

Treball de Fi de Grau

Grau en Enginyeria en Tecnologies Industrials

Disseny del sistema de direcció del CAT12e

MEMÒRIA

Autor: Josep Maria González Feliu
Director: Lluís Roger Casals
Convocatòria: Gener 2019



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resum

L'objecte del present document ha estat deixar constància del disseny mecànic i geomètric del sistema de direcció del CAT12e. Aquest monoplaça serà el que competirà en la dotzena temporada del equip *ETSEIB Motorsport* a la *Formula Student*. Una temporada on l'equip es disposa a implementar un dels canvis més grans en la seva història: la incorporació de quatre motors, un a cada roda, controlats independentment. En el marc de tots els canvis que suposa un salt cap a una nova tecnologia, el sistema de direcció també s'ha vist involucrat i s'ha hagut de realitzar modificacions amb l'objecte d'adaptar-se a dit canvi.

El bon disseny mecànic de les dues temporades anteriors ha estat la base del disseny d'enguany el qual s'ha realitzat amb l'ajuda del programari *Solidworks®* i s'ha analitzat pel mètode dels elements finits amb el programari *Ansys®*. Per tal de realitzar l'anàlisi de les característiques cinemàtiques del sistema de direcció s'ha usat el programa informàtic *OptimumKinematics®*.

Durant les anteriors temporades s'ha seguit la mateixa tendència en el disseny geomètric del sistema de direcció, més concretament en la geometria d'*Ackermann*, però no s'ha dut a terme cap estudi per tal de justificar les decisions preses. Per aquest motiu, el treball també recull un estudi realitzat amb el programa *Matlab®* que acaba justificant la decisió presa en l'elecció de la geometria de direcció del CAT12e.

Es conclou que el sistema de direcció de la present temporada complirà amb la normativa establerta per la competició i amb els requeriments de la implementació d'un motor a cada roda, alhora que es proporciona un estudi que aporta una òptima geometria de direcció la qual s'haurà d'intentar implementar en les properes temporades.

Sumari

RESUM	3
SUMARI	4
1. GLOSSARI	7
1.1. Índex de figures	7
1.2. Índex de taules.....	10
1.3. Índex de símbols.....	10
2. PREFACI	15
2.1. Origen del projecte.....	15
2.2. Motivació.....	16
2.3. Requeriments previs	17
3. INTRODUCCIÓ	19
3.1. Objectius del projecte	19
3.2. Abast del projecte	20
4. NORMATIVA FSAE	21
5. JUNTA UNIVERSAL	25
5.1. Justificació de la elecció.....	25
5.2. Característiques del sistema.....	26
5.3. Elecció de les dimensions de la junta universal.....	29
6. CONJUNT EIX D'ENTRADA	31
6.1. Eix d'entrada	31
6.2. Suport	33
6.2.1. Objectiu i esforços del suport.....	33
6.2.2. Allotjament dels rodaments.....	35
6.2.3. Simulacions.....	37
7. CONJUNT EIX DE SORTIDA	41
7.1. Disseny de la columna de direcció	41
7.2. Simulacions.....	42
8. CONJUNT PINYÓ-CREMALLERA	45
8.1. Consideracions prèvies.....	45
8.1.1. Descripció del sistema	45
8.1.2. Modificacions respecte al monoplaça anterior	45

8.2.	Disseny del conjunt pinyó-cremallera.....	47
8.2.1.	Requeriments previs	47
8.2.2.	Determinació dels paràmetres	48
8.2.3.	Forces de contacte entre el pinyó i la cremallera	50
8.2.4.	Validació de la sol·licitació i resistència de la transmissió a flexió al peu de la dent del pinyó i la cremallera.....	50
8.2.5.	Validació de la sol·licitació i resistència de la transmissió a fatiga superficial del pinyó i la cremallera	52
8.2.6.	Factors de seguretat del conjunt pinyó-cremallera.....	53
8.3.	Pinyó.....	53
8.3.1.	Forces sobre l'eix del pinyó.....	54
8.3.2.	Simulacions estàtiques	55
8.3.3.	Estudi a fatiga del pinyó	56
8.4.	Cremallera.....	57
8.4.1.	Forces sobre la cremallera.....	58
8.4.2.	Simulacions estàtiques	59
8.5.	Allotjament.....	60
8.5.1.	Forces sobre l'allotjament	61
8.5.2.	Simulacions estàtiques i factor de seguretat	61
9.	ESTUDI DE LA CONFIGURACIÓ ACKERMANN	64
9.1.	Introducció	64
9.2.	Objectius.....	66
9.3.	Procediment	68
9.4.	Resultats.....	73
9.5.	Conclusions de l'estudi.....	77
10.	CINEMÀTICA DE LA DIRECCIÓ	78
10.1.	Sol·licitacions i condicionants.....	78
10.2.	Configuració d' <i>Ackermann</i>	78
10.3.	Radi de gir	79
10.4.	Relació de direcció	79
10.5.	<i>Bump steer</i> i <i>roll steer</i>	80
11.	PRESSUPOST DEL PROJECTE	86
12.	IMPACTE AMBIENTAL	88
	CONCLUSIONS	89
	AGRAÏMENTS	91

BIBLIOGRAFIA

92

1. Glossari

1.1. Índex de figures

Figura 4.1. Requeriments del volant.	22
Figura 4.2. Plantilla transversal de l'habitacle [1].....	23
Figura 5.1. Vista superior i lateral.....	25
Figura 5.2. Angle eix de sortida enfront angle eix d'entrada.....	27
Figura 5.3. Relació parell entrada-sortida enfront angle d'entrada.....	28
Figura 5.4. Factor corrector en funció de l'angle de treball.....	29
Figura 5.5. Dimensions junta en funció del parell d'entrada i les rpm.....	30
Figura 6.1. Imatge del conjunt eix d'entrada.....	31
Figura 6.2. FS de l'eix d'entrada.....	32
Figura 6.3. Deformació de l'eix d'entrada.	32
Figura 6.4. Moments junta universal.	33
Figura 6.5. Verificació de vida del rodament.	35
Figura 6.6. Verificació duració de vida del rodament.....	36
Figura 6.7. Disposició dels rodaments rígids de boles.	36
Figura 6.8. Deformació màxima.	37
Figura 6.9. Factor de seguretat.	38
Figura 6.10. Suport monocasc per restringir 2 graus de llibertat.	38
Figura 6.11. Deformació conjunt suport.	39
Figura 6.12. Factor de seguretat conjunt suport.....	39
Figura 6.13. Deformació del suport monocasc optimitzat.....	40
Figura 6.14. Factor de seguretat del suport monocasc optimitzat.	40

Figura 7.1. Versió CAD del conjunt columna.	41
Figura 7.2. Deformació màxima de la columna de direcció.....	42
Figura 7.3. Factor de seguretat de la columna de direcció.....	42
Figura 7.4. Esquema d'aplicació de la força.....	43
Figura 7.5. Deformació màxima de la columna de direcció.....	43
Figura 7.6. Factor de seguretat de la columna de direcció.....	44
Figura 8.1. Comparació allotjaments CAT10e i CAT12e.....	46
Figura 8.2. Manota de direcció i topall.	47
Figura 8.3. Descomposició de les forces que actuen sobre l'engranatge.	50
Figura 8.4. Empaquetament pinyó.	54
Figura 8.5. Factor de seguretat de l'eix del pinyó.....	55
Figura 8.6. Desplaçaments a l'eix del pinyó.	56
Figura 8.7. Seccions crítiques de l'eix escollides.	56
Figura 8.8. Elements de la cremallera de direcció.	57
Figura 8.9. Factor de seguretat de la cremallera.....	59
Figura 8.10. Deformació en l'eix Y.	60
Figura 8.11. Allotjament del conjunt pinyó-cremallera.....	61
Figura 8.12. Condicions de contorn de l'allotjament.....	62
Figura 8.13. Factor de seguretat de l'allotjament.	62
Figura 8.14. Deformació màxima de l'allotjament.	63
Figura 9.1. Configuració d'Ackermann.	64
Figura 9.2. Gràfic força lateral enfront angle de deriva per cada geometria. [10].....	66
Figura 9.3. Força lateral enfront angle de deriva.....	67
Figura 9.4. Eixos i centre de coordenades.....	68
Figura 9.5. Diagrama de blocs del model fet amb el programa Matlab®.	69

Figura 9.6. Relació de direcció CAT11e.....	70
Figura 9.7. Radi de curvatura a cada corba.	72
Figura 9.8. Classificació de les corbes del circuit de “Formula Student Germany”.....	72
Figura 9.9. Angle de volant enfront configuracions.	74
Figura 9.10. Angle de volant enfront configuracions.	74
Figura 9.11. Angle de volant enfront configuracions.	75
Figura 9.12. Radi de gir enfront configuracions.....	75
Figura 9.13. Radi de gir enfront configuracions.....	75
Figura 9.14. Temps en realitzar un Skidpad enfront configuracions.....	76
Figura 9.15. Temps en realitzar una corba de radi 4,7 m.....	76
Figura 10.1. Angle de convergència.....	80
Figura 10.2. Definició roll (Mx) i heave (My).....	81
Figura 10.3. Definició toe out.	81
Figura 10.4. Convergència enfront balanceig rodes davanteres.	82
Figura 10.5. Convergència enfront balanceig rodes posteriors.	82
Figura 10.6. Moments a les rodes en una frenada.....	83
Figura 10.7. Convergència enfront capcineig rodes davanteres i posteriors.	84
Figura 10.8. Direcció de les rodes en un gir a esquerres.	85

1.2. Índex de taules

Taula 8.1. Paràmetres de la transmissió pinyó-cremallera.....	49
Taula 8.2. Valors de les càrregues sobre l'eix del pinyó.....	54
Taula 8.3. Resultats de l'estudi a fatiga de les seccions de l'eix del pinyó.	57
Taula 8.4. Valors de les reaccions de les bieletes.	58
Taula 8.5. Valors de les reaccions al coixinets.....	58
Taula 9.1. Diferents configuracions.....	68
Taula 10.1. Percentatge d'Ackermann del CAT12e.	79
Taula 10.2. Evolució de la relació de direcció.	79
Taula 10.3. Valors màxims i mínims de convergència.	84
Taula 11.1. Pressupost del disseny de la direcció.	86
Taula 11.2. Pressupost de la fabricació de la direcció.	87

1.3. Índex de símbols

a_{long} Acceleració longitudinal màxima

$a_{lateral}$ Acceleració lateral màxima

$a_{impacte}$ Acceleració vertical màxima en un impacte

α_0 Angle de pressió normal

α_{0t} Angle de pressió transversal

α'_t Angle de pressió de funcionament

b_{min} Amplada mínima de la dent

β Angle que formen l'eix d'entrada i l'eix de sortida de la junta universal

β_b Angle d'inclinació en el cilindre base

β_0 Angle d'inclinació

β_{rodes}	Angle de deriva de la roda
$d'1_{min}$	Diàmetre de funcionament mínim
d_{op}	Diàmetre de generació
d_a	Diàmetre de cap
d_f	Diàmetre de fons
d_{o1}	Diàmetre base
$d'p$	Diàmetre de funcionament del pinyó
d_{AB}	Distància entre el rodament A i B
δ_i	Angle de la roda interior
δ_e	Angle de la roda exterior
$\delta_{e,Ack}$	Angle de la roda exterior donat el cas de complir la geometria d'Ackermann
ε	Recobriments de perfil
F_t	Força tangencial
F_r	Força radial
F_a	Força axial
$FS_{flexió P}$	Factor de seguretat a flexió al peu de la dent per al pinyó
$FS_{flexió C}$	Factor de seguretat a flexió al peu de la dent per la cremallera
FS_H	Factor de seguretat a fatiga superficial pel pinyó i la cremallera
F_{yrodA}	Força aplicada sobre el rodament A en la direcció Y
F_{yrodB}	Força aplicada sobre el rodament B en la direcció Y
F_{axial}	Força axial màxima realitzada pel pilot sobre el volant
$F_{lateral}$	Força lateral màxima realitzada pel pilot sobre el volant
$F_{vertical}$	Força vertical màxima realitzada pel pilot sobre el volant
$F_{x,rodes}$	Força longitudinal de la roda

$F_{y_{rodes}}$	Força lateral de la roda
h	Distància de l'eix davanter al dintre de gravetat del vehicle
h_{a0}	Altura mitja del cap de la cremallera
i	Relació de direcció
K_{adm}	Resistència admissible al peu de la dent
K_A	Factor de servei
K_V	Factor de velocitat
K_M	Factor de càrrega
K_{bL}	Factor de durada
K_c	Factor de probabilitat de fallada
L	Recorregut màxim de la cremallera
l_e	Longitud de l'eix
l_f	Longitud de funcionament
M_t	Moment aplicat sobre el pinyó
M_1	Moment de l'eix d'entrada
M_2	Moment de l'eix de sortida
M_3	Moment resultant de la resta del M_1 i M_2
m_{pilot}	Massa del pilot
m_0	Mòdul normal
m_{0t}	Mòdul de generació frontal
m'_t	Mòdul frontal de funcionament
θ	Angle màxim del volant
ρ_0	Pas de la cremallera
ρ_{0t}	Pas transversal de la cremallera

ρ_b	Pas base
ρ_{bt}	Pas base transversal
φ_1	Angle de l'eix d'entrada
φ_2	Angle de l'eix de sortida
R	Radi del pinyó
R_{ax}	Reacció del rodament A en l'eix X
R_{ay}	Reacció del rodament A en l'eix Y
R_{az}	Reacció del rodament A en l'eix Z
R_{bx}	Reacció del coixinet B en l'eix X
R_{by}	Reacció del coixinet B en l'eix Y
R_{bz}	Reacció del coixinet B en l'eix Z
R_{Pz}	Reacció del rodament P en l'eix Z
R_{Oz}	Reacció del rodament O en l'eix Z
R_{Px}	Reacció del rodament P en l'eix X
R_{Ox}	Reacció del rodament O en l'eix X
R_m	Resistència mecànica del material
S'_f	Límit a fatiga de la proveta en un assaig a fatiga
σ_{adm}	Resistència admissible a pressió superficial o a flexió
σ_{bp}	Sol·licitació pel pinyó a flexió
σ_{bc}	Sol·licitació per la cremallera a flexió
σ_H	Sol·licitació pel pinyó i la cremallera a pressió superficial
t	Temps
v'_t	Velocitat tangencial en el diàmetre de funcionament
V_x	Velocitat longitudinal d'una roda

V_y	Velocitat lateral d'una roda
$V_{x_{CDG}}$	Velocitat longitudinal del vehicle
$V_{y_{CDG}}$	Velocitat lateral del vehicle
ω_1	Velocitat angular de l'eix d'entrada
ω_2	Velocitat angular de l'eix de sortida
$\dot{\psi}$	Derivada respecte el temps de la guinyada del vehicle
Y_f	Factor de forma
Y_β	Factor d'inclinació
Y_ε	Factor de recobriment
Y_s	Factor de concentració de tensions
Z_{vp}	Nombre de dents equivalent
Z_β	Factor de recobriment a fatiga superficial
Z_C	Factor geomètric
Z_E	Factor de matèria

2. Prefaci

2.1. Origen del projecte

El present treball de fi de grau té el seu origen dins l'equip de Formula Student de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (*ETSEIB*). L'*ETSEIB* Motorsport és un equip de competició automobilística format íntegrament per estudiants amb el suport i direcció de diversos professors de l'escola.

La tasca de cadascun dels membres de l'equip és estudiar, dissenyar i construir un monoplaça per tal de competir contra altres equips universitaris de la resta del món en les competicions que tenen lloc durant l'any. Concretament, la meua tasca a realitzar dins l'equip al llarg del curs acadèmic 2018-2019 és la implementació d'un nou sistema de direcció per al CAT12e.

Aquest document és la recopilació de tot el procés de disseny del monoplaça, excloent la fabricació i verificació les quals es realitzaran al quadrimestre de primavera del present curs acadèmic. Alhora, aquesta memòria pretén ser una guia per als futurs encarregats del sistema de direcció, per tal de deixar constància de les solucions que s'han adoptat i el motiu pel qual s'han considerat les més viables. Així doncs, queda enregistrat un disseny que serà la base del futur CAT13e ja que, al mantenir el model del monocasc d'una temporada a l'altre, el sistema de direcció no permet implementar canvis substancials però sí millores al present disseny.

Tot i que aquesta memòria tracta del disseny de la direcció del CAT12e, s'han considerat totes les altres parts del vehicle, ja que l'optimització de l'espai dins del monocasc és essencial per tal de construir un monoplaça lleuger.

2.2. Motivació

La motivació per a formar part de l'equip i alhora realitzar aquest projecte neix d'un gran interès pel món de la competició automobilística. Fruit d'aquest interès em va sorgir la necessitat d'ampliar els coneixements sobre el tema i formant part de l'equip ETSEIB Motorsport i de la mà dels professors que dirigeixen el projecte he pogut assolir aquest propòsit.

D'aquesta manera, la principal motivació per a la realització d'aquest projecte ha estat la necessitat d'aprendre sobre la dinàmica del vehicle i, més concretament, el sistema de direcció.

Tot i que el CAT12e té onze antecessors que van aportar gran experiència dins l'equip, les últimes temporades no s'ha dedicat tants esforços al sistema de direcció. Amb la intenció d'implementar un nou sistema de direcció pel qual no s'ha optat en els últims anys i el qual es creu que pot ser una aportació per als futurs dissenys sorgeix la concepció del present projecte.

A més a més, pocs projectes en l'àmbit acadèmic disposen dels recursos suficients per tal de portar-se a la pràctica, de manera que un atractiu afegit a aquest tipus de projectes és la possibilitat de poder fabricar i provar un disseny propi.

En conclusió, el gran interès pel tema, la gran convicció de poder implementar un disseny propi i provar-lo han estat les principals motivacions a l'hora de escollir el present projecte.

2.3. Requeriments previs

Per a la realització d'aquest projecte s'han de complir una sèrie de requeriments i coneixements previs.

En primer lloc, és necessari formar part de l'equip ETSEIB Motorsport per tal de poder accedir a tota la informació recollida en els anys anteriors alhora que la dels diversos departaments que enguany hi ha dins l'equip. L'accés a dita informació permet realitzar un disseny funcional dins del CAT12e.

Seguidament, i lligat al primer requeriment, és molt important poder accedir a la informació que el fabricant de les diferents peces pot proporcionar per tal de realitzar un disseny que, en un futur, pugui ser fabricat pels patrocinadors de l'equip.

Per últim cal tenir uns coneixements tècnics de matèries impartides per la escola (disseny mecànic, anàlisi d'elements finits, etc.) i d'altres més autodidactes com la dinàmica del vehicle. El software utilitzat durant el disseny del projecte ha estat el següent: *SolidWorks®*, *Ansys®*, *OptimumKinematics®*, *IPG®*, *KisSoft®* i *Matlab®*.

3. Introducció

3.1. Objectius del projecte

Els objectius principals del projecte es resumeixen en dissenyar un sistema de direcció d'un prototip de competició que proporcioni el millor funcionament possible, el mínim pes, el mínim cost, unes bones sensacions per part del pilot i el compliment de la normativa de la competició.

Per tal d'aconseguir aquests objectius tan genèrics, s'han desglossat i concretat en els següents punts. També s'han detallat altres objectius que es volen assolir en aquest projecte.

1. *Proporcionar el millor funcionament possible*

- Dimensionar els diferents manegaments del sistema per aconseguir una joc gairebé nul.
- Incorporar una junta Cardan.
- Disposar d'un sistema de reglatge robust que permeti ajustar els components.
- Seleccionar els rodaments i disseny els seus allotjaments.
- Facilitar el muntatge.
- Complir la normativa.

2. *Mínim pes*

Es vol optimitzar totes les peces dissenyades per a minimitzar el pes del conjunt seguint la indicació de tot l'equip d'intentar assolir un pes del CAT12e de 199 kg.

3. *Mínim cost*

Es pretén realitzar dissenys fàcils de fabricar per tal que el cost durant la seva fabricació siguin menors.

4. *Rebre bones sensacions per part del pilot*

El sistema de direcció s'adaptarà a la ergonomia del pilot i es pretén mantenir o reduir els esforços que aquest ha de realitzar durant la conducció.

5. *Estudiar l'afectació de la geometria d'Ackermann a la dinàmica del vehicle*

Un cop finalitzat el disseny es pretén fer un estudi de la dinàmica del vehicle per a diferents configuracions d'Ackermann mitjançant un model al software AVL® per tal de corroborar quantitativament l'elecció presa.

3.2. Abast del projecte

En aquest projecte es vol profunditzar en el disseny mecànic i geomètric dels elements que conformen el sistema de direcció del CAT12e i realitzar una justificació de l'elecció de la configuració cinemàtica d'aquest.

En el conjunt d'elements que conformen aquest sistema s'ha inclòs totes les unions al monocasc i s'ha exclòs el disseny del volant ja que d'aquest s'encarrega els responsables de l'ergonomia del vehicle.

En el treball s'inclouen totes les simulacions i càlculs necessaris per arribar a les solucions adoptades.

Mencionar que, com s'ha comentat als objectius, un limitant de l'equip són els recursos econòmics i és per això que s'ha dissenyat pensant en la forma més òptima en quant al pes i cost.

4. NORMATIVA FSAE

La *Formula Student*, igual que totes les altres competicions automobilístiques, es regeixen per un conjunt de normés que tenen com a finalitat verificar que el monoplaça és plenament segur tant pels pilots com per tota la gent que els envolta.

Dita normativa s'actualitza anualment i sol donar peu a la creativitat que tots els futurs enginyers creguin adequada dins de la obligació de garantir de la seguretat.

Aquest capítol detalla les diferents parts de la normativa que afecten la direcció del monoplaça. A continuació es mostra una traducció d'aquesta normativa.

T2 REQUERIMENTS GENERALS DEL DISSENY

T 2.6 DIRECCIÓ

T 2.6.1 Els sistemes de direcció que utilitzen cables per a l'accionament estan prohibits.

T 2.6.2 El volant ha d'actuar directament mecànicament amb les rodes davanteres.

T 2.6.3 El sistema de direcció ha de tenir aturades de direcció que impedeixen que els enllaços de direcció es bloquegin. Les parades s'han de col·locar al bastidor i han d'evitar que els pneumàtics i els llandes es posin en contacte amb altres parts. L'actuació de la direcció ha de ser possible amb el cotxe aturat.

T 2.6.4 El joc lliure del sistema de direcció està limitat a un total de 7 ° mesurat al volant.

T 2.6.5 El volant ha d'estar connectat a la columna amb una desconexió ràpida. El conductor ha de poder operar la desconexió ràpida mentre està en la posició normal de conducció amb guants.

T 2.6.6 L'arc de seguretat davanter ha d'estar a no més de 250 mm de la part del davant del volant. Distància mesurada horitzontalment. En la línia central del vehicle. De la part del darrere de l'arc davanter a la part més propera de la superfície del volant, amb aquest a la posició més allunyada del pilot.

T 2.6.7 El volant ha de tenir un perímetre continu proper d'un oval circular o proper. El perfil del perímetre exterior pot tenir algunes seccions rectes, però cap secció còncava.

T 2.6.8 En qualsevol posició angular, la part superior del volant no ha de ser superior a la superfície superior de l'arc frontal. Vegeu la figura 4.1.

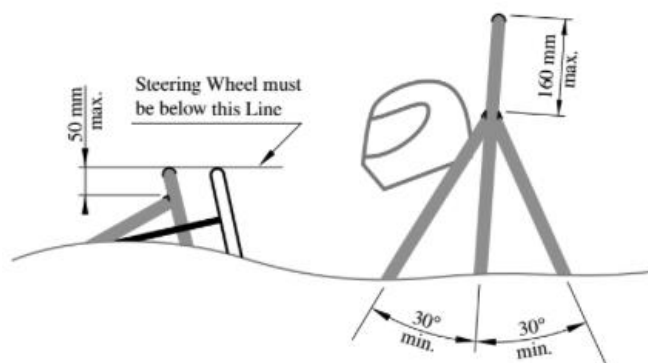


Figura 4.1. Requeriments del volant.

T 2.6.9 La cremallera de direcció ha de ser unida mecànicament al xassís.

T 2.6.10 Les unions entre tots els components que uneixen el volant al bastidor han de ser mecànics i visibles a la inspecció tècnica. Les unions que no tinguin una justificació mecànica no estan permeses. La justificació mecànica ha de mantenir la funcionalitat del sistema de direcció únicament.

T 2.6.11 La direcció a les rodes del darrere, que es pot accionar elèctricament, està permesa si les posicions mecàniques limiten el rang de moviment angular de les rodes posteriors fins a un màxim de 6°. Això s'ha de demostrar amb un conductor al vehicle i l'equip ha d'assegurar que aquest interval d'angle de direcció es verifiqui a la inspecció tècnica.

T4 HABITACLE

T4.1 Obertura de l'habitacle

T4.1.1 Durant la inspecció s'ha de demostrar que les plantilles definides per la competició entren dins l'habitacle.

T4.1.3 Durant la prova de les plantilles el volant, la columna i el seient poden ser retirats. El sistema de canvi no pot ser retirat llevat que s'extregui conjuntament amb el volant.

T4.2 Secció interna de l'habitacle

T4.2.1 La plantilla de la *Figura 4.2* ha de passar verticalment per l'interior de l'habitacle fins a 100 mm del pedal més allunyat en la posició de no funcionament. Si els pedals són ajustables, s'han de posar a la posició més avançada.

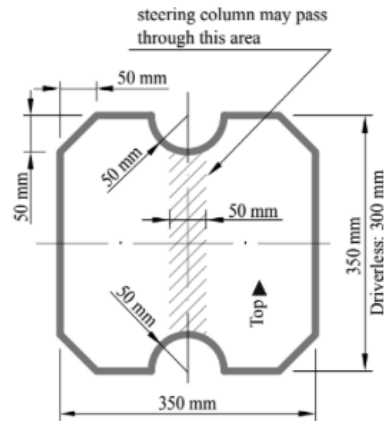


Figura 4.2. Plantilla transversal de l'habitacle [1].

T4.2.3 Únicament es poden extreure del vehicle el volant i les proteccions requerides per la norma T5.8 que es puguin extreure sense eines i amb el pilot al seu seient.

T4.2.4 Els cables, tubs, etc. no poden impedir el pas de la plantilla.

T5 EQUIPAMENT DEL PILOT

T5.9 Proteccions de les cames del pilot

T5.8.1 Tots els components de suspensió i direcció mòbils i altres vores afilats a l'interior de l'habitatge entre l'arc de seguretat davanter i un pla vertical de 100 mm cap als pètals han d'estar protegits amb material sòlid.

T5.8.2 Les proteccions dels elements de suspensió i direcció s'han de poder extreure per permetre la inspecció dels punts de muntatge.

T10 ELEMENTS DE SUBJECCIÓ

T10.1 Elements de subjecció crítics

T10.1.1 Els elements de subjecció crítics es defineixen com a cargols, femelles i altres elements de subjecció utilitzats en l'estructura primària, la direcció als frens, a l'arnès de seguretat, a les suspensions i els específicament designats com a suports crítics en la regla

respectiva.

T10.1.2 Tots els elements de subjecció crítics han de complir o superar la graduació 8.8 o equivalent.

T 10.1.5 Qualsevol articulació cargolada a l'estructura primària ha de tenir una relació de distància de vora "e/D" de 1,5 o superior. "D" és igual al diàmetre del forat i "e" és igual a la distància de la línia central del forat a la vora lliure més propera. Qualsevol pestanya que uneix els membres de la suspensió a l'estructura principal no és necessària per complir aquesta regla.

T10.2 Seguretat de les unions

T10.2.3 Els cargols han de tenir un mínim de dos filets sobre la femella.

T10.2.4 Tots els extrems acabats amb una ròtula esfèrica i els rodaments esfèrics de la direcció o la suspensió han de ser de doble cisallament o capturades amb un capçal de cargol o cargol amb un diàmetre exterior més gran que el diàmetre intern de la carcassa esfèrica.

5. JUNTA UNIVERSAL

5.1. Justificació de la elecció

Al llarg de tota la història del equip ETSEIB Motorsport mai s'ha optat per una junta universal donat que en tots aquests anys mai s'havia necessitat que la cremallera de direcció estigués en una posició tant avançada com enguany. Aquest fet ha provocat que l'eix longitudinal del volant formi un angle amb la columna de direcció suficientment petit com per introduir una junta Cardan. El fabricant recomana que aquest angle (β), al qual treballarà la junta universal, no sigui superior a 45° . L'angle β que forma l'actual sistema de direcció és de 30° .

Així doncs, el primer dels motius pels quals s'ha escollit l'ús d'una junta Cardan ha estat la necessitat d'avançar la cremallera en l'eix longitudinal del cotxe per tal d'evitar interferències entre la bieleta de direcció i tot el conjunt caixa i suspensions (format per: caixa, motor, transmissió i braços de suspensió). Al introduir-se per primer cop un motor i una transmissió a cadascuna de les rodes del CAT12e l'espai del qual es disposava per tal d'introduir la bieleta de direcció, com es mostra a la *Figura 5.1*, s'ha reduït i, per tant, s'ha hagut d'adaptar el conjunt direcció a aquest fet.

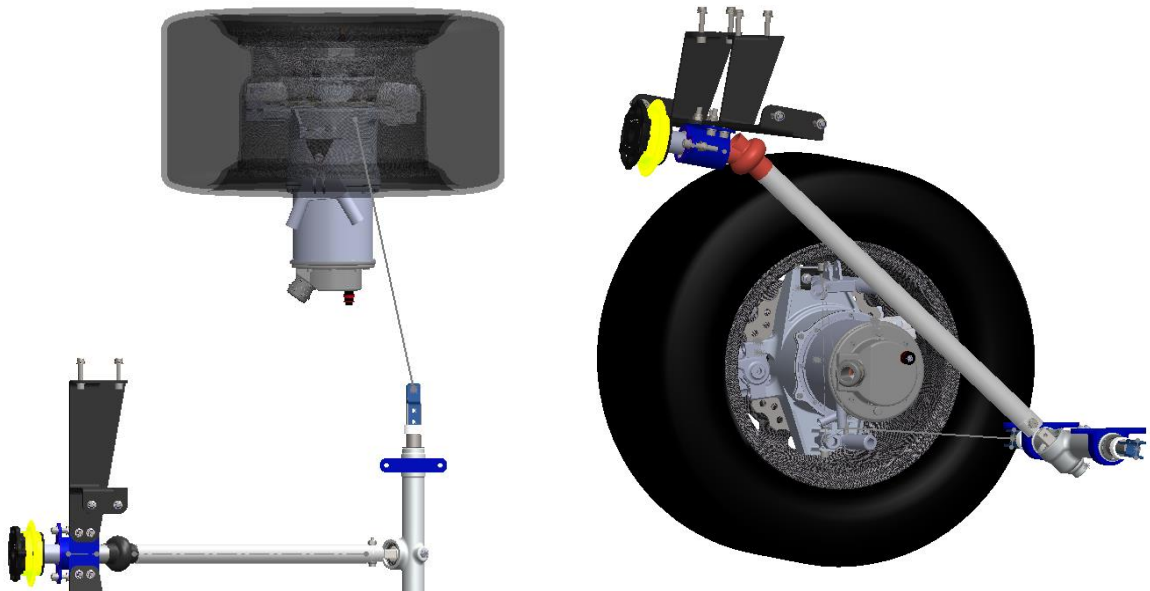


Figura 5.1. Vista superior i lateral.

En segon lloc, aquest canvi suposa una reducció de 1,2 kg ja que es canvia una caixa d'engranatges de 1,4 kg per una junta universal de 0,189 kg. Donat que aquest 1,2 kg es trobaven a 462 mm del terra aquesta reducció de pes permet baixar el centre de gravetat del cotxe beneficiant així la dinàmica del vehicle.

Per últim i no menys important, la modificació suposa una reducció en els costos de 3.337€ ja que la caixa d'engranatges va suposar un cost per l'equip de 3.535€ i la junta Cardan tan sols 198€.

Així doncs, entenent que la junta universal no aportarà cap inconvenient, com s'explicarà en el proper apartat, i que suposarà una reducció de pes d'un 32% i una reducció de 3.337€ es considera que la seva utilització és la correcta decisió pel futur CAT12e.

5.2. Característiques del sistema

La característica principal d'una junta universal o Cardan per si sola és que la transmissió del moviment no és homocinètica. Aquest fet podria comportar problemes a l'hora de transmetre el moviment del volant cap a la columna de direcció i, conseqüentment, a la cremallera però donades les característiques del nostre prototip dita característica no suposa un inconvenient.

Donat que el volant del CAT12e girarà 85° (entès com a eix d'entrada de la junta) per costat l'angle de gir de la columna (entès com a eix de sortida de la junta) seguirà la següent expressió:

$$\tan \varphi_2 = \frac{\tan \varphi_1}{\cos \beta} \quad \text{Equació 5.2.1}$$

φ_1 : angle de l'eix d'entrada

φ_2 : angle de l'eix de sortida

β : angle format entre l'eix d'entrada i l'eix de sortida

En la *Figura 5.2* es mostra, de color vermell, l'angle de l'eix de sortida respecte l'angle de l'eix d'entrada per un angle $\beta=30^\circ$ que ha estat amb el qual s'ha dissenyat el conjunt direcció i, de color negre, aquesta mateixa relació si la junta fos homocinètica. Com es pot observar

l'eix de sortida sempre girarà més que l'eix d'entrada amb una diferència màxima de 4° quan el volant ha girat 45°. Això ens indica que en cap moment es perjudicarà la relació de direcció doncs no caldrà girar més el volant per tal de desplaçar la cremallera el necessari.

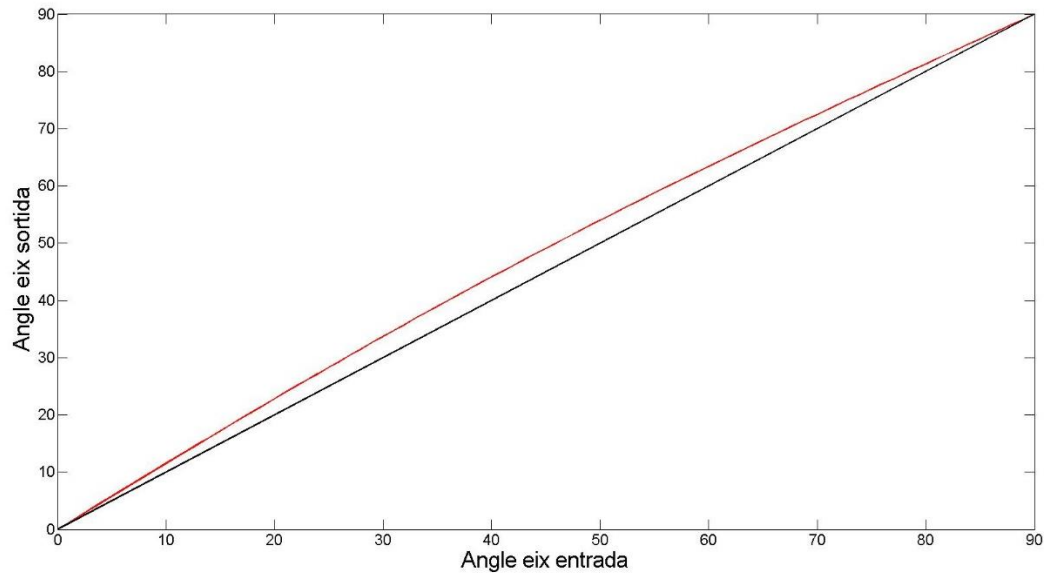


Figura 5.2. Angle eix de sortida enfront angle eix d'entrada.

La velocitat angular de l'eix de sortida respecte l'eix d'entrada segueix la següent expressió:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \beta} \quad \text{Equació 5.2.2}$$

ω_1 : velocitat angular de l'eix d'entrada

ω_2 : velocitat angular de l'eix de sortida

Si apliquem el principi de la conservació de l'energia i es negligeixen les pèrdues per fricció s'obté la següent expressió:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 \quad \text{Equació 5.2.3}$$

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 \quad \text{Equació 5.2.4}$$

$$P_1 = P_2 \quad \text{Equació 5.2.5}$$

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$$

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \beta}{\cos \beta} \quad \text{Equació 5.2.7}$$

M_1 : moment en l'eix d'entrada

M_2 : moment en l'eix de sortida

En la *Figura 5.3* es mostra la relació entre el parell en l'eix de sortida i l'eix d'entrada respecte l'angle de l'eix d'entrada. Com es pot observar, fins a un angle de volant de 45° el pilot ha d'exercir un parell menor al requerit per tal que la columna giri l'angle desitjat ja que durant aquest interval l'eix de sortida gira a una velocitat angular més gran que l'eix de sortida, en canvi a partir dels 45° es produeix l'efecte contrari. Per tant, per a valors propers a 0° s'ha d'aplicar un parell a l'eix d'entrada 0,866 vegades el parell que requereix l'eix de sortida per girar l'angle necessari. En canvi, per a valors propers a 90° s'ha d'aplicar un parell a l'eix d'entrada 1,155 vegades el parell que requereix l'eix de sortida.

Un cop analitzada la data s'ha detectat que tan sols un 8% de les vegades el pilot gira més de 45° el volant durant una *endurance* i fins a un 22% durant un *autocross*. Així doncs, el fet que el pilot hagi de realitzar un parell més elevat no suposa un inconvenient per aquest ja que el nombre d'esforços que haurà de fer són molt menors als beneficis que li aportarà durant el devanir d'una prova.

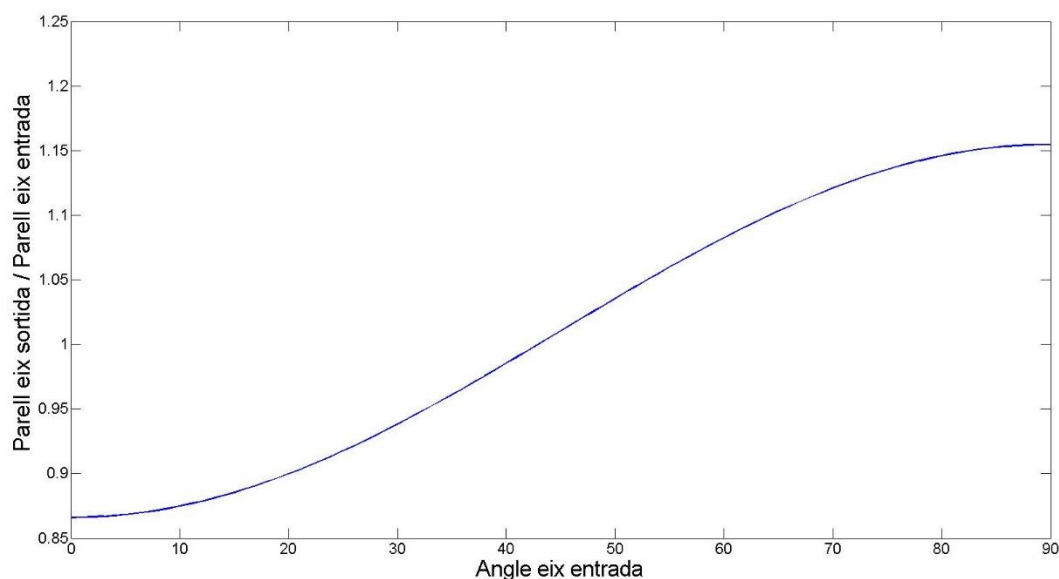


Figura 5.3. Relació parell entrada-sortida enfront angle d'entrada.

5.3. Elecció de les dimensions de la junta universal

Seguint les indicacions del fabricant [2] s'ha procedit al càlcul de les dimensions necessàries de la junta universal per tal que aquesta funcioni correctament al aplicar-li el parell màxim.

Així doncs, tal i com es recomana s'ha multiplicat el parell aplicat per un factor funció de l'angle de treball β de la junta. Aquest factor és de 2,25 com es mostra en la *Figura 5.4*.

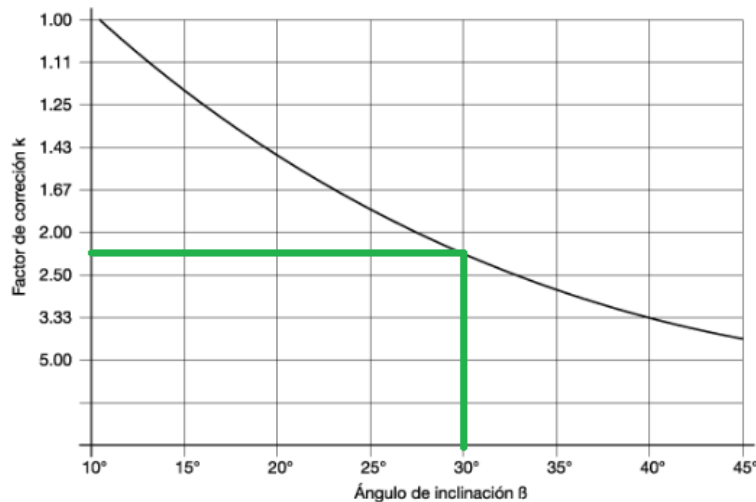


Figura 5.4. Factor corrector en funció de l'angle de treball.

D'aquesta manera es multiplica el parell màxim de 23 $N\cdot m$ per el factor corrector obtenint un valor de 51,75 $N\cdot m$ el qual, juntament amb les 19 revolucions per minut (min^{-1}) mitjançes calculades a partir de les dades obtingudes al sensor d'actuació de la direcció, i mitjançant la *Figura 5.5* resulta en una junta universal de diàmetre exterior 28 mm .

El parell màxim de 23 $N\cdot m$ ha estat determinat mitjançant un assaig amb el CAT11e on s'ha mesurat la força necessària per girar el volant en estàtic donat que aquest és el cas més desfavorable. Queda pendent realitzar un estudi més profund galgant la columna de direcció per extreure els valors exactes de parell aplicat al sistema de direcció. Com que el pinyó de les anteriors temporades es va estudiar amb un parell molt semblant i no va presentar signes de deteriorament i com que quan el vehicle es troba en moviment els esforços disminueixen es considera que l'estudi del sistema de direcció es pot realitzar amb el parell calculat de 23 $N\cdot m$ en la resta del projecte.

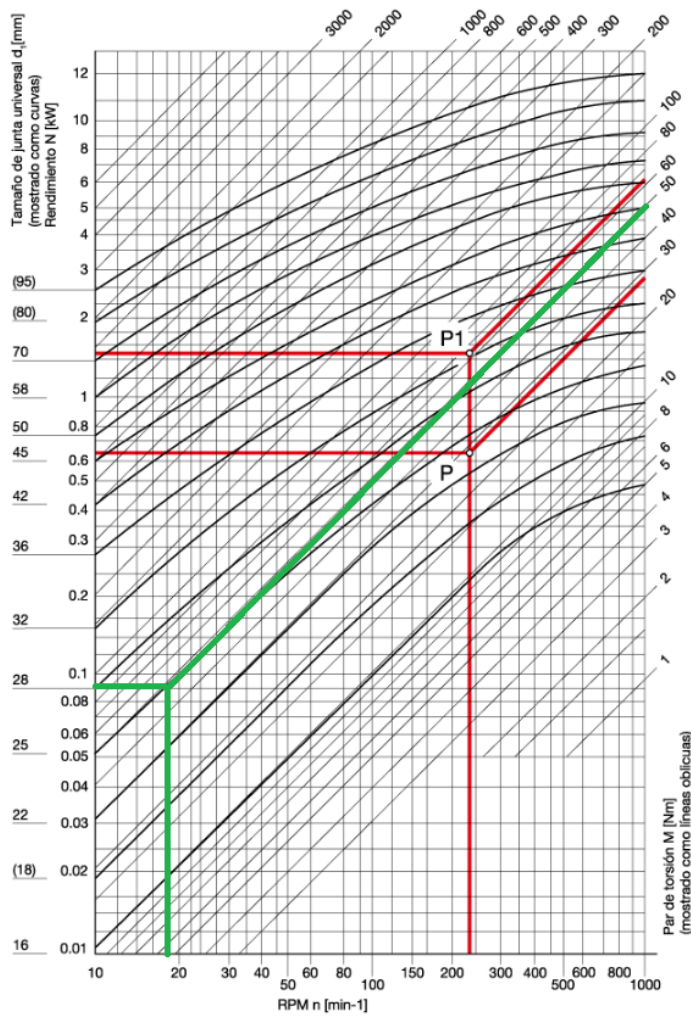


Figura 5.5. Dimensions junta en funció del parell d'entrada i les rpm.

Per últim, comentar que s'ha escollit una junta Cardan amb un encaix quadrat per tal de transmetre el parell entre l'eix d'entrada i l'eix de sortida. Aquesta elecció s'ha basat en l'experiència de temporades anteriors en les que aquest tipus d'encaix ha funcionat correctament.

6. CONJUNT EIX D'ENTRADA

6.1. Eix d'entrada

Donat que s'ha escollit una junta universal amb encaix quadrat s'ha dissenyat un eix que té dit encaix i que es soldarà amb l'extractor del volant. A més s'han realitzat dues ranures per tal d'allotjar les volanderes de l'anell elàstic o *circlip* que fixaran els dos rodaments rígids de boles. En el següent apartat s'explicarà el tipus de fixació i la validació de dits rodaments. En la *Figura 6.1* es mostra l'eix d'entrada.

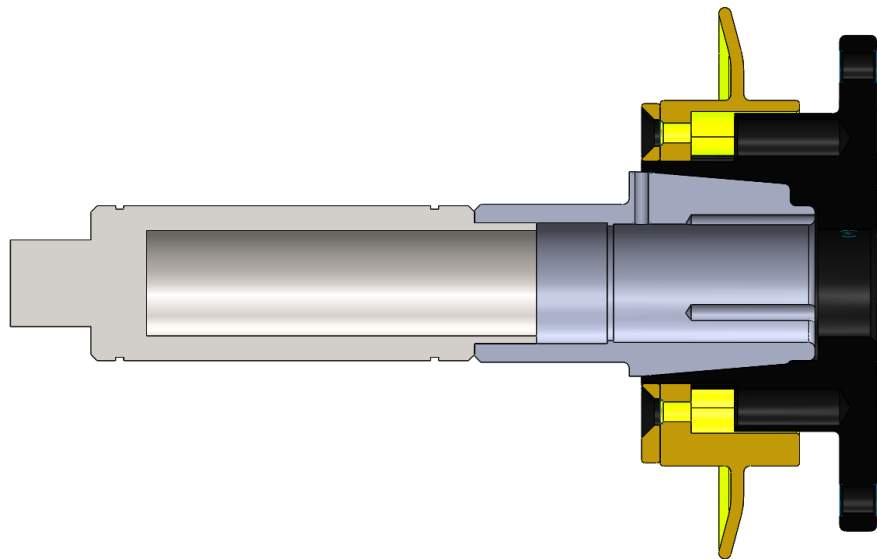


Figura 6.1. Imatge del conjunt eix d'entrada.

L'eix consta d'un mecanitzat d'acer 42CrMo4, UNE F-1252, el plànol del qual es pot trobar a l'*Annex B*. Aquest acer és recomanable per a una bona mecanització i posterior soldadura.

Per tal de simular aquest eix, s'han aplicat tant les forces reacció als rodaments (detallades en el apartat 6.2.1) com el parell màxim que aplica el pilot en el volant. Alhora s'ha fixat l'encaix quadrat simulant així que la columna de direcció i la resta del sistema resten bloquejats. El factor de seguretat resulta de 3,7 i la deformació total de 0,01 mm equivalent a $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}$.

B: Optimització
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
16/12/2018 11:15

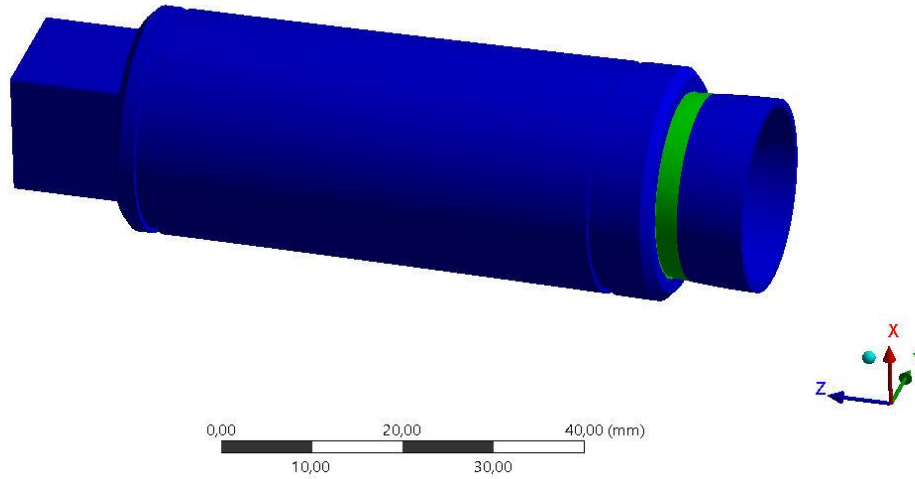


Figura 6.2. FS de l'eix d'entrada.

B: Optimització
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
16/12/2018 11:15

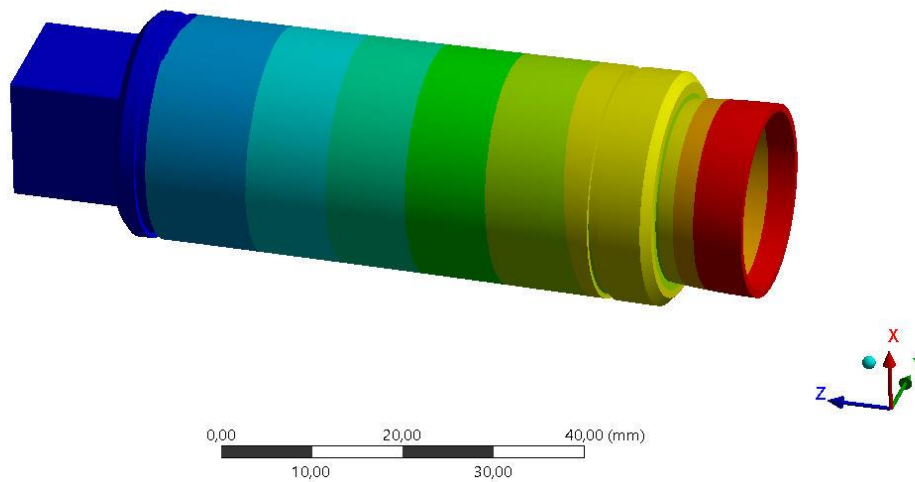
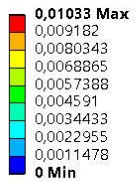


Figura 6.3. Deformació de l'eix d'entrada.

6.2. Suport

6.2.1. Objectiu i esforços del suport

El suport de l'eix d'entrada és el més important per tal de resistir els esforços provinents de la junta universal i per tal de mantenir rígidament tot l'eix d'entrada i de sortida.

L'eix d'entrada trasllada un parell en la seva direcció cap a una altre, la de l'eix de sortida, a 30° de l'anterior. Així doncs s'ha de complir que aquest moment sigui el sumatori de dos altres moments. Com es mostra en la *Figura 6.4* per tal de transmetre el M_1 cap a la columna cal un moment M_3 .

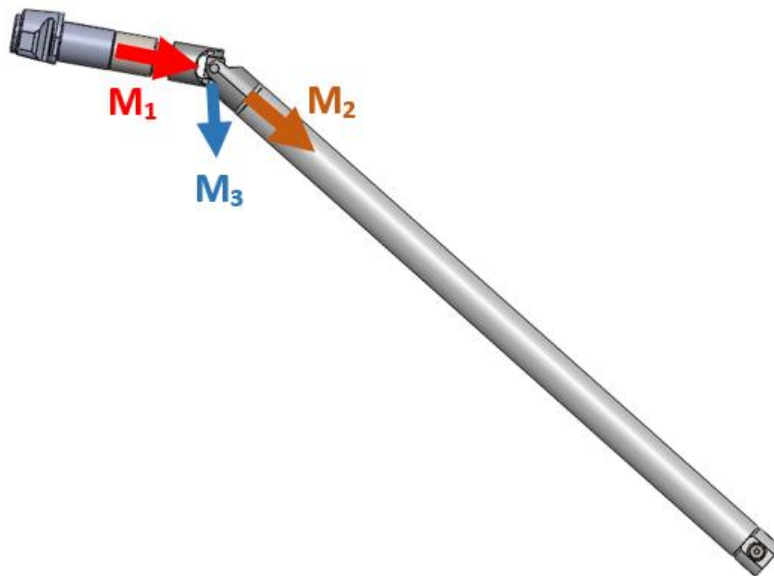


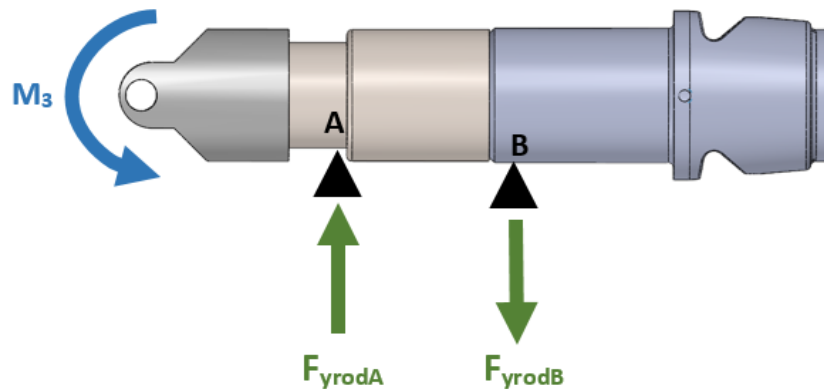
Figura 6.4. Moments junta universal.

Coneixent el M_1 i M_2 màxims podem calcular el M_3 segons l'expressió:

$$M_3 = \sqrt{(M_2)^2 - (M_1)^2} = 13,06 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Equació 6.2.1}$$

$$\text{on: } M_1 = 23 \text{ N} \cdot \text{m} \quad M_2 = 1,15 \cdot 23 = 26,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Seguidament aplicant equilibri estàtic en el pla XY traiem:



$$\sum F_y = 0$$

$$F_{yrodA} - F_{yrodB} = 0 \quad \text{Equació 6.2.2}$$

$$F_{yrodA} = F_{yrodB} = 373 \text{ N}$$

$$\sum M(B) = 0$$

$$M_3 - F_{yrodA} \cdot d_{AB} = 0 \quad \text{Equació 6.2.3}$$

$$F_{yrodA} = \frac{M_3}{d_{AB}} = \frac{13 \text{ N} \cdot \text{m}}{35 \text{ mm}} = 373 \text{ N}$$

A més, també s'ha de considerar la força que pot exercir el pilot amb els braços en una acceleració en la direcció longitudinal de l'eix d'entrada o en un impacte en la direcció transversal. Sabent que la massa dels braços corresponen a un 10% de la massa del pilot calculem la força axial, la lateral i la vertical aplicada pel pilot sobre l'eix segons:

$$F_{axial} = m_{pilot} \cdot 0,1 \cdot a_{long} = 110,72 \text{ N} \quad \text{Equació 6.2.4}$$

$$m_{pilot} = 72 \text{ [kg]}$$

$$a_{max} = 1,5 \cdot g \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$F_{lateral} = m_{pilot} \cdot 0,1 \cdot a_{lateral} = 110,72 \text{ N} \quad a_{lateral} = 1,5 \cdot g \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Equació 6.2.5

$$F_{vertical} = m_{pilot} \cdot 0,1 \cdot a_{impacte} = 110,72 \text{ N} \quad a_{impacte} = 3 \cdot g \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Equació 6.2.6

6.2.2. Allotjament dels rodaments

L'eix d'entrada del sistema de direcció es recolza sobre dos rodaments rígids de boles el més allunyats possible l'un de l'altre per tal que l'eix quedi el mínim possible en voladís i suportar tots els esforços que rebrà aquest eix. S'ha escollit els rodaments rígids de boles per davant dels rodaments de contacte angular ja que les dimensions dels rodaments de contacte angular són molt més grans fent així que l'allotjament de la *Figura 6.7* no es pogués introduir correctament en l'interior del monoplaça. A més, mitjançant l'eina de càlcul del fabricant [3] dels rodaments s'ha pogut comprovar que els rodaments rígids de boles escollits ja poden garantir la resistència als esforços de l'apartat 6.2.1 que s'aplicaran.

61805-2RSR
Rodamiento rígido a bolas
medidas principales según DIN 625-1, obturación de labio en ambos lados



Descripción	Nombre	Valor	Unidad
Duración de vida total en horas (nominal)	Lh10	538685	h
Duración de vida modificada en horas	Lh_nm		-h
Coefficiente de seguridad estática	SO_min	5.100	
Coefficiente de seguridad dinámica	SD	8.500	

Figura 6.5. Verificació de vida del rodament A.

61905-2RSR

Rodamiento rígido a bolas

medidas principales según DIN 625-1, obturación de labio en ambos lados

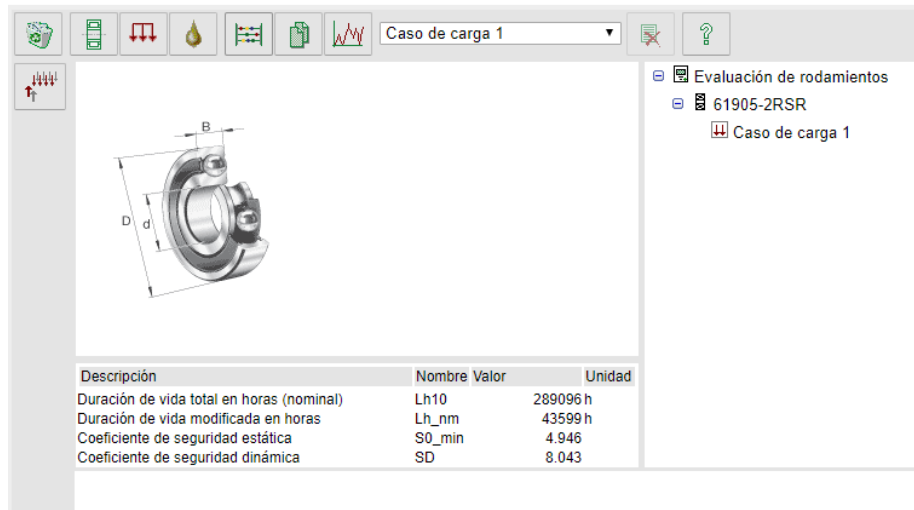


Figura 6.6. Verificació duració de vida del rodament B.

La disposició escollida ha estat la fixa-lliure com es mostra en la Figura 6.7.

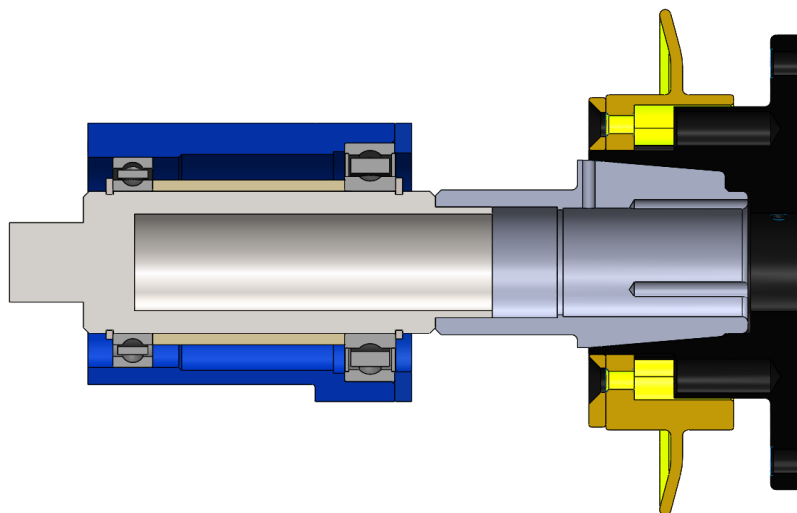


Figura 6.7. Disposició dels rodaments rígids de boles.

Com s'observa el rodament de més a la dreta de la imatge és el fixe i el de més a la esquerra és el lliure, només està fixat pel diàmetre interior. Per tal de fixar el rodament fixe pel diàmetre exterior s'ha dissenyat un habitacle 0,2 mm més estret que la amplada del rodament amb l'objectiu que una tapa precarregui dit rodament.

El fabricant dels rodaments ha avaluat la opció escollida i ha garantit que el joc axial que es pugui produir degut al muntatge no comportarà cap tipus d'inconvenient doncs es tractarà d'un joc no perceptible pel pilot.

6.2.3. Simulacions

Per a la realització de les simulacions s'han aplicat les forces F_{yrodA} , F_{yrodB} , F_{axial} , $F_{lateral}$ i $F_{vertical}$ del apartat 6.2.1 i s'han fixat tots els forats on hi s'hi introduiran cargols doncs totes les unions son rígides.

S'ha usat el programa Ansys® per tal de calcular el factor de seguretat i els desplaçaments totals màxims del suport. El suport és de l'aliatge d'alumini 7075-T6. Com es pot veure a continuació la deformació màxima és de 0,02 mm i el factor de seguretat de 2,6. Aquests valors garanteixen que el suport no fallarà ni tan sols en el cas més crític i que es pot considerar lo suficientment rígid pel conjunt.

C: Ultima versió
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
16/12/2018 13:13

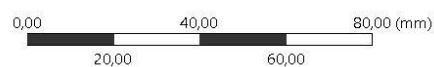
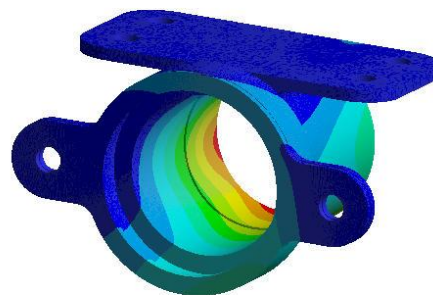
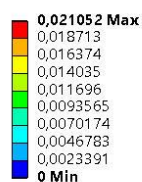


Figura 6.8. Deformació màxima.

C: Última versió
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 16/12/2018 13:12

15 Max
 10
 2,6172 Min
 0

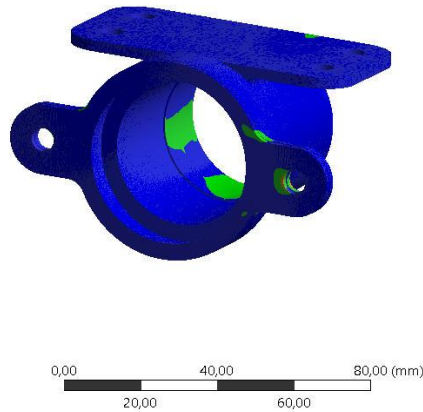


Figura 6.9. Factor de seguretat.

Aquest suport de l'eix d'entrada està cargolat al monocasc mitjançant dos cargols DIN 912 M6 que restringeixen el seu moviment axial, però caldrà d'un altre suport que estigui cargolat al monocasc i que restringeixi el moviment en la direcció transversal i vertical. Amb l'objectiu de restringir els 2 graus de llibertat restants s'ha dissenyat el suport que es veu a la següent figura:

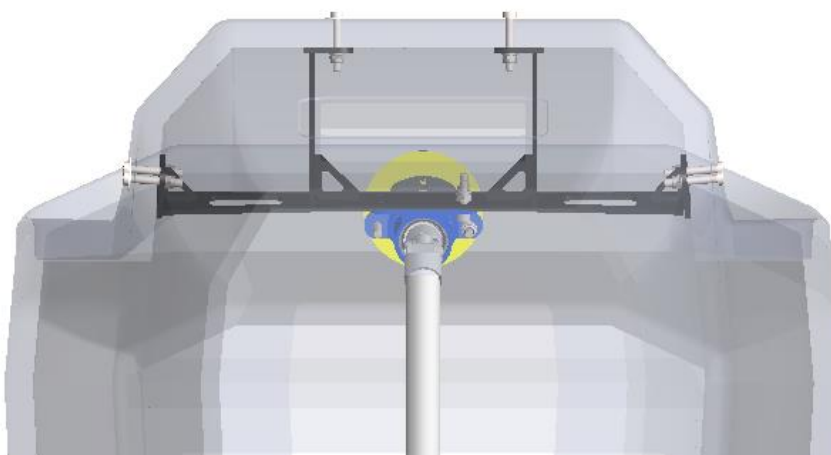


Figura 6.10. Suport monocasc per restringir 2 graus de llibertat.

Per tal de simular aquest suport s'ha usat el programa *Ansys®* y s'ha realitzat la simulació del conjunt. Per a la realització de dita simulació s'han aplicat els mateixos esforços que en el cas del suport on s'allotgen els rodaments i s'han fixat tots els forats on hi ha cargols a excepció dels 4 cargols que uneixen el suport on s'allotgen els rodaments amb el suport del monocasc als quals s'hi ha aplicat una condició d'unió.

S'ha realitzat un primer disseny on l'espessor de les planxes soldades de l'aliatge d'alumini 6082-T6 és de 6 mm i els resultat de les simulacions es mostren seguidament.

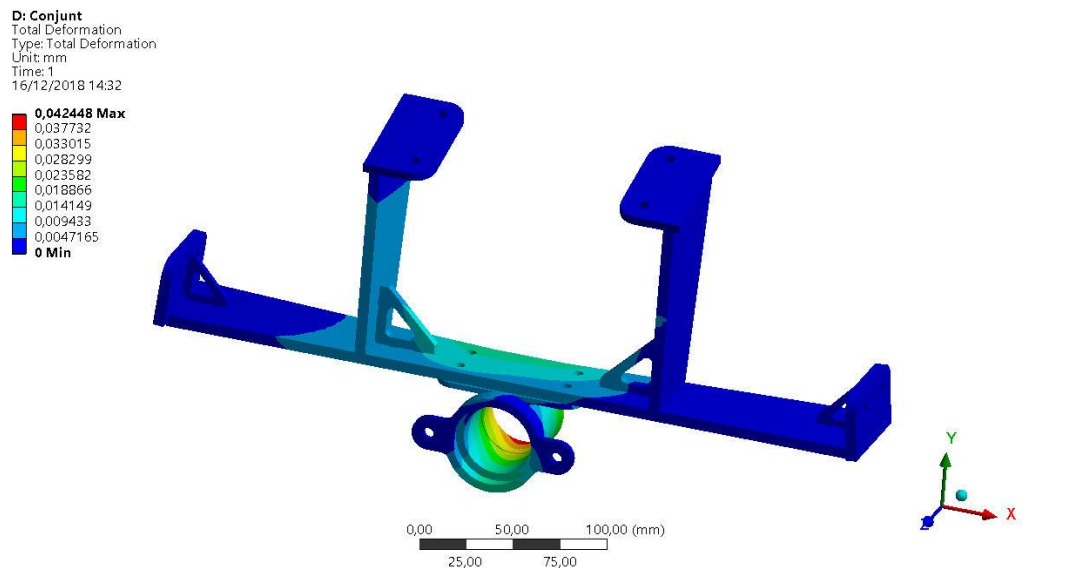


Figura 6.11. Deformació conjunt suport.

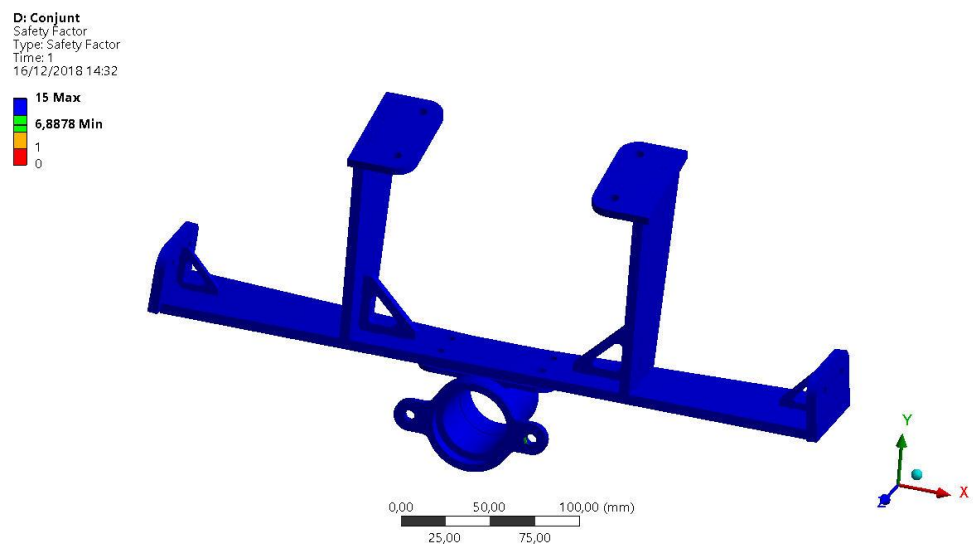


Figura 6.12. Factor de seguretat conjunt suport.

Com es pot observar les deformacions existents són de l'ordre de 0,04 mm i, per tant, podem considerar el conjunt rígid. A més, el factor de seguretat del conjunt és de 7. Un cop analitzat aquest primer disseny s'ha realitzat una optimització d'aquest segon suport de manera iterativa fins a resultar un suport les planxes del qual tenen un espessor de 4 mm i al qual se li han realitzat uns buidats en les zones menys crítiques reduint el seu pes fins als 365g, una reducció d'un 43%. Els resultats de la simulació d'aquest suport optimitzat es mostren a continuació.

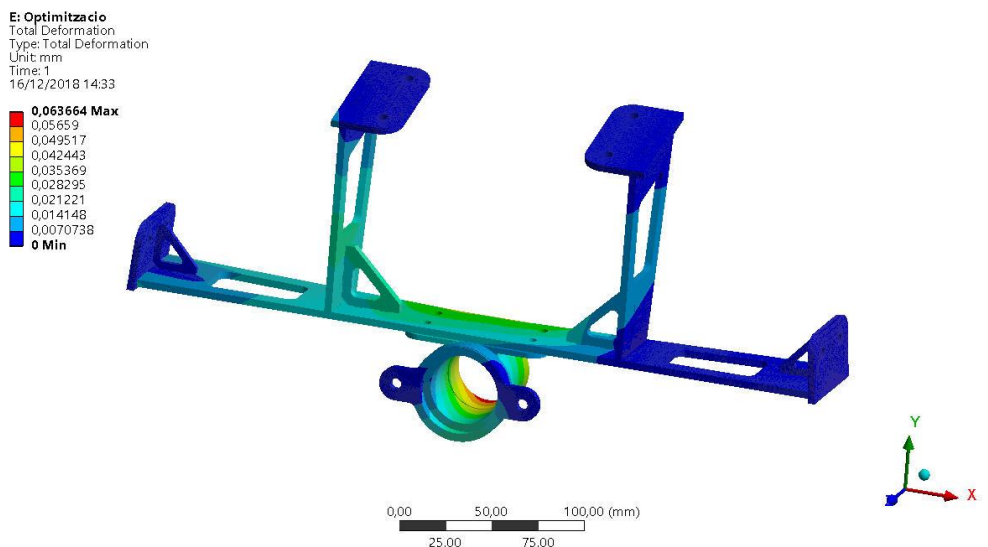


Figura 6.13. Deformació del suport monocasc optimitzat.

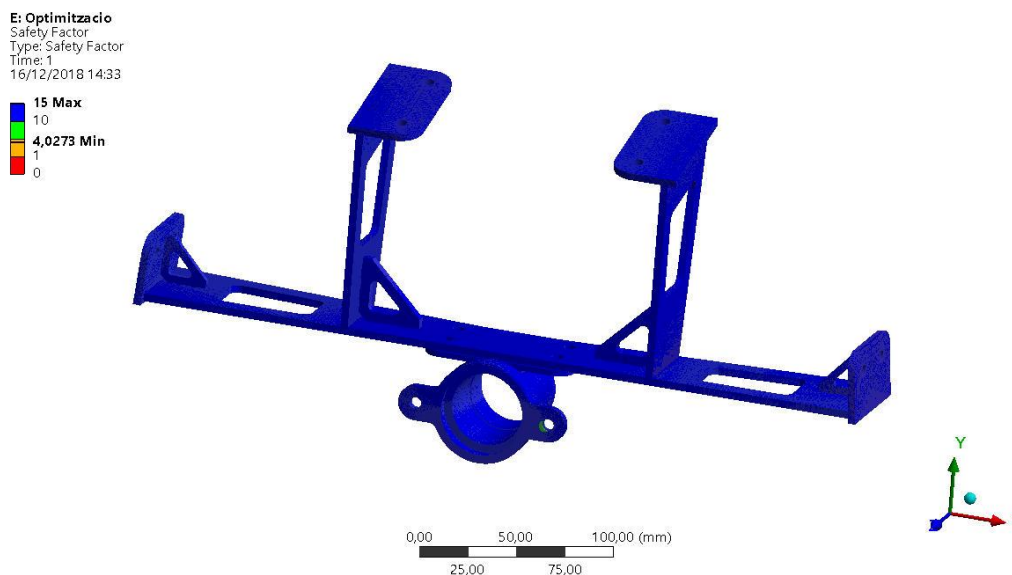


Figura 6.14. Factor de seguretat del suport monocasc optimitzat.

7. Conjunt eix de sortida

7.1. Disseny de la columna de direcció

El disseny de la columna de direcció és pràcticament idèntic al del CAT11e doncs aquest va donar molt bons resultats i s'ha decidit seguir amb aquesta fiabilitat.

Aquest disseny es basa en un tub de l'aliatge d'alumini 6082 T6 de diàmetre 25 mm i gruix 2 mm amb dos inserts soldats als seus extrems del mateix material. La diferència amb el disseny del CAT anterior es troba en l'insert superior que haurà de tenir el mateix encaix quadrat que la junta Cardan per tal de transmetre el parell aplicat sense joc.

Cal destacar que la unió de la columna de direcció amb el pinyó es realitza, a part d'un encaix quadrat, amb un cargol DIN 7379 M5 que restringeix el desplaçament de la columna en el seu eix.

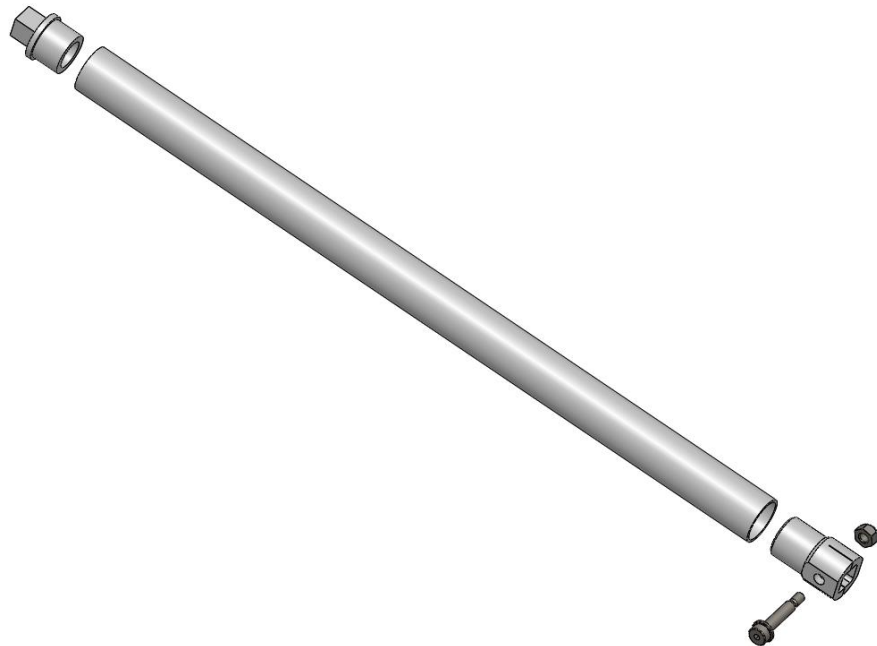


Figura 7.1. Versió CAD del conjunt columna.

7.2. Simulacions

En primer lloc s'ha simulat l'aplicació del parell màxim que pot rebre dita columna. Per a aquesta simulació s'ha aplicat sobre l'encaix quadrat superior el parell màxim de 26,45 *N·m*, resultant de multiplicar el parell d'entrada per 1,15 per la característica de la junta universal explicada a l'apartat 5.2, i s'ha bloquejat el encaix quadrat inferior simulant així que el pinyó queda bloquejat. Com es mostra en les següents figures la deformació màxima que pateix la columna de direcció és de 0,3 *mm* equivalent a 0,012° i el factor de seguretat és de 3,7.

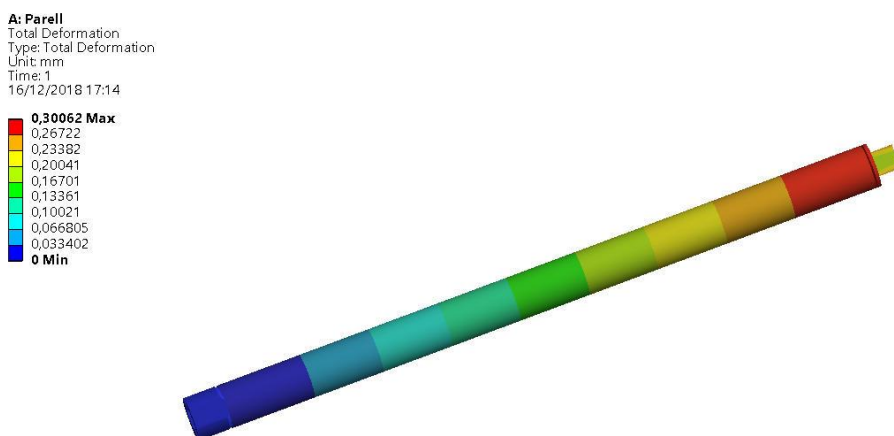


Figura 7.2. Deformació màxima de la columna de direcció.

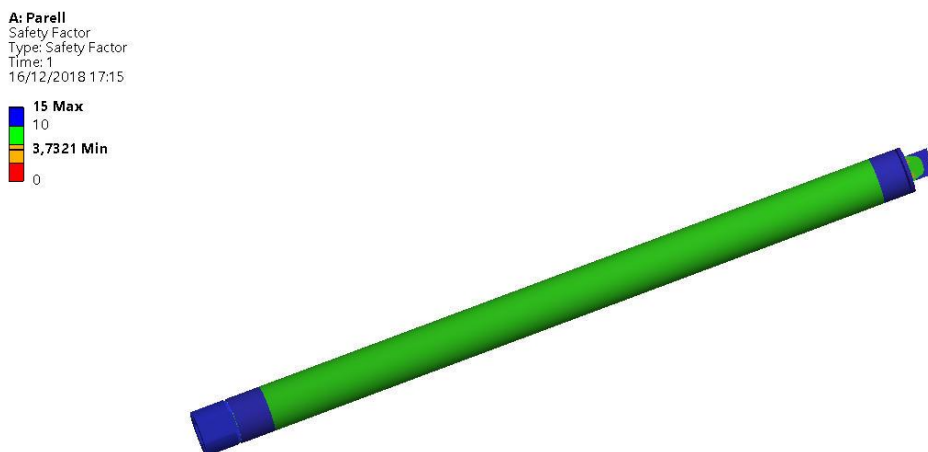


Figura 7.3. Factor de seguretat de la columna de direcció.

En segon lloc, s'ha aplicat s'ha simulat la pressió que pot rebre dita columna si el pilot recolza les seves cames contra aquesta en el pas per una corba. Segons un article dels organitzadors de la competició d'Alemanya [13] la columna de direcció hauria de ser capaç de rebre 660 N sense deformar-se significativament. Així doncs s'ha aplicat dita força sobre l'eix de sortida, on el pilot pot recolzar les seves cames com mostra la *Figura 7.4*, i s'ha fixat tant l'encaix quadrat superior com l'inferior considerant que l'angle de gir que aplica el pilot és constant en aquell instant. Com es mostra en les següents figures la deformació màxima que pateix la columna de direcció és de 0,24 mm i el factor de seguretat és de 2,8.

B: Força lateral
Force
Time: 1, s
03/01/2019 20:58

Force: 660, N
Components: 0,-660,0, N

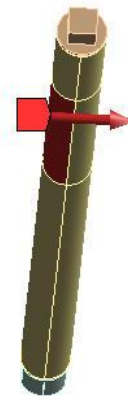


Figura 7.4. Esquema d'aplicació de la força.

B: Força lateral
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Maximum Over Time
16/12/2018 17:44

0,24335 Max
0,21631
0,18927
0,16223
0,1352
0,10816
0,081117
0,054078
0,027039
0 Min

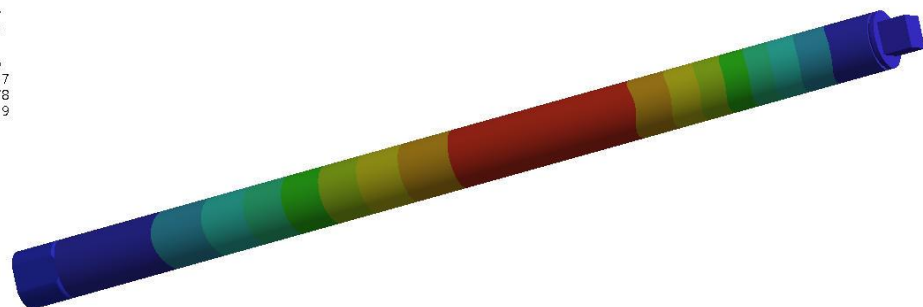


Figura 7.5. Deformació màxima de la columna de direcció.

B: Força lateral
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
16/12/2018 17:44

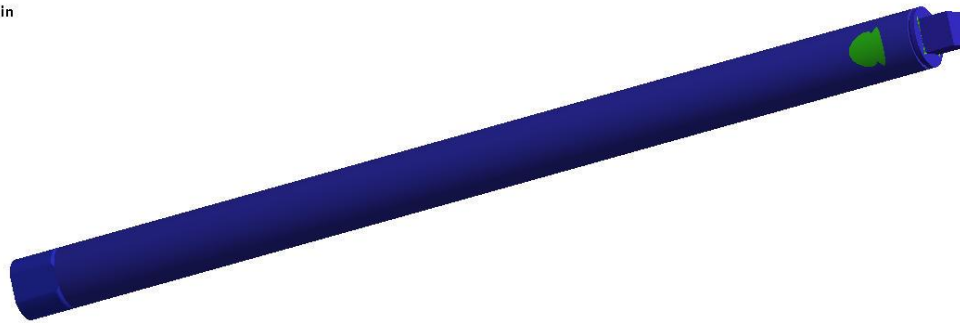


Figura 7.6. Factor de seguretat de la columna de direcció.

8. Conjunt pinyó-cremallera

8.1. Consideracions prèvies

8.1.1. Descripció del sistema

De tot el conjunt de la direcció d'un monoplaça la cremallera és la encarregada de transformar el moviment circular aplicat pel pilot al volant en un moviment lineal que desplacen les bieletes de direcció provocant així la rotació del conjunt roda.

El recorregut de la cremallera queda limitat pels topalls de direcció els quals queden definits segons la relació de direcció que s'esculli. La relació de direcció definida com la proporció d'angle del volant i el gir de la roda exterior afecta directament en el comportament del vehicle. Conseqüentment la relació entre l'angle de volant i el recorregut de cremallera també afectarà a aquest comportament del vehicle. Si s'usa una configuració que amb un angle de gir de volant petit provoqui un gran desplaçament de la cremallera s'anomena relació directa i afavoreix la ràpida resposta del vehicle enfront canvis de direcció però alhora requereix d'uns majors esforços pel pilot. En canvi, l'opció inversa, redueix els esforços per part del pilot però el vehicle és menys àgil. Aquestes dues opcions són les usades en el món de la competició i en els vehicles de carrer, respectivament. En el cas del CAT12e, igual que el seu antecessor, es busca que la relació sigui directa per tal de proporcionar un monoplaça àgil al pilot. L'anterior temporada l'angle de volant que havia d'aplicar el pilot per aconseguir girar les rodes al màxim del seu recorregut angular era inferior a 90° i els esforços de direcció eren correctes segons van comunicar aquests, es per això que en el futur monoplaça es busca una relació semblant a la del CAT11e.

8.1.2. Modificacions respecte al monoplaça anterior

El conjunt pinyó-cremallera que es va usar tant en el CAT10e com en el CAT11e va portar uns bons resultats, poc joc i cap signe de fatiga. Per aquest motiu s'ha decidit dissenyar un sistema molt semblant però amb certes modificacions que es descriuen a continuació.

- a) **Pinyó de diàmetre més petit.** El nou sistema de direcció, degut a la problemàtica explicada a l'apartat 5.1, té un braç de palanca més petit provocant així que els esforços transmesos a la cremallera siguin més elevats. Amb l'objectiu de mantenir els mateixos esforços que la temporada anterior s'ha redissenyat el pinyó escollint un diàmetre més petit per tal que el parell que hagi d'aplicar el pilot al volant no sigui més gran. Per tant, es modifica la relació de transmissió del conjunt pinyó-cremallera per tal de mantenir els mateixos esforços de direcció.
- b) **Suports incorporats en l'allotjament del conjunt.** Amb la fi de augmentar la rigidesa del conjunt s'ha optat per dissenyar un allotjament del conjunt amb els suports incorporats en la mateixa peça a diferència de temporades anteriors on el suport es col·locava a posteriori. Aquest nou sistema pretén evitar possibles deformacions i rotacions no desitjades en el conjunt. A l'esquerra de la *Figura 8.1* és mostra el disseny del CAT10e i a la dreta el disseny del CAT12e.

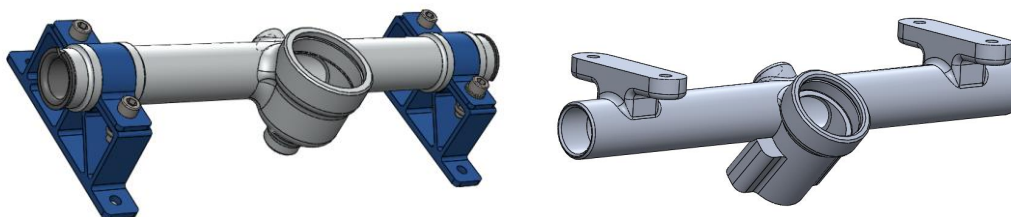


Figura 8.1. Comparació allotjaments CAT10e i CAT12e.

- c) **Disseny d'una manota de direcció amb topall.** Un dels problemes que van resultar del disseny anterior van ser els topalls de direcció. Es van realitzar dues ranures per introduir les volanderes de *circlip* com a retenidors dels topalls de direcció de *nylon*. Aquests topalls saltaven al realitzar uns girs i per això es van retirar les volanderes de *circlip* i es va deixar que els topalls recolzessin sobre un cargol de la manota de direcció, fet que provocava una deformació del topall amb el temps. Amb l'objectiu de rectificar dit problema s'ha redissenyat la manota de direcció introduint una paret on el topall de direcció es pot recolzar de manera que no es deformi amb el temps.

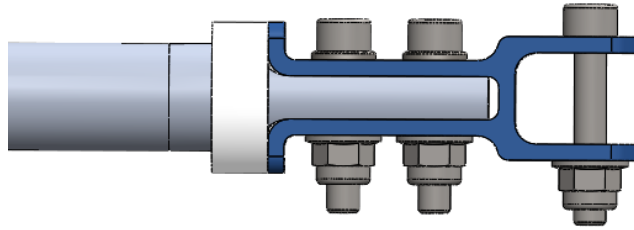


Figura 8.2. Manota de direcció i topall.

8.2. Disseny del conjunt pinyó-cremallera

En aquest apartat es defineix el nombre de dents i la amplada dels engranatges tant del pinyó com de la cremallera per tal de garantir el seu correcte funcionament sense que ni la pressió superficial ni la fatiga al peu de dent ho impedeixin. Per tal de determinar dita transmissió es parteix de dues premisses.

En primer lloc cal recordar que el parell que el pilot aplica al volant no és el mateix que rebrà la columna degut a que es fa ús d'una junta no homocinètica i, conseqüentment, el parell que rebrà el conjunt. El parell màxim que pot rebre el pinyó és de 26,45 Nm.

En segon lloc, mencionar que per a la realització dels càlculs s'ha usat els apunts de l'assignatura de càlcul de màquines [4] del MUEI de l'ETSEIB i el TFM d'en Sergi Juvanteny[5].

8.2.1. Requeriments previs

Per a la direcció del CAT12e s'han estimat unes 200 hores de funcionament considerant que aquest sistema també serà usat en el futur CAT13e.

El CAT10e disposava d'un pinyó de 25 dents amb un mòdul d'1,25, proporcionant una relació de 0,3 mm³. Donat que aquest en la present temporada es vol reduir el diàmetre del pinyó cal que el mòdul dels dents sigui inferior.

S'ha revisat les dades del monoplaça en competicions i s'ha pogut determinar que el valor de les màximes revolucions per minut que ha realitzat el pilot és de 30 min^{-1} i la mitjana és de 19 min^{-1} . Encara que no tots els dents treballen ja que el pinyó en cap moment realitza voltes completes s'ha considerat que sí ja que els dents més pròximes a la posició central sí que veuen aquesta freqüència.

8.2.2. Determinació dels paràmetres

Tots els valors exposats al apartat s'obtenen del *Quadern CM3* [6] i queden explicats a l'*Annex B* del TFM d'en Sergi Juvanteny [5].

Per a les condicions de treball mencionades en l'apartat anterior, es recomana [6] que el nombre mínim de dents sigui 20, la K_{adm} de $5,05 \text{ N/mm}^2$ i la σ_{adm} de 105 N/mm^2 . A més, es determina que la relació b/d'_1 és de 0,5. A partir d'aquestes recomanacions s'escull una amplada dels dents de tots dos engranatges de 15 mm .

Donat que es vol reduir el diàmetre del pinyó cal escollir adientment el mòdul dels dents. El recorregut màxim de la cremallera (L [mm]) del sistema de direcció de monoplaça d'enguany ha de ser de 17 mm per tal que no hi hagi interferències entre la bieleta de direcció i la llanta del neumàtic. A més, es vol que l'angle màxim del volant (θ [rad]) sigui inferior a 85° . Així doncs, aplicant l'*Equació 8.2.2* es determina que el radi del pinyó ha de ser de $11,48 \text{ mm}$.

$$L = \theta \cdot R \quad \text{Equació 8.2.2}$$

Per aconseguir aquest diàmetre es suposa un nombre de dents de 22 i un mòdul d'1, que caldrà verificar seguidament, escollit segons la taula de mòduls normals de la *ISO541996* [7].

La següent taula mostra un resum dels paràmetres del conjunt.

Diàmetre de generació (d_{op})	23,13 mm
Angle de pressió normal (α_o)	20°
Nombre de dents equivalent (z_{vp})	25,26 dents
Angle d'inclinació normal (β_o)	18°
Angle d'inclinació sobre el cilindre base (β_b)	16,88°
Angle de pressió transversal (α_{ot})	20,94°
Angle de pressió de funcionament (α'_t)	20,94°
Pas de la cremallera sobre la línia mitja (p_o)	3,14 mm
Pas de la cremallera sobre el perfil transversal (p_{ot})	3,30 mm
Altura mitja del cap de la cremallera (h_{a0})	1 mm
Pas sobre la circumferència base (p_b)	2,95 mm
Pas sobre la circumferència transversal (p_{bt})	3,08 mm
Diàmetre de cap (d_a)	25,13 mm
Diàmetre de peu (d_f)	21,13 mm
Diàmetre de la circumferència base (d_{ot})	23,13 mm
Mòdul de generació frontal (m_{ot})	1,05
Mòdul frontal de funcionament (m'_t)	1,05
Diàmetre de funcionament del pinyó (d'_p)	23,13 mm
Recobriment del perfil (ϵ)	3,17

Taula 8.1. Paràmetres de la transmissió pinyó-cremallera.

8.2.3. Forces de contacte entre el pinyó i la cremallera

En aquest apartat es determinen les forces de contacte en les diferents direccions entre el pinyó i la cremallera. Al tractar-se d'un dentat helicoidal, la força de contacte perpendicular a la superfície de la dent es pot descompondre en tres forces: la força tangencial (F_t), la força radial (F_r) i la força axial (F_a).

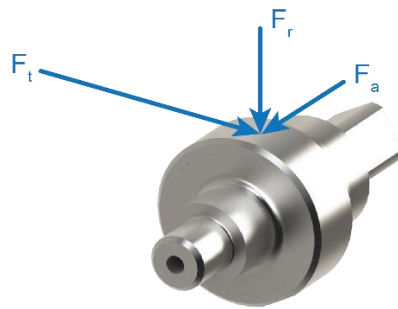


Figura 8.3. Descomposició de les forces que actuen sobre l'engranatge.

Per calcular cadascuna de les tres forces s'apliquen les equacions 8.2.3.1, 8.2.3.2 i 8.2.3.3. El paràmetre M_t fa referència al moment màxim que pot rebre el pinyó i el valor del qual és 26,45 Nm com es comenta al inici de l'apartat 8.2.

$$F_t = \frac{M_t}{0,5 d_{op}} = \frac{26,450 \text{ Nmm}}{0,5 \cdot 23,13 \text{ mm}} = 2286,9 \text{ N} \quad \text{Equació 8.2.3.1}$$

$$F_r = F_t * \tan \alpha_{0t} = 875,2 \text{ N} \quad \text{Equació 8.2.3.2}$$

$$F_a = F_t * \tan \beta = 743,0 \text{ N} \quad \text{Equació 8.2.3.3}$$

8.2.4. Validació de la sol·licitació i resistència de la transmissió a flexió al peu de la dent del pinyó i la cremallera

Per a realitzar la validació de la transmissió a flexió al peu de la dent del pinyó i la cremallera s'ha seguit les indicacions del *Quadern CM3* [6] basades en una simplificació del mètode de Georges Henriot, base de la norma ISO 6336 [8]. A l'*Annex B* d'en Sergi [5] hi ha l'explicació.

Determinació de les sol·licitacions

A partir de l'Equació 8.2.4.1 es determina les sol·licitacions dels dents. Els factors Y tenen en consideració el tipus d'engrenatge mentre que els factors K tenen en consideració els diferents tipus de càrregues.

$$\sigma_{bp} = \frac{F_t}{b m_0} Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{1}{K_A K_V K_M} \quad \text{Equació 8.2.4.1}$$

Seguidament es determinen les sol·licitacions pel pinyó i cremallera, Equació 8.2.4.2 i Equació 8.2.4.3, respectivament, a partir dels paràmetres de l'Annex B d'en Sergi [5].

$$\sigma_{bp} = \frac{2286,9 N}{15 mm \cdot 1} 2,65 * 0,59 * 0,79 \frac{1}{0,57 * 0,98 * 0,99} = 338,99 N/mm^2 \quad \text{Equació 8.2.4.2}$$

$$\sigma_{bc} = \frac{1988,7 N}{15 mm \cdot 1} 2,06 * 0,59 * 0,79 \frac{1}{0,57 * 0,98 * 0,99} = 263,52 N/mm^2 \quad \text{Equació 8.2.4.3}$$

Determinació de la resistència

L'Equació 8.2.4.4 indica la resistència de la dent a flexió a partir de la resistència límit del material del engranatge.

$$\sigma_{admp} = \sigma_{blimp} K_{bLp} \left(\frac{K_c}{0,814} \right) \left(\frac{1,8}{Y_{Sp}} \right) \quad \text{Equació 8.2.4.4}$$

L'Equació 8.2.4.5 determina les resistències del pinyó i cremallera a partir dels paràmetres de l'Annex B d'en Sergi [5].

$$\sigma_{admp} = 390 \left(\frac{N}{mm^2} \right) * 1,49 * \left(\frac{0,753}{0,814} \right) \left(\frac{1,8}{1,7} \right) = 569,17 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Equació 8.2.4.5}$$

8.2.5. Validació de la sol·licitació i resistència de la transmissió a fatiga superficial del pinyó i la cremallera

Per a realitzar la validació de la transmissió a fatiga superficial de la dent del pinyó i la cremallera s'ha seguit les indicacions del *Quadern CM3* [6] basades en una simplificació del mètode de Georges Henriot, base de la norma ISO 6336 [8]. A l'*Annex B* d'en Sergi [5] hi ha l'explicació.

Determinació de les sol·licitacions

A partir de l'*Equació 8.2.5.1* es determina les sol·licitacions dels dents. Els diferents factors estan explicats a l'*Annex B* d'en Sergi Juvanteny [5].

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F'_t}{b} \frac{i+1}{d_p} \frac{1}{i} \frac{1}{K_A K_V K_M}} Z_C Z_E Z_\beta \quad \text{Equació 8.2.5.1}$$

La *Equació 8.2.5.2* determina les sol·licitacions del pinyó i la cremallera a partir dels paràmetres explicats a l'*Annex B* d'en Sergi Juvanteny [5].

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2286,9}{15 \cdot 23,13} \frac{0+1}{0} \frac{1}{0,57 \cdot 0,98 \cdot 0,99}} \cdot 1,69 \cdot 271,11 \cdot 0,77 = 1210,73 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{Equació 8.2.5.2}$$

Determinació de la resistència

L'*Equació 8.2.5.3* indica la resistència de la dent a picat superficial a partir de la resistència límit del material del engranatge.

$$\sigma_{admp} = \sigma_{Hlimp} \sqrt{K_{bLp}} \left(\frac{K_c}{0,814} \right) \quad \text{Equació 8.2.5.3}$$

La *Equació 8.2.5.4* determina les resistències del pinyó i la cremallera al picat superficial a partir dels paràmetres de l'*Annex B* d'en Sergi Juvanteny [5].

$$\sigma_{admp} = 1510 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) * \sqrt{1,88} * \left(\frac{0,753}{0,814} \right) = 1902,57 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{Equació 8.2.5.4}$$

8.2.6. Factors de seguretat del conjunt pinyó-cremallera

En aquest apartat es determina la vida màxima del pinyó i la cremallera a flexió al peu de la dent i per fatiga superficial.

1) Factor de seguretat a flexió al peu de la dent per al pinyó

L'*Equació 8.2.6.1* mostra el factor de seguretat a partir dels valors obtinguts de la sol·licitacions i la resistència.

$$FS_{flexió P} = \frac{\sigma_{bp}}{\sigma_{admp}} = 1,7 \quad \text{Equació 8.2.6.1}$$

2) Factor de seguretat a flexió al peu de la dent per a la cremallera

L'*Equació 8.2.6.2* mostra el factor de seguretat a partir dels valors obtinguts de la sol·licitacions i la resistència.

$$FS_{flexió C} = \frac{\sigma_{bp}}{\sigma_{admp}} = 2,2 \quad \text{Equació 8.2.6.2}$$

3) Factor de seguretat a fatiga superficial per a ambdós

L'*Equació 8.2.6.3* mostra el factor de seguretat a partir dels valors obtinguts de la sol·licitacions i la resistència.

$$FS_H = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hadm}} = 1,6 \quad \text{Equació 8.2.6.3}$$

En resum, es pot considerar que el punt més dèbil és la fatiga superficial sent el factor de seguretat de la transmissió pinyó-cremallera de 1,6.

8.3. Pinyó

El pinyó queda recolzat per dos rodaments que alhora absorbeixen les forces axials produïdes pel dentat helicoidal del engranatge. S'ha usat el mateix sistema que al disseny de l'anterior temporada, és a dir, un coixinet i un rodament rígid de boles fixes per un costat i lliures per l'altre per tal d'evitar pretensions desfavorables pel sistema. A la *Figura 8.2* es pot observar el sistema comentat.

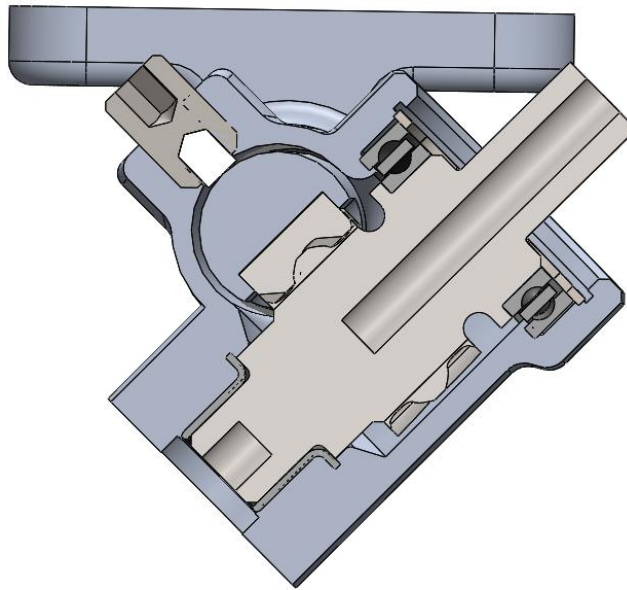


Figura 8.4. Empaquetament pinyó.

8.3.1. Forces sobre l'eix del pinyó

A l'Annex A queda explicat tot el procediment de càlcul de les reaccions del pinyó als punts de recolzament, el rodament i el coixinet, i els resultats obtinguts es mostren a la Taula 8.2.

Rodament A	Nom	Magnitud [N]
	R_{ax}	1325,9
	R_{ay}	743,0
	R_{az}	742,9
Coixinet B	Nom	Magnitud [N]
	R_{bx}	980,9
	R_{by}	0
	R_{bz}	132,3

Taula 8.2. Valors de les càrregues sobre l'eix del pinyó.

8.3.2. Simulacions estàtiques

Per a la simulació de l'eix del pinyó s'ha usat el programa *Ansys®*. Per a realitzar la simulació s'ha fixat el manegament superior simulant així que la columna queda bloquejada. També s'ha restringit la deformació en la direcció radial dels dos recolzaments doncs tant el rodament com el coixinet recolzen sobre un allotjament que impedeix dita deformació. S'ha aplicat les 3 components de la força del apartat 8.2.3 i s'ha anat realitzant un mallat més fi fins a arribar als resultats que es mostren a continuació.

A la *Figura 8.3* es mostra el factor de seguretat el qual, tot i que a la imatge indica que el valor és de 1,04, els punts on apareixen aquests factors són singulars i, per tant, el factor de seguretat acaba resultant de 1,5. Les majors tensions es localitzen en el punt d'aplicació de la força i en la secció posterior a l'encaix quadrat. Aquesta secció també presenta debilitat en l'estudi a fatiga. A l'*Annex A* s'explica amb detall els resultats obtinguts.

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
07/01/2019 14:01

15 Max
10
5
1,0414 Min
0

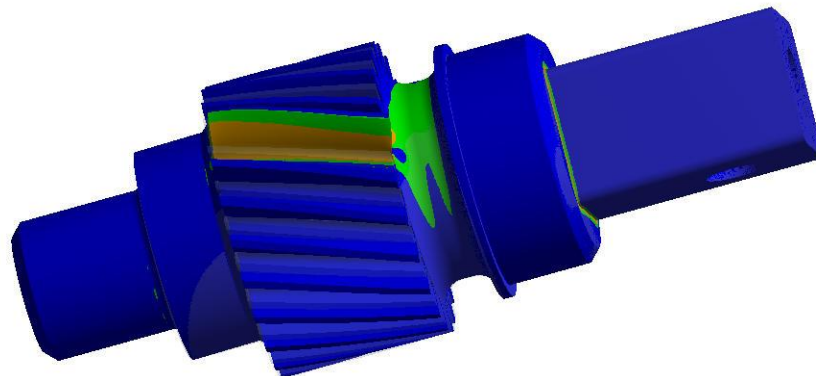


Figura 8.5. Factor de seguretat de l'eix del pinyó.

A més, tal i com es pot veure a la *Figura 8.4*, els desplaçaments de l'eix del pinyó no són elevats, amb un valor màxim de 0,019 mm.

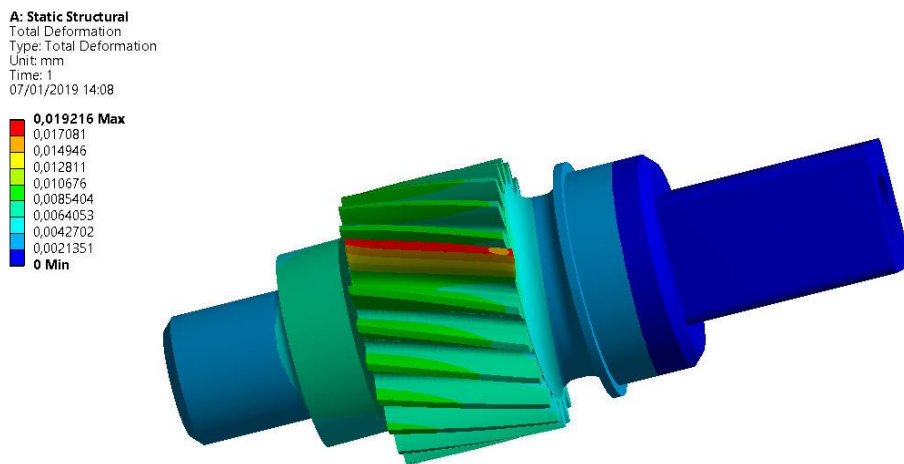


Figura 8.6. Desplaçaments a l'eix del pinyó.

8.3.3. Estudi a fatiga del pinyó

En aquest apartat es calcula la vida a fatiga de l'eix del pinyó. L'estudi complet s'explica amb detall al *Annex B* d'en Sergi Juvanteny [5] i en aquest apartat es mostren els resultats. A la *Figura 8.5* es mostren totes les seccions que s'han estudiat a fatiga que coincideixen amb els canvis de secció de l'eix i amb el punt d'aplicació de les forces de l'engranatge.

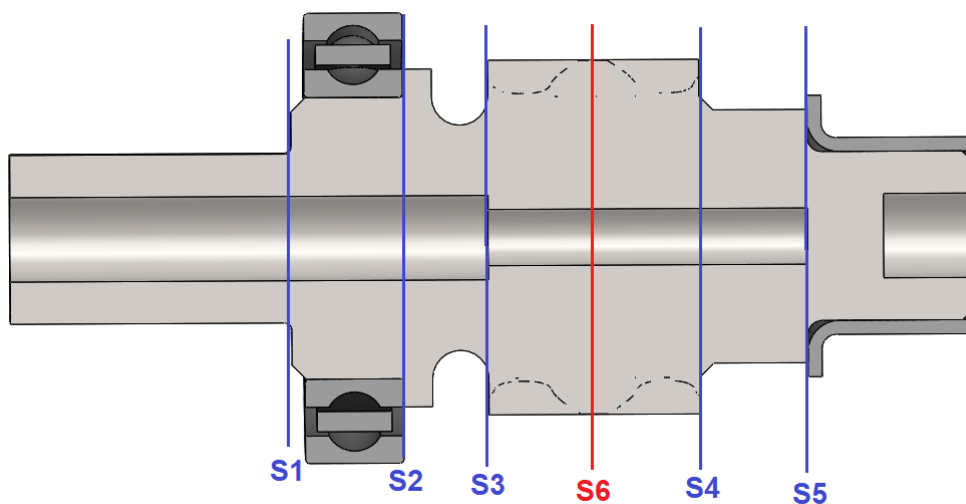


Figura 8.7. Seccions crítiques de l'eix escollides.

Els resultats dels factors de seguretat resultats de l'estudi es mostren en la *Taula 8.3*. Fent un anàlisi dels resultats es comprova que la secció posterior al encaix quadrat és la més crítica i que l'eix del pinyó no presentarà fallada a fatiga en cap de les seccions. A més, com es pot veure en la *Taula 8.3*, s'ha buscat un disseny de l'eix optimitzat respecte al CAT10e per tal de reduir els factors de seguretat amb valors molt elevats en alguna de les mateixes seccions. La optimització més elevada es la corresponent a la secció 5 (S5) on el valor del factor de seguretat ha passat de ser 50,8 al CAT10e a 4,1 enguany.

Secció	Sf (N/mm ²)	Sa (N/mm ²)	Sm (N/mm ²)	FS	FS CAT11e
S1	152,12	127,46	0,00	1,19	1,61
S2	181,04	30,35	1,64	5,92	12,27
S3	127,47	34,59	2,24	3,66	7,86
S4	195,09	29,11	-3,07	6,06	19,21
S5	218,06	46,16	-6,66	4,13	50,83
S6	195,47	34,55	2,47	5,59	10,37

Taula 8.3. Resultats de l'estudi a fatiga de les seccions de l'eix del pinyó.

8.4. Cremallera

La cremallera del sistema de direcció del CAT12e s'ha dissenyat molt semblant al seu antecessor va complir amb la seva funció correctament. Com s'ha mencionat en el apartat 8.1.2 la principal modificació ha estat el disseny d'una nova manota de direcció que incorpora un recolzament pel topall de direcció, evitant així la problemàtica ja comentada al apartat 8.1.2. A la *Figura 8.6* es poden observar tots els components del sistema.

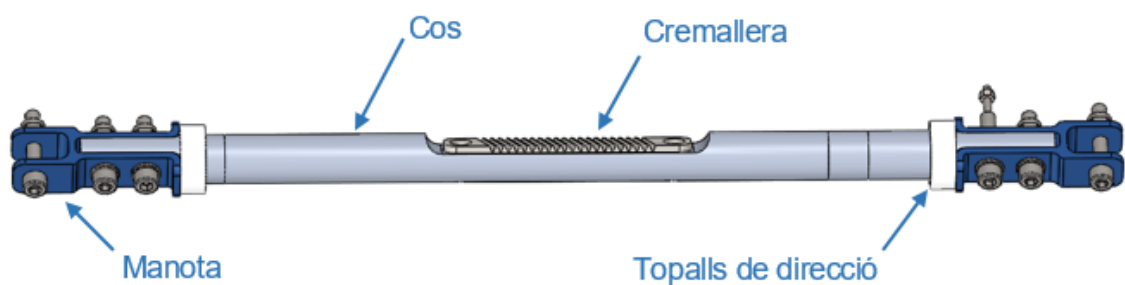


Figura 8.8. Elements de la cremallera de direcció.

8.4.1. Forces sobre la cremallera

A l'Annex A queda explicat tot el procediment de càlcul de les reaccions de la cremallera als punts de recolzament i els resultats obtinguts es mostren a la Taula 8.2.

Denominació	Valor [N]
RB_{AX}	13,1
RB_{AY}	49,7
RB_{AZ}	0,4
RB_{BX}	437,3
RB_{BY}	2237,1
RB_{BZ}	10,9

Taula 8.4. Valors de les reaccions de les bieletes.

Denominació	Valor [N]
R_{AX}	208,3
R_{AY}	0
R_{AZ}	365,75
R_{BX}	1091,0
R_{BY}	0
R_{BZ}	387,9

Taula 8.5. Valors de les reaccions al coixinets.

8.4.2. Simulacions estàtiques

Per a la simulació de la cremallera s'ha usat el programa *Ansys®*. Per a realitzar la simulació s'ha fixat el moviment axial de la cremallera simulant així que aquesta està en una posició màxima. També s'ha restringit la deformació en la direcció radial dels dos recolzaments doncs els dos coixinets recolzen sobre un allotjament que impedeix dita deformació. S'ha aplicat les 3 components de la força del apartat 8.2.3 i les forces calculades a l'*Annex A* en els extrems de les manotes de direcció. S'ha anat realitzant un mallat més fi fins a arribar als resultats que es mostren a continuació.

A la *Figura 8.7* es mostra el factor de seguretat el qual és de 3,2. Les majors tensions es localitzen en el punt d'aplicació de la força en el dent de l'engranatge.

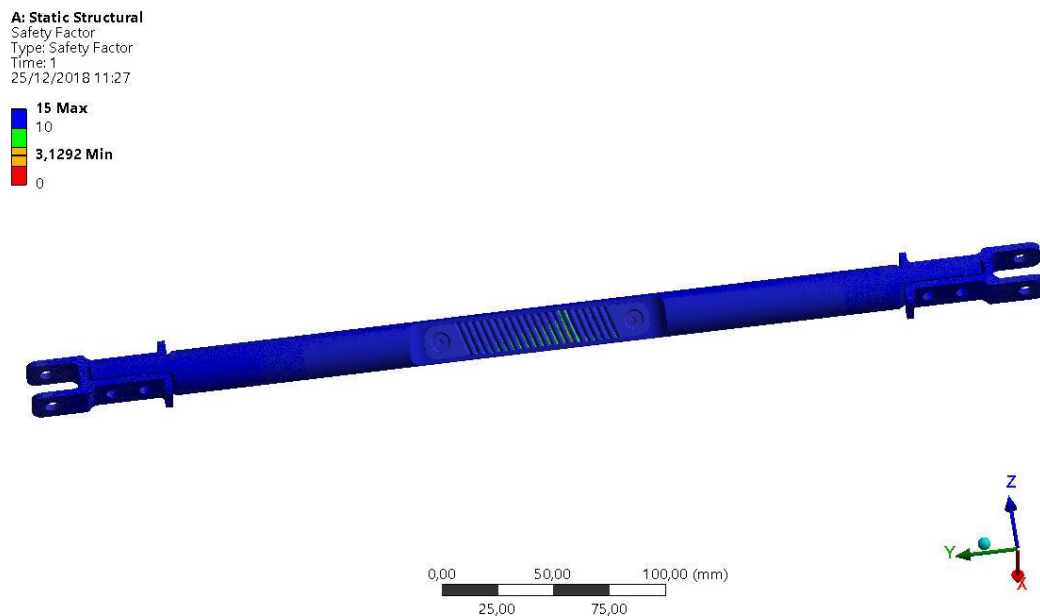


Figura 8.9. Factor de seguretat de la cremallera.

A més la deformació en la direcció Y, corresponent a la direcció de desplaçament de la cremallera, és la que es mostra en la *Figura 8.8*. Aquesta deformació seria la que pot produir un augment del joc entre els engranatges del pinyó i cremallera però, com es pot observar, aquesta deformació és de 0,03 mm, un valor suficientment petit com per considerar que no hi haurà una afectació significativa.

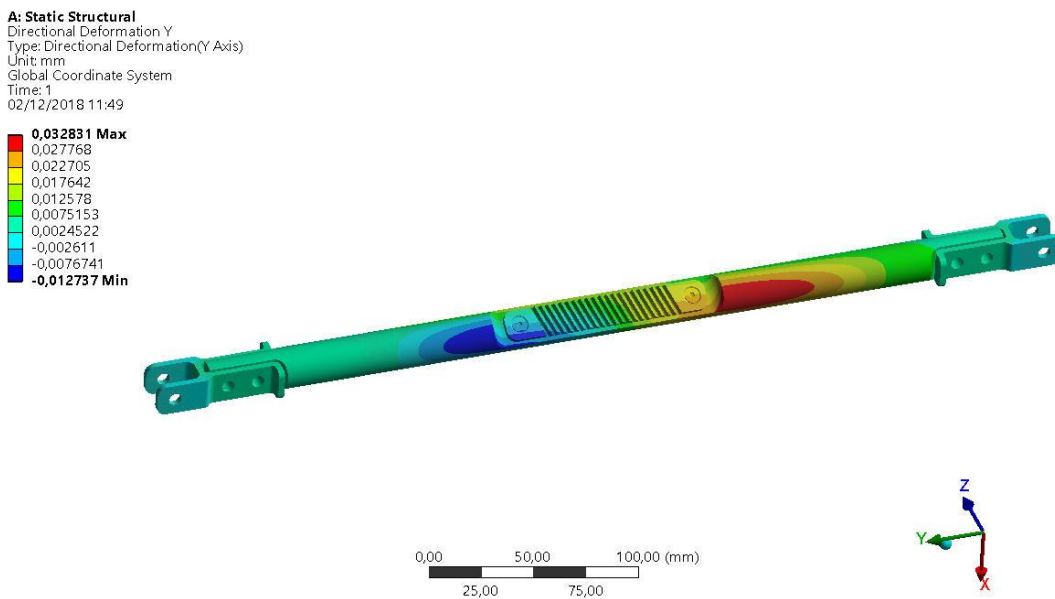


Figura 8.10. Deformació en l'eix Y.

8.5. Allotjament

L'allotjament del conjunt pinyó-cremallera té la funció de fixar la cremallera per tal que es transmetin els esforços sense que es desplaci el conjunt respecte el monocasc. Tot i que el disseny interior s'ha mantingut respecte les dues passades temporades s'ha incorporat l'ancoratge amb el monocasc directament al allotjament evitant així la fabricació d'un suport per fixar-ho. A més, dita modificació comporta un major rigidesa del conjunt i evita haver de fabricar peces amb toleràncies molt precises per tal que l'allotjament no es desplaci respecte cap direcció amb el suport que l'ancoratge amb el monocasc.

També s'ha incorporat en la part inferior un allotjament pel sensor de direcció que mesurarà el moviment angular del pinyó. Aquest sensor s'ha reubicat respecte l'anterior disseny doncs al introduir un junta universal no era possible incorporar-lo a la transmissió del volant a la columna de direcció.

En el disseny s'ha buscat optimitzar encara més l'allotjament del CAT10e doncs aquest estava sobredimensionat. S'ha buscat reduir el gruix de les parets però la possibilitat de realitzar aquesta peça per fossa amb una posterior mecanització de les parts on hi recolzen els rodaments i coixinets ha desestimat aquest possibilitat de reduir pes ja que el fabricant no podia fabricar-lo amb unes parets de 3 mm.

A la *Figura 8.9* es mostra l'allotjament resultant per fabricar per fossa amb l'aliatge d'alumini L-2653, UNE 1706.

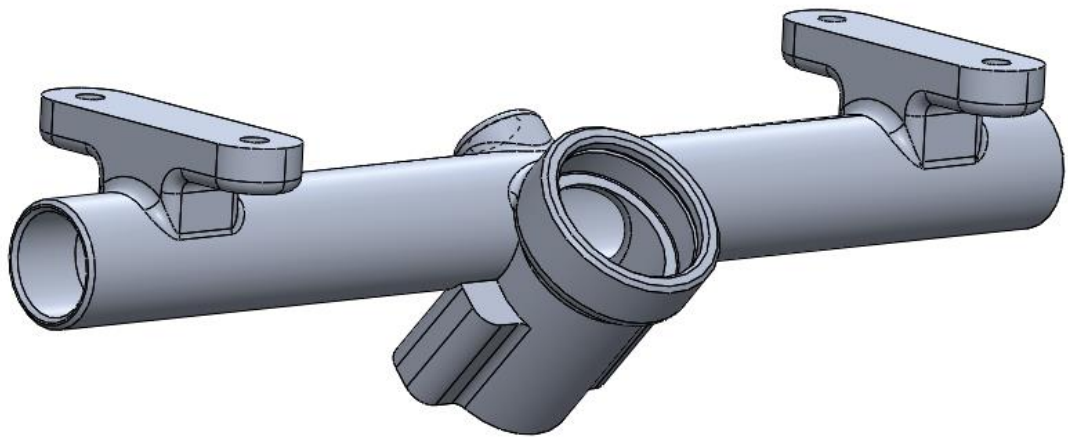


Figura 8.11. Allotjament del conjunt pinyó-cremallera.

8.5.1. Forces sobre l'allotjament

L'anàlisi de forces de l'allotjament és senzill ja que solament s'han d'aplicar les reaccions en els coixinets i el rodament dels apartats 8.3.1 i 8.4.1.

8.5.2. Simulacions estàtiques i factor de seguretat

Per a la simulació de l'allotjament s'ha usat el programa *Ansys®*. Per a realitzar la simulació s'han fixat les unions amb el monocasc, totes 4 per cargols. També s'ha restringit la deformació en la direcció radial de tots recolzaments doncs els tres coixinets i el rodament recolzen sobre l'allotjament que impedeix dita deformació. S'ha aplicat les reaccions als coixinets i rodaments el càlcul de les quals es troba al *Annex A*.

Totes aquestes condicions de contorn es poden veure aplicades en la *Figura 8.10*. S'ha anat realitzant un mallat més fi fins a arribar als resultats que es mostren a continuació.

F: Housing per fossa
 Static Structural
 Time: 1, s
 25/12/2018 12:36

- RA (coixinet): 426,5 N
- RB (coixinet): 933,12 N
- RA (rodament pinyó): 1451,7 N
- RB (coixinet pinyó): 916,25 N
- E Cylindrical Support LEFT: 0, mm
- F Cylindrical Support RIGHT: 0, mm
- G Cylindrical Support pinyó: 0, mm
- H Fixed Support

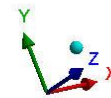
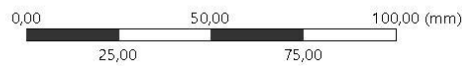
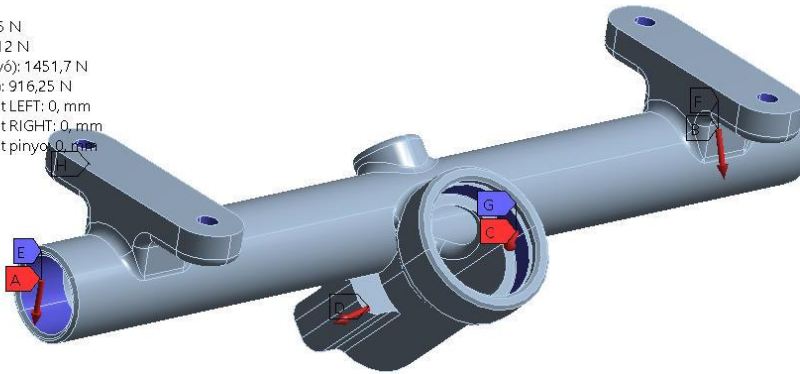


Figura 8.12. Condicions de contorn de l'allotjament.

A la *Figura 8.11* es mostra el factor de seguretat el qual és de 3,6. Les majors tensions es localitzen en els canvis de secció.

F: Housing per fossa
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 25/12/2018 12:34

- 15 Max
- 10
- 3,6086 Min
- 0

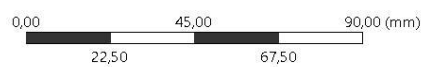
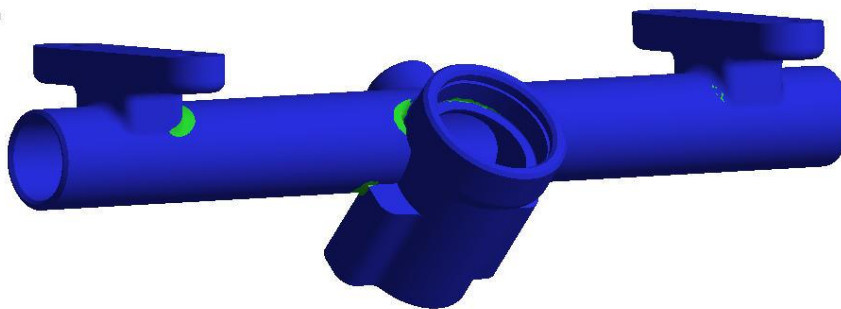


Figura 8.13. Factor de seguretat de l'allotjament.

A més, com es mostra en la *Figura 8.12* el desplaçament de l'allotjament és tan sols de 0,08 mm, fet que assegura la seva rigidesa.

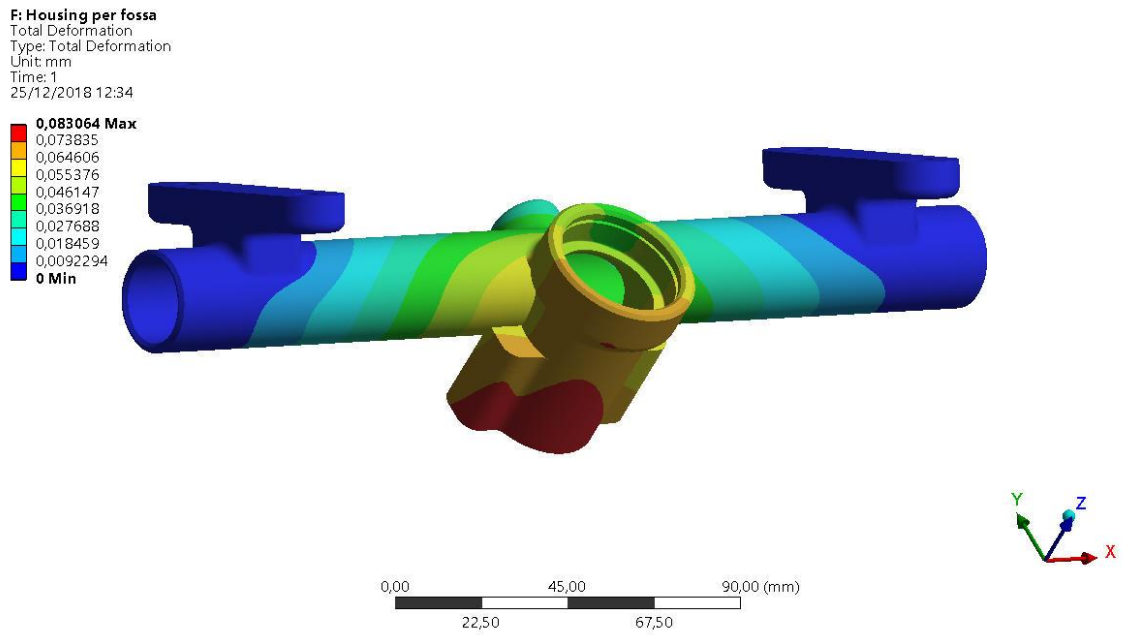


Figura 8.14. Deformació màxima de l'allotjament.

9. Estudi de la configuració Ackermann

9.1. Introducció

Abans d'iniciar l'explicació de l'estudi realitzat referent a la configuració d'*Ackermann* cal definir quina és dita configuració.

Amb l'objectiu d'evitar el lliscament, convé que ambdues rodes davanteres comparteixin el centre instantani de rotació. Si totes dues presenten el mateix angle de gir les rodes lliscarien doncs el centre instantani de rotació es trobaria al infinit. En canvi, si la roda interior presenta un angle de gir més acusat que la roda exterior ($\delta_i - \delta_e > 0$) el centre instantani de rotació del vehicle correspon al punt *I* de la *Figura 9.1*. Aquesta configuració s'anomena configuració d'*Ackermann*.

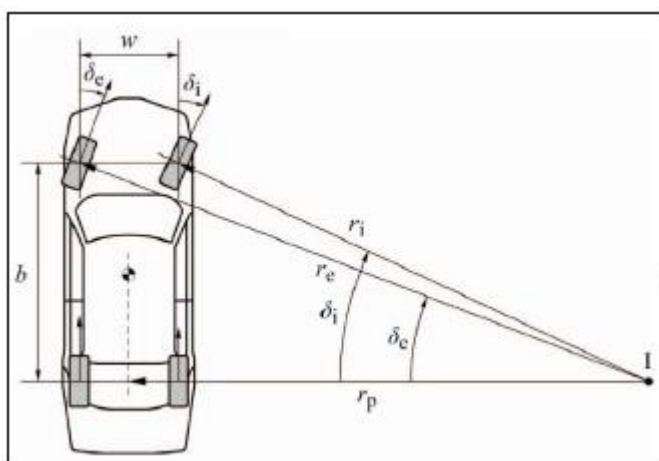


Figura 9.1. Configuració d'Ackermann.

Donat que no tots els sistemes de direcció presenten una geometria estrictament igual a la d'*Ackermann*, es quantifica amb el següent percentatge la proximitat a dita configuració. Aquest percentatge d'*Ackermann* es defineix com:

$$\text{percentatge d'Ackermann}[\%] = \frac{\delta_i - \delta_e}{\delta_i - \delta_{e, \text{Ack}}} \cdot 100 \quad \text{Equació 9.1}$$

on: δ_i : angle de la roda interior δ_e : angle de la roda exterior

$\delta_{e, \text{Ack}}$: angle de la roda exterior donat el cas de complir la geometria d'*Ackermann*

Un cop aplicada l'Equació 9.1 es poden obtenir els següents resultats:

- a) 100%: es compleix la geometria d'*Ackermann*.
- b) 0-100%: geometria "*pro-Ackermann*". La roda interior presenta un angle de gir més gran que la roda exterior però sense complir estrictament amb la geometria d'*Ackermann*, quant més gran és aquesta diferència més proper al 100% i viceversa.
- c) 0%: rodes paral·leles. Les dues rodes presenten el mateix angle de gir.
- d) >100%: la roda interior presenta un angle més gran que al de la geometria d'*Ackermann* per al mateix angle de la roda exterior.
- e) <0%: geometria "*anti-Ackermann*". La roda interior presenta un angle de gir inferior al de la roda exterior.

Així doncs, podem definir la geometria "*pro-Ackermann*" com aquella on la roda interior presenta un angle de gir més gran que la roda exterior però sense complir estrictament amb la geometria d'*Ackermann* i la geometria "*anti-Ackermann*" com aquella on la roda exterior presenta un angle de gir més gran que la roda interior.

Per tal d'escollir quina és la geometria més adequada pel sistema de direcció cal parar atenció al neumàtic que s'utilitzi. Mitjançant el model del neumàtic de Hans B. Pacejka és pot extreure el gràfic força lateral enfront angle de deriva i, mitjançant la identificació dels pics de força lateral per diferents forces verticals sobre el neumàtic, es pot identificar si interessa dissenyar una direcció amb una configuració "*pro-Ackermann*" o "*anti-Ackermann*". Com es mostra en la *Figura 9.2*, en el primer neumàtic s'observa que a una menor força vertical el pic de força lateral es localitza per un major angle de deriva. La roda exterior sempre rep una força vertical més gran que la roda interior com a conseqüència de la transferència de càrrega en una corba, així doncs, en el cas d'aquest primer neumàtic el pic de força lateral de la roda interior es localitza per un angle de deriva més gran que la roda exterior fet que ens indica que la roda interior necessitarà realitzar un angle de gir més gran que la roda exterior per tal d'aconseguir que el neumàtic pugui arribar a aquell pic de força lateral. Per tant, aquest primer neumàtic requereix d'una geometria "*pro-Ackermann*".

En canvi, en el segon neumàtic s'observa que a una menor força vertical el pic de força lateral es localitza per un menor angle de deriva. Així doncs, en el cas del segon neumàtic el pic de força lateral de la roda exterior es localitza per un angle de deriva més gran que la roda interior fet que ens indica que la roda exterior necessitarà realitzar un angle de gir més gran que la roda interior per tal d'aconseguir que el neumàtic pugui arribar a aquell pic de força lateral. Per tant, aquest segon neumàtic requereix d'una geometria "anti-Ackermann".

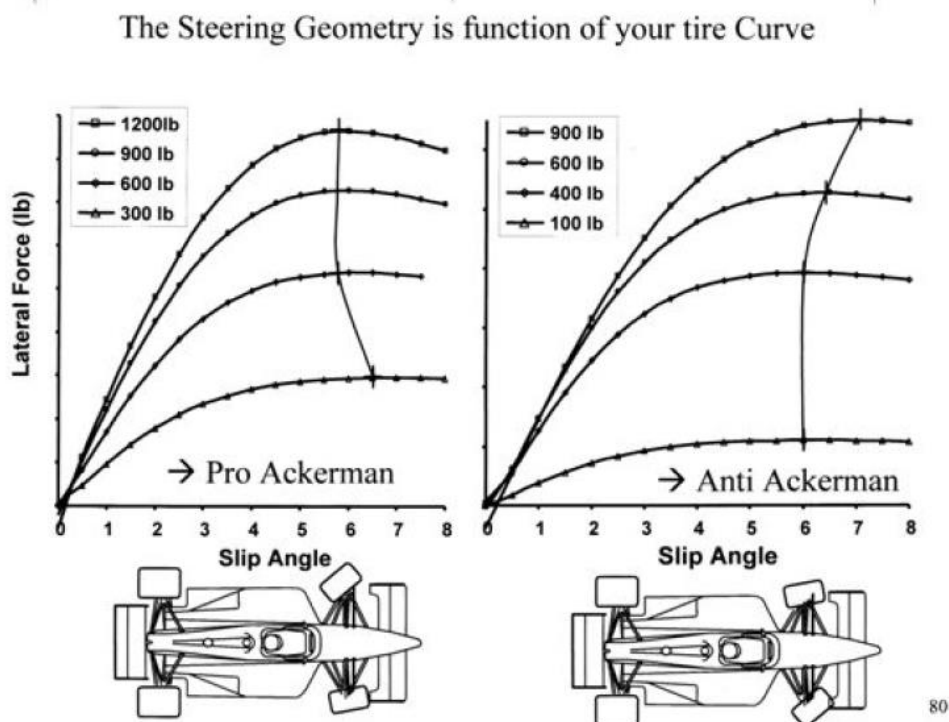


Figura 9.2. Gràfic força lateral enfront angle de deriva per cada geometria. [10]

9.2. Objectius

El següent estudi té l'objectiu de determinar quina és la geometria de direcció més òptima pel monoplaça CAT11e doncs tant les dades del TTC (*Tire Test Consortium*, un assaig realitzat per *Formula SAE* els resultats del qual té accés l'equip *ETSEIB Motorsport*) com el model de *Pacejka* del neumàtic *Hoosier 18x7,5-10* no clarifiquen la decisió.

Com es pot observar en la *Figura 9.3* no es pot determinar si a major força vertical el pic de força lateral es localitza per un major o menor angle de deriva, és a dir, no es pot observar un comportament “*anti-Ackermann*” (a major força vertical el pic de força lateral es localitza per un major angle de deriva) ni “*pro-Ackermann*” (a major força vertical el pic de força lateral es localitza per un menor angle de deriva). De fet, sembla que no hi ha cap pic de força lateral sinó que un cop s’assoleix un valor màxim s’estabilitza al voltant d’aquest sense decaure mai.

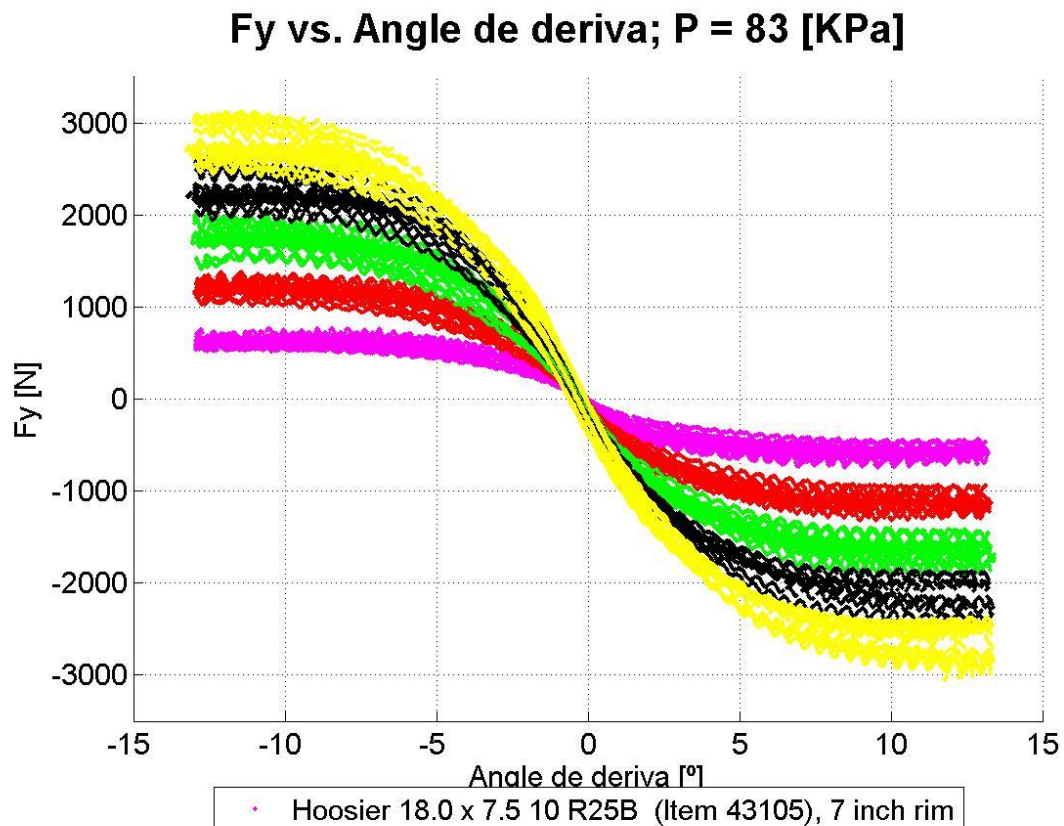


Figura 9.3. Força lateral enfront angle de deriva.

Per aquesta poca claredat que dóna les dades del neumàtic es decideix realitzar un estudi prenent diferents geometries de direcció que resulten en diferents configuracions “*pro-Ackermann*” i una configuració “*anti-Ackermann*” per tal d’avaluar quina proporciona una millor resposta del vehicle.

9.3. Procediment

En primer lloc s'ha determinat cadascun dels punts d'unió entre la bieleta de direcció i la caixa i la seva pròpia configuració d'*Ackermann*. Alhora s'ha condicionat la geometria per tal que l'angle de gir de la roda exterior, quan el volant es troba al màxim del seu recorregut angular, sigui proper a 24° per tal que totes les configuracions girin el mateix la roda exterior i així fer una comparació adient. A la *Taula 9.1* es poden observar els diferents punts, l'angle de gir de la roda interior i exterior en la posició màxima i el percentatge d'*Ackermann*.

	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Angle interior [°]	Angle exterior [°]	% Ackermann	Angle Ackermann
Punt 1	41,7	-557,8	174,8	25,4	24,2	19,9	19,1
Punt 2	44,9	-567,6	175,7	26,9	24,0	42,0	20,0
Punt 3	55,7	-577,8	175,8	29,5	24,1	67,0	21,5
Punt 4	56,1	-587,8	177,6	32,8	24,3	88,6	23,2
Punt 5	61,7	-593,8	178,1	34,7	24,3	99,0	24,2
Punt 6	33,0	-541,8	173,3	21,1	24,2	-66,2	16,6

Taula 9.1. Diferents configuracions.

Els eixos de coordenades i el centre de coordenades (punt C) es mostren a la *Figura 9.4*. El centre de coordenades es troba a l'eix davanter.

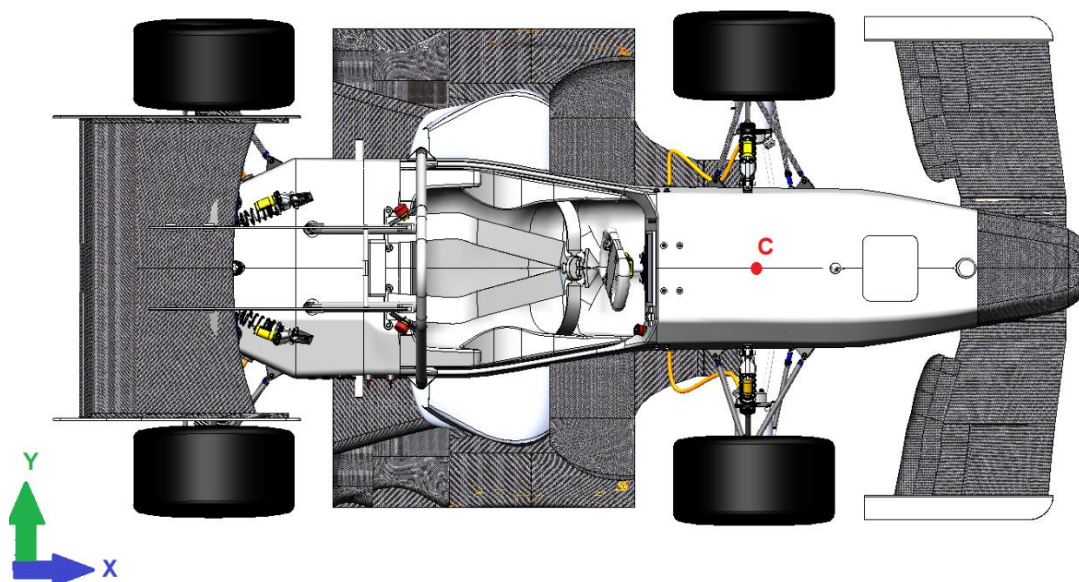


Figura 9.4. Eixos i centre de coordenades.

En segon lloc s'ha usat d'un model realitzat amb el programa *Matlab*® que realitza el càlcul de l'acceleració lateral del monoplaça a partir d'una velocitat constant donada i de la relació de direcció. A la *Figura 9.5* es pot observar el diagrama de blocs del programa.

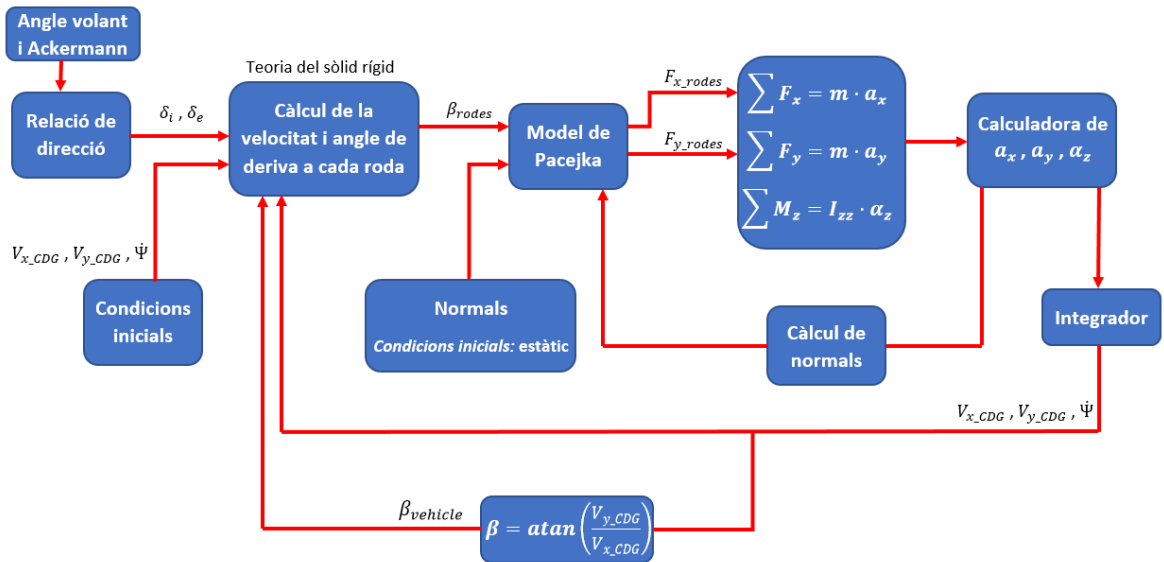


Figura 9.5. Diagrama de blocs del model fet amb el programa Matlab®.

El bloc “**Relació de direcció**” realitza el càlcul de l'angle de gir de la roda interior (δ_i) i exterior (δ_e) a partir de la relació entre l'angle de volant i l'angle de gir de la roda exterior que s'ha extret del sistema de direcció del CAT11e amb la fi de mantenir la mateixa relació en totes les proves. En a *Figura 9.6* es pot veure aquesta relació.

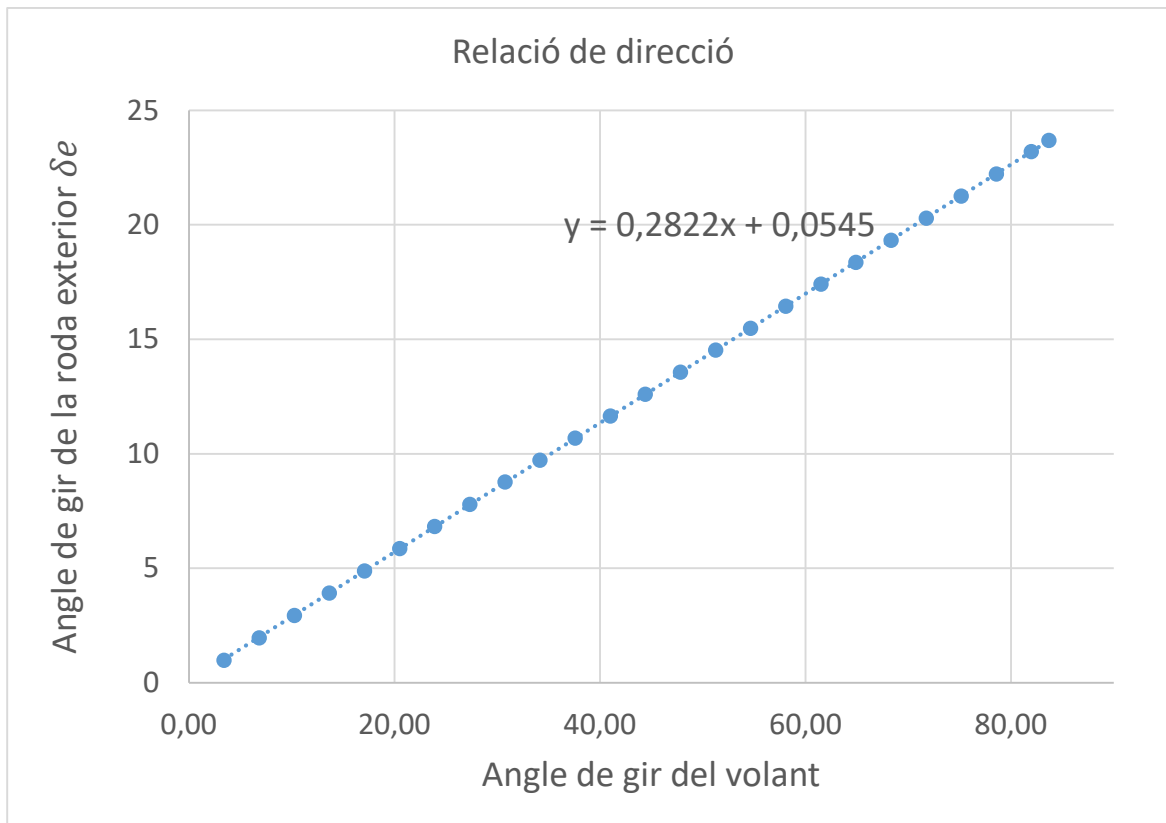


Figura 9.6. Relació de direcció CAT11e.

L'angle de gir de la roda exterior segueix la *Equació 9.3.1* i la roda interior la *Equació 9.3.2*. En la *Equació 9.3.1* es multiplica l'angle de volant introduït pel pendent de la regressió lineal de valor 0,2822 extreta en la *Figura 9.6* sense considerar el desplaçament de la recta de valor 0,0545 ja que no modificava significativament els resultats.

$$\delta e = 0,2822 * \text{Angle de volant} \quad \text{Equació 9.3.1}$$

$$\delta i = \text{Ackermann} * \left(\text{atan} \left(\frac{\text{batalla}}{\frac{\text{batalla}}{\tan(\delta e)} - \text{via}} \right) + \delta e \right) \quad \text{Equació 9.3.2}$$

on: Ackermann = valor d'ackermann en tant per u.

En el bloc “**Càlcul de la velocitat i angle de deriva a cada roda**” s’aplica la Teoria del sòlid rígid per calcular la velocitat longitudinal (V_x) i la velocitat lateral (V_y) de cadascuna de les rodes a partir de la via (w), la distància de l’eix davanter al centre de gravetat del vehicle (h), la velocitat longitudinal del vehicle en el centre de gravetat (V_{x_CDG}), la velocitat lateral del vehicle en el centre de gravetat (V_{y_CDG}) i la derivada de la guinyada del vehicle ($\dot{\Psi}$) seguint la *Equació 9.3.3*. L’angle de deriva de cada roda (β_{rodes}) es calcula seguint la *Equació 9.3.4*.

$$\begin{Bmatrix} V_{x_roda1} \\ V_{y_roda1} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} V_{x_CDG} \\ V_{y_CDG} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\Psi} \end{Bmatrix} x \begin{Bmatrix} h \\ via/2 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \text{Equació 9.3.3}$$

$$\beta_{roda1} = \text{atan}\left(\frac{V_{y_roda1}}{V_{x_roda1}}\right) \quad \text{Equació 9.3.4}$$

En el bloc “**Model de Pacejka**” es calcula la força longitudinal (F_{x_rodes}) i la força lateral (F_{y_rodes}) de cadascuna de les rodes a partir de l’angle de deriva (β_{rodes}) de cada neumàtic i de les forces normals de cadascun d’ells, les quals es tornen a calcular en cada iteració a partir de les acceleracions del vehicle i la transferència de càrrega.

Partint de les condicions inicials el model va realitzant iteracions tornant a calcular tant les forces normals com la velocitat longitudinal com la velocitat lateral del vehicle i el seu angle de deriva al centre de gravetat fins a arribar al resultat.

A més, s’ha extret tots els radis de curvatura de cadascuna de les corbes del circuit de “*Formula Student Germany*” mitjançant totes les coordenades x i y . Per calcular el radi de curvatura en cada punt s’ha usat la funció del programa *Matlab®* “*fit_circle_through_3_points(ABC)*” que calcula el radi d’una circumferència que passa per 3 punts. A la *Figura 9.7* es pot observar els valors d’aquest radi de curvatura per cadascun dels punts del circuit mencionat anteriorment.

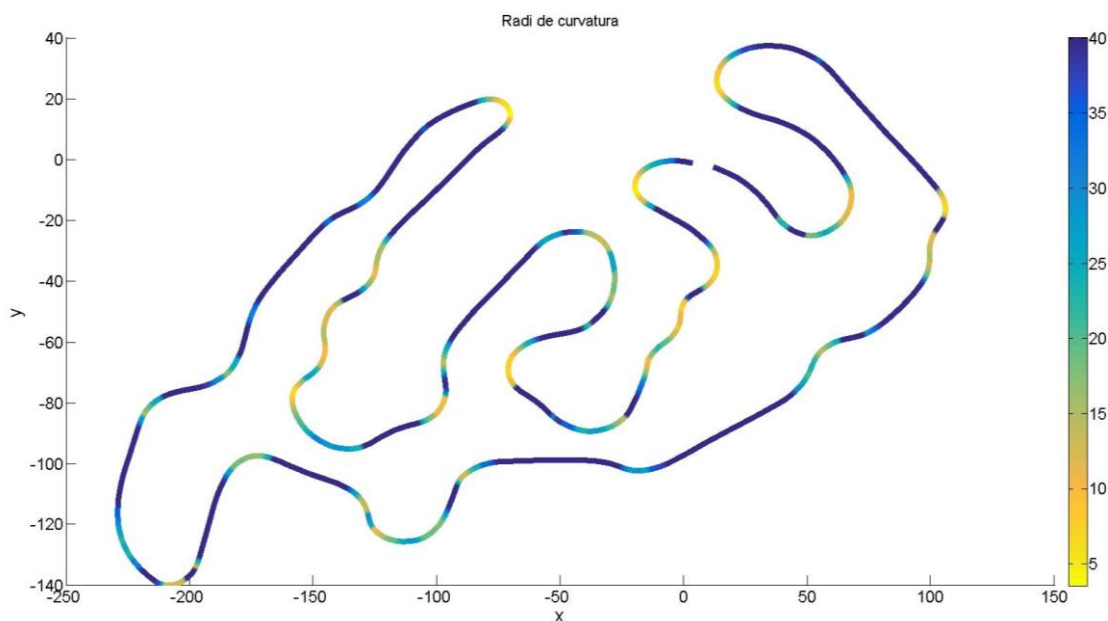


Figura 9.7. Radi de curvatura a cada corba.

Finalment s’ha utilitzat el model per analitzar en cadascuna de les corbes del circuit (classificades en la Figura 9.8) l’angle de volant que s’ha d’aplicar al sistema de direcció per tal d’aconseguir un radi de gir del vehicle igual al radi de curvatura tot considerant una velocitat constant del vehicle. Aquesta simulació s’ha realitzat per cadascuna de les sis configuracions escollides a la mateixa velocitat i cercant un radi de gir igual en totes les configuracions i alhora al radi de la corba.

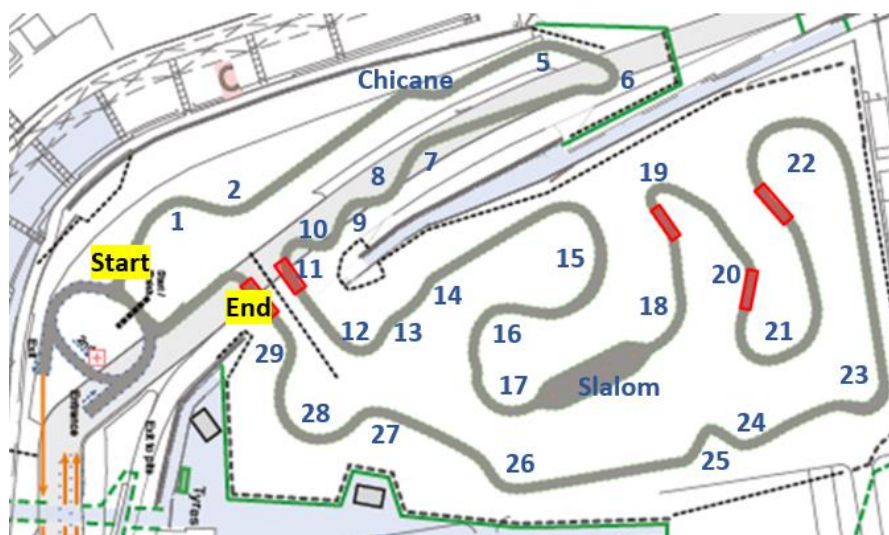


Figura 9.8. Classificació de les corbes del circuit de “Formula Student Germany”.

9.4. Resultats

Els resultats obtinguts mostren clarament que la configuració “*pro-Ackermann*” és la més adequada pel sistema de direcció usat en el nostre monoplaça. A més, podem afirmar que quan la configuració usada presenta un percentatge d’*Ackermann* més proper al 100% el sistema de direcció permet al vehicle realitzar un radi de gir més petit que la resta de configuracions, és a dir, podrà realitzar corbes més tancades que les altres.

Aquestes afirmacions es fonamenten en el fet que en la *Figura 9.9*, *Figura 9.10* i *Figura 9.11* s’observa que a una mateixa velocitat la configuració que requereix d’un menor angle de volant per tal de realitzar el radi de gir necessari és la d’un 98,97% d’*Ackermann*, és a dir, que es requereixi menys angle de volant per realitzar la corba és el mateix que dir que aquella configuració podrà realitzar un radi de gir més petit quan giri al màxim al volant.

Per clarificar aquest concepte s’ha realitzat dues simulacions a velocitat constant i a l’angle de volant màxim (84°), *Figura 9.12* i *Figura 9.13*, on es pot observar que, tal i com s’ha mencionat anteriorment, la configuració d’un 98,97% d’*Ackermann* pot assolir un radi de gir inferior a les altres, tant a baixa com a alta acceleració lateral.

Amb l’objectiu de poder veure aquests resultats en el temps en realitzar una prova s’ha simulat un *Skidpad*, consistent en realitzar dues voltes de radi constant, una esquerres i l’altre a dretes, de manera consecutiva. Considerant que aquesta prova es realitza a velocitat constant, ja que el pilot dona una volta de preparació abans de cadascun dels girs a esquerres i a dretes, i prenent el radi de la corba d’aquesta prova es pot calcular la distància a recórrer i, consegüentment, el temps dividint dita distància entre la velocitat. Com es mostra en la *Figura 9.14* la diferència de temps entre una configuració d’un 100% d’*Ackermann* i una altre d’un 20% és de 0,29 s, unes dècimes de segon que poden permetre al equip guanyar dita prova.

Aquesta diferència de temps s’accentua encara més quan prenem corbes més tancades doncs la velocitat a la qual el pilot pot realitzar-la és més elevada. Com es mostra en la *Figura 9.15* la diferència de temps entre una configuració d’un 100% d’*Ackermann* i una altre d’un 20% és de 0,22 s i de 0,27 s amb una d’*anti-Ackermann*”. En aquest anàlisi s’ha realitzat una corba de radi 4,7 m a la velocitat màxima a la qual cada configuració pot realitzar-la sense que pateixi sobreviratge.

En resum, una configuració més propera al 100% d'*Ackermann* resulta en un sistema de direcció que permetrà al pilot realitzar una corba més tancada a una acceleració lateral més elevada i, alhora, permetrà al pilot tenir una resposta més ràpida del vehicle doncs podrà realitzar el radi de gir desitjat aplicant un angle de gir al volant menor. Aquest fet es veu més accentuat a acceleracions laterals baixes on la diferencia entre el radi de gir que pot realitzar una configuració propera al 20% i una propera al 100% és més gran.

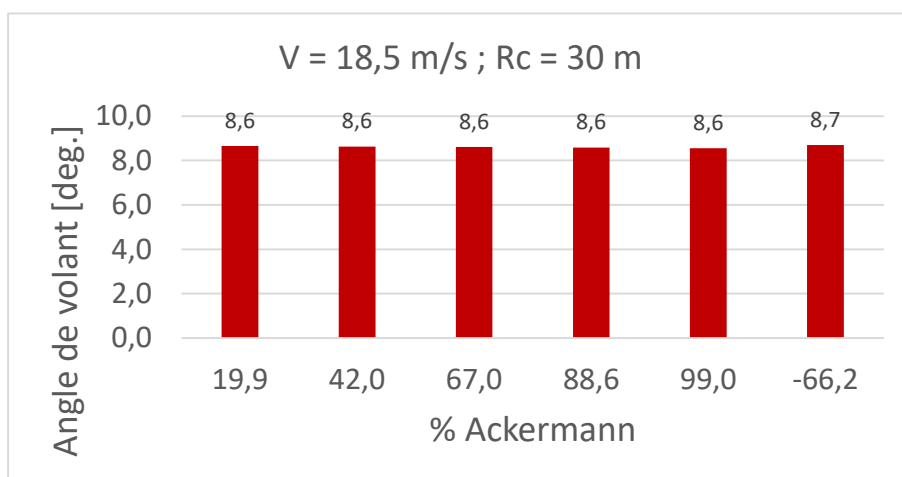


Figura 9.9. Angle de volant enfront configuracions.

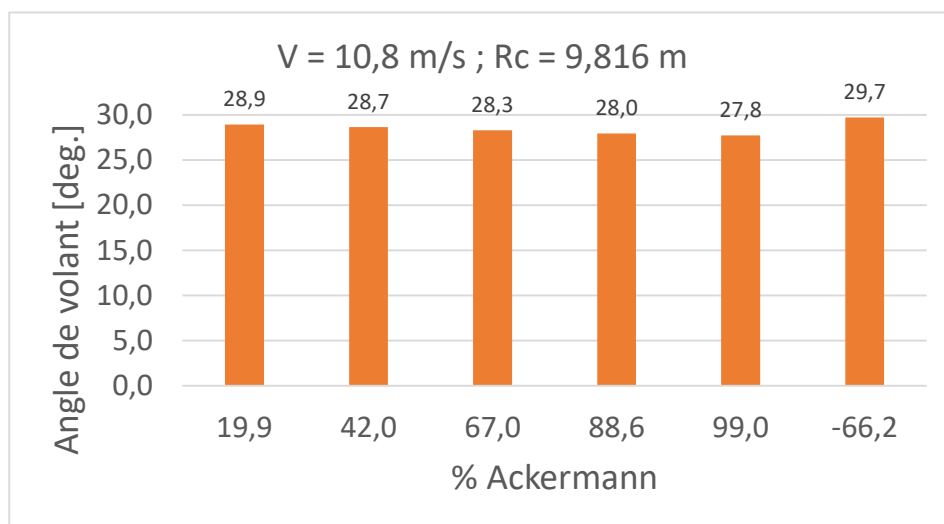


Figura 9.10. Angle de volant enfront configuracions.

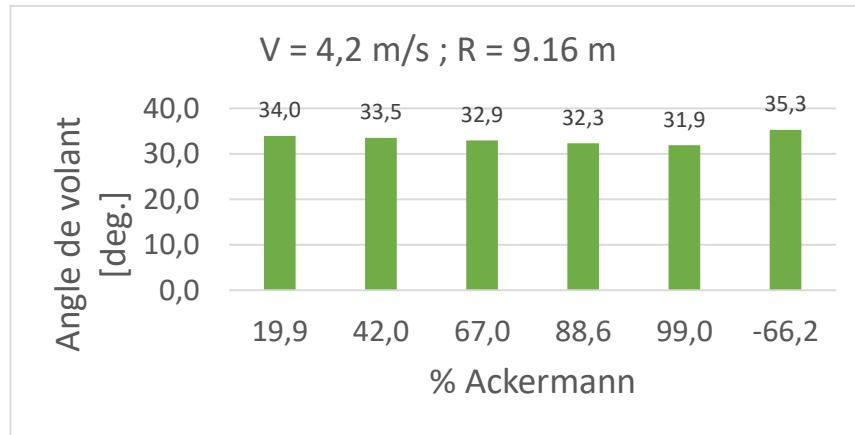


Figura 9.11. Angle de volant enfront configuracions.

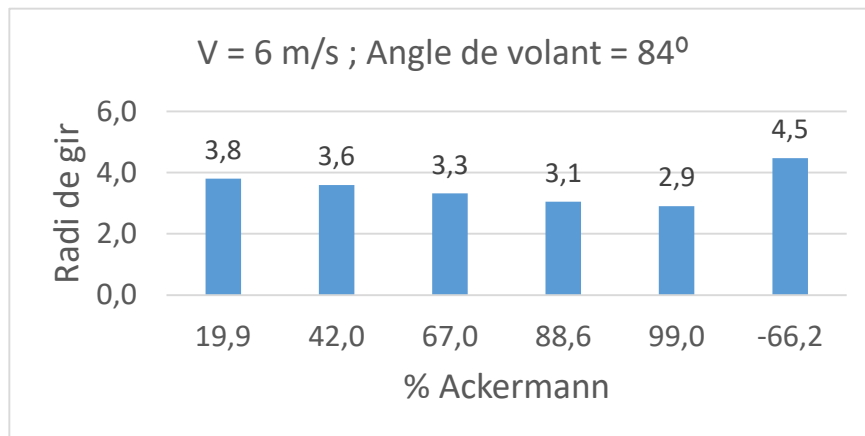


Figura 9.12. Radi de gir enfront configuracions.

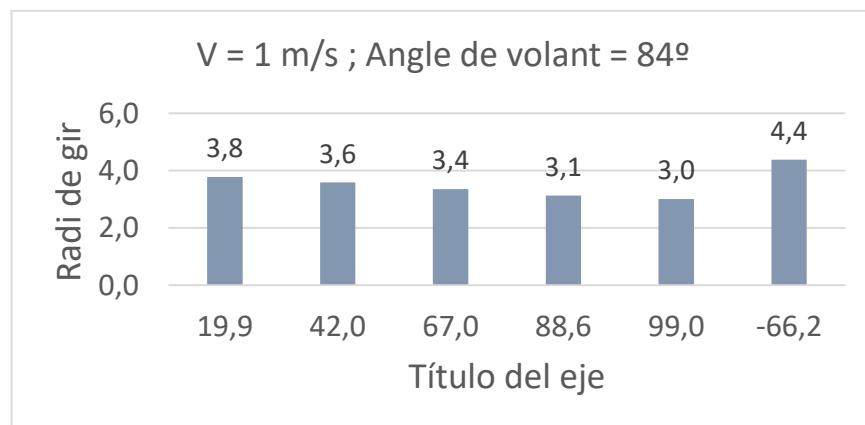


Figura 9.13. Radi de gir enfront configuracions.

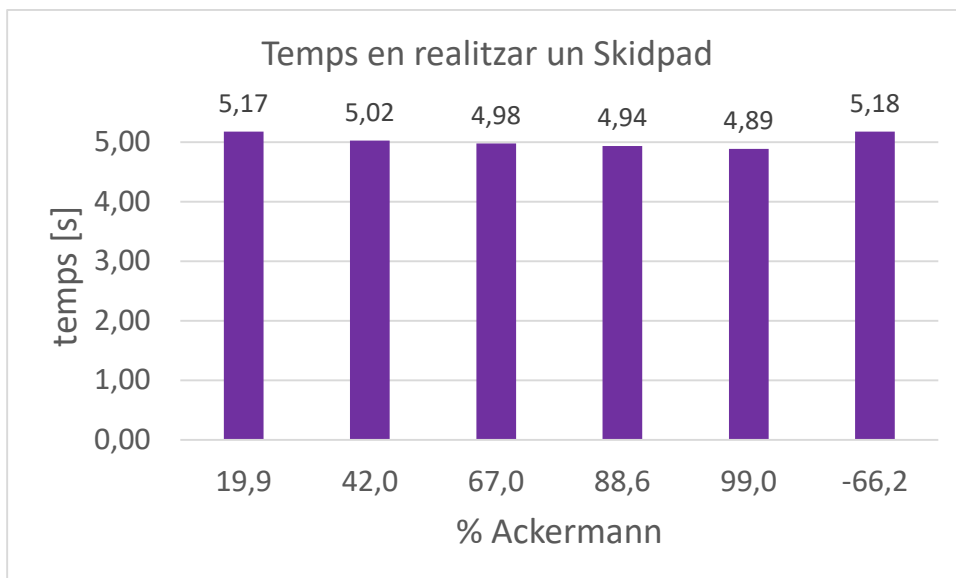


Figura 9.14. Temps en realitzar un Skidpad enfront configuracions.

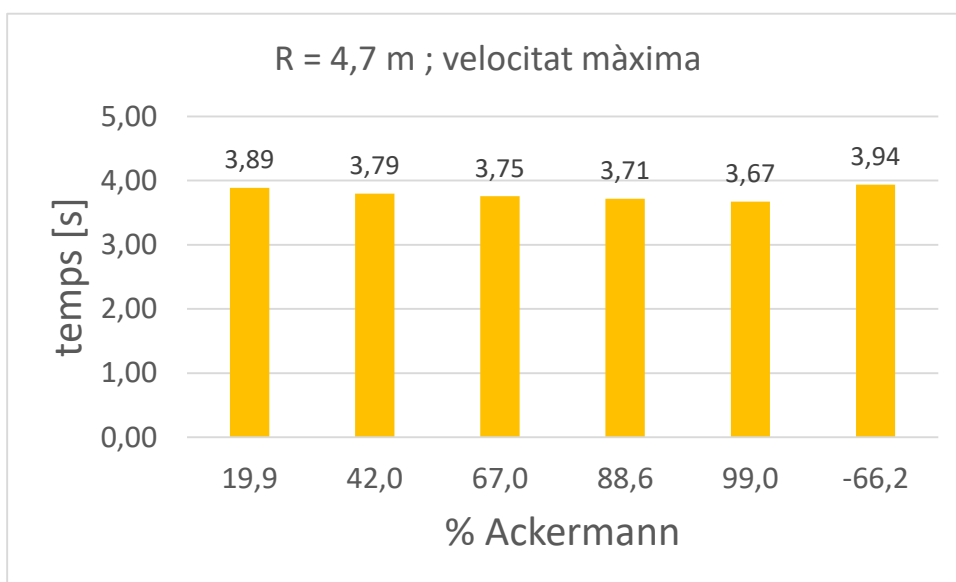


Figura 9.15. Temps en realitzar una corba de radi 4,7 m.

9.5. Conclusions de l'estudi

El present estudi justifica l'elecció durant tantes temporades d'una geometria de direcció “*pro-Ackermann*” dins del equip ETSEIB Motorsport per davant d'una geometria “*anti-Ackermann*” a més de proporcionar una configuració òptima la qual s'hauria d'intentar implementar en les futures temporades. Queda clar que la geometria *Ackermann* és la que pot proporcionar una millor resposta del cotxe al pilot i la qual li pot permetre realitzar gir molt tancats amb molta més facilitat. Aquesta tendència confirma la hipòtesi inicial de les dades del neumàtic, les quals porten a veure que el *Hoosier 18x7,5-10* no té cap pic de força lateral sinó que assoleix un valor màxim i s'estableix durant els consecutius angles de deriva, és a dir, un cop s'assoleix la força lateral màxima aquest valor serà el mateix per qualsevol angle de deriva superior, per tant, es poden girar tant com es vulgui les rodes que sempre proporcionaran la mateixa força lateral.

En resum, el *Hoosier 18x7,5-10* permet girar la roda tant com es vulgui sense que decaigui la força lateral de manera que la millor configuració serà aquella que permeti girar més les rodes i aquesta és la que s'apropa més al 100% d'*Ackermann*.

Per concloure, cal destacar que la geometria de direcció està limitada per la interferència de la bieleta de direcció amb els braços de suspensió i alhora aquests dos amb la caixa, per tant, moltes vegades no es podrà assolir la configuració desitjada per falta d'espai al interior de la llanta. En el cas del futur CAT12e la configuració escollida presenta un percentatge d'*Ackermann* d'un 63,5%, un valor limitat per les interferències amb el motor que aquesta temporada es portarà incorporat al conjunt roda però força superior al del CAT11e de 44,5%.

10. Cinemàtica de la direcció

La cinemàtica del sistema de direcció d'un vehicle és un dels punts claus del seu estudi. En aquest capítol es defineixen els paràmetres de més interès i com aquests afecten al comportament del monoplaça.

Les bases d'aquest capítol són els apunts i classes proporcionades pel professor responsable de la dinàmica del vehicle de l'equip, Lluís Roger, durant la temporada 17-18 [11] i el llibre de referència *Race car vehicle Dynamics* [12]. Alhora, tot el coneixement de dins l'equip i les memòries recopilades durant les anteriors temporades també han servit com a referència.

10.1. Sol·licitacions i condicionants

Donat que el CAT12e serà un monoplaça de competició, el primer requeriment que ha de tenir el sistema de direcció és que proporcioni una resposta ràpida al pilot.

En segon lloc, cal analitzar la normativa per extreure d'aquesta el radi mínim que pot tenir una corba en cadascuna de les proves. El monoplaça ha de poder realitzar les 4 proves de les quals consta cada competició: *Acceleració*, *Skidpad*, *Autocross* i *Endurance*. La *acceleració* és en línia recta i el *Skidpad* s'ha explicat en l'apartat 9.4. La *Autocross* i la *Endurance* es realitzen al mateix circuit i consisteixen en una volta ràpida i una resistència de 22 km, respectivament. En tots els casos l'amplada mínima de la pista és de 3 m. En el cas la *Autocross* i la *Endurance* el radi mínim del exterior de la corba és de 4,5 m, sent el radi de gir objectiu en el centre de gravetat del vehicle de 3,9 m.

El sistema de direcció també ha de ser ergonòmic per tal que el pilot condueixi amb total comoditat. A partir dels comentaris dels pilots del CAT10e i del CAT11e s'estableix que el recorregut angular màxim del volant ha de ser de 90° per costat.

Per últim, un factor limitant del vehicle d'aquesta temporada, com s'ha mencionat en altres capítols, és la falta d'espai per introduir la unió entre la bieleta de direcció i la caixa, doncs al incorporar-se un motor i una transmissió al conjunt roda aquest queda molt reduït al girar les rodes.

10.2. Configuració d'*Ackermann*

Tal com s'ha explicat amb detall en l'anterior capítol, el percentatge d'*Ackermann* es calcula segons l'Equació 9.1. L'angle de gir de la roda interior i exterior així com la via i la batalla del vehicle es mostren a la *Taula 10.1*.

Angle interior (δ_i)	Angle exterior (δ_e)	Via (w)	Batalla (b)	Percentatge d'Ackermann
27,4°	22,8°	1,2 m	1,53 m	64,7%

Taula 10.1. Percentatge d'Ackermann del CAT12e.

10.3. Radi de gir

El radi de gir el defineix la roda exterior del vehicle segons la *Equació 10.3*.

$$\text{radi de gir} = \frac{\text{batalla}}{\sin(\delta_e)} = \frac{1,53 \text{ m}}{\sin(22,8)} = 3,95 \text{ m} \quad \text{Equació 10.3}$$

Donat que el radi de gir mínim del vehicle per realitzar totes les proves ha de ser de 4,5 m prenent l'exterior de la corba, el radi de gir del CAT12e és suficient per poder realitzar-les totes sense dificultat.

10.4. Relació de direcció

La relació de direcció es defineix segons la norma ISO 8855 [9] com el quocient entre la velocitat de gir del volant entre la velocitat de gir de les rodes.

$$i = \frac{\frac{d\theta}{dt}}{\frac{d\delta_e}{dt}} = \frac{d\theta}{d\delta_e} \approx \frac{\Delta\theta}{\Delta\delta_e} \quad \text{Equació 10.4}$$

on: θ = recorregut angular màxim del volant

δ_e = angle màxim de gir roda exterior

La relació de direcció del CAT12e és de 3,50, un valor molt semblant al de les últimes temporades.

CAT06e	CAT07e	CAT08e	CAT09e	CAT10e	CAT11e	CAT12e
7,61	4,50	4,19	3,46	3,47	3,50	3,50

Taula 10.2. Evolució de la relació de direcció.

10.5. *Bump steer i roll steer*

El *bump steer* es defineix com el canvi de direcció de les rodes com a conseqüència del moviment de la suspensió al passar per un sobresalt. En canvi, el *roll steer* es defineix com el canvi de direcció de les rodes com a conseqüència del moviment de la suspensió al balancejar en una corba.

Per entendre com canvia la direcció de les rodes en cada cas cal definir l'angle de convergència o *toe*. La convergència es defineix com l'angle entre el Pla 1 i el Pla 2 de la *Figura 10.1*. Dita figura representa la vista superior de la roda esquerra.

El cas de la *Figura 10.1* representa un angle de convergència o *toe in*. El cas contrari es tractaria de divergència o *toe out*.

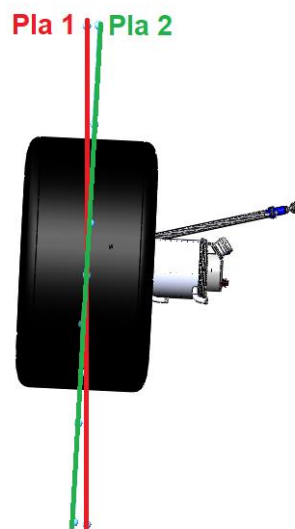


Figura 10.1. Angle de convergència

Durant les darreres temporades s'ha buscat minimitzar la variació d'angle de convergència doncs la direcció de les rodes prendria un sentit que no és l'esperat, però si s'aprofita aquesta variació de manera correcte es pot aconseguir que el monoplaça tingui una resposta més ràpida. Això és el que s'ha buscat aquesta temporada, una configuració de direcció que, a més, tingui una variació de convergència positiva pel vehicle.

Mitjançant el programa *OptimumKinematics®* obtenim la variació de l'angle de convergència tant en el cas de capcineig (*heave*) com en el cas de balanceig (*roll*). El balanceig es defineix com a positiu segons M_x de la *Figura 10.2*, i el capcineig es defineix com a positiu quan el xassís es mou verticalment segons el sentit positiu de l'eix Z de la *Figura 10.2*. Com s'ha comentat anteriorment l'angle de convergència (*toe out*) es defineix com a positiu, tal i com es pot observar en la *Figura 10.3*, en els resultats obtinguts a continuació.

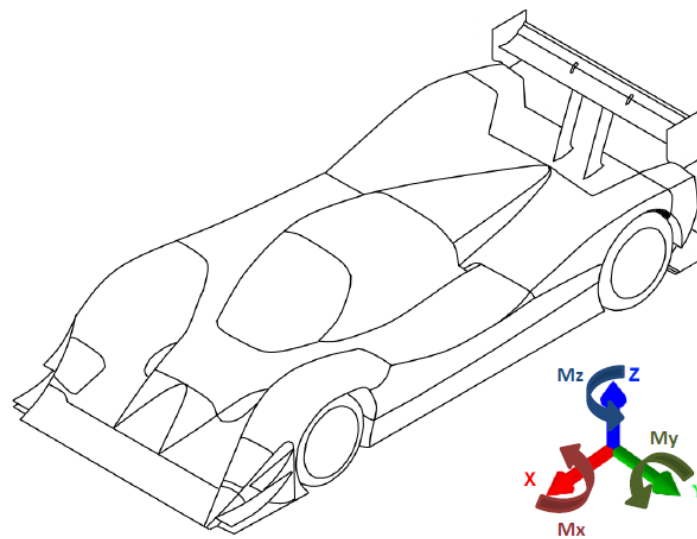


Figura 10.2. Definició roll (M_x) i heave (M_y).

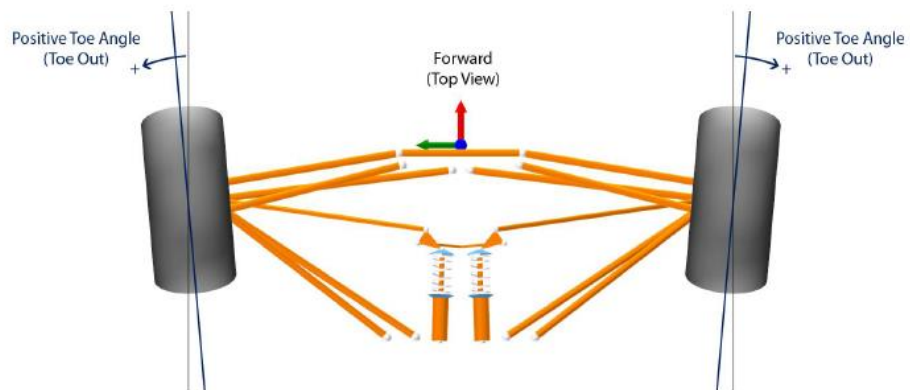


Figura 10.3. Definició toe out.

Si considerem un gir a esquerres el vehicle balanceja cap al exterior, per tant, segons la definició donada anteriorment correspon a valors positius de balanceig. Com s'observa en el *Figura 10.4* per valors positius de balanceig l'angle de convergència és negatiu per la roda exterior davantera (*Front Right - blava*) i positiu per la roda interior davantera (*Front Left - vermella*). Per tant, en un gir a esquerres tant la roda interior com la roda exterior prendran un angle de gir més gran del esperat afavorint així el gir del vehicle.

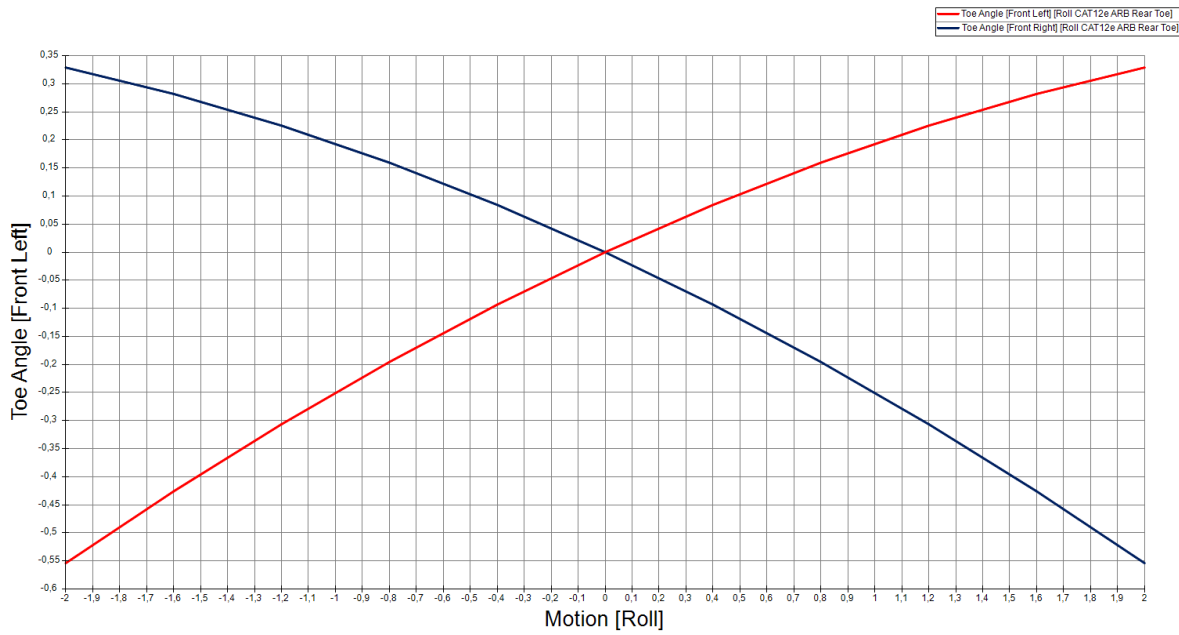


Figura 10.4. Convergència enfront balanceig rodes davanteres.

A més, si observem les rodes posteriors podem observar en el *Figura 10.5* que el comportament és el contrari, afavorint així que el radi de gir sigui encara més petit.

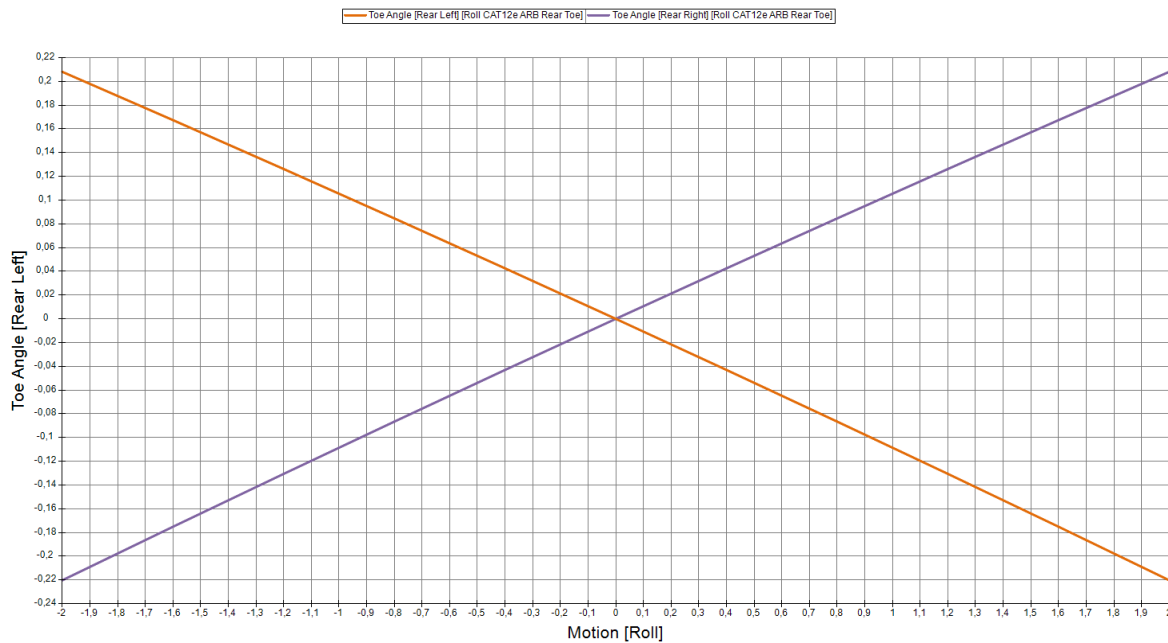


Figura 10.5. Convergència enfront balanceig rodes posteriors.

En el cas d'una frenada, l'eix davanter del vehicle capcineja en el sentit negatiu definit anteriorment. Com es mostra en la *Figura 10.6* degut a les forces longitudinals al centre del contacte entre el neumàtic i l'asfalt (*J*) es produeix un moment que "obre" les rodes davanteres i posteriors ja que aquestes giren entorn de l'eix que defineix els dos punts d'unió entre els triangles de suspensió i la caixa (*K*).

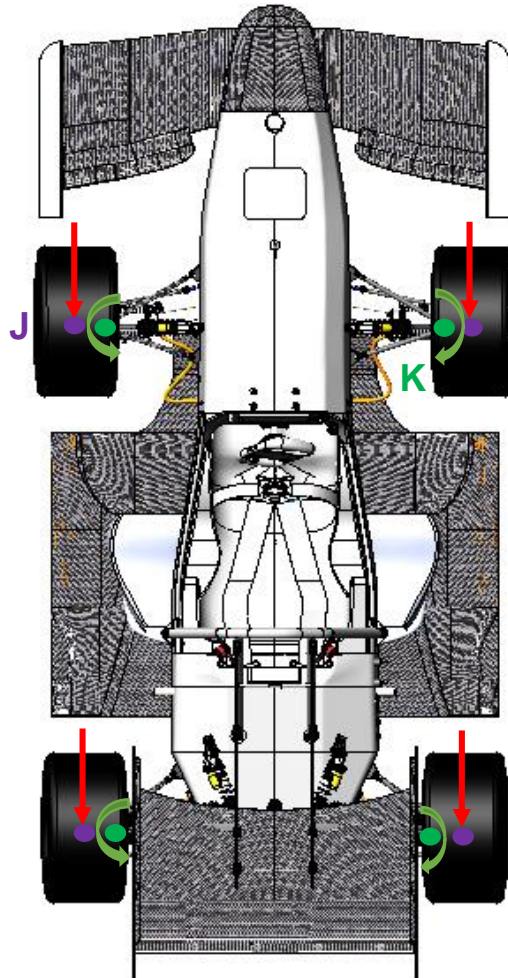


Figura 10.6. Moments a les rodes en una frenada.

Observant la *Figura 10.7*, per valors negatius de capcineig (*heave*) l'angle de convergència de la roda esquerra (*Front Left - vermella*) i de la roda dreta (*Front Right - també vermella*) és negatiu. En canvi, l'eix posterior, en el cas d'una frenada, capcineja en el sentit positiu. Com s'observa en la *Figura 10.8* per valors positius de capcineig (*heave*) l'angle de convergència de la roda esquerra (*Rear Left - blava*) i de la roda dreta (*Rear Right - també blava*) és negatiu.

Per tant, en frenada les quatre rodes es "tanquen" produint l'efecte contrari al que aquestes tendeixen en una frenada i, per tant, donant més estabilitat al monoplaça.

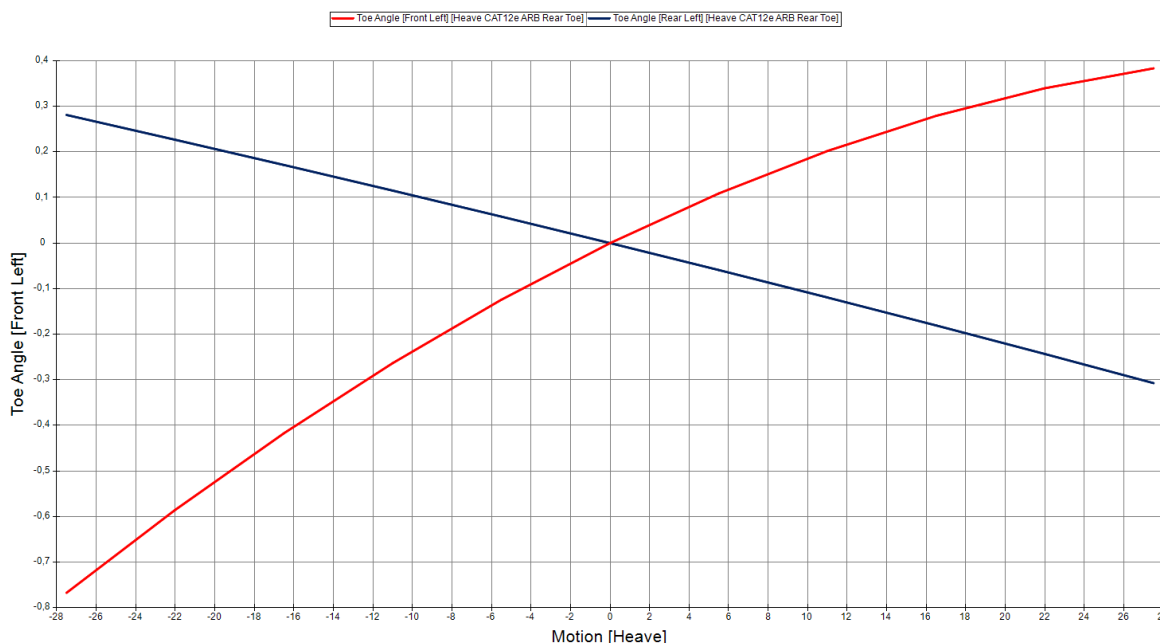


Figura 10.7. Convergència enfront capcineig rodes davanteres i posteriors.

En el cas d'una acceleració es produeix exactament el contrari al que succeeix en una frenada, doncs totes les rodes tendeixen a “tancar-se” doncs les forces longitudinals van en el sentit contrari al mostrat a la Figura 10.6 de manera que els moments també prenen el sentit contrari. El disseny escollit “obre” les rodes en una acceleració proporcionant així més estabilitat al monoplaça.

Els valors màxims i mínims de variació de convergència considerant un gir a esquerres i en frenada es mostren en la següent taula.

	Davantera interior	Davantera exterior	Posterior interior	Posterior exterior
Balanceig	0,33°	-0,55°	-0,22°	0,21°
Capcineig	-0,77°	-0,77°	0,28°	0,28°

Taula 10.3. Valors màxims i mínims de convergència.

En resum, s'ha dotat d'un sistema de direcció el qual presenta una variació de la convergència de les rodes davanteres i posteriors que afavoreixen el gir del monoplaça doncs, quan es considera un gir a esquerres, la direcció dels neumàtics és la mostrada a la *Figura 10.8* sent el color vermell la direcció esperada de la roda en estàtic i el color verd la direcció real com a conseqüència de l'elongació de la suspensió. A més, també s'ha assegurat un bon comportament del vehicle en una frenada i en una acceleració tal i com s'ha explicat en la *Figura 10.6*.

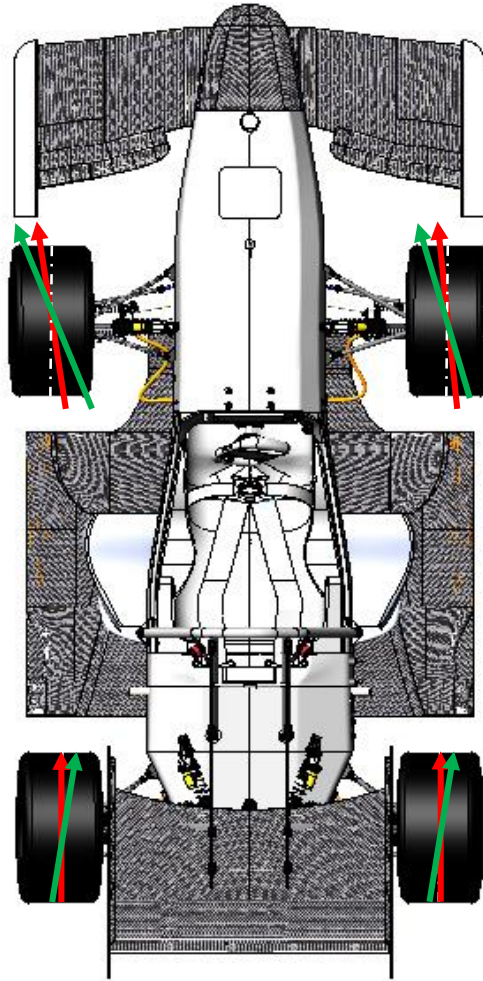


Figura 10.8. Direcció de les rodes en un gir a esquerres.

11. Pressupost del projecte

Tot i que la formació en els diferents conceptes referents a la direcció va iniciar-se el setembre de 2017 amb l'entrada a l'equip *ETSEIB Motorsport*, el disseny del sistema de direcció del CAT12e no es va iniciar fins al setembre de 2018.

El present treball consisteix en el disseny del sistema de direcció per a la seva posterior fabricació, per tant cal considerar tant els costos derivats del disseny com els costos derivats de la fabricació de totes les peces. L'equip, com d'altres que competeixen a la Formula Student, disposa d'un pressupost limitat que l'escola atorga al projecte i per aquest motiu es recolza d'empreses patrocinadores que ajuden a la seva realització final.

La quantificació del cost del disseny projecte es resumeix en la *Taula 11.1*.

Pressupost del projecte	Cost base	Dedicació	Cost total
Hores de feina Enginyer superior	35 €/h	960 h	33.600 €
Material Ordinador	1.200 €/5 anys	4 mesos	80 €
Software <i>Solidworks®</i>	1.295 USD/any	4 mesos	386 €
<i>OptimumKinematics®</i>	2.308,45 €/licència	1 llicència	2.308 €
TOTAL			36.374 €

Taula 11.1. Pressupost del disseny de la direcció.

Al tractar-se d'un projecte que es duu a terme dins de l'equip *ETSEIB Motorsport*, totes les peces dissenyades es fabriquen durant el quadrimestre de primavera. L'estimació de pressupost que s'ha realitzat per la direcció del CAT12e es mostra a la *Taula 11.2*. Dita estimació s'ha realitzat amb els preus que les últimes temporades han tingut cada peça. L'estalvi respecte el pressupost del CAT10e és de 7.826,1 €.

Referència	Descripció	Preu unitari	U	Total
DYN_STE_SUP_ROD	Suport rodaments	105 €	1	105 €
DYN_STE_SUP_TAP	Tapa	30 €	1	30 €
DYN_STE_SUP_EV	Eix volant	120 €	1	120 €
DYN_STE_SUP_SUM	Suport monocasc	140 €	1	140 €
DYN_STE_DIN_808_V14_60_EG	Cardan	200 €	1	200 €
DYN_STE_COL_COL	Columna	75 €	1	75 €
DYN_STE_COL_INS	Insert superior	115 €	1	115 €
DYN_STE_COL_INS	Insert inferior	115 €	1	115 €
DYN_STE_CRE_PIN	Pinyó	150 €	1	150 €
DYN_STE_CRE_ENG	Engranatge cremallera	100 €	1	100 €
DYN_STE_CRE_CREM	Cremallera	350 €	1	350 €
DYN_STE_CRE_HOU	Allotjament	1.750 €	1	1.750 €
DYN_STE_CRE_MAN	Manota direcció	180 €	2	360 €
DYN_STE_CRE_TOP	Topalls cremallera	8 €	2	8 €
CONJUNT RODAMENTS	Rodaments	50 €	6	300 €
CONJUNT CARGOLERIA	Cargols	0,35 €	26	9,1 €
	Femelles	0,10 €	26	2,6 €
	Volandera	0,20 €	52	10,4 €
TOTAL				3.940,1 €

Taula 11.2. Pressupost de la fabricació de la direcció.

12. Impacte ambiental

Ja fa varies temporades que l'ETSEIB Motorsport escull fabricar i desenvolupar un monoplaça elèctric per tal de promoure'n el seu ús i fomentar la investigació que any rere any es realitza en aquest camp. El futur CAT12e, com a vehicle elèctric, no generarà cap emissió nociva a l'atmosfera durant la seva vida útil però durant l'etapa de fabricació els mètodes emprats sí que poden representar una amenaça pel medi ambient. Durant la fase de disseny únicament s'ha usat suport digital el qual no representa un impacte ambiental elevat.

Per aquest motiu, a continuació s'exposen els diferents materials i processos que poden comportar un empitjorament del medi ambient:

1. La gran majoria de peces del sistema de direcció són d'alumini o acer que són fàcilment reciclables per fosa. A més, tots els processos de mecanitzat són realitzats per empreses externes que realitzen una bona gestió dels residus, tant de la ferritja com dels fluids refrigerants emprats.
2. El greix emprat com a lubricant dels engranatges del conjunt pinyó-cremallera és contaminant, per això només s'aplicarà en la zona necessària i el sobrant s'emmagatzemarà en el seu pot per a futures aplicacions.
3. Els plàstics usats per a diferents components del mecanisme com ara els topalls de direcció de *nylon* o l'espuma protectora de la columna de direcció cal seleccionar-los en funció de si és reciclable o no, sempre que sigui possible.

Per acabar, recordar que el sistema de direcció del CAT12e es planteja que es faci servir també en el CAT13e doncs el model del monocasc no es modificarà i, per tant, els punts d'unió amb el monocasc dels diversos elements seran els mateixos no permetent així grans modificacions en el disseny. D'aquesta manera es reduirà tant els costos de producció com els residus generats durant la fabricació dels futurs monoplaçes.

Conclusions

L'*ETSEIB* Motorsport ha realitzat una gran feina de disseny durant els primers mesos de la temporada 2018-2019, enfrontant-se a un dels reptes més grans en la seva història. El seu objectiu principal ha estat el nou disseny de tot el vehicle adaptant-se als nous canvis derivats de la implementació d'un motor a cadascuna de les rodes. Dit disseny s'ha dut a terme prenent com a referència el bagatge i la experiència de les últimes temporades, de manera molt important del CAT11e, si més no el monoplaça més ràpid que ha fabricat l'equip gràcies a la feina de les deu edicions anteriors.

El sistema de direcció no ha quedat al marge de les modificacions realitzades i, després de marcar uns objectius, les conclusions extretes de la fase de disseny es detallen a continuació.

Disseny mecànic

- 1- S'ha incorporat una junta universal Cardan al sistema que proporciona una reducció de pes de 1,1 kg respecte a la caixa d'engranatges utilitzada les últimes dues temporades. S'ha assegurat que aquesta junta no produeixi un joc com va ocórrer en anteriors temporades.
- 2- S'ha dissenyat un suport fàcil de muntar i robust per tal d'assegurar que el sistema de direcció romandrà rígid.
- 3- S'ha seleccionat els rodaments de menor pes i s'han empaquetat amb els ajustos recomanats pel fabricant.
- 4- S'ha contactat amb el fabricant de la columna de direcció per tal de fabricar-la amb ajust amb la junta Cardan i el pinyó, assegurant així el mínim joc. S'ha assegurat la rigidesa de la columna dissenyada.
- 5- Per tal de reduir el cost, s'ha contactat amb fabricants per tal d'ensenyar els dissenys i realitzar les geometries més senzilles possibles de fabricar per abaratir el cost.
- 6- El sistema té un pes teòric de 2.768 g mentre que el CAT11e de 3.722 g, una reducció de gairebé un kilogram el qual suposa un 25% del pes total.
- 7- S'ha revisat que tots els elements compleixin amb la normativa. Ha estat necessari realitzar una pregunta als organitzadors de la competició per corroborar si està permès i la resposta ha estat afirmativa.

Estudi de la configuració d'*Ackermann*

Tot i que l'estudi es volia realitzar amb un model complet del programa *IPG*® no ha estat possible doncs l'equip va perdre la llicència el mes de setembre i no la va recuperar fins al 15 de desembre. Un cop es va rebre es va treballar en la implementació dels diferents paràmetres del CAT11e però un problema amb els paràmetres del neumàtic van fer impossible la realització de dita simulació abans de l'entrega d'aquest treball. Queda pendent realitzar-la amb el model mencionat.

No satisfet, s'ha aprofitat un model realitzat amb el programa *Matlab*® i s'ha modificat per tal de poder l'estudi desitjat de forma acurada. Un cop conclòs s'ha pogut confirmar la hipòtesi inicial, evidenciant que el neumàtic *Hoosier 18x7,5-10*, usat per l'equip durant les últimes temporades, treballa millor amb un configuració d'*Ackermann* propera al 100%. Així doncs, queda justificada la elecció d'una configuració "*pro-Ackermann*" i s'aconsella que sempre que s'usi aquest neumàtic cal intentar apropar-se al màxim a la geometria d'*Ackermann* encara que la principal limitació per no aconseguir-ho sigui la falta d'espai al conjunt roda.

Cinemàtica

- 1- El CAT12e tindrà una configuració "*pro-Ackermann*" amb un valor mitjà de 64,7%, apropant-se al valor objectiu definit en l'estudi.
- 2- El radi de gir mínim de la roda exterior del CAT12e és de 3,95 m, un valor suficient tenint en compte que totes les corbes tenen un radi de curvatura mínim de 4,5 m en l'exterior.
- 3- La relació de direcció del CAT12e és de 3,50, valor força proper a les últimes temporades.
- 4- Cal destacar que s'ha aprofitat la variació de l'angle de convergència de les rodes davanteres i posteriors per tal de millorar el gir del vehicle al passar per una corba.

El repte que suposava el disseny d'una direcció amb elements totalment diferents a les anteriors edicions s'ha superat. El sistema s'espera que funcioni sense cap inconvenient i serà durant el quadrimestre de primavera quan tant el muntatge com la confirmació del seu correcte funcionament podrà ser realitzat pel propi autor podent observar així els resultats del disseny.

Agraïments

La realització d'aquest treball ha estat possible gràcies a la ajuda de tot l'equip *ETSEIB Motorsport*, de manera que voldria donar les gràcies a tots els integrants del equip per donar-me un cop de mà sempre que ho he necessitat. Especialment, m'agradaria agrair al meu company Alejandro Segura per la seva incondicional ajuda i les seves aportacions en el model realitzat en el programari *Matlab®*.

També voldria agrair al Sergi Juvanteny pel seu bon TFM que ha estat la base del disseny dels engranatges del conjunt pinyó-cremallera així com la seva ajuda en l'aclariment de tots els conceptes que he hagut d'aprendre pel meu compte.

Per últim, voldria agrair a la direcció de l'escola la seva gran aportació als estudiants que ens hem introduït en aquest projecte, al seu director Francesc Roure i molt especialment al meu tutor, Lluís Roger, pel seu entusiasme en ensenyar-me molts conceptes de la dinàmica del vehicle que he après durant la meva estància en l'equip *ETSEIB Motorsport*.

Bibliografia

- [1] Society of Automotive Engineers. *Formula SAE Rules*. Rev A. SAE, Setembre 2018.
- [2] Elessa-Ganter. [<https://www.elesa-ganter.es/productos/juntas/gamas/din-808>, Novembre 2018]
- [3] SCHAEFFLER. Medias. [<https://www.schaeffler.es>, Octubre 2018]
- [4] Veciana J.M. Apunts. Càlcul de màquines. Engranatges. Novembre 2014. Assignatura MUEI, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria industrial de Barcelona.
- [5] Juvanteny, S. *Disseny del sistema de direcció del CAT10e*. Barcelona: Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, Gener 2018. Treball de final de màster.
- [6] Martínez, J. i Veciana J.M. Càlcul de màquines. Quadern CM3 Engranatges. Barcelona: Serveis Gràfics Copisteria Imatge, setembre 2014. ISBN-13:978-84-612-9873-0.
- [7] International Organization for Standardization. *ISO 54:1996 Cylindrical rears for general engineering and for heavy engineering*. Segona edició. Suïssa: desembre 1996. ISO54:1996(E).
- [8] International Organization for Standardization. *ISO 6336-1:2006 Calculation of load capacity of spur an helical gears*. Segona edició. Suïssa: setembre 2006. ISO 6336-1:2006.
- [9] International Organization for Standardization. *ISO 8855:2011 Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary*. Segona edició. Suïssa: desembre 2011. ISO 8855:2011(E).
- [10] Thompson, D. [www.racing-car-technology.com.au/Steering Ackerman4.doc]
- [11] Roger, Ll. *Direcciones*. Barcelona, 19 agost 2017.
- [12] Milliken, W.F. i Milliken, D.L. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: SAE International Publications, 1995.
- [13] Steve. [<https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/steves-box-of-tricks/>]