



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Treball de fi de grau en enginyeria mecànica

Disseny, anàlisi i simulació dinàmica d'una
transmissió automàtica de trens d'engranatges
epicicloïdals mitjançant ADAMS/Machinery

Alumne: Parra Mulet, Bernat Miquel

Tutor: Carballeira Morado, Javier

Disseny, anàlisi i simulació dinàmica d'una
transmissió automàtica de trens d'engranatges
epicicloïdals mitjançant ADAMS/Machinery



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Documents:

CAPÍTOL I Memòria descriptiva

CAPÍTOL II Plec de condicions

CAPÍTOL III Pressupost

CAPÍTOL IV Plànols

Disseny, anàlisi i simulació dinàmica d'una transmissió automàtica de trens d'engranatges epicloïdals mitjançant ADAMS/Machinery



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



CAPÍTOL I

Memòria descriptiva



Índex de la memòria descriptiva

1.	Introducció	13
1.1.	Objectiu del projecte.....	13
1.2.	Motivació.....	13
1.3.	Resum.....	14
2.	Antecedents	15
2.1.	Història	15
2.2.	Evolució	16
3.	Tipologia de les caixes de canvis	21
3.1.	Caixes manuals	24
3.2.	Caixes semiautomàtiques	26
3.3.	Transmissions automàtiques.....	26
3.3.1.	De doble embragatge.....	26
3.3.2.	Transmissió variable contínua (CVT)	28
3.3.3.	De trens epicicloïdals	29
3.3.4.	Futures possibles transmissions.....	32
3.4.	Avanços i aplicacions actuals	33
4.	Introducció a la configuració de la transmissió ZF 8HP.....	35
4.1.	Transmissió ZF 8HP.....	35
4.2.	Components auxiliars de la transmissió.....	39
5.	Estudi cinemàtic dels trens epicicloïdals.....	41
5.1.1.	Restricció dimensional	43
5.1.2.	Restricció de muntatge	43
5.1.3.	Restricció de divisibilitat.....	44
5.1.4.	Restricció de contigüitat.....	45
5.2.	Estudi de les marxes.....	45
5.3.	Fórmula de Willis.....	46
5.4.	Configuració i relacions de les marxes.....	48
5.4.1.	Primera marxa	48
5.4.2.	Segona marxa	49
5.4.3.	Tercera marxa	51
5.4.4.	Quarta marxa	53
5.4.5.	Quinta marxa.....	55
5.4.6.	Sexta marxa	58

5.4.7.	Sèptima marxa.....	59
5.4.8.	Huitena marxa.....	61
5.4.9.	Marxa enrere.....	62
6.	Determinació del nombre de dents per a cada component	65
6.1.	Plantejament del problema.....	67
6.2.	Determinació de les relacions de velocitat del vehicle	67
6.3.	Mètode resolutiu.....	77
6.4.	Configuració de l'Excel pels càlculs	81
7.	Dimensionat de la caixa automàtica	87
7.1.	Disseny CAD dels components	87
7.2.	Assemblatge del conjunt.....	87
8.	Perfil de dents i simulació amb l'Adams machinery	97
8.1.	Engranatges helicoïdals.....	97
8.2.	Simulació d'Adams machinery	100
9.	Conclusions	107
10.	Bibliografia	111





Llista de taules

<i>Taula 1. Comparativa de l'evolució de les transmissions</i>	19
<i>Taula 2. Configuració de l'estat dels elements per a les diferents marxes.</i>	38
<i>Taula 3. Radis actuals ZF 8HP</i>	65
<i>Taula 4. Dades del vehicle extretes de la fitxa tècnica.</i>	68
<i>Taula 5. Paràmetres pel radi dinàmic</i>	69
<i>Taula 6. Càlcul del radi dinàmic.</i>	69
<i>Taula 7. Exemples de valors del coeficient de resistència al rodament.</i>	71
<i>Taula 8. Valors màxims de q' que podem trobar en Europa.</i>	71
<i>Taula 9. Valors de la primera i última marxa i la relació general.</i>	73
<i>Taula 10. Valors dels càlculs amb els resultats de les relacions de velocitat, A.</i>	76
<i>Taula 11. Valors dels càlculs amb els resultats de les relacions de velocitat, B.</i>	77
<i>Taula 12. Resultats del càlcul del nombre de dents dels components.</i>	83
<i>Taula 13. Restriccions del càlcul del nombre de dents dels components, A.</i>	83
<i>Taula 14. Restriccions del càlcul del nombre de dents dels components, B.</i>	83
<i>Taula 15. Comparació de les relacions de velocitat extretes.</i>	86
<i>Taula 16. Comparació entre dos possibles configuracions de la ZF 8HP.</i>	86
<i>Taula 17. Càlcul paràmetres de dents modificats</i>	98
<i>Taula 18. Càlcul paràmetres del primer i segon conjunt.</i>	99
<i>Taula 19. Càlcul paràmetres del tercer i quart conjunt.</i>	99
<i>Taula 20 Comparació final relacions de velocitat</i>	107
<i>Taula 21 Comparació final nombre de dents.</i>	108
<i>Taula 22. Dades marxes calculades.</i>	108
<i>Taula 23. Relacions de velocitat finals.</i>	109

Llista de il·lustracions

<i>Il·lustració 1. Cartell publicitari de la transmissió Hydra-matic.</i>	15
<i>Il·lustració 2. Localització de la transmissió d'un vehicle de propulsió posterior</i>	21
<i>Il·lustració 3. Localització d'una transmissió d'un vehicle de propulsió davantera.</i>	22
<i>Il·lustració 4. Exemple caixa manual</i>	24
<i>Il·lustració 5. Explicació d'un acoblament mitjançant sincronitzador.</i>	25
<i>Il·lustració 6. Exemple marxés diferents en una transmissió manual.</i>	25
<i>Il·lustració 7. Exemple caixa de doble embragatge.</i>	27
<i>Il·lustració 8. Exemple de transmissió variable contínua.</i>	28
<i>Il·lustració 9. Funcionament d'un embragatge hidràulic.</i>	28
<i>Il·lustració 10. Del funcionament de les relacions de velocitat d'una CVT.</i>	29
<i>Il·lustració 11. Exemple d'una caixa de trens epicicloïdals.</i>	30
<i>Il·lustració 12. Embragatge de disc sec (esquerra) front al convertidor de parell (dreta)</i>	30
<i>Il·lustració 13. Funcionament d'un convertidor de parell.</i>	31
<i>Il·lustració 14. Transmissió i mòduls de la transmissió Traxon.</i>	32
<i>Il·lustració 15. Vista d'espejament de la transmissió ZF 8HP.</i>	35
<i>Il·lustració 16. Vista on s'aprecien els diferents components de la ZF 8HP.</i>	36
<i>Il·lustració 17. Configuració esquemàtica simplificada de la ZF 8HP.</i>	37
<i>Il·lustració 18. Exemple convertidor de parell.</i>	39
<i>Il·lustració 19. Esquema de la configuració del sistema d'oli de la ZF 8HP.</i>	39
<i>Il·lustració 20. Sistema d'oli ZF8HP</i>	40
<i>Il·lustració 21. Engranatge epicicloïdal</i>	41
<i>Il·lustració 22. Esquema equivalent a un engranatge epicicloïdal</i>	41
<i>Il·lustració 23. Conjunt d'engranatges composts (esquerra) conjunt d'engranatge compost complex (dreta)</i>	42
<i>Il·lustració 24. Esquema equivalent mitjançant el sistema de Wolf.</i>	42
<i>Il·lustració 25. Esquema equivalent mitjançant el sistema de Kutzbach i Helfer.</i>	42
<i>Il·lustració 26. Esquema equivalent mitjançant el diagrama teòric.</i>	43
<i>Il·lustració 27. Distribució dimensional d'un engranatge epicicloïdal.</i>	43
<i>Il·lustració 28. Diagrama de forces actants en un engranatge epicicloïdal</i>	46
<i>Il·lustració 29. Exemple relació en sentit contrari</i>	47
<i>Il·lustració 30. Esquema equivalent en la primera marxa</i>	48
<i>Il·lustració 31. Diagrama simplificat de la 1a marxa</i>	48
<i>Il·lustració 32. Esquema equivalent en la segona marxa</i>	49
<i>Il·lustració 33. Diagrama simplificat de la 2a marxa</i>	49
<i>Il·lustració 34. Il·lustració 35. Esquema equivalent en la tercera marxa</i>	51
<i>Il·lustració 36. Diagrama simplificat de la 3a marxa</i>	51
<i>Il·lustració 37 Il·lustració 38. Esquema equivalent en la quarta marxa</i>	53
<i>Il·lustració 39. Diagrama simplificat de la 4a marxa</i>	53
<i>Il·lustració 40. Il·lustració 41 Il·lustració 42. Esquema equivalent en la cinquena marxa</i>	55
<i>Il·lustració 43. Diagrama simplificat de la 5a marxa</i>	55
<i>Il·lustració 44. Il·lustració 45 Il·lustració 46. Esquema equivalent en la sexta marxa</i>	58
<i>Il·lustració 47. Il·lustració 48 Il·lustració 49. Esquema equivalent en la setena marxa</i>	59
<i>Il·lustració 50. Diagrama simplificat de la 7a marxa</i>	59
<i>Il·lustració 51. Il·lustració 52 Il·lustració 53. Esquema equivalent en la huitena marxa</i>	61

<i>Il·lustració 54. Diagrama simplificat de la 8a marxa</i>	61
<i>Il·lustració 55. Il·lustració 56 Il·lustració 57. Esquema equivalent en la marxa enrere</i>	62
<i>Il·lustració 58. Diagrama de la marxa enrere</i>	62
<i>Il·lustració 59. Exemple dades de la fitxa tècnica</i>	66
<i>Il·lustració 60. Lexus GS F 2018</i>	67
<i>Il·lustració 61. Forces en el pneumàtic</i>	69
<i>Il·lustració 62. Selecció de la primera marxa</i>	70
<i>Il·lustració 63. Configuració de les opcions d'Evolutionary</i>	85
<i>Il·lustració 64. Selecció de la cel·la objectiu, variants i el mètode resolutiu</i>	85
<i>Il·lustració 65. Vista isomètrica del conjunt de la transmissió ZF 8HP modificada</i>	87
<i>Il·lustració 66. Vista d'especejament de la transmissió ZF 8HP modificada</i>	88
<i>Il·lustració 67. Comparació vista longitudinal i esquema simplificat de la transmissió ZF 8HP modificada</i>	88
<i>Il·lustració 68. Inici de partida del acoblament de la transmissió</i>	89
<i>Il·lustració 69. Acoblament del planeta del primer i segon conjunt</i>	89
<i>Il·lustració 70. Acoblament del porta-satèl·lits del primer conjunt</i>	89
<i>Il·lustració 71. Acoblament de l'embragatge B i la corona del primer conjunt</i>	90
<i>Il·lustració 72. Acoblament de l'embragatge A</i>	90
<i>Il·lustració 73. Acoblament de la corona del segon i el planeta del tercer conjunt</i>	91
<i>Il·lustració 74. Acoblament del porta-satèl·lits del tercer conjunt</i>	91
<i>Il·lustració 75. Acoblament de la corona del tercer conjunt</i>	92
<i>Il·lustració 76. Acoblament de l'embragatge E</i>	92
<i>Il·lustració 77 Acoblament de l'embragatge C</i>	93
<i>Il·lustració 78. Acoblament del planeta de l'últim conjunt</i>	93
<i>Il·lustració 79. Acoblament de la unió entre el porta-satèl·lits del tercer amb l'embragatge D</i>	94
<i>Il·lustració 80. Acoblament de l'element mòbil de l'embragatge D</i>	94
<i>Il·lustració 81. Acoblament del porta-satèl·lits del quart conjunt unit a l'eix d'eixida</i>	95
<i>Il·lustració 82. Acoblament de la corona de l'últim conjunt</i>	95
<i>Il·lustració 83. Finalització de l'acoblament del conjunt</i>	96
<i>Il·lustració 84. Secció transversal dels quatre engranatges epicicloïdals</i>	96
<i>Il·lustració 85. Paràmetres dels engranatges</i>	97
<i>Il·lustració 86. Definició de l'angle helicoidal</i>	97
<i>Il·lustració 87. Esquema de la setèima marxa</i>	100
<i>Il·lustració 88 Dades tercer conjunt planetari</i>	101
<i>Il·lustració 89. Condicions tercer conjunt planetari</i>	101
<i>Il·lustració 90. Escenari setèima marxa</i>	101
<i>Il·lustració 91 Comprovació multiplicació de velocitat</i>	102
<i>Il·lustració 92. Primer parell entrada</i>	103
<i>Il·lustració 93. Segon parell entrada</i>	103
<i>Il·lustració 94 Primer parell eixida</i>	104
<i>Il·lustració 95 Segon parell eixida</i>	104
<i>Il·lustració 96 Simulació acceleració setèima marxa</i>	104

Llista de Gràfics

<i>Gràfic 1. Comparació del consum de combustible respecte el nombre de marxés.</i>	17
<i>Gràfic 2. A) Gràfica teòrica del parell i potència d'un motor. B) Gasos contaminants depenent de la mescla.</i>	22
<i>Gràfic 3. Consum de combustible d'un motor gasolina estàndard.</i>	23
<i>Gràfic 4. Pes de les transmissions respecte el parell (esquerra). Eficiència de les diferents marxés (dreta).</i>	36
<i>Gràfic 5. Corbes del parell i potència del vehicle seleccionat.</i>	68
<i>Gràfic 6. Gràfics d'eficiència i parell respecte la velocitat d'un convertidor de parell.</i>	72
<i>Gràfic 7. Valors típics de la relació general de la velocitat.</i>	73
<i>Gràfic 8. Comparació del sistema geomètric i progressiu d'extraure les relacions de velocitat.</i>	74
<i>Gràfic 9. Diferents enfocaments per seleccionar les revolucions de la màxima velocitat teòrica.</i>	74
<i>Gràfic 10. Comparació dels mètodes de revolució inferior.</i>	75
<i>Gràfic 11 Parell eix entrada</i>	102
<i>Gràfic 12. Parell eix eixida</i>	103





1. Introducció

1.1. Objectiu del projecte.

L'objectiu principal del present document consisteix en el desenvolupament d'un sistema per dissenyar una transmissió automàtica d'un automòbil composta per trens d'engrenatges epicicloïdals. En aquest estudi, s'hi analitzarà una configuració existent d'aquest tipus de transmissions, ja que aquesta suposa un nivell d'estudi previ bastant complex on depenen molts factors que són decisius per arribar-hi a un model final.

En aquest cas, hi disposarem de huit relacions de velocitat a més la marxa enrere. En quant a la seua distribució, es disposa de quatre conjunts planetaris connectats entre ells amb una unió estructuralment determinada que analitzarem més endavant per a la possible comprensió d'aquest sistema adaptatiu. Per tant, s'hi vol adaptar la transmissió a les relacions de marxes d'un cotxe específic, així doncs, hi haurem de realitzar les modificacions pertinents per tal d'aproximar-se al màxim a aquests valors.

1.2. Motivació

Amb les noves tecnologies, l'automòbil hi està en continu desenvolupament, ja siga pel fet de ser un mercat competitiu, per motius d'eficiència o reduir la contaminació, la màxima seguretat en cas d'accident, etc. On l'estudi previ té un gran paper tenint en compte tots aquests factors com a més a més, abaratir costos.

Tot i que aquest component és una de les parts més complexes del vehicle, de totes les classes de transmissions existents, aquesta en concret ens permet tindre un major nombre de marxes amb una compactació que no hi podríem aconseguir amb les seues predecessores.

Tot i que marques pròpies van admetre fa uns anys que no hi era necessari un nombre tan elevat de marxes, ara disposen d'alguna inclús amb més relacions als seus catàlegs. Per aquest motiu, tot i que són complicades de muntar, reparar o canviar algun component, s'hi estan desenvolupant transmissions amb una configuració realment difícil on no deixen de sorprendre els avanços i avantatges que poden arribar a aportar.

Per tant, tot aquest disseny, estudi i anàlisi per arribar a una solució provisional, juguen un paper essencial les simulacions amb els programes més avantguardistes. On es pretén intentar reduir costos de fabricació de prototips i prevenir possibles inconvenients amb els assajos. Els quals, han de passar per tal de fer possible el seu correcte funcionament i la corresponent validació segons els requisits i àmbits de treball. Aquest sistema no sols s'aplica en els primers passos del projecte, sinó front a qualsevol problema o al barallar possibles solucions respecte una modificació, ja siga funcional o un requisit de client, on també intervindrà aquest mateix sistema de verificació teòrica simulada.

1.3. Resum

Al tractar-se d'un projecte on s'hi podria estendre l'estudi en molts dels seus aspectes ja que comprèn moltes possibilitats de configuració i disseny, un conjunt elevat de components i els quantiosos factors que condicionen en aquest món del automòbil, el sistema que es proposarà serà com s'ha comentat abans. Es tracta del fet de dissenyar un sistema partint de les relacions d'un cotxe específic. És a dir, que s'hi puga adaptar redissenyant uns certs paràmetres d'aquesta admirable configuració per així obtenir un millor rendiment de l'automòbil i així també poder llevar restriccions per seguir progressant amb els nous futurs dissenys d'aquests vehicles.

Per tant, podrem definir els passos a seguir que realitzarem per proposar aquest sistema aparentment viable amb els diferents mètodes resolutius que disposem per poder aconseguir una solució al problema plantejat. El procediment seria el següent:

- ✓ Estudi del funcionament dels conjunts d'engrenatges planetaris per poder aplicar les especificacions i restriccions necessàries perquè la solució es puga dur a la realitat.
- ✓ Estudi, comprensió i càlcul de les diferents marxes de la configuració de la transmissió proposada, per així saber la dependència d'aquestes per plantejar el problema.
- ✓ Càlcul simplificat de les relacions de les marxes gràcies a la recerca d'informació del vehicle.
- ✓ Plantejament del problema amb les restriccions corresponents i amb una aproximació màxima possible amb aquesta configuració.
- ✓ Adaptar una fulla Excel per poder plasmar aquest plantejament i resoldre'l mitjançant el mètode resolutiu Solver.
- ✓ Aplicar aquesta solució provisional per muntar la nova transmissió modificant el nombre de dents corresponents
- ✓ Dissenyar simplificadament els arxius CAD d'aquestes noves especificacions amb l'ajuda del programa CREO.
- ✓ Simular i comprovar el funcionament mitjançant l'Adams Machinery.

Caldrà remarcar que durant aquest projecte s'explicarà i s'estudiarà aquest procediment però és evident que aquest simplificat plantejament requereix un estudi anterior i posterior. Tant de les diferents solucions viables, materials, pressuposts,... i tenint en compte tots els factors anteriorment mencionats que duen a terme un equip d'enginyers durant diversos mesos. Tot açò al llarg de les diferents fases que engloba un projecte d'aquestes dimensions, estenen-se el temps des que es realitza la primera proposta del prototip fins que s'optimitza, es valida i es porta a una fabricació en sèrie industrialitzant aquest component per a l'automòbil.

2. Antecedents

2.1. Història

Es diu que la primera caixa de canvis automàtica va tindre lloc en 1921 per l'enginyer Alfred Horner Munro que utilitzava aire comprimit en compte de fluid hidràulic, pel qual l'inici de la industrialització d'una caixa automàtica va recaure en l'anomenada Hydra-Matic Transmissió fabricada per General Motors, combinant operacions hidràuliques i una transmissió d'engranatges planetaris amb un acoblament mitjançant un fluid en compte d'un embragatge aplicant fricció.

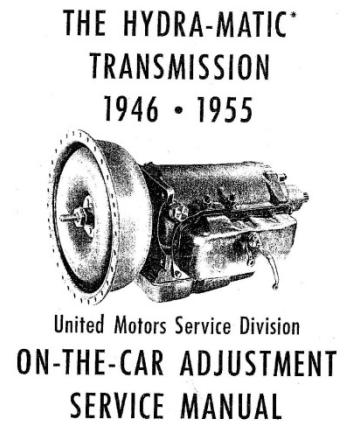
Aquesta transmissió, industrialitzada a partir del 1939, hi tenia quatre marxes (3.82:1, 2.63:1, 1.45:1 i 1.00:1) més la marxa enrere. Els primers cotxes que van gaudir d'incorporar aquesta transmissió van ser de la marca Oldsmobile per dues raons. La primera d'elles va ser que hi produïen els cotxes Cadillac, per tant, hi tenien l'avantatge de l'economia d'escala; i la segona, per protegir la reputació de Cadillac en cas de fracàs

d'aquesta, els quals més endavant també hi aportarien la mencionada transmissió automàtica en els seus models.

Per un altre costat, un projecte que va començar Fred Lanchester, el qual va ser un contribuïdor important en la indústria automotriu, aportava un estudi sobre engranatges epicicloïdals en 1889, en base a la caixa de canvis Panhard. Aquest disseny, que més tard aplicarien grans empreses del automòbil com Henry Ford, hi tenia l'avantatge que la transmissió del parell motor podia continuar el seu moviment durant el canvi de pinyó ja que les dents es quedaven distribuïdes sobre diversos pinyons i no solament en un parell. Aquest sistema es va fer servir amb el famós model T de Ford.

En 1928, l'autor de la continuació d'aquest estudi va ser Walter G. Wilson amb un nou disseny de la caixa on destacava una palanca preselecció manual. Al tindre problemes durant l'arrancada, en 1905 Herman Fottinger va desenvolupar-ne una amb anells buits de secció semicircular fent el paper d'embragatge hidràulic. Més tard s'ajuntarien aquestes dos idees per fer una caixa de canvis amb preselecció i embragatge hidràulic transmetent així la tracció. És en aquest punt on entraria la producció la transmissió Hydra-Matic, que en 1948 apareixeria la primera caixa totalment automàtica amb el Dynaflo.

Amb tot açò, en Estats Units va tindre una repercussió tan gran que van superar a les caixes manuals quan suposava el mercat automobilístic més important a nivell mundial, on s'hi reduïren els costos d'aquestes per l'economia d'escala.



Il·lustració 1. Cartell publicitari de la transmissió Hydra-matic.

A Europa el panorama hi era molt diferent, on el fet de prescindir dels tres pedals era un luxe que sols s'hi podien permetre aquells automòbils més cars. Per tant, no es van poder abaratir per l'absència de producció i pràcticament tota la indústria automobilística es va quedar amb les assequibles transmissions automàtiques.

2.2. Evolució

En aquest apartat analitzarem l'evolució de les caixes automàtiques anomenant algunes mencionades en la seua història com també on s'especula que evolucionaran aquestes en els pròxims anys.

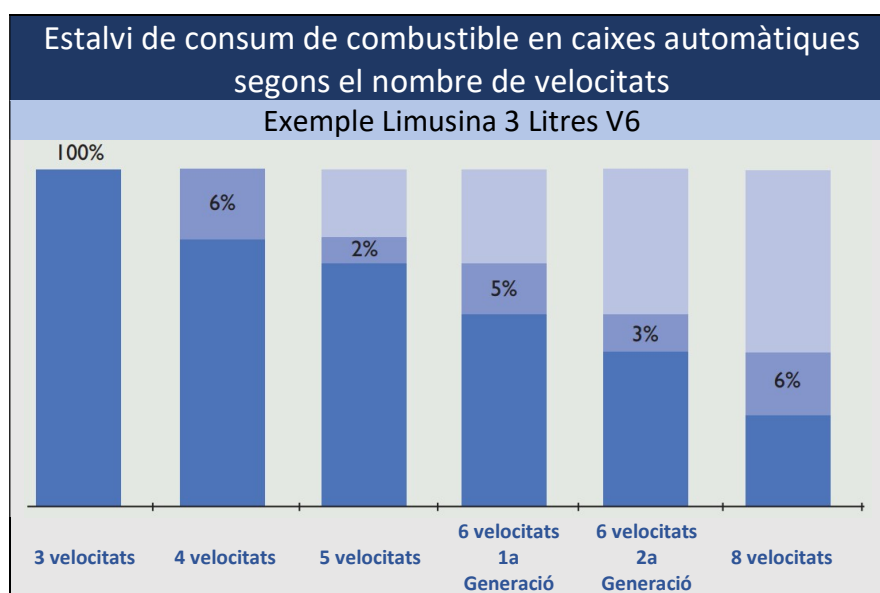
Fa més de 30 anys, des de la que es suposa primera caixa automàtica Hydra-Matic, al llarg del seu recorregut a part de Oldsmobile i Cadillac, també serà fabricada per marques com Pontiac i Buick amb una producció especialment en Estats Units. Després cap al 1953, és Borg Warner qui avança i finalment en la dècada del 1980 Chrysler limitarà el lliscament i es generalitzarà l'anomenat en anglès “*overdrive*” o la marxa de relació de canvi menor al valor 1.00:1.

Mentre que Estats Units ja havia adaptat aquestes transmissions automàtiques en la majoria dels cotxes durant la dècada del 1960, en Japó no va incorporar-se majoritàriament fins els huitanta. En canvi, com ja hem comentat anteriorment, en Europa no tindrà mai aquesta repercussió i com a curiositat fins al dia de hui, no s'ha arribat a un 50%.

En quant a la caixa Triptonic, no hi havia. Aquesta és una transmissió de 5 velocitats especialment dissenyada per a cotxes amb motor transversal. Aquesta ofereix l'habilitat de la transmissió manual, és a dir, li afegeix al normal P, R, N, 3, 2, 1 un canal paral·lel que mourà mitjançant una palanca o botó incrementant o disminuint la marxa d'una en una.

Pel que fa a la CVT (en anglès *Continuously Variable Transmission*), que explicarem amb més detall més tard, en 1958 va eixir la primera d'aquest tipus que va ser amb una corretja no metàl·lica i amb una politja variable del fabricant DAF. Mai es va popularitzar ja que estava molt limitada de potència i amb influència en la tracció tot i que després Volvo i Honda l'adaptaren en alguns dels seus automòbils. La seua salvació va ser el canvi de la corretja per una de metall, on Japó va modificar per a models d'una menor cilindrada i potència.

En l'actualitat, s'ha augmentat considerablement el nombre de marxes que pot tenir un automòbil per tal de ser més eficient, així com un canvi en unitats de control, millorament de les vàlvules, frens i embragatges fins arribar a un desenvolupament d'aquestes on els cotxes d'alta gama lideren el mercat dels automòbils en major nombre de marxes. En aquest gràfic hi podem veure com afecten a l'estalvi en combustible depenent del nombre de marxes i les especificacions:



Gràfic 1. Comparació del consum de combustible respecte el nombre de marxes.

Hi tenim alguns exemples com el BMW 2002 amb sis marxes automàtiques en el seu model Serie 7, amb set marxes el 2003 Mercedes mitjançant la caixa 7G-Tronic i el Lexus LS 460 del 2006 amb una transmissió de huit marxes de Toyota anomenada Aisin TL-80SN.

En quant al model Triptonic, la va desenvolupar Porsche, encara que l'han utilitzat altres marques com Audi i Aston Martin, que permet fer canvis manuals en una ranura addicional de la palanca vinculada a la de canvi automàtic tradicional.

Finalment, ara sí, les CVT han superat les restriccions i limitacions de potència amb les corretges de base metàl·lica adaptant-les per a models de marques com Mini, Honda, Nissan. A més a més, en alta potència hi tenim automòbils que la incorporen com és el cas de la marca Audi.



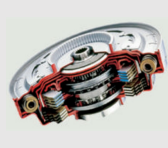

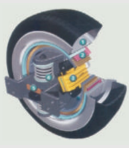
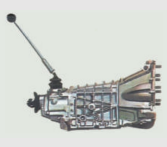
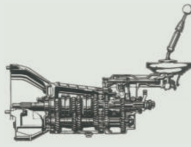

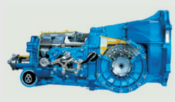

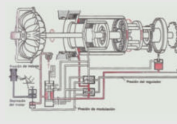
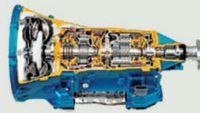
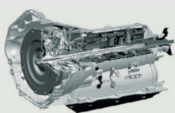
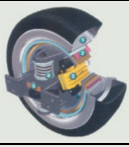


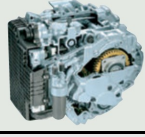
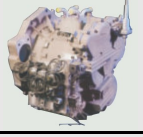

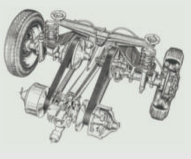

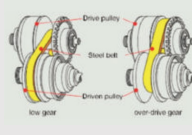
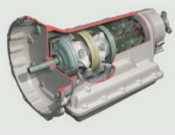




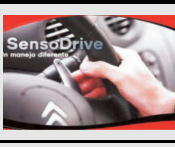

Amb l'aparició de nous cotxes elèctrics, aquest últim tipus de transmissió és la preferent per a aquest tipus de vehicles de la casa Ford, Toyota i Lexus.

Finalment, també hi haurà lloc en els híbrids, les transmissions planetàries controlades elèctricament.

Pel que fa a un futur pròxim, segurament es normalitzen les caixes de set i huit marxes com la que estudiarem en aquest projecte. I gràcies al seu millorament important en el consum, com es pot observar en la gràfica anterior, li obri les portes al mercat davant les transmissions d'altres tipus.

Tot i això, les clàssiques amb planetaris hi tenen la restricció del pes tot i que són més compactes, les semiautomàtiques hi jugaran un gran paper pel seu cost davant aquestes. Finalment, les del tipus CVT també obtindran millores i s'utilitzaran en automòbils híbrids. Totes aquestes les enunciaré detalladament en aquest projecte (*Apartat 3. Tipologia de les caixes de canvis*).

A continuació, hi tenim una tabla on s'hi pot observar de forma més esquemàtica l'evolució temporal de les transmissions i amb la classificació d'aquestes com també la millora dels seus components.

Evolució gràfica de les transmissions					
	Fa 40 anys	Fa 30 anys	Hui en dia	Pròxims 5 anys	Post motor de combustió
Embragatge					
	Embragatge de disc únic	Embragatge de fricció clàssic	Embragatge dual	Duals i tipus Xtend?	Drive by wire. In-wheel
Canvi manual (MT)					
	Típica manual 4 velocitats	1a de 5 velocitats. Esp 124 Sport	Moderna 6 velocitats	High performance Sport 6v	
Canvi automàtic (AT)					
	At de 1960's (Ford C4)	AT convencional 1978	1a de 8 velocitats AT	8 velocitats AT	Drive by wire. In-wheel
Canvi semi automàtic (AMT)					
	Auto Union 1965 Saxomat	1a caixa dual. Le Mans 80s	AMT Dual 6 velocitats	Autonov?	Drive by wire. In-wheel
Canvi variable continu (CVT)					
	1a CVT DAF-55 1960's	CVT baixa potència	CVT's (Mitsubishi)	IVT tipus Torotrak?	Drive by wire. In-wheel
Accionament canvi					
	Palanca en piso	Encara palanques en el tauler	Doble ranura AMT's	En volant	En volante. Más funciones

Taula 1. Comparativa de l'evolució de les transmissions



3. Tipologia de les caixes de canvis

En primer lloc, definirem el concepte de caixa de canvis i l'explicació de la presència d'aquestes que han sigut utilitzades en diverses aplicacions, entre els quals destaca l'aplicació en els automòbils.

Entenem per una caixa de canvis o transmissió aquella que actua com un transformador de velocitat i del parell. Pel cas dels automòbils i els seus motors, on hi treballen eficientment en rangs estrets, la funció principal és un desmultiplicador de velocitat angular que condicionarà un augment de parell o multiplicació d'aquest. Per tant, en aquest punt, hi podem definir el concepte de potència:

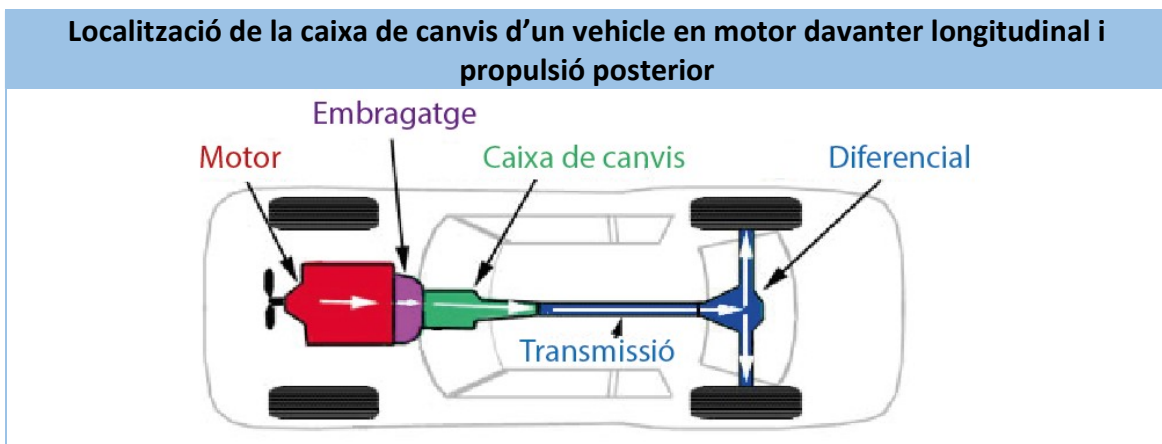
$$P = M \cdot \omega \quad (\text{a.3})$$

On P és la potència en watts (W), el moment o parell motor serà M expressat en newton/metre (N/m) i finalment ω la velocitat angular en radians/segons (rad/s).

Aquest sistema aconseguix, mitjançant les diferents relacions d'engrenatges, que per a una mateixa velocitat de gir del cigonyal es transforme en diferents velocitats angulars de les rodes de tracció. Per tant, gràcies a aquestes, hi podem afrontar una pendent amb el nostre automòbil ja que en cas contrari, el nostre motor no hi tindria suficient força per a mantindre la velocitat. És a dir, ho fem possible per l'augment del parell motor durant la disminució de velocitat.

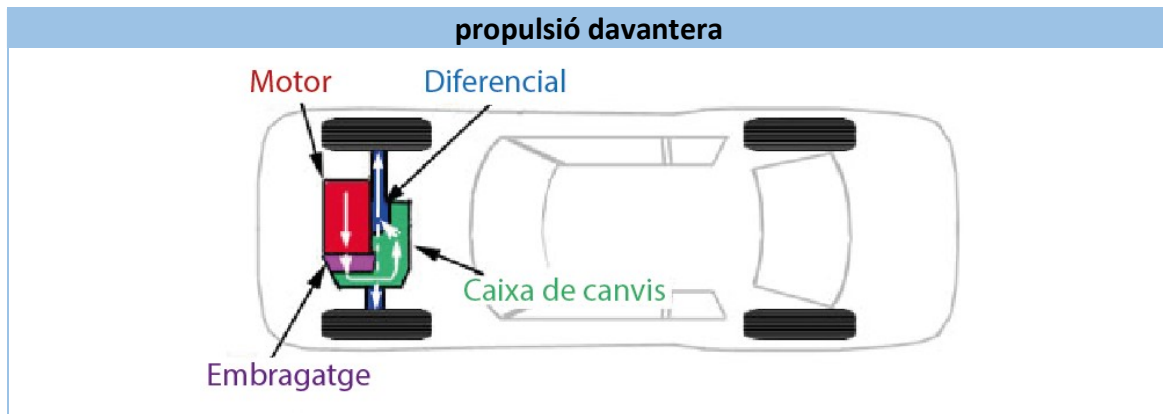
A part d'aquest motiu essencial, la seua funció també és mantindre un rang de revolucions del motor en les diferents velocitats del vehicle. L'elasticitat dels motors de combustió interna és la conseqüència que fa que aquests no hi puguen funcionar en baixes velocitats de rotació ni en condicions econòmiques més enllà d'uns límits de velocitat estrets.

Depenent del sistema de tracció del cotxe, la configuració general d'aquests ho podem veure en les següents imatges, on en primer lloc hi tenim un exemple de transmissió posterior i per l'altra banda un vehicle de transmissió davantera:



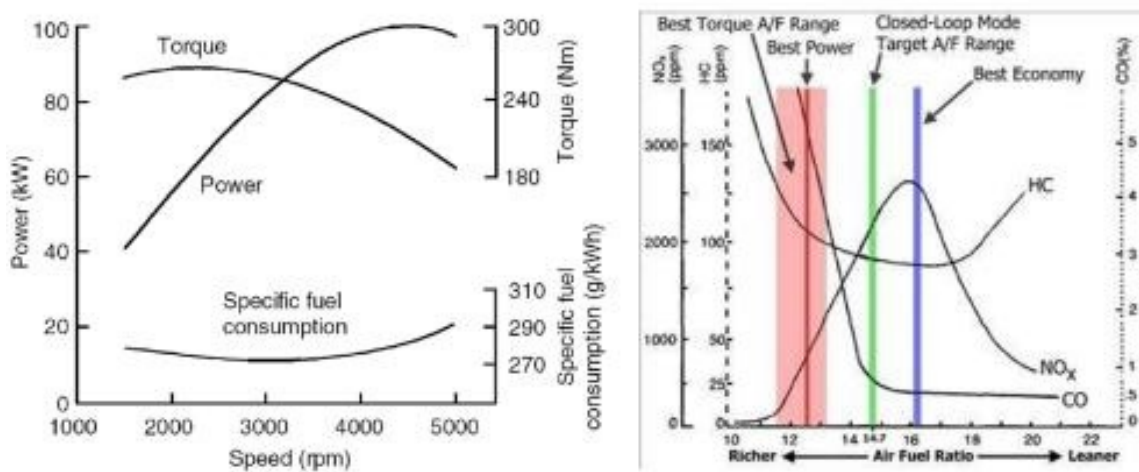
Il·lustració 2. Localització de la transmissió d'un vehicle de propulsió posterior

Localització de la caixa de canvis d'un vehicle en motor davanter transversal i



Il·lustració 3. Localització d'una transmissió d'un vehicle de propulsió davantera.

Tornant-hi als valors de treball d'eficiència del motor i observant les corbes de la gràfica de potència, parell i rendiment del motor, podem entendre el perquè hi és tan important pel nostre vehicle una caixa de canvis. Dintre d'aquest rang de revolucions del motor, hi tenim la potència màxima i el parell màxim on s'hi pot observar que la zona eficient es troba més propera al parell màxim, per la qual cosa és important tenir-lo en compte. Per tant, podem dir que d'aquesta manera permetem funcionar dintre del mencionat rang de revolucions d'eficiència o confort del motor, fent possible una variació de la velocitat del propi automòbil molt més àmplia.

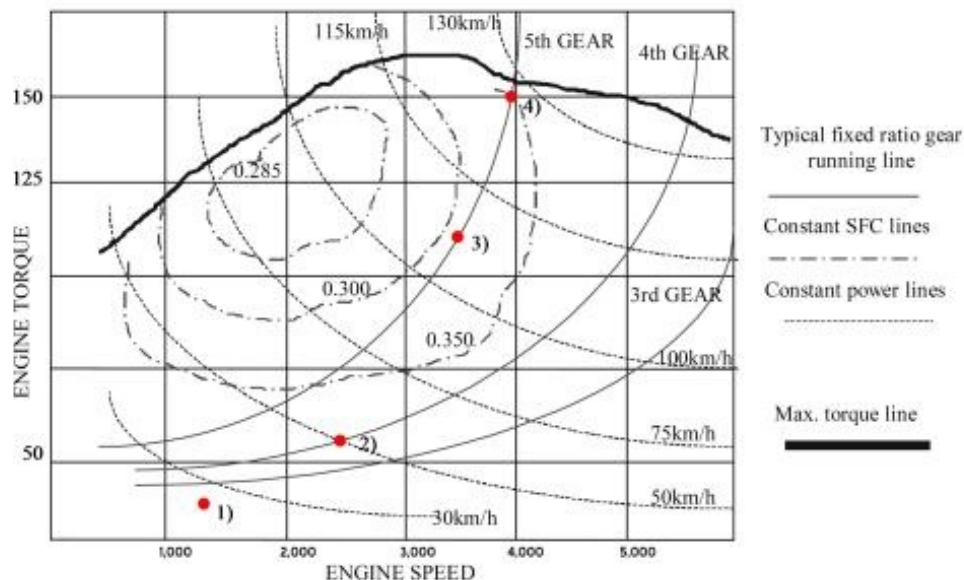


Gràfic 2. A) Gràfica teòrica del parell i potència d'un motor. B) Gasos contaminants depenent de la mescla.

A més a més, hi podem veure la comparació del consum específic de combustible en relació a la mescla de combustió, on observem que a l'esquerra de l'eix x tenim una combinació rica en combustible i cap a la dreta d'aquest, una en un alt percentatge d'aire. Així doncs, apreciem com en una zona d'alt parell i potència i amb una mescla rica, hi tindrem, a part d'un major consum, un elevat percentatge de monòxid de carboni (CO) el qual és nociu per l'atmosfera. Entre els altres dos casos contemplats hi trobem l'econòmic, el qual hi aporta menys combustible en la mescla que els altres i tenim una baixa emissió de monòxid de carboni (CO) i d'hidrocarburs (HC). Però no

obstant això, li pertoca un alt percentatge en els gasos d'escapament d'òxids de nitrogen (NOx).

En el següent gràfic hi podem observar els valors del consum d'un motor de gasolina estàndard en relació al parell del motor (eix Y) i les revolucions d'aquest representades verticalment (eix X):



Gràfic 3. Consum de combustible d'un motor gasolina estàndard.

Finalment, remarcarem que les caixes automàtiques no sols ens aporten, per a una mateixa velocitat del cigonyal, diferents velocitats de gir en les rodes motrius, sinó que a més a més, els diferents mecanismes d'engrenatges que la componen fan possible intercanviar el sentit de gir d'aquest per poder fer la marxa enrere.

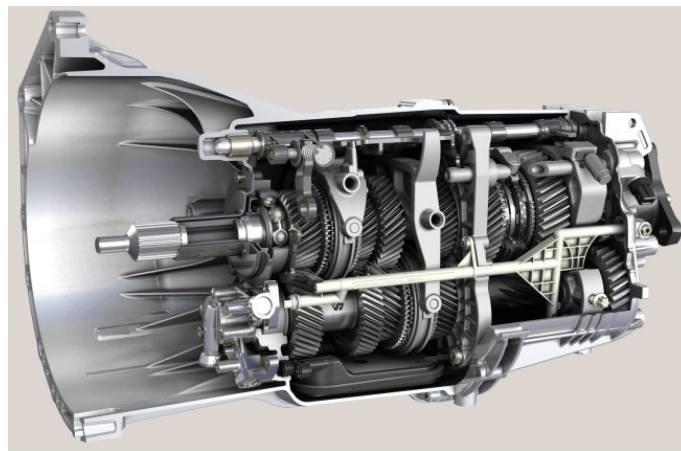
En quant a les classes d'aquests mecanismes, existeixen dues famílies evidents segons el seu funcionament. Per una banda tenim les caixes de canvis manuals, les quals predominen en Europa i que precisen de l'actuació externa mitjançant el conductor per fer el canvi de marxa. El segon tipus, predominant en EUA i anomenades automàtiques, es realitzarà un canvi instantani de relacions de velocitat gràcies als diferents automatismes i electrònica que la configuren. És a dir, com ben bé el seu nom indica, la permutació entre les marxes hi serà automàtica.

No obstant això, hi tindrem l'anomenada semiautomàtica en un pas entremig d'aquestes, la qual la definirem més detalladament a continuació.

3.1. Caixes manuals

Com hem comentat abans, en aquestes transmissions el pilot ha de desengranar l'embragatge per desconnectar la potència que hi arriba del motor. Després, ha de seleccionar la marxa manualment que més li interesse, i finalment, realitzar la connexió de nou entre els engranatges per finalitzar tancant el circuit.

Aquestes caixes estan formades per trens d'engranatges cilíndrics ordinaris distribuïts entre diversos eixos. Al realitzar-se el canvi manual, un accionament mecànic mitjançant una vareta o cables flexibles hi seran necessaris.



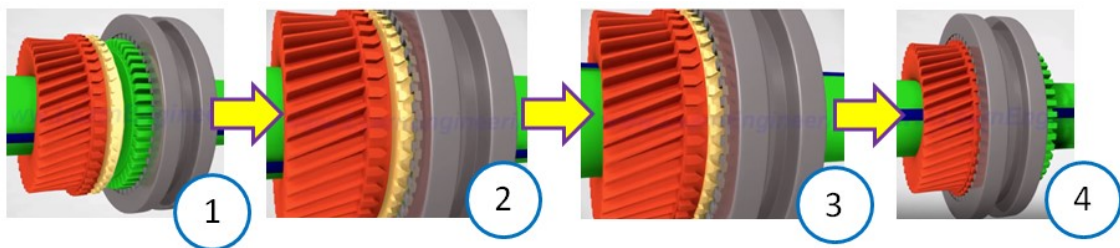
Il·lustració 4. Exemple caixa manual

Mitjançant sincronitzadors, es realitza una fixació dels engranatges segons la marxa seleccionada. És a dir, hi tenim un eix primari on li arriba el moviment del motor, on l'engranatge gira solidàriament i que engrana amb un de l'eix secundari, el qual, hi en té més que giraran a la mateixa velocitat que aquest. Respecte l'eix d'eixida, hi tindrem els engranatges que engranen amb els de l'eix secundari, però els primers mencionats, seran els que giren independentment de la velocitat del seu eix i tindran unes segones dents en forma de con que és on s'acoblarà el sincronitzador.

El fet de prémer el pedal de l'embragatge, és el responsable de desactivar la transmissió de potència del motor, no obstant això, els engranatges hi tindran una velocitat diferent a l'eix. Per fer que hi giren sincronitzats, hi tindrem una boixa fixada a l'eix d'eixida i una virolla que es mourà longitudinalment respecte l'eix. Aquesta hi farà d'unió entre la boixa i les dents amb forma de con units a l'engranatge. Per aconseguir empalmar amb l'alta diferència de velocitat d'ambdós, serà necessari una última peça anomenada anell sincronitzador, el qual també hi tindrà dents en forma de con i una forma interna d'un con de fricció.

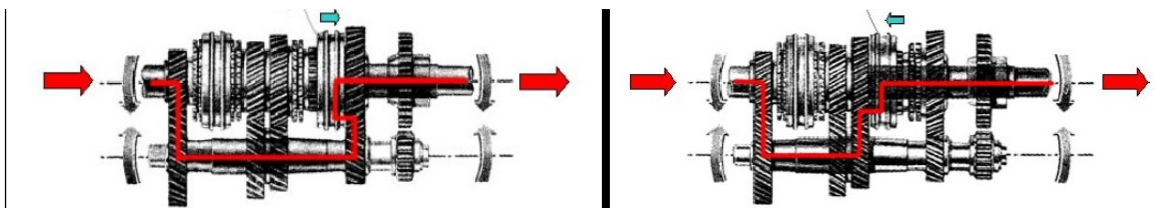
Per tant, la utilitat d'aquest últim és igualar aquestes velocitats que ho aconseguirà de la següent forma partint que la transmissió del motor està desconnectada:

1. L'anell sincronitzador girarà igual que la caixa i per tant, que la violla.
2. Aquest anell es podrà lliscar axialment cap a l'engranatge, el qual ho farà al ser espentat per la violla al desplaçar-se cap al mateix sentit.
3. Al pressionar aquest anell amb el con de fricció, aconseguirà que aquest s'iguale amb la velocitat de l'engranatge i per tant tots els components giraran solidaris.
4. Finalment, gràcies a les dents en forma de con, la violla podrà desplaçar-se fins acoblar-se en l'engranatge d'una forma eficient i sense problemes quan hi podem tornar a connectar la transmissió de potència.



Il·lustració 5. Explicació d'un acoblament mitjançant sincronitzador.

Aquest sistema s'aplicarà cap a un costat i en direcció contrària per a realitzar el canvi de marxa i poder aconseguir totes les reduccions. Durant aquest procés, en quant s'aplique la marxa seleccionada i connectem la velocitat del motor, hi tindrem un diferent camí per a la transmissió de potència com es mostra en els següents exemples de dues marxes diferents d'una mateixa caixa.



Il·lustració 6. Exemple marxes diferents en una transmissió manual.

Actualment, s'usa l'engranatge helicoidal, els quals estudiarem més endavant i que principalment hi trobem una millora en l'aspecte del soroll en comparació als rectes. A més a més, hi tenen una capacitat de càrrega major com així un contacte superior entre dents. No obstant això, hi podem trobar encara engranatges rectes utilitzats en la marxa enrere.

Hi ha diversos tipus d'acoblament, els quals explicarem més endavant, però, el més utilitzat per a aquestes caixes és l'anomenat embragatge de fricció seca (*veure il·lustració 12*). Si descomponem els elements que el conformen, hi trobem discs d'alta fricció on hi haurà un component respectivament per al motor i l'eix d'entrada, que al activar-se realitzarà la funció d'unió, per la qual cosa, ambdós giraran solidàriament.

Encara que com hem comentat abans, cada vegada hi predominen menys aquestes caixes respecte els avanços de les que explicarem a continuació. Hi tenen l'avantatge d'un senzill disseny, facilitat en desmuntar-la per reemplaçar algun component, l'alt rendiment i el seu preu de fabricació. No obstant això, algunes d'aquestes capacitats es perden i inclús es tornen en restriccions pel disseny d'aquesta amb un major nombre de marxes com també la persistència de la intervenció de l'acció humana.

3.2. Caixes semiautomàtiques

Com el seu propi nom indica, aquest tipus de caixes de canvis és una combinació de la transmissió manual i l'automàtica. Per conseqüent, no hi disposarem de pedal d'embragatge, ja que encara que l'elecció del canvi siga manual en l'instant desitjat, la modificació física es du a terme automàticament mitjançant una unitat de control automàtic.

Generalment, es disposa de selectors els quals activen la marxa superior o inferior, però, aquest mètode seqüencial no sempre hi és aplicat. Algunes d'aquestes transmissions hi permeten fins i tot fer un canvi de velocitat amb marxes no consecutives que com ja hem dit, disposen de servomotors i unitats de control que van unides a una caixa manual convencional que a compleixen amb l'acció del canvi automàticament.

Aquest tipus de transmissió va ser dissenyada per fabricants d'automòbils precisament per aportar a la conducció una millora en l'experiència sobretot en ràpides maniobres com seria el cas d'avançaments. Però no obstant això, el preu elevat de producció i la complicació del sistema, han sigut decisius per obstaculitzar el desenvolupament d'aquestes transmissions, encara que en algunes motocicletes aquesta aplicació s'ha guanyat un lloc gràcies a la seua comoditat de disposar-ho tot a prop de una sola maneta.

3.3. Transmissions automàtiques

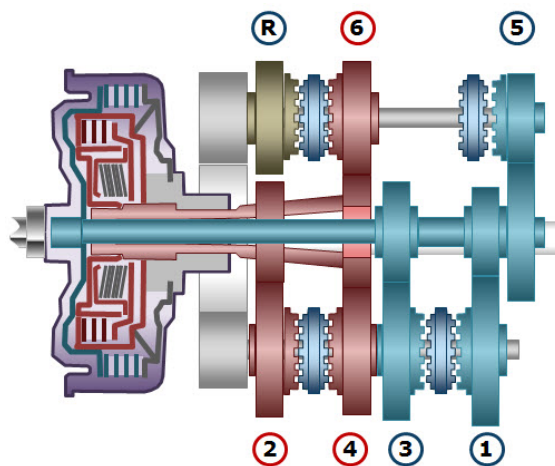
Per a realitzar que la funció del canvi de velocitat siga totalment automàtica, existeixen diferents mecanismes que descriurem a continuació. Entre ells, s'hi troba la classe a la que pertany la nostra transmissió elegida per a aquest projecte, la qual presentarem en el quart apartat explicant-hi detalladament la seua funcionalitat i els seus components per a una millor comprensió dels procediments posteriors.

3.3.1. De doble embragatge

Començarem per anomenades transmissions de doble embragatge o DCT, *dual clutch transmission* en anglès, les quals s'estan popularitzant-se cada vegada més tot i que actualment les més esteses en el mercat hi siguen les de trens epicicloïdals que veurem a continuació.

La raó per la qual s'estan desenvolupant es basa en que combinen l'eficiència de les caixes manuals i la comoditat del canvi de velocitat de les automàtiques. La seua configuració es basa en un doble embragatge i engranatges helicoidals en eixos paral·lels per poder crear diferents relacions de velocitat i sincronitzar el sistema, on aconseguirem a un fàcil canvi de marxa.

Una de les principals diferències entre la manual i aquesta té a veure amb l'eix d'entrada. Així com en les caixes de canvis manuals utilitza un únic eix governat pel motor, els engranatges en una transmissió de doble embragatge, s'hi tindrà dos eixos d'entrada amb engranatges que, generalment, les marxes imparells seran impulsades pel primer i les parells pel segon eix. Respecte el doble embragatge, un fluid hidràulic serà utilitzar per activar o desactivar-los. Cal destacar que per poder realitzar el canvi sense una disminució de la velocitat o un aturament de la transmissió de potència notable, quan es canvia de marxa, el desembragatge d'un i l'embragatge de l'altre es realitza instantàniament. Açò hi és possible gràcies a que la potència del motor entra directament a la caixa de canvis per aquest doble embragatge mencionat, que connecta l'eix de les marxes parells o l'eix de les imparells.



Il·lustració 7. Exemple caixa de doble embragatge.

Com en les manuals, hi tindrem sincronitzadors que seran els responsables d'unir els engranatges per igualar la velocitat d'aquest a les de l'eix i així girar solidàriament. Aquests hi seran governats per un sistema que contínuament s'anticiparà al pròxim canvi de marxa preseleccionant-la i realitzant així un canvi de transmissió de potència apropiat.

Aquesta tecnologia resulta realment interessant aplicada als cotxes esportius ja que el canvi de marxes es pot realitzar ràpidament. A més a més, la innovació en el disseny del doble embragatge i el control precís del sistema permet realitzar canvis que igualen o inclús superen en rapidesa respecte les de trens epicloïdals. Per tant, hi proporciona un millorament del rendiment, així com també de l'eficiència, que les converteix en una opció per a les futures transmissions.

No obstant això, el seu elevat pes i la complexitat mecànica respecte una caixa pilotada manualment hi seran desavantatges ja que s'esperen augmentar el nombre de relacions en els automòbils per aprofitar el seu parell motor i realitzar canvis més suaus.

3.3.2. Transmissió variable contínua (CVT)

La transmissió variable contínua és una classe de transmissió automàtica que es podria dir que es pot obtenir un nombre infinits de relacions de velocitats, d'ací les sigles en anglès CVT (*Continuously variable transmission*), que fa referència a la condició d'aquesta transmissió en poder variar contínuament la seua relació de velocitat.



Il·lustració 8. Exemple de transmissió variable contínua.

Hi ha tres components principals únics d'aquest tipus de transmissió, dues politges o variadors i una corretja o una cadena que les connecta.

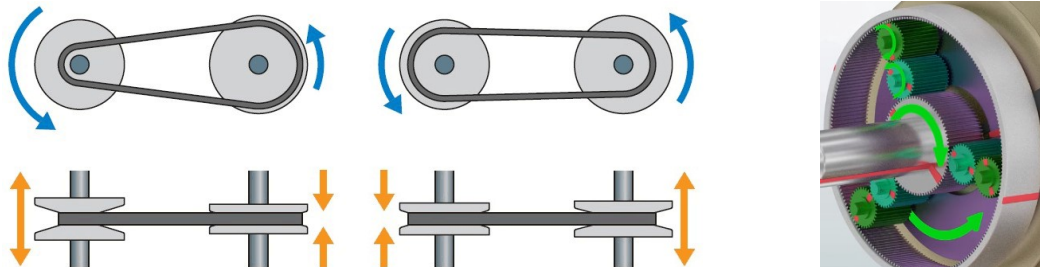
Una de les corrioles està connectada al motor, en canvi, l'altra hi ho estarà a l'eix d'eixida. La connexió del motor amb l'eix d'entrada hi serà mitjançant un convertidor de parell com pot ser els que s'utilitzen en les transmissions d'engranatges epicloïdals que veurem a continuació. Cada una de les politges, té una forma cònica cap a l'interior on una de les dues cares de cada una de elles és fixa, mentre que l'altra hi és hidràulicament controlada per moure's axialment.



Il·lustració 9. Funcionament d'un embragatge hidràulic.

Com podem observar en la següent imatge, la modificació de la distància entre aquestes superfícies també provoca el canvi del radi el qual la corretja munta, proporcionant un nombre infinit de valors de relacions de velocitat. Per a aconseguir la marxa enrere, inclou un engranatge planetari generalment del tipus Ravigneaux, que actuarà d'inversor quan l'embragatge hi està desactivat, ja que aquest uneix la corona d'aquest conjunt i el corresponent planetari. Per tant, quan s'activa, aquests dos

components hi giraran solidàriament, obligant a tot el conjunt a rotar cap al mateix sentit, ja que el gir dels satèl·lits sobre el seu propi eix és nul·la (*Apartat 5.2. Estudi de les marxes*). Al estar el planeta connectat al motor, hi obtindrem una reducció:



Il·lustració 10. Del funcionament de les relacions de velocitat d'una CVT.

El component que hi té el control sobre la distància de les dues pols és l'anomenat TCM (*Transmission Control Module*), que es comunicarà amb el respectiu controlador del motor per a analitzar els canvis en les condicions de funcionament i fer un ajust relativament precís de la relació de transmissió per a aconseguir operar en la màxima eficiència. Aquest sistema electrònic intel·ligent, pot inclús aprendre de les conduccions anteriors per realitzar un millor control d'aquestes variables.

Aquestes transmissions hi estaven limitades en quant al parell que pot suportar, però no obstant això, aquest aspecte ha millorat molt pel desenvolupament de la composició de la corretja, on s'han afegit eslavons metàl·lics de dimensions menudes d'una forma enginyosa. Tot i que aquest tipus de transmissió té els avantatges d'aconseguir una conducció suau, un estalvi de combustible i amb una alta capacitat d'adaptació, aquesta limitació de potència respecte el parell, el seu alt cost de fabricació junt amb l'alt desgast que pateix, hi serà difícil la inversió necessària per desenvolupar-se.

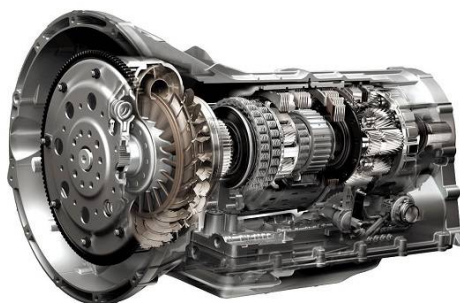
No obstant això, hui en dia, és una opció preferent per a moltes transmissions de cotxes híbrids com per exemple Toyota i Ford.

3.3.3. De trens epicicloïdals

En aquest apartat, hi explicarem el tipus de transmissió de trens d'engranatges epicicloïdals que hi pertoca a l'elegida per l'anàlisi i estudi durant aquest projecte.

També anomenada transmissió escalonada o *Step-Type* en anglès, està constituïda per diversos conjunts d'engranatges epicicloïdals, els quals, distribuïts en sèrie i amb una configuració determinada, on hi poden haver un gran nombre de combinacions possibles, s'aconsegueix realitzar les diferents relacions de transmissió. Per fer el canvi de marxa, generalment hi tindrem diversos frens i embragatges, els quals s'activaran de forma automàtica hidràulicament per canviar el camí que segueix la transmissió de potència entre els diversos engranatges.

Un engranatge planetari convencional està constituït per una corona, un engranatge central anomenat planeta i diversos engranatges units a un porta-satèl·lits que els subjecta pels seus respectius eixos mitjançant coixinets. Aquests, denominats satèl·lits, hi giraran al voltant del planeta (*Introducció apartat 5. Estudi Cinemàtic dels trens epicloïdals*).



Il·lustració 11. Exemple d'una caixa de trens epicloïdals.

D'aquesta manera, l'automatització és més senzilla ja que els engranatges que els componen sempre hi estaran engranats i com veurem després, cada marxa hi actuarà una combinació d'embragatges i frens diferent. L'encarregada de seqüenciar aquest procés estudiant la velocitat dels engranatges i de les actuacions sobre el pedal de l'accelerador i el fre del conductor, serà una determinada unitat de control electrònica.

Després de la decisió de seleccionar la relació de velocitat més adequada, aquest actuarà sobre un circuit hidràulic amb diferents vàlvules i altres components, que tot conjuntament, activaran o anul·laran els diferents embragatges i frens que li pertoca a la corresponent marxa.

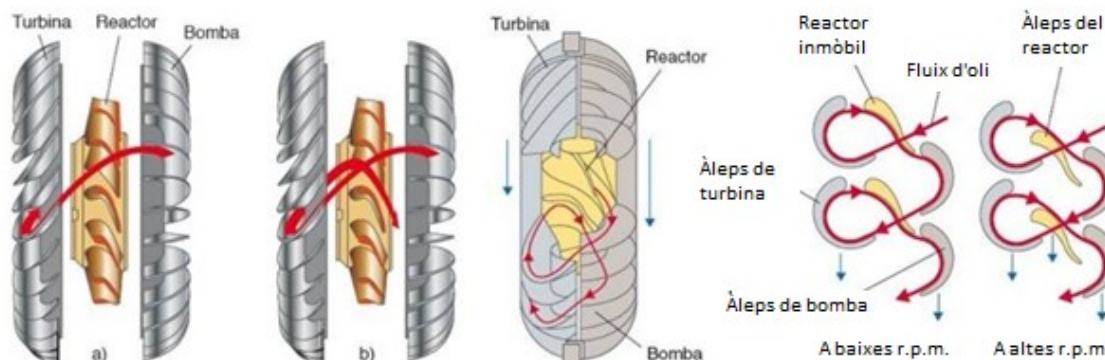
Generalment, un convertidor de parell és usat per transmetre la potència del motor a l'eix d'entrada de la transmissió. Aquest, sistema corresponent a la imatge (dreta), és bastant diferent a un embragatge de fricció convencional (esquerra), treballa segons el principi d'embragatge hidràulic.



Il·lustració 12. Embragatge de disc sec (esquerra) front al convertidor de parell (dreta)

Aquest convertidor també s'està utilitzant en altres tipus de transmissions com les mencionades anteriorment. El primer component d'aquest sistema serà el rodet de bomba, compost per àleps i rodejat d'un fluid de transmissió especial. Quan aquest element gira, aquest fluid és llençat cap als extrems exteriors per les forces actuant de la rotació del rodet de bomba. En canvi, el segon component és el rodet de turbina, que hi estarà col·locat en posició oposada, els àleps del qual hi rebran el fluid impulsat

pel rodet de bomba. Gràcies a açò, el rodet de turbina hi girarà també, encara que a una velocitat menor, ja que la conversió del parell de torsió i les pèrdues d'energia entre aquest dos rodets hi són presents. Finalment, entre aquests dos components, hi estarà l'estator com s'hi pot observar en la imatge:



Il·lustració 13. Funcionament d'un convertidor de parell.

El fluid que passa per l'estator, ve del rodet de turbina en direcció al rodet de bomba, el qual, interacciona amb els àleps d'aquesta peça seguint la trajectòria que es mostra en l'esquema de la secció transversal. La funció principal d'aquest és redirigir el fluid de manera eficient entre els dos rodets i aconseguir una multiplicació del parell, la qual és molt important a l'hora de iniciar el moviment de l'automòbil. L'estator per tant, hi disposarà d'un embragatge unidireccional, és a dir, sols permetrà la rotació cap a un sentit, modificant així la direcció del fluid.

Suposarem per a una millor comprensió, que el rodet de bomba està connectat al motor i el rodet de turbina a l'eix d'entrada de la transmissió automàtica. A més a més, s'inclou un element més anomenat embragatge d'anul·lació, creant una propulsió rígida sense possibilitat de lliscament.

Els casos que es poden donar en aquest funcionament són tres. El primer d'ells, és quan el conductor hi té accionat el pedal del fre i per tant, el rodet de turbina no girarà, consegüentment, no es transmetrà cap velocitat. El segon mètode, és quan el vehicle accelera, és a dir, sols accionant el pedal de l'accelerador, el rodet de turbina hi comença la seua rotació, però que, com ja hem comentat abans, sempre ho farà a una velocitat menor que el rodet de bomba. Per últim, quan l'automòbil es mou a una alta velocitat, el fluid que ix de la turbina ho farà de forma inclinada, tant que permetrà el gir de l'estator, el qual no està restringit. S'hi pot afirmar doncs, que el rodet de turbina ha arribat aproximadament al 90% de la velocitat del de bomba. En aquest cas, la multiplicació del parell que teníem, ha deixat de tindre lloc convertint-se en un acoblador hidràulic simple. Per evitar pèrdues, hi intervindrà l'abans mencionat embragatge d'anul·lació, el qual farà que els dos rodets giren solidàriament.

Realment, per motius mecànics coaxials entre els dos rodets, el de bomba hi estarà connectat a l'eix d'entrada de la transmissió i el rodet de turbina al motor. Aquesta decisió és presa per facilitar la fixació de la turbina que s'unirà mitjançant un coixinet

al cigonyal del motor, aconseguint aquest centratge dels eixos que amb la configuració anterior hi resultaria més complexa per la disposició allunyada d'aquesta.

Finalment, hi tindrem com a avantatges la comoditat, l'economia de manteniment i l'alt poder de tracció gràcies al multiplicador de parell. No obstant això, el pes d'aquestes i el rendiment mecànic comparat amb les manuals son punts negatius.

Però tornant al desenvolupament de les transmissions, al augmentar el nombre de marxes, aquestes hi seran molt més compactes i lleugeres que les seues majors competidores. Ja que s'hi estan configurant per a 9 i 10 marxes, aprofitant així, el parell màxim utilitzant un major rang de velocitats.

3.3.4. Futures possibles transmissions

S'inclourà aquest punt com a curiositat de les possibles futures transmissions amb avanços importants respecte a la classificació que acabem de detallar, ja que les transformacions de les transmissions actuals s'han exposat anteriorment (veure apartat 5. Evolució).

Recentment, s'ha presentat com un projecte actual de caixa futurista anomenada Traxon, de la companyia alemanya ZF Friedrichshafen AG, els quals han creat una transmissió i un total de 5 mòduls:



Il·lustració 14. Transmissió i mòduls de la transmissió Traxon.

Amb aquests mòduls per a diferents aplicacions de conducció, es busca satisfer els requisits més exigents intentant combinar característiques que fins el moment han sigut considerades incompatibles.

Al personalitzar-se de forma individual mitjançant aquests mòduls opcionals, obri les portes a les dimensions en termes de rendiment, economia, compatibilitat mediambiental i comoditat.

El primer mòdul és l'anomenat embragatge de disc simple/doble, el qual proporciona una vida útil prolongada i un mínim desgast entre altres coses. Respecte el mòdul de doble embragatge, aconseguim un baix consum de combustible i evitant-hi la interrupció de la força de tracció. En quant a la tercera opció, es tracta de l'híbrid. En aquest, es millora més el consum de combustible i s'afegeix una funció elèctrica de parada i d'arrancada entre altres funcionalitats. El penúltim mòdul té a veure amb la presa d'energia dependent del motor, on obtenim una extrema capacitat de robustesa

de fins a 2.000 Nm. Per últim, el convertidor de parell WSK ideal per a cargues pesades amb una arrancada amb zero desgast i frenades suaus.

Finalment, destacarem la idea del PreVision GPS, la qual consisteix en l'estratègia de conducció anticipada connectant la transmissió a un sistema GPS per l'avaluació i consideració de la topografia i trajectòria de la carretera, seleccionant així meticulosament la marxa com també l'instant del canvi de velocitat.

3.4. Avanços i aplicacions actuals

En quant a les millores actuals, hi destaca el Sky-Active de Mazda, el qual contribueix a un notable progrés del transformador de parell entre altres coses. Gràcies a aquest sistema, aporta millores de les altres caixes automàtiques, és a dir, la suau acceleració i la palanca de canvis de una caixa convencional, combinada amb un canvi ràpid i directe de una transmissió de doble embragatge i una eficiència en el combustible aproximada al de una de variable contínua (CVT).

En aquest projecte, s'ha insistit en l'aplicació d'aquestes transmissions en els automòbils. Però, els reductors de velocitat hi tenen moltes aplicacions que van des de xicotets motors reductors per a alimentadors, apertura de finestres, d'inversió de gir, etc. Fins a l'aplicació en maquinària pesada.

Per això, tot i que el desenvolupament d'un sistema de reducció de velocitat acabe desapareixent en el món de l'automòbil en un futur, el seu estudi és important, ja que es pot portar a petita escala o per a una aplicació completament diferent en la qual destaque la importància d'altres aspectes incompatibles amb la indústria automobilística.



4. Introducció a la configuració de la transmissió ZF 8HP

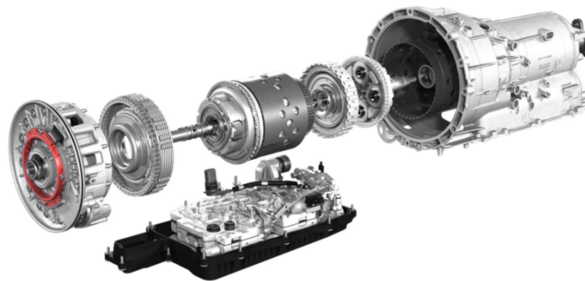
4.1. Transmissió ZF 8HP

La configuració de la caixa automàtica elegida en aquest projecte hi serà la ZF 8HP, la qual presentarem en aquest apartat.

Dissenyada i fabricada per ZF Friedrichshafen, aquesta caixa de canvis és un model per a motors longitudinals amb tracció posterior o 4x4 (*veure il·lustració 2*). Tot i que aquesta transmissió disposa de un total de 8 relacions de velocitat més la marxa enrere, l'objectiu principal no ha sigut el nombre de marxes sinó la minimització del consum de combustible. Aquest exemple de com la potència de la innovació pot crear un nou clàssic disseny on aconseguim un pes més lleuger i establir nous estàndards de flexibilitat, eficiència i economia.

Respecte la configuració d'aquesta, inclou quatre conjunts d'engrenatges planetaris i sols cinc elements que minimitza la resistència a l'avanç i millora l'eficiència d'aquesta. A més a més, una unitat de control s'encarrega d'aconseguir un temps de resposta sorprenentment ràpid. La ZF 8HP hi pot ser combinada amb múltiples elements per millorar la potència incloent el convertidor de parell o la conducció híbrida.

La podem trobar en molts models de cotxe per a marques com BMW, LandRover, Jaguar, Jeep, Roll Royce, Maserati, Bentley, Alfa Romeo, Audi, Aston Martin, Dodge... On hi tindrem un rang respecte al parell d'entrada des de 300 Nm fins a 1000Nm.

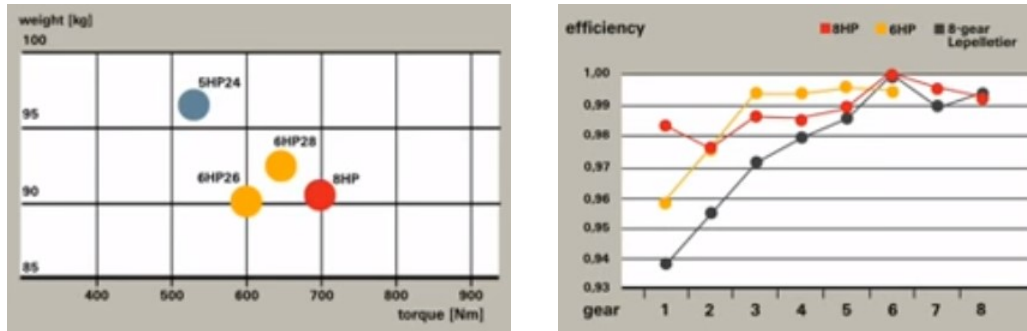


Il·lustració 15. Vista d'espejament de la transmissió ZF 8HP.

Transmissions com aquesta de huit marxes, n'hi podem trobar d'altres actualment al mercat com la AISIN de Toyota o la dissenyada per General Motors. La les últimes sigles d'aquesta ZF 8HP, corresponen al número de sèrie i els següents indiquen el parell relatiu que cadascuna pot suportar. Així, els diferents models que hi trobem a la pàgina oficial de ZF Friedrichshafen en el mercat actual són:

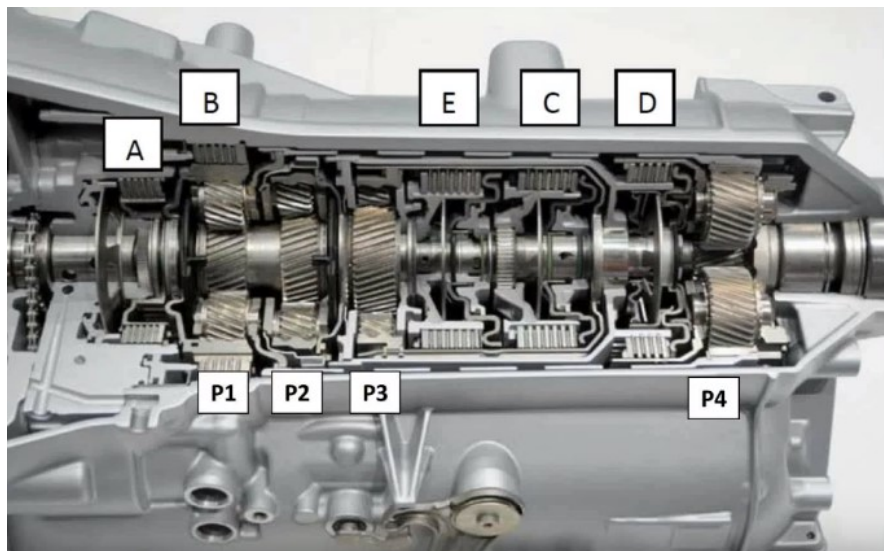
- 8HP30, amb un parell màxim de 300 Nm tant en gasolina com en dièsel.
- 8HP45, amb 450 Nm per als motors de gasolina i 500 Nm per als dièsel.
- 8HP70, amb 700 Nm per ambdós classes de motors.
- 8HP90, amb 900 Nm i 1000 Nm respectivament.

En els següents gràfics hi podem observar les diferents classes de transmissió mencionades com també les de les sèries anteriors, apreciament el millorament amb aquesta nova caixa automàtica en quant al parell i el pes a la primera gràfica, i en l'eficiència de cada marxa en la segona:



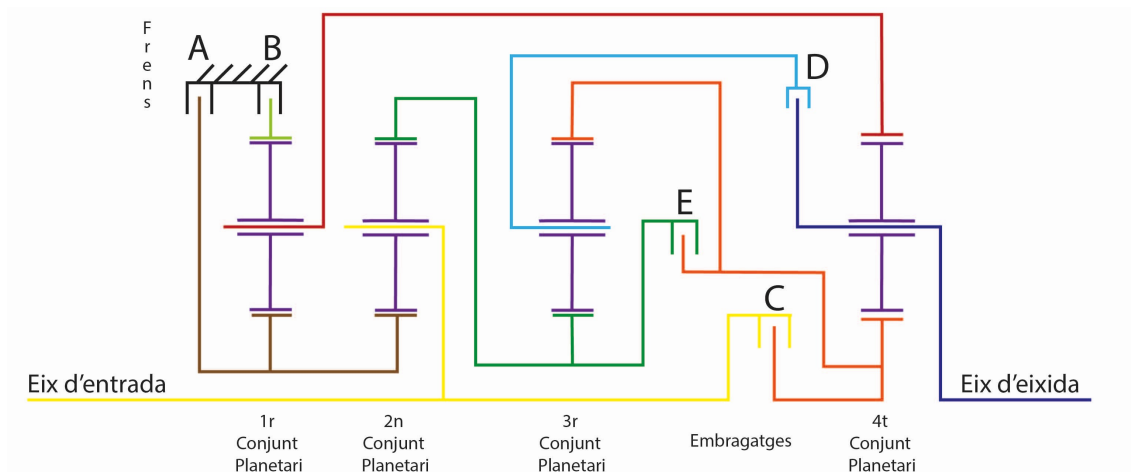
Gràfic 4. Pes de les transmissions respecte el parell (esquerra). Eficiència de les diferents marxes (dreta)

La configuració per poder crear les diferents relacions de velocitats està composta per tres conjunts d'engranatges epicicloïdals al principi d'aquesta transmissió on també s'hi troben els dos frens. El quart conjunt s'hi col·locarà al final i mitjançant diversos elements, s'aconsegueix unir els components desitjats que veurem a continuació, gràcies als embragatges. Aquesta configuració s'hi pot estudiar amb més detall en el conjunt realitzat mitjançant CAD (*apartat 7 Dimensionat de la caixa automàtica*), on s'hi pot apreciar el sistema de contacte entre els diferents elements allunyats. En la següent imatge veurem com queda realment la configuració elegida per a l'estudi d'aquest projecte:



Il·lustració 16. Vista on s'aprecien els diferents components de la ZF 8HP.

Per una millor comprensió, es seguirà aquest esquema simplificat equivalent, interpretant els elements que el componen (*veure pàgina 39*).



Il·lustració 17. Configuració esquemàtica simplificada de la ZF 8HP.

Aquesta explicació és important ja que, després hi farem l'estudi de cadascuna de les marxes, per tant, haurem d'entendre aquesta complexa configuració i com es comportarà davant les diferents situacions per obtenir les relacions de velocitat (*Apartat 5.2. Estudi de les marxes*).

En primer lloc, els dos primers conjunts epicloïdals tindran un mateix planeta, és a dir, aquest element serà un sol cos i girarà a la mateixa velocitat. Per tant, la velocitat del planeta del primer i segon conjunt sempre serà la mateixa, la qual podrà ser anul·lada pel fre A.

El fre número B, també hi pot fixar a la carcassa de la caixa la corona del primer conjunt d'engranatges. És a dir, podrà fer que aquest element siga estacionari. Respecte l'embragatge C, connecta l'eix d'entrada amb el planeta del quart conjunt epicloïdal, el qual una vegada activat, giraran a la mateixa velocitat. Pel que fa a l'embragatge D, tindrà l'opció de connectar els porta-satèl·lits del tercer i quart conjunt. Finalment, la unió entre el planeta i la corona del tercer conjunt d'engranatges planetaris, serà controlada per l'embragatge E.

A més a més, el porta-satèl·lits del primer conjunt sempre estarà unit a la corona del quart; en el tercer conjunt, la seua corona estarà connectada rígidament al planeta del tercer; en quant al porta-satèl·lits del segon, girarà sempre a la mateixa velocitat que l'eix d'entrada; existirà també una connexió rígida entre la corona del tercer conjunt epicloïdal amb el planeta del quart; finalment, com ja hem definit per on entrarà la transmissió de potència a la caixa, l'eix d'eixida estarà dominat pel porta-satèl·lits de l'últim dels conjunts d'engranatges planetaris.

Una de les peculiaritats que fa aquesta caixa de huit marxes única respecte les del mercat actual, és que per a passar d'una marxa determinada a la posterior, sols s'hi realitzarà un canvi. És a dir, tenim cinc components controlats per la unitat de control, dos d'ells frens i tres embragatges, on sempre hi tindrem tres d'aquests elements activats per a cada una de les marxes. Però, la clau amb el seu alt temps de resposta és que per a passar d'una marxa a la següent, es desactivarà un dels components activats

en aquest instant, i s'aplicarà un de nou. Amb la següent taula, es mostra el seu funcionament que detallarem en l'estudi de cada marxa més endavant, així com les diferents relacions de velocitat obtingudes:

Marxa	Frens		Embragatges			Relació de velocitat
	A	B	C	D	E	
1	✓	✓	✓			4,69:1
2	✓	✓	✗		✓	3,13:1
3	✗	✓	✓		✓	2,10:1
4		✓	✗	✓	✓	1,67:1
5		✓	✓	✓	✗	1,29:1
6		✗	✓	✓	✓	1,00:1
7	✓		✓	✓	✗	0,84:1
8	✓		✗	✓	✓	0,67:1
Enrere	✓	✓		✓	✗	3,30:1

Taula 2. Configuració de l'estat dels elements per a les diferents marxes.

On en color groc es mostren els components que no són modificats, en verd el nou component activat, i finalment, la creu roja indica l'element que ha deixat de intervenir.

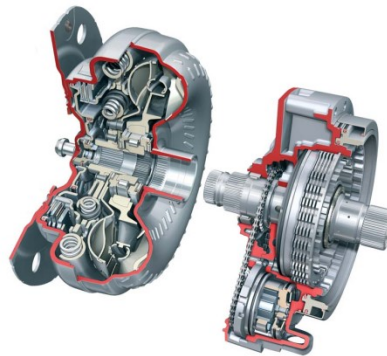
Aquesta empresa alemanya que ha dissenyat la transmissió, ha demostrat que una companyia que s'especialitza en alguna cosa pot arribar a ser molt més eficaç i eficient que una que es dedica en un camp més ampli com puga ser un fabricant de cotxes. Aquesta ZF 8HP, està sent un competidor clarament potent respecte les caixes de doble embragatge, les quals, fa un temps ningú posaria en dubte que estaven al capdavant. Com ben bé hi especulava un dels dirigents tècnics de BMW, afirmant que el futur eren els canvis amb convertidor de parell i no el de doble embragatge, tots aquells q no hi van confiar amb ell, hui en dia no debatrien la seua opinió. Cotxes des dels híbrids als superesportius porten ja la mateixa transmissió obtenint uns resultats més que envejables, amb la seua suavitat amb el canvi de marxes i la possibilitat de modificar la gestió electrònica al seu gust per donar-li un aire més esportiu.

Acabarem afirmant que, gràcies a tots aquests avantatges i les altes xifres de parell que permeten aquestes transmissions, si no hi és la preferida en el mercat actual, està a punt d'aconseguir-ho. Desbancant a les de doble embragatge, aquesta en concret hi podrà competir per ser consistent, eficient, fiable i sense un alt preu gràcies a la seua alta producció.

4.2. Components auxiliars de la transmissió

A part dels components que conformen i intervenen amb les configuracions de cada marxa per poder obtenir les diferents relacions de velocitat, hi tenim d'altres que també hi són essencials per al correcte funcionament d'aquesta transmissió.

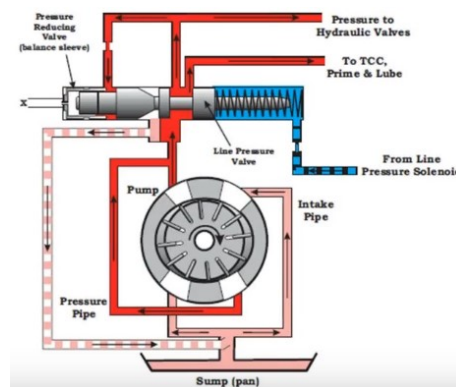
Com ja sabem, aquest tipus de transmissions disposen d'un convertidor de parell. Per a la ZF8HP, l'eix del convertidor de parell es transforma en un pinyó d'accionament que gira una cadena per girar la bomba. És a dir, aquesta bomba estarà rotant sempre i quant el convertidor de parell ho faça.



Il·lustració 18. Exemple convertidor de parell.

Aquesta estarà unida a una cadena que connectada a la bomba de doble càmera, també la farà rotar com es pot observar en la imatge.

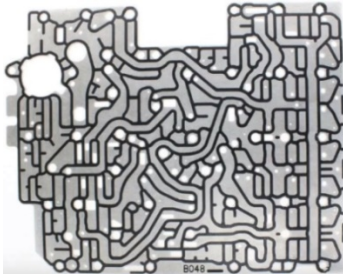
En el següent esquema del funcionament del sistema d'oli, es pot observar com aquesta bomba farà actuar les vàlvules.



Il·lustració 19. Esquema de la configuració del sistema d'oli de la ZF 8HP.

En la part inferior de la il·lustració esquemàtica, veiem el depòsit d'aquest oli, després observem que la bomba hi té dues entrades i podrà eixir també per dues conductes diferents. El solenoide de control de pressió actuarà sobre el costat de la molla de la vàlvula, governant el pas de l'oli als diferents conductes com el de les vàlvules hidràuliques de la caixa.

El sistema complet hidràulic de la transmissió és molt complex, per tant, no s'hi realitzarà l'estudi detallat d'aquest en el contingut d'aquest treball. No obstant això, a continuació es mostra una vista de l'esquema de la constitució d'aquest.



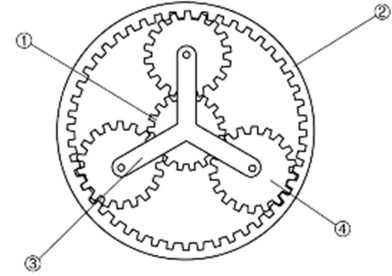
Aquest sistema està compost per un gran nombre de vàlvules així com diversos filtres, boles de balancí, boles per comprovacions... on tots aquests components conformen funcions essencials determinades per poder tindre el control de les activacions i desactivacions de tots els components en les seqüències adequades i en els instants eficients.

Il·lustració 20. Sistema d'oli ZF8HP

5. Estudi cinemàtic dels trens epicloïdals

En aquest apartat, començarem definint un conjunt d'engranatges epicloïdals, els quals estan compostos per tres components essencials: la corona, el planeta i els satèl·lits.

L'eix central estarà unit a l'engranatge anomenat planeta (1), el qual hi estarà rodejat pels satèl·lits (4) que rotaran engranant-hi sempre amb aquest. El porta-satèl·lits (3), serà l'encarregat de subjectar aquests pels eixos dels satèl·lits per així crear un altre eix que girarà a una velocitat diferent. Per últim, hi tindrem la corona (2) que serà un anell amb engranatge interior que hi farà contacte amb els satèl·lits. Aquests últims generalment hi estaran distribuïts de forma equidistant entre ells per a obtenir un repartiment favorable de la càrrega sent igualitari entre tots ells.



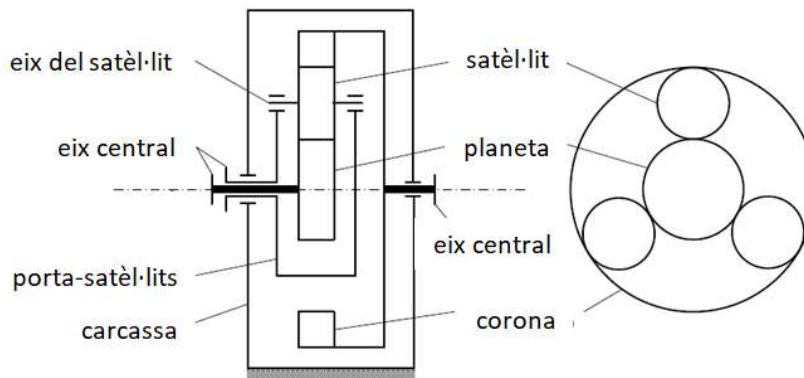
Il·lustració 21. Engranatge epicloïdal

Per a aquest tipus de sistemes es sol utilitzar dents rectes o helicoidals, encara que s'hi poden fer servir engranatges cònics, transmissió per cadena o corretja o amb rodes de fricció.

Entre els engranatges convencionals, aquests conjunts epicloïdals generen més relacions de transmissió, són més compactes, estalviant en espai i pes, el soroll es redueix, hi tenen una bona eficiència, i finalment, en comparació amb altres transmissions, la distribució de la càrrega és més favorable i per tant hi té una alta capacitat per suportar-la.

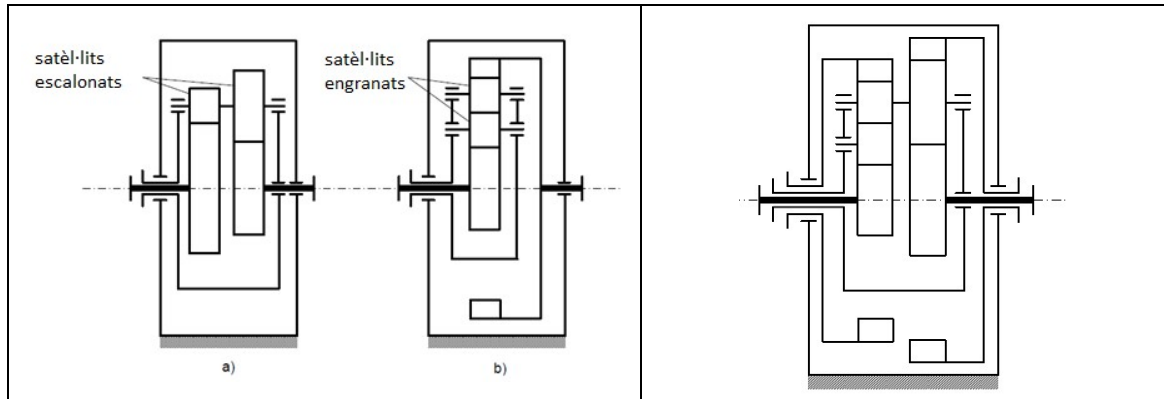
S'hi diferencien tres tipus de conjunts d'engranatges planetaris: el simple, el compost, i el compost complex.

El primer d'ells és el que utilitzarem en aquest projecte ja que la transmissió ZF 8HP hi utilitza, com ja hem comentat, quatre conjunts d'aquests disposats en sèrie. En aquesta imatge hi veurem l'esquema equivalent d'un engranatge planetari simple:



Il·lustració 22. Esquema equivalent a un engranatge epicloïdal

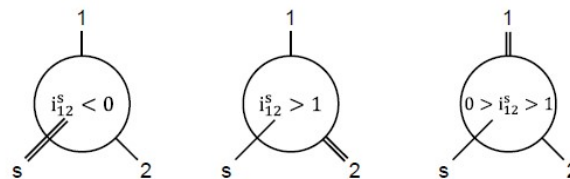
En quant als conjunts composts i compost complex, hi tindrem la distribució de la següent forma la qual es complica molt fer els càlculs tant cinemàticament com d'eficiència.



Il·lustració 23. Conjunt d'engranatges composts (esquerra) conjunt d'engranatge compost complex (dreta)

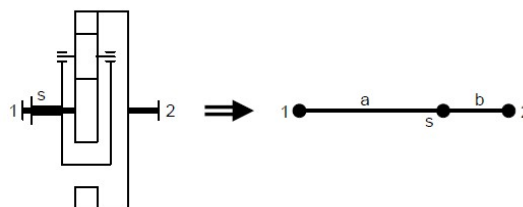
Hi ha diversos mètodes de representació d'aquest conjunts d'engranatges, a continuació hi veurem alguns dels més utilitzats. Aquests, faciliten la simplificació de l'estructura per fer l'anàlisi i una millora en la comprensió del seu funcionament.

En primer lloc, l'anomenat sistema de Wolf, el qual consisteix en un cercle representant el conjunt i tres arestes que ixen d'aquest, les quals simbolitzen els eixos centrals.



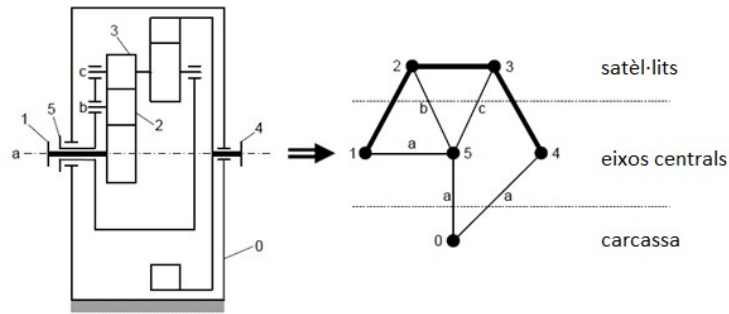
Il·lustració 24. Esquema equivalent mitjançant el sistema de Wolf.

El següent mètode és el que utilitzarem, tot i que hi serà verticalment, és l'anomenat diagrama de Kutzbach i Helfer. Usant analogia de nivells, hi obtenim tres punts els quals representen els eixos, units per una línia en funció del radi bàsic:



Il·lustració 25. Esquema equivalent mitjançant el sistema de Kutzbach i Helfer.

Per finalitzar, hi tindrem el gràfic teòric, el qual consisteix en cossos interaccionant entre ells mitjançant connexions. En el diagrama podem trobar que els vèrtex representen els cossos i les arestes les unions entre aquests vèrtex per parelles.



Il·lustració 26. Esquema equivalent mitjançant el diagrama teòric.

5.1. Restriccions geomètriques

Perquè aquests engranatges hi funcionen eficientment i pugen ser muntats físicament, hi explicarem unes certes condicions que especifiquen com ha de ser el disseny i quines restriccions han de complir. En aquest cas, aquest estudi hi serà important ja que les aplicarem més endavant per poder dissenyar la configuració amb noves condicions.

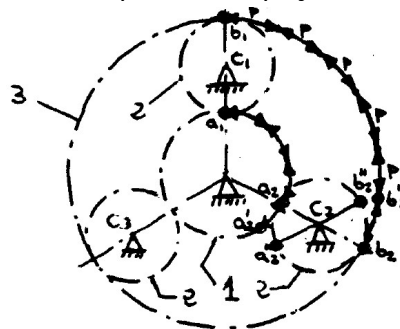
5.1.1. Restricció dimensional

Perquè un engranatge planetari es pugui muntar dimensionament, hi haurem d'acomplir que el diàmetre primitiu del planeta més dues vegades el del satèl·lit ha de ser igual al diàmetre primitiu de la corona. Aquesta condició és prou lògica ja que en tot moment aquests elements hi estan engranant i per tant en contacte. Com la corona hi té les dents interiors, ha de ser suficientment gran per rodejar els satèl·lits. Per tant, establim aquesta restricció basant-nos en el nombre de dents que és el que ens interessa en aquest projecte tot i que ve a ser el mateix. Quedaria de la següent forma:

$$n^{\circ} \text{ de dents del planeta} + 2 \cdot n^{\circ} \text{ de dents del satèl·lit} = n^{\circ} \text{ de dents de la corona}$$

5.1.2. Restricció de muntatge

Respecte aquesta restricció, hi farem l'ús de la següent imatge per a una millor comprensió. El primer satèl·lit que analitzarem amb centre en c_1 , sempre pot engranar amb la corona i el planeta, que corresponen a la peça 1 i 3 respectivament.



Il·lustració 27. Distribució dimensional d'un engranatge epicicloïdal.

En col·locar el segon satèl·lit, amb centre en c_2 es possible que hi siga incompatible en l'engranatge de la corona i el planetari, per tant perquè tinguem una condició que pugua establir la disposició igualitària depenent del nombre de satèl·lits, farem servir el següent procediment.

Podem deduir que geomètricament que:

$$\widehat{a_1 a_2} + \widehat{a_2 a_2} = \dot{p} \quad (\text{b.5.1})$$

I que:

$$\widehat{b_1 b_2} + \widehat{b_2 b_2} = \dot{p} \quad (\text{b.5.2})$$

On \dot{p} és un múltiple del pas p i p és el pas.

Per tant:

$$\widehat{a_1 a_2} = \frac{p \cdot Z_1}{s} \quad (\text{b.5.3})$$

$$\widehat{b_1 b_2} = \frac{p \cdot Z_3}{s} \quad (\text{b.5.4})$$

On Z_i és el nombre màxim de dents de la roda i , al substituir hi tindrem:

$$\frac{(Z_1 + Z_3)}{s} \cdot p = \dot{p} \quad (\text{b.5.5})$$

Simplificant a la restricció final la qual utilitzarem:

$$\frac{(Z_1 + Z_3)}{s} = n^{\circ} \text{ enter} \quad (\text{b.5.6})$$

5.1.3. Restricció de divisibilitat

Els engranatges durant la seua vida útil, poden estar sotmesos a esforços i a altes velocitats durant alt períodes de temps. Per tant, si té un defecte o comença a iniciar-se un desgast en una zona determinada del dent, i aquest contacta sempre amb un mateix eix del segon engranatge, tindrem un progressiu augment d'aquesta imperfecció que ens pot perjudicar catastròficament, acurtant la vida útil d'aquest sistema d'engranatges.

Dit açò, no suposem que ambdós engranatges hi tinguen el mateix nombre de dents, cosa que en aquest context de reduccions seria incoherent, sinó que siguen divisibles. És a dir, la cara d'un mateix dent amb el suposat error, pot contactar amb quatre dents de l'altre engranatge que sempre es repetiran.

Per evitar açò, hi tindrem la condició que dos engranatges en contacte no hi puguen ser divisibles:

$$\frac{z_i}{z_{i+n}} \neq n^{\circ} \text{ enter} \quad (\text{b.5.7})$$

5.1.4. Restricció de contigüitat

Com hem definit abans, hi tindrem un nombre específic de satèl·lits que generalment el mínim hi són dos. Per tant, hi haurem de definir el nombre màxim d'aquests components que hi podem col·locar entre el planeta i la corona del suposat conjunt epicicloïdal. Per poder realitzar açò, hi haurem de fixar-nos amb les circumferències primitives dels dos últims components anomenats, perquè hi haja **folgança** entre els satèl·lits i evitar la seua col·lisió.

Concloent, la circumferència mitjana de radi que passa pels centres dels satèl·lits, ha de ser major que el producte del nombre dels satèl·lits multiplicat pel seu diàmetre exterior, per tant:

$$\pi \cdot (2 \cdot R_m) > S \cdot d_{ext} \quad (\text{b.5.8})$$

On R_m serà el radi de la circumferència abans detallada, S en nombre de satèl·lits i finalment, d_{ext} serà el diàmetre exterior també corresponent als satèl·lits.

Perquè puguem aplicar aquesta condició en funció del nombre de dents dels elements que componen el conjunt d'engranatge planetari, hi tindrem la següent fórmula:

$$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{z_{corona} + z_{planeta}}{z_{satèl·lit} + 2 \cdot \cos\beta} > S \quad (\text{b.5.9})$$

On z_x seran el nombre de dents de l'element corresponent i β l'angle helicoidal del dent, una de les característiques pròpies d'aquest tipus d'engranatges que estudiarem més endavant.

5.2. Estudi de les marxos

Per a realitzar l'estudi de les marxos, primer explicarem com funciona un dels conjunts d'engranatges epicicloïdals i les relacions que hi podem obtindre.

Tot depèn de si davant d'una entrada de gir d'un dels seus elements, hi haja un altre que faja de reacció. En funció d'açò, hi podrem obtenir quatre relacions diferents.

El primer cas es donarà quan l'entrada de potència es realitza pel porta-satèl·lits i el planeta està fixe. Aquesta situació provocarà un augment de velocitat ja que el porta-

satèl·lits gira i arrastra els satèl·lits al volant del planeta, que farà que la corona també gire aconseguint un augment de velocitat en l'eixida d'aquesta.

En la situació en la qual la corona siga estacionària, si hi tenim l'entrada de potència en el porta-satèl·lits, hi tindrem el planeta girant a una velocitat major.

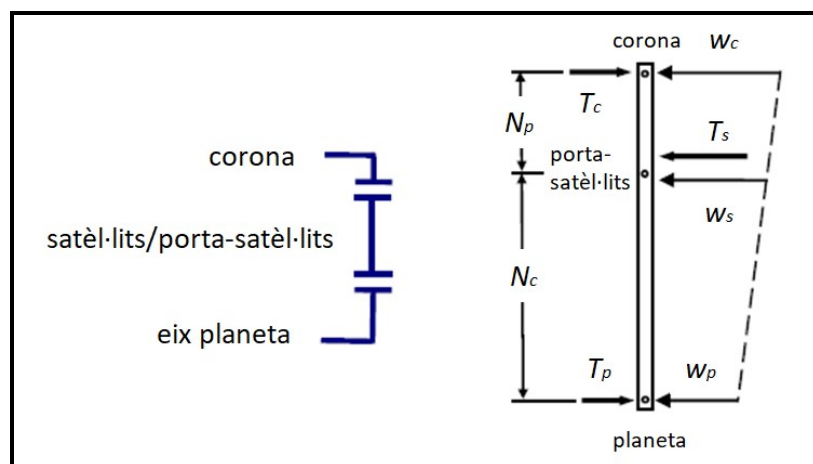
Finalment, si el porta-satèl·lits es queda immobilitzat, hi tindrem una inversió de velocitat ja que els satèl·lits giraran sobre el seu eix però no es desplaçaran. Com és lògic, la velocitat del planeta és superior a la de la corona.

Caldrà remarcar que si invertim el sentit de l'entrada de potència i l'eix d'eixida, és a dir, assignem els elements al revés, hi tindrem l'efecte contrari. A més a més, també hi sabem que de la velocitat dels dos porta-satèl·lits, hi obtindrem una velocitat angular d'aquest element major en el cas del planeta estacionari davant de la situació de la corona bloquejada.

Finalment, en el suposat cas que dos dels seus elements siguen estacionaris, tot el sistema d'engrenatge epicloïdal incloent els satèl·lits, hi giraran a la mateixa velocitat com si fos tot un bloc. Per tant, hi tindrem una mateixa relació de velocitat en l'entrada que en l'eixida. Aquest cas és anomenat acoblament directe, i normalment en les transmissions automàtiques sol ser la sexta marxa on es dona aquest cas en tots els seus conjunts planetaris obtenint una relació de 1:1.

5.3. Fórmula de Willis

Per poder estudiar la relació de velocitats de les diferents marxes i de quins components influencien aquesta, enunciarem unes equacions de parell i de velocitat angular. Usant un gràfic equivalent a un sistema d'engrenatges planetaris, podem comprendre millor aquestes fórmules les quals la seua justificació pot ser no evident.



Il·lustració 28. Diagrama de forces actuants en un engranatge epicloïdal

$$T_c = T_s \cdot \frac{N_c}{N_c + N_p} \quad (\text{b.5.10})$$

$$T_s = T_c + T_p \quad (\text{b.5.11})$$

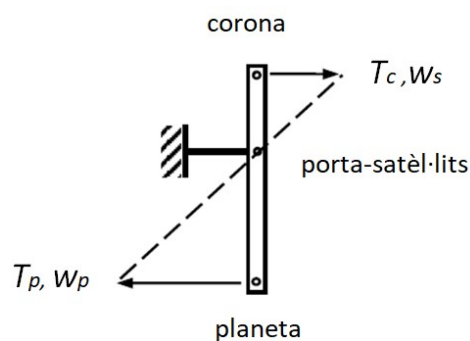
$$T_p = T_s \cdot \frac{N_p}{N_c + N_p} \quad (\text{b.5.12})$$

$$\frac{W_c - W_p}{N_p + N_c} = \frac{W_s - W_p}{N_c} \quad (\text{b.5.13})$$

$$W_s = \frac{N_c}{N_p + N_c} \cdot W_r + \frac{N_p}{N_p + N_c} \cdot W_p \quad (\text{b.5.14})$$

On T_n és el parell, N_n el nombre de dents i W_n la velocitat angular de cada component sent c la corona, p el planeta i s el porta-satèl·lits.

En la imatge inferior podem entendre amb aquest diagrama de nivells, el cas comentat en l'apartat anterior on si fixem el porta-satèl·lits, la corona i el planeta rotaran en sentits contraris i a una velocitat relativa inversament proporcional al seu nombre de dents:



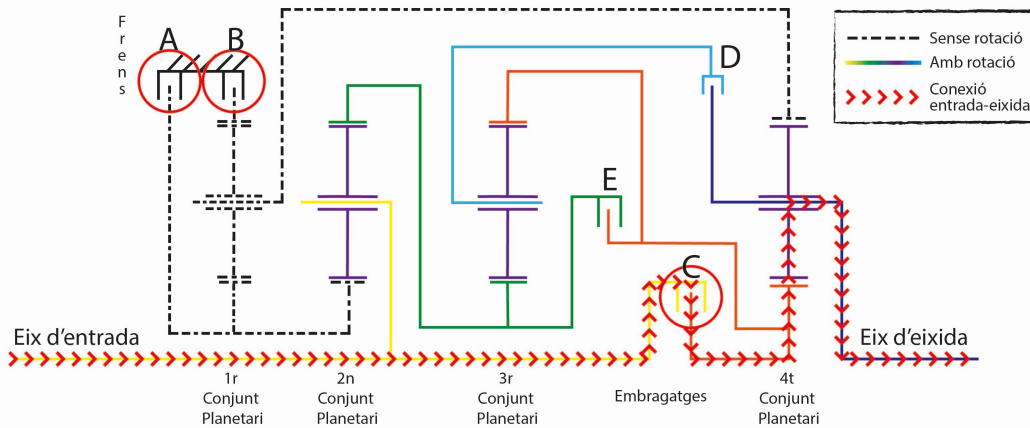
Il·lustració 29. Exemple relació en sentit contrari

5.4. Configuració i relacions de les marxes

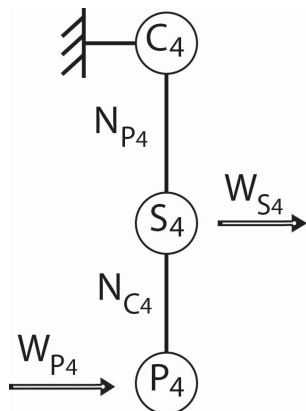
A continuació, explicarem el funcionament de cada marxa així com l'esquema de la configuració i el seu corresponent diagrama equivalent. Després procedirem al càlcul de les relacions de velocitat per obtindre les fórmules dependents. Aquestes hi seran funcions del nombre de dents de les corones i planetes corresponents a la transmissió. On N_n és el nombre de dents i W_n la velocitat angular del component especificat, sent C la corona, P el planeta i S el porta-satèl·lits.

5.4.1. Primera marxa

La primera marxa l'aconsegüim accionant els frens A i B i activant l'embragatge C. De tal forma que el primer conjunt planetari és estacionari com també el planeta del segon conjunt i la corona del quart, ja que estan lligats al primer mencionat. Dit açò, el quart conjunt realitza una reducció al tindre-hi el planeta com a entrada i el porta-satèl·lits d'eixida.



Il·lustració 30. Esquema equivalent en la primera marxa



Il·lustració 31. Diagrama simplificat de la 1a marxa

$$\frac{W_{C4} - W_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P4}}{N_{C4}}$$

$$W_{P4} - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{P4} = W_{S4}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}}\right) * W_{P4} = W_{S4}$$

$$\left(\frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}}\right) * W_{P4} = W_{S4}$$

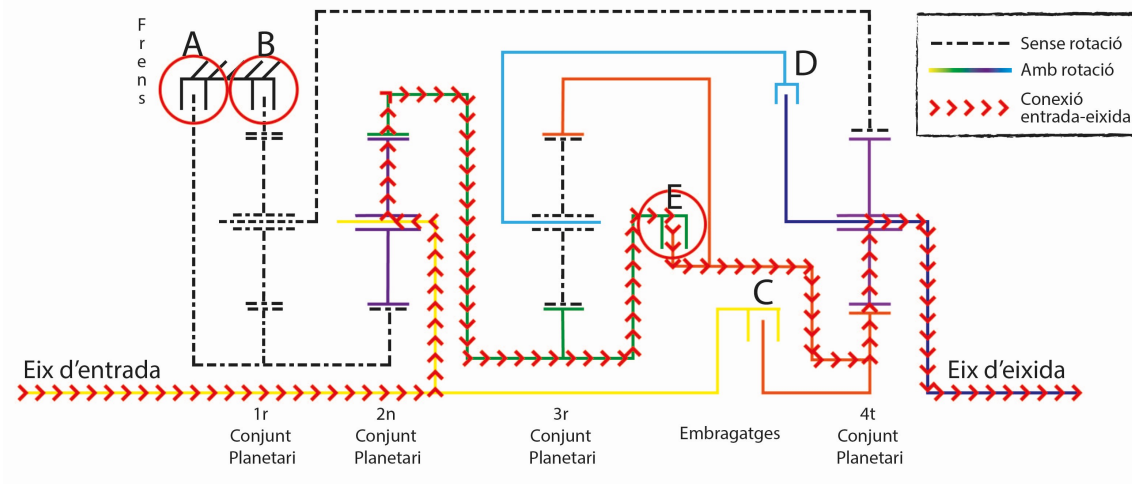
$$\left(\frac{N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}}\right) * W_{P4} = W_{S4}$$

$$W_{C4} = 0$$

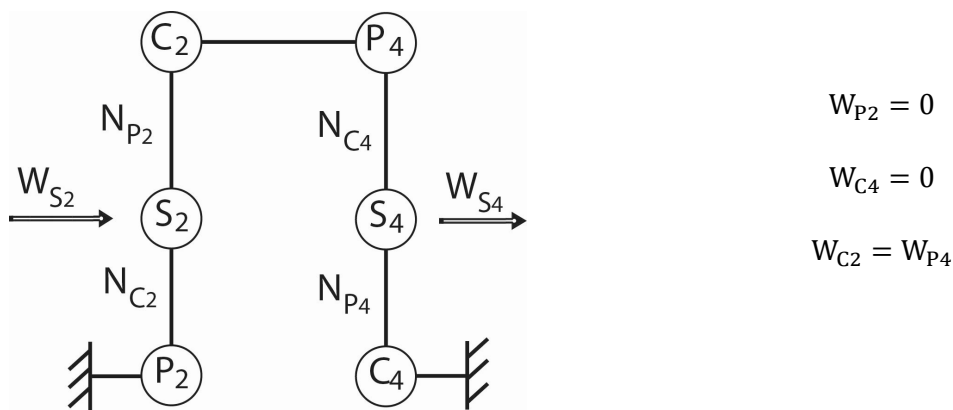
$$\frac{W_{P4}}{W_{S4}} = \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}} \quad (b.5.15)$$

5.4.2. Segona marxa

En aquest cas l'obtidrem obrint l'embragatge C i aplicant el E. Recordem que ambdós frens, A i B segueixen activats. En quant als components estacionaris, aquest cas és idèntic a la marxa anterior, no obstant això, ara el segon conjunt actua de multiplicador ja que tenim l'entrada en el porta-satèl·lits i l'eixida assignada a la corona (recordem que el planeta segueix estacionari). Pel que fa al tercer conjunt, al estar E activat, tots els components rotaran a la mateixa velocitat com es mostra en l'esquema:



Il·lustració 32. Esquema equivalent en la segona marxa



Il·lustració 33. Diagrama simplificat de la 2a marxa

$$\frac{W_{C4} - W_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P4}}{N_{C4}}$$

$$\frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}} * (-W_{P4}) = W_{S4} - W_{P4}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}}\right) * W_{P4} = W_{S4}$$

$$\left(\frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}} \right) * W_{P4} = W_{S4}$$

$$\frac{N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{P4} = W_{S4}$$

$$(2. a) W_{P4} = \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}} * W_{S4}$$

$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$W_{C2} = \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2}$$

$$(2. b) W_{P4} = \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2}$$

Igualem W_{P4} en ambdues equacions

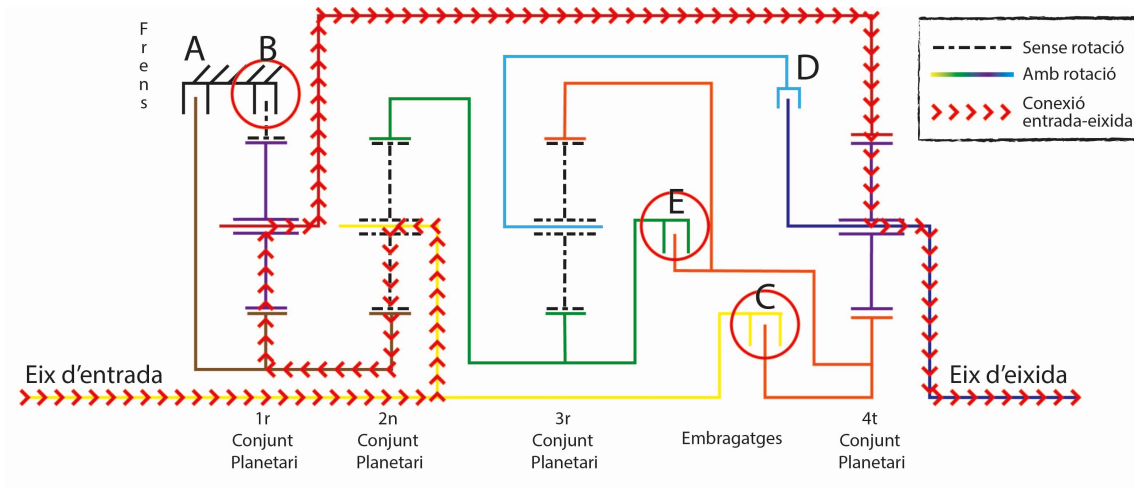
$$(2. a, 2. b) \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2} = \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}} W_{S4}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{\frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}}}{\frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}}}$$

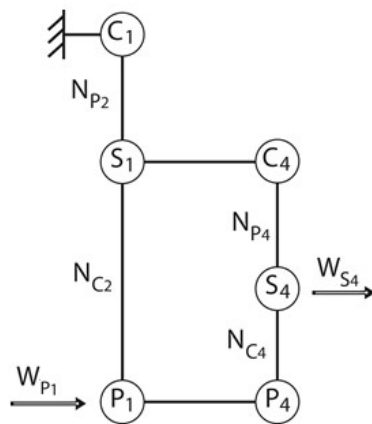
$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})} \quad (b.5.16)$$

5.4.3. Tercera marxa

Per a aconseguir aquesta marxa sols hi estarà el fre B i tornant-hi a aplicar l'embragatge C. Per tant tindrem B, C i E activats. Amb aquesta configuració, el segon conjunt girarà a la mateixa velocitat ja que el porta-satèl·lits i la corona estan lligats pels embragatges C i E, per tant, el planeta també hi girarà a aquesta velocitat. Per l'altra banda, el primer conjunt hi tindrem la corona estacionària, per tant al tindre l'entrada com a planeta i l'eixida el porta-satèl·lits hi tindrem una reducció que adquireix la corona del últim conjunt, on el planeta gira a la mateixa velocitat que l'eix d'entrada. En aquest últim el porta-satèl·lits hi tindrà una velocitat mixta entre la del planeta i la corona, quedant de la següent forma:



Il·lustració 34. Il·lustració 35. Esquema equivalent en la tercera marxa



$$W_{C1} = 0$$

$$W_{S1} = W_{C4}$$

$$W_{P1} = W_{P4}$$

Il·lustració 36. Diagrama simplificat de la 3a marxa

$$\frac{W_{C1} - W_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} = \frac{W_{S1} - W_{P1}}{N_{C1}}$$

$$-\frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} = W_{S1} - W_{P1}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}}\right) * W_{P1} = W_{S1}$$

$$(3. a) \frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} = W_{S1}$$

$$\frac{W_{C4} - W_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P4}}{N_{C4}}$$

$$(3. b) \frac{W_{S1} - W_{P1}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P1}}{N_{C4}}$$

Substituim W_{S1}

$$(3. a, 3. b) \frac{\frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} - W_{P1}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P1}}{N_{C4}}$$

$$\frac{\left(\frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} - 1\right) * W_{P1}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P1}}{N_{C4}}$$

$$\frac{-\frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P1}}{N_{C4}}$$

$$\frac{-N_{C1}}{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})} * W_{P1} = \frac{W_{S4} - W_{P1}}{N_{C4}}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C1}N_{C4}}{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}\right) * W_{P1} = W_{S4}$$

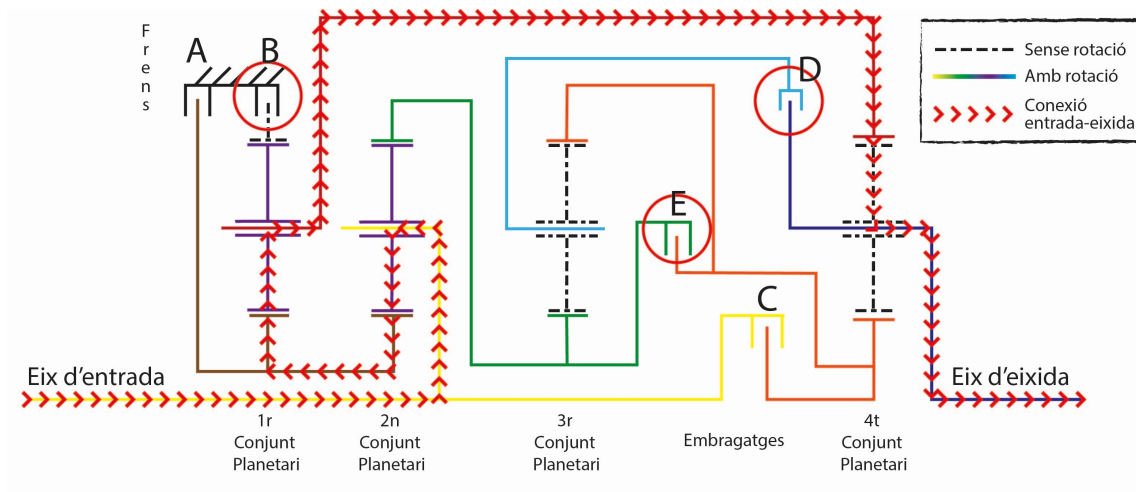
$$\left(\frac{N_{C1}N_{P4} + N_{C1}N_{C4} + N_{P1}N_{P4} + N_{C4}N_{P1}}{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})} - \frac{N_{C1}N_{C4}}{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}\right) * W_{P1} = W_{S4}$$

$$\frac{W_{P1}}{W_{S4}} = \frac{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C1}N_{P4} + N_{P1}N_{C4} + N_{P1}N_{P4}}$$

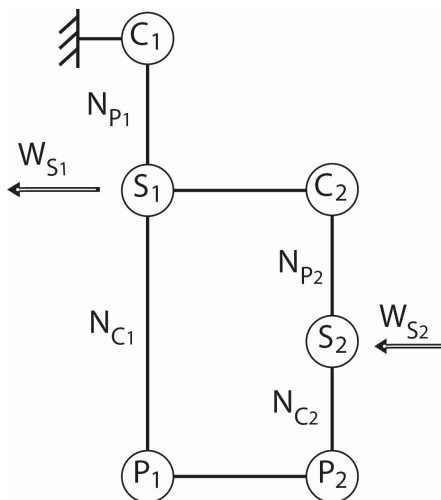
$$\frac{W_{P1}}{W_{S4}} = \frac{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C1} * N_{P4} + N_{P1}(N_{C4} + N_{P4})} \quad (b.5.17)$$

5.4.4. Quarta marxa

En aquest cas substituïrem el C pel D obtenint per tant el sistema amb el B, E i D. En primer lloc, continuarem amb la corona del primer conjunt sent estacionària. Després, com que l'embragatge E uneix els planetes del tercer i quart conjunt i l'embragatge D uneix els porta-satèl·lits d'ambdós també, els components d'aquests rotaran a la mateixa velocitat. Per tant, podem dir que el porta-satèl·lits del primer conjunt tindrà la velocitat angular de l'eix d'eixida, com també es donarà el cas en la corona del segon conjunt planetari. En quant al primer conjunt ja que la corona està parada i l'entrada és pel planeta i l'eixida pel porta-satèl·lits, s'aplicarà una reducció, on en aquest esquema s'hi pot apreciar la configuració:



Il·lustració 37 Il·lustració 38. Esquema equivalent en la quarta marxa



Il·lustració 39. Diagrama simplificat de la 4a marxa

$$\frac{W_{C1} - W_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} = \frac{W_{S1} - W_{P1}}{N_{C1}} \quad (a)$$

$$\left(1 - \frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}}\right) * W_{P1} = W_{S1}$$

$$\frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} = W_{S1}$$

$$(4. a) W_{P1} = \frac{N_{C1} + N_{P1}}{N_{P1}} * W_{S1}$$

$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$\frac{W_{S1} - W_{P1}}{N_{P2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P1}}{N_{C2}}$$

$$\frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{S1} + \left(1 - \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}}\right) * W_{P1} = W_{S2}$$

$$(4. b) \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{S1} + \frac{N_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{P1} = W_{S2}$$

Substituim W_{P1} en (4.b)

$$(4. a, 4. b) \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{S1} + \frac{N_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} * \frac{N_{C1} + N_{P1}}{N_{P1}} * W_{S1} = W_{S2}$$

$$\left[\frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} + \frac{N_{P2}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{P1}(N_{C2} + N_{P2})} \right] W_{S1} = W_{S2}$$

$$\left[\frac{N_{C2}N_{P1} + N_{P2}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{P1}(N_{C2} + N_{P2})} \right] W_{S1} = W_{S2}$$

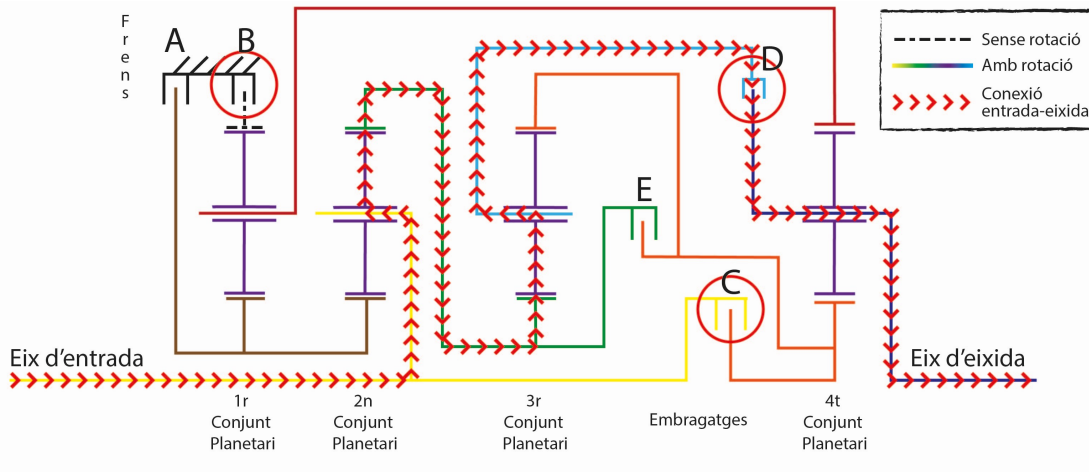
$$\left[\frac{N_{C2}N_{P1} + N_{C1}N_{P2} + N_{P1}N_{P2}}{N_{C2}N_{P1} + N_{P1}N_{P2}} \right] W_{S1} = W_{S2}$$

$$\left[1 + \frac{N_{C1}N_{P2}}{N_{P1}(N_{C2} + N_{P2})} \right] W_{S1} = W_{S2}$$

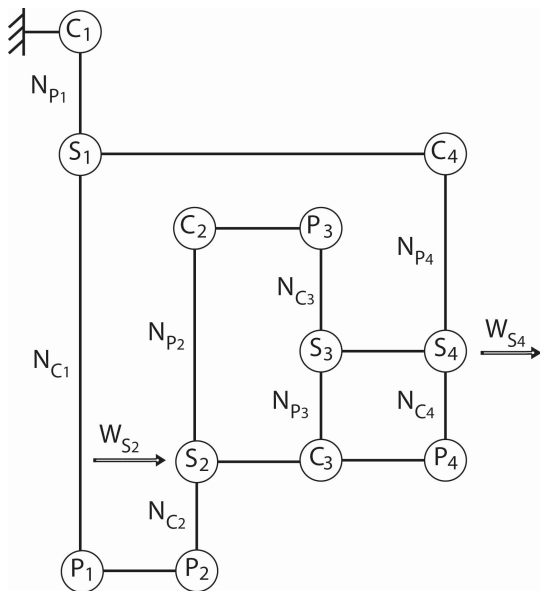
$$\frac{W_{S2}}{W_{S1}} = \mathbf{1} + \frac{N_{C1}N_{P2}}{N_{P1}(N_{C2} + N_{P2})} \quad (b.5.18)$$

5.4.5. Quinta marxa

Per a la relació més complexa tindrem el B frenat, i el C i D embragats. Com que tots quatre conjunts intervenen amb aquesta marxa hi tindrem una major dificultat amb els càlculs i dependrà lògicament de tots els conjunts planetaris. Seguirem amb la corona del primer conjunt estacionària i l'embragatge D farà que el porta-satèl·lits del tercer conjunt també tindrà la mateixa rotació que l'eix d'eixida. Amb els següents esquemes s'observa millor aquesta configuració amb totes les seues restriccions:



Il·lustració 40. Il·lustració 41 Il·lustració 42. Esquema equivalent en la quinta marxa



$$W_{C1} = 0$$

$$W_{S1} = W_{C4}$$

$$W_{P1} = W_{P2}$$

$$W_{S2} = W_{C3} = W_{P4}$$

$$W_{C2} = W_{P3}$$

$$W_{S3} = W_{S4}$$

Il·lustració 43. Diagrama simplificat de la 5a marxa

$$\frac{W_{C1} - W_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} = \frac{W_{S1} - W_{P1}}{N_{C1}}$$

$$-\frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} = W_{S1} - W_{P1}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C1}}{N_{C1} + N_{P1}}\right) * W_{P1} = W_{S1}$$

$$\frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P1} = W_{S1}$$

$$(5. a) \frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P2} = W_{C4}$$

$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$\frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{C2} + \frac{N_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{P2} = W_{S2}$$

$$(5. b) \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{P3} + \frac{N_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} * W_{P2} = W_{S2}$$

$$\frac{W_{C3} - W_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} = \frac{W_{S3} - W_{P3}}{N_{C3}}$$

$$\frac{N_{C3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{C3} + \frac{N_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{P3} = W_{S3}$$

$$(5. c) \frac{N_{C3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{S2} + \frac{N_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{P3} = W_{S4}$$

$$\frac{W_{C4} - W_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P4}}{N_{C4}}$$

$$\frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{C4} + \frac{N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{P4} = W_{S4}$$

$$(5. d) \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{C4} + \frac{N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{S2} = W_{S4}$$

Igualem W_{P3} en ambdues equacions (5.b,5.c):

$$(5. b, 5. c) \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2} - \frac{N_{P2}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}(N_{C2} + N_{P2})} * W_{P2} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{P3}} * W_{S4} - \frac{N_{C3}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{P3}(N_{C3} + N_{P3})} * W_{S2}$$

$$\frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2} - \frac{N_{P2}}{N_{C2}} * W_{P2} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{P3}} * W_{S4} - \frac{N_{C3}}{N_{P3}} * W_{S2}$$

$$W_{P2} = \frac{N_{C2}N_{C3}}{N_{P2}N_{P3}} * W_{S2} + \frac{N_{C2}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}N_{P2}} * W_{S2} - \frac{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} * W_{S4}$$

$$W_{P2} = \left[\frac{N_{C2}N_{C3}}{N_{P2}N_{P3}} + \frac{N_{C2}N_{P2}}{N_{C2}N_{P2}} + \frac{N_{C2}^2}{N_{C2}N_{P2}} \right] * W_{S2} - \frac{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} * W_{S4}$$

$$(5. e) W_{P2} = \left[\frac{N_{C2}N_{C3}}{N_{P2}N_{P3}} + 1 + \frac{N_{C2}}{N_{P2}} \right] * W_{S2} - \frac{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} * W_{S4}$$

Igualem W_{C4} en ambdues equacions (5.a,5.d):

$$(5. a, 5. d) \frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P2} = - \frac{N_{P4}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}(N_{C4} + N_{P4})} * W_{S2} \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{C4}} * W_{S4}$$

$$\frac{N_{P1}}{N_{C1} + N_{P1}} * W_{P2} = - \frac{N_{P4}}{N_{C4}} * W_{S2} + \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{C4}} * W_{S4}$$

$$W_{P2} = - \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} * W_{S2} + \frac{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} * W_{S4}$$

$$W_{P2} = - \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} * W_{S2} + \left[\frac{N_{C1}N_{P1}}{N_{C4}N_{P1}} + \frac{N_{P1}N_{P4} + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} \right] * W_{S4}$$

$$(5. f) W_{P2} = - \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} * W_{S2} + \left[1 + \frac{N_{P1}N_{P4} + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} \right] * W_{S4}$$

Igualem W_{P2} en ambdues equacions (5.e,5.f):

$$(5. e, 5. f) \left[\frac{N_{C2}N_{C3}}{N_{P2}N_{P3}} + 1 + \frac{N_{C2}}{N_{P2}} \right] * W_{S2} - \frac{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} * W_{S4} =$$

$$= - \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} * W_{S2} + \left[1 + \frac{N_{P1}N_{P4} + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} \right] * W_{S4}$$

$$\left[\frac{N_{C2}N_{C3}}{N_{P2}N_{P3}} + 1 + \frac{N_{C2}}{N_{P2}} + \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} \right] * W_{S2} =$$

$$= \left[1 + \frac{N_{P1}N_{P4} + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} + - \frac{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} \right] * W_{S4}$$

$$\left[\frac{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} + \frac{N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})}{N_{C4}N_{P1}} + 1 \right] * W_{S2} =$$

$$= \left[1 + \frac{N_{P1}N_{P4} + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C4}N_{P1}} + - \frac{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{P2}N_{P3}} \right] * W_{S4}$$

$$\left[\frac{N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3}) + N_{P2}N_{P3}N_{P4}(N_{C1} + N_{P1}) + N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3}}{N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3}} \right] * W_{S2} =$$

$$= \left[\frac{N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3} + N_{P1}N_{P2}N_{P3}N_{P4} + N_{C1}N_{P2}N_{P3}(N_{C4} + N_{P4}) + N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3}} \right] * W_{S4}$$

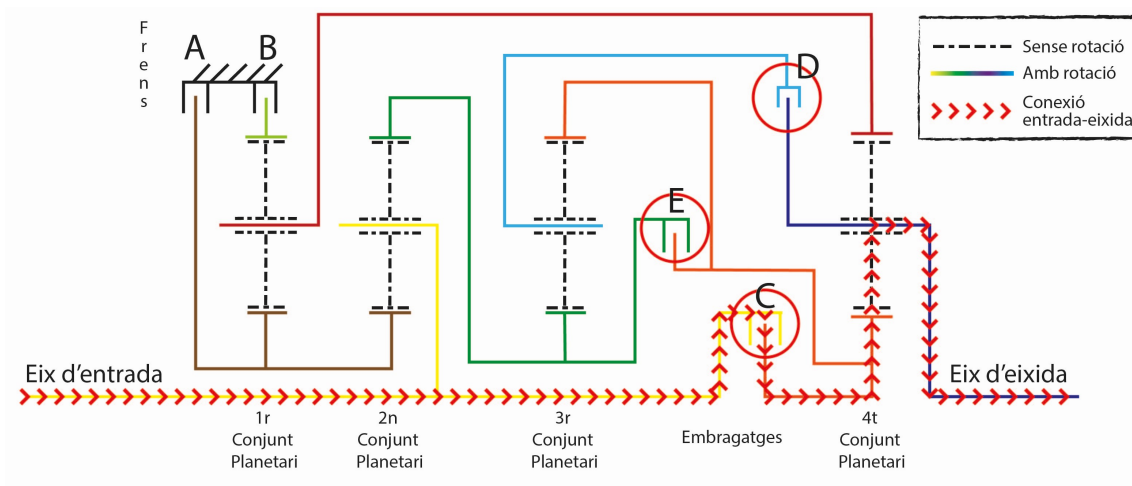
$$\begin{aligned}
 & [N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3}) + N_{P2}N_{P3}N_{P4}(N_{C1} + N_{P1}) + N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3}]W_{S2} \\
 & = [N_{C4}N_{P1}N_{P2}N_{P3} + N_{P1}N_{P2}N_{P3}N_{P4} + N_{C1}N_{P2}N_{P3}(N_{C4} + N_{P4}) \\
 & + N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3})]W_{S4}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \{N_{C4}N_{P1}[N_{C2}(N_{C3} + N_{P3}) + N_{P2}N_{P3}] + N_{P2}N_{P3}N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})\} * W_{S2} \\
 & = \{N_{P2}N_{P3}[N_{P1}(N_{C4} + N_{P4}) + N_{C1}(N_{C4} + N_{P4})] + N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3})\} * W_{S4}
 \end{aligned}$$

$$\frac{W_{S4}}{W_{S2}} = \frac{N_{P2}N_{P3}(N_{C1}+N_{P1})(N_{C4}+N_{P4})+N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3}+N_{P3})}{N_{C4}N_{P1}[N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})+N_{P2}N_{P3}]+N_{P2}N_{P3}N_{P4}(N_{C1}+N_{P1})} \quad (b.5.19)$$

5.4.6. Sexta marxa

En aquest cas tot el conjunt girarà igual ja que tots els embragues hi estaran activats i els frens desactivats. Per tant tindrem una relació de transmissió de 1:1, l'esquema quedaria així:

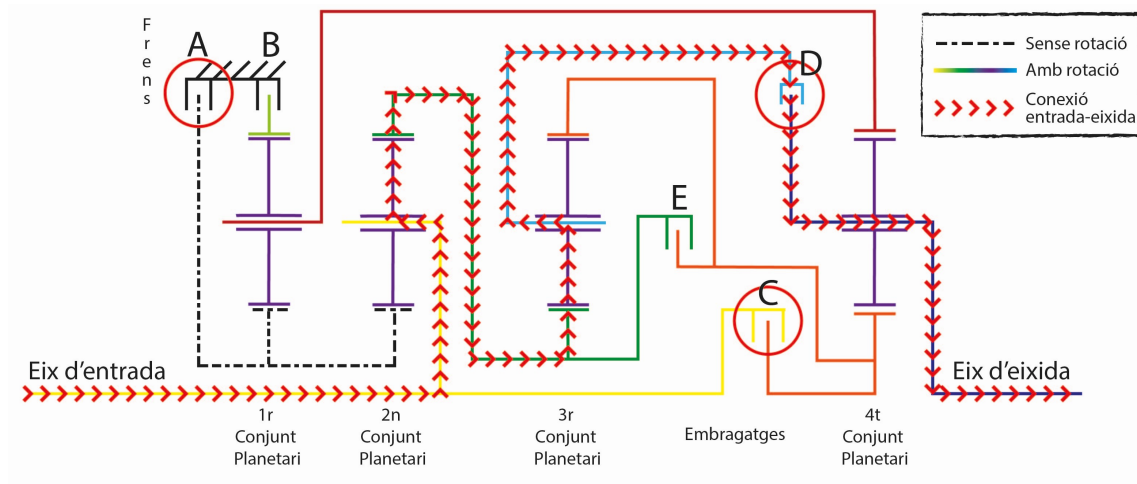


Il·lustració 44. Il·lustració 45 Il·lustració 46. Esquema equivalent en la sexta marxa

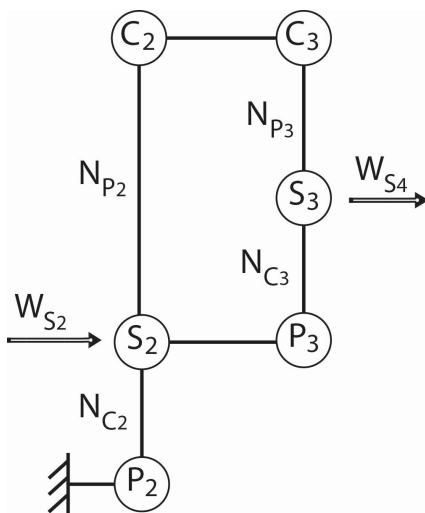
$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = 1.0 \quad (b.5.20)$$

5.4.7. Sèptima marxa

Aplicant els embragatges C i D com també el A frenat. El segon conjunt planetari en aquest cas actua com a multiplicador ja que amb el planeta aturat tenim l'entrada pel porta-satèl·lits i l'eixida per la corona. Amb aquesta configuració, hi tenim gràcies a l'embragatge C que el planeta del quart conjunt, la corona del tercer i el porta-satèl·lits del segon giren a la mateixa velocitat. Com que els porta-satèl·lits del tercer i quart conjunt estan units, podem dir que aquest component del tercer conjunt gira a la velocitat de l'eix d'eixida. Quedaria així:



Il·lustració 47. Il·lustració 48 Il·lustració 49. Esquema equivalent en la setena marxa



$$W_{P1} = W_{P2} = 0$$

$$W_{S1} = W_{C4}$$

$$W_{C2} = W_{P3}$$

$$W_{S3} = W_{S4}$$

$$W_{C3} = W_{P4} = W_{S2}$$

Il·lustració 50. Diagrama simplificat de la 7a marxa

$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$\frac{W_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2}}{N_{C2}}$$

$$(7. a) W_{C2} = \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2}$$

$$\frac{W_{C3} - W_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} = \frac{W_{S3} - W_{P3}}{N_{C3}}$$

$$\frac{W_{S2} - W_{C2}}{N_{C3} + N_{P3}} = \frac{W_{S4} - W_{C2}}{N_{C3}}$$

$$(7. b) \frac{N_{C3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{S2} + \frac{N_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{C2} = W_{S4}$$

Substituïm W_{C2} (a, b)

$$(7. a, 7. b) \frac{N_{C3}}{N_{C3} + N_{P3}} * W_{S2} + \frac{N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})} * W_{S2} = W_{S4}$$

$$\left[\frac{N_{C2}N_{C3} + N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})} \right] * W_{S2} = W_{S4}$$

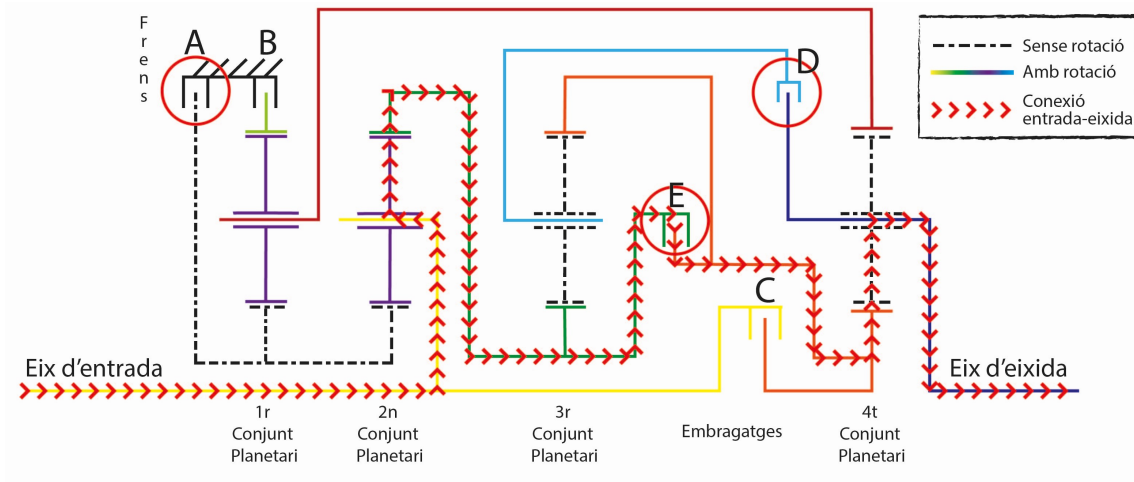
$$\left[\frac{N_{C2}N_{C3} + N_{C2}N_{P3} + N_{P2}N_{P3}}{N_{C2}N_{C3} + N_{C2}N_{P3}} \right] * W_{S2} = W_{S4}$$

$$\left[1 + \frac{N_{P2}N_{P3}}{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})} \right] * W_{S2} = W_{S4}$$

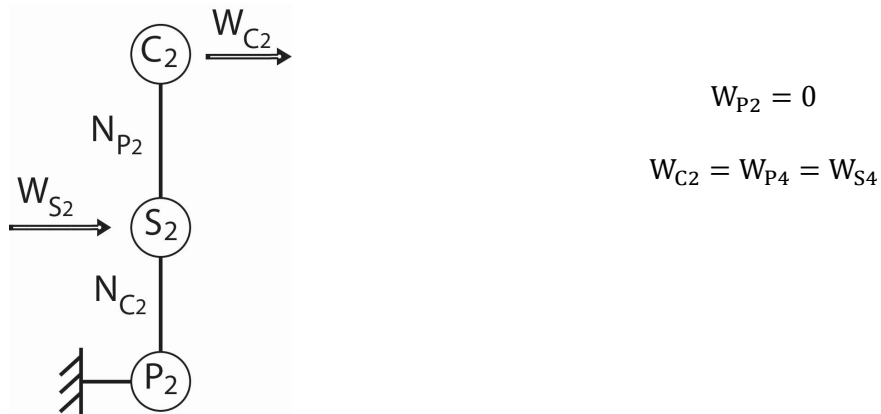
$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{P2}N_{P3}}{N_{C2}(N_{C3} + N_{P3})}} \quad (b.5.21)$$

5.4.8. Huitena marxa

Aplicant els embragatges D i E com també el A frenat. Com en un cas anterior, al estar els embragatges D i E activats, els components del tercer conjunt planetari giraran com si foren tot un bloc, com també ho farà l'últim conjunt ja que el planeta i el porta-satèl·lits estan lligats al conjunt anteriorment mencionat. Al tindre els planetes del primer i segon conjunt estacionaris, aquesta marxa dependrà exclusivament doncs del segon conjunt planetari, observem els següents diagrames:



Il·lustració 51. Il·lustració 52 Il·lustració 53. Esquema equivalent en la huitena marxa



Il·lustració 54. Diagrama simplificat de la 8a marxa

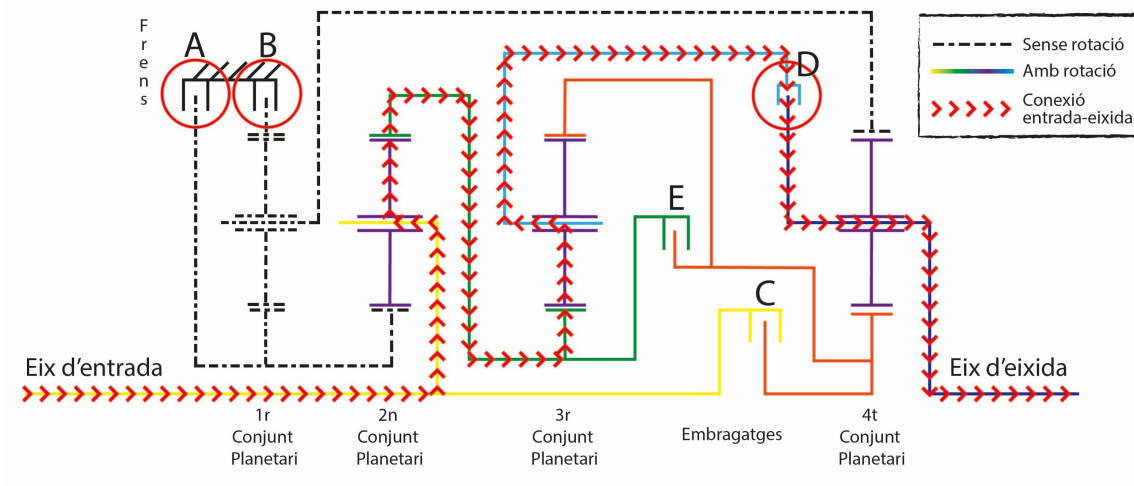
$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$\frac{W_{S4}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2}}{N_{C2}}$$

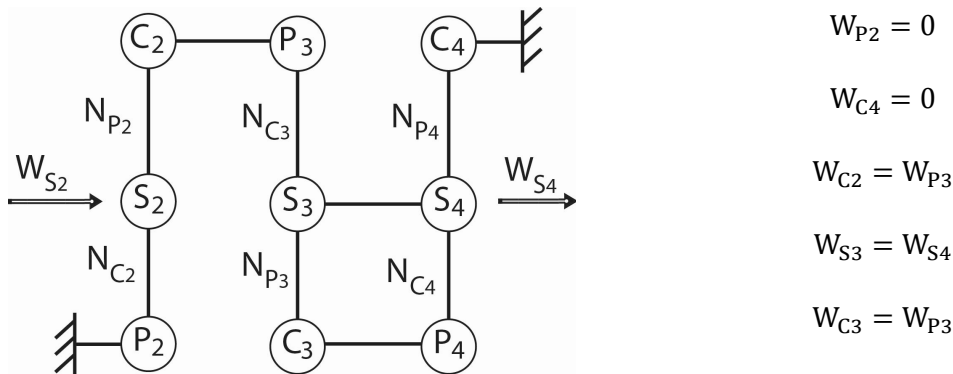
$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} \quad (b.5.22)$$

5.4.9. Marxa enrere

Aplicant l'embragatge D i ambdós frens activats. Com s'ha comentat abans, el segon conjunt planetari realitza una reducció ja que el planeta hi és estacionari, junt amb el primer conjunt planetari i la corona del quart. Donat aquest cas, i que la corona del tercer i el planeta del quart estan lligats, el porta-satèl·lits del dos últims conjunts rotaran a la mateixa velocitat però en sentit contrari. Ho mostrem en els següents esquemes:



Il·lustració 55. Il·lustració 56 Il·lustració 57. Esquema equivalent en la marxa enrere.



Il·lustració 58. Diagrama de la marxa enrere

$$\frac{W_{C2} - W_{P2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2} - W_{P2}}{N_{C2}}$$

$$\frac{W_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} = \frac{W_{S2}}{N_{C2}}$$

$$(9.a) W_{C2} = \frac{N_{C2} + N_{P2}}{N_{C2}} * W_{S2}$$

$$\frac{W_{C3} - W_{P3}}{N_{C3} + N_{P3}} = \frac{W_{S3} - W_{P3}}{N_{C3}}$$

$$\frac{W_{C3} - W_{C2}}{N_{C3} + N_{P3}} = \frac{W_{S4} - W_{C2}}{N_{C3}}$$

$$W_{C3} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{C3}} * W_{S4} + \left(1 - \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{C3}}\right) * W_{C2}$$

$$(9. b) W_{C3} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{C3}} * W_{S4} - \frac{N_{P3}}{N_{C3}} * W_{C2}$$

$$\frac{W_{C4} - W_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{P4}}{N_{C4}}$$

$$\frac{-W_{C3}}{N_{C4} + N_{P4}} = \frac{W_{S4} - W_{C3}}{N_{C4}}$$

$$\left(1 - \frac{N_{C4}}{N_{C4} + N_{P4}}\right) * W_{C3} = W_{S4}$$

$$\frac{N_{P4}}{N_{C4} + N_{P4}} * W_{C3} = W_{S4}$$

$$(9. c) W_{C3} = \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}} * W_{S4}$$

Substituïm W_{C2} (9. a, 9. b)

$$(9. a, 9. b) W_{C3} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{C3}} * W_{S4} - \frac{N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}N_{C3}} * W_{S2}$$

Substituïm W_{C3} (a, b, c)

$$(9. a, 9. b, 9. c) \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}} * W_{S4} = \frac{N_{C3} + N_{P3}}{N_{C3}} * W_{S4} - \frac{N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}N_{C3}} * W_{S2}$$

$$\frac{N_{C3}(N_{C4} + N_{P4}) - N_{P4}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{C3}N_{P4}} * W_{S4} = -\frac{N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}N_{C3}} * W_{S2}$$

$$\frac{N_{C3}N_{C4} - N_{P3}N_{P4}}{N_{C3}N_{P4}} * W_{S4} = -\frac{N_{P3}(N_{C2} + N_{P2})}{N_{C2}N_{C3}} * W_{S2}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}N_{C3}(N_{C3}N_{C4} - N_{P3}N_{P4})}{-N_{C3}N_{P3}N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}(N_{C3}N_{C4} - N_{P3}N_{P4})}{-N_{P3}N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}N_{C3}N_{C4} - N_{C2}N_{P3}N_{P4}}{-N_{C2}N_{P3}N_{P4} - N_{P2}N_{P3}N_{P4}}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}N_{P3}N_{P4}}{N_{P3}N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})} - \frac{N_{C2}N_{C3}N_{C4}}{N_{P3}N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} - \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * \frac{N_{C3}N_{C4}}{N_{P3}N_{P4}}$$

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}}{N_{C2} + N_{P2}} * \left(\mathbf{1} - \frac{N_{C3}N_{C4}}{N_{P3}N_{P4}} \right) \quad (\text{b.5.23})$$

6. Determinació del nombre de dents per a cada component

Dedicarem aquest apartat a resoldre el problema plantejat per obtenir amb la disposició de la transmissió ZF 8HP, unes noves relacions de velocitat adaptades a un motor d'un cotxe específic. Aconseguirem aquest objectiu, modificant el nombre de dents dels elements dels quatre conjunts planetaris.

Com ja hem comentat durant aquest projecte, aquesta caixa es fabrica per a moltes marques d'automòbils, no obstant això, tot i que hi tenen motors diferents i diverses condicions que determinen les relacions de les marxes, explicarem aproximadament com es fa realment aquest ajust.

Sorprenentment la majoria dels cotxes per no dir tots, hi porten la mateixa relació de velocitats, ja que aquesta empresa alemanya sols fa un model i pel que he investigat personalment, hi tenim dos casos diferents de valors de relacions de marxes. Tot i això, la majoria fa servir la exposada en la següent taula.

Marxa	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	Enrere
Relació	4.714	3.143	2.106	1.667	1.285	1	0.839	0.667	3.295

Taula 3. Radis actuals ZF 8HP

Mitjançant la pàgina d'*Automobile catalog*, hi podem trobar una alta informació tècnica específica de cada cotxe, on corrobora no sols el tipus de transmissió automàtica sinó també les relacions de marxes idèntiques entre cotxes molt diferents.

Per solucionar aquest conflicte, s'afegeix el que s'anomena *overall* en anglès, el qual és un valor d'una reducció afegida just a l'eixida de la transmissió automàtica junt amb el diferencial, el qual anomenarem factor de relació final.

En la fitxa tècnica de la pàgina mencionada, hi podem observar com apareix la pròpia relació de velocitat de la transmissió i al seu costat la final, és a dir, suposadament la suma de la caixa automàtica, la reducció de l'eixida d'aquesta i la del diferencial.

Més avall hi podem trobar el valor d'aquest que lògicament serà el mateix per a totes les marxes disponibles però l'únic que canvia entre diferents vehicles.

Gearbox:	Toyota AA80E (Aisin TL-80SN)
Transmission type:	automatic with manual paddle-shift mode
Number of gears:	8
Gear ratios (overall):	
I:	4.596 (13.5)
II:	2.724 (8)
III:	1.863 (5.47)
IV:	1.464 (4.3)
V:	1.231 (3.62)
VI:	1 (2.94)
VII:	0.824 (2.42)
VIII:	0.685 (2.01)
IX:	()
X:	()
R:	2.176
Speed range (max speed on gears, top gear value theor.):	(km/h/mpH)
I:	71 / 44
II:	119 / 74
III:	174 / 108
IV:	222 / 138
V:	264 / 164
VI:	325 / 202
VII:	394 / 245
VIII:	474 / 295
IX:	/
X:	/
1000rpm speed:	(km/h/mpH)
I:	9.4 / 5.8
II:	15.9 / 9.9
III:	23.3 / 14.5
IV:	29.6 / 18.4
V:	35.2 / 21.9
VI:	43.3 / 26.9
VII:	52.6 / 32.7
VIII:	63.3 / 39.3
IX:	/
X:	/
Torque converter factor:	
Final drive ratio std:	2.937
optional:	
Front brakes:	disc ventilated 380 mm / 15 in
Rear brakes:	disc ventilated 345 mm / 13.6 in
Standard tires:	255/35 ZR 19 (F); 275/35 ZR 19 (R)

Il·lustració 59. Exemple dades de la fitxa tècnica.

A més a més, com aquesta reducció externa és pròpia del fabricant del cotxe, hi portarà assignada depenent del model algunes opcions per ajustar aquestes relacions de velocitat per poder donar-li un toc més esportiu amb diferents modes els quals poden ser elegits per l'usuari.

D'aquesta manera, es permet adaptar les marxes a cada cas específic, però, hi tindrem la restricció que aquest factor de relació final tindrà un mateix valor per a totes les relacions, el que significa que no es podrà modificar acurtant el factor de progressió entre elles, concepte que explicarem més endavant (*apartat 6.2. Determinació de les relacions de velocitat del vehicle*).

6.1. Plantejament del problema

El que es pretén en aquest plantejament, és el poder ajustar aquesta transmissió complexa modificant el nombre de dents per obtenir uns valors aproximats a aquells els quals són calculats en determinació del cotxe, motor, utilitat, etc. I no quedés dependent de les úniques relacions de velocitat que t'aporta el proveïdor.

Conseqüentment, el primer pas que haurem de superar, serà el de calcular aproximadament aquestes relacions de velocitat d'un cotxe específic elegit. Després, es configurarà un document Excel amb determinades condicions i restriccions per definir el problema complet, obtenint una solució viable mitjançant Solver d'Excel.

Finalment, hi realitzarem una comparativa amb els resultats obtinguts, els reals i els extrets de les especificacions d'un vídeo explicatiu de la pròpia casa de la transmissió, els quals són diferents i que detallarem una vegada acabat aquest càlcul.

6.2. Determinació de les relacions de velocitat del vehicle

Començarem en presentar el cotxe seleccionat per poder realitzar la modificació de la transmissió adaptant-la a les relacions de velocitat que calcularem a continuació a partir de les especificacions de l'automòbil. Es tracta doncs, del model de la marca Lexus denominat GS F del 2018 de quatre portes amb les especificacions que corresponen al sedan d'Europa.

Per extraure diferents dades tècniques hem fet servir la pàgina *Automobile Catalog* on hi tenim molta informació detallada dels diferents models de les marques d'automòbils existents.



Il·lustració 60. Lexus GS F 2018.

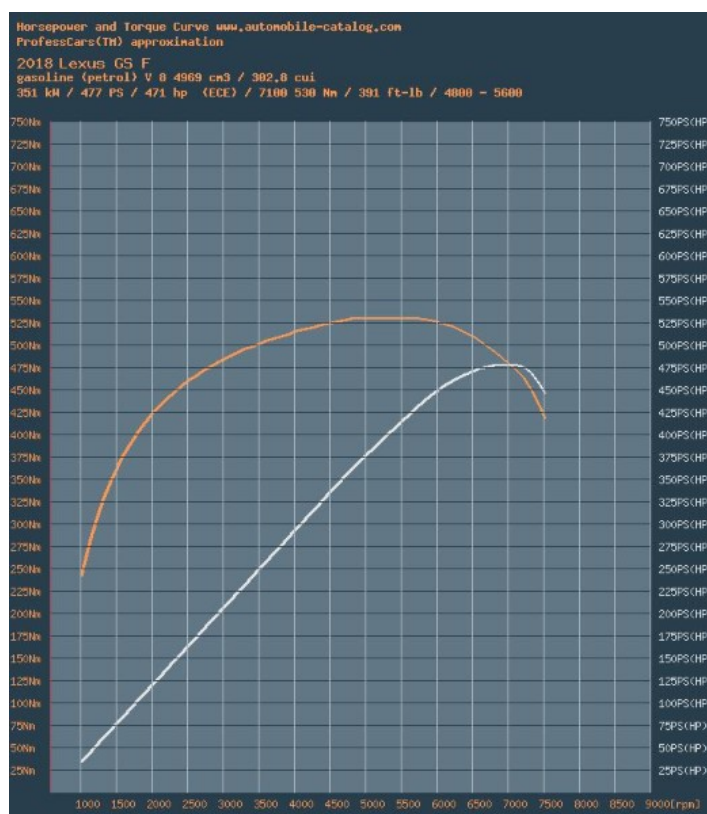
Aquest cotxe disposa de una transmissió de 8 marxes també automàtica denominada Toyota AA80E (Aisin TL-80SN). El fet d'haver de realitzar els càlculs per obtenir les relacions de velocitat basant-nos en la gràfica de la potència i el parell, obtenim uns valors diferents a les relacions actuals, ja que els especificats en la fitxa tècnica són els de la pròpia transmissió, les quals hi seran iguals en tots els models, però que hi tindrem una reducció final diferent per a cada cotxe. Hi podem veure aquestes dades en comparació a el resultat final obtingut durant aquest treball (*veure tabla15*). Aleshores, no hi tindria cap sentit adaptar la nostra caixa automàtica a

aquest valors de la pròpia transmissió de Toyota, ja que s'ha adaptat una vegada més el motor i l'automòbil a la caixa automàtica. Per tant, explicarem a continuació la metodologia i el procés utilitzat pels càlculs i ara sí, per adaptar la nostra transmissió a aquests.

Començarem per calcular el radi dinàmic de les rodes per així poder saber la velocitat del vehicle. Aquestes són les dades que hem introduït a l'Excel i que hem obtingut o bé de la fitxa tècnica o de la gràfica de les corbes del parell i potència i que hem fet servir tant en el càlcul del radi dinàmic com en la selecció de les marxes.

Model	Lexus GS F 2018	
Tracció	RWD (rear-wheel drive) tracció posterior	
Pneumàtics estàndards:	255/35 ZR 19 (F) davanteres; 275/35 ZR 19 (R) posteriors	
Diàmetre total de la roda:	675	mm
$n_{vel\ max}$	7500	rpm
Radi de la roda	0,3375	m
vel_{max} (teòrica)	315	km/h
m_f (pes vehicle)	2320	kg
Màxim parell	530	Nm
Parell vel_{max}	420	Nm

Taula 4. Dades del vehicle extretes de la fitxa tècnica.



Gràfic 5. Corbes del parell i potència del vehicle seleccionat.

Com aquest automòbil disposa de tracció posterior, s'elegirà el pneumàtic 275/35 ZR 19. On el primer component és l'amplada del neumàtic en mm, el segon és la relació d'aspecte del perfil o l'altura del neumàtic en tant per cent de l'amplada, finalment, l'última xifra és el diàmetre de la llanta en polzades. Suposarem a més, uns paràmetres obtinguts per l'aproximació d'una empresa coneguda els quals hi són:

	Valor	Unitats
Fr	0,78	-
F	3,00	-

Taula 5. Paràmetres pel radi dinàmic

Per tant, per a aconseguir el radi dinàmic s'ha fet el següent càlcul extraient la màxima informació possible, on el radi estàtic sense càrrega hi serà:

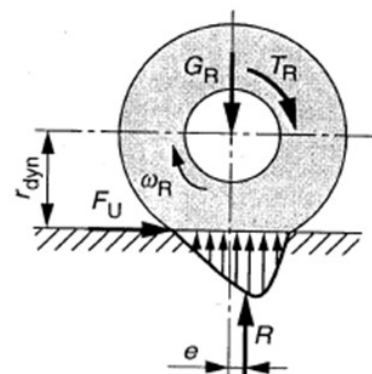
$$r = \text{amplada} \cdot \text{relació d'aspecte} + \frac{\text{diàmetre de llanta}}{2}$$

El radi estàtic en càrrega (teòric) vindrà donat per:

$$r_s = F_r \cdot \left(r - \frac{\text{diàmetre de llanta}}{2} \right) + \frac{\text{diàmetre de llanta}}{2}$$

El radi de rodament o radi dinàmic (teòric):

$$r_{din} = \frac{F \cdot r}{\pi} \quad (\text{c.6.1})$$



Il·lustració 61. Forces en el pneumàtic

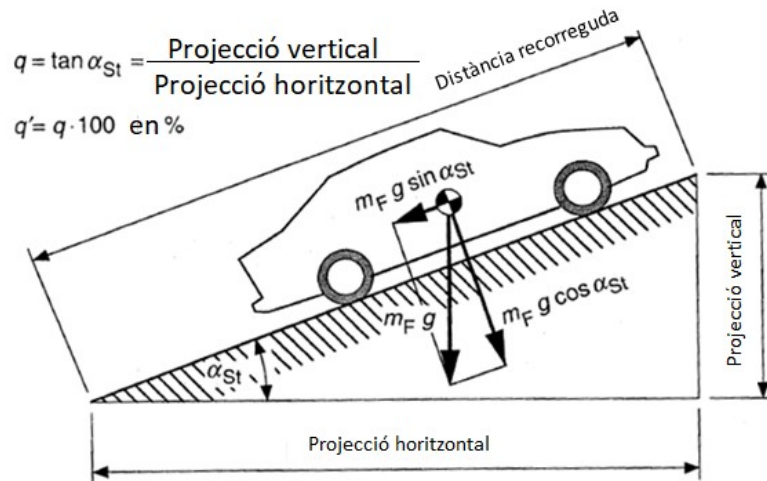
Obtenint els següents resultats finals:

Amplària	275	mm
Perfil	35	%
Llanta	19	polzades
Perfil d'altura	96,25	mm
Perfil d'altura	3,789	polzades
Diàmetre total	26,579	polzades
Radi estàtic	0,3375	m
Diàmetre total	0,675	m
Radi estàtic amb càrrega	0,316	m
Radi dinàmic	0,322	m

Taula 6. Càlcul del radi dinàmic.

Una vegada tret el radi dinàmic, procedirem al càlcul de la relació de velocitat màxima i la mínima per al nostre vehicle, és a dir, la primera marxa i la última respectivament. Amb l'ajuda del gràfic del parell i potència (veure gràfic 5), podrem obtenir les dades que ens fan falta per realitzar-ho.

En primer lloc, per seleccionar la marxa més menuda, s'haurà d'acomplir que la màxima força de tracció disponible siga igual a la màxima requerida.



Il·lustració 62. Selecció de la primera marxa.

D'on podem deduir la següent equació:

$$T_{M,max} \cdot i_{A,max} \cdot \eta_{tot} \cdot \frac{1}{r_{din}} = m_F \cdot g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St}) + m_F \cdot \lambda \cdot a$$

On $T_{M,max}$ és el parell en les revolucions màximes o velocitat màxima del motor en Nm, $i_{A,max}$ és la relació de velocitat màxima, η_{tot} el rendiment total de la transmissió, r_{din} el radi dinàmic en m, m_F la massa del vehicle en kg, g és la constant gravitatòria universal en m/s^2 , f_R el coeficient de rodament, l'angle α_{St} en graus que descriurem a continuació.

Els factors restants, com considerarem el cas del màxim gradient que podrà superar en una acceleració equivalent a 0 m/s^2 hi quedarà reduïda a:

$$i_{A,max} = \frac{r_{din} \cdot m_F \cdot g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St})}{T_{M,max} \cdot \eta_{tot}} \quad (c.6.2)$$

Coneixem els valors del pes del cotxe m_F en kg, el r_{din} en m, i el $T_{M,max}$ en Nm.

Però, en quant als altres, elegirem per al coeficient de rodament f_R un valor de 0.014, ja que disposem d'exemples d'aquests en la següent taula, el qual és troba el seleccionat:

Superfície de la calçada	Coeficient de resistència al rodament f_R
Superfície de la calçada ferm	
Calçada d'asfalt llisa	0.010
Calçada de formigó llisa	0.011
Tosc, superfície de formigó	0.014
Bona pavimentació de pedra	0.020
Superfície de la calçada deteriorada	0.035
Superfície de la calçada no pavimentada	
Molt bones calçades de terra	0.045
Calçades de terra en mal estat	0.160
Calçada de arena solta	0.150-0.300

Taula 7. Exemples de valors del coeficient de resistència al rodament.

Respecte l'angle α_{st} , serà de 45° , ja que generalment suposen un valor per a q' , que definirem en la següent fórmula, major al 50%, lo que correspon a un angle major que 30° . Dit açò, ho calcularem per a la màxima pendent que hi pot realitzar qualsevol vehicle que seran 45° i més a més, per tindre-hi les pitjors condicions, el valor del pes del vehicle és a màxima càrrega especificat en la fitxa tècnica. A continuació definirem el gradient de la carretera expressat en tant per cent:

$$\sin \alpha_{st} \approx \tan \alpha_{st} = \frac{q'}{100}$$

Normalment durant la construcció de les carreteres, s'evita un gradient superior al 7%, però en la següent taula hi tenim uns valors de les màximes pendents que hi podem trobar en calçades arreu d'Europa:

Pas	q'_{\max}
Alemanya:	
Achen	14%
Oberjoch	9%
França:	
Col de Braus	15%
Iseran	12%
Itàlia:	
Autopista de Brenner	12%
Stilfser-Joch	15%
Àustria:	
Großglockner	12%
Timmelsjoch	13%
Turracher Höhe	26%
Wurzen	18%
Suïssa:	
Simplon	10%
St. Bernardino	12%
St. Gotthard	10%

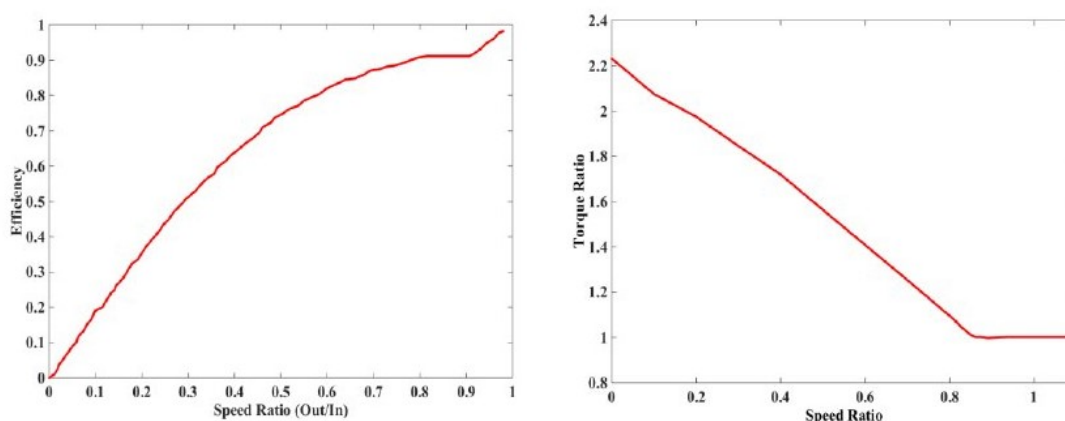
Taula 8. Valors màxims de q' que podem trobar en Europa.

A partir d'ací s'hi pot definir l'anomenada velocitat d'arrossegament d'un vehicle comercial específic que vindrà donada per:

$$i_{A,max} = \frac{3.6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{M,min} \left[\frac{1}{min} \right] \cdot r_{din} [m]}{v_{arrossegament} \left[\frac{Km}{h} \right]}$$

On $n_{M,min}$ seran les revolucions mínimes de funcionament del motor.

Finalment, per al rendiment de la transmissió, el qual es suposa amb antelació per realitzar els càlculs com s'ha observat en alguns exemples teòrics, hi trobem amb l'ajuda de la gràfica de la nostra transmissió que hi ha actual al mercat realitzant així una aproximació. També haurem d'afegir el rendiment que hi tindriem en el convertidor de parell, que depèn de la seua velocitat i del diferencial, el qual menysprearem. En la següent gràfica hi podem veure els valors del rendiment d'un convertidor de parell, on en la primera s'aprecia l'eficiència respecte la relació de velocitat i en la segona la relació del parell substituït a la mencionada en primer lloc:



Gràfic 6. Gràfics d'eficiència i parell respecte la velocitat d'un convertidor de parell.

Recordem que a altes velocitats aquest component hi és acoblat perquè tots els seus components giren solidaris, per això podem observar que la gràfica hi acaba molt pròxim a 1, aquest rendiment varia depenent de la velocitat dels components d'aquest convertidor de parell, per la qual cosa establir un valor real per al nostre cas convindria en un càlcul complex.

Aleshores, observant la gràfica del rendiment de les caixes (veure gràfic 4) i aquest exemple mencionat anteriorment del convertidor de parell, hi farem servir un valor del rendiment de la transmissió aproximat al 94% per als nostres càlculs.

Per tant, substituïnt tots els valors mencionats en la fórmula de la màxima relació hi podem treure la marxa inferior obtenint un valor de 13,323:1,0.

El següent pas serà calcular la relació mínima, és a dir, la de l'última marxa disposant de la fórmula:

$$i_{A,min} = \frac{3.6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{M,max} \left[\frac{1}{min} \right] \cdot r_{din} [m]}{v_{max} \left[\frac{Km}{h} \right]} \quad (c.6.3)$$

On v_{max} és la velocitat màxima teòrica en Km/h especificada del vehicle.

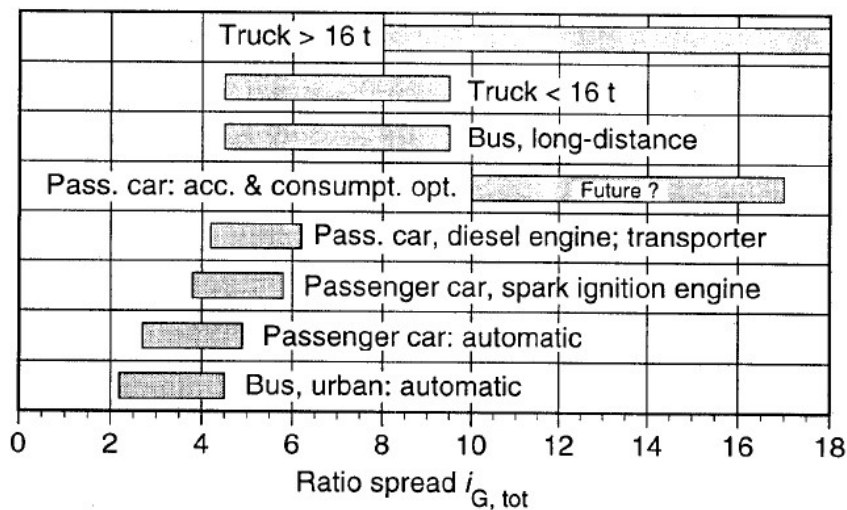
Aleshores, sabem el valor de tots els components de la fórmula per així treure aquesta última relació de velocitat la qual tindrà un valor de 2,893:1,0.

A continuació introduïrem un concepte nou anomenat relació general de la velocitat, el qual vindrà definit pels valors de la relació de la primera i la última marxa:

$$i_{G,tot} = \frac{i_{G,max}}{i_{G,min}} = \frac{i_1}{i_z} \quad (c.6.4)$$

Amb les marxes n=1 fins a z.

En la següent taula hi podem veure alguns dels valors típics d'aquesta relació general dependent del tipus de vehicle i la finalitat la qual s'ha dissenyat:



Gràfic 7. Valors típics de la relació general de la velocitat.

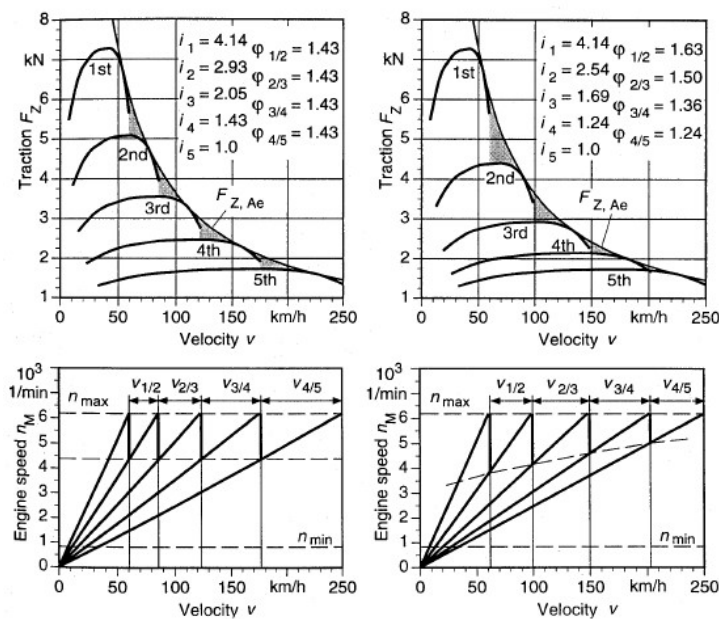
Podem observar que el nostre valor coincideix amb un típic d'un automòbil automàtic, el qual ronden entre 2.8 i 5 aproximadament:

i_1	13,323
i_z	2,893
$i_G = i_1 / i_z$	4,605

Taula 9. Valors de la primera i última marxa i la relació general.

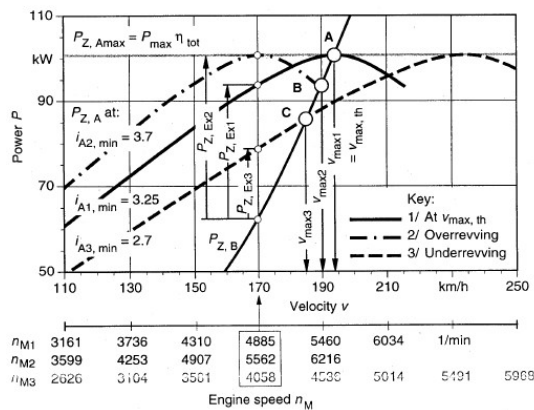
Existeixen dos tipus de mètodes per extraure les relacions de velocitat restants, els quals s'anomenen mètode geomètric i progressiu. A major nombre de relacions intermèdies, millor aproximació a la hipèrbola teòrica. El primer d'aquests mètodes es tracta que el factor de relació sempre hi serà el mateix, és a dir, el salt entre una marxa i la següent serà idèntica per a totes elles, sent equivalent la diferència entre hipèrbola teòrica.

En canvi, el mètode progressiu, a mesura que anem pujant de marxes, disminuirà el salt entre elles ja que la resistència aerodinàmica a altes velocitats és major i tenim una capacitat d'acceleració més reduïda. D'aquesta forma, minimitzarem les pèrdues de potència. En aquesta gràfica hi podem veure clarament la diferència entre aquests dos mètodes:



Gràfic 8. Comparació del sistema geomètric i progressiu d'extraure les relacions de velocitat.

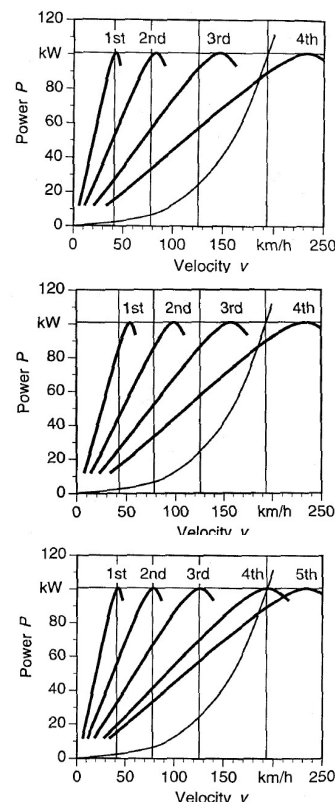
Existeixen tres enfocaments cara aquest problema al seleccionar les revolucions de la velocitat màxima teòrica del vehicle, és a dir, mitjançant el disseny òptim, revolucionat superior, o revolucionat inferior, on nosaltres farem servir l'últim.



Gràfic 9. Diferents enfocaments per seleccionar les revolucions de la màxima velocitat teòrica.

Amb aquest mètode, la reducció de la velocitat del motor és important per poder moure el punt de funcionament del motor situant-lo en una àrea amb un millor consum de combustible. Entre aquestes aproximacions, podem diferenciar entre:

- Incrementar la relació general de velocitat amb el mateix nombre de marxes.
- Reduir la relació de velocitat.
- Incrementar la relació general de velocitat incrementant el nombre de marxes.



Gràfic 10. Comparació dels mètodes de revolucionat inferior.

Aquest últim cas és el que hi farem servir, és a dir, tindrem un augment de velocitat fins la sexta marxa i a partir d'ací, les dues últimes marxes, seran per reduir les revolucions del motor depenent de la finalitat de la conducció i les condicions externes.

Arribats a aquest punt, la majoria de les caixes automàtiques actuals, la sexta marxa és 1:1 perquè tots els seus components giren a la mateixa velocitat, cosa que també ocorre en la nostra configuració. Aleshores, haurem de dividir el problema en dues parts, la primera hi serà el càlcul de les velocitats des de la sexta amb el valor mencionat fins a la primera marxa. Posteriorment, haurem de extraure les dues marxes restants.

Per tant, com que la sexta marxa té una relació obligatòria estructuralment igual a la unitat i sabem que la nostra última relació de velocitat calculada és igual a 3,030:1,00, per tant, podem deduir que aquest valor és el factor de relació final, i serà igual per a totes les marxes com hem definit anteriorment (*veure introducció de l'apartat 6*).

Per tant, les fórmules que utilitzarem per al càlcul d'aquestes primeres sis marxes amb el mètode progressiu on hi tenim dos factors diferents són:

$$\varphi_1 = z^{-1} \sqrt{\frac{1}{\varphi_2^{0.5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)}}} i_{G,tot} \quad (c.6.5)$$

$$i_n = i_z \cdot \varphi_1^{(z-n)} \cdot \varphi_2^{0.5 \cdot (z-n) \cdot (z-n-1)} \quad (c.6.6)$$

Amb les marxes n=1 fins a z. Uns valors típics d'aquests són:

$$\varphi_1 = 1.1 \text{ a } 1.7$$

$$\varphi_2 = 1.0 \text{ a } 1.2$$

On per fer els càlculs adoptarem un valor per a φ_2 un valor de 1.1.

Una vegada hi tenim el φ_1 calculat per a totes les marxes, sols haurem de treure les relacions multiplicant el corresponent factor per la relació de velocitat superior.

Finalment, per a les dues últimes marxes, s'ha optat pel mètode més simple, el geomètric, així també hi fem servir tant les fórmules com el procediment. Aleshores, hi tindrem les fórmules següents on en aquest cas sols tindrem un factor de relació constant:

$$\varphi = z^{-1} \sqrt{i_{G,tot}} \quad (c.6.7)$$

$$i_n = i_z \cdot \varphi^{(z-n)} \quad (c.6.8)$$

Que en aquest cas el realitzarem entre la sexta i la huitena marxa.

Finalment hi traurem la velocitat màxima teòrica que podria arribar en cada una de les diferents marxes, com les revolucions per minut de les dues últimes les quals es redueixen anant a una mateixa velocitat màxima teòrica de 315 km/h.

Marxes	Relacions				$\varphi(z-1)z$		Relacions Finals
1	i1	13,323	4,605	-	φ 1-2	1,642	4,605
2	i2	8,113	2,804	-	φ 2-3	1,493	2,804
3	i3	5,434	1,878	-	φ 3-4	1,357	1,878
4	i4	4,004	1,384	-	φ 4-5	1,234	1,384
5	i5	3,245	1,122	-	φ 5-6	1,122	1,122
6	i6	2,893	1,000	-	-	-	1
7	i7		-	0,804	φ	1,244	0,804
8	i8		-	0,646	φ	1,244	0,646

Taula 10. Valors dels càlculs amb els resultats de les relacions de velocitat, A.

Relacions Finals	Relació total	n_{\max} (rpm)	V_{\max} (km/h)	Marxes
4,605	13,32	7500	68,41	1
2,804	8,11	7500	112,34	2
1,878	5,43	7500	167,71	3
1,384	4,00	7500	227,61	4
1,122	3,25	7500	280,84	5
1	2,89	7500	315,00	6
0,804	2,33	6030	315,00	7
0,646	1,87	4848	315,00	8
F. Relació final	2,893			

Taula 11. Valors dels càlculs amb els resultats de les relacions de velocitat, B.

Per últim, remarcar que aquestes són les relacions teòriques i no les que obtindrem finalment amb la nostra transmissió.

6.3. Mètode resolutiu

Per poder resoldre aquest problema, farem l'ús del Solver d'Excel, el qual ens permetrà determinar el valor mínim, màxim o específic d'una cel·la objectiu mitjançant la modificació dels valors continguts en altres. Aquestes cel·les que el programa variarà, hi seran funcions directes o indirectes de la mencionada cel·la objectiu, és a dir, hauran de ser dependents.

En el cas d'aquest problema, el nostre objectiu hi serà trobar per a la cel·la especificada el valor mínim, ajustant el nombre de dents dels components dels quatre planetaris afegint unes restriccions determinades. Aquest procediment el detallarem en el següent apartat, ara ens centrarem en quines opcions ens proporciona l'Excel i els diferents mètodes resolutius que aplica.

Respecte els algorismes i mètodes resolutius que utilitza Microsoft Excel Solver, el seu codi d'optimització no lineal (GRG2) correspon al desenvolupat per la Universitat Leon de Austin (Texas) i la Universitat Allan Waren (Cleveland). En canvi, els problemes lineals i de nombre enters fan servir el mètode més simple amb límits en les variables i el mètode de ramificació i límit, implantat per John Watson i Dan Fylstra de Frontline Systems, Inc.

El temps el qual es tarde en trobar una solució dependrà de la grandària del nostre model, és a dir, pel nombre total de fórmules aplicades i de les diferents variables i restriccions. Les relacions matemàtiques entre la nostra cel·la objectiu i aquestes variables, ja siguin lineals o no lineals, també hi afectaran al període de resolució. Per últim, les restriccions d'enters també hi tindran una repercussió davant aquesta duració.

Per a alguns models no convexos o no lineals on el problema i les relacions o fórmules son realment complexes, inclús amb els algoritmes més ràpids i amb processadors potents, alguns hi podrien tardar anys en resoldre's de la manera més òptima amb els ordenadors més veloços.

Per a solucionar el nostre problema, hi farem servir el mètode denominat en anglès, *Evolutinary*. Aquest és utilitzat per resoldre problemes en el qual el camí matemàtic lligat a la cel·la objectiu és discontinu o no suavitzat. Per tant, poden ser un dels problemes d'optimització més complexos a l'hora de resoldre's i com a conseqüència, dedicar-li un temps major a la resolució d'aquests. A més a més, aquest mètode de vegades sols pot trobar una solució viable però no la més òptima definitivament, ja que s'usa quan hi incloem funcions d'Excel no suavitzades com MIN, MAX i ABS, com altres discontinues ja siga INDEX, HLOOKUP, VLOOKUP, LOOKUP, INT, ROUND, COUNT, CEILING, FLOOR, IF, CHOOSE, NOT AND, OR, GREATER THAN, LESS THAN, i EQUAL TO.

Com en el nostre problema hi tenim diverses funcions d'aquest tipus, haurem de fer servir aquest mètode d'evolució. Tot i això, alguns problemes on inclouen alguna d'aquestes funcions es podrien resoldre amb altres mètodes com GRG Nonlinear o el Simplex LP, però el procés no resultaria tan eficient i podria donar problemes interrompent el procés de càlcul, ja que de vegades ens diu el perquè però no sempre hi saben on està l'error i on ha hagut un problema incompatible amb una possible solució. Alguns dels possibles són mencionats a continuació.

Microsoft Excel Solver ens mostrarà un missatge al finalitzar el càlcul que podrà ser:

- ✓ Solver ha trobat una solució. S'ha satisfet totes les restriccions i condicions (està dins dels valors de precisió imposats)
- ✓ Solver ha arribat a la solució actual. Totes les restriccions s'han satisfet (el canvi relatiu de la cel·la objectiu és menor que el de convergència establerta, es podria trobar una solució més òptima però tardaria més temps)
- × Solver no pot satisfer millorar la solució actual. Totes les restriccions s'han satisfet (sols s'ha trobat una solució aproximada, però el procés iteratiu hi pot trobar un conjunt de valors millor als representats, s'hauria de canviar el valor de precisió especificat).
- × En quant s'arriba al límit de temps, s'ha seleccionat Detindre.
- × Quan s'ha arribat al límit màxim de iteracions, s'ha seleccionat Detindre.
- × Els valors de la cel·la objectiu no convergeixen (el valor de la cel·la objectiu augmenta o disminueix, depenent del cas d'optimització, sense límits tot i que s'han satisfet les restriccions).
- × Solver no ha pogut trobar una solució factible.

- × S'ha detingut Solver a petició de l'usuari.
- × No s'han satisfet les condicions per a *Adoptar model lineal*.
- × Solver ha trobat un valor d'error en una cel·la objectiu o restringida.
- × Memòria disponible insuficient per resoldre el problema.
- × Un altre element de Excel està utilitzant SOLVER.DLL.

Aquests valors de convergència i precisió que s'anomenen, corresponen als paràmetres que s'introdueixen en les opcions disponibles que ens proposa Excel per poder ser modificades adaptant-les a cada problema i al propòsit desitjat. En aquest cas, ens podríem estendre a totes les opcions disponibles, però com ja hem decidit el mètode que utilitzarem en aquest projecte, ens disposarem a explicar sols aquelles que pertocuen a aquest procés de resolució com a les opcions generals, les quals també ens afectaran al nostre resultat.

En quant a les especificacions concretes del mètode d'evolució, en primer lloc hi tindrem la convergència, que haurem d'introduir un valor entre 0 i 1, el qual especificarà el grau de tolerància de convergència que s'utilitzarà, és a dir, en el cas de l'*Evolutionary*, si el 99 % o més membres de la població hi tenen més valors "d'adequació" on la diferència relativa (percentatge) és menor que la tolerància, Solver s'aturarà.

La següent és la taxa de mutació, on el seu valor també ha de ser entre 0 i 1. Aquest especifica la taxa en la qual el mètode de resolució realitzarà les "mutacions" als membres de la població existent. Per tant, a un major valor d'aquesta, hi tindrem un increment de la diversitat de població per obtindre millors solucions.

En quant al volum de població, representa el nombre de diferents punts (valors per a la decisió de variables) que es vol perquè aquest mètode mantinga, en qualsevol instant de temps, la seua població de les possibles solucions. El mínim d'aquest volum de població és de 10 membres, per tant qualsevol valor inferior a aquest, automàticament adoptarà el valor de deu, podent introduir-ne un màxim de 200 membres.

Aquesta opció que anem a descriure ara, hi és important ja que serà el que ens permetrà obtindre uns mateixos valors cada vegada que hi fem actuar el Solver. Aquest és el denominat valor de inicialització aleatòria, on es pot introduir un valor enter per a aquest propòsit i començarà sempre amb uns mateixos valors. En canvi, si deixem aquesta casella en blanc, el generador aleatori elegirà una opció inicial diferent cada vegada que hi posem a funcionar la resolució.

Després hi tindrem el temps màxim sense millora, el qual representa en segons el temps màxim que funcionarà el mètode sense un millorament significatiu del valor de la cel·la objectiu.

Finalment, hi tindrem una casella on podrem activar o desactivar l'opció de requerir límits en variables, la qual permet al mètode funcionar sols si s'han definit limitacions de valors tant superiors com inferiors en totes les cel·les variables que iterarà el programa. Aquestes estaran introduïdes manualment en la llista de restriccions del problema. Remarcarem que la resolució serà molt més efectiva si s'han establert limitacions en tots els valors, també funcionarà millor si el rang de valors d'aquestes cel·les és menor.

Una vegada compreses les opcions específiques de l'*Evolutionary*, ens proposarem a explicar les restants en la pantalla d'opcions generals, on la primera d'elles és el valor de la precisió de les restriccions. Comprés entre el 0 i 1, hi controla la precisió de les solucions utilitzant el nombre que s'introdueix per esbrinar si el valor d'una restricció aconsegueix un objectiu o satisfà un límit inferior o superior.

Després hi tenim una casella per utilitzar l'escala automàtica, la qual s'haurà d'activar quan hi tenim grans diferències de magnitud entre les entrades i els resultats. Respecte la segona casella, es tracta de mostrar els resultats de les iteracions, aturant-se en cada possible solució vàlida quan es troba activada.

A continuació hi tenim l'apartat de resolent restriccions amb enters, on hi trobem la casella de ometre restriccions de enters i la introducció d'un valor per a l'optimització de l'enter en tant per cent, el qual, hi haurà de ser un valor entre 0 i 100. Aquesta última opció sols tindrà efectes si s'han inclòs restriccions d'enters, aquesta xifra especificarà que Solver es pot detindre si troba una solució viable d'enters l'objectiu dels quals està dins d'aquest percentatge del límit més conegut en l'objectiu de la verdadera solució òptima de l'enter.

Finalment, l'apartat de resolent límits, hi tindrem un total de quatre opcions. Les dues primeres corresponen al temps màxim expressat en segons i en les iteracions màximes admeses, on es limita el temps de resolució del problema o el nombre de càlculs provisionals. Hi podrem posar fins un màxim de 32.367 segons i 32.767 iteracions respectivament. Per últim, tindrem les restriccions d'enters del mètode *Evolutionary* on especificarem el màxim de "*subproblemes*" i el màxim de solucions viables, sent valors enters positius que expressaran el nombre de cassos que Solver buscarà en cada problema de restriccions com així el nombre màxim de solucions viables que seran considerades en problemes amb restriccions d'enters o resolts amb aquest mètode.

6.4. Configuració de l'Excel pels càlculs

Al llarg d'aquest apartat, explicarem la configuració de l'Excel que s'ha creat per a intentar aproximar-se al màxim al problema plantejat i poder ser resolt mitjançant el Solver.

En primer lloc, haurem d'exposar un resum de totes les fórmules i restriccions que farem servir en el problema. Com hem demostrat amb càlculs anteriors, tindrem les relacions de velocitat (i_n) de les diferents marxes, totes les restriccions dels conjunts planetaris i certes limitacions que afegirem per obtenir una solució racional. Haurem de tindre en conter que N_s serà el nombre de dents del satèl·lit i W_s la velocitat angular del porta-satèl·lits. Aquestes son les fórmules aplicades a la configuració de l'Excel.

- Restricció d'enters per al nombre de dents:

$$\{N_{P1}, N_{S1}, N_{C1}, N_{P2}, N_{S2}, N_{C2}, N_{P3}, N_{S3}, N_{C3}, N_{P4}, N_{S4}, N_{C4}\} \in \mathbb{Z}$$

- Primera marxa:

$$\frac{W_{P4}}{W_{S4}} = \frac{N_{C4} + N_{P4}}{N_{P4}}; i_1 = f(N_{C4}, N_{P4})$$

- Segona marxa:

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}(N_{C4} + N_{P4})}{N_{P4}(N_{C2} + N_{P2})}; i_2 = f(N_{C2}, N_{P2}, N_{C4}, N_{P4})$$

- Tercera marxa:

$$\frac{W_{P1}}{W_{S4}} = \frac{(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4})}{N_{C1} * N_{P4} + N_{P1}(N_{C4} + N_{P4})}; i_3 = f(N_{C1}, N_{P1}, N_{C4}, N_{P4})$$

- Quarta marxa:

$$\frac{W_{S2}}{W_{S1}} = 1 + \frac{N_{C1}N_{P2}}{N_{P1}(N_{C2} + N_{P2})}; i_4 = f(N_{C1}, N_{P1}, N_{C2}, N_{P2})$$

- Quinta marxa:

$$\frac{W_{S4}}{W_{S2}} = \frac{N_{P2}N_{P3}(N_{C1} + N_{P1})(N_{C4} + N_{P4}) + N_{C2}N_{C4}N_{P1}(N_{C3} + N_{P3})}{N_{C4}N_{P1}[N_{C2}(N_{C3} + N_{P3}) + N_{P2}N_{P3}] + N_{P2}N_{P3}N_{P4}(N_{C1} + N_{P1})};$$

$$i_5 = f(N_{C1}, N_{P1}, N_{C2}, N_{P2}, N_{C3}, N_{P3}, N_{C4}, N_{P4})$$

- Recordem que el valor de la sexta marxa sempre serà:

$$i_6 = 1$$

- Sèptima marxa:

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{P2}N_{P3}}{N_{C2}(N_{C3}+N_{P3})}} ; i_7 = f(N_{C2}, N_{P2}, N_{C3}, N_{P3})$$

- Huitena marxa:

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}}{N_{C2}+N_{P2}} ; i_8 = f(N_{C2}, N_{P2})$$

- Marxa enrere:

$$\frac{W_{S2}}{W_{S4}} = \frac{N_{C2}}{N_{C2}+N_{P2}} * \left(1 - \frac{N_{C3}N_{C4}}{N_{P3}N_{P4}}\right) ; i_e = f(N_{C3}, N_{P3}, N_{C4}, N_{P4})$$

- Restricció dimensional:

$$N_P + 2 \cdot N_S = N_C$$

- Restricció de muntatge:

$$\frac{(N_P + N_C)}{S} = n^{\circ} \text{ entero}$$

On S és el nombre de satèl·lits en el conjunt.

- Restricció de divisibilitat:

$$\frac{Z_i}{Z_{i+n}} \neq n^{\circ} \text{ enter}$$

Tant per al cas de la corona amb el satèl·lit, com entre aquest últim i el planeta.

- Restricció de contigüitat:

$$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{N_C + N_P}{N_S + 2 \cdot \cos\beta} > S$$

On una vegada més, S és el nombre de satèl·lits en el conjunt planetari i β l'angle de l'engranatge helicoidal.

- Limitarem el nombre de dents tant de la corona com del planeta per temes dimensionals:

$$70 \leq N_C \leq 120$$

$$20 \leq N_P \leq 70$$

- Finalment, com que la marxa enrere en els exemples reals no i veiem cap superior a 3.3, imposarem la següent restricció:

$$i_e \leq 3.3$$

A continuació, podem veure les taules de tot el desenvolupament de l'Excel amb les restriccions que acabem de mencionar. En la següent pàgina explicarem algunes d'elles funcions per poder entendre la realització.

CORONA & PLANETA	NUM. DENTS	MARXES	RELACIONS #1	RELACIONS #2	DIFERÈNCIA (ABS)
P1	70	1a	4,364	4,397	0,0337
C1	110	2a	2,721	2,703	0,0189
P2	70	3a	1,891	1,827	0,0636
C2	116	4a	1,591	1,359	0,2328
P3	63	5a	1,242	1,111	0,1304
C3	117	6a	1,000	1,000	0,0000
P4	33	7a	0,826	0,809	0,0163
C4	111	8a	0,624	0,655	0,0313
		ENRERE	3,272	-	-
Cel·la objectiu (suma de la columna)					0,5271

Taula 12. Resultats del càlcul del nombre de dents dels components.

Restriccions						
Divisibilitat (possible defecte)	Divisibilitat (possible defecte)	Muntatge satèl·lits	Condicció de assemblatge	Condicció coaxial	Condicció de contigüïtat 15°	Condicció de contigüïtat 30°
entre P S	entre S C	diferència	nº satèl·lits (enter)	Dents satèl·lits	valor < nºP	valor < nºP
$P1/S1 \text{ ó } S1/P1$	$C1/S1 \text{ ó } S1/C1$	$R1-S1$	$(R1+S1)/nº$	$(R1-S1)/2$	$\pi/2 * ((R1+S1)/(P1 * \cos\beta))$	$\pi/2 * ((R1+S1)/(P1 * \cos\beta))$
3,500	5,500	40	60	20	15,299	13,922
$P2/S2 \text{ ó } S2/P2$	$C2/S2 \text{ ó } S2/C2$	$R2-S2$	$(R2+S2)/nº$	$(R2-S2)/2$	$\pi/2 * ((R2+S2)/(P2 * \cos\beta))$	$\pi/2 * ((R2+S2)/(P2 * \cos\beta))$
3,043	5,043	46	62	23	13,601	12,535
$P3/S3 \text{ ó } S3/P3$	$C3/S3 \text{ ó } S3/C3$	$R3-S3$	$(R3+S3)/nº$	$(R3-S3)/2$	$\pi/2 * ((R3+S3)/(P3 * \cos\beta))$	$\pi/2 * ((R3+S3)/(P3 * \cos\beta))$
2,333	4,333	54	60	27	11,096	10,354
$P1/S1 \text{ ó } S1/P1$	$C1/S1 \text{ ó } S1/C1$	$R4-S4$	$(R4+S4)/nº$	$(R4-S4)/2$	$\pi/2 * ((R4+S4)/(P4 * \cos\beta))$	$\pi/2 * ((R4+S4)/(P4 * \cos\beta))$
1,182	2,846	78	48	39	6,035	5,754

Taula 13. Restriccions del càlcul del nombre de dents dels components, A.

nº satèl·lits	3	4
β helicoidal 15°-30°	15	30

Cel·les per utilitzar en el Solver			
entre S P	entre P R	nº satèl·lits	Dents satèl·lits
no enter	no enter	enter	enter
0,5	0,5	0	0
0,043	0,043	0	0
0,333	0,333	0	0
0,182	0,154	0	0
Suma		0	0

Taula 14. Restriccions del càlcul del nombre de dents dels components, B.

Per resoldre el problema, s'ha creat una columna amb les relacions calculades per les fórmules i dependents per tant del nombre de dents dels conjunts planetaris. En la següent columna, hi tenim les relacions que hi volem obtenir, per tant, en una tercera, hi disposarem la diferència entre aquestes dues en valor absolut. Finalment, la suma de tota aquesta serà la nostra cel·la objectiu, la qual minimitzarem el seu valor.

Per a les restriccions de nombres que han de donar enters o no s'ha seguit el següent procediment posant-hi un exemple:

$$=ABS(J6-REDONDEAR(J6;0))$$

Per tant, si aquesta cel·la dona 0, estarem parlant d'un nombre enter, en canvi si és distint d'aquest valor, el resultat de la fórmula la qual ha donat un resultat, aquest hi serà decimal. Per facilitar posar les restriccions a la llista del Solver, s'ha minimitzat amb sumes o altres formes per facilitar el procediment.

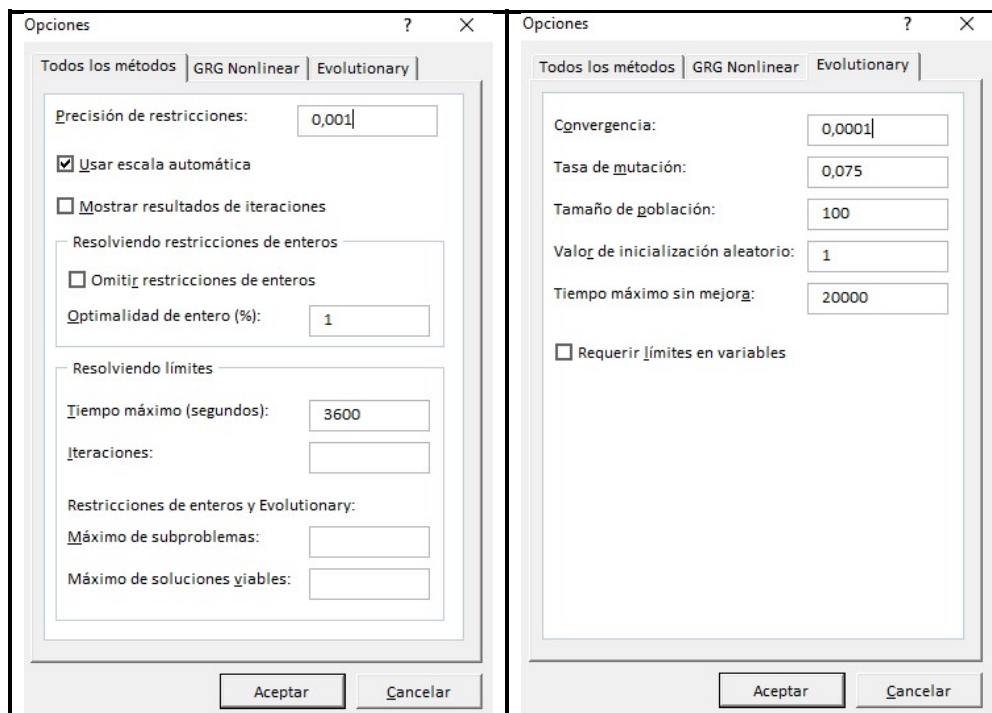
Aleshores, per a la divisibilitat, per posar el mínim com a denominador, s'ha fet l'ús de la següent funció:

$$=(SI(C5>M6;C5;SI(M6>C5;M6)))/(SI(C5>M6;M6;SI(M6>C5;C5)))$$

Respecte l'angle helicoïdal, on podem veure la fórmula i la restricció en la taula, no s'ha posat com a restricció, però, una vegada obtingut el resultat s'ha de comprovar que compleix estant dins dels dos valors màxims que és el rang de l'angle helicoïdal dels dents que varia entre 15°-30°.

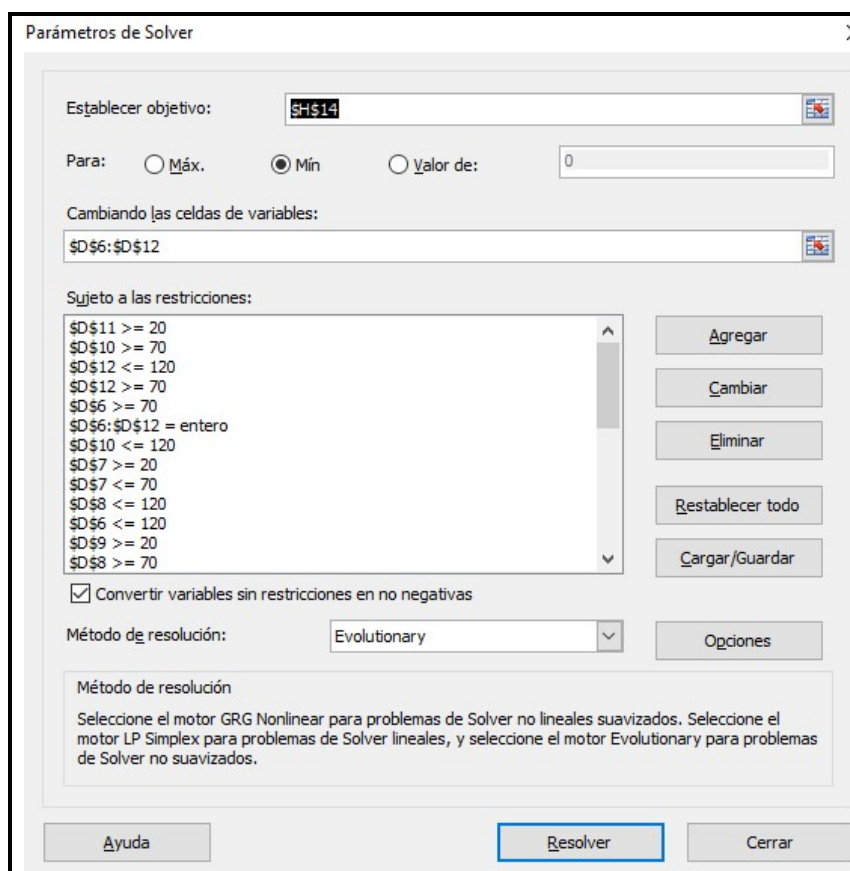
En quant al nombre de planetes, la solució és vàlida per a tres satèl·lits tots els conjunts, però s'ha optat per elegir quatre engranatges satèl·lit per al quart conjunt ja que hi tenen un nombre de dents alt i per distribuir el parell amb un component més ja que els dents del planeta sofririen més amb sols tres. Cal remarcar que en la realitat, aquest conjunt planetari també hi disposa d'aquest nombre de satèl·lits.

Finalment, seleccionant la cel·la objectiu, configurarem les opcions explicades anteriorment (veure apartat 6.3) amb els valors que apareixen en les imatges següents. Després procedirem a minimitzar aquesta cel·la seleccionant el mètode *Evolutionary* i elegint com a cel·les variables el nombre de dents de la corona i planeta dels quatre conjunts planetaris, remarcarem que per tema funcional, els dents del planeta del primer i segon conjunt hauran.



Il·lustració 63. Configuració de les opcions d'Evolutionary.

Una vegada configurat i introduïdes totes les restriccions del problema procedirem a la resolució per obtenir la millor solució durant un període d'una hora.



Il·lustració 64. Selecció de la cel·la objectiu, variants i el mètode resolutiu.

Finalment, conclourem l'apartat amb una comparació dels resultats obtinguts amb els reals consultats començant per la primera marxa fins la huitena i on l'última fila correspon a la marxa enrere:

Relacions teòriques calculades en aquest projecte	Relacions finals de la transmissió adaptades als càlculs	Relacions reals transmissió de Toyota del Lexus	Relacions reals de la transmissió actuals ZF 8HP en automòbils
4,605	4,364	4,596	4,714
2,804	2,721	2,724	3,143
1,878	1,891	1,863	2,106
1,384	1,591	1,464	1,667
1,122	1,242	1,231	1,285
1	1	1	1
0,804	0,826	0,824	0,839
0,646	0,624	0,655	0,667
—	-3.272	-2.176	-3,295

Taula 15. Comparació de les relacions de velocitat extreteres.

Veiem que són molt semblants tots ells i amb l'ajust que hem realitzat hi podem veure l'aproximació important que hi aconseguim dels resultats calculats a les relacions que ens ofereix la nostra configuració modificada de la ZF 8HP.

Com a curiositat, cal remarcar que vaig trobar informació de unes relacions teòriques de la caixa on també em proporcionaven el nombre de dents dels engranatges, però, en les fitxes tècniques, les tres primeres relacions de velocitat hi varien un poc, per tant, amb l'Excel creat, hi vaig trobar una solució als engranatges que deuen portar actualment els automòbils i que la suma de la diferència d'aquests valors en la cel·la objectiu va donar 0,000 ja que aquests valors sí són una solució real d'aquesta configuració i no una aproximació de unes relacions de velocitat calculades.

Número de dents dels components del conjunt planetari adquirits amb la recerca d'informació	Relacions extreteres d'informació teòrica de la transmissió ZF 8HP	Número de dents dels components del conjunt planetari calculats amb l'Excel del projecte.	Relacions reals de la transmissió actuals ZF 8HP en automòbils
$P_1=48$	4,696	$P_1=48$	4,714
$C_1=96$	3,130	$C_1=96$	3,143
$P_2=48$	2,104	$P_2=48$	2,106
$C_2=96$	1,667	$C_2=96$	1,667
$P_3=69$	1,285	$P_3=70$	1,285
$C_3=111$	1,000	$C_3=112$	1,000
$P_4=23$	0,839	$P_4=21$	0,839
$C_4=85$	0,667	$C_4=79$	0,667
	-3,297		-3,295

Taula 16. Comparació entre dos possibles configuracions de la ZF 8HP.

7. Dimensionat de la caixa automàtica

En aquest apartat, veurem els diferents components de la configuració de la transmissió, com així el procediment del seu muntatge. Aquest disseny és una aproximació a la realitat i els seus components s'han simplificat ja que entràriem doncs en el procés previ al de fabricació d'aquest. Per tant, la finalitat d'aquests arxius CAD realitzats amb el programa de PTC CREO és per comprendre millor aquest sistema tan complex i com fan servir els diferents frens i embragatges. És un disseny realment brillant on s'ha dut a terme una compactació i un muntatge enginyós per poder facilitar les tasques de reparació com també del propi muntatge d'aquesta en producció.

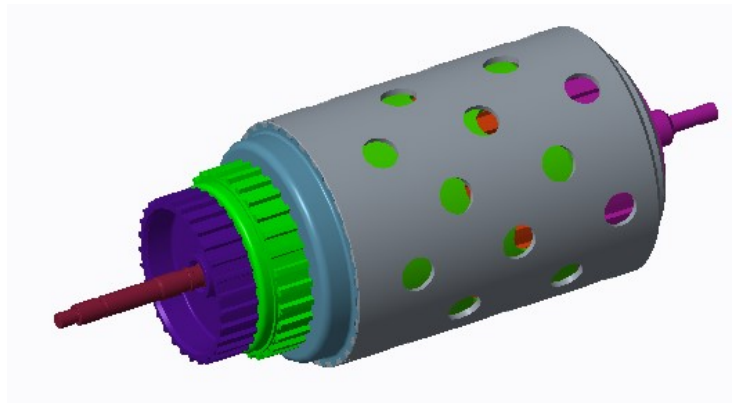
7.1. Disseny CAD dels components

Per a aquest procediment, malgrat que no hem disposat d'informació tècnica ni ningun arxiu STEP del fabricant, s'ha optat per construir una semblant amb mides aproximades però clarament amb les nostres relacions de velocitat, és a dir, amb els diferents nombre de dents calculats anteriorment per a cada component específic.

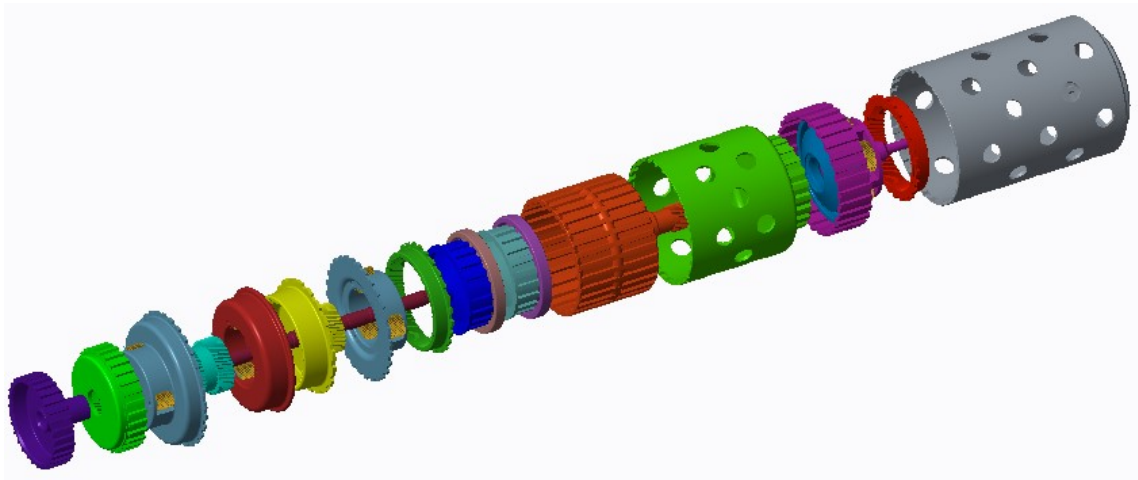
Ha sigut possible gràcies a la recopilació d'informació del seu muntatge com imatges dels seus components. Pel que a les dimensions respecta, hi és perfectament possible el muntatge pas per pas, però moltes de les configuracions s'han simplificat com les diferents formes de subjecció entre els components.

7.2. Assemblatge del conjunt

A continuació, hi farem un seguiment del procés de muntatge per comprendre l'esquema simplificat que hem utilitzat al llarg del projecte. Hi és molt útil per veure com estan comunicats els diferents components i com poden mitjançant els embragatges unir dos components realment allunyats entre ells on tenim una rotació dels components i es busca una compactació el més ideal possible.

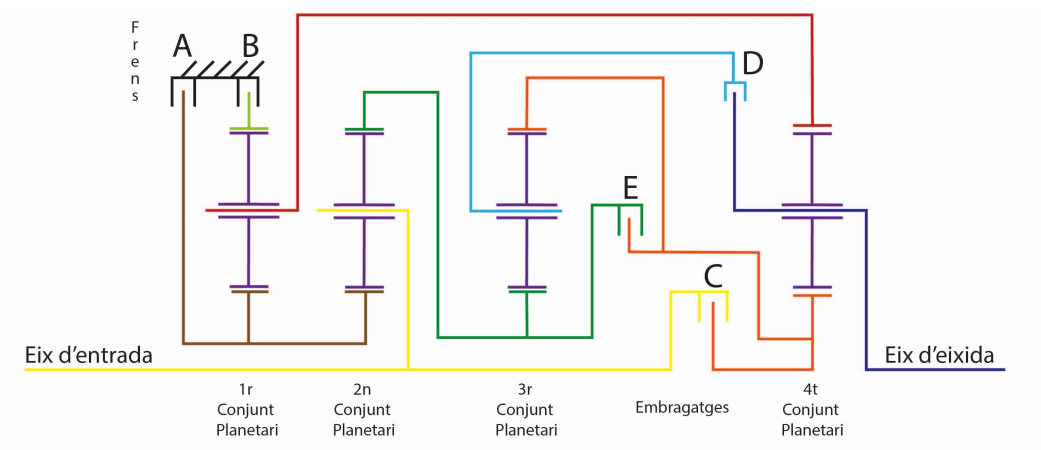
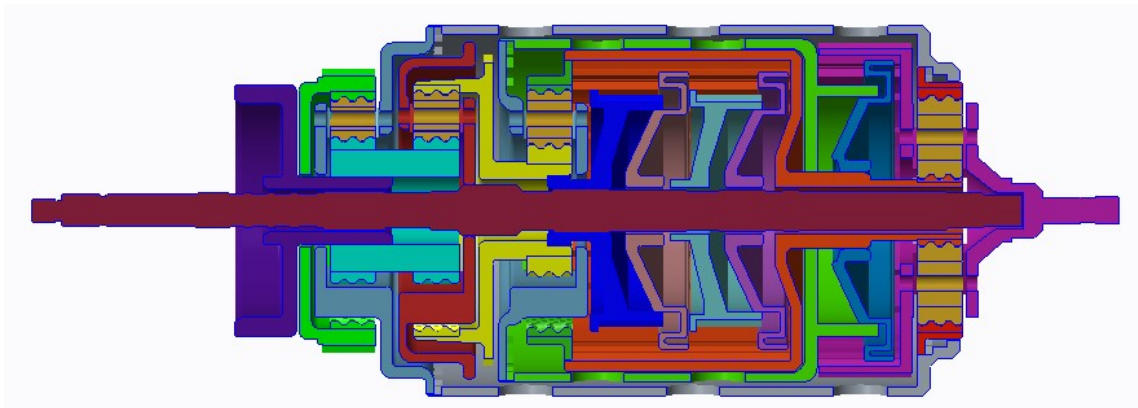


Il·lustració 65. Vista isomètrica del conjunt de la transmissió ZF 8HP modificada.



Il·lustració 66. Vista d'espejament de la transmissió ZF 8HP modificada.

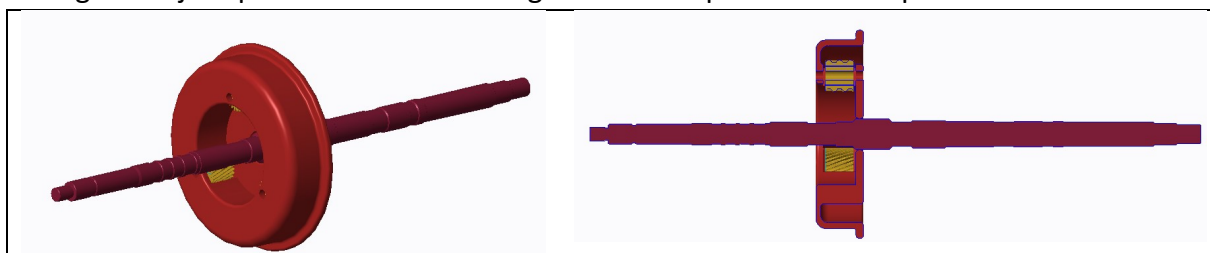
En les següents imatges hi podem observar com queda realment amb aquesta aproximació que hem dissenyat en CAD per entendre com resulta l'esquema simplificat sotmès a estudi al llarg d'aquest projecte:



Il·lustració 67. Comparació vista longitudinal i esquema simplificat de la transmissió ZF 8HP modificada.

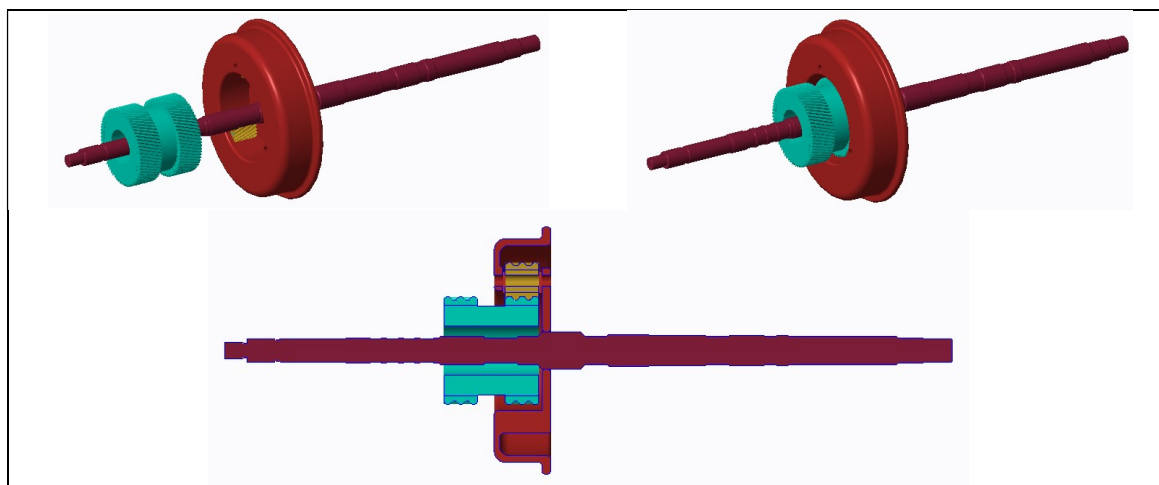
A continuació, explicarem com és fa possible el assemblatge de tots aquest components que han d'encaixar entre ells d'una forma realment enginyosa.

En primer lloc, partirem de l'eix de la transmissió que va unit al component corresponent del convertidor de parell actuant d'eix d'entrada. El porta-satèl·lits del segon conjunt planetari estarà unit rígidament a aquest element quedant:



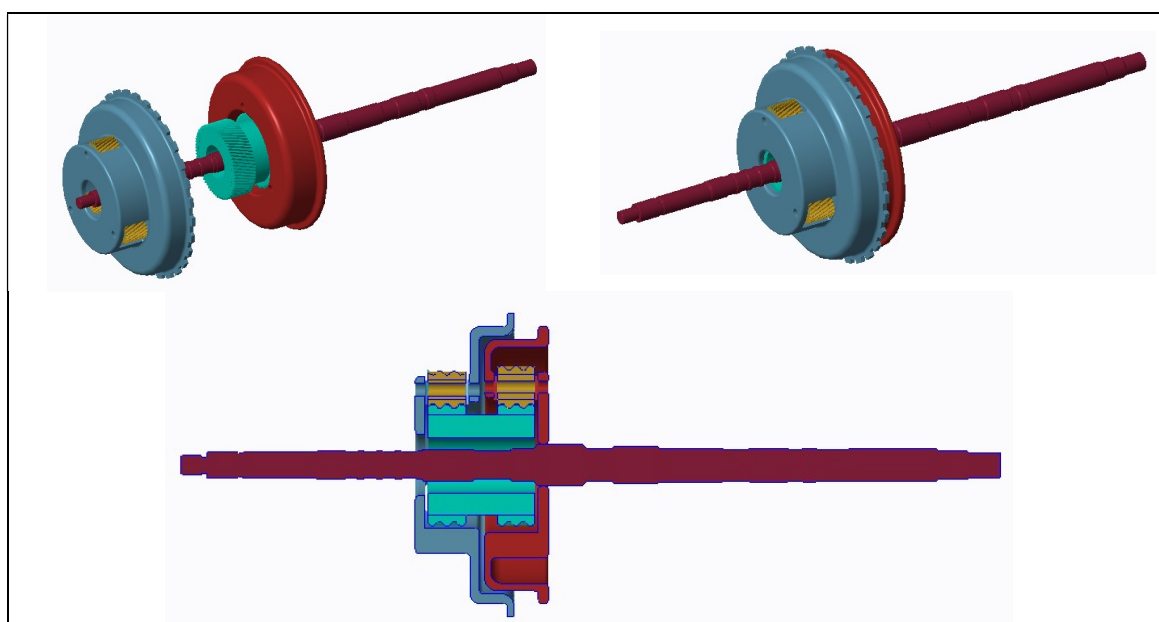
Il·lustració 68. Inici de partida del acoblament de la transmissió.

El següent pas serà el de introduir el planeta del primer i segon conjunt:



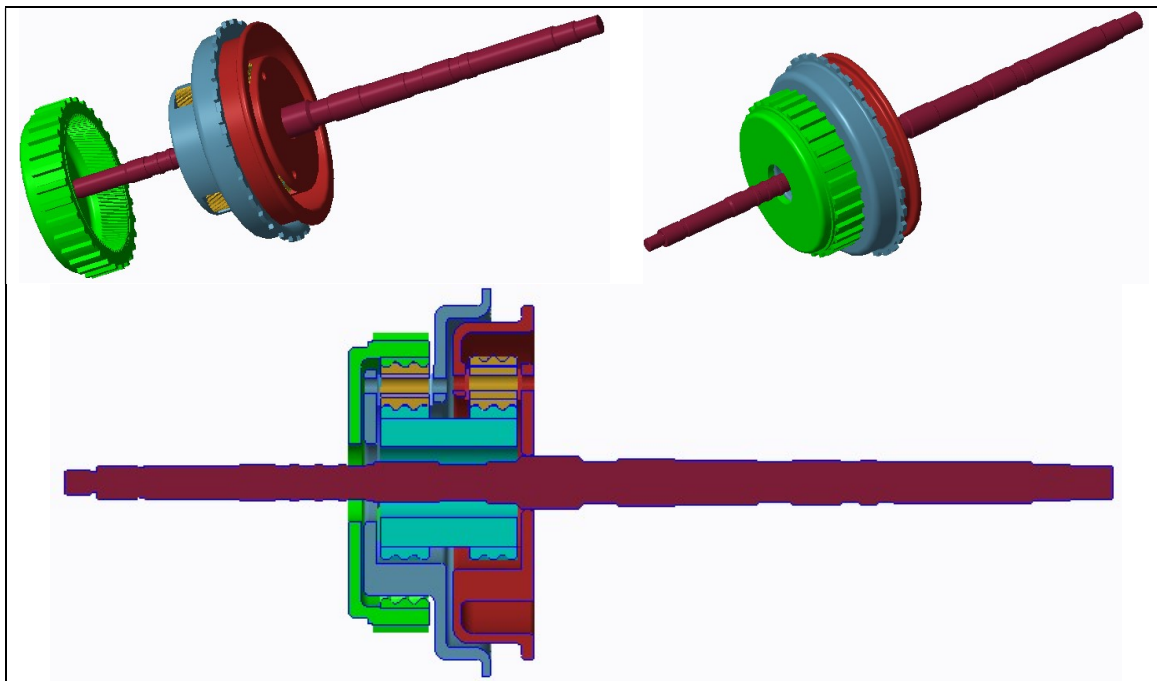
Il·lustració 69. Acoblament del planeta del primer i segon conjunt.

El tercer element que afegim serà el porta-satèl·lits del primer conjunt epicicloïdal:



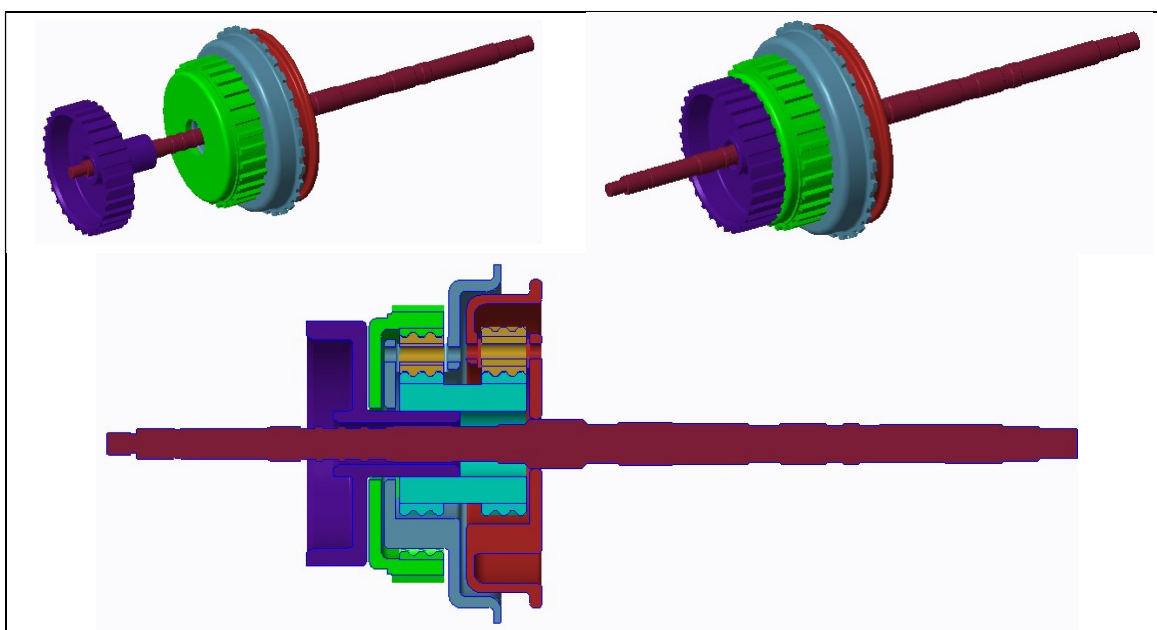
Il·lustració 70. Acoblament del porta-satèl·lits del primer conjunt.

A continuació, podrem introduir el fre B que inclou la corona del primer conjunt d'engranatges:



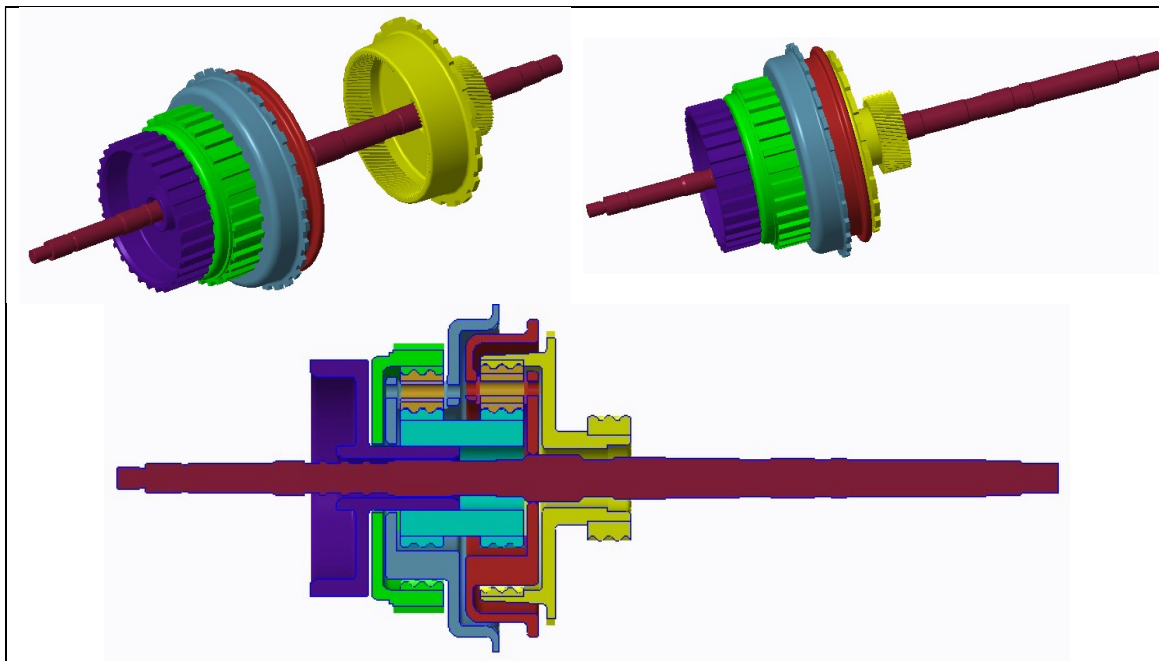
Il·lustració 71. Acoblament de l'embragatge B i la corona del primer conjunt.

Per finalitzar aquesta banda, acoblem el fre A que anirà unit al planeta del primer i segon conjunt, bé per engranatges o amb alguna forma d'unió amb ranures, girarà a la mateixa velocitat que aquest i permetent aturar-lo quan hi és aplicat:



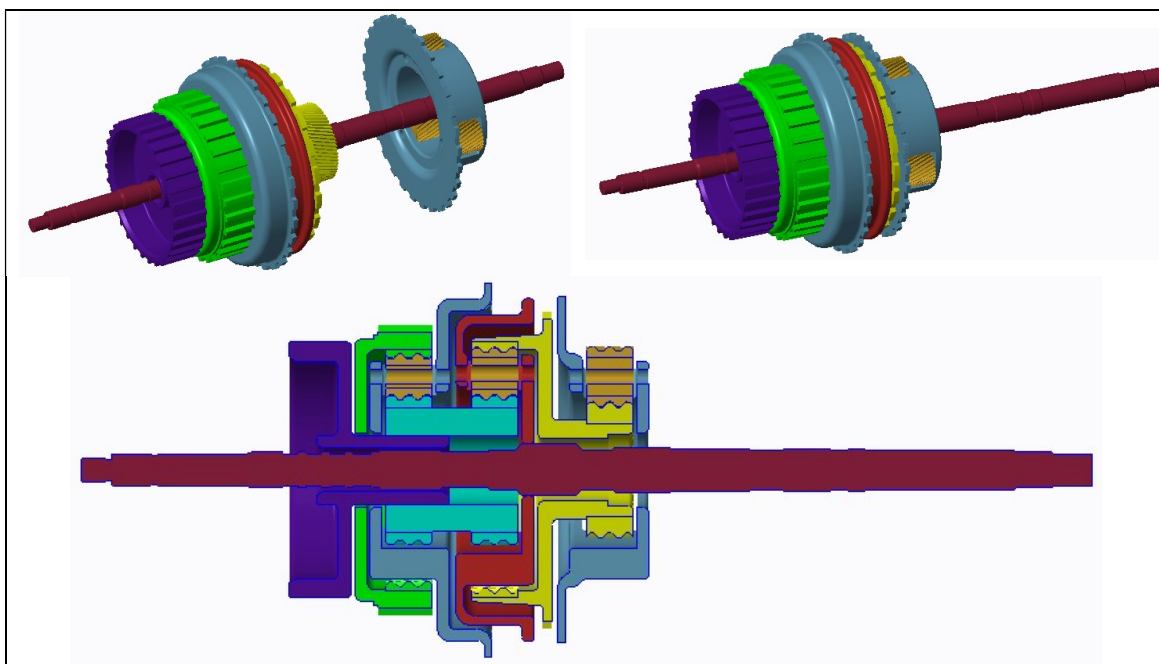
Il·lustració 72. Acoblament de l'embragatge A.

Per la part posterior, començarem a introduir els components restants d'aquesta transmissió, on la peça composta per la corona del segon conjunt epicloïdal i el planeta del tercer estaran rígidament units:



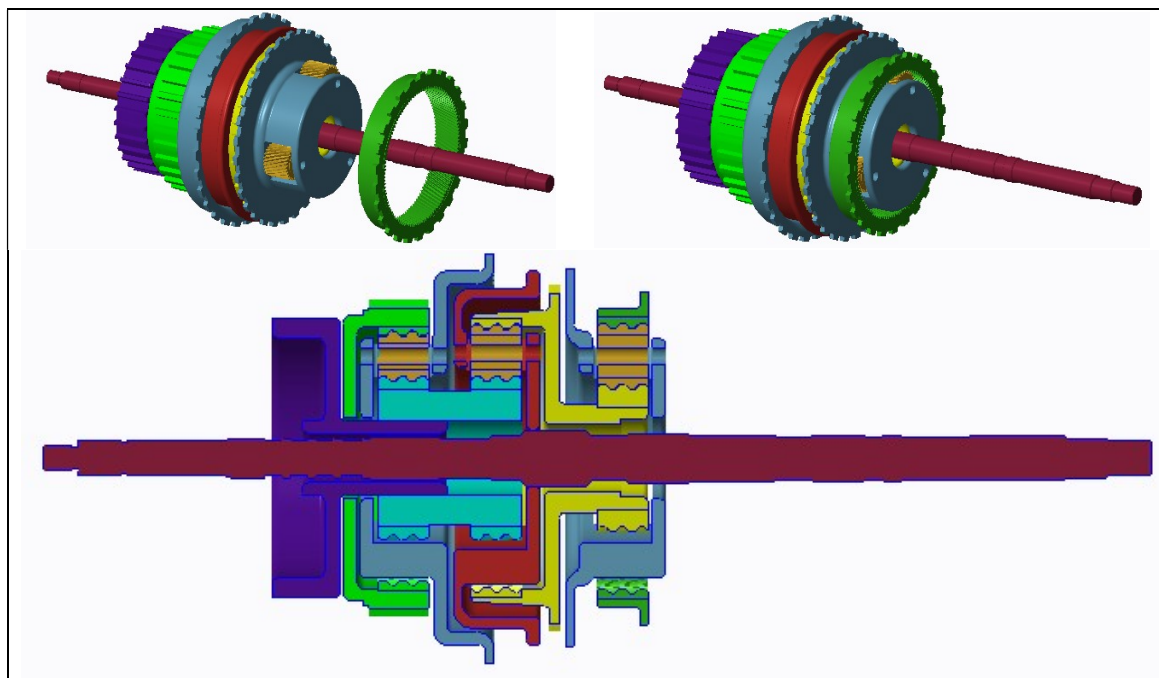
Il·lustració 73. Acoblament de la corona del segon i el planeta del tercer conjunt.

El setèim element que procedirem a acoblar és el porta-satèl·lits del tercer conjunt de la següent forma:



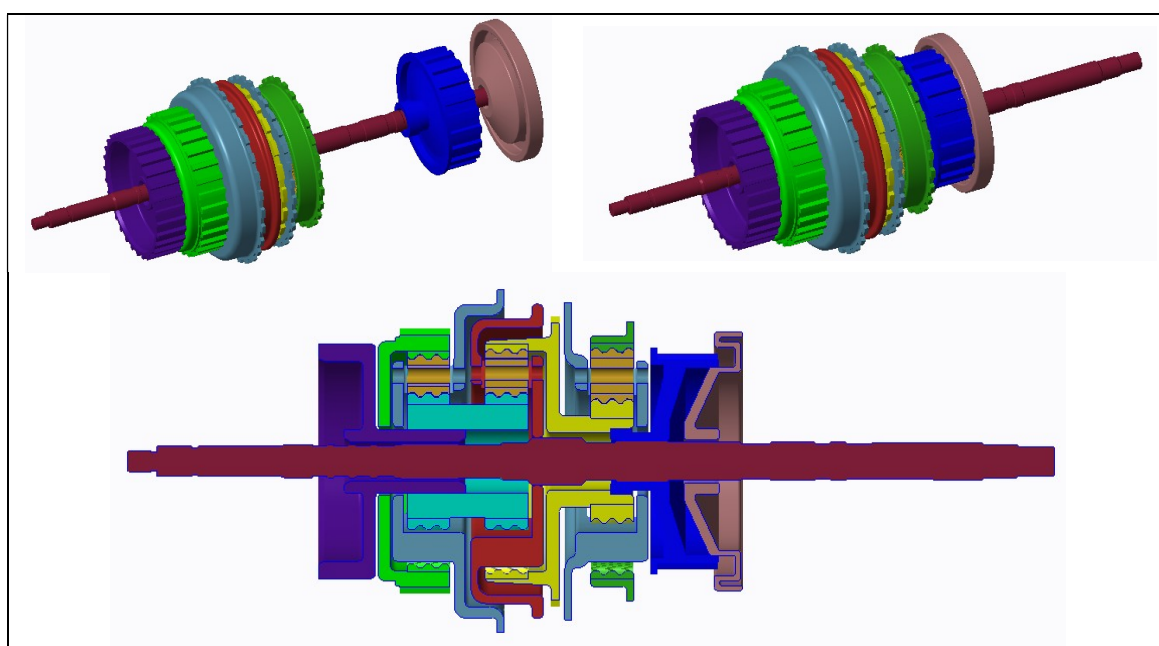
Il·lustració 74. Acoblament del porta-satèl·lits del tercer conjunt.

Per completar el tercer conjunt planetari s'introduirà la corona corresponent:



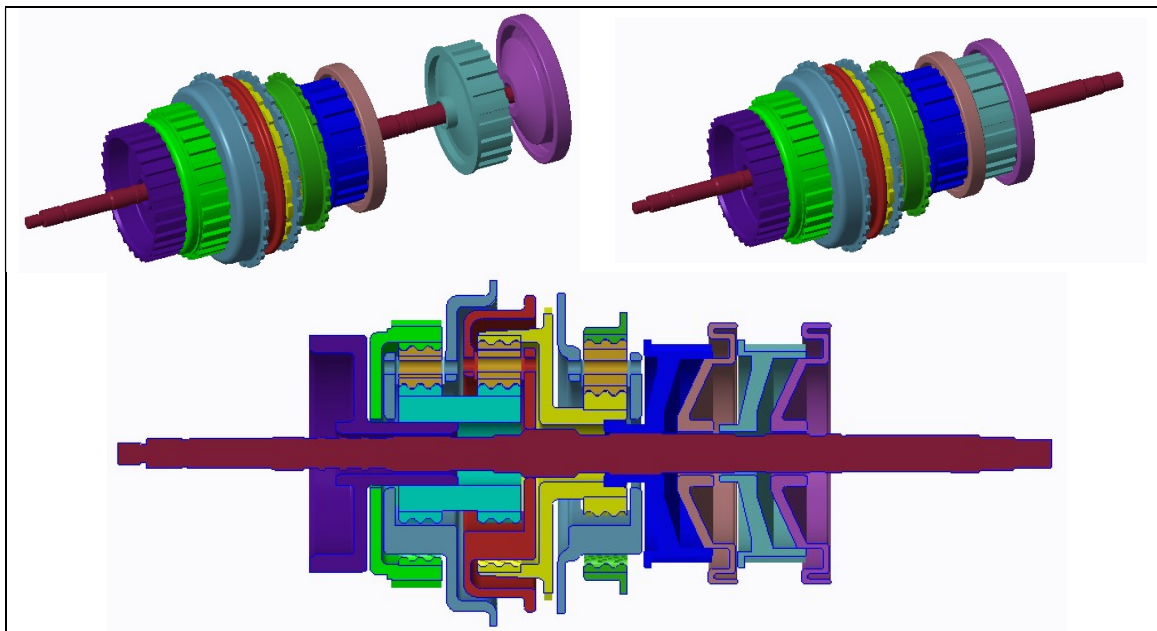
Il·lustració 75. Acoblament de la corona del tercer conjunt.

El novè element serà l'embragatge E que anirà just després de l'engrenatge epicloïdal i que podem observar els dos components els quals mitjançant la hidràulica podrà comprimir els discs encaixats movent-se longitudinalment. Aquest embragatge anirà unit rígidament al porta-satèl·lits del tercer conjunt:



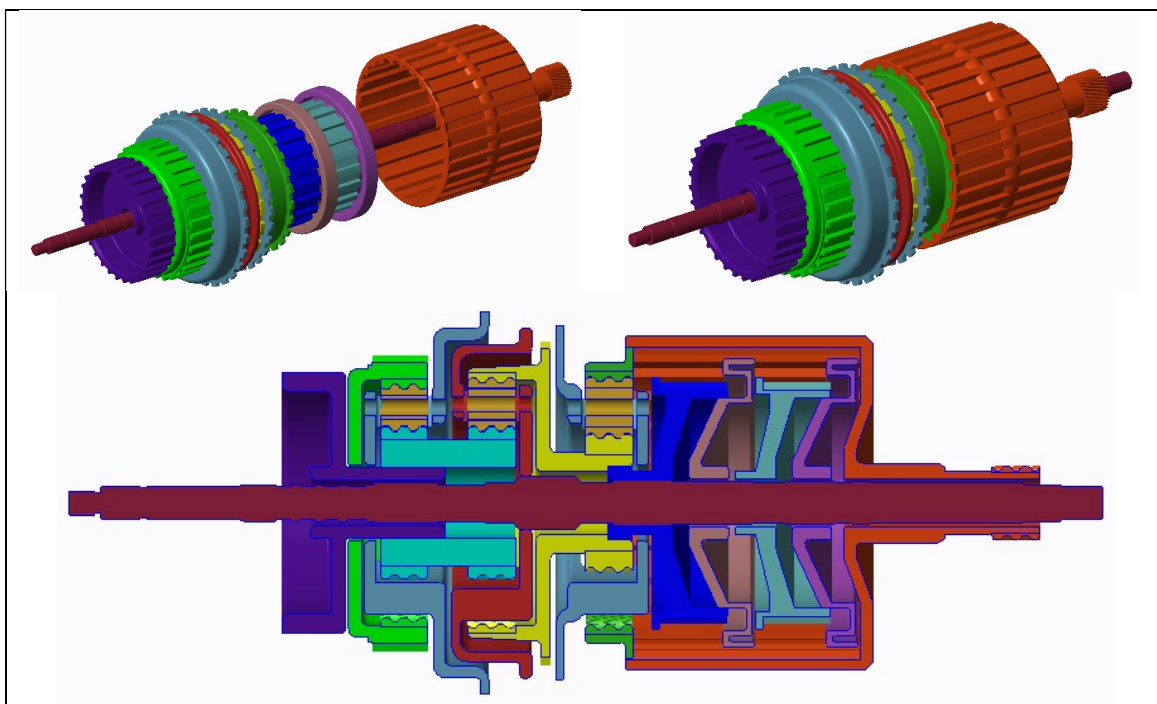
Il·lustració 76. Acoblament de l'embragatge E.

En aquest pas afegirem l'embragatge C el qual també té el mateix funcionament però que anirà unit a l'eix d'entrada i que anomenarem més endavant quines parts i podran bloquejar:



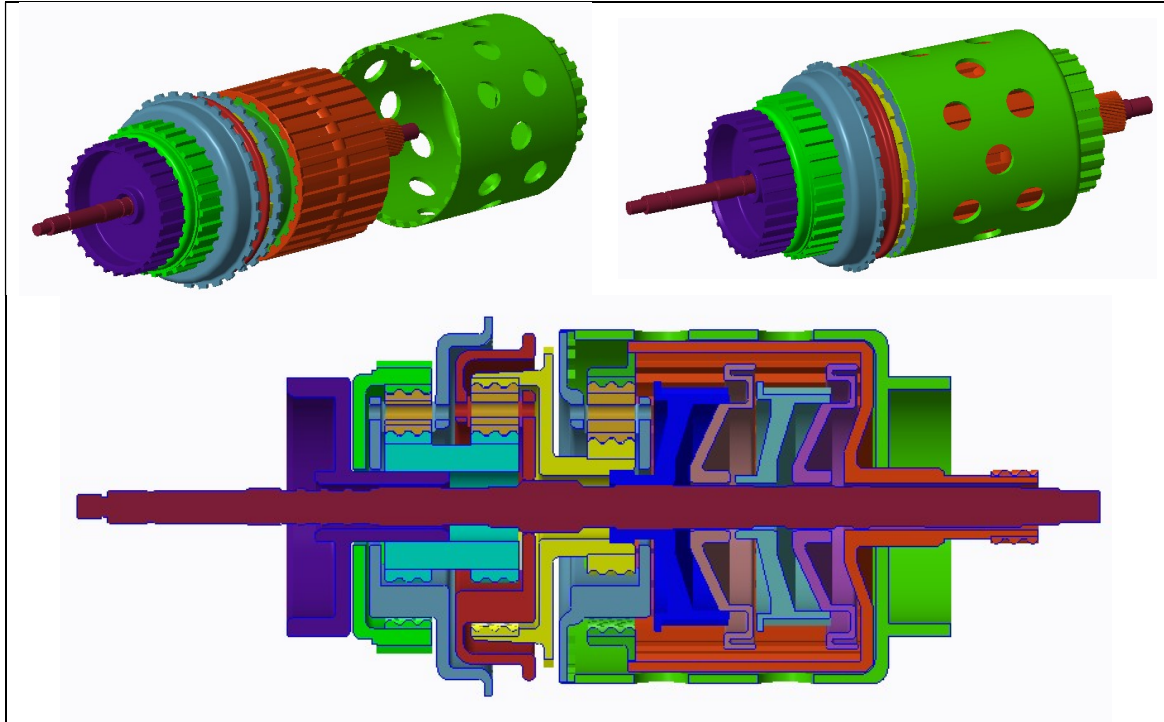
Il·lustració 77 Acoblament de l'embragatge C.

Aquesta peça, que conté el planeta de l'últim conjunt d'engranatges epicloïdals, serà l'encarregada d'unir-se rígidament a la corona del tercer conjunt, que gràcies a la seua geometria aniran els discs dels dos embragatges que podran activar-se i girar solidàriament:



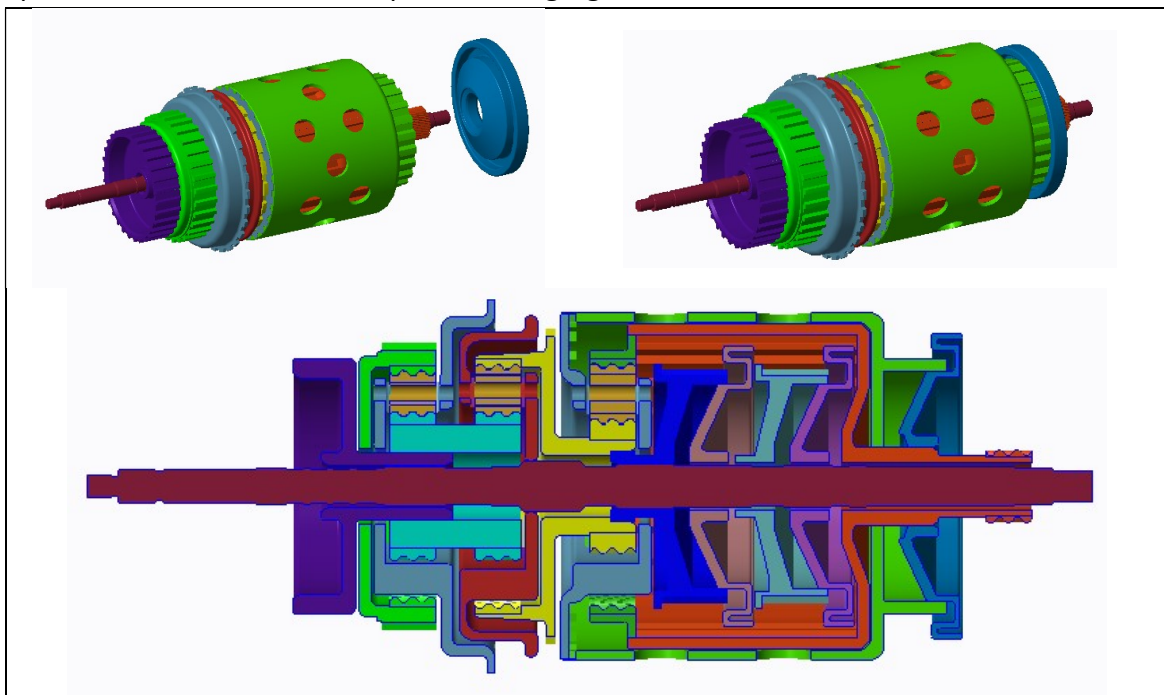
Il·lustració 78. Acoblament del planeta de l'últim conjunt.

Per a aconseguir la unió entre el porta-satèl·lits del tercer conjunt planetari i l'embragatge D, aquest component ho farà possible gràcies a la seua geometria:



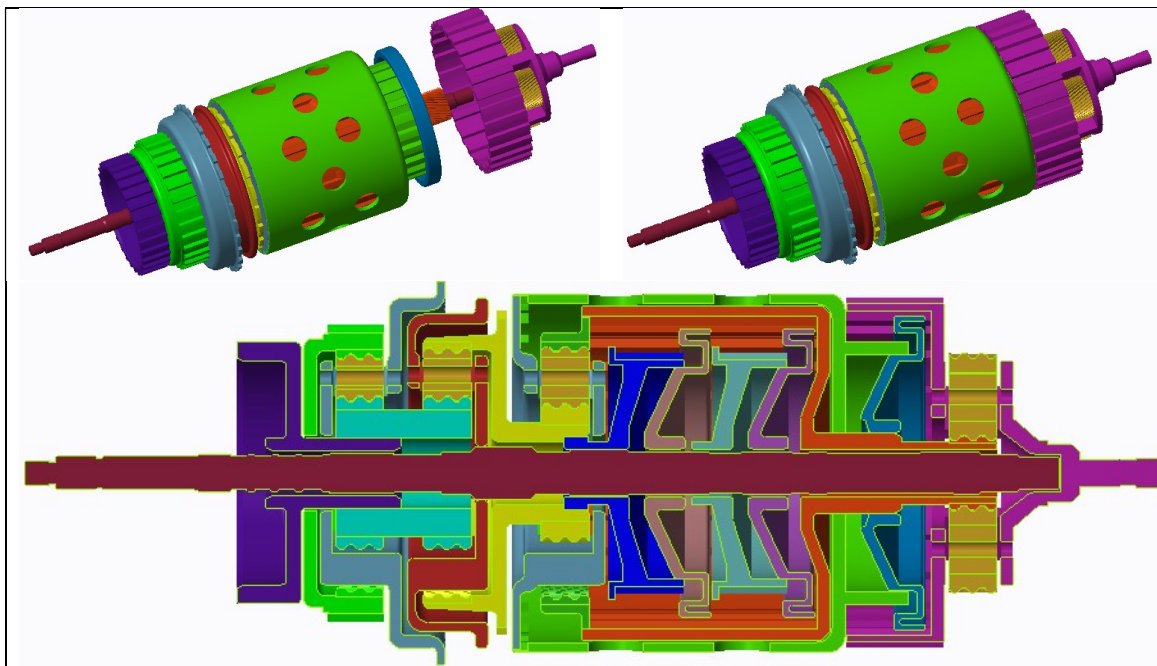
Il·lustració 79. Acoblament de la unió entre el porta-satèl·lits del tercer amb l'embragatge D.

Per a realitzar la composició de l'embragatge D, afegirem un element acoblat anteriorment al mencionat en el pas anterior, que serà el que varie la seua posició per poder activar o desactivar aquest embragatge:



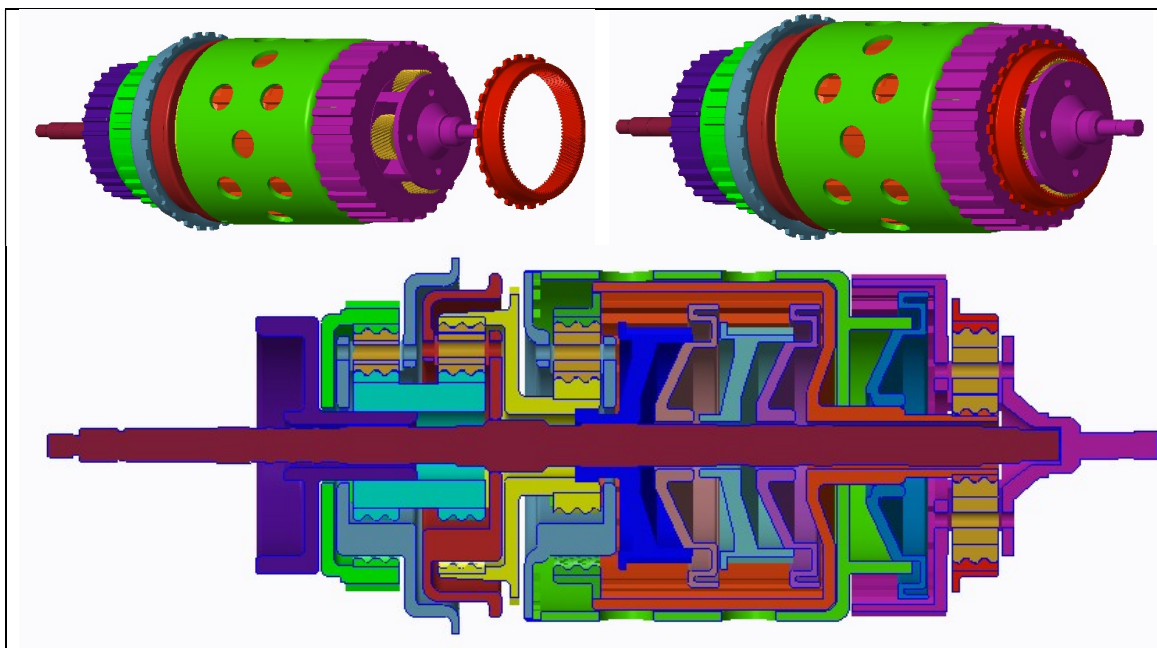
Il·lustració 80. Acoblament de l'element mòbil de l'embragatge D.

Finalment, per acabar l'embragatge D, hi introduïrem el porta-satèl·lits de l'últim conjunt que a més a més, estarà rígidament unit a l'eix d'eixida de a transmissió. Aleshores, sempre i quan aquest s'active, aquest porta-satèl·lits i el del tercer conjunt d'engrenatge epicloïdal giraran solidàriament:



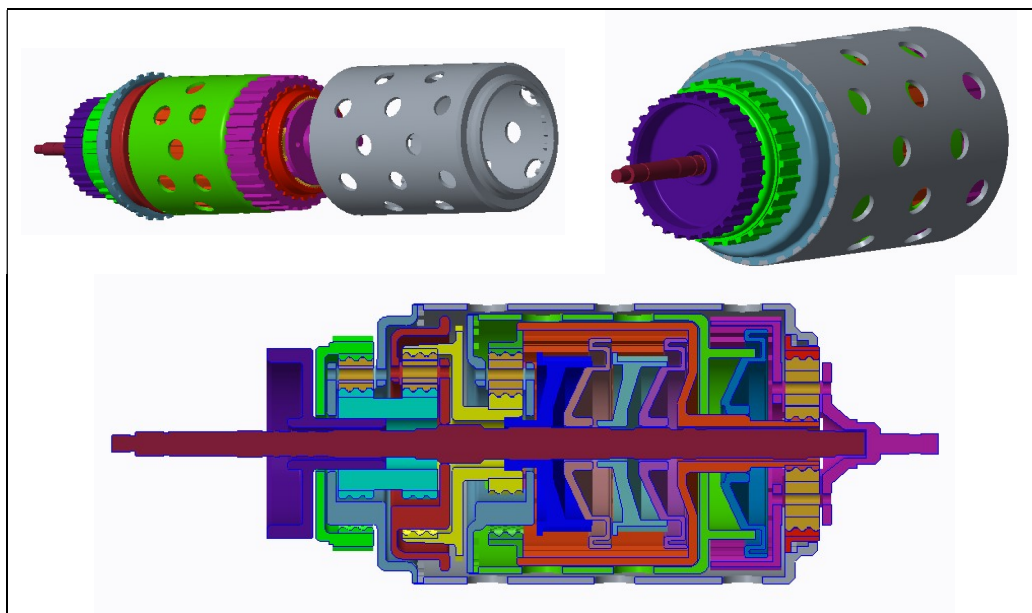
Il·lustració 81. Acoblament del porta-satèl·lits del quart conjunt unit a l'eix d'eixida.

A continuació, hi acoblarem la corona de l'últim conjunt per finalitzar la composició dels quatre engranatges epicloïdals que component aquesta transmissió:



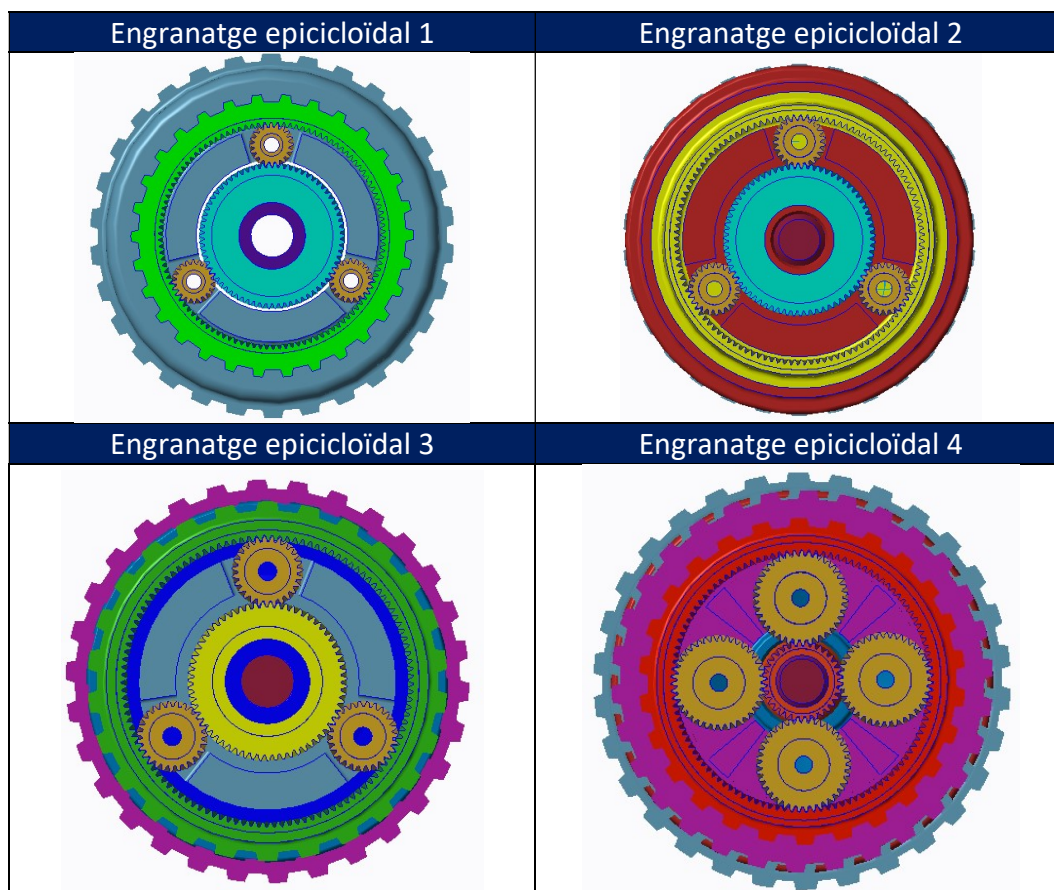
Il·lustració 82. Acoblament de la corona de l'últim conjunt.

L'últim component que introduïrem serà el responsable d'unir la corona anteriorment introduïda amb el porta-satèl·lits del segon engranatge epicloïdal, el que significa que aquests dos components sempre hi giraran solidàriament.



Il·lustració 83. Finalització de l'acoblament del conjunt.

Finalment, conclourem aquest apartant exposant els quatre conjunts planetaris amb les dents definides en aquest projecte i el seu perfecte assemblatge de tots ells:



Il·lustració 84. Secció transversal dels quatre engranatges epicloïdals.

8. Perfil de dents i simulació amb l'Adams machinery

8.1. Engranatges helicoïdals.

Per dibuixar el CAD i fer la simulació amb l'Adams machinery, haurem d'especificar el tipus de engranatge que hi farem servir en aquest projecte. Com que els engranatges helicoïdals ofereixen una millor resistència a la càrrega ja que la superfície de contacte és major com així el nombre de dents que actuen respecte els rectes, els elegirem ja que a més a més, hi trobem una millora en el soroll que en aquesta indústria de l'automòbil hi és un avantatge important. Remarcarem que aquests tipus d'engranatges hi tenen una eficiència al voltant de 98-99.5 %.

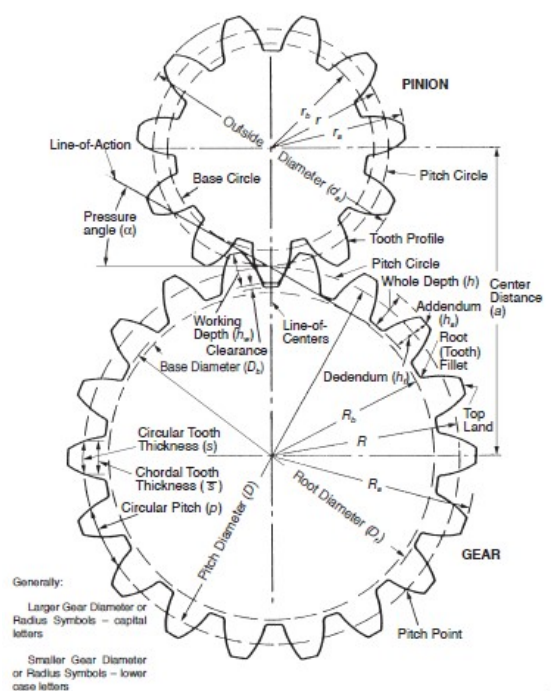
A continuació, exposarem tots aquells paràmetres dels quals depèn la forma del dent com així aquelles dades que haurem de calcular per un disseny funcional de dos engranatges per determinar la seua distribució i engranar correctament.

Un d'aquest valors és l'anomenat mòdul del dent, el qual representa la grandària del dent de l'engranatge. En quant l'angle de pressió és aquell en el qual treballa el dent, és a dir, les superfícies de contacte. Perquè dos engranatges treballen correctament, aquests dos valors explicats hauran de ser els mateixos.

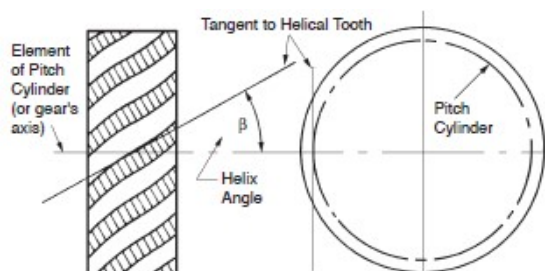
Per al cas de l'engranatge helicoïdal, hi tindrem dos mòduls relatius, un en el pla de rotació i l'altre en el pla normal de la dent. A més a més, hi tindrem un mòdul axial.

Per a alguns càlculs s'hi fa servir el que s'anomena el nombre de dents virtual, el qual és l'equivalent transposant la geometria de l'helicoïdal al engranatge recte.

Per tant, a més del mòdul i l'angle de pressió, hi tindrem un angle més anomenat angle helicoïdal.



Il·lustració 85. Paràmetres dels engranatges.



Il·lustració 86. Definició de l'angle helicoïdal.

Per al nostre cas, hi suposarem un perfil de dent on elegirem un mòdul de dent de 1.25 el qual s'adapta bastant al volum que desitgem obtenir els nostres conjunts planetaris; un angle de pressió normal de 20°, el qual és un valor típic d'aquest paràmetre; i finalment, un angle helicoidal de 20°, ja que aquest varia entre 15° i 30°, on aquest és un dels més utilitzats actualment per a aquest fi.

En la taula següent hi podem veure tots aquests paràmetres relacionats els quals pertanyen a un dels satèl·lits i el planeta del nostre primer conjunt planetari.

No.	Nom	Símbol	Fórmula	Exemple	
				Pinyó	Roda
1	Mòdul normal	mn		1,25	
2	Angle de pressió normal	α_n		20	
3	Angle helicoidal	β		20	
4	Nombre de dents & direcció	z1, z2		20	70
5	Angle de pressió radial	α_t	$\tan^{-1}(\tan\alpha_n/\cos\beta)$	21,172	
6	Coeficient normal del perfil	xn1, xn2		0,9	0,09
7	Funció de l'evolvent α_{wt}	inv α_{wt}	$2 \tan\alpha_n (x_{n1} + x_{n2}/z_1 + z_2) + \text{inv}\alpha_t$	0,008	
8	Angle de pressió del treball radial	α_{wt}		23.1	
9	Factor d'increment de la distància del centre	y	$(z_1 + z_2)/(2\cos\beta) (\cos\alpha_t/\cos\alpha_{wt} - 1)$	0,664	
10	Distància del centre	ax	$((z_1 + z_2)/(2\cos\beta) + y)mn$	60,690	
11	Diàmetre del pas estàndard	d	$zmn/\cos\alpha$	26,604	93,115
12	Diàmetre de base	db	$d \cos\alpha_t$	24,808	86,829
13	Diàmetre del pas estàndard de treball	ha1	$db/\cos\alpha_{wt}$	26,973	94,407
14	Addendum	ha2	$(1 + y - x_{n2}) mn$ $(1 + y - x_{n1}) mn$	1,967	0,955
15	Altura total	h	$[2.25 + y - (x_{n1} + x_{n2})]mn$	2,405	
16	Diàmetre exterior	da	$d + 2 ha_2$	30,540	95,026
17	Diàmetre de l'arrel	df	$da - 2 h$	25,729	90,215

Taula 17. Càlcul paràmetres de dents modificats

Cal remarcar que algunes dades s'han suposat ja que aquest càlcul pertany a un dent modificat i el angle de pressió del treball radial el qual és dependent en les fórmules i s'extrau de gràfiques o taules normatives les quals no disposem.

Dit açò, quan els paràmetres x_1 i x_2 són iguals a 0, seran dents estàndards, i per tant, no seran modificats. Per simplificar els càlculs, adaptarem perfil de dents estàndards quedant les dades les quals ens serviran per a aquest projecte.

Símbol	1er planetari			2on planetari		
	Corona	Satèl·lit	Planeta	Corona	Satèl·lit	Planeta
mn	1,25			1,25		
α_n	20			20		
β	20			20		
z_1, z_2	110	20	70	116	23	70
α_t	21,173			21,173		
x_{n1}, x_{n2}	0	0	0	0	0	0
inv α_{wt}	0	-	0	0	-	0
α_{wt}	0			0		
γ	0	-	0	0	-	0
ax	86,464	-	59,860	92,450	-	61,855
d	146,324	26,604	93,116	154,306	30,595	93,116
db	136,447	24,809	86,830	143,889	28,530	86,830
ha1	136,447	24,809	86,830	143,889	28,530	86,830
h	2,813	-	2,813	2,813	-	2,813

Taula 18. Càlcul paràmetres del primer i segon conjunt.

Símbol	3er planetari			4t planetari		
	Corona	Satèl·lit	Planeta	Corona	Satèl·lit	Planeta
mn	1,25			1,25		
α_n	20			20		
β	20			20		
z_1, z_2	117	27	63	111	39	33
α_t	21,173			21,173		
x_{n1}, x_{n2}	0	0	0	0	0	0
inv α_{wt}	0	-	0	0	-	0
α_{wt}	0			0		
γ	0	-	0	0	-	0
ax	95,776	-	59,860	99,767	-	47,888
d	155,636	35,916	83,804	147,655	51,879	43,897
db	145,130	33,491	78,147	137,687	48,377	40,934
ha1	145,130	33,491	78,147	137,687	48,377	40,934
h	2,813	-	2,813	2,813	-	2,813

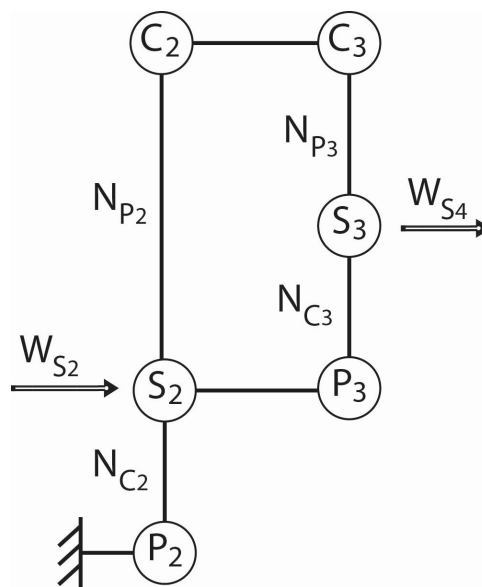
Taula 19. Càlcul paràmetres del tercer i quart conjunt.

8.2. Simulació d'Adams machinery

En aquest apartat ens hem dedicat a fer una simulació d'una marxa determinada de la nostra configuració adaptada que podrem demostrar la capacitat d'aquest programa per analitzar la nostra transmissió.

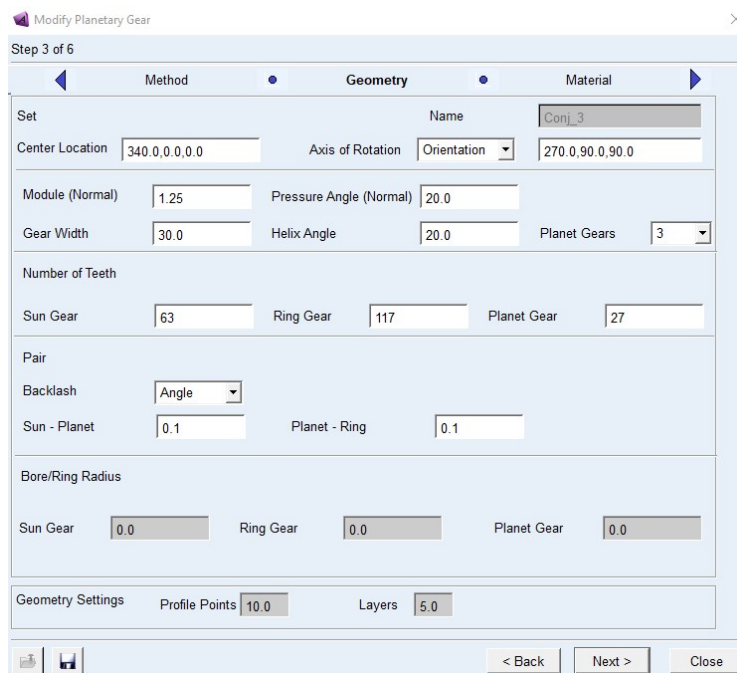
La marxa elegida sotmesa a estudi per tema de restriccions de cossos de la versió estudiant, ha sigut la setèima. On hi tenim una multiplicació de velocitat a l'eix d'eixida.

El primer pas que realitzarem serà definir aquestes condicions per introduir-les al simulador. Per això, s'haurà de fer ús del complement *Machinery*. Cal remarcar, que s'ha seguit una distribució i dimensions del disseny CAD per aproximar-se més a la realitat. Per tant, s'hi crearà un eix d'entrada, un d'eixida i posteriorment es procedirà a la creació dels engranatges epicicloïdals que intervindran en aquesta marxa. A una distància de 265 mm es crearà el tercer conjunt planetari amb el mètode simplificat on tindrem que el mòdul del dent siga 1.25, l'amplada d'aquest engranatge mesurarà uns 30 mm, tindrem un angle de pressió normal i helicoidal de 20°, un total de 3 satèl·lits amb els dents especificats en la solució exposada en aquest projecte, i finalment, un valor de 10 per als punts del perfil i 5 capes. Després d'elegir el material per defecte, assignarem les relacions de condició de cada un dels components seguint l'esquema que exposem a continuació.

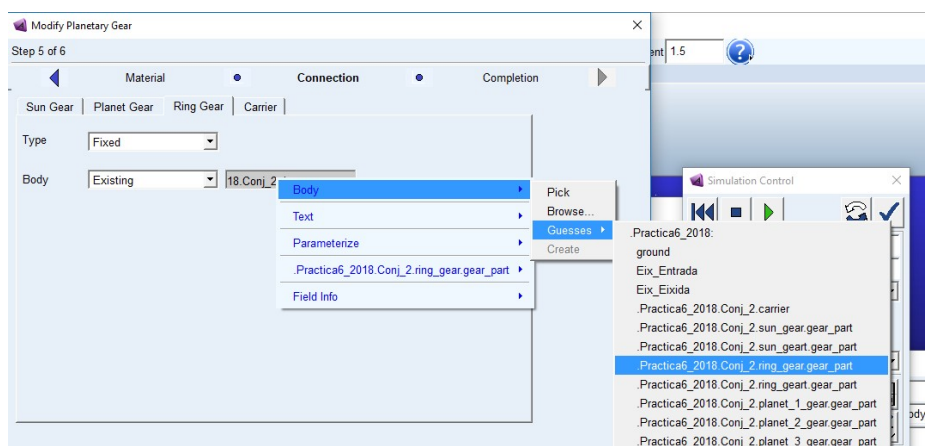


Il·lustració 87. Esquema de la setèima marxa

Realitzarem el mateix procediment per al tercer conjunt planetari a una distància de 340 mm, on en les següents imatges podem observar els diferents passos mencionats anteriorment:

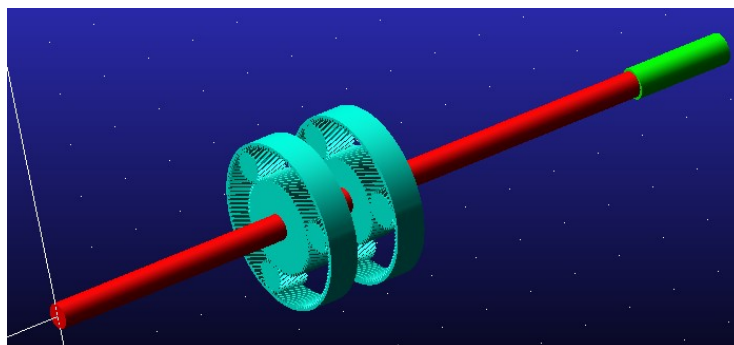


Il·lustració 88 Dades tercer conjunt planetari



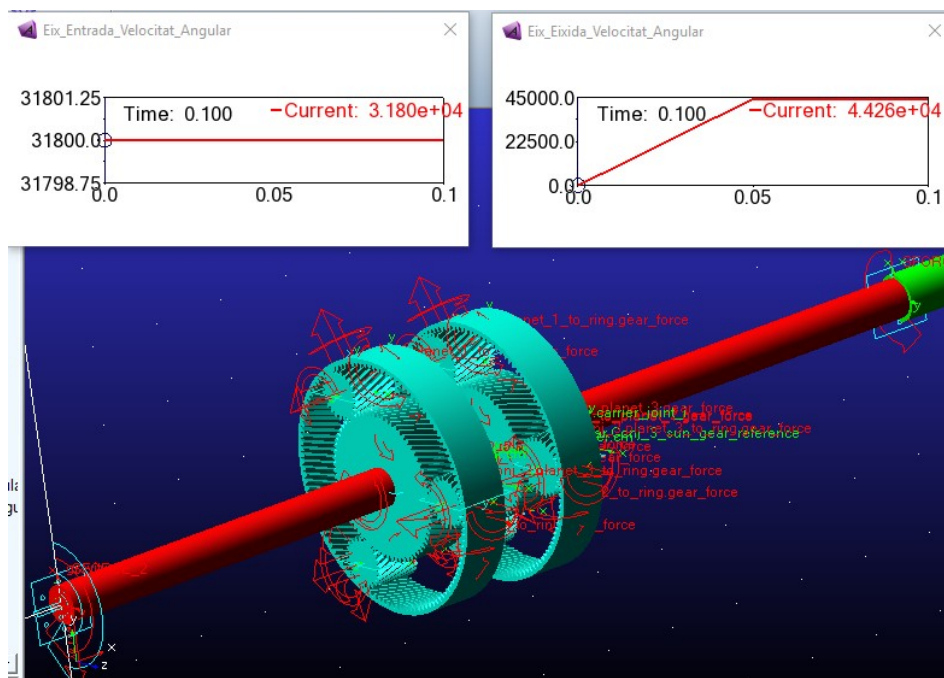
Il·lustració 89. Condicions tercer conjunt planetari

Quedant així:



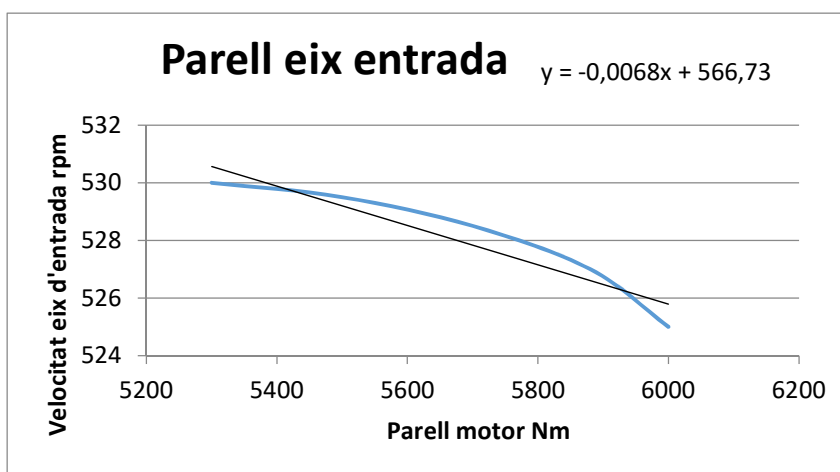
Il·lustració 90. Escenari setèima marxa

Una volta definit l'escenari, ens proposarem a corroborar que aquesta marxa el que fa es multiplicar la velocitat, és a dir, la velocitat de l'eix d'eixida serà major a la velocitat de l'eix d'entrada. Per a una velocitat de 5300 rpm, amb les unitats que tenim establertes 31800°/s, hi tindrem una velocitat d'eixida és de 4.4260°/s o 7.376,66 rpm:

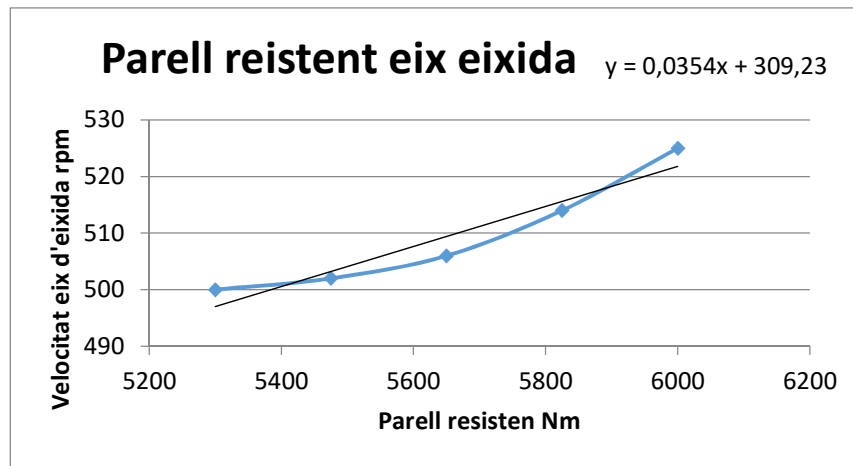


Il·lustració 91 Comprovació multiplicació de velocitat

Ara procedirem a definir la corba de parell del cotxe aproximada en aquesta marxa que aplicarem a l'eix d'entrada, i una suposada corba del parell resistent que aplicarem a l'eix d'eixida en sentit contrari:

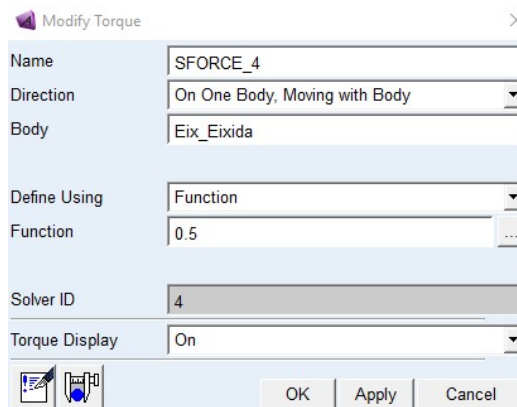


Gràfic 11 Parell eix entrada



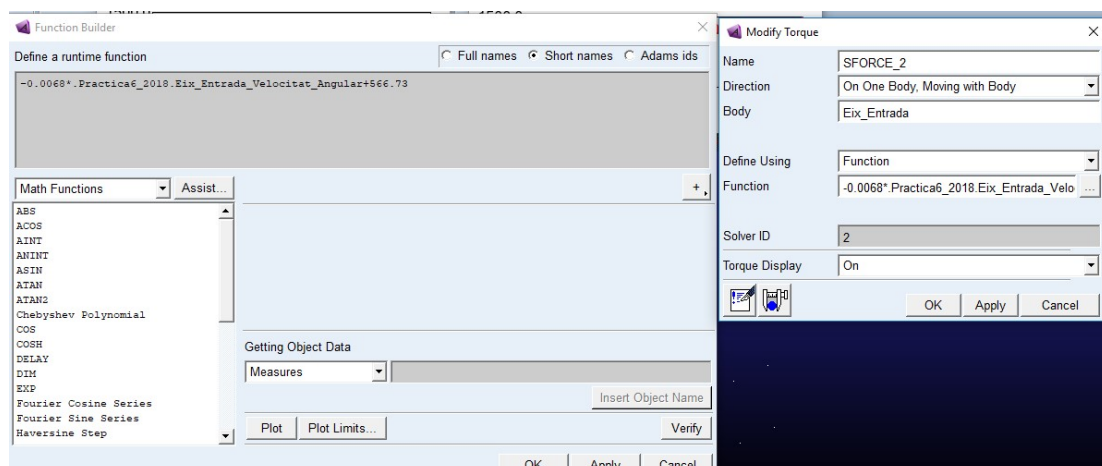
Gràfic 12. Parell eix eixida

Per tant, hi crearem un parell en l'eix d'entrada de 530N/m o 0.53N/mm:



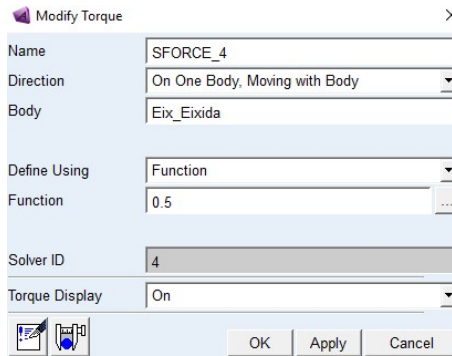
Il·lustració 92. Primer parell entrada.

I posteriorment, un altre en funció de la velocitat del eix d'entrada que segueix la corba descrita anteriorment:



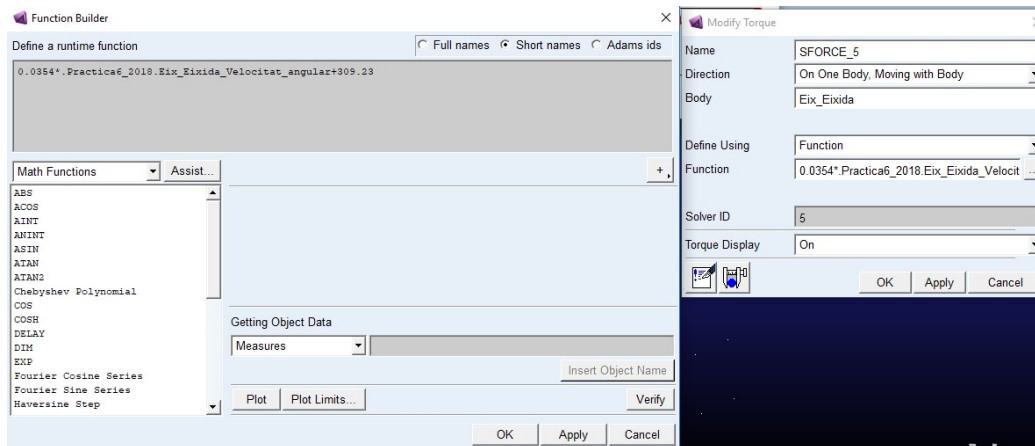
Il·lustració 93. Segon parell entrada.

Crearem un altre en l'eix d'eixida en sentit contrari de 500N/m o 0.5N/mm:



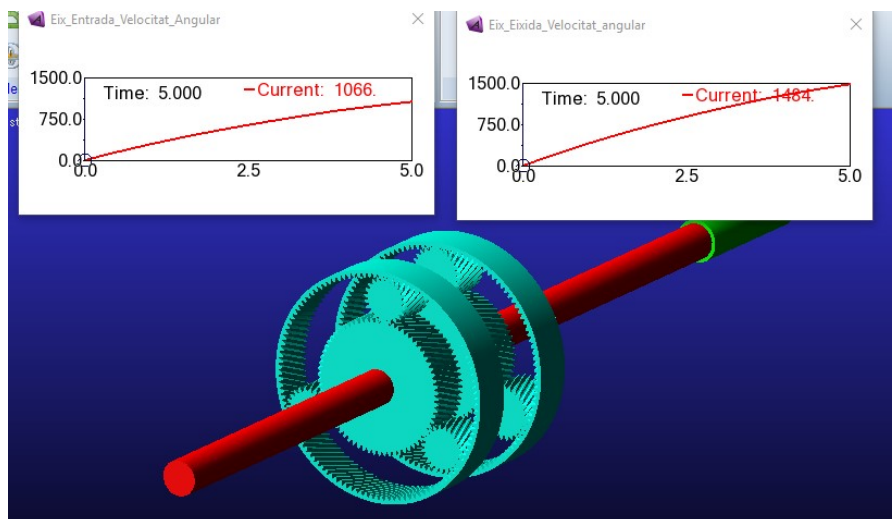
Il·lustració 94 Primer parell eixida.

I repetirem el procediment anterior en l'eix d'entrada:



Il·lustració 95 Segon parell eixida

Finalment, podrem obtenir una simulació de l'acceleració del nostre cotxe en aquesta marxa on podem veure les velocitats de l'eix d'entrada i eixida respecte el temps:



Il·lustració 96 Simulació acceleració séptima marxa.





9. Conclusions

Durant la realització d'aquest projecte, hem vist com el món de l'automòbil està en un canvi perpetu. En el desenvolupament dels seus components, com les transmissions, les tecnologies de disseny i simulació cada vegada hi juguen un paper crucial més important gràcies al fet de poder realitzar un estudi i anàlisi previs permetent-nos avançar amb els propòsits establerts.

A part de la recerca de les transmissions automàtiques, remarcarem l'estudi i comprensió de la configuració proposada durant aquest projecte, on no sols hem après el seu funcionament complex sinó que a més a més, hem aconseguit l'objectiu inicial de realitzar una modificació. Aquesta adaptació a unes condicions específiques determinades, s'ha dut a terme mitjançant diversos programes creant així un mètode resolutiu viable pel càlcul de les especificacions finals i sotmetre aquest plantejament cap a un disseny CAD i un anàlisi dinàmic.

Aleshores, hem obtingut uns resultats comparables amb la realitat sent una possible solució vàlida corroborant que aquest procés es podria seguir adaptant inclús per a altres aplicacions.

A continuació, detallarem comparativament els resultats obtinguts al llarg d'aquest projecte per poder fer una breu conclusió d'aquests. En primer lloc, hi una taula on la primera columna són les relacions de velocitat teòriques calculades, a la dreta la actual configuració de la transmissió ZF 8HP, i finalment, la nostra adaptació d'aquesta aproximant-se als valors desitjats, podent ser utilitzat aquest mètode en un problema idèntic:

Relacions teòriques calculades en aquest projecte	Relacions finals de la transmissió adaptades als càlculs	Relacions reals de la transmissió actuals ZF 8HP en automòbils
4,605	4,364	4,714
2,804	2,721	3,143
1,878	1,891	2,106
1,384	1,591	1,667
1,122	1,242	1,285
1	1	1
0,804	0,826	0,839
0,646	0,624	0,667
—	-3.272	-3,295

Taula 20 Comparació final relacions de velocitat

Pel que fa a la seua configuració, com hem comentat ja en aquest projecte, s'ha fet servir aquest procés per calcular el nombre de dents de la transmissió a partir de les

relacions de velocitat donades per la fitxa tècnica, obtenint una aproximació completa ja que aquests valors són una solució factible en aquesta configuració.

Podem afirmar doncs, que el mètode plantejat funciona i ens pot proporcionar una solució coherent on es podrà aplicar a diferents cassos seguint el mateix procediment. En aquesta taula, s'hi menciona la configuració dels dents de la nostra solució front als calculats també amb el mateix mètode de la configuració real d'aquesta transmissió:

COMPONENT	NOMBRE DE DENTS ADAPTACIÓ ZF 8HP	NOMBRE DE DENTS ACTUAL ZF 8HP
CORONA 1er CONJUNT	110	96
SATÈL·LIT 1er CONJUNT	20	24
PLANETA 1er CONJUNT	70	48
CORONA 2on CONJUNT	116	96
SATÈL·LIT 2on CONJUNT	23	24
PLANETA 2on CONJUNT	70	48
CORONA 3er CONJUNT	117	112
SATÈL·LIT 3er CONJUNT	27	21
PLANETA 3er CONJUNT	63	70
CORONA 4rt CONJUNT	111	78
SATÈL·LIT 4rt CONJUNT	39	19
PLANETA 4rt CONJUNT	33	21

Taula 21 Comparació final nombre de dents.

Per a poder arribar a aquesta conclusió, s'han especificat diversos càlculs a realitzar on hem obtingut les següents dades informatives per poder seguir amb la resolució del problema.

Marxes	$\varphi(z-1)z$	Relacions Finals	
1	$\varphi 1-2$	1,642	4,605
2	$\varphi 2-3$	1,493	2,804
3	$\varphi 3-4$	1,357	1,878
4	$\varphi 4-5$	1,234	1,384
5	$\varphi 5-6$	1,122	1,122
6	-	-	1
7	φ	1,244	0,804
8	φ	1,244	0,646

Taula 22. Dades marxés calculades.

Relacions Finals	Relació total	n_{\max} (rpm)	V_{\max} (km/h)	Marxes
4,605	13,32	7500	68,41	1
2,804	8,11	7500	112,34	2
1,878	5,43	7500	167,71	3
1,384	4,00	7500	227,61	4
1,122	3,25	7500	280,84	5
1	2,89	7500	315,00	6
0,804	2,33	6030	315,00	7
0,646	1,87	4848	315,00	8
F. Relació final	2,893			















Taula 23. Relacions de velocitat finals.












Finalment, caldrà expressar l'aprenentatge en el procés del disseny de CAD com la comprovació de la impressionant capacitat de càlcul i simulació que ens proporciona l'Adams machinery per poder analitzar aquestes configuracions.

Per concloure, manifestar la satisfacció personal que ha suposat la realització d'aquest projecte, afrontant cadascun dels problemes que han anat sorgint per finalment arribar a una solució viable i coherent, la qual representa la possible aplicació d'aquest mateix mètode plantejat per als futures realitzacions.



10. Bibliografia

-  *"Automotive transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application"*, Gisbert Lechner, Harald Naunheimer en col·laboració amb Joachim Ryborz.
-  *"Automotive Transmissions: Efficiency Transferring Power from Engine to Wheels"* per Chao-Hsu Yao, Discovery guides.
-  *"Tecnología de máquinas: transmisiones automáticas. Cuarto curso. Ingeniería Industrial"*, àrea d'enginyeria mecànica de la universitat Carlos III de Madrid per Guillermo Magaz Pilar.
-  *"Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture"*, per Stephen P. Radzevich, segona edició.
-  *"Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions"* per Bernard-Robert Höhn, Karsten Stahl i Philipp Gwinner.
-  *"Elements of metric gear technology"*, autoria inexistent.
-  *"Design and use of epicyclic gear Systems"* per Jim Marsch.
-  *"Cajas de Cambio"* per MECANICAvirtual.
-  *"A proposal for an optimization of a Wilson Gearbox using numerical simulation"* presentat en el 21é congrés de enginyeria mecànica de Brasil.
-  *"La evolución de las transmisiones"* por Juan-Lorenzo de Navascués Benlloch.
-  *"ZF 8 Speed Automatic Transmission"*, Equipment and Tool Intitute Tech Day, June 13 2012.
-  *"Automobile catalog"*, Pawel Zal com a fundador.
-  *"ZF 8HP transmission"*, Viquipèdia.
-  *"Opini3n: ¿Ha matado la transmissi3n ZF 8HP a las cajas de doble embrague?"*, article de la BBC, TopGear.

-  *"Homepage ZF Friedrichshafen AG"*, pàgina oficial de la casa de la transmissió ZF 8HP.
-  *"Cajas de cambio"*, AficionadosalaMecanica.
-  *"Libralato engine for hybrid vehicles"*, de Libralato.
-  *"GEARBOX THEORIES"*, Lugnet.
-  *"ZF8HP Rebuild"*, YouTube.
-  *"ZF 8HP 8 Speed Automatic Transmission"*, YouTube
-  *"Saturation Dive: ZF 8-Speed Automatic"*, article de TheTruthAboutCars.
-  *"SolverOptions Function"*, de Microsoft.
-  *"Excel Solver Online Help"*, Frontline Solvers.
-  *"Optimization with Microsoft Excel Solver AddIn – Determining Which of the 3 Solving Methods to Use"*, OpenCastLabs.
-  *"Epicyclic or Planetary Gear Train (Automobile)"*, What-When-How, In Depth Tutorials and Information





CAPÍTOL II

Plec de condicions

Índex document plec de condicions

- I. Condicions generals**
- II. Condicions de l'equipament hardware**
- III. Condicions de l'equipament Software**
- IV. Condicions de càlcul**
- V. Extensions de la memòria descriptiva**
- VI. Condicions facultatives**



I. Condicions generals

Durant aquest apartat, descriurem els procediments utilitzats al llarg de l'elaboració d'aquest projecte per la possible resolució d'aquest problema plantejat el qual hem sotmès a disseny i anàlisi.

Per aquesta raó, aquest document seguirà una sèrie de pautes que farà possible l'orientació de l'enginyer que haurà d'acomplir els següents requisits on s'hi tindrà una prioritat sobre aquest document en cas de contradiccions.

Pel que respecta a aquestes disposicions establertes, l'acceptació per part de tots els usuaris que intervindran durant la realització d'aquest projecte ha de ser absoluta.

II. Condicions de l'equipament hardware

En aquest apartat s'especificarà totes aquelles ferramentes que s'han fet servir per desenvolupar la resolució empleada en aquest projecte amb les condicions correctes i poder repetir-lo amb igualtat de condicions.

En primer lloc hi disposarem d'un ordinador on tenim les següents especificacions:

- Sistema operatiu: Microsoft Windows 10 Home, 64 bits, processador basat en x64. Versió del sistema operatiu 17134.285.
- Targeta gràfica GEFORCE de NVIDIA 820M.
- Resolució de la pantalla: 1366 x 768
- Processador: Intel® Core(TM) i74510U CPU 2.000 Ghz 2.60 GHz.
- Ram: 8 GB

III. Condicions de l'equipament Software

En el present projecte s'han utilitzat una sèrie de programes per a l'obtenció dels resultats mitjançant càlculs específics. Amb aquesta finalitat per tant, s'han utilitzar els següents programes:

- Microsoft® Excel® 2010 o superior part de Microsoft Office Professional Plus © 2010 Microsoft Corporation. Instal·lació del complement Solver per a poder realitzar tots els càlculs.
- MSC Adams/Machinery 2018 Student version, Llicència obtinguda mitjançant la plataforma associada a la UPV.
- PTC CREO Parametric 3.0 M110, versió estudiant obtinguda també gràcies al software que la UPV ens disposa.

Tots aquest programes han sigut instal·lats corroborant la compatibilitat amb l'ordenador anteriorment especificat.

IV. Condicions de càlcul

S'ha fet servir en primer lloc el complement d'Excel anomenat Solver que correspon a una eina que ajuda a resoldre i optimitzar equacions mitjançant l'ús de mètodes matemàtics, en concret en aquest projecte s'ha fet servir el detallat al llarg de la memòria sent l'*Evolutionary*.

Pel que respecte a la normativa i la simbologia dels càlculs dels engranatges hi correspon a la ISO 8579-2.

Finalment, per a la realització dels plànols s'ha seguit la norma ISO 16016 per a l'acotació i el seguiment de la normativa en la creació d'aquests.

V. Extensions de la memòria descriptiva

Aquest document hi podem diferenciar en 8 parts, en les quals es detalla cada un dels procediments seguint al llarg d'aquest treball on distingim una introducció i els antecedents de les transmissions de l'automòbil.

Seguidament, la tipologia de les caixes de canvis on es realitza una classificació de les diverses configuracions existents per treure un rang de relacions de velocitat; on després farem una presentació de la transmissió elegida per a l'estudi i anàlisi en aquest projecte. A continuació hi tindrem l'estudi cinemàtic dels trens epicicloïdals on descriurem les diferents restriccions cinemàtics i la configuració de cada una de les relacions de velocitat.

Passarem a la determinació del nombre de dents per a cada component amb el plantejament del problema i la creació de l'Excel i la utilització del complement Solver; en penúltim lloc tindrem el dimensionat on farem l'ús del programa CREO per dissenyar en CAD una aproximació de la configuració adaptada durant aquest projecte. Finalment, una simulació amb l'ajuda de l'Adams/Machinery.

VI. Condicions facultatives

Disposarem de la potestat de poder intervenir i realitzar possibles modificacions complimentant la informació existent. Es permetrà l'aportació de noves especificacions o informació que siga d'utilitat prescindible respecte les dades o afirmacions tècniques existents en el projecte.

Finalment, s'estarà a la disposició de revisar, comprovar i supervisar tots aquells procediments realitzats com també aquells que siguen alterats conscientment per la facilitació o l'optimització del procés anteriorment mencionat.





CAPÍTOL III

Pressupost



Pressupost

L'objectiu d'aquest apartat serà estimar l'import de la inversió que s'hauria de fer per dur a terme l'estudi i realització d'aquest projecte.

Aleshores es procedirà a valorar tant el personal que ha intervingut, el hardware i software empleat com l'espai temporal d'estudi i treball que ha suposat.

Aquestes especulacions les tindrem reflectides en les següents taules on o bé s'establiran valors típics corresponents, o bé la recerca del pressupost de les llicències.

Tipus de recursos	Recurs
Humans	Enginyer del projecte
	Tutor/Supervisor del projecte
Software	Llicència de Microsoft Excel
	Llicència de PTC CREO
	Llicència de MSC ADAMS/Machinery
Hardware	Ordenador portàtil compatible amb els programes anteriors

A continuació, avaluarem les diferents etapes o els diversos camps que hem desenvolupat en aquest projecte on suposarem un valor percentual mínim en els medis auxiliars del 3% ja que el valor típic pot arribar fins a 5%. En quant als euros/hora dels treballadors hi seran lliures d'impostos.

Estudi inicial i recerca de informació sobre les transmissions automàtiques, en concret de la configuració de la ZF 8HP:

	Temps invertit		Cost		Import	
Enginyer	40	hores	20	euros/hora	800	euros
Medis auxiliars 3%					24	euros
Total					824	euros

Donat que hi ha llicències de programes altament cares i desconexim el pressupost de les de la versió estudiant, s'adaptaran a preu l'hora suposant que fem servir aquesta llicència dins d'un camp on hi és rentable, per tant, aquest preu es reduirà al aplicat per usuari l'hora.

Estudi i càlculs amb l'Excel de totes les solucions que hem plantejat al llarg del projecte:

	Temps invertit		Cost		Import	
Enginyer	160	hores	20	euros/hora	3.200	euros
Supervisor	16	hores	25	euros/hora	400	euros
Llicència Microsoft	110	hores	0,10	euros/hora	11	euros
Total					3.611	euros

Realització del model CAD:

	Temps invertit		Cost		Import	
Enginyer	200	hores	20	euros/hora	4.000	euros
Llicència PTC CREO	190	hores	0,80	euros/hora	152	euros
Total					4.152	euros

Realització del model CAE:

	Temps invertit		Cost		Import	
Enginyer	40	hores	20	euros/hora	800	euros
Supervisor	16	hores	25	euros/hora	400	euros
Llicència Microsoft	35	hores	0,80	euros/hora	28	euros
Total					1.228	euros

Per tant, el total del pressupost en execució de material serà:

	Cost	
Estudi inicial i recerca de informació	824	euros
Estudi i càlculs amb l'Excel	3.611	euros
Realització del model CAD	4.152	euros
Realització del model CAE	1.228	euros
Total pressupost en execució de material	9.815	euros

Aleshores, tindrem un pressupost base de contracta:

	Cost	
Pressupost en execució de material	9.815	euros
13% despeses generals	1.275,95	euros
6% benefici industrial	588,9	euros
Total pressupost base de contracta	11.679,85	euros

Finalment, el pressupost total:

	Cost	
Pressupost base de contracta	11.679,85	euros
21% d'IVA	2.452,77	euros
Pressupost total	14.132,62	euros

El cost total farà un total expressat en euros de: **CATORZE MIL CENT TRENTA-DOS EUROS I SEIXANTA-DOS CÈNTIMS D'EURO.**







CAPÍTOL IV

Plànols



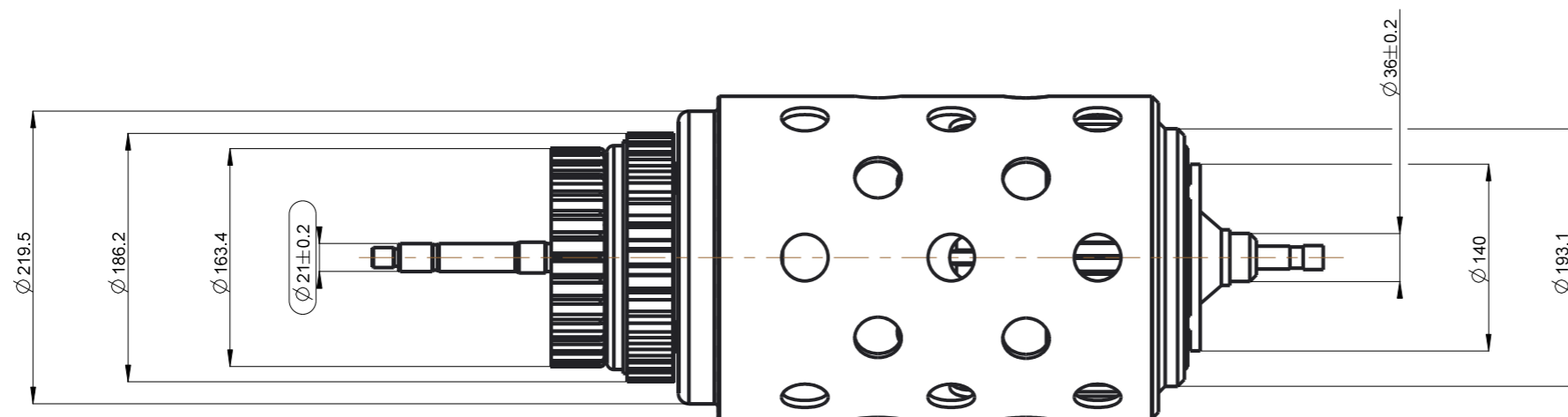
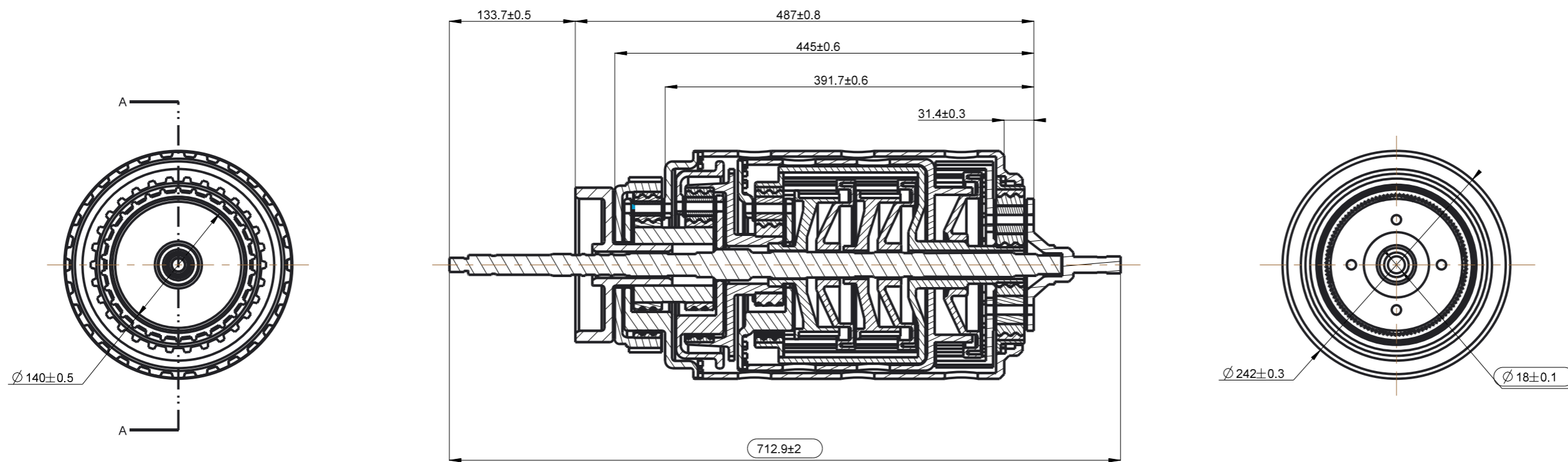
Índex de plànols

- I. **Conjunt final ZF 8HP¹**
- II. **Components ZF 8HP¹**

¹ Tot i que les dimensions dels plànols estan en mm, en ambdós s'ha hagut de realitzar mitjançant un format amb les dimensions en polsades ja que la versió d'estudiant no facilita en aquest cas l'A3. Per tant, s'ha optat per fer-los en aquest de 17 x 11 polsades i per no perdre l'escala, s'ha inclòs en l'àrea d'un A3 de 420 x 297 mm, d'ací el format que podem veure on els laterals hi són tallats al tindre-hi escala 1:1.



SECCIÓ A-A



ESCALA 1:10



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Disseny, anàlisi i simulació
dinàmica d'una transmissió
automàtica de trens
d'engranatges epicicloïdals
mitjançant ADAMS/Machinery

DIBUIXAT: B.PARRA

REVISAT: J.CARBALLEIRA

APLICACIÓ: TRANSMISSIÓ AUTOMÀTICA ZF 8HP

DENOMINACIÓ: CONJUNT FINAL ZF 8HP

FORMAT: A2

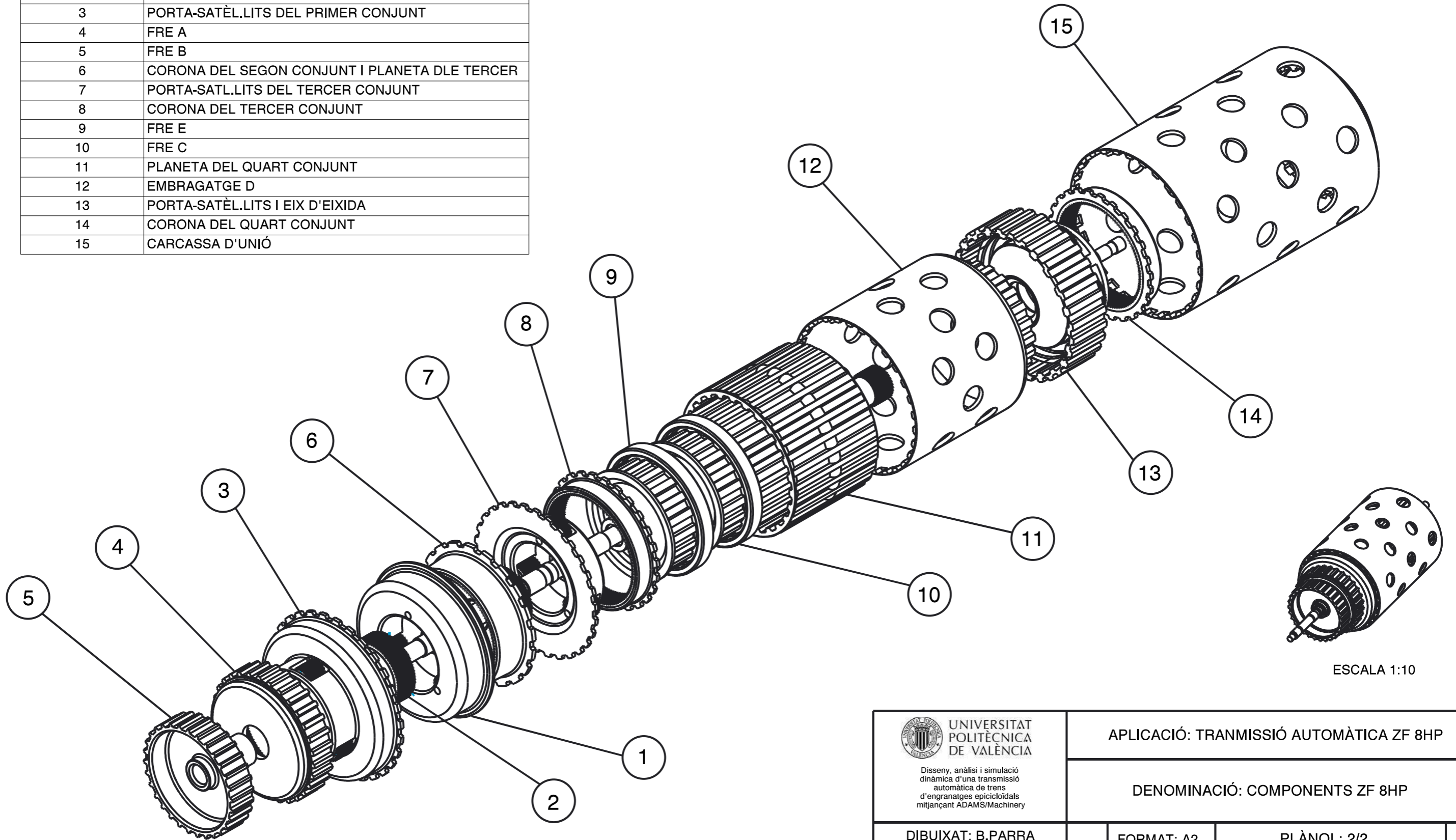
PLÀNOL: 1/2

ESCALA 1:5


DATA: 15/09/2018

DIMENSIONS EN MM.

SEQÜÈNCIA D'ASSAMBLATGE	COMPONENT
1	EIX D'ENTRADA + PORTA-SATÈL.LITS SEGON CONJUNT
2	PLANETA DEL PRIMER I SEGON CONJUNT
3	PORTA-SATÈL.LITS DEL PRIMER CONJUNT
4	FRE A
5	FRE B
6	CORONA DEL SEGON CONJUNT I PLANETA DLE TERCER
7	PORTA-SATL.LITS DEL TERCER CONJUNT
8	CORONA DEL TERCER CONJUNT
9	FRE E
10	FRE C
11	PLANETA DEL QUART CONJUNT
12	EMBRAGATGE D
13	PORTA-SATÈL.LITS I EIX D'EIXIDA
14	CORONA DEL QUART CONJUNT
15	CARCASSA D'UNIÓ



ESCALA 1:10

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA Disseny, anàlisi i simulació dinàmica d'una transmissió automàtica de trens d'engranatges epicycloïdals mitjançant ADAMS/Machinery	APLICACIÓ: TRANSMISSIÓ AUTOMÀTICA ZF 8HP		
	DENOMINACIÓ: COMPONENTS ZF 8HP		
DIBUIXAT: B.PARRA	FORMAT: A2	PLÀNOL: 2/2	
REVISAT: J.CARBALLEIRA	ESCALA 1:5	DATA: 15/09/2018	DIMENSIONS EN MM.