



**BILBOKO INDUSTRIA INGENIARITZA TEKNIKOKO
UNIBERTSITATE ESKOLA**



GRADUA MEKANIKA :

GRADU AMAIERAKO LANA

2013 / 2014

AUTOMOBIL BATEN TRANSMISIOAREN DISEINUA

2 . MEMORIA

IKASLEAREN DATUAK

IZENA : ASIER

ABIZENAK : MAESTRE SERRANO

SIN. :

DATA : 2014-06-19

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA : MIKEL

ABIZENAK : ABASOLO BILBAO

SAILA : MEKANIKA

SIN. :

DATA : 2014-06-19

AURKIBIDEA

2.1	Proiektuaren Helburua.....	3
2.2	Proiektuaren Hedadura.....	4
2.3	Araudiak eta Erreferentziak	5
2.3.1	Lege - araudiak eta Arauak.....	5
2.3.1.1	Transmisioaren diseinuan araudiak.....	5
2.3.1.2	Dokumentazioaren araudia.....	6
2.3.2	Bibliografia.....	7
2.3.2.1	Liburuak.....	7
2.3.2.2	Katalogoak.....	7
2.3.2.3	Helbide elektronikoak.....	8
2.3.3	Kalkulu programak	8
2.4	Definizioak eta Laburdurak.....	9
2.4.1	Definizioak.....	9
2.4.2	Laburdurak.....	10
2.5	Diseinurako Baldintzak.....	14
2.6	Ebatzien Azterlanak.....	15
2.6.1	Enbragea.....	15
2.6.1.1	Enbrage hidraulikoa.....	15
2.6.1.2	Enbrage elektromagnetikoa.....	16
2.6.1.3	Frikzio enbragea.....	17
2.6.2	Kutxa aldagailua.....	19
2.6.2.1	Kutxa aldagailu mekanikoak edo manualak.....	19
2.6.2.2	Kutxa aldagailu automatikoak.....	20
2.6.3	Transmisio ardatza.....	21
2.6.3.1	Ardatzak.....	21
2.6.3.2	Kardan junta.....	22
2.6.4	Diferentziala.....	23
2.6.4.1	Diferentzial orokorra.....	24
2.6.4.2	Diferentzial autoblokante mekanikoa.....	25
2.6.4.3	Torsen diferentziala.....	27
2.6.4.3.1	Torsen diferentzial motak.....	28
2.6.4.4	Diferentzial likatsua.....	31

2.7 Hartutako Ebatzia.....	32
2.7.1 Enbragea.....	32
2.7.1.1 Enbrage diskoa.....	33
2.7.1.2 Inertzia bolantea.....	35
2.7.1.3 Presio platera.....	36
2.7.1.4 Karkasa.....	37
2.7.1.5 Diafragma.....	38
2.7.1.6 Diafragmaren eta karkasaren arteko lotura.....	40
2.7.1.7 Presio plateraren eta karkasaren arteko lotura.....	41
2.7.1.8 Enbrage kojinetea.....	42
2.7.1.9 Enbragearen ardatza.....	43
2.7.2 Kutxa aldagailua.....	44
2.7.2.1 Engranajeak.....	44
2.7.2.1.1 Erredukzioak.....	45
2.7.2.1.2 Mugimenduari eragiten dioten indarrak.....	46
2.7.2.1.3 Engranajeen hotzak eta helizearen angelua.....	47
2.7.2.1.4 Modulua.....	48
2.7.2.2 Ardatz primarioa.....	48
2.7.2.3 Ardatz sekundarioa.....	50
2.7.2.4 Sinkronizataileak.....	51
2.7.2.5 Ardatzen euskarriak.....	55
2.7.2.6 Ardatz sekundarioaren errodamenduak.....	57
2.7.2.7 Txabetak.....	57
2.7.2.8 Kutxa.....	58
2.7.3 Transmisio ardatza.....	59
2.7.3.1 Ardatza.....	59
2.7.3.2 Kardan juntak.....	61
2.7.4 Diferentziala.....	63
2.7.4.1 Diferentzialaren parteak.....	63
2.7.4.2 Torsen diferentzialaren funtzionamendua.....	64
2.7.4.3 Torsen diferentzialaren adierazpen matematikoa.....	69
2.8 Planifikazioa.....	74
2.9 Proiektuaren kostua.....	75

2.1 Proiektuaren Helburua:

Proiektu honen helburua automobil batentzako transmisioaren diseinua egitea da. Izan ere, Eskuko Racing rally taldeak kotxe bat prestatzen ari da eta transmisio berri baten aske daude. Hasiera batean, kotxea BMW 318 is E-30 – modelo zen, baina potentzia handiagoko motor bat erosi dute eta potentzia guzti hori jasateko transmisio berri bat eskatu dute.

Motor berriak 343 zaldi potentziakoa da eta 7900 r.p.m. –tan biratzen du, izan ere, BMW M3 E46 batena.

Proiektu honen egilea: Maestre Serrano, Asier
NAN: 22755435-V

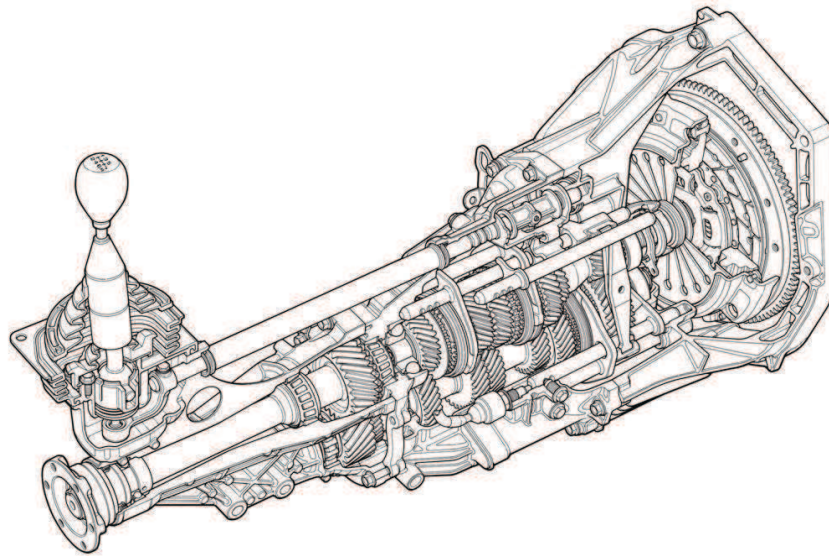


Irudia 2. 1. Proiektuaren helburua

2.2 Proiektuaren Hedadura:

Proiektuari dagokionez, eremu mekanikora mugatuko dela esan beharra dago. Transmisio baten elementu mekanikoak diseinatu edo definituko dira. Ez dira diseinatuko transmisioan eragina izan ditzaketen edozein sistema hidrauliko, elektriko edo elektronikoa.

Beste aldetik, proiektua, sortze fasetik UNE 157001:2002 -ren arabera dokumentazio arautua lortu arteko urrats guztiak bere baitan izango ditu. Ekoizpen arloari dagozkion urratsak zazpi dokumentu hauek kontutan harturik beste teknikoei utziko dira.



Irudia 2. 2. Kutxa aldagailua

2.3 Araudiak eta Erreferentziak:

2.3.1 Lege-araudiak eta Arauak:

2.3.1.1 Transmisioaren diseinuan araudiak:

Materialen ezaugarriak	DIN 2391
Normalizatutako hortzak engranjeentzat	UNE 18016
Altzairuen normalizazioa	UNE 36010
Errodamenduen kalkulu metodoa	UNE 18113-1983
Ardatz artekatua	ISO 4156
Errematxeak	DIN 660 A
Torloju Ahokatuak	DIN 6912
Boladun errodamenduak	DIN 625
Segurtasun eraztunak	DIN 471
Txabeta paraleloak	DIN 6885
Errodilo zilindrikodun errodamenduak	DIN 5412
Orratzdun errodamenduak	DIN 5405
Malgukia	DIN 2098
Azkoinak	DIN 439
Bernoak	DIN 961
Zirindolak	DIN 126
Txabeta paraleloak	DIN 6880
Ardatzen kalkulua	ASME

2.3.1.2 Dokumentazioaren araudia:

Planoen formatua	UNE 1-026-83/2
Planoen eskala	UNE 1-026-83/2
Errotulazio kutxa	UNE 1-0.35-95
Osagaien zerrenda	UNE 1-135-89
Idazkera	UNE 1-034-71/1
Planoen tolestea	UNE 1-027-95
Osagaiekiko erreferentziak	UNE 1-100-83
Zenbakikuntza hamartarra	UNE 50132
Tolerantzia geometrikoak	UNE 1-121-91
Tolerantzia dimentsionalak	DIN 7154
Amaiera kalitateak	UNE 1-037-86
Engranaje zilindrikoen planoetan agertu beharreko datuak	UNE 18112-1978
Perdoi orokorra	ISO 2768-m

2.3.2 Bibliografia:

2.3.2.1 Liburuak:

- Calculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y el automóvil. (Francisco Muñoz Gracia, Ed:Dossat, 1990)
- Tecnología Automoción (Ángel Sanz González, Ed: Edebé, 1996)
- Transmisión (Publio Pintado Sanjuán, Ed: Universidad de Castilla-La Mancha, 2000)
- Sistemas de Transmisión de Fuerza y Trenes de Rodaje (Eduardo Águeda Casado, Ed: Paraninfo, 2012)
- Mecánica del Automóvil actual (Jesús Calvo Martín, Ed: Universidad de Zaragoza, 1997)
- Ingenieritza-Proiektuak. (J.A. Santos Pera eta A. Pérez Manso, Ed: ARTE KOPI, 2008)
- Ingeniería de Vehículos: Sistema y Calculos (Manuel Cascajosa, Ed: Tébar, 2007)
- Manual de Automoviles (Manuel Arias Paz, Ed:Dossat, 2000)
- Makinen Diseinua, Klaseko apunteak (Mikel Abasolo Bilbao)
- Tratado teórico práctico de elementos de maquinas, calculo diseño y construcción (G.Niemann, Ed: Labor, 1973)

2.3.2.2 Katalogoak:

- NBS
- SKF
- Rulemanes de Mayo
- Opac
- Helix Autosport
- UAHE
- JTEKT
- Tecnopower

2.3.2.3 Helbide elektronikoak:

- SKF : <http://www.skf.com/es/index.html?switch=y>
- www.8000vueltas.com
- www.aficionadosalamecanica.com
- Torsen: <http://www.torsen.com/>
- OPAC: <http://www.opac.net/>
- ThyssenKrupp Materials Iberica S.A.: <http://www.thyssenkruppmaterials-iberica.es/>
- UAHE: <http://www.uahe.es/maestro.asp?idm=es&portada=S>

2.3.3 Kalkulu programak:

- Autodesk Inventor Professional 2014
- Microsoft Word
- Microsoft Excel
- XVIGAS

2.4 Definizioak eta Laburdurak:

2.4.1 Definizioak:

- **Luzera (m):** Luzetasunaren neurria, hiru naiz bi dimentsioko gorputzetan, dimentsio handienaren neurria.
- **Indarra:** Zerbait egiteko edo zerbaitetan aritzeko gaitasun edo ahalmen fisikoa.
- **Azalera (m²):** m²-tan neurtzen den distantzi bat. Luze zabalerako neurria.
- **Diametroa (m):** Zirkuluaren zentrotik igaro eta zirkunferentziaren bi puntu elkartzen dituen lerro zuzena.
- **Masa(Kg):** Gorputz batek lurrarekiko jasaten duen indarra. Egoeraren arabera indarraren balioa ezberdina izan daiteke, hau da, lurrean gorputz batek duen pisua eta gorputz berak ilargian duena ezberdina izango da. $P=m \times g$.
- **Presioa:** Azalera unitateko indarra.
- **Tentsioa:** Gorputz bat luzatzen ala laburtzen diharduten kanpo indarrei kontra jartzen zaizkien barne indar elastikoaren batura den indarra.
- **Modulu elastikoa:** Materialaren propietatea da. Zenbat eta handiagoa izan honen balioa, ezartzen zaion indar berarentzat materiala gutxiago deformatuko da. Gure altzairuaren kasuan $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$.
- **Potentzia:** Makina batek denbora tarte batean lan bat egiteko duen gaitasuna.
- **Errendimendua:** Edozein unitatetan ematen eta hartzen den energiaren arteko erlazioa (1 baino gutxiago izaten da).
- **Metrika:** Torlojuetan diametroa adierazteko erabiltzen den beste modu bat.
- **Parea:** Motorrak potentzia ardatzaren gainean eragiten duen indar momentua.
- **Abiadura:** denbora unitateko desplazamendua da.
- **Azelerazioa:** denborarekiko abiadurak pairatzen duen aldaketa da.

2.4.2 Laburdurak:

μ : Marruskadura koefizientea
 z : Enbrageak dauzkan pastilla kopurua
 α : Enbragearen pastilla bakoitzak hartzen duen angelua
 D_e : Enbrage diskoaren kanpo diametroa
 D_i : Enbrage diskoaren barne diametroa
 P_{max} : Presio maximoa
M: Enbrageak transmiti dezakeen pare maximoa
CS: Seguritate koefizientea
N: Newton
m: Metro
N: Enbrage diskoan egin beharreko indarra
S: Enbrage diskoaren kontaktu azalera
R: Erradioa
m: Modulua
Z: Hertz kopurua
 β_a : Helizearen inklinazio angelu aparentea
T: Engranajeak transmititutako pare
U: Engranajeak transmititutako indar tanjenziala
 r_c : Engranaje parearen erredukzioa
mm: Milimetro
w: Abiadura angeluarra
D: Diametroa
rpm: Bira minutuko
F: Indarra
 C_w : Arraste koefizientea
p: Presioa
v: Abiadura
W: Pisua
K: Marruskadura koefizientea
P: Potentzia
CV: Zaldi potentzia

a: Azelerazioa
 v_0 : Hasierako abiadura
 r_t : Erredukzio totala
kte: Konstante
b: Engranajearen zabalera
E: Young-en modulua
r: Erradioa
i: Erredukzioa (Positiboa)
d: Diametroa
n= Abiadura angeluarra(rpm)
k: Errodadura presio karakteristikoa
 Ψ : Gidatze faktorea
km: Kilometro
h: Ordu
cm: Zentimetro
kat: Katetoa
hip: Hipotenusa
 σ_b : Tentsio normala
 a : Hartzaren zabalera
I: Inertzia momentua
H: Hartzaren altuera
q: Koefizientea
 F_a : Indar axiala
 F_r : Indar erradiala
 F_t : Indar tanjenziala
N: Potentzia
 β_r : Helizearen inklinazio angelu erreal
 α_a : Engranajearen presio angelu aparentea
 α_r : Engranajearen presio angelu erreal
MA: Atzeranzko abiadura
 Σ : Batukaria
 M_t : Momentu tortsorea
 σ_{yp} : Fluentzia limitea

M : Momentu makurtzailea
 C_m : ASME koefizientea
 C_t : ASME koefizientea
 J : Momentu estatikoa
 T_{roz} : Momentu makurtzailea
 r_e : Kampo erradioa
 r_i : Barne erradioa
 L : Luzera
 L_{10} : Errodamenduen bizitza nominala
 C : karga kapazitatea
 I : Bizitza
 R_1 : Erreakzioa
 R_2 : Erreakzioa
 R_3 : Erreakzioa
 R_4 : Erreakzioa
 F_{eq} : Indar baliokidea
 τ_{yp} : Ebakidura tentsioa
 A_{ebak} : Ebakidura azalera
 A_{aplast} : Aplastamendu azalera
MPa: Mega Pascal
 b : Zabalera
sak: Sakonera
 h : Txabetaren altuera
 y : Deflexioa
 g : Grabitatea
 A : Azalera
 ρ : Dentsitatea
Hz: Hertzio
 n_{krit} : Abiadura kritikoa
 n_{max} : Abiadura maximoa
min: Minuto
s: Segundo
 θ : Hortzen presio angelua

β : Helikoidearen inklinazio angelua

T_f : Marruskadura parea

T : Parea

λ : Paireen arteko diferentzia maximoa

2.5 Diseinurako Baldintzak:

Transmisioaren diseinua egiteko, lehenik eta behin jakin beharko da zein izango den kotxean erabiliko den motorra. Kasu honetan, motorra BMW M3 E46 batena izango da.



Irudia 2. 3. Motorra

Motor honek 343 zaldi potentzia ematen du 7900 rpm –tan. Beste aldetik, 365 N·m –ko pare maximoa ematen du 4900 rpm –tan.

Kotxeak 6 abiadurako kutxa aldagailua edukitzea espero da, eta seigarren abiaduran kotxearen abiadura maximoa 246 km/h izan beharko da.

Azelerazioari dagokionez, autoak geldiunetik 100 km/h –rarte 4 segundu tardatzea espero da.

Autoaren konfigurazio geometrikoari dagokionez, jakinik autoa atzeranzko trakzioa izango duela, motorraren kokapena longitudinala izango dela dakigu. Hortaz, kutxa aldagailuaren kokapena ere.

Azkenik, jakina da kotxe osoaren pisua 1800 kg-koa izango dela, eta gurpilen dimentsioak 255/40 R18 ZR dira.

2.6 Ebatzien Azterlanak:

Atal honetan transmisio bat diseinatzeko beharrezkoak diren elementuak aztertu egingo dira gure kasurako zein den egokiena aukeratzeko.

Jakina denez, atzeranzko trakzioa duen auto baten transmisioaren parteak enbragea, kutxa aldagailua, transmisio ardatza eta diferentziala izango dira.

2.6.1 Enbragea:

Enbragea transmisio baten elementuak akoplatzeko eta desakoplatzeko gai den elementu mekanikoa da. Automobil batean, honen presentzia beharrezkoa da. Izan ere, errekuntza motor batek soilik lan egin dezake biraketa abiadura tarte baten artean. Honi "ralenti" izena ematen zaio gazteleraz. Hortaz, nahi bada kotxea astiro mugitzea, gelditzea edota abiadura aldatzea, motorra transmisioetik deskonektatu beharra dago.

Beste aldetik, enbragea ere pare bihurgailu baten antzera jokatzen du, irristaketa dela medio. Honela, aplikatu nahi den pare kantitatea moldatu dezakegu motel goazenean edota abiadura hasi nahi dugunean.

Enbrageak motorraren pare guztia transmititzeko gai izan beharko da, eta modu seguru eta azkar batean, abiadura hasten garenean edota abiadura bat aldatzen dugunean era eroso batean egiteko, era progresibo batean eta tiraldirik gabe.

Gainera, enbrageak ere motorraren bibrazioak moteldu behar ditu, transmisio elementuak hauen berri izan ez dezaten.

Hainbat motatako enbrageak daude. Orokorrean automobilgintzan erabilitakoak hiru multzotan sailkatu daitezke, hidraulikoak, elektromagnetikoak eta frikziozkoak.

2.6.1.1 Enbrage hidraulikoa:

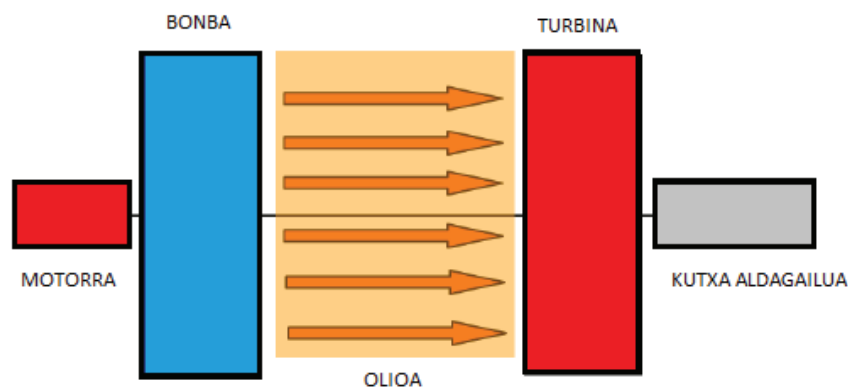
Enbrage hidraulikoa motorraren eta kutxa aldagailuaren artean enbrage automatiko bat bezala funtzionatzen du. Izan ere, enbrage honek baimendu egiten du parearen transmisioa biraketa abiadura jakin batetik hasita.

Honen funtzionamendua bonba baten energiaren transmisioan oinarritzen da, zeinak turbina batekin komunikatuta dagoelarik likido baten medioz (Normalean olio minerala).

Enbrage hidraulikoak, bi koro birakor dituzte, hainbat alabeekin. Hauetako bat, motorraren birabarkiarri lotuta dago torlojuen bitartez eta bonba zentrifugo baten funtzioa dauka. Besteak, kutxa aldagailuaren ardatz primarioa lotuta dago eta turbinaren funtzioa betetzen du. Bi hauek karkasa estanko baten barnean daude, olio beteta eta bien artean espazio txiki bat dago.

Motorrak biratzen duenean, bonbaren funtzioa betetzen duen koroak biratzen hasten da eta olioan zurrumbilo bat sortzen du. Olioaren energia zinetikoak turbinaren funtzioa betetzen duen koroaren alabeen kontra jotzen du pare transmitituz.

Motorra erralentian biratzen ari bada, olioaren energia zinetikoa txikia da eta ez da nahikoa turbinaren koroa mugitzeko beharrezkoa den pare erresistentea gainditzeko. Motorraren biraketa abiadura handitzen den heinean, olioaren energia zinetikoa handitu egingo da eta zurrumbiloak turbinaren koroa mugitzeko beharrezkoa den pare erresistentea gainditzen duenean, kotxea mugitzen hasiko da.



Irudia 2. 4 Enbrage Hidraulikoa

Hauek oso erabiliak dira kutxa aldagailu automatikoetan. Baina izan ere, hainbat desabantaila dute. Hauetakorik handiena da olioaren eta koroen arteko frikzioa dela eta, erregaiaren kontsumoa handitzen dela. Gainera, hauen fabrikazio kostua handia da.

Beste aldetik, esan beharra dago hainbat abantaila dutela ere. Ez dago desgasterik, hortaz mantenua erreza da eta gainera oso progresiboa da.

2.6.1.2 Enbrage elektromagnetikoa:

Enbrage elektromagnetikoak altzairuzko koro batez osatuta dago, motorraren bolantearen gainean esekita dagoena. Koro honen barnean hari bat dago zeinak bere gainean korrante bat aplikatzen denean eremu magnetiko bat sortzen duen enbrage diskoaren inguruan.

Koro honen barnean soberan dagoen espazioa altzairuzko xaflekin betetzen da, bai eta hauts magnetikoarekin. Hauts hau eremu magnetikoa dela enbrage diskoari aglomeratu egiten zaio eta horrela pare transmititzen da.



Irudia 2. 5 Enbrage elektromagnetikoa

Hortaz, esan daiteke para transmititzen dela koroaren haritik korronea pasarazten dugunean. Hau gertatzen ez bada, hauts magnetikoa ez da enbrage diskora aglomeratzen eta koroa biratu egiten da diskoa arrastatu barik. Harilkatutik korronea pasatzen hasten garenean, hauts magnetikoa diskora aglomeratzen hasten da. Hau pixkanaka pixkanaka egiten da. Horrela lortzen da enbragea progresiboa izatean.

Enbrage mota hau koste handikoa da eta soilik erabiltzen da aplikazio industrial oso espezifikoetan.

2.6.1.3 Frikzio enbragea:

Enbrage mota hauek bi gainazalen arteko kontaktuan sortzen den frikzioa erabiltzen dute motorraren para transmititzeko. Orokorrean, gainazalak lauak edo konikoak izan ohi dira.

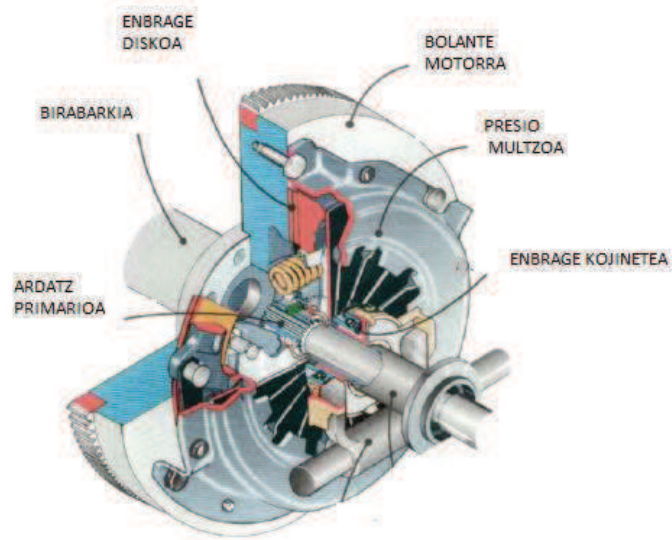
Orokorrean, gehien erabiltzen direnak gainazal lauak izan ohi dira, disko bakarrekoak edo disko bikoitzekoak. Disko hauek, aplikaziorako ezaugarri bereziak dituen material batez estalita dago bere bi alboetatik.

Gaur egun automobilgintzan gehien erabiltzen den enbragea disko bakarreko frikzio enbragea da. Horregatik, proiektu honetan honako bat erabiliko da.

Enbrage motan honen parteak honakoak dira:

- Presio Multzoa: Diskoaren gainean indarra egiteko gai den piezen multzoa da. Honen arterik garrantzitsuenak karkasa, diafragma eta presio platera dira. Karkasa bolante motorrera elkartuta dago lotura hariztatu baten bitartez. Beste aldetik diafragma presio platerean indarra egiten duen gailua da.

- Diskoa: Honek kutxa aldagailuaren ardatz primarioa konektatuta dago eta inertzia bolantearen pare transmititzen duen gailua da. Lehen esan bezala, diskoaren azalean material berezi batekin estalita dago pare gehiago transmititzeko.
- Enbrage kojinetea: Honen funtzioa enbragean eragitea izango da.



Irudia 2. 6 Frikzio enbragea

2.6.2 Kutxa aldagailua:

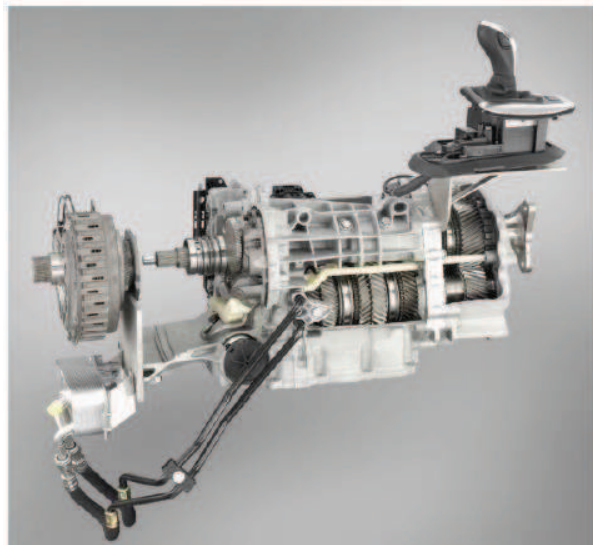
Kutxa aldagailua automobil baten transmisioaren elementurik garrantzitsuenetariko bat da. Izan ere, motorrak potentzia ematen duenez tarte zehaztu baten barnean, kutxa aldagailu baten beharrea gaude, martxa ezberdinetan motorraren pareta eta abiadura moldatzeko.

Kutxa aldagailuak martxa bat edo bestea egokitzea ahalbidetzen digu, motorraren biraketa abiadura autoaren abiadura edota kondizioetara egokitzeko.

Orokorrean, bi motatako kutxa aldagailuak desberdindu daitezke, mekanikoak edo manualak eta automatikoak.

2.6.2.1 Kutxa aldagailu mekanikoak edo manualak:

Kutxa aldagailu mekanikoetan, abiaduren aukeraketa eragingailu mekaniko baten bidez egiten da, nahiz eta zenbait kasutan automatizatuta egon daitekeen.



Irudia 2. 7 Kutxa aldagailu manuala

Kutxa mota hauetan, frikzioa jasaten duten elementuak olio bainu baten medioz lubrikatzen dira karterrean.

Kutxa hauetan, abiaduren aukeraketa kableak eta bestelako hegaxka zurrinak sortutako mekanismoekin egiten da.

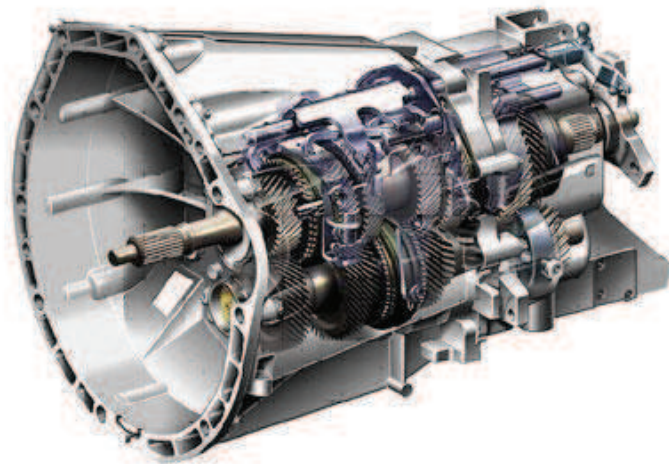
Kutxa aldagailuaren abiadura guztiak sinkronizatuta daude. Hau da, sinkronizazio mekanismoez baliatzen dira ardatzen abiadurak berdintzeko, abiadura aldaketa erosoago izateko.

2.6.2.2 Kutxa aldagailu automatikoak:

Kutxa aldagailu automatikoak sistema konplexu bat da non, era autonomo batean, abiadura aldaketak egiten dituen.

Azken batean gailu elektro-hidrauliko bat da zeinak abiadura aldaketak egiten dituen autoaren inguruneko kondizioen arabera, hau da, motorraren potentzia, kotxearen abiadura, mugimenduaren gaineko erresistentzia ...

Kutxa aldagailu manualak engranaje zilindrikoz osatuta dauden bitartean, automatikoak seriean ala paraleloan muntatuta dauden tren epizikloidalez osatuta daude. Azkeneko hauek, transmisio erlazio ezberdinak osatzen dituzte.



Irudia 2. 8 Kutxa aldagailu automatikoa

Hurrengo taulan kutxa aldagailu manualen eta automatikoen arteko konparaketa bat ageri da.

MOTA	ABANTAILAK	DESABANTAILAK
AUTOMATIKOA	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Erosotasuna ▪ Mantentze erreza ▪ Trakzio botere handia 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Errendimendu mekaniko baxua ▪ Pisu handia
MANUALA	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Errendimendu mekaniko altua ▪ Abiadura aldaketa azkarrak ▪ Iraunkortasun altua 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Bortitzak abiadura aldaketa azkarretan

Taula 2. 1 Konparaketa

Konparaketa hau kontutan hartuta, kutxa aldagailu manuala aukeratzea erabaki da. Izan ere, automatikoarekin konparatuz errendimendu altuagoa dauka, abiadura aldaketak azkarragoak dira eta iraunkortasun altua dauka. Gure kasuan, autoa lasterketetan ibiliko denez, faktore hauek oso garrantzitsuak dira.

2.6.3 Transmisio ardatza:

Transmisio ardatza motorra aurrean eta atzeko trakzioa duten autoetan kutxa aldagailuaren mugimendua gurpiletara eramateaz arduratzen den elementua da. Aurreko trakzioa edota atzekoa baina atzeko motorra duten autoetan hau ez da beharrezkoa, kutxa aldagailua trakzio gurpilen alboan dagoelako.

Transmisio elementu hauek, ebakidura esfortzu handiak jasaten dituzte, eta motorraren pare guztia gurpiletara transmititzeko gai izan behar dira, deformazioak jasan gabe.

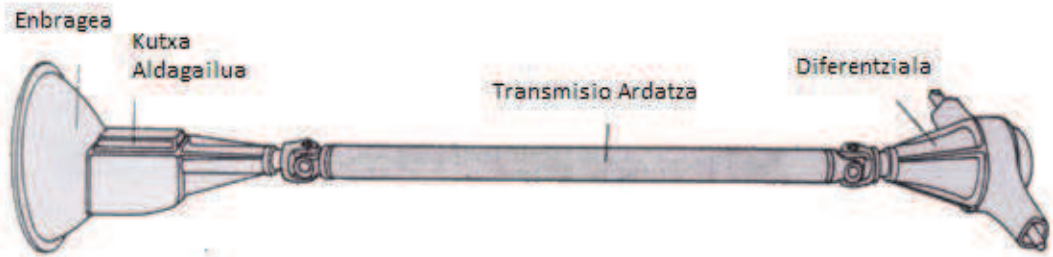
Gurpila suspentsioaren gainean muntatuta daudenez, mugimendua edukiko dute autoaren egiturarekiko. Hortaz, kutxa aldagailua eta motorra kotxearen egiturarekin finko daudenez, elementu hauen arteko lotura ezin da zurruna izan.

Orokorrean, motorra aurrean eta atzeko trakzioa duten autoetan kutxa aldagailuaren eta gurpilen arteko lotura altzairuzko ardatz hutsekin egiten da, eta beraien arteko loturetarako deformazioak jasan dezaketen juntak erabiltzen dira (Kardan, Homozinetikoak ...).

2.6.3.1 Ardatzak:

Lehen azaldu den bezala, hauek ebakidura esfortzu handiak jasaten dituzte, esfortzu hauek materialaren elastikotasunaren bidez jasaten direlarik. Horregatik, deformatu barik ahalik eta biraketa abiadura handiena jasateko diseinatuta daude.

Orokorrean, altzairuarekin egiten dira, eta oso orekatuak. Izan ere, orekatuta ez badaude, etengabe biraketan daudenez, bere pisuaren ondorioz bibrazioak sortu daitezke.



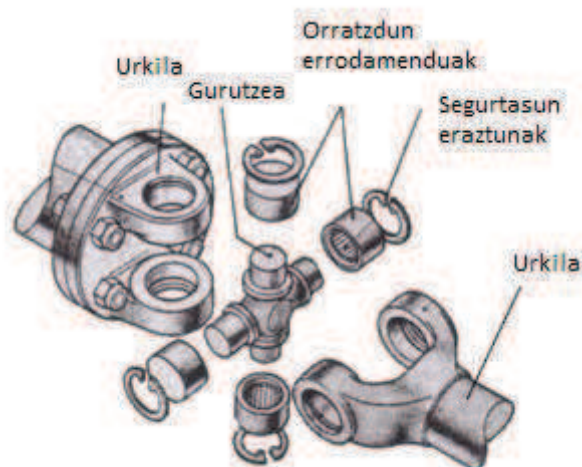
Irudia 2. 9 Transmisio ardatza

2.6.3.2 Kardan junta:

Automobilgintzan, kardan juntan bidezko transmisio ardatzen lotura erabiliena da. Izan ere, potentzia handiak transmititu dezakete eta ardatzen arteko angeluak 15 gradutara arte egokitu daiteke.

Izan dezaketen desabantaila bakarra izango da ardatzak lerrotuta lan egiten ez dutenean, beraien arteko transmisioan abiadura angeluarra ez dela guztiz konstante mantentzen, eta hortaz materialen gainean neke esfortzuak handitzen direla.

Kardan juntak orokorrean bi urkilez osatuta dago, beraien arteko lotura gurutze baten bidez egiten delarik. Gurutze hau, orratzdun errodamenduen gainean muntatuta dago, eta segurtasun eraztunekin finkatuta.



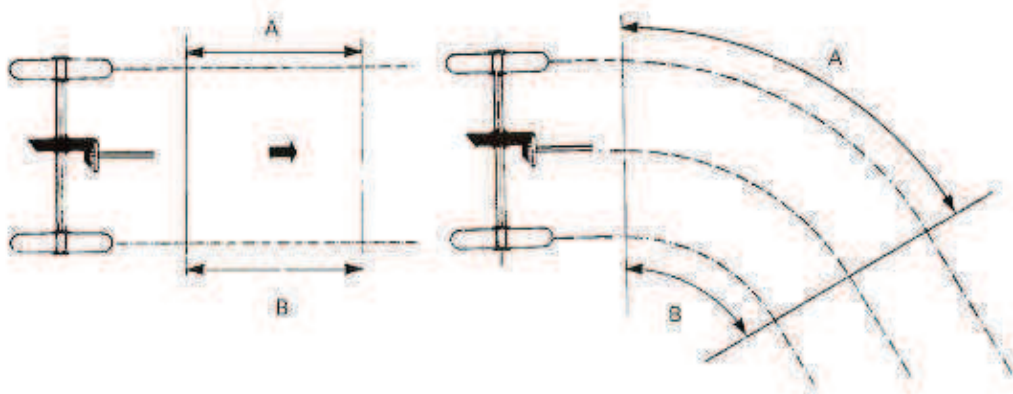
Irudia 2. 10 Kardan junta

Urkiletariko bat lotura higikor bat izango du, ardatz artekatu baten bidez. Izan ere, ardatzen arteko mugimenduak direla eta, kutxa aldagailuaren eta gurpilen arteko distantzia erlatiboa aldatzen da.

2.6.4 Diferentziala:

Autoaren gurpil higikariak transmisio ardatzaren mugimenduarekin zuzenean lotuta egongo balira, biak biraketa abiadura berdina izango lukete. Hau arazo bat da kotxeak kurba bat hartzen duenean, barneko gurpilak kanpoko baina gutxiago biratu nahi izango duelako. Horretarako diferentziala dago.

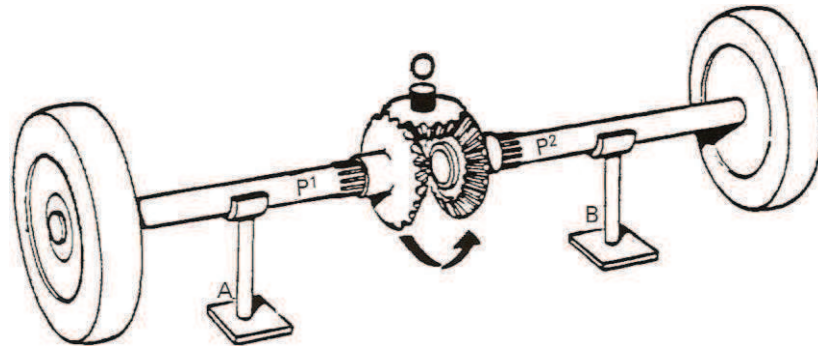
Diferentzialak ahalbidetzen du gurpil bakoitza abiadura ezberdinarekin biratzea potentzia transmititzen duten bitartean.



Irudia 2. 11 Diferentziala

2.6.4.1 Diferentzial orokorra:

Diferentzial mota hauetan, gurpiletara lotuta dagoen ardatz-erdi bakoitzak pinoi koniko batera lotzen da. Honi planetarioa deitzen zaio, eta honek beste pinoi koniko batekin engranatzan du, satelitea deitzen dena.

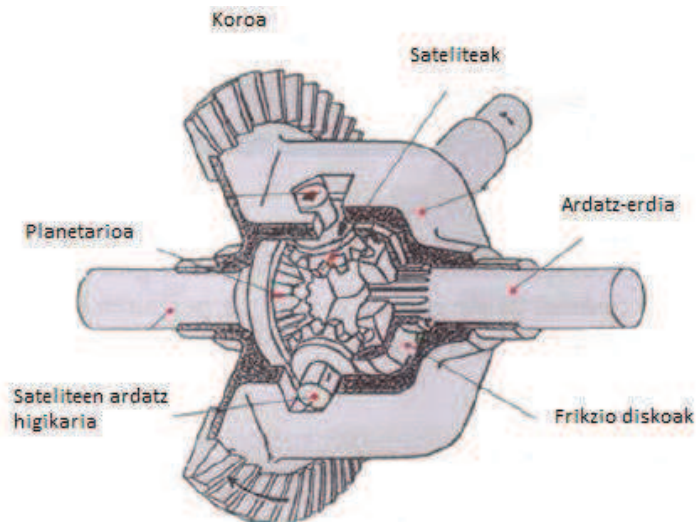


Irudia 2. 12 Diferentzial orokorra

Satelitea biratzera behartzen dugunean, planetarioak arrastatu egiten dira potentzia gurpiletara transmitituz, baina gurpilek biraketara aurka egiten dioten erresistentziaren arabera, gurpil batek besteak baino gutxiago ala gehiago biratuko du. Argi dagoenez, batak bestea baino potentzia gutxiago ala gehiago transmitituko du ere. Beti ere, bi ardatz-erdien artean erlazio bat egongo da. Izan ere, ardatz-erdien biraketa abiaduraren batuketa diferentzialaren kutxaren bikoitza izango da eta biek transmititutako parearen batuketa motorrak ematen duen parearen berdina izango da.

Hortaz, autoa lerro zuzenean doanean, bi gurpilak biraketari erresistentzia berbera ipintzen diotenez, biak biraketa abiadura berbera izango dute, eta bakoitzak motorraren potentziaren erdia transmitituko du lurrera. Kurba bat hartzen dugunean, barneko gurpila kanpokoak baino erresistentzia handiagoa izango du biraketari, eta hortaz kanpokoak barnekoak baino gehiago biratuko du.

Beste aldetik, diferentzialak potentzia handiagoa emango dio biraketari erresistentzia gutxiago ipintzen dion gurpilari. Hau arazo bat da gurpiletako bat itsaspena galtzen duenean, zeren eta biraketari ipintzen dion erresistentzia oso txikia denez, potentzia guztia gurpil honetatik irtengo da eta trakzioa galduko da.



Irudia 2. 14 Diferentzial autoblokantea

Sateliteen eta planetarioen arteko hortzen kontaktuan eragiten duten indarrak sateliteen ardatza kutxaren “V” formako zuloan higitzera behartzen dute. Izan ere, kotxea lerro zuzenean doanean, bi planetarioek satelitearengan indar berdina egingo dute, eta bi indarrak elkar orekatu egingo dira eta satelitearen ardatza ez da kutxaren zuloaren aldapetatik igoko. Baina ardatz-erdi batek besteak baino pare gehiago transmititzen badu, satelitearen eta planetarioaren arteko kontaktuan sortzen den indarra handiagoa izango da beste planetarioan agertzen dena baino, eta hortaz satelitearen ardatzari aldapen gainean igotzera behartuko du.

Honek, sateliteen desplazamendua ekarriko du, bai eta planetarioen desplazamendua ere. Izan ere, hauek ardatz-erdietan artekatuen bitartez lotuta daude. Higidura honek geldirik dagoen aldeko ardatz-erdiaren frikzio diskoen gainean eragiten du, ardatz-erdia diferentzialaren kutxara solidario biratzeari behartuz. Momentu horretan, diferentzialaren efektua desagertuko da eta bi gurpilak batera biratuko dira, ardatz zurrun bat izango balitz bezala.

Diferentzial mota hauek potentzia handia eta atzeranzko trakzioa duten kotxeetan erabiltzen da. Izan ere, azelerazioetan ohikoa da gurpil batek itsaspena galtzea eta hortaz diferentziala blokeatzean trakzioa hobetzen da. Gertatzen dena da diferentziala blokeatzen denean bi gurpilak batera biratzera behartuta daudela eta hortaz diferentzialaren efektua galtzen dela.

Beste aldetik, gaur egun diferentzial mota hauek ez dira asko erabiltzen kotxe normaletan. Izan ere, diferentzial orokorraren arazoa modu erraz batean konpondu daiteke gaur egun daukagun kontrol elektronikoekin. Hauek, detektatzen dutenean gurpil batek bestea baino askoz ere potentzia handiagoa transmititzen ari dela balazten bitartez moteldu egiten dute eta berehala potentzia gehiago eramaten da beste gurpilera diferentzialaren efektuagatik. Hala ere, autoen lasterketetan gehiago erabiltzen dira diferentzial autoblokante mekanikoak, kontrol elektronikoak balaztak nekatzen dituztelako.

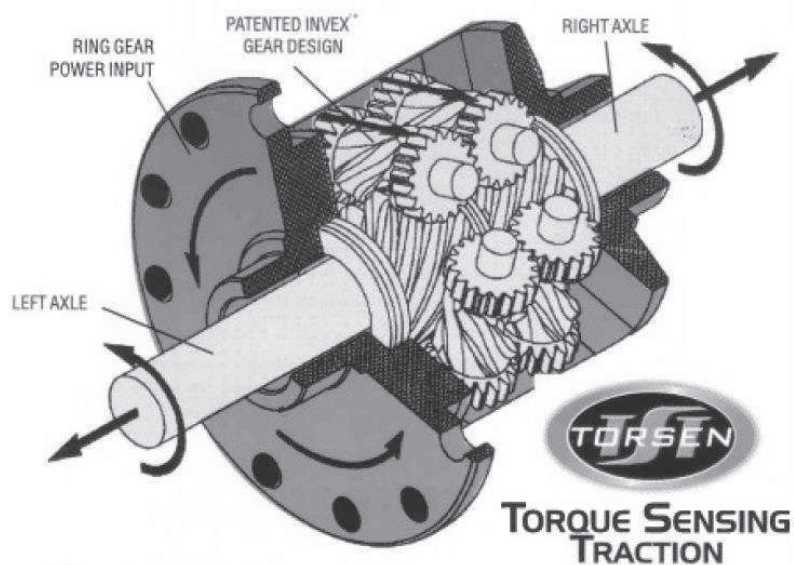
2.6.4.3.1 Torsen diferentzial motak:

-TORSEN T1:

Torsen T1 diferentziala oso ondo funtzionatzen du atzeko edota erdiko diferentzial bezala, baina baita ere erabili daiteke aurreko diferentzial bezala, TBR handi bat behar denean.

Diferentzial honek, INVEX izeneko engranaje multzo bat erabiltzen du, eta diseinatuta dago automobilaren bitzta osoa irauteko.

Diferentzial hau eskuragarri dago edozein TBR 2.5:1 eta 5:1 bitartean. Gainera, oso ondo funtzionatzen du ABS –arekin eta trakzio kontrol elektronikoarekin.



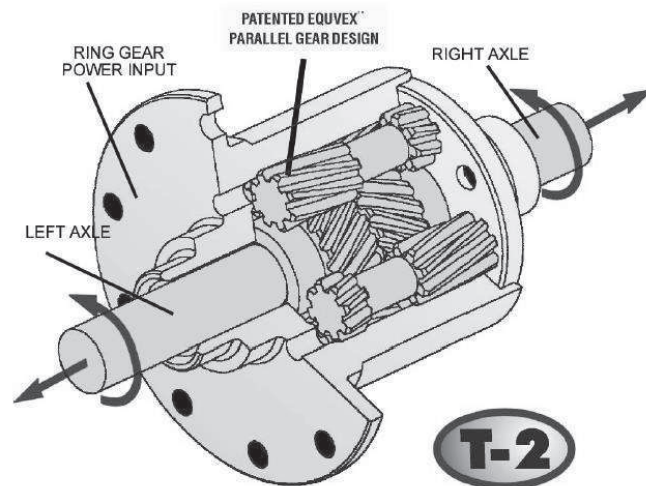
Irudia 2. 16 Torsen T1

-TORSEN T2:

T2 Torsen diferentziala asko erabiltzen da aurreko edota tarteko diferentzial bezala, nahiz eta zenbait kasutan erabili daitekeen atzeko diferentzial bezala.

Diferentzial hau osatzen duten engranaje multzoa EQUIVEX izena hartzen du. T1 diferentzialarekin konparatuta, honek indarren distribuzio hobego bat dauka engranaje helikoidalaren artean, haien arteko lasaierak txikituz. Horrela, funtzionamendu isilago bat lortuz. Engranaje hauek diseinatuta daude automobilaren bitzta osoa irauteko.

T2 Torsen diferentziala eskuragarri dago edozein TBR –arekin 1.4:1 eta 3:1 bitartean. Gainera, oso ondo funtzionatzen du ABS –arekin eta trakzio kontrol elektronikoarekin.



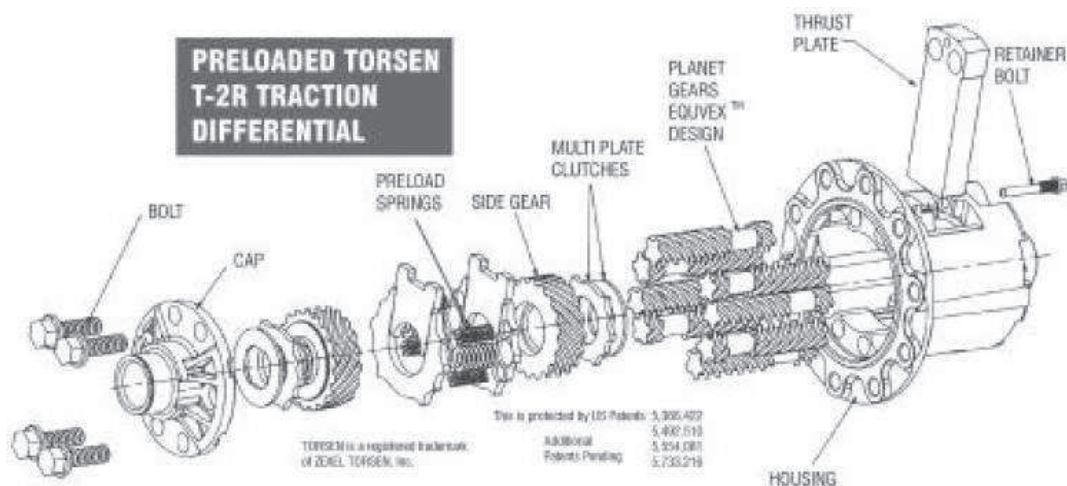
Irudia 2. 17 Torsen T2

-TORSEN T2R:

T2R Torsen diferentziala egokia da atzeko gurpila duten aplikazioetan, kamioietan eta errendimendu altuko automobiletan.

Torsen T2 –a bezala, bere engranaje multzoa EQUIVEX izena du eta automobilaren bitzta osorako diseinatuta dago. Diferentzial honek T –aren teknologia konbinatzen du frikzio plaken teknologiarekin. Honela, diferentzialaren errendimendua handitzen du eta trakzioa hobetzen du kondizio txarretan, TBR handiago bat lortuz.

Ford Racing-ek asko erabiltzen du diferentzial mota hau, eta oso onarpen ona du automobilaren lasterketa munduan.



Irudia 2. 18 Torsen T2R

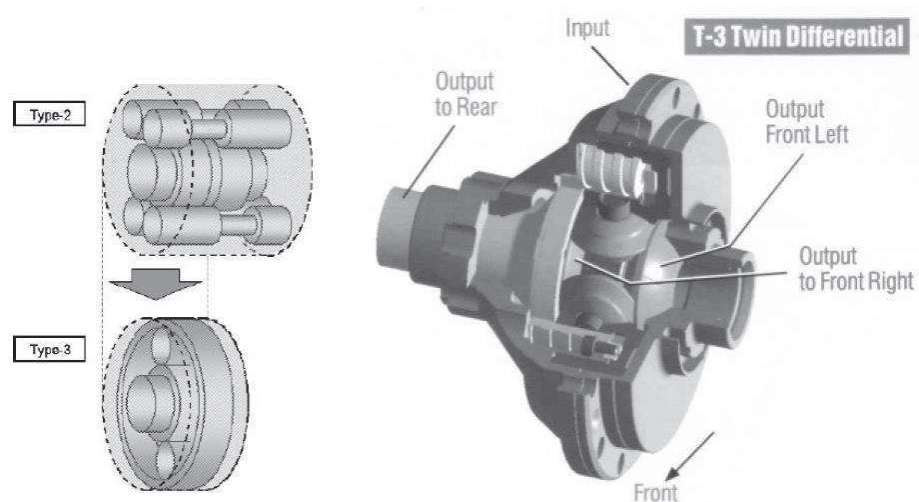
-TORSEN T3:

Diferenzial mota hau batez ere erabiltzen da tarteko diferenzial moduan, para banatzeko atzeko eta aurreko ardatzetan. Hortaz, lau gurpiletara trakzioa daukaten kotxeetan erabiltzen da gehienbat.

T2 diferenzialaren antzeko engranaje multzoa erabiltzen du, baina kasu honetan bere engranajeen konfigurazioa askoz ere konpaktuagoa da.

Diferenzial hau eskuragarri dago %20 - %30 tarteko blokeo portzentaje batekin, eta aurreko eta atzeko ardatzen arteko pare distribuzioa 65:35 –tik 35:65 –ra doa.

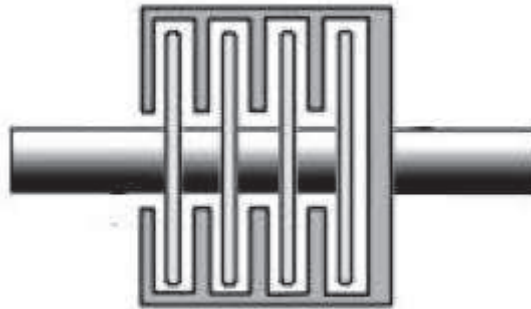
Argi dagoenez, diferenzial hau diseinatuta dago automobilaren bizitza osoa irauteko, eta ondo funtzionatzen du ABS sistemarekin eta trakzio kontrol elektronikoarekin.



Irudia 2. 19 Torsen T3

2.6.4.4 Diferentzial likatsua:

Diferentzial mota honetan, ez dago bi ardatz-erdien arteko lotura fisikorik, baizik eta biskositate handiko fluido baten bitartez. Fluido honek zilindro baten barnean dago, zeinaren barnean bi motatako diskoak daude txandakatuta. Mota horietako bakoitza ardatz-erdi bakoitzera solidariora da.



Irudia 2. 20 Diferentzial likatsua

Disko hauen arteko biraketa abiadura erlatiboa handiegia ez bada, adibidez, kurba bat hartzean, ia-ia independenteki mugitzen dira. Baina ardatz-erdietako bat bestea baino askoz ere abiadura handiago batekin biratzen hasten bada, diskoen eta fluidoaren arteko marruskadura dela eta beste ardatz-erdia arrastatuko du.

Sistema hau diferentzial orokor batera lotuta egon daiteke, autoblokeatzaile bat bezala. Gertatzen dena d diferentzial mota hauen aplikazioa mugatua dagoela fluidoaren tenperaturarekin, zeren eta tenperatura igo ahala fluidoak biskositatea galtzen du.

2.7 Hartutako Ebatzia:

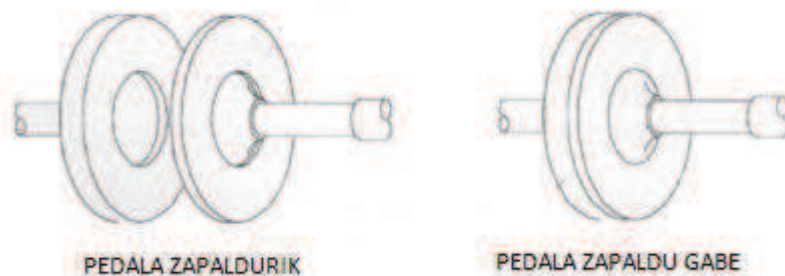
Behin diseinurako dauden baliabideak ezagututa, kasu honetarako diseinurik onena aukeratuko da. Horretarako, transmisioa osatzen duten elementuak atalez atal aztertzen joango da.

2.7.1 Enbragea:

Behin aztertuta gaur egun automobilgintzan erabiltzen diren enbrage motak, disko bakarreko frikzio enbrage bat erabiltzea erabaki da. Izan ere, gaur egun automobilgintzan gehien erabiltzen den enbrage mota da.

Jakina denez, motorraren eta kutxa aldagailuaren pare transferentzia eteteko gai den gailua da. Akzio hau, enbrage pedalaren bitartez egiten da. Enbrage pedala zapalduta ez dagoenean, motorra kutxa aldagailura pare bidaltzen ari dio, eta zapaltzen dugunean enbrageak kutxa aldagailua eta motorra deskonektatzen ditu.

Enbragearen akzioa inertzia bolantearen eta enbragearen diskoaren artean sortzen de marruskaduran du oinarria. Izan ere, enbragearen diskoak kutxa aldagailuaren ardatz primarioa lotuta dago. Enbrage pedala zapaltzen ari ez garenean, enbragearen presio sistema diskoa inertzia bolantearen kontra zapaltzen ari da, eta hortaz bi gainazalen artean sortzen den marruskaduragatik motorraren pare enbragearen diskora transmititzen da.



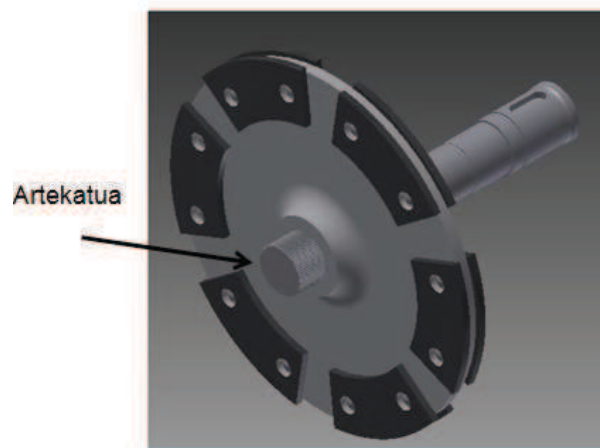
Irudia 2. 21 Enbragea

Disko motako frikziozko enbragearen funtzionamendua ondo ulertzeko, lehenik eta behin enbrage baten atalak aztertuko dira.

2.7.1.1 Enbrage diskoa:

Enbrage diskoak motorraren pare kutxa aldagailura transmititzen duen gailua da.

Enbrage batean diskoak burutzen duen lana oso erreza da. Presio platerak biraka dagoen inertzia bolantearen kontra bultzatu egiten du diskoa eta ondorioz pare kutxa aldagailuaren transmisio ardatzera transmititzen da. Izan ere, diskoa ardatz sekundariora artekatu baten bidez lotuta dago eta hortaz pare transmititzen du baina higitu daiteke ere.



Irudia 2. 22 Enbrage diskoa

Argi dagoenez, diseinatutako enbrageak motorraren pare maximoa baino pare handiago bat transmititzeko gai izan beharko da. Jakina denez, gure motorraren pare maximoa 365 N·m –koa da.

Gure kotxea auto lasterketetan arituko denez, hobe da lasterketarako enbrage bat aukeratzea.

Argi dagoenez, hainbat motatako enbrage disko egongo dira. Hauek, gehienbat, frikzio materialaren arabera sailkatzen dira. Gure kasuan, enbrage diskoa material karbo-zeramikozkoa izango da.

Hurrengo taulan materialaren propietateak ageri dira.

TECHNICAL DATA	
COLOR	Grey-Green
STRUCTURE	Rigid
COMPOSITION	
Metallic	Yes
Aramid	No
MAIN FIBER	Glass/Ceramic
TYPE OF SERVICE	Dry
COEFFICIENT OF FRICTION ¹	0.45 Normal
(μ)	0.41 Hot
WEAR RATE ²	Excellent
SHEAR IMPACT STRENGTH	High
MECHANICAL RESISTANCE	
Tensile Strength	2300 (ASTM D638-91)
Burst Strength	
Flexural Strength	14700 (ASTM D790-97)
Compressive Strength	12673 (ASTM D695-91)
HARDNESS	89
SPECIFIC GRAVITY	1.89
MAX. RUBBING SPEED ³	4100 ft/min
MAX. DRUM TEMPERATURE ²	650 F
MAX. PRESSURE	150 psi
AVAILABLE FORMS	
Radius Blocks	
Gear Tooth Facings	Yes
Disc Brake Pads	
Clutch Facings & Buttons	
Roll Linings	
<small> ¹ According to CHASE Test SAE-J661-A. Note: Tested by Link Testing Laboratories-Michigan-USA. ² Values calculated 400 F (204 C), 150 PSI, 20 ft/sec data point is typical of standard operating conditions, not the maximum limits of the compound. Wear rates vary with changes in temperature, pressure, and speed. Parameters-excellent: 0.006/0.008, good: 0.009/0.011 moderate; +0.012. ³ Feet/Min constant operation </small>	

Taula 2. 2 Ezaugarriak

Enbrage diskoak transmititu dezakeen pare maximoa kalkulatzeko hurrengo formulaz baliatzen gara.

$$M = \frac{1}{24} \cdot p \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha \cdot D_e^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^3 \right]$$

2.1 Formula

2.1 Formulaz baliatuta, diskoak transmititu dezakeen pare maximoa kalkulatu daiteke, eta pare hori motorraren pare maximoa baino handiagoa izan beharko da, segurtasun koefiziente batekin.

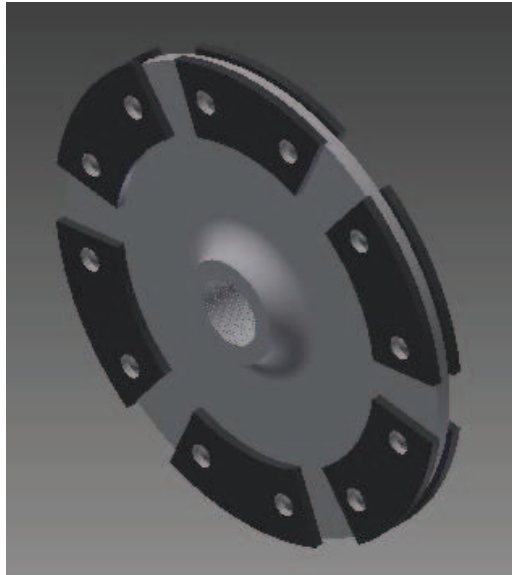
2.1 Formularen garapena kalkuluaren eranskinaren 3.2.2 atalean ageri da.

Beharrezkoak diren kalkuluak egin ondoren, ikusten dugu aukeratutako diskoaren ezaugarriak baliogarriak direla.

$$543,25 \text{ N.m} > 365 \text{ N.m} \rightarrow \text{Baliogarria da}$$

Hortaz, diskoaren dimentsio orokorrak hurrengoak izango dira:

- $z = 6$
- $D_e = 240 \text{ mm}$
- $D_i = 170 \text{ mm}$



Irudia 2. 23 Diskoa

Diskoaren dimentsioak ezagutzeko begiratu P05 plano.

Diskoaren materialari dagokionez F-127 altzairua aukeratu egin da. Aleazio altzairua da, zailtasun handikoa. Karga handiak jasaten dituzten pezetan erabiltzen da.

2.7.1.2 Inertzia bolantea:

Inertzia bolantea zuzenean motorraren birabarkira lotuta dago. Guztiz pasiboa den elementua da, eta bere funtzioa sistemari inertzia ematea da. Izan ere, horrela azelerazio angeluarraren fluktuazioak txikitzea ahalbidetzen du.

Presio platerak, honen kontra bultzatzen du enbrage diskoak, desenbragatzen ari garenean. Hortaz, bere dimentsioak zehazterakoan autoaren enbragea kontutan hartu beharko dugu.



Irudia 2. 24 Inrtzia bolantea

Inertzia bolantea F-111 altzairu gozo batez egina egongo da. Izan ere, honako hau makina orokorrean erabili ohi da.

Barne azalera amaiera kalitate hobeko bat emango zaio (N5). Izan ere, gainazal horretan diskoarekin kontaktuan egongo da.

Beste aldetik, karkasarekin eta motorrarekin lotzeko hainbat zulo ditu. Motorrarekin lotzekoak M8 –ko dimentsioak izango dute, eta karkasarekin lotzekoak (kanpo zirkunferentzian daudenak) , M8 ere.

Gainera, hasiera motorrarekin engranatzeko duen hortzak ditu.

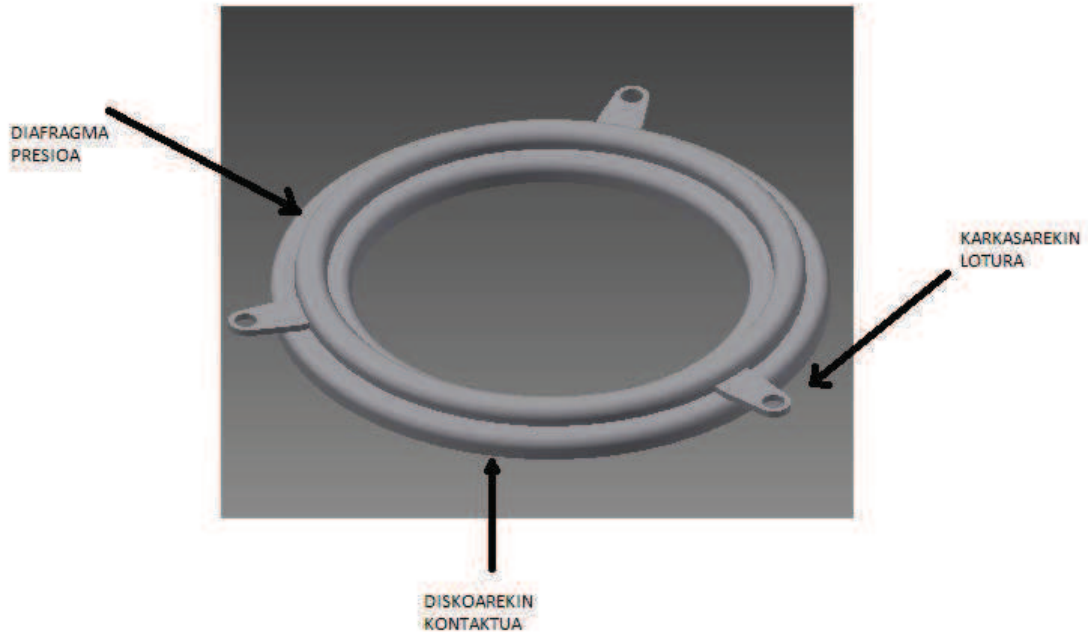
Inertzia bolantearen dimentsioen ezaugarri gehiagorako begiratu P04 plano.

2.7.1.3 Presio platera:

Presio platerak diskoaren gainean karga aplikatzeaz arduratzen dena da, karga hau diafragmak transmititzen diolarik.

Honek, karkasarekin batera biratzen du, baina desplazatzeko aukera izan behar du ardatzaren norabidean, diskoari karga aplikatzeko.

Bere kanpo diametroa enbragearen diskoaren berdina izango da, hau da 240 mm.



Irudia 2. 25 Presio platera

2.25 irudian ikus daitekeenez, karkasarekin lotzeko 3 belarri ditu, 120° tara. Presio plateraren eta karkasaren arteko lotura tiranteen bitartez egingo da.

Presio plateraren materialari dagokionez, F-210 altzairua aukeratu egin da, mekanizatzeke erreza delako.

Presio plateraren dimentsioak ondo ezagutzeko begiratu P06 plano.

2.7.1.4 Karkasa:

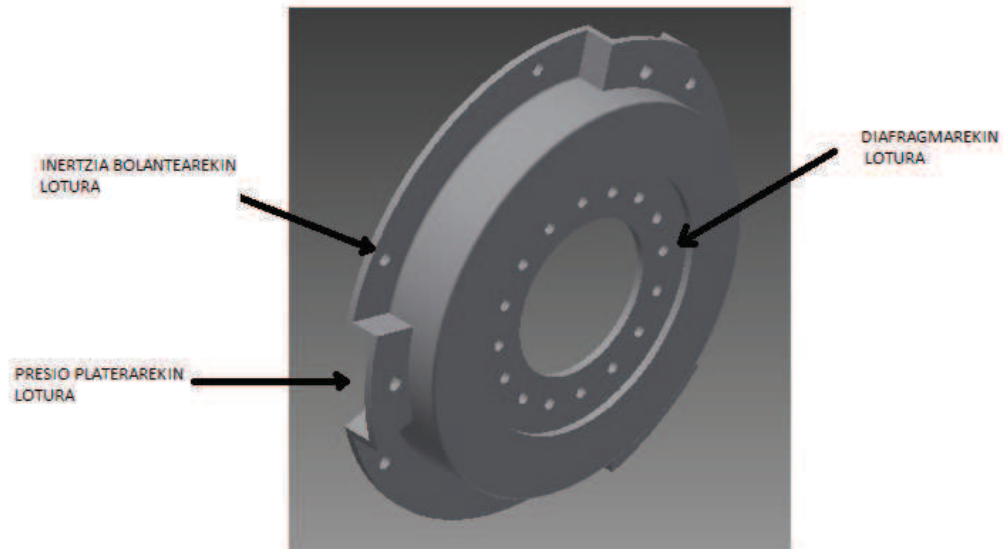
Karkasaren funtzioa enbragearen elementuei finkapena ematea izango da, enbrageak bere funtzioa era egokian egin ahal izateko.

Prezizio handiko pieza bat izan beharko da eta gainera zurruntasun handia izan beharko du, bere deformazioak ahalik eta txikien izateko, hona finkatuta dauden elementua ahalik eta gutxien mugitu daitezten.

Karkasara hiru elementu lotuta egongo dira, diafragma, presio platera eta argi dagoenez karkasa inertzia bolantera.

Inertzia bolantearekin lotzeko, M8 –ko 6 torloju erabiliko dira. Hortaz, karkasan 6 zulo mekanizatuko dira 9 mm diametroarekin. Beste aldetik, karkasa eta presio platera tiranteekin lotuko da. Izan ere, presio platera mugitu beharko da eta hortaz tiranteak ere. Horretarako, 3 zulo mekanizatu egin dira 9 mm –ko diametroarekin eta H8 lasaieradun perdoi dimentsional batekin.

Azkenik, diafragmaren loturarekin dagoen lotura daukagu. Hauek, M6 –ko torloju batekin lotuko dira. Hortaz, 8 mm-ko diametroa duten 16 zulo mekanizatuko dira, 22,5° tara. Guzti hau 2.26 irudian hobeto ikusi daiteke.



Irudia 2. 26 Karkasa

Karkasaren materialari dagokionez, jakina denez moldeaketa bidez egiten dela, F-127 altzairu bat aukeratu da, erresistentzia handikoa delako eta zailtasun handia duelako.

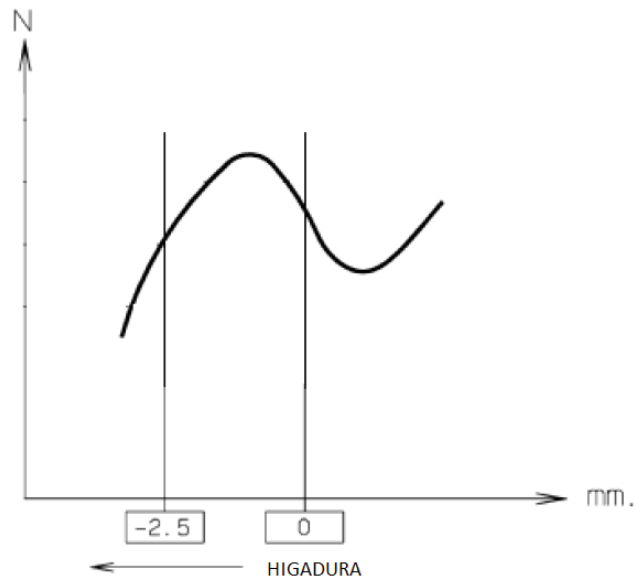
Karkasaren dimentsioak ezagutzeko begiratu P08 plano.

2.7.1.5 Diafragma:

Diafragma presio platerari indarra ematen dion gailua da. Izan ere, “Belleville” zirindola bat da, baina moldatua izan da aplikaziorako.

Berez, forma konikoa du, eta hasierako posizioan presio platerari presioa egiten ari dio. Momentu horretan, potentzia transmititzen ari da motorretik kotxa aldagailura. Enbragearen pedala zapaltzen dugunean, enbrage kojinetek diafragman eragiten du eta presio platerari indarra egiteari uzten dio. Horretarako, diafragma euskarri berezi batzuk ditu, geroago azalduko direnak, uzten diotenak diafragmari pibotatzea.

Diafragmak sortzen duen karga ez da lineala, parabolikoa baizik. Hortaz, diskoaren frikzio materiala desgastatzen den heinean aplikaturiko karga handitzen joango da. Hau oso garrantzitsua da zeren horrela ziurtatzen da enbragearen bitzta osorako karga konstantea izango dela.



Irudia 2. 27 Diafragmaren karga kurba

Diafragman presio platerean egin behar duen karga kalkulatzeko, hurrengo formulaz baliatuko gara.

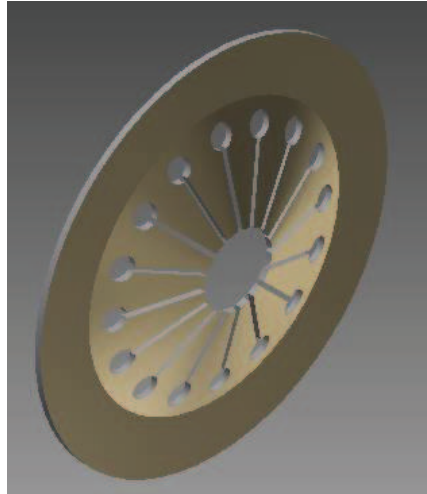
$$N = \frac{1}{16} \cdot p \cdot z \cdot \alpha \cdot (D_e^2 - D_i^2)$$

2.2 Formula

Formula honen garapena kalkuluen eranskinaren 3.2.3 atalean ageri da. Beharrezkoak diren balioak ordezkatzuz, diafragmak 8748,31 N -eko indarra egin behar duela lortzen dugu. Behin hau jakinda, diafragma dimentsionatuko dugu.

Diafragmaren dimentsioak eragiten duen karga zehaztuko du. Kasu honetan, 3,5 mm –ko lodiera izango du eta kanpo diametroa 219 mm-koa izango da. Dimentsio hauek, enbrage fabrikante baten diafragma batetik lortu dira.

Materialari dagokionez, F-143 altzairu bat aukeratu da. Izan ere, elastikotasun handikoa da eta malgukiak egiteko erabili ohi da.



Irudia 2. 28 Diafragma

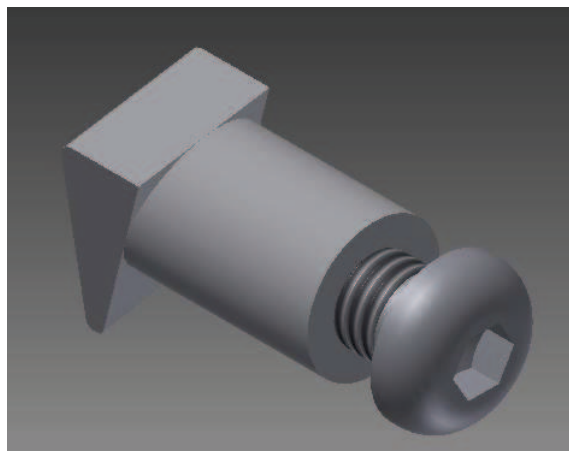
2.28 irudian diafragmaren itxura ageri da. Bere dimentsioen berri izateko begiratu P07 plano.

2.7.1.6 Diafragmaren eta karkasaren arteko lotura:

Karkasaren eta diafragmaren arteko lotura euskarri berezi batzuekin egiten da, zeinak diafragmaren berezko mugimendua egiteko behar duen euskarria ematen dioten.

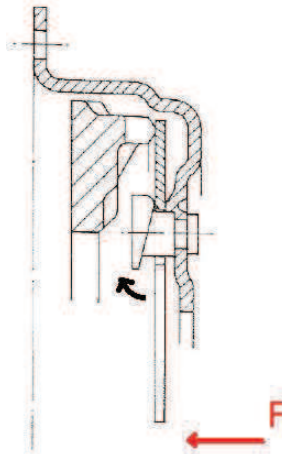
Euskarri hauek diseinatzeko hainbat modu daude. Izan ere, enbrageak diseinatzeko dituen erakunde bakoitzak bere metodoa izango du. Kasu honetan, DBR teknologia hautatu da, 40 urte baino gehiago duen teknologia bat denez.

Euskarri hau karkasara finkatuta dago torloju baten bitartez. Beste aldetik, euskarriaren buruak sekzio triangularra dauka, enbrage kojinetek diafragman eragitean honek euskarriaren gainean pibota dezan eta presio plateraren gainean indarra egiteari uzteko.



Irudia 2. 29 Diafragmaren euskarria

Hurrengo irudian, DBR teknologiaren funtzionamendua irudikatzen da.

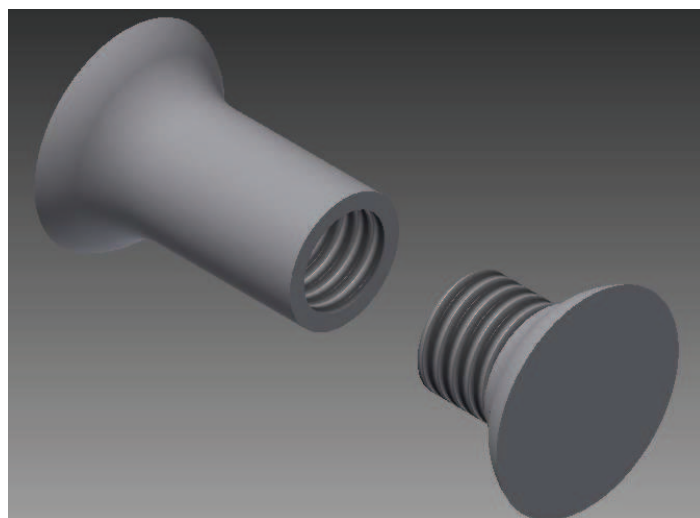


Irudia 2. 30 DBR funtzionamendua

Euskarri hau egiteko F-122 altzairua erabili da, orokorrean espekak egiteko erabili ohi dena. Dimentsioen informazio gehiagorako, joan P07 planora.

2.7.1.7 Presio plateraren eta karkasaren arteko lotura:

Jakina denez, presio platera bere posizioa aldatzeko gai izan beharko da enbragatze eta desenbragatze prozesuetan diskoari karga aplikatu eta kendu ahal izateko. Bi elementu hauen arteko lotura egiteko, tirante sistema bat erabili da, bi piezaz osatuta. Bi pieza hauek 2.31 irudian ageri dira.



Irudia 2. 31 Tirantea

Argi dagoenez, tirantearen diametroa presio plateraren belarriaren zuloa baino pixka bat txikiagoa izan beharko da, desplazamendua era natural batean egin ahal izateko. Kasu honetan 9 mm-ko diametroa edukiko du.

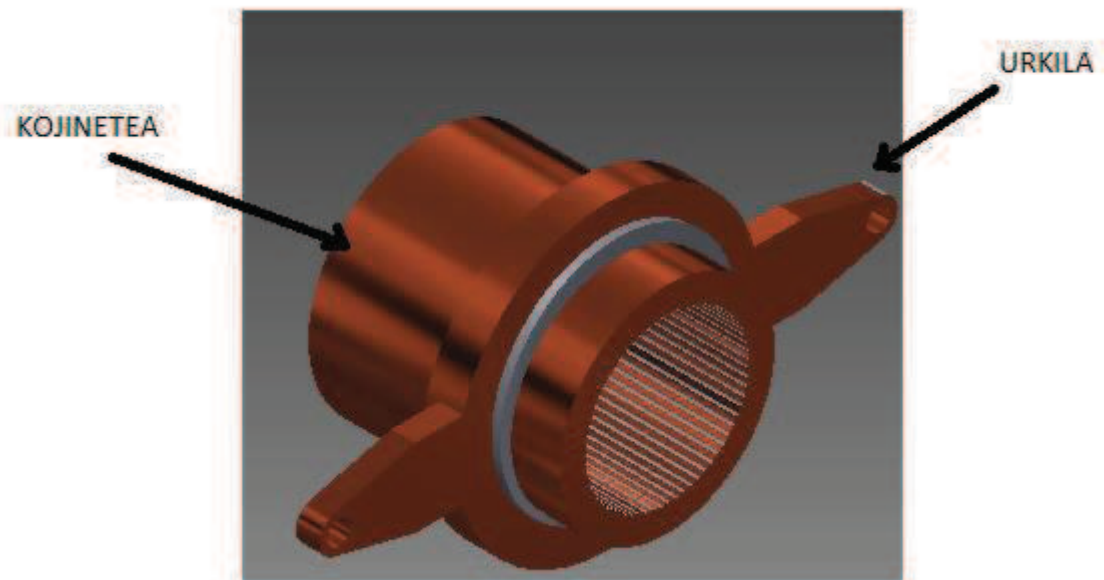
Materialari dagokionez, diafragmaren euskarria bezala F-122 altzairu aleazioa erabiliko da. Pieza honen dimentsioak ezagutzeko begiratu P07 plano.

2.7.1.8 Enbrage kojinetea:

Elementu honen funtzioa enbragatzea eta desenbragatzea izango da. Izan ere, guk pedala zabaltzen dugunean, enbrage kojinetearen gainean eragiten ari gara. Elementu honen mugimenduak diafragmaren gainean eragiten du presio plateraren gaineko indarra desagertuz, eta hortaz potentziaren transmisioa geldituz.

Elementu hau, bi piezaz osatuta dago, kojinetea eta urkila. Kojinetea, enbragearen ardatzarekin batera biratzen du, baina bere gainean desplazatzen da, artekatu baten bidez lotuta baitaude. Urkila, enbragearen akzionamenduaren mekanismoarekin lotuta dago, eta lehenengo pieza hau mugiarazten du pedala zapaltzen dugunean.

Argi dagoenez, urkila honek ezin du biratu, hortaz bien artean errodamendu bat dago. Guzti hau 2.32 irudian ageri da.



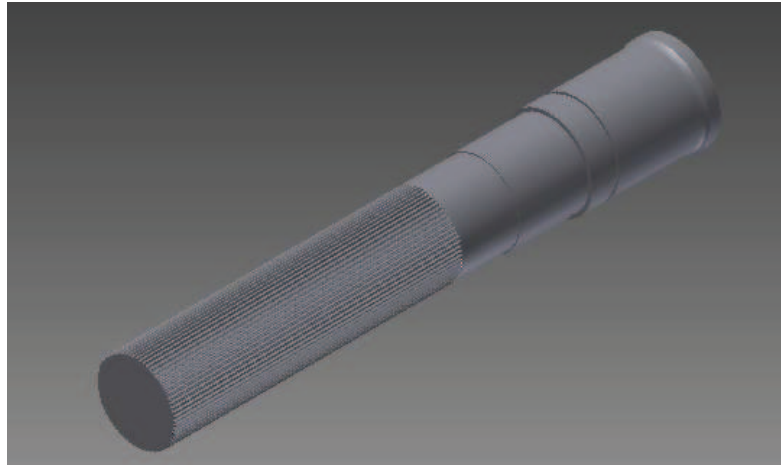
Irudia 2. 32 Enbrage kojinetea

Elementu hauetarako F-127 altzairu bat erabili da, makinaren pieza orokorretan oso erabilia den altzairua baita bere zailtasunagatik.

Elementu hauen zehaztasun gehiagorako, begiratu P06 plano kojinetarako eta P08 urkilarako.

2.7.1.9 Enbragearen ardatza:

Kasu honetan kutxa aldagailuaren erredukzioak bi etapetan egingo direnez, enbragearen ardatza eta kutxa aldagailuaren ardatz primarioa ez dira elementu berdinak izango. Hala ere, bien artean engranaje pare bat egongo da, hortaz potentziaren transmisioa etengabekoa izango da.



Irudia 2. 33. Enbragearen ardatza

2.33 Irudian ikus daitekeenez, ardatza artekatu bat du mutur batean, enbrage diskoa lotzeko bai eta enbrage kojinetarako.

Ardatza, AISI 4140 materialaz egingo da. Zehetasun gehiagorako, begiratu P09 plano.

2.7.2 Kutxa aldagailua:

Kutxa aldagailuari dagokionez, kutxa aldagailu mekanikoa edo manuala erabiltzea erabaki da. Bi aukera zeuden, manuala eta automatikoa. Aplikazioa kontutan hartuta, erabaki egin da kutxa aldagailu manuala aukerarik egokiena izango zela, zeren eta kutxa aldagailu automatikoak nahiz eta oso erosoak izan, oso pisutsuak dira eta aplikazio honetarako pisua faktore garrantzitsu bat da.

Beste aldetik, kutxa aldagailu manualak errendimendu mekaniko altuagoa daukate eta abiadura aldaketak azkarrago egiten dira. Gainera, gaur egun auto lasterketetan ez dira erabiltzen kutxa aldagailu automatikoak, eta askoz ere gutxiago rallyetan.

Hau guztia kontutan hartuta, kutxa aldagailuaren elementuen ezaugarriak eta funtzionamendua azalduko da, bai eta bere diseinurako jarraitu diren pausuak.

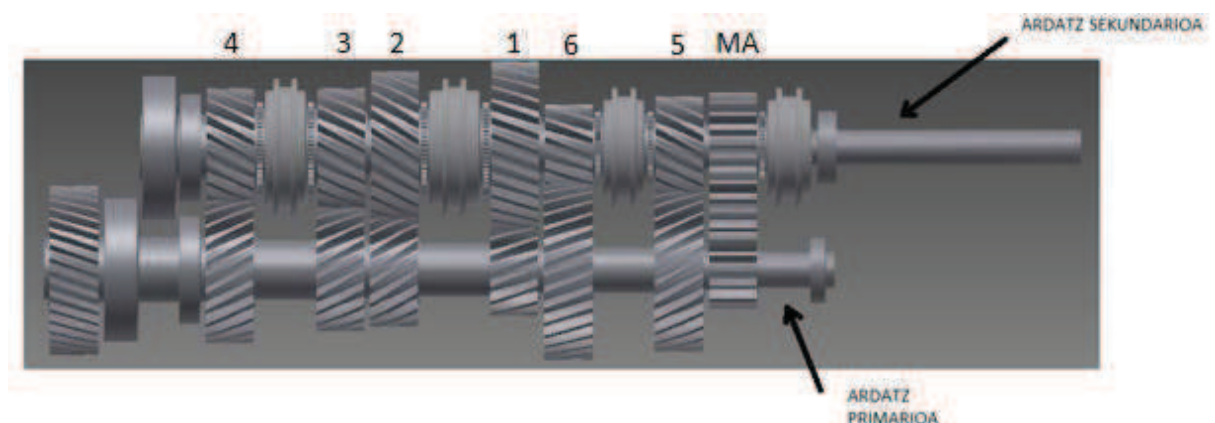
2.7.2.1 Engranajeak:

Kutxa aldagailuaren engranajeak motorraren para egokitzeaz arduratzen direnak dira. Ardatz primarioaren engranajeak ardatzarekin batera biratzen dute, ardatzaren eta beraien arteko lotura txabeta batzuen bitartez egiten baita.

Ardatz sekundarioaren engranajeak primarioarenarekin engranatu daude, baina ez dira ardatzarekin batera biratzen. Izan ere, engranajeen eta ardatzaren artean orratzdun errodamenduak daude. Abiadura bat aukeratzen denean, sinkronizatzailea mugiarazten da eta abiadura horren engranajea ardatzarekin batera biratzera behartzen da.

Ardatz primarioaren eta sekundarioaren engranaje guztiak helikoidalak dira, atzerako abiadurarena izan ezik, bere hortzak zuzenak baitira. Gainera, atzeranzko abiaduraren engranajeen artean beste pinoi bat sartzen da, pinoi zoroa deitua. Honen funtzioa ardatz sekundarioaren biraketa abiadura aldatzea izango da.

Hortz helikoidalak erabiltzearen zergatia engranaje helikoidaletan hortzen arteko kontaktua progresiboagoa delako da eta hortaz potentziaren transmisioa suabeagoa.



Irudia 2. 34 Engranajeak

Erredukzio hauek edukita, abiaduren diagrama marraztuko dugu. Kontutan hartuta motorraren funtzionamendu egokia potentzia maximoaren eta pare maximoaren artean dagoela, saiatzen da tarte horretan egotea. Diagrama honetan kotxearen abiaduraren eta motorraren biraketaren arteko erlazioa azaltzen da.

Erredukzioen kalkuluaren eta abiaduren diagrama kalkuluen eranskinaren 3.3.1 atalean ageri dira.

2.7.2.1.2 Mugimenduari eragiten dioten indarrak:

Beste aldetik, aukeratutako erredukzioak baldintzak betetzen dituen ala ez ikusi behar da. Izan ere, kutxaren konfigurazio honekin mugimenduari eragiten dioten indarrak gainditu beharko ditu, motorrak ematen duen potentziarekin.

Automobil batean mugimenduari eragiten dioten indarrak honakoak izango dira:

- Aerodinamika (Haizeak gorputz baten mugimenduari eragiten dion indarra)
- Errodadura (Gorpilen eta zoruaren arteko marruskadura indarra)
- Aldapa (Lurraren grabitatearen ondorioz sortzen den indarra)
- Azelerazioa (Gorputz baten mugimenduari eragiten dion indarra bere masaren ondorioz)

Orokorrean, kutxa aldagailu baten erredukzioak balioztatzera goazenean, erredukziorik handiena eta txikiena konprobatzen dira, hau da, lehenengo abiadura eta seigarren abiadura.

- INDAR AERODINAMIKOA:

Kotxe batek mugitzen ari denean, aireak mugimenduari eragiten dion indarra sortzen du. Indar honi indar aerodinamikoa deitzen zaio, eta indar hori gainditzeko potentzia bat behar da.

Indar honek eragin handiagoa du kotxearen abiadura handiagoa den heinean. Bi zatitan banatzen da:

- Sostengu indarra, gorantz jotzen duela
- Arraste indarra, norabide horizontalean aritzen duela.

Sostengu indarra hegazkinei aireratzea baimentzen dion indarra da. Kotxeetan, efektu hori nahi ez denez, aleroiak ipintzen zaizkie efektua pairatzeko.

-ERRODADURA INDARRA:

Indar hau gurpilak zoruarekin sortzen den marruskaduragatik sortzen da.

-ALDAPA INDARRA:

Kotxeak aldapa bat igotzen ari denean grabitateak eragiten dion indarra da.

-ALERAZIOAGARTIK INERTZIA INDARRA:

Kotxearen abiadura handitu nahi bada, honen kontra eragiten duen inertzia indar bat gainditu behar da. Hau kotxearen masaren arabera da.

Behin indar hauek kalkulatu ikusi beharko da gainditzeko beharrezkoa den potentzia, eta hori motorraren potentzia baino txikiagoa izan beharko da.

Mugimenduaren kontra eragiten duten indarrak gainditzeko beharrezkoa den potentziaren kalkuluak zehazki antzemateko begiratu kalkuluaren eranskinaren 3.3.2 atala.

2.7.2.1.3 Engranajeen hartzak eta helizearen angelua:

Engranaje helikoidal baten helizearen angelua hartzak horizontalarekin osatzen duten angelua da.



Irudia 2. 36 Engranaje helikoidal

Behin erredukzioak ezagutu, engranajeen hartzak ezagutu beharko dira. Ardatzen arteko distantzia konstante mantentzeko, engranajeen moduluaren, hartz kopuruaren eta inklinazio angeluaren arteko erlazioa konstante mantendu behar da.

	1	2	3	4	5	6
z_1	16	18	21	25	28	33
z_2	32	25	22	20	17	15
β_a	20	32.66	32.66	28.24	26.5	26.5

Taula 2. 3 Hortzak eta Helize angeluak

Faktore hauen kalkulua kalkuluen eranskinaren 3.3.3 atalean ageri da.

2.7.2.1.4 Modulua:

Engranaje batean, modulua diametro primitiboaren eta hortz kopuruaren arteko erlazioa zehazten du. Bi engranaje pare engrana daitezten, biak modulu berdina izan beharko dute.

Orokorrean egiten dena da engranaje guztien modulua kalkulatzea eta gero guztietarako berdina erabili, emaitza gehien mugatzen duena, kasu honetan handiena. Esan beharra dago ere engranajeen moduluen balioak araututa daudela eta gutxi gora behera modulua 3 eta 6 mm artean egotea komenigarria dela.

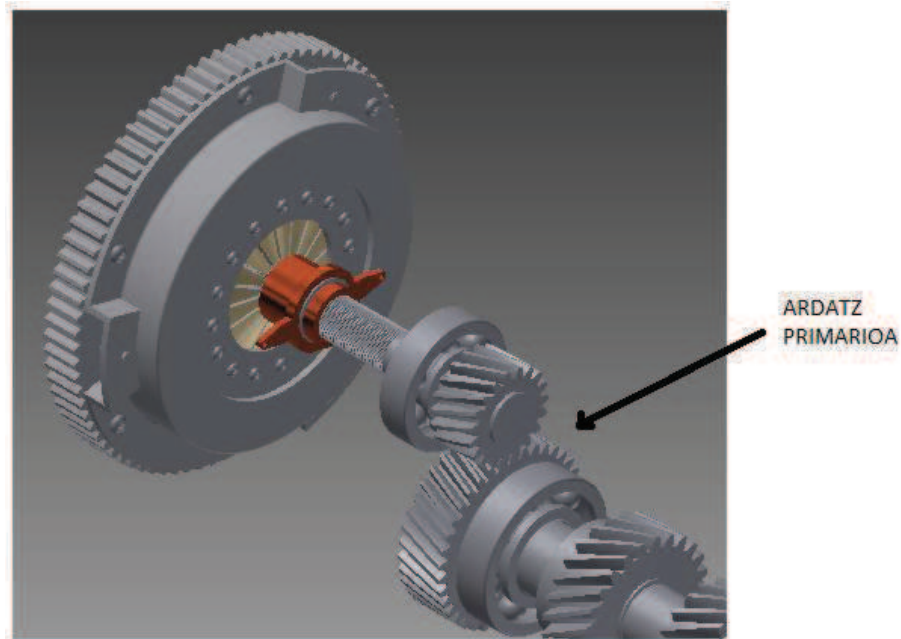
Kasu honetan, 4 mm –ko modulua erabiliko da engranaje guztientzat. Modulu honen kalkuluen ezaugarriak antzemateko joan kalkuluen eranskinaren 3.3.4 atalera.

Engranajeen dimentsioen berri izateko joan P11, P10, P13, P16 eta P17 planoetara.

Engranajeentzat, F-154 altzairua erabiliko da, engranajeentzat erabili ohi den altzairua delako. Gainera zementatzeko balioagarria den altzairua da, eta gure kasuan engranajeen hortzak zementatuko dira.

2.7.2.2 Ardatz primarioa:

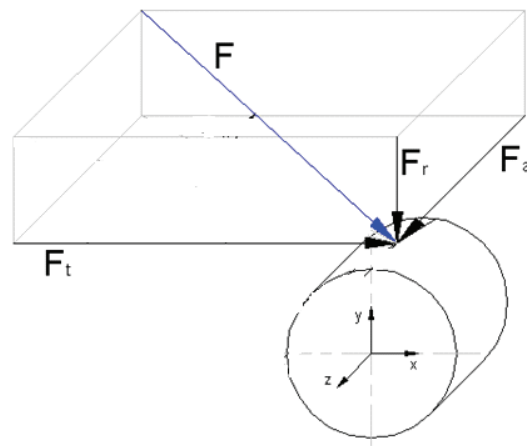
Ardatz primarioa zuzenean enbragera lotuta egongo da. Kasu honetan kutxa aldagailuaren erredukzioak bi etapetan egingo direnez, ardatz primarioan engranaje helikoidal kokatuko da enbragearen ardatzarekin dagoen beste engranaje batekin engranatuta dagoena. Beraz, enbragearekin zuzenean lotuta egongo balitz bezala izango zen.



Irudia 2. 37 Ardatz primarioa

Ardatz primarioaren gainean muntatuta dauden engranajeak txabeta batzuen bitartez lotuta daude. Hortaz, beti ere ardatzarekin batera biratuko dira.

Engranaje hauen engrana puntuetan indar batzuk sortuko dira, ardatzean esfortzuak sortuko dutenak.



Irudia 2. 38 Indarrak engranaje helikoidaletan

Ikus daitekeenez, indarra (F) hiru osagaietan banatzen da, indar axiala (F_a), indar erradiala (F_r) eta indar tangenziala (F_t). Indar axiala ardatzaren diametroa handitzen den norantzan joateko diseinatu dira engranajeak. Izan ere, horrela engranajeak ez dira mugituko, ardatzean dauden espaloiak finkatzen dituztenez.

Ardatza elementu birakari bat denez, izan dezakeen hutsegitea nekeagatik izango da. Horregatik, ardatzaren dimentsionamendua ASME kodearekin egiten da.

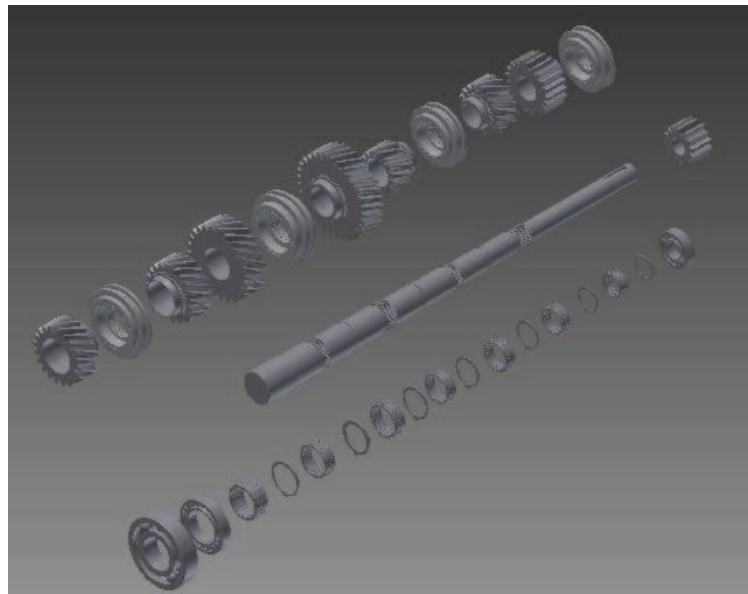
ASME kodeak, sekzio kritikoan dagoen momentu makurtzaile eta tortsore maximoak jakinda, sekzio horretan beharrezkoa den diametro minimoa emango digu. Hala ere, egongo dira sekzio batzuk diametroa ezberdina izango dutenak. Orokorrean esan dezakegu ardatza bere sekzio kritikoan 37,66 mm –ko diametroa izango duela. Gainera sekziorik txikiena 30 mm –ko diametroa izango du eta handiena 55 mm-ko diametroa.

Materialari dagokionez, kasu honetan AISI 4140 (F-125) altzairua erabiliko da, ardatzetan asko erabiltzen den aleazio bat delako.

Ardatz primarioaren kalkuluen berri izateko joan kalkuluen eranskinaren 3.3.5 atalera. Gainera, bere dimentsio zehatzak ezagutu nahi badira joan P11 planora.

2.7.2.3 Ardatz sekundarioa:

Ardatz sekundarioa zuzenean transmisio ardatzarekin lotuta dagoen ardatza da. Kutxa aldagailuaren erredukzioan bigarren ardatza da.



Irudia 2. 39 Ardatz Sekundarioa

Kasu honetan, bere gainean muntatuta dauden engranajeak ez dira beti ardatzarekin batera biratzen, beraien eta ardatzaren artean orratzdun errodamenduak kokatzen dira. Abiadura bat aukeratzen dugunean, honi dagokion sinkronizatzaileak ber abiadura ardatzarenari egokitzen eta orduan bai erredukzioa ematen da.

Ardatz primarioan gertatzen den bezala, abiadura bat aukeratuta daukagunean engranajeen engrana puntuetan indar batzuk sortuko dira, ardatzak jasan behar dituenak.

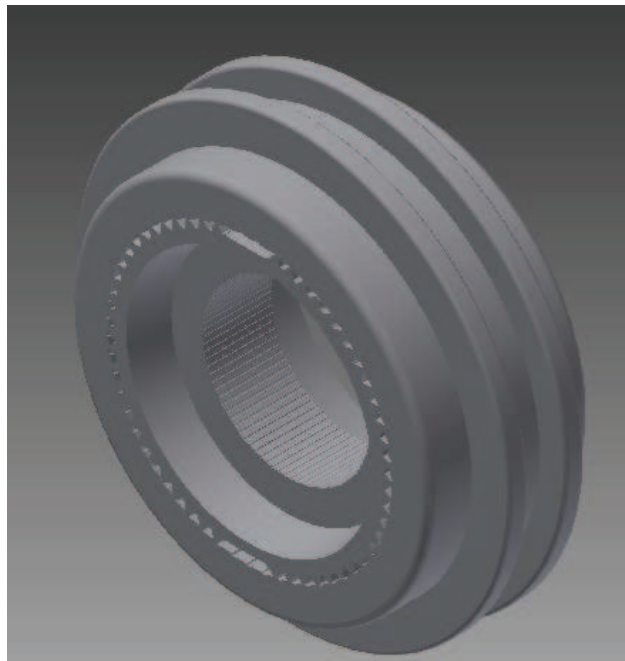
Ardatzaren kalkulua ere ASME kodearekin egiten da, ardatz primarioan egiten den bezala. Kasu honetan, sekzio kritikoan 40 mm-ko diametroa egon beharko da. Beste aldetik sekziorik handiena 55 mm –ko diametroa izango du eta txikiena 30 mm –ko diametroa, ardatz primarioan bezala. Gainera, sinkronizatzailleentzako artekatu batzuk izango ditu.

Materialari dagokionez, AISI 4140 altzairua erabiliko da, ardatz primarioan bezala.

Ardatz sekundarioaren dimentsioak lortzeko joan P15 planora, bai eta kalkuluen berri izateko ikusi kalkuluen eranskinaren 3.3.5 atala.

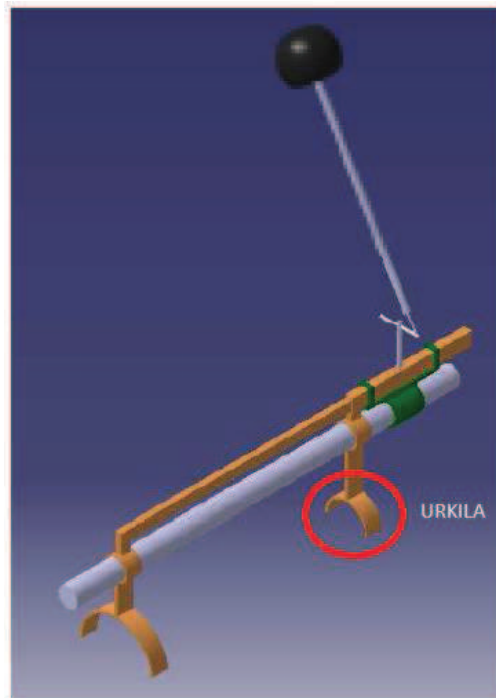
2.7.2.4 Sinkronizatzailleak:

Sinkronizatzailleak, ardatz sekundarioaren engranajeak jasotzen duten pare ardatzera transmititzen dute. Izan ere, engranaje hauek errodamendu batzuen gaienean muntatuta daude, eta abiadura hori aukeratzen dugunean, sinkronizatzaillea mugiarazten da eta engranajearen pare guztia ardatzera transmititzen du.



Irudia 2. 40 Sinkronizatzaillea

Abiadura aldaketa baten prozesua azalduko da ondoren. Adibidez lehenengo abiadura aukeratzeko denean, abiadurak aukeratzeko palanka eskuarekin mugimendu bat egingo du, lehenengo abiadura aukeratzeko. Orduan, kutxa aldagailuan zuzenean eragiten duen mekanismo batean eragiten ari da. Mekanismo hori ez da diseinatu proiektu honetan, baina hurrengo irudian agertzen denaren antzekoa izango litzateke.

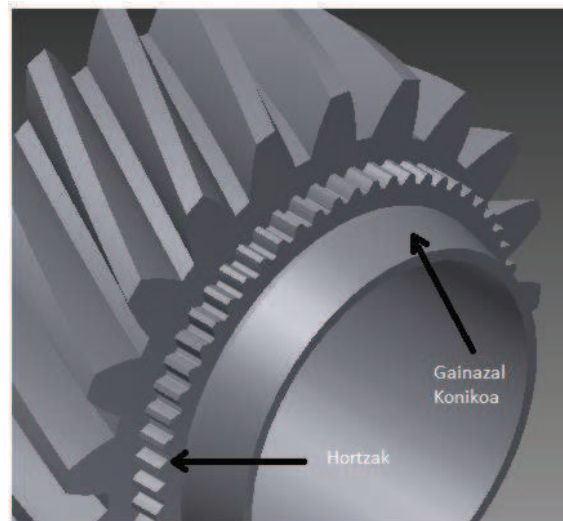


Irudia 2. 41 Mekanismoa

Mekanismo horretan agertzen diren urkilak ardatz sekundarioko sinkronizatzaileetara lotuta daude. Hortaz mekanismoa mugitzen denean aukeraturako abiaduraren sinkronizatzailea mugiaraziko da, nahi dugun abiaduraren engranajerantz hurbilduz.

Momentu horretan sinkronizatzea delako prozesua hasten da. Honek esan nahi du, aukeraturako abiadura eta ardatz sekundarioa batera biratuko direla.

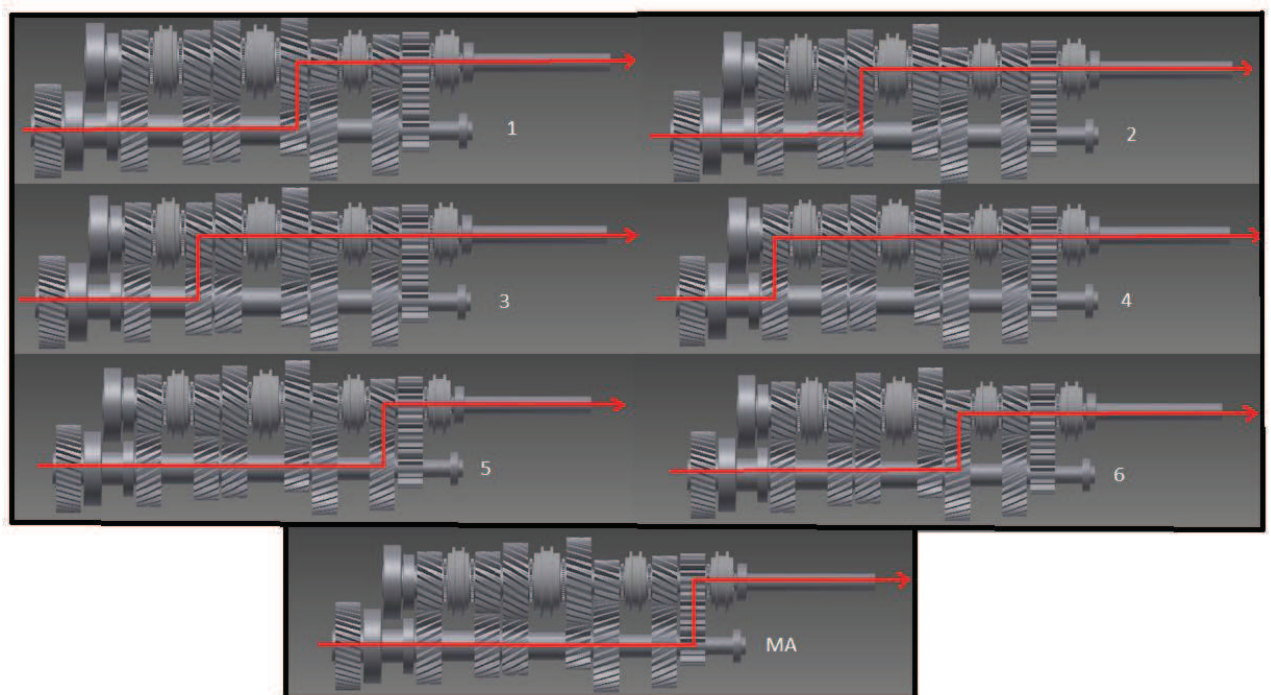
Lehenik eta behin, engrage koniko baten antzeko forma duten bi gainazalak jartzen dira kontaktuan.



Irudia 2. 42 Gainazal konikoa

Horrela, sinkronizatzailearen hortzak eta engranajeak sinkronizatzeko dauzkaten hortzak kontaktuan ipini baino lehen ardatzaren eta engranajearen abiadura berdintzen dira, abiadura aldaketa suabeago izateko. Gainazal koniko hauen kalkulua kalkuluen eranskinaren 3.3.6.1 Atalean ageri da.

Behin pausu hau emanda, sinkronizatzailearen eta engranajearen sinkronizazio hortzak engranatu egingo dira eta ardatza eta engranajea batera biratuko dira, engranajearen potentzia guztia ardatzera transmitituz.



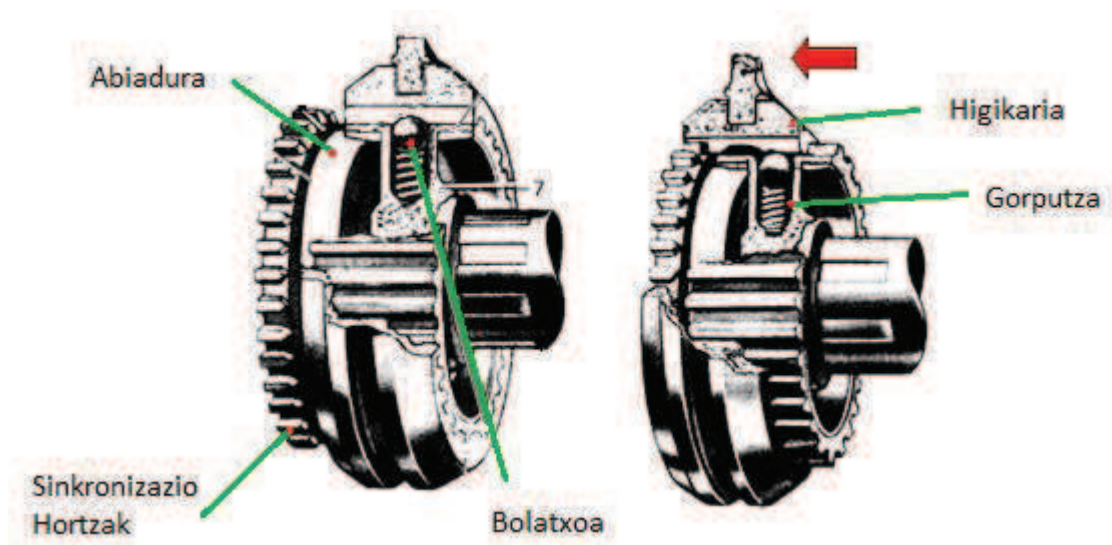
Irudia 2. 43 Potentziaren transmisioa

Izan ere, sinkronizatzailea bi pieza nabarmenez osatuta dago, higikaria eta gorputza. Higikaria eta gorputzaren arteko lotura artekatu baten bitartez egiten da, eta artekatu horren hortzen ezaugarriak sinkronizatzen dituen abiaduren sinkronizazio hortzen ezaugarri berberak (hortz kopurua, modulua...) dituzte, beraiekin engranatu behar dutelako.

Hortaz, abiadura bat aukeratzen dugunean, abiadura horren sinkronizatzailean eragiten dugu, higikaria mugituz. Higikariaren eta gorputzaren artean bola eta malguki batez osatutako sistema bat dago, egiten duenak gorputza higikariarekin batera mugitzea, baina doitasun batekin.

Orduan, higikariarekin batera gorputza mugitzen da, eta enbrage konikoa osatzen duten kontaktu gainazalak kontaktuan jarri ondoren, higikariaren hortzak eta engranajearen sinkronizazio hortzak engranatu egiten dira, pareta sinkronizatzailean zehar ardatzera transmitituz.

Sinkronizazio hortzen kalkuluen berri izan nahi bada, joan kalkuluen eranskinaren 3.3.6.2 atalera.



Irudia 2. 44 Sinkronizatzailea

Argi dagoenez, pareta sinkronizatzailetik ardatzera transmititzeko sinkronizatzailearen eta ardatzaren artean artekatu bat egon behar da ere. Honen dimentsioak, sinkronizatzailearen kokalekuan dagoen ardatzaren diametroaren arabera eta transmititzen duen parearen arabera egiten da. Honen kalkulua, kalkuluen eranskinaren 3.3.6.3 atalean ageri da.

Materialari dagokionez, F-122 altzairua erabiliko da, gogortasun handiko altzairu aleazio bat delako.

Sinkronizatzaileen ezaugarri gehiagorako ikusi P18, P19 eta P20 planoak.

2.7.2.5 Ardatzen euskarriak:

Kutxa aldagailuaren ardatzak, kutxarekiko libre biratu beharko dute. Argi dagoenez, kutxa aldagailua kotxeari finko joango da eta ardatzak birakariak dira. Kasu honetan, bi ardatzak bi euskarri izango dituzte.

Engranaje helikoidalekin lan egiten ari garenez, indar axialak egongo dira. Hortaz, eduki beharko dugu euskarri bat indar axiala jasaten duena.

Orokorrean, kutxa aldagailuetan errodamendu mota bi erabiltzen dira, boladunak eta errodilodunak. Baina kasu honetan, potentzia handiko motor batekin jorratzen ari garenez, ez da izango nahikoa eta beste soluzio bat bilatu beharko da.

Argi dagoenez, ondorio honetara ez da zuzenki ailegatu. Lehenik eta behin saiatu da konfigurazio orokor bat erabiltzea, hau da, bi errodamendu, boladuna eta errodiloduna, baina konprobatu da diseinua ez dela baliogarria errodamenduen dimentsioak onartezinak zirelako. Hortaz, zuzenean azalduko da aukeratutako diseinua.

Lehenik eta behin, esan beharra dago aukeratutako errodamenduak SKF erakundearen katalogotik aukeratuko direla.



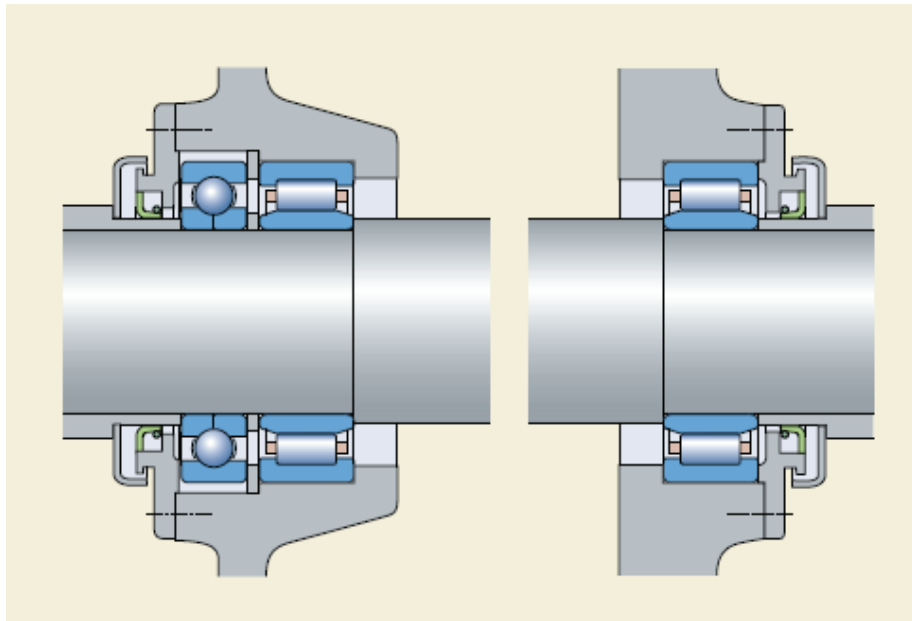
Irudia 2. 45 Errodamendua

Errodamenduetan, nekeagatiko hutsegitea ematen da, izan ere bolak pisten gainean biratzerakoan karga aldakorrek sortzen dituzte. Errodamendu baten bizitza, lehen neke sintomak agertu arte barne eraztunak ematen duen bira kopurua bezala definitzen da.

Nekean dispertsio handia dagoenez, bizitza nominala (L_{10}) definitzen da, hau da, errodamendu talde batean %90 -k nekeak eragindako lehen sintomak agertu gabe ematen duen bira kopurua.

Beste aldetik karga kapazitatea dago (C). Honek errodamenduak jasaten duen kargaren eta bizitza nominalaren arabera da. Hau erabiltzen da errodamenduaren gaineko kargak dinamikoak direnean. Izan ere, errodamenduaren abiadura oso txikia denean, mugimendu oszilakor txikiak egiten dituztenenean edota errodamenduak kargapean egoten direnean epe handi batean.

Euskarrirentzako aukeratutako diseinua hurrengo irudian ageri da.



Irudia 2. 46 Errodamenduak

2.45 irudian ageri den bezala, ardatz bakoitzean hiru errodamendu izango dira, bi errodiloduna eta bestea boladuna. Lehen esan den bezala, bi errodamendu ipintzen bagenituen, indar axiala eta erradiala jasaten zuen errodamendua (boladuna) handiegia zen. Hortaz, beste soluzio bat aukeratu behar izan da.

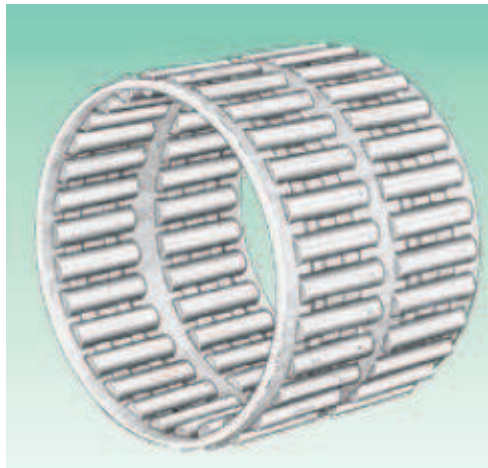
Konfigurazio honek ematen duen abantaila da boladun errodamendua indar axiala soilik jasaten duela eta errodilodunak indar erradiala. Hau gertatzen da boladun errodamenduaren kanpo eraztuna soilik axialki finkatuta dagoelako, eta ez erradialki. Hortaz, soilik indar axiala jasango du. Errodilo zilindrikoko errodamenduak, erradialki finkatuta daude, eta hortaz, soilik indar erradiala jasaten dute. Gainera, errodilo zilindrikodun errodamenduak soilik indar erradiala jasan dezakete.

Errodamenduen kalkulua eta beraien aukeraketa kalkuluen eranskinaren 3.3.7 atalean ageri dira.

Boladun errodamenduentzako SKF erakundeko DIN 625 errodamenduak aukeratu dira, eta errodilo zilindrikodun errodamenduentzako DIN 5412 SKF.

2.7.2.6 Ardatz sekundarioaren errodamenduak:

Jakina denez, ardatz sekundarioaren engranajeak ardatzarekiko libre biratu behar dute, abiadura hori sinkronizatuta ez badago noski. Hortaz, engranajearen eta ardatzaren artean errodamendu bat egon behar da. Orokorrean, orratz kaiolak ipini ohi dira, karga erradial handiak jasaten dituztelako eta lodiera txikia dutelako. Kasu honetan, NBS erakundeko orratz kaiolak erabiliko dira.



Irudia 2. 47 Orratzdun errodamenduak

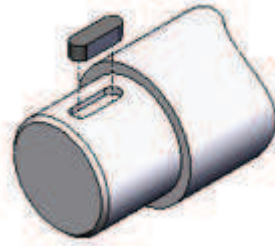
Errodamendu hauen kalkulurako erabiltzen diren hipotesiak SKF errodamenduetan erabiltzen denaren berdina da, bai eta kalkulu prozedura. Hauen kalkuluaren berri izateko joan kalkuluaren eranskinaren 3.3.8 atalera.

Kasu honetan, DIN 5405 motako errodamenduak aukeratu dira.

2.7.2.7 Txabetak:

Jakina denez, ardatz primarioaren engranajeak ardatzarekin batera biratu beharko dute, eta hortaz ardatzaren eta engranajeen artean lotura finko bat egon behar da.

Kasu honetan, txabeten bidezko loturak erabiltzea erabaki da. Txabeten funtzionamendua oso sinplea da. Ardatzean eta kasu honetan engranajeen, txabetaren kokalekurako hutsune bat mekanizatzen da, eta hutsune horretan txabeta sartuko da.



Irudia 2. 48 Txabeta

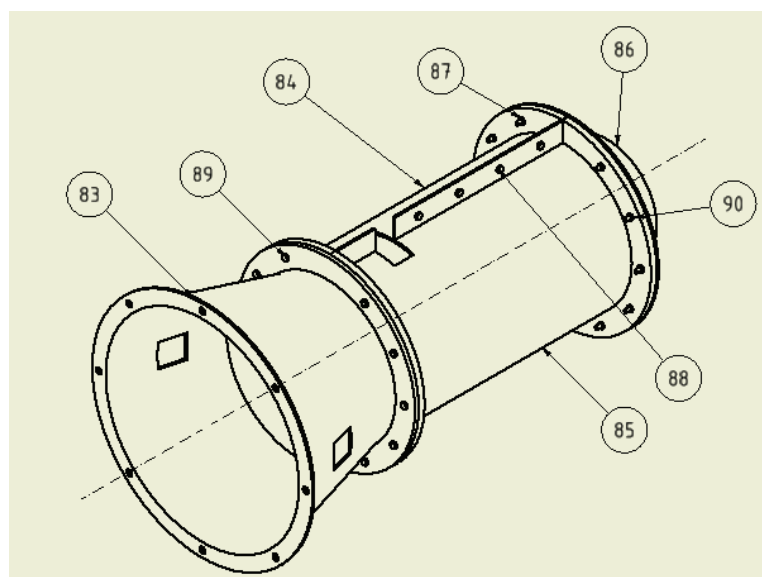
Txabeten kalkulua nahiko sinplea da, eta kalkuluen eranskinaren 3.3.9 atalean ageri da. Kasu honetan, txabeten materiala AISI 5120 (F-150), bere fluentzia limitea 390 Megapaskalekoa izanik.

Transmisio osoan, bi motatako txabetak erabili dira, DIN 6885 ardatz primarioaren eta engranajeen arteko loturarako eta DIN 6880 ardatz sekundarioaren eta transmisio ardatzaren arteko loturarako. Hauek guztiak OPAC S.L. erakundearen katalogotik aukeratuko dira.

2.7.2.8 Kutxa:

Kutxa, elementu guztiak jasateko bai eta babesteko balio duen elementua da. Bere barnean, enbragea eta kutxa aldagailua sartzten dira. Alde batetik motorrera lotuta egon ohi da eta beste aldetik autoaren egiturara.

Kutxak, ardatzen euskarrientzako alojamenduak izango ditu, bai eta transmisioan eragiten duten mekanismoak sartzeko lekua.



Irudia 2. 49 Kutxa

Materialari dagokionez, F-111 altzairua erabiliko da, erabilera orokorra duen altzairua denez. Kutxaren dimentsioen informazio gehiagorako begiratu P23, P24 eta P25 planoak.

2.7.3 Transmisio ardatza:

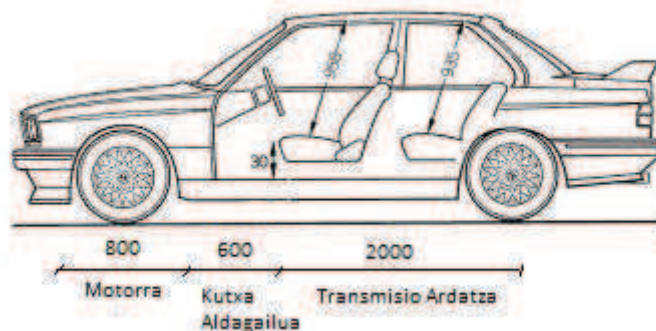
Transmisio ardatza potentzia leku bestera transmititzeaz arduratzen den elementua da. Atzeranzko trakzioa eta motor frontala duen auto batean, kutxa aldagailuaren irteeratik diferentzialera distantzia bat dago, eta potentzia eramateko transmisio ardatzak erabiltzen dira.



Irudia 2. 50 Transmisio ardatza

2.7.3.1 Ardatza:

Transmisio ardatzak, normalean bi zatitan egon ohi dira, kotxaren dimentsioen arabera, eta zatien artean Kardan junten bidez lotuta daude. Nahiz eta beste metodoak egon, hau da erabiliena. Gure kotxearen kasuan, transmisio ardatza 2 m –ko luzera izango du.



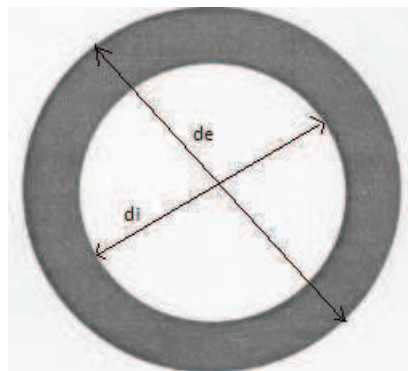
Irudia 2. 51 Dimentsioak

Lehen esan den bezala, transmisio ardatza bi zatitan banatua egongo da ($L=1$ m). Izan ere, oso luzea bada, bibrazio handiak egon daitezke.



Irudia 2. 52 Transmisio ardatza

Orokorrean, ardatz hutsak erabiltzen dira transmisio ardatzetan, ardatz normalak baino arinagoak direlako eta benetan transmititu dezaketen pareta ez delako hain desberdina.



Irudia 2. 53 Ardatz hutsa

Ardatzaren kanpo eta barne diametroaren arteko erlazioa 0,6 eta 0,9 artean egon ohi da.

Kasu honetan erabiliko den ardatza AISI 4140 materialekoa izango da, eta bere dimentsioak honakoak izango dira.

$$L = 1 \text{ m}$$

$$d_e = 80 \text{ mm}$$

$$d_i = 74,4 \text{ mm}$$

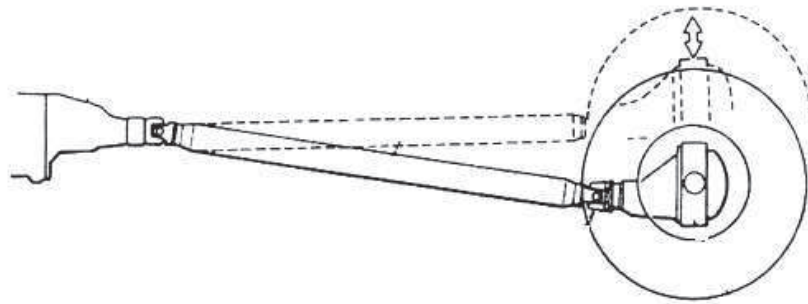
Transmisio ardatzaren kalkulua ASME kodearekin egin da ondoren abiadura kritikoa ere frogatu da. Izan ere, ardatzak elementu birakorrak direnez, beraien hutsegitea nekeagatik izango da, baina gainera bere luzera handia denez abiadura kritikoa

konprobatu behar da, ardatza erresonantzia ez sartzeko. Ardatzaren kalkulua kalkuluen eranskinaren 3.4.1 atalean ageri da. Honen zehetasun gehiagorako begiratu P21 eta P22 planoak.

2.7.3.2 Kardan juntak:

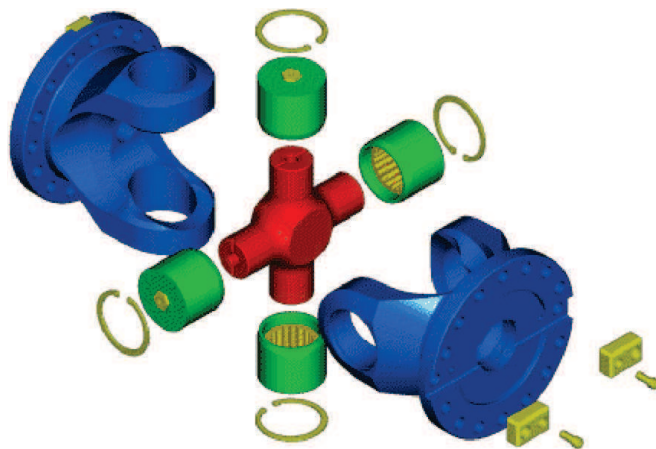
Bi ardatz zatituta daudenean eta ardatz bat osatzen dutenean, mugimendua transmititu nahi denean ardatz batetik bestera, junta homozinetiko bat erabili behar da.

Junta hauen zeregina, bi ardatzen abiadurak berdinak izatea izango da, nahiz eta ardatzak jarraituak ez izan eta beraien artean angelu bat sortu. Izan ere, kutxa aldagailuaren posizioa konstantea da, baina diferentziala, transmisio ardatzarekin lotuta dagoena, ardatz-erdiekin batera mugitzen da. Hortaz, ardatzen arteko angelua aldakorra izango da.



Irudia 2. 54 Kardan juntaren zergatia

Nahiz eta hainbat motatako juntak egon, erabiliena Kardan da.



Irudia 2. 55 Kardan junta

Izan ere, mota honetako juntak ez dira guztiz homozinetikoak, hau da, bi ardatzak ez dute abiadura berdinak edukiko, azelerazioak egongo dira. Hortaz, gehienetan, kardan bikoitza erabiltzen da, guztiz homozinetikoa dena.



Irudia 2. 56 Kardan bikoitza

Junta hauek katalogotik aukeratuko dira, TECNOPOWER erakundearen katalogotik hain zuzen ere.

2.7.4 Diferentziala:

Kasu honetan, gaur egun existitzen diren diferentzialen artean Torsen diferentziala erabiltzea erabaki da, ebatzien azterlanetan adierazi den bezala. Izan ere, beste motatako diferentzialak baino trakzio botere handiagoa du, eta hau izan da hau erabiltzeko faktorerik garrantzitsuenetariko bat, autoa lasterketetan ibiliko denez.

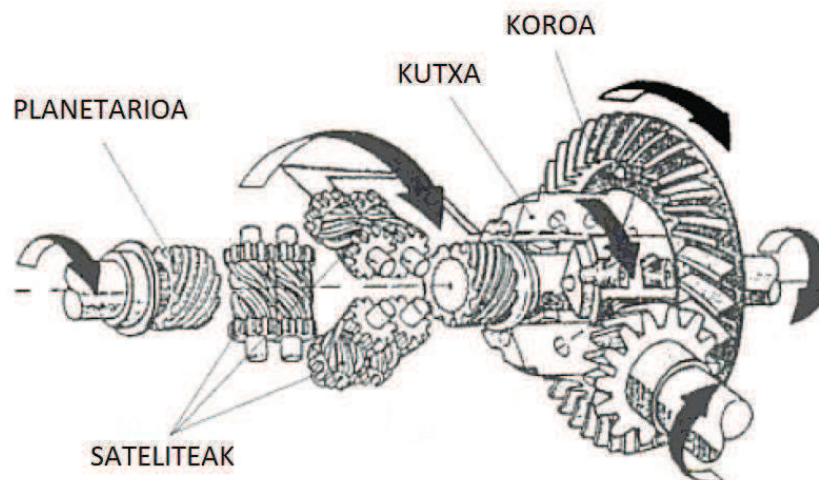
Torsen izena dator “torque sensing” hitzetatik, hau esan nahi du gurpil bakoitzak transmititzen duen pareari sentikorra dela. Diferentzial mota hau, ardatz-erdi bakoitzaren abiadura kontutan hartu barik, indar ezberdinak gurpil bakoitzari banatzeko gai den bakarra da. Izan ere, diferentzial honek pare gehiago transmitituko du biraketari erresistentzia gehiago ipintzen dion gurpilari, eta baita ere ahalbidetzen du automobilak kurba bat hartzean barneko gurpila kanpokoak baino gutxiago biratzea, nahiz eta kanpokoari indar gutxiago transmititu.

Gaur egun, lau motako Torsen diferentzial daude (T1, T2, T2R eta T3) . Guztiek diseinu ezberdina duten arren, funtzionamendu printzipio bera dute. Kasu honetan T1 motako diferentziala erabiliko da.

2.7.4.1 Diferentzialaren parteak:

Torsen diferentzia bat 21 parte ditu. Orokorrean, diferentzial orokor baten elementu berdinak ditu, hau da, koroa, diferentzialaren kutxa, sateliteak eta planetarioak.

Kasu honetan, sateliteak engranaje helikoidalak izango dira eta planetarioak mugarik gabeko torlojuak. Beraien artean engranatuta daude eta hortaz sateliteen mugimendua planetarioen biraketa eragingo du. Planetarioak, ardatz – erdietara artekatu baten bitartez lotuta daude. Hortaz, planetarioen biraketa gurpilen biraketa eragingo du.

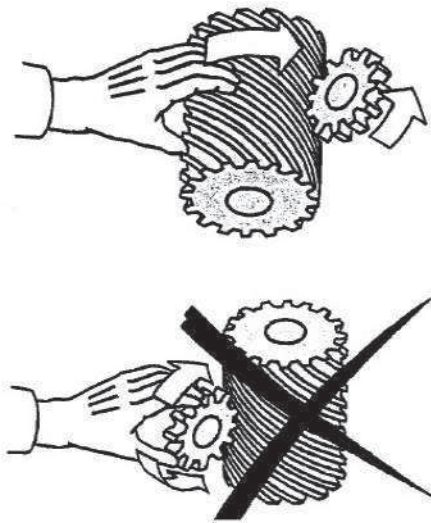


Irudia 2. 57 Diferentzialaren parteak

2.56 Irudian ikus daitekeenez, 6 satellite pare daude, eta beraien artean elkar engratzen dira hortz zuzendun engranaje batzuen bitartez. Ohiko elementuez aparte, hainbat frikzio plater daude diferentzian hainbat indar sortzen dutenak eta laguntzen dutenak pareta era selektibo batean ardatz-erdi bakoitzean banatzeko.

2.7.4.2 Torsen diferentzialaren funtzionamendua:

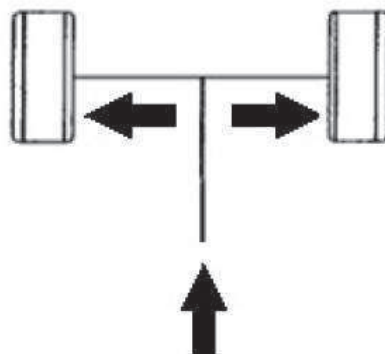
Diferentzial mota honen oinarriko printzipioa engranaje helikoidal baten eta mugarik gabeko torloju baten arteko mugimenduetan oinarritzen da. Izan ere, planetarioak, mugarik gabeko torlojuak direla, engranaje helikoidalen mugimendua eragin dezakete baina ez aldrebes.



Irudia 2. 58 Engranaje itzuliezina

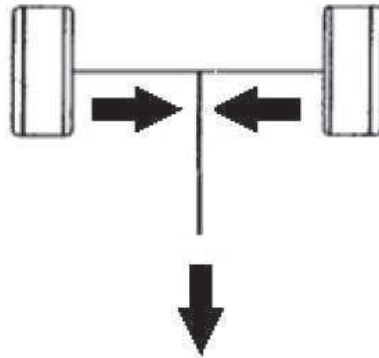
Funtzionamendua ondo ulertzeko, lehenik eta behin jakin beharko dugu diferentzian agertzen diren indarrak nolakoak izango diren.

Azelerazioan, motorrak gurpilei ematen die indarra.



Irudia 2. 59 Azelerazioa

Dezeleraziotan, gurpilek motorra azeleratzen dute.



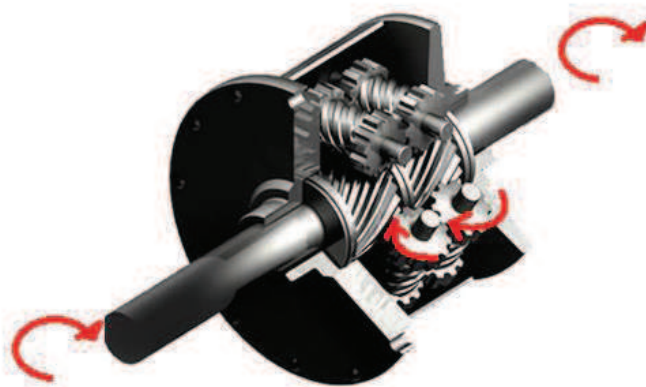
Irudia 2. 60 Dezelerazioa

Diferentzial ideal batek funtzionatzen hasiko da bi indar hauek batera agertzen direnean, kurba bat hartzen dugunean gertatzen den bezala.

Azeleratzen ari garenean, motorrak indarra bidaltzen ari denez, honek eragingo du diferentzialaren kutxaren biraketa. Kutxa sateliteei lotuta dagoenez, beraien mugimendua eragingo du eta hortaz planetarioen biraketa.

Lehen azaldu den bezala, sateliteen biraketak ez du planetarioen biraketa ekartzen, baina bai aldrebes.

Hortaz, aurrera goazenean, planetarioak biraketa norabide berdina izango dute. Hori dela eta, biek sateliteen biraketa eragingo dute.

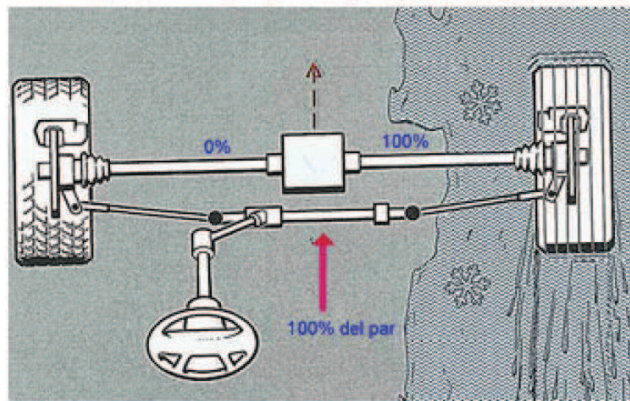


Irudia 2. 61 Elementuen mugimendua

2.60 Irudian ikus daitekeenez, sateliteen arteko biraketa erlatiboa ezinezkoa da gurpil biak biraketari erresistentzia berdina ipintzen badiote, hau da, automobila lerro

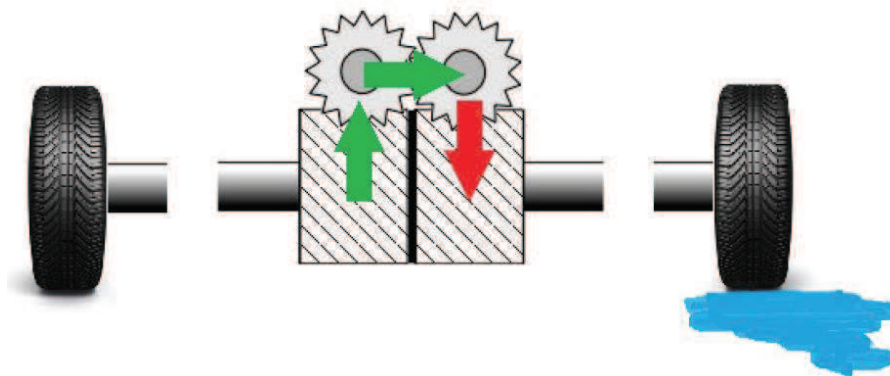
Gehiago biratzen duen planetarioak biratu egingo du bere sateliteak ohiko norabidean, eta beste satelitea hortaz kontrako norabidean biratuko da, beste planetarioari motelago joaten behartuz.

Nahiz eta diferentzial normal bat bezala ez izan, orain arte azaldutakoarekin esan dezakegu diferentzial orokor baten funtzioa betetzen duela. Desberdintasuna benetan ematen da gurpil batek itsaspena galtzen duenean. Kasu honetan, diferentzial normal batek itsaspena galdu duen gurpilari potentzia guztia emango lioke, eta honek libre biratuko zen.



Irudia 2. 64 Itsaspenaren galera

Torsen diferentzial batean hau ezinezkoa da, engranajeen arteko itzulezintasunagatik.



Irudia 2. 65 Torsen diferentzialaren blokeoa

Lehen azaldu den bezala, sateliteen biraketa (engranaje helikoidalak) ez du planetarioen biraketa ekartzen, baizik eta aldrebes. Hortaz, ezinezkoa da gurpil batek libre biratzea.

Torsen diferentzialaren berezitasuna da motorraren para banatzen duela gupil bakoitzak lurrera transmititu dezakeen parearen arabera.

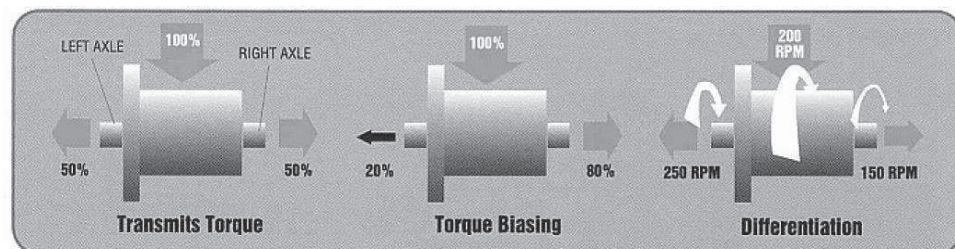
2.64 irudian adibidez, eskuineko gupila izotzean dagoenez, biraketari erresistentzia txikiago ipintzen dion gupila izango da, eta hortaz potentzia gutxien transmiti dezakeena lurrera. Orduan, Torsen diferentzialak, potentzia gehiena ezkerreko gupilari emango dio, biraketari erresistentzia gehiago eskaintzen duelako.

Parearen banaketa asimetriko hau diferentzialaren barne egituraren sortzen diren marruskadura indar batzuegatik ematen da. Izan ere, ardatz-erdi bakoitzaren arteko pare diferentzia handiagoa denean, diferentzialean mugimenduari eragiten dioten marruskadura indarrak handiagoak izango dira.

Argi dagoenez, marruskadura indar hauek diferentzialaren elementuen arteko kontaktuengatik datoz. Horregatik, ardatz-erdien gehieneko pare diferentzia kontaktu azal hauen marruskadura koefizienteek emango dute, eta sistema pare biderkatzaile bat bezala funtzionatuko du, pare gehiena itsaspen hoberena duen gupilera eramanez.

Ardatz-erdien arteko gehieneko pare diferentzia TBR edo "Torque Biasing Ratio" deitzen zaio. Kalkulatu da zatitzen itsaspen onena duen gupilera eramaten den pare maximoa zati itsaspen txarrena duen gupilera eramaten den pare minimoa.

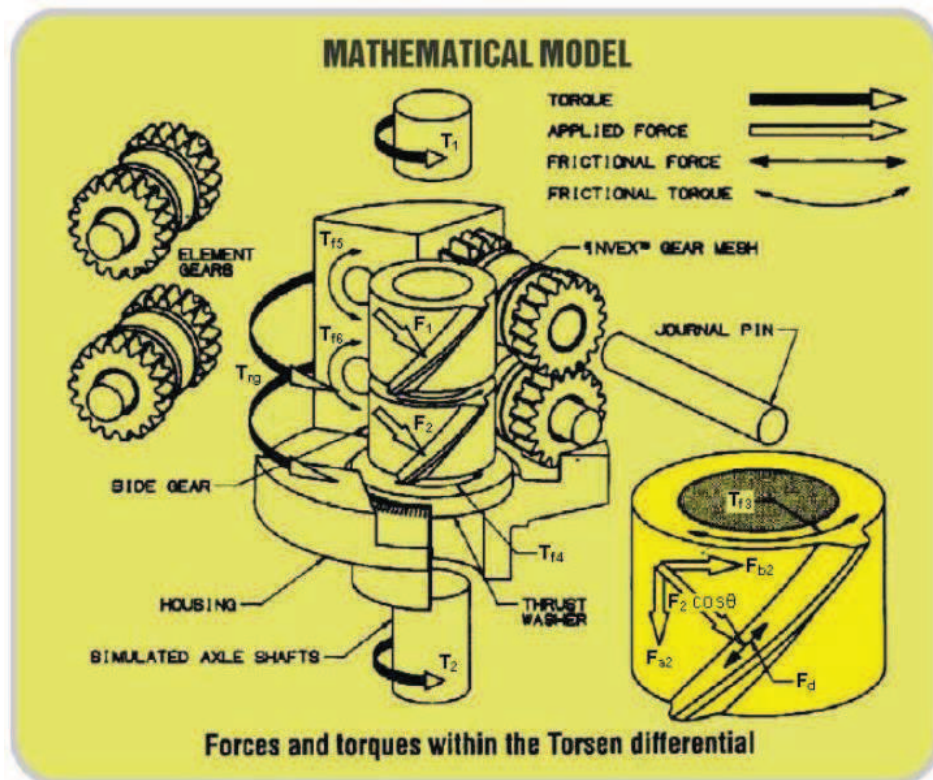
Honela, 4:1 Bias Ratio duen Torsen diferentzia batek gai izango da bidaltzen itsaspen hoberena duen gupilera lau aldiz itsaspen txarra duen gupilera bidaltzen duen para, hau da, parearen banaketa %80 / %20 izango da. Noski, hau gabila esaten kondizio txarretan.



Irudia 2. 66 Torque Biasing

2.7.4.3 Torsen diferentzialaren adierazpen matematikoa:

Lehen esan dugun bezala, Torsen diferentzialaren parearen banaketa asimetrikoaren erruduna diferentzialaren elementuen arteko kontaktuan sortzen diren marruskadura indarrak dira. Marruskadura pare hau handiagoa izango da ardatz-erdien arteko pare diferentzia handiagoa den heinean.



Irudia 2. 67 Torsen diferentzialaren adierazpen matematikoa

Adierazpena sinplifikatzeko suposatuko dugu zuzenean para motorretik diferentzialera transmititzen dela.

Argi dagoenez, motorretik transmititzen den para (T_{rg}) ardatz-erdi bakoitzaren parearen batuketaren berdina izango da (T_1, T_2). Pare hau transmititzen da diferentzialaren kutxatik planetarioetara sateliteen bitartez, kutxara lotuta daudelako.

Sateliteen arteko elkarlotura hau ikusi daiteke engranaje trena bat bezala, para bi planetarioen artean transmititzeko. Engranaje trena hauek erreakzio batzuk sortzen dituzte engrana puntuetan eta muntaketa puntuetan. Erreakzio hauek trenaren biraketari kontra egiten diote. Motorrak bidaltzen duen para guztia sateliteen engranaje trena hau zeharkatu behar duenez, honen biraketaren kontra sortzen den marruskadura para ardatz-erdietan dagoen pare diferentziaren zuzenki proportzionala izango da.

Torsen diferentzialaren ezaugarri berezi honek ahalbidetzen dio ardatz-erdien arteko pare diferentzia espezifiko bat jasatea, lurrera transmiti daitekeen pare kantitatea handituz, gurpil batek itsaspena galtzen duenean.

Ardatz-erdien arteko pare diferentzia jasaten duten marruskadura azalak honako hauek dira:

- Sateliteen eta planetarioen arteko kontaktua (μ_1)
- Sateliteen eta kutxaren arteko kontaktua (μ_2)
- Planetarioen arteko kontaktua (μ_3)
- Planetarioen eta kutxaren arteko kontaktua (μ_4)

Orokorki, indarrak handienak diferentzian F_{a1} eta F_{a2} indarrak dira, sateliteen eta planetarioen engrana puntuetan ematen diren indarren (F_1, F_2) erresultanteak. Bi indar hauek honela erlazionatuta daude:

$$(F_{a1}, F_{a2}) = (F_1, F_2) \times \cos\theta \times \sin\beta$$

2.5 Formula

Non θ hortzaren presio angelua den eta β helikoidearen inklinazio angelua. Indar hauek (F_{a1}, F_{a2}) norabide axialean transmititzen dira planetarioen bitartez bakoitzaren aldameneko euskarri-arte, T_{f3} eta T_{f4} marruskadura pareak sortuz, planetarioen eta kutxaren arteko biraketa erlatiboaren kontra eragiten dutenak.

$$(T_{f3}, T_{f4}) = (F_{a1}, F_{a2}) \times (R_3, R_4) \times (\mu_3, \mu_4)$$

2.6 Formula

Non R_3 eta R_4 planetarioen marruskadura azalaren erradio efektiboak diren.

T_{f5} eta T_{f6} marruskadura pareak sateliteen eta kutxaren arteko kontaktuan sortzen dira. Kasu honetan ere, marruskadura pare hauek datoz sateliteen eta planetarioen engrana puntuetan sortzen den indarraren erresultanteengatik (F_{b1}, F_{b2}).

$$(F_{b1}, F_{b2}) = (F_1, F_2) \times \cos\theta \times \cos\beta$$

2.7 Formula

T_{f5} eta T_{f6} marruskadura pareak F_{b1} eta F_{b2} indarrekin honela erlazionatzen dira.

$$(T_{f5}, T_{f6}) = (F_{b1}, F_{b2}) \times (R_5, R_6) \times \mu_2$$

2.8 Formula

Non R_5 eta R_6 sateliteen eta kutxaren arteko kontaktuko erradio efektiboak diren.

Gainera, sateliteen eta planetarioen arteko hortzen engrana puntuan ematen den kontaktuan ere marruskadura egongo da. Hortzetan ematen den marruskadura indarra honela adierazten da.

$$(F_c, F_d) = (F_1, F_2) \times \mu_1$$

2.9 Formula

Hortaz, marruskadura indar honengatik sortzen den marruskadura pare honakoa izango da.

$$(T_{f1}, T_{f2}) = (F_c, F_d) \times R \times \mu_1$$

2.10 Formula

Non R planetarioen erradio primitiboa den.

Hortaz, ardatz-erdien artean gehienez eman daitekeen pare diferentzia honakoa izango da.

$$T_1 - T_2 = T_{f1} + T_{f2} + T_{f3} + T_{f4} + (R/R_c) \times (T_{f5} + T_{f6})$$

2.11 Formula

Non R_c sateliteen arteko engranaje zuzenen erradio primitiboa den. Jakinaenez;

$$T_1 - T_2 = T_d$$

2.12 Formula

Hortaz:

$$T_1 = \frac{(T_{rg} + T_d)}{2}$$

2.13 Formula

$$T_2 = \frac{(T_{rg} - T_d)}{2}$$

2.14 Formula

Hemendik lortu dezakegu ardatz-erdien artean jasan daitekeen pare-diferentzia maximoa (λ):

$$\lambda = T_1/T_2$$

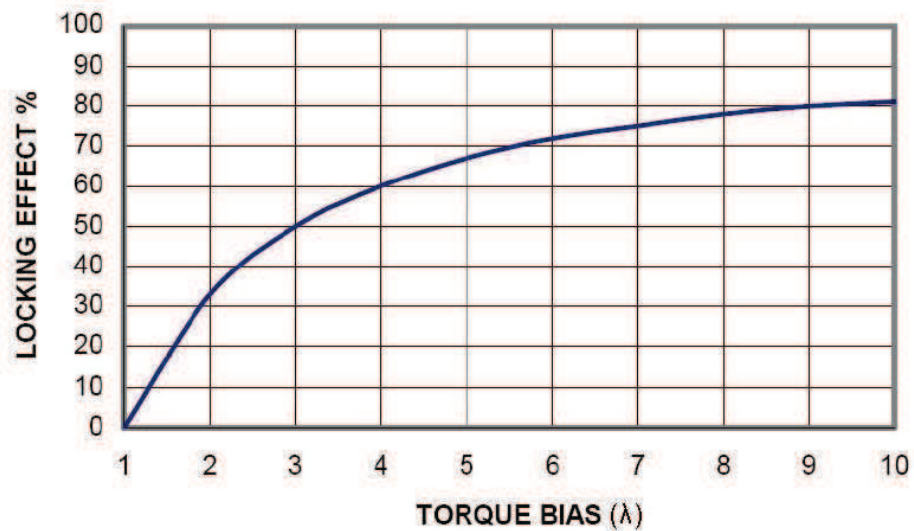
2.15 Formula

Baita ere, blokeo portzentajea ere lortu dezakegu:

$$\text{Blokeoa: } \left(\frac{T_d}{T_{rg}} \right) \times 100$$

2.16 Formula

Hurrengo grafikoan ikusi daiteke diferentzialaren blokeo portzentajearen eta "Bias Ratio" –aren arteko erlazioa. Ikus daitekeenez, blokeo maximoa %80 –koa da. Hortaz, ezin daiteke esan Torsen diferentziala auto-blokeatzen denik.



Grafikoa 2. 1 Blokeoa eta Torque Bias Ratio erlazioa

Behin Torsen diferentzialaren funtzionamendua azalduta, bere eskurapenari ekingo da.

Torsen diferentziala, JTEKT erakundera eskatuko da. Izan ere, honek gaur egun TORSEN[®] -ren patentea dauka. Erakunde hau Amerikan lan egiten du, eta Toyota-Koki Automotive Torsen North America eta Koyo Bearing Corporation erakundeen arteko fusio bat da.

2.8 Planifikazioa:

Hurrengo taulan, Gantt diagrama baten bidez, automobil baten transmisioaren diseinua azalduko da.

Gantt -en Lanen diagrama																
LANA	2014 Hilabetea												2015 Hilabetea			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4
1. Informazioa biltzea	■	■	■	■												
2. Merkatu azterketa	■	■														
3. Diseinua			■	■	■	■										
4. Fabrikazioa							■	■	■	■	■	■				
5. Muntaketa I											■	■	■			
6. Kalitate kontrola							■	■	■	■	■	■	■	■	■	
7. Frogapenak															■	
8. Garraioa															■	
9. Muntaketa II															■	
10. Kudeaketa	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	

Taula 2. 4 Gantt diagrama

2.9 Proiektuaren kostua:

Proiektu honen egitearen kostua lau mila ehun eta berrogeita hemeretzi euro eta berrogeita sei zentimokoa da.