

Resum

Aquest projecte recull el procés de disseny, fabricació i posterior muntatge dels elements de transmissió de potència de motor a roda que es farà servir en el CAT08e, el quart monoplaça elèctric per la Formula Student de l'equip ETSEIB Motorsport de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.

L'objectiu principal del projecte es trobar un sistema que sigui fiable i s'adapti als requeriments del cotxe pel que fa a prestacions, volum i pes.

El projecte està compost per una breu introducció a la competició de Formula Student, seguit d'un anàlisi de l'estat de l'art. Amb el motor elèctric escollit per l'equip es farà un estudi dels diferents tipus de transmissió possibles per tal de decidir la millor combinació. A continuació es realitzarà un model longitudinal del vehicle per establir la relació de transmissió òptima que minimitza el temps del a prova d'acceleració.

Un cop establert el tipus i la relació de transmissió òptima, es detalla el procés de disseny i fabricació de totes les peces necessàries per la transmissió de potència del motor a les rodes, incorporant tots els càlculs de dimensionament, simulacions d'elements finits i plànols de peces i muntatge.

Per concloure es realitza un anàlisi del funcionament del sistema i del CAT08e a les competicions i possibles millores que es poden introduir.

Sumari

RESUM	1
SUMARI	3
Sumari de figures.....	5
Sumari de taules.....	8
1. PREFACI	9
1.1. El projecte CAT08e	9
1.2. Motivació	10
2. INTRODUCCIÓ	11
2.1. Objectius del projecte.....	11
3. ESTAT DE L'ART	13
3.1. Formula Student Electric	13
3.2. Reductors d'engranatges	15
3.3. ETSEIB Motorsport	16
4. DESCRIPCIÓ DEL CAT08E	17
4.1. Elecció del motor.....	18
5. ANÀLISI DE LES DIFERENTS SOLUCIONS	21
5.1. Alternatives.....	21
5.1.1. Corretja.....	21
5.1.2. Cadena	21
5.1.3. Reductor d'engranatges.....	21
5.2. Selecció final de tipus de transmissió.....	22
6. ELECCIÓ FINAL DE LA RELACIÓ DE TRANSMISSIÓ	23
6.1. Model longitudinal del cotxe	23
6.1.1. Fonaments.....	23
6.1.2. Descripció del model.....	26

6.1.3. Resultats de les simulacions	30
7. ANÀLISI DE CÀRREGUES D'UN COTXE DE FORMULA STUDENT	35
7.1. Models matemàtics	35
7.2. Adquisició de dades	40
8. DISSENY DE COMPONENTS	43
8.1. Engranatges	43
8.1.1. Restriccions	44
8.1.2. Selecció	46
8.1.3. Càlcul d'engranatges	51
8.1.4. Fabricació	64
8.2. Eixos	65
8.2.1. Selecció i càlcul de rodaments	66
8.2.2. Disseny final	70
8.3. Carcassa	73
8.3.1. Lubrificació	79
8.4. Diferencial	83
8.5. Paliers i juntes homocinètiques	85
9. PLANIFICACIÓ	89
10. ESTUDI D'IMPACTE AMBIENTAL	91
11. ESTUDI ECONÒMIC	93
CONCLUSIONS I RECOMANACIONS	95
AGRAÏMENTS	97
BIBLIOGRAFIA	99
Referències bibliogràfiques	99
Bibliografia complementària	100

Sumari de figures

Figura 3.1 – Gràfic de participants a FSG entre els anys 2013 i 2015. _____	13
Figura 3.2 – Tipus de transmissions dels vehicles de Formula Student _____	14
Figura 3.3 – Conjunt motor transmissió explosionat del DUT14 (esquerra). Interior del reductor del DUT14 (dreta). _____	15
Figura 4.4 – Components del sistema de transmissió de l'equip NTNU Revolve de Trondheim. [3]	15
Figura 3.5 – Transmissió per corretges del CAT07e _____	16
Figura 4.1 – Secció longitudinal del disseny final del CAT08e _____	17
Figura 4.2 – Corba de parell del motor EMRAX 228. _____	18
Figura 4.3 – Mapa d'eficiència del EMRAX 228. _____	19
Figura 6.1 – Diagrama de forces del conjunt motor-transmissió-roda _____	25
Figura 6.2 – Forces longitudinals del conjunt vehicle _____	25
Figura 6.3 – Esquema de la planta longitudinal del vehicle en Simulink _____	26
Figura 7.4 - Tracció típica. _____	27
Figura 6.5 – Gràfic de força longitudinal segons el lliscament longitudinal. Dades extretes de les proves del TTC a Calspan del pneumàtic Hoosier 6.0/18.0-10 LCO en llantes de 6 polzades	27
Figura 6.6 – Gràfic de força longitudinal vs slip ratio per diferents forces normals _____	28
Figura 6.7 – Esquema del model dinàmic del vehicle _____	29
Figura 6.8 – Resistència a la rodadura. _____	30
Figura 6.9 - Resultats de temps de la simulacions de la prova d'acceleració. _____	31
Figura 6.10 – Resultats de les velocitats màximes i als 75 metres de les simulacions de la prova d'acceleració. _____	32
Figura 6.11 – Punts de treball per a diferents relacions de transmissió. _____	33
Figura 6.12 – Resultats de la simulació de recta entre forquilles. _____	34
Figura 6.13 - Resultats de la simulació de recta entre corbes obertes. _____	34
Figura 7.1 – Simplificació del vehicle a un punt de massa. _____	36
Figura 7.2 – Diferents tipus de tram a la simulació d'OptimumLap _____	36
Figura 7.3 – Coeficients de fricció longitudinals _____	37
Figura 7.4 – Coeficients de fricció laterals _____	38

Figura 7.5 – Resultats obtinguts de la simulació _____	39
Figura 7.6 - Dades d'una volta d'autocross al circuit de Formula Student Spain 2015 _____	40
Figura 7.7 – Mapa de calor dels punts de treball del motor en les proves d'autocross (esquerra) i en tot el conjunt de proves dinàmiques (dreta). _____	41
Figura 7.8 – Comparativa entre els resultats de la simulació i dades reals _____	42
Figura 8.1 – Pressió de Hertz límit de picat i tensió límit de flexió per alguns materials _____	44
Figura 9.2 – Condicions límit d'interferència. _____	44
Figura 8.3 – Esquema de la disposició entre motor i diferencial (vista lateral) _____	45
Figura 8.4 – Diferencial Drexler LSD Formula Student _____	45
Figura 9.5 – Esquema de l'amplada de base de les dents _____	48
Figura 9.6 – Diàmetre mitjà entre eix i engranatge _____	55
Figura 8.7 - Exemple de corba S-N _____	58
Figura 8.8 – Diagrama de flux per la determinació del coeficient de seguretat per un espectre de càrrega donat _____	61
Figura 9.9 – Engranatges de la transmissió del CAT08e _____	64
Figura 8.10 – Esquema de la disposició dels elements de la transmissió (Planta) _____	67
Figura 8.11 – Eix d'entrada. A l'esquerra vista de secció. A la dreta explosionat dels components de l'eix. _____	70
Figura 8.12 – Eix intermedi. . A l'esquerra vista de secció. A la dreta explosionat dels components de l'eix. _____	71
Figura 8.13 – Tensions i deformacions a l'eix d'entrada _____	72
Figura 8.14 – Tensions i deformacions a l'eix intermedi _____	72
Figura 9.15 – Disposició en planta del conjunt, on es pot observar la carcassa d'alumini que cobreix els engranatges i el centrador del diferencial _____	73
Figura 8.16 – Fotografia d'una de les tapes de la carcassa amb el primer eix muntat. _____	74
Figura 8.17 – Conjunt motor transmissió muntat dins del vehicle _____	75
Figura 8.18 – Suports del conjunt motor-transmissió _____	79
Figura 8.19 – Corba d'Stribeck. 1- Lubricació límit. 2- Lubricació mixta. 3- Pel·lícula sencera ____	81
Figura 8.20 – Nivell d'oli dins de la carcassa _____	82

Figura 8.21 – Explosionat d'un diferencial autoblocant de tipus Salisbury. A la part superior peces corresponents a la carcassa exterior i acoblament amb una corona per transmissió per cadena. A la part inferior components del mecanisme interior del diferencial: engranatges cònics, rampes i discos de fricció. _____ 84

Figura 8.22 – Esquema de les rampes del diferencial. En transmetre's el parell mitjançant la peça negra cap a la peça gris, l'angle de contacte provoca que la força de reacció tingui una component transversal que actua de manera normal als discos de fricció. _____ 85

Figura 8.23 – Vista explosionada del conjunt palier, amb vista de secció del propi palier _____ 86

Figura 8.24 – Recorregut del palier ombrejat a extensió i compressió _____ 87

Sumari de taules

Taula 5.1 – Avantatges i desavantatges dels diferents tipus de transmissió _____	22
Taula 7.1 – Resum del resultat de les simulacions _____	39
Taula 8.1 – Exemple de resultats obtinguts en aplicar el programa d'optimització genètic _____	50
Taula 8.2 – Elecció final dels engranatges. _____	51
Taula 8.3 – Valors guia del factor d'aplicació segons la norma ISO 6336-6 _____	52
Taula 8.4 – Dades d'entrada al programa per realitzar el càlcul d'engranatges _____	62
Taula 8.5 – Espectre de càrregues pel càlcul d'engranatges _____	63
Taula 8.6 – Coeficients de seguretat resultants _____	63
Taula 8.7 – Coeficients de seguretat resultants amb les dades de càrrega reals _____	64
Taula 8.8 – Diàmetres mínims dels eixos per suportar el parell màxim _____	66
Taula 8.9 – Reaccions als rodaments _____	67
Taula 8.10 – Elecció final de rodaments _____	68
Taula 8.11 – Càlcul de vida útil dels rodaments _____	69
Taula 8.12 – Recomanacions dels ajustos necessaris pels rodaments. _____	77
Taula 8.13 – Ajustos finals pels allotjaments dels rodaments a la carcassa _____	78
Taula 8.14 – Percentatge de bloqueig equivalent per cada angle de rampa del diferencial autoblocant _____	85
Taula 9.1 – Planificació de la fase de disseny _____	89
Taula 11.1 – Taula de costos per una producció de 1000 unitats. _____	93
Taula 11.2 – Costos d'enginyeria _____	93

1. Prefaci

1.1. El projecte CAT08e

El projecte CAT08e és el vuitè projecte de disseny i construcció d'un monoplaça en competicions de Formula Student per part de l'equip ETSEIB Motorsport. La Formula Student o Formula SAE és una competició universitària on estudiants de tot el món han de dissenyar, construir i posar a punt un vehicle de tipus Formula de mides reduïdes, aplicant els coneixements adquirits d'enginyeria.

La primera competició es va produir als Estats Units l'any 1981, organitzada per la Societat d'enginyers automotrius (SAE). En l'actualitat existeixen diferents competicions que es realitzen a diversos països coordinades per diferents institucions, però totes segueixen la normativa original SAE incloent petites modificacions.

En la competició s'avaluen les prestacions del vehicle així com els coneixements teòrics de l'equip. Per avaluar les prestacions del vehicle es realitzen proves en pista que s'anomenen proves dinàmiques. Aquestes consten d'una prova d'acceleració en 75 metres, d'un circuit en forma de 8, d'una prova de volta ràpida a un circuit (autocross) i d'una prova de resistència on els vehicles han de superar 22 km en circuit (endurance). A més en la prova de resistència també es valora l'eficiència del cotxe.

La resta de proves s'anomenen estàtiques i en aquestes uns jutges designats per la organització valoren els coneixements de l'equip en diferents àmbits, com és el disseny tècnic del vehicle, l'anàlisi de costos i de pla de negocis. En la prova de disseny s'avalua el procés portat a terme i la presa de decisions pel que respecta al disseny tècnic del monoplaça, a l'anàlisi de costos es realitza un document on consten tots els costos de fabricació i muntatge per una sèrie de 1000 vehicles, i al pla de negocis cal desenvolupar un pla econòmic segons unes condicions donades per cada competició.

El projecte CAT08e és el quart projecte de vehicle elèctric i intenta ser un punt d'inflexió en la progressió de l'equip, fent canvis importants en el tren de potència, aerodinàmica, suspensions i xassís. El projecte, a diferència dels seus antecessors, no es una evolució dels dissenys anteriors, sinó que és un nou concepte desenvolupat des de zero, tot i que amb la base de coneixements generada per l'equip en el disseny dels altres vehicles.

El cotxe ha estat desenvolupat per 29 estudiants de l'ETSEIB, amb l'ajuda dels professors coordinadors del projecte i empreses externes. El CAT08 ha participat en les competicions de Formula Student Germany al circuit de Hockenheim i a Formula Student Spain al circuit de Montmeló.

1.2. Motivació

Com s'ha comentat, el CAT08e pretén ser un gran canvi respecte els seus antecessors i vol assentar la base pel desenvolupament de prototips futurs, de manera que siguin una evolució d'aquest vehicle.

Tot i ser el vuitè vehicle desenvolupat per l'equip, només és el quart cotxe elèctric. Sent els primers quatre prototips dissenyats amb motor de combustió interna, la diferència amb el tren de potència dels cotxes elèctrics és molt gran, això implica que tot el coneixement adquirit en aquells projectes no és vàlida pel desenvolupament dels projectes actuals. D'aquesta manera, només s'han desenvolupat dues transmissions per cotxes elèctrics, sent la segona una petita evolució de la primera.

També, degut a un problema en la transmissió de coneixement dins de l'equip, els coneixements i informació adquirida en aquells projectes no es conserva degut a la marxa dels membres implicats en el seu disseny.

Amb els problemes exposats, aquest projecte vol deixar constància dels mètodes de disseny i el procediment en el desenvolupament de la transmissió del CAT08e, de manera que els futurs estudiants que s'incorporin a l'equip i siguin els encarregats de dissenyar el sistema de transmissió tinguin una base a partir de la qual evolucionar i realitzar el seu disseny.

2. Introducció

El projecte de disseny i fabricació de la transmissió del CAT08e es va realitzar entre setembre de l'any 2014 i setembre de l'any 2015, el que correspon a una temporada de Formula Student. Aquest document descriu el procés de disseny d'una transmissió completament des de zero, a més del desenvolupament de les eines necessàries per dur-lo a terme.

L'ordre que segueix la memòria no és estrictament l'ordre amb el que es va produir en el desenvolupament del projecte durant la temporada. Aquesta memòria ha estat redactada amb posterioritat, el que permet exposar els càlculs i decisions de disseny amb un ordre més clar pel lector que l'ordre cronològic real.

Degut a la gran interdependència entre els elements de la transmissió, el disseny d'aquests s'ha de realitzar de manera iterativa, ja que un canvi en un paràmetre d'un dels elements pot provocar el canvi en un altre. Això requereix que en el disseny dels elements es tingui una visió global de tots els components així de la seva interacció i donant com a resultat molts dissenys possibles que es van descartant fins arribar a la solució final. En aquesta memòria s'ometran aquests dissenys intermedis de manera que s'estalvien una gran quantitat de càlculs al lector.

2.1. Objectius del projecte

La transmissió s'encarrega de connectar dos dels elements més importants d'un vehicle, el motor i les rodes. La seva funció és adequar el parell i la velocitat que proporciona el motor a les rodes, i per tant és un element crític pel bon funcionament del vehicle.

L'objectiu principal del projecte és dissenyar un sistema de transmissió pel monoplaça elèctric CAT08e. Aquest sistema ha de ser robust i fiable per tal de garantir el funcionament del vehicle durant tota la seva vida. També el sistema ha de disposar d'una bona eficiència per tal de transmetre la màxima potència del motor a les rodes sense pèrdues importants, i ha de ser lo més lleuger possible, aspecte molt important per aquest tipus de vehicles i pel seu comportament en pista. El disseny dels components ha de ser adequat a la tecnologia disponible per l'equip, així com viable econòmicament.

Un altre objectiu del projecte és oferir la informació necessària per dissenyar un conjunt de transmissió per aquest tipus de vehicles i transferir els coneixements adquirits per l'autor en la realització del projecte.

3. Estat de l'art

Un primer pas a l'hora de començar a dissenyar la transmissió del monoplaça, és analitzar la competició i les solucions adoptades per altres equips que participen en aquesta, així com les solucions prèvies dissenyades pel propi equip. Es tindran en compte només els cotxes que participen a Formula Student Electric, ja que el tren de potència és molt diferent al de la modalitat de combustió, sent normalment transmissions d'una única relació i sense marxes, degut a que la majoria de motors elèctrics que es fan servir tenen un ampli rang de velocitats on donen un parell elevat. Així també caldrà distingir entre els cotxes que porten diferent nombre de motors i la seva situació en el vehicle (xassís o a roda).

3.1. Formula Student Electric

S'observaran amb més profunditat la competició elèctrica de Formula Student Germany, ja que és la competició on participen més cotxes elèctrics i la que té més prestigi.

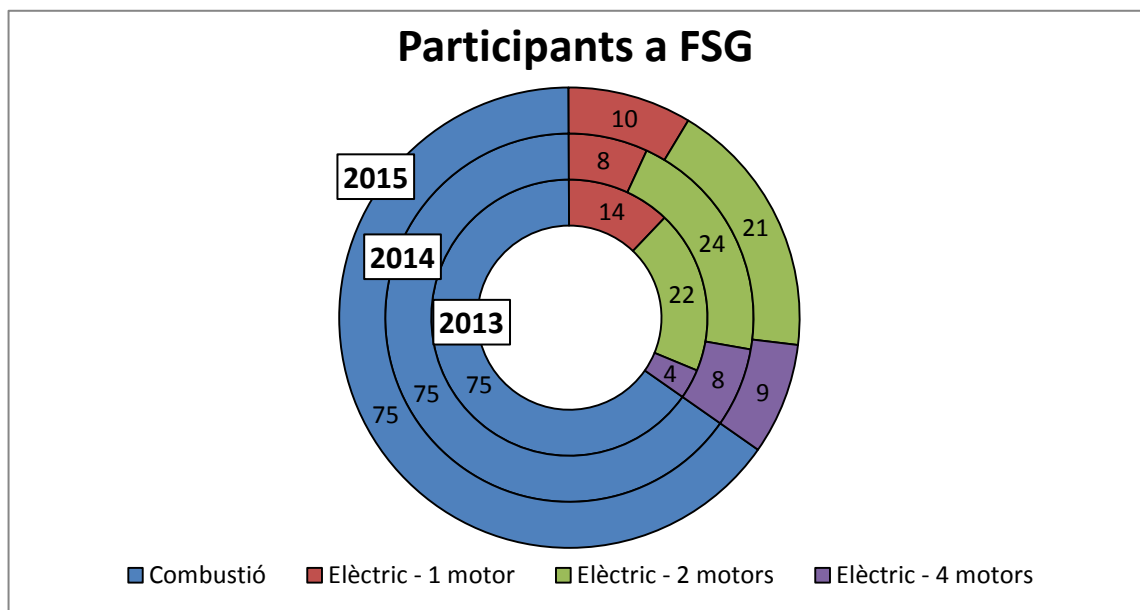


Figura 3.1 – Gràfic de participants a FSG entre els anys 2013 i 2015.

Font: Formula Student Germany [1]

Com s'observa a la figura, la relació entre cotxes de combustió i cotxes elèctrics es manté constant ja que el número de places per cada tipus de vehicle ve fixat per l'organització de la competició. S'observa que la majoria de cotxes elèctrics porten dos motors, mentre que el nombre de vehicles amb un motor oscil·la segons l'any i s'observa un augment dels cotxes que incorporen quatre motors elèctrics al llarg dels anys, habitualment situats directament a la roda del cotxe, i que correspon als cotxes de les universitats amb més recursos tecnològics i que aconsegueixen millors resultats.

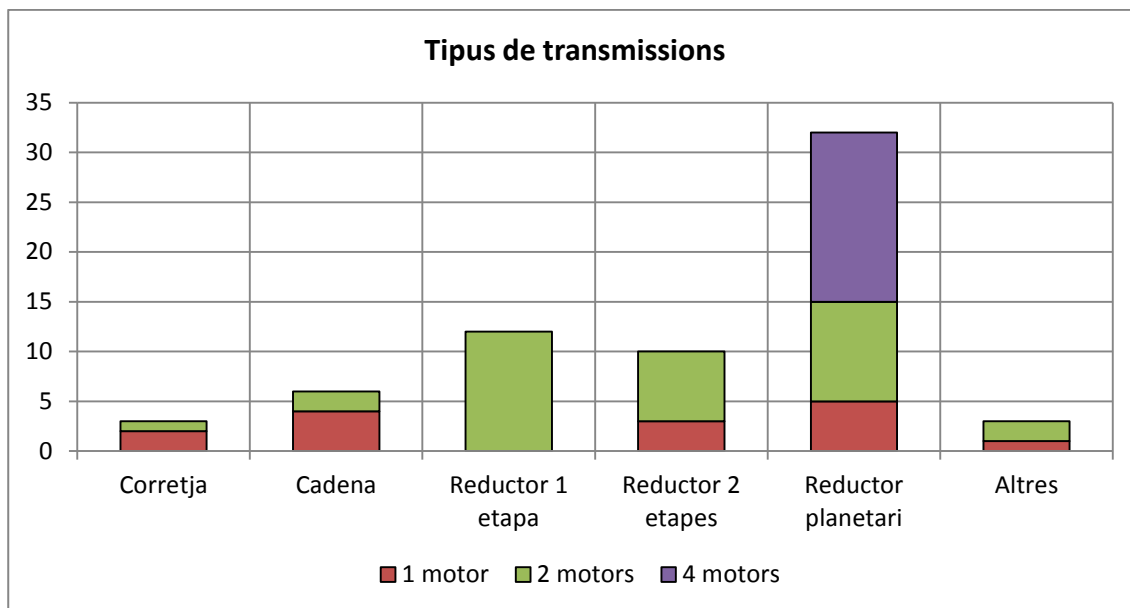


Figura 3.2 – Tipus de transmissions dels vehicles de Formula Student

Analitzant les dades que estan disponibles de diferents equips, podem distingir les transmissions que més es fan servir, que corresponen a les transmissions per corretja, les transmissions per cadena i les transmissions per engranatges. Els reductors d’engranatges es presenten amb trens d’eixos fixos d’una o dues etapes o amb trens epicicloïdals.

Com es pot observar, la gran majoria d’equips fa servir reductors d’engranatges d’un tipus o un altre, sent una minoria les transmissions per corretja i cadena. Això és degut a que un reductor d’engranatges és un sistema més robust i fiable i a més es pot fer un disseny molt més compacte per fer-lo encabir dins del monoplaça, ja que els cotxes elèctrics tenen l’inconvenient de portar un sistema de bateries que sol ser de gran volum.

També es pot extreure de les dades que la gran majoria d’equips fa servir motors de corrent altern síncrons d’imants permanents, ja que aquest tipus de motors presenten una eficiència més elevada respecte altres opcions disponibles, a més d’un pes reduït i l’absència de manteniment. Aquests motors a més, es controlen mitjançant electrònica de potència i disposen d’una gran flexibilitat en quant a velocitat i parell podent treballar en qualsevol punt dins de la seva corba de parell, el que els fa molt adequats per aplicacions en vehicles.

Ja que les transmissions per corretja i cadena son bastants similars entre si i presenten la minoria ens centrarem en els reductors d’engranatges.

3.2. Reductors d'engranatges

Dins dels reductors d'engranatges ens trobem amb dos grups diferents, ja que el tipus de transmissió més adient depèn de la configuració motriu del cotxe; si es tracta de tracció posterior amb un o dos motors o si es tracta de tracció total amb quatre motors.

Els cotxes de quatre motors fan servir principalment motors síncrons d'imants permanents de mides molt reduïdes i que arriben a velocitats màximes entre 20.000 i 30.000 min^{-1} aproximadament. Aquests motors requereixen reduccions entre 10 i 14. Per assolir aquestes relacions de transmissió i a més poder muntar el motor i el conjunt de transmissió dins del conjunt roda, es fan servir reductors d'engranatges planetaris, que poden assolir aquestes reduccions amb un volum molt compacte.

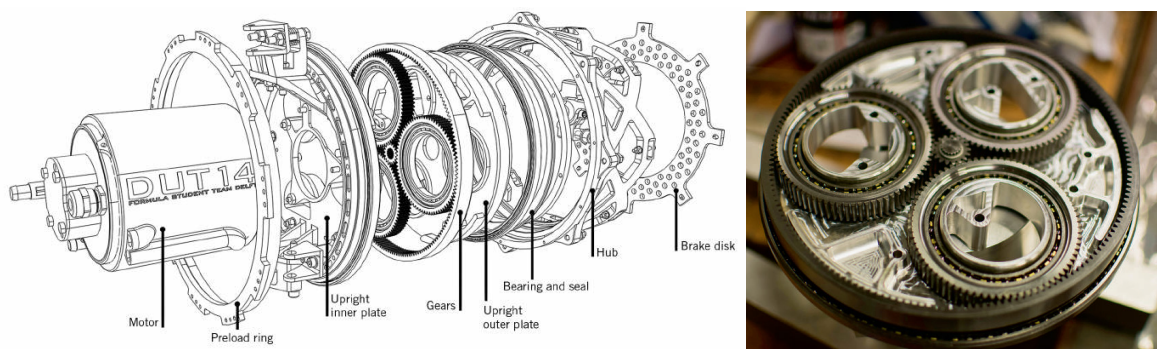


Figura 3.3 – Conjunt motor transmissió explosionat del DUT14 (esquerra). Interior del reductor del DUT14 (dreta).
Font: ATZ extra. Novembre 2014. [2]

La resta d'equips opten per altres opcions ja que els motors són més variats i el fet de portar el motor i la transmissió dins del xassís provoca que l'elecció del tipus de transmissió depengui d'altres decisions de disseny del vehicle, com per exemple la situació del conjunt de les bateries. Com s'observa a la Figura 3.2, les solucions adoptades pels equips de 1 i 2 motors són més variades, destacant els reductors d'engranatges.

Un exemple de solució diferent és la del reductor de dues etapes de l'equip NTNU Revolve de Noruega (veure Figura 4.4), que va aconseguir situar-se en el top 10 de la competició amb el seu primer cotxe elèctric i un únic motor posterior amb diferencial.



Figura 4.4 – Components del sistema de transmissió de l'equip NTNU Revolve de Trondheim. [3]

3.3. ETSEIB Motorsport

El CAT08e és el quart cotxe elèctric que desenvolupa l'equip ETSEIB Motorsport. El primer cotxe elèctric, el CAT05e, portava dos motors elèctrics Mavilor MA-55, amb dues transmissions per corretges. Als següents cotxes, el CAT06e i el CAT07e, es va implementar una versió millorada en alguns aspectes d'aquesta transmissió (Figura 3.5). Aquesta consistia bàsicament en dues transmissions per corretja dentada tensades de manera independent, amb un pinyó d'acer i una politja de disseny propi d'alumini.

Els resultats d'aquestes transmissions van ser acceptables tot i que es van presentar certs problemes. La tensió elevada amb les que s'havien de carregar les corretges provocava una flexió en l'eix del motor, ja que la politja conductora anava muntada directament sobre aquest sense cap mena de suport auxiliar. Aquesta flexió provocava que el rotor de motor no girés centrat respecte al rotor, disminuint la distància entre ells el que va provocar que l'aïllant que els separa acabés desgastant-se i rotor i estator es van fondre. Aquest problema va sorgir en un dels motors al final de les competicions de CAT06e i es va tornar a repetir abans de competir amb el CAT07e.

Es requeria gran precisió en el muntatge per tal d'alinejar bé el sistema de transmissió amb els motors, fet que era perjudicial ja que per accedir a l'inversor i a altres components del subxassís calia desmuntar la transmissió. L'ús de politges d'acer en comptes d'alumini per problemes de fiabilitat feia que una de les seves avantatges que era un pes baix no fos tant destacable.



Figura 3.5 – Transmissió per corretges del CAT07e

4. Descripció del CAT08e

Com s'ha comentat amb anterioritat, el CAT08e és el quart cotxe elèctric desenvolupat per ETSEIB Motorsport. Els grans objectius d'aquest vehicle són millorar la fiabilitat de tot el tren de potència, incorporant motors i inversors comercials, fer dissenys simples i efectius. El CAT08e pretén ser la base dels propers cotxes elèctrics desenvolupats per l'equip amb l'objectiu de fer un gran nombre de kilòmetres en pista i extreure dades reals del funcionament real del cotxe, aspecte que ha mancat en altres etapes del projecte d'ETSEIB Motorsport.

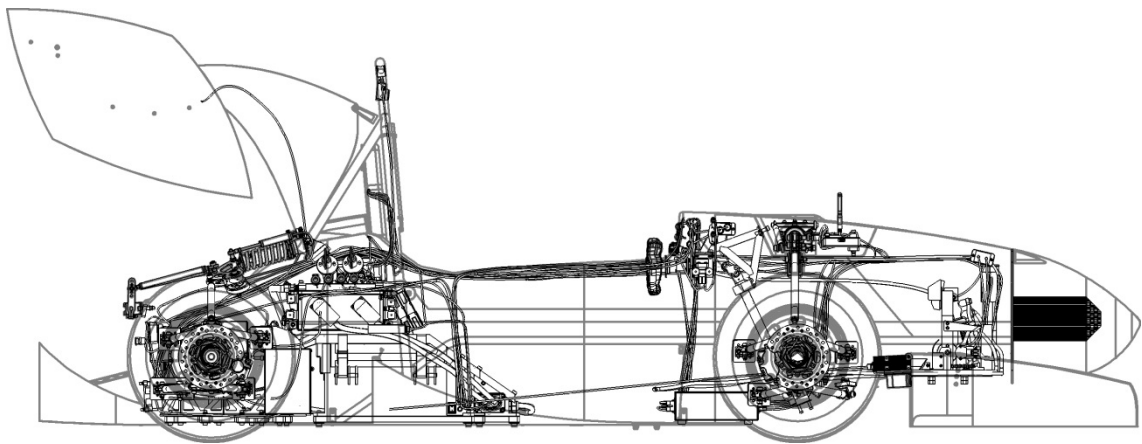


Figura 4.1 – Secció longitudinal del disseny final del CAT08e

Entre les innovacions que s'introdueixen es troben el disseny i fabricació del primer monocasc integral de fibra de carboni, per tal de reduir el pes de la versió anterior híbrida de monocasc de fibra i subxassís d'acer. També es decideix passar d'una roda de 13 polzades a una de 10 per tal de reduir la massa de les parts rotatòries i la massa no suspesa del vehicle. S'introdueix un nou paquet aerodinàmic per tal de complir la nova normativa FSAE¹ [4] i es pren la decisió de portar les bateries dins del monocasc, i no als laterals com es portava en els cotxes anteriors, per tal de portar el pes més centrat dins del cotxe i estalviar-se les estructures laterals de seguretat que requereix la normativa al portar les bateries fora de l'estructura primària del monocasc.

Per últim, es decideix canviar els motors Mavilor MA-55 que s'havien portat els darrers 3 anys per altres alternatives que siguin més adaptades a la competició de Formula Student i que presentin una major densitat de potència, es a dir que ofereixin més potència en relació al seu pes. El component encarregat de proporcionar la potència al motor transformant el corrent continu que prové de les bateries i transformar-lo en corrent altern a més de fer la funció de controlador del motor es l'inversor. En els darrers dos anys s'havia implementat un inversor de desenvolupament d'un integrant de l'equip

¹ Sigles de Formula SAE, competició creada per la Societat d'Enginyers Automotrius dels Estats Units d'Amèrica sobre les que estan basades les competicions europees de Formula Student.

que generava greus problemes de soroll electromagnètic, i per tant també es decideix canviar aquest component per una versió comercial més robusta i fiable.

4.1. Elecció del motor

Per tal de decidir quina combinació de motors i inversors es seleccionen, s’ha de tenir en compte que sigui un sistema robust i fiable, i a més que estigui dins de la disponibilitat econòmica de l’equip. De la selecció del motor es fa càrrec el Team Leader del CAT08e amb l’ajuda d’altres integrants de l’equip i és responsabilitat del departament de tren de potència elèctric. Observant els motors que porten altres equips destaquen els motors síncrons d’imants permanents, que disposen d’una gran densitat de potència, ideal per a l’aplicació.

Entre els motors que s’observen destaca l’EMRAX 228 de la empresa Enstroj, situada a Eslovènia, per les seves prestacions i el seu baix preu comparat amb les altres alternatives.

Amb un parell de pic de 240 Nm, 100 kW de potència de pic i una velocitat que pot arribar a 5000 revolucions per minut, presenta la corba de parell de la Figura 4.2.

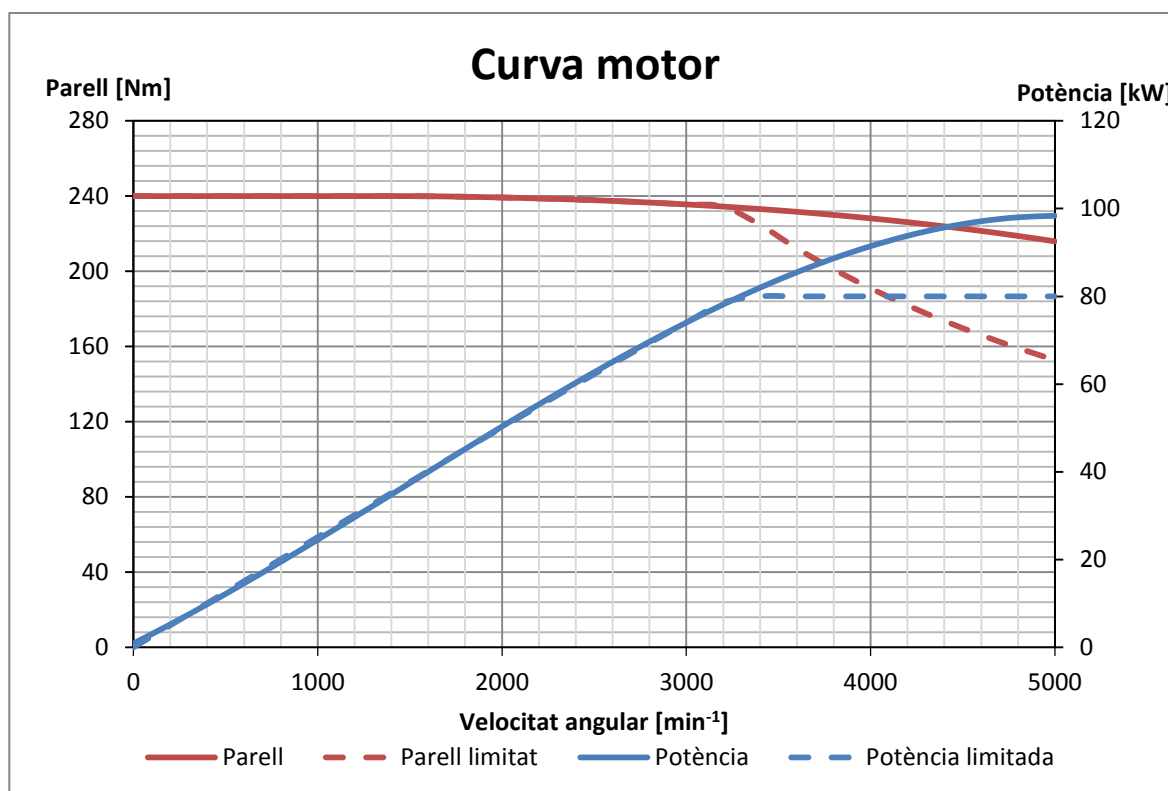


Figura 4.2 – Corba de parell del motor EMRAX 228.

Font: Enstroj [5]

El parell de pic és de 240 Nm i es manté bastant constant en tot el rang de velocitats, la baixada més gran es produeix al haver de limitar la potència a 80kW a partir de les 3183 min^{-1} aproximadament. Això és important ja que per l'aplicació del vehicle de Formula Student, el motor estarà treballant transitoris on arribi al parell de pic de manera continua. Les eficiències del motor es troben entre el 86 i el 96% depenent del punt de treball, valors molt elevats que s'aconsegueixen gràcies a la baixa resistència del bobinat intern.

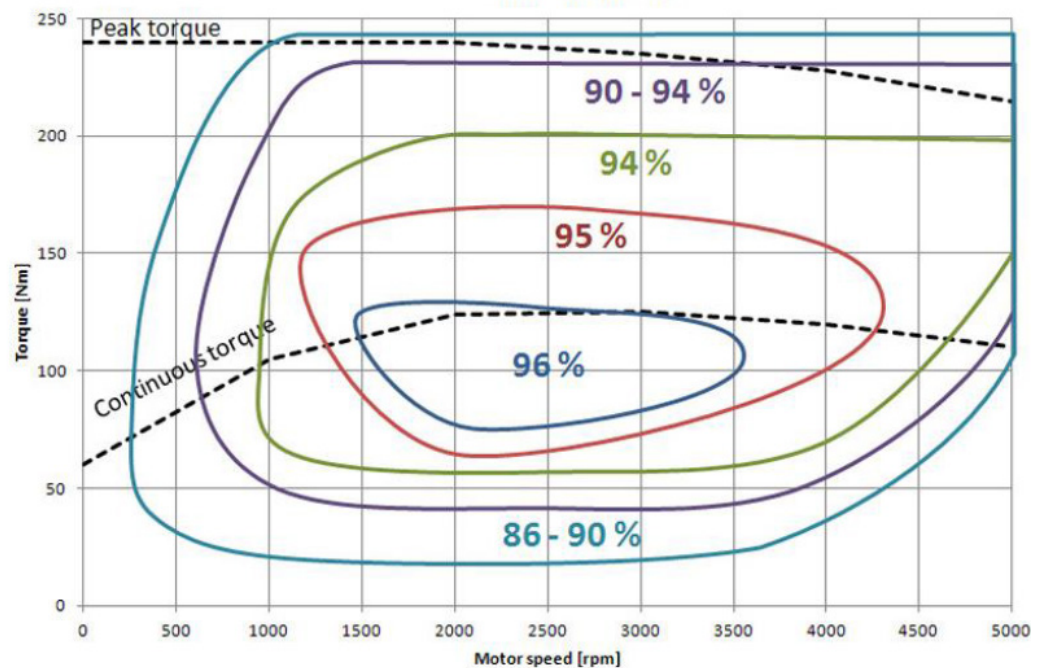


Figura 4.3 – Mapa d'eficiència del EMRAX 228.

Font: Enstroj

S'adquireix l'inversor BAMOCAR D3 de l'empresa alemanya Unitek. Aquest model d'inversor és el recomanat per part del fabricant del motor assegurant una gran compatibilitat.

5. Anàlisi de les diferents solucions

En aquest apartat analitzarem les diferents opcions que tenim disponibles a l'hora de decidir el tipus de transmissió que s'implementarà.

5.1. Alternatives

5.1.1. Corretja

Consisteix en un pinyó connectat a l'eix del motor i una politja que aniria fixada a l'eix de les rodes tractores. Les corretges poden ser síncrones o asíncrones, sent les primeres més adequades per un control de tracció ja que asseguruen una relació de transmissió constant mentre que en les altres es pot produir lliscament entre politja i corretja. Les asíncrones tampoc són adequades per canvis en la direcció del parell i per tant no es podria implementar frenada regenerativa, on part de la força de frenada del vehicle la proporciona el motor que a més genera corrent elèctrica per carregar les bateries. Una de les grans avantatges d'aquest sistema és que no requereix lubricació, però requereix una tensió de muntatge i a més acostuma a ocupar més espai per una mateixa relació de transmissió.

Són menys fiables i la tensió que requereixen pot ser perillosa per l'eix del motor si no es munten amb la precisió necessària, ja que una desalineació entre la corretja i l'eix del motor pot carregar aquest amb una component de força no desitjada.

5.1.2. Cadena

És un sistema similar a la corretja però que fa servir una cadena metàl·lica en lloc d'aquesta. Això implica que la transmissió sempre és síncrona. Habitualment necessita menys espai que l'anterior ja que no necessita tanta tensió. A diferència de la corretja, la cadena si que necessita lubricació. Es pot considerar més fiable ja que és menys probable que trenqui la cadena en comparació a una corretja convencional, tot i que les corretges dentades actuals poden tenir el mateix grau de fiabilitat.

5.1.3. Reductor d'engranatges

Un dels dissenys més comuns és el reductor d'engranatges. És el sistema més robust i fiable, a més dels més compactes. Requereix lubricació i la seva fabricació és més cara. Dins d'aquesta categoria hi ha diferents tipus a tenir en compte, com podrien ser els reductors planetaris, els reductors d'engranatges cilíndrics d'una o dues etapes, els reductors d'engranatges cònics, etc.

5.2. Selecció final de tipus de transmissió

Tenint en comptes les consideracions exposades anteriorment, cal decidir quin tipus de transmissió serà el més adequat pels nostres propòsits.

	Reductor engranatges		Cadena		Corretja	
	Pros	Cons	Pros	Cons	Pros	Cons
Soroll		Si		Si	Silenciós	
Manteniment		Lubricació		Tensió i lubricació		Tensió
Impacte en el motor	No		Mínim			Flexió de l'eix
Frenada regenerativa	Si			No	Si	
Eficiència	0,98			0,95	0,97	
Volum	Petit			Gran		Gran
Cost		Elevat	Baix		Moderat	
Fiabilitat	Alta		Moderada			Mitja-baixa
Total	5	3	3	5	4	4

Taula 5.1 – Avantatges i desavantatges dels diferents tipus de transmissió

Considerant les avantatges descrites a l'apartat anterior, així com les experiències de l'equip amb les transmissions de corretjes i els problemes derivats, es pren la decisió d'optar per una transmissió per engranatges.

Es vol un sistema molt fiable ja que en anys anteriors els motor es van trencar a pocs dies de la competició o en la pròpia competició perquè la tensió de les corretjes feia treballar l'eix del pinyó a flexió com s'ha comentat en l'apartat anterior. Aquest problema es pot evitar incorporant un altre suport pel pinyó que previngués la flexió de l'eix del motor, però implicaria un augment de pes i volum en el sistema.

Per altre banda, també interessa desenvolupar una transmissió per engranatges des de part de l'equip per tal de generar uns coneixements i know-how per tal de dissenyar futurs monoplaques.

Entre els diferents tipus de reductors d'engranatges, s'acaba optant per un reductor d'engranatges cilíndrics de dues etapes, com es comentarà a l'apartat 8.1.2, ja que per les dimensions del motor, surt més a compte respecte al pes fer dos etapes reductores amb engranatges més petit per assolir la distància entre eixos necessària.

A més, també es decideix la incorporació d'un diferencial autoblocant per tal d'oferir més opcions de reglatge al cotxe i més paràmetres per poder optimitzar el comportament del vehicle.

6. Elecció final de la relació de transmissió

Un cop decidit el tipus de transmissió que portarà el cotxe, s'ha de decidir la relació de transmissió final. El criteri per escollir aquesta relació ha de ser la relació que minimitzi el temps en global de totes les proves i maximitzi la puntuació final en una competició. Per falta de temps en l'època de disseny i falta de recursos es prendrà com a criteri la relació de transmissió que optimitza el temps de la prova d'acceleració, ja que aquesta és la prova on ens trobarem la recta més llarga en comparació amb l'autocross i l'endurance i es considera alguna situació simplificada d'acceleració en circuit, valorant les situacions que es produeixen més sovint.

6.1. Model longitudinal del cotxe

Per tal de simular la prova d'acceleració i optimitzar la relació de transmissió, es desenvolupa un model de mig vehicle simètric respecte l'eix longitudinal, incorporant totes les dades i prestacions del mateix, incloent dades de motor i pneumàtic. Aquest model es crea amb el programa Simulink de Matlab.

6.1.1. Fonaments

El model calcula segons una referència generada pel pilot i filtrada pel control de tracció el parell que genera el motor. Amb aquest parell es simula l'acceleració i velocitat angular del motor i el sistema de transmissió, incloent el diferencial autoblocant, els paliers i el conjunt roda.

Paral·lelament es calcula l'acceleració i velocitat lineals del vehicle tenint en compte la força generada pels pneumàtics i les forces aerodinàmiques del cotxe.

La força de reacció del pneumàtic es calcula mitjançant la Magic Formula 6.1 de Pacejka [6], tenint en compte la normal de cada roda deguda a la transferència de càrrega i les forces aerodinàmiques i el lliscament longitudinal que es genera per la diferència entre la velocitat obtinguda de multiplicar la angular de les rodes pel seu radi i la velocitat lineal del cotxe. Amb aquests dos paràmetres variables i d'altres fixos, com per exemple l'angle de caiguda del pneumàtic així com la pressió del mateix, es calcula la força que pot produir.

Les equacions que s'implementen en aquest model són les següents:

$$\Gamma_{motor} - \Gamma_{reactiu} - \Gamma_{resistiu} = I \cdot \alpha \quad (6.1.1)$$

$$\Gamma_{reactiu} = \frac{2 \cdot F_x \cdot R_{din}}{i} \quad (6.1.2)$$

- Γ_{motor} : Parell que produeix el motor després de restar les pèrdues elèctriques produïdes a les bateries i altres sistemes elèctrics i les pèrdues mecàniques per fricció produïdes al sistema de transmissió.
- $\Gamma_{reactiu}$: Reacció produïda pel pneumàtic a l'eix del motor. Calculada mitjançant el model de Pacejka del pneumàtic introduint la força normal i el lliscament longitudinal i altres paràmetres.
- $\Gamma_{resistiu}$: Parell de resistència produït pels elements mecànics de la transmissió i que representen les pèrdues del sistema.
- I : Inèrcia de tot el sistema reduïda a l'eix del motor.
- α : Acceleració angular de l'eix del motor.
- F_x : Força longitudinal produïda pel pneumàtic.
- R_{din} : Radi dinàmic del pneumàtic en condicions de funcionament.
- i : Relació de transmissió.

El model de Pacejka retorna la força produïda pel pneumàtic quan treballa en unes condicions donades que són les següents:

$$F_x = f(FZ, SR, SA, IA, P) \quad (6.1.3)$$

- FZ: càrrega normal de la roda.
- SR: lliscament longitudinal o slip ratio, definit com a l'equació (6.1.4), on v_r és la velocitat angular de la roda multiplicada pel radi dinàmic del pneumàtic i v és la velocitat lineal del vehicle.

$$SR = \frac{v_r - v}{v} \quad (6.1.4)$$

- SA: angle de deriva o slip angle, en aquest cas concret té un valor de 0, ja que el vehicle segueix una trajectòria recta.
- IA: angle de caiguda del pneumàtic.
- P: pressió del pneumàtic, que en aquest cas serà 0.8 bar

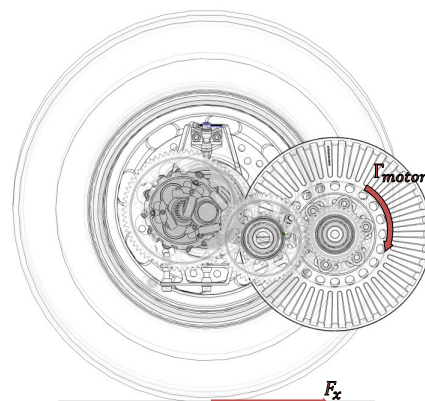


Figura 6.1 – Diagrama de forces del conjunt motor-transmissió-roda

Les forces d'ambdós pneumàtics posteriors són les que faran que el cotxe avanci contra les forces resistives, com per exemple la resistència aerodinàmica o drag.

$$F_x - F_{res} = M \cdot a_x \quad (6.1.5)$$

- F_{res} : Forces resistives com por exemple la resistència aerodinàmica o la resistència de rodolament del cotxe.

$$F_{res} = \frac{1}{2} \rho S C_D v^2 + F_{resistències\ passives} \quad (6.1.6)$$

- M : massa del cotxe, amb pilot inclòs.
- a_x : acceleració del cotxe.

Aquests dos sistemes es simulen en paral·lel integrant l'acceleració angular del sistema transmissió i integrant l'acceleració lineal del sistema vehicle podem obtenir la resposta temporal del sistema global mitjançant un càlcul iteratiu que es farà amb el software Simulink.

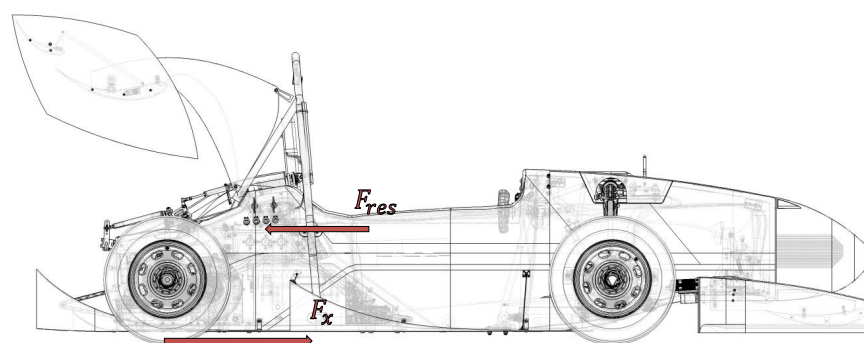


Figura 6.2 – Forces longitudinals del conjunt vehicle

6.1.2. Descripció del model

El model es crea fent servir del software Simulink de Matlab. Es divideix en tres parts principals que són: el sistema pilot i control de tracció que imposen quin parell se li demana al motor, el conjunt motor i transmissió que dona el parell que se li demana i finalment l'última part que simula el comportament dinàmic del conjunt del vehicle.

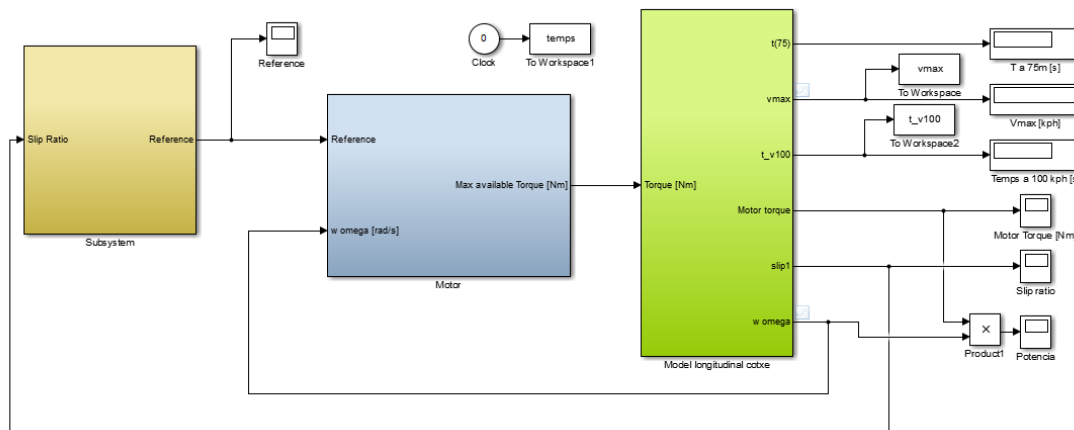


Figura 6.3 – Esquema de la planta longitudinal del vehicle en Simulink

6.1.2.1. Pilot i control de tracció

En la primera part es disposa de la senyal que envia el pilot mitjançant el pedal de l'accelerador. El pilot controla amb el pedal el percentatge de parell que entrega el motor respecte al total que pot entregar en aquell moment. En el model es pot implementar de diferents maneres, tenint en compte que simulem exclusivament la prova d'acceleració, el pilot sempre intentarà demanar el parell màxim lo més ràpid possible. Es disposarà d'un generador de funcions per tal de poder provar diferents configuracions de la referència que dona el pilot. Segons dades obtingudes del sistema d'adquisició de dades del cotxe, s'observa que en les proves d'acceleració, els pilots triguen una mitjana de 15 centèsimes de segon en fer el recorregut del pedal des de la seva posició estàtica al seu màxim, per tant en la majoria de proves es farà servir una rampa amb que trigarà aquest temps en arribar al màxim.

A més, s'implementa el control de tracció desenvolupat per l'equip. Aquest consta d'un controlador proporcional que compara un valor del lliscament longitudinal objectiu amb el valor del lliscament que experimenta en cada moment el cotxe, calculat per la centraleta electrònica del vehicle mitjançant les lectures del sensor òptic de velocitat lineal i els sensors de efecte Hall de les rodes fòniques que es troben a la sortida de la transmissió.

Com es pot observar a la Figura 7.4, el comportament típic d'un pneumàtic en força longitudinal és un augment de la força amb l'augment de lliscament longitudinal, fins que s'arriba a un pic de força. A partir d'aquest moment, el pneumàtic es torna inestable i produeix menys força amb l'increment de lliscament longitudinal fins que patina, que segons la definició SAE es produeix quan el lliscament és igual a la unitat. El lliscament longitudinal òptim és per tant el de pic, ja que per sota el pneumàtic encara no dona tota la força que pot donar, i per valors més grans el pneumàtic perd capacitat de transmetre força.

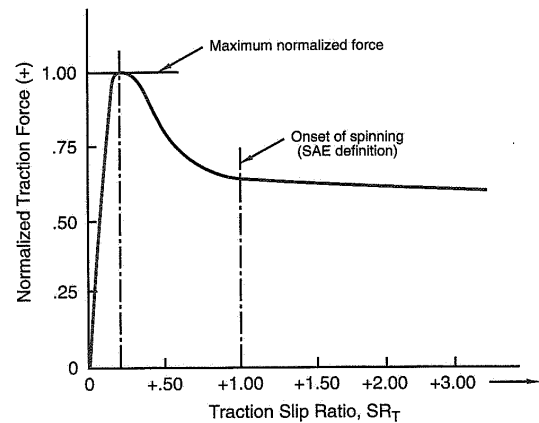


Figura 7.4 - Tracció típica.

Font: Race Car Vehicle Dynamics [7]

Per tal de trobar aquest lliscament òptim, s'observa el comportament del pneumàtic que farem servir amb les dades que proporciona el Tire Test Consortium obtingudes a la màquina d'assajos de pneumàtics de Calspan, on s'assagen diferents pneumàtics habituals de la Formula Student i es posen les dades obtingudes a disposició dels equips que siguin socis d'aquest consorci.

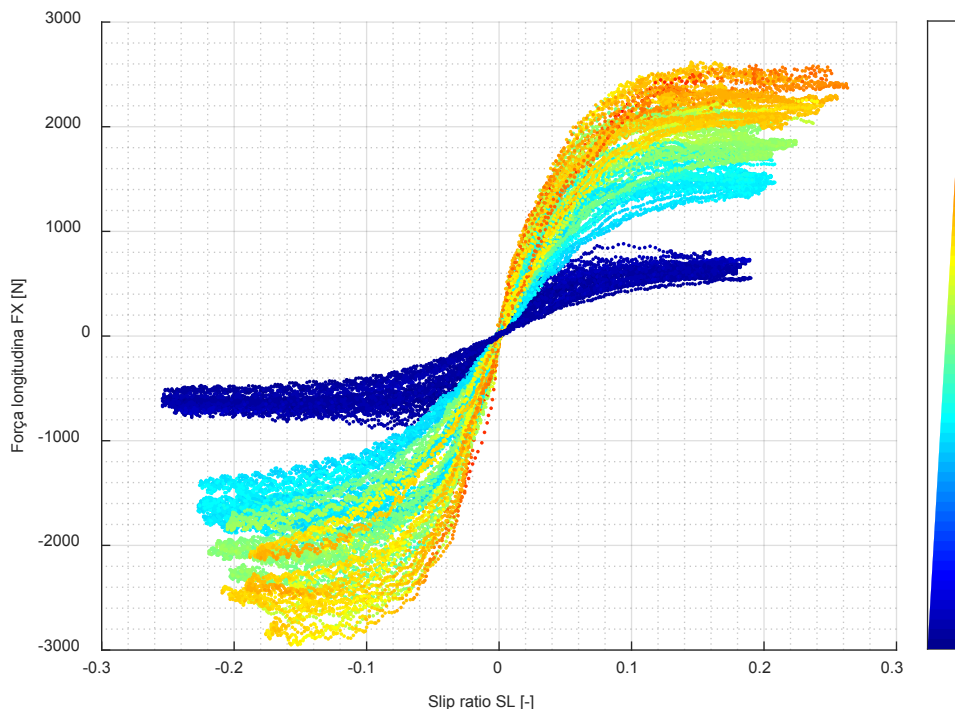


Figura 6.5 – Gràfic de força longitudinal segons el lliscament longitudinal. Dades extretes de les proves del TTC a Calspan del pneumàtic Hoosier 6.0/18.0-10 LCO en llantes de 6 polzades

Com es pot comprovar a la Figura 6.5, a les dades no s’observa un pic de forces clar després del qual disminueixi la força amb l’augment del lliscament, sino que la força mostra una tendència que no para de créixer, i en tot cas s’estanca. L’equip desenvolupa un model del pneumàtic fent servir la Magic Formula 6.1 de Hans B. Pacejka (1) [8], tot tenint en compte que els resultats a partir d’un valor de 0,2 de lliscament longitudinal no són del tot fiables ja que s’estan extrapolant les dades reals amb les que s’ha ajustat el model, sense tenir en compte que es pot produir una baixada sobtada de la força. Tenint en compte que les forces normals a les rodes poden variar aproximadament entre 750N i 1550N degut a la transferència de càrrega longitudinal, a la Figura 6.6 es poden observar els resultats obtinguts del model del pneumàtic, on els pics es troben entre els valors de 0,16 i 0,2 de lliscament longitudinal. Per les forces normals més elevades, aquest pic es produeix després del 0,25. Com hem comentat, aquests valors ja no son fiables ja que son extrapolacions del rang de dades dels assajos, per tant, s’estableix que l’objectiu de lliscament es 0,2 per tal de fer les simulacions. Aquest valor hauria de ser ajustat, com la resta de paràmetres del controlador, fent proves a pista, per tal de trobar els valors que optimitzen el temps de l’acceleració.

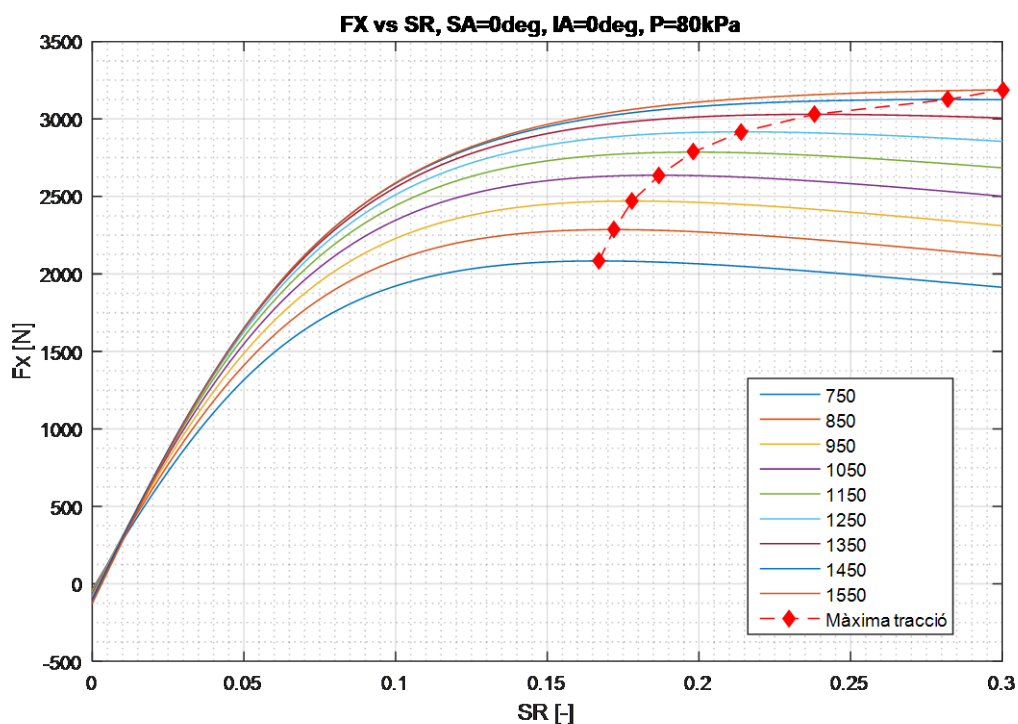


Figura 6.6 – Gràfic de força longitudinal vs slip ratio per diferents forces normals

6.1.2.2. Motor

A l’hora de simular el motor, hem de tenir en compte la potència màxima que pot donar, ja que per normativa aquesta ha d’estar limitada a 80kW de bateria. Amb diferents mesures s’ha observat que el que arriba al motor són aproximadament 75kW quan es limiten les bateries a 80. Introduint la corba del motor (Figura 4.2), la referència que dona el pilot i la velocitat angular que ve donada del bloc del

vehicle, obtenim el parell que dona el motor en cada moment. Per tal de simular el temps de resposta del motor, s'analitzen dades de l'adquisició de dades quan el motor es va provar en buit a les instal·lacions de Castel Omega. Es suposa que el sistema es pot simplificar com un sistema de primer ordre per no afegir complexitat i per falta de temps i dades per aprofundir en l'estudi de la resposta del motor. Fent un anàlisi de la resposta, i comparant-la amb un sistema de primer ordre, s'obté que la constant de temps és aproximadament d'un valor de $\tau=0.043s$.

6.1.2.3. Model dinàmic del vehicle

Finalment, a l'última part del model és calculen les respostes mecàniques del cotxe com a resultat de les forces produïdes pels pneumàtics.

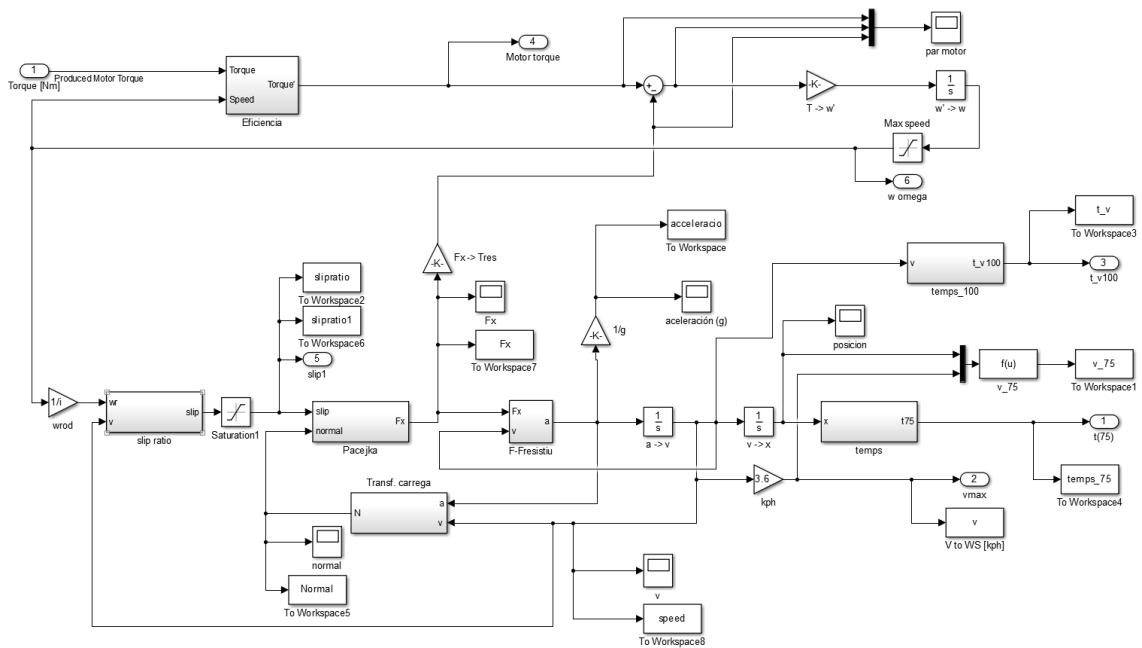


Figura 6.7 – Esquema del model dinàmic del vehicle

En primera instància, segons el parell que entrega el motor, es rebaixa segons l'eficiència dels diferents elements de la transmissió, com el propi motor, els engranatges, rodaments i retenidors, com s'explica a l'annex B.

A aquest parell se li resten les forces resistents reduïdes a l'eix del motor, aquest valor dividit per les inèrcies dels components rotatoris reduïts al motor és l'acceleració angular d'aquest. Integrant aquest valor respecte al temps s'aconsegueix la velocitat angular, valor del qual es realimentarà el bloc de motor per tal de determinar el punt de treball del motor. Comparat amb la velocitat lineal és calcula llliscament longitudinal.

Un cop obtinguda la força longitudinal que produeix el pneumàtic, es pot calcular l'acceleració, que servirà per calcular la transferència de càrrega longitudinal segons l'equació (6.1.7), i s'integrarà per

trobar la velocitat. En aquesta variació de la càrrega normal també es tindrà en compte la deguda als efectes aerodinàmics.

$$\Delta N_{tc} = \frac{M \cdot a_x \cdot h_{CDG}}{2 \cdot l} \tag{6.1.7}$$

$$\Delta N_{aeroR} = \frac{\frac{1}{2} \rho_{aire} S C_L v^2 \cdot R_a}{2} \tag{6.1.8}$$

Les resistències passives estan incloses a les forces longitudinals que dona el pneumàtic, ja que com s’observa a la Figura 6.8 la força a lliscament 0 és un valor negatiu. Com que la força dels pneumàtics posteriors ja estan inclosos només cal afegir la força passiva de les rodes davanteres, que com no son tractores el seu lliscament longitudinal sempre es trobarà a 0.

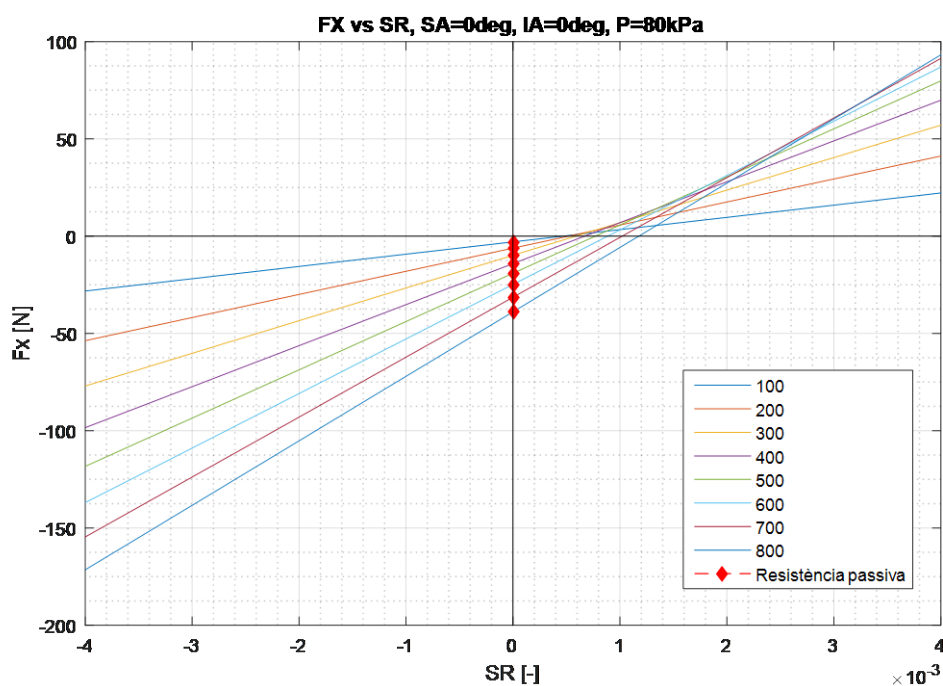


Figura 6.8 – Resistència a la rodadura.

6.1.3. Resultats de les simulacions

Per tal de decidir la relació de transmissió final, es fan simulacions per les diferents relacions de transmissió possibles obtenint els resultats que es mostren a les figures Figura 6.9 i Figura 6.10. Es mostra el temps que es triga en completar la prova d’acceleració (75 m) i el temps que es triga en arribar a una velocitat de 100 km/h.

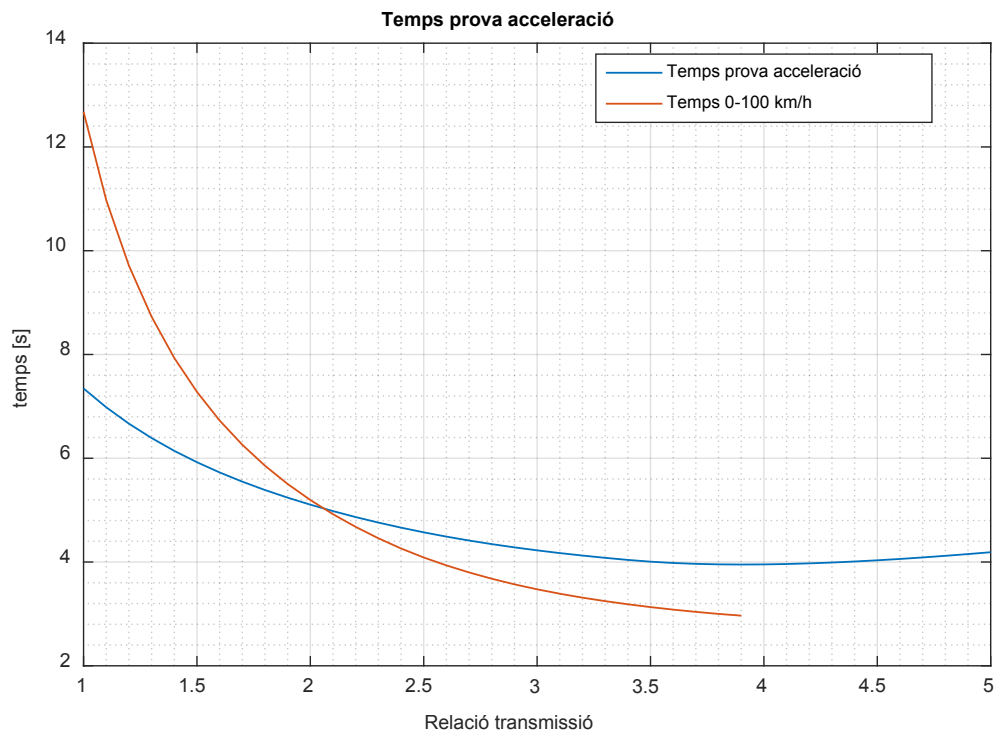


Figura 6.9 - Resultats de temps de la simulacions de la prova d'acceleració.

Les relacions que minimitzen el temps de la prova d'acceleració es troben entre 3,5 i 4,5, al voltant dels 75 metres en 4 segons. El millor temps d'acceleració de Formula Student Germany 2014 el va aconseguir l'equip Greenteam de Stuttgart amb 3,359s [9], amb un vehicle amb tracció a les quatre rodes. El millor classificat amb un motor va ser l'equip noruec de Trondheim amb un temps de 3,942s, assolint la sisena plaça de la prova. Tenint en compte que aquest cotxe disposa del mateix motor que el CAT08e amb una relació de transmissió de 3,64 i els mateixos pneumàtics, i que el seu pes és inferior en 50kg aproximadament, podem comprovar que els resultats de les simulacions són valors pròxims a la realitat.

Fins una relació d'aproximadament 2, no s'arriben als 100 km/h abans dels 75 metres, i a partir d'una relació de 3,9 el cotxe té una velocitat punta inferior als 100 km/h.

Ja que la recta de 75 metres de l'acceleració, és la recta més llarga que es pot trobar a les proves de Formula Student, sent les rectes del circuit d'autocross d'un màxim de 45 metres amb corbes obertes a principi i final o de 60 metres amb forquilles al inici i final, no tindrà sentit tenir una relació de transmissió amb la qual no es pugui arribar a la velocitat punta en la prova d'acceleració, ja que mai s'arribarà a aquesta velocitat en cap altre moment de la competició. Com s'observa, fins una relació de reducció de 3.4 no es comença a arribar a la velocitat punta abans de setanta cinc metres.

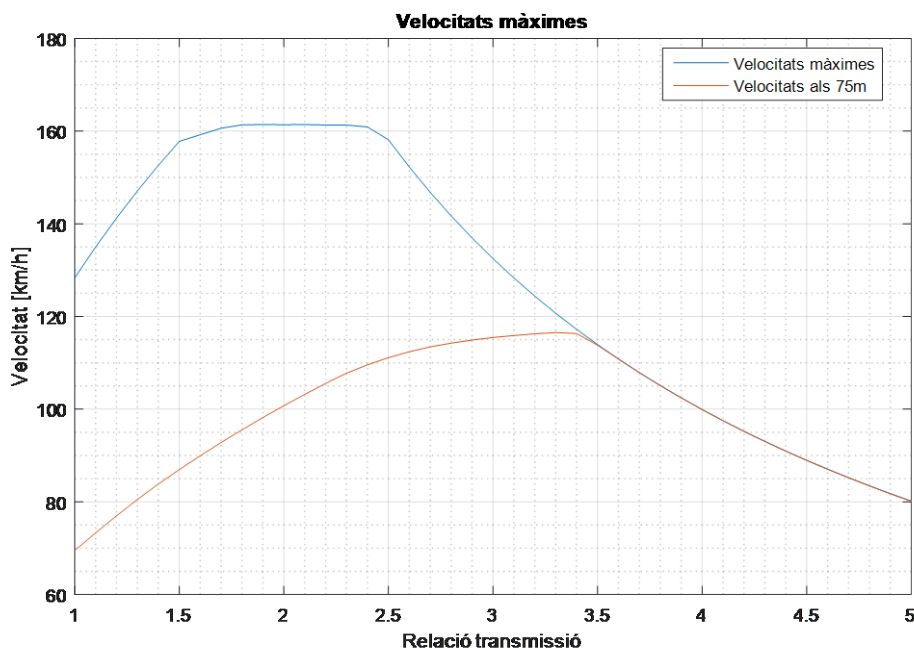


Figura 6.10 – Resultats de les velocitats màximes i als 75 metres de les simulacions de la prova d’acceleració.

A la Figura 6.10, es poden diferenciar tres zones en la corba de velocitats màximes. La primera, amb una velocitat màxima ascendent a mesura que augmenta la relació de transmissió, el factor limitant és el parell que fa el motor, ja que la multiplicació de parell no és prou gran per superar les resistències que experimenta el vehicle, de manera que no s’arriba a la velocitat angular màxima del motor, atès que en augmentar aquesta velocitat, el parell que pot proporcionar el motor comença a disminuir. La segona zona en la que ens trobem amb una velocitat màxima constant per un cert rang de relacions de transmissió, el factor limitant és la potència que pot entregar el sistema de transmissió, aquesta velocitat es pot calcular segons l’equació (6.1.9).

$$Potència = F \cdot v = \left(\frac{1}{2} \rho S C_d v^2 + F_{rodolament} \right) \cdot v \tag{ 6.1.9 }$$

Finalment, l’últim tram descendent, la velocitat màxima ve donada per la velocitat màxima del motor. Tenint en compte que la resistència del vehicle ve principalment de la resistència aerodinàmica que és proporcional al quadrat de la velocitat, i del valor de la resistència dels pneumàtics que va en funció de la normal, i considerant que quan s’arriba a la velocitat màxima, no hi ha acceleració i per tant no hi ha transferència de càrrega, la normal vindrà donada per la força normal estàtica més la carrega aerodinàmica aplicada a la roda, podem deduir la força resistiva dels pneumàtics en estat estacionari en funció de la velocitat. Exposant aquests valors en funció de la velocitat, i els parells que poden donar les rodes per a diferents relacions de transmissió, podem establir els diferents punts de treball que hem descrit amb anterioritat.

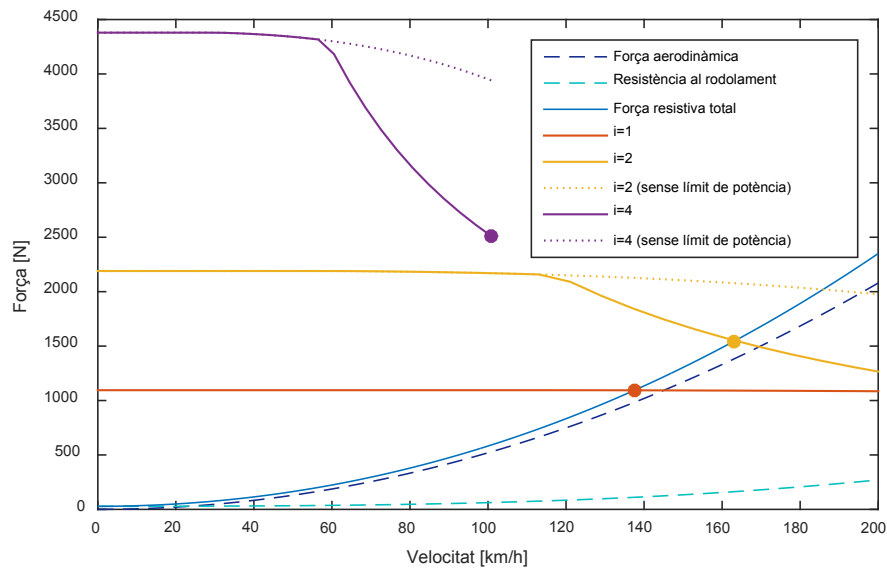


Figura 6.11 – Punts de treball per a diferents relacions de transmissió.

A part de l'acceleració des de parat, es fa un petit anàlisi del comportament de l'acceleració en un circuit d'autocross, ja que s'intenta assolir la millor resposta d'acceleració al sortir d'una corba quan la velocitat no és zero.

Per aquesta situació suposarem l'acceleració en una recta que es troba entre dues forquilles, tal i com indica la normativa, que seran iguals (Annex H). Aquestes corbes tindran un radi exterior mínim de 4,5 metres, sent l'ample de la pista de 3 metres, ens deixa un radi interior mínim de 1,5 metres. Es suposarà un cas simplificat on el cotxe portarà un radi constant durant tota la corba i fa un gir pur, sense cap força de tracció ni frenada. Suposant que el cotxe fa una trajectòria intermèdia entre el radi interior i exterior, el radi de gir que experimentarà el centre d'inèrcia del vehicle serà de 3 metres. Si el cotxe fa la corba aprofitant tota l'adherència dels neumàtics mitjançant el model d'aquests s'estima la seva acceleració lateral al voltant de 1.5 g. Per tant:

$$a_y = \frac{v^2}{R} \rightarrow v = \sqrt{a_y \cdot R} = \sqrt{1.5 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 3 m} = 6.64 \frac{m}{s} = 23.92 \frac{km}{h} \quad (6.1.10)$$

Suposant una frenada constant de 1,5 g, podem establir la distància de frenada fins a arribar a la velocitat desitjada com:

$$d_{frenada} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot a} \quad (6.1.11)$$

Per normativa, s'estableix la màxima distància d'una recta com 60 metres, per tant, la distància en la que s'haurà d'accelerar aquesta longitud menys la distància de frenada que caldrà per poder fer la següent corba.

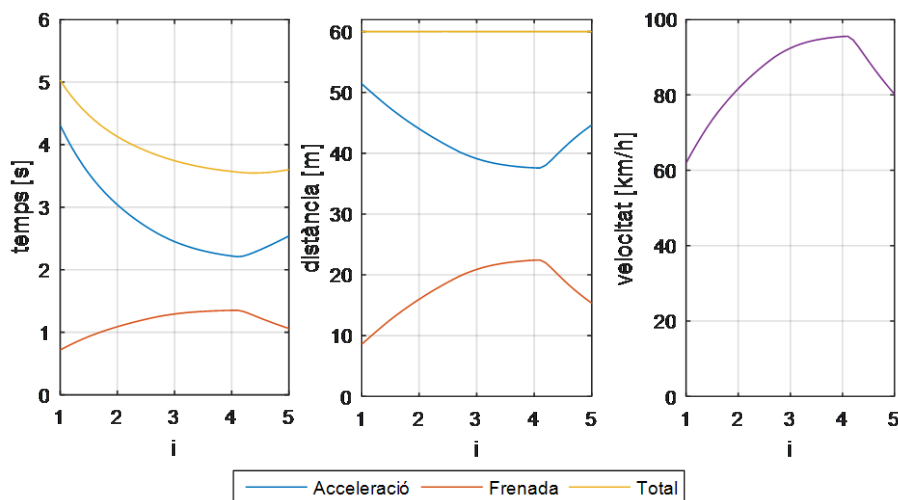


Figura 6.12 – Resultats de la simulació de recta entre forquilles.

Si realitzem els mateixos càlculs però ara en l'altre cas que es presenta d'una recta d'un màxim de 45 metres amb girs amplis a inici i final. Considerant que les corbes poden tenir diàmetres de 23 fins a 45 metres, considerem un cas entremig d'un radi de gir de 20 metres.

$$v = \sqrt{a_y \cdot R} = \sqrt{1.5 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 20 m} = 17.16 \frac{m}{s} = 61.76 \frac{km}{h} \tag{6.1.12}$$

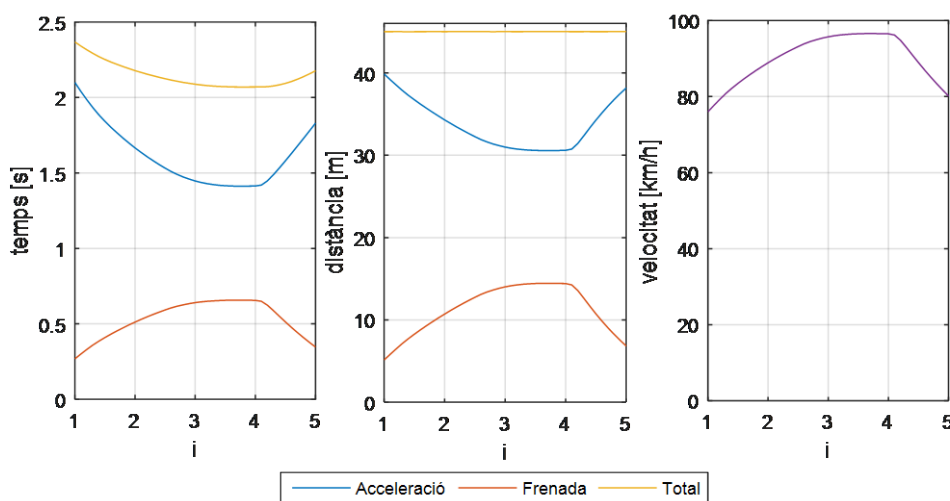


Figura 6.13 - Resultats de la simulació de recta entre corbes obertes.

A la primera situació, la relació que minimitza el temps que es triga en passar per la recta es troba al voltant del 4,5, mentre que a la segona, aquests valors es troben entre 3,5 i 4. Considerant que al circuit de Germany de Formula Student (Annex D) les corbes amb una tipologia similar a la descrita en la segona situació es produeixen més sovint, i tenint en compte els resultats obtinguts a les simulacions d'acceleració, l'objectiu final per la relació de transmissió es trobarà en un rang entre 3,5 i 4.

7. Anàlisi de càrregues d'un cotxe de Formula Student

Per tal de poder dimensionar tots els components del sistema, hem d'establir a quines càrregues es veuran sotmesos. Sabent les característiques del motor, la càrrega estàtica ve determinada pel seu parell màxim, ja que tot els components hauran d'aguantar els esforços derivats d'aquest parell que entrega el motor. Pels components que estaran sotmesos a molts cicles de càrrega i caldrà calcular a fatiga, com poden ser engranatges o rodaments, s'ha d'establir un espectre de càrregues que defineixi una situació mitjana de sol·licitacions. Es considerarà el cas d'un circuit d'autocross o endurance, que son les proves de més recorregut.

Dels cotxes elèctrics desenvolupats per l'equip, cap portava incorporat un sistema d'adquisició de dades fins el CAT07e, sent el sistema d'aquest cotxe desenvolupat per un membre del mateix. Degut al poc temps de prova, aquest sistema no va ser suficientment refinat i no es poden extreure dades fiables. Al CAT08e es pren aquest sistema com a base per continuar el seu desenvolupament i poder obtenir les dades necessàries, però en el moment de disseny del monoplaça no es disposen d'aquestes i, per tant, s'han de fer servir altres mètodes.

7.1. Models matemàtics

Una possible aproximació és fer un model matemàtics que simuli el comportament del cotxe en un circuit de Formula Student. Com s'ha comentant a l'apartat 7, per falta de temps, només es desenvolupa un model longitudinal del cotxe per simular trajectòries rectes. Per simular un circuit sencer hem de recórrer a solucions ja fetes i simulacions simplificades.

Es fa servir el software OptimumLap, un simulador dinàmic de vehicles simplificat i gratis desenvolupat per l'empresa OptimumG. Aquest simulador redueix el vehicle als seus components més essencials per tal de trobar resultats aproximats d'una manera ràpida i simplificada.

OptimumLap fa servir un model de vehicle quasi-estacionari de massa puntual, que pot simular estats combinats de tracció/frenada i gir. Aquest procés es realitza en tres etapes principals: càlcul de les velocitats de corba, càlcul de la velocitat i acceleració al sortir de corba i càlcul de la distància necessària per tal de desaccelerar el vehicle per entrar a la corba.

El software simula el pilot i el vehicle a la seva màxima capacitat durant tot el recorregut, per tant, el temps real per volta resultant serà superior al simulat i cal saber interpretar-los amb coherència. Entre les limitacions que ens trobem a la simulació:

- No té en compte transferències de càrregues, ni lateral ni longitudinals. Això implica que la suspensió no té cap efecte en el rendiment del cotxe, no es té en compte cap tipus d'inèrcia i les forces produïdes pels pneumàtics són lineals.
- No es fa servir un model de pneumàtic real, els efectes de la caiguda, angles de deriva i lliscaments longitudinals no es tenen en compte, així com tampoc cap efecte de les pressions i temperatures.
- No s'estudia la guinyada del vehicle, atès que es simplifica com un punt de massa, no s'introdueix la situació del centre de massa respecte la batalla del vehicle i per tant no es pot analitzar si el cotxe subvira o sobrevira.

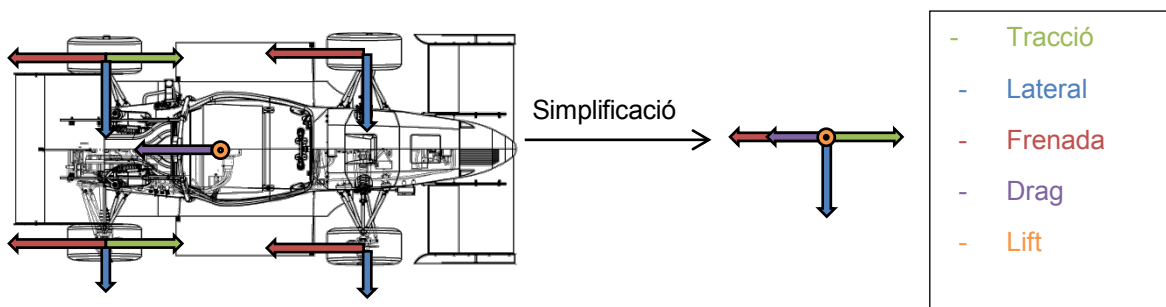


Figura 7.1 – Simplificació del vehicle a un punt de massa.

Com es mostra a la Figura 7.2 el programa divideix el circuit en segments segons si son de frenada, corba o acceleració i calcula les velocitats al final de cada tram que es fan servir com a velocitat inicial del tram següent.

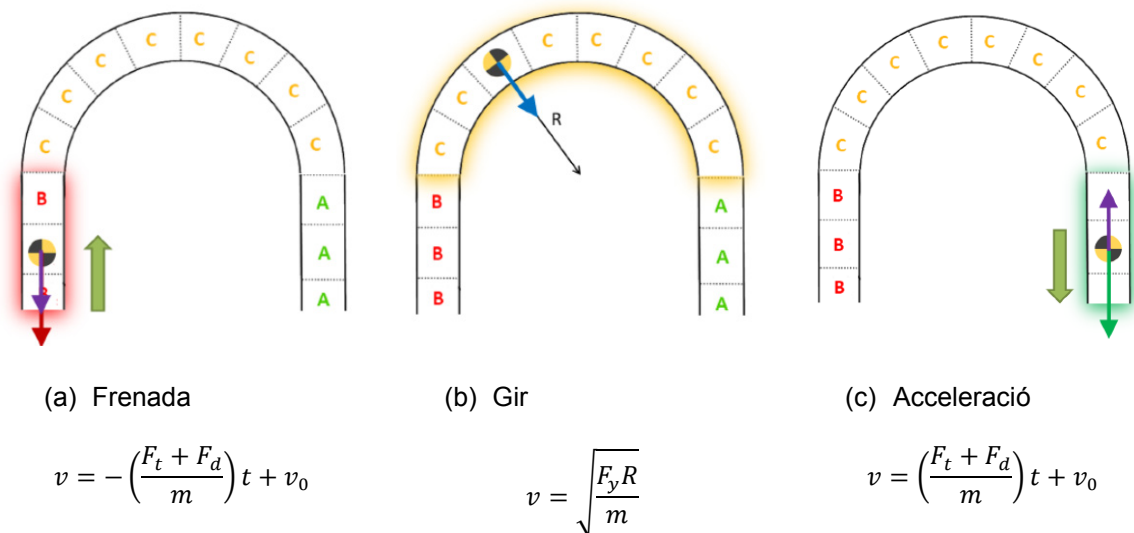


Figura 7.2 – Diferents tipus de tram a la simulació d'OptimumLap

Els paràmetres que s'han d'introduir a l'hora de caracteritzar el cotxe són la massa, els coeficients aerodinàmics, el mapa del motor, que són iguals que les introduïdes al model longitudinal descrit en

apartats anteriors. A l'hora de caracteritzar el pneumàtic fem servir les seves característiques geomètriques i en comptes de modelitzar-los amb la Magic Formula, fem servir els coeficients de fricció longitudinal i lateral. Aquests coeficients són variables respecte a la normal del pneumàtic, per tant s'introdueix un coeficient de sensibilitat de càrrega del pneumàtic, que indica la disminució del coeficient a mesura que augmenta la càrrega.

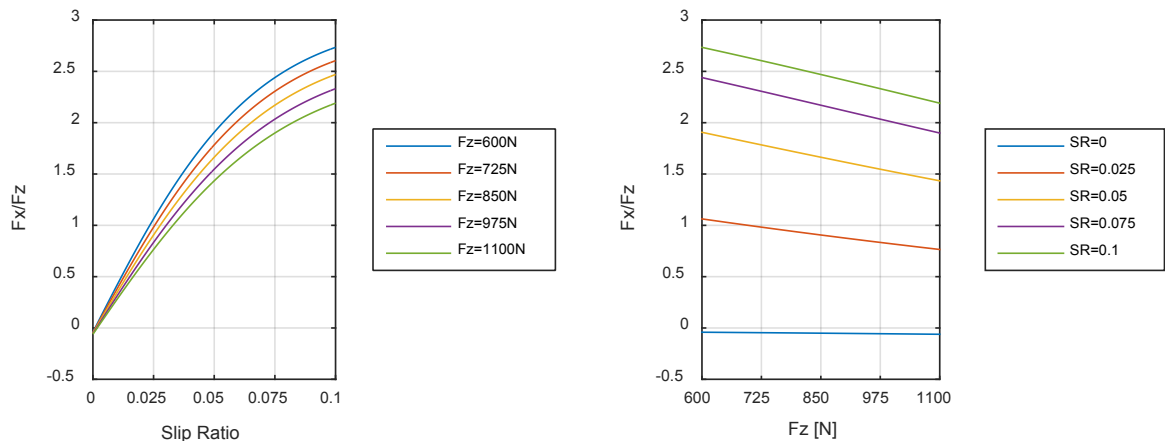


Figura 7.3 – Coeficients de fricció longitudinals

$$TLS = \frac{\mu}{F_z/g} \quad (7.1.1)$$

El coeficient de sensibilitat de càrrega del pneumàtic (Tire load sensitivity (7.1.1)) no és constant en el rang de treball del pneumàtic ni tampoc respecte a les normals, per tant s'haurà de suposar un únic valor per tots els rangs de lliscaments i de derives, i suposarem que la variació de coeficient de fricció respecte a la normal és lineal, de tal manera que es pot descriure com a una única constant. En el cas longitudinal, es considera que es treballa amb un lliscament al voltant de 0.05 després d'analitzar les dades obtingudes a l'apartat 6.1.3, obtenint un valor pel coeficient de fricció longitudinal de $\mu_x = 1,906$ a 60kg i un coeficient de càrrega del pneumàtic de $TLS_x = 0,00929 \text{ kg}^{-1}$. En el cas lateral, al no disposar de dades del cotxe ni valors aproximats, i tenint en compte el funcionament del model del vehicle, la millor manera de procedir és escollir el coeficient de fricció que proporciona una acceleració lateral determinada. La simulació no tindrà en compte transferències de càrrega, per tant la força normal als quatre pneumàtics serà la mateixa, i només variarà per la càrrega aerodinàmica, i per tant el coeficient de fricció serà el mateix. Per l'equació (7.1.2) s'obté que el coeficient de fricció lateral és igual a l'acceleració lateral expressada en g's. Analitzant temps de proves d'Skid-pad es considera que el vehicle pot assolir una acceleració lateral de 1,2g en estat estacionari . Amb aquesta dada per tant suposem un coeficient de fricció lateral de $\mu_y = 1,2$ i observant la Figura 7.4, es suposa que els pneumàtics treballen al voltant dels 2,2º de deriva, i per tant s'estima la sensibilitat de càrrega lateral com $TLS_y = 0,00739 \text{ kg}^{-1}$.

$$\Sigma F_y = \Sigma(\mu_{y_i} \cdot F_{z_i}) = M \cdot A_y$$

$$\mu_y \cdot F_{zT} = \mu_y \cdot M \cdot g = M \cdot A_y \tag{7.1.2}$$

$$\mu_y = A_y/g$$

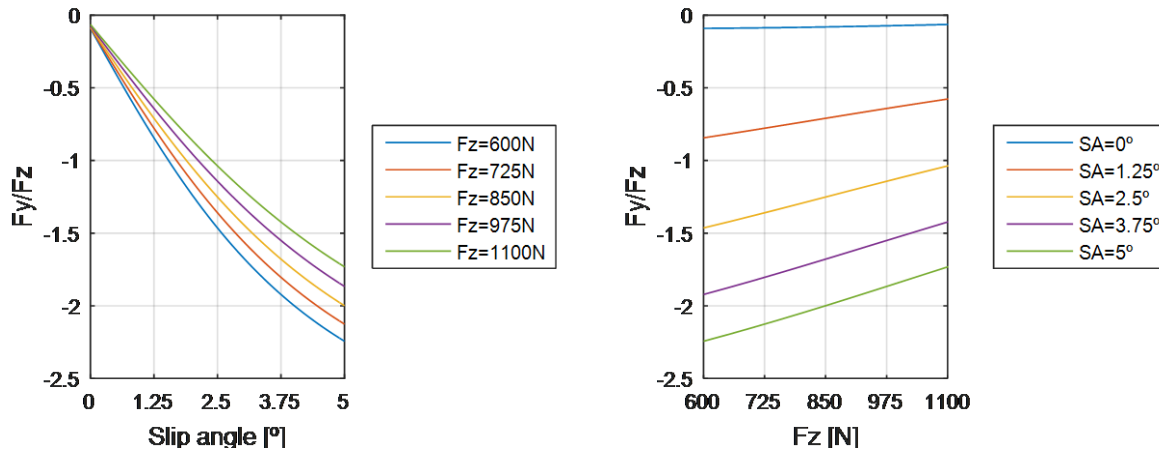


Figura 7.4 – Coeficients de fricció laterals

Es realitzen les simulacions del vehicle en el circuit de Formula Student Germany 2013 a Hockenheimring, els resultats de les quals s'exposen a l'annex D. D'aquests resultats s'extreuen els valors de parell i velocitat que se li demanden al motor, ja que aquests valors seran els que ha de suportar la transmissió en una volta al circuit.

Separant les dades resultants en rangs de velocitats s'obtenen els resultats de la Figura 7.5 i la Taula 7.1.

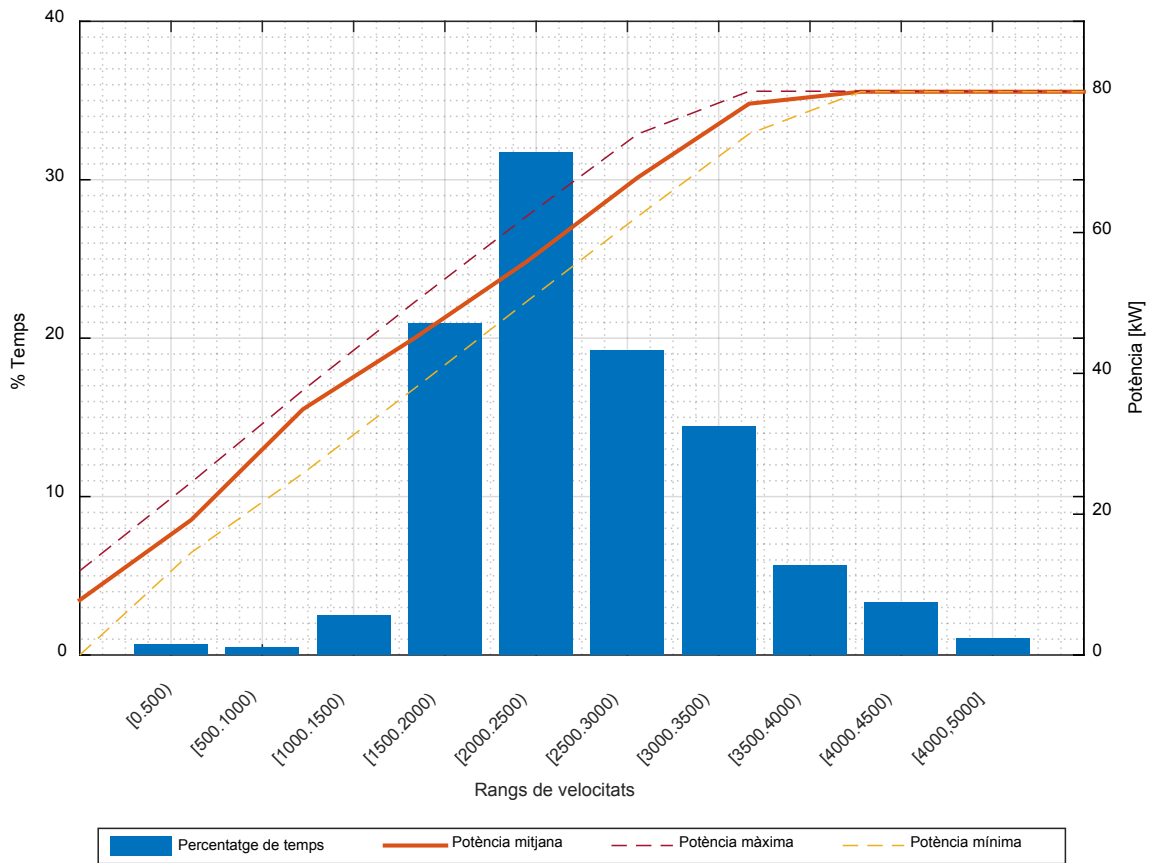


Figura 7.5 – Resultats obtinguts de la simulació

Interval [rpm]	Potència [kW]	Temps [s]	Percentatge del temps [%]
[0,500)	7,8	0,53	0,64
[500,1000)	19,2	0,42	0,50
[1000,1500)	34,9	2,09	2,52
[1500,2000)	45,0	17,40	20,93
[2000,2500)	55,8	26,37	31,74
[2500,3000)	67,8	15,98	19,23
[3000,3500)	78,3	11,98	14,41
[3500,4000)	80,0	4,68	5,63
[4000,4500)	80,0	2,77	3,33
[4500,5000]	80,0	0,88	1,06

Taula 7.1 – Resum del resultat de les simulacions

7.2. Adquisició de dades

Després de realitzar proves a l'estiu amb el cotxe ja finalitzat, i participar a les competicions, podem extreure i analitzar les dades obtingudes mitjançant el sistema d'adquisició de dades desenvolupat per l'equip. Cal recalcar que aquestes dades no es disposen a la època de disseny i dimensionament del reductor, i que s'exposen en aquest apartat a mode de comparativa amb les dades obtingudes a l'apartat anterior, per tal de considerar les possibles diferències en dissenys de futurs prototips.

El sistema d'adquisició enregistra valors de diferents sensors al voltant del cotxe, com poden ser els potenciòmetres de suspensions o acceleròmetres [10]. Per tal de deduir les càrregues que se li exigeixen al motor, que són les càrregues que rebrà el sistema de transmissió, ens fixarem en la velocitat angular del motor i en el valor de parell que se li demana al motor. Aquesta comanda de parell es produeix en el pedal d'acceleració, que genera una senyal depenent de la posició en la que es troba (entre posició estàtica i pedal a fons) que demana entre el 0 i el 100% de parell disponible. Es suposarà que aquesta senyal es equivalent al parell produït pel motor, sense tenir en compte la resposta temporal, ja que aquesta es pot negligir dins de l'escala de temps que es produeixen les proves.

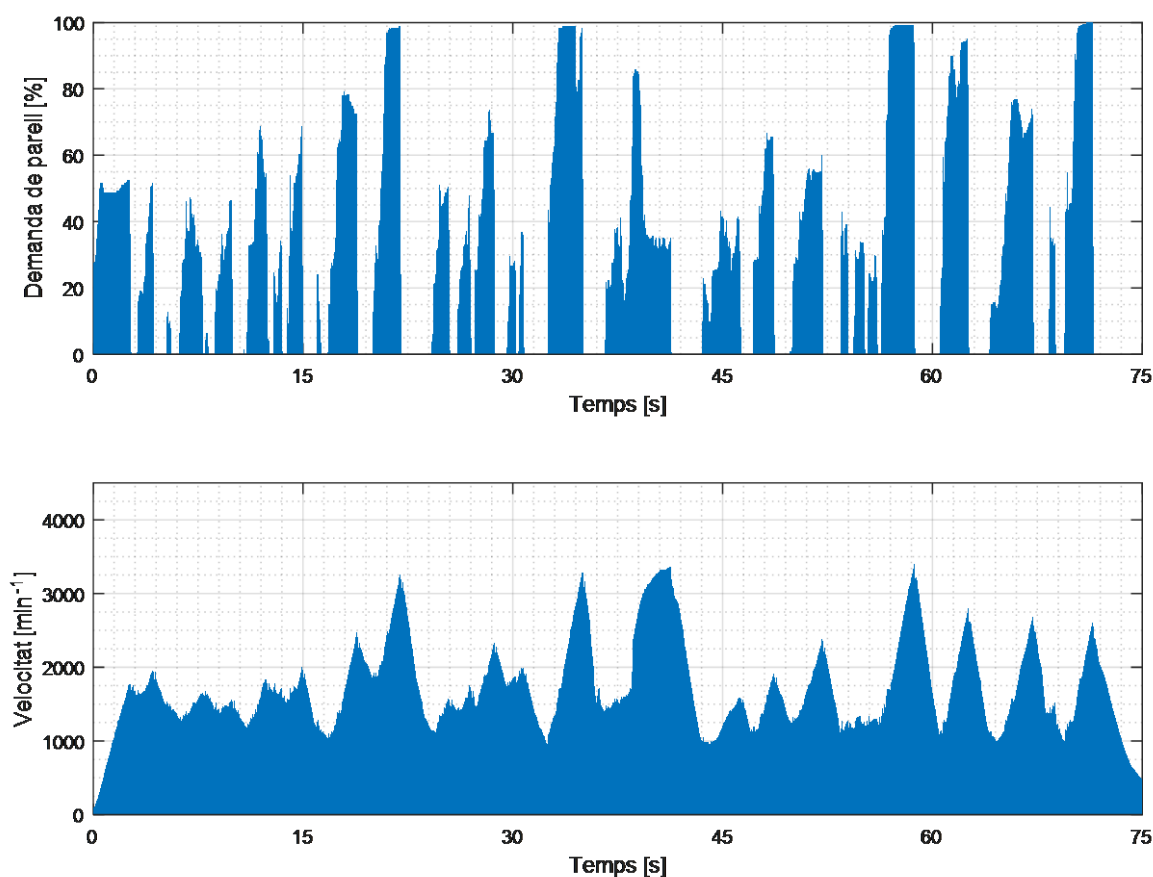


Figura 7.6 - Dades d'una volta d'autocross al circuit de Formula Student Spain 2015

Una de les diferències més clares serà l'actuació del pilot, ja que en la simulació matemàtica exposada anteriorment, el pilot realitza una conducció perfecta i es capaç de portar al límit les capacitats del cotxe en tots els instants, de manera que gairebé sempre es treballa a la corba de parell màxim del motor. A la realitat, els pilots per tal de controlar el cotxe no fan servir sempre el màxim parell, i modulen la comanda, com s'observa a la Figura 7.7.

A la Figura 7.7 es poden observar els punts de treball del motor tant en la prova d'autocross com en el conjunt de totes les proves dinàmiques. Trobem una concentració de punts al llarg de la corba de parell màxim, però també es treballa en altres rangs de l'àrea. Si es tenen en compte totes les proves dinàmiques a excepció de la prova de resistència, de la qual no es disposen dades, el rang de punts de treball és més ampli.

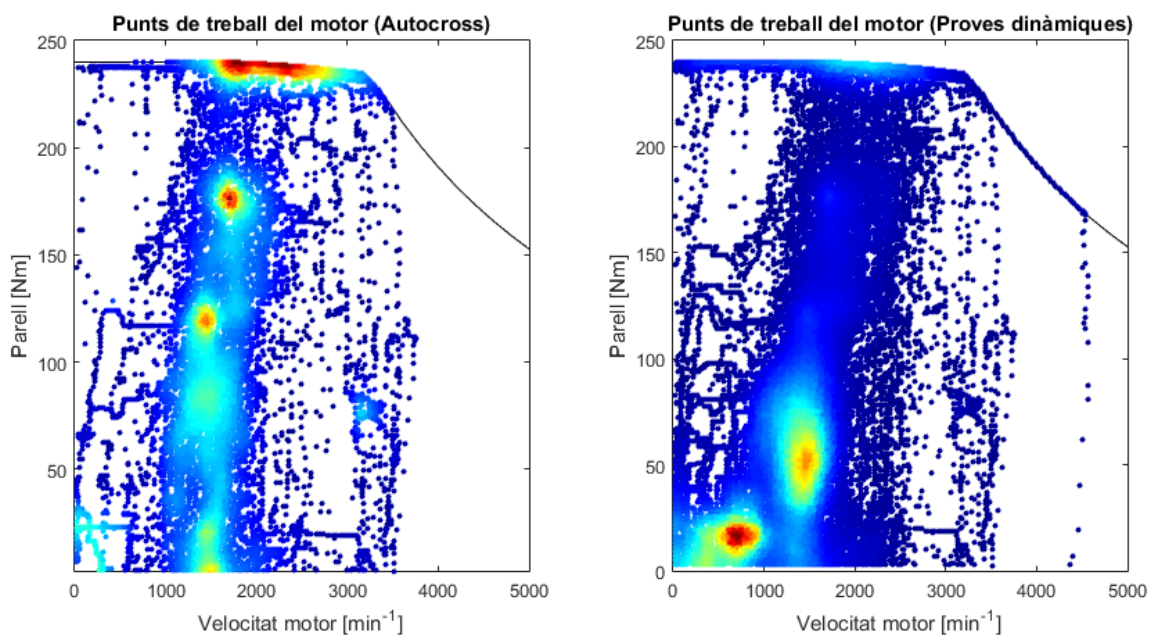


Figura 7.7 – Mapa de calor dels punts de treball del motor en les proves d'autocross (esquerra) i en tot el conjunt de proves dinàmiques (dreta).

Es procedeix de la mateixa manera que amb les dades obtingudes del model matemàtic i es poden comparar els dos espectres de càrrega obtinguts en cada cas (Figura 7.8). En les proves reals el vehicle es troba més temps en rangs de velocitats menors, i la potència mitjana en aquests rangs de velocitat també és menor a la potència mitjana obtinguda en les simulacions.

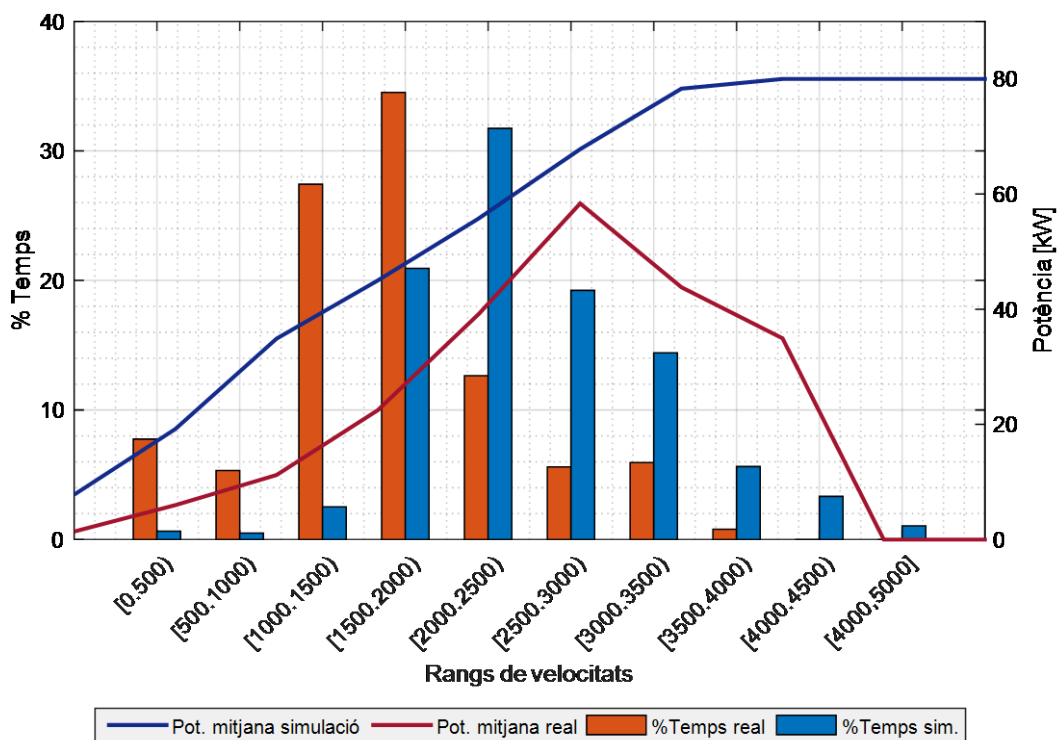


Figura 7.8 – Comparativa entre els resultats de la simulació i dades reals

Per tant a la realitat, les demandes de parell son menors en mitjana i a més es treballa en rangs de velocitats més petits. Això provoca que els engranatges i altres elements que es calculen a fatiga estiguin sobredimensionats ja que a la realitat es realitzen menys cicles de càrrega del que s'havia extret de les simulacions, i a més aquests cicles es realitzen a menys parell. Cal destacar que com es pot observar en el gràfic, no hi ha dades pels dos últims rangs de velocitat, això és degut a que per problemes en la decisió del voltatge de bateries i l'elecció de motor i inversor, el motor no pot superar les 4200 revolucions per minut i arribar a les 5000 de màxim tal i com s'esperava en l'època de disseny.

8. Disseny de components

Un cop establerta la relació de transmissió desitjada i tenint una aproximació de les sol·licitacions a les que es veurà sotmès el sistema de transmissió, cal dissenyar tots els components mecànics encarregats de portar la potència del motor a les rodes. En el següent apartat es descriurà el procés de disseny dels engranatges i eixos, així com la carcassa i suports que han de mantenir el sistema. També es parlarà del diferencial i el seu funcionament i dels paliers i les juntes homocinètiques.

8.1. Engranatges

Els engranatges són els encarregats de transmetre el parell des del el motor al diferencial i paliers. Com s'ha comentat a l'apartat 5.2, s'opta per un reductor d'engranatges rectes de dos etapes, però es farà un petit estudi d'altres opcions.

Entre els tipus d'engranatges que es poden implementar, descartem els trens epicicloïdals, ja que al tenir només un motor i ser aquests coaxials, caldria incorporar més elements per tal de poder col·locar l'eix del diferencial paral·lel a l'eix de les rodes. D'altra banda, es podria implementar un reductor d'engranatges cònics però la seva disposició també complicaria el disseny de la carcassa, els suports i la integració amb el diferencial, a més de tenir una eficiència inferior a altres opcions.

Es prioritza l'ús d'engranatges rectes respecte als dentats helicoïdals, ja que els primers disposen de més facilitat de fabricació i muntatge mentre que els segons indueixen una força axial en l'eix en funcionament i el seu principal avantatge respecte als rectes és que són més silenciosos, aspecte poc rellevant en l'aplicació que ens ocupa. A més, aquesta força axial induïda provocaria que es sobredimensionin altres elements com poden ser els rodaments, la carcassa i els suports.

Es dissenyarà amb un angle de pressió de 20° ja que és un dels angles estàndard més utilitzats a la indústria per aplicacions generals.

Pel que respecta al material, s'observen els valors de tensions límit per picat superficial i flexió que s'exposen a la normativa ISO 6336-5 [15]. Alguns d'aquests valors es mostren a la Figura 8.1 amb les abreviatures de la normativa, i són resultats derivats d'assajos que es produeixen amb unes condicions de referència, i s'han d'adaptar mitjançant el mètode de càlcul a les condicions reals de treball. S'observa que els valors de resistència més alts corresponen al grup 'Eh', que consisteix en els acers de baix contingut en carboni amb un tractament de cementació. Com s'indicarà posteriorment, les pressions superficials seran elevades i per tant, si es vol mantenir un pes baix en el conjunt d'engranatges hem d'escollir un material d'aquest grup. Els engranatges es fan de acer 18CrNiMo7-6, acer per cementar que pot arribar a una duresa de 62 HRC. Per tal de no perdre precisió en el funcionament dels engranatges, es rectificaran després del tractament tèrmic, ja que després d'aquest les dents poden quedar una mica deformades.

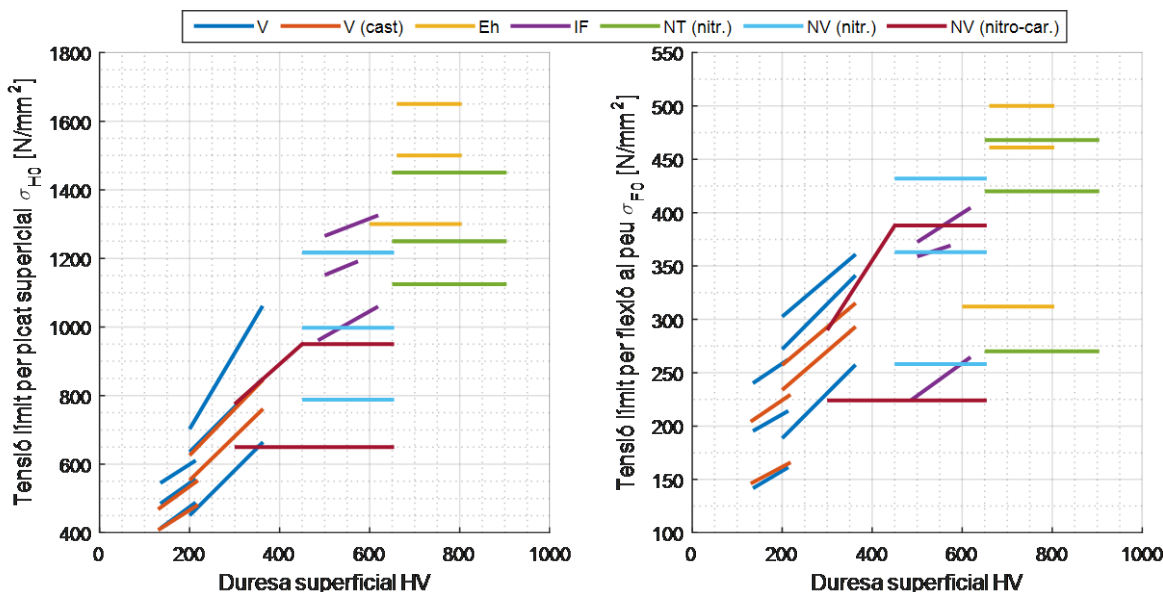


Figura 8.1 – Pressió de Hertz límit de picat i tensió límit de flexió per alguns materials

8.1.1. Restriccions

A l'hora de dissenyar els engranatges comptarem amb certes restriccions que limitaran el número de possibles solucions.

- Número mínim de dents: Quan dos engranatges estan en contacte, segons la proporció de les dents, pot ocórrer que aquest contacte es produeixi per sota del diàmetre base del pinyó, espai en el qual la dent ja no té el perfil d'evolvent i per tant no es produiria un moviment conjugat de la parella d'engranatges. Si l'engranatge es fabrica per un dels mètodes de generació s'elimina aquesta possible interferència ja que

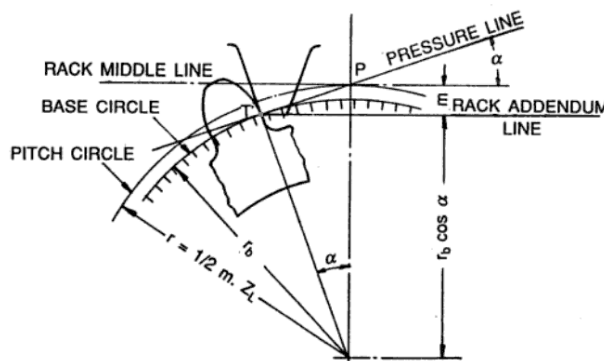


Figura 9.2 – Condicions límit d'interferència.

Font: Handbook of Gear Design. Maitra [11]

l'eina de tall elimina el material que provocaria la interferència provocant una mossegada, que debilita el peu de la dent. Per dents amb mides estàndards es pot determinar el mínim número de dents que ha de tenir un pinyó per tal de que no hi hagi interferències, mitjançant la imposició de que l'addendum d'una cremallera contacti amb el punt d'interferència T de l'engranatge (Figura 9.2). D'aquesta condició es deriva la següent expressió:

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (8.1.1)$$

Per un angle de pressió $\alpha = 20^\circ$ obtenim $z_{min} = 17,097$, que s'arrodonirà a 18 per tal de que no hi hagi cap tipus d'interferència i no s'hagi de fer cap modificació al cap de la dent.

- Distància entre eixos: ja que la decisió és implementar un sistema amb eixos paral·lels, aquesta ha de ser de una manera que no hi hagi interferència entre els components que la formen, però també ha de ser suficientment compacte per tal de no allargar excessivament el sistema. El motor té un diàmetre de 228 mm, però cal considerar que per normativa s'ha d'incorporar una coberta amb un gruix donat per tal de servir de protecció en cas de fallada d'algun element rotatori. El diferencial fa aproximadament 100mm de diàmetre, però també portarà una coberta. Tenint en compte això, i afegint marges de seguretat, la distància mínima entre eixos, com s'observa a la Figura 8.3, serà de 180 mm.

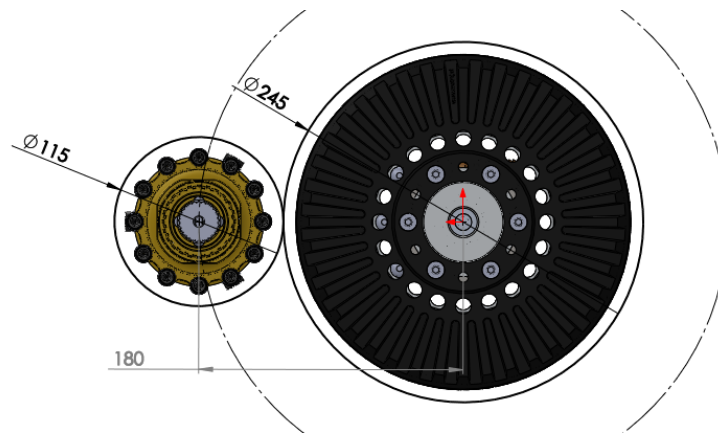


Figura 8.3 – Esquema de la disposició entre motor i diferencial (vista lateral)

- Amples màxims. L'amplada màxima de l'últim engranatge que va muntat directament al diferencial, ha de ser de 27mm, ja que és l'ample del que disposa el diferencial pel seu encaix amb l'engranatge. Aquesta limitació es pot evitar, però no es fa per poder simplificar el disseny.

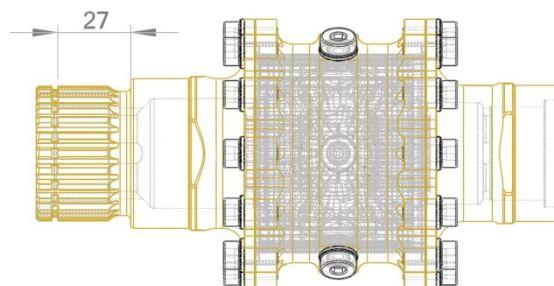


Figura 8.4 – Diferencial Drexler LSD Formula Student

- Relació de transmissió. Com s'ha comentant en apartats anteriors, s'ha trobat un rang de relacions de reducció que minimitzen el temps de l'acceleració i produeixen un millor comportament del cotxe, per tant la relació final del reductor ha d'estar al voltant dels valors obtinguts anteriorment.

8.1.2. Selecció

Entre totes les opcions, es contemplen els candidats òptims de cadascuna d'elles. Les combinacions d'una sola etapa es descarten ja que per a les combinacions que compleixen les restriccions donades el segon engranatge és d'un diàmetre exterior massa gran (al voltant del 285 mm) el que comportarà una major massa de l'engranatge a part de que ocuparà un gran volum, i per tant augmentarà el pes de la carcassa ja que també necessitarem més volum per recobrir el reductor. Així doncs, es decideix dissenyar un reductor de dues etapes. Entre les opcions de incorporar tres o quatre engranatges, s'observa que les opcions de quatre aporten menys pes.

Per tal de seleccionar els engranatges que compleixen les condicions descrites amb anterioritat i assegurar una solució amb un pes del conjunt reduït, s'implementa un algorisme que minimitza aquest valor. Entre tots els algorismes possibles per tal de solucionar el problema, es fa servir un algorisme genètic implementat dins de Matlab, ja que és l'algorisme més adequat per determinar un nombre de dents que sigui un número enter.

Un algorisme genètic és un tipus d'algorisme evolutiu que s'inspira en la evolució biològica per tal de trobar una solució aproximada a problemes d'optimització. Un algorisme típic es pot definir amb una representació de possibles solucions (població formada per cromosomes) i una funció d'aptitud per avaluar la solució.

El procediment bàsic de l'algorisme és el següent:

1. Es genera una població de cromosomes aleatòria.
2. S'avalua la funció d'aptitud per cada cromosoma en la població.
3. Es crea una nova població mitjançant diferents processos, fins que la nova població es completa:
 - a. Selecció: Es seleccionen dos cromosomes "pares" segons la seva aptitud. Com millor sigui la funció d'aptitud, més probabilitats de ser seleccionats.
 - b. Creuament: Es creuen els dos pares formant un nou fill, anàleg a la reproducció biològica.
 - c. Mutació: S'apliquen canvis aleatoris a cromosomes pares per formar fills i garantir la diversitat genètica de cada generació.
4. Es fa servir la nova generació per continuar executant l'algorisme.

5. L'algorisme es para i retorna el valor de la millor solució en la població actual si es compleixen les condicions d'aturada (màxim número de generacions, la solució satisfà un criteri mínim, la solució no millora en cert nombre de generacions, límit de temps, etc.). Si no es compleixen aquestes condicions l'algorisme torna al pas 2 i es continua executant.

En la solució d'aquest problema tindrem com a variables, el número de dents de cada engranatge, l'ample mínim de cada parella d'engranatges i el mòdul de cada parella d'engranatges. Per simplificar el problema, imposarem les diferents combinacions de mòduls normalitzats i resoldrem el cas per cadascuna de les combinacions. Per estalviar temps de càlcul, només es miraran els casos en els que el mòdul de la primera parella és més petit que la segona, ja que com la força que ha d'aguantar aquesta és superior, les dents haurien de ser d'una mida més gran per aguantar els esforços a flexió al peu de la dent.

Les restriccions que s'imposen són les descrites a l'apartat anterior i a més s'imposa un gruix d'engranatge mínim. A la pràctica s'ha comprovat que el factor que més limita la reducció de volum de l'engranatge és la pressió superficial, per tant imposem un gruix mínim de manera que pugui aguantar una pressió establerta que determinem segons el material. Es suposa que els quatre engranatges seran del mateix material. La pressió superficial màxima es produeix al diàmetre de funcionament i es descriu amb la següent formulació:

$$p_{max} = \sqrt{0,35 \cdot \frac{F \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{L \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{F_t}{bmz_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{E \cdot 0,35}{\cos \alpha \sin \alpha}} \quad (8.1.2)$$

A la norma ISO 6336:5 [15], la pressió màxima al diàmetre de funcionament es multiplica pel factor de recobriment Z_ϵ .

El problema quedaria descrit per les següents equacions:

Funció objectiu:

$$\min f(z_1, z_2, z_3, z_4, b_{12}, b_{34}) = \sum_{k=1}^4 M_k$$

$$\text{On:} \quad M_k = \rho \cdot A_k \cdot b_k \quad k = 1, \dots, 4 \quad (8.1.3)$$

$$m_1 = m_2 = m_{12}; \quad m_3 = m_4 = m_{34};$$

$$b_1 = b_2 = b_{12}; \quad b_3 = b_4 = b_{34};$$

$$\text{Límits:} \quad z_k \geq 18 \quad k = 1, \dots, 4 \quad (8.1.4)$$

$$25 \leq b_{34} \leq 27$$

$$\text{Desigualtat lineal:} \quad 180 \leq \frac{1}{2} \cdot (m_{12} \cdot (z_1 + z_2) + m_{34} \cdot (z_3 + z_4)) \leq 200 \quad (8.1.5)$$

Desigualtat no lineal:

$$3.6 \leq \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \leq 4$$

$$b_{12} \geq \frac{F_{t1}}{m_{12} z_1 \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{\epsilon_{12}} \cdot Z_H \cdot Z_E} \right)^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}$$

$$b_{34} \geq \frac{F_{t3}}{m_{34} z_3 \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{\epsilon_{34}} \cdot Z_H \cdot Z_E} \right)^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}$$

On:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos(\alpha) \sin(\alpha)}} \quad (8.1.6)$$

$$Z_E = \sqrt{0.175E}$$

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3}}$$

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{\frac{1}{2} \left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right] - a \sin \alpha}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha}$$

L'àrea de cada engranatge A_k es pot calcular com l'àrea que forma el diàmetre de funcionament de cada engranatge ($A_k = \frac{\pi}{4} \cdot (m_k \cdot z_k)^2$), però no és una situació real ja que els engranatges aniran rebaixats per les zones allunyades de les dents i aniran foradats per tal d'encaixar-se als seus respectius eixos, per tant aquesta simplificació pot prioritzar engranatges de poc diàmetre i gruix més gran, quan a la realitat pot haver-hi alternatives més profitoses.

Per decidir quin àrea es mantindrà constant i quina es rebaixarà, segons la normativa ISO 6336-3 [14], pel càlcul a flexió de la dent, incorpora un factor per tal de corregir els càlculs quan l'engrenatge no té una base prou gran com per proporcionar prou suport al peu de la dent. Per això, es defineix el *backup ratio* s_r/h_t , on s_r és l'amplada de la base i h_t és l'alçada de la dent. Segons el mètode ISO si el backup ratio $s_r/h_t \geq 1.2$, el coeficient corrector val 1, per tant es pot

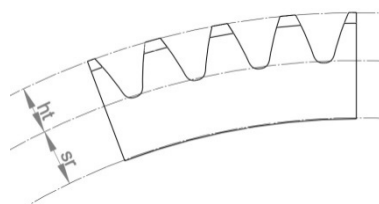


Figura 9.5 – Esquema de l'amplada de base de les dents

considerar que si aquest ratio és superior a 1.2, l'ample de la base és suficientment gran per proporcionar suport al peu de la dent. L'àrea de l'engrenatge es divideix en tres parts, l'àrea que correspon a les dents, l'àrea de la base de la dent i l'àrea interior que serà rebaixada (A_1, A_2 i A_3 respectivament). Per calcular l'àrea de la dent, s'aproximarà com la meitat de l'àrea compresa entre el diàmetre de punta de la dent i el diàmetre de peu.

$$h_t = h_a + h_f = m + 1.25m = 2.25m \quad (8.1.7)$$

$$A_1 \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - (d_a - 2h_t)^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (4d_a h_t - 4h_t^2) \quad (8.1.8)$$

$$A_1 \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} m^2 (9(z+2) - 20.25) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} m^2 (9z - 2.25)$$

$$s_r = 1.2 \cdot h_t = 1.2 \cdot 2.25m = 2.7m \quad (8.1.9)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_f^2 - (d_f - 2 \cdot s_r)^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (m^2(z - 1,25)^2 - m^2(z - 7,9)^2) \quad (8.1.10)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} m^2 (10,8z - 56,16)$$

$$A_1 + A_2 = \frac{\pi}{4} m^2 (15,3z - 57,285) \quad (8.1.11)$$

Per calcular A_3 , es calcula l'àrea interior restant, sostraint el cercle que encaixarà amb l'eix respectiu de cada engranatge. Aquesta zona serà rebaixada mitjançant forats, per tant s'aplicarà un factor C que redueixi aquesta àrea en cert percentatge. A més aquesta àrea serà multiplicada per un gruix menor al gruix del dentat.

$$A_3 = C \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((d_f - 2 \cdot s_r)^2 - d_i^2) = C \cdot \frac{\pi}{4} (m^2(z - 7,9)^2 - d_i^2) \quad (8.1.12)$$

En el cas del primer i tercer engranatge, en ser d'una menor mida són més complicats de rebaixar i per tant es considerarà que $A_2 = 0$ i A_3 passarà a ser l'àrea per sota del diàmetre de peu menys el diàmetre de l'eix.

$$A'_3 = \frac{\pi}{4} (m^2(z^2 - 6,25) - d_i^2) \quad (8.1.13)$$

En resum, s'aplicarà un factor $C = 0.7$ a l'àrea A_3 , i a l'hora de multiplicar per obtenir el volum, aquest àrea serà multiplicada per la meitat del gruix corresponent de l'engranatge. A més, s'imposen la mida dels eixos que es coneixen d'un predimensionament: $d_{i1} = 20mm$, $d_{i2} = d_{i3} = 30mm$ i $d_{i4} = 47mm$.

Per tant, la funció objectiu del problema queda de la següent manera.

$$\begin{aligned} \text{f. o.} &= \min\{m_1 + m_2 + m_3 + m_4\} \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (m_{12}z_1 - d_{i1})^2 b_{12}\rho + \dots \\ &\dots + \frac{\pi}{4} m_{12}^2 (15,3z_2 - 57,285) b_{12}\rho + 0,7 \frac{\pi}{4} (m_{12}^2 (z_2 - 7,9)^2 - d_{i2}^2) \frac{b_{12}}{2} \rho + \dots \\ &\dots + \frac{\pi}{4} \cdot (m_{34}z_3 - d_{i3})^2 b_{34}\rho + \dots \\ &\dots + \frac{\pi}{4} m_{34}^2 (15,3z_4 - 57,285) b_{34}\rho + 0,7 \frac{\pi}{4} (m_{34}^2 (z_4 - 7,9)^2 - d_{i4}^2) \frac{b_{34}}{2} \rho \end{aligned} \quad (8.1.14)$$

Per tal d'agilitzar el càlcul es realitza primer un càlcul sense la restricció de que el número de dents de cada engranatge sigui un número enter, ja que aquesta restricció complica el càlcul d'una manera significativa. D'aquesta manera, es poden descartar les opcions que no tenen una solució que satisfà les condicions donades anteriorment sense comptar la restricció de números enters, i estalviar temps de càlcul. A més, la solució que s'obtingui d'aquest primer càlcul es farà servir com a població inicial del problema amb la restricció d'enters, de manera que es comença amb una població que compleix amb la gran majoria de restriccions, i resulta més fàcil que l'algorisme arribi a una solució factible. Cal aclarir que aquest mètode no garanteix trobar un mínim absolut, i que les solucions a les que arriba depenen sobretot de la població inicial. Per tal de trobar l'òptim caldria una potència de càlcul molt elevada a més de generar un número d'iteracions molt gran, ja que la restricció de nombres enters complica molt el càlcul. És per això que els resultats obtinguts serviran com a valors guia per decidir el disseny final, a més assegurant que com a mínim són òptims locals, o sigui que tot i no ser la solució òptima serà bastant bona. Un exemple de resultats obtinguts amb aquest algorisme es presenta a la Taula 8.1.

m_{12}	m_{34}	z_1	z_2	z_3	z_4	b_{12}	b_{34}	$f.o.$
1	1	71	109	58	138	13,2	26,2	242403,7
1	2	56	66	35	104	24,6	26,8	479529,9
2	2	33	52	30	70	16,0	26,5	293331,9
1	3	56	68	31	61	25,0	27,0	486621,4
2	3	27	42	25	59	24,4	25,4	433236,6
3	3	25	38	20	49	12,9	26,0	343058,8
1	4	61	54	23	48	24,8	26,9	540847,9
2	4	29	34	18	51	24,9	27,0	563860,4
3	4	19	33	19	40	21,7	26,2	449071,6
4	4	18	32	18	32	21,7	25,3	436436,0

Taula 8.1 – Exemple de resultats obtinguts en aplicar el programa d'optimització genètic

Com es pot comprovar, les combinacions de mòduls més petites aconsegueixen reduir el pes més que altres combinacions amb mòduls més grans. Cal indicar que quan més petit és el mòdul, les dents són d'una mida inferior i les tensions per flexió al peu de la dent són més crítiques, factor que no s'ha incorporat com influència en el problema d'optimització. El pes mínim el trobem amb la primera combinació de la taula, amb els dos engranatges de mòdul 1, però presenta el problema de flexió al peu que s'ha comentat i fa que el seu ús sigui inviable. La tercera combinació presenta el segon millor pes d'aquests resultats i a més les dents són suficientment resistents com per aguantar les sol·licitacions establertes.

L'elecció final dels engranatges és la següent:

Etapa		1		2		
Mòdul	m	2		2		mm
Angle normal de funcionament	α_n	20		20		°
Angle helicoïdal	β	0		0		°
Número de dents	z	33	52	30	70	dents
Amplada de les dents	b	18		27		mm

Taula 8.2 – Elecció final dels engranatges.

8.1.3. Càlcul d'engranatges

El càlcul dels engranatges es farà seguint les pautes establertes per la norma ISO 6336. La norma ISO 6336 es divideix en cinc parts que estableixen els principis bàsics i els factors generals d'influència pel càlcul de la capacitat de càrrega d'engranatges cilíndrics, tant de dentat recte com de dentat helicoïdal [13][14][15]. Amb aquest procediment es calcula la capacitat de càrrega basada en el picat superficial del flanc de treball de la dent i la fallida a flexió del peu de la dent.

Els factors d'influència que es presenten en aquest mètode són derivats de resultats empírics de la recerca de l'aplicació d'engranatges. Cal distingir entre els factors que són determinats mitjançant la geometria de l'engranatge o han estat establerts per conveni, i els factors que presenten diferents influències i es consideren independents entre si. La norma preveu el càlcul d'aquests factors de diferents maneres, denominats com A, B i C.

- Mètode A. Els factors són derivats de proves de càrregues a escala real, mesures precises, ampli anàlisi matemàtic o una combinació de les anteriors. Aquest mètode no és gaire utilitzat per les següents raons: les relacions rellevants no s'han investigat suficient, els detalls de les condicions de treball són incomplets, indisponibilitat de material adient de mesura i que el cost de l'anàlisi excedeixi el seu valor.
- Mètode B. Els factors són derivats amb prou precisió per la majoria d'aplicacions. S'estableixen les suposicions fetes per trobar els factors, que cal determinar si son adients per les condicions donades.
- Mètode C. Es fan servir simplificacions aproximades per alguns factors. Com en el mètode B, es llisten les suposicions i cal jutjar en cada cas la seva validesa en el cas d'estudi.

Es considera el mètode A superior al B, i el B superior al C. En el cas que ens ocupa es farà servir sempre que es pugui el mètode B, ja que el A no es pot aplicar per les raons establertes amb anterioritat i el B és més complet i fiable que el C.

Ja que aquests mètodes de càlculs són llargs i complexos, i a l'etapa de disseny s'han de comprovar diferents opcions de manera ràpida, s'opta per desenvolupar un programa mitjançant MATLAB, que

segons uns paràmetres d'entrada com poden ser les característiques geomètriques dels engranatges, les propietats dels materials i les condicions de treball, pugui calcular la capacitat de càrrega dels engranatges introduïts (Annex C). En aquest programa també s'incorpora el càlcul d'altres elements de transmissió que afecten a les condicions de treball dels engranatges, amb l'objectiu d'obtenir uns resultats més precisos. A continuació s'explicarà la base de càlcul i els seus fonaments sense entrar en detall de com es calcula cada paràmetre exactament.

8.1.3.1. Factors d'influència

En aquest apartat s'explicarà quins son els factors d'influència que s'introdueixen en el càlcul i com s'estima el seu valor.

Factor d'aplicació K_A

El factor K_A ajusta la càrrega nominal per tal de compensar càrregues incrementals de fonts externes. Aquestes càrregues addicionals tenen gran dependència de les característiques de la màquina conductora i de la màquina conduïda.

Per aplicacions que es veuen sotmeses a pics de càrrega cíclics, aquest valor es pot calcular com la divisió entre el parell de pic i el parell nominal, i les dades nominals es fan servir pel càlcul de la capacitat de càrrega. Si l'engranatge es veu sotmès a un nombre limitat de càrregues conegudes, aquesta influència pot ser coberta per mitjans de càlculs de fatiga acumulada, o per un factor d'aplicació augmentat que representi l'espectre de càrrega. Els valors guia que es recomanen segons la característica de la màquina conduïda i la conductora son els següents:

Característica de treball de la màquina conductora	Característica de treball de la màquina conduïda			
	Uniforme	Impactes lleugers	Impactes moderats	Impactes forts
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Impactes lleugers	1,10	1,35	1,60	1,85
Impactes moderats	1,25	1,50	1,75	2,00
Impactes forts	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Taula 8.3 – Valors guia del factor d'aplicació segons la norma ISO 6336-6

Factor dinàmic K_V

El factor dinàmic té en compte un marge degut als efectes de la precisió del dentat de l'engranatge respecte a la velocitat i càrrega d'aquest. Es pot definir com la divisió entre el parell total a la connexió entre les rodes dentades i el parell que es produiria si els engranatges fossin perfectes, és a dir, si no tinguessin cap desviació de fabricació ni cap deformació que provoqui un error de transmissió en el punt de treball. Aquest factor es veu influenciat tant per paràmetres de disseny com per desviacions en la fabricació. Els factors més influents són:

- Paràmetres de disseny: velocitat perifèrica, càrrega a la dent, inèrcia i rigidesa dels elements rotatoris, variació de la rigidesa de la dent, propietats del lubricant, rigidesa dels rodaments i de l'estructura de la carcassa i velocitats crítiques i vibracions internes de l'engrenatge.
- Fabricació: desviacions en el diàmetre de funcionament, oscil·lació circular de les superfícies de referència respecte a l'eix de rotació, desviacions del flanc de la dent, etc.
- Pertorbacions a la transmissió. Tot i que el parell i la velocitat d'entrada siguin constants, es poden produir vibracions significatives de les masses dels engranatges i es produeixen càrregues dinàmiques a la dent. Aquestes càrregues són degudes als desplaçaments relatius entre la parella d'engrenatges en resposta a l'error de transmissió. L'error de transmissió es defineix com la diferència de velocitat angular entre una parella de rodes dentades. Aquest error es degut a les desviacions de la fabricació esmentades anteriorment, i a les condicions d'operació i deformacions produïdes en aquestes.
- Resposta dinàmica. Les càrregues dinàmiques es veuen influenciades per les masses dels engranatges, eixos i altres components, així com per la seva rigidesa.
- Ressonància. Quan les freqüències d'excitació coincideixen o s'apropen a les freqüències natural del sistema d'engrenatges, la vibració ressonant pot provocar grans càrregues dinàmiques a les dents.

Per calcular aquest factor segons el mètode B, es fa la suposició de que la parella d'engrenatges és un únic sistema de massa i molla, combinant la massa de pinyó i roda, i sent la rigidesa la rigidesa de contacte de les dents. Es suposa també que cada parell d'engrenatges funciona com una única etapa de tal manera que la resta d'etapes que podria haver en el sistema són ignorades. Aquesta simplificació és assumible si la rigidesa torsional de l'eix és relativament baixa. Per tant, les càrregues degudes a vibracions torsionals dels eixos i masses acoblades no es tenen en compte.

També es considera que l'esmoreïment a l'engranament té un valor mitja i no es consideren altres fonts d'esmoreïment com per exemple als rodaments, fricció entre diferents components, etc. Per aquesta raó aquest mètode proporciona càrregues dinàmiques lleugerament superiors a les reals.

El rang de velocitats de treball es divideix en tres: el rang subcrític, el rang principal de ressonància i el rang supercrític. Es determina el rang de treball mitjançant el rati de ressonància N , tal i com es defineix a l'equació (8.1.15).

- Rang subcrític ($N < 1$). En aquest rang poden existir ressonàncies si la freqüència d'engranament coincideix amb $N=1/2$ i $N=1/3$, i per tant el factor dinàmic pot ser elevat, tot i que el risc es petit per qualitats elevades. Les freqüències corresponents a $N=1/4$, $1/5...$ no són habitualment problemàtiques ja que les amplituds corresponents a aquestes freqüències són habitualment petites.

- Rang principal de ressonància ($N=1$). S'ha d'evitar treballar en aquest rang, especialment amb dentats rectes sense modificacions o engranatges helicoidals de qualitats inferiors a 6 segons la norma ISO 1328-1.
- Rang supercrític ($N < 1$). Els mateixos requeriments de precisió que en el rang anterior. Normalment les amplituds que es produeixen a $N=2,3\dots$ son petites.

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (8.1.15)$$

$$n_{E1} = \frac{30\,000}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_{\gamma\alpha}}{m_{red}}}$$

On n_1 és la velocitat de gir del pinyó expressada en min^{-1} , m_{red} és la massa reduïda de la parella d'engranatges per unitat d'amplada en referència a la línia d'acció (kg/mm), un valor aproximat de la qual s'obté de l'equació (8.1.16), i $c_{\gamma\alpha}$ és la rigidesa mitjana d'engranament ($\text{N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})$).

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4)\rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^4)\rho_2 u^2}} \quad (8.1.16)$$

$$d_{m1,m2} = \frac{d_{a1,a2} + d_{f1,f2}}{2}; \quad q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}}; \quad q_2 = \frac{d_{i1}}{d_{m2}}$$

Com que hi ha rigideses que no es tenen en compte en aquest càlcul simplificat, s'estableix un rang de seguretat quan ens trobem dins del rang principal de ressonància de tal manera que aquest rang queda finalment definit per $N_S < N \leq 1,15$, on el límit inferior N_S es defineix de la següent manera:

$$\begin{cases} N_S = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{100 b}} & \text{si } \frac{F_t K_A}{b} < 100 \text{ N/mm} \\ N_S = 0,85 & \text{si } \frac{F_t K_A}{b} \geq 100 \text{ N/mm} \end{cases} \quad (8.1.17)$$

Un cop determinat en quin rang de treball es troba l'engranatge es determina el valor del factor dinàmic trobant una sèrie de paràmetres diferents per cada cas que tenen en compte l'efecte de la desviació de les dents i la modificació del perfil sota càrregues dinàmiques.

Factors de càrrega de flancs $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$

Els factors de càrrega de flanc $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$ tenen en compte els efectes d'una distribució de càrrega no uniforme sobre l'amplada de la dent en les tensions de picat superficial i en la tensió de flexió al peu de la dent respectivament. La distribució de càrregues no uniforme ve influenciada per factors com la precisió de fabricació de l'engranatge, l'alineació dels eixos de rotació, les deformacions elàstiques dels elements de transmissió (eixos, rodaments, suports, etc.), el joc intern dels rodaments, deformacions de les dents de l'engranatge sota càrrega i altres possibles deformacions o desplaçaments relatius degudes a la rotació dels elements.

El factor $K_{H\beta}$ es defineix com la màxima intensitat de càrrega que es produeix en l'amplada de la dent dividida pel valor mitjà d'aquesta intensitat, entenent la intensitat de càrrega com la càrrega local per unitat de longitud d'amplada (F/b).

$$K_{H\beta} = \frac{\left(\frac{F}{b}\right)_{max}}{\left(\frac{F_m}{b}\right)} \quad (8.1.18)$$

Per tal de determinar el valor d'aquest factor cal tenir en compte les rigideses dels diferents elements elàstics del sistema. La rigidesa de l'engranament es calcula com s'explica en l'Annex C. Les deformacions a flexió i a torsió del cos de l'engranatge es consideren com si l'engranatge formés part del seu eix. Si l'engranatge es munta a l'eix mitjançant un ajust, també es pot considerar que l'eix queda rigiditzat fins a un diàmetre mig entre el forat de l'engranatge i el diàmetre del cos de l'engranatge, com s'observa a la Figura 9.6. Les deformacions dels eixos a flexió i torsió s'han de calcular segons la teoria lineal de flexió. Aquests desplaçaments

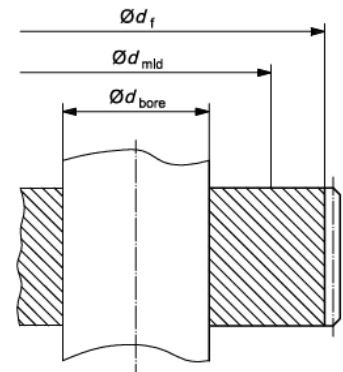


Figura 9.6 – Diàmetre mitjà entre eix i engranatge

poden estar causats per qualsevol engranament del sistema i càrregues externes d'altres components. Respecte als rodaments, cal tenir en compte el seu joc intern i la seva rigidesa, en els casos que no es conegui aquest valor s'han d'escollir un valor màxim i mínim orientatiu per tal de poder conèixer la seva influència. Cal considerar també altres possibles deformacions elàstiques de la caixa i els seus suports.

Per tal de calcular el valor d'aquest paràmetre, s'integra el càlcul dels eixos en el programa de càlcul dels engranatges, que calcula les deformacions dels eixos amb les càrregues donades tal i com s'estipula a l'Annex C. Un cop calculat el desplaçament dels dos eixos en el pla de funcionament, es calcula la distància que existeix entre les dents per tota l'amplada de l'engranatge deguda a les deformacions esmentades (δ), per un nombre donat de punts. Aquesta distància es tanca en aplicar càrrega als engranatges degut a la elasticitat dels mateixos, i la rigidesa de la qual considerarem com una constant de manera que per a un punt i s'estableix:

$$L_{\delta i} = \delta_{ti} C_{\gamma m} \quad (8.1.19)$$

On L_{δ} és la intensitat de càrrega per unitat d'amplada, δ_t és la deformació elàstica de la dent en un cert punt de l'amplada i $c_{\gamma m}$ és la constant de rigidesa de l'engranament.

Es realitza un primer càlcul considerant una intensitat de càrrega igual per tots els punts d'estudi de l'amplada de l'engranatge, de manera que la càrrega és uniforme. Amb el resultat de les deformacions degudes a aquesta càrrega uniforme és calculen les noves intensitats de càrrega, considerant que la

diferència d'intensitat entre dos punts és proporcional a la diferència en la distància entre les dents de l'engranament.

$$L_{\delta_i} - L_{\delta_j} = (\delta_j - \delta_i)C_{\gamma m} \quad (8.1.20)$$

Mitjançant aquestes relacions es pot recalculer la nova intensitat de càrrega per els punts. Amb aquesta nova càrrega es torna a calcular les deformacions als rodaments i eixos, fins que de manera iterativa s'arriba a la solució final.

El factor de càrrega de flanc per flexió al peu de la dent $K_{F\beta}$ també depèn de les variables esmentades anteriorment, i a més en la relació entre amplada de dent i alçada de la dent.

Factors de càrrega transversal $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$

Els factors de càrrega transversal té en compte la càrrega no uniforme entre diverses dents que estan en contacte simultani. Les majors influències són de la deformació de les dents sota càrrega, precisió en la fabricació de l'engranatge i efectes de desalineació dels eixos. Per engranatges de bona precisió, aquests coeficients prenen el valor pròxim a la unitat. El mètode B es basa en l'assumpció de que el factor més important per determinar la distribució de càrrega entre diferents dents és la desviació mitjana del pas base.

8.1.3.2. Càlcul de picat superficial

El picat superficial es produeix quan s'originen esquerdes a la superfície de la dent per fatiga en el contacte d'aquestes. Normalment es produeixen degut a un contacte entre metall-metall per una lubricació insuficient i unes pressions de contacte més grans de la permisible. Això provoca que part de material del flanc de la dent es desprengui deixant petits forats en aquestes cares. Fins a quin punt aquests forats es poden permetre depèn en el camp d'aplicació i en el criteri de disseny.

El càlcul es basa en la teoria de pressió superficial de Hertz. Es calcula aquesta pressió superficial quan el contacte es produeix al diàmetre de funcionament i al punt interior de la dent, i es fa servir el valor màxim d'entre els dos per determinar la capacitat de càrrega. En engranatges rectes, normalment el punt més crític es troba al punt interior de l'engranament per al pinyó i al diàmetre de funcionament per la roda. La pressió superficial al diàmetre de funcionament per una força tangencial donada es troba com:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (8.1.21)$$

On els factors són:

- Z_H : factor de zona que considera les curvatures del flanc en el diàmetre de funcionament.

- Z_E : factor elàstic que té en compte les propietats de mòdul elàstic i coeficients de Poisson dels materials del pinyó i de la roda.
- Z_ϵ : factor de recobriment està relacionat amb la influència de la longitud de contacte efectiva de cada dent i la influència del contacte de més d'una.
- Z_β : factor helicoidal, té en compte els efectes de l'angle helicoidal.

Incorporant els factors d'influència descrits anteriorment en aquest apartat:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} Z \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (8.1.22)$$

On el factor Z es un factor que transforma la pressió superficial que es produeix al diàmetre de funcionament al punt interior de contacte únic de l'engranament, i es designa com Z_B per al pinyó i com a Z_D per la roda. Si aquest valor és inferior a la unitat no es tindrà en compte per tal de considerar la pressió superficial de contacte en el punt més crític.

Aquest valor σ_H de pressió superficial ha de ser inferior a σ_{HP} , que és la pressió superficial permissible que es calcula mitjançant corbes S-N obtingudes de proves fetes al material que es faci servir. El mètode B proporciona valors per a certs materials i tractaments tèrmics d'ús comú en la fabricació d'engranatges. Es caracteritzen les corbes mitjançant un valor σ_{Hlim} i un coeficient de vida limitada Z_{NT} . A més, per tenir consideració de la diferència entre les condicions en les que s'han extret aquestes dades i les condicions en les que treballa la parella d'engranatges sotmesos al càlculs s'incorporen una sèrie de factors que tenen en compte la influència del lubricant, de la rugositat superficial, de la velocitat linear al diàmetre de funcionament, de la diferent duresa superficial dels engranatges i de la mida de les dents (Z_L, Z_R, Z_V, Z_W, Z_X respectivament).

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad (8.1.23)$$

A la Figura 8.7 es pot observar un exemple de corba S-N, aquests gràfics representen el valor de la tensió respecte al nombre de cicles a partir dels quals el material comença a fallar per fatiga. Es poden diferenciar tres trams diferents, en el primer, anomenat estàtic, la pressió superficial admissible no es modifica segons el nombre de cicles per tant en aquest rang es negligeix l'efecte de la fatiga del material de tal manera que per qualsevol nombre de cicles la pressió admissible és la mateixa que per una única càrrega estàtica.

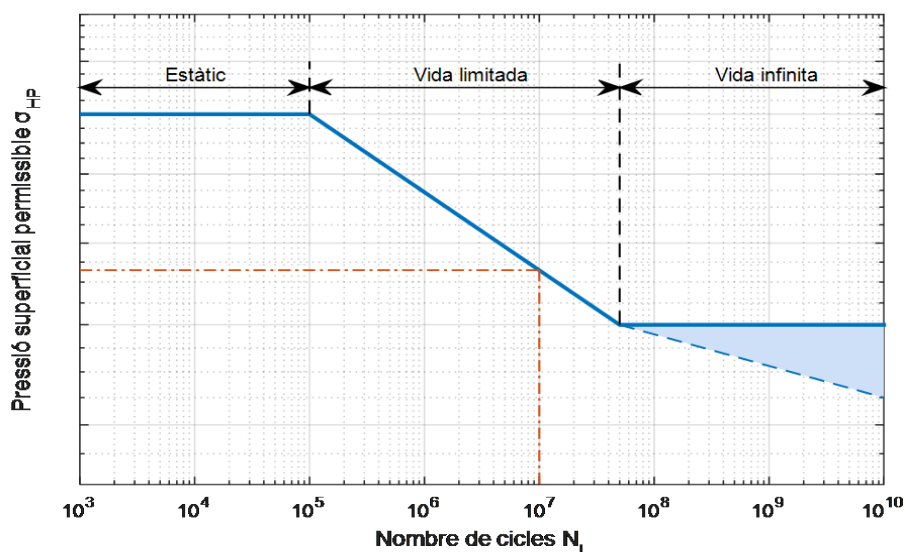


Figura 8.7 - Exemple de corba S-N

En el segon tram de vida limitada, la pressió superficial admissible disminueix a mesura que augmenta el nombre de cicles. A partir de cert nombre de cicles es considera que si no es supera el valor de pressió especificat, el material pot aguantar un número infinit de cicles. La norma ISO només contempla fins 10^{10} cicles, i en el rang de vida infinita declara un rang de pressions permissibles de tal manera que a 10^{10} cicles aquest valor pot variar entre el valor inicial i el 85% d'aquest, l'elecció del qual depèn de l'exigència i de si l'aplicació de l'engranatge és crítica i com d'admissible és que apareguin petites esquerdes.

8.1.3.3. Càlcul a flexió del peu de la dent

La base d'aquest càlcul és la tensió que es produeix a la base de la dent de l'engranatge en la direcció de l'alçada d'aquest, i que no ha de superar la tensió màxima de flexió del material. La càrrega que transmet l'engranatge provoca tensions a tracció a la cara que treballa i a compressió a la oposada. Aquestes tensions són les que fan aparèixer esquerdes, que acostumen a iniciar-se a la cara d'esforços a compressió. Aquestes esquerdes rarament porten a la fallada de l'engranatge si les dents tenen una forma convencional i la càrrega es unidireccional, i son més propenses a provocar la fallada les esquerdes originades a la cara que pateix a tracció. En el cas en el que la càrrega canvia de direcció en cada revolució, com pot ser el cas d'una roda boja, la càrrega admissible es redueix considerablement i s'ha de tenir en compte en el càlcul, ja que la base de la dent en aquest cas està sotmesa a un cicle de fatiga doble que fluctua entre tracció i compressió. La fallada de la dent en aquest cas és més crítica que en el cas anterior de picat superficial, ja que el trencament d'una dent pot provocar la fallada de tota la resta del conjunt de transmissió.

El mètode B de la normativa ISO 6336-3 determina la càrrega del peu de la dent com el producte de de l'esforç nominal al peu de la dent (σ_{F0}) i factors correctors. Es suposa que l'esforç més significatiu

es produeix quan la càrrega es produeix al punt més exterior de la línia de contacte entre els engranatges.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (8.1.24)$$

La tensió nominal al peu de la dent es calcula com:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (8.1.25)$$

On:

- F_t : força tangencial
- b : amplada de l'engranatge
- m_n : mòdul normal
- Y_F : factor de forma, té en compte la influència en la tensió nominal al peu de la dent de la forma de la dent amb una càrrega aplicada al punt exterior de contacte d'una única dent.
- Y_S : factor de correcció de tensió. Té en compte l'efecte amplificador de la tensió del canvi de secció al peu de la dent i el fet de que l'avaluació de la tensió al peu de la dent és més complexa que l'anàlisi simplificat presentat.
- Y_β : factor helicoidal, que compensa el fet de que les tensions als engranatges helicoidals son menors que les resultants dels càlculs amb els engranatges rectes virtuals amb els que s'avaluen els engranatges helicoidals.
- Y_B : factor d'amplada de la base de la dent, que té en compte l'efecte de les tensions a engranatges amb bases estretes.
- Y_{DT} : factor de dent profunda, que ajusta la tensió calculada per engranatges d'alta precisió que tenen un recobriment en el rang de $2 \leq \epsilon_{\alpha n} < 2,5$.

De manera similar al càlcul de picat superficial, la tensió permissible es calcula segons uns valors donats a la normativa ISO que depenen del material i el nombre de cicles (σ_{Flim} i Y_{NT}). També s'introdueixen uns altres coeficients que es descriuen a continuació:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{NT} Y_{ST} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (8.1.26)$$

- Y_{ST} : factor corrector de la tensió que considera la diferència de mida entre l'engranatge que es calcula i els engranatges de test d'on s'han estret les dades anteriors.
- $Y_{\delta relT}$: factor relatiu de sensibilitat a l'entalla. És el quocient entre la sensibilitat a l'entalla de l'engranatge d'interès i la de l'engranatge estàndard de prova.
- Y_{RrelT} : factor relatiu de la rugositat superficial. Quocient entre el factor de rugositat superficial de l'engranatge d'estudi i el de l'engranatge de referencia.

- Y_x : factor de mida que té en compte la influència de la mida en la tensió al peu de la dent.

8.1.3.4. Càlcul amb espectre de càrrega

Tots els càlculs explicats en els apartats anteriors són vàlids per un estat de càrrega donat i únic. Si volem tenir en compte els diferents estats de càrrega que s'estableixen a l'apartat 7, i la seva influència en la fallada per fatiga del material caldrà incorporar un altre eina de càlcul que consideri aquests diferents estats de càrrega i el seu efecte. El mètode ISO fa servir la regla de Palmgren-Miner, que és un mètode de dany acumulatiu lineal que es fa servir àmpliament. Aquesta regla parteix de la hipòtesi de que la porció de vida a fatiga que fa servir un nombre de cicles d'esforç repetits és igual a la proporció del nombre total de cicles durant la vida a fatiga a un nivell d'esforç donat segons la corba S-N del material, equació (8.1.27), on n_i és el nombre de cicles d'un estat de càrrega i N_i és el nombre de cicles fins la fallida en aquest mateix estat de càrrega.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (8.1.27)$$

L'ordre en el que s'apliquen els diferents estats de càrrega no es té en compte en aquest mètode. Es calculen les tensions de picat superficial i flexió al peu de la dent, amb els seus respectius factors que siguin dependents de la càrrega (σ_{H_i} i σ_{F_i}). Per a cada estat de càrrega es calcula llavors el valor del dany individual, definit com:

$$U_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (8.1.28)$$

La suma de tots els danys individuals és per tant:

$$U = \sum U_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (8.1.29)$$

Per tal de trobar el factor de seguretat, es segueix el procediment iteratiu descrit a la Figura 8.8.

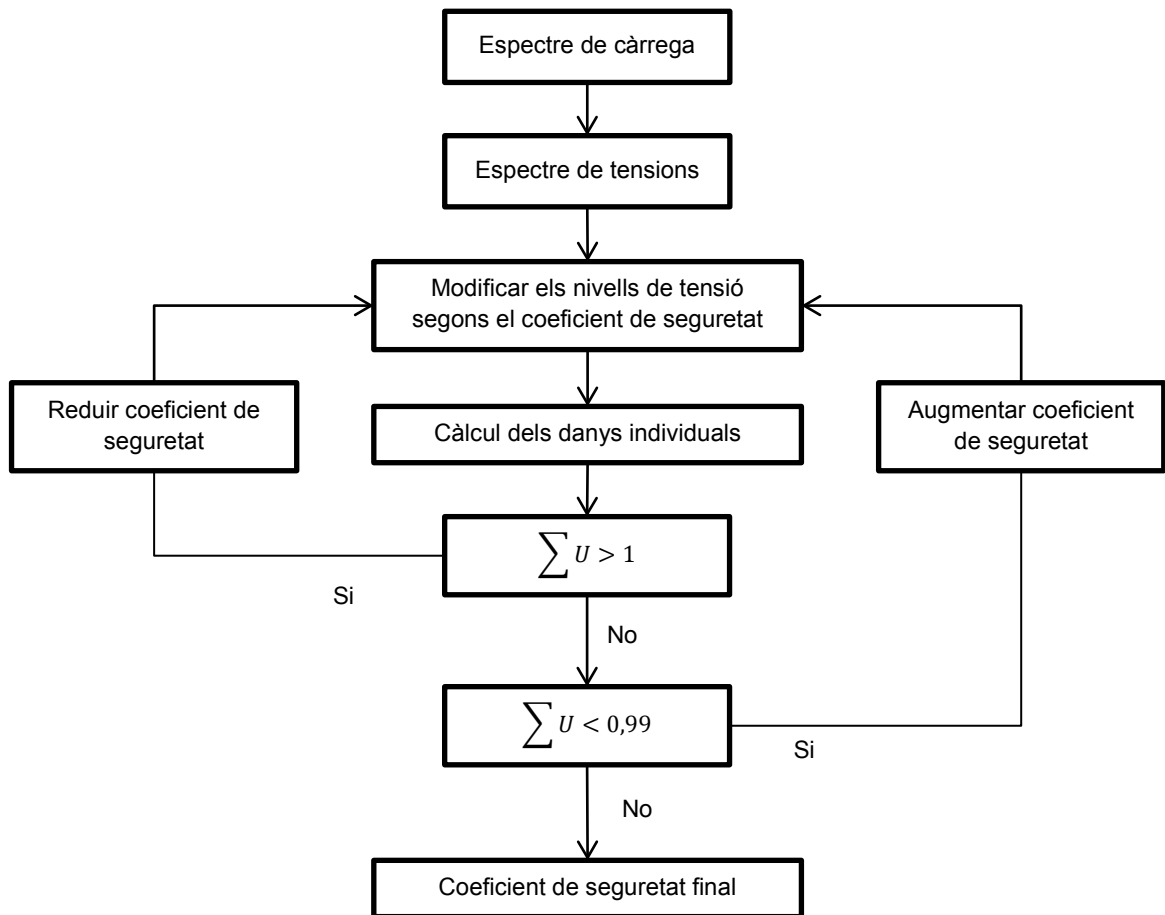


Figura 8.8 – Diagrama de flux per la determinació del coeficient de seguretat per un espectre de càrrega donat

8.1.3.5. Resultat final

Seguint els mètodes exposats en els apartats anteriors, i fent servir el programa desenvolupat tal i com s'explica a l'annex C podem obtenir el resultat final del càlcul dels engranatges.

Per tal d'obtenir aquest resultat, cal introduir certes dades d'entrada que son les següents:

Dades d'entrada al programa						
Engranatge		1	2	3	4	
Dades geomètriques						
Mòdul	m	2		2		mm
Angle normal de funcionament	α_n	20		20		°
Angle helicoïdal	β	0		0		°
Número de dents	z	33	52	30	70	dents
Amplada de les dents	b	18		27		mm
Coeficient de desplaçament de perfil	x	0	0	0	0	--
Qualitat (ISO 1328)	Q	6	6	6	6	--
Diàmetre forat interior	d_i	24	28	28	47	mm
Diàmetre interior de la corona	d_{bi}	24	88	28	124	mm
Gruix de l'ànima	b_s	18	8	27	7	mm
Materials i lubricació						
Tensió de flexió límit	σ_{Flim}	530	530	530	530	MPa
Tensió de picat superficial límit	σ_{Hlim}	1500	1500	1500	1500	MPa
Mòdul de Young	E	206	206	06	206	GPa
Profunditat de rugositat mitjana al peu	R_{zF}	20	20	20	20	μm
Profunditat de rugositat mitjana al flanc	R_{zH}	4,8	4,8	4,8	4,8	μm
Viscositat de l'oli a 40°C	ν_{40}	103,63				mm^2/s
Perfil de referència <i>Cremallera bàsica ISO 53</i>						
Coeficient d'alçada de peu	h_{fp}^*	1,25	1,25	1,25	1,25	--
Factor de radi de peu	ρ_{fp}^*	0,38	0,38	0,38	0,38	--
Coeficient d'alçada de cap	h_{ap}^*	1,0	1,0	1,0	1,0	--
Toleràncies						
Gruix de dent (DIN 3967)		cd25	cd25	cd25	cd25	--
Esforços						
Parell de referència de pinyó (màxim)	T	240		378,2		Nm
Velocitat de referència de pinyó	n	3183,1		2020,0		min^{-1}
Hores de servei	N	100				h
Espectre de càrrega	<i>Definit a la Taula 8.5</i>					

Taula 8.4 – Dades d'entrada al programa per realitzar el càlcul d'engranatges

D'acord amb la Taula 7.1, l'espectre de càrrega que s'introdueix al programa és de la següent manera:

Interval	Freqüència (%)	Factor de velocitat (n/n_{ref}) [min^{-1}]	Factor de parell (T/T_{ref}) [Nm]
1	0,64	0,079	1,000
2	0,50	0,236	1,000
3	2,52	0,393	1,000
4	20,93	0,550	1,000
5	31,74	0,707	0,988
6	19,23	0,864	0,981
7	14,41	1,021	0,958
8	5,63	1,178	0,849
9	3,33	1,335	0,749
10	1,06	1,492	0,670

Taula 8.5 – Espectre de càrregues pel càlcul d'engranatges

Els resultats obtinguts pel parell i velocitat de referència es mostren a l'Annex C. Els coeficients de seguretat per les condicions especificades son els següents:

		Engranatge			
		1	2	3	4
Coefficient de seguretat de flexió al peu de la dent	SF_i	1,3913	1,4204	1,2719	1,3133
Coefficient de seguretat de picat superficial	SH_i	1,1052	1,1645	1,0911	1,2005

Taula 8.6 – Coeficients de seguretat resultants

Es comprova que el valor crític és el de picat superficial, sent els coeficients de seguretat més petits en els dos pinyons, amb un valor aproximadament de 1,1. Segons la normativa DIN3990, per aplicacions industrials, es recomana un coeficient mínim de seguretat de flexió de 1,4 i un coeficient mínim de picat de flanc de 1,0. Això es degut a que una fallada a flexió de la dent, pot provocar la fallada de la resta d'engranatges de la transmissió, mentre que el picat superficial és menys crític ja que provoca desprendiment de material del flanc, que pot danyar les dents que contactin amb la dent danyada sense produir la fallada de la resta del tren d'engranatges. Per tant es donen per vàlids i suficients aquests coeficients de seguretat, tenint en compte que les càrregues amb les que s'han calculat són superiors a les que rebrà el cotxe. Per comprovar això es calculen els coeficients de seguretat amb l'espectre de càrregues que s'obté de l'adquisició de dades després de les competicions i s'obtenen els resultats de la Taula 8.7.

		Engranatge			
		1	2	3	4
Coeficient de seguretat de flexió al peu de la dent	SF_i	1,8186	1,9195	1,7397	1,8849
Coeficient de seguretat de picat superficial	SH_i	1,3469	1,4192	1,3386	1,4730

Taula 8.7 – Coeficients de seguretat resultants amb les dades de càrrega reals

8.1.4. Fabricació

Els mètodes de fabricació d'engranatges existents a l'actualitat inclouen el mecanitzat, la forja, la fosa i el sinteritzat. Sent el mecanitzat de les més habituals, a més és la idònia per una producció única de quatre engranatges, sent els altres mètodes més adients per series llargues on es poden amortitzar el preu de fabricació dels diferents motlles necessaris.

Dins de la categoria de mecanitzats es troben els mètodes de generació i els mètodes amb eina de forma. Els mètodes amb eina de forma consisteixen en el tall dels successius espais entre les dents amb eines amb la forma desitjada, això presenta el gran inconvenient que per a cada mòdul i número de dents es necessita l'eina especial que té la forma corresponent. La fabricació per generació consisteix en la generació d'un dentat conjugat a partir d'un dentat conegut (el dentat de l'eina) a partir del moviment relatiu de les dues rodes (l'engranatge a fabricar i l'eina dentada). En aquest últim cas només fa falta una eina per cada mòdul diferent i a més es



Figura 9.9 – Engranatges de la transmissió del CAT08e

poden fer dentats amb desplaçament, canviant la posició relativa entre els eixos de les dues rodes. En el cas que ens ocupa, al no existir desplaçament en el perfil de les dents, qualsevol dels dos mètodes és vàlid i dependrà de la maquinaria disponible per l'empresa que fabrica els engranatges.

Un cop se li ha donat la forma inicial als engranatges, se'ls hi fa un tractament tèrmic de cementació, per tal d'augmentar la seva duresa, tal i com s'ha comentat anteriorment. Aquest procés, que permet arribar fins a 62 HRC per tal de poder suportar les grans pressions superficials de contacte, provoca també petites distorsions en la forma del perfil de la dent que poden comportar inexactituds en el funcionament dels rodaments. Per tal d'evitar aquestes incorreccions es fa un procés de rectificat posterior al tractament tèrmic. En aquest procés de rectificat, es fan servir materials abrasius que repassen la forma original de la dent, eliminant així el material sobrant que s'hagi distorsionat degut al tractament, i assegurant d'aquesta manera el bon engranament entre les diferents rodes dentades.

Per últim, es mecanitza la part central dels engranatges que encaixaran amb els eixos, assegurant la seva concentricitat amb el diàmetre de funcionament de l'engranatge. També es fa l'allotjament de les xavetes que es faran servir per transmetre el parell entre engranatge i eix en el cas dels tres primers engranatges i l'estriat que encaixa amb el diferencial de l'últim engranatge, a més del buidat per tal de rebaixar pes dels engranatges de major mida.

8.2. Eixos

Els eixos són els encarregats de suportar els engranatges i rodaments, els quals van muntats sobre aquest. Pateix esforços a torsió deguts al parell transmès pels engranatges, als quals es solidari, i també flexió rotacional. Transmet la força de l'engranatge als rodaments, que es recolzen a la carcassa de la caixa d'engranatges. Al tractar-se d'un reductor de dues etapes, són necessaris tres eixos, un d'entrada que acobla el primer engranatge al motor, un eix intermedi on es troben els engranatges que actuen com a roda boja i un eix de sortida que connecta l'últim engranatge amb la sortida de la caixa d'engranatges, en aquest cas la junta homocinètica que transmet el parell al palier. Com que l'últim engranatge va muntat sobre el propi diferencial, el diferencial farà la funció d'eix de sortida, i per tant només cal dissenyar l'eix d'entrada i l'intermedi.

Per tal de començar amb el disseny d'aquests components, cal conèixer la geometria dels components i les càrregues que rebrà l'eix. Aquestes càrregues vindran donades pel parell màxim que pot donar el motor que correspon a 240 Nm a l'eix d'entrada i es veu multiplicat en les dues etapes del reductor.

Pel que respecta al material de fabricació, es contempla l'acer, d'ús habitual en aquest tipus d'aplicacions i també l'alumini 7075-T6 ja que resulta tres vegades més lleuger que qualsevol acer, aspecte de gran importància en un vehicle d'aquesta tipologia. En relació a la resistència dels materials, l'alumini presenta un límit elàstic superior a molts acers, però és tres vegades menys rígid, el que provoca més deformació sota la càrrega, situació que perjudica el contacte entre les dents dels engranatges, fent la transmissió de força més irregular i reduint per tant la vida útil dels engranatges. A més, al muntar els engranatges i rodaments que són d'acer sobre els eixos d'alumini mitjançant ajustos, es poden fer malbé les superfícies de l'eix ja que l'alumini presenta una duresa inferior als acers. Per qüestions de simplificació i per abaratir la fabricació, es decideix que la unió per transmetre el parell entre engranatge i eix sigui mitjançant xavetes, que són d'acer. Considerant també que al no ser un material d'ús generalitzat en aquest tipus d'aplicació no disposem de prou coneixement del seu comportament a fatiga per flexió i tenint en compte el poc temps que es disposa per dissenyar, fabricar i provar el sistema de transmissió i que una fallida d'un eix podria provocar la fallada d'altres parts del sistema es decideix optar per l'acer i obtenir un sistema més fiable tot i que aquesta alternativa comporti més pes. Es fa servir l'acer DIN 1.2349 o X153CrMoV12 que exposa una tensió de límit elàstic de 830 MPa aproximadament.

Per fer un primer dimensionament i poder establir una base a partir de la qual treballar, calculem el diàmetre mínim que hauria de tenir l'eix per tal de poder transmetre el parell, que es deriva de l'equació (8.2.1).

$$T = \frac{I_p}{r} \cdot \tau$$

$$r_{min} = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{T}{\tau_{max}}} \quad (8.2.1)$$

Per a un cilindre buit es ressol iterativament:

$$r_{o_{min}}^3 - \frac{r_i^4}{r_{o_{min}}} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{T}{\tau_{max}}$$

Imposant un valor de tensió tangencial de 250 N/mm², que correspon segons diversa bibliografia a la tensió tangencial a fatiga deguda a torsió alternativa del material, obtenim els valors de la Taula 8.8. Aquests valors només tenen en compte la tensió tangencial deguda a la torsió i per tant els diàmetres hauran de ser superiors ja que també es produeix una flexió a l'eix, però serveixen per tenir una primera idea per començar a iterar en el disseny.

Diàmetre interior (mm)	0	5	10	15	20	25	30
Diàm. exterior mínim primer eix (mm)	16,97	17,01	17,61	19,56	22,83	26,88	31,33
Diàm. exterior mínim segon eix (mm)	19,75	19,78	20,17	21,58	24,27	27,90	32,06

Taula 8.8 – Diàmetres mínims dels eixos per suportar el parell màxim

Com es pot observar, a mesura que augmentem el diàmetre interior, el diàmetre exterior mínim augmenta, però l'àrea total de la secció disminueix i per tant el pes de l'eix es menor. Es pot deduir que com més gran sigui el diàmetre exterior de l'eix, més lleuger pot ser aquest, però cal tenir en compte els diàmetres dels altres elements per tal de la seva integració en el conjunt sense que augmenti excessivament el volum, així com també el pes d'altres elements augmenta a mesura que augmenta aquest diàmetre, com per exemple els rodaments. Per tant, cal iterar per tal de trobar una solució de compromís entre la mida de tots els components. També serà important obtenir un eix rígid que no tingui una deformació elàstica elevada deguda a la flexió provocada per la força transversal del engranatge, i així assegurar un bon engranament entre les parelles.

8.2.1. Selecció i càlcul de rodaments

Un cop es té un primer disseny de la disposició dels eixos i la posició dels engranatges i rodaments sobre aquests, es poden calcular les forces que es produirien als rodaments deguts a l'aplicació de la força dels engranatges. Seguint la numeració presentada a la Figura 8.10, les reaccions als rodaments són les següents:

Rodament	Força [N]	Rodament	Força [N]	Rodament	Força [N]
1	2453,1	3	10310,6	5	2655,4
2	5286,0	4	8369,3	6	16017,5

Taula 8.9 – Reaccions als rodaments

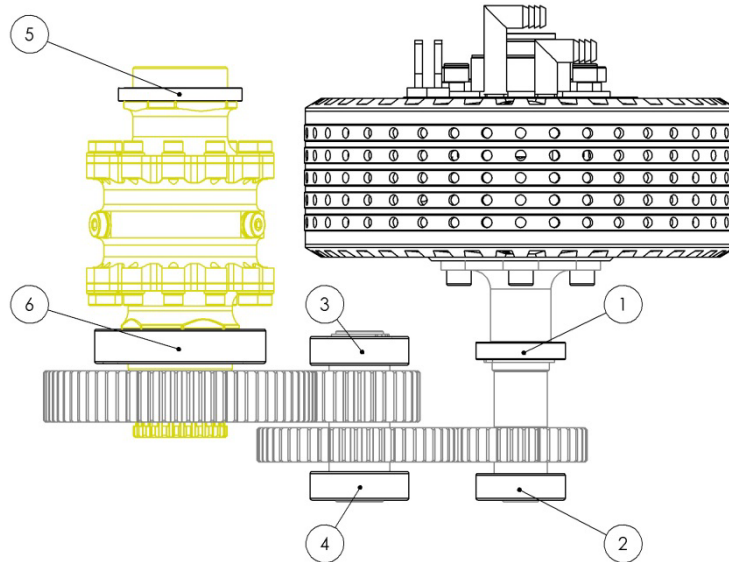


Figura 8.10 – Esquema de la disposició dels elements de la transmissió (Planta)

Coneixent la magnitud de les càrregues, es busquen rodaments adients per cada una de les posicions, tenint en compte les càrregues a suportar, el muntatge i desmuntatge del sistema i la massa de cada rodament, intentant minimitzar-la. Es fa servir l'assistent de selecció de rodaments de la pàgina web de Schaeffler [16], on imposant certes restriccions de càrregues i de mides es poden obtenir resultats filtrats de tot el catàleg de rodaments. Caldrà tenir en compte que els rodaments han de suportar principalment càrregues radials, sent les càrregues axials negligibles ja que només corresponen a les forces centrípetes del propi eix provocades per les acceleracions laterals del vehicle en funcionament, tot i que hauran de disposar algun tipus de retenció axial amb l'allotjament per tal d'evitar el desplaçament de l'eix en aquestes situacions.

Entre els diferents tipus de rodaments, els rodaments rígids de boles són els d'ús més habitual i amb els que l'equip disposa de més experiència degut al seu ús en altres prototips, però per suportar les càrregues indicades presenten masses elevades respecte a altres tipus de rodaments. Els rodaments que presenten menys pes respecte a la seva capacitat de càrrega són els rodaments d'agulles, però cal incorporar pistes d'acer enduredes per poder suportar les grans pressions superficials que es produeix en el contacte de les agulles amb l'eix. Els rodaments de contacte angular també presenten una bona relació capacitat de càrrega – pes, però presenten l'inconvenient de necessitar una precàrrega axial per tal de tenir un bon funcionament, això implica més complexitat en el muntatge i en el disseny dels allotjaments a la carcassa. Per últim es consideren els rodaments de corrons cilíndrics, que presenten un pes similar que els rodaments rígids de boles per dimensions similars

però disposen d'una capacitat de càrrega molt superior i una rigidesa més elevada, a més existeixen de tipus desmuntable on una de les pistes està separada de la resta del rodament de tal manera que funciona com a rodament lliure i pot acomodar el canvi de longitud de l'eix degut a l'expansió tèrmica que es produeix amb l'augment de temperatura de la caixa de transmissió. Per altra banda també existeixen del tipus no desmuntable que pot treballar com a rodament fix, evitant el desplaçament axial de l'eix de transmissió. Cal destacar també que els rodaments de corrons cilíndrics amb gàbia presenten un parell resistent inferior i per tant són més eficient que altres opcions per mides similars.

L'elecció final dels rodaments es mostra a la taula.

Rodament	Tipus	Referència	d (mm)	D (mm)	B (mm)	M (g)	Cr (N)	C0r (N)
1	Rígid de boles	61906	30	47	9	50	7400	4600
2	Corrons (lliure)	N204-E-TVP2	20	47	14	112	32500	24700
3	Corrons (fix)	NUP205-E-TVP2	25	52	15	145	34500	27500
4	Corrons (lliure)	N205	25	52	15	135	34500	27500
5	Rígid de boles	61810-2RSR-Y	50	65	7	52	7200	6300
6	Rígid de boles	6011-2RSR	55	90	18	410	30000	21200

Taula 8.10 – Elecció final de rodaments

On d , D i B són dades geomètriques del rodament i corresponen al diàmetre interior, a l'exterior i a l'amplada del rodament respectivament. M és la massa i Cr i $C0r$ són les càrregues admissibles radials en estàtic i de fatiga. Els rodaments corresponents al diferencial (numerats com el 5 i el 6) són els recomanats per el fabricant.

El càlcul de capacitat de càrrega dels rodaments es basa en els procediments descrits en la normativa DIN ISO 281, que té en compte el comportament a fatiga del material per determinar la capacitat de càrrega dinàmica. La vida útil es calcula com:

$$L \cdot P^p = L_{10} \cdot C^p \quad (8.2.2)$$

On L_{10} és la vida nominal en cicles corresponent a la càrrega C superada pel 90% dels rodaments, i el seu valor és de 10^6 cicles. L és la vida útil expressada en cicles per la càrrega establerta. P és la càrrega dinàmica equivalent que correspon en aquest cas exclusivament a les forces radials, C és la capacitat de càrrega de cada rodament proporcionada pel fabricant i l'exponent p és l'exponent de duració de vida i depèn del tipus de rodament (pren un valor de $10/3$ per rodaments de corrons i un valor de 3 per rodaments de boles).

Per tal de calcular la vida útil dels rodaments amb l'espectre de càrrega mostrat a l'apartat 7.1, es calcula la càrrega i velocitats equivalents segons les equacions (8.2.3) i (8.2.4).

$$P_{eq} = \sqrt[p]{\frac{\sum q_i \cdot n_i \cdot F_i^p}{\sum q_i \cdot n_i}} \quad (8.2.3)$$

$$n_{eq} = \sum q_i \cdot n_i \quad (8.2.4)$$

Com es pot observar a la Taula 8.11, la vida útil de tots els engranatges està per sobre de la vida estipulada per disseny de 100 hores i per tant els rodaments no seran el component limitant en el sistema de transmissió.

Intervals	n_i [min ⁻¹]	Γ_i [Nm]	q_i [-]	Càrrega als rodaments [N]					
				1 F_{1i}	2 F_{2i}	3 F_{3i}	4 F_{4i}	5 F_{5i}	6 F_{6i}
[0,500]	250	240,0	0,01	2453,1	5286,0	10310,6	8369,3	2655,4	16017,5
[500,1000]	750	240,0	0,01	2453,1	5286,0	10310,6	8369,3	2655,4	16017,5
[1000,1500]	1250	240,0	0,03	2453,1	5286,0	10310,6	8369,3	2655,4	16017,5
[1500,2000]	1750	240,0	0,21	2453,1	5286,0	10310,6	8369,3	2655,4	16017,5
[2000,2500]	2250	237,0	0,32	2422,8	5220,7	10183,2	8265,9	2622,6	15819,5
[2500,3000]	2750	235,3	0,19	2405,4	5183,3	10110,2	8206,6	2603,8	15706,2
[3000,3500]	3250	229,9	0,14	2350,3	5064,6	9878,7	8018,7	2544,2	15346,5
[3500,4000]	3750	203,8	0,06	2083,4	4489,3	8756,6	7107,9	2255,2	13603,4
[4000,4500]	4250	179,8	0,03	1838,0	3960,6	7725,3	6270,7	1989,6	12001,2
[4500,5000]	4750	160,9	0,01	1644,4	3543,3	6911,4	5610,1	1780,0	10736,9
	n_{eq}	[min ⁻¹]		2467,3		1565,8		671,1	
	P_{eq}	[N]		2212,9	5083,7	9916,0	8049,0	2552,2	15394,8
	p	[-]		3,0	3,3	3,3	3,3	3,0	3,0
	C	[N]		7400	32500	34500	34500	7200	30000
	L_h	[h]		252,6	3275,6	679,3	1361,5	557,6	183,8

Taula 8.11 – Càlcul de vida útil dels rodaments

Com es comprova, els rodaments amb menys hores de vida són els rodaments rígids de boles, sent el mínim de vida útil de 183 hores. Tot i superar sobradament les 100 hores de vida estipulades per disseny, si la transmissió es fa servir en altres temporades caldria vigilar l'estat dels rodaments i canviar-los. Això no suposa cap problema ja que els rodaments són subministrats per Schaeffler que és patrocinador de l'equip.

8.2.2. Disseny final

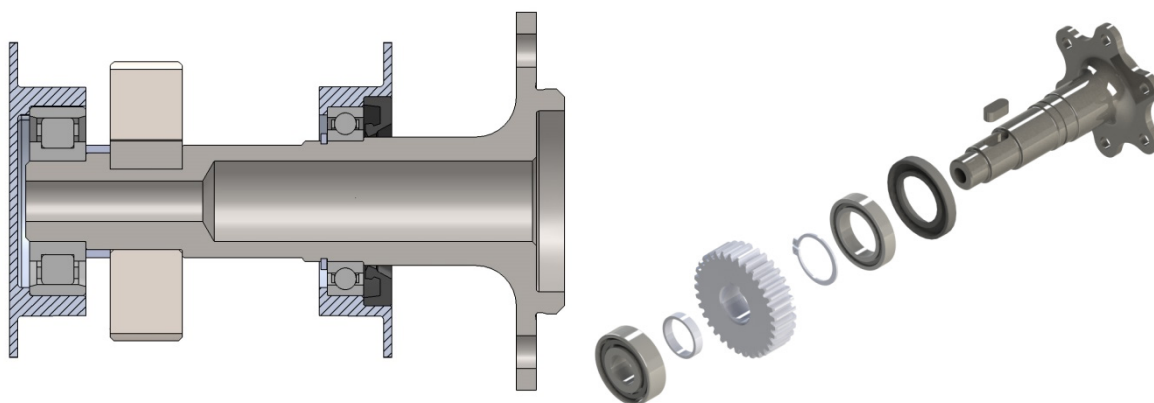


Figura 8.11 – Eix d’entrada. A l’esquerra vista de secció. A la dreta explosionat dels components de l’eix.

En el cas del primer eix, l’acoblament al motor es fa mitjançant una junta de brida amb sis cargols M8, que uneixen les dues cares, d’eix i motor, i es transmet el parell mitjançant la fricció de les dues cares. El motor disposa d’un allotjament cilíndric per tal de que l’acoblament pugui ser centrat geomètricament mitjançant toleràncies. Habitualment es fan servir acoblaments elàstics per tal de permetre petits desalineaments entre els eixos i que aquests no indueixin esforços elevats en el motor o en l’eix deguts a aquestes possibles desalineacions. La introducció d’un element d’aquest tipus provocaria l’augment del pes i el volum del conjunt, en contra dels objectius principals de crear un sistema lo més lleuger possible. Es decideix, per tant, acoblar directament l’eix al motor, ja que la coaxialitat vindrà donada geomètricament per un centrador que disposarà l’eix i encaixarà dins del motor, i l’eix estarà suportat per dos rodaments a la part de la caixa. Les petites desviacions que es poden donar degut a les toleràncies de fabricació de motor i eix poden provocar algun esforç al motor, però aquest es prou robust ja que incorpora uns rodaments interns amb molta capacitat de càrrega.

La disposició de l’eix d’entrada queda llavors com es mostra a la Figura 8.11, sent el rodament que es mostra a l’esquerra el 61906 que posiciona l’eix i el rodament de l’esquerra (N204-E-TVP2) pot lliscar sobre la pista exterior, de manera que pot assimilar l’expansió tèrmica que es pot produir. S’incorpora un retén juntament amb el primer rodament per tal de que l’oli no escapi de la caixa i es mantingui estanca.

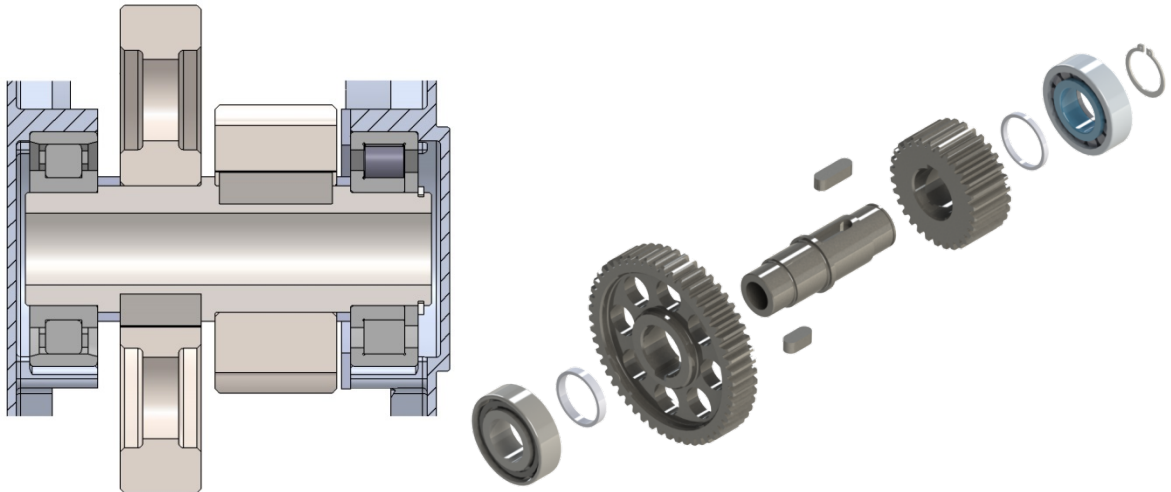


Figura 8.12 – Eix intermedi. . A l'esquerra vista de secció. A la dreta explotat dels components de l'eix.

El segon eix és molt més compacte ja que es troba completament dins de la caixa. També ha de ser més robust per tal de suportar les càrregues que provenen dels engranatges de les etapes anterior i posterior. Com en l'eix d'entrada, el rodament de l'esquerra pot lliscar per la pista exterior. El fet de que els dos rodaments del mateix costat siguin separables facilita molt el muntatge del sistema.

Per tal de comprovar la fiabilitat dels eixos, juntament amb el programa de càlcul d'engranatges es desenvolupa un programa que donada qualsevol geometria d'eix i especificant on estan aplicades les càrregues així com el tipus de rodaments i la seva posició calcula el diagrama d'esforços de l'eix, la seva deformació i les seves tensions segons les teories de resistència de materials. (Annex C). Es fa servir la teoria de Coulomb per la torsió mecànica que es produeix en la transmissió de parell i la teoria de Timoshenko per la flexió produïda per les càrregues descentrades que produeixen els engranatges. Es fa servir la teoria de Timoshenko en comptes de la més habitual d'Euler-Bernoulli, ja que la primera té en compte les deformacions produïdes pel moment flector així com també les produïdes per les forces tallants, que degut a que els eixos reben càrregues elevades i son molt curts no són negligibles. Es té en compte el joc radial dels engranatges, això com la deformació elàstica aproximada que es produeix als elements rodants També es té em compte l'efecte que es produeix al muntar l'engranatge amb interferència sobre l'eix. Integrant els càlculs dels diferents components en el mateix programa s'aconsegueix obtenir resultats més fiables, ja que també es té en compte la càrrega no uniforme al llarg de l'amplada dels engranatges. (Annex C). Els resultats de sortida del programa es mostren a continuació en les figures Figura 8.13 i Figura 8.14.

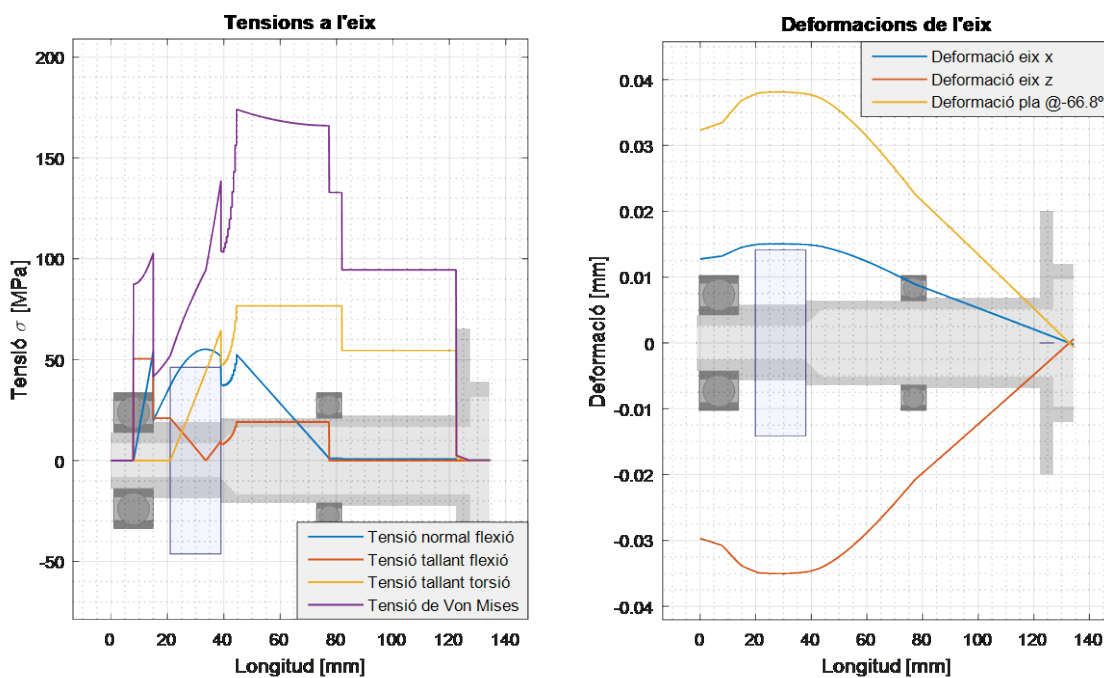


Figura 8.13 – Tensions i deformacions a l'eix d'entrada

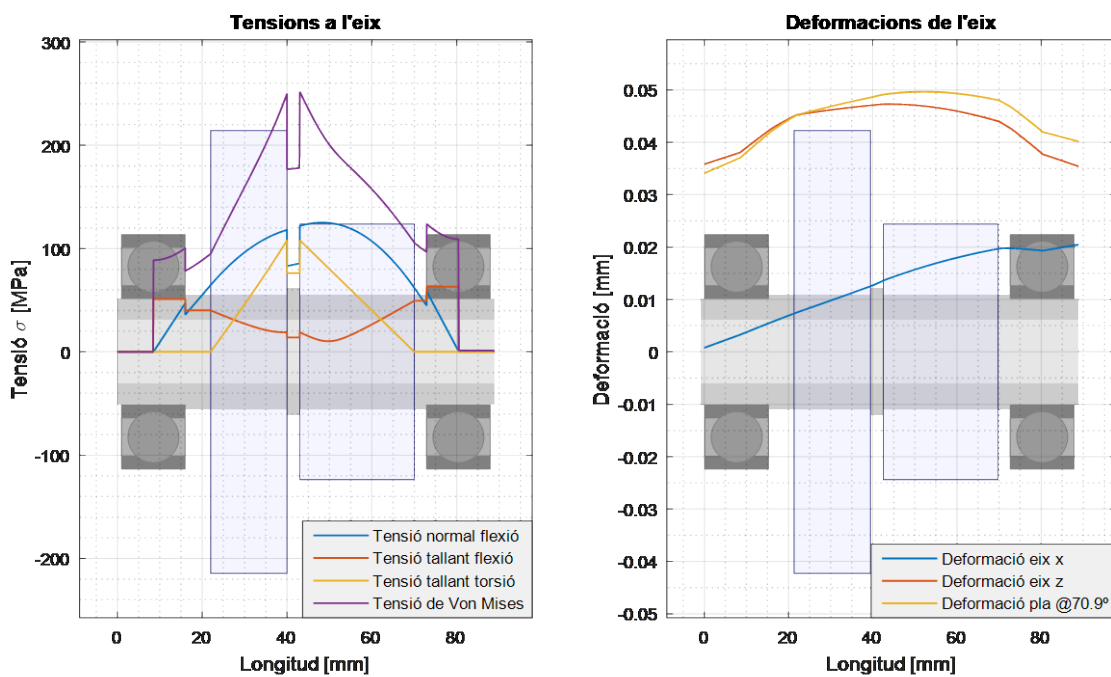


Figura 8.14 – Tensions i deformacions a l'eix intermedi

8.3. Carcassa

La carcassa dels engranatges, té com a funció suportar mecànicament tots els components mòbils de la transmissió que es recolzen mitjançant els rodaments en aquesta, serveix com a protecció per aquests components dels elements exterior i es fa servir com un contenidor estanc que conté el fluid lubricant que es fa servir pel bon funcionament de les parts de transmissió de potència.

Aquesta peça ha de disposar d'una precisió molt elevada ja que d'aquesta depèn la bona alineació dels eixos de transmissió i per tant que els engranatges puguin treballar bé, així com la seva alineació també és important per no induir càrregues elevades en l'eix del motor i per assegurar també el bon funcionament del diferencial i tot l'eix de sortida de la transmissió.

Habitualment a la indústria, aquest tipus de peces es fan per fosa de ferro o fosa d'alumini per tal de reduir el pes. Posteriorment es mecanitzen les parts que necessiten disposar d'una bona tolerància geomètrica o necessiten un millor acabat superficial, com poden ser els allotjaments per als rodaments o retenidors. Aquest procés està més enfocat per a la producció de series llargues, ja que el fet de fabricar-lo per fosa requereix la realització de motlles, que en la majoria de casos es reutilitzen amortitzant la seva producció, però no sortiria a compte en la realització d'un únic prototip com és el cas. En altres àmbits de més innovació tecnològica, com pot ser la Formula 1, alguns equips fan servir caixes d'engranatges de materials compostos com els polímers amb reforç de fibra de carboni, amb l'objectiu principal de reduir el pes del conjunt. Els principals problemes de disseny que presenta aquesta alternativa és la baixa conductivitat tèrmica que dificulta la dissipació de calor que es produeix degut a les diferents pèrdues dels components de la transmissió, així com la necessitat de fer servir inserts metàl·lics per als contactes amb els elements interiors degut a la baixa duresa del material, a més se li afegeixen les dificultats tecnològiques i la gran inversió de recursos necessària per desenvolupar un sistema amb aquestes característiques.

Tenint en compte que només s'ha de fer un únic prototip i que les mides de la caixa han de ser aproximadament d'uns 30 centímetres de longitud per 15 centímetres d'alçada i 10 d'amplada, i els recursos dels que pot disposar l'equip amb les empreses que el patrocinen, es decideix que el procés de fabricació més adient és la mecanització, el que a més presenta l'avantatge de menys dificultat en el disseny ja que l'equip té experiència amb aquest procés el que comportarà una reducció en el temps necessari de disseny. Es fa servir com a material alumini, que és de fàcil mecanització a més

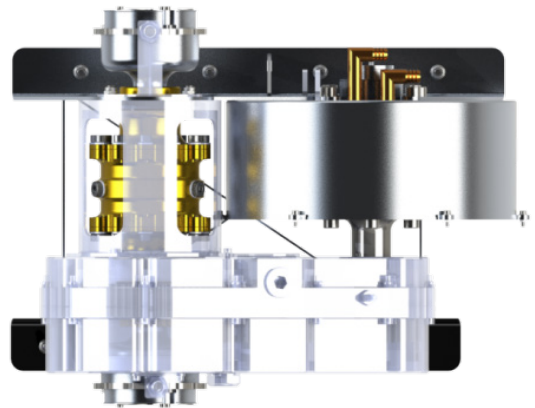


Figura 9.15 – Disposició en planta del conjunt, on es pot observar la carcassa d'alumini que cobreix els engranatges i el centrador del diferencial

d'aportar les avantatges de gran conductivitat tèrmica per tal de dissipar la calor generada per les pèrdues mecàniques com un baix pes.

La carcassa consisteix de dues tapes laterals que la divideixen segons el pla vertical. A la tapa que es situa a la part esquerra del vehicle es troben les entrades del motor i la sortida al diferencial, a la tapa oposada només es trobarà la sortida de la peça que connecta el palier amb el diferencial autoblocant.

Els principals inconvenients de fer servir alumini com a material per a la carcassa és la seva baixa duresa en comparació amb l'acer dels elements que interaccionen amb aquesta, com les pistes exteriors dels rodaments. Per aquestes raons es prioritza l'ús de rodaments desmuntables de tal manera que no calgui desmuntar la pista exterior que va ajustada a la caixa quan s'obri aquesta i per tant evitar la deformació de l'allotjament i la pèrdua de l'ajust entre les dues peces. A més, en el càlcul d'aquest ajust caldrà tenir en compte les diferents expansions tèrmiques de l'acer i l'alumini en la temperatura de treball de la caixa d'engranatges, sent la de l'alumini el doble que la de l'acer aproximadament.

Per tal de mantenir el pes de les dues tapes de la carcassa al mínim possible, les parets de les tapes són de tres mil·límetres d'espessor i s'introdueixen nervis que fan tot el conjunt més rígid. Aquests nervis es col·loquen en els espais on es produeixen les càrregues més crítiques (Figura 8.16). Connecten els allotjaments dels rodaments amb les cares superior i inferior en la direcció de la càrrega, així com entre els allotjament entre si per tal de disminuir al màxim la desviació de la distància entre eixos dels engranatges i assegurar un bon funcionament.

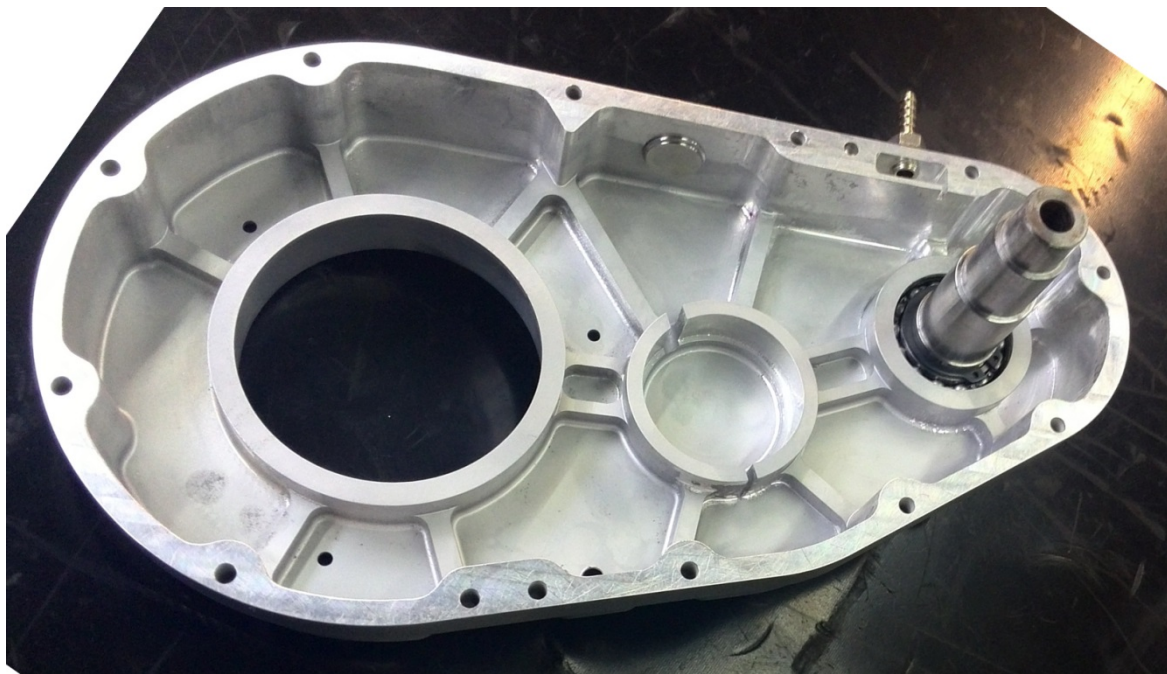


Figura 8.16 – Fotografia d'una de les tapes de la carcassa amb el primer eix muntat.

Degut a la gran potència que s'ha de transmetre dins de la caixa, es produeixen pèrdues mecàniques als engranatges, als rodaments i als retenidors, a més de pèrdues vinculades a l'agitació de l'oli com s'explica a l'annex B, aquestes pèrdues energètiques es transformen en calor que escalfa tot el conjunt i que cal dissipar a l'ambient mitjançant la carcassa. L'escalfament excessiu dels components de la transmissió pot ser perjudicial pel seu bon funcionament. Els olis que es fan servir habitualment en l'automoció poden aguantar generalment 100°C i fins i tot 120°C. Els components més sensibles a la temperatura són els retenidors d'estanqueïtat de la caixa, que estan compostos de plàstic elastòmer, habitualment NBR (acrilonitril butadiè) i FKM (fluoroelastomer), els primers poden treballar amb temperatures màximes al voltant dels 100°C i els segons són més resistents i poden arribar a suportar temperatures de 150°C sense canviar les seves propietats físiques. La temperatura màxima admissible per l'oli és per tant al voltant dels 100°C.

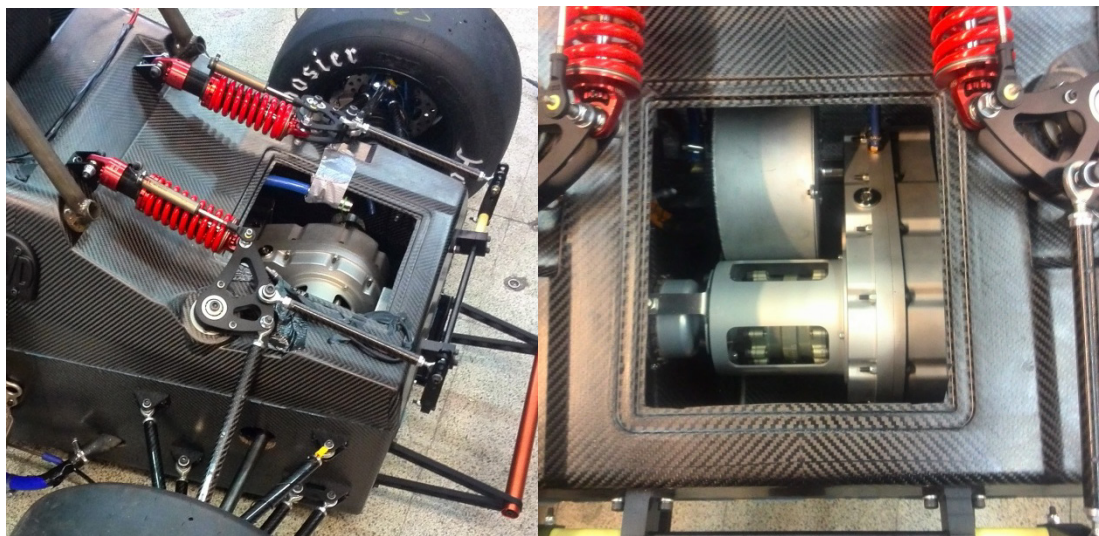


Figura 8.17 – Conjunt motor transmissió muntat dins del vehicle

Els mecanismes principals amb els que es dissipa les pèrdues són la convecció amb l'aire exterior i radiació amb altres elements. Per simplificar el càlcul només es tindrà en compte la dissipació per convecció, sent aquesta la més significativa de les dues. La carcassa haurà de tenir suficient superfície per tal de poder dissipar tota aquesta potència sense que l'oli arribi a 100°C, temperatura a partir de la qual començarien a fer-se malbé els retenidors. Per tal de controlar que la temperatura de l'oli sempre es troba sobre uns marges de treball raonables, s'incorpora a la carcassa un sensor de temperatura. Aquest sensor està connectat a la centralita del cotxe, que donarà un avís en cas de que la temperatura superi els 100°C.

Per tal de refrigerar l'habitacle on es troba la transmissió, juntament amb el motor, l'inversor i les bateries, a la part posterior del monoplaça, s'introdueixen unes entrades d'aire que redirigeixen el flux d'aire que es troba a l'alçada del cap del pilot cap a la part posterior. També s'incorporen dos ventiladors a la part darrera del monocasc amb l'objectiu de evacuar l'aire calent. Suposem que les

parets interiors de la carcassa es troben a la mateixa temperatura que l'oli de lubricació, per tant es pot determinar la temperatura interior de la caixa segons l'equació (8.3.1)

$$P_{pèrdues} = h \cdot A \cdot \Delta T$$


$$T_{int} = T_{amb} + \frac{P_{pèrdues}}{h_{aire} \cdot A_{carcassa}} \quad (8.3.1)$$

On $P_{pèrdues}$ és la potència perduda per una potència mitjana de funcionament de 15 kW, aproximadament la potència que es fa servir en una prova d'endurance, i correspon a un valor de $P_{pèrdues}(@15kW) = 347,5 W$. Suposem un coeficient de convecció amb l'aire de $h_{aire} = 50 \frac{W}{m^2K}$, i la superfície exterior total de la carcassa és de $A_{carcassa} = 0,149 m^2$. Degut a la gran conductivitat de l'alumini, i l'espessor de les parets de la carcassa, la conductivitat tèrmica d'aquesta és negligible i la temperatura de la cara interior és pràcticament igual que la de la cara exterior en estat estacionari. Es suposa que l'aire amb el que es refrigera tot el conjunt es troba a uns $T_{amb} = 25^{\circ}C$. Amb aquestes dades s'obté finalment una temperatura interior de $T_{int} = 65^{\circ}C$, valor molt llunyà als valors crítics de funcionament.

Com s'ha comentat anteriorment, una de les principals desavantatges de fer servir alumini per la carcassa és la seva interacció amb l'acer i els seus diferents coeficients de dilatació sent aproximadament el coeficient lineal d'expansió tèrmica de l'acer $\alpha_{acer} = 1,2 \cdot 10^{-5} K^{-1}$ i el de l'alumini 7075 $\alpha_{Alumini} = 2,36 \cdot 10^{-5} K^{-1}$. Això implica que per cada grau de temperatura que augmentin els dos materials, l'alumini augmentarà longitudinalment el doble que l'acer, provocant que l'ajust del rodament en la carcassa en el moment de muntatge a temperatura ambient serà diferent que en el funcionament de la caixa d'engranatges, que es trobarà a una temperatura superior degut a les pèrdues mecàniques que es produeixen en la transmissió de potència, i per tant a la pràctica el rodament treballarà amb menys interferència que la estipulada per fabricació. Es calcula la modificació del radi en una circumferència com:

$$\Delta D = D_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (8.3.2)$$

El fabricant dels rodaments, Schaeffler, recomana diferents ajustos segons l'aplicació, la tipologia de les càrregues a suportar i el tipus de rodaments. Aquests ajustos es fan tenint en compte el mateix material de rodaments i de les peces adjacents a les que estan connectats. En el cas de fer servir una carcassa d'alumini aquests ajustos s'han de calcular de tal manera que la interferència recomanada es produeix a la temperatura de treball de la transmissió, els ajustos que s'han d'especificar a la fabricació de la carcassa seran uns que provoquin una interferència superior a temperatura ambient.

Condicions de rotació		Càrrega	Ajust
Anell interior rotatori Anell exterior estacionari Direcció de càrrega constant		Càrrega rotatòria en l'anell interior	Anell interior: ajust fix necessari Anell exterior: ajust lliure admissible

Ajustos per l'eix

Condicions de rotació	Tipus de rodament	Diàmetre de l'eix (mm)	Càrrega	Camp de tolerància
Càrrega rotatòria per l'anell interior o direcció de càrrega indeterminada	Rodament de boles	Fins 50	Normal ($C/P > 10$)	j6 (j5)
		50 fins 100	Reduïda ($C/P > 12$)	j6 (j5)
	Normal i elevada ($C/P < 12$)		k6 (k5)	
	Rodaments de corrons	Fins 60	Reduïda ($C/P > 12$)	j6 (j5)
Normal i elevada ($C/P < 12$)			k6 (k5)	

Ajustos per la carcassa

Condicions de rotació	Desplaçament	Condicions de funcionament	Camps de tolerància
Càrrega puntual en anell exterior	Anell exterior fàcilment desplaçable, allotjament no partit	La qualitat de la tolerància depèn de la precisió de rotació requerida	H7 (H6)
	Anell exterior fàcilment desplaçable, allotjament partit		H8 (H7)
	Anell exterior difícilment desplaçable, allotjament no partit	Alta precisió de rotació requerida	H6 (H7)
	Anell exterior difícilment desplaçable, rodaments de boles de contacte angular i rodaments de corrons cònic amb anell exterior ajustat, allotjament partit	Precisió de rotació normal	H7 (J7)
	Anell exterior fàcilment desplaçable	Aportació de calor a través de l'eix	G7

Taula 8.12 – Recomanacions dels ajustos necessaris pels rodaments.

Font: Schaeffler

Calculant l'augment d'espai entre carcassa d'alumini a una temperatura de 70°C es calcula l'ajust necessari a temperatura ambient per tal d'aconseguir l'ajust recomanat a la temperatura de treball. Els resultats es mostren a la Taula 8.13. El rodament número 5 no es té en compte en els càlculs ja que a l'estar apartat de la carcassa d'engranatges com es pot observar a la Figura 8.10 i Figura 9.15.

Rodaments	1	2	3	4	6
Increment d'espai entre allotjament i rodament degut a l'expansió tèrmica (mm)	0,025	0,025	0,027	0,027	0,047
Camp de tolerància	N7	N7	N7	M7	N7
Valor màxim (mm)	-0,008	-0,008	-0,009	0,000	-0,010
Valor mínim (mm)	-0,033	-0,033	-0,039	-0,030	-0,045
Interferència temperatura ambient					
Interferència màxima (mm)	0,033	0,033	0,039	0,030	0,045
Interferència probable (mm)	0,021	0,021	0,025	0,016	0,028
Interferència mínima (mm)	-0,003	-0,003	-0,004	-0,013	-0,005
Interferència amb expansió tèrmica					
Interferència màxima (mm)	0,033	0,033	0,039	0,030	0,045
Interferència probable (mm)	0,021	0,021	0,025	0,016	0,028
Interferència mínima (mm)	-0,003	-0,003	-0,004	-0,013	-0,005
Ajust similar	J6/J7	J6/J7	J7	H6	H7

Taula 8.13 – Ajustos finals pels allotjaments dels rodaments a la carcassa

Tal i com s'ha comentat anteriorment, l'alineació dels eixos es crítica per al seu correcte funcionament. Les dues tapes entre si estaran unides mitjançant cargols passants, que per tant tenen cert joc entre el seu cos i el forat de les dues tapes i a l'hora del muntatge les dues tapes poden quedar desalineades entre si, provocant per tant la desalineació dels eixos. Per evitar aquest problema, s'establirà la posició relativa de les dues tapes mitjançant passadors cilíndrics posicionadors. El nombre de posicionadors necessaris per tal de no provocar redundàncies és dos, els quals aniran amb un ajust fix a una de les tapes i un lliscant a l'altre. Les posicions relatives dels forats on encaixaran els passadors a les tapes s'indiquen amb les toleràncies adients i totes les toleràncies geomètriques de posició als plànols de fabricació s'expressaran a partir d'aquestes posicions. Els passadors que es fan servir son com els descrits per la norma DIN 7, amb un diàmetre de 5 mm. Es recomana que la longitud mínima del forat lliscant sigui entre 1 i 1,5 vegades el diàmetre del passador, i que la longitud de la part fixa sigui aproximadament el 60% de la longitud total, per tant farem servir passadors de 12 mm de longitud que tindran una porció de 5mm a la tapa lliscant i 7 mm a la tapa fixa.

També s'incorpora una peça que serveix de suport del diferencial i també el centra en la carcassa mitjançant un diàmetre amb toleràncies. Sobre aquesta peça es recolza el rodament del diferencial que és extern a la caixa. A més, aquesta peça serveix com a unió de la part que correspon a la transmissió amb la seva caixa i suport i el suport del motor, formant així un únic conjunt, que és pot

muntar fora del cotxe amb més comoditat per després ubicar-lo dins d'aquest i unir tot el conjunt amb cargols al xassís. Els dos suports que uneixen motor i transmissió al xassís són de xapa doblegada d'alumini i amb nervis soldats per tal d'augmentar la seva rigidesa transversal, com s'observa a la Figura 8.18, que haurà de suportar la força centrífuga produïda per la massa del conjunt quan el vehicle es troba realitzant una corba, les quals mai superaran acceleracions de més de 2g. L'esforç principal que hauran de suportar aquestes peces és la reacció del parell que multiplica el reductor, que és de l'ordre de $\Gamma_{reacció} = \Gamma_{sortida} - \Gamma_{entrada} = (i - 1) \cdot \Gamma_{entrada} = 2,677 \cdot 240 = 642,424 \text{ Nm}$, per això disposa d'una base amb tota la longitud possible amb 4 i 5 cargols al suport de la part del motor i al de la part de la transmissió respectivament. Les simulacions de comprovació de la carcassa i els suports es troben a l'annex E.

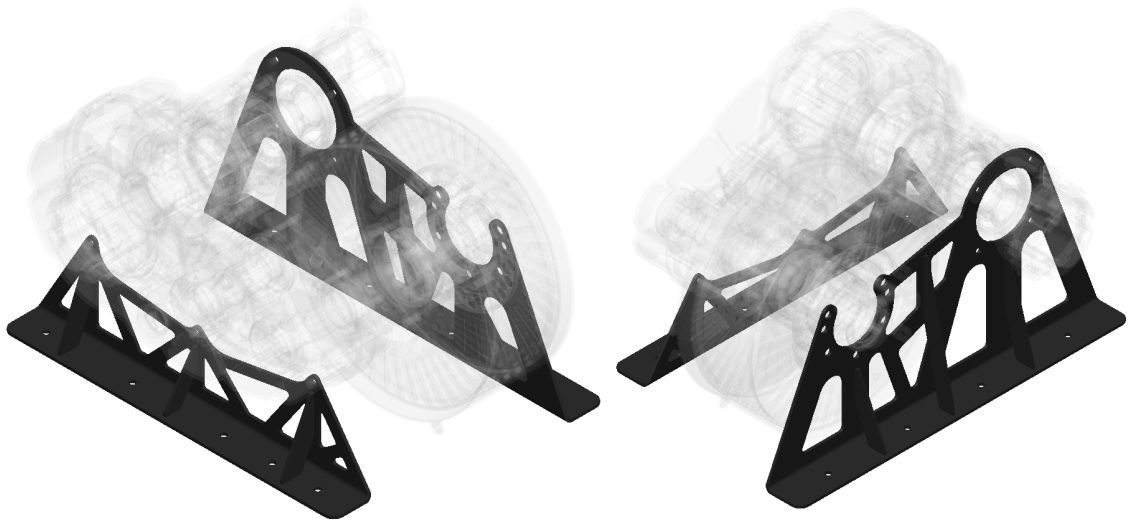


Figura 8.18 – Suports del conjunt motor-transmissió

8.3.1. Lubricació

Els engranatges i rodaments precisen de lubricació per tal de funcionar correctament i sense desgast excessiu. Dins dels diferents tipus de lubricació possibles, s'opta per la lubricació per barboteig d'oli ja que és una solució efectiva i senzilla, sense requerir de manteniment excessiu. Les principals funcions del lubricant són reduir el desgast de les superfícies mòbils que estan en contacte en funcionament, reduir la fricció i per tant les pèrdues de potència, actuar com a refrigerant i dissipar la calor generada per aquestes pèrdues, portar additius especials a les cares de les dents, prevenir la corrosió entre d'altres.

Idealment el lubricant s'adhereix a la superfície dels elements, formant una pel·lícula, de tal manera que la càrrega que s'ha de transmetre entre els components es transfereix a través d'aquesta pel·lícula lubricant, evitant així el contacte metall-metall. Si aquesta pel·lícula no es forma, el contacte provocà un desgast dels materials que acabarà escurçant la seva vida útil. Aquest tipus de lubricació es coneix com lubricació elastohidrodinàmica i es caracteritza per la transmissió de grans esforços a

través de petites àrees lubricades sense que les superfícies pateixin desgastos molt elevats, com és el cas dels engranatges i els rodaments. Els motius principals d'aquesta gran capacitat de càrrega són que els lubricants generalment tenen un augment exponencial de la seva viscositat amb un augment de la pressió que evita que el lubricant pugui fluir i escapar de la zona de contacte i augmenta molt la seva capacitat de càrrega, i en segon lloc que les deformacions elàstiques dels elements en les zones de contacte es de diversos ordres de magnitud superior al gruix mínim de pel·lícula, aquesta deformació provoca un àrea de contacte més gran, per la qual pot passar el fluid lubricant.

A la realitat, quan els components giren a velocitats baixes i/o amb grans pressions de contacte, la pel·lícula lubricant es penetrada per les rugositats superficials del material. Normalment, segons això, es divideix el funcionament del lubricant en tres règims:

- Lubricació límit: Les rugositats dels materials suporten la totalitat de la càrrega. La fricció depèn de les característiques dels materials i de petites capes de lubricant que es formen entre aquestes rugositats superficials.
- Lubricació mixta: La càrrega de contacte és transmesa parcialment entre rugositats i efectes elastohidrodinàmics. El coeficient de fricció varia segons quin dels dos efectes predomina.
- Pel·lícula sencera: es produeixen els efectes descrits anteriorment. La càrrega es transmesa totalment pel fluid lubricant. La fricció es provocada en la seva totalitat pel fluid.

En l'anomenada corba d'Stribeck es pot observar els valors del coeficient de fricció respecte el nombre de Hersey que es defineix com el producte de la viscositat dinàmica de l'oli amb la velocitat angular dividit per la pressió superficial del contacte (8.3.3). Generalment, un nombre de Hersey gran és equivalent a un gruix de pel·lícula de lubricant elevat, tal i com es descriu al treball de Hamrock i Dowson de càlcul de gruix mínim de pel·lícula en contactes superficials [17]. Al llarg de la corba es poden observar els diferents règims de treball (Figura 8.19). Per tant interessarà treballar entre la zona de lubricació mixta i la lubricació de pel·lícula sencera hidrodinàmica, ja que en la zona límit es produeix contacte metall-metall que produirà un desgast i a més el coeficient de fricció és elevat i en la zona predominant hidrodinàmica augmenten les pèrdues per agitació de l'oli.

$$H = \frac{\mu\omega}{p} \quad (8.3.3)$$

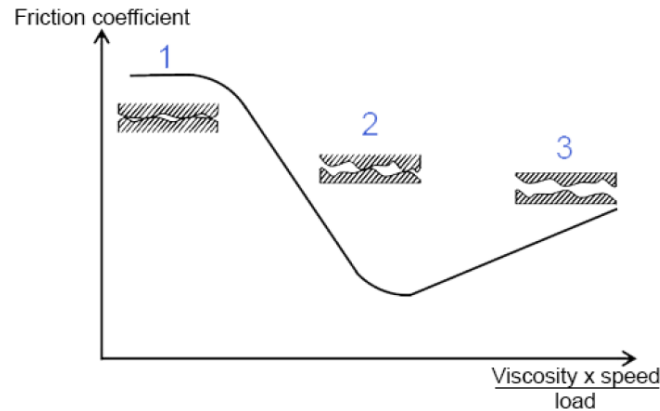


Figura 8.19 – Corba d'Stribeck. 1- Lubrificació límit. 2- Lubrificació mixta. 3- Pel·lícula sencera

Per tal d'escollir l'oli adequat es consulten diverses fonts bibliogràfiques que estableixen directrius basades en l'aplicació, les velocitats i les càrregues de l'aplicació [11]. Amb les càrregues establertes en apartats anteriors, els valors recomanats de viscositat cinemàtica als 40°C són al voltant de 100 cSt. Es consulta la opinió d'experts en la matèria de transmissions a Nissan i experts en lubricants en Bradol per rebre assessorament al respecte. Finalment es fa servir BESLUX TRANSAXLE 75W90 LSX, un oli sintètic universal per a engranatges amb base de poli-alfa-olefina que presenta una viscositat de 103,63 cSt als 40°C. El fet de fer servir un oli sintètic comporta les avantatges de que l'oli presenta una baixa densitat pel que produirà menys pèrdues, a més de disposar d'un gran índex de viscositat (el valor de la viscositat es manté més estable per tot el rang de temperatures) i major resistència a les altes i baixes temperatures que un oli de base mineral entre d'altres. A més compleix amb especificacions com la API MT1 i API GL-5 que corresponen a condicions de treball elevat, i incorpora additius especials per les altes pressions (EP).

Cal tenir en compte la geometria de la caixa per tal de garantir la lubricació correcta de tots els engranatges i rodaments. Tal i com es pot observar a la Figura 8.20, la caixa s'emplena d'oli per tal de que els extrems de el major nombre d'engranatges estigui cobert i així assegurar que les parts que engranen estiguin recobertes en l'oli. En funcionament del vehicle, l'oli es desplaçarà per tot l'interior de la carcassa en les acceleracions, frenades i girs del vehicle en el circuit mantenint tots els components lubricats. La quantitat d'oli que s'estableix per disseny és aproximadament de 550 ml però aquest valor es pot veure modificat a les proves segons les necessitats fins trobar l'òptim, afegint o eliminant quantitat d'oli. Per tal de controlar el nivell d'oli s'incorpora una mira. Tenint en compte que l'engranatge que es trobarà amb menys contacte amb l'oli és el pinyó de l'eix intermedi, s'incorpora un disseny especial en la geometria de la carcassa per tal d'aprofitar el flux d'oli que projectarà l'engranament de la primera parella d'engranatges i redirigir-lo cap al punt d'engranament d'aquesta segona parella.

La lubricació dels rodaments es farà amb el mateix oli que esquitxaran els engranatges per la resta de la superfície interior de la carcassa. Per tal d'assegurar que l'oli pot arribar a les boles i corrons

cilíndrics dels rodaments, es fa una un talla en el material que forma l'allotjament del rodament de manera que l'oli que cau per la paret de la carcassa pugui arribar a aquestes zones del rodament com es pot observar a la Figura 8.16.

Per tal de mantenir la carcassa estanca i evitar pèrdues d'oli que puguin provocar la fallida dels elements de transmissió de potència, es segellen les tapes mitjançant la junta líquida Loctite 574.

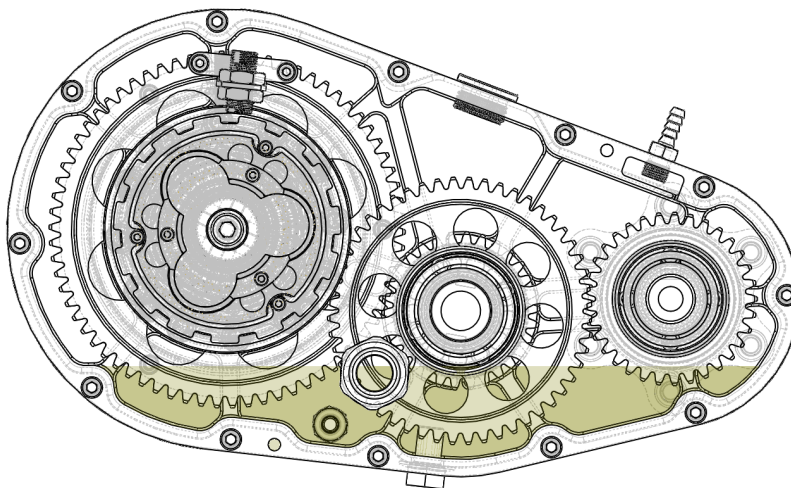


Figura 8.20 – Nivell d'oli dins de la carcassa

Aquesta junta d'èster de dimetacrilat s'aplica a una de les superfícies de contacte entre les dues tapes i al tancar les dues parts cura de manera anaeròbica, contraestant folgances fins 0,25 mm, i disposa d'un temps de curat en alumini molt baix. Per assegurar que aquesta junta treballa bé i que les dues carcasses estan ben ajustades, es fan servir un total de 12 cargols per tot el contorn de la caixa, amb una distància mitjana entre ells entre 50 i 60 mm.

Quan el vehicle estigui en funcionament, la temperatura interior de la caixa augmentarà. Si la caixa es troba completament segellada, com l'aire no pot expandir-se el suficient, es genera pressió dins de la carcassa. Aquesta pressió pot provocar l'escapament de l'oli pels diferents retenidors, ja que l'aire intenta escapar pels llavis dels retenidors i llavors no fan bon contacte amb la peça sobre la que estan muntats. Per tal d'evitar aquesta situació, es situa un respirall a la part superior de la carcassa, tal i com es mostra a la Figura 8.20, per tal de que l'aire pugui escapar. Aquest respirall es situa en una cavitat allunyada del flux directe del oli, i només es comunica per un petit espai amb la resta del volum interior de la caixa, intentant aconseguir d'aquesta manera que l'aire pugui escapar per aquesta cavitat sense problema però l'oli tingui més dificultat per sortir. Segons la normativa FSAE, per tots els respiralls dels sistemes de refrigeració i lubricació del cotxe s'ha d'incorporar un vas d'expansió, de manera que si l'oli escapa pel respirall, aquest vagi a parar al vas esmentat i no s'escapi de l'interior del cotxe a l'exterior i pugui tacar la pista d'oli. La normativa estableix que pels sistemes que incorporen lubricació líquida el volum d'aquest vas d'expansió ha de ser de 50 ml o del 10% de la quantitat d'oli total, ha de poder aguantar líquids a temperatures elevades i ha de disposar d'una

retenció suficientment robusta. El respirall de la caixa connectarà amb un tub que conduirà el possible líquid que escapi cap un vas d'expansió que serà un petit recipient d'alumini que pot contenir aproximadament 65ml, i d'aquest vas sortirà un altre tub que dirigirà el líquid cap a l'exterior del cotxe en el cas de que s'empleni.

8.4. Diferencial

Quan el vehicle es troba en corba, les rodes interiors descriuen una trajectòria de radi inferior respecte a la trajectòria que presenten les rodes exteriors, i per tant han de presentar velocitats diferents per tal de fer aquest recorregut sense patinar. Això no presenta cap problema per a les rodes no motrius ja que aquestes roten lliurement, però sí que presenta un problema per a les rodes motrius ja que estan connectades entre si per tal de transmetre el parell que proporciona el motor. El diferencial és l'element que transmet el parell a les rodes i a més permet aquesta diferència de velocitat entre les rodes interior i exterior del vehicle. Per tant les opcions que es presenten són les següents:

- Eix rígid: les rodes estan unides mecànicament i són solidàries. Les rodes presenten parells diferents segons el lliscament longitudinal i la força normal de cadascuna, però presenten la mateixa velocitat angular, el que provoca el lliscament de la roda interior augmentant el seu desgast. A més provoca un efecte subvirador en entrada en corba ja que les rodes giren a la mateixa velocitat i han de lliscar per tal de fer la trajectòria de la corba.
- Diferencial obert: En un diferencial obert normalment el parell provinent de la transmissió s'introdueix a través de la carcassa exterior d'aquest, i mitjançant un conjunt d'engranatges cònics el parell es reparteix al 50% entre els dos eixos de sortida i permetent que puguin rotar lliurement un de l'altre. Aquest sistema presenta el problema de que sempre manté el mateix parell en els dos costats i per tant, quan es produeix una gran transferència de càrrega d'un costat a l'altre del vehicle, la tracció total del vehicle es veu limitada per la roda amb menys tracció. Per tant, es limita l'acceleració disponible en sortida de corba, ja que no es pot aprofitar tota la força disponible del pneumàtic.
- Diferencial autoblocant: És una solució intermèdia entre les altres opcions. Mentre no se li aplica parell es comporta com un diferencial obert, i les rodes poden girar independentment. Quan el diferencial està sotmès a un parell el diferencial es bloqueja progressivament i es comporta com un eix rígid. Aquest tipus de diferencial presenta les avantatges de l'obert en corba pura ja que no fa lliscar la roda interior i les avantatges que presenta l'eix rígid accelerant en sortida de corba. A més, permeten la regulació del percentatge de bloqueig que presenten el que comporta un millor ajust del comportament del cotxe.



Figura 8.21 – Explosionat d'un diferencial autoblocant de tipus Salisbury. A la part superior peces corresponents a la carcassa exterior i acoblament amb una corona per transmissió per cadena. A la part inferior components del mecanisme interior del diferencial: engranatges cònics, rampes i discos de fricció.

Font: Drexler Motorsport [18]

Per les raons exposades, es decideix incorporar un diferencial autoblocant, concretament de tipus Salisbury. Aquest tipus s'assimila a un diferencial obert amb la diferència que quan es transmet per la carcassa del mateix cap als engranatges cònics interiors, l'encaix entre l'eix dels engranatges i la carcassa té un angle determinat que s'anomena rampa (Figura 8.22), aquest angle pot ser diferent per l'acceleració i per la frenada, permetent ajustar de manera independent el comportament en aquestes dues situacions. La força que es transmet es descomposa en una força transversal segons l'angle que provoca una força normal sobre uns discos de fricció que acoblen el moviment dels eixos de sortida de manera que no poden girar lliurement. Una rampa de menys angle implica un major grau de bloqueig. Aquest bloqueig dependrà també de les característiques del material que es faci servir com disc de fricció. També es pot incorporar una precàrrega al diferencial de manera que sempre tingui un parell que les rodes hagin de vèncer per tal de tenir una diferència de velocitats entre si. La màxima diferència de parell entre els dos costats es pot descriure com:

$$\Gamma_l - \Gamma_r \leq \text{sgn}(\Omega_l - \Omega_r)\Gamma_{diff} \tag{8.4.1}$$

$$\Gamma_{diff} = C \cdot \Gamma_{transmissió} + \text{Precàrrega}$$

On el parell de bloqueig del diferencial Γ_{diff} és la precàrrega i el parell que prové de l'etapa final de la transmissió ($\Gamma_{transmissió}$) multiplicat per el factor C que depèn de l'angle de la rampa i les seves dimensions i de les propietats geomètriques i de material dels discos de fricció.

El fabricant exposa els valors de percentatge de bloqueig (diferència entre el parell de les dues rodes respecte al parell total) als que aproximadament equival cada angle de rampa.

Angle de rampa (°)	30	40	45	50	60
Percentatge de bloqueig (%)	88	60	51	42	29

Taula 8.14 – Percentatge de bloqueig equivalent per cada angle de rampa del diferencial autoblocant

El diferencial es muntarà en el vehicle amb els paràmetres de fàbrica a falta de provar i poder ajustar aquests en un futur. Aquests corresponen a una rampa de 40° en l'acceleració, 50° la rampa de frenada i una precàrrega de 30 Nm.

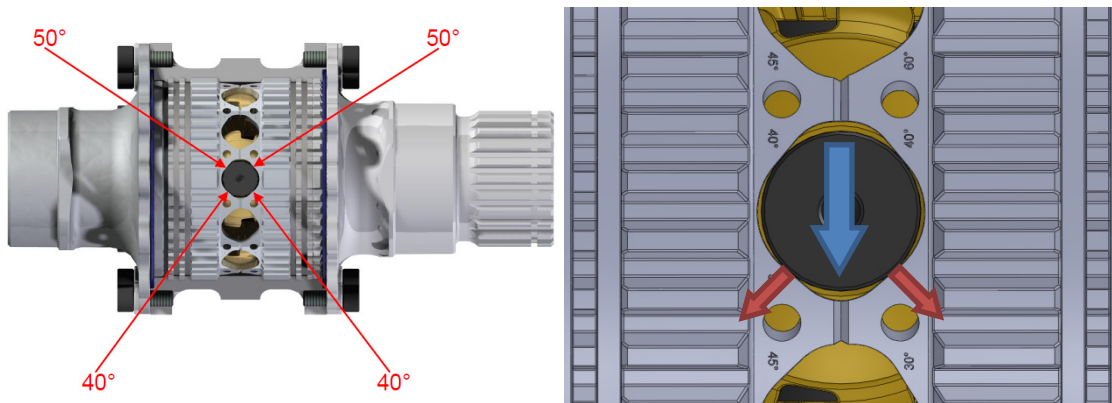


Figura 8.22 – Esquema de les rampes del diferencial. En transmetre's el parell mitjançant la peça negra cap a la peça gris, l'angle de contacte provoca que la força de reacció tingui una component transversal que actua de manera normal als discos de fricció.

8.5. Paliers i juntes homocinètiques

Els paliers o semieixos son els encarregats de transmetre el parell de la sortida del diferencial a cadascuna de les rodes. Ja que la roda té un moviment relatiu respecte al xassís que correspon al recorregut de suspensions, és necessari incorporar juntes homocinètiques a les connexions diferencial palier i palier roda.

Els paliers que s'incorporen son comercials, dissenyats especialment per l'aplicació de Formula Student per Taylor Race. Es fa servir aquesta alternativa comercial per manca de temps i recursos per dissenyar un palier propi que proporcioni suficients garanties de funcionament sense fallar, ja que és un element crític. Aquest paliers són d'acer de 20 mm de diàmetre exterior i 10 interiors. Als extrems disposa d'estriats per tal d'encaixar les juntes homocinètiques.

Entre els diferents tipus de juntes homocinètiques disponibles s'opta per una junta tripod als dos extrems del palier. Aquest tipus de junta presenta un volum i pes molt inferior respecte altres alternatives a més d'una alta eficiència per a angles inferiors a 10° de desviació entre els eixos. Aquest tipus d'instal·lació també permet acomodar el canvi d'ample de vies que es produeix en el recorregut de suspensions. La disposició queda com es mostra a la Figura 8.23, al palier se l'incorpora un topall de niló fixat amb forma de mitja esfera que encaixa amb una petita peça d'alumini que fa la forma negativa de l'esfera de tal manera que pot pivotar respecte el centre virtual de les dues esferes. S'introdueix una barra de niló que fa de distanciador en sèrie amb una molla. Per l'altra banda del palier es posa una peça igual que la de l'extrem contrari però en aquest cas aquesta està lliure, i també pot pivotar respecte la caixa. La longitud del palier es determina observant el moviment relatiu entre mangueta i xassís i assegurant que s'evita qualsevol tipus d'interferència amb cap element, mentre que la longitud del distanciador i la molla s'estableix de manera que en el muntatge la molla quedi precarregada i es pugui assegurar el contacte entre les peces esfèriques en tot moment.



Figura 8.23 – Vista explosionada del conjunt palier, amb vista de secció del propi palier

Les juntes homocinètiques encaixen amb la caixa a la part de la roda i amb una peça de disseny propi que es connecta a la sortida estriada de cada costat del diferencial i disposen de l'allotjament on s'introdueix la tripod. Ambdues són d'alumini 7075-T6 per tal d'estalviar pes, mentre que les tripods són d'acer endurit. Degut al contacte entre les dues peces les pressions superficials són molt elevades, el que pot provocar deformacions plàstiques en les peces d'alumini ja que la seva duresa superficial no és suficientment elevada, aquestes deformacions poden augmentar el joc de la junta homocinètica provocant vibracions. S'estudia la pressió superficial de contacte segons la teoria de

Hertz (annex E) i es troba que les pressions superficials a les que es pot arribar en la transferència del màxim parell són al voltant de 1000 i 1500 N/mm², valors que són menors als reals ja que el mètode de contacte de Hertz sobreestima l'àrea de contacte per sobre de les dimensions de la tripod. Donada aquesta situació es decideix incorporar una peça cilíndrica d'acer a mode de camisa entre la peça d'alumini i la junta tripod. Aquesta camisa és d'acer 15NiCr13 de cementació que pot arribar a superar els 60 HRC després del tractament, i es mecanitza per encaixar de manera ajustada a la peça d'alumini. Sistemes similars s'havien fet servir en anys anteriors fixant les pistes amb adhesiu permanent, però si les pressions superficials no estan ben estimades, o el material no presenta la resistència esperada, les pistes acaben agafant joc degut al seu desgast, per tal d'evitar aquest possible problemes la fixació de les pistes es fa mecànicament fent servir topalls que immobilitzen la pista i eviten el seu moviment però en cas d'haver de canviar les pistes per unes altres noves es pot fer fàcilment.

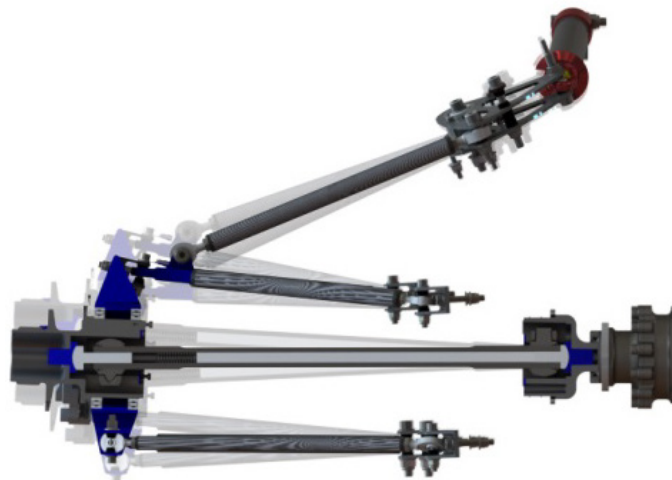


Figura 8.24 – Recorregut del palier ombrejat a extensió i compressió de suspensions

Finalment, es realitza un estudi cinemàtic del palier amb una junta tripod a cada extrem. Quan el palier no treballa completament recte respecte diferencial i roda, i per tant les juntes treballen amb una certa desalineació el centre de la tripod no coincideix amb l'eix de rotació de l'allotjament. Quan el palier gira, el centre descriu una trajectòria aproximadament circular respecte a l'eix. Aquest comportament es produeix en els dos extrems del palier, el que implica que el palier descriurà una trajectòria diferents segons amb quina fase estiguin muntades tripods de cada extrem entre si, és a dir si les tres parts dels "trebol" estan alineades respecte les de l'altre extrem. Es comprova que quan les tripods es troben en fase, el palier manté sempre la mateixa direcció i per tant descriu un moviment circular al voltant de l'eix virtual que uneix la sortida del diferencial i la caixa. Aquest moviment pot provocar vibracions ja que el centre de masses del palier segueix una trajectòria excèntrica. Es determina llavors que la configuració més adient es muntar les tripods amb 60° de desfase, el que provoca que els centres de les tripods estiguin en contrafase i per tant el centre de masses del palier no tingui aquesta trajectòria tan excèntrica.

9. Planificació

El desenvolupament d'aquest projecte es divideix en dos fases principals, la etapa de disseny i la etapa de fabricació i muntatge.

En la primera etapa és on s'estableix el disseny de tots els components. A la Taula 9.1 es mostra la planificació inicial d'aquesta fase. Primer cal fer un anàlisi del sistema a dissenyar i recopilar informació que sigui necessària a l'hora de començar el disseny. Es decideix quin tipus de transmissió es realitzarà, observant l'estat de l'art i les alternatives disponibles. Es procedeix a calcular la relació de transmissió necessària i per posteriorment començar el disseny dels components. També cal tenir en compte els elements comercials que s'incorporen al sistema. Un cop es té un disseny final, es realitzen els càlculs i simulacions definitives. Paral·lelament es contacta amb empreses per tal d'iniciar una col·laboració de patrocini del projecte, i puguin ajudar aconsellant o amb processos de fabricació i material. Aquest procés s'allarga durant tot l'any

Tasca	Durada	Inici	Final	Setembre				Octubre				Novembre				Desembre			
				15	22	29	6	13	20	27	3	10	17	24	1	5	15	22	29
Tipus de Transmissió	16 dies	2/09/14	13/10/14																
Relació Transmissió	21 dies	2/09/14	20/10/14																
Disseny Mecànic	21 dies	0/10/14	17/11/14																
Elements comercials	11 dies	3/11/14	17/11/14																
Simulacions	11 dies	7/11/14	01/12/14																

Taula 9.1 – Planificació de la fase de disseny

Cal aclarir que a la realitat aquesta primera etapa es va allargar molt més degut a la gran càrrega de treball i que només hi havia una persona dedicada, quan altres anys en aquesta tasca s'havien dedicat grups de tres o més persones. El disseny es va tancar al febrer de 2015.

La segona etapa consta de l'aprovisionament de material per la fabricació de les peces, la fabricació d'aquestes per part d'empreses externes o per l'equip, l'assemblatge del conjunt i del vehicle i finalment les proves del cotxe en pista i les competicions. L'etapa de fabricació depèn molt de les empreses externes que col·laboren, ja que al fer-ho generalment sense cap retribució econòmica, les peces es fabriquen en el temps lliure d'altres projectes que disposi l'empresa. Finalment, el cotxe va ser muntat i provat a finals de juliol i durant l'agost, produint-se les competicions l'última setmana de juliol a Alemanya i l'última setmana d'agost a Catalunya.

10. Estudi d'impacte ambiental

El projecte té un cicle de vida que es pot dividir en diverses etapes, cadascuna amb un impacte ambiental associat. Les etapes que s'analitzaran seran la fase de disseny del sistema, la fase de fabricació de components, el muntatge i la vida útil.

En la primera fase és l'etapa on es dissenyen tots els components del sistema. En aquesta fase l'impacte ambiental es relativament baix, ja que únicament s'utilitza material d'oficina com paper i bolígrafs per realitzar els càlculs, imprimir plànols o documents de normativa. També es fan servir equips informàtics amb un consum elèctric associat, per fer servir programes de modelatge CAD, de simulació d'elements finits i altres programes de càlcul i la realització dels plànols. Sempre es dona prioritat a l'ús del format digital per tal de no produir residus de paper. En aquesta fase a més es decidiran els materials i els processos de fabricació dels elements de la transmissió, per tant tot i no ser la fase amb l'impacte més elevat, les decisions preses en aquesta fase tindran gran repercussió en l'impacte ambiental total.

La fase de fabricació és la fase on es consumeixen més recursos energètics i on es produeixen més residus. L'impacte ambiental en aquesta fase dependrà del material que es fa servir així com el procés de fabricació. La gran majoria de peces es conformen mitjançant arrencament de ferritja d'alumini i d'acer. La fabricació de la major part d'aquestes peces corre a càrrec d'empreses especialitzades, on la ferritja generada es compacta i recicla. El reciclatge d'alumini presenta un gran estalvi energètic respecte al procés d'obtenció a partir de la matèria primera. De la mateixa manera que a les empreses, l'equip disposa d'un torn convencional al taller on es fan certes peces de gran simplicitat propietat del Laboratori Comú d'Enginyeria Mecànica, els quals s'encarreguen de la gestió dels residus.

En la fase de muntatge els residus que es generen són els envasos dels components comprats i productes de neteja, que són reciclats de la manera adient.

Durant la vida útil de la transmissió cal canviar l'oli de lubricació cada certs kilòmetres. L'oli que es fa servir incorpora components que estan classificats com tòxics pels organismes aquàtics i pot provocar efectes negatius en el medi ambient aquàtic a llarg termini segons la Directiva 67/548/CEE de la comunitat Europea. S'ha d'evitar la contaminació amb aquest fluid de desaigües, aigües superficials o subterrànies així com del sòl. Es segueix la directiva 2008/98/CE per la gestió de residus i el Reial Decret 679/2006 que regula la gestió dels olis industrials usats. Segons aquestes normatives, cal emmagatzemar els olis usats sense barrejar-los amb altres substàncies i s'han d'entregar a un gestor autoritzat. Es prioritza la regeneració de l'oli, que consisteix en recuperar la base lubricant (85% de la quantitat de l'oli usat) per produir nous olis mitjançant processos de deshidratació, filtració, decantació o centrifugació i altres tractaments químics per extreure el contingut aquós, hidrocarburs, compostos metàl·lics i altres elements bituminosos. Quan aquest procés de regeneració no és possible, l'oli

s'analitza i es tracta de ser necessari per fer-lo servir com a combustible similar al fuel oil en centrals tèrmiques de cogeneració elèctrica o en altres processos industrials.

Una vegada finalitzat el projecte, la transmissió del CAT08e es farà servir pel següent monoplaça elèctric creat per l'equip, el CAT09e, reduint l'impacte ambiental d'aquest. Finalment els components que no siguin reutilitzats es faran servir com a recanvi de vehicles posteriors. Els components que s'hagin de canviar per desgast com poden ser els rodaments es reciclaran com a ferralla.

D'altra banda, el projecte de vehicle elèctric presenta algunes externalitats positives. Mitjançant aquest projecte s'aprofundeix en el coneixements del vehicle elèctric i s'avança en el camp de coneixement d'aquest tipus de vehicles. A part de proporcionar experiència als estudiants que formen part del projecte, el desenvolupament d'aquest projecte genera coneixement en les empreses col·laboradores que hi participen respecte el que fa als vehicles elèctrics i la mobilitat sostenible.

11. Estudi econòmic

A les proves de Formula Student s'inclou una prova que consisteix en elaborar un informe del cost total del vehicle pel que respecta a materials, fabricació i assemblatge, en una producció en sèrie de 1000 unitats. Per elaborar aquest informe, es fan servir unes taules proporcionades per la organització que pretenen homogeneïtzar els costos dels materials i fabricació entre els equips, de manera que es pugui fer una comparació directe entre els competidors. L'informe per tot el sistema de transmissió es presenta en l'annex G. A la Taula 11.2 es mostra el resum dels resultats obtinguts.

Assemblatge		Cost de material	Cost de procés	Cost de cargoleria	Cost d'utilitatges	Total Cost
A0001	Assemblatge motor	\$13,65	\$65,17	\$1,64	\$4,00	\$84,45
A0002	Eix d'entrada	\$31,65	\$126,37	\$1,64	\$0,00	\$159,66
A0003	Eix intermedi	\$19,07	\$35,18	\$0,13	\$0,00	\$54,37
A0004	Eix de sortida	\$223,28	\$185,34	\$1,99	\$0,00	\$462,78
A0005	Carcassa d'engranatges	\$127,53	\$300,06	\$1,39	\$1,00	\$429,97
A0006	Assemblatge de paliers	\$229,93	\$50,19	\$3,55	\$6,67	\$290,33
Total		\$645,11	\$762,29	\$10,33	\$11,67	\$1.481,57

Taula 11.1 – Taula de costos per una producció de 1000 unitats.

A més del cost de les peces, es calculen els costos d'enginyeria que consten el cost del personal i les despeses de llicència de software que es fa servir.

Activitat	Unitat	Preu unitat	Cost total
Desenvolupament del model longitudinal	168h	20 €/h	3360 €
Desenvolupament de programes de càlcul d'engranatges i eixos	200h	20 €/h	4000 €
Disseny de components	1000h	20 €/h	19600 €
Realització de plànols	50h	20 €/h	1000 €
Equips informàtics	1	900 €	900 €
Llicències de software	2	1500 €	3000 €
Total			31860 €

Taula 11.2 – Costos d'enginyeria

Tenint en compte que els costos d'enginyeria són fixos, cal dividir-los pel nombre d'unitats. Considerant que 1 euro equival a 1,1 dòlars, el preu total comptant despeses d'enginyeria i de producció és de 1378,74 €.

Conclusions i recomanacions

Un dels principals objectius era dissenyar, fabricar i provar un sistema de transmissió pel CAT08e que fos robust i fiable i permetés al vehicle tenir un bon comportament en pista. Aquest objectiu ha estat assolit de manera satisfactòria, sent el CAT08e el cotxe elèctric de l'equip que millors resultats ha obtingut proclamant-se com a millor cotxe elèctric de l'estat a la competició de Formula Student Spain. Els problemes que van sorgir en l'etapa de proves es van poder solucionar en la fase de proves s'ha pogut solucionar de manera senzilla, tenint més cura en el muntatge dels components i la transmissió ha estat prou fiable i robusta.

El pes total de la transmissió per engranatges no dista gaire de les transmissions per corretja precedents, per tant s'ha aconseguit un sistema bastant lleuger tot i ser una alternativa que en principi presenta més pes. Aquest pes encara es pot reduir coneixent millor les sol·licitacions del motor mitjançant l'adquisició de dades. La falta de dades als inicis d'aquest projecte ha provocat el sobredimensionament d'alguns components.

Per altra banda, s'ha aprofundit el coneixement pel que respecta a disseny de reductor d'engranatges, sent aquesta la primera transmissió per engranatges desenvolupada per l'equip i la primera en l'estat espanyol per un vehicle de Formula Student. Aquest coneixements adquirits assenten la base sobre la qual es dissenyaran futurs reductors d'engranatges que formin les transmissions dels vehicles elèctric de l'equip ETSEIB Motorsport.

Les recomanacions que es poden extreure són:

- Dedicar més persones a dissenyar el sistema de transmissió de manera que el disseny es pugui acabar abans i es pugui reduir el temps de disseny i fabricació per tal de fer més proves en pista.
- Estudiar mitjançant l'adquisició de dades les càrregues que se li apliquen a la transmissió per tal de poder dissenyar un sistema més lleuger i dimensionat respecte a les càrregues reals i no respecte a simulacions matemàtiques simplificades.
- Considerar el desplaçament de perfil a l'hora de dissenyar els engranatges per tal de trobar opcions més lleugeres. Això no ha estat possible en aquest projecte per tal de simplificar el disseny i la fabricació
- Fer assajos a torsió d'inserts metàl·lics i tubs de fibra per tal de realitzar paliers de fibra de carboni, que redueixen el pes de manera considerable.
- Provar més ajustos del diferencial per tal de canviar el comportament dinàmic del vehicle.

Agraïments

M'agradaria agrair a totes les persones involucrades en el projecte Formula Student de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona per haver-me donat la oportunitat de formar part de l'equip ETSEIB Motorsport durant dos anys, participant en la creació del CAT07e i del CAT08e, i a l'escola per permetre que es facin aquest tipus de projectes.

Vull agrair a totes les empreses que col·laboren amb l'equip, proporcionant recursos com també assessorament, per donar la oportunitat a un petit grup d'estudiants de tenir la seva primera experiència en el món de l'enginyeria dissenyant, fabricant, construint i provant un prototip elèctric de competició. Sense l'ajuda d'aquestes empreses el projecte no seria possible. Vull agrair especialment a les empreses i a les persones que han col·laborat en la realització del sistema de transmissió, a Elringklinger per la fabricació de la carcassa d'engranatges, al Laboratori Comú i tots els seus treballadors per la mecanització dels eixos i l'assessorament i ajuda que presten en tot moment als integrants de l'equip, al Jaume Nebot de BRADOL per la seva atenció i ajuda en l'elecció dels lubricants, a Josep Ribas de Nissan per guiar-nos en l'etapa inicial de disseny i a Schaeffler pel subministrament de rodaments.

Per altra banda, vull agrair als companys del CAT07e, ja que va ser amb ells amb els que vaig descobrir el món de la Formula Student, i especialment als companys que es van quedar a l'equip l'any següent amb l'ambició de crear el millor monoplaça elèctric de la història de l'equip. També a tots els integrants del CAT08e que van sacrificar part de la seva vida per fer el cotxe millor, ja que sense ells, les seves infinites hores de treball i les seves nits sense dormir la realització d'aquest cotxe no hagués estat possible. Aquestes vivències dins l'equip m'han ajudar a créixer com a enginyer i sobretot com a persona.

Finalment vull agrair a la Pili per aguantar-me durant aquests anys i haver suportat que li dedicués tantes hores a la Formula Student. Sense el seu suport hagués estat impossible.

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] FORMULA STUDENT GERMANY. Formula Student Electric. [https://www.formulastudent.de/fse/, 3 d'octubre de 2015]
- [2] ATZ EXTRA. [http://www.meinfachwissen.de/free-magazin/formulastudent/index.html#63, 3 d'octubre de 2015]
- [3] REVOLVE NTNU [http://www.revolve.no/, 4 d'octubre de 2015]
- [4] FSAE RULES 2014-2015 [http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revisio%2091714%20kz.pdf, 16 de setembre de 2015]
- [5] ENSTROJ. Manual for EMRAX motors [http://www.enstroj.si/images/stories/manual_for_emrax_motor_december_2014_new.pdf, 16 de setembre de 2015]
- [6] BESSELINK, I.J.M.; SCHMEITZ, A.J.C.; PACEJKA, H.B. *An improved magic formula/swift tyre model that can handle inflation pressure changes*
- [7] MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International Publications, 1995.
- [8] LINARES, M. Elección de los neumáticos, ajuste del model de Pacejka y utilización del mismo para el diseño y dimensionamiento del conjunto rueda de un Formula Student (CAT08e), Projecte Final de Carrera a l'ETSEIB, UPC, 2016.
- [9] FORMULA STUDENT GERMANY. Results FSE 2015. [https://www.formulastudent.de/fse/2015/results/, 14 de Novembre de 2015]
- [10] CABUTÍ, P. Disseny i millora del sistema d'enregistrament de dades per a l'equip ETSEIB Motorsport de la Formula Student, Treball de Final de Grau a l'ETSEIB, UPC, 2015.
- [11] MAITRA, G. Handbook of gear design.1989
- [12] ISO 6336-1:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. 2006.
- [13] ISO 6336-2:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 2: Calculation of surface durability (pitting). 2006.
- [14] ISO 6336-3:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 3: Calculation of tooth bending strength. 2006.
- [15] ISO 6336-5:2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 5: Strength and quality of materials. 2006.
- [16] SCHAEFFLER. Bearing selection. [http://medias.schaeffler.com/medias/la/start.do?property&lang=en&mediasS=bT4rQY2U1zM5&mediasCall]
- [17] HAMROCK, B.J.; DOWNSON D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point contacts. Fully Flooded Results. J. Lub. Tech., vol. 99, no. 2, Apr. 1977
- [18] DREXLER MOTORSPORT GMBH. Assembly and disassembly instruction Formula Student limited slip differential 2010.

- [19] ANDERSON N. E.; LOEWENTHAL S.H. Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load. NASA Technical Paper 1662. February 1980.
- [20] BENEDICT, G. H.; AND KELLEY, B. W. Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction. ASLE Trans., vol. 4, no. 1, Apr., 1961
- [21] SKF. Rolling bearings. Agost 2013.
- [22] EPIDOR. Estanqueidad. Retenes, deflectores i laberintos.
- [23] SEETHARAMAN, S. An investigation of load-independent power losses of gear Systems. Dissertation. Ohio State University, 2009.
- [24] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES. Schaeffler Technical Pocket Guide STT.
- [25] HARRIS, T.A.; KOTZALAS, M. N. Rolling Bearing Analysis

Bibliografia complementària

- CHEVALIER, A. Guide du dessinateur industriel : pour maîtriser la communication technique. Paris: Hachette, cop. 2003.
- FENOLLOSA, J. Unions cargolades. Barcelona: Servei de Publicacions de la UPC, 1993.
- STOKES, A. Manual Gearbox Design. Butterworth/Heinemann, 1992.
- BUDYNAS, R.G.; NISBETT, J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. Ninth Edition. 2011.