



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Escola Politècnica Superior d'Enginyeria
de Manresa

DISSENY, DESENVOLUPAMENT I OPTIMITZACIÓ D'UNA LLANTA PER VEHICLES AFTERMARKET

Enginyeria de l'Automoció

Treball de Final de Grau

Marc Carol Tomàs

Directora: Dra. M^a Dolors Riera Colom

Curs 2024-2025

Agraïments

En primer lloc, voldria expressar el meu agraïment a la Dra. M^a Dolors Riera Colom per accedir a dirigir el treball. La seva predisposició, orientació i suport durant tot el desenvolupament han estat fonamentals per dur a terme el treball.

També vull agrair a la meva família, parella i amics per estar sempre al meu costat i ajudar-me en els moments que han sigut més complicats.

Declaro que el treball realitzat en el següent projecte de fi de Grau és completament el meu propi treball. Cap capítol ni secció d'aquest treball ha estat extreta del treball d'altre gent sense referenciar-la.

Entenc que una infracció d'aquesta declaració em deixa subjecte a les accions disciplinàries previstes per la Universitat Politècnica de Catalunya - BarcelonaTECH.

Nom del estudiant:

Signatura:

Data:

MARC CAROL TOMÀS

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'MARC CAROL TOMÀS', enclosed in a thin blue rectangular border.

10/01/2025

Resum

En aquest treball s'ha aprofitat l'oportunitat de la limitada oferta de llantes *aftermarket* de 18 polzades de diàmetre per a l'eix davanter del BMW M3 Competition G80, per dissenyar un model fabricat amb un aliatge d'alumini forjat que millora les prestacions de la llanta d'origen, tot mantenint les seves dimensions.

La memòria comença amb una introducció a les definicions bàsiques de les llantes, incloent les diferents parts i els conceptes dimensionals, per facilitar la comprensió al llarg del treball. A continuació, s'han tractat les classificacions de les llantes segons el nombre de peces, el material i la tècnica de fabricació.

En primer lloc, pel que fa el disseny de la llanta, s'ha començat definint uns requisits clars. En aquest cas, s'ha determinat que es vol dissenyar una llanta totalment personalitzada amb una estètica atractiva i esportiva. En concret, el perfil de la llanta s'ha pensat amb una concavitat pronunciada que, combinada amb un gran diàmetre de cercol, proporciona l'espai interior suficient per allotjar el disc de fre de compost metàl·lic més gran. El disseny segueix en tot moment la norma d'estàndards d'ETRTO. A més, la llanta ha de suportar una càrrega màxima de 600 kg, que correspon a la de les llantes d'altres fabricants per aquesta aplicació, i ha de tenir una massa inferior a 9 kg per llanta.

Posteriorment, mitjançant el software de *Solid Edge*[®], s'ha desenvolupat el model de llanta proposat que, més tard, s'ha sotmès a dues simulacions de càlcul estàtic lineal per elements finits que repliquen dos dels assajos normatius d'homologació.

Finalment, un cop analitzats els resultats obtinguts en les simulacions, s'ha decidit optimitzar el disseny. Per una banda, s'ha reforçat la zona més crítica de la llanta per augmentar la fiabilitat i, per altre banda, s'ha eliminat material de les zones inicialment sobredimensionades, que ha permès obtenir la llanta amb el menor pes possible sense comprometre el seu comportament estructural.

Abstract

This study has taken advantage of the limited supply of 18" aftermarket wheels for the front axle of the BMW M3 Competition G80 to design a model made of forged aluminium alloy that improves the performance of the original wheel while maintaining its dimensions.

The document begins with an introduction to the basic definitions of wheels, including the different parts and dimensional concepts, to facilitate understanding throughout the study. This is followed by a discussion of wheel rim classifications according to the number of parts, material and manufacturing technique.

Firstly, regarding the wheel design, we started by defining clear requirements. In this case, it was determined that we wanted to design a fully customized wheel with an attractive and sporty look. Specifically, the rim profile is designed with a pronounced concavity which, combined with a large rim diameter, provides sufficient inner space to accommodate the largest metal composite brake disk. The design strictly adheres to ETRTO standards throughout the process. Additionally, the wheel must support a maximum load of 600 kg, which corresponds to that of other manufacturers' rims for this application and must have a mass of less than 9 kg per wheel.

Subsequently, using *Solid Edge*[®] software, the proposed wheel model was developed and then subjected to two linear static finite element simulations that replicated two of the regulatory approval tests.

Finally, after analysing the results obtained in the simulations, the design has been optimized. On the one hand, the most critical area of the wheel has been reinforced to improve reliability and, on the other hand, material has been removed from the initially oversized areas, which has made it possible to obtain the lowest possible weight without compromising its structural performance.

Índex

| | |
|--|----|
| 1. Introducció i objectius | 10 |
| 2. Antecedents | 12 |
| 2.1. Definicions | 13 |
| 2.2. Classificació de les llantes..... | 15 |
| 2.2.1. Segons el número de peces..... | 15 |
| 2.2.2. Segons el material | 16 |
| 2.2.2.1. Acer | 16 |
| 2.2.2.2. Aliatges d'alumini | 17 |
| 2.2.2.3. Aliatges de magnesi..... | 18 |
| 2.2.2.4. Fibra de carboni..... | 19 |
| 2.2.3. Segons la tècnica de fabricació..... | 20 |
| 2.2.3.1. Llantes d'acer..... | 20 |
| 2.2.3.2. Llantes d'aliatges no fèrrics | 22 |
| 2.2.3.3. Llantes de fibra de carboni | 25 |
| 3. Disseny i desenvolupament d'una llanta <i>aftermarket</i> | 27 |
| 3.1. Criteris de disseny | 27 |
| 3.1.1. Número de braços i finestres | 27 |
| 3.1.2. Concavitat..... | 28 |
| 3.1.3. <i>Lip</i> o llavi..... | 29 |
| 3.2. Requisits de disseny | 30 |
| 3.3. Normativa..... | 31 |
| 3.3.1. Normativa de disseny | 32 |
| 3.3.1.1. Especificacions del perfil | 32 |
| 3.3.1.2. Humps | 33 |
| 3.3.1.3. Forats de vàlvula..... | 34 |
| 3.3.2. Assajos normatius | 35 |
| 3.3.2.1. Assaig de materials..... | 36 |
| 3.3.2.2. Assaig de corrosió..... | 36 |
| 3.3.2.3. Assaig de flexió rotativa..... | 37 |
| 3.3.2.4. Assaig de rodolament..... | 38 |
| 3.3.2.5. Assaig d'impacte..... | 40 |
| 3.4. Desenvolupament del disseny..... | 42 |
| 3.4.1. Disseny del perfil i el frontal en 2D | 42 |
| 3.4.2. Disseny en 3D | 48 |

| | |
|--|----|
| 4. Anàlisi del disseny | 53 |
| 4.1. Simulació de l'assaig de flexió rotativa | 56 |
| 4.1.1. Càlcul de càrregues | 56 |
| 4.1.2. Anàlisi d'elements finits | 57 |
| 4.1.3. Resultats de la simulació per l'assaig de flexió rotativa..... | 62 |
| 4.2. Simulació de l'assaig de fatiga radial | 66 |
| 4.2.1. Càlcul de càrregues | 68 |
| 4.2.2. Anàlisi d'elements finits | 69 |
| 4.2.3. Resultats de la simulació de l'assaig de fatiga radial | 72 |
| 5. Optimització del disseny..... | 77 |
| 5.1. Modificacions del disseny | 77 |
| 5.2. Anàlisi comparatiu d'elements finits de la llanta optimitzada | 81 |
| 6. Conclusions..... | 85 |
| 7. Referències bibliogràfiques | 86 |

Índex de figures

| | |
|--|----|
| Figura 1. Paràmetres bàsics d'una llanta [2]..... | 13 |
| Figura 2. Diàmetre específic i de mandril d'una llanta [3] | 13 |
| Figura 3. Assemblatge d'una llanta de dues peces [4] | 15 |
| Figura 4. Llanta de fibra de carboni de la marca Koenigsegg [6]..... | 20 |
| Figura 5. Procés de fabricació del cercol d'una llanta d'acer [7] | 21 |
| Figura 6. Esquema del procés de fabricació de llantes per fosa de baixa pressió [8] | 22 |
| Figura 7. Seqüència del procés de flow forming [9] | 23 |
| Figura 8. Renderitzat de les tres etapes de forjat d'una llanta RAYS [10] | 24 |
| Figura 9. Col·locació de les làmines de fibra de carboni en un motlle frontal d'una llanta [11]. | 26 |
| Figura 10. Llanta multi braços del Rolls Royce Cullinan [12] | 27 |
| Figura 11. Llanta de ral·li de la marca OZ Racing [13] | 28 |
| Figura 12. Concavitat de les llantes | 29 |
| Figura 13. Paràmetres del perfil d'una llanta [3] | 32 |
| Figura 14. Geometria de contorn d'un hump (a) i d'un flat hump (b) [3] | 34 |
| Figura 15. Esquema de les dimensions del forat de vàlvula 11.3H [3] | 35 |
| Figura 16. Esquema d'un exemple de banc de prova per un assaig de flexió rotativa [15] | 38 |
| Figura 17. Esquema d'un assaig de rodolament extern [15]..... | 40 |
| Figura 18. Esquema de la base de la màquina on es fixa la roda amb la desviació de calibratge acceptada [15]..... | 40 |
| Figura 19. Esquema de la màquina d'assaig de càrrega d'impacte [15]..... | 41 |
| Figura 20. Dibuix 2D del perfil de revolució de la llanta..... | 43 |
| Figura 21. Perfil acotat de la llanta..... | 44 |
| Figura 22. Hump exterior (a) i interior (b) del disseny..... | 44 |
| Figura 23. Detall dels forats per fixar la llanta | 45 |
| Figura 24. Muntatge de la llanta amb el sistema de frenada del cotxe | 46 |
| Figura 25. Dibuix del frontal a utilitzar en el 3D de la llanta | 47 |
| Figura 26. Revolució de 18° del perfil de la llanta. | 48 |
| Figura 27. Perfil de la llanta amb el contorn de les superfícies de referència per retallar les finestres..... | 49 |
| Figura 28. Finestra gran retallada..... | 50 |
| Figura 29. Model 3D de la llanta després de retallar les dues finestres..... | 50 |
| Figura 30. Simetria rotacional completa amb els radis i el xamfrà corresponents | 51 |
| Figura 31. Model 3D final de la llanta..... | 51 |
| Figura 32. Exemples de corbes S-N per dos materials diferents [17] | 54 |
| Figura 33. Model 3D de la caixa amb el conjunt de cargols i casquets..... | 55 |
| Figura 34. Model 3D de l'assemblatge | 55 |
| Figura 35. Propietats definides per l'acer de la caixa..... | 57 |
| Figura 36. Propietats definides per l'aliatge d'alumini de la llanta..... | 58 |
| Figura 37. Assemblatge de la llanta més la caixa a Ansys® | 58 |
| Figura 38. Superfícies amb mallat específic a Ansys® | 59 |
| Figura 39. Malla generada a l'assemblatge | 59 |
| Figura 40. Superfícies restringides de moviment i deformació a la simulació | 60 |
| Figura 41. Superfície on s'hi aplica el moment flector a la simulació | 60 |
| Figura 42. Distribució d'esforços equivalents (von-Mises), aplicant el moment davant del braç | 62 |
| Figura 43. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment davant del braç..... | 63 |

| | |
|--|----|
| Figura 44. Detall de la part interior dels cicles de vida que la llanta suporta | 64 |
| Figura 45. Factor de seguretat segons la vida útil desitjada de la llanta | 64 |
| Figura 46. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços | 65 |
| Figura 47. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços a Solid Edge® | 65 |
| Figura 48. Vista de secció del conjunt llanta i pneumàtic amb la representació de les forces causades per la pressió d'inflat | 66 |
| Figura 49. Representació de la força de reacció del terra contra la roda..... | 67 |
| Figura 50. Modificacions al model 3D per l'assaig de rodolament: línies de partició per l'angle de càrrega (a) i bead seat plans (b) | 69 |
| Figura 51. Malla generada a l'assemblatge | 70 |
| Figura 52. Superfície restringida de moviment i deformació a la simulació | 70 |
| Figura 53. Conjunt de càrregues aplicades en la simulació de rodolament..... | 71 |
| Figura 54. Distribució d'esforços equivalents (von-Mises), aplicant la força de reacció entre dos braços..... | 72 |
| Figura 55. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció entre dos braços | 73 |
| Figura 56. Detall de la pestanya interior amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga | 74 |
| Figura 57. Factor de seguretat per un vida útil desitjada d'un milió de cicles | 75 |
| Figura 58. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció davant d'un braç | 75 |
| Figura 59. Detall de la nova pestanya interior amb les modificacions acotades..... | 77 |
| Figura 60. Detall del nou cercol amb les modificacions acotades..... | 78 |
| Figura 61. Detall del centre de la llanta optimitzat amb les modificacions acotades | 79 |
| Figura 62. Dimensions dels rebaixos en el pla de recolzament..... | 80 |
| Figura 63. Vistes isomètriques (frontal (a) i posterior (b)) del model 3D de la llanta final optimitzada | 81 |
| Figura 64. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços al disseny optimitzat de la llanta..... | 82 |
| Figura 65. Detall de la part interior del braç amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga..... | 82 |
| Figura 66. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció davant d'un braç al disseny optimitzat de la llanta | 83 |
| Figura 67. Detall de la pestanya interior amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga | 84 |

Índex de taules

| | |
|--|----|
| Taula 1. Composició química de l'aliatge d'alumini 6082 [5]..... | 18 |
| Taula 2. Propietats mecàniques i físiques de l'alumini 6082 T6 [5]..... | 18 |
| Taula 3. Combinacions de humps segons la normativa ETRTO | 33 |
| Taula 4. Assajos requerits per la UN/ECE R124 segons el material de la llanta | 36 |
| Taula 5. Condicions per superar l'assaig a flexió rotativa | 38 |
| Taula 6. Condicions per superar l'assaig de rodolament | 39 |
| Taula 7. Comparació de les dimensions requerides del perfil per la normativa d'ETRTO amb les del disseny (unitats en mil·límetres) | 44 |
| Taula 8. Comparació de les dimensions requerides dels humps per la normativa d'ETRTO amb les del disseny (unitats en mil·límetres)..... | 45 |
| Taula 9. Valors de la corba S-N per un aliatge d'AL-6082 T6 segons l'informe de Prabha i Veera [18] | 54 |

1. Introducció i objectius

L'avanç de la tecnologia, juntament amb la investigació de nous materials i tècniques de fabricació, han permès perfeccionar cada component dels vehicles, estudiant exhaustivament totes i cadascuna de les peces per garantir un rendiment òptim i la màxima seguretat pels ocupants.

En el cas de les llantes, hi ha molts fabricants que inverteixen en recerca i desenvolupament de nous materials i tecnologies per poder crear dissenys de llantes més lleugers i amb millors propietats mecàniques. Segons l'aplicació del vehicle, les necessitats específiques de les llantes varien, és a dir, no seran les mateixes per un ús de tot terreny que per a un ús en circuits de competició.

Els pneumàtics sempre s'han considerat les peces més importants del vehicle, ja que és l'únic component que té contacte amb la carretera i, perquè el pneumàtic treballi correctament, és essencial un bon disseny de la llanta. Les llantes són peces de responsabilitat mecànica que no només suporten les càrregues del vehicle i asseguruen l'ajust del pneumàtic, sinó que també transmeten les forces del vehicle. A més, la llanta contribueix a dissipar la calor generada pel sistema de frens, així que, alhora d'escollir el material, també és important fixar-se amb la conductivitat tèrmica.

A banda de la funcionalitat de la llanta, aquesta és un peça que influeix molt en el rendiment del vehicle, especialment perquè es tracta de la massa no suspesa del vehicle, que inclou la suspensió i les rodes. Un vehicle amb una llanta lleugera permet una resposta més ràpida a les irregularitats de la carretera oferint una adherència major. A més, les llantes formen part de la massa rotacional, de manera que una reducció en el seu pes implica menys energia per variar la seva velocitat, tant en l'acceleració com en la frenada i, a la vegada, es redueix el consum de combustible.

Actualment, el mercat de llantes ofereix solucions per a tot tipus d'aplicacions, des de l'*off road* fins a la competició. Cada vehicle, però, té una preparació específica, i les dimensions i característiques de les llantes tenen un impacte significatiu en el comportament dinàmic del vehicle.

El canvi de llantes és típic en el món de l'*aftermarket*, que cobreix les peces, accessoris i components per a vehicles que no són produïts pel fabricant original i, on les modificacions estan a l'abast de qualsevol, des dels entusiastes al motor fins a les escuderies professionals. Un dels sectors més grans de l'*aftermarket* és l'ús de *track days*, que engloba aquells cotxes de particulars que estan mínimament preparats per exprimir el màxim la potència del cotxe en un entorn segur, és a dir, en un circuit.

L'objectiu d'aquest estudi és dissenyar, desenvolupar i optimitzar una llanta per l'eix davanter d'un BMW M3 Competition G80, amb la finalitat d'aconseguir un disseny més lleuger, amb un espai interior més gran i una estètica esportiva que millori les prestacions de la llanta d'origen.

El vehicle objecte d'estudi, té l'opció de fàbrica de muntar llanta de 18 o de 19 polzades de diàmetre. Davant les opcions limitades a 19 polzades de diàmetre que ofereixen les marques

de llantes *aftermarket* per aquest cotxe, es planteja un model de llanta amb bones prestacions i de 18 polzades de diàmetre, ja que es troba que és un bon nínxol de mercat.

Així doncs, mitjançant el programari de *Solid Edge*®, s'ha dissenyat una llanta amb les mateixes dimensions que la llanta produïda per l'equip original del fabricant (OEM), amb una massa inferior i un espai interior capaç d'allotjar les pinces de compost metàl·lic més grans possibles.

Posteriorment, en el programari d'*Ansys*®, s'ha dut a terme l'anàlisi d'elements finits amb simulacions de càlcul estàtic lineal replicant les càrregues sotmeses en les llantes, per tal de poder complir amb la normativa d'homologació corresponent.

Finalment, s'ha modificat el disseny proposat per optimitzar la llanta i aconseguir el menor pes possible sense comprometre'n les prestacions mecàniques.

2. Antecedents

La llanta, també coneguda com a “llanda”, es descriu com a “peça metàl·lica circular on va muntat un pneumàtic d’un vehicle” [1]. En un cotxe, la llanta uneix la caixa, que va enllaçada amb l’eix, amb el pneumàtic. A més de ser la penúltima peça en transmetre la potència del motor cap a la superfície per on circula el cotxe, també té un paper essencial en l’estabilitat de la trajectòria d’aquest, mantenint el pneumàtic alineat en qualsevol situació de conducció, ja sigui una arrencada, una frenada o un pas per corba.

Sempre s’ha dit que el pneumàtic és una de les parts més importants del vehicle, ja que és el punt de contacte entre el cotxe i la carretera. I, és cert, ja que el mal estat d’aquest pot reduir l’adherència i incrementar les possibilitats de patir un accident. Tot i així, el bon funcionament del pneumàtic el garanteix una llanta, ja que s’assegura de que quedi ben fixat i transmeti la potència a la superfície de forma adequada.

El disseny estructural de la llanta és fonamental, ja que ha de suportar tot tipus d’esforços durant la conducció. A part, gràcies a la seva rigidesa, evita el deformament excessiu del pneumàtic garantint que no perdi la geometria. No obstant, el disseny de la llanta no pot ser molt robust tampoc, ja que un pes exagerat pot comprometre significativament el rendiment del cotxe i augmentar-ne el consum.

Aquesta relació és crítica perquè la llanta pertany a la massa no suspesa del vehicle, que és tota aquella que es troba situada entre la suspensió i la superfície de la carretera. La relació entre la massa suspesa i la no suspesa és un factor clau en la dinàmica del vehicle, ja que una massa no suspesa menor aporta comoditat als ocupants i un increment d’adherència del pneumàtic, que resulta en un millor control i més seguretat.

Per altra banda, una massa no suspesa menys pesada desenvolupa menys inèrcies, és a dir, que proporciona una acceleració i frenada més eficient, i alhora un consum menor. Per tant, en aplicacions on la llanta no està sotmesa a càrregues elevades, és interessant optar per un disseny lleuger per aconseguir un millor rendiment.

A part de la geometria, també s’ha d’escollir el material adequat per la fabricació de la llanta. En el sector de l’automoció, actualment predominem els aliatges d’alumini, seguits de les llantes d’acer. L’alumini destaca per la combinació de lleugeresa, resistència i bona dissipació tèrmica, a més d’un preu relativament assequible, ideal per a la majoria de vehicles de passatgers. Mentre que les d’acer, són més robustes, econòmiques i resistents, idònies en aplicacions de tot terreny on la llanta estigui sotmesa a càrregues elevades i impactes constants.

A més, en menor mesura, també es fabriquen llantes amb materials més innovadors, d’aliatges de magnesi, de fibra de carboni, de titani o de materials compostos avançats. A banda de la diferència de pes, també cal considerar altres propietats a tenir en compte a l’hora d’escollir el material de les llantes, com per exemple la rigidesa, la dissipació de la calor, l’absorció de vibracions o fins i tot la resistència a la corrosió.

2.1. Definicions

Un cop feta una breu descripció sobre la llanta, cal esmentar i conèixer diferents definicions tècniques i paràmetres, abans d'entrar en la solució proposada per la llanta de vehicles d'*aftermarket*. En la imatge de la figura 1 es detallen les parts més rellevants d'una llanta.

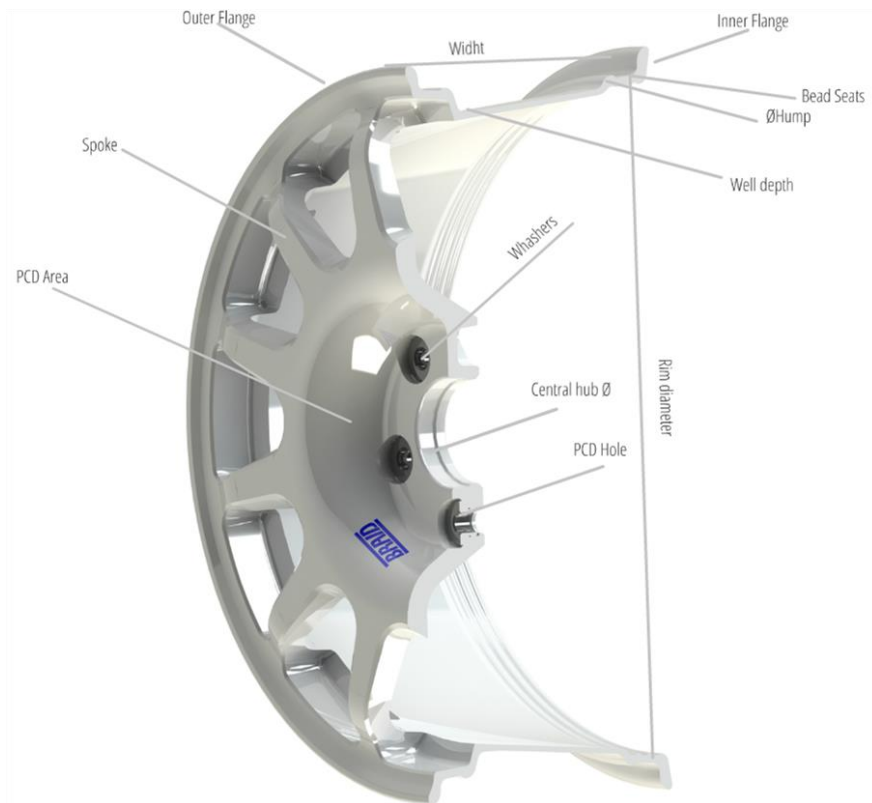


Figura 1. Paràmetres bàsics d'una llanta [2]

Ample específic: distància perpendicular entre les dues cares interiors de les pestanyes, expressat en polzades o mil·límetres. Els amplex específics acostumen a anar de mitja en mitja polzada, tot i que en aplicacions *custom* s'adapta a la necessitat del pneumàtic.

Diàmetre específic: distància entre els assentaments del pneumàtic, expressat en polzades o mil·límetres. Exactament es mesura entre les interseccions de la paret vertical de la cara interior de la pestanya i la cara d'assentament del taló del pneumàtic, tal com s'indica a la figura 2.

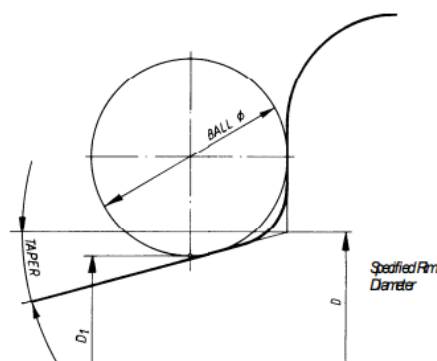


Figura 2. Diàmetre específic i de mandril d'una llanta [3]

Diàmetre de mandril: s'utilitza per mesurar el diàmetre específic d'una llanta, ja que accedir al punt de mesura de l'específic és impossible. Per mesurar-lo es necessiten uns cilindres del diàmetre marcat per normativa, normalment de 16 mil·límetres, i es col·loquen assentats en el *bead seat* de la llanta. El diàmetre de mandril (D_1 , en la figura 2) ha de complir amb els valors de la taula de la normativa UNE que recull la relació entre el diàmetre específic i el de mandril.

ET: provinent de l'alemany *Einpresstiefe*, i en anglès *offset*, correspon el desplaçament de la llanta respecte l'ample de vies del cotxe. Equival a la distància perpendicular des del pla de recolzament de la llanta fins la meitat de l'ample específic. Quan el pla de recolzament està just a la meitat de l'ample específic, l'*offset* és zero. Quan es vol desplaçar la llanta cap a fora la carrosseria del cotxe, necessitem un ET negatiu o, almenys més petit que el d'origen. Mentre que quan augmentem l'ET, aconseguim que la llanta quedi més endins la carrosseria.

L'ET no només té un impacte estètic, sinó que també influeix en l'estabilitat i maniobrabilitat del vehicle. A part, sempre s'haurà de garantir que modificar l'ET de la llanta no provoqui una interferència amb el sistema de frenada o de suspensió.

Pestanyes: són les cantonades de la llanta que estan per sobre el diàmetre específic i que s'encarreguen de mantenir el taló del pneumàtic a lloc, per tal de que no es desmunti. S'anomena pestanya exterior la que queda fora i es visible un cop muntada en el vehicle, mentre que la interior queda més propera al xassís.

Hump: El ressalt, popularment conegut com a *hump*, és el nom que rep la geometria de l'assentament de la llanta que s'encarrega de mantenir a lloc l'altre costat del taló del pneumàtic. El seu diàmetre no es tant alt com el de la pestanya però ho ha de ser prou per assegurar que el pneumàtic no destaloni en situacions de conducció brusques, sobretot quan es circula a pressions baixes.

La forma del *hump* ve definida per la normativa UNE 69026:2007 i n'hi ha de diferents geometries segons l'aplicació del cotxe. En casos de tot terrenys, per exemple, els *humps* són més alts ja que en aquesta aplicació s'utilitzen pressions inferiors.

Pla de recolzament: és la superfície, normalment rodona, que està en contacte amb la caixa (*hub* en anglès). És molt important que estigui completament llisa ja que qualsevol brutícia o imperfecció durant el mecanitzat pot suposar un assentament indegut que derivi en la pèrdua de la roda.

Center bore: és el forat central de la llanta que té un diàmetre lleugerament superior al de la caixa del cotxe i que permet el bon centratge de la llanta abans de collar-la.

PCD (*Pitch Center Diameter*): excepte en els cotxes de competició i en alguns superesportius, la majoria de cotxes tenen un ancoratge o bé per cargols o bé per espàrrecs i femelles. El PCD descriu el número de forats i el diàmetre en que es troben. Per exemple, un PCD de 5X120 indica que la llanta necessita 5 forats uniformement repartits a un diàmetre de 120 mil·límetres. Per altre banda, els cotxes de competició o superesportius acostumen a tenir un ancoratge únic, conegut com a *mononut*, el qual permet canviar les rodes en un temps inferior pel fet de tenir una única femella.

2.2. Classificació de les llantes

Existeixen diferents classificacions de llantes, la més bàsica és segons la mida. Tal com dicta la norma europea ETRTO les llantes s'han de descriure seguint el mateix patró:

Ample específic (en polzades) i aplicació x Diàmetre específic (en polzades) i perfil + ET

A part de l'ample, el diàmetre i l'ET, és imperatiu per norma indicar l'aplicació i el perfil de la llanta. El criteri d'aplicació assigna una lletra segons el tipus de vehicle, per exemple: J pels turismes o JJ pels tot terrenys. Mentre que el perfil es designa segons els tipus de *humps* de la normativa, que són una combinació de *humps flat* (pla, en català) o *rounded* (arrodonit, en català) que és l'estàndard.

2.2.1. Segons el número de peces

Les llantes es poden classificar segons el número de peces que les componen. Si està formada per més d'una peça, es denomina llanta desmuntable, mentre que si està construïda d'una única peça rep el nom de monobloc.

Les llantes desmuntables estan formades per dues o tres peces més el conjunt de cargols i femelles que les uneixen. En ambdós casos sempre hi ha una peça que s'anomena nucli, que permet la fixació de la llanta al cotxe i té el foradat per collar-hi els cercols. És la part de la llanta més visible i es dissenya segons la funcionalitat i estètica que es desitgi.

Per una banda, les llantes de dues peces estan compostes pel nucli i per un sol cercol o barril., com la representada en la vista d'explosió de la figura 3. En comparació de les de tres peces, té un muntatge més senzill i el manteniment necessari és menor.



Figura 3. Assemblatge d'una llanta de dues peces [4]

Per altra banda, les llantes de tres peces estan formades pel nucli i dos cercols: l'interior i l'exterior. L'avantatge de les llantes de tres peces respecte les de dos, és que permeten una personalització de l'ample específic i de l'ET màxima.

Unes dècades enrere, el cost d'una llanta era bastant elevat. En les competicions, cada cop que la llanta rebia un impacte i es deformava o esquerdava, els mecànics havien de canviar-les per una nova i llençar la malmesa, ja que sovint era impossible de reparar. És per això que van aparèixer les desmuntables, les quals van suposar un gran estalvi pels equips de competició ja que, la majoria de cops, els hi valia només canviar una de les peces i reutilitzar les altres. Avui en dia però, els processos de fabricació de llantes estan tant avançats que produir una llanta

monobloc acostuma a ser bastant més econòmic que una desmuntable, ja que són pocs els fabricants que encara s'hi dediquen.

Així doncs, les llantes monobloc són les líders en gairebé el total del mercat. La seva construcció d'una sola peça ofereix versatilitat als enginyers per optimitzar-la al màxim i aconseguir l'equilibri entre estètica i funcionalitat.

Els principals avantatges en la funcionalitat són la resistència i durabilitat superiors respecte a les desmuntables, a més, aconseguint un pes menor. També permeten una transferència de calor eficient, ideal pels cotxes de competició per dissipar el calor generat en les frenades brusques, mantenint la temperatura adequada.

Per altra banda, les llantes monobloc també es poden fabricar en gran varietat d'estils i mida, adaptant-se a les necessitats i preferències de cada vehicle. Tot i això, la personalització de desplaçament de les llantes monobloc no és tant extensa com les desmuntables.

2.2.2. Segons el material

Les primeres llantes de la història es fabricaven de fusta o pedra. Realment, encara no havia nascut el concepte de llanta i pneumàtic, sinó que només hi havia una roda massissa. La primera evolució va ser afegir-hi cuir al perímetre de la roda per tal de guanyar comoditat dels passatgers i, posteriorment, el cautxú. Al cap d'uns anys va aparèixer el primer pneumàtic, inventat pel veterinari escocès John Boyd Dunlop al 1887, amb l'idea de crear una càmera d'aire per aconseguir una millor absorció de les irregularitats de la carretera.

Encara avui, els fabricants de llantes segueixen innovant, destinant molts recursos en la investigació de nous materials que aportin un avantatge respecte als existents. A continuació es farà un breu descriptiu dels materials més utilitzats en la indústria.

2.2.2.1. Acer

Fins fa poc més de dues dècades, les llantes d'acer dominaven gairebé tot el mercat gràcies a la seva durabilitat i el mòdic preu. En general, l'acer va ser dels primers materials en ser molt utilitzats durant la fabricació dels cotxes i, per això, sempre ha estat un dels materials més fiables pels enginyers.

Les llantes d'acer destaquen per la seva gran resistència, una característica que les fa ideals per a vehicles que han de suportar càrregues pesades. A més, són menys propenses a esquarterar-se i, si es deformen, són més fàcils de reparar. I, no només són útils per a vehicles pesats, sinó que també són una excel·lent opció per rendir en qualsevol condició meteorològica, gràcies a la seva resistència a la corrosió provocada per la sal i al gel abrasiu en terrenys nevats.

Per contra, les llantes d'acer són força més pesades que la resta. Per tant, no són interessants en el món de la competició, ja que suposen una disminució en l'eficiència de combustible i un pitjor control de la maniobrabilitat del vehicle. També cal considerar que, degut als processos de fabricació, les llantes d'acer no poden oferir la mateixa varietat de dissenys que la resta de materials.

2.2.2.2. Aliatges d'alumini

Anteriorment, les llantes d'aliatge d'alumini només estaven a l'abast dels cotxes de competició o els de luxe. Avui en dia, però, els aliatges d'alumini són els més utilitzats en la fabricació de llantes. La substitució de les llantes d'acer per les d'aliatges d'alumini és deu a la combinació de resistència i pes.

Tot i que el preu de les llantes d'aliatge d'alumini sigui superior, els avantatges que suposen justifiquen la seva substitució per les d'acer en varies aplicacions. Per començar, qualsevol persona que es compri un cotxe li semblaran més atractives unes llantes d'alumini que unes d'acer. Les tècniques de fabricació de les llantes d'alumini permeten crear dissenys funcionals que alhora siguin atractius pel públic general.

Si entrem en el món de la competició, les llantes d'alumini són, sens dubte, preferibles a les d'acer, sobretot perquè la seva densitat és inferior. Aquesta propietat permet reduir considerablement la massa no suspesa, fet que disminueix les inèrcies transmises al sistema de suspensió. Per tant, s'augmentarà l'adherència al circuit, es millorarà la maniobrabilitat del vehicle i es maximitzarà l'eficiència del combustible.

Una altra qualitat de les llantes d'alumini és la capacitat de dissipar la calor. En situacions extremes de conducció, els frens generen molta calor durant les frenades i, per mantenir el sistema de frens a la temperatura òptima és ideal una llanta d'alumini. Una bona dissipació no només garanteix el bon funcionament del pneumàtic sinó que també allarga la vida de la llanta i redueix el desgast del pneumàtic.

L'aliatge preferit per la fabricació de llantes d'alumini és el 6082T6, gràcies a la excel·lent combinació entre robustesa i lleugeresa que ofereix. La densitat de l'alumini 6082 és, aproximadament, de 2700kg/m^3 , gairebé tres vegades menor a la de l'acer. No només destaca per les seves propietats mecàniques, sinó que també per altres característiques el fan un dels materials més utilitzats en el món de les llantes.

Una de les seves qualitats i, potser de les més importants, és la bona maquinabilitat. Malgrat l'alta resistència, l'alumini 6082 permet una conformació fàcil, característica essencial per facilitar el fresat i tornejat dels blocs d'alumini durant el procés de mecanització. Una bona conformitat permet aconseguir dissenys més precisos i uns acabats més perfectes en les llantes.

Una altre és la capacitat de mantenir la seva resistència i duresa en un interval ampli de temperatures. Propietat interessant per les llantes de competició, ja que és capaç de suportar les altes temperatures generades pel frens sense comprometre les propietats mecàniques. També té una elevada resistència a la corrosió i al desgast que garanteixen una llarga vida útil de la llanta en aplicacions de llanta *aftermarket* o en altres on el cotxe fa molts quilòmetres.

El tractament tèrmic que s'aplica a l'aliatge es denomina T6 i consta d'un escalfament per la solubilització del metall i d'un refredament ràpid, un tremp, seguit de recuits fins a obtenir la duresa desitjada. El tractament tèrmic proporciona una alta resistència i una bona maquinabilitat.

A la taula 1 es presenta la composició química de l'alumini 6082. Al costat, a la taula 2, algunes de les seves propietats físiques i mecàniques més rellevants.

Taula 1. Composició química de l'aliatge d'alumini 6082 [5]

| Element químic | Percentatge (%) |
|----------------|-----------------------------|
| Silici (Si) | 0.7-1.3 |
| Ferro (Fe) | 0.0-0.5 |
| Coure (Cu) | 0.0-0.1 |
| Manganès (Mn) | 0.4-1.0 |
| Magnesi (Mg) | 0.6-1.2 |
| Zinc (Zn) | 0.0-0.2 |
| Titani (Ti) | 0.0-0.1 |
| Crom (Cr) | 0.0-0.25 |
| Alumini (Al) | Balanç (al voltant del 97%) |

Taula 2. Propietats mecàniques i físiques de l'alumini 6082 T6 [5]

| | |
|---------------------------------|------------------------|
| Densitat | 2700 kg/m ³ |
| Punt de fusió | 555 °C |
| Mòdul d'elasticitat | 70 GPa |
| Coeficient de Poisson | 0.33 |
| Resistència a la tracció | 250 MPa aprox. |
| Resistència a la tracció última | 290 MPa aprox. |

Els valors de les propietats mecàniques de l'alumini 6082 T6 de la taula 2 s'han extret dels estàndards europeus EN 485-2:2008 i EN 755-2:2008, els quals recullen les propietats mecàniques segons el gruix, diàmetre o altres paràmetres de la plaqueta, tub o làmina d'alumini.

2.2.2.3. Aliatges de magnesi

En el món de la competició a nivell gairebé o del tot professional, on el pressupost no és un problema i cada gram de pes és important, sovint es munten llantes fabricades d'aliatges de magnesi. A diferència de les llantes d'alumini, aquesta es fabriquen amb un aliatge on predomina el magnesi, present en el 91% de la totalitat, mentre que l'alumini compon entre el 7.8% i el 9.2%. L'aliatge de magnesi més utilitzat en la fabricació de llantes és l'AZ80A-T6 i les avantatges que presenta són significatives en lleugeresa i rendiment. Tot i que, és un aliatge delicat i requereix un cert manteniment per conservar les seves propietats.

La lleugeresa és la propietat que destaca més de l'aliatge de magnesi, ja que té una densitat de 1780 kg/m³, que el converteix en el metall estructural més lleuger. En comparació amb l'alumini, és aproximadament un 34% més lleuger i el fa especialment atractiu en aplicacions del *motorsport*, en aplicacions de ralli o de F1, per exemple. Tot i la seva extraordinària lleugeresa, l'aliatge presta una resistència mecànica elevada, qualitat necessària per suportar les càrregues sotmeses al cotxe durant les competicions

Una altra avantatge significativa és que transfereix molt millor la calor generada pels frens, comparat amb els altres materials, cosa que redueix el risc d'avaries en el sistema de frenada. A més, l'aliatge de magnesi té una capacitat d'esmoreïment fins a 50 vegades superior a les d'aliatge d'alumini, que ajuda a reduir les vibracions transmeses cap a la massa suspesa del cotxe. Aquest conjunt de característiques positives ajuden a millorar el rendiment general i a allargar la vida útil de la llanta i altres components associats.

Per contra, les llantes de magnesi mai han arribat a predominar el mercat per la seva tendència a corroir-se. En la actualitat, però, s'han descobert diferents tècniques per combatre-la. Una consisteix en afegir més alumini en la composició química per augmentar la resistència a la

corrosió. I l'altre tècnica essencial per millorar la resistència a al corrosió és l'aplicació de tractaments superficials anticorrosius.

L'aliatge de magnesi és un material amb una excel·lent maquinabilitat, ja que requereix forces de tall menors, fet que allarga la vida útil de les eines i permet obtenir un millor acabat de les peces mecanitzades. No obstant això, s'ha de tenir en compte, a l'hora de mecanitzar una llanta d'aliatge de magnesi, l'alta inflamabilitat que té el material. El magnesi té el punt de fusió més baix que l'alumini i reacciona amb l'oxigen i la humitat. Les virutes arrencades durant el mecanitzat, juntament amb la pols de l'aliatge, poden provocar flames blanques intenses, que no són fàcils d'extingir amb els mètodes convencionals.

Per això, si es treballa amb aliatges de magnesi, és important realitzar un manteniment adequat dels CNC. Abans de cada nou fresat o tornejat s'ha de netejar el centre per retirar els residus acumulats de magnesi, que poden ser fonts d'ignició si entren en contacte amb alguna espurna o quan estan exposats a altes temperatures. L'altre tècnica de prevenció clau és l'ús del fluid de tall adequat. En el cas del magnesi, els fluids de tall són encara més essencials per evitar el sobreescalfament durant el mecanitzat, però cal escollir el pertinent, ja que alguns fluids poden augmentar la inflamabilitat del magnesi, augmentant el perill de l'operació.

En resum, l'aliatge de magnesi és un material amb molt bones prestacions tant en rendiment de la llanta com en el procés de fabricació, per la seva excel·lent combinació de resistència i lleugera i per la seva maquinabilitat, respectivament. Tot i això, és un material car i, actualment, només es munten llantes de magnesi en el món de la competició o en cotxes superesportius d'alta gamma.

2.2.2.4. Fibra de carboni

Un dels últims materials amb més potencial utilitzat en la fabricació de llantes és la fibra de carboni, que, combinada amb la resina, aporta unes propietats superbes en la competició de l'automoció.

La fibra de carboni és un material compost fet de filaments cristal·lins de carboni que es teixeixen per aconseguir una alta resistència mecànica amb un pes extremadament lleuger. La resistència a la tracció és significativament superior a la dels altres materials, i la seva densitat està molt per sota, aproximadament de 1750 kg/m^3 . A més, també destaca per ser resistent a la corrosió i a la fatiga, qualitats que garanteixen una vida útil prolongada.

El mòdul d'elasticitat de la fibra de carboni pot ser fins a cinc vegades el dels aliatges d'alumini, fet que li dona molta rigidesa a la llanta. Muntar llantes tan lleugeres com les de fibra de carboni redueix les inèrcies de rotació, augmentant tant l'acceleració com la frenada, aportant una millora notable en el rendiment global del cotxe.

Les propietats d'aquest material, però, depenen de la col·locació i orientació de les fibres. Per això, durant la fabricació cal tenir en compte que es tracta d'un material anisotròpic, amb característiques mecàniques que varien segons la direcció.

El principal inconvenient de les llantes de fibra de carboni és l'elevat preu, tant pel cost del material com per la complexitat del procés de fabricació. Per això, l'ús és limitat per vehicles de competició o de gamma alta.

Tot i la elevada resistència a la tracció, la fibra de carboni és menys resistent als impactes concentrats i, en cas de fissura, la reparació sol ser molt cara. A part, al contrari que els d'aliatges de magnesi, quan la llanta arriba al fi de la seva vida útil és molt difícil de reciclar.

A la figura 4, es mostra la llanta de fibra de carboni que fabrica la marca de cotxes esportius Koenigsegg pel seu model Jesko.



Figura 4. Llanta de fibra de carboni de la marca Koenigsegg [6]

2.2.3. Segons la tècnica de fabricació

En funció del material utilitzat per la fabricació de la llanta, les tècniques emprades poden variar. Per aquest motiu, es descriuran els processos de fabricació de les llantes d'acer, d'aliatges i de fibra de carboni, amb un èmfasi especial en les diferents tècniques utilitzades per a les llantes d'aliatges d'alumini, ja que serà el material escollit per el desenvolupament de la llanta de l'estudi.

2.2.3.1. Llantes d'acer

Per a la producció de les llantes de d'acer, conegudes popularment com a llantes de xapa, es parteix de grans bobines d'acer, provinents sovint d'un procés de colada contínua. El gruix de la xapa d'acer de la bobina ve determinada pel diàmetre de la llanta, normalment entre 4 i 8 mil·límetres.

El primer pas, en desplegar la bobina d'acer, és tallar la xapa, en forma rectangular pel cèrcol o en forma circular pel nucli, amb les mides específiques segons les dimensions finals que es volen aconseguir. El tall s'acostuma a realitzar amb premses hidràuliques o amb tall làser o per aigua a pressió. Abans de donar la forma a la xapa, aquesta passa un procés de tractat superficial per eliminar les imperfeccions que pugui tenir.

Seguidament, la xapa circular passa per un procés de conformat per donar la forma al nucli i a l'ancoratge de la llanta. La xapa es col·loca en una premsa amb les matrius corresponents i s'emboteix la forma del nucli de la llanta i, en una premsa diferent, es realitza el procés de punxonat, per conformar el PCD, el forat central i les finestres de la llanta.

Al mateix temps, una màquina equipada amb rodets s'encarrega de corbar progressivament la xapa rectangular fins a donar-li una forma completament circular. Després, es solden els extrems de la xapa, per l'exterior i l'interior, per tancar el cercle. La zona de la soldadura es poleix per garantir uniformitat i per eliminar el material sobrant.

El següent pas, es aconseguir el perfil desitjat al cercle. Per fer-ho, la xapa passa per un procés conegut com a *roll forming*, que es pot traduir com a conformació rotativa, on el cercle es col·loca sobre un eix amb la forma del perfil interior final i el fa girar a una velocitat constant. A la vegada, uns rodets giratoris apliquen una força controlada sobre el cercle per estirar i comprimir el material fins a obtenir el perfil desitjat.

Tal com es mostra en la figura 5, el procés de *roll forming* acostuma a dividir-se en etapes diferents.

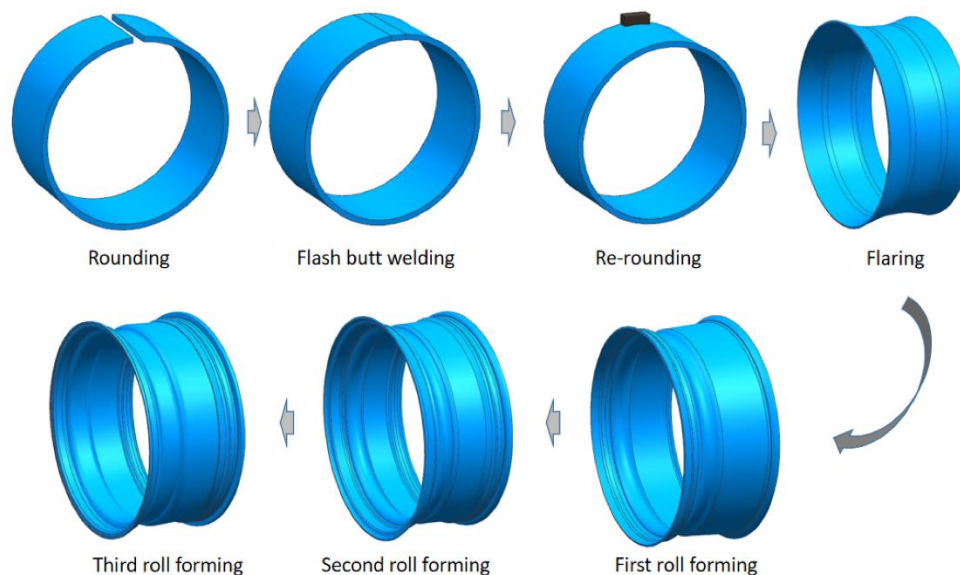


Figura 5. Procés de fabricació del cercle d'una llanta d'acer [7]

Un cop conformades les dues peces, cal fixar el nucli dins del cercle. Primer s'alineen les dues peces per tal d'aconseguir el balanç òptim i, posteriorment, es solda l'interior i l'exterior de la junta. De la mateixa manera que la primera soldadura, es realitza un procés de poliment per eliminar l'escòria generada i donar un acabat més bonic.

Abans dels tractaments superficials i la pintura, que són essencials per millorar la resistència a la corrosió, l'aspecte estètic i la durabilitat, es forada el forat per la vàlvula, que haurà de complir les dimensions dictades per la normativa.

Finalment, després de passar els processos de verificació i de comprovar l'estanqueïtat, la llanta està llesta pel muntatge.

2.2.3.2. Llantes d'aliatges no fèrrics

Els processos de fabricació de les llantes d'aliatges no fèrrics inclouen, en termes generals, l'ús d'aliatges d'alumini i de magnesi, tot i que cada composició requereix de condicions diferents. En aquest capítol es tractaran les tres tècniques de fabricació per a llantes d'aliatges: la fosa, el *flow forming* i el forjat.

Fosa

Les llantes de fosa d'aliatge d'alumini són les més comunes en el mercat, bàsicament perquè és el mètode de fabricació més econòmic. Com qualsevol peça fabricada per fosa, el procés consisteix en abocar metall fos a un motlle que conté la cavitat buida de la forma de la llanta. Un cop es refreda el material, s'obté la llanta sòlida.

Les llantes de fosa poden obtenir-se per tècniques de fabricació diferents, per gravetat o per baixa pressió. Els dos mètodes són vàlids i cada un presenta els seus avantatges.

El motlle, sovint, està format per cinc o sis matrius: una per la cara exterior de la llanta, una pel perfil interior i, entre tres i quatre pel cercol. En el cas de la fosa per gravetat, l'aliatge en estat líquid s'aboca dins del motlle aprofitant l'efecte de la gravetat.

Durant l'abocament de l'aliatge fos, es pot generar un flux turbulent que atrapi bombolles d'aire o d'altres gasos, augmentant la porositat del material. Per minimitzar aquest efecte, molts fabricants controlen el procés inclinant el motlle. Aquesta tècnica, encareix el cost de la producció però, redueix la turbulència, afavoreix a un refredament més ràpid i uniforme del metall, i permet obtenir una llanta amb millors propietats mecàniques.

D'altra banda, la fosa per baixa pressió utilitza una matriu similar, però amb un sistema que injecta el metall fos a l'interior de la matriu aplicant una baixa pressió, d'aproximadament 1 bar. Això ajuda a eliminar possibles bombolles d'aire i garanteix la distribució uniforme del metall líquid. Al cap de pocs minuts, s'obre la matriu i es refreda la llanta ja solidificada en aigua. A la figura 6, es representa l'esquema d'un procés de fabricació de llantes per baixa pressió.

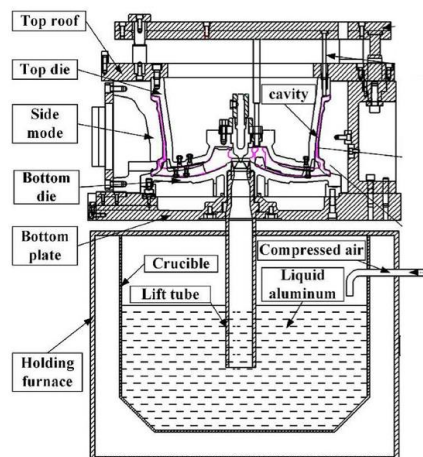


Figura 6. Esquema del procés de fabricació de llantes per fosa de baixa pressió [8]

En ambdós casos, la llanta es tracta tèrmicament per ajustar la resistència de l'aliatge, mitjançant processos com el revingut. A part, les llantes han d'entrar en el torn per eliminar les imperfeccions, les rebaves i aconseguir els diàmetres segons el disseny.

Les llantes de fosa són les més econòmiques, per contra però, acostumen a ser més pesades i les seves propietats no són excel·lents, ja que la mida del gra no és petita i la microestructura acostuma a ser porosa. A part, com que el refredament no és uniforme, les propietats de la llanta són diferents al nucli que al cèrcol.

Flow forming

De la fabricació per fosa en deriva una tècnica avançada coneguda com a *flow forming*, que ofereix propietats mecàniques més bones. Les llantes fabricades amb *flow forming* sovint es consideren un híbrid entre les de fosa i les forjades però, cal tenir en compte que es parteix d'unes llantes de fosa i, tot i que es milloren les propietats mecàniques del cèrcol, no s'assoleixen les prestacions d'unes llantes forjades.

En aquesta tècnica, es fabrica la llanta inicial per fosa, amb un gruix de cèrcol superior al final, adaptat a l'amplada específica desitjada. A continuació, la llanta es col·loca sobre un tambor giratori que té el perfil interior de la llanta final. Llavors, mitjançant l'aplicació de calor per augmentar la ductilitat i la pressió aplicada per uns corròns, s'estira l'alumini del cèrcol mentre gira, fins a aconseguir el perfil i el gruix final, tal com mostra la seqüència de la figura 7. Aquest procés modifica la microestructura de l'aliatge, compactant les fibres i aconseguint una mida de gra més fina.



Figura 7. Seqüència del procés de flow forming [9]

La tecnologia *flow forming* té una sèrie d'avantatges respecte les llantes de fosa convencionals. El més significatiu és la reducció de massa, ja que es pot arribar a alleugerir fins a un 20% el pes de la llanta, aproximadament. Aquesta disminució de pes no només millora el rendiment en l'acceleració i la frenada del vehicle, sinó que també contribueix a una disminució del consum de combustible.

A part de alleugerir el pes de la llanta, ahora s'incrementa la resistència a la tracció. La tecnologia permet assolir una elongació major del material que millora l'absorció d'impactes sense trencar-se.

Pels fabricants, la tecnologia *flow forming* resulta especialment interessant perquè els permet oferir, als consumidors, una gran varietat d'amples específics, aprofitant una bona part de la matriu de fosa inicial.

Forjat

Les llantes forjades són les que millor propietats tenen respecte els altres dos mètodes de fabricació. El procés de forjat comprimeix les microestructura, eliminant les porositats i orientant les fibres del metall.

Així doncs, quan es rep el material, el primer pas és un forjat de matriu oberta, normalment. Aquest tipus de forjat es duu a terme en premses de gran tonatge que comprimeixen el bloc d'aliatge amb una força de més de 10000 tones. D'aquesta primera forja en surt un bloc cilíndric d'alumini amb les fibres comprimides que augmenta la resistència del material amb una densitat menor.

Després del primer forjat, hi ha dues opcions segons la flexibilitat del procés. És a dir, depèn de si es tracta de llantes forjades d'una sèrie llarga o de models exclusius ja sigui per disseny frontal o per dimensions i desplaçaments.

En cas de la producció de sèries llargues, el bloc cilíndric passa per una altra premsa de forjat amb matriu tancada i en calent. El forjat es divideix en tres etapes i l'objectiu és, a banda de millorar les propietats del material comprimint-lo, donar-li forma a la cara frontal i al perfil interior de la llanta, tal com es mostra en la figura 8.



Figura 8. Renderitzat de les tres etapes de forjat d'una llanta RAYS [10]

Segons l'ample específic i les matrius utilitzades, el bloc pot estar llest per passar directament al centre de mecanitzat o, en la majoria de casos, requerir un procés de *flow forming*. En el cas de que el bloc no tingui l'amplada específica desitjada, la llanta es torna a escalfar i es munta sobre un tambor giratori que conté el perfil interior de la llanta final copiat. I, amb la pressió exercida per uns corróns, el material s'estira i s'adapta al perfil del tambor fins a aconseguir l'amplada final.

Després del procés de forja, el bloc es sotmet a tractaments tèrmics per millorar-ne les propietats i la microestructura. La majoria de fabricants utilitzen dos tractaments clau: un trempat seguit d'un revingut. El trempat consisteix en escalfar el material al voltant dels 500°C i refredar-lo ràpidament, aconseguint així una duresa més elevada. Per contra, però, el material resultant és més fràgil i, per aquest motiu se li aplica un revingut. Aquest segon tractament consisteix en reescalfar l'aliatge a una temperatura més baixa durant moltes hores i acabar amb un refredament controlat. El revingut controlat, conegut com a envelliment artificial, dona lloc a la denominació T6.

En el cas de que el nombre de llantes a fabricar sigui reduït, el bloc d'aliatge que surt del primer forjat, normalment en forma de cilindre, també es tracta tèrmicament. Així doncs, sigui quin sigui el procés de forjat, les llantes es tracten tèrmicament abans de passar pel procés de mecanitzat.

En primer lloc, el material es col·loca en un torn on, en dues etapes, s'elimina l'excedent i les imperfeccions del *flow forming*. Si el bloc cilíndric no ha passat pel procés de *flow forming*, el torn s'encarrega d'arrencar tot el material de l'interior de la llanta i de donar-li forma al perfil desitjat.

La pròxima etapa del mecanitzat es centra en aconseguir la cara frontal. Per fer-ho, la llanta es col·loca en un centre de control numèric (CNC), on la fresa elimina la ferritja i dona forma a les finestres i als braços segons el disseny.

Per acabar la part estructural de la llanta, es foraden els punts d'ancoratge segons el nombre de espàrrecs o cargols i el diàmetre requerit de cada vehicle. Normalment, entre la femella o el cargol i la llanta s'hi instal·len uns casquets per evitar el contacte directe a l'alumini, reduint així el desgast.

Abans de la pintura final, la llanta passa per un conjunt de processos d'acabat. El procés primordial és un polit general de la llanta per suavitzar les cantonades vives o per eliminar les possibles imperfeccions del mecanitzat. Alguns fabricants també apliquen un sorrejat (*shot blasting*), que consisteix en projectar petites esferes metàl·liques a gran velocitat per netejar la superfície i preparar-la pel pintat. A més, aquesta tècnica augmenta la resistència a la fatiga de la llanta.

2.2.3.3. Llantes de fibra de carboni

Així com els mètodes de fabricació de les llantes d'acer o d'aliatges estan automatitzats en grans plantes per braços robòtics, cintes transportadores i altres mecanismes, la metodologia per fabricar llantes de fibra de carboni és poc automatitzable.

La matèria prima per fabricar una llanta de fibra de carboni és el preimpregnat, un material compost fet de fibres de carboni impregnades amb resina. Aquest compost s'ha de guardar a baixes temperatures per mantenir l'efecte de la resina, ja que un cop es treu dels congeladors es comença a endurir i perd la ductilitat que permet la fabricació del disseny.

Paral·lelament a la fibra de carboni, també s'ha de preparar una matriu, normalment d'alumini, amb el disseny final de la llanta. En el cas de les llantes sovint es treballa amb dos motlles diferents, un per la part interior i l'altre per la part frontal de la llanta.

El següent pas és retallar les làmines de fibra de carboni en centenars o milers de retalls segons el disseny final. Llavors, a sobre de la matriu es va col·locant capa per capa els retalls de fibra de carboni impregnada de manera uniforme i amb les fibres orientades segons els esforços que està sotmesa la llanta. Aquesta tècnica de fabricació permet dissenyar llantes amb cavitats buides a l'interior dels braços, per exemple, per tal de reduir pes.

El pas més difícil i el qual els fabricants no donen pistes als competidors de com ho fan és unir el frontal amb l'interior de la llanta. Un cop unides les dues parts de la llanta, es segella el conjunt i s'hi aplica el buit. Seguidament, en un forn s'escalfa el material unes hores, controlant la temperatura i la pressió, per aconseguir una distribució uniforme de la resina i millorar les propietats del material compost.

En la figura següent es pot observar el procés manual de col·locació de les capes de fibra de carboni impregnades en un motlle. El temps aproximat per fabricar una llanta de fibra de carboni és d'una setmana.



Figura 9. Col·locació de les làmines de fibra de carboni en un motlle frontal d'una llanta [11]

3. Disseny i desenvolupament d'una llanta *aftermarket*

Una vegada vistes les diferents classes de llantes, aquest apartat abordarà el procés de disseny i desenvolupament d'una llanta *aftermarket* d'acord amb la normativa i els requisits tècnics establerts. Primer, s'analitzaran els criteris de disseny que els enginyers han de decidir a l'hora de crear un nou model de llanta, bé sigui per l'aplicació o per l'estètica. Seguidament, es definiran els diferents requisits tècnics del disseny, com la capacitat de càrrega, l'adaptabilitat i la massa.

Posteriorment, es presentarà una descripció detallada de la normativa a la qual es regirà el disseny de la llanta per tal de complir els criteris d'homologació. Finalment, es realitzarà el disseny de la llanta, primer utilitzant eines de CAD en 2D i després desenvolupant un model en 3D.

3.1. Criteris de disseny

Així doncs, en aquest apartat s'esmentaran les característiques que defineixen i classifiquen una llanta des del punt de vista estètic i funcional. Tot i que l'aspecte de l'exterior de la llanta és un factor clau, les decisions de disseny estan condicionades per requisits tècnics de l'aplicació i la compatibilitat del vehicle.

3.1.1. Número de braços i finestres

El primer criteri de disseny que cal tenir en compte és el número de braços de la llanta. És una de les primeres coses que el client veu a l'hora de decidir quines llantes de reposició comprar pel seu cotxe.

Aquesta característica pot definir molt el tipus de llanta que és i en quin cotxe pot encaixar millor. És a dir, una llanta de molt braços, acostuma a muntar-se en cotxes categoritzats com a elegants, com el de la figura 10. Quan es busca elegància en una llanta, es sol triar un disseny de molts braços llargs i estrets, juntament amb un acabat acord amb el cotxe. En aquest cas, les finestres són llargues i estirades, des del centre de la llanta fins a la pestanya exterior.



Figura 10. Llanta multi braços del Rolls Royce Cullinan [12]

Quan les llantes són per competició, el disseny sol ser més senzill i amb menys braços per dues raons principals. La primera és afavorir la ventilació de la calor generada pels frens, ja que un disseny molt tapat dificultaria la dissipació tèrmica. La segona raó és que en la competició es prioritza el rendiment i la reducció de costos, en comptes d'una estètica elegant. Per això, el temps de mecanitzat de les llantes sempre interessa que siguin mínim per tal d'abaratir la producció en massa.

Tot i que es busca un disseny senzill, això no significa que s'optimitzi la llanta. De fet, és al revés, considerant que, els enginyers coneixent les càrregues que haurà de suportar, es va iterant el disseny per tal de minimitzar el pes de la llanta, distribuint el material de la forma més òptima i eficient.

Quan la competició és un ral·li de terra en lloc d'un circuit asfaltat, el disseny de la llanta acostuma a ser una mica més tancat a la part central per evitar al màxim l'entrada de pedres o altres materials que puguin malmetre el sistema de frens, tal com el de la figura 11. Tot i això, també es dissenyen finestres més grans per tal de poder evacuar correctament la calor de l'interior.



Figura 11. Llanta de ral·li de la marca OZ Racing [13]

3.1.2. Concavitat

La concavitat d'una llanta no només és un criteri de disseny estètic, sinó que també ve condicionada per la pinça de fre del cotxe, en els casos on la frenada és de disc, com en la majoria de cotxes, i pel desplaçament que se li vulgui donar a la llanta, l'ET.

La concavitat es pot definir com la curvatura del perfil dels braços d'una llanta. Quan una llanta té poca concavitat és diu que té un disseny *flat*, pla en català. Mentre que si té concavitat el disseny és còncau, tal com mostra la figura 12.

en la concavitat, la llanta posterior acostuma a tenir un *lip* més profund que la de davant, ja que les pinces posteriors són més petites.

Quan es parla de profunditat de *lip*, es fa referència al seu aspecte estètic, ja que aquest dona una profunditat a la llanta, fent que el nucli quedi situat més a l'interior del pneumàtic. A part, el *lip* provoca que la llanta sembli d'un diàmetre inferior al que és, característica valorada per alguns modificadors de cotxes.

Funcionalment, el *lip* també és interessant, ja que dissenyar la llanta amb un petit *lip* permet reduir una mica la massa total. Això és deu al fet que els braços no s'estenen fins a la pestanya exterior, sinó que sovint acaben al diàmetre més petit del cercol, necessari pel muntatge del pneumàtic.

3.2. Requisits de disseny

L'objectiu d'aquest disseny és desenvolupar un disseny de llanta totalment personalitzat que millori les prestacions de la llanta d'origen, mantenint les dimensions estructurals. Es pretén aconseguir un disseny amb una estètica atractiva, amb un concavitat pronunciada i unes finestres grans amb uns braços esvelts.

La tècnica de fabricació escollida és un forjat seguit d'un mecanitzat precís en un CNC de 3 eixos, per aconseguir una llanta monobloc forjada. Aquesta metodologia proporciona una combinació d'alta resistència amb un pes lleuger que permet un cert grau de personalització, limitat només a geometries complexes, com braços buits o rebuidats en el pla lateral dels braços.

Pel que fa el material de fabricació, s'ha seleccionat l'aliatge d'alumini AL 6082 T6, que destaca per una alta resistència mecànica, bona resistència a la corrosió i una excel·lent relació rigidesa-pes. La composició química i les propietats físiques i mecàniques estan llistades en les taules 1 i 2, respectivament.

La normativa que regirà el procés de disseny és la descrita pel manual d'estàndards d'ETRTO i per la UN/ECE R124. La ETRTO és una organització europea que defineix els estàndards per a les dimensions tècniques dels pneumàtics, llantes i vàlvules per garantir la compatibilitat i seguretat. I, la UN/ECE R124 és una reglamentació internacional per la homologació de llantes *aftermarket*, que recull els requisits de disseny i els assajos a bancs de prova per validar-ne la seguretat.

En aquest estudi es dissenyarà una llanta per l'eix davanter d'un BMW M3 Competition G80. El cotxe se l'hi ha establert l'ús particular en el dia a dia, amb la preparació òptima per poder participar en sessions de circuit, un tipus d'ús popularment conegut com a *track days*. Per aquest motiu, s'ha escollit la tècnica de fabricació i el material esmentats anteriorment, ja que combinen les propietats requerides per l'ús a circuit amb la capacitat de suportar diferents condicions meteorològiques, mantenint alhora un preu competitiu.

L'equipament d'origen subministrat pel fabricant del cotxe (OEM) és de llantes 9,5Jx18 ET20 a l'eix anterior i 10,5Jx19 ET20 a l'eix posterior, amb l'ancoratge de 5 cargols a un diàmetre de 112 mil·límetres i un forat central de 66,5 mil·límetres.

El pes de la llanta d'origen de 18 polzades de l'eix davanter és de 9,8 quilograms [14]. Es tracta d'una llanta forjada d'aliatge d'alumini amb 5 braços dobles, que li dona un aspecte molt obert a la roda.

Amb un diàmetre de 18 polzades, només és possible muntar discos de fre metàl·lics, ja que els ceràmics requereixen llantes de 19 polzades o més. Tot i les grans avantatges que presenten els frens ceràmics, l'ús assignat al vehicle en aquest estudi, apte per carrer i circuit, no en justifica la necessitat.

A més, la millor opció per combinar carrer i circuit són les llantes de 18 polzades, ja que, a banda de reduir la massa no suspesa del vehicle, permeten muntar uns pneumàtics amb un perfil més alt. Augmentar el flanc del pneumàtic proporciona millor adherència i una absorció més eficient de les irregularitats del circuit, millorant el rendiment i el confort.

Per tant, degut a la limitada oferta de llantes *aftermarket* de 18 polzades per a models com el BMW M3 Competition G80 o similars, aquest estudi es proposa dissenyar una llanta forjada de 18 polzades, mantenint les dimensions originals però amb una reducció de massa significativa.

Per tal de mantenir les dimensions de les llantes OEM, l'ample específic serà de 9,5 polzades i el desplaçament de 20 mil·límetres. D'aquesta manera, no hi ha preocupació per sobrepassar el pas de roda de la carrosseria, una condició primordial per tal d'estar dins de la normativa de la ITV, la qual no permet que la roda surti del pas de roda ni modificar més de 30 mil·límetres l'ample de vies d'origen, és a dir, no es pot disminuir més de 15 mil·límetres l'*offset* de la llanta.

Abans de començar el disseny de la llanta, l'objectiu de massa per cada llanta és estar per sota els 9 quilograms, aconseguint així reduir un total de 3,2 quilograms en cas de muntar les quatre llantes.

Per últim, la llanta ha de suportar una càrrega de 600 quilograms, equivalent a la càrrega de les llantes que els fabricants venen per aquesta aplicació. Per validar la integritat mecànica de la llanta, es sotmetrà a dos casos de càrrega en un anàlisi d'elements finits equivalents als assajos a bancs de prova de flexió rotativa i de rodolament.

3.3. Normativa

El concepte *aftermarket* defineix a qualsevol peça de recanvi que es pot utilitzar en un vehicle, i no té perquè estar aprovada ni fabricada per la marca original del vehicle. A diferència, hi ha les peces OEM (*Original Equipment Manufacturer*) que són aquelles fabricades pel mateix fabricant del vehicle.

La normativa europea per homologar llantes d'*aftermarket* per a vehicles de passatgers i els seus remolcs està escrita en el reglament nº124 del document DOUE-L-2006-82689. La normativa UN/ECE 124 recull els assajos que ha de superar una llanta per ser homologada a Europa.

Per una banda, existeixen associacions pel control de les llantes, com TÜV, que és una organització alemanya i austríaca que testea, inspecciona i certifiquen tot tipus de peces i instal·lacions per garantir-ne la seguretat i qualitat. A Alemanya, les llantes *aftermarket* han de

superar els assajos de TÜV per poder ser homologades i muntades, mentre que fora del país és una certificació molt ben considerada.

Per altre banda, hi ha l'associació ETRTO (*European Tyre and Rim Technical Organisation*) que estableix les normes, definicions i especificacions tècniques dels pneumàtics, llantes i vàlvules de tot tipus de vehicle, amb l'objectiu de garantir la compatibilitat i seguretat.

3.3.1. Normativa de disseny

En el manual d'estàndard d'ETRTO [3] es recull les dimensions que ha de tenir el perfil de la llanta segons l'aplicació, els tipus de *humps*, els forats de vàlvula i altres especificacions tècniques obligatòries. En el següent capítol veurem quines són aquestes especificacions que han de complir les llantes a Europa.

3.3.1.1. Especificacions del perfil

El perfil de la llanta ve condicionat per diferents paràmetres en funció de l'ample específic, recollits en una taula en el manual d'estàndard d'ETRTO. A la figura 13 es mostra un perfil bàsic amb la denominació de cada dimensió.

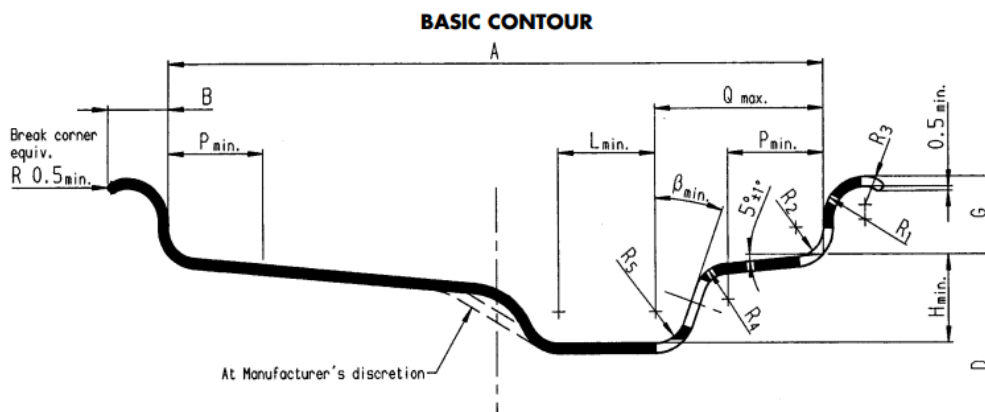


Figura 13. Paràmetres del perfil d'una llanta [3]

L'ample específic, està definit per la lletra A i té una tolerància de $\pm 1.5\text{mm}$ a partir d'amples igual o superiors a 6.5 polzades. Unes altres dimensions condicionades importants són els radis R4 i R5, l'alçada H_{min}, les distàncies Q_{max} i L_{min} i l'angle β_{min}, en aquest cas per garantir que es pot muntar el pneumàtic.

En el cas de la llanta de l'estudi, l'ample específic és de 9,5 polzades i les dimensions estan llistades a la taula de dimensions de contorn de la pàgina R.9 del manual d'estàndards d'ETRTO. Per un perfil 9,5J (recordant que la J significa que l'aplicació és en un turisme), l'ample específic és 241,5 mil·límetres amb una tolerància simètrica d'1,5 mil·límetres.

El gruix de la pestanya interior, la B de la figura 13, ha de ser d'entre 11 i 15 mil·límetres. La G de la figura 13, que denomina l'alçada de la pestanya exterior des del diàmetre nominal, ha de ser de 17,3 mil·límetres amb una tolerància de sis dècimes.

La distància P mínima varia en funció del tipus de *hump*, que se'n parla a continuació. Aquesta distància representa la separació entre les pestanyes i els ressals i, per l'ample 9,5 polzades, no pot ser inferior a 19,5 mil·límetres.

Tant l'alçada mínima H com l'angle mínim β mínima garanteixen que es pot muntar el pneumàtic, ja que, si es manté el mateix diàmetre de cercol de la llanta, no es pot estirar el pneumàtic per muntar-lo. En el cas de l'estudi, l'alçada H ha de ser, com a mínim, 17,3 mil·límetres i l'angle β mínim de 20°.

També està regit per garantir compatibilitat amb el pneumàtic una distància mínima amb el diàmetre més petit (L mínima) i una distància màxima per col·locar el clot del perfil (Q màxima). Per un ample específic de 9,5 polzades, la distància L ha de ser mínim 22 mil·límetres i la Q no pot superar els 45 mil·límetres.

Finalment, els radis del clot, R1 i R2, no poden superar els 9,5 i 6,5 mil·límetres, respectivament, per una llanta amb un ample de 9,5 polzades.

3.3.1.2. Humps

Una altra geometria definida per la normativa ETRTO és la dels ressals del perfil de la llanta, popularment coneguts com a *humps*. En les llantes de cotxes hi troben dos *humps*: l'interior i l'exterior, i cadascun pot tenir fins a quatre geometries diferents. El perfil del *hump* interior no ha de ser necessàriament igual al de l'exterior, és a dir, que es poden combinar, i la normativa permet fins a sis geometries de contorn diferents.

El *hump* bàsic, és el ressalt rodó i rep el nom de *hump* (H). Mentre que una altra opció és el ressalt pla, definit com a *flat hump* (FH). Les altres opcions és un contorn normal, sense ressalt, o un doble ressalt, que l'ETRTO el defineix com un *extended hump* (EH). A la taula 3, es descriuen les possibles combinacions de *humps*.

Taula 3. Combinacions de humps segons la normativa ETRTO

| DESIGNACIÓ | CONTORN BEAD SEAT | | MARCA |
|-------------------------|----------------------|----------------------|-------|
| | EXTERIOR | INTERIOR | |
| <i>Hump</i> | <i>Hump</i> | <i>Normal</i> | H |
| <i>Double hump</i> | <i>Hump</i> | <i>Hump</i> | H2 |
| <i>Flat hump</i> | <i>Flat hump</i> | <i>Normal</i> | FH |
| <i>Double flat hump</i> | <i>Flat hump</i> | <i>Flat hump</i> | FH2 |
| <i>Combination hump</i> | <i>Flat hump</i> | <i>Hump</i> | CH |
| <i>Extended hump</i> | <i>Extended hump</i> | <i>Extended hump</i> | EH2 |

A la figura 14, s'hi representen els dos tipus de ressalts més utilitzats en el disseny de llantes per a cotxes.

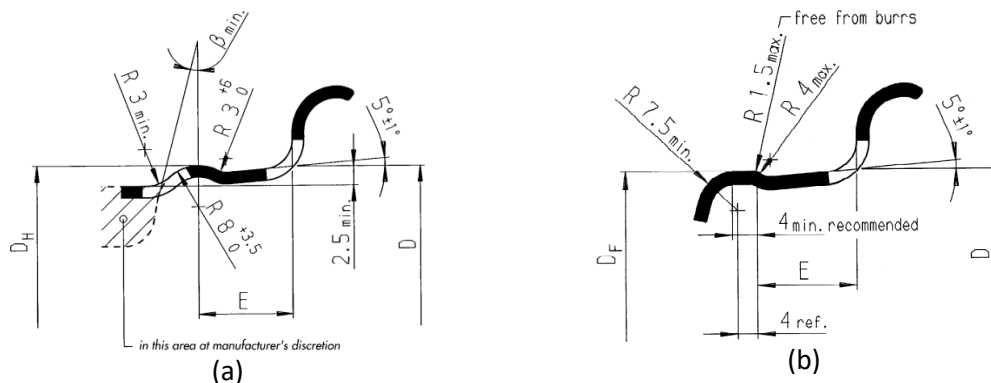


Figura 14. Geometria de contorn d'un hump (a) i d'un flat hump (b) [3]

L'espai pel *bead seat* (distància E de la figura 13) és entre 19,5 i 21 mil·límetres d'ample pel *hump* bàsic i de 19,5 mil·límetres pel *flat hump*, quan parlem de llantes de més de 4.5 polzades d'ample específic. La circumferència del ressalt (D_H) varia en funció del diàmetre nominal de la llanta.

En el disseny de la llanta de l'estudi, s'ha decidit un perfil amb un *hump* pla a l'exterior i un rodó a l'interior, el contorn *combination hump* (CH) de la taula 3. En la majoria d'aplicacions es preferible comptar amb els dos ressalts per garantir la fixació del pneumàtic. També s'ha optat per un *rounded hump* a l'interior per facilitar el muntatge del pneumàtic.

Per tant, en el cas de l'estudi, per una llanta amb un ample específic de 9,5 polzades i un diàmetre de 18 polzades, les dimensions del hump són les següents:

- *Rounded hump*: La separació entre la pestanya i el ressalt (distància E a la figura 14.a) ha de ser 21 mil·límetres, com a mínim. I, el diàmetre del hump, representat per D_H a la figura 14.a, de 1453,6 mil·límetres de perímetre, amb un tolerància de -3 mil·límetres.
- *Flat hump*: En el cas del pla, la separació E ha de ser igual o superior a 19,5 mil·límetres. I, el perímetre pel diàmetre del hump, D_F a la figura 14.b, de 1451,6 mil·límetres amb la mateixa tolerància que el rodó.

3.3.1.3. Forats de vàlvula

El forat de la vàlvula també queda definit pel manual d'estàndards d'ETRTO i cada tipus de forat queda restringit per algunes vàlvules. Les vàlvules es classifiquen segons la categoria del vehicle, per exemple, les referències de les vàlvules per cotxes de passatgers comença per V2. I, la taula de la pàgina H.2 del manual d'estàndards d'ETRTO diu que segons el tipus de vàlvula de cotxe el forat serà de 11,3 o 15,7 mil·límetres de diàmetre.

El manual d'estàndard d'ETRTO recomana el forat de vàlvula en funció de la vàlvula i el tipus de muntatge de la roda, és a dir, si el pneumàtic té càmera d'aire o és *tubeless*. Dins de les rodes *tubeless* es diferencien les vàlvules *snap-in*, *grommet* i les *o ring*, en ordre ascendent segons la pressió del pneumàtic.

En el cas de l'estudi, al tractar-se d'un vehicle d'alt rendiment, es recomana instal·lar una vàlvula de tipus *grommet*. Aquestes vàlvules consten d'un cos metàl·lic amb un anell de goma que garanteix el segellat del contacte amb la llanta. Destaquen per la durabilitat i resistència a pressions més altes, a més de no veure's afectades per condicions adverses.

En el dibuix de la figura 15, extret de la pàgina H.17 del manual, es representen les dimensions del forat de vàlvula 11.3H juntament amb les toleràncies geomètriques requerides. Aquest tipus de forat de vàlvula té un diàmetre de 11,3 mil·límetres amb una tolerància de +0,4 mil·límetres. La denominació "H" es deu al tipus de muntatge i de llanta, en aquest cas, perquè s'utilitza amb un pneumàtic *tubeless* i una llanta d'aliatge.

A més de respectar les dimensions del forat, cal complir amb les toleràncies geomètriques establertes per tal d'assegurar l'estanqueïtat del gas de dins del pneumàtic. També, són importants els arrodoniments per evitar danys a la vàlvula durant la instal·lació i l'ús.

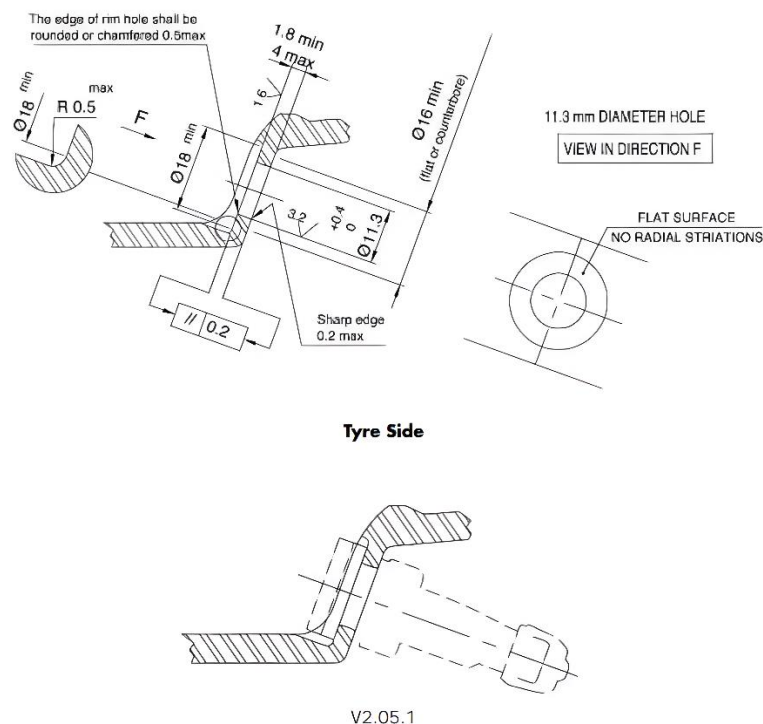


Figura 15. Esquema de les dimensions del forat de vàlvula 11.3H [3]

3.3.2. Assajos normatius

Així doncs, un cop definida la normativa de disseny del perfil de la llanta, cal considerar els assajos mecànics que una llanta ha de superar per obtenir l'homologació corresponent.

La norma UN/ECE R124 [15] és un estàndard europeu que estableix els criteris d'homologació per a les rodes de vehicles de passatgers i els seus remolcs. Aquesta normativa s'aplica a les rodes de recanvi noves dissenyades per a vehicles de les categories M₁, M₁G, O₁ i O₂, que corresponen a cotxes per passatgers de fins a 8 seients més el conductor, vehicles tot terreny per passatgers, remolcs lleugers fins a 750 quilograms de massa màxima autoritzada i remolcs mitjans de fins a 3500 quilograms de massa màxima autoritzada, respectivament.

3.3.2.1. Assaig de materials

Abans de realitzar els assajos mecànics a la llanta, primer cal verificar les propietats del material de partida. Segons el tipus de material emprat, serà necessari dur a terme uns assajos concrets, tal com es detalla a la taula 4.

Taula 4. Assajos requerits per la UN/ECE R124 segons el material de la llanta

| MATERIAL | ASSAJOS |
|--------------------|---------|
| Aliatge d'alumini | a, c, e |
| Aliatge de magnesi | a, c, e |
| Acer | a, b, d |

Els cinc diferents assajos metal·lúrgics que estableix la normativa són:

- a) Anàlisi químic de la matèria prima: es determina la composició química del material.
- b) Verificació de les propietats mecàniques generals A , R_p i R_m :
 - Percentatge d'elongació després de fractura (A): es mesura l'augment permanent de la longitud de la proveta després de la seva fractura, expressat amb un percentatge de la longitud original.
 - Resistència de prova amb extensió no proporcional (R_p): es mesura la tensió necessària per obtenir una extensió no proporcional específica a la mostra.
 - Resistència a la tracció (R_m): tensió corresponent a la força màxima de l'assaig abans de la fractura.
- c) Comprovació de les propietat mecàniques específiques A , R_p i R_m : es repeteixen els assajos de tracció anteriors en mostres extretes de zones concretes de la llanta:
 - Zona de muntatge del cub (el centre de la llanta).
 - Zona de transició entre el cub i el cercol (el final del braç).
 - Zona de la fractura, en cas de que s'hagi detectat.
- d) Anàlisi dels defectes metal·lúrgics i de l'estructura de la matèria prima: s'identifiquen possibles defectes com ara la porositat, les inclusions i les microfissures.
- e) Anàlisi dels defectes metal·lúrgics i estructures de zones claus: s'analitzen les zones claus de l'assaig c.

Els resultats obtinguts es redactaran en l'informe corresponent que s'entrega juntament amb la sol·licitud d'homologació.

3.3.2.2. Assaig de corrosió

L'assaig de corrosió, regit per la norma ISO 9227, consisteix en un assaig de boira salina amb una durada de 384 hores.

Per l'assaig s'agafa una llanta amb la superfície ja tractada que es prepara amb rallats transversals i impactes de pedres (segons la norma ISO 565) per simular els danys típics que es produeixen durant l'ús normal d'una llanta.

La mostra es col·loca en posició vertical dins l'equip d'assaig, juntament amb la resta de components que estan en contacte. La llanta es gira 90° cada 48 hores.

Un cop passades les 384 hores s'analitzen els possibles efectes de la corrosió en les superfícies, incloent-hi altres components, com poden ser cargols o cobertes.

Per validar la resistència a la corrosió del material, passades 190 hores no s'ha d'observar cap corrosió significativa en cap zona de la llanta ni en cap component, si és el cas. I, passades les 384 hores, la corrosió no ha d'afectar la funcionalitat de la llanta, els components de muntatge ni al *bead seat*. La funcionalitat de la llanta es verifica posteriorment mitjançant un assaig de flexió rotativa o de rodolament, segons la zona afectada per la corrosió.

L'informe de l'assaig ha d'incloure un reportatge fotogràfic que mostri els punts de corrosió netejats, per tal d'apreciar els possibles defectes del materials.

3.3.2.3. Assaig de flexió rotativa

L'objectiu d'aquest assaig es simular les forces laterals que actuen sobre la roda durant el pas per una corba. La llanta es fixa rígidament en el banc de proves per la pestanya interior i se li aplica un moment flector, M_b , sobre el pla de recolzament.

El parell de collament del cargols ve determinat pel fabricant del vehicle en el qual es pretén muntar la llanta, i és necessari tornar collar els cargols cada deu mil cicles, aproximadament, per garantir la precisió de l'assaig.

Per calcular el moment flector a aplicar, cal definir la capacitat màxima de càrrega de la roda, les mides del pneumàtic, el desplaçament de la llanta i el coeficient de fricció entre el pneumàtic i la superfície.

El moment flector màxim per cotxes i vehicles tot terrenys [15], es calcula segons la formula expressada en l'equació 1.

$$M_{b_max} = S \cdot F_V \cdot (\mu \cdot r_{dyn} + d) \quad (1)$$

M_{b_max} : moment flector màxim, expressat en newtons per metre [Nm].

F_V : capacitat màxima de càrrega de la roda, expressada en newtons [N].

r_{dyn} : radi dinàmic del pneumàtic més gran recomanat per la roda, expressat en metres [m].

d : *offset* de la llanta, expressat en metres [m].

μ : coeficient de fricció entre el pneumàtic i la superfície.

S : factor de seguretat.

El factor de seguretat que determina la normativa és de 2 i el coeficient de fregament de 0,9. Tot i així, en algunes aplicacions es pot augmentar el coeficient de fricció si es creu convenient. La norma no defineix cap cicle nominal per minut, mentre aquest estigui fora de la freqüència de ressonància del banc de prova.

L'assaig requereix quatre mostres de cada llanta, per sotmetre'n dues al 50% i dues al 75% de la força lateral màxima. La taula 5 especifica les condicions per validar l'assaig en funció del material de fabricació de la llanta, segona la norma UN/ECE R124 [15].

Taula 5. Condicions per superar l'assaig a flexió rotativa

| Categoria del vehicle | ALUMINI/MAGNESI | | ACER | |
|---|--|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| | M ₁ i M _{1G} | O ₁ i O ₂ | M ₁ i M _{1G} | O ₁ i O ₂ |
| Número mínim de cicles al 75% del $M_{b\ max}$ | $2,0 \cdot 10^5$ | $0,66 \cdot 10^5$ | $6,0 \cdot 10^4$ | $2,0 \cdot 10^4$ |
| Número mínim de cicles al 50% del $M_{b\ max}$ | $1,8 \cdot 10^6$ | $0,69 \cdot 10^6$ | $6,0 \cdot 10^5$ | $2,3 \cdot 10^5$ |
| Límits d'acceptació | El desplaçament de l'arbre ha de ser menys del 10% superior al desplaçament mesurat passats deu mil cicles | | | |
| | No s'accepten fissures tècniques | | - | |
| Disminució admissible del parell de collament aplicat inicialment als espàrrecs i les femelles de fixació de la llanta ¹ . | 30% màxim | | | |

En la figura 16, es mostra un exemple d'un banc de prova típic per realitzar un assaig de flexió rotativa. Tal com mostra la figura, la llanta està fixada en el bancada mitjançant una grapes que subjecten la pestanya interior. Alhora, la llanta es colla a l'arbre amb un conjunt de cargols o espàrrecs i femelles. I, aquest arbre té una massa determinada en desequilibri que al girar li provocarà un moment al pla de recolzament de la llanta que simula les forces laterals generades en el pas per corba del vehicle.

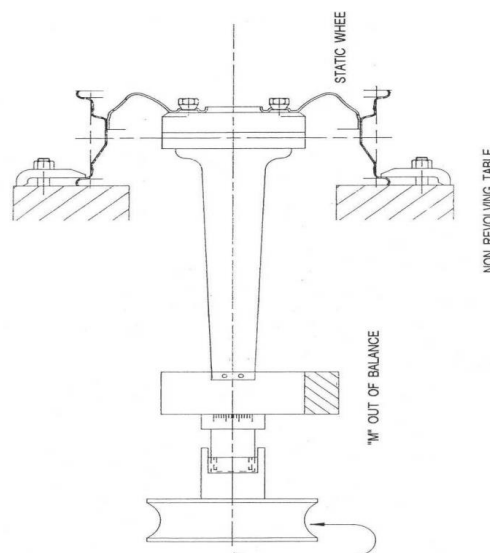


Figura 16. Esquema d'un exemple de banc de prova per un assaig de flexió rotativa [15]

3.3.2.4. Assaig de rodolament

¹ Per comprovar la disminució admissible del parell, s'ha de calcular tornant-les a collar, no mesurant el parell necessari per afluixar-les.

L'assaig de rodolament té com a objectiu simular les tensions exercides sobre la roda durant la conducció en línia recta. Per fer-ho, es munta el pneumàtic corresponent a la llanta i es col·loca la roda en un banc de proves on gira contra un tambor.

En el cas de rodolament extern, el tambor ha de tenir un diàmetre exterior de 1,7 metres, com a mínim. O, en el cas d'un assaig de rodolament intern, el diàmetre interior del tambor ha de ser mínim igual al radi dinàmic del pneumàtic dividit per 0,4.

La normativa diu que s'ha de repetir l'assaig en dues rodes per garantir la validesa dels resultats.

Per calcular la càrrega a aplicar sobre la roda mentre aquesta gira [15], es segueix la fórmula de l'equació 2.

$$F_p = S \cdot F_V \quad (2)$$

F_p : càrrega de l'assaig, expressada en newtons [N].

F_V : capacitat màxima de càrrega de la roda, expressada en newtons [N].

S : factor de seguretat.

El procediment i els requisits de l'assaig que determina la normativa són els de la taula 6, classificats segons la categoria de vehicle.

Taula 6. Condicions per superar l'assaig de rodolament

| | M₁ i M_{1G} | O₁ i O₂ |
|--|--|--------------------------------------|
| Direcció del rodolament | En línia recta | |
| Factor de seguretat, S | 2,5 2,25 ² | 2 |
| Pneumàtics | Els OEM del vehicle i, si és possible, amb la màxima amplada nominal recomanada per la llanta. | |
| Velocitat de l'assaig | Igual o inferior a la màxima permesa pel pneumàtic, normalment entre 60 i 100 km/h | |
| Distància equivalent de rodolament | 2000 km 1000 km ² | 2000 km 1000 km ² |
| Pressió inicial del pneumàtic | Pressió en ús normal: | Pressió inicial a l'assaig: |
| | Fins a 160 kPa → | 280 kPa |
| | Més de 160 kPa → | 400 kPa |
| Límits d'acceptació | No s'accepten fissures tècniques ni fugues d'aire | |
| Disminució admissible del parell de collament aplicat inicialment als espàrrecs i a les femelles de fixació a la roda ³ | ≤30% | |

En la figura 17, es mostra el muntatge d'un assaig de rodolament extern on el tambor, impulsat per un motor, fa girar la roda quan entren en contacte. A la vegada s'aplica la càrrega radial calculada, F_p , contra la roda.

² Per rodes d'acer de vehicles de passatgers.

³ Per comprovar la disminució admissible del parell, s'ha de calcular tornant-les a collar, no mesurant el parell necessari per afluixar-les.

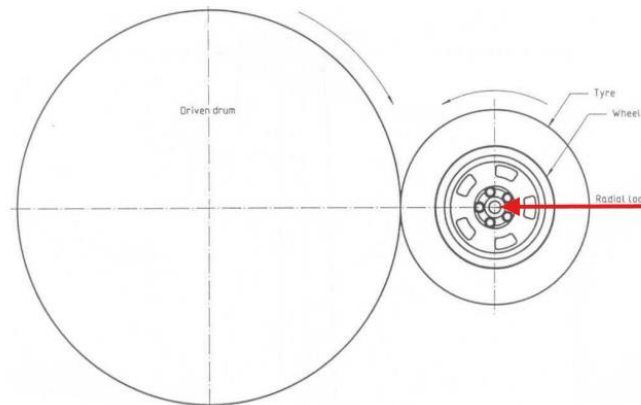


Figura 17. Esquema d'un assaig de rodolament extern [15]

3.3.2.5. Assaig d'impacte

Per comprovar la resistència de la llanta a les fractures, degut als xocs contra obstacles, com les voreres, es realitza un assaig d'impacte, detallat a continuació. De la mateixa manera que en l'assaig de rodolament, l'impacte es realitza amb el pneumàtic muntat, simulant les condicions normals d'ús.

La màquina d'assaig de càrrega d'impacte, esquematitzada en la figura 19, consta d'un percussor de caiguda vertical amb una cara d'impacte de mínim 125 mm d'amplada i 375 mm de llargada, amb les cantonades arrodonides o bisellades. La massa d'impacte, D, es calcula segons la fórmula de l'equació 3, i accepta una tolerància de $\pm 2\%$. La massa de la càrrega d'impacte de la màquina ha de ser de 1000 kg.

Per calibrar el banc de prova, s'aplica la massa total de la màquina de 1000 kg al centre de fixació de la roda i s'assegura que causa una desviació de $7,5 \text{ mm} \pm 0,75 \text{ mm}$ al centre de la biga de suport des de la base del banc de prova, tal com es mostra en la figura 18.

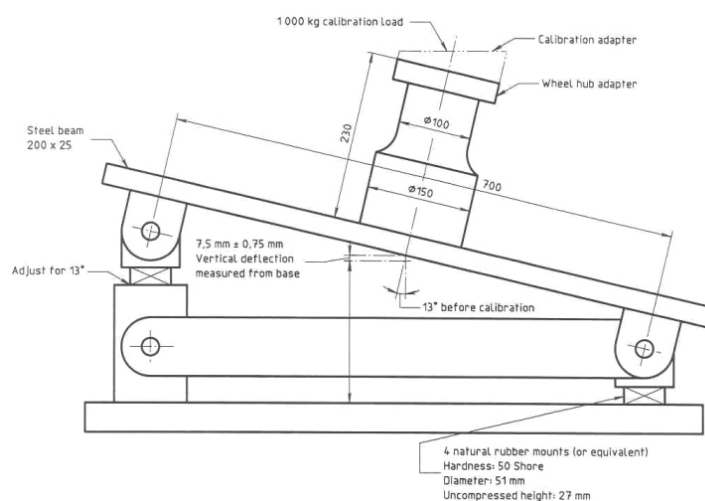


Figura 18. Esquema de la base de la màquina on es fixa la roda amb la desviació de calibratge acceptada [15]

El procediment de l'assaig comença per muntar la roda, conjunt llanta més pneumàtic, al banc de proves, de manera que la càrrega impacti contra la pestanya exterior de la llanta. La roda es

fixa en un angle de $13^\circ \pm 1$ respecte a l'eix vertical, deixant el punt més alt orientat a la cara d'impacte del percussor, tal com es representa en l'esquema de la figura 19.

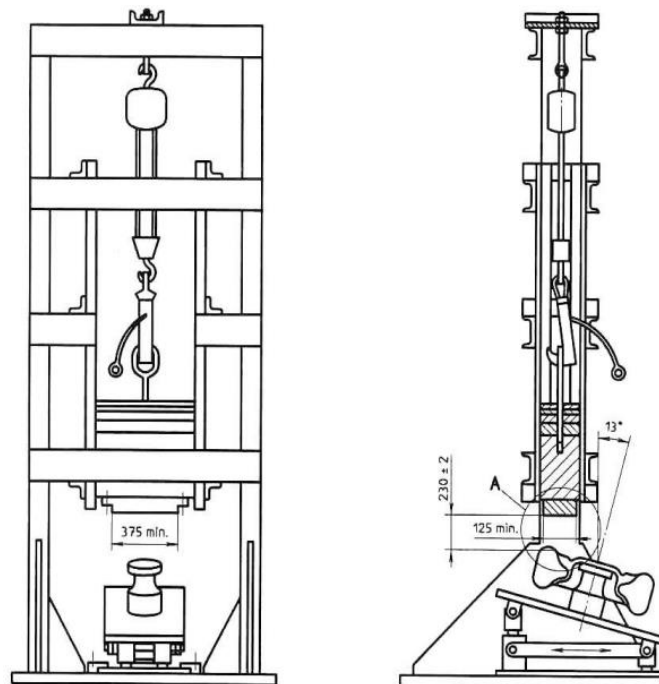


Figura 19. Esquema de la màquina d'assaig de càrrega d'impacte [15]

El pneumàtic utilitzat a l'assaig ha de ser el pneumàtic radial sense càmera, amb la menor amplada nominal de la secció transversal destinat a ser utilitzat per la llanta. La pressió d'inflat ha de ser l'especificada pel fabricant del vehicle i, en cas de conèixer aquesta informació, el pneumàtic s'infla a 200 kPa.

La temperatura del laboratori on es realitza l'assaig d'impacte ha de mantenir-se entre els 10°C i 30°C .

La llanta s'ha de fixar a la màquina de la mateixa manera que es farà en el vehicle, és a dir, amb el mateix número de cargols o espàrrecs i femelles collades al parell de collament recomanat pel fabricant del vehicle.

La distància que interfereix el percussor amb la pestanya de la llanta ha de ser de $25 \text{ mm} \pm 1 \text{ mm}$, i la massa es deixa anar des d'una alçada de $230 \text{ mm} \pm 2 \text{ mm}$ des de la part més elevada de la pestanya de la llanta.

Per calcular la massa de la càrrega d'impacte [15], es segueix la formula següent:

$$D = 0,6 \cdot \frac{F_V}{g} + 180 \quad (3)$$

D : càrrega de l'assaig, expressada en newtons [kg].

F_V : capacitat màxima de càrrega de la roda, expressada en newtons [N].

g : acceleració deguda a la gravetat ($9,81 \text{ m/s}^2$).

L'assaig d'impacte es repeteix per cada posició a estudiar, és a dir, que per a la majoria de geometries, un a la zona on finalitza el braç i un altre entre dos braços, sempre prop del forat de vàlvula. Per cada impacte, es fa servir d'una llanta nova. Sempre que sigui possible, s'evita que la direcció de l'impacte coincideixi amb la línia radial que va des del centre de la llanta fins a un forat de fixació.

Es considera que la llanta no ha superat l'assaig si es compleix algun d'aquests criteris:

- Apareix una o més fractures visibles que travessin completament la secció d'un element central del recolzament de la llanta, és a dir, un dels braços.
- L'element central es separa de la llanta. Fenomen que es coneix com coronament de la llanta perquè el nucli es separa del cercol.
- El pneumàtic perd tota la pressió en un minut.

Si no s'observa cap dels criteris anteriors, però apareix una deformació al nucli de la llanta o fractures a la zona on s'ha produït l'impacte, l'assaig es considera vàlid.

3.4. Desenvolupament del disseny

Per desenvolupar el disseny de la llanta, es crearà un primer croquis segons els requisits de disseny establerts en el projecte i la normativa d'ETRTO. Un cop definit el perfil i el disseny del frontal de la llanta, es desenvoluparà el model 3D per, posteriorment, sotmetre'l a dos anàlisis d'elements finits que simulin els esforços mecànics presents en l'ús del cotxe.

3.4.1. Disseny del perfil i el frontal en 2D

El primer pas consisteix en dibuixar el perfil de revolució de la llanta, seguint els requisits de disseny establerts. Tal com es proposa en l'objectiu del treball, la llanta a dissenyar té les mides de les davanteres d'origen d'un BMW M3 Competition G80. Amb la concavitat del perfil del braç, es pretén aconseguir una aparença de una concavitat més pronunciada que la d'origen, tot mantenint el desplaçament.

Així doncs, la designació que rep la llanta a desenvolupar en aquest treballar és:

9,5J X 18 CH ET+20 5X112X66,5

En primer lloc, hi ha l'ample específic de la llanta que, en aquest cas, és de 9,5 polzades, seguit del tipus de vehicle segons la normativa ETRTO [3], on la "J" correspon a turismes.

Després, s'indica el diàmetre, també en polzades, de la llanta que, en el vehicle d'estudi, és de 18 polzades.

Seguidament es defineix el desplaçament de la llanta, conegut també com a ET o *offset*, i en la llanta dissenyada en el treball correspon a 20 mm positius.

Per últim, es descriu l'ancoratge del vehicle: primer el número de forats pels cargols o espàrrecs que té, sempre que no sigui un ancoratge *mononut*, i el diàmetre en el que es foraden i, finalment, el diàmetre del forat central on la llanta s'assenta sobre la caixa.

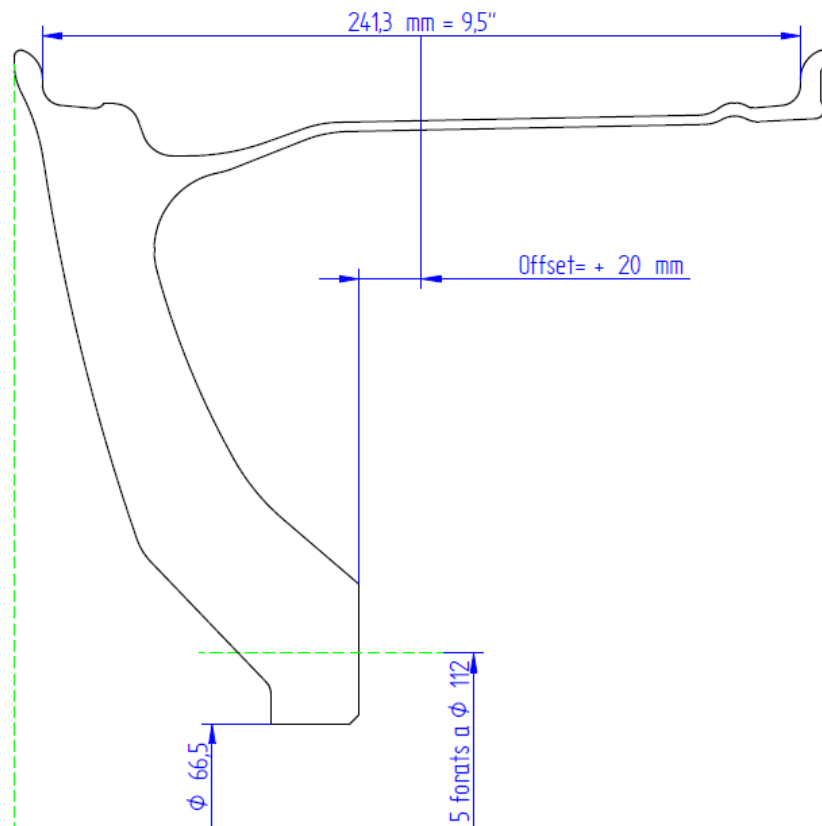


Figura 20. Dibuix 2D del perfil de revolució de la llanta

En la figura 20 es mostra el primer croquis per aconseguir les mides proposades, incloent-hi les cotes de l'amplada, el diàmetre, el desplaçament i l'ancoratge del vehicle. Abans de seguir amb el frontal, cal comprovar que el perfil del cercol compleix la normativa del manual d'ETRTO per garantir la compatibilitat amb el pneumàtic.

L'ample específic d'una llanta de 9,5 polzades correspon a 241,3 mil·límetres. Aquest valor compleix amb els requisits establerts per la normativa, que especifica una amplada de 241,5 mm amb una tolerància simètrica de $\pm 1,5$ mm.

L'*offset* és la distància entre el centre de l'amplada de la llanta i el pla de recolzament. En aquest cas és de 20mm, igual que el valor original del cotxe. Aquest desplaçament, tal com es pot observar en la figura anterior, proporciona suficient espai interior a la llanta per assegurar que no hi hagi interferències amb el sistema de frens ni amb el de suspensió.

Finalment, a la figura 20 es mostren també les cotes de l'ancoratge, que indiquen el diàmetre del forat central i dels forats per collar la llanta, juntament amb el nombre total de forats.

En la figura 21, es mostra el perfil de la llanta modificat per tal de complir amb les dimensions especificades pel manual d'estàndard d'ETRTO. A la taula 6, es detallen les dimensions requerides i les escollides pel disseny de la llanta:

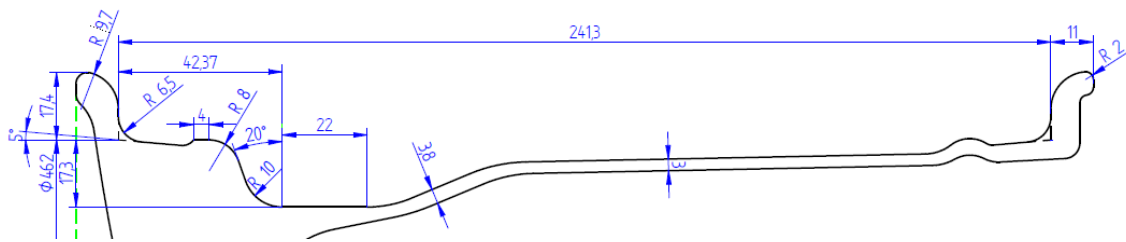


Figura 21. Perfil acotat de la llanta

Taula 7. Comparació de les dimensions requerides del perfil per la normativa d'ETRTO amb les del disseny (unitats en mil·límetres)

| Dimensió | Normativa ETRTO per contorn de 9,5J | Disseny llanta |
|----------------|-------------------------------------|----------------|
| A | 241,5±1,5 | 241,3 |
| B | Entre 11 i 15 | 11 |
| G | 17,3±0,6 | 17,4 |
| P | Mínim 19,5 | 19,5 |
| H | Mínim 17,3 | 17,3 |
| L | Mínim 22 | 22 |
| Q | Màxim 45 | 42,37 |
| R ₁ | Mínim 9,5 | 9,7 |
| R ₂ | Màxim 6,5 | 6,5 |
| β | Mínim 20° | 20° |

Tal com es pot observar en la taula anterior, les mides del disseny del perfil compleixen amb els valors requerits per la normativa. A més, en la figura 21, també es defineix el gruix del cercle, que correspon de 3 mm, fins al clot que s'ha engruixit fins als 3,8 mm per reforçar l'efecte de la palanca que haurà de suportar degut a les càrregues aplicades en la pestanya interior.

Seguidament, es dissenyen els humps segons la normativa. Tal com s'ha decidit en l'apartat 3.3.1.2., la llanta tindrà un contorn *combined hump*, el qual consta d'un *flat hump* a l'exterior i un *rounded hump* a l'interior. De la mateixa manera que el perfil, la normativa marca unes mides específiques segons el diàmetre nominal. En la figura 22, es pot observar el hump exterior i l'interior del disseny, respectivament. Després, a la taula 8, es comparen les dimensions del disseny amb les exigides per la normativa.

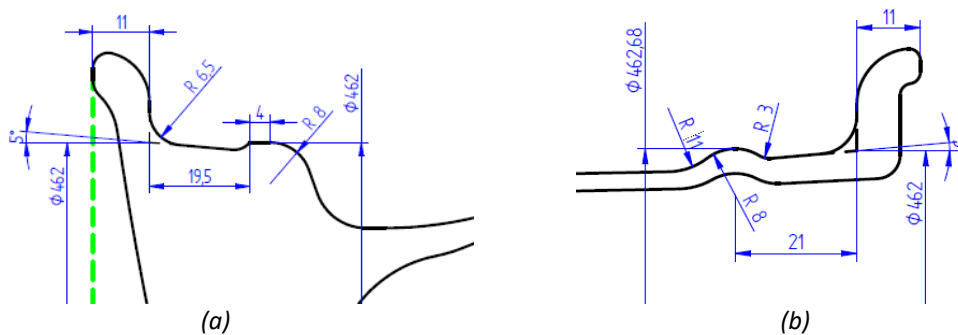


Figura 22. Hump exterior (a) i interior (b) del disseny.

Taula 8. Comparació de les dimensions requerides dels humps per la normativa d'ETRTO amb les del disseny (unitats en mil·límetres)

| Dimensió | Rounded hump | | Dimensió | Flat hump | |
|-----------|---|----------------|-----------|---|----------------|
| | Normativa ETRTO per diàmetre de 9,5Jx18 | Disseny llanta | | Normativa ETRTO per diàmetre de 9,5Jx18 | Disseny llanta |
| E | Mínim 21 | 21 | E | Mínim 19,5 | 19,5 |
| πD_H | $1453,6^{+0}_{-3}$ | - | πD_F | $1451,4^{+0}_{-3}$ | - |
| D_H | 462,69 | 462,68 | D_F | 462 | 462 |

A part de les mides de la taula 8, que són les de les pàgines R.12 i R.13 del manual d'estàndards d'ETRTO [3], els dos *humps* compleixen amb els diàmetres i longituds recomanades, que també es poden observar en la figura 14.

L'altre part del perfil de revolució de la llanta que cal dibuixar és l'ancoratge, que inclou el forat central i els forats per collar-la. Les dimensions depenen dels casquets que s'hi muntaran i de la geometria del cargol o la femella corresponent.

Els casquets tenen la funció de protegir la llanta, ja que és preferible evitar el contacte directe entre l'alumini i altres materials més durs, com l'acer. Amb els casquets, s'aconsegueix una distribució uniforme de la pressió de fixació, evitant concentradors de tensions en punts concrets de la llanta. A més, també prevenen deformacions, ratllades o danys que provocarien els cargols o les femelles en treballar directament sobre l'alumini.

Deixant de banda les llantes que es col·len per una sola femella (les conegudes com a *mononut*), hi ha dues maneres de collar que depenen del fabricant del vehicle. La fixació mitjançant espàrrecs consisteix en unes varetes roscades fixades a la caixa del cotxe per un estriat, amb la rosca sobresortint una distància determinada pel fabricant. La llanta es col·loca a la caixa, amb els espàrrecs que fan de guia, i es col·len les femelles que s'assenten sobre el casquet, assegurant així la roda al cotxe. L'altre opció, la fixació amb cargols implica que aquests passen a través de la llanta i es rosquen directament als forats roscats de la caixa.

Ambdues opcions compleixen amb la seva tasca i, en el cas d'estudi, el sistema de fixació d'origen del BMW M3 Competition G80 és mitjançant cargols M14X1,25, de 28 mm de rosca i de cap de cargol cònic. Així doncs, a la llanta es dibuixarà el forat pels cargols, considerant les mides d'un casquet personalitzat, adaptat a la geometria del cap de cargol, tal com es mostra a la figura 23.

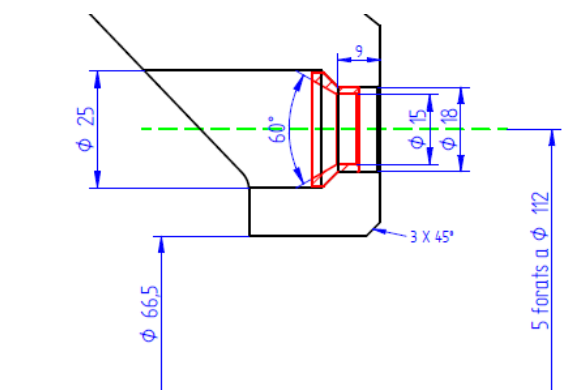


Figura 23. Detall dels forats per fixar la llanta

El forat central consta d'un cilindre de diàmetre constant, d'una dècima superior al de la caixa. A més, es dibuixa un xamfrà de 3 mm X 45° per col·locar la llanta més fàcilment.

Pel que fa els forats pels cargols, s'ha dibuixat a diàmetre 112 mm 5 forats iguals, repartits uniformement, que encaixen amb els de la caixa del cotxe. Sabent que el diàmetre del cargol és de 14 mm, s'ha considerat un casquet amb un diàmetre interior de 15 mm amb un con de 60° perquè assenti el cap del cargol. El casquet va ajustat per interferència i està fabricat amb acer inoxidable.

Per últim, cal comprovar que les pinces de fre metàl·liques, amb el disc de fre més gran, no interfereixen amb el perfil de la llanta. El BMW M3 Competition G80 té l'opció de sortir amb pinces de compost metàl·lic o amb ceràmiques. Les dimensions d'aquestes últimes, però, les restringeixen a llantes de 19 polzades en endavant. Per això, en aquest treball es proposa un disseny que permeti muntar les pinces de compost més grans en una llanta de 18 polzades.

El perfil de revolució per verificar que no hi ha interferència s'ha aconseguit de l'organització alemanya i austríaca, TÜV [16], que a part de testejar, inspeccionar i certificar, també tenen un departament d'escaneig 3D de pinces de fre. En la figura 24, es mostra com quedaria la llanta muntada en el cotxe.

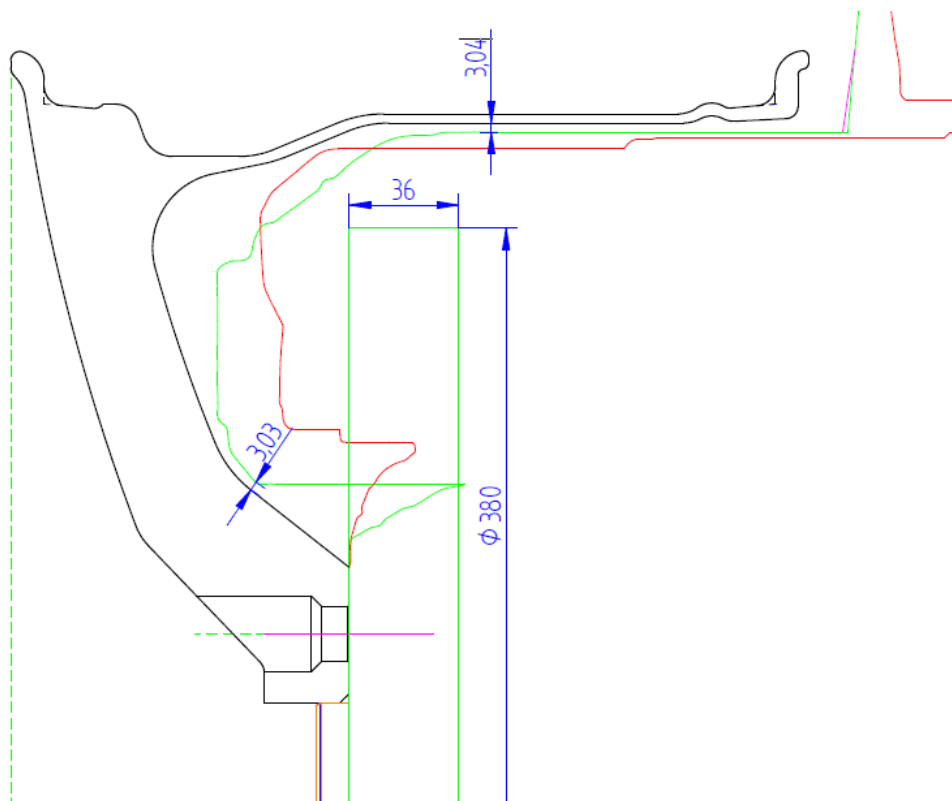


Figura 24. Muntatge de la llanta amb el sistema de frenada del cotxe

L'escaneig 3D de la pinça inclou també braços de suspensió i altres elements del sistema de direcció que poden suposar una interferència amb la llanta. El dibuix també inclou la pinça i el conjunt d'elements crítics de l'eix posterior. En aquest cas, de color verd es representen els elements de l'eix davant i de color vermell, els del de darrera. El disc de davant té unes dimensions de 380 mm de diàmetre per 36 mm de gruix.

A part de salvar qualsevol interferència amb la llanta, els punts més propers a la pinça de fre es troben a una distància superior a 3 mm, que és l'exigida per la normativa UN/ECE R124. La normativa també dicta una distància mínima de 4 mm amb els elements de la suspensió, però tal com es pot apreciar a la figura anterior la distància al punt més pròxim, la pestanya interior, és molt superior.

Un cop està definit el perfil de revolució de la llanta i verificat la compatibilitat amb les pinces, es passa a dissenyar el frontal. Tot i que l'ordre pot ser al revés, en el treball s'ha decidit dibuixar primer el perfil per assegurar l'adaptabilitat i la concavitat que es desitja.

Pel disseny frontal, s'ha decidit optar per deu braços, el doble de braços que de forats de fixació, i unes finestres grans. Cada finestra està formada per una finestra petita passant i una de més gran amb una profunditat limitada i amb una concavitat suau.

En la figura 25, es mostra una vintena part del dibuix frontal, que es la mínima necessària per treballar més fluidament en fer el 3D abans de fer el patró per completar la llanta.

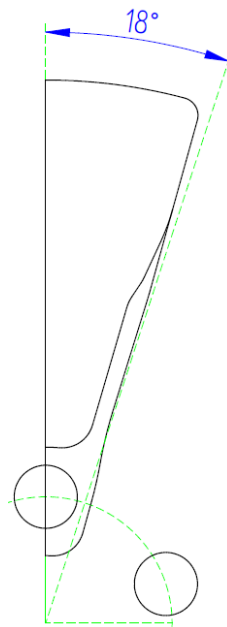


Figura 25. Dibuix del frontal a utilitzar en el 3D de la llanta

El dibuix de la finestra gran sobrepasa la línia de referència dels 18° , fet que podria generar problemes en fer la simetria de la peça. Tanmateix, cal tenir en compte que es tracta d'una operació amb concavitat: a més profunditat, la finestra serà més petita, cosa que equival a un braç més gruixut. Com que el disseny del perfil és còncau, la finestra s'ha de dibuixar de manera que mantingui un gruix coherent durant tot el braç, malgrat que la profunditat des del plànol frontal fins a la peça variï.

3.4.2. Disseny en 3D

Un cop definits els dissenys del perfil i el frontal de la llanta, cal donar-li volum. Igual que els croquis de l'apartat anterior, el disseny del 3D es realitzarà amb el software de CAD (*Computer-Aided Design*) *Solid Edge 2023 Student Version*®.

A *Solid Edge*®, per dissenyar qualsevol sòlid, cal crear un nou arxiu amb l'extensió .par. Cada document comença amb un sistema de coordenades global i amb els tres plànols principals: el de planta, el d'alçat i el de perfil.

En el plànol del perfil, es col·loca el perfil de revolució definit en l'apartat anterior de manera que el punt més exterior de la llanta, que correspon a la pestanya exterior, quedi alineat amb l'eix vertical, en aquest cas, l'eix Z. D'altra banda, en el plànol de l'alçat, es col·loca el disseny de la finestra de tal manera que el centre del radi coincideixi amb el centre de coordenades.

Com que el disseny escollit es tracta d'una simetria rotacional, es treballa amb la part més petita possible de la partició de la llanta per poder modelar el disseny amb més fluïdesa. En aquest cas doncs, es revoluciona el perfil de la llanta 18° en sentint horari respecte l'eix Y, tal com es mostra a la figura 26.

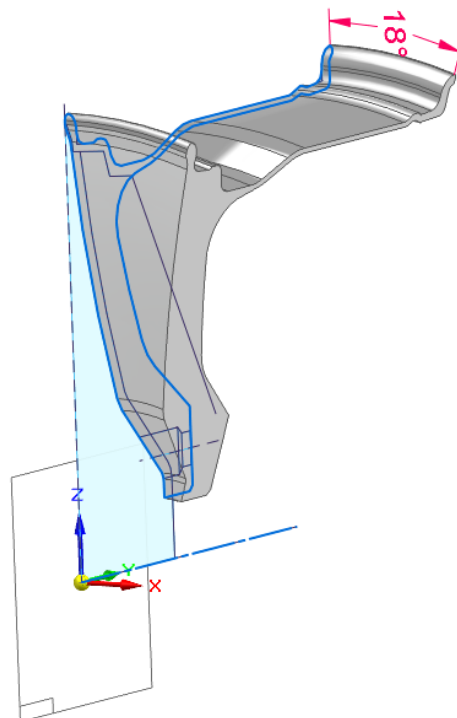


Figura 26. Revolució de 18° del perfil de la llanta.

El següent pas consisteix en preparar el tall de les finestres utilitzant l'eina *From/To Extent*. Aquesta opció permet realitzar un tall a partir d'un conjunt de línies i arcs, eliminant material des d'un pla o superfície inicial fins a una altra superfície de referència.

En aquest cas, com que no es tracta d'un forat completament passant, sinó que són finestres amb volum i caixeres a diferents nivells, es necessita crear una superfície que limiti fins on es retallarà el material.

Per crear les superfícies de referència s'utilitza l'eina de revolucionar superfícies. Abans però, cal dibuixar les línies corresponents al perfil de la llanta, tal com mostra la figura 27.

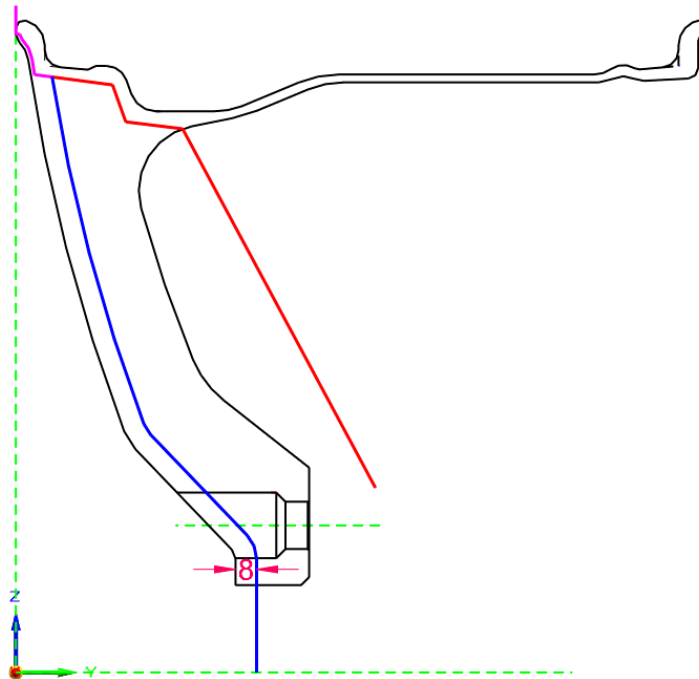


Figura 27. Perfil de la llanta amb el contorn de les superfícies de referència per retallar les finestres

A la figura superior, s'ha ressaltat de color vermell el perfil de revolució per la superfície limitant de la finestra petita. Per tant, la finestra petita es retallarà fins aquesta superfície, mantenint els gruixos definits pel hump i el principi del cercol.

De color blau s'ha ressaltat el perfil que es revolucionarà per la superfície delimitant de la finestra gran. Aquestes línies i arcs corresponen a un còpia desplaçada 8 mm del perfil del braç. De color lila s'han marcat les línies que utilitzen ambdues superfícies i que també es una copia desplaçada 1,5 mm respecta la pestanya exterior.

Per tant, amb l'eina de revolució de superfícies es generen les dues necessàries per donar forma als braços de la llanta. Igual que el perfil, les dues superfícies es revolucionen respecte l'eix Y.

Seguidament, es crea la primera finestra de la llanta, començant per la de major grandària. Per fer-ho, s'utilitza l'eina de tall i es selecciona la finestra gran del frontal. Després, s'escull l'opció *From/To Extent*, i es determina el pla de l'alçat com la superfície inicial i la superfície de revolució, generada amb el perfil de color vermell de la figura 27, com la superfície final.

Finalment, en la pestanya del procés de modelatge de de la finestra, s'activa l'opció *Draft* i s'hi assigna un angle de 5,5° de concavitat cap a l'interior. Amb aquesta última opció s'aconsegueix un braç més prim pel frontal, que progressivament 'engruixeix a mesura que guanya secció.

El resultat, després d'aquesta primera finestra, es representa a la figura 28.

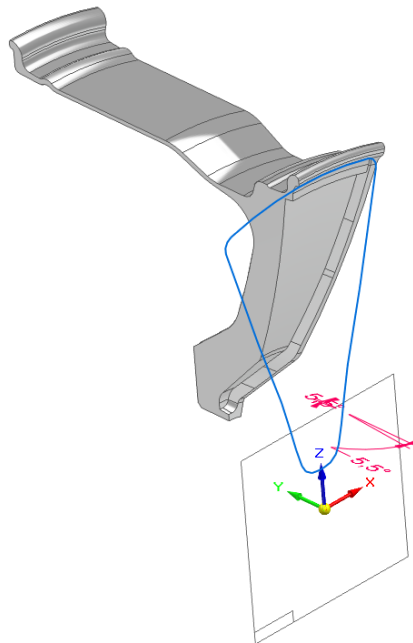


Figura 28. Finestra gran retallada

Per la finestra més petita es repeteix el procés, seleccionant l'altre finestra i l'altre superfície delimitant. L'únic que varia es que, en aquest segon cas, no se li dona concavitat a la finestra. A la figura 29 s'observa el resultat després de retallar la segona finestra.

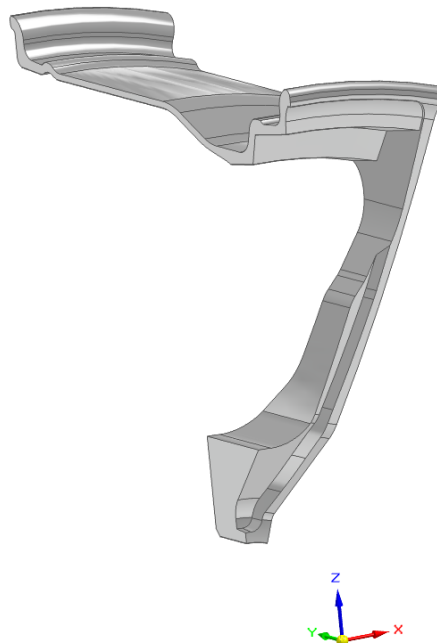


Figura 29. Model 3D de la llanta després de retallar les dues finestres

A continuació, cal dissenyar els arrodoniments i xamfrans de cada aresta de la llanta, per aconseguir un disseny elegant i esportiu. Les arestes vives poden ser concentradores d'esforços, a part de tallants i si el radi no és molt gran es segueix mantenint el look esportiu.

Així doncs, a la figura 30, es mostra la simetria rotacional completa.

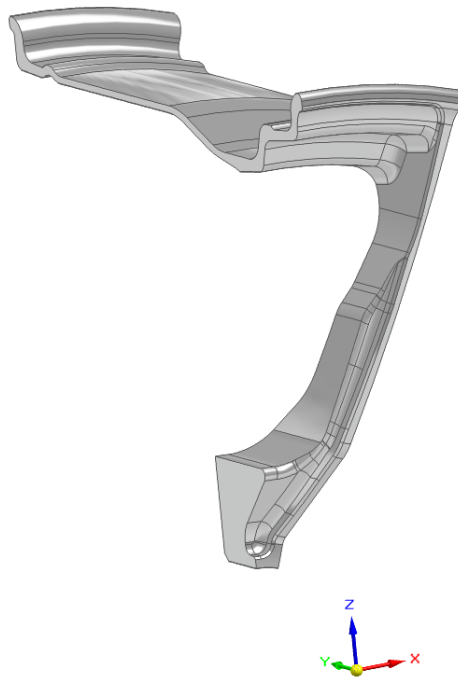


Figura 30. Simetria rotacional completa amb els radis i el xamfrà corresponents

El següent pas es fer una simetria del cos i un patró de deu unitats per aconseguir els deu braços del disseny i la llanta sencera. Per últim, es fer per tall de revolució per crear el primer forat pel cargol, i després s'aplica un patró de cinc repeticions per completar els ancoratges de la llanta. El resultat final es mostra a la figura següent.

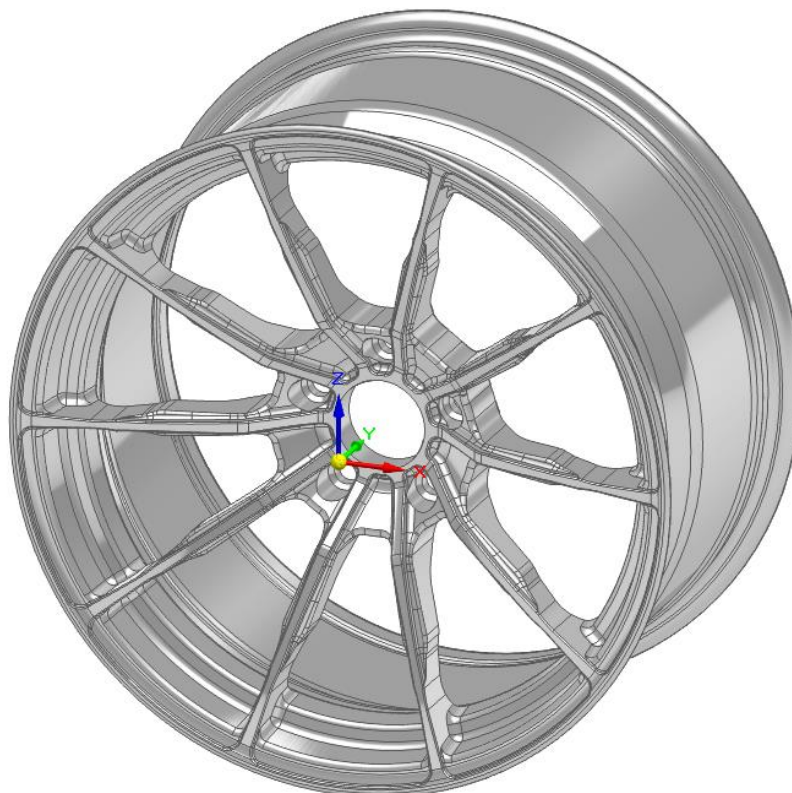


Figura 31. Model 3D final de la llanta

A dins de la peça s'hi pot definir el material amb les propietats desitjades. En aquest cas, s'ha aplicat l'alumini 6082 T6, que té una densitat de 2.700 kg/m^3 . Segons el volum total de la llanta, la massa aconseguida amb aquest disseny és de 8,31 kg.

Les llantes originals de fàbrica de 18 polzades de diàmetre del BMW M3 Competition G80 també són forjades i la massa és de 9,8 kg. A la massa del disseny d'aquest estudi se l'hi han de sumar uns 250 grams aproximadament, per tenir en compte el pes de la pintura i dels casquets un cop la llanta està completament llesta per ser muntada. Per tant, la massa final de la llanta proposada seria de 8,6 kg aproximadament.

La massa aconseguida està dins de la massa proposada en els requisits de disseny i, en total, respecte les quatre llantes d'origen, la massa total es redueixen 4,8 kg de massa no suspesa la qual incrementa molt el rendiment del vehicle, sobretot en aplicacions de circuit.

4. Anàlisi del disseny

Fet el disseny 3D de la llanta proposada, cal verificar que la resistència estructural és òptima per l'ús que se li pretén donar. Tal com marca la normativa, per homologar la llanta, s'han de sotmetre un número determinat de llantes a als assajos detallats en el capítol 3.3.2. En aquest estudi, no es pretén fabricar la llanta i, per tant, no es pot assajar en bancs de prova. Però si que es proposa un disseny vàlid per l'aplicació desitjada, per això, en aquest apartat es realitzarà un anàlisi d'elements finits amb condicions de càrrega que simulin els assajos de laboratori de la normativa.

El software utilitzat per executar l'anàlisi d'elements finits és l'*Ansys® Student 2024 R2*. L'única restricció que pot afectar és la limitació de número de nodes i elements del mallat que té la versió d'estudiant, la qual pot suposar uns resultats poc precisos. Per garantir que els resultats obtinguts són coherents, es repeteix la simulació en el software de *Solid Edge 2023 Student Version®*, el qual té un mòdul d'anàlisi d'elements finits sense restricció de mallat. Malgrat que no té limitació de mallat, s'ha decidit fer l'estudi amb *Ansys®*, perquè es tracta d'un programa destinat a l'anàlisi d'elements finits i conté moltes més opcions, com l'eina de fatiga per calcular els cicles de vida segons l'esforç aplicat.

Per dur a terme els anàlisi d'elements finits, cal definir les propietats del material de la llanta. En aquest cas d'estudi, es tracta d'un aliatge d'alumini AL-6082 T6, escollit per la seva excel·lent combinació de lleugeresa i resistència mecànica. El procés de fabricació es base en una forja de matriu oberta, seguida d'un procés de mecanitzat de torn i fresa per obtenir la geometria final de la llanta.

Així doncs, a la pestanya d'*Engineering Data* del mòdul *Static Structural*, on es defineixen les propietats dels materials, no només cal assignar els valors corresponents al material indicats a la taula 2, sinó que també s'ha de descriure la vida a fatiga de l'aliatge.

El mètode bàsic per presentar les dades de fatiga d'un material és mitjançant una corba S-N, també coneguda com a corba de Wöhler. La corba representa la tensió cíclica (S, de *stress*) i el nombre de cicle fins la fallida (N, de *number of cycles*) per a un material sotmès a càrregues repetitives.

La fallida per fatiga és causada per unes tensions cícliques inferiors a la resistència de tracció o, fins i tot de vegades menor al límit elàstic del material. El cicles de tensions poden ser de diverses classes però, normalment, es classifiquen en càrregues sinusoidals o de amplitud variable. En el cas real de càrrega d'una llanta, el cicle de tensió no segueix un patró sinusoidal i, per quantificar el nombre de cicles que contribueixen a la fatiga caldria diferenciar aquells cicles que excedeixen un cert valor. Però, tant en l'assaig del laboratori com en la simulació d'elements finits es té en compte un cicle de tensió sinusoidal amb càrregues de tensió màximes i mínimes.

A la figura 32 es representen dos exemples de corbes S-N, que representen com el nombre de cicles de tensió que un metall pot suportar abans de la fallida augmenta a mesura que disminueix la càrrega cíclica aplicada. Tot i que la font de la imatge no especifica el material de cada diagrama, la corba superior és característica d'un acer, ja que a un cert punt la corba és

horitzontal. Aquest punt correspon al límit de fatiga, el qual indica que per sota aquest valor de tensió, el material pot suportar un nombre infinit de cicles. En canvi, la corba inferior és típica dels aliatges d'alumini, ja que disminueix de manera gradual sense assolir mai un tram horitzontal i, per tant, no existeix límit de fatiga per aquest material.

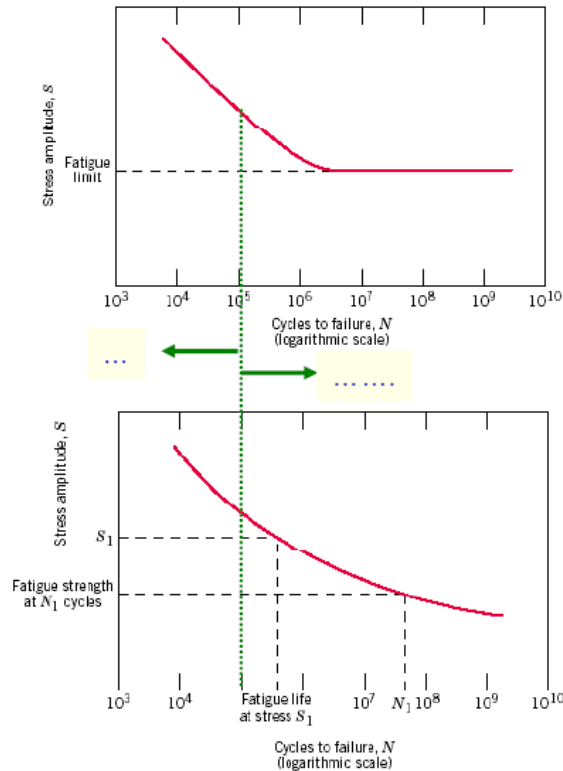


Figura 32. Exemples de corbes S-N per dos materials diferents [17]

Per aconseguir els valors de la corba S-N, cal realitzar uns experiments controlats en laboratori, en el qual unes provetes normalitzades del material a estudiar es sotmeten a càrregues cícliques en una màquina de fatiga, que aplica forces alternants fins que el material falla.

Com que no es disposa de les eines necessàries per fer un assaig de fatiga del material per obtenir el comportament a fatiga de l'AL-6082 T6, per realitzar l'anàlisi d'elements finits de l'estudi, s'utilitzaran les dades d'un informe públic [18], detallats a la taula següent:

Taula 9. Valors de la corba S-N per un aliatge d'AL-6082 T6 segons l'informe de Prabha i Veera [18]

| Cicles, N | Esforç alternant, S (MPa) |
|-----------|---------------------------|
| 34076 | 234,12 |
| 34527 | 220 |
| 54601 | 204 |
| 77110 | 190 |
| 118860 | 175,59 |
| 185090 | 160 |
| 294250 | 146,32 |
| 513190 | 130 |
| 877740 | 117,06 |
| 1766700 | 100 |
| 3200000 | 87,76 |

Un cop definides les propietats mecàniques i físiques del material de la llanta, cal preparar el model CAD per l'assaig. A part de la llanta, també es crea una simplificació de la boixa que inclou el conjunt de fixació, en aquest cas, els cargols. Aquesta peça servirà per aproximar-se més a les condicions reals que afecten a la llanta.

La boixa utilitzada en l'estudi consta d'un plat de 15 mil·límetres de gruix amb el mateix diàmetre que el pla de recolzament de la llanta, simulant el porta-disc de la boixa del cotxe. També, s'hi extrudeixen cinc formes situades al diàmetre de PCD, que és de 112 mm, per simular el conjunt de cargols. Per simplificar l'assemblatge, no es modelaran els casquets i es consideraran a la forma dels cargols de la boixa. Els cinc cargols sobresortiran del plat amb un diàmetre més petit que els forats de la llanta, de 14 mm, i amb un con que coincideixi amb el de la llanta fins a un diàmetre de 19 mm, també inferior al de la llanta per la part frontal. A la figura següent es pot veure la vista isomètrica del model 3D de la boixa.

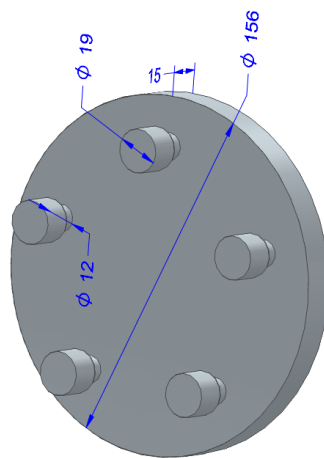


Figura 33. Model 3D de la boixa amb el conjunt de cargols i casquets

L'últim pas previ a la simulació és assemblar les dues peces: la llanta i la boixa. Per poder obrir sense problemes el model 3D del conjunt a Ansys®, es guarda l'arxiu en format .stp. A la figura 34 s'hi representa el conjunt resultant que es farà servir per l'anàlisi d'elements finits.



Figura 34. Model 3D de l'assemblatge

4.1. Simulació de l'assaig de flexió rotativa

El primer assaig que es pretén simular és el de flexió rotativa, en el qual s'estudia el comportament estructural de la llanta durant el pas per corba. Recordar que l'assaig a laboratori consistia en fixar la llanta per la pestanya interior i aplicar un moment determinat al pla de recolzament, provocant així la flexió del braços.

En el cas d'un vehicle de la categoria M₁, com el BMW M3 Competition G80, la normativa marca que no pot aparèixer cap fissura tècnica abans del 200.000 cicles, quan se li aplica el 75% del moment flector màxim calculat.

4.1.1. Càlcul de càrregues

Per calcular el moment a aplicar, s'utilitza la mateixa fórmula que en l'assaig a banc de prova, ja que les condicions de la simulació són gairebé idèntiques.

Així doncs, seguint la fórmula de l'equació 1, cal conèixer les dades següents: capacitat de càrrega màxima per roda, coeficient de fregament entre la roda i la superfície de contacte, el radi dinàmic i el desplaçament de la llanta.

La capacitat de càrrega màxima de la roda és la definida en els requisits de disseny del projecte, en el que s'ha proposat una massa màxima de 600 kg. Aquesta capacitat s'ha decidit en funció de la massa del BMW M3 Competition G80 i de la capacitat de càrrega de les llantes dels fabricants pel mateix cotxe.

BMW, a la fitxa tècnica del vehicle, indica que el model M3 Competition G80 té una massa de 1855 kg, incloent un dipòsit ple al 90%, més la resta de fluids, i un pes del conductor de 75 kg. Sumant-hi el pes de tres passatgers de 75 kg cadascun, el pes resultant és de 2.080 kg. Tenint en compte que el cotxe es vol preparar per entrar a circuit, al pes del cotxe cal afegir-li la càrrega aerodinàmica. En aquest cas, s'assumeix una càrrega aerodinàmica de 500 kg, que dona una massa total de 2.355 kg. Això equival a 588,75 kg per roda, arrodonint a 600 kg és la capacitat de càrrega màxima indicada pels fabricants.

El pneumàtic considerat en aquest estudi és el de sèrie, amb dimensions de 275/40 R18. El radi dinàmic es defineix com la distància des del centre de la roda i la carretera quan el vehicle està en moviment. Aquesta distància depèn de la deformació del pneumàtic causada pel pes que suporta i de la velocitat del vehicle, ja que la força centrífuga pot augmentar lleugerament el radi.

En aquest estudi, s'assumeix que el radi dinàmic és igual al radi geomètric de la roda, fet que implica un sobredimensionat en el càlcul. Així doncs, seguint la fórmula de l'equació 4, es calcula el radi del pneumàtic.

$$r_{pneum} = \text{ample pneumàtic} \cdot \text{relació d'aspecte} + R_{llanta} \quad (4)$$

$$r_{pneum} = 275 \text{ mm} \cdot \frac{40}{100} + \frac{18''}{2} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1''} = 338,6 \text{ mm} = 0,3386 \text{ m}$$

D'altra banda, la normativa assigna un coeficient de fricció de 0,9, però en aquest estudi s'assumeix un valor de 1,1. Aquest lleuger augment es justifica per l'ús de *track days*, on els pneumàtics utilitzats són un híbrid entre carretera i circuit. En circuit, es prefereixen pneumàtics *slicks* (llisos) fabricats amb compostos de goma més tous, dissenyats per proporcionar una adherència òptima.

Finalment, el desplaçament de la llanta és de 20 mm en positiu i el factor de seguretat de 2, segons normativa. D'aquesta manera, seguint la fórmula de l'equació 1, obtenim:

$$M_{b,max} = 2 \cdot (600 \cdot 9,81) \cdot (1,1 \cdot 0,3386 + 0,02) = 4.620,039 \text{ Nm}$$

En l'anàlisi es replica l'assaig curt de flexió rotativa, en el qual el moment aplicat és el 75% del moment màxim. El moment resultant és de 3.465,029 Nm.

4.1.2. Anàlisi d'elements finits

El següent pas és preparar l'anàlisi d'elements finits a *Ansys*®. Per fer un anàlisi estructural a *Ansys*®, s'utilitza el mòdul de *Static Structural* del programari *Workbench*. Aquest mòdul permet analitzar el comportament estructural de geometries sotmeses a càrregues estàtiques.

El menú del mòdul consta de diferents pestanyes, la primera és la d'*Engineering Data*, en la qual es defineixen les propietats dels materials. En aquest estudi, se n'utilitzen dos, un per la llanta i un per la caixa. Per la caixa s'utilitzarà un acer que proporciona la llibreria del software, mentre que l'aliatge d'alumini per la llanta es definirà des de zero, segons les propietats esmentades anteriorment. És en aquesta pestanya on, també, es detallaran els valors que descriuen la corba S-N, de la taula 9.

Les propietats incorporades són les de la figura 35 per l'acer i les de la figura 36 per l'aliatge d'alumini.

| Properties of Outline Row 4: Structural Steel | | | | |
|---|---|------------|---------|-----|
| | A | B | C | D E |
| 1 | Property | Value | Unit | |
| 2 | Material Field Variables | Table | | |
| 3 | Density | 7850 | kg m^-3 | |
| 4 | Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion | | | |
| 6 | Isotropic Elasticity | | | |
| 7 | Derive from | Young... | | |
| 8 | Young's Modulus | 2E+11 | Pa | |
| 9 | Poisson's Ratio | 0,3 | | |
| 10 | Bulk Modulus | 1,6667E+11 | Pa | |
| 11 | Shear Modulus | 7,6923E+10 | Pa | |
| 12 | Strain-Life Parameters | | | |
| 20 | S-N Curve | Tabular | | |
| 21 | Interpolation | Log-Log | | |
| 22 | Scale | 1 | | |
| 23 | Offset | 0 | Pa | |
| 24 | Tensile Yield Strength | 2,5E+08 | Pa | |
| 25 | Compressive Yield Strength | 2,5E+08 | Pa | |
| 26 | Tensile Ultimate Strength | 4,6E+08 | Pa | |

Figura 35. Propietats definides per l'acer de la caixa

| | A | B | C | D | E |
|----|---------------------------|------------|--------------------|---|---|
| 1 | Property | Value | Unit | | |
| 2 | Material Field Variables | Table | | | |
| 3 | Density | 2700 | kg m ⁻³ | | |
| 4 | Isotropic Elasticity | | | | |
| 5 | Derive from | Young' | | | |
| 6 | Young's Modulus | 70000 | MPa | | |
| 7 | Poisson's Ratio | 0,33 | | | |
| 8 | Bulk Modulus | 6,8627E+10 | Pa | | |
| 9 | Shear Modulus | 2,6316E+10 | Pa | | |
| 10 | S-N Curve | Tabular | | | |
| 11 | Interpolation | Linear | | | |
| 12 | Scale | 1 | | | |
| 13 | Offset | 0 | MPa | | |
| 14 | Tensile Yield Strength | 250 | MPa | | |
| 15 | Tensile Ultimate Strength | 290 | MPa | | |

| | A | B |
|----|------------|--------------------------|
| 1 | Cycles | Alternating Stress (MPa) |
| 2 | 34076 | 234,12 |
| 3 | 34527 | 220 |
| 4 | 54601 | 204 |
| 5 | 77110 | 190 |
| 6 | 1,1886E+05 | 175,59 |
| 7 | 1,8509E+05 | 160 |
| 8 | 2,9425E+05 | 146,32 |
| 9 | 5,1319E+05 | 130 |
| 10 | 8,7774E+05 | 117,06 |
| 11 | 1,7667E+06 | 100 |
| 12 | 3,2E+06 | 87,76 |
| 13 | 1E+07 | 67 |
| * | | |

Figura 36. Propietats definides per l'aliatge d'alumini de la llanta

La segona pestanya, serveix per carregar la geometria a analitzar. En aquest cas, l'arxiu .stp de l'assemblatge de la llanta i la caixa. A la figura 37, es mostra l'aspecte de l'entorn d' Ansys® amb la geometria importada.

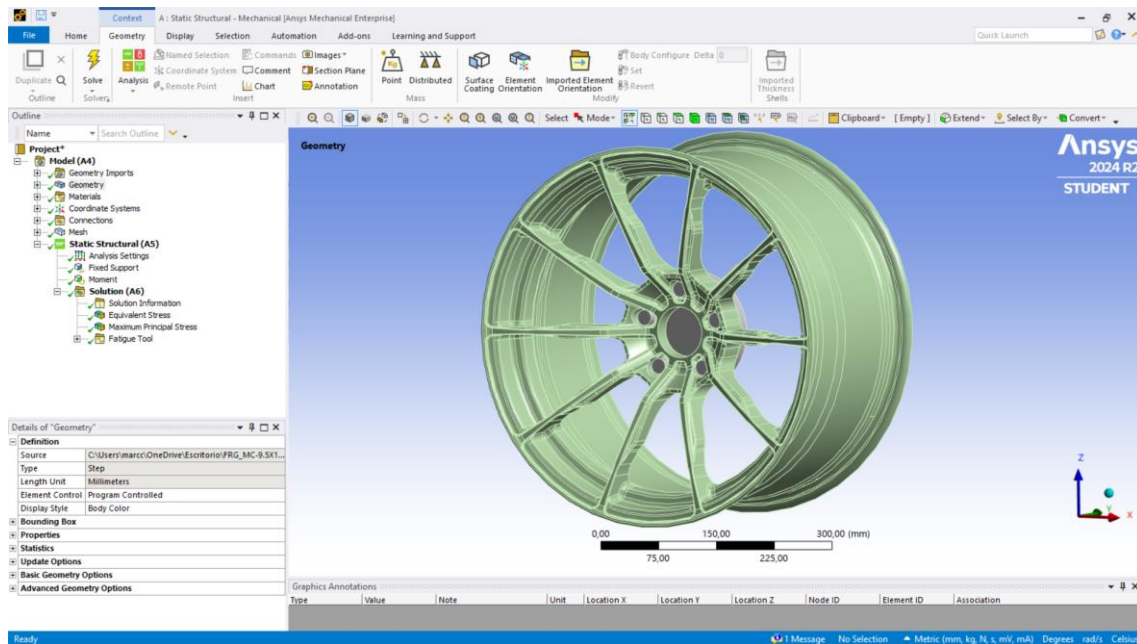


Figura 37. Assemblatge de la llanta més la caixa a Ansys®

Seguidament, cal obrir la finestra de *Mechanical* des de qualsevol de les pestanyes següents del menú. Dins del *Mechanical* s'assignen els materials, es malla la geometria, es defineixen les condicions de contorn i càrregues i, finalment, s'executa l'anàlisi.

El primer pas, doncs, és assignar el material a cada part: AL-6082 T6 a la llanta i l'acer estructural a la caixa.

El següent pas és mollar les parts, tenint en compte que la versió d'estudiants està limitada a un nombre de nodes. Per tal d'aconseguir els resultats més precises possibles, s'assigna un mida d'element més gran a les zones que no són crítiques.

Després d'una primera anàlisi, es comprova que ni la boixa ni el cercol són punts crítics de la llanta. Per aquest motiu, s'insereixen dos eines de mallat: un *body sizing* per definir la mida dels elements de la malla de la boixa i un *face sizing* per determinar la mida dels elements de la malla de les superfícies del cercol. De color blau, a la figura 38, es marquen les superfícies amb un mallat específic. En ambdós casos, s'assignen 50 mm de mida d'element per tal de poder aconseguir una malla més fina en la resta de la geometria, que sí que poden ser un punt crític.

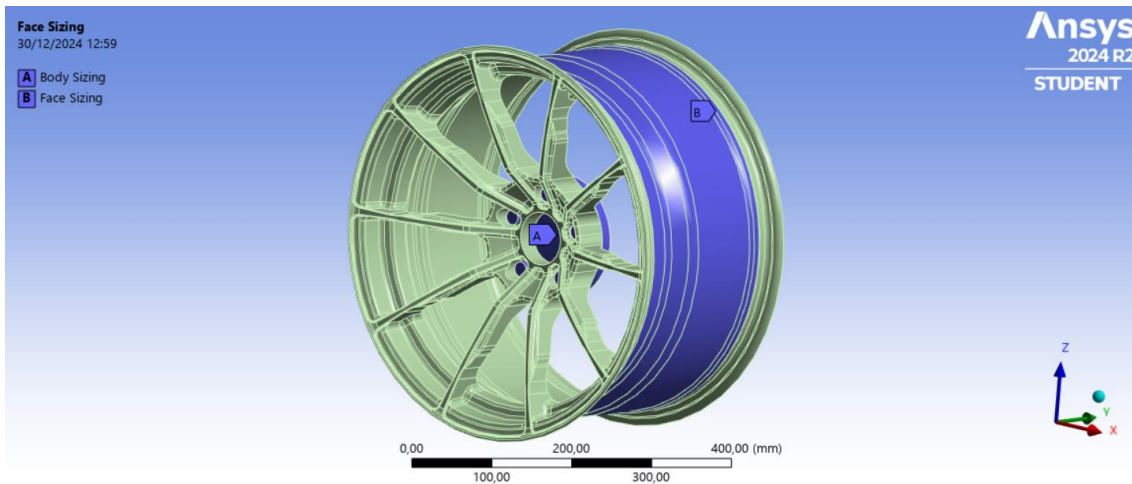


Figura 38. Superfícies amb mallat específic a Ansys®

En aquest estudi, es limita la longitud característica dels costats dels elements de la malla a 18 mm, que és el valor mínim permès per a aquesta geometria dins de la llicència d'estudiants. Això resulta en una malla formada per 125.388 nodes i 67.641 elements. A la figura 39, es mostra la malla generada pel programari.

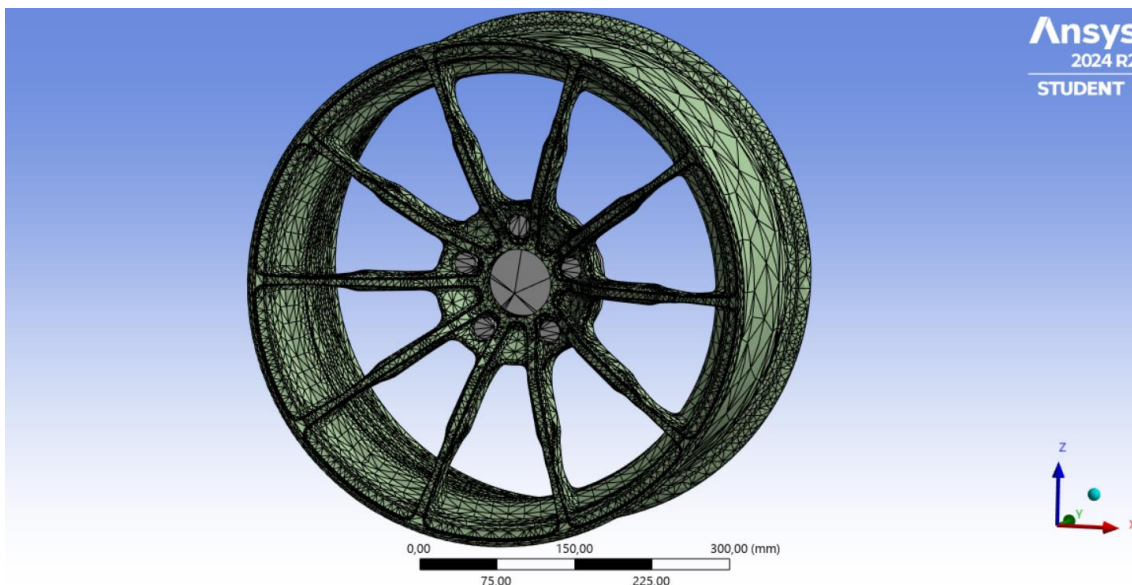


Figura 39. Malla generada a l'assemblatge

En l'assaig de flexió rotativa la llanta es fixa en el banc de prova per la pestanya interior. Per replicar-ho en l'anàlisi d'elements finits, s'afegeix una condició de contorn de fixació, *fixed support* a Ansys®, a les tres cares de la pestanya interior que estarien en contacte amb les mordasses en l'assaig de laboratori, marcades de color blau en la figura 40.

Aquesta condició de contorn restringeix el moviment i la deformació en els tres eixos, X, Y i Z; això significa que es fixen les sis components dels graus de llibertat.

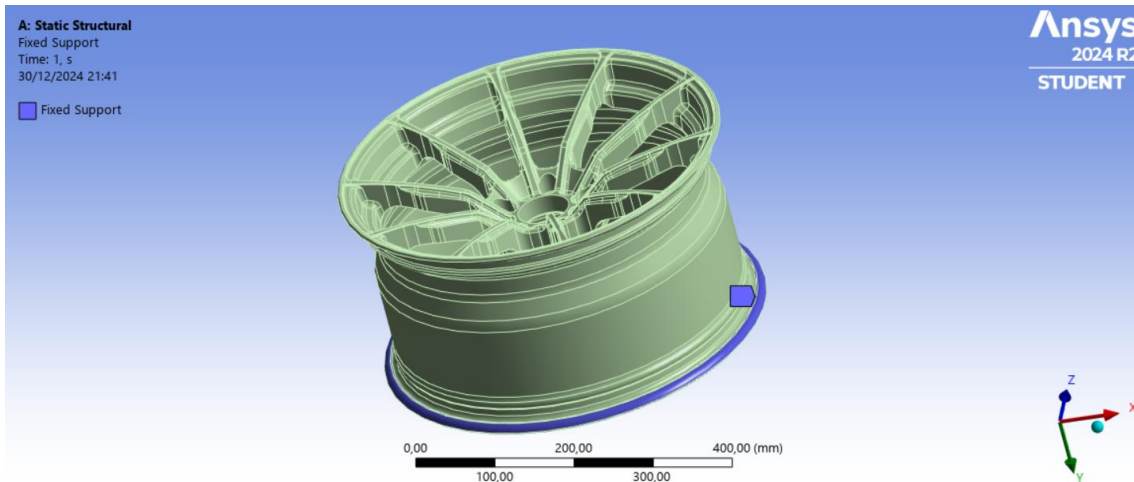


Figura 40. Superfícies restringides de moviment i deformació a la simulació

Per acabar de definir el cas, cal afegir el moment flector que simuli la massa en desequilibri que gira en el pla de recolzament en el banc de prova. Així doncs, sobre la superfície interior de la caixa, pintada de color vermell en la figura 41, s'hi aplica el moment calculat en l'apartat anterior. En el cas de la imatge, s'ha aplicat un moment en l'eix Z, però també és necessari aplicar-lo en l'eix X per determinar quin és el cas més desfavorable: si davant de braç o entre braços.

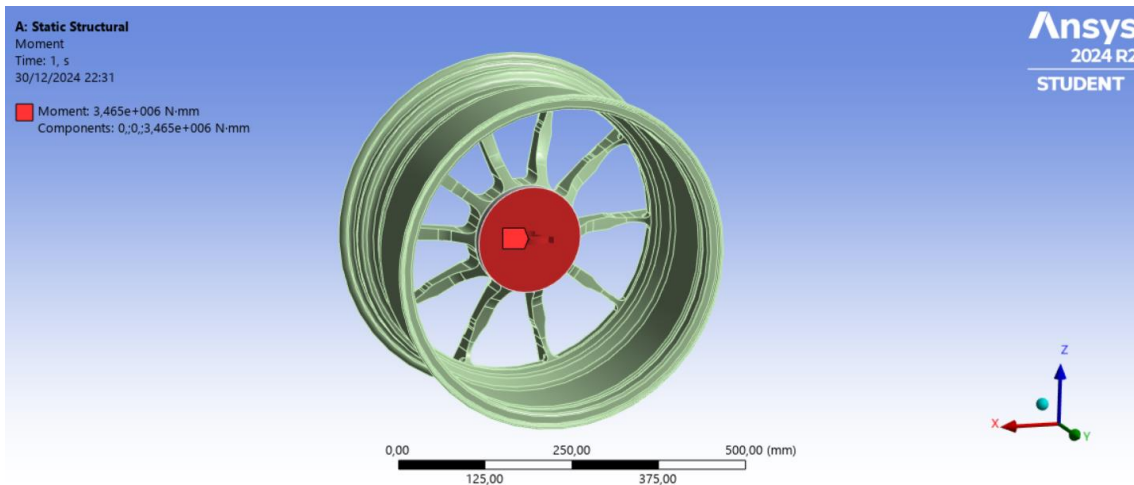


Figura 41. Superfície on s'hi aplica el moment flector a la simulació

Abans d'executar la simulació, es demanen els criteris per analitzar els resultats de la simulació. En aquest assaig es demana la tensió equivalent (von-Mises) i la tensió màxima principal. La tensió equivalent és un valor escalar proporcional a les tres tensions principals en un punt. Mentre que la tensió màxima principal és la tensió màxima normal en cada punt de la malla.

A part, també s'utilitzarà l'eina de fatiga, *fatigue tool* a Ansys®, la qual permet avaluar la vida útil de la llanta. Segons la corba S-N del material i el cas de càrregues el software et retorna les zones crítiques de fallida per fatiga. A més, cal definir el tipus de càrrega i el criteri de correcció d'esforç mig.

En el cas de la simulació es tracta d'una càrrega cíclica *zero-based*, és a dir, que l'esforç oscil·la entre zero i un valor màxim, sense invertir-se. Quan el vehicle passa per corba, la llanta experimenta un cicle variable de càrregues que van des de zero fins a un valor màxim per cada corba i no hi ha inversió de càrrega.

En la *fatigue tool*, hi ha l'opció d'escollir un factor de correcció per l'esforç mitjà. El principal efecte de la tensió mitja és que, a mesura que es fa més positiva, la tensió alternant permissible disminueix. Per representar aquest efecte, es grafica la tensió alternant segons la mitja. En aquest pla, es tracen els diferents criteris de correcció. El de Goodman segueix una línia recta des del límit de fatiga fins a la resistència de tracció, mentre que el criteri de Gerber traça una corba parabòlica. Per últim, el de Soderberg és el més conservador, ja que utilitza el límit elàstic del material en lloc de la resistència a la tracció.

Si els valors d'esforç alternant i mitjà es troben dins de l'àrea delimitada pel criteri escollit, la peça està en una zona segura per esforços a fatiga. Tot i això, no es pot assumir vida infinita per a materials com l'alumini. En la simulació es selecciona el criteri de Goodman, perquè es considera que és el més adequat per materials sense límit de fatiga, com l'alumini, i per dissenyar una llanta optimitzada.

Per últim, per acabar de preparar l'estudi a fatiga, es pot triar els resultats de la tensió que es volen comparar amb la corba de fatiga S-N. En aquest estudi, s'ha decidit comparar-ho amb la màxima principal. I, els resultats que es demanen són la vida de cada punt de la malla i el factor de seguretat.

El model fins aquí definit es sotmet a un càlcul estàtic lineal en una sola etapa.

4.1.3. Resultats de la simulació per l'assaig de flexió rotativa

Els resultats obtinguts després d'executar la simulació són els representats en la figura 42 a la figura 47, en termes de les components bàsiques de l'esforç. En totes elles s'ha ocultat el plat per tal d'apreciar millor els punts crítics de la llanta.

El primer que s'observa, a la figura 42, és la distribució de l'esforç equivalent (von-Mises), el qual ens indica la tensió concentrada en cada punt de la geometria, combinant els efectes de l'esforç normal i tallant al material.

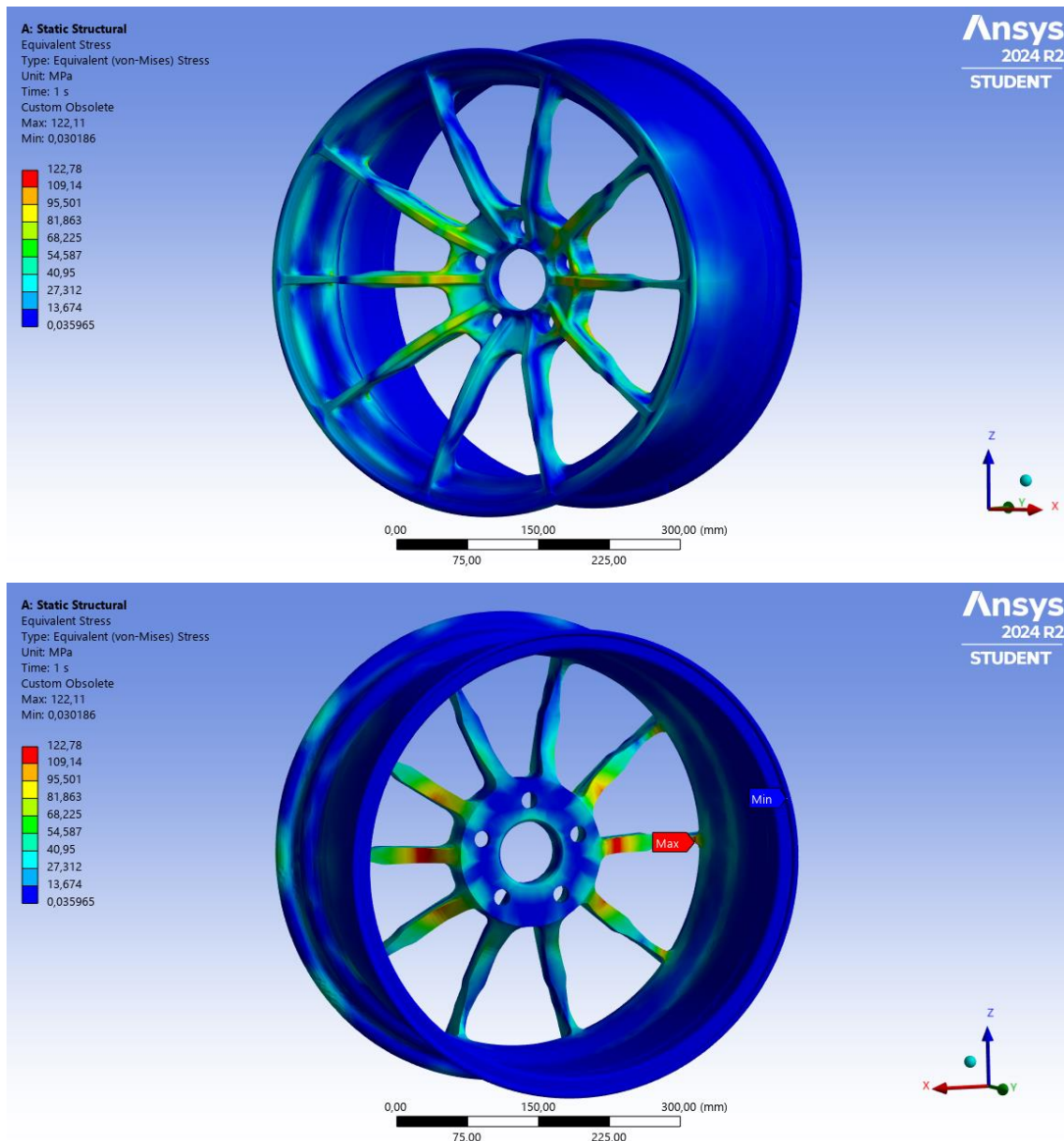


Figura 42. Distribució d'esforços equivalents (von-Mises), aplicant el moment davant del braç

Les zones amb major concentració d'esforços són les corbes de l'inici i final de braç, per la part interior de la llanta. En cap de les zones s'assoleix el límit elàstic del material (250 MPa), indicant-nos que la llanta no patirà deformacions permanents pel moment aplicat. L'esforç màxim equivalent de von-Mises és de 122,78 MPa.

La figura 43 representa la tensió principal màxima de cada punt de la malla. En general, les zones de més concentració coincideixen amb els resultats de les tensions de von-Mises. La diferència és que l'esforç màxim principal mostra l'esforç normal màxim o mínim en el pla i, per això apareixen valors negatius que signifiquen compressió. Igual que en els resultats anteriors, el valor màxim, de 124,83 MPa, està lluny de la resistència a la tracció del material i, per tant, no hi ha possibilitat de fallida per fractura, considerant que no aparegui un sobreesforç.

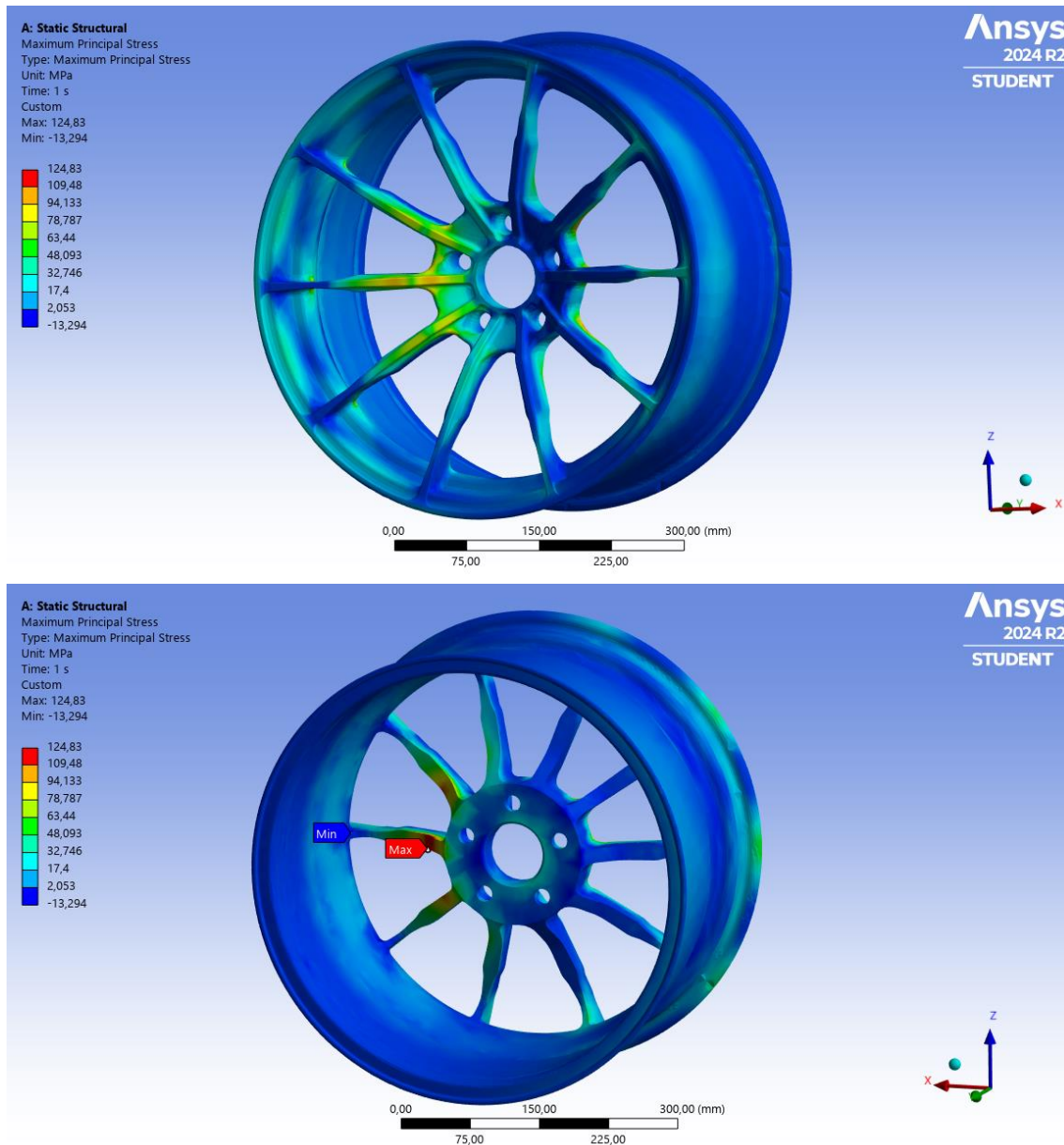


Figura 43. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment davant del braç

El que interessa en aquesta simulació és la vida a fatiga de la llanta i el comportament de la llanta davant d'esforços repetitius. Per tant, a continuació s'analitza els resultats obtinguts de la *fatigue tool*, la vida i el factor de seguretat.

Primer, es mostren el número de cicles abans de la fallida per fatiga de cada zona de la llanta. En la figura 44, es detalla la zona que menys cicles suporta de tota la llanta, que correspon a la part inferior del braç, per la cara interior.

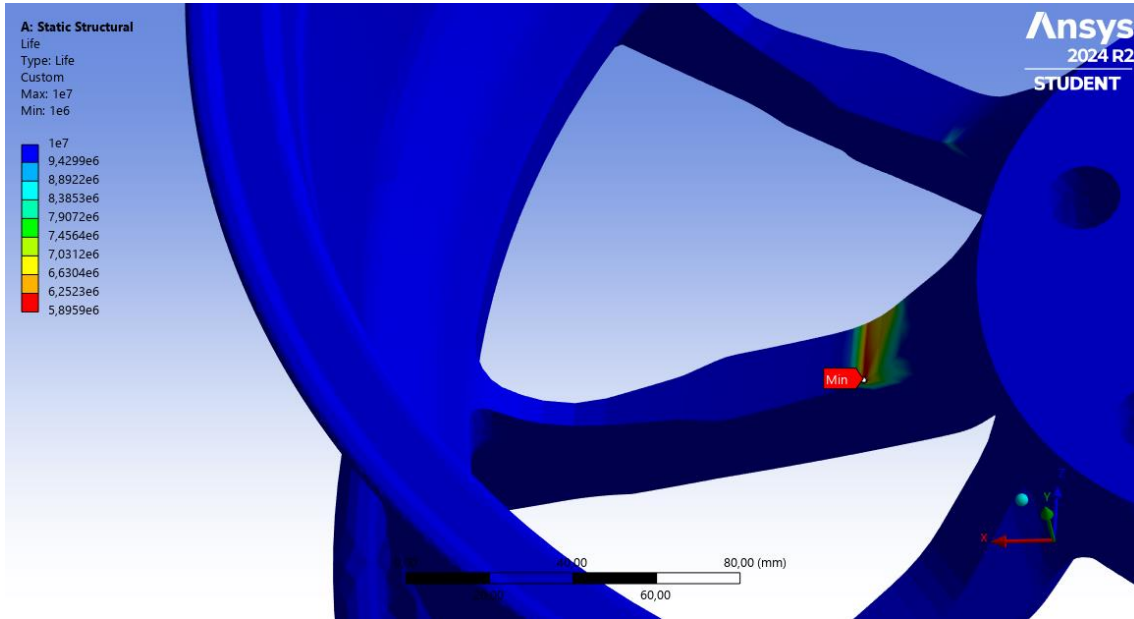


Figura 44. Detall de la part interior dels cicles de vida que la llanta suporta

Tal com es pot observar a la figura, el punt més crític de la llanta pot arribar a suportar més de cinc milions de cicles, més de vint vegades els 200.000 cicles que marca la normativa.

La figura 45 mostra el factor de seguretat respecte la fallida, donada la vida útil esperada de 200.000 cicles. El resultat proporciona informació de les zones més sobredimensionades, que en una futura iteració es poden optimitzar.

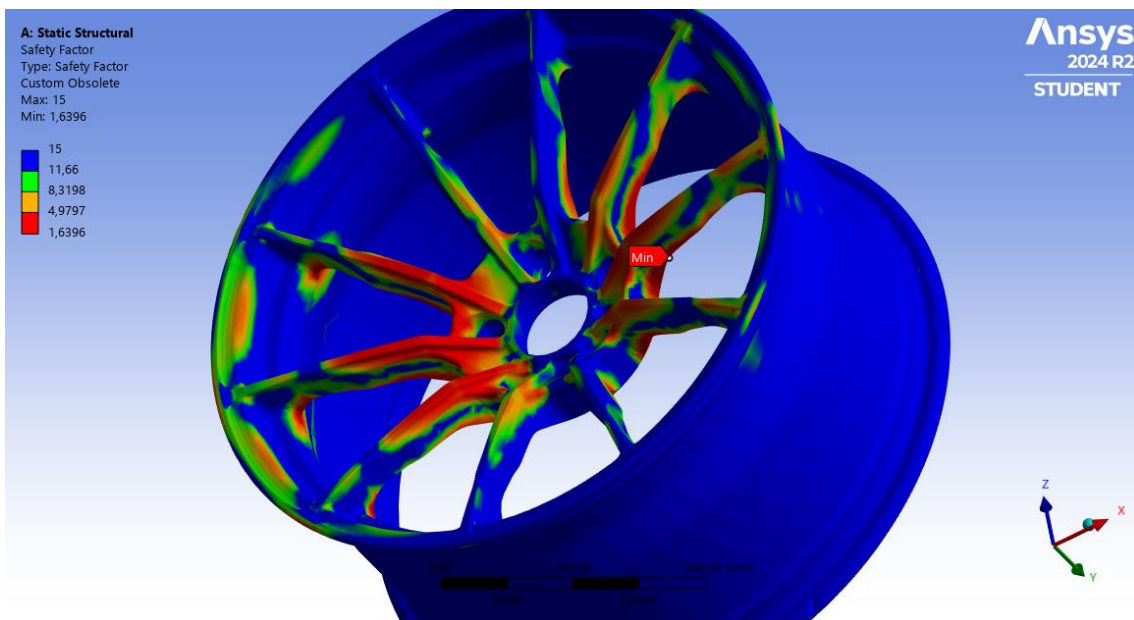


Figura 45. Factor de seguretat segons la vida útil desitjada de la llanta

Repetint la simulació, només canviant el moment entre els braços, s'obtenen resultats gairebé idèntics al cas on el moment s'ha aplicat davant del braç. Com que és una llanta de 10 braços, coincideix que el moment en l'eix Z cau davant d'un braç i, en l'eix X, entre dos braços.

A la figura 46 es mostra la distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment del plat de recolzament entre dos braços.

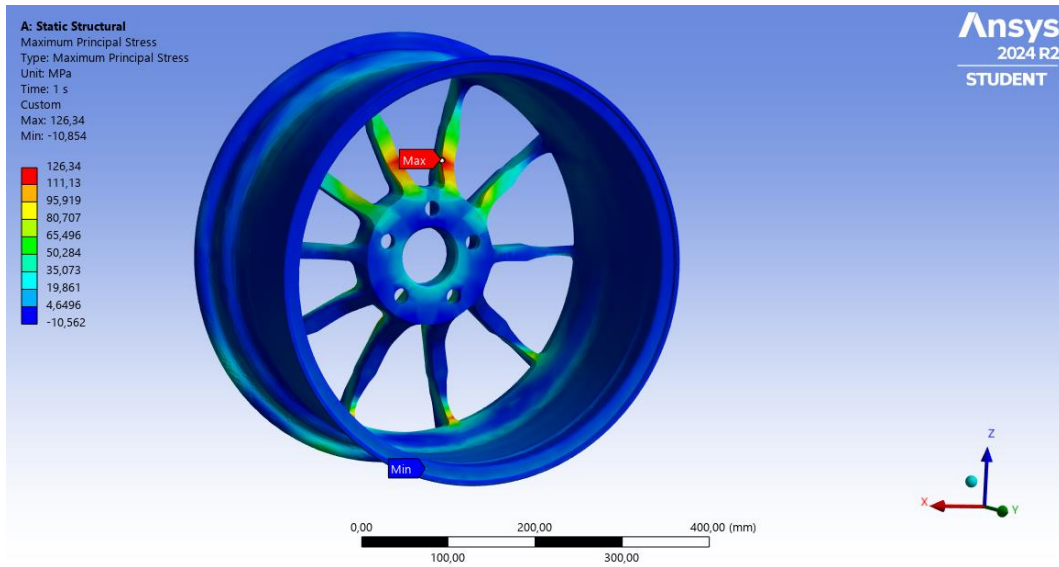


Figura 46. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços

Tal com es pot observar a la figura 46, l'esforç màxim es troba a la mateixa zona del braç, malgrat que sigui un braç diferent, i té un valor de 126,34 MPa, pràcticament idèntic al de l'altre cas.

Per tal de verificar que la simulació a Ansys® és vàlida, tot i tenir limitada les condicions de mallat, es prepara el mateix assaig al programari de Solid Edge®. El resultat obtingut després d'aplicar el moment entre dos braços és el representat a la figura 47.

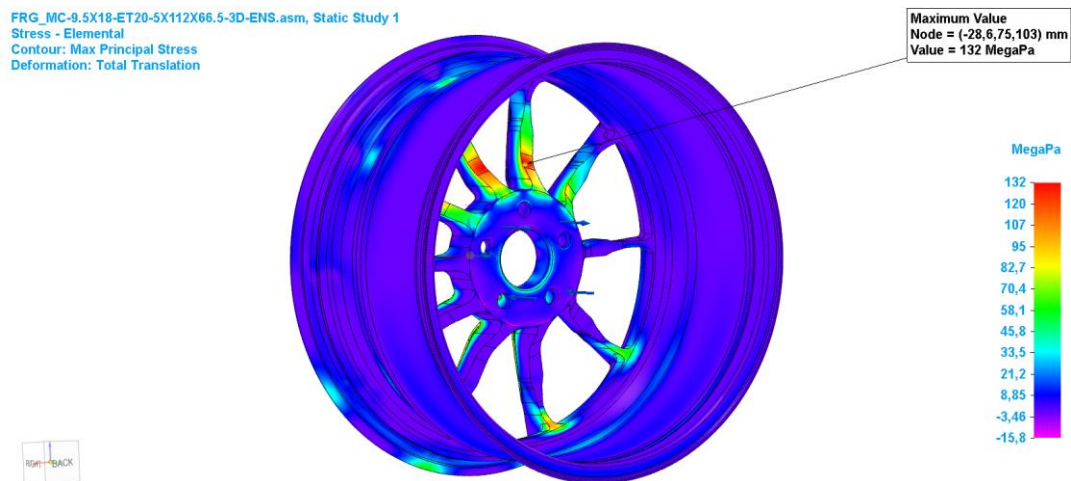


Figura 47. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços a Solid Edge®

Replicant les condicions de contorn i les càrregues de l'últim cas, es confirma que els resultats de la distribució d'esforços són quasi calcats amb una petita diferència del valor de l'esforç principal màxim, que en aquest cas, és de 132 MPa.

4.2. Simulació de l'assaig de fatiga radial

Replicar l'assaig de fatiga radial, anomenat de rodament durant el treball, és més complicat que el de flexió rotativa, principalment per la complexitat de modelar un pneumàtic. Durant la marxa del vehicle, les rodes són sotmeses a diversos esforços, provocats per l'aire d'inflat del pneumàtic i per la força de reacció del terra sobre la roda. Aquestes forces es transmeten directament sobre la llanta. Tot i que existeixin estudis que descriuen com modelar un pneumàtic, aquest treball no ho aborda, ja que això incrementaria significativament la complexitat de la simulació.

Una de les principals raons d'aquesta complexitat és la modelització de la interacció entre la llanta i el pneumàtic, especialment a causa de la petjada del pneumàtic. Quan aquest entra en contacte amb una superfície plana, es deforma per formar la petjada, cosa que implica grans deformacions que només es poden modelar mitjançant sistemes no lineals. A més, els pneumàtics no són construïts amb materials isotròpics homogenis, és a dir, que les seves propietats varien segons la direcció.

Una de les fonts que causa força sobre la llanta és la pressió de l'aire de dins del pneumàtic. La pressió d'inflat, P , representada a la figura 48, actua de manera uniforme sobre les cares interiors del pneumàtic i les exteriors del cercol de la llanta. La pressió que actua a la zona de contacte amb el terra genera tensions internes en el pneumàtic que no es transmeten al pneumàtic. En canvi, la pressió exercida sobre les parets laterals del pneumàtics provoca que aquest s'eixampli. I, són les pestanyes i els humps del perfil de la llanta els que reaccionen per mantenir el pneumàtic col·locat correctament. En aquest treball, aquestes forces laterals es denominen F_{lat} , també representades en la secció de la llanta de la figura 48.

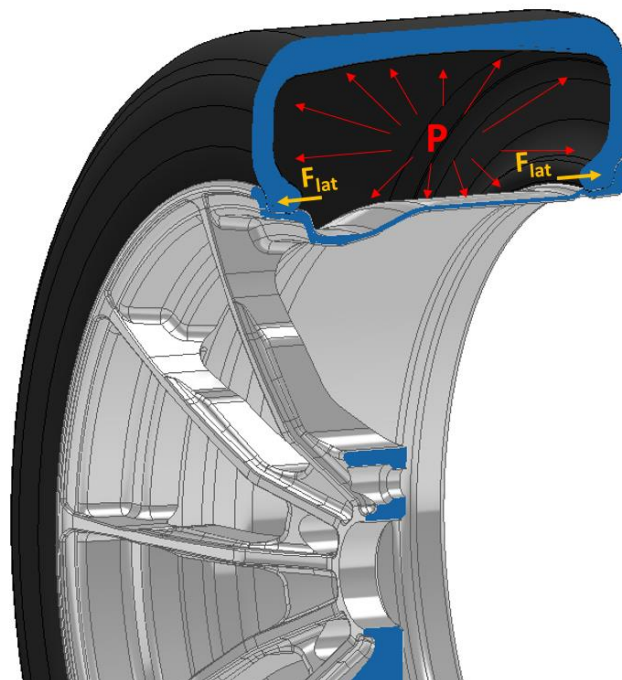


Figura 48. Vista de secció del conjunt llanta i pneumàtic amb la representació de les forces causades per la pressió d'inflat

Per calcular la força exercida per la pressió de l'aire contra les pestanyes de la llanta, cal integrar la pressió sobre l'àrea corresponent. Tal com s'ha esmentat anteriorment, la pressió que causa la força lateral és la que actua sobre els flancs del pneumàtic. Per tant, l'àrea a tenir en compte és la compresa entre el radi específic i el radi dinàmic, que es denominen r_{II} i r_{pneum} respectivament, a l'equació 5.

La pressió considerada a la qual s'infla el pneumàtic és de 30 psi, que equival a 0,207 MPa. Malgrat que el fabricant del pneumàtic aconselli 32 psi de pressió, en circuit s'acostuma a baixar-la per tal d'evitar sobre pressions quan la temperatura de la roda augmenta notablement, i en conseqüència, la pressió. Una altra simplificació de la simulació és considerar la pressió constant.

$$\begin{aligned}
 F &= \int_A P \, dA \rightarrow F = P \int_{r_{II}}^{r_{pneum}} 2 \cdot \pi \cdot r \, dr \rightarrow F = P \cdot 2 \cdot \pi \int_{r_{II}}^{r_{pneum}} r \, dr \rightarrow \\
 F &= P \cdot \pi \cdot (r_{pneum}^2 - r_{II}^2) \rightarrow F = 0,207 \cdot \pi \cdot (338,6^2 - 228,6^2) = 40.543,3 \, N \quad (5)
 \end{aligned}$$

El valor obtingut de la força lateral total s'ha de dividir entre dos, ja que aquesta es reparteix uniformement entre la banda de rodament i el taló del pneumàtic, que és la que exerceix força contra la paret de la pestanya. Per tant, la força a aplicar contra les pestanyes és de 20.271,65 N.

L'altra font que genera una força sobre les llantes és la de reacció del terra contra la roda, que també es transmet a través del pneumàtic. Aquesta força no és constant al llarg de la circumferència i depèn de l'angle de càrrega de la roda, el qual varia segons factors com la massa, la pressió d'inflat o les propietats del material del pneumàtic. Encara que no existeixi una fórmula exacta per calcular aquest angle, habitualment es considera entre 40° i 80° . En aquest treball, s'assumeix un angle de càrrega de 60° per distribuir la força, tal com es representa en la figura 49.

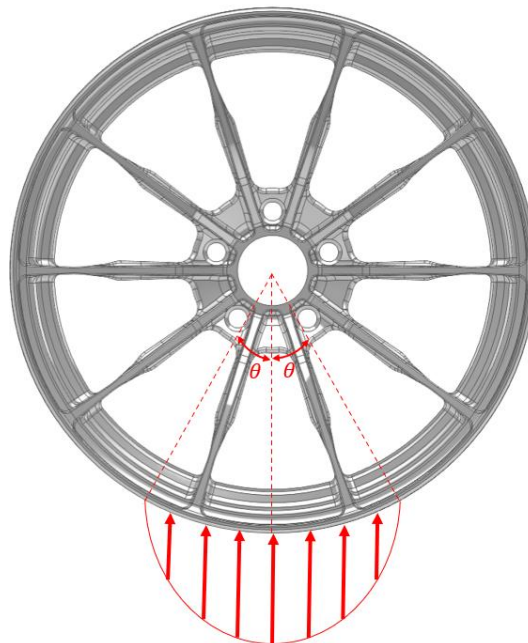


Figura 49. Representació de la força de reacció del terra contra la roda

En la figura anterior, es representa la distribució que segueix la força de reacció del terra contra la roda, sent θ la meitat de l'angle total d'aplicació, per tant: $2 \cdot \theta = 60^\circ$. La força de reacció, dibuixada amb fletxes de color vermell, segueix una funció cosinus que es distribueix en la zona carregada.

L'assaig de rodolament en banc de prova marcat per normativa exigeix que la llanta rodi 2000 km, sense que aparegui cap fissura tècnica ni fuga d'aire i que el parell de collament dels cargols o femelles no disminueixi més del 30%.

En l'anàlisi d'elements finits es simularà l'assaig de rodolament d'un banc de prova mantenint la roda estàtica, aplicant la força radial constant en la zona de càrrega i una pressió d'aire repartida uniformement. En aquest cas, la roda té un radi de 338,6 mm, que equival a un perímetre de 2,127 m. Per recórrer els 2000 km que marca la normativa, la roda ha de donar 940.000 voltes, per tant, es considerarà que la llanta passa l'assaig de fatiga radial si pot aguantar un milió de cicles.

L'assaig es repetirà canviant la zona de càrrega de la llanta, girant-la 90° respecte a la posició original, la de la figura 49, de manera que un braç quedi alineat amb l'eix vertical. Això permetrà sotmetre la llanta a les dues posicions més crítiques.

4.2.1. Càlcul de càrregues

Les càrregues que s'aplicaran al model són la generada per la pressió de l'aire d'inflat del pneumàtic i per la reacció del terra deguda a la massa del vehicle.

Tal com s'ha explicat anteriorment, per calcular la força causada per l'aire d'inflat, cal conèixer el valor de pressió i la superfície on aquesta pressió s'aplica. En aquest cas, s'assumeix una pressió de 30 psi, i l'àrea considerada són els flancs del pneumàtic. Per calcular aquesta superfície, s'utilitza la fórmula de corones circulars, on el radi major correspon al del pneumàtic i el menor a l'específic de la llanta. Del resultat obtingut en la resolució de l'equació 5, que representa la força total, es divideix per la meitat perquè es considera que l'esforç es reparteix entre la banda de rodolament i el taló del pneumàtic, resultant en una força de 20.271,65 N.

L'altre força que cal calcular és la de reacció, que equival a la càrrega que s'ha d'aplicar contra la roda en l'assaig de rodolament en un banc de proves. Segons la normativa, aquesta força és $F_p = S \cdot F_v$, sent F_p la càrrega a aplicar contra la roda, S el factor de seguretat i F_v la capacitat màxima de càrrega per roda.

Per vehicles de passatgers i per llantes d'aliatges, la normativa estableix un factor de seguretat de 2,5. I, d'acord amb els requisits de disseny de la llanta, es proposa una capacitat de càrrega màxima de 600 kg, que equival a 5.886 N.

Així doncs, la càrrega resultant és de 14.715 N, i dividint-la a la meitat, s'obté 7.375,5 N per cada *bead seat* de la llanta.

4.2.2. Anàlisi d'elements finits

En aquest segon assaig, és necessari modificar lleugerament la geometria de la llanta per poder aplicar les càrregues. La força deguda a la reacció del terra es tracta com un càrrega de rodament, i el *software* d'Ansys® només permet aplicar-la sobre superfícies circulars. Per aquest motiu, en el perfil de revolució de la llanta, cal modificar els *bead seats*, substituint la seva forma cònica, definida per la normativa, per superfícies planes. Aquesta modificació facilita l'aplicació de la càrrega sense comprometre l'assaig.

Una altra operació necessària en l'assaig és la definició de la superfície de la càrrega de rodament. En aquest cas, s'assumeix que la força es distribueix en un angle de 60°. Per tant cal dividir la superfície dels *bead seats* en les dues zones d'estudi: davant d'un braç i entre dos braços, tal com es mostra en la figura 50.

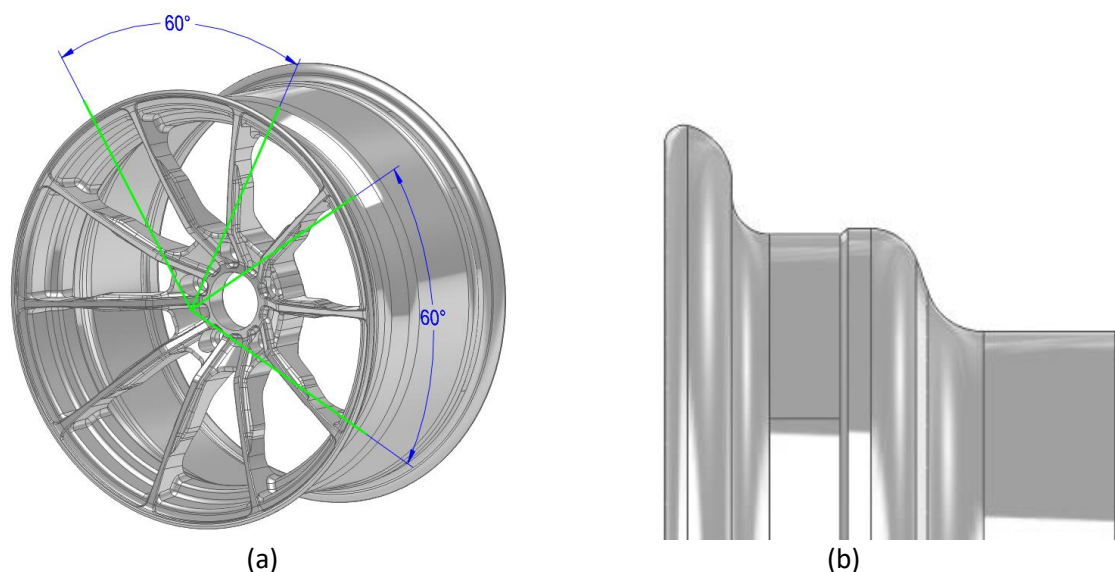


Figura 50. Modificacions al model 3D per l'assaig de rodolament: línies de partició per l'angle de càrrega (a) i bead seat plans (b)

A la figura 50.b es mostra el *bead seat* exterior ja modificat per poder permetre l'aplicació de la càrrega de rodament a Ansys®. Tot i que no es mostri a la imatge, el *bead seat* interior també s'ha modificat.

Així doncs, en aquesta simulació també es crea un cas *Static Structural* i s'importa el mateix assemblatge amb les modificacions corresponents esmentades. A la pestanya *d'Engineering Data* es defineixen les propietats dels mateixos materials utilitzats en la primera simulació. Igual que en l'anàlisi anterior, s'aplica acer estructural a la caixa i l'aliatge d'alumini a la llanta.

Per continuar amb la preparació de l'anàlisi, des de la pestanya *Mechanical* es defineixen la malla, les condicions de contorn i les càrregues de la llanta.

De la mateixa manera que en la simulació anterior, es configura una malla més grossa en les zones menys crítiques per poder refinar la malla en les zones d'interès, sense excedir el número de nodes i elements, limitat en la versió d'estudiant.

A la boixa i a les superfícies del cercol de la llanta s'assigna una mida d'element de malla de 50 mm. A la resta de les superfícies, es limita la longitud dels costats dels elements de la malla a 20 mm, donant com a resultat una malla amb un total de 125.252 elements i 67.459 nodes. La malla resultant és la representada en la figura 51.

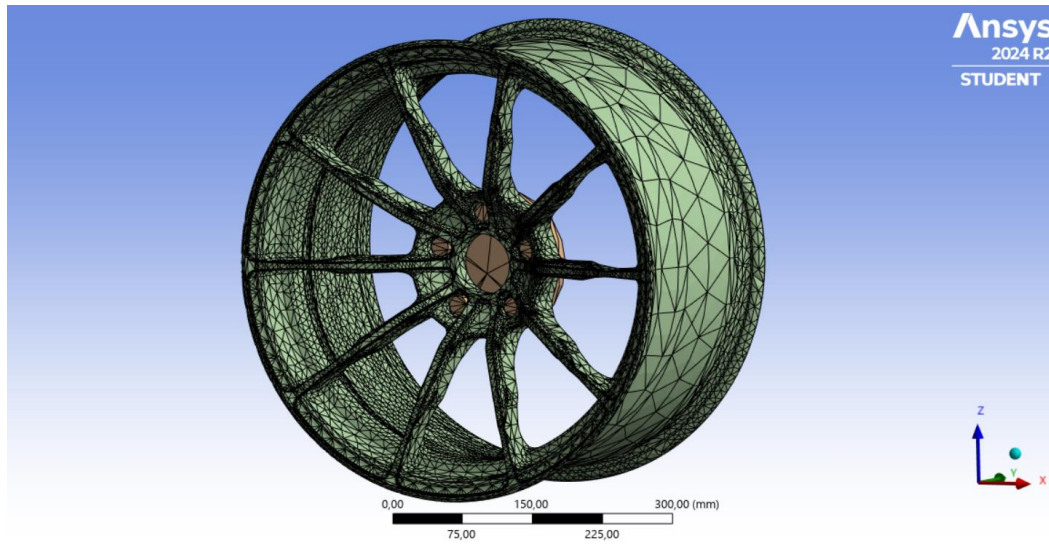


Figura 51. Malla generada a l'assemblatge

Tot i que en l'assaig en banc de prova de la normativa la roda es fa girar amb un tambor, en l'anàlisi d'elements finits es considera un cas estructural estàtic. En aquesta anàlisi s'apliquen les mateixes càrregues, però es fixa la llanta i es calculen els cicles que és capaç de suportar.

Així doncs, l'única condició de contorn que cal aplicar en el model és per fixar la llanta. En aquest cas, s'aplica una condició de fixació *fixed support* a la cara interior de la boixa, tal com es representa en la figura 52.

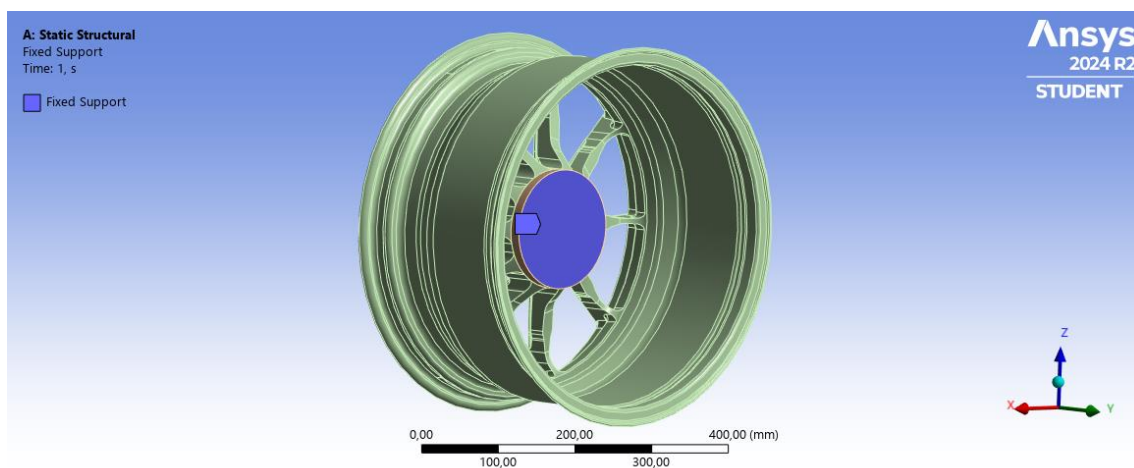


Figura 52. Superfície restringida de moviment i deformació a la simulació

Per acabar de configurar el cas estructural cal definir les càrregues de la simulació. En total són cinc càrregues, tres forces per simular la pressió exercida per l'aire d'inflat del pneumàtic (dues contra les pestanyes i l'altre contra el cercol) i dues càrregues de rodament per replicar la força de reacció del terra en contra la llanta.

Per tant, es creen dues forces: una aplicada a la pestanya exterior i l'altra a la pestanya interior. En tots dos casos, la força s'aplica sobre la superfície vertical de cada pestanya, amb una direcció orientada de dins cap a fora de la llanta, simulant l'efecte provocat per la pressió d'inflat. En aquesta simulació, la força de la pestanya exterior es configura en el sentit negatiu de l'eix Y, mentre que, a la pestanya interior, es configura en el sentit positiu. El valor assignat a cadascuna de les forces és de 20.271,65 N, tal com s'ha justificat en l'apartat anterior. En la figura 53, es representen les dues forces, que el programari Ansys® les ha denominat A i B.

La càrrega deguda a la pressió de l'aire del pneumàtic contra el cercol de la llanta es replica amb la càrrega de pressió amb valor de 0,20684 MPa, equivalent als 30 psi. A la imatge de la figura 53, es representa amb la lletra E i es pot observar que l'orientació és normal cap a l'interior a la llanta.

Les altres dues càrregues aplicades al model són de rodament, també conegudes com a *bearing loads*. Aquestes càrregues simulen forces de contacte distribuïdes, utilitzades en casos com el d'estudi o en la interacció entre un eix i un coixinet. La força es distribueix de forma parabòlica al llarg de la superfície d'aplicació, amb el màxim al centre de la zona de contacte i decreixent cap als extrems. En el model d'estudi, es configuren dues *bearing loads* seleccionant les zones dividides del *bead seat*, que formen un angle de 60°, assignant una força de 7.357,5 N a cadascuna. La orientació de la càrrega és cap a l'interior de la llanta, que en el cas de la figura 53, això correspon al sentit negatiu de l'eix Z, ja que s'estudia el comportament estructural en un cas de fatiga radial entre dos braços.

A la figura 53 es detallen les quatre càrregues aplicades en la simulació amb la denominació assignada pel programa. A l'esquerra de la imatge, a la llegenda, s'hi mostra el valor de cadascuna de les càrregues.

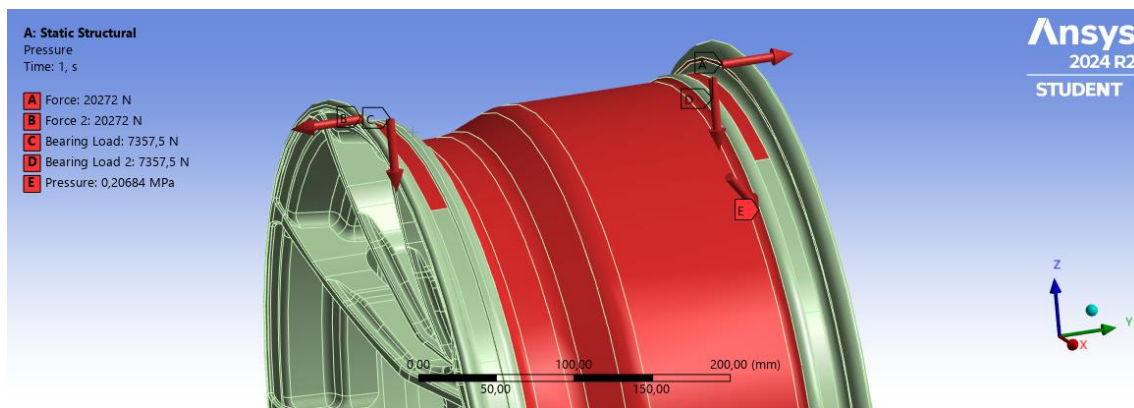


Figura 53. Conjunt de càrregues aplicades en la simulació de rodolament

Abans d'executar la simulació, igual que en el cas anterior, cal configurar els resultats que ens interessin. Es tornen a sol·licitar els resultats d'esforços equivalents de von-Mises i el màxim principal.

Per assegurar que es compleix l'assaig normatiu, es torna a utilitzar l'eina de fatiga, *Fatigue Tool*, per calcular la vida útil i el factor de seguretat per una vida útil desitjada d'un milió de cicles. En la configuració del comportament a fatiga, es defineix novament la component d'esforç màxim principal i un cicle *zero-based*, és a dir, amb les càrregues aplicades de manera

cíclica només de tensió. Pel factor de correcció de l'esforç mitjà, es torna a utilitzar el criteri de Goodman.

Un cop configurada tota la simulació, es dona l'ordre de mallar i calcular el cas de càrrega i el programari retorna els resultats demanats, que s'analitzen en el següent apartat.

4.2.3. Resultats de la simulació de l'assaig de fatiga radial

Igual que en la primera simulació, en tots els resultats obtinguts s'ha ocultat el model 3D de la caixa per tal de poder apreciar millor les zones crítiques en cada cas.

En primer lloc, s'analitza la distribució dels esforços equivalents (von-Mises), que mesuren la combinació de tensions normals i de cisalla en cada node. Tal com es pot observar en la figura 54, i com era previsible segons les càrregues aplicades, les zones amb esforços més elevats ja no es troben als braços, sinó que es concentren a la pestanya interior. La tensió més alta dels esforços equivalents és de 163,25 MPa, bastant més superior que la màxima de l'assaig anterior.

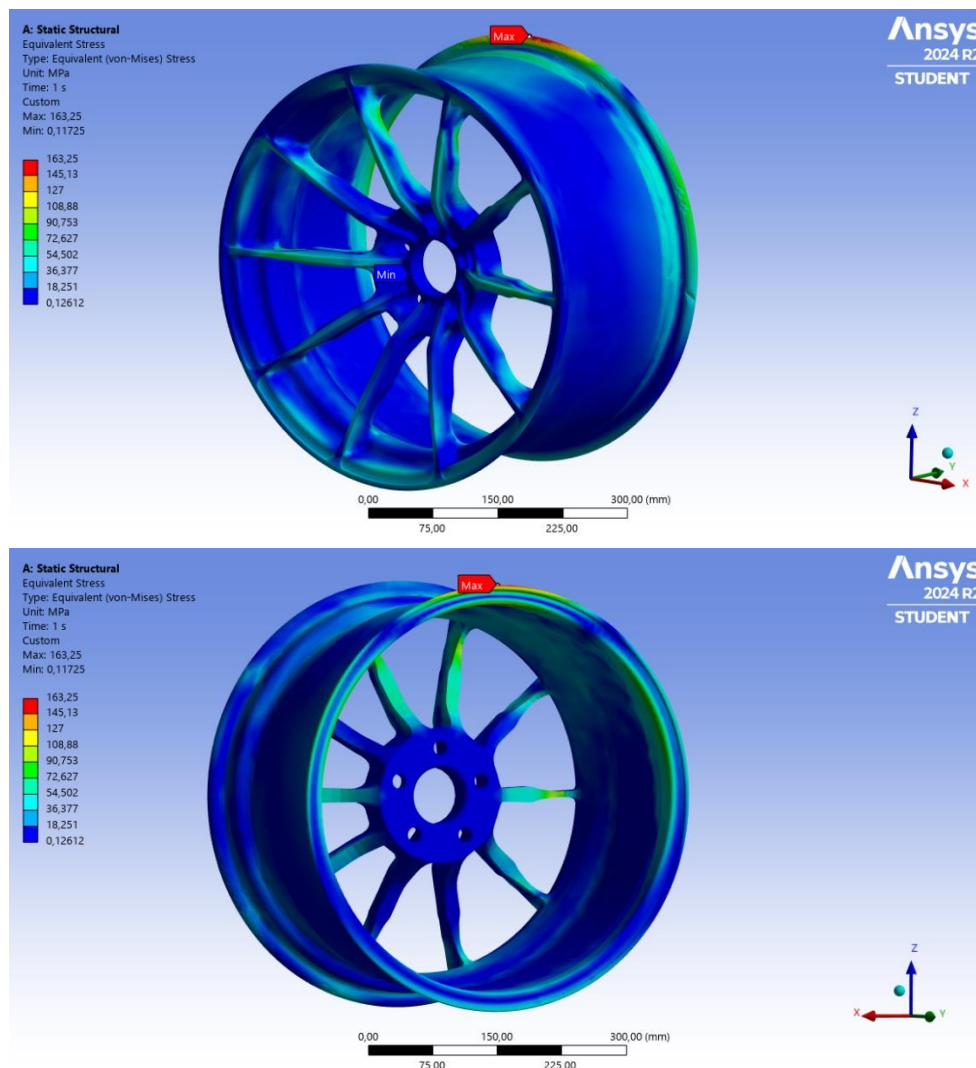


Figura 54. Distribució d'esforços equivalents (von-Mises), aplicant la força de reacció entre dos braços.

Segons les càrregues aplicades a la pestanya interior, es podia esperar que a la zona del clot del cercol es generessin tensions elevades a causa de l'efecte de la palanca. Tot i això, les tensions en el clot es mantenen controlades, probablement gràcies a l'augment del gruix del cercol en aquesta zona.

D'altra banda, és habitual que es produeixin concentracions de tensions als braços de la llanta a causa de la força de reacció. En aquest disseny, però, l'amplada de la base dels braços contribueix significativament a distribuir les tensions de manera uniforme, evitant així concentracions crítiques en els radis més pronunciats d'aquestes zones.

En conclusions, tret de la pestanya interior que està sotmesa a càrregues elevades sense l'ajuda dels braços per distribuir les tensions, la llanta sembla a ser que té un comportament estructural a fatiga radial molt uniforme. En l'anàlisi a fatiga, es comprovarà si el disseny suporta els cicles establerts per normativa.

Per altre banda, en els resultats dels esforços màxims principals s'obtenen les distribucions de la figura 55.

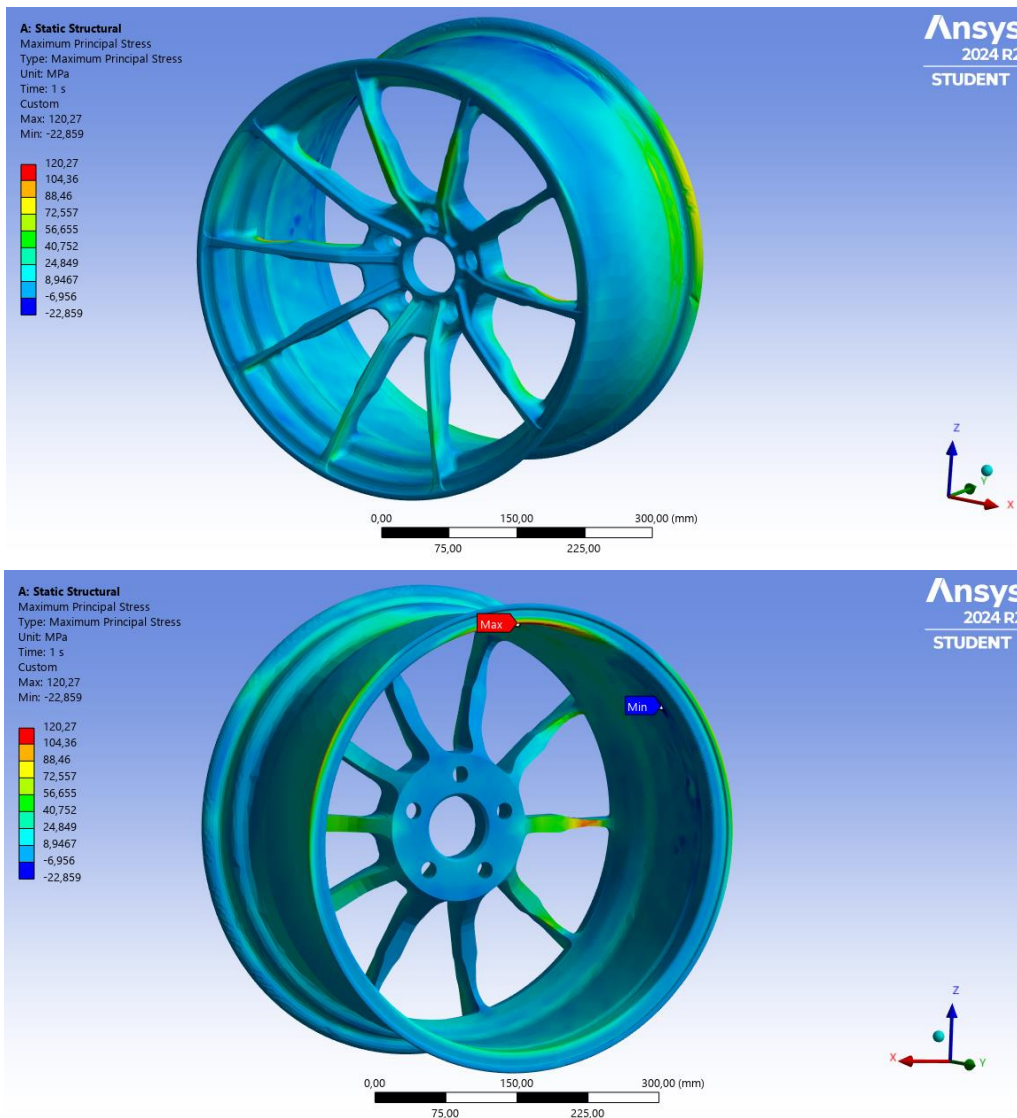


Figura 55. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció entre dos braços

En la figura superior, es pot observar que l'esforç màxim principal, amb un valor de 120,27 MPa, es troba a la zona interior de la pestanya interior de la llanta, distribuït aproximadament per tot l'angle de càrrega.

La resta d'esforços es distribueixen de manera uniforme per tota la llanta, excepte en els dos braços del mig, tal com es mostra en la figura 55. En el radi interior al final d'aquests dos braços, hi ha una concentració d'esforços més elevada, tot i que inferior al valor màxim de la pestanya interior. Possiblement, les forces que genera la pressió d'inflat cap a l'exterior de la roda provoquen un moment de flexió en els braços i, això fa que apareguin tensions més altes a la zona superior dels braços, on la secció és més reduïda.

Un cop analitzades les distribucions d'esforços, es poden identificar els punts crítics on la llanta és més probable que falli per fatiga. No obstant això, per determinar el número mínim de cicles que suportarà, convé consultar els resultats de *Life*, proporcionats per l'eina de fatiga i representats a la figura 56.

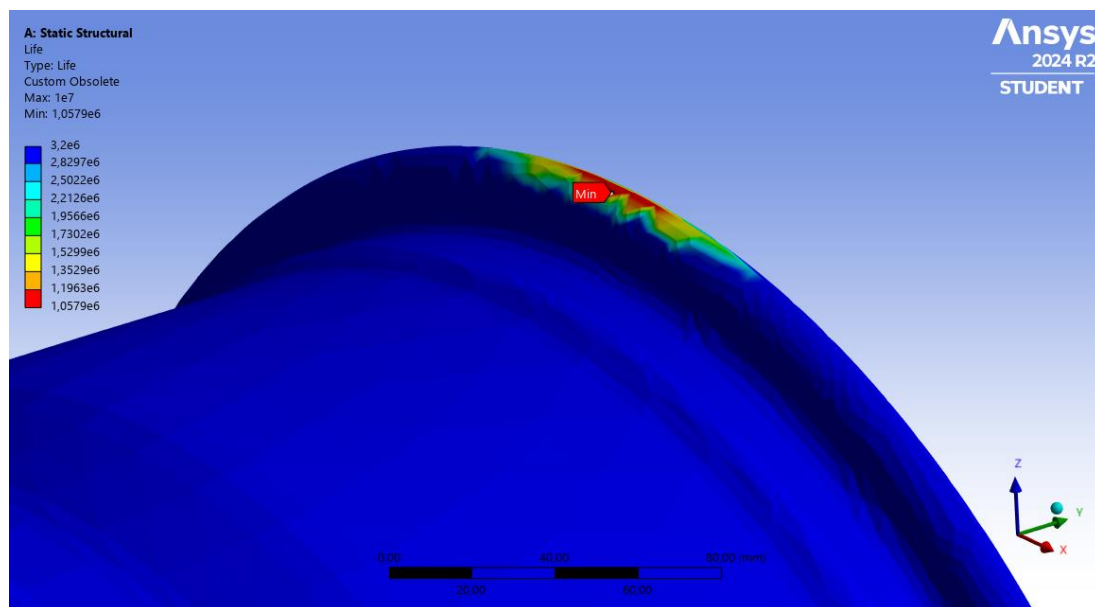


Figura 56. Detall de la pestanya interior amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga

Tal com es pot observar en la figura 56, el punt amb la menor vida útil coincideix amb el node on es registra l'esforç màxim principal més alt.. Aquest punt suporta un total de 1.057.900 cicles, superiors a les 940.000 voltes requerides en el banc de prova per complir amb els 2.000 km establerts per la normativa.

Per tenir informació sobre quines zones estan més sobredimensionades i quines estan ben optimitzades és molt útil la distribució del factor de seguretat, representada en la figura 57.

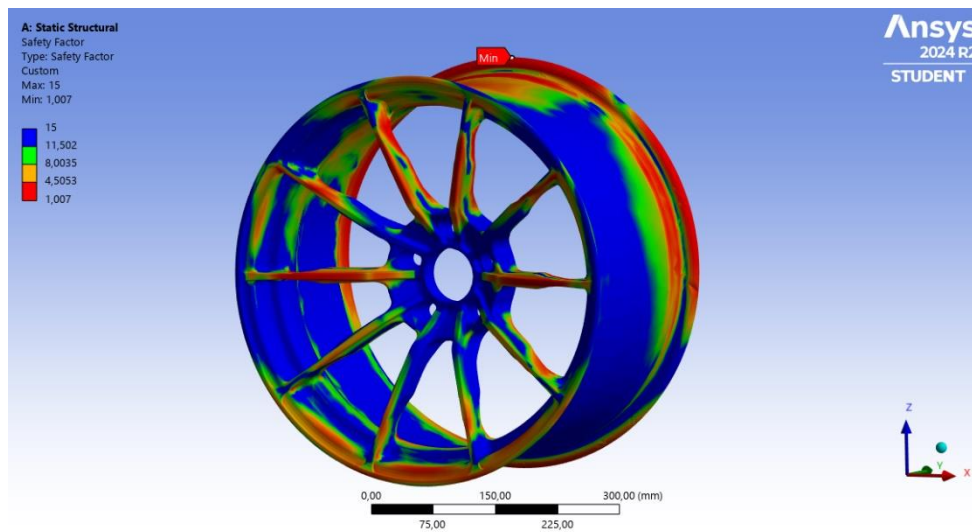


Figura 57. Factor de seguretat per un vida útil desitjada d'un milió de cicles

Tal com s'ha esmentat anteriorment, la vida útil desitjada establerta és d'un milió de cicles, lleugerament superior als 940.000 cicles, equivalents als 2.000 km, marcats per la normativa.

Coincidint amb la zona que suporta el nombre de cicles més baix, el factor de seguretat més petit és d'1,007, superior a 1, però per poc. La resta de la llanta, sembla estar bastant ben optimitzada ja que el factor de seguretat és poc superior a 1.

Les zones on es podria modificar la geometria per aconseguir un pes encara més reduït són el gruix del cercol més pròxim a l'exterior i el centre de la llanta, les dues zones pintades de color blau, que corresponen a un factor de seguretat superior a 11.

Per estudiar bé el comportament estructural, cal verificar que, davant de braç, la llanta segueix complint amb la normativa. Així doncs, les forces degudes a la pressió es mantenen, i les càrregues de rodament aplicades en l'angle entre dos braços s'apliquen distribuïdes davant de braç i orientades cap a l'interior de la llanta. El resultat es mostra a la figura 58.

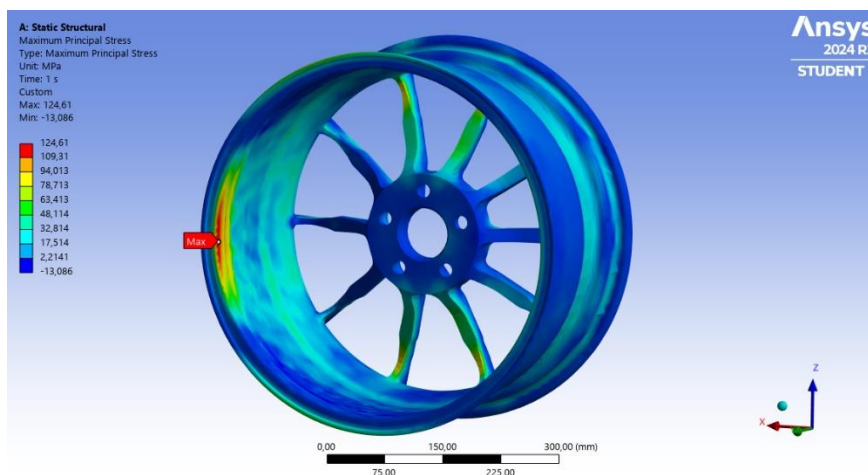


Figura 58. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció davant d'un braç

Els resultats obtinguts en aquest cas de càrregues és pràcticament idèntic a l'anterior, ja que la zona amb majors tensions és a la pestanya interior en l'angle de càrrega. El valor màxim obtingut és de 124,61 MPa, lleugerament superior a la simulació anterior que redueix el nombre cicles mínims de la llanta.

El nombre de cicles mínim obtingut és de 971.980, que està per sota el milió de cicles de vida útil desitjada però per sobre els 940.000 que estableix la normativa. Així doncs, s'aprova el disseny a fatiga radial, però a futures iteracions s'hauria de sobredimensionar una mica la zona de la pestanya interior.

En conclusions, després de les dues simulacions, es confirma que el disseny de la llanta suporta les càrregues i els cicles marcats per la normativa.

5. Optimització del disseny

Un cop finalitzades les anàlisis d'elements finits de les simulacions dels assajos de flexió rotativa i de fatiga radial, es procedeix a optimitzar el disseny de la llanta per tal de reduir-ne la massa, mantenint la solidesa estructural en els assajos corresponents.

En primer lloc, es plantejaran les modificacions en el disseny de la llanta, considerant les zones que concentraven menys tensions en les simulacions prèvies. Durant aquest procés d'iteració, es tindrà en compte que totes les modificacions proposades compleixen la normativa de disseny establerta al manual d'estàndards de l'ETRTO [3], assegurant que el disseny sigui, funcional, segur i compatible. Posteriorment, es sotmetrà el nou disseny als mateixos casos estructurals per validar el comportament.

5.1. Modificacions del disseny

Abans de començar a alleugerir la llanta, es reforçarà la pestanya interior per evitar valors més alts de tensió. D'aquesta manera, en la figura 59, es mostra un detall de la pestanya interior amb les modificacions realitzades.

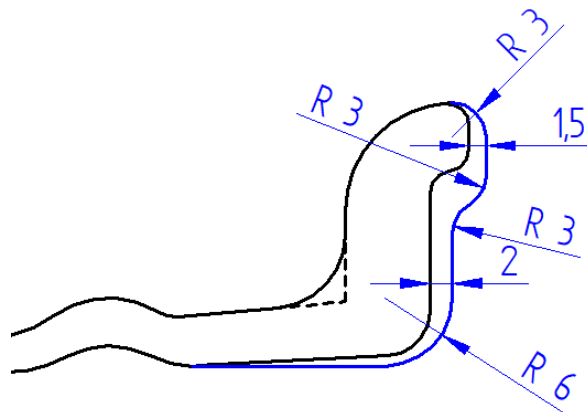


Figura 59. Detall de la nova pestanya interior amb les modificacions acotades

Pel que fa el gruix inicial de la pestanya, que és de 11 mm (el mínim exigint per normativa), s'ha augmentat 1,5 mm més a l'amplada màxim i 2 mm al rebaix, que tenia amplada inicial de 7,5 mm. Els radis s'han mantingut sense modificacions per evitar la formació de concentradors de tensions.

A més, també s'ha reforçat la zona del *bead seat*, modificant el perfil inclinat, inicialment paral·lel, a un perfil interior horitzontal. Addicionalment, s'ha modificat el radi a 6 mm per incrementar el material, ja que és una zona delicada identificada en la simulació d'assaig de fatiga radial.

Una vegada reforçada la zona més crítica de la llanta, es procedeix a sostreure material de les zones que, segons els resultats obtinguts en les simulacions, no és essencial per mantenir el comportament estructural. Per identificar aquestes zones optimitzables, és important fixar-se en els resultats de fatiga, en particular en els que es representa el factor de seguretat.

Segons les figures 45 i 57, que mostren el factor de seguretat en cada cas, les zones marcades de color vermell són les que tenen el factor de seguretat més baix i, per tant, no es modificaran per mantenir la resistència estructural de la llanta.

En aquestes dues figures, es pot observar que la zona del cèrcol no apareix marcada de color vermell. A més, els altres resultats de les simulacions corroboren que la zona del cèrcol no experimenta grans tensions. Per aquest motiu, s'ha considerat com a primera modificació d'alleugeriment la reducció del gruix del cèrcol, tal com es mostra en la figura 60.

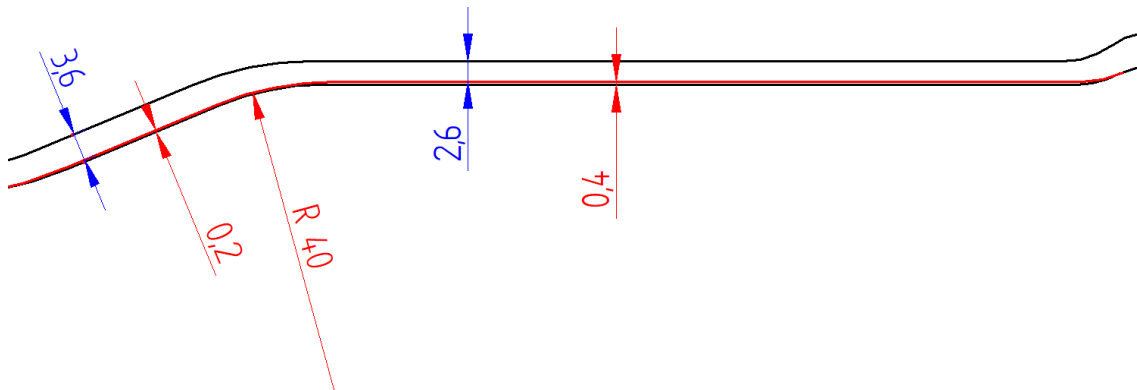


Figura 60. Detall del nou cèrcol amb les modificacions acotades

El gruix inicial de 3 mm del cèrcol amb diàmetre més gran de la llanta s'ha reduït 0,4 mm. Mentre que, la zona de sortida del clot del cèrcol, que inicialment tenia un gruix de 3,8 mm, s'ha aprimat fins als 3,6 mm. Tot i que aquestes reduccions en gruix siguin de només dècimes de mil·límetres, el fet que es tracti d'una geometria de revolució té un impacte significatiu en la massa total de la llanta.

A més, alleugerir la massa més allunyada del centre de rotació és especialment beneficiós, ja que contribueix a millorar la inèrcia rotacional de la llanta, afavorint un rendiment més eficient i un millor comportament dinàmic.

Paral·lelament, s'ha observat que la zona central de la llanta no pateix grans esforços. En els resultats de factor de seguretat de la simulació de rodolament, s'aprecia que tot el centre està marcat de color blau, indicant nivells de tensió baixos. Tot i que en la simulació de l'assaig de fatiga algunes zones del centre de la llanta estan marcades de color vermell, el valor mínim del factor de seguretat és de 1,7. Per tant, encara hi ha marge per optimitzar la zona i aconseguir reduir el pes sense perjudicar el comportament estructural.

És per això que, el gruix de la cassoleta de la llanta, inicialment de 28 mm, s'ha reduït 4 mm en la zona del forat de la caixa. Al començament dels braços, on s'inicia la concavitat de la llanta, el gruix s'ha reduït progressivament des d'una distància de 4,73 mm fins a enllaçar la tangència de l'arc inicial. Aquestes dues modificacions del frontal del centre de la llanta es mostren a la figura 61.

Pel que fa als braços de la llanta, aquests ja estaven inicialment bastant optimitzats, per la qual cosa el marge de millora per eliminar material és reduït. A la zona interior de dalt del braç es concentren tensions una mica elevades en la simulació de rodolament, mentre que, en la

simulació de l'assaig de flexió rotativa, els esforços més alts del braç es concentraven a la zona superior.

La zona superior del braç, que és on es troba la secció més estreta, no s'ha modificat, ja que una petita reducció en aquesta àrea podria provar un augment notable de les tensions. En canvi, com que el gruix i la secció de la part inferior del braç són bastant més grans, s'ha decidit modificar lleugerament el perfil. Concretament, s'ha canviat la inclinació de la sortida del pla de recolzament de manera progressiva fins a una distància de 2,39 mm, que s'ha connectat amb un radi de 50 mm amb el perfil inicial del braç.

A la figura 61, es mostren les últimes modificacions en el perfil de la llanta. Les dimensions del material eliminat s'han ressaltat de color vermell.

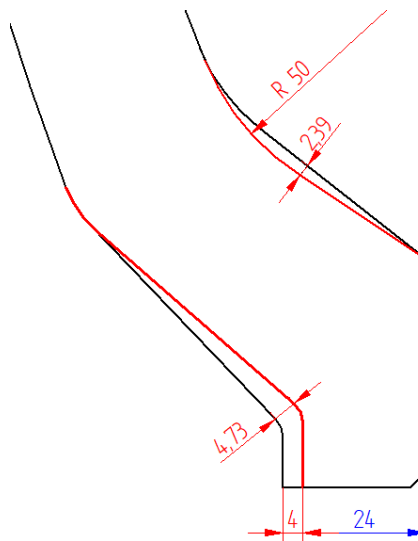


Figura 61. Detall del centre de la llanta optimitzada amb les modificacions acotades

Totes aquestes modificacions no causaran problemes en el model 3D, ja que només es modificarà el perfil de l'operació de revolució.

Un cop ajustat el perfil, es procedeix a optimitzar el frontal de la llanta. Com que la secció dels braços depèn del gruix del perfil i de la mida de les finestres i, tenint en compte que els braços ja han estat optimitzats a través del perfil, es decideix no canviar la mida de les finestres.

No obstant això, s'aprofita la optimització del disseny per afegir rebaixos al pla de recolzament de la llanta. Aquesta tècnica, freqüentment utilitzada per molts fabricants de llantes de competició, permet eliminar material a la zona central de la llanta, que sovint no té cap funció estructural.

Per crear aquests rebaixos, es dissenya una geometria integrada amb els forats cilíndrics dels cargols, mantenint una distància de separació coherent respecte els forats per no debilitar la zona.

Així doncs, es mecanitzaran cinc rebaixos, tals com el representat en la figura 62, per alleugerir la massa a la cassoleta de la llanta.

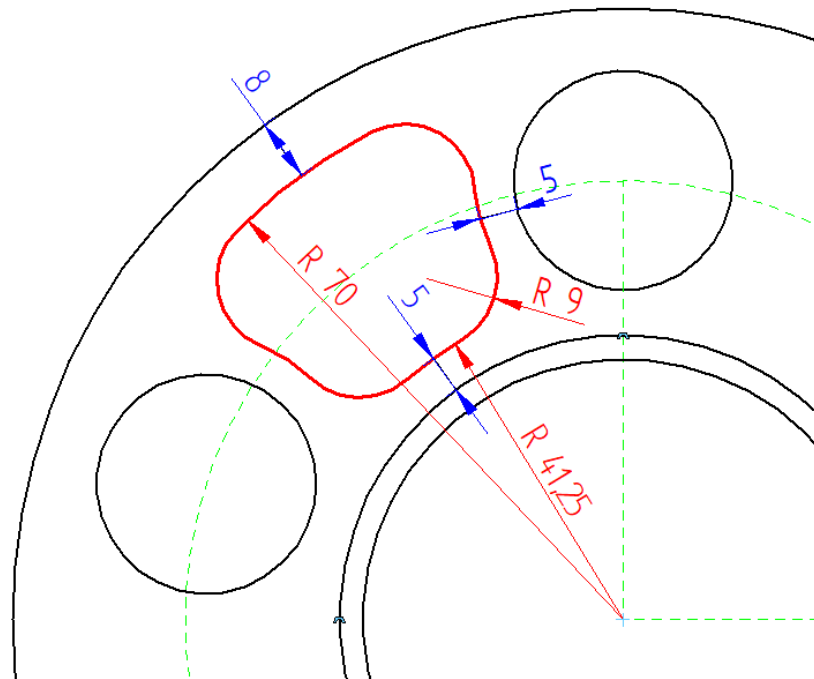


Figura 62. Dimensions dels rebaixos en el pla de recolzament

A la figura anterior, s'han marcat de color vermell les dimensions dels rebaixos. Mentre que, de color blau, s'han acotat les distàncies respecte els rebaixos, que són de 5 mm de gruix entre forats de cargols i el forat del centre de la boixa i, de 8 mm respecte el diàmetre màxim del pla de recolzament.

En el model 3D s'ha eliminat el material, amb la forma del rebaix descrit, una profunditat total de 10 mm. El fons de cada rebaix s'ha assignat un radi de 5 mm, que en tot cas exigiria la mida de la fresa utilitzada per mecanitzar. A més, per evitar imperfeccions en la superfície del pla de recolzament s'ha dissenyat el rebaix amb un xamfrà de 0.5 mm.

Finalment, la massa obtinguda després de l'optimització del disseny de la llanta d'aftermarket, destinada a ser muntada a l'eix davanter del BMW M3 Competition G80, és de 8,1 kg segons el programari *Solid Edge*®. A aquesta massa cal sumar-li 250 grams, que corresponen a la pintura i als casquets. Per tant, la massa final de la llanta optimitzada és de 8,4 kg aproximadament.

Aquesta optimització suposa una reducció 200 grams per llanta respecte al disseny inicial i una disminució significativa d'1,4 kg per llanta en comparació a la llanta amb les dimensions equivalents subministrada pel fabricant del BMW M3 Competition G80.

Després de modificar el perfil de la llanta i afegir-hi els cinc rebaixos al pla de recolzament, l'aspecte frontal de la llanta gairebé no es veu afectat. Només es pot apreciar l'optimització des de la part posterior de la llanta, on s'hi veuen els rebaixos.

Tot i així, en la figura 63, es pot observar una vista isomètrica des de la part frontal i una altre des de la part posterior del disseny final optimitzat.

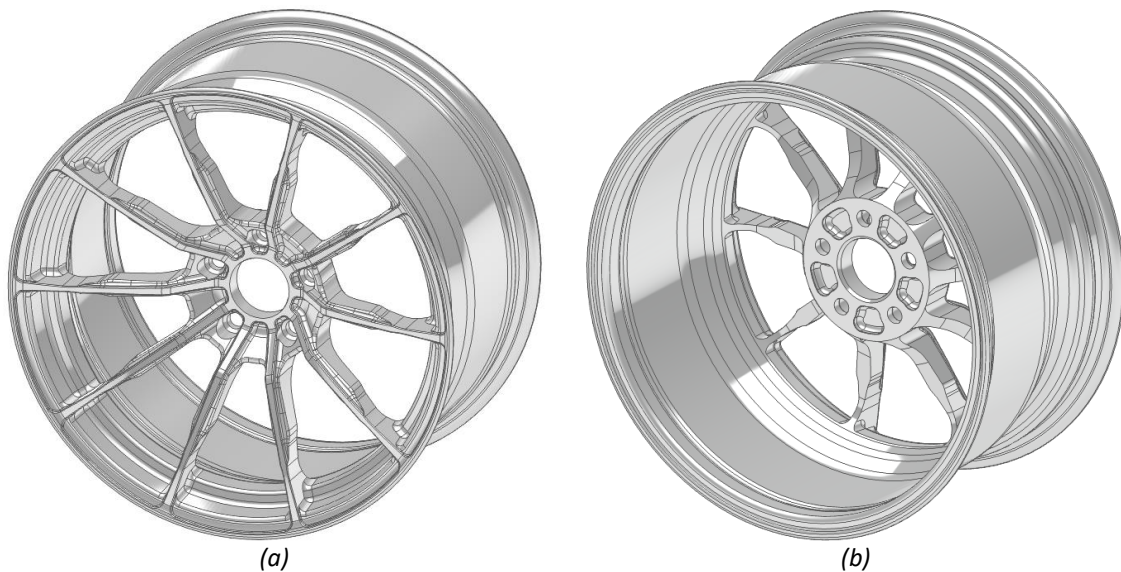


Figura 63. Vistes isomètriques (frontal (a) i posterior (b)) del model 3D de la llanta final optimitzada

5.2. Anàlisi comparatiu d'elements finits de la llanta optimitzada

Repetint les simulacions anteriors, la de flexió rotativa i la de fatiga radial, es sotmetrà el nou disseny de llanta optimitzat per verificar que les modificacions no han afectat negativament al comportament estructural de la llanta.

Començant per la simulació de l'assaig de flexió rotativa, s'actualitza la geometria del model 3D i, posteriorment, es tornen a assignar els materials, les condicions de mallat, les condicions de contorn i les càrregues, seguint el procediment detallat a l'apartat 4.1.2.. A continuació, s'analitzen els resultats de la distribució d'esforços màxims principals i el nombre de cicles de vida a fatiga.

Per evitar repetir l'assaig dues vegades, només s'ha executat la simulació amb el moment flector aplicat entre braços, ja que, en el disseny inicial, es va observar que és el cas que genera tensions més elevades.

A les figura 64, es pot observar el resultat de la distribució d'esforços màxims principals després d'aplicar el moment flector entre braços al disseny optimitzat de la llanta. Comparant aquesta imatge amb els resultats obtinguts a la simulació amb el disseny inicial, representats en la figura 43, es pot observar que el valor màxim d'esforç és de 143,1 MPa, gairebé vint unitats superior al del disseny inicial.

La zona amb la concentració d'esforços més alts és la mateixa que en el disseny inicial i, l'augment del valor màxim de tensió és degut a l'alleugeriment de la part interior del braç, representat a la figura 61.

A la figura 64, es presenta una vista posterior de la llanta amb la distribució de l'esforç màxim principal. El node que té el valor més alt de l'esforç màxim principal està destacat amb un indicador vermell.

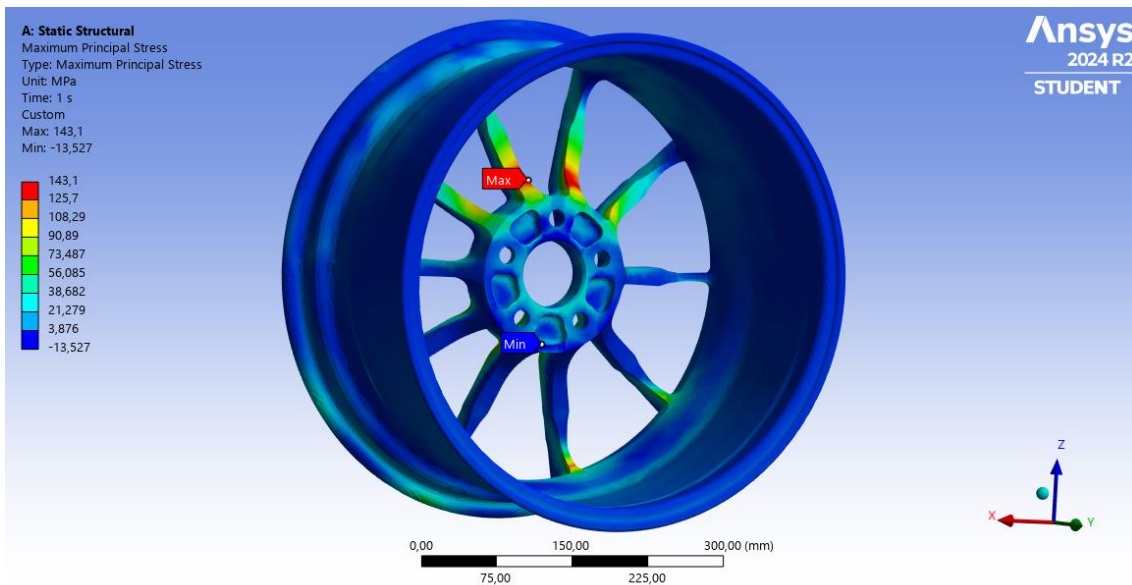


Figura 64. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant el moment entre braços al disseny optimitzat de la llanta

Per determinar si el nou disseny optimitzat supera l'assaig de flexió rotativa, s'analitzen els resultats corresponents al nombre de cicles de vida a fatiga, representats en la figura 65. Cal recordar que, la normativa exigeix que la llanta ha de suportar la càrrega, mínim, durant 200.000 cicles.

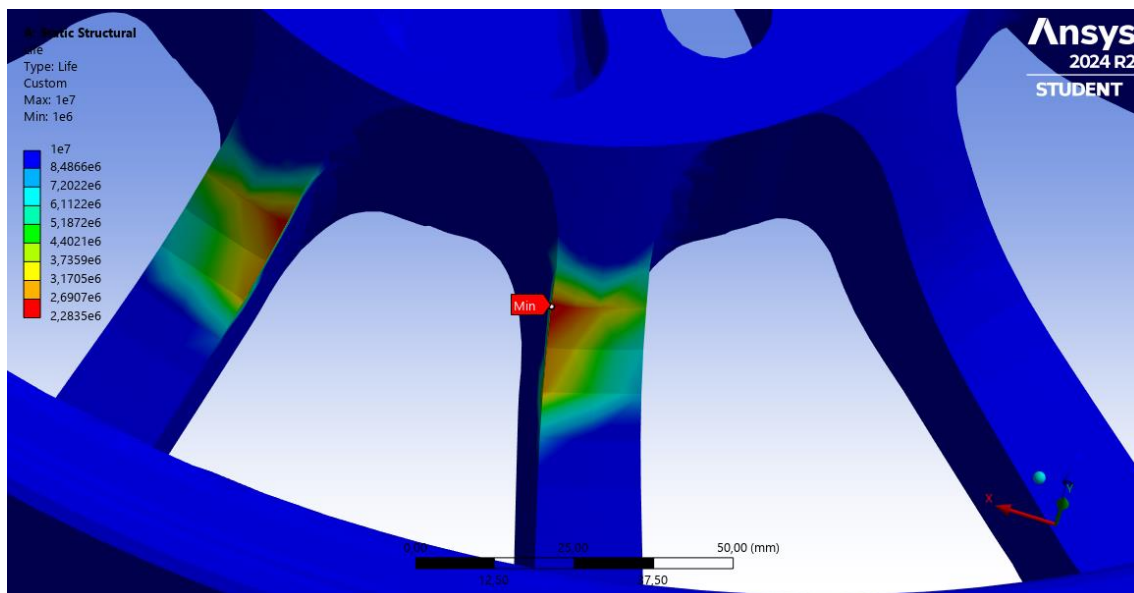


Figura 65. Detall de la part interior del braç amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga

Tal com es pot observar a la figura anterior, el disseny optimitzat pot suportar, com a mínim, 2.283.500 cicles, molt per sobre el mínim establert per normativa. Per tant, el nou disseny de llanta optimitzat es dona per vàlid en la simulació de l'assaig de flexió rotativa.

Seguidament, es repeteix el procés per l'assaig de fatiga radial, també anomenat de rodolament. En primer lloc, s'actualitza la geometria en l'arxiu corresponent a la simulació de Ansys® i, de la mateixa manera que es detalla en l'apartat 4.2.2., es tornen a assignar els materials, les condicions de mallat, les condicions de contorn i les càrregues corresponents.

Igual que en el cas anterior, només s'executarà el pitjor cas de càrregues, que en aquesta simulació, corresponen a les aplicades davant de braç.

A la figura 66, es representa la distribució de l'esforç màxim principal, que de la mateixa manera que en la simulació del disseny inicial, la tensió més alta es troba a la part interior de la pestanya interior i té un valor de 125,67 MPa, lleugerament superior.

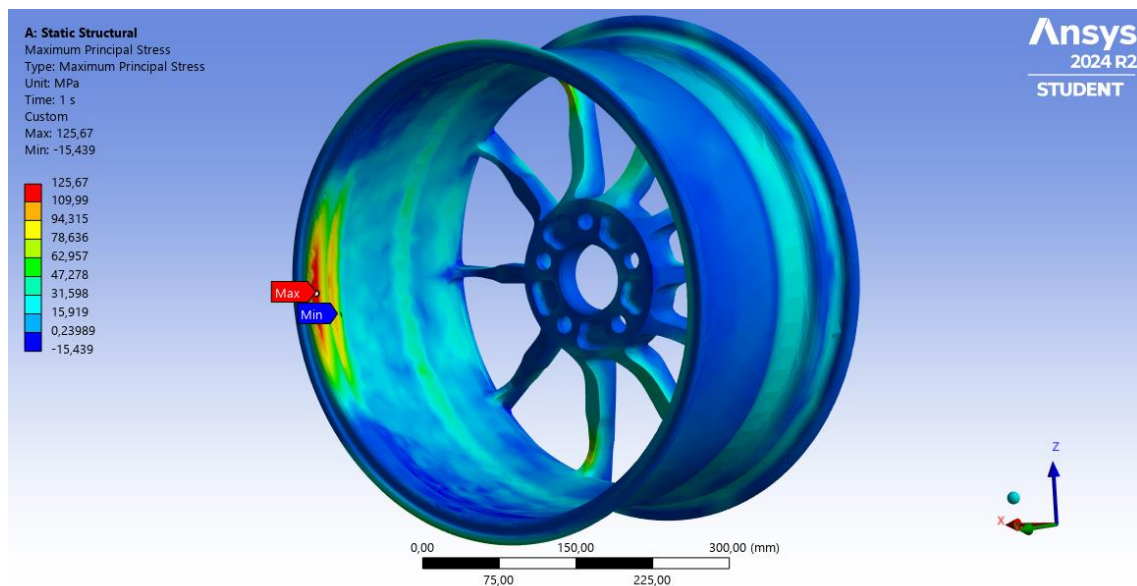


Figura 66. Distribució de l'esforç màxim principal, aplicant la força de reacció davant d'un braç al disseny optimitzat de la llanta

Segurament, com que l'esforç màxim registrat en la imatge anterior és lleugerament superior al de la simulació del disseny inicial, la llanta també superarà el nombre de cicles establert per la normativa. No obstant això, també s'analitza la vida a fatiga de la llanta sotmesa a càrregues radials.

Els resultats obtinguts de la vida a fatiga en la simulació, representats a la figura 67, mostren que el punt de fallida per fatiga en el disseny optimitzat es troba a la pestanya interior, igual que en la simulació del disseny inicial. La llanta suportarà 2.253.800 cicles a fatiga abans de la fallida, superant més del doble dels establerts per la normativa.

A més, també s'ha incrementat el nombre de cicles mínim suportats sota les càrregues de fatiga radial respecte el disseny inicial. Això es deu al material que s'ha afegit a la pestanya interior per reforçar-la, amb l'objectiu de garantir que la llanta superi el nombre de cicles establerts per la normativa amb un marge més alt.

A la figura 67, es pot observar el detall dels resultats de vida a fatiga obtinguts en la pestanya interior del disseny de llanta optimitzat sotmès a la simulació de fatiga radial.

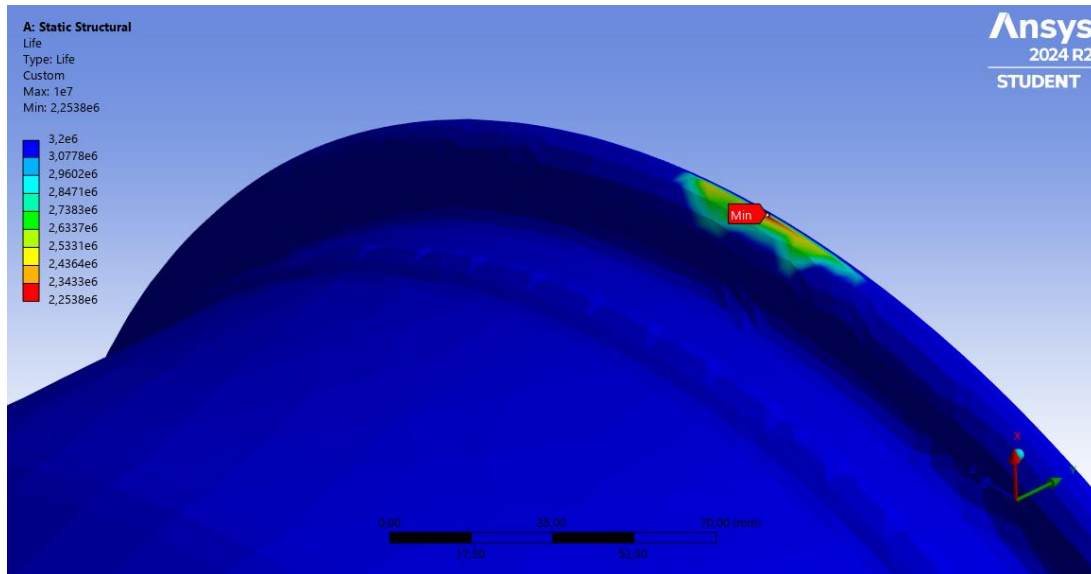


Figura 67. Detall de la pestanya interior amb el número de cicles abans de la fallida per fatiga

Finalment, un cop analitzades i comparades les dues simulacions d'elements finits, que repliquen els assajos normatius, es pot concloure que la llanta optimitzada segueix superant els límits establerts per la normativa. Per tant, el material s'ha reordenat i eliminat del disseny inicial de manera òptima, alleugerint-la 1,4 kg respecte la d'origen.

6. Conclusions

Un cop finalitzat el treball, s'ha aconseguit un model de llanta per l'eix davanter del BMW M3 Competition G80 amb la capacitat màxima de càrrega de 600 kg i una massa de 8,4 kg. En comparació a la llanta original del fabricant del vehicle, que presenta les mateixes dimensions però amb una massa de 9,8 kg, això significa una reducció per roda de 1,4 kg, el que equival a una disminució total de 2,8 kg en la massa no suspesa de l'eix davanter del vehicle.

Així doncs, un particular amb el model de cotxe objecte d'estudi que té la intenció d'entrar a circuit alguns dies per exprimir al màxim la potència del cotxe, li seria molt interessant canviar les llantes originals per les proposades en el treball. El 14,29% de reducció en la massa no suspesa del vehicle permet una millora notable en el rendiment dinàmic del vehicle, especialment en l'acceleració, frenada i el comportament del sistema de suspensió.

Tot i que les llantes d'aliatges d'alumini forjat no són les més econòmiques del mercat, ofereixen una excel·lent relació entre les propietats físiques i mecàniques i el preu en comparació amb altres materials utilitzats en llantes d'alt rendiment com el magnesi o la fibra de carboni, els quals tenen preus més elevats.

A més de millorar el rendiment del vehicle en tots els aspectes en circuit, el model de llanta proposat és adequat per a l'ús quotidià. L'aliatge d'alumini escollit té una molta bona resistència a la corrosió, que altres materials utilitzats en llantes de competició, com el magnesi, no tenen. Aquesta propietat fa que la llanta sigui una opció versàtil, capaç de satisfer les exigències mecàniques en l'ús esportiu de *track days* com les necessitats del dia a dia, amb tot tipus de condicions meteorològiques.

En conclusions, el disseny proposat proporciona un equilibri òptim entre prestacions i cost que millora les llantes originals, sent una opció atractiva pels propietaris que vulguin millorar l'estètica i el rendiment del seu vehicle sense comprometre'n la fiabilitat.

7. Referències bibliogràfiques

- [1] Llanta, [s.d.]. *TERMCAT*. En línia. Disponible a: <https://www.termcat.cat/es/cerca/term/fitxa/NjAyMTAx> [Últim accés: 15 de novembre de 2024].
- [2] News, [s.d.]. *BRAID*. En línia. Disponible a: <https://www.braid-wheels.com/en/news.html> [Últim accés: 15 de novembre de 2024].
- [3] NOIRHOMME, Jean-Claude , 2005. *ETRTO Standards Manual*. 2005.
- [4] WILLIAMS, Joel, 2024. Designing custom wheels. *Mecca Luxury Alloys* . En línia. 25 July 2024. Disponible a: <https://meccaforged.com/blogs/news/another-happy-customer> [Últim accés: 29 de novembre de 2024].
- [5] Aluminium Alloy - Commercial Alloy - 6082, [s.d.]. *T6~T651 Plate*. En línia. Disponible a: https://www.aalco.co.uk/datasheets/Aluminium-Alloy_6082-T6~T651_148.ashx [Últim accés: 30 de novembre de 2024].
- [6] High-tech composite manufacturing, [s.d.]. *Koenigsegg*. En línia. Disponible a: <https://www.koenigsegg.com/high-tech-composite-manufacturing> [Últim accés: 25 de novembre de 2024].
- [7] Chen, W. -J., Xu, Y., Song, H. -W., Zhang, S. -H., Chen, S. -F., Xia, L. -L., Wang, Y., Khina, B. -B., & Pokrovsky, A. -I. (2022). A Novel Hydroforming Process by Combining Internal and External Pressures for High-Strength Steel Wheel Rims. *Materials*, 15(19), 6820. <https://doi.org/10.3390/ma15196820>
- [8] Dong, Guojiang & Li, Shide & Ma, Shaozhong & Zhang, Dongsheng & Bi, Jiang & Wang, Ji & Starostenkov, Mikhail & Xu, Zuo. (2023). Process optimization of A356 aluminum alloy wheel hub fabricated by low-pressure die casting with simulation and experimental coupling methods. *Journal of Materials Research and Technology*. 24. 10.1016/j.jmrt.2023.03.214
- [9] BOLA, 2022. Bola FLF. *Bola*. En línia. 9 December 2022. Disponible a: <https://www.bola-wheels.co.uk/product/bola-flf/> [Últim accés: 30 de novembre de 2024].
- [10] RAYS WHEELS. *Technical Manufacturing Process*. *YouTube*. Disponible a: <https://www.youtube.com/watch?v=f5glBHADoug> [Últim accés: 30 de novembre de 2024].
- [11] Shmee150. *HOW TO: Making My Zenvo TSR-S Carbon Fibre Wheels! | ROAD TO ZENVO Part 4*. *YouTube*, [2022]. En línia. Disponible a: <https://www.youtube.com/watch?v=1o6dyGzS9rl> [Últim accés: 4 de desembre de 2024].
- [12] 1886 wheels, [s.d.]. *Wheels Boutique*. En línia. Disponible a: <https://wheelsboutique.com/galleries/rolls-royce/cullinan/rolls-royce-cullinan-on-1886-wheels/> [Últim accés: 4 de desembre de 2024].
- [13] Llantas - Rally Racing, [s.d.]. *OZ Racing*. En línia. Disponible a: <https://www.ozracing.com/es/llantas/oz-racing/sport/rally-racing> [Últim accés: 4 de desembre de 2024].

[14] G8x M3/4 Alloy Wheel Weights List, [no date]. . Online. Available from: <https://g80.bimmerpost.com/forums/showthread.php?t=1852984> [Últim accés: 4 de desembre de 2024].

[15] United Nations Economic Commission for Europe. (2005). *Regulation No. 124: Uniform provisions concerning the approval of wheels for passenger cars and their trailers.* (ECE/TRANS/WP.29/2005/124). United Nations. <https://unece.org/>

[16] Wheel & tire testing, 2022. TÜV AUSTRIA English. En línia. Disponible a: <https://en.tuv.at/wheels-tires/> [Últim accés: 2 de novembre de 2024]

[17] Riera, M. D. (2022). *Capítol 4.- Fractura por fatiga. Vida a fatiga* [Presentació PowerPoint].

[18] Prabha, M. V., & Veera Raju, P. (2012). DESIGN AND DEVELOPMENT OF ALUMINIUM ALLOY WHEELS. *Godavari Institute of Engineering College, Rajahmundry, A.P, India.*