que el canvi del tipus de forces aplicades fan que l'esquema de la deformada canvi també. Veiem que l'efecte de la acceleració lateral és molt elevada, i que afecta de forma molt especial la part del pont davanter que tenim entre l'habitacle i la zona de bloqueig i la part del lateral posterior en que no hi ha plataforma de suport del motor.

En el pont davanter tenim com a zones carregades la base i els angles que forma aquesta amb els laterals del pont, però també no cal menysprear la concentració que, com en cada cas, trobem en la zona a on posicionaríem els eixos davanters.

La zona del habitacle del pilot presenta molts punts amb uns valors moderadament alts. Això és degut a que en el cas que ens ocupa aquesta peça té molt de pes com a element estructural, doncs és la peça que suporta directament l'efecte de la força lateral, passant a tenir un paper molt més fonamental en aquest cas que en els altres.

En els laterals trobem dues zones a on focalitzar la nostra atenció. La primera és la cantonada que trobem en la zona del habitacle del pilot, i la segona la trobem entre el punt a on posicionaríem l'eix i la zona en que ja hi ha la plataforma de suport. Aquest lateral queda molt sotmés a les diferents acceleracions, i el fet d'observar que és una zona que es deforma molt i que presenta valors moderadament alts en el segon índex de falla va motivar a considerar un cas de vincament dins de l'anàlisi.

La configuració de materials utilitzada, però, no té cap tipus de problema per superar aquest cas.

D.6.7 Cas de la carrosseria en funcionament (2 rodes)

En les següents imatges veiem els desplaçaments sobre la deformada. Per una millor visualització, la deformada s'ha augmentat 53 cops la realitat. El desplaçament real correspon a 2,30 mm.

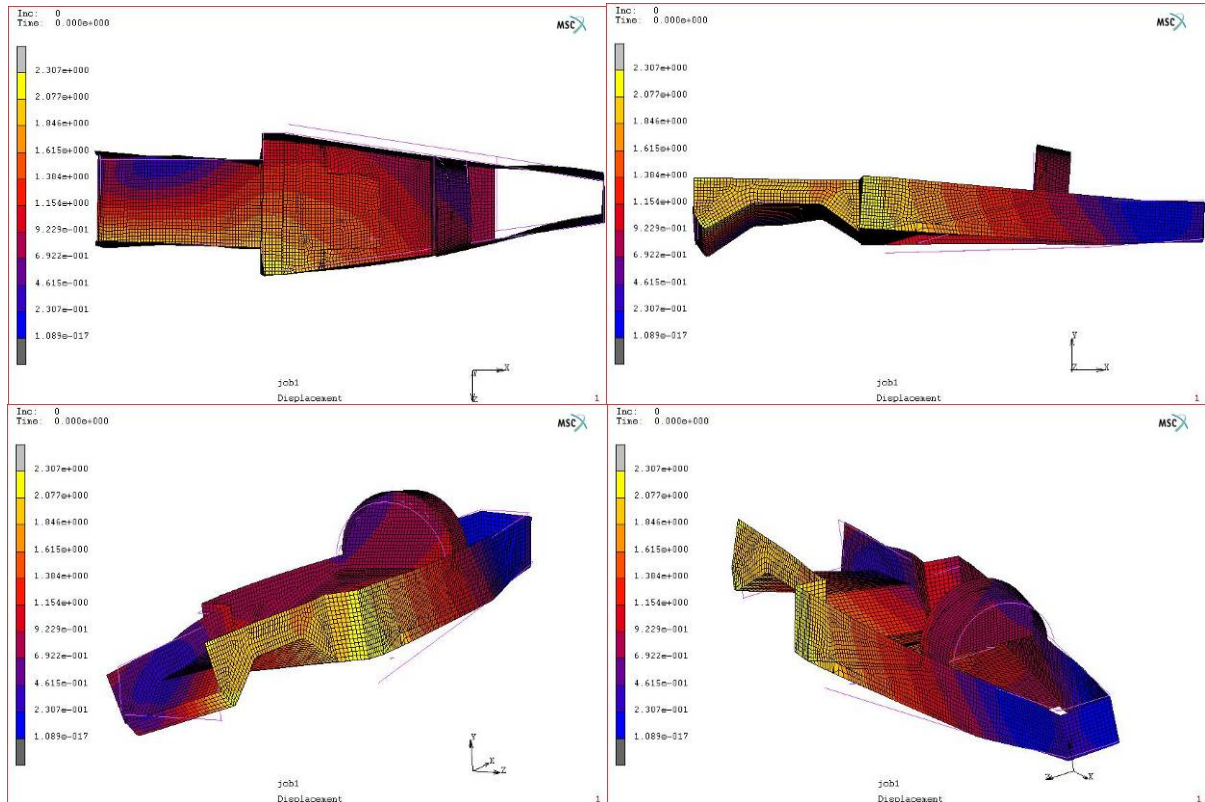


Fig.60 Diferents imatges de la deformada del model sobre el desplaçament

Observem que la part més crítica és la secció central del vehicle, donat a que és a on s'aplica tot el pes.

Seguidament mostrem les taules que reflecteixen els valors de les tensions i deformacions més elevades , així com els corresponents índexs de falla per a cadascuna de les parts del model analitzada, mostrant a quina capa del seu laminat corresponen.

| PONT DAVANTER | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 48,76 | 0,001071 | 31,12 | 46,38 |
| capa 2 | 90° | 70,84 | 0,001066 | 14,17 | 34,42 |
| capa 3 | 0° | 48,14 | 0,001061 | 30,1 | 44,79 |
| capa 4 | 90° | 68,41 | 0,001056 | 13,68 | 33,75 |
| capa 5 | nomex | 38,15 | 0,0008282 | 1,73 | 54,47 |
| capa 6 | 90° | 40,28 | 0,0009116 | 33,58 | 42,39 |
| capa 7 | 0° | 69,63 | 0,0009179 | 17,32 | 27,67 |
| capa 8 | 90° | 41,63 | 0,0009243 | 34,36 | 44,18 |
| capa 9 | 0° | 72,65 | 0,0009307 | 17,47 | 28,4 |
| HABITACLE DEL PILOT | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 23,3 | 0,000409 | 7,61 | 17,02 |
| capa 2 | 90° | 28,79 | 0,000407 | 8,97 | 15,96 |
| capa 3 | 0° | 22,8 | 0,000405 | 7,6 | 16,87 |
| capa 4 | 90° | 28,58 | 0,000404 | 8,95 | 15,53 |
| capa 5 | 0° | 22,31 | 0,000402 | 7,58 | 16,72 |
| capa 6 | 90° | 28,37 | 0,0004 | 8,93 | 15,09 |
| capa 7 | NOM | 5,75 | 0,000357 | 1,14 | 3,148 |
| capa 8 | 90° | 19,77 | 0,000315 | 9,05 | 10,04 |
| capa 9 | 0° | 17,63 | 0,000313 | 6,77 | 9,9 |
| capa 10 | 90° | 19,56 | 0,000311 | 9,06 | 10,03 |
| capa 11 | 0° | 17,62 | 0,00031 | 6,71 | 9,71 |
| capa 12 | 90° | 19,34 | 0,000308 | 9,06 | 10,03 |
| capa 13 | 0° | 17,61 | 0,000306 | 6,64 | 9,63 |
| LATERALS I ZONA POSTERIOR | | | | | |
| Numero de capa | Orientació / material | Tensió màxima | Deformació màxima | Index de falla 1 | Index de falla 2 |
| capa 1 | 0° | 83,35 | 0,0009319 | 20,74 | 20,02 |
| capa 2 | 90° | 35,63 | 0,0009293 | 10,84 | 47,18 |
| capa 3 | 0° | 82,78 | 0,0009266 | 20,72 | 19,87 |
| capa 4 | 90° | 35,35 | 0,000924 | 10,61 | 46,8 |
| capa 5 | 0° | 82,22 | 0,0009214 | 20,69 | 19,71 |
| capa 6 | 90° | 35,08 | 0,0009187 | 10,39 | 46,42 |
| capa 7 | NOM | 11,62 | 0,0008121 | 5,78 | 3,805 |
| capa 8 | 90° | 26,12 | 0,0007956 | 11,52 | 30,64 |
| capa 9 | 0° | 58,74 | 0,0007955 | 19,73 | 14,78 |
| capa 10 | 90° | 26,32 | 0,0007954 | 11,68 | 30,23 |
| capa 11 | 0° | 58,18 | 0,0007953 | 19,71 | 15,15 |
| capa 12 | 90° | 26,96 | 0,0007952 | 11,84 | 29,82 |
| capa 13 | 0° | 57,61 | 0,000795 | 19,68 | 15,51 |

Taula 17 Quadre de valors de tensió, deformació i índexs de falla

S'ha seleccionat la capa més desfavorable de cadascun dels casos i zones estudiades i seguidament es mostra la imatge que li correspon

Tensió Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

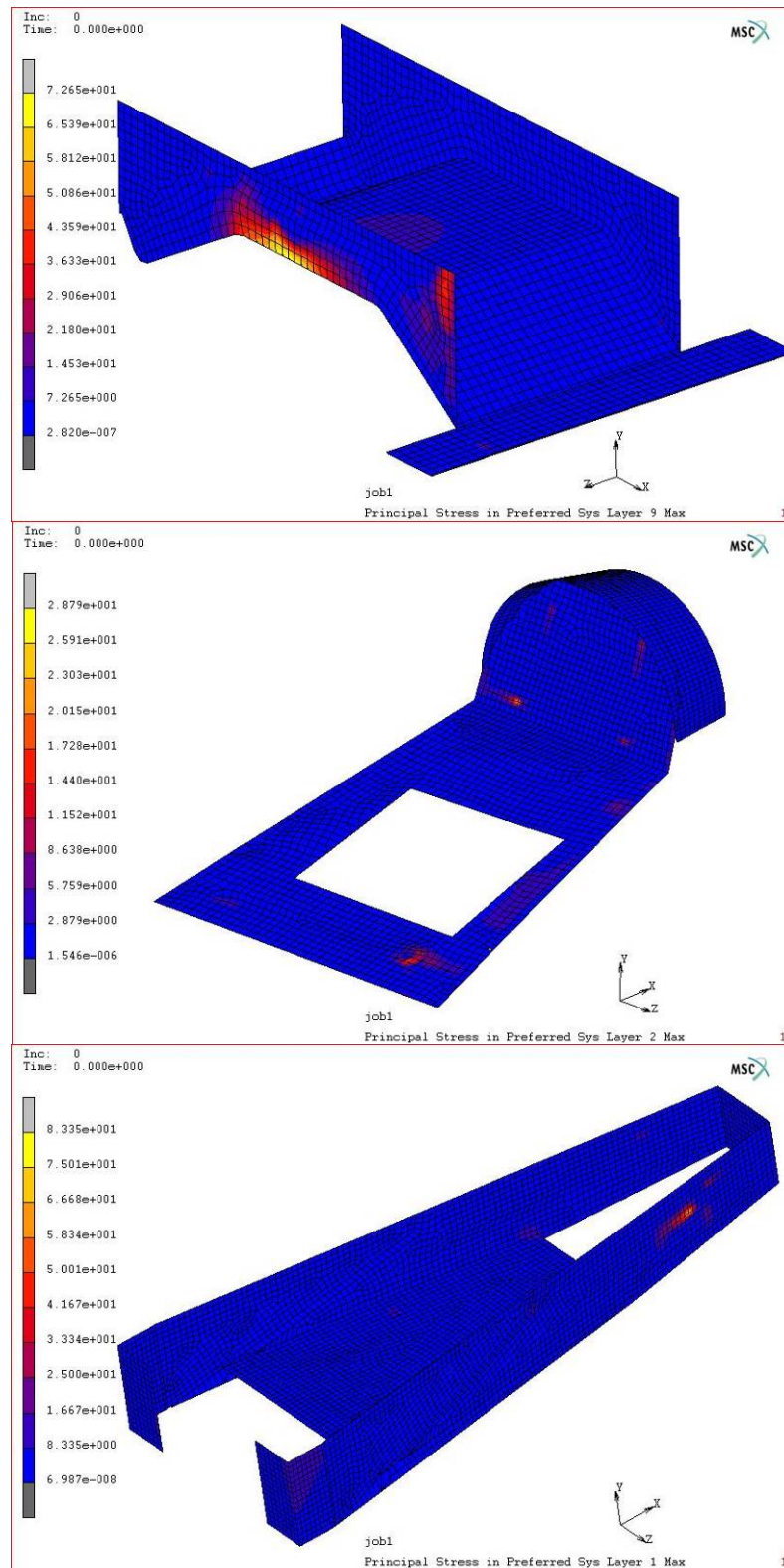


Fig.61 Diferents imatges de les tensions en la direcció principal de la làmina

Deformació Principal màxima en coordenades locals de la fibra.

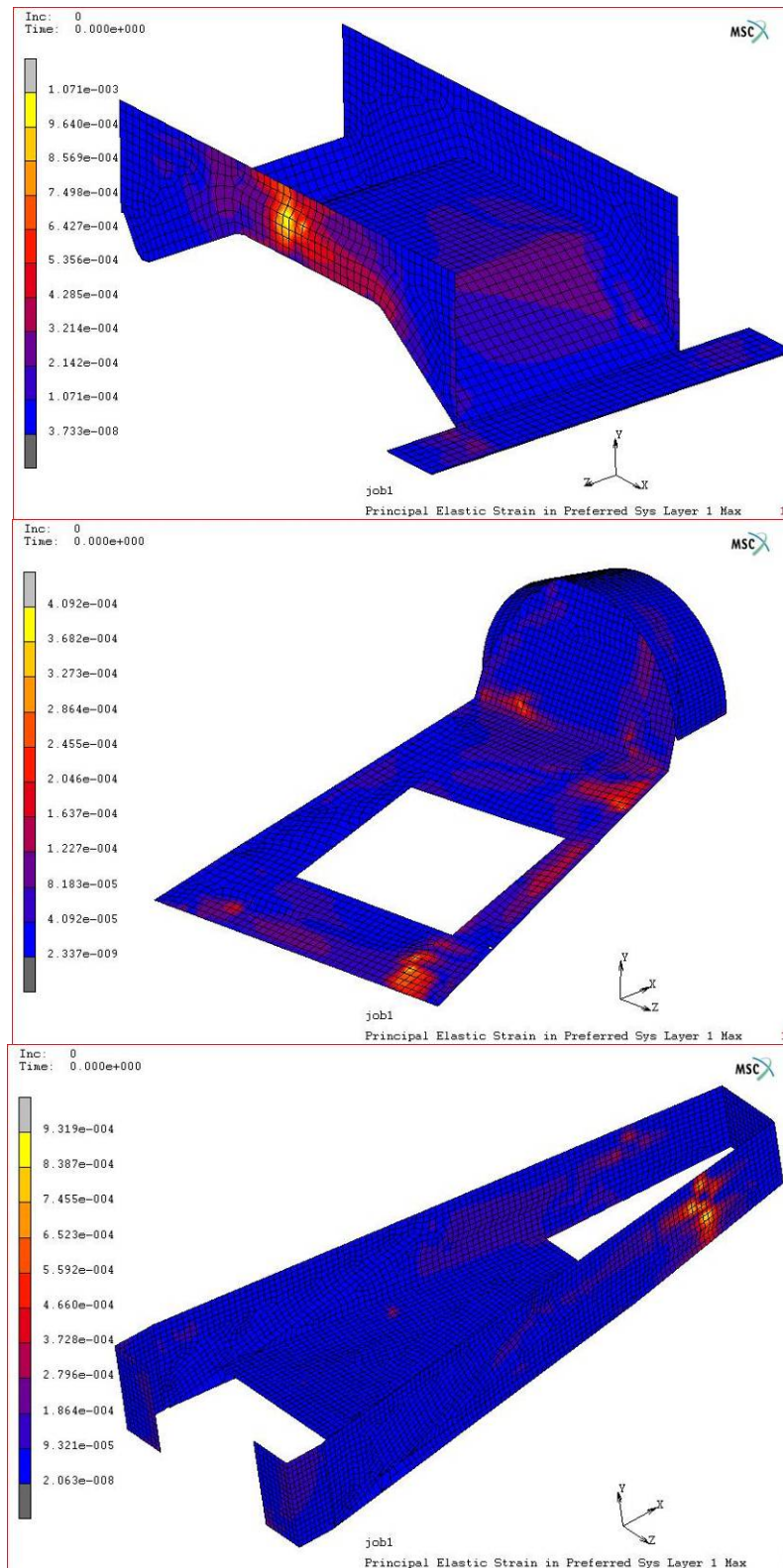


Fig.62 Diferents imatges de les deformacions en la direcció principal de la làmina

1º Índex de falla. Teorema de falla de màxima tensió

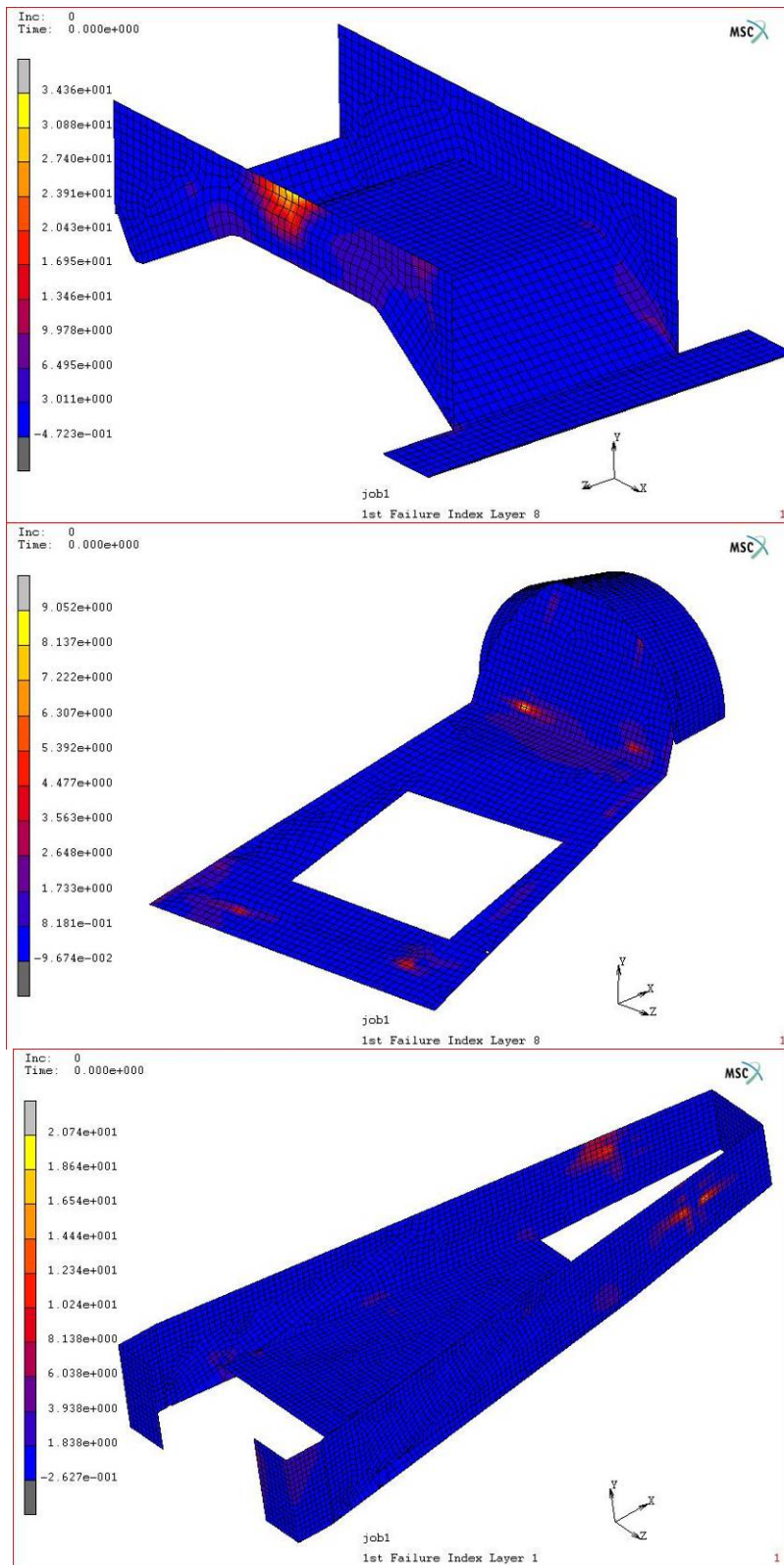


Fig.63 Diferents imatges del mode de falla de màxima tensió

2º Índex de falla. Teorema de falla de màxima deformació

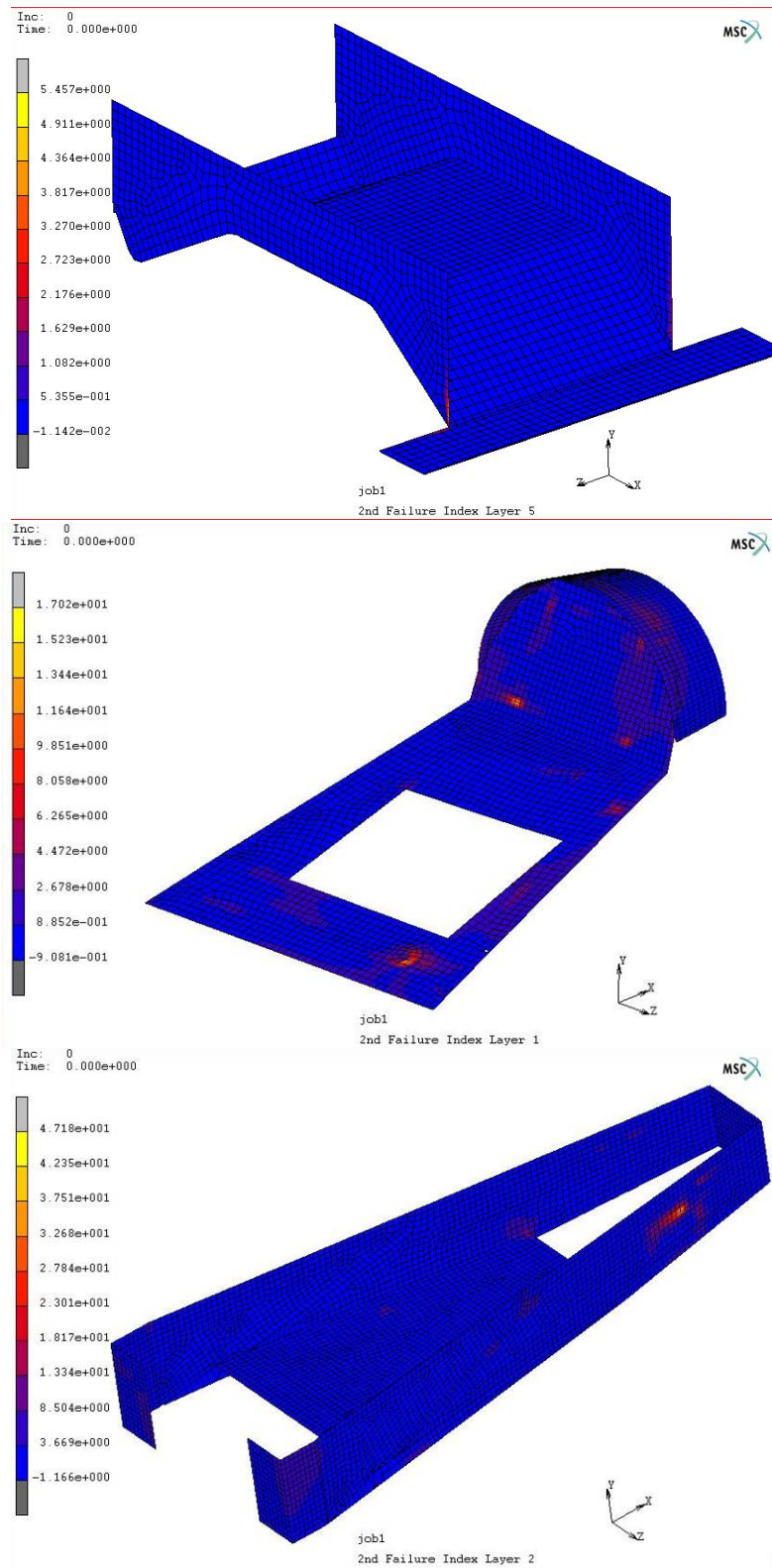


Fig.64 Diferents imatges del mode de falla de màxima deformació

Conclusió del cas

En la deformada, el canvi de condicions de contorn en l'eix de davant deixa clarament petjada, passant a ser l'efecte predominant la torsió del xassís provocada per la desalineació d'eixos en el sentit longitudinal del vehicle. Aquest recargolament es sobreposa a l'efecte de desplaçament lateral que desniem fins ara.

En el pont davanter, la zona crítica és la mateixa que en els altres casos, presentant la particularitat de concentrar-se tan sols en el lateral que està bloquejat, quedant l'altre completament lliure.

El respall i el reposacaps segueixen tenint una funció estructural molt important, al igual que en el cas anterior, passant totes les zones especialment carregades al mateix lateral a on fixem els desplaçaments.

Els laterals i la zona posterior apareixen molt menys carregats que en la resta de casos, no podent-ne nombrar cap zona especialment complicada apart de la zona específica de bloqueig.

Altres cops, hem aconseguit un model que supera les condicions establertes en l'anàlisi.

D.6.8 Cas de la carrosseria en funcionament (vinclament)

Les imatges següents mostren el model sotmès a un càlcul de vinclament. En la taula s'ha resumit cadascun dels valors corresponents als modes de vinclament. Aquests valors indiquen que, per produir-se la deformació que es veu a les imatges, la càrrega hauria de ser tants cops com indica el valor superior a la actual.

| Mode de vinclament | Valor |
|---------------------------|--------------|
| Mode nº 1 | 18.46 |
| Mode nº 2 | 27.77 |
| Mode nº 3 | 31.15 |
| Mode nº 4 | -33.39 |
| Mode nº 5 | -38.52 |
| Mode nº 6 | -39.09 |

Taula 18 Quadre amb els diferents valors dels modes de vinclament

Dels valors que indica la taula, veiem que la majoria de modes ens permeten un més que acceptable marge de seguretat, suficient per negligir un anàlisi no lineal del model

Com a característica particular observem que molts modes son negatius, això és donat a que l'eix de coordenades està situat al centre del model, i vol dir que les forces han de venir del sentit contrari al que venen actualment. Això es perfectament acceptable en el nostre cas, ja que si agafem la corba "a esquerres" enlloc de " a dretes" com està simulat actualment, ja tenim un canvi de sentit en la direcció transversal. El mateix passaria en el cas de que enlloc de suposar la frenada com a càrrega determinant, suposéssim l'acceleració del vehicle. L'eix longitudinal també sofriria un canvi de sentit de mateix tipus.

Per el que mostren les imatges, veiem 2 zones crítiques en quan a vinclament. La primera fa referència al lateral, concretament en la zona posterior, a l'alçada on trobariem la cadena de transmissió. Era d'esperar aquest mode de vinclament, però veiem per el valor del mode que estem lluny d'arribar-hi.

El següent punt que observem és pròxim al pont davanter, i també era d'esperar donada la configuració geomètrica d'aquesta zona.

Imatges dels 6 modes de vinclament escollits per el model

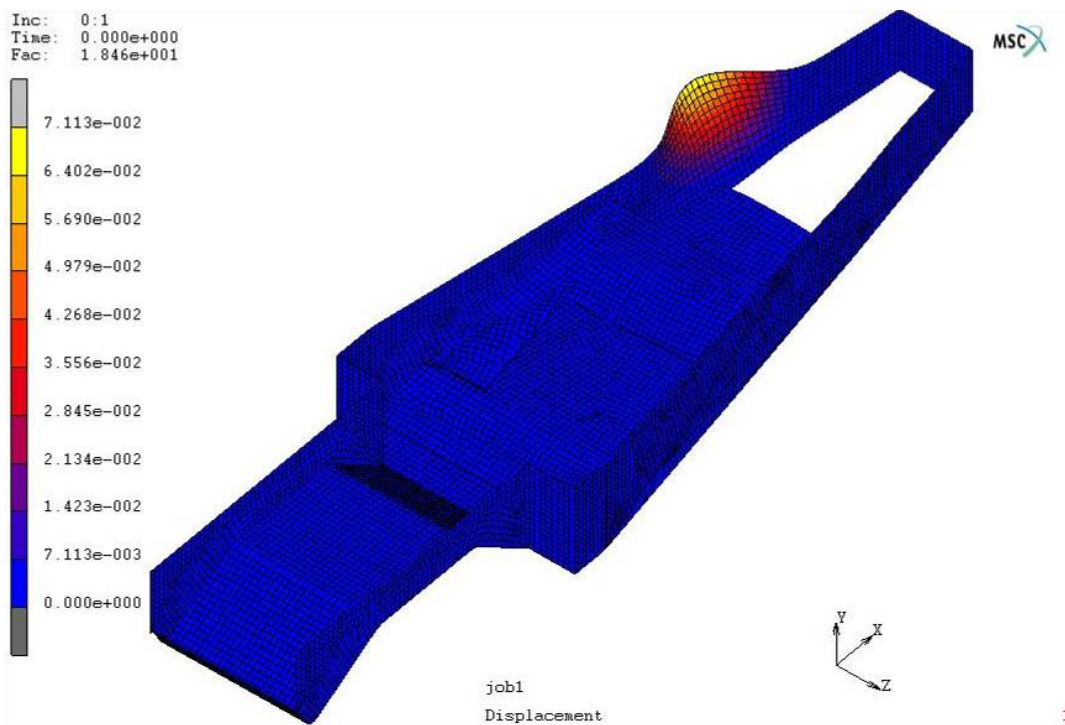


Fig.65 Imatge de la deformada per el primer mode de vinclament

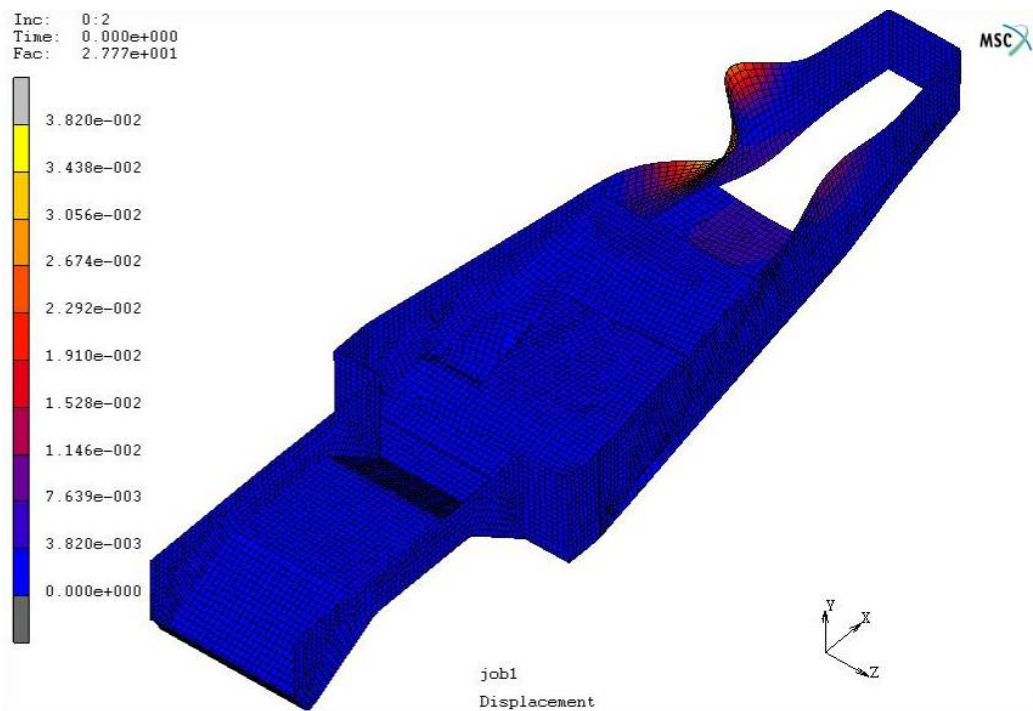


Fig.66 Imatge de la deformada per el segon mode de vinclament

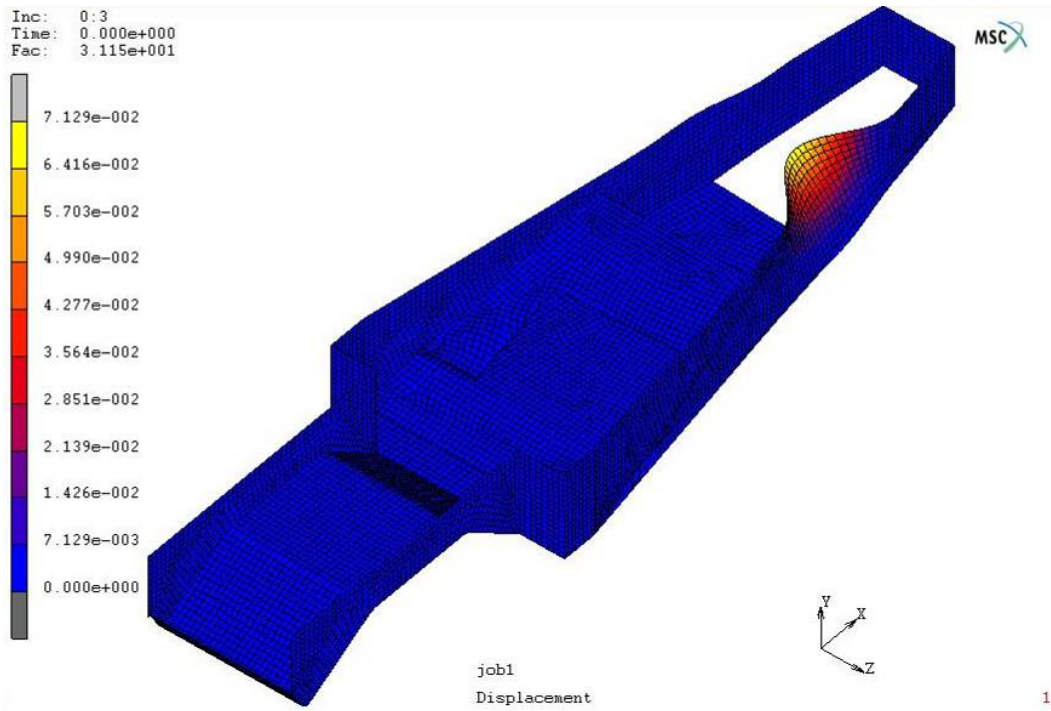


Fig.67 Imatge de la deformada per el tercer mode de vinclament

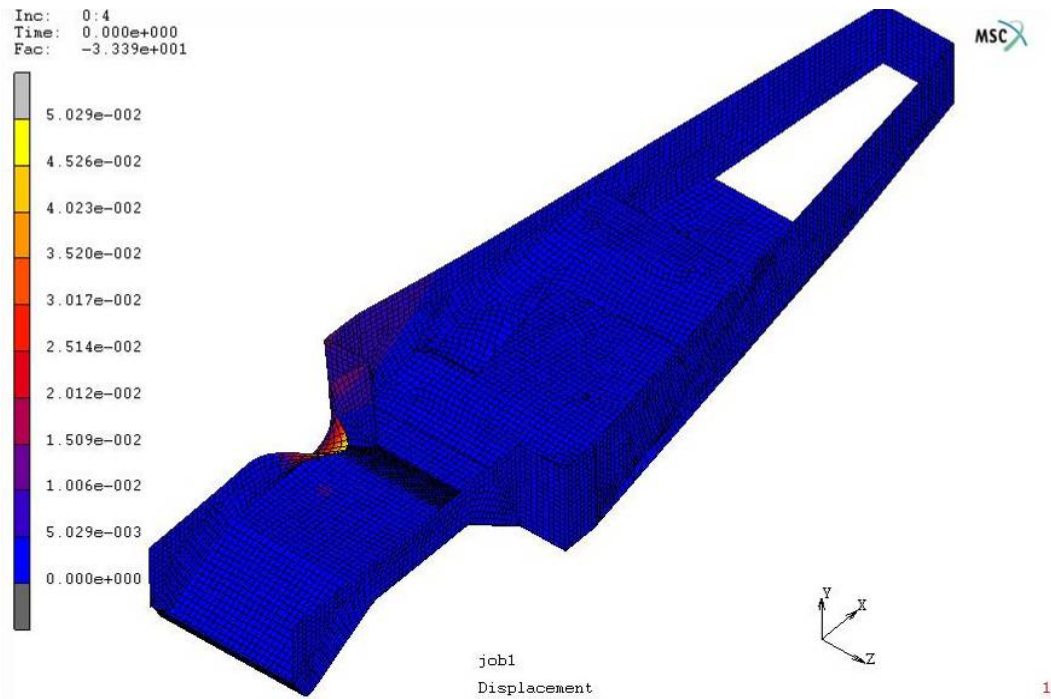


Fig.68 Imatge de la deformada per el quart mode de vinclament

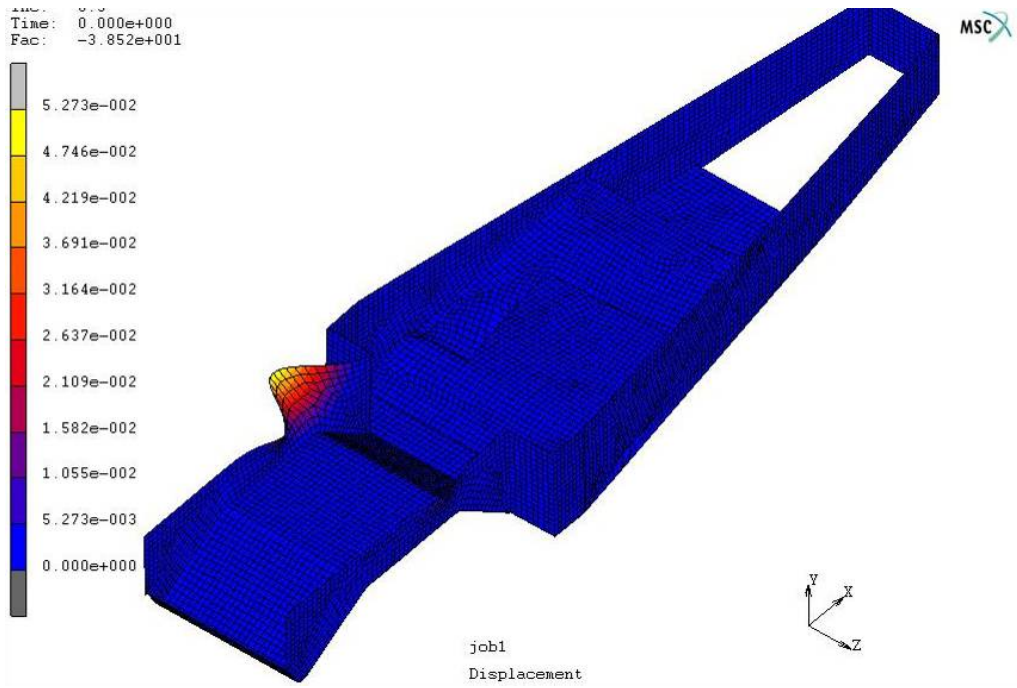


Fig.69 Imatge de la deformada per el cinque mode de vinclament

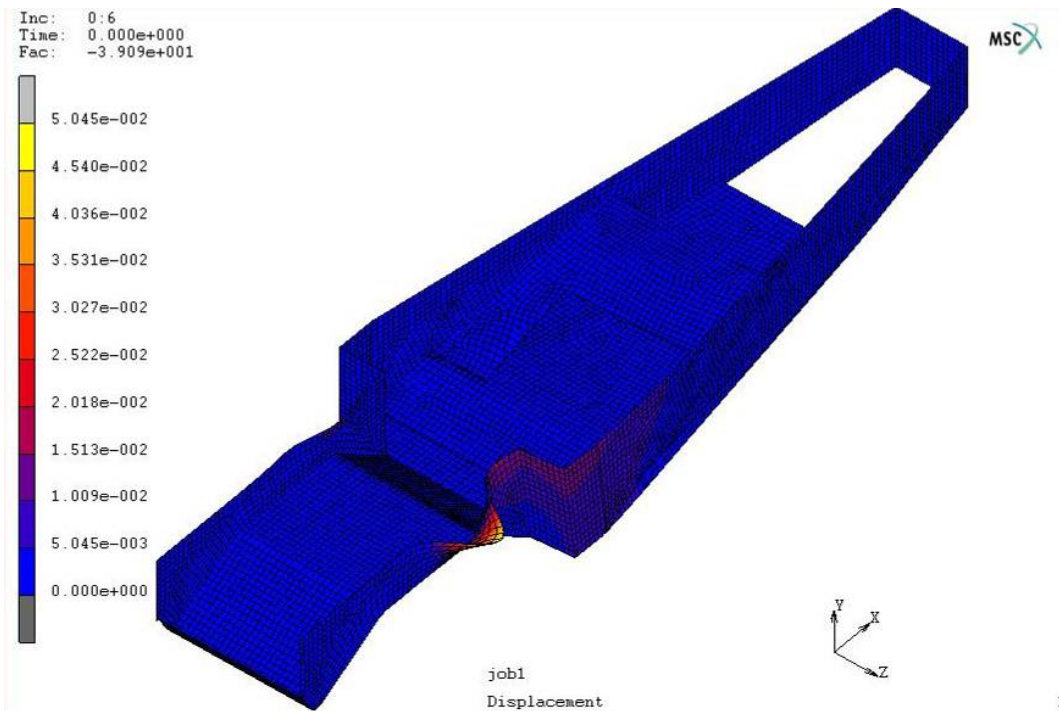


Fig.70 Imatge de la deformada per el sisé mode de vinclament

D.6.9 Cas de la rigidesa torsional del vehicle

Resultats de l'assaig experimental

La següent taula mostra els diferents valors obtinguts al llarg del experiment, en que s'han portat a terme dos assaig, en que s'ha anat augmentant de forma controlada la força aplicada i hem llegit el desplaçament a través del rellotge comparador.

| | VALORS EXTRETS DIRECTAMENT DE L'ANÀLISI | | | | | | |
|----------|---|-------|-----------------|--------------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|
| | FORÇA APLICADA | | FORÇA MITJA (N) | DISTÀNCIA APLICACIÓ (mm) | PARELL GENERAT (Nmm) | LECTURA RELLOTGE (mm) | DISTÀNCIA LECTURA (mm) |
| | F1(N) | F2(N) | | | | | |
| ASSAIG 1 | 20 | 22 | 21 | 440 | 18480 | 0,75 | 260 |
| | 50,5 | 51,5 | 51 | 440 | 44880 | 2 | 260 |
| | 74,5 | 74 | 74,25 | 440 | 65340 | 3,35 | 260 |
| | 102 | 100 | 101 | 440 | 88880 | 4,7 | 260 |
| ASSAIG 2 | 20 | 22 | 21 | 440 | 18480 | -0,04 | 147 |
| | 49,5 | 52 | 50,75 | 440 | 44660 | 0,5 | 147 |
| | 79 | 78 | 78,5 | 440 | 69080 | 1,25 | 147 |
| | 103 | 100 | 101,25 | 440 | 89100 | 2,9 | 147 |

Taula 19 Valors obtinguts del assaig realitzat amb el vehicle actual

Teòricament, el comportament hauria de ser lineal, però al llarg del muntatge hi ha una acumulació d'errors que fan que això no sigui del tot cert.

Tot i intentar evitar al màxim possible els errors, amb mesures com començar l'assaig amb una força de 20 Newtons per evitar la folgança de les trinxes i el petit joc de la barra que passa per els forats de la direcció, o col·locar el vehicle amb posició vertical per minimitzar l'efecte de la gravetat, aquest segueixen estant presents en el resultats.

Els valors obtinguts un cop tractades les dades mostren, almenys, un ordre de magnitud sobre la rigidesa torsional del vehicle.

Per obtenir els resultats, hem treballat amb la diferència de força aplicada entre els diferents trams del assaig, i la corresponent diferència de lectures del rellotge comparador que ens dona el desplaçament que ha experimentat la carrosseria degut a la força. La rigidesa torsional que busquem no és res més que el parell aplicat per angle girat del prototip.

| | FORÇA APLICADA | | FORÇA MITJA (N) | DISTÀNCIA APLICACIÓ (mm) | PARELL GENERAT (Nmm) | LECTURA RELLOTGE (mm) | DISTÀNCIA LECTURA (mm) | ANGLE GIRAT (°) | RIGIDESA TORSIONAL (Nmm/°) | MITJA ASSAIG (Nm/°) |
|----------|----------------|-------|-----------------|--------------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|----------------------------|---------------------|
| | F1(N) | F2(N) | | | | | | | | |
| ASSAIG 1 | 30,5 | 29,5 | 30 | 440 | 26400 | 1,25 | 260 | 0,00481 | 5491,19 | 4655,09 |
| | 24 | 22,5 | 23,25 | 440 | 20460 | 1,35 | 260 | 0,00519 | 3940,44 | |
| | 27,5 | 26 | 26,75 | 440 | 23540 | 1,35 | 260 | 0,00519 | 4533,62 | |
| ASSAIG 2 | 29,5 | 30 | 29,75 | 440 | 26180 | 0,54 | 147 | 0,00367 | 7126,77 | 4565,56 |
| | 29,5 | 26 | 27,75 | 440 | 24420 | 0,75 | 147 | 0,0051 | 4786,31 | |
| | 23,5 | 22 | 22,75 | 440 | 20020 | 1,65 | 147 | 0,01122 | 1783,59 | |

Taula 20 Valors obtinguts tractant les dades del assaig

Degut a les diferències obtingudes en els diferents assaigs, hem considerat oportú agafar els diferents valors i fer-ne directament una mitja, per treure'n el valor final. Podem veure que en els dos casos ens dona un valor mig molt semblant, i per tant, podem donar com a resultat experimental que la rigidesa torsional de la carrosseria autoportant es troba sobre els 4600 Nm/°.

Resultats de la simulació

Les següents imatges veiem la deformata del vehicle estacat per l'eix posterior i amb un parell de 23500 Nmm, corresponent a la mitja dels parells aplicats a l'assaig.

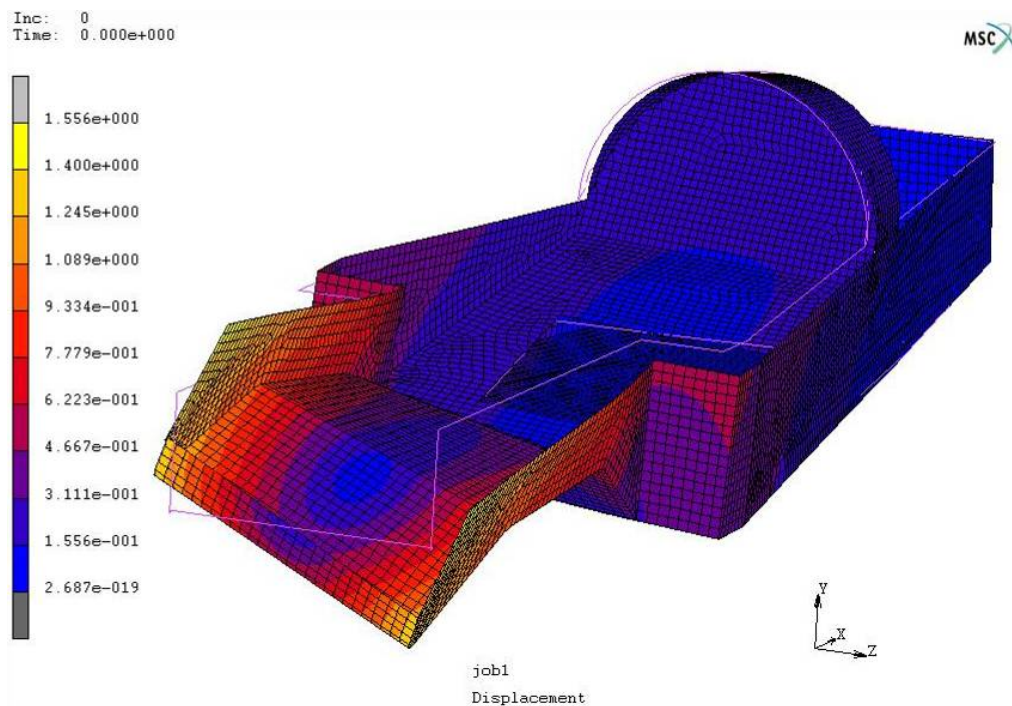


Fig.71 Imatge de la deformata amplificada 79 vegades

En la següent imatge es veu un detall del pont davanter

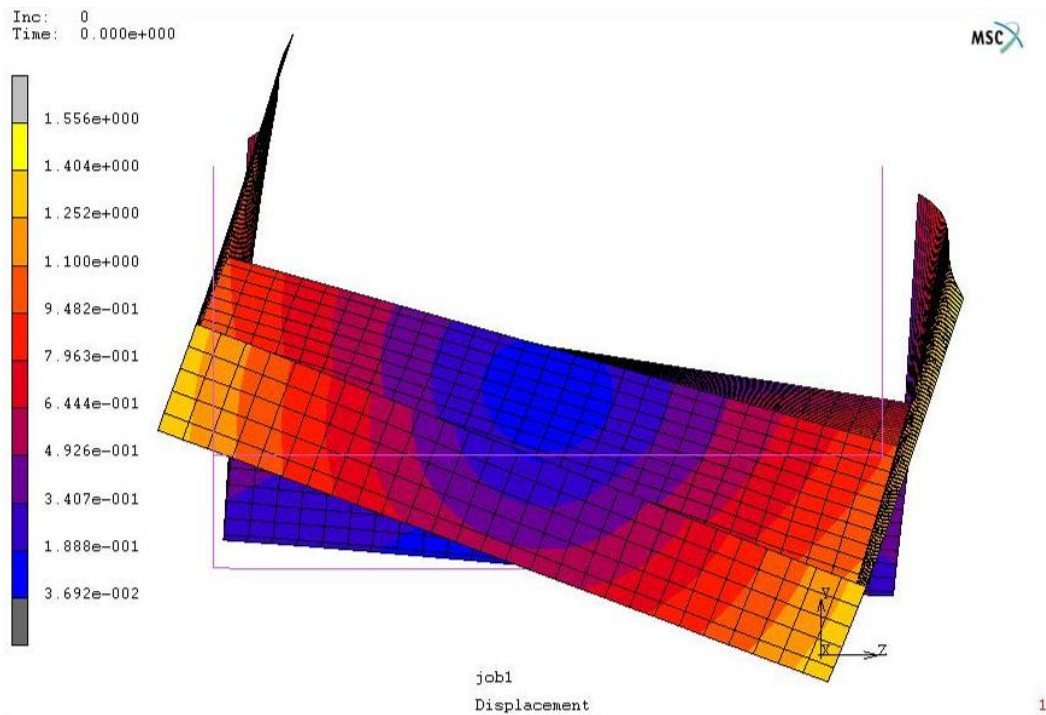


Fig.72 Detall de la deformada del pont davanter amplificada 79 vegades

Com que la secció del pont davanter té una amplada de 400mm, la força a aplicar per tenir un parell igual al del experiment és de 57 N. En la imatge podem veure els nodes de la zona del pont davanter.

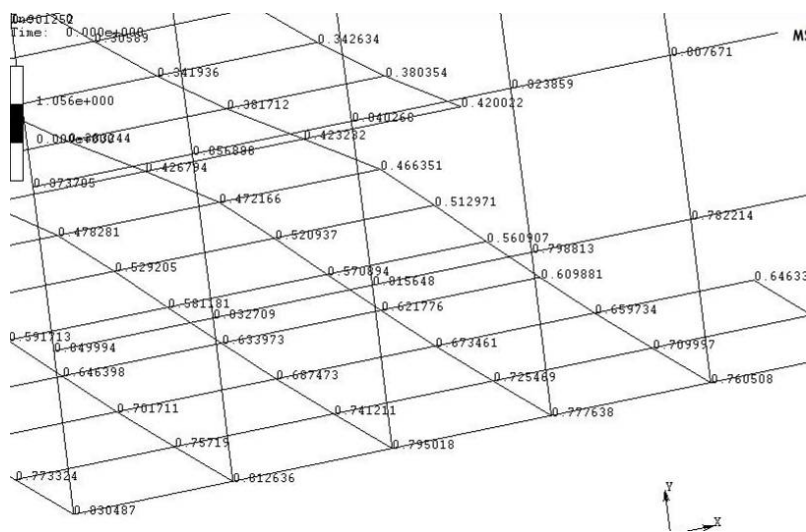


Fig.73 Valors numèrics del desplaçament en els elements del cantell del pont davanter

En la següent taula veiem el procés que hem seguit per obtenir la rigidesa torsional en aquesta secció.

| FORÇA APLICADA | | FORÇA MITJA (N) | DISTÀNCIA APLICACIÓ (mm) | PARELL GENERAT (Nmm) | LECTURA CODI MEF (mm) | DISTÀNCIA LECTURA (mm) | ANGLE GIRAT (°) | RIGIDESA TORSIONAL (Nm/°) |
|----------------|-------|-----------------|--------------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------|---------------------------|
| F1(N) | F2(N) | | | | | | | |
| 57 | 57 | 57 | 205 | 23370 | 0,7776 | 205 | 0,00379 | 6161,07 |

Taula 21 Valors obtinguts tractant les dades de la simulació

L'objectiu d'aconseguir un xassis amb una rigidesa superior al actual s'ha aconseguit, essent uns 500Nm/° superior a la que tenim actualment.

D.6.10 Consideracions sobre la realització de forats al vehicle.

El següent apartat descriu les precaucions i les condicions complertes per tal d'evitar en el màxim possible l'efecte de concentració de tensions en el forat.

Per avaluar la concentració de tensions que es pot produir en els forats causats s'ha recorregut a la bibliografia [8] a partir de la qual s'ha desestimat el càlcul d'un submodel específic, donat a que es compleixen tots els requisits necessaris per evitar la falla.

Pel que refereix als diferents tipus de fractura que pot presentar la concentració de tensions als forats:

- Trencament en secció neta

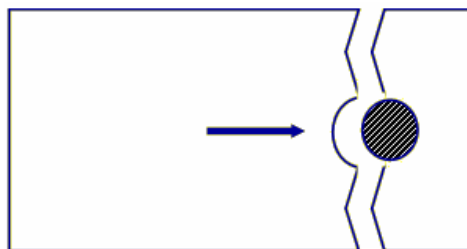


Fig.74 Mode de fractura per trencament de secció neta (P.Camanho) [9]

Desestimat degut a que la càrrega a suportar pels forats mai es produeix en el sentit del laminat, sinò que és perpendicular al seu pla.

- Trencament per desmembrament



Fig.75 Mode de fractura per trencament per desmembrament (P.Camanho) [9]

Aquest cas podria arribar a ocórrer en els forats realitzats per als cargols de la direcció davantera. L'aparició d'aquest fenomen, es veu molt relacionada amb laminats altament ortotròpics, com és el nostre cas, per això se n'ha procedit a fer un càlcul numèric més precís.

En el cas de falla per desmembrament s'ha de complir la equació 1

$$\gamma_f \times Cm \times \tau_{xz,S} \geq \frac{\tau_{xz,K}}{\gamma_m} \quad (\text{Eq.19})$$

A on:

γ_f = Factor de seguretat parcial de la càrrega, valor 1,5

Cm = Factor d'imprecisió de càlcul, Esacomp recomana 2

$\tau_{xz,S}$ = Força del cargol dvidit per $\pi \times \varnothing_{cargol}$

$\tau_{xz,K}$ = Resistència a tallant del laminat, valor 15 MPa

γ_m = Factor de seguretat del material, en el nostre cas ja està inclòs en la resistència

De la expressió ens queda:

$$1,2 \times 2 \times 1,98 \geq 18,72 \Rightarrow 4,75 \geq 15 \Rightarrow \text{NO OK, per tant no entra en falla}$$

El fet de que els cargols de la direcció siguin molt sobredimensionats per assegurar l'estabilitat del eix fa que els valors de les sol·licitacions caiguin en picat, ja que la superfície de contacte és molt gran.

- Trencament per aixafament

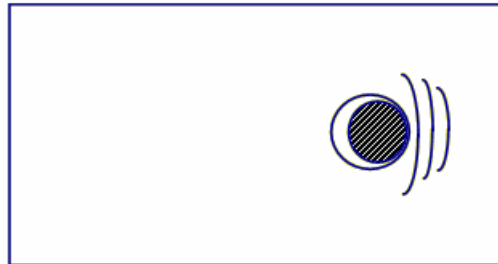


Fig.76 Mode de fractura per trencament per aixafament (*P.Camanho*) [9]

Aquest cas es pot minimitzar amb la col·locació d'un laminat altament isotropic. En el nostre cas, el valor tan petit de les sol·licitacions fa que no sigui necessari considerar aquesta solució.

- Trencament per ruptura bidireccional

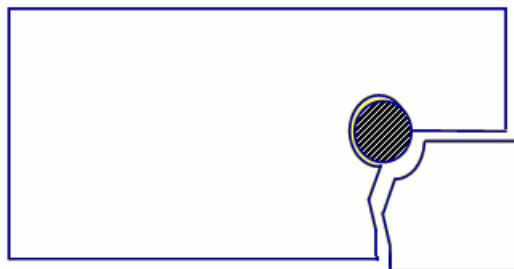


Fig.77 Mode de fractura per trencament per ruptura bidireccional (*P.Camanho*) [9]

Provocat per la aplicació al model de càrregues bidireccionals.

- El cargol s'empassa

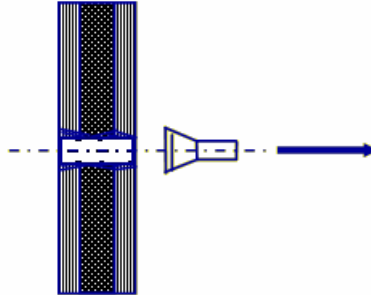


Fig.78 Mode de fractura per empassament del cargol (*P.Camanho*) [9]

La principal raó de ser d'aquest tipus de fractura és un mal dimensionament de les volanderes a incloure, essent el propi laminat un element de poca influència en aquest cas.

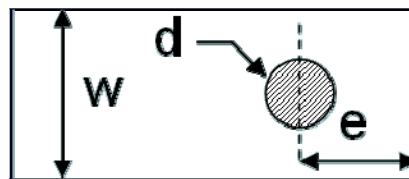
El manual de disseny de compòsits EUROCOMP [8] defineix una sèrie de requeriments que el laminat del prototip compleix, per tal de garantir la fiabilitat dels forats. Són els següents:

- Tots els membres de compòsits han d'estar executats amb un laminat de construcció sòlida
- En una mateixa unió, tots els cargols han de tenir un mateix diàmetre, i el seu nombre mínim no pot ser inferior a 2
- Per el càlcul de la junta cal assumir que tota la càrrega passa a través del cargol
- El diàmetre dels forats no ha de ser inferior al gruix del laminat en la zona de unió ni superior a 1,5 cops aquest gruix
- La relació de diàmetres entre els forats i els cargols no pot ser major que un 5%
- El diàmetre de les volanderes serà com a mínim el doble del diàmetre del cargol, i el seu gruix no pot ser inferior al 20% del laminat

- Distància mínima entre forats

$$\frac{\text{Distància}}{\text{diàmetre forat}} \geq 3$$

- La falla per desmembrament pot ser evitada seleccionant una orientació apropiada del laminat i respectant els valors mínims de disseny respecte els cantells, segons la següent figura



$$\text{Min}(w/d)=3$$

$$\text{Min}(e/d)=3$$

Fig.79 Característiques geomètriques per evitar fractures en forats (P.Camanho) [4]

D.6.11 Consideracions sobre la resistència de les diferents parts encolades.

Per unir les diferents peces que fabriquem, utilitzarem un adhesiu estructural epòxi que ens subministrarà Axson Ibèrica. De les diferents característiques que en disposem, per tal de valorar si les peces es desenganxaran, podem utilitzar el valor de la màxima tensió que resisteix aquest adhesiu, i que és de 40MPa. Per assegurar la resistència, aplicarem un coeficient de seguretat de 1,5, deixant la màxima sol·licitació permesa en 26,6 MPa

Hem agafat el cas en que les sol·licitacions son més elevades i hem analitzant els elements que correspondrien a les juntes entre peces, i que com a tal anirien encolades. Per tal de validar el càlcul, buscarem que en cap cas es superi el valor de 26MPa.

Seguidament es mostren els resultats obtinguts en diferents parts encolades

-Laterals i base del pont davanter

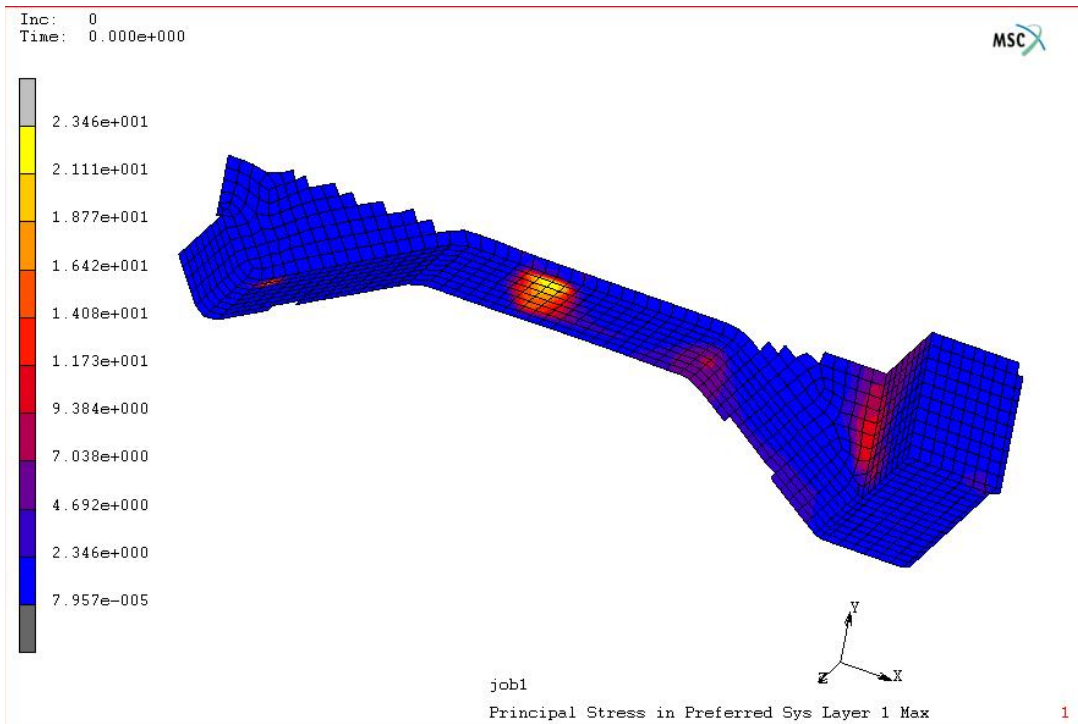


Fig.80 Detall de la zona a on es junten el pont davanter amb els corresponents laterals

-Respatller i reposacaps i laterals

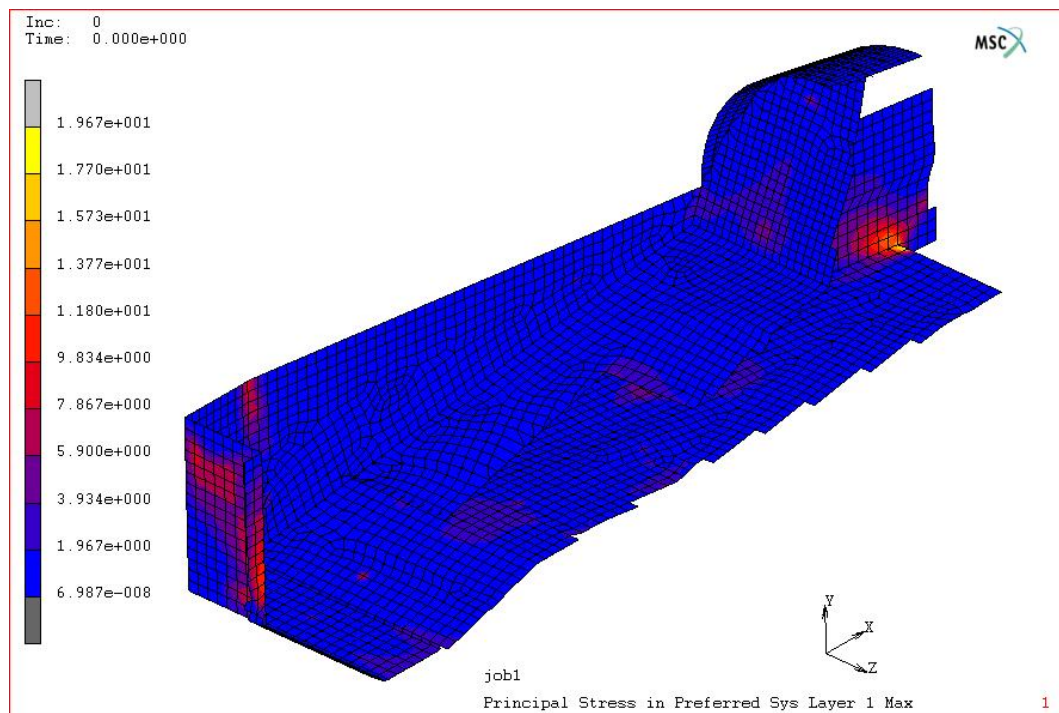


Fig.81 Detall de la unió del reposacaps, respatller i la base amb el laterals

-Base del vehicle i laterals

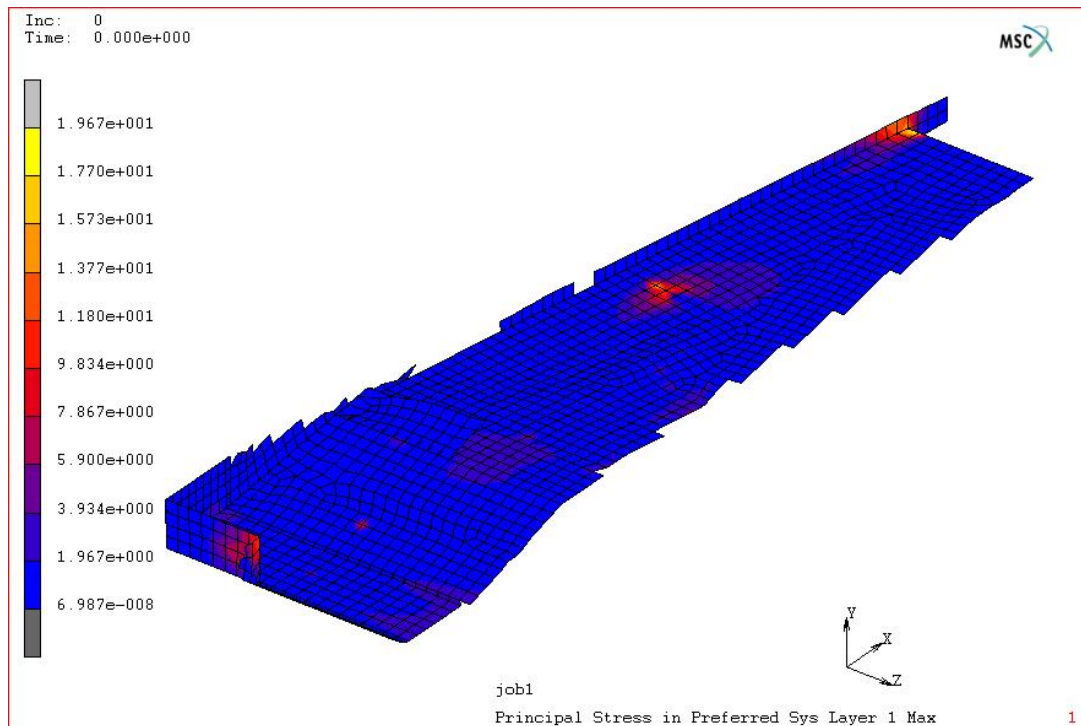


Fig.82 Detall de la unió del lateral amb la base de la electrònica i el motor.

Podem veure que en cap moment superem la tensió límit a la que arriba l'adhesiu, i per tant podem afirmar que no hi ha cap problema amb les diferents juntes entre peces. Cal afegir, també, que s'ha ideat un seguit de solucions constructives per garantir que les juntes adhesives no hagin de dependre solsament de l'adhesiu per garantir la continuïtat de propietats del laminat.

D.6.12 Validació del càlcul. Lectura de les reaccions del model.

Per tal d'assegurar que no hi ha cap error en la entrada de dades i les condicions de contorn imposades reflecteixen el comportament real del vehicle, s'ha fet una validació del cas més complex de tots als que s'ha sotmès el vehicle, que és el del comportament dinàmic del vehicle.

Segons els càlculs manuals, el repartiment de pesos entre eixos és del 35% en el eix posterior i del 65% en el eix davanter.

A partir de les acceleracions entrades en el model, podem extreure la força que hi ha aplicada en cadascun dels eixos, mitjançant la equació

$$F = m \times a \quad (\text{Eq.20})$$

A la següent taula podem observar com hem aconseguit els valors per els diferents eixos del vehicle

| Eix | Acceleració aplicada [m/s ²] | Pes total simulat [Kg] | Força total simulada en el model [N] | % al eix davanter (35%) [N] | | % al eix posterior (65%) [N] | |
|-------|--|------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|---------------|------------------------------|---------------|
| | | | | TEORIC | LECTURA MODEL | TEORIC | LECTURA MODEL |
| Eix X | -8,8 | 69,48 | 611,41 | No bloquejat | --- | 397,42 | 385,49 |
| Eix Y | 9,81 | 69,48 | 681,58 | 238,55 | 219,49 | 443,03 | 425,31 |
| Eix Z | 16 | 69,48 | 1111,68 | 389,08 | 356,13 | 722,59 | 701,63 |

Taula 22 Validació de càrregues a través de comprovació manual

Observem que les diferències entre les conclusions teòriques i el que realment tenim simulat en el model oscil·len el 4%, essent les simulades sempre inferiors. El poc error comés ens permet validar el càlcul i afirma que les càrregues i les condicions de contorn s'ajusten a la realitat.