

GRADUA: MEKANIKA

GRADU AMAIERAKO LANA

AUTOMOBIL BATEN TRANSMISIOAREN DISEINUA

3. DOKUMENTUA – KALKULUEN ERANSKINA

Ikaslea: López, Arana, Asier

Zuzendaria: Santos, Pera, Juan Antonio

Ikasturtea: 2017-2018

Data: Bilbon 2018ko Otsailak 22

3.DOKUMENTUA: KALKULUEN ERANSKINA

3.1 HASIERAKO DATUAK	6
3.2 AUTOMOBILAREN ANALISI DINAMIKOA.....	8
3.2.1 ERRODADURAN ERRESISTENTZIA.....	8
3.2.2 ALDAPAREN ERRESISTENTZIA	10
3.2.3 INERTZIAREN ERRESISTENTZIA.....	10
3.2.4 AIREAREN ERRESISTENTZIA.....	12
3.3 ENBRAGEA.....	14
3.3.1 ENBRAGE DISKOAREN FORRUEN MATERIALA	14
3.3.2 ENBRAGE DISKOAREN DIMENTSIONAK.....	15
3.3.3 ENBRAGEAREN AUKERAKETA	18
3.4 KUTXA ALDAGAILUA.....	19
3.4.1 KUTXAREN KONFIGURAZIOA.....	19
3.4.2 TRANSMISIO ERLAZIOAK.....	20
3.4.3 IBILGAILUAREN GAITASUNA	25
3.4.4 ENGRANAJEAK.....	28
3.4.4.1 ENGRANAJEEN HORTZ KOPURUA.....	28
3.4.4.2 ENGRANAJEEN MODULUA	34
3.4.4.3 ATZERAKO MARTXAREN ANALISIA	45
3.4.4.4 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAKETA	50
3.4.4.5 ENGRANAJEEN INDARRAK.....	57
3.4.4.6 ENGRANAJEEN EGIAZTAPENA	61
3.4.5 ARDATZAK.....	62
3.4.5.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTSUAK.....	63
3.4.5.2 ARDATZEN DIAMETROA	74
3.4.5.3 ARDATZEN TXABETAK.....	77
3.4.5.4 ARDATZEN ILDASKATUAK.....	83
3.4.6 ERRODAMENDUAK.....	92
3.4.6.1 ARDATZEN ERRODAMENDUAK.....	94
3.4.6.2 GURPIL ASKEEN ERRODAMENDUAK.....	112
3.4.7 SINKRONIZATZAILEAK.....	115
3.4.7.1 AKOPLAMENDU KONIKOA	116

3.4.7.2 ILDASKATUA	118
3.5 TRANSMISIO ARDATZA.....	120
3.5.1 HASIERAKO DATUAK.....	120
3.5.2 ARDATZAREN PROFILAREN AUKERAKETA.....	121
3.5.3 ARDATZAREN KONPROBAZIOA	122
3.5.4 KARDAN GILTZADURAK.....	126
3.6 DIFERENTZIALA.....	128

3.1 HASIERAKO DATUAK

Proiektu honetan BMW seri1 118d automobilaren transmisio sistemaren diseinu mekanikoa gauzatuko da. Bere atal desberdinen kalkulu eta diseinurako abiapuntutzat hartu diren datu teknikoak ondorengoak dira.

HASIERAKO DATUAK	
Motor mota	4 zilindroko motor diesela
Motorra posizioa	Aurrekoa luzetarako
Zilindrada	1995 cc
Potentzia	143 CV (105kW) / 4000 rpm
Motor pare maximoa	320 Nm / 2500 rpm
Kutxa aldagailua	Manuala, 6 martxa
Trakzioa	Atzekoa
Abiadura maximoa	224 Km/h
Azelerazioa (0-100 Km/h)	8,9 s
Pisua hutsean	1395 Kg
Masa maximoa	1850 Kg
Gurpilak	195 / 55 R16 87H

3.1 Taula: hasierako datuak

TRANSMISIO ERLAZIOAK	
(ω_m/ω_r)	
1° Martxa	4,002:1
2° Martxa	2,109:1
3° Martxa	1,38:1
4° Martxa	1:1
5° Martxa	0,781:1
6° Martxa	0,645:1
Atzeko martxa	3,647:1
Diferentziala	3,077:1

3.2 Taula: transmisio erlazioak

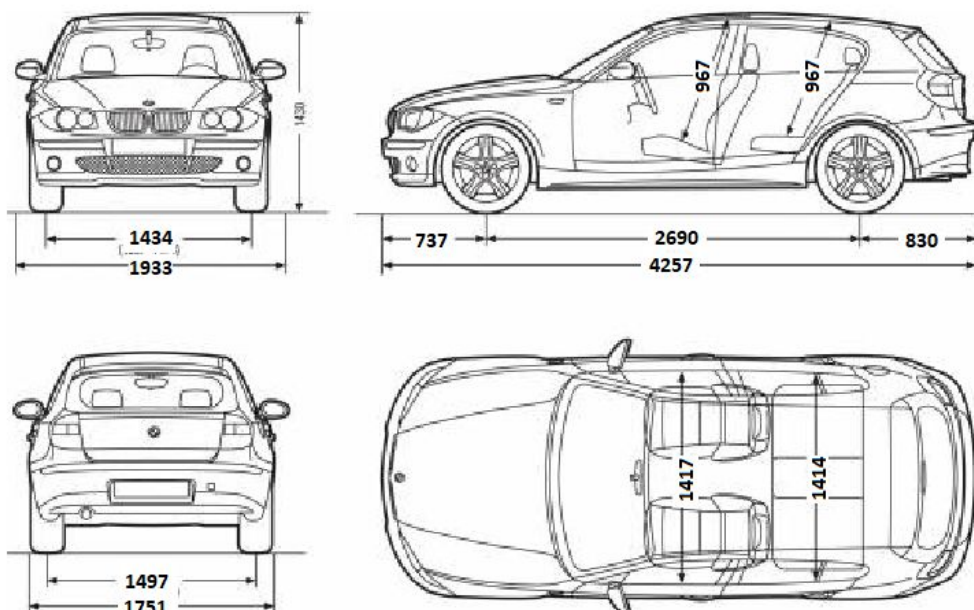
3.2 taulan autoak izan beharrezko transmisio erlazioak agertzen dira, hauek ondoren ikusiko denez oso garrantzitsuak dira kutxa aldagailuan diseinatzerako orduan. Datu hauek http://www.arpem.com/coches/coches/bmw/s_1/modelos-11/118d-143-5p.html web orrialdetik hartu dira.

Características técnicas BMW Serie 1 118d 5p

Posición del motor	Delantero-longitudinal
Número de cilindros	4 en línea
Válvulas por cilindro	4
Cilindrada (cc)	1995
Potencia Máxima	143 Cv (105 kw) / 4.000 r.p.m.
Par motor máxima	320 Nm / 1.750 r.p.m. - 2.500 r.p.m.
Diámetro x Carrera (mm)	90,0 mm x 84,0 mm
Distribución	Dos árboles de levas en la culata
Alimentación	Inyección directa
Relación de compresión	16,5 : 1
Caja de cambio	Manual de 6 velocidades
Desarrollos (km/h a 1000 rpm)	4,002 / 2,109 / 1,380 / 1,000 / 0,781 / 0,645
Marcha Atrás	3,647
Desmultiplicación Final	3,077

3.1 Irudia: transmisio erlazioak

Hurrengo irudian autoaren dimentsio nagusiak agertzen dira, hauek autoaren analisi dinamikoa egiteko erabili dira.



3.2 Irudia: autoaren dimentsio nagusiak

3.2 AUTOMOBILAREN ANALISI DINAMIkoa

Ibilgailu guztiek pausagunetik zein abiadura batez mugitzeko, beren desplazamenduaren kontra agertzen diren indar erresistenteak gainditu behar dituzte. Horretarako, motorraren potentziaz baliatuz, autoaren transmisio sistemak erresistentzia horien kontrako momento eragilea garatzeko gai izan behar da. Hori atal honetan aztertuko da.

3.2.1 ERRODADURAN ERRESISTENTZIA

Gurpilek jasaten duten pisua dela eta, hauek lurlean presioa eragin eta higiduraren kontrako errodadura indarra (F_{rd}) sortzen da. Erresistentzia hau, pisuaren, lurzorua eta pneumatikoaren menpe dago eta gurpilaren zentroan oreka planteatuz lortzen da.

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow N \cdot a = F_{rd} \cdot R \rightarrow F_{rd} = \frac{a}{R_g} \cdot N \rightarrow F_{rd} = \mu_{rd} \cdot W$$

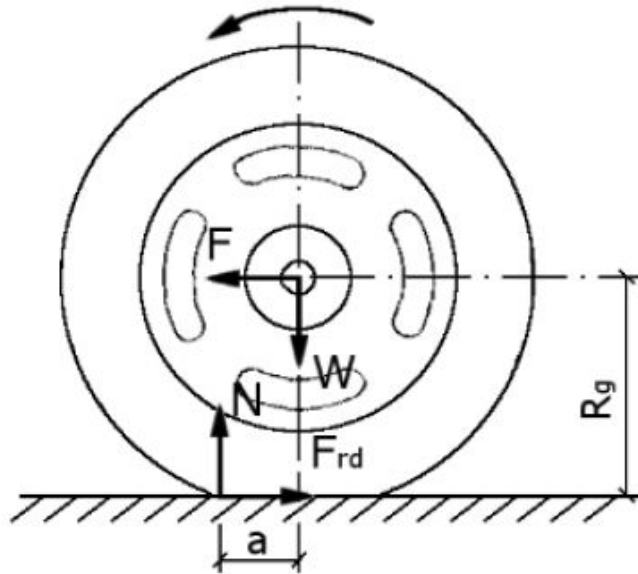
3.1 Formula

Non:

F_{rd} : errodadura indarra [Kg]

$\mu_{rd} = \frac{a}{R_g}$: errodadura koefizientea [-]

W : ibilgailuaren pisu totala [kg]



3.3 Irudia: errodadura agertzen diren indarrak

Errodadura koefizientea ibilgailuaren eta lurraren arabera aldatzen da eta 3.3 taulatik, kotxeak asfaltozko errepidetik ibiltzean 0,013-eko koefizientea dauka.

Errepide mota	Errodadura erresistentzia koefizientea, μ
Automobilen pneumatikoak	
Homigoia, asfaltoa	0,013
Legar errodaturia	0,02
Alkatema	0,025
Zolatu gabeko bidea	0,05
Lurra	0,1-0,35
Kamioien pneumatikoak	
Homigoia, asfaltoa	0,006-0,01
Lurra	0,05-0,11

3.3 Taula: errodadura koefizienteak

Hori jakinda, balioak 3.1 formulari ordezkatu eta autoak errodaduraren ondorioz jasaten duen errodadura indarra kalkulatu da.

$$F_{rd} = 1850 \cdot 0,013 = 24,05 \text{ Kg}$$

3.2.2 ALDAPAREN ERRESISTENTZIA

Automobilak aldapa bat igotzean agertzen den indarra da, hauxe ibilgailuaren pisuaren luzetarako osagaiarengatik agertzen da. Indar hau pisuaren osagaiaren eta aldaparen inklinazioaren arabera da. Aldapa maximoa %30-koa bezala finkatu da. Hurrengo ekuazioa erabiliko da kalkulerako:

$$F_{ald} = W \cdot i_{max}$$

3.2 Formula

Non:

F_{ald} : agertzen den indarra maldagatik [Kg]

W : ibilgailuaren pisu totala [kg]

i_{max} : gainditu beharrezko malda maximoa [-]

Ondoren:

$$F_{ald} = 1850 \cdot 0,4 = 740 \text{ Kg}$$

3.2.3 INERTZIAREN ERRESISTENTZIA

Automobilak abiadura bategaz ibiltzeagatik agertzen den indarra da. Indar hau autoak azelerazio aldaketa izaten duenean agertzen da, horrexegatik autoa martxan jartzean edota abiadura aminoratzean inertzia indar bat agertzen da. Kalkuluetarako suposatuko da autoak sortzen duen inertzia 0-100km/h tarteko azelerazioan, auto honek abiadura hori lortzen du 8,9 segunduetan.

Hurrengo formulak erabiltzen dira:

$$F_{in} = m_a \cdot a$$

$$v = v_0 + a \cdot t$$

3.3 Formula

F_{in} : inertiagatik agertzen den indarra [Kg]

m_a : autoaren masa [Kg]

a : azelerazioa $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

v : bukaerako abiadura $\left[\frac{m}{s}\right]$

v_0 : hasierako abiadura $\left[\frac{m}{s}\right]$

t : denbora [s]

Non:

1.martxako konprobaketarako:

Erabilitako azelerazioa 0-tik 36,12* km/h-ra 3 s-tan.

*Kotxeak hartzen duen abiadura maximoa 1. martxan kotxeak 4000 rpm-tara (potentzia maximoan)

$$v_0 = 0 \frac{m}{s} \rightarrow a = \frac{v}{t}$$

$$v = 36,12 \frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1000m}{1km} = \frac{10,03m}{s}$$

$$a = \frac{10,03 m/s}{3s} = \frac{3,34m}{s^2}$$

$$m_a = \frac{1395 \frac{Kg \cdot m}{s^2}}{9,81 m/s^2} = 142,2 Kg$$

$$F_{in1} = 142,2 Kg \cdot \frac{3,34m}{s^2} = 443,67 N \cdot \frac{1Kg}{9,81N} = 48,41 Kg$$

6.martxako konprobaketarako:

Erabilitako azelerazioa 185,08*-tik 224 km/h-ra 20 s-tan.

*Autoaren abiadura 4. martxatik 5.-era pasatzerakoan.

$$v = 185,08 \frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1000m}{1km} = \frac{51,41m}{s}$$

$$v = 224 \frac{km}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1000m}{1km} = \frac{62,22m}{s}$$

$$a = \frac{\frac{62,22m}{s} - \frac{51,41m}{s}}{20s} = \frac{0,5405m}{s^2}$$

$$m_a = \frac{1395 \frac{Kg \cdot m}{s^2}}{9,81 m/s^2} = 142,2 Kg$$

$$F_{in6} = 142,2 Kg \cdot \frac{0,5405m}{s^2} = 76,86 N \cdot \frac{1Kg}{9,81N} = 7,83 Kg$$

3.2.4 AIREAREN ERRESISTENTZIA

Mugimenduan dagoen ibilgailu edo gauza orok airearen oztopo edo talka jasaten du (gero eta abiadura handiago, orduan eta oztopo gehiago) eta mugimenduari kontra egiten dion airearen indarra (F_{ra}) agertzen da. Indar hau autoaren abiaduraren, aurrealdearen azaleraren eta aerodinamikaren menpekoa da.

$$F_{ra} = \rho_s \cdot A \cdot C_D$$

3.4 Formula

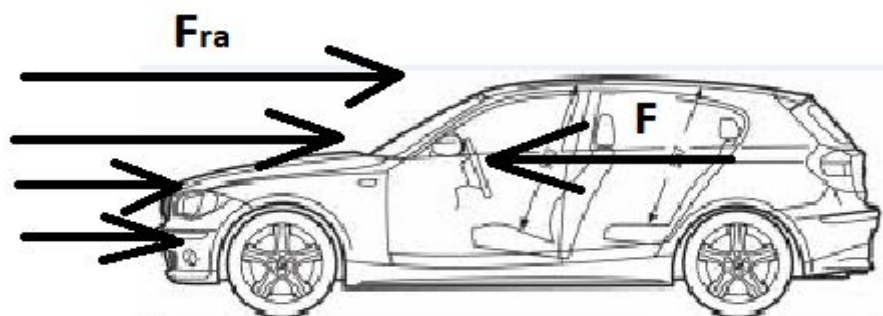
Non:

F_{ra} : airearen indarra [Kg]

ρ_s : gainazaleko presioa $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

A : autoaren aurrealdearen azalera[m²]

C_D : koefiziente aerodinamikoa [-]



3.4 Irudia: airearen erresistentzia autoan

Gainazaleko presioaren kalkuluan airearen abiadura ez da aintzat hartu, izan ere, bere balioa oso aldakorra da eta baldintza normaletan arbuigarria izaten da. Hala ere, bere abiadurak eta noranzkoak ibilgailuaren abiaduran eragina du, aurkakoa denenean motelduz (-) eta aldekoa denean areagotuz (+).

$$\rho_s = \frac{\rho_{aire} \cdot (v \pm v_{aire})^2}{2g} = \frac{\rho_{aire} \cdot v^2}{2g}$$

3.5 Formula

Non:

ρ_{aire} : $1,225 \frac{kg}{m^3}$: airearen dentsitatea (15°C – tan)

v : autoaren abiadura $\left[\frac{m}{s} \right]$

g : $\frac{9,81m}{s^2}$: grabitatearen azelerazioa

Kasu kritikoena autoa abiadura maximoan higitzean ematen da, kasu honetan autoaren abiadura maximoa 224 km/h da, eta gainazaleko presioa kalkulatzeko erabiltzen da.

$$v_{max} = 224 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000m}{1km} \cdot \frac{1h}{3600s} = 62,22 \frac{m}{s}$$

$$\rho_s = \frac{1,225 \cdot 62,22^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{241,71Kg}{m^2}$$

Autoaren aurrealdearen azalera ez da uniformea eta hori kalkulatzeko nahiko zaila da, baina balio hurbildua lortzen da autoaren zabalera eta altuera dimentsioekin (1751 x 1430 mm), koefiziente honi bider 0,8 egin behar zaio, zeren eta autoaren aurrealdeko azalera ez da guztiz uniformea.

$$A = 1,751 \cdot 1,43 \cdot 0,8 = 2 m^2$$

Koefiziente aerodinamikoak ibilgailuak airearen kontra duen kontaktuaren arabera da ete bere balioa haize-tuneletan esperimentalki lortzen da. Ibilgailuaren karrozeriaren diseinua hein handi batean koefiziente hau minimizatzea bideratuta dago eta 3.4 taulatik autoentzat bere balioa 0,1-0,5 tartean determinatzen du, hauxe autoaren karrozeriaren arabera izaten da. Gero eta karrozeria aerodinamikoagoa izan gero eta gehiago hurbilduko da 0,1 baliora, eta alrebez gertatzen da, karrozeria aerodinamikoak ez izatekotan koefiziente aerodinamikoaren balioa gero eta gehiago hurbiltzen da 0,5-ra. Kasu honetan balio intermedioa erabili da kalkulurako, 0,25 hartu da.

Ibilgailu mota	Erresistentzia aerodinamikoko koefizientea, C_D
Automobilak	0,1-0,5
Furgonetak	0,4-0,58
Autobusak	0,5-0,8
Kamioi traktorea-semitrailer	0,64-1,1
Kamioia-trailer	0,74-1

3.4 Taula: erresistentzia aerodinamikoko koefizientea

Orain aplikatu daiteke 3.4 formula:

$$F_{ra} = 241,71 \cdot 2 \cdot 0,25 = 120,855Kg$$

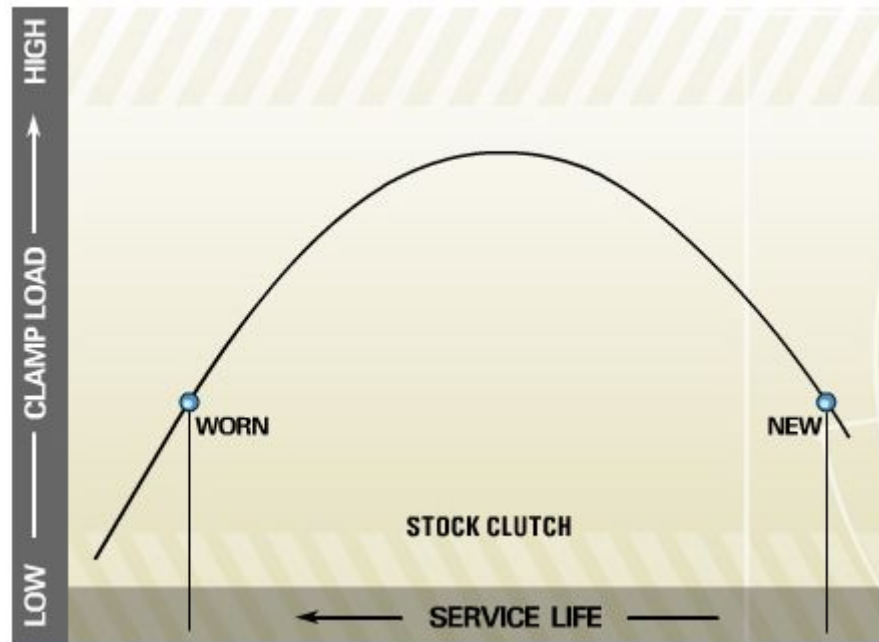
3.3 ENBRAGEA

Enbragea motorra eta kutxa aldagailua elkarrekin akoplatu eta motorra transmisioko beste atalekin konektatzen duen mekanismoa da. Enbragea gidatze beharren arabera biraketa transmititzea edota etetea ahalbidetzen du, gidariak pedalarrekin kontrola dezakeen elementua, autoa martxan jartzeko eta martxa aldaketetarako ezinbesteko elementu da transmisio sisteman.

Enbragearen diskoak motorraren intertzia bolantearekin eta presio platerarekin duen marruskaduraren bitartez gertatzen da biraketaren transmisioa. Horretarako diafragma bidez akzionatzen den presio platerak diskoa zanpatu eta akoplatuta (enbragatuta) mantendu behar ditu. Horrela, biraketa enbrage diskora heldu eta ildaskatu bidez kutxa aldagailuaren ardatz primarioa pasatzen da. Hori horrela izanda, enbrage diskoa eta akzionamendu indarra enbragearen diseinurako ezinbesteko aspektuak dira eta beren kalkulua burutuko da. Oso garrantzitsua da baita ere, enbrage diskoaren frikzio forruak, zeren eta honen bidez gertatzen da marruskadura biraketa transmisioa gerta dadin, horrexegatik frikzio materialaren aukeraketa egokia garrantzitsua da.

3.3.1 ENBRAGE DISKOAREN FORRUEN MATERIALA

Normalean gehien erabiltzen den materiala enbrageen disko forruentzako organiko motakoa da, kasu honetan ehuna metalezko zuntzaz dago osatuta konpaktatuta dagoen aramida edo beirazko zuntza ehun artean. Material honek bizitza ziklo altua dauka eta tenperatura periodo tarte handian lan egiten du, gainera hasiko desgastea oso txikia da. Baita ere akoplamendu leun eta progresiboa lortzen da.



3.5 Irudia: Forruen bizi iraupena

3.3.2 ENBRAGE DISKOAREN DIMENTSIOAK

Motorraren para enbrage diskoaren gainazalen garatutako marruskadura momentuaren bitartez transmititzen da, presio plateraren presioak kontaktu hori bermatzen duela. Zehazki, transmisioa diskoan erramatxatuta dauden frikzio forruen bidez gauzaten da eta hauek motorraren pare maximoa transmititu dezaketen aztertzen da.

Hasteko lehendabizi finkatu behar da enbragearen barne eta kanpo erradioak, hauek baitira inertzia bolantearekin kontaktuan daudenak eta para transmititzen dutenak. Francisco Muñoz Garcia gomendatzen du enbrageak transmititu dezaken pare maximoa $M_{enbr.}$, segurtasun tarte bat edukitzea motorrak ematen duen pare maximoarekin M . Diskoak lan egitean txikitzen da marruskadura koefizientea eta baita ere, malgukiak deformazioak jasotzen dituzte temperatura altuak direla eta, aurreko guztia presio galera ekartzen du, eta horren ondorioz, enbrageak presio gutxiagorekin lan egitea ekar dezake, autoan arazoak ager daitezke eta enbrage ondo funtzionatzen ez badu autoaren beste hainbat osagai hondatu ditzake.

$$M_{enbr.} = 1,5 \cdot M$$

x.formula

$$M_1 = 1,5 \cdot 320 Nm = 480 Nm \cdot \frac{1 Kg}{9,81 N} \cdot \frac{100 cm}{1 m} = 4892,97 Kg \cdot cm$$

Enbragearen kanpo diametroa kalkulatzeko hurrengo formula erabiltzen da:

$$R_{kan.} = \sqrt[3]{\frac{M_{enbr.}}{2,75 \cdot p_{max} \cdot \mu}}$$

3.6 Formula

Non:

$M_{enbr.}$: motorraren pare maximoa

p_{max} : funtzionamendu leun baterako presioa $2,4 \text{ Kg/cm}^2$

μ : marruskadura koefizientea

$R_{kan.}$: enbrage diskoaren kanpoalde erradioa

Manuel Cascajosa liburuaren arabera, presio gomendagarria funtzionamendu leun eta progresibo batentzako $2,4 \text{ Kg/cm}^2$ eta materialaren marruskadura koefizientea 0,4-koa da. Parea $4892,97 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ dela eta aurreko datuekin:

$$R_{kan.} = \sqrt[3]{\frac{4892,97}{2,75 \cdot 2,4 \cdot 0,4}} = 12,28 \text{ cm}$$

Praktikan hurrengo erlazioa hartzen da:

$$R_{bar.} = 0,7 \cdot R_{kan.} = 0,7 \cdot 12,28 = 8,6 \text{ cm}$$

3.7 Formula

“BUDYNAS, R. eta NISBETT, J. Diseño de Ingenieria Mecanica de Shigley. Editorial McGraw Hill. Madrid, 2008.” liburua jarraituz, enbragearen marruskadura momentua kalkulatzeko, higadura uniformeko hipotesia erabiliko da irizpide kontserbakorrakoak dituelako. Enbrageak jasan ditzakepresioa, indar axiala eta marruskadura parea kalkulatzeko da.

Presioa:

$$p = p_{max} \cdot \frac{R_{bar.}}{R_{kan.}} = 2,4 \cdot \frac{8,6}{12,28} = 1,68 \text{ Kg/cm}^2$$

3.8 Formula

Indar normala:

Enbrage diskoak motorraren parea transmititzeko, presio platerari indar bat aplikatu behar zaie, azken hau enbrage diskoa inertzia bolanterantz bultzatzeko, eta frikzio forruekin

marruskadura pareta lortzeko. Egin beharreko indar hori ere higadura uniformeko hipotesiarekin aztertzen da, baina diskoaren indar normala ohiko indar normala integratuz determinatzen da.

$$F_n = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} d \cdot F_n = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} p \cdot dA = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} \left(\frac{p_{max} \cdot R_{bar.}}{R} \right) \cdot 2\pi \cdot dR \rightarrow$$

$$F_n = 2\pi \cdot p_{max} \cdot R_{bar.} \cdot (R_{kan.} - R_{bar.})$$

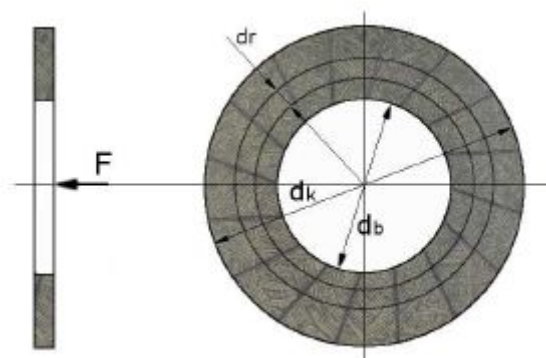
3.9 Formula

$$F_n = 2\pi \cdot 2,4 \cdot 8,6 \cdot (12,28 - 8,6) = 477,24 \text{ Kg}$$

Lortutako indar normala enbragearen presio eta pare ahalmen maximorako izango zen, baina egoera horretan marruskadura momentua motorreko pare maximoa baino handiagoa da eta presio plateran errealitatean egin beharreko indarra kalkulaturakoa baino txikiagoa izango da.

Momentu tortsoarea:

Enbrageak garatu dezakeen marruskadura momentua kalkulatu da, eta ondoren konprobatzen da lortutako marruskadura momentu hori autoak transmititu dezakeen pare maximoa gainditzen badu, horrelako izatekotan enbrage diskoaren dimentsioak ondo egono liriteke, horrela ez izatekotan marruskadura momentu altuagoa izango lukeen beste enbrage bat bilatu behar da.



$$T_{roz.} = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} R \cdot F_a = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} R \cdot p \cdot \mu \cdot dA = \int_{R_{bar.}}^{R_{kan.}} R \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{R_{bar.}}{R} \cdot 2\pi \cdot R \cdot dR \rightarrow$$

$$T_{roz.} = \pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot R_{bar.} \cdot (R_{kan.}^2 - R_{bar.}^2) = \frac{n \cdot \mu \cdot F_a \cdot (R_{kan.} + R_{bar.})}{2}$$

3.10 Formula

Non:

$T_{roz.}$: enbrageak jasan ditzake parea

n : aurpegi kopurua

μ : marruskadura koefizientea

F_a : indar normala

$$T_{roz.} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 477,24 \cdot (12,28 + 8,6)}{2} = 3986,16 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$T_{roz.} = 3986,16 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \cdot \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 391,04 \text{ Nm} > 320 \text{ Nm}$$

Ikusi daitekeenez, enbrageak hartutako dimentsioekin eta frikzio forruen materialarekin, garatu dezakeen marruskadura pare motorraren pare maximoa baino handiagoa da eta motorraren pare guztia transmititu dezake, orduan diseinua ondo dago.

3.3.3 ENBRAGEAREN AUKERAKETA

National brake and clutch web-katalogotik enbrage komertzial bat aukeratuko da.

Make & Model	Eng. cc	Date	Kit Ref	Pcs	Dimensions			Notes & CSC Info
					Cover	Plate	Teeth	
1 Series (E81, E87) Hatchback								
116d	1995cc	08-12	CK10223	3	240	240	22	(CSCs sold separately)
118d (N47 Engines)	1995cc	06-12	CK10223	3	240	240	22	
118d (M47 Engines)	1995cc	06-12	CK10253	3	240	240	22	
120d (N47 Engines)	1995cc	06-12	CK10223	3	240	240	22	
120d (M47 Engines)	1995cc	06-12	CK10253	3	240	240	22	

3.6 Irudia: enbragearen aukeraketa

Ikusi daiteke aukeratutako enbragea, CK 10223, enbrage diskoaren kanpo diametroa 240 mm-koa dela, eta kalkulan lortutako kanpo diametroa 245mm-takoa zela, baina ez dira arazorik agertuko zeren eta dimentsio horiekin enbrageak jasan ditzakeen pare motorrak sortutakoa baino askoz handiagoa da. Eta kasu honetan diskoa 5mm txikiago edukitzeagatik jasan ditzakeen pare ez da hainbeste izango aurrean kalkulatuarekin.

3.4 KUTXA ALDAGAILUA

Kutxa aldagailua motorretik heltzen zaion biraketaren abiadura eta pareta transformatzen edota biraketa noranzkoa alderantzikatzen duen elementua da. Honek motorraren biraketa erregulatu eta funtzionamendu tarte optimoan aritzea lortzen du, egoera eta baldintzen arabera gurpilei potentzia egokia transmititzea ahalbidetzen du.

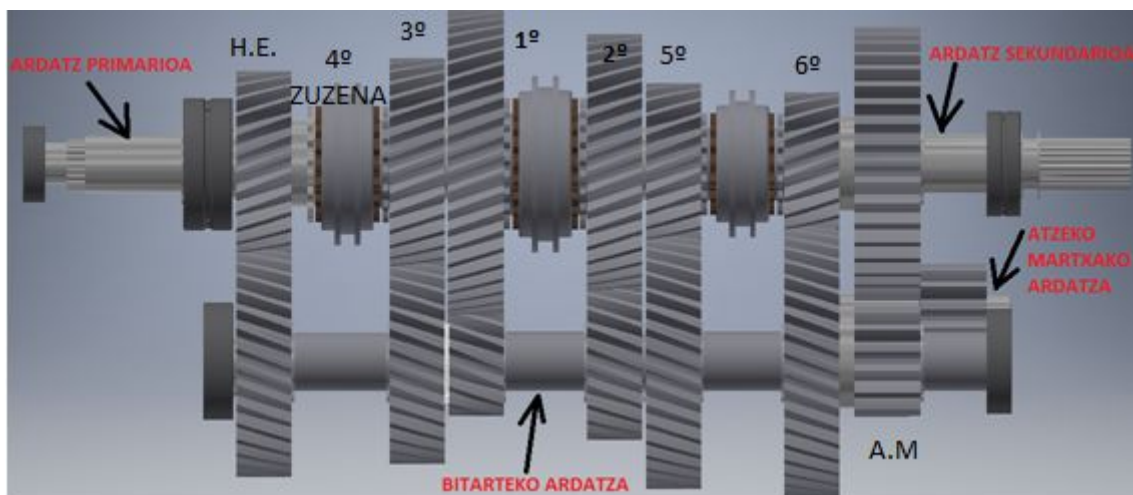
3.4.1 KUTXAREN KONFIGURAZIOA

Kalkuluekin hasi baino lehen oso garrantzitsua da kutxa aldagailuak izango duen konfigurazioa jakitea. Proiektu honetarako 3 ardatzetako kutxa aldagailu manuala erabili da, errekomentagarria izaten da aurreko motorra eta atzeko gurpil eragileak dituzteen autoetan. Kutxa honek aurrerako 6 martxa izango ditu eta atzerako martxa bakarra.

1., 2., 3., sarrerako engranajea (4.), 5. eta 6. engranajeak hartz helikoidalekoak izango dira, kutxak zaratza gutxiago eta momento handiagoak jasango baiditu, hartz helikoidalak $\rightarrow \cos \beta \neq 1$. Gomendagarria da β angelua hartz helikoidaletan 20° eta 30° tartekoa izatea.

Atzerako martxarako hartz zuzeneko engranajeak erabiliko dira, hartz zuzenak $\rightarrow \cos \beta = 1$.

Kutxa aldagailuaren ardatzen eta engranajeen kokapena hurrengo izango da:

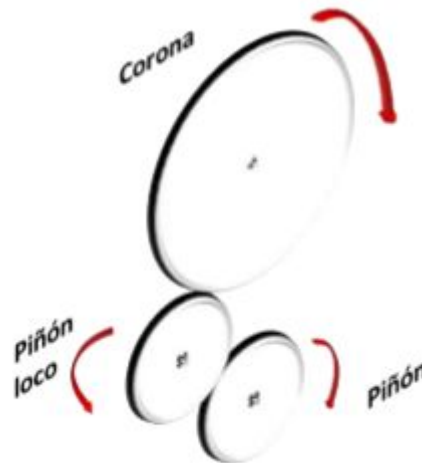


3.7 Irudia: kutxa aldagailuaren konfigurazioa

4. martxa edo zuzena, berez, ez da engranaje bat. Hauxe lortzen da ardatz nagusia eta ardatz sekundario kontaktuan sartzean eta biak ardatz bezala egiten dutenean, azken hau

sinkronizatzaileen bitartez lortzen da. Sinkronizatzaileen konfigurazioa eta disposizioa aurrerago ikusiko da, 3.4.7 Sinkronizatzaileak atalean.

Atzerako martxa disposizio berezi bat dauka, honetan pinioi interkalatu bat agertzen da, eta honen funtzioa bitarteko ardatza eta ardatz sekundario noranzko berdinean biratzea ahalbidetzea da. Horrexegatik, atzera martxako engranajeak azkenerako utziko dira, jakinda denean bitarteko eta sekundarioko ardatzean distantzia.



3.8 Irudia: atzeko martxa

3.4.2 TRANSMISIO ERLAZIOAK

Gurpilaren abiadura angeluarra ω_g motorraren birabarkiaren abiadura angeluarraren ω_m funtzioan eta transmisio erlazioen i eta i_{dif} . araberan funtzioan *:

$$\omega_g = \omega_m \cdot i_i \cdot i_{dif}.$$

3.10 Formula

ω_g : gurpilaren abiadura angeluarra [rpm]

ω_m : motorraren abiadura angeluarra [rpm]

i_i : martxa bakoitzaren erlazioa [-]

i_{dif} : multzo diferentzialaren erlazioa [-]

*kontutan izan behar da transmisio erlazioa bi modutan adieraz daiteke $i = \frac{\omega_r}{\omega_m}$ edo $i = \frac{\omega_m}{\omega_r}$.

Lehendabiziko gauza konprobatuko da web-orrialdetik hartutako diferentzialaren transmisio erlazioa egokia dela autoak daukan ezaugarri teknikoekin. Horretarako hurrengo formulak erabiltzen dira:

$$i_d = \frac{n_{max.pot.}}{i_6 \cdot n_d}$$

3.11 Formula

$$n_d = \frac{V_{max.}}{\pi \cdot \Phi_{gur.}}$$

3.12 Formula

Non:

i_d : diferentzialaren transmisio erlazioa

$n_{max.pot.}$: erreboluzio maximoak potentzia maximoam [rpm]

n_d : diferentzialren erreboluzioak [rpm]

i_6 : 6^a martxako transmisio erlazioa

$V_{max.}$: autoaren abiadura maximoa $\left[\frac{Km}{h}\right]$

$\Phi_{gur.}$: gurpilaren diametroa [m]

$\Phi_{gur.}$ aurrean azaltzen da nola lortzen den datu hau. Beste datu guztiak hasierako datuen tauletan datozte.

$$n_d = \frac{224 \frac{Km}{h} \cdot \frac{1000 m}{1 Km} \cdot \frac{1 h}{60 min}}{\pi \cdot (0,6209 \cdot 0,95)} = 2014,66 \text{ rpm}$$

$$i_d = \frac{4000 \text{ rpm}}{0,645 \cdot 2014,66 \text{ rpm}} = 3,078$$

Ikusi daitekeenez lortutako diferentzialaren transmisio erlazioa bat dator web-orrialdetik hartutako balioarekin. Autoak daukan datu teknikoekin bat dator eta balio egokia da, orain kutxa aldagailuaren kalkuluekin hasi daiteke.

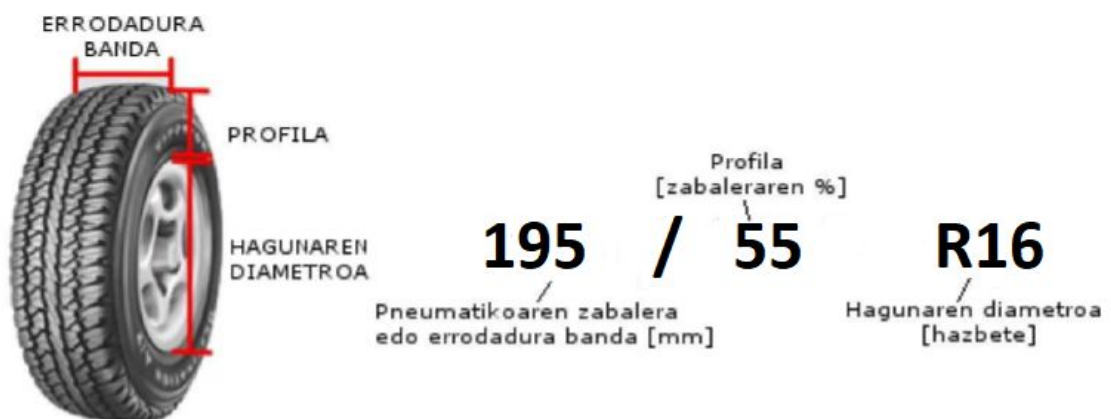
Transmisio erlazioak autoaren fabrikanteak datu teknikoekin batera emandakoak erabiliko dira

	ω_r/ω_m	ω_m/ω_r
$i_{dif.}$	0,3249	3,077:1
i_1	0,24987	4,002:1
i_2	0,4742	2,109:1
i_3	0,7246	1,38:1
i_4	1	1:1
i_5	1,2804	0,781:1
i_6	1,5504	0,645:1
$i_{A.M}$	0,2742	3,647:1

3.5 Taula: transmisio erlazioak

Orain, autoak erlazio horiekin martxa bakoitzean izan dezakeen abiadura kalkulatu da.

Autoak daraman gurpila hurrengo da:



3.9 Irudia: gurpilaren dimentsioak

$$\phi_{gur.} = 16'' \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1''} + 2 \cdot 0,55 \cdot 195 = 620,9 \text{ mm reposoan}$$

Baina hori ez da errealitatean autoak izango duen diametroa, lortutako diametroa gurpila reposoan izango zuen diametroa da. Baina gurpilak autoan montatzean, hauek autoaren pisua jasaterakoan ez dute izango diámetro hori. Nola oso zaila da hori kalkulatzea, balio aproximatu bat lortzen da aurreko diametroa bider 0,95 eginda.

$$\phi_{gur.} = 620,9 \cdot 0,95 = 589,855 \text{ mm}$$

Kalkual errazteko k konstante balioa kalkulatu da:

$$k = \frac{\pi \cdot \phi_{gur.} \cdot 60}{1000} = \frac{\pi \cdot 0,589855 \cdot 60}{1000} = 0,11$$

Hurrengo formula erabiliz abiadurak lortzen dira:

$$v_i = \frac{n \cdot k}{i_i \cdot i_{dif.}}$$

3.13 Formula

n : *abiadura angeluarra [rpm]*

k : *konstantea [-]*

i_i : *martxa bakoitzaren erlazioa [-]*

$i_{dif.}$: *multzo diferentzialaren erlazioa [-]*

Martxa bakoitzeko abiadura kalkulatu da 3.6 formula bitartez, lehenengoak motorrak 1000 rpm-tara birata martxa bakoitzak izango lukeen abiadura da. Eta bigarren kalkuluan autoak martxa bakoitzean motorrak potentzia maximora birata har dezakeen abiadura maximoa da.

Motorrak 1000 rpm-tara:

$$v_1 = 9,03 \text{ km/h}$$

$$v_2 = 17,13 \text{ km/h}$$

$$v_3 = 26,18 \text{ km/h}$$

$$v_4 = 36,14 \text{ km/h}$$

$$v_5 = 46,27 \text{ km/h}$$

$$v_6 = 56,02 \text{ km/h}$$

$$v_{A.M} = 9,9 \text{ km/h}$$

Motorrak potentzia maximora, 4000 rpm-tara:

$$v_1 = 36,12 \text{ km/h}$$

$$v_2 = 68,52 \text{ km/h}$$

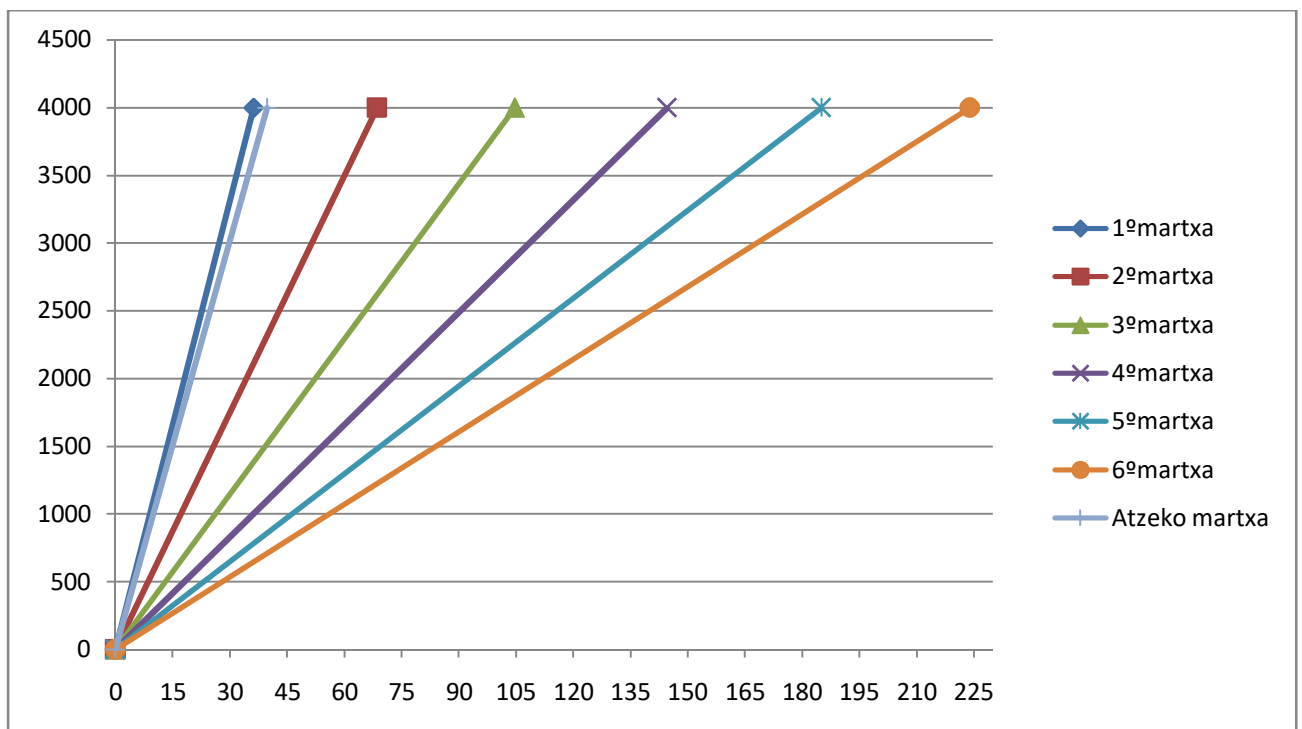
$$v_3 = 104,72 \text{ km/h}$$

$$v_4 = 144,56 \text{ km/h}$$

$$v_5 = 185,08 \text{ km/h}$$

$$v_6 = 224 \text{ km/h}$$

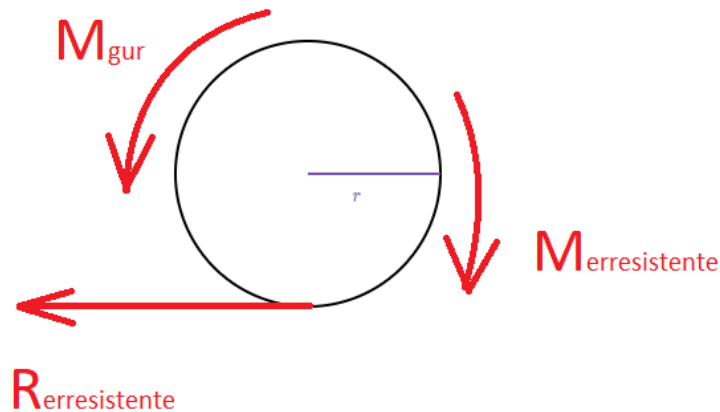
$$v_{A.M} = 39,7 \text{ km/h}$$



3.10 Irudia: Autoaren martxen abiadurak

3.4.3 IBILGAILUAREN GAITASUNA

Atal honetan 3.2 atalean lortutako erresistentziak autoak definitutako transmisio erlazioekin gainditzen badituen konprobatu behar da. Horretarako, motorretik gurpiletara transmititutako pare pare erresistentea baino handiago izan behar da.



3.11 Irudia: gurpilan agertzen diren momentuak

Autoak ibiltzeko gaitasuna izateko : $M_{gur} > M_{erresistente}$

M_{gur} : gurpileari transmititutako parea [$N \cdot m$]

$M_{erresistente}$: agertzen de pare erresistentea [$N \cdot m$]

Konprobaketa egiteko 1. eta 6. martxa erabiliko dira, bi konprobaketa hauek orokorrenak dira, bi hauek gainditzen baditu, beste martxak ere gaindituko dituzte. Zeren eta 1. martxa pendiente maximoa igotzeko diseinatuta dago eta 6. martxak abiadura maximoa lortzeko errepide lau batean.

Agertzen diren erresistentziaren balioak 3.2 atalean lortutakoak dira.

1.martxaren konprobaketa:

Agertzen diren erresistentzia guztien batura izango da autoan agertzen den erresistentzia totala:

$$F_{TOT1} = F_{rd} + F_{ald} + F_{in1} + F_{ra} = 24,05 + 740 + 48,41 + 120,855 = 933,315 \text{ Kg} = 9155,82 \text{ N}$$

Gurpilean agertzen de pare erresistentea hurrengoa da:

$$M_{erresistente1} = F_{TOT1} \cdot r$$

3.14 Formula

$$M_{errresistente1} = 9155,82 \cdot 0,2949 = 2700 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Motorrak gurpilei transmititzen duen potentzia galera txikiak dauzka, marruskadura indarrak eta transmisioan agertzen diren inertiengatik dela eta:

$$P_{gur} = P_{mot} \cdot \mu$$

3.15 Formula

$$M_{gur} \cdot \omega_{gur} = M_{mot} \cdot \omega_{mot} \cdot \mu$$

3.16 Formula

$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{M_{mot}}{M_{gur}} \cdot \mu$$

3.17 Formula

ω_g : gurpilaren abiadura angeluarra [rpm]

ω_m : motorraren abiadura angeluarra [rpm]

M_{mot} : motor parearen momentua [$N \cdot m$]

M_{gur} : gurpilei transmititutako momentua [$N \cdot m$]

μ : galerak marruskaduragatik, 0 – 1 artean [-]

3.10 formula erabiliz:

$$\omega_g = \omega_m \cdot i_i \cdot i_{dif.}$$

$$\frac{\omega_g}{\omega_m} = i_i \cdot i_{dif.}$$

Bi formulak berdinduz:

$$\frac{M_{mot}}{M_{gur}} \cdot \mu = i_i \cdot i_{dif.}$$

$$M_{gur} = \frac{M_{mot} \cdot \mu}{i_i \cdot i_{dif.}}$$

Gogoratu behar da $i_1 = 0,24987$ eta $i_d = 0,3249$ direla.

Orduan:

$$M_{gur1} = \frac{320 \cdot 0,95}{0,24987 \cdot 0,3249} = 3744,64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{gur1} = 3744,64 \text{ N} \cdot \text{m} > M_{erresistente1} = 2700 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aurreko ekuazioa betetzen da, orduan 1. martxako transmizio erlazioa egokia da autoan agertzen diren erresistentziak ekiditzeko eta autoa ibiltzeko.

6. martxaren konprobaketa:

Aurreko kasuan bezala agetuko den erresistentzia totala 3.2 atalean lortutako balioen batuketa izango da, baina kasu honetan ez da kontuan hartuko F_{ald} , martxa hau ez baitago diseinatuta aldapak igotzeko.

$$F_{TOT6} = F_{rd} + F_{in6} + F_{ra} = 24,05 + 7,83 + 120,855 = 152,735 \text{ Kg} = 1498,33 \text{ N}$$

$$M_{erresistente6} = F_{TOT6} \cdot r$$

$$M_{erresistente6} = 1498,33 \cdot 0,2949 = 441,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Baina kasu honetan motorrak erregimen potentzia maximoan dago.

$$M_{mot} = \frac{P_m}{\omega_m} \rightarrow M_{mot} = \frac{105 \text{ kW} \cdot \frac{1000 \text{ W}}{1 \text{ kW}}}{4000 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}} = 250,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Gogoratu behar da $i_6 = 1,5504$ eta $i_d = 0,3249$ direla.

$$M_{gur6} = \frac{250,67 \cdot 0,95}{1,5504 \cdot 0,3249} = 472,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{gur6} = 472,75 \text{ N} \cdot \text{m} > M_{erresistente6} = 441,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aurreko ekuazioa betetzen da, orduan 6. martxako transmizio erlazioa egokia da autoan martxa horretan agertzen diren erresistentziak ekiditzeko eta autoa ibiltzeko.

Lehenengo eta seigarren martxen gaitasun konprobaketa eginda, esan daiteke autoak aurrean definitutako erresistentziak gainditzeko gai dela eta baldintza horietan ibiltzeko gai izango dela.

3.4.4 ENGRANAJEAK

Abiadura kaxa honetan biraketaren desmultiplikazioa sinkronizatuta eta uneoro engranatuta dauden engranaje zilindriko helikoidalen bikoteen bitartez burutzen da. Engranaje helikoidaletan hortzak zeharrek dira eta gurpilen arteko engranea luzeagoa eta progresiboagoa da, beraz, horzdun gurpilek presio txikiagoa jasan eta transmisioak erresistentzia handiagoa du. Atzera martxa, ordea, gutxiagotan erabiltzen da eta hortz zuzeneko gurpilak behar ditu bere tarteko gurpila desplazatzean besteekin engranatu ahal izateko.

3.4.4.1 ENGRANAJEEN HORTZ KOPURUA

Kutxa aldagailuko gurpilen hortzen kopurua determinatzeko, martxen erredukzioez gain, kutxako diseinu eta eraikitze baldintzak bete behar dira. Horzdun gurpilak ardatz paralelotan egonda, beren arteko distantzia konstante mantendu eta engranajeak normalak edo 'A-cero' motakoak direla suposatu da. Engranaje hauetan ardatzen arteko distantzia jatorrizko erradioen batura da eta engranaje helikoidaletan balio hori moduluaren, hortzen inklinazio angeluaren eta hortz kopuruaren menpe dago.

Engranajeen hortz kopurua definitzeko kontuan eduki behar da engranaje bikoteen ardatzen arteko distantzia d eta helize angeluak β berdina direla guztientzat.

$$d = R + R' = \frac{m}{2} \cdot \frac{z + z'}{\cos \beta}$$

3.18 Formula

d : gurpil erdiguneen arteko distantzia [mm]

R : pinioiaren erradio primitiboa [mm]

R' : koronaren erradio primitiboa [mm]

m : modulua [mm]

z : pinioiaren edo gurpil txikiaren hortz kopurua

z' : koronaren edo gurpil handiaren hortz kopurua

β : helize angelua [°]

Bi gurpilek beren artean ondo akoplatzeko eta engranatzeko, nahitaez modulu (pausu edo hortz neurriarekin erlazionatua) eta hortzen angelu berdinak izan behar dituzte.

Hortzen inklinazio edo helize angeluak (β) hortzen forma ezaugarritzen du eta handitu ahala, aldi berean engranaten duten hortz kopurua handiagoa eta transmisioa leunagoa bada ere, indar axial altuagoak sortu eta errendimendua txarragoa da. Orokorrean bere balioa 10-30° bitartekoa izaten da eta zuzenketarik behar ez den bitartean, arautua den 20°-ko inklinazio angelua hartu da.

Ardatzen arteko distantzian eraginik ez duen arren, gurpil zuzenen nahiz helikoidalaren engrane egokirako beren hortzen arteko kontaktuko presio edo engrane angeluak (α) ere berdinak izan behar dira. Angelu honek gurpilen arteko esfortzuen norabidea zehazten du eta bere ohiko balio normalizatuak 20° eta 25° izanda, 20°-ko presio angelua erabili da.

Gauzak horrela, engrane arazorik ez egoteko eta egin beharreko zuzenketak murrizteko, abiadura kaxako gurpil guztiek modulu eta angelu berdinak dituztela kontsideratu da, beraz, engranaje bakoitzeko hortz kopuruaren batura konstantea izan beharko da.

$$z + z' = \frac{2 \cdot d \cdot \cos \beta}{m} = kte$$

3.19 Formula

$$z_1 + z'_1 = z_2 + z'_2 = z_3 + z'_3 = z_4 + z'_4 = z_5 + z'_5 = z_6 + z'_6 = kte$$

Gurpilen hortz kopurua tarte jakinean egon behar da; batetik, hortz gehiegi izateak tamaina eta pisua handituko lituzke eta bestetik, hortz gutxiegi izateak erresistentzia murriztuko eta zizelkatzean interferentziak egingo lituzke. Zehazki, 'Acero' motako eta 20°-ko presio angeluko gurpil zuzenen gutxieneko hortz kopuru teorikoa 17 da, zenbait kasu praktikotan eta funtzionamendu nahiz diseinu baldintzek exijitzen dutenean, 14 izan daitekeela.

Gurpil zuzenen gutxieneko hortz kopuru teorikoa, aldiz, 14 da eta hortz birtualen edo zuzen baliokideen 3.20 formularekin ateratzen dena. Honek gurpil helikoidal bati dagokion gurpil zuzenaren hortz kopuru baliokidea definitzen du.

Engranaje batek interferentziak ez jasatzeko, hurrengoa bete behar da:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \geq 14$$

z_v : hortz kopuru birtuala

z : hortz kopuru erreala

β : helize angelua [°]

Ahal den neurrian engranaje beraren gurpilen hortz kopuruak elkarren lehenak izan behar dira hortz berdinak denbora gutxiagoz elkarrekin kontaktuan egoteko eta higadura irregularra ekiditeko.

Engranajeen dimentsioak eta geometria beraien bete beharren arabera azteru eta gero, gurpilen hortz kopurua haztamuz edo tanteoz determinatzen da. Aurreko baldintzak betetzea ezinbestekoa izaten da transmisio erlazio zehatzak lortzeko eta errore hori ahalik eta gehien minimizatu behar da. Horretarako, hasteko, hasierako erredukzioa finkatu da, ondoren martxa bakoitzeko hortz kopurua zehazteko.

- Hasierako erredukzioa

Kutxa aldagailuaren ardatz primario eta bitartekoaren artean hasierako erredukzio konstante bat egongo da, bere balio txikia, kutxa aldagailuko erredukzioa bi etapatan burutzea ahalbidetzen du.

Eaton Fuller motako kutxa aldagailua hartuta, zein antzeko ezaugarriak ditu, hasierako gurpila, 1. gurpila, 28 hortz dituela supoastu da. Modu honetan, engranajearen transmisio erlazioa nahiko txikia dela eta aurretik aipaturiko irizpideak kontuan hartuz, 3.6 taulan konbinazio posible guztiak aztertu dira 2. gurpilaren hortz kopuru egokia hautatzeko.

z_1	z_2	Batura	Erredukzioa
28	30	58	1,071
28	31	59	1,107
28	32	60	1,143
28	33	61	1,179
28	34	62	1,214
28	35	63	1,25
28	36	64	1,286

3.6 Taula: Hasierako erredukzioaren gurpilak

Aurreko konbinaketa posibleen artean aukeratutakoa erabili da zatiketean bi dezimal bakarrik dituelako, eta hurrengo kalkuluetan errore minimoa handitu ez dezan. Hasierako

erredukzio hau definitu ondoren, martxa bakoitzeko hortz kopurua kalkulatu da, hasierako erredukzioa eta ardatzen arteko distantzien (hortz kopuru konstante) menpe.

-1. martxa

Martxa honek daukan transmisio erlazio totala 4,002-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela hartuz, hortz kopuru egokia hautatzeko errore gutxien daukana hautatu da hurrengo taulan agertzen den konbinaketa posibleen artean.

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 4,002 \rightarrow \frac{z_4}{z_3} = 3,2016$$

$$z_3 + z_4 = 63$$

z_3	z_4	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
14	49	63	3,5	$298,4 \cdot 10^{-3}$
15	48	63	3,2	$1,6 \cdot 10^{-3}$
16	47	63	2,938	$263,6 \cdot 10^{-3}$

3.7 Taula: 1º martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du. 1. martxaren transmisio erlazio berria aukeratutako hortz kopuruekin hurrengoa da:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{28} \cdot \frac{48}{15} = 4$$

-2. martxa

Martxa honek daukan transmisio erlazio totala 2,109-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela hartuz, hortz kopuru egokia hautatzeko errore gutxien daukana hautatu da hurrengo taulan agertzen den konbinaketa posibleen artean.

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 2,109 \rightarrow \frac{z_6}{z_5} = 1,6872$$

$$z_5 + z_6 = 63$$

z_5	z_6	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
23	40	63	1,739	$51,8 \cdot 10^{-3}$
24	39	63	1,625	$62,2 \cdot 10^{-3}$
25	38	63	1,52	$167,2 \cdot 10^{-3}$

3.8 Taula: 2º martxaren gurpilak

Lehenengo aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du. 2. martxaren transmisio erlazio berria aukeratutako hartz kopuruekin hurrengoa da:

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{35}{28} \cdot \frac{40}{23} = 2,174$$

-3. martxa

Martxa honek daukan transmisio erlazio totala 1,308-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela hartuz, hartz kopuru egokia hautatzeko errore gutxien daukana hautatu da hurrengo taulan agertzen den konbinaketa posibleen artean.

$$i_3 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_8}{z_7} = 1,308 \rightarrow \frac{z_8}{z_7} = 1,0464$$

$$z_7 + z_8 = 63$$

z_7	z_8	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
30	33	63	1,1	$53,6 \cdot 10^{-3}$
31	32	63	1,032	$14,4 \cdot 10^{-3}$
32	31	63	0,969	$77,4 \cdot 10^{-3}$

3.9 Taula: 3º martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du. 3. martxaren transmisio erlazio berria aukeratutako hartz kopuruekin hurrengoa da:

$$i_3 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{35}{28} \cdot \frac{32}{31} = 1,29$$

-4. martxa

Martxa honek daukan erredukzioa 1-ekoa da, hau da, transmisio zuzena deritzon martxa. Martxa honek ez du engranajeen beharrik, kutxa aldagailuaren ardatz primarioa sekundarioarekin zuzenean elkartuz lortzen den martxa da.

-5. martxa

Martxa honek daukan transmisio erlazio totala 0,781-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela hartuz, hertz kopuru egokia hautatzeko errore gutxien daukana hautatu da hurrengo taulan agertzen den konbinaketa posibleen artean.

$$i_5 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = 0,781 \rightarrow \frac{z_{10}}{z_9} = 0,6248$$

$$z_9 + z_{10} = 63$$

z_9	z_{10}	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
38	25	63	0,6578	$33 \cdot 10^{-3}$
39	24	63	0,615	$9,8 \cdot 10^{-3}$
40	23	63	0,575	$49,8 \cdot 10^{-3}$

3.10 Taula: 5^o martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du. 5. martxaren transmisio erlazio berria aukeratutako hertz kopuruekin hurrengoa da:

$$i_5 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{35}{28} \cdot \frac{24}{39} = 0,77$$

-6. martxa

Martxa honek daukan transmisio erlazio totala 0,645-koa dela eta hortzen batura 63-koa dela hartuz, hertz kopuru egokia hautatzeko errore gutxien daukana hautatu da hurrengo taulan agertzen den konbinaketa posibleen artean.

$$i_5 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = 0,645 \rightarrow \frac{z_{12}}{z_{11}} = 0,516$$

$$z_{11} + z_{12} = 63$$

z_{11}	z_{12}	Batura	Erredukzioa	Errore absolutua
43	20	63	0,465	$51 \cdot 10^{-3}$
42	21	63	0,5	$16 \cdot 10^{-3}$
41	22	63	0,537	$21 \cdot 10^{-3}$

3.11 Taula:6º martxaren gurpilak

Bigarren aukera egokiena da, izan ere, eraikitze eta diseinu baldintzak bete eta errore txikiena du. 6. martxaren transmisio erlazio berria aukeratutako hortz kopuruekin hurrengoa da:

$$i_6 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{21}{42} = 0,625$$

	Transmisio erlazioa		Hortz kopurua	
	Lehen	Ondoren	Pinioia	Korona
1. martxa	4,002	4	$z_3 = 15$	$z_4 = 48$
2. martxa	2,109	2,174	$z_5 = 23$	$z_6 = 40$
3. martxa	1,308	1,29	$z_7 = 31$	$z_8 = 32$
4. martxa	1	1		
5. martxa	0,781	0,77	$z_9 = 40$	$z_{10} = 23$
6. martxa	0,645	0,625	$z_{11} = 42$	$z_{12} = 21$

3.12 Taula: gurpilak eta transmisio erlazioak

3.4.4.2 ENGRANAJEEN MODULUA

Moduluaren kalkulua gehienetan gurpil txikiarentzat egiten da, bira eta lan gehien egiten duena baita. Gurpil txikiak (pinioiak) gurpil handiak (koronak) baino neke eta higadura handiago jasaten du eta modulu handiagoa behar du, beraz, gurpil txikiarentzat modulu kalkulatu gurpil handiarentzat ere baliagarria da.

“FRATSCHNER, O. Elementos de máquinas. Editorial Gustavo Gili, Barcelona, 1969.”
liburuaren arabera, engranaje baten moduluaren kalkulurako ezinbestekoa da hortzen saihets edo flankoen gehiegizko higadura eta hortzen esfortzu makurtzaileengatiko (flectoreengatiko)

haustura aztertzea. Hori egiteko, lehenik, iraupen eta higadurarako kalkulu zehatza burutzen da eta ondoren, erresistentziarako frogapen edo kalkulu hurbildua egiten da.

MODULUAREN KALKULUA IRAUPEN ETA HIGADURARA

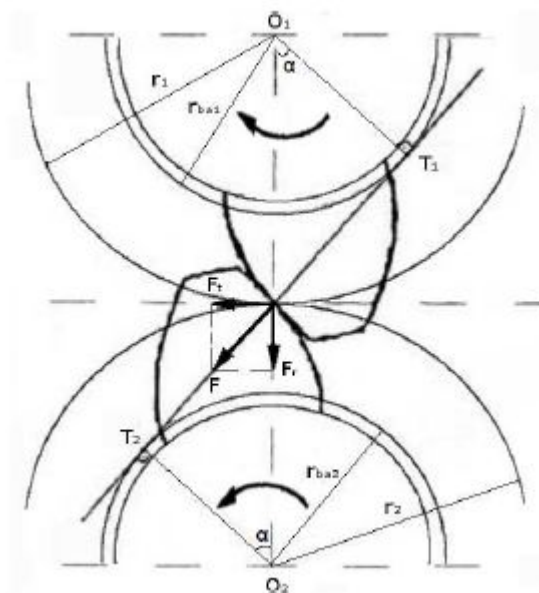
Iraupen eta higadurarako kalkulua Hertz-en teorian oinarrituta dago, gainazal kurbatuzko bi gorputz elastikoren arteko kontaktua aztertzen duena. Horretarako kontaktuan dauden bi zilindro eren sortzaileetatik elkar zanpatzen dira indar banatu bidez eta horren presio maximoa definitzen da.

$$P_{max}^2 = 0,35 \cdot \frac{F}{b} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)$$

3.21 Formula

Engranaje zuzen batean gurgipen bi hertz kontaktuan egonda, beren arteko presio maximoa antzera kalkulatzen da:

$$P_{max}^2 = 0,35 \cdot \frac{F}{b} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{1}{r_1 \cdot \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)$$



3.12 Irudia: hortzen arteko kontaktua

3.21 formularen zeinua positiboa izango da hortzen kontaktua ganbila (kanpokoa) denean eta negatiboa izango da kontaktua ahurra (barnekoa) denean.

Praktikan, Stribeck-ek definituriko errodaturako presio karakteristikoaren (k) formulaz baliatzen da eta azken hau garatuz, momento bihurtzaile edo tortsorearen (parearen) eta moduluaren menpe adierazten da.

$$k = \frac{F}{2b} \cdot \frac{1}{r_1 \cdot \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right) = \frac{F_t \cdot (i \pm 1)}{b \cdot d_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot i} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{b \cdot d_1^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot i} =$$

$$= \frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{m^3 \cdot z^2 \cdot \psi \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot i}$$

3.22 Formula

Errodaturako presio karakteristiko hori materialaren, iraupenaren eta funtzionamendu baldintzen araberrako balio onargarri baten (k_{onar}) azpitik egon behar da hutsegiterik ez gertatzeko. Modu honetan, 3.22 formulatik modulu askatzen da eta beharrezko unitate aldaketak eginez gero, higaduragatiko hutsegitea ekiditeko modulu minimoa lortzen da.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{k_{onar} \cdot z_1^2 \cdot \psi \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot i}}$$

3.23 Formula

Non:

m : modulu minimoa [cm]

T_1 : gurpil txikiaren momentu tortsorea edo pareia [Kg · m]

i : transmizio erlazioa [-]

k_{onar} : errodaturako presio karakteristiko onargarria $\left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$

z_1 : gurpil txikiaren hortz kpurua [-]

ψ : engranajearen gidatze faktorea [-]

$\alpha = 20^\circ$: hortzen presio angelua [°]

Stribeck-en ekuazioan i transmizio erlazioa ezin da $i < 1$, kasu honetann $i \rightarrow \frac{1}{i}$. 5 eta 6. martxekin gertatzen da, zeren eta martxa hauek erlazio transmisioa bat baino txikiagoa dute.

Engranaje helikoidaletan ere 3.12 formula aplikagarria da, baina hortz helikoidaletara egokitzeke, 3.8 formulako hortz birtualen kontzeptua ezartzen da. Nola engranaje helikoidaletan

engrana hobea denez, errodadura presio eraginkorra teorikoaren %75-85 bitartekoa da eta kasu honetan 0,8-koa den higadurako hobekuntza koefiziente edo faktorea (C_d) aplikatu da.

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot C_d \cdot T_1 \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^6 \beta_\alpha}{k_{onar} \cdot z_1^2 \cdot \psi \cdot \sin \alpha_r \cdot \cos \alpha_r \cdot i}}$$

3.24 Formula

m_r : modulu erreal edo normal minimoa [cm]

$C_d = 0,8$: higadurako hobekuntza koefizientea [-]

$\beta_\alpha = 20^\circ$: hortzen helize angelu aparentea [°]

$\alpha_r = 20^\circ$: hortzen presio angelu erreala [°]

Fabrikatzailearen eta antzeko ibilgailuen ezaugarriak jarraituz, transmisioaren gutxieneko bizitza teknikoa (erabilgarria) 500.000km edo 6250 ordu (80 km/h-ko batez besteko abiaduran) ingurukoa dela estimatu da. Ordu hauek kutxa aldagailuren martxa desberdinen artean banatu dira. Atzeko martxa ez da asko erabiltzen eta 1. martxa eta 2. martxa autoa higiduran jartzeko erabiltzen dira, horrexegatik ordu gutxiago lan egingo dute, 3. eta 4. martxak hirietan eta errepide sekundarioetan dira gehien erabiltzen direnak eta 5. eta 6.martxak oso erabiliak dira autobia eta autopistatan. Hurrengo taulan ikus daiteke egindako ordu banaketa:

Martxa	Portzentaia	Orduak
1	%8	500
2	%15	937,5
3	%20	1250
4	%20	1250
5	%15	937,5
6	%20	1250
A.M	%2	125

3.13 Taula: martxen ordu zerbitzuak

Gurpilen fabrikaziorako 16MnCr5 altzairu aleazio zementatu eta tenplatua aukeratu da bere gainazaleko gogortasun eta higaduraren aurkako erresistentzia handiagatik. 3.14 taulan transmisioko material desberdinen propietate mekanikoak agertzen dira.

Materiala	DIN Izendapena	Tratamendua	Trakzio erresist. σ_B	Isurpen limite minimoa σ_s	Brinell gogortasuna DB	Neke erresist. flexio alternatiboan $\sigma_{Bw} \approx$	Esfortzu onarg. abiadura medio eta altuetan $\sigma_{B onarg.} \approx$
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Burdinurtu grisa	GG-18 GG-22 GG-26		≥ 18 ≥ 22 ≥ 26		150-170 180-220 200-220	$\pm 8,5$ ± 11 ± 12	350-450 450-550 550-650
Altzairu moldatua	GS-45 GS-52	suber. suber.	≥ 45 ≥ 52	22 25	125-160 145-190	± 20 ± 22	650-750 750-900
Makinentzak o altzairu aleatu gabea	St 50 St 60 St 70		50-60 60-70 70-85	27 30 35	145-174 174-205 205-248	± 24 ± 28 ± 33	850-1100 1000-1250 1200-1400
Altzairu zementatua aleatu gabea	Ck 15	tenp.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Altzairu hobetua aleatu gabea	Ck 45 Ck 60	hob. hob.	65-80 75-90	40 49	190-230 217-265	± 30 ± 35	1100-1300 1300-1500
Altzairu manganeso hobetua	30Mn5 37MnSi5 42MnV7	hob. hob. hob.	80-95 90-105 100-120	55 65 80	230-270 260-300 290-350	± 38 ± 45 ± 50	1500-2000 2000-3000 3000-4000
Altzairu zementatua aleatua	16MnCr5 20MnCr5 15CrNi6 18CrNi8 14NiCrMo13-4	tenp. tenp. tenp. tenp. tenp.	80-110 100-130 90-120 ³⁾ 120-145 105-130	60 70 65 80 100	600 ²⁾	± 43 ± 47 ± 45 ± 50 ± 50	1900-3000 2200-3400 2000-3000 3000-4000 3000-4000
Altzairu hobetua aleatua	34Cr4 41Cr4 50CrV4 50CrMo4 51CrMoV4	tenp. tenp. tenp. tenp. tenp.	130-155 ³⁾ 155-180 ³⁾ 150-175 ⁴⁾ 150-174 ⁴⁾ 140-170	100 130 130 130 120	380-450 450-500 430-495 430-495 430-495	± 50	3000-4000

¹⁾ Nukleoaren erresistentzia

²⁾ Balio hauek gainazal geruza tenplatuentzat balia ganiak dira.

³⁾ Ziamuro bainuan tenplatu.

⁴⁾ Olioan tenplatu.

Kalitate altuko material sintetikoak, ehun gogortuak eta egur xafla prentsatuak kasu, GG-18 bezala har daitezke.

3.14 Taula: materialen propietate mekanikoak

Engranajeen arteko gidatze edo engranearen kalitate onekoa aukeratu da, 3.15 taularen bidez gidatze faktorea 10 dela kontsideratu da.

Engranajeen gidatze faktoreak (ψ)
Gidatze kaskarra $\rightarrow 5 \leq \psi \leq 8$
Gidatze ona $\rightarrow 10 \leq \psi \leq 12$
Gidatze bikaina $\rightarrow 15 \leq \psi \leq 25$

3.15 Taula: engranajeen gidatze faktoreak

Errodadura presio karakteristiko (k_{onar}) onargarria determinatzeko, 3.16 taulan gurpil txikiaren materiala eta abiaduraz baliatzen dira. Zerbitzu iraupena 5000 ordukoa ez den arren, ondoren koefiziente bat aplikatzen zaio.

Pinoi edo koroaren materiala	Brinell gogortasuna DB [kg/mm ²]	Pinoi edo koroaren bira-kopurua minutuko										k _{min} *
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	
GG-18	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	---	---	---	3,5
GG-26	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	---	7
GS edo St 42	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3
St 50	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3
St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7
St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0
Altzairu Mn hob. 80-95 kg/mm ²	230	---	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Altzairu Mn hob. 90-105 kg/mm ²	260	---	---	89	70	52	41	36	33	28	24	30
Altzairu aleatu hob. (tenplatua)	450	---	---	265	210	155	120	105	95	83	70	60
Altzairu zementatua aleatua	600	---	---	485	370	270	215	190	170	150	125	80

*Balio haurp_{0,75} σ_s-ri (σ_s=isurpen limitea) dagokio eta esperientziaren arabera, ezta abiadura altuetan ere ez da murriztu behar kalkuluan biraketa momentu erreala jartzen bada.

3.16 Taula: k_{onar}-ren balioak [Kg/cm²] 5000 orduko iraupenerako

Aurreko taulan (k_{onar5000}) lortu da, (k_{onar}) lortzeko, engranaje bakoitzak ordu zerbitzu ezberdinak izango ditu. 5000 ordu zerbitzu ezberdina daukaten engranajeek, k_{onar,i} = φ_i · k_{onar5000} egin behar da. φ koefizientea 3.17 taulatik lortzen da. Taulan agertzen ez diren ordu balioak interpolatuz lortzen dira.

Zerbitzu orduak	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	80000	150000
φ	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,5	0,4	0,32

3.17 Taula: Zerbitzu faktoreak (φ)

Hau guztia jakinda, moduluaren kalkulurako, pare maximoko egoera hartzen da eta kutxa aldagailuko engranaje guztietan kalkulu berdina egin behar da.

1.martxa:

Martxa honen gupil txikia (3.gupila) bitarteko ardatzean kokatzen da, hasierako erredukziotik igarotako momentua eta biraketa abiadura iritsiko zaio.

$$T_{3max} = T_{mmax} \cdot i_{he} = 320 \cdot \frac{35}{28} = 400 \text{ N} \cdot \text{m} = 40,77 \text{ Kg}$$

$$n_{3Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{he}} = \frac{2500}{\frac{35}{28}} = 2000 \text{ rpm}$$

Gurpila altzairu alezio zementatu eta tenplatukoa da, 3.14 eta 3.16 taulen bidez errodadura presio karakteristikoko onargarria interpolazio linealaren bitartez eskuratzen da, biraketa abiadura eta zerbitzu orden menpe.

$$k_{1onar5000} \rightarrow \frac{2500 - 2000}{125 - x} = \frac{2500 - 1500}{125 - 150} \rightarrow k_{1onar5000} = 137,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\varphi_1 \rightarrow \frac{625 - 500}{2 - x} = \frac{625 - 312}{2 - 2,5} \rightarrow \varphi_1 = 2,2$$

$$k_{onar1} = \varphi_1 \cdot k_{1onar5000} = 2,2 \cdot 137,5 = 302,5 \text{ Kg/cm}^2$$

Balio hauek jakina, 3.10 formularen balio guztiak ordezkatzuz 1.martxarren modulu minimoa lortzen da:

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 0,8 \cdot 40,77 \cdot \left(\frac{48}{15} + 1\right) \cdot \cos^6 20}{302,5 \cdot 15^2 \cdot 10 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot \frac{48}{15}}} = 0,2998 \text{ cm}$$

Engranaje baten modulu normalizatua egon behar da, iraupen eta higadurara gurpil guztien gutxieneko moduluak zehaztu ondoren, 3.18 taulan modulu normalizatu handiago hurbilena hartzen da. Azkenean modulu normalizatu handiena ezarriko da gurpil guztientzat. Kasu honetan SERIE I-eko moduluak aukeratu dira.

MODULU NORMALIZATUEN SERIEAK (mm-tan)			
SERIEA	I	II	III
	1	1,125	
I	1,25	1,375	
Serie gomendatua	1,5	1,75	
Lehentasunez erabili behar da	2	2,25	
	2,5	2,75	
II	3	3,5	3,25
Serie osagarria			3,75
	4	4,5	
III	5	5,5	
Serie berezia	6	7	6,5
Erabateko beharra duten salbuespeneko kasuetan soilik erabili behar da	8	9	
	10	11	
	12	14	
	16	18	
	20	22	
	25	28	
	32	36	
	40	45	
	50		

3.18 Taula: UNE 18005:1984 arauaren modulu normalizatuak

Prozedura berdina jarraitu behar da beste martxekin.

2.martxa:

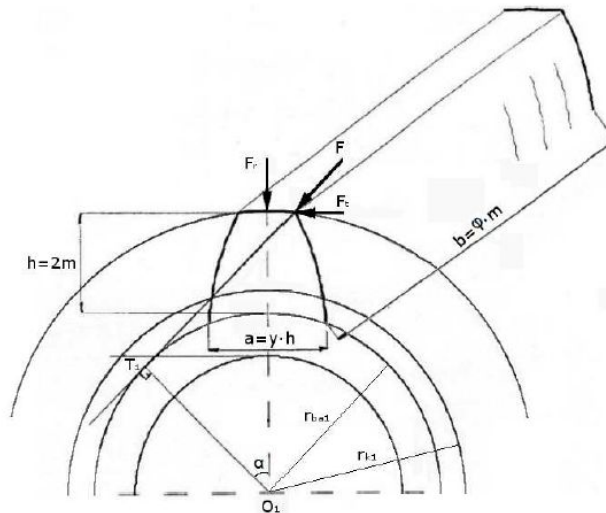
Martxa	Gurpil txikia	z	Transmisio Erlazioa [-]	Ordu Zerbitzua [h]	T_{max} [Kg·m]	n_{Tmax} [rpm]	$k_{onar5000}$ [Kg/cm ²]	φ	k_{onar} [Kg/cm ²]	m_r [cm]	m_r Nominal [cm]
HE	1	28	1,25	1250	32,62	2500	125	1,59	198,75	0,235	0,25
1	3	15	3,2	500	40,77	2000	137,5	2,2	302,5	0,2998	0,3
2	5	23	1,739	937,5	40,77	2000	137,5	1,78	244,75	0,257	0,3
3	7	31	1,032	1250	40,77	2000	137,5	1,59	218,625	0,236	0,25
5	10	24	0,615	937,5	25,08	3250	80	1,78	142,4	0,26	0,3
6	12	21	0,5	1250	20,39	4000	80	1,59	127,2	0,265	0,3

3.19 Taula: Iraupen eta higadurarako moduluaren kalkulua gurpil txikietan

Beharrezkoa den modulu normalizatu handiena 3 mm-koa da eta hori engranaje guztiei ezartzen zaie.

MODULUAREN KALKULU HURBILDUA ERRESISTENTZIARA

Erresistentziarako kalkulu hurbildua materialen erresistentziaren teorian oinarrituta dago, hortza bere oinarrian landatuta dagoen habet bat bezala kontsideratzen da metodo hau ebazteko. Nola kalkulu konplexuak izaten dira, bi sinplifikazio egiten dira. Batetik, kasu kritikoenean aztertuz, indarra hortzaren muturrean aplikatzen dela, eta bestetik, indar makurtzailea (indar tangenziala) bakarrik izaten da kontuan, hau da, konpresio indarra (indar erradiala) mesprezatu egiten da.



3.13 Irudia: Hortzen gaineko indarra

Horretarako, momento makurtzaile batek gorputz batean sortzen duen tentsio makurtzailearen ekuazioa (Navier-en ekuazioa) aplikatu eta laukizuzen baten inertzia momentua erabiltzen da, formula indar tangenzialaren, moduluaren eta hortzaren forma faktorearen menpe adierazten da.

$$\sigma_b = \frac{M_f \cdot \frac{a}{2}}{I} = \frac{F_t \cdot m \cdot a}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3} = \frac{F_t}{\psi \cdot m^2} \cdot \frac{3}{y^2} = \frac{F_t}{\psi \cdot m^2} \cdot q$$

3.25 Formula

Tentsio makurtzaile hori materialaren tentsio makurtzaile onargarri (σ_{bonar}) baten azpitik egon behar da, eta baita ere esfortzu fletoreagatik hortzaren haustura gertatzen ez dela eta modulu egokia dela konprobatzen da.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{\psi \cdot m^2} \cdot q \leq \sigma_{bonar}$$

Non:

σ_b : hortzaren tentsio makurtzailea $\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$

F_t : gurpilaren indar tangenziala [Kg]

q : gurpilaren forma faktorea [-]

σ_{bonar} : materialaren tentsio makurtzaile onargarria $\left[\frac{Kg}{cm^2}\right]$

Engranaje helikoidaletarako 3.30 formula ere erabilgarria izaten da, baina nola hortz gehiago kontaktuan daudenez, esfortzu makurtzaileak eta errodadura presio erangikorra teorikoaren %50-67 bitartekoa izaten da. Kasu honetan 0,6-ko erresistentziako hobekuntza koefizientea (C_r) ezarri da.

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot C_r}{\psi \cdot m^2} \cdot q \leq \sigma_{bonar}$$

3.26 Formula

Non:

$$C_r = 0,6: \text{erresistentziako hobekuntza koefizientea [-]}$$

Engranaje beraren bi gurpiletan indar tangenziala berdina da eta bere balioa momento tortsoaren eta erradioaren arteko erlazioa da, kalkuluak errazteko unitate aldaketak egiten dira.

$$F_t = \frac{100 \cdot T}{r} = \frac{200 \cdot T}{d}$$

3.27 Formula

Engranaje zuzenen kasuan gurpilaren jatorrizko diametroa (primitiboa) moduluaren eta hortz kopuruaren arabera izaten da, baina helikoidaletan hortzen inklinazio angelua ere kontutan izan behar da.

Engranaje zuzenen diametroa:

$$d = m \cdot z$$

3.28 Formula

Engranaje helikoidalaren diametroa:

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta_\alpha}$$

3.29 Formula

Wissmann-ek definitutako gurpilen forma faktorea gurpilaren hortz zuzenen arabera izaten da eta 3.20 taulatik hautatzen da. Gurpil helikoidaletan 3.29 formula erabili behar da, hortz birtualen terminoa, modu honetan hortz zuzen baliokideak erabili ahal izateko.

Engrane angelua $\alpha = 20^\circ$	Kanpoko hertzak	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3
	Barneko hertzak	z	24	28	34	40	50	65	80	100	∞	
		q	3,2	3,1	3	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5	
	Barneko hertzak	z	∞	200	100	70	50	38	30	24	20	
		q	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2	1,9	1,8	1,7	

3.20 Taula: Wissmann-en q forma faktorea

Hau jakinda, aurretik kalkulatu diren moduluak erresistentziara frogatzeko hurrengo ebazpidea jarraitu behar da.

1.martxa:

Martxa honen gurpil txikiaren pareta eta diametroa ezagututa, 3.27 formularen bidez gurpilak jasaten duen indar tangenziala determinatzen da.

$$d_3 = \frac{0,3 \cdot 15}{\cos 20} = 4,79 \text{ cm}$$

$$F_{t3tmax} = \frac{200 \cdot 40,77}{4,79} = 1702,72 \text{ Kg}$$

3.20 formularen bidez hertz zuzenen baliokideen kopurua zehazten da eta 3.20 taulako Wissmann-en forma faktorea lortzen da hertz baliokide horiekin.

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 20} = 18,07$$

$$q = 3,5$$

Bukatzeko 3.26 formularen balio guztiak ordezkatzeko dira eta hertzak jasaten duen tentsio makurtzailea lortzen da, azken hau materialaren tentsio makurtzaile onargarriaren azpitik egon behar da.

$$\sigma_b = \frac{1702,72 \cdot 0,6}{10 \cdot 0,3^2} \cdot 3,5 = 3973 \text{ Kg/cm}^2 > 3000 \text{ Kg/cm}^2 = \sigma_{bonar}$$

$$\sigma_b = \text{ez da onargarria}$$

Moduluaren kalkulu hurbildua erresistentziara eginda, 1.martxanikusit daiteke 3 mm-ko modulu ez dela nahikoa. Nola engranaje guztiei modulu berdina ezarriko zaie, hau da,

beharrezkoa den modulu handiena. Kalkual berriro egingo dira baina hurrengo modulu normalizatua hartzen, 3 mm-koa ez baita nahikoa. Aukeratzen den modulua 4 mm-koa da.

$$d_3 = \frac{0,4 \cdot 15}{\cos 20} = 6,39 \text{ cm}$$

$$F_{t3tmax} = \frac{200 \cdot 40,77}{6,39} = 1277,04 \text{ Kg}$$

$$\sigma_b = \frac{1277,04 \cdot 0,6}{10 \cdot 0,4^2} \cdot 3,5 = 1676,12 \text{ Kg/cm}^2 < 2500 \text{ Kg/cm}^2 = \sigma_{bonar}$$

$$\sigma_b = \text{onargarria}$$

Martxa	Gurpil txikia	z	T_{max} [Kg·m]	d [cm]	F_t [Kg]	q	σ_{bonar} [Kg/cm ²]	σ_b [Kg/cm ²]	Onargarria
HE	1	28	32,62	11,92	547,32	3,1	3000	636,26	Bai
1	3	15	40,77	6,39	1277,04	3,9	3000	1676,12	Bai
2	5	23	40,77	9,8	832,04	3,23	3000	1007,81	Bai
3	7	31	40,77	13,2	617,73	3,05	3000	706,53	Bai
5	10	24	25,07	10,2	491,23	3,2	3000	589,48	Bai
6	12	21	20,39	8,94	456,15	3,3	3000	564,49	Bai

3.21 Taula: Moduluaren erresistentziarako egiaztapena gurpil txikietan

3.4.4.3 ATZERAKO MARTXAREN ANALISIA

Martxa hau beste martxen desberdina izaten da, batetik hartz zuzeneko engranajeak izaten ditu, eta ardatz sekundario eta bitartekoen artean beste gurpil gehigarri bat izaten du, biraketaren noranzkoa aldatzeko. Baina erredukzio bitarteko ardatzaren gurpilaren eta ardatz sekundarioaren gurpilaren artean izaten da, gurpi gehigarria soilik dago biraketaren noranzkoa aldatzeko.

Martxa honek kutxa aldagailuan duen transmisio erlazio totala 3,647-koa da, baina nola hasierako erredukzio dago, gurpil hauek egin beharreko erredukzioa txikiagoa izaten da.

$$i_{am} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} = \frac{35}{28} \cdot \frac{z_{15}}{z_{13}} = 3,647 \rightarrow \frac{z_{15}}{z_{13}} = 2,9176$$

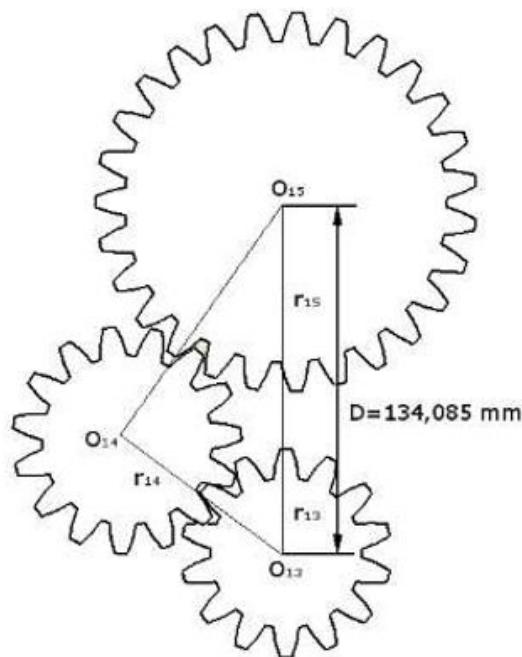
Aurrean kalkulatuko diseinu baldintzei jarraituz, bitarteko ardatza eta ardatz sekundarioaren arteko distantzia konstante mantendu behar da, eta hori aurrean kalkulatuako beste martxen engranaje helikoidalek mugatzen dute.

$$D = \frac{4 \cdot 63}{2 \cdot \cos 20} = 134,085 \text{ mm}$$

Martxa honetan aurrean azaldu den bezala, gurpil gehigarri bat dago bitarteko eta ardatz sekundarioaren artean, honek biraketaren noranzkoa baimenduko du. Gurpil gehigarri hori lekua izan behar du eta bitarteko ardatza eta ardatz sekundarioa ezin dira ukipenean egon. Horrexegatik, beren erradioen batura ardatzen arteko distantzia baino txikiagoa izan behar da.

$$r_{13} + r_{15} = \frac{m}{2} \cdot (z_{13} + z_{15}) < 134,085 \text{ mm} = D$$

3.30 Formula



3.14 Irudia: Atzerako martxaren konfigurazioa

Atzerako martxa gurpil hauek akoplatzean ezartzen da eta bakarrik momento horretan transmitituko dute biraketa. Erabilera koefizientea (C_e) %55-85 tartean egoten da, baina nola martxa hau kasu gutxitan erabiltzen da 0,65-eko koefizientea ezarri da, biraketa momento gutxitan transmitituko baidute.

Ordea, gurpil hauetako engranajeak hortz zuzenakoak dira eta esfortzu handiak jasan behar dituzte. Aurrean beste martxekin egin den bezala, gurpil bakoitzara aurreko baldintzak

betetzen dituzten konbinazio posibleak aztertu dira hurrengo tauletan, eta baldintzei gehien hurbildatuko konbinazioa aukeratu da, hau da, egokiena kutxa aldagailu honetarako.

Hortz zuzeneko gurpiletan hortz kopuru minimoa 14 hortzetakoa da. Nola 13 eta 14 gurpilen artean ez da erredukziorik egon behar, azken hau bakarrik biraketaren noranzkoa aldatzen du, bi hauek hortz kopuru berdina izango dute.

$$z_{13} = z_{min} = 14 \rightarrow z_{15} = z_{13} \cdot 2,9176 = 14 \cdot 2,9176 = 40,84 = z_{15}$$

z_{13}	z_{14}	z_{15}	Erredukzioa	Errore absolutua
14	14	40	2,857	$60 \cdot 10^{-3}$
14	14	41	2,929	$10,9 \cdot 10^{-3}$
15	15	42	2,8	$117,6 \cdot 10^{-3}$
15	15	41	2,733	$184,27 \cdot 10^{-3}$
16	16	47	2,937	$19,9 \cdot 10^{-3}$
16	16	46	2,875	$42,6 \cdot 10^{-3}$

3.22 Taula: Atzeko martxaren konbinazio posibleak

Errore gutxien daukan konbinazio hautatu da, orain beste martxekin egindako prozesu berdina jarraitu behar da modulua kalkulatzeko, baina modulua kalkulatu ondoren, aurrean aipatutako baldintza betetzen dela konprobatu behar da.

MODULUAREN KALKULUA IRAUPEN ETA HIGADURARA

Atzeko martxaren gurpil txikia bitarteko ardatzean kokatuta dago, horrexegatik hasierako erredukziorik pasatutako momentua eta biraketa heltzen zaio.

$$T_{13max} = T_{mmax} \cdot i_{he} = 320 \cdot \frac{35}{28} = 400 \text{ N} \cdot \text{m} = 40,77 \text{ Kg}$$

$$n_{13Tmax} = \frac{n_{mTmax}}{i_{he}} = \frac{2500}{\frac{35}{28}} = 2000 \text{ rpm}$$

Gurpila altzairu alezio zementatu eta tenplatukoa da, 3.14 eta 3.16 taulen bidez errodadura presio karakteristikoko onargarria interpolazio linealaren bitartez eskuratzen da, biraketa abiadura eta zerbitzu orden menpe.

$$k_{13onar5000} \rightarrow \frac{2500 - 2000}{125 - x} = \frac{2500 - 1500}{125 - 150} \rightarrow k_{13onar5000} = 137,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\varphi_{A.M} = 3,4$$

$$k_{onar13} = \varphi_{A.M} \cdot k_{13onar5000} = 3,4 \cdot 137,5 = 338,8 \text{ Kg/cm}^2$$

Balio hauek jakina, 3.24 formularen balio guztiak ordezkatzuz 1.martxarren modulu minimoa lortzen da:

$$m_r \geq \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 0,8 \cdot 40,77 \cdot \left(\frac{40}{14} + 1\right) \cdot \cos^6 20}{338,8 \cdot 14^2 \cdot 10 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 \cdot \frac{40}{14}}} = 0,305 \text{ cm}$$

Hurrengo balioa handia daukan modulu normalizatua 3,5 mm-koa da, hauxe aukeratu da. Orain modulu horrekin moduluaren kalkulua burutzen da erresistentziara.

MODULUAREN KALKULU HURBILDUA ERRESISTENTZIARA

Martxa honen gurpil txikiaren pareta eta diametroa ezagututa, 3.27 formularen bidez gurpilak jasaten duen indar tangenziala determinatzen da.

$$d_{13} = 0,35 \cdot 14 = 4,9 \text{ cm}$$

$$F_{t13tmax} = \frac{200 \cdot 40,77}{4,9} = 1664,081 \text{ Kg}$$

3.20 taulako Wissmann-en forma faktorea 4,1 dela lortzen da.

Bukatzeko 3.26 formularen balio guztiak ordezkatzeko dira eta hortzak jasaten duen tentsio makurtzailea lortzen da, azken hau materialaren tentsio makurtzaile onargarriaren azpitik egon behar da.

$$\sigma_b = \frac{1664,081 \cdot 0,6}{10 \cdot 0,35^2} \cdot 4,1 = 3343,21 \text{ Kg/cm}^2 > 3000 \text{ Kg/cm}^2 = \sigma_{bonar}$$

$$\sigma_b = \text{ez da onargarria}$$

Modulu normalizatuen taulara joanda, hurrengo modulu normalizatua aukeratu behar da, hau da, 4,5 mm-ko modulu. Modulu honekin berriro erresistentziarako kalkulua berritzen da.

$$d_{13} = 0,45 \cdot 14 = 6,3 \text{ cm}$$

$$F_{t13tmax} = \frac{200 \cdot 40,77}{4,9} = 1294,29 \text{ Kg}$$

$$\sigma_b = \frac{1294,29 \cdot 0,6}{10 \cdot 0,45^2} \cdot 4,1 = 1572,32 \text{ Kg/cm}^2 < 3000 \text{ Kg/cm}^2 = \sigma_{bonar}$$

Aurrean aipatutako baldintza betetzen dela konprobatu behar da, bitarteko eta ardatz sekundarioa ezin dira ukipenean egon, haien arteko D distantzia, aurrean kalkulaturako beste martxek definitu dute, $D = 134,086 \text{ mm}$

$$r_{13} + r_{15} = \frac{m}{2} \cdot (z_{13} + z_{15}) < 134,085 \text{ mm} = D$$

$$r_{13} + r_{15} = \frac{4,5}{2} \cdot (14 + 40) = 121,5 \text{ mm} < 134,085 \text{ mm} = D$$

Gurpilen artean dagoen distantzia librea hurrengo da:

$$dis\cdot libre = D - (r_{13} + r_{15}) = 134,085 - 121,5 = 12,586 \text{ mm}.$$

Guzti hau konprobatuta atzerako martxaren konfigurazioa modu honetan geratzen da:

z_{13}	z_{14}	z_{15}	Erredukzioa	Erredukzio totala	Modulua [mm]	$r_{13} + r_{15}$ [mm]	$Dist\cdot libre$ [mm]
14	14	40	2,85	3,57	4,5mm	121,5	12,586

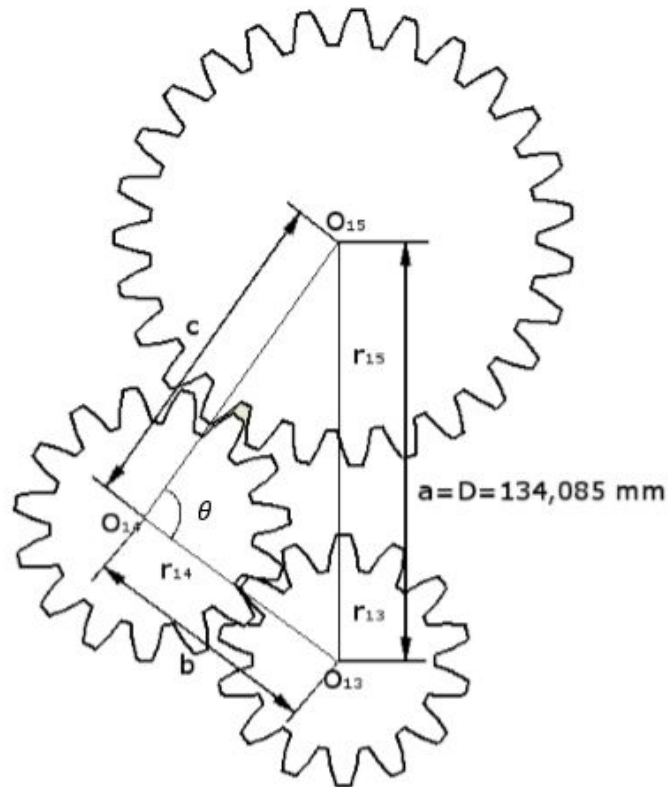
3.23 Taula: Atzeko martxaren gurpilak

ATZERA MARTXAKO ARDATZAREN KOKAPENA

Atzerako martxako ardatzak, gurpil gehigarria duenak, posizio edo angelu konkretua izatea beharrezkoa da, besteekin aldi berean engranatzeko eta hori kosinuaren teoremaren bitartez zehazten da.

$$a^2 = b^2 + c^2 - bc \cdot \cos \theta$$

3.31 formula



3.15 Irudia: Atzerako martxaren dimentsionaketa

Bitarteko eta ardatz sekundarioen arteko distantzia ezaguna da, aurrean kalkulaturako da, eta beste distantziak erradioen batura eginez lortzen dira.

$$a = D = 134,085 \text{ mm}$$

$$b = r_{13} + r_{14} = \frac{m}{2} \cdot (z_{13} + z_{14}) = \frac{4,5}{2} \cdot (14 + 14) = 63 \text{ mm}$$

$$c = r_{14} + r_{15} = \frac{m}{2} \cdot (z_{14} + z_{15}) = \frac{4,5}{2} \cdot (14 + 40) = 121,5 \text{ mm}$$

$$134,085^2 = 63^2 + 121,5^2 - 2 \cdot 63 \cdot 121,5 \cdot \cos \theta \rightarrow \theta = 87,184^\circ$$

3.4.4.4 ENGRANAJEEN DIMENTSIONAKETA

Behin engranajeen modulua eta hortz kopurua kalkulaturak, beren behien betiko dimentsioak zehaztu daitezke. Hortz zuzen eta helikoidalaren adierazpenak desberdinak dira.

HORTZ HELIKOIDALEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

- Hartzaren dimentsioak

Modulu aparentea:

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \beta_a}$$

3.32 Formula

Addenduma edo hartzaren buruaren altuera:

$$h_k = m_r$$

3.33 Formula

Dedenduma edo hartzaren erroaren altuera:

$$h_b = m_r + j$$

3.34 Formula

Lasaiera erradiala

$$j = 0,25 \cdot m_r$$

3.35 Formula

Hartzaren altuera:

$$h = h_k + h_b = 2 \cdot m_r + j$$

3.36 Formula

Pausu zirkular erreala

$$p_r = \pi \cdot m_r = p_a \cdot \cos \beta_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \cos \beta_a}{z} = \frac{\pi \cdot d \cdot \cos \beta_a}{z}$$

3.37 Formula

Pausu zirkular aparentea:

$$p_a = \pi \cdot m_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

3.38 Formula

Hortzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m_r}{2}$$

3.39 Formula

Hortzaren luzera erreala:

$$b_r = \Psi \cdot m_r$$

3.40 Formula

Hortzaren luzera aparentea (gurpilaren zabalera):

$$b_a = b_r \cdot \cos \beta_a$$

3.41 Formula

- Anegluak

Hortzen presio edo engrane angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ \text{ normalizatua}$$

Hortzen inklinazio edo helize angelu aparentea:

$$\beta_a = 20^\circ \text{ normalizatua}$$

Hortzen presio edo engrane angelu aparentea:

$$\frac{\tan \alpha_r}{\tan \alpha_a} = \cos \beta_a \rightarrow \alpha_a = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right)$$

3.42 Formula

Hortzen inklinazio edo helize angelu erreala:

$$\frac{\tan \beta_r}{\tan \beta_a} = \cos \alpha_a \rightarrow \beta_r = \tan^{-1} (\cos \alpha_a \cdot \tan \beta_a)$$

3.43 Formula

- Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo diametro primitiboa

$$d = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a}$$

3.44 Formula

Kanpo zirkunferentzia diametroa

$$d_k = d + 2 \cdot h_k = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a} + 2 \cdot m_r$$

3.45 Formula

Barne zirkunferentziaren diametroa

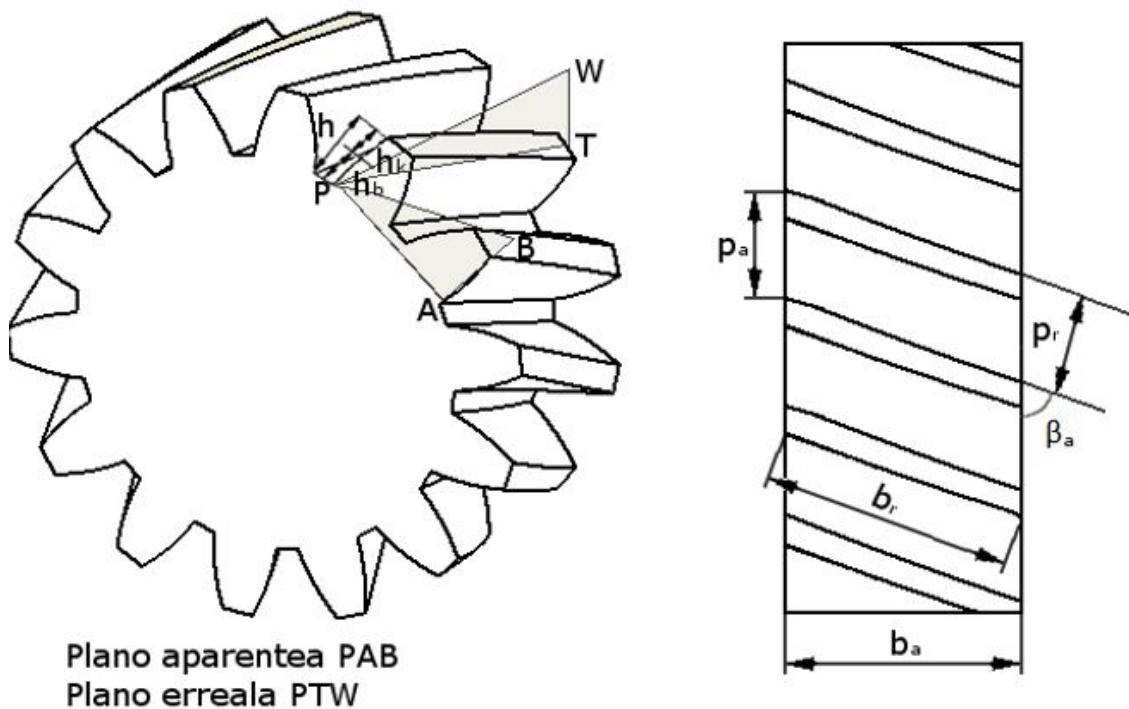
$$d_b = d - 2 \cdot h_b = \frac{m_r \cdot z}{\cos \beta_a} - 2 \cdot (m_r + j)$$

3.46 Formula

Oinarrizko diametroa

$$d_{ba} = d \cdot \cos \alpha_a$$

3.47 Formula



3.16 Irudia: Hortz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsio nagusiak

Aurreko formulen bitartez hertz helikoidaleko gurpileen dimentsioak lortzen dira, 3.24 taulan ikus daitezke behin betiko gurpilen dimentsioak:

Gurpila	Martxa	z	m_r [mm]	m_a [mm]	α_r [°]	β_a [°]	α_a [°]	β_r [°]	h_k [mm]	h_b [mm]
1	HE	28	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
2	HE	35	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
3	AU1	15	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
4	AU1	48	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
5	AU2	23	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
6	AU2	40	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
7	AU3	31	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
8	AU3	32	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
9	AU5	39	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
10	AU5	24	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
11	AU6	42	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5
12	AU6	21	4	4,257	20	20	21,173	18,747	4	5

3.24 Taula: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

Gurpila	p_a [mm]	p_r [mm]	b_r [mm]	b_a [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_{ba} [mm]
1	13,373	12,566	40	37,588	119,188	127,188	109,188	111,142
2	13,373	12,566	40	37,588	148,985	156,985	138,985	138,928
3	13,373	12,566	40	37,588	63,851	71,851	53,851	59,541
4	13,373	12,566	40	37,588	204,322	212,322	194,322	190,529
5	13,373	12,566	40	37,588	97,904	105,904	87,904	91,295
6	13,373	12,566	40	37,588	170,27	178,268	160,268	158,776
7	13,373	12,566	40	37,588	131,96	139,958	121,958	123,052
8	13,373	12,566	40	37,588	136,215	144,215	126,215	127,02
9	13,373	12,566	40	37,588	166,012	174,012	156,012	154,805
10	13,373	12,566	40	37,588	102,161	110,161	92,161	95,265
11	13,373	12,566	40	37,588	178,782	186,782	168,782	166,713
12	13,373	12,566	40	37,588	89,391	97,391	79,391	83,357

3.24 Taula: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen dimentsioak

HORTZ ZUZENEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

- Hartzaren dimentsioak

Addenduma edo hartzaren buruaren altuera:

$$h_k = m$$

3.33 Formula

Dedenduma edo hartzaren erroaren altuera:

$$h_b = m + j$$

3.34 Formula

Lasaiera erradiala

$$j = 0,25 \cdot m$$

3.35 Formula

Hartzaren altuera:

$$h = h_k + h_b = 2 \cdot m + j$$

3.36 Formula

Pausu zirkularra

$$p = \pi \cdot m = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

3.37 Formula

Hartzaren lodiera eta hortzen arteko hutsunea:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

3.38 Formula

Hartzaren luzera erreala:

$$b = \Psi \cdot m$$

3.40 Formula

- Anegluak

Hortzen presio edo engrane angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ \text{ normalizatua}$$

- Gurpilaren dimentsioak

Jatorrizko diametroa edo diametro primitiboa

$$d = m \cdot z$$

3.44 Formula

Kanpo zirkunferentzia diametroa

$$d_k = d + 2 \cdot h_k = m \cdot z + 2 \cdot m$$

3.45 Formula

Barne zirkunferentziaren diametroa

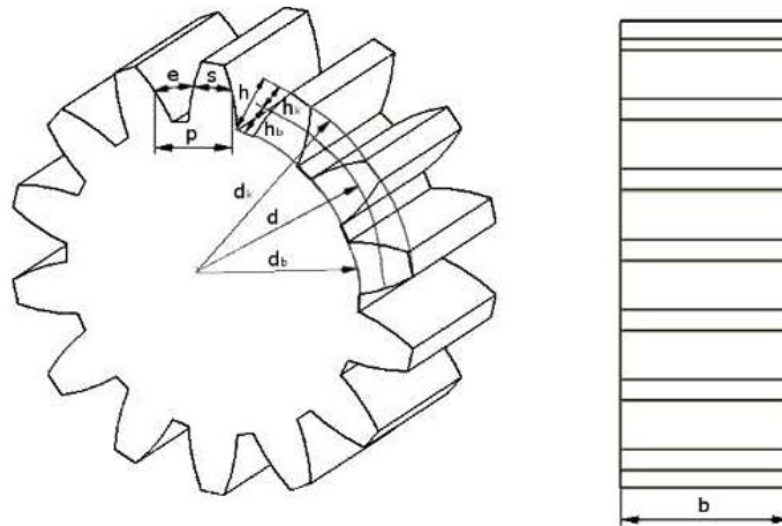
$$d_b = d - 2 \cdot h_b = m \cdot z - 2 \cdot (m + j)$$

3.46 Formula

Oinarrizko diametroa

$$d_{ba} = d \cdot \cos \alpha$$

3.47 Formula



3.17 Irudia: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen dimentsio nagusiak

Aurreko formulak erabiliz hortz zuzeneko gurpilen dimentsionaketa burutu daiteke. Kalkuluak eginda gurpilen behien betiko dimentsioak 3.25 taulan ikusi daitezke:

Gurpila	Martxa	z	m [mm]	α [°]	h_k [mm]	h_b [mm]	p [mm]	b [mm]	d [mm]	d_k [mm]	d_b [mm]	d_{ba} [mm]
13	AM	14	4,5	20	4,5	5,625	14,137	45	63	72	51,75	59,201
14	AM	14	4,5	20	4,5	5,625	14,137	45	63	72	51,75	59,201
15	AM	40	4,5	20	4,5	5,625	14,137	45	180	189	168,75	169,145

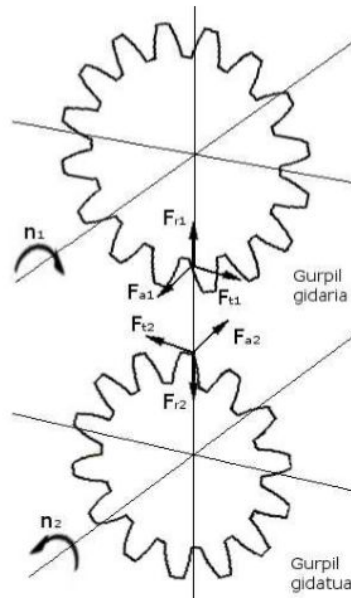
3.25 Taula: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen dimentsioak

3.4.4.5 ENGRANAJEEN INDARRAK

Gurpilak momento tortsore jakin baten erangipean daude eta gurpil batek beste gurpilarekin kontaktuan sartzean, bi gurpiletan kontrako noranzkoa duten indar berdinak sortzen dira. Nola gurpil batek ardatz batean egongo da eta bestea beste ardatza batetan, eta hauek kontrako norantzan biratzen dutenez, sortutako indarrak berdinak izango dira, baina kontrako seinuarekin. Indar hauek momento tortsorearen eta gurpilaren ezaugarrien arabarekoak izaten dira, hortz zuzeneko eta hortz helikoidaletako indarren osagaiak desberdinak izaten dira.

HORTZ HELIKOIDALEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

Momentu tortsoreak hortz helikoidaleko gurpil zilindriko baten gain eragitean, osagai tangenziala (F_t), erradiala (F_r) eta norabide axiala duen indarra (F_a) agertzen dira.



3.18 Irudia: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoetan agertzen diren indarrak

Indar tangenziala, 3.4.4.2 ENGRANAJEEN MODULUA atalean aztertu dena, jatorrizko zirkunferentziaren ukitzaila da eta gurpilen artean potentzia eta pareta transmititzen duen indarra da. 3.48 formula jarraituz, indar hau gurpilera heldutako parearen eta jatorrizko erradioaren erlazioaren bidez lortzen da.

$$F_t = \frac{T}{d_1} = \frac{2 \cdot T}{r_1}$$

3.48 Formula

Indar erradiala, ordea, zentrorantz dago zuzenduta eta bi gurpilak batzeko joera duen indarra da. Indar hau indar tangenziala, presio angelua eta helize angeluen arteko erlazioaz lortzen da.

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a}$$

3.49 Formula

Indar axiala ardatzen norabide bera duen indarra da. Indar hau indar tangenziala helize angeluaren tangenteaz biderkatuz eskuratzen da.

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_a$$

3.50 Formula

Aurreko formulak erabiliz, gurpil bakoitzean agertzen diren indarrak lortu dira. 3.26 taulan adierazten dira.

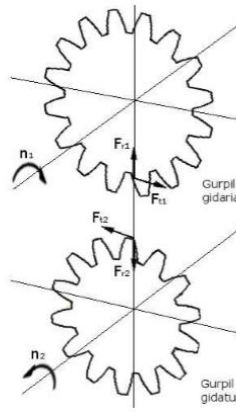
Gurpila	Martxa	z	α_r [°]	β_a [°]	d [mm]	T [Kg·m]	F_t [Kg]	F_r [Kg]	F_a [Kg]
1	HE	28	20	20	119,188	32,62	547,371	212,013	199,227
2	HE	35	20	20	148,985	40,775	547,371	212,013	199,227
3	AU1	15	20	20	63,851	40,775	1277,192	494,694	464,86
4	AU1	48	20	20	204,322	130,48	1277,192	494,694	464,86
5	AU2	23	20	20	97,904	40,775	832,959	322,63	303,172
6	AU2	40	20	20	170,27	70,908	832,959	322,63	303,172
7	AU3	31	20	20	131,96	40,775	617,611	239,219	224,792
8	AU3	32	20	20	136,215	42,09	617,611	239,219	224,792
9	AU5	39	20	20	166,012	40,775	491,23	190,268	178,793
10	AU5	24	20	20	102,161	25,076	491,23	190,268	178,793
11	AU6	42	20	20	178,782	40,775	456,142	176,677	166,022
12	AU6	21	20	20	89,391	20,387	456,142	176,677	166,022

3.26 Taula: Hertz helikoidaleko gurpil zilindrikoen indarrak

Ikusi daitekeenez, engranaje bereko gurpiletan indar berdinak baina kontrako noranzkoan sortzen diren indarrak agertzen dira, hau da, akzio-erreakzio printzipioa dela eta, eta elkarrekintza hau engranajeari dagokion martxa akzionatzean soilik jazotzen dela. Indar hauek kutxa aldagailuko ardatzen eta beste osagaien dimentsionamendua baldintzatzen dute.

HORTZ ZUZENEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

Motorretik heldutako momento tortsoareak hertz zuzeneko engranaje zilindriko bat eragitean, osagai tangenzialean (F_t) eta erradialean (F_r) deskonposatzen diren indarrak agertzen dira.



3.19 Irudia: Hertz zuzeneko gurpil zilindrikoetan agertzen diren indarrak

Indar tangenziala kalkulatzeko formula hertz helikoidaletan erabilitakoa berdina da.

Indar erradiala, indar tangenziala eta presio angeluaren tangentearen arteko biderketan datza.

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

3.51 Formula

Aurreko formulak erabiliz, gurpil bakoitzean agertzen diren indarrak lortu dira. 3.27 taulan adierazten dira.

Gurpila	Martxa	z	α [°]	d [mm]	T [Kg·m]	F_t [Kg]	F_r [Kg]
13	AM	14	20	63	40,775	1294,44	470,977
14	AM	14	20	63	40,775	1294,44	470,977
15	AM	40	20	180	116,5	1294,44	470,977

3.27 Taula: Hertz zuzeneko gurpil zilindrikoen indarrak

Ikusi daitekeenez, engranaje bereko gurpiletan indar berdinak baina kontrako noranzkoan sortzen diren indarrak agertzen dira, hau da, akzio-erreakzio printzipioa dela eta. Indar hauek eta beste martxen indarrak kutxa aldagailuko ardatzen eta beste osagaien dimentsionamendua baldintzatzen dute.

3.4.4.6 ENGRANAJEEN EGIAZTAPENA

Hortzak daukaten gurpilen arteko potentziaren transmisioa jarraia izateko, uneoro gutxienez bi hortz kontaktuan egon behar dira. Baieztapen hau egiteko, engrane koefizientea dago. Koefiziente hau bat baino handiagoa dela egiaztatzen da.

“LAFONT, P., DIAZ, A. eta ECHAVARRI, J. Diseño y cálculo de transmisiones por engranajes. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, 2009.” Liburutik hurrengo formulak lortu dira, konprobatzeko bi hortz konjokaturen arteko engrane bukatu aurretik beste bikote bat engranatzeko hasi dela, desberdintasunak daude hortz zuzen eta helikoidalaren artean.

HORTZ HELIKOIDALEKO ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

Hortz helikoidalak zeharrek dira eta engranatzeko progresibo eta luzeagoa dauka, kondukzio arkuan kontaktua egoteaz gain, hortz bakoitzaren perfilak aurrekoaren posizioa heltzeko biratu behar duen arku edo jauzi basikoa (s_{bs}) ere kontuan hartu behar da.

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha} + s_{ba}}{p_{br}} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{ba2}^2} + \sqrt{d_{k1}^2 - d_{ba1}^2} - (d_1 + d_2) \cdot \sin \alpha_a + 2 \cdot b \cdot \tan \beta_r}{2 \cdot m_a \cdot \pi \cos \alpha_a}$$

3.52 Formula

Nola gurpilen dimentsioak, 3.4.4.4. ENGRANAJEEN DIMENTSIONAKETA atalean lortu dira, balio horiek 3.52 formularen sartuz engranaje helikoidalaren engrane koefizienteak lortzen dira.

Gurpila k	Martxa	α_a [°]	β_r [°]	m_a [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ε_{α}
1-2	HE	21,173	18,747	4,257	119,188	127,188	111,142	148,985	156,985	138,928	2,545
3-4	AU1	21,173	18,747	4,257	63,851	71,851	59,541	204,322	212,322	190,529	2,509
5-6	AU2	21,173	18,747	4,257	97,904	105,904	91,295	170,27	178,268	158,776	2,541
7-8	AU3	21,173	18,747	4,257	131,96	139,958	123,052	136,215	144,215	127,02	2,551
9-10	AU5	21,173	18,747	4,257	166,012	174,012	154,805	102,161	110,161	95,265	2,544
11-12	AU6	21,173	18,747	4,257	178,782	186,782	166,713	89,391	97,391	83,357	2,536

3.28 Taula: Hortz helikoidalako gurpil zilindrikoen engrane koefizientea

Ikusten denez, engranaje guztietan engrane koefizientea bat baino handiagoa da eta potentziaren transmisio egokia gertatzen da. Hain zuzen, koefizientea bi eta hiruren artean dago, horrek esan nahi du uneoro bi edo hiru hortz bikote kontaktuan daudela.

HORTZ ZUZENeko ENGRANAJE ZILINDRIKOAK

Hortz zuzeneko gurpiletan bat-bateko engranatzea gertatzen da, ez da graduala eta beren arteko kontaktu edo engrane koefizientea kondukzio arkuaren (g_α) eta pausu basikoaren arteko erlazioaren bidez zehazten da.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{\sqrt{d_{k2}^2 - d_{ba2}^2} + \sqrt{d_{k1}^2 - d_{ba1}^2} - (d_1 + d_2) \cdot \sin \alpha}{2 \cdot m \cdot \pi \cos \alpha}$$

3.53 Formula

Nola gurpilen dimentsioak, 3.4.4.4.2 HORTZ ZUZENeko ENGRANAJE ZILINDRIKOAK atalean lortu dira, balio horiek 3.53 formulatan sartuz engranaje helikoidalaren engrane koefizienteak lortzen dira.

Gurpilak	Martxa	α [°]	m [mm]	d_1 [mm]	d_{k1} [mm]	d_{ba1} [mm]	d_2 [mm]	d_{k2} [mm]	d_{ba2} [mm]	ε_α
13-14	AM	20	4,5	63	72	59,201	63	72	59,201	1,463
14-15	AM	20	4,5	63	72	59,201	180	189	169,145	1,588

3.29 Taula: Hortz zuzeneko gurpil zilindrikoen engrane koefizientea

Ikusten denez, engranaje guztietan engrane koefizientea bat baino handiagoa da eta potentziaren transmisio egokia gertatzen da. Hain zuzen, koefizientea bat eta biren artean dago, horrek esan nahi du uneoro bat edo bi hortz bikote kontaktuan daudela.

3.4.5 ARDATZAK

Kutxa aldagailua osatzen duten hiru ardatz nagusiek, primarioak, bitartekoak eta sekundarioak eta atzera martxakoak engranaje bikoteak eta bestelako elementuak eutsi eta biraketa ardatz bezala lan egiten dute lehenengo hirurek, atzerako martxakoa, ordea, finkoa da.

Kutxa aldagailu honen ardatzak beteak izango dira diametro txikiagoarekin erresistentzia eta karga gaitasun handiago izaten baidute. Ardatzak dimentsionatzerakoan, bakoitzak jasaten duen egoera kritikoaren arabera izan beharreko diametro minimoa eta ildaskatuak kalkulatu dira, azken honetan ahal den neurrian diametro desberdinak egotea saihesten da diseinua sinplifikatuz, pitzadurak murrizteko eta fabrikazio merkatzeko. Aurrekoa kontuan hartuta, kutxa aldagailuaren ardatzen diseinurako bertan jasan beharreko osagai desberdinen ezaugarriak eta hauen indarrak abiapuntutzat hartzen dira.

3.4.5.1 ARDATZETAKO ERREAKZIO ETA ESFORTSUAK

Hasteko ardatzetako gurpilen kokapena zehaztu behar da eta hauen indarrak jakinda, euskarrietako agertzen diren erreakzioak eta ondoren ardatz horien momento diagramak kalkulatu dira. Honetarako, indarrak puntualak, konstanteak eta gurpilen zentroan aplikatzen direla suposatuta da eta engranajeen eta euskarrien indarrak bakarrik aztertu dira, hauen pisua eta marruskadura mesprezagarriak dira agertzen diren beste indarrekin konparatuta.

Ardatzen luzera eta gurpilen kokapena definitzeko, gurpil helikoidalen zabalera 37,6 mm-koa eta gurpil zuzenena 45 mm-koa dela aurreko ataletan kalkulatu da, sinkronizatzaileen zabalera 60 mm-koa dela suposatuta da. Hau jakinda, ardatzak ahalik eta laburren izatea eta euskarriak kargetatik hurbiltzen jartzen saiatu behar da, momento makurtzaileak murrizteko eta ardatzak txikitze asmoz.

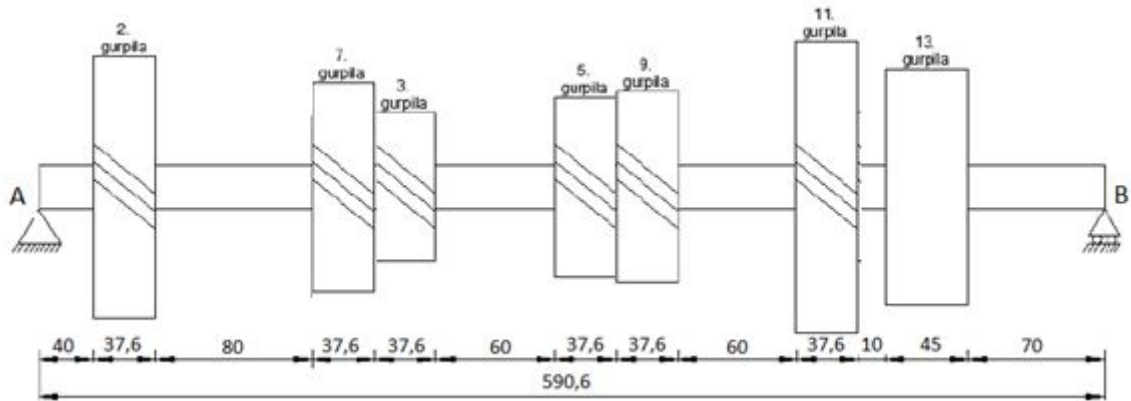
Behin ardatzen luzerak eta osagaien kokapenak ezagututa, pare maximoko egoeran, egoera kritikoenean, ardatzek martxa bakoitzean jasaten dituzten indarrak eta dagozkien diagramak egiten dira. Kalkuluak errazteko indar guztiak dagozkien planoetan deskonposatu dira. Indar guztiak eragiten dituzten momento torsoreak eta makurtzaileak kontuan eduki behar dira. Indar axialen ondoriozko gilbordura arbuiatu da eta momentu torsoreak eta makurtzaileak aztertu dira. Momentu makurtzaileak bi norabidetan osagaiak izaten ditu, horrexegatik bere erresultantea kalkulatu behar da.

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

3.54 Formula

-Bitarteko ardatza

Bitarteko ardatzean gurpil finkoak muntatuta daude eta ardatzarekin batera biratzen dute, hauek potentzia ardatz primarioetik ardatz sekundariora transmititzen dute. Honen diametro minimoa kalkulatu hurretik, dimentsionamendu hurbildua burutu da diametro hori lortzeko asmoz.



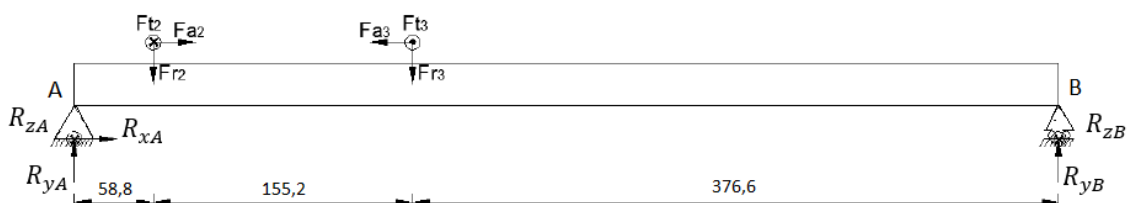
3.20 Irudia: Bitarteko ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honek hasierako erredukzioetik igarotako biraketa jasotzen du, martxa guztietan ardatzak pare maximo berdina jasaten du eta hasierako erredukzioari eta aukeratutako martxati dagozkion gurpilaren indarrak agertzen dira.

Erreakzioen eta momentuen kalkulurako, pare maximoko egoera hartu eta martxa guztietan prozedura berdina jarraitu behar da. 1. martxa aztertu da adibide gisa.

Adibidea: 1. martxa:

Martxa honetan aurrean aipatutako hasierako erredukzioa, 2. gurpilaren, eta 3. gurpilaren, potentzia ardatz sekundariora transmititzen duena, eragipean dago.



3.21 Irudia: 1.martxan agertutako esfortzuak bitarteko ardatzean

$$T_{2max} = 40,775 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$r_2 = 0,0744925 \text{ m}$$

$$F_{t2} = 547,371 \text{ Kg}$$

$$F_{r2} = 212,013 \text{ Kg}$$

$$F_{a2} = 199,227 \text{ Kg}$$

$$T_{3max} = 40,775 \text{ Kg} \cdot m$$

$$F_{t3} = 1277,192 \text{ Kg}$$

$$F_{r3} = 494,694 \text{ Kg}$$

$$F_{a3} = 464,86 \text{ Kg}$$

Euskarrietako ekuazioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu behar dira, eta momentuak B puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xA} = F_{a3} - F_{a2}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yA} + R_{yB} = F_{r2} + F_{r3}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zA} + R_{zB} = F_{t3} - F_{t2}$$

$$\sum M_y^B = 0 \rightarrow R_{zA} \cdot 0,5906 = F_{t3} \cdot 0,3766 - F_{t2} \cdot 0,5318$$

$$\sum M_z^B = 0 \rightarrow R_{yA} \cdot 0,5906 = F_{r2} \cdot 0,5318 + F_{r3} \cdot 0,3766 - F_{a2} \cdot 0,0744925 + F_{a3} \cdot 0,0319255$$

$$R_{xA} = 464,86 - 199,227 = 265,633 \text{ Kg}$$

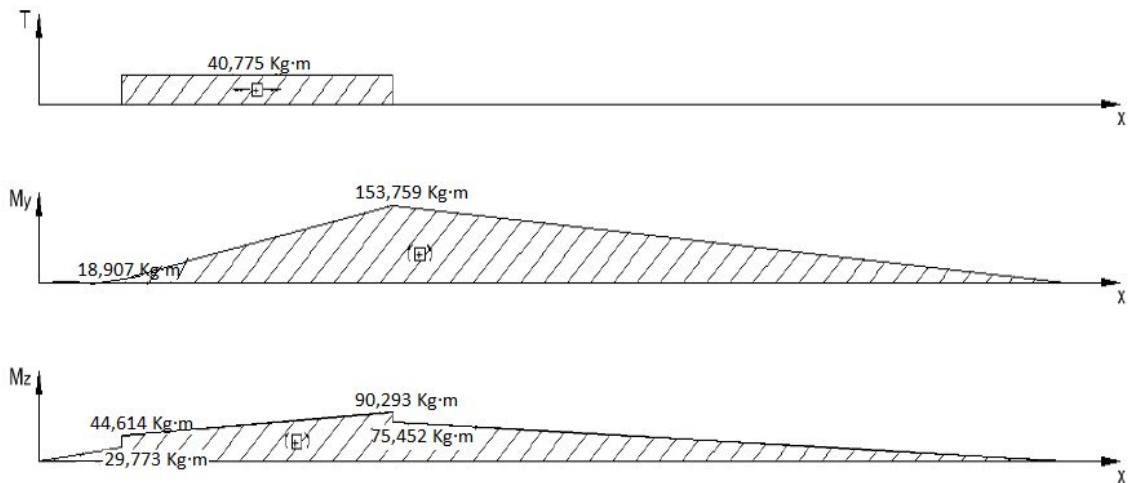
$$R_{zA} = \frac{1277,192 \cdot 0,3766 - 547,371 \cdot 0,5318}{0,5906} = 321,54 \text{ Kg}$$

$$R_{yA} = \frac{212,013 \cdot 0,5318 + 494,694 \cdot 0,3766 - 199,227 \cdot 0,0744925 + 464,86 \cdot 0,0319255}{0,5906}$$

$$= 506,35 \text{ Kg}$$

$$R_{yB} = 212,013 + 494,694 - 506,35 = 200,35 \text{ Kg}$$

$$R_{zB} = 1277,192 - 547,371 - 321,54 = 408,281 \text{ Kg}$$



3.22 Irudia: Momentu tortsore eta makurtzaileen diagrama, 1.martxan, bitarteko ardatza

Ardatzaren ebakidura edo sekzio kritikoena, momentu makurtzaile eta tortsore maximoko egoera, 3.gurpila kokatua dagoen puntua da.

$$T_3 = 40,775 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = \sqrt{153,759^2 + 90,293^2} = 178,311 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

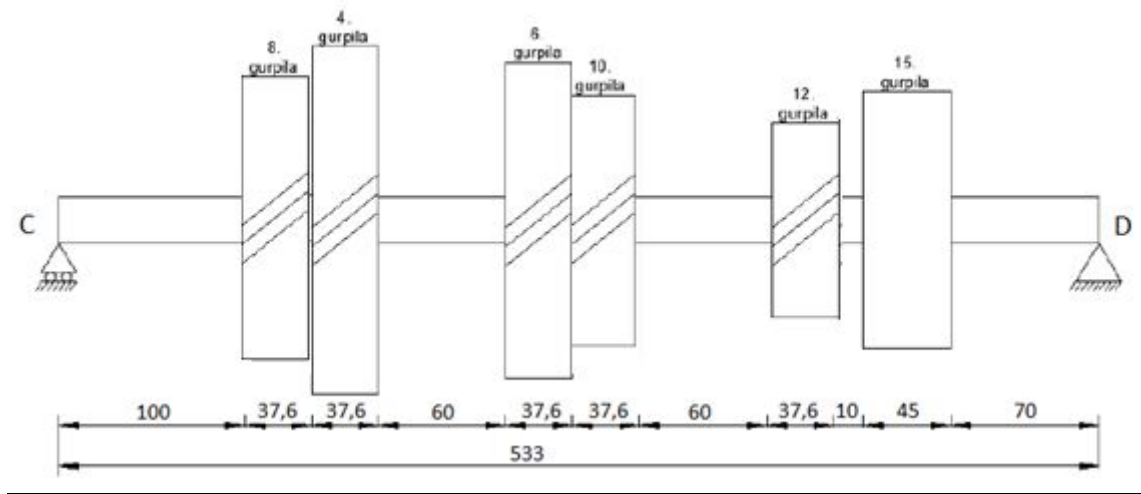
Martxa	R_{xA} [Kg]	R_{yA} [Kg]	R_{zA} [Kg]	R_{yB} [Kg]	R_{zB} [Kg]	T [Kg·m]	M_y [Kg·m]	M_z [Kg·m]	M [Kg·m]
AU1	265,633	506,35	321,54	200,35	408,281	40,775	153,759	90,293	178,311
AU2	103,902	343,316	-99,384	191,327	384,972	40,775	107,407	68,221	127,241
AU3	25,565	288,667	-240,435	162,565	310,674	40,775	74,997	54,075	92,459
AU5	-20,434	237,232	-373,27	165,049	317,129	40,775	45,603	38,575	59,73
AU6	-33,205	314,812	-172,973	74,478	81,744	40,775	33,858	45,69	56,867
AM	-199,27	239,541	-290,14	443,449	1037,209	40,775	95,942	41,02	104,343

3.30 Taula: Bitarteko ardatzeko esfortzuak

-Ardatz sekundarioa

Ardatz honetan dauden gurpilak libre biratzen dute eta sinkronizatzaileen bitartez ardatzarekin batera birarazi daitezke eta bitarteko ardatzetik jasotako potentzia transmisio ardatzera transmititzen da ildaskatuaren bidez. Ardatz hau bitarteko ardatzarekin engranatuta

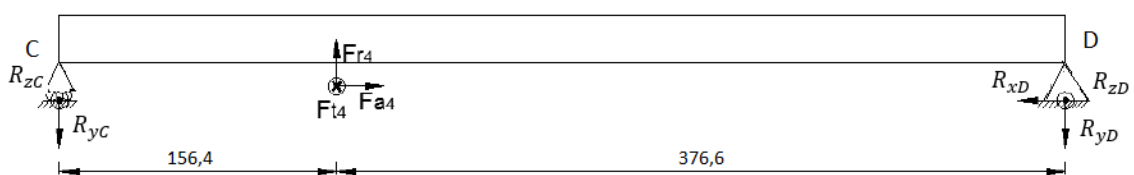
eta primarioarekin lerrokatuta egon behar da eta bere dimentsionamendu hurbildua egin da, ardatzaren diametro minimoa lortzeko asmoz.



3.23 Irudia: Ardatz sekundarioaren dimentsionamendu hurbildua

Denbora guztian bitarteko ardatzarekin engranatuta dago, baina bakarrik akzionatutako martxaren gurpileko biraketa heltzen zaio eta uneoro martxa bakoitzari dagokion gurpilaren indar eta momentuak sortzen dira. Ardatzaren muturreko ildaskatuak, berriz, momentu tortsoarea bakarrik transmititzen du, ez du eragiten bestelako indarrik.

Martxa bakoitzeko pare maximoa hartuta, martxa bakoitzaren gurpilak eragindako esfortzuak aztertu dira eta prozesu berdina erabili da martxa guztiak aztertzeko. 1. martxaren ebazpena egin da adibide gisa.



3.24 Irudia: 1.martxan agertutako esfortzuak ardatz sekundarioan

$$T_{4max} = 130,48 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$r_4 = 0,102161 \text{ m}$$

$$F_{t4} = 1277,192 \text{ Kg}$$

$$F_{r4} = 494,694 \text{ Kg}$$

$$F_{a4} = 464,86 \text{ Kg}$$

Euskarrietako ekuazioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu behar dira, eta momentuak D puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xD} = F_{a4}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yC} + R_{yD} = F_{r4}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zC} + R_{zD} = F_{t4}$$

$$\sum M_y^B = 0 \rightarrow R_{zC} \cdot 0,533 = F_{t4} \cdot 0,3766$$

$$\sum M_z^B = 0 \rightarrow R_{yC} \cdot 0,533 = F_{r4} \cdot 0,3766 - F_{a4} \cdot 0,102161$$

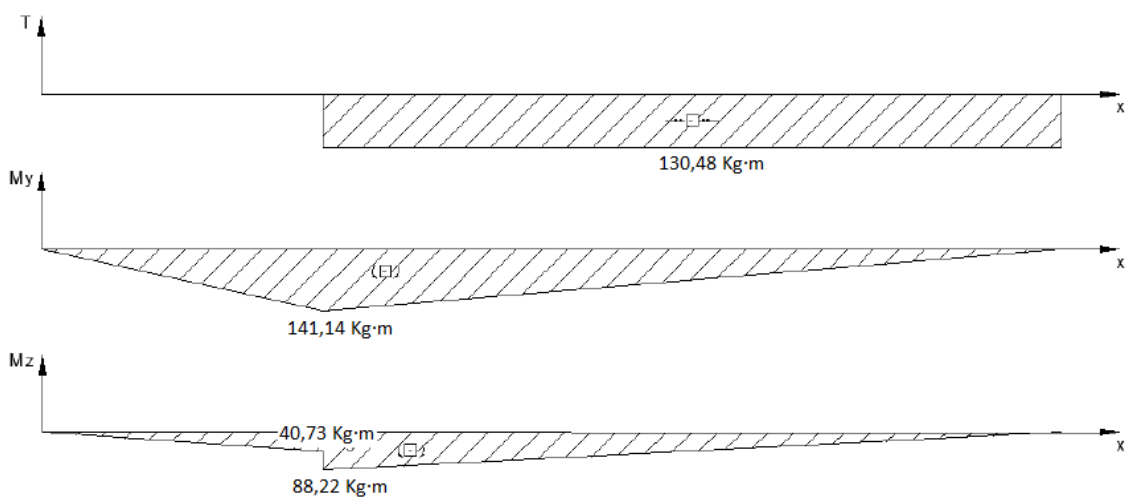
$$R_{xD} = 464,86 \text{ Kg}$$

$$R_{zC} = \frac{1277,192 \cdot 0,3766}{0,533} = 902,42 \text{ Kg}$$

$$R_{yC} = \frac{494,694 \cdot 0,3766 - 464,86 \cdot 0,102161}{0,533} = 260,434 \text{ Kg}$$

$$R_{yD} = 494,694 - 260,434 = 234,26 \text{ Kg}$$

$$R_{zD} = 1277,192 - 902,42 = 374,772 \text{ Kg}$$



3.25 Irudia: Momentu tortsore eta makurtzaileen diagrama, 1.martxan, ardatz sekundarioan

Ardatzaren ebakidura edo sekzio kritikoena, momentu makurtzaile eta tortsore maximoko egoera, 4.gurpila kokatua dagoen puntua da.

$$T_4 = 130,48 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

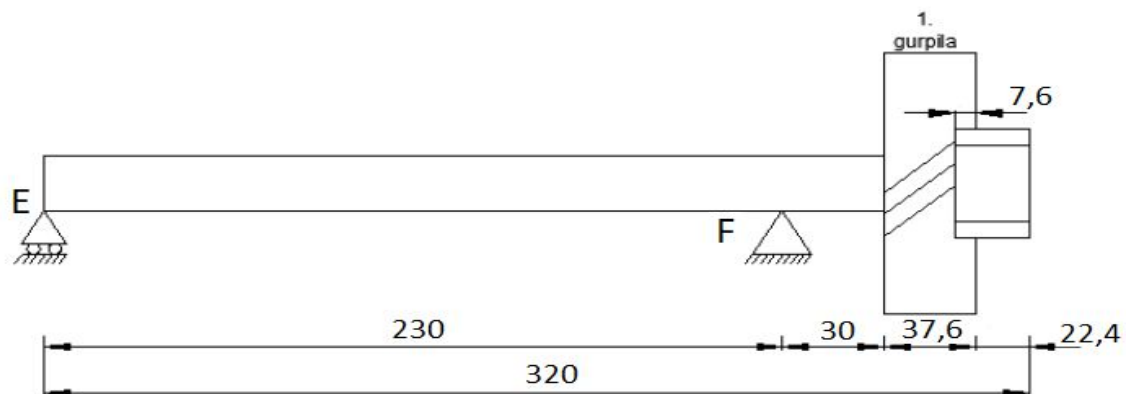
$$M_4 = \sqrt{M_{y4}^2 + M_{z4}^2} = \sqrt{141,14^2 + 88,22^2} = 166,443 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Martxa	R_{yC} [Kg]	R_{zC} [Kg]	R_{xD} [Kg]	R_{yD} [Kg]	R_{zD} [Kg]	T [Kg·m]	M_y [Kg·m]	M_z [Kg·m]	M [Kg·m]
AU1	260,434	902,42	464,86	234,26	374,772	130,48	141,14	88,22	166,443
AU2	120,456	436,014	303,172	202,174	396,945	70,908	110,748	56,407	124,285
AU3	79,62	279,721	224,792	159,599	337,89	42,09	81,567	38,527	90,208
AU5	34,198	132,531	178,793	156,07	358,699	25,076	51,581	22,443	56,252
AU6	123,376	354,473	166,022	53,301	101,669	20,387	42,111	14,657	44,589
AM	81,736	-224,645	0	389,241	-1069,795	116,5	98,956	36,005	105,303

3.31 Taula: Ardatz sekundarioko esfortzuak

-Ardatz primarioa

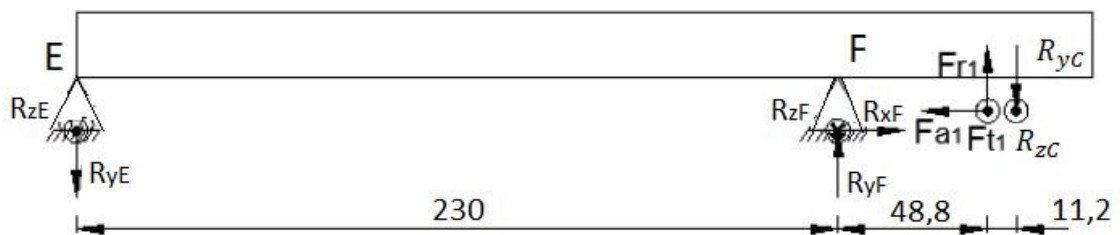
Ardatz primarioan enbragea eta bitarteko ardatzarekin engranatzten duen gurpil finkoa dago eta honek motorrak garatutako potentzia transmititzen du, 4. martxan zuzenean ardatz sekundariora igarotzen da. Hori dela eta, ardatz honek beste biekkin bat egin behar du eta bere dimentsionamendu hurbildua egin da.



3.26 Irudia: Ardatz primarioaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honek martxa guztietan motorraren pare máximo berdina jasan arren, ardatz sekundarioak eragiten dizkion erreakzio aldakorrak eta ardatza gurpil finkoaren, 1. gurpilaren, eta sekundarioko C euskarriaren erreakzien menpe dago. Esfortzu hauek ardatzaren puntu berdinean agertzen dira eta kasu kritikoena 1. martxari dagokiona da, baina euskarrietako karga aldakorrak ere definitu behar dira errodamenduak aukeratu ahal izateko.

Aurrekoarekin, pare maximoko egoera hartu da martxa guztietarako, eta erreakzio eta momentuen kalkulua egin da, prozedura berdina jarraitu da martxa guztietarako. Aurrekoetan bezala 1. martxako ebazpena egin da adibide gisa.



3.27 Irudia: 1.martxagatik agertutako esfortzuak ardatz primarioan

$$T_{1max} = 32,62 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$r_1 = 0,059594 \text{ m}$$

$$F_{t1} = 547,371 \text{ Kg}$$

$$F_{r1} = 212,013 \text{ Kg}$$

$$F_{a1} = 199,227 \text{ Kg}$$

$$R_{yC} = 260,434 \text{ Kg}$$

$$R_{zC} = 902,42 \text{ Kg}$$

Euskarrietako ekuazioak lortzeko, oreka estatikoaren ekuazioak aplikatu behar dira, eta momentuak F puntuarekiko aztertzen dira.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{xF} = F_{a1}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{yF} + R_{yE} = R_{yC} - F_{r1}$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{zF} + R_{zE} = F_{t1} - R_{zC}$$

$$\sum M_y^F = 0 \rightarrow R_{zE} \cdot 0,23 = F_{t1} \cdot 0,0488 + R_{zC} \cdot 0,06$$

$$\sum M_z^F = 0 \rightarrow R_{yE} \cdot 0,23 = R_{yC} \cdot 0,06 - F_{r1} \cdot 0,048 + F_{a1} \cdot 0,059594$$

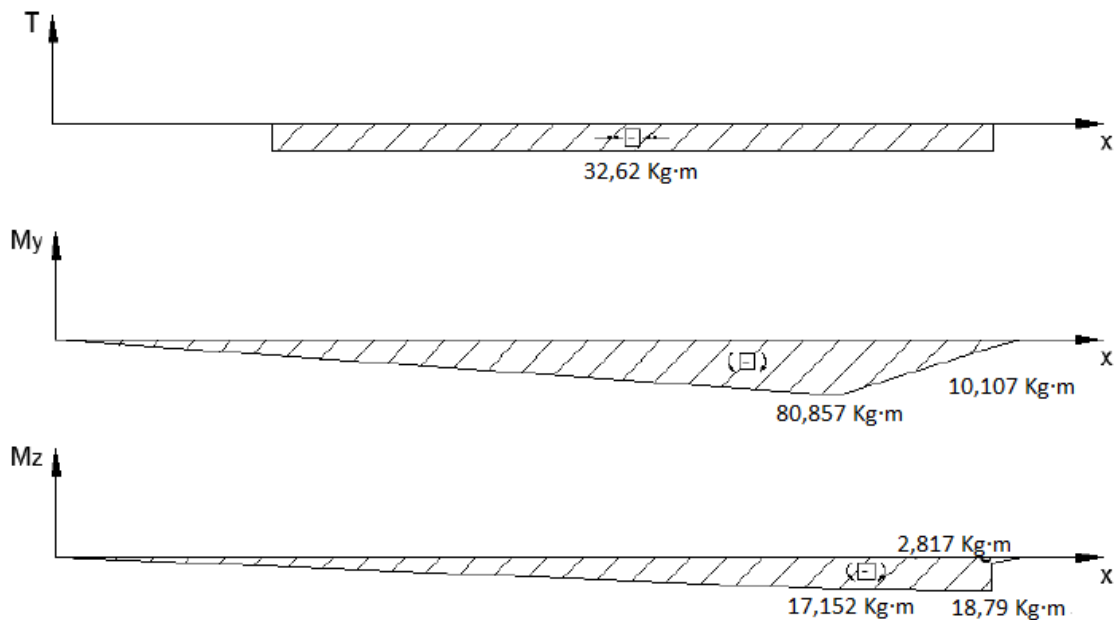
$$R_{xF} = 199,227 \text{ Kg}$$

$$R_{zE} = \frac{547,371 \cdot 0,0488 + 902,42 \cdot 0,06}{0,23} = 351,552 \text{ Kg}$$

$$R_{yE} = \frac{260,434 \cdot 0,06 - 212,013 \cdot 0,0488 + 199,227 \cdot 0,059594}{0,23} = 74,576 \text{ Kg}$$

$$R_{yF} = 260,434 - 212,013 + 74,576 = 122,997 \text{ Kg}$$

$$R_{zF} = 547,371 + 902,42 + 351,552 = 1801,343 \text{ Kg}$$



3.28 Irudia: Momentu tortsore eta makurtzaileen diagrama, 1.martxagatik, ardatz primarioan

Ardatzaren ebakidura edo sekzio kritikoena, momentu makurtzaile eta tortsore maximoko egoera, 1.gurpila kokatua dagoen puntua da.

$$T_1 = 32,62 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

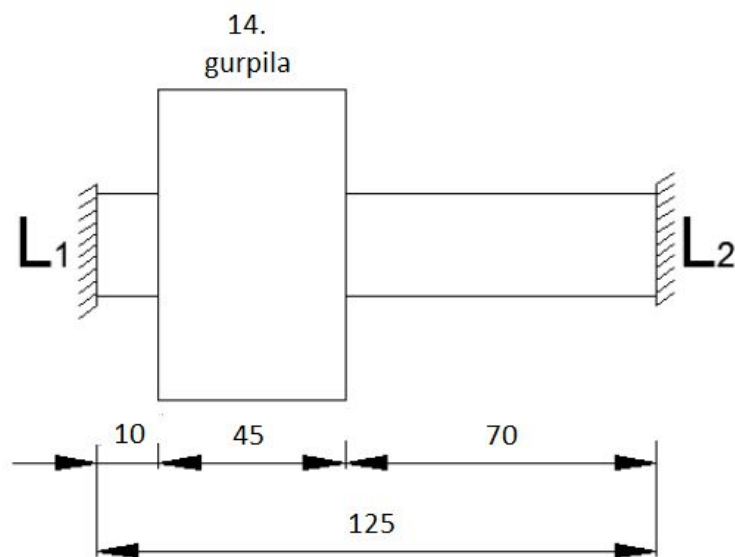
$$M_1 = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{z1}^2} = \sqrt{80,857^2 + 17,152^2} = 82,656 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Martxa	R_{yE} [Kg]	R_{zE} [Kg]	R_{xF} [Kg]	R_{yF} [Kg]	R_{zF} [Kg]	T [Kg·m]	M_y [Kg·m]	M_z [Kg·m]	M [Kg·m]
AU1	74,576	351,552	199,227	122,997	1801,343	32,62	80,857	17,152	82,656
AU2	38,06	227,977	199,227	-53,497	1211,362	32,62	52,435	8,754	53,161
AU3	27,407	187,205	199,227	-104,986	1014,297	32,62	43,057	6,304	43,516
AU5	15,558	148,807	199,227	-162,257	828,709	32,62	34,226	3,578	34,413
AU6	38,822	206,705	199,227	-49,815	1108,549	32,62	47,542	8,929	48,373
AM	27,959	55,631	199,227	-102,318	378,357	32,62	12,795	6,431	14,32

3.32 Taula: Ardatz primarioko esfortzuak

-Atzerako martxako ardatza

Atzerako martxako ardatzak 14.gurpila jasaten du, ardatz honek finkoa da (ez da birakorra), ardatzaren muturrak kutxa aldagailuko karkasan landatuta daude. Bitarteko eta sekundarioko ardatzekiko aurreko diseinu baldintzak mantenduz bere dimentsionamendu hurbildua gauzatu da martxa akzionatuta dagoenerako, gurpila desplazatuta.



3.29 Irudia: Atzerako martxako ardatzaren dimentsionamendu hurbildua

Ardatz honetan, 14. gurpila bitarteko eta sekundarioko ardatzen gurpilekin engranatzean sortzen dira eta gurpil hau hortz zuzenekoa izanda, indar tangential eta erradialak agertzen dira. Engratze hori gertatzean gurpil hau beste biekin kontaktuan egotean indar erradialak elkarrekin ezeztatzea eta indar tangentialak bikoiztea eragiten du.

Aurrean aipatu denez, ardatz hau bakarrik 14. gurpilaren eranginpean dago eta pare maximoan jasaten dituen erreakzioak eta momentuak kalkulatu dira.



3.30 Irudia: Atzeko martxako ardatzean agertzen diren esfortzuak

$$T_{14max} = 40,775 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$r_{14} = 0,0315 \text{ m}$$

$$F_{t14} = 1294,44 \text{ Kg}$$

$$F_{r14} = 470,775 \text{ Kg}$$

Ardatz hau hiperestatikoa da eta landapen perfektuko karga baldintza bera duen egoera hartuz, 3.33 taularekin euskarrietako esfortzuak determinatzen dira.

Karga eta lotura motak	M_A	M_B	R_A	R_B
	$M_A = \frac{Pab^2}{L^2}$	$M_B = -\frac{Pba^2}{L^2}$	$R_A = \frac{Pb + M_A - M_B}{L}$	$R_B = \frac{Pa - M_A + M_B}{L}$

3.33 Taula: Ardatz hiperestatikoko esfortzuak

$$M_{yL1} = \frac{2 \cdot 1294,44 \cdot 0,0325 \cdot 0,0925^2}{0,125^2} = 46,074 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{yL2} = \frac{2 \cdot 1294,44 \cdot 0,0925 \cdot 0,0325^2}{0,125^2} = 16,188 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$R_{zL1} = \frac{2 \cdot 1294,44 \cdot 0,0925 + 46,074 - 16,188}{0,125} = 2154,859 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{zL2} = \frac{2 \cdot 1294,44 \cdot 0,0325 - 46,074 + 16,188}{0,125} = 434,021 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Ardatzaren sekzio kritikoena L_1 landapena dagoeneko puntua da.

$$M_{L1} = \sqrt{M_{yL1}^2 + M_{zL1}^2} = \sqrt{46,074^2 + 0} = 46,074 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

3.4.5.2 ARDATZEN DIAMETROA

Ardatzak diametro desberdineko tarteez osatuta daude, eta hauek diametro eskalonatua izaten dute. Karga aldakor eta momento makurtzaile eta tortsoeren konbinazio larrienei aurre egin behar dute, sekzio kritikoenetan gutxieneko diametroa definitzen da.

“SPOTTS, M. F. Proyecto de Elementos de Máquinas. Editorial Reverté. Barcelona, 2003.” Liburuan esandakoaren arabera ardatzen esfortzuen aldakuntzen eta nekearen efektuak hartzeko, kalkulu estatikoa eta nekerako kalkulua formula bakarrean uztartzen dituen ASME kodea erabiltzen da. Kode honek esfortzu ebakitzaille maximoaren edo Trescaren hutsegite teoriar oinarritzen eta momento makurtzaile eta tortsoera maioratuz, era kontserbakorrean ardatzaren tentsio ebakitzaille maximoa materialaren isurpen limiteko tentsio ebakitzaillearen azpitik egon behar dela adierazten du.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{C_m \cdot \sigma}{2}\right)^2 + (C_t \cdot \tau)^2} = \frac{d}{2 \cdot J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \tau_{yp} / CS$$

3.55 Formula

Ardatzek sekzio zirkular betea izanik, dagokion momento estatikoa J 3.55 formularen ordezkatzen da eta diametroa askatuz, diametro erresistente minimoa lortzen da. (Beharrezko unitate aldaketak egiten dira)

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot CS}{\pi \cdot \tau_{yp}} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \right]^{1/3}$$

3.56 Formula

Non:

d : diametro erresistente minimoa [mm]

$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$: momentu estatikoa [mm⁴]

τ_{yp} : isurpen tentsio ebakitzaila $\left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$

C_m : momentu makurtzailearen koefizientea [-]

M : ardatzak jasan beharreko momentu makurtzailea [Kg · m]

C_t : momentu tortsorearen koefizientea [-]

T : ardatzak jasan beharreko momento tortsorea [Kg · m]

CS : segurtasun koefizientea [-]

Kasu honetan 1,25-ko segurtasun koefizientea aplikatu da, metodo hau nahiko kontserbakorra izaten da berez, ez baitira ardatzak gehiegi gaindimentsionatzea, eta segurtasun balio horrekin nahikoa izaten da aurreko kalkuluetan mesprezatu diren faktoreak gain hartzeko.

Talken eta nekeraren koefizienteak ardatzaren funtzionamendu eta erabilera baldintzen arabera zehazten dira. Kutxa aldagailuen martxa aldaketak bat-bateko karga aldakuntzak eta talkak eragiten dituzte. 3.54 taularen balio errekomentagarrietatik, koefiziente makurtzailea 2-koa eta koefiziente tortsorea 1,5-eko dela hautatu da.

Karga mota	C_m	C_t
<u>Ardatz finkoak:</u>		
Gradualki aplikatutako karga	1,0	1,0
Bat-batean aplikatutako karga	1,5 - 2,0	1,5 - 2,0
<u>Ardatz birakorrak:</u>		
Konstantea edo gradualki aplikatutako karga	1,5	1,0
Bat-batean aplikatutako karga, talka txikiak	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5
Bat-batean aplikatutako karga, talka handiak	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0

3.34 Taula: Momentu makurtzaile eta tortsorearen balioak

Ardatzen fabrikaziorako 15CrNi6 altzairu aleazio zementatua erabili da, isurpen limite altua eta ardatzetako esfortzuak jasateko gaitasun handia izaten du. 3.14 taula jarraituz, bere isurpen limiteko tentsio normala 65 Kg/mm²-koa da, ondorioz isurpen tentsio ebakitzaila honen erdia izango da, hau da, 32,5 Kg/mm²-koa da.

Hau guztia jakinda, ardatzek martxa bakoitzean izan beharreko gutxieneko diametroa kalkulatu da, kasu guztietarako pausu berdinak jarraitu behar dira. Adibidetzat, bitarteko ardatzako 1. martxari dagokion gutxieneko diametroa kalkulatu da.

1.martxan bitarteko ardatzaren sekzio kritikoena aurrean kalkulatu den bezala, 3. gurpilaren kokapenean da. Honi dagozkion momento tortso eta makurtzaile erresultantea 3.56 formulatan ordezkaturik, sekzioak izan beharreko gutxieneko diametro erresistentea lortzen da.

$$d \geq \left[\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{\pi \cdot 32,5} \cdot \sqrt{(2 \cdot 178,311)^2 + (1,5 \cdot 40,775)^2} \right]^{1/3} = 41,384 \text{ mm}$$

Modu berdinean ardatzak beste martxetan eta sekzioetan izan behar dituen diametro minimoak lortzen dira, ondoren diametro normalizatu egokienak aukeratu dira.

-Bitarteko ardatza

Martxa	Sekzioa kritikoa	T [Kg·m]	M _y [Kg·m]	M _z [Kg·m]	M [Kg·m]	d [mm]
AU1	3.gurpila	40,775	153,759	90,293	178,311	39,384
AU2	5.gurpila	40,775	107,407	68,221	127,241	37,149
AU3	7.gurpila	40,775	74,997	54,075	92,459	33,665
AU5	9.gurpila	40,775	45,603	38,575	59,73	29,734
AU6	11.gurpila	40,775	33,858	45,69	56,867	29,355
AM	13.gurpila	40,775	95,942	41,02	104,343	34,924

3.35 Taula: Bitarteko ardatzaren esfortzuak eta gutxieneko diametroak

-Ardatz sekundarioa

Martxa	Sekzioa kritikoa	T [Kg·m]	M _y [Kg·m]	M _z [Kg·m]	M [Kg·m]	d [mm]
AU1	4.gurpila	130,48	141,14	88,22	166,443	39,673
AU2	6.gurpila	70,908	110,748	56,407	124,285	37,554
AU3	8.gurpila	42,09	81,567	38,527	90,208	33,454
AU5	10.gurpila	25,076	51,581	22,443	56,252	28,536
AU6	12.gurpila	20,387	42,111	14,657	44,589	26,432
AM	15.gurpila	116,5	98,956	36,005	105,303	37,706

3.36 Taula: Ardatz sekundarioaren esfortzuak eta gutxienerako diametroak

-Ardatz primarioa

Martxa	Sekzioa kritikoa	T [Kg·m]	M_y [Kg·m]	M_z [Kg·m]	M [Kg·m]	d [mm]
AU1	1.gurpila	32,62	80,857	17,152	82,656	32,323

3.37 Taula: Ardatz primarioaren esfortzuak eta gutxienerako diametroak

-Atzerako martxaren ardatza

Martxa	Sekzioa kritikoa	T [Kg·m]	M_y [Kg·m]	M_z [Kg·m]	M [Kg·m]	d [mm]
AM	L_1 landapena	-	46,074	-	46,074	26,232

3.38 Taula: Atzera martxaren esfortzuak eta gutxienerako diametroa

3.4.5.3 ARDATZEN TXABETAK

Txabetak ardatzaren eta bere gain akoplatutako elementuaren artean biraketa momentua transmititzeko erabiltzen dira, hauek beste lotura desmontagarriak baino sinpleagoak eta merkeagoak dira, adibidez ildaskatuekin konparatuta. Baita ere aipatu behar da karga gaitasun txikiago eta erabilera murriztagarriago dutela. Baina kasu honetarako txabetak baliogarriak izaten dira eta bitarteko ardatzean dauden gurpil finkoetarako erabiliko dira. Baita ere txabeta erabiliko da atzera martxako gurpilak bitarteko eta sekundarioko ardatzetara mihiztatzeko.

Kasu honetan erabiliko diren txabeta mota, DIN 6885 A arauaren sekzio laukizuzeneko txabeta paraleloak erabiliko dira. Txabetaren neurriak lortzeko, derrigorrezkoa da ardatzaren diametroa eta txabeta zein materialaz dagoen eginda jakitea. Aurreko ataletan ardatzen diametro minimoak lortu dira, eta ondoren diametro normalizatu hurbilenak aukeratu dira. Bitarteko ardatzean 13.Gurpila txabeta baten bitartez finkatuko da. Ardatz sekundarioan 15.gurpila baita ere txabeta baten bitartez finkatzen da, izendatutako gurpil biak atzeko martxaren elementuak dira.


13. gurpila 40 mm-ko diametroko ardatzean dago kokatuta.

15. gurpila 40 mm-ko diametroko ardatzean dago kokatuta.

Aurreko diametroak kontuan hartu behar dira txabetaren kalkuluetarako.

Txabetaren materialaren aldetik, Opac katalogoan datorren bezala, DIN 6885 A motao txabeta aukeratu da, eta hauek F-1140 altzairuzkoak dira. Hurrengo irudian daude aukeratu den txabeta motaren datuak:

DIN 6885 A



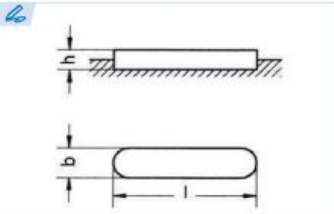
• Medidas fuera de norma DIN.
Dimensions outside DIN standard.
Dimensions hors norme DIN
Medidas fora da norma DIN.

Ref: ?

ejemplo
example
exemple
ejemplo

Ref. = 51A - **XX** - **XX** - **XXX**
 b h l

DIN 6885 A 8x7x50
Ref. = 51A-8-7-50



También disponibles en acero inoxidable.
Also available in stainless steel.
Également disponible en acier inoxydable.
Também disponíveis em aço inoxidável.

Otras medidas bajo consulta y en stock.
Other dimensions in stock and on request.
Autres dimensions sur demande et en stock.
Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.

Las longitudes en negrita son las más utilizadas.
Bold numbers represent the most commonly used lengths.
En noir les dimensions les plus utilisées.
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

Chaveta paralela de ajuste
Parallel keys
Clavette parallèle d'ajustage
Chaveta paralela de ajuste

Acero C45+C (F-114)
Steel C45+C (F-114)
Acier C45+C (F-114)
Aço C45+C (F-114)

Tolerancia b: h9
b Tolerance: h9
Tolérance b: h9
Tolerância b: h9

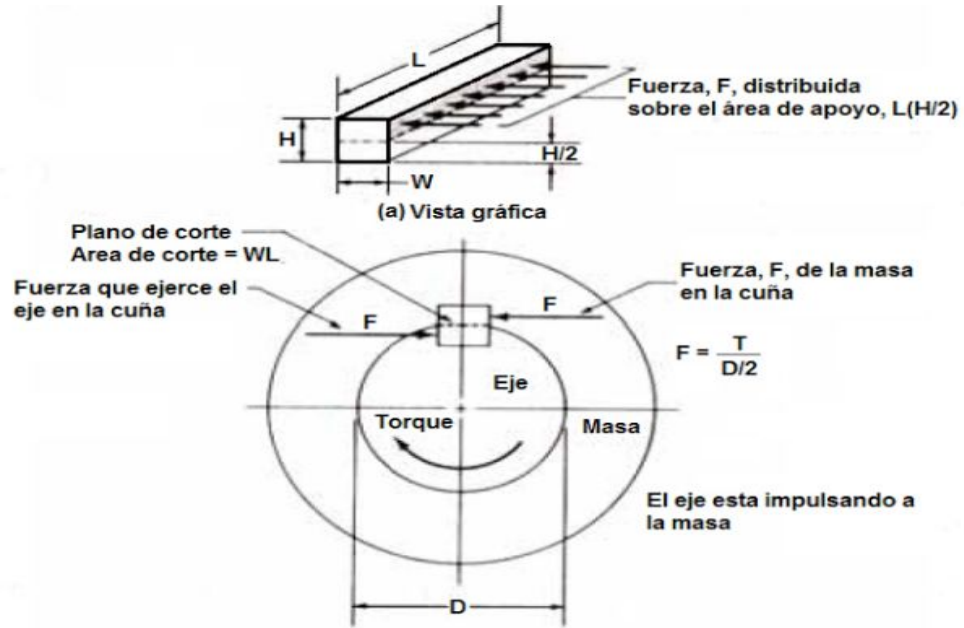
Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880
h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880
Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880
Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm²
Minimum tensile strength: 600 N/mm²
Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm²
Resistência mínima à tração: 600 N/mm²

3.31 Irudia: DIN 6885 A txabeta

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ MPa}$$

Txabetaren dimentsioak, txabeta horrek jasan behar dituen indarren arabera izango dira. Txabetek bi eratan huts egin dezakete, batetik, ebakidura huts-egitea, eta bestetik, aplastamendura huts-egitea. Bi eratarata motorrak eragingo dion indarra beharrezkoa da, lehenik, motorrak txabetan eragingo duen indarra kalkulatu da, lan potentzia eta bira minutuak jakinda.



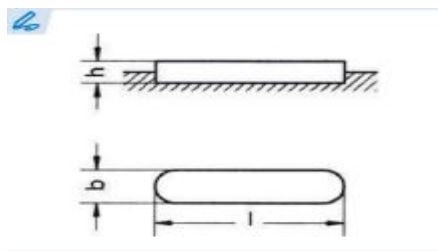
3.32 Irudia: Txabetetan agertutako indarrak

Txabetak jasan beharreko indarrak:

Gurpila	T [Kg·m]	F_t [Kg]
13.gurpila	40,775	1294,44
15.gurpila	116,5	1294,44

3.39 Taula: Txabetak jasan beharreko indarrak

Ardatzaren diametroen arabera, txabetaren b eta h balioak finkatu daitezke.



3.33 Irudia: Txabeta baten dimentsioak

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d	Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chafilán R1		
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Eje h1	Cubo h2		Mín.	Máx.				
			Libre		Normal		Ajustado	Nominal			Toler.			
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.	Máx.		
10	12	4X4	4											
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
17	22	6X6	6		+0,030	-0,030		-0,042	3		2,3		0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	3,5		2,8		0,16	0,25
30	38	10X8	10		+0,040	-0,036		-0,051	4		3,3		0,16	0,25
38	44	12X8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,3		0,25	0,40
50	58	16X10	16		+0,050	-0,043		-0,061	6		3,8		0,25	0,40
58	65	18X11	18						6		4,3		0,25	0,40
65	75	20X12	20						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	7,5		4,9		0,40	0,60
85	95	25X14	25		+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28						9		5,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32						10		6,4		0,40	0,60
130	150	36X20	36						11		7,4		0,40	0,60
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12		8,4		0,70	1,00
170	200	45X25	45		+0,080	-0,062		-0,088	13		9,4		0,70	1,00
200	230	50X28	50						15		10,4		0,70	1,00
230	260	56X32	56						17		11,4		0,70	1,00
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
290	330	70X36	70		+0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80X40	80						25		15,4		1,20	1,60
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100X50	100		+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5		2,00	2,50

3.34 Irudia: Txabeten balio normalizatuak

Gurpila	Ardatzaren diametroa [mm]	Txabetaren sekzioa [mm]	Zabalera tolerantzia Ardatza/kuboa	Sakonera h1 [mm]	Sakonera h2 [mm]
13.gurpila	40	12 x 8	p9 / P9	5	3,3
15.gurpila	40	12 x 8	p9 / P9	5	3,3

3.40 Taula: Txabeten dimentsioak

Txabeten b eta h edukita, aurrean azaldu den moduan txabeta bi modutara huts egin dezake, eta txabetaren luzera finkatzeko bi huts-egite horiek aztertuko dira. Nola indar berdinak jasaten dituzten, txabetak berdinak izango dira. Txabetaren luzera gurpilen zabalera izango da, hau da, 45 mm-koa. Normalena arazorik ez agertzea da, baina txabetaren luzera minimoa kalkulatu da ziurtatzeko.

Arazorik ez agertzeko segurtasun koefizientea 2-koa proposatu da, hurrengo kalkuluetan.

-TXABETA EBAKIDURARA HUTS EGITEA

Hurrengo formulatik l askatuz, txabetaren luzera minimoa lortzen da.

$$\frac{F_t}{A} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{F_t}{b_t \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}/2}{CS}$$

3.57 Formula

$$F_t = 1294,44 \text{ Kg} \cdot \frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2} = 12698,46 \text{ N}$$

CS=2

$b_t = 12 \text{ mm}$ (3.34 Irudia)

$\sigma_{yp} = 600 \text{ N/mm}^2$ (3.31 Irudia)

$$\frac{F_t}{A} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{F_t}{b_t \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}/2}{CS}$$

$$\rightarrow \frac{12968,46 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot l} \leq \frac{\frac{600 \text{ N}}{2} / \text{mm}^2}{2} \rightarrow l \geq 7,20 \text{ mm}$$

-TXABETA APLASTAMENDURA HUTS EGITEA

Hurrengo formulatik l askatuz, txabetaren luzera minimoa lortzen da.

$$\frac{F_t}{A} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{F_t}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

3.58 Formula

$$F_t = 1294,44 \text{ Kg} \cdot \frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2} = 12698,46 \text{ N}$$

CS=2

$h = 8 \text{ mm}$ (3.34 Irudia)

$\sigma_{yp} = 600 \text{ N/mm}^2$ (3.31 Irudia)

$$\frac{F_t}{A} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{F_t}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS}$$

$$\rightarrow \frac{12698,46 \text{ N}}{\frac{8\text{mm}}{2} \cdot l} \leq \frac{600 \text{ N/mm}^2}{2} \rightarrow l \geq 10,58 \text{ mm}$$

-TXABETEN LUZEREN AUKERAKETA

Txabeta bakoitzarako aurreko huts-egite teoretetan kalkulaturako *l* minimo handiena aukeratu behar da. Eta ondoren txabeten luzera normalizatuetera jo behar da, eta lortutako *l* minimo hortatik hurrengo balio normalizatua aukeratu behar da.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22									
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22									
06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45	•30	50	•45	56	•55	63	•60
08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50	•32	56	50	63	56	70	63
10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	56	•35	63	•55	70	•60	80	•65
12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63	•36	70	56	80	63	90	70
14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70	•40	80	•60	90	•65	100	•75
•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90	50	100	•65	110	•75	125	•85
18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	•55	110	70	125	80	140	90
20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110	56	125	•75	140	•85	160	•95
•22	22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125	•60	140	80	160	90	180	100
•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140	63	160	•85	180	•95	200	110
•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160	•65	180	90	200	100	220	•120
•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	•95	220	110	250	125
•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65	•75	100	•120	•130	•140	•150	•160	•170
•35	•35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80	110	125	140	160	180	200	220	250	•200
•36	36	40	45	45	45	50	55	55	55	•65	•75	•85	•95	•100	•110	•120	•130	•140	•150	•160	•170	•180
			45	50	50	55	55	56	56	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	•200
			•50	•55	•55	56	60	60	60	•75	•85	•95	•100	•110	•120	•130	•140	•150	•160	•170	•180	•190
				56	56	60	63	63	63	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210
				•60	•60	63	65	65	65	85	95	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220
				•63	63	65	70	70	70	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220
				•65	•65	70	75	75	75	95	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230
					70	75	80	80	80	100	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230
					•75	80	85	85	85	110	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230	•240
						85	90	90	90	120	130	150	160	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230	•240
						90	95	95	95	125	140	160	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230	•240	•250
						95	100	100	100	130	150	180	200	220	250	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260
						•100	110	110	110	140	160	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300
						•110	•120	•120	•120	•150	•180	•190	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290
						•120	•125	•125	•125	•160	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310
						•125	•130	•130	•130	•180	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310
						•130	•140	•140	•140	•180	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310
						•140	•150	•150	•150	•180	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310
						•150	•160	•160	•160	•180	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310
						•180	•200	•200	•200	•180	•200	•210	•220	•230	•240	•250	•260	•270	•280	•290	•300	•310

3.41 Taula: DIN 6885 A txabeten luzera normalizatuak

Gurpila	Ardatzaren diametroa [mm]	Txabetaren sekzioa [mm]	Zabalera tolerantzia Ardatza/kuboa	Sakonera <i>h</i> ₁ [mm]	Sakonera <i>h</i> ₂ [mm]	<i>l</i> Min. [mm]	<i>l</i> Norma [mm]
13.gurpila	40	12 x 8	p9 / P9	5	3,3	10,52	45
15.gurpila	40	12 x 8	p9 / P9	5	3,3	10,52	45

3.42 Taula: Txabeten dimentsioak

Jakin nahi bada aukeratutako ildaskatuarekin zenbat tentsio jasaten duen, formula berdinak erabiltzen dira baina kasu honetan tentsio ebakitzailerik eta normala askatzen dira.

$$\frac{F_t}{b_t \cdot l} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{12698,46 \text{ N}}{\frac{8 \text{ mm}}{2} \cdot 45 \text{ mm}} \leq \frac{\tau_{yp}}{2} \rightarrow \tau_{yp} = 47,03 \text{ N} < 600 \text{ N}$$

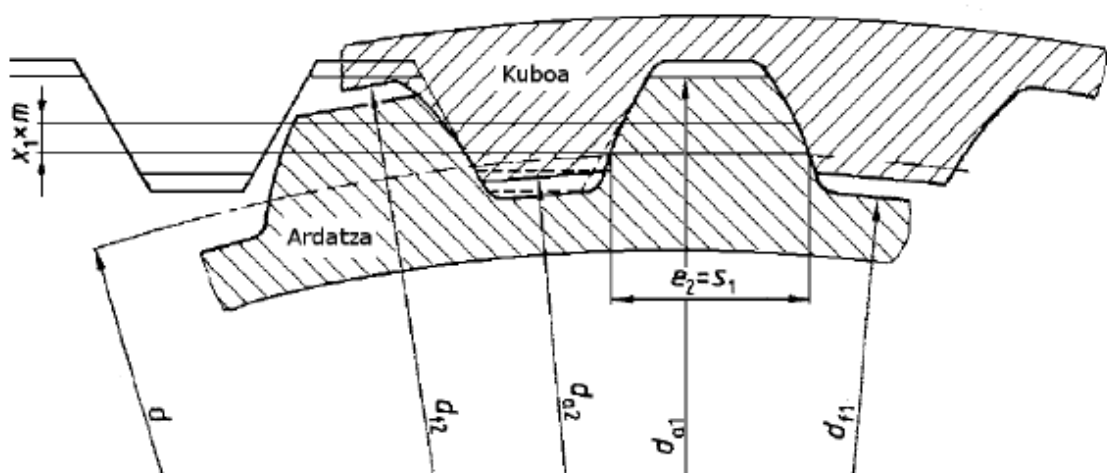
$$\frac{F_t}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{12698,46 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 45 \text{ mm}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2} \rightarrow \sigma_{yp} = 141,09 \text{ N} < 600 \text{ N}$$

Ikusten denez, tentsioak oso txikiak dira konparatuta materialak jasan ditzakeenekin, hau ikustekoa zen luzera minimoa 10,52 mm-koa baita eta 45 mm-ko luzera txabetak erabiliko dira.

3.4.5.4 ARDATZEN ILDASKATUAK

Ildaskatuak ardatzaren eta bertan muntatua doazen elementuen artean biraketa momento handiak transmititzen dituzte, konexio hauek ardatzaren sekzio erresistentea gutxi ahuldu eta beste motak (txabetak, pernoak...) baino erresistentzia handiagokoak dira.

Automobilgintzan eta bestelako aplikazio gehienetan bezala, kutxa aldagailu honetan DIN 5480 arauaren arabera hertz bilkariko eta 30°-ko presio angelu estandarreko ildaskak erabiliko dira, karga gaitasun handiagoa, transmisio leunagoa eta ardatz/kubo lerrokatze hobea lortzen baita.



3.35 Irudia: DIN 5480 ildaskatuaren dimentsioak

“FAIRES, V.M. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Montaner y Simón. Barcelona, 1998.” Liburua jarraituz, ildaskatuek momento tortsore purua jasaten dute eta beren huts-egitea ebakidura nahiz kontaktu presioagatik gertatu daiteke. Errealitatean karga ez da hortz guztien artean berdin banatzen eta doitasun ezagatik hortzen %25-a bakarrik kontaktuan daude eta azalera erresistentea laurdena dela suposatzen da.

Esfortzu ebakitzailak luzetarako sekzioan edo jatorrizko diametroan eragiten du, horrexegatik azalera erresistentea perimetro erdiaren eta ildasken luzeraren arabera izaten da.

$$A_{ebak} = \frac{p}{2} \cdot l = \frac{\pi \cdot d \cdot l}{2}$$

3.59 Formula

Zapalketa indarra, ordea, ildasken saihesta edo flankoan eragiten dute, horrexegatik azalera erresistentea ildaska kopuruaren, altueraren eta luzeraren menpe dago.

$$A_{zap} = z \cdot h \cdot l$$

3.60 Formula

Ildaskatuetako ebakidura eta zapaltze tentsioak indar tangentialaren eta 3.59 eta 3.60. formulatako azalera erresistenteen erlazioaren bitartez determinatzen dira, momentu tortsorearen menpe adierazten dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot A_{ebak}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot l}$$

3.61 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{F}{A_{zap}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot A_{zap}} = \frac{8 \cdot T}{d \cdot z \cdot h \cdot l}$$

3.62 Formula

Ebakiduragatiko eta zapalketagatiko huts-egiterik ez gertatzeko, 3.61 eta 3.62. formulatako tentsio ebakitzaila eta normala materialaren isurpen tentsioen azpitik egon behar dira, beharrezko unitate aldaketak egiten dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot T \cdot CS}{\pi \cdot d^2 \cdot l} \leq \tau_{yp}$$

3.63 Formula

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot T \cdot CS}{d \cdot z \cdot h \cdot l} \leq \sigma_{yp}$$

3.64 Formula

Non:

τ_{ebak} : ildaskatuaren tentsio ebakitzaila $\left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$

σ_{zap} : ildaskatuaren tentsio normala $\left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$

T : ildaskatuaren momentu tortsorea $[Kg \cdot m]$

d : ildaskatuaren jatorrizko diametroa $[mm]$

l : ildaskatuaren luzera $[mm]$

z : ildaska kopurua $[-]$

$h = 0,84 \cdot m$: hortzen kontaktuko altuera minimoa $[mm]$

τ_{yp} : materialaren isurpen tentsio ebakitzaila $\left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$

σ_{yp} : materialaren isurpen tentsio normala $\left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$

Oraingoan 1,25-ko segurtasun koefizientea hartuko da, zeren eta ildasken %25-a soilik kontaktuan dagoela suposatzen da, eta nahiko kontserbakorra da, gainera ildaskatuak ardatzekin bezala ez dira neurritz kanpo dimentsionatu nahi.

-Enbragearen artekatua

Enbrage diskoak ardatza primarioan doan kokatuta artekatu/ildaskatu baten bitartez, modu honetan enbragea ardatzean finko mantentzen da eta energia modu egokian transmititzen da. Ildaskatua luzera bat eduki behar du, azken hau DIN 5480 arauaren arabera kalkulatzeko da:

Aukeratutako enbrage komertzialak 22 hortz dituela jakinda eta ardatzaren diametroa 35 mm-koa dela, hurrengo taulan ildaskatuak eduki behar duen modulua lortzen da.

Table 1 : Preferred series, reference diameters d_B from 6 mm to 58 mm

d_B mm	Number of teeth z for module m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	10	9	7					
19	36	30	24	22	17	14	11	9						
20	38	32	25	23,24	18	14	12	10	8	6				
21	40	34	26	25	19	15	12	10						
22	42	35	28	26	20	16	13	11	9	7	6			
23	44	37	29	27	22	17	14	12						
24	46	38	30	28	22	18	14	12						
25	48	40	32	30	24	18	15	13	11	8	7			
26	50	42	33	31	24	19	16	13						
27	52	44	34	32	26	20	16	14						
28	54	45	36	34	26	21	17	14	12	10	8			
29	56	47	37	35	28	22	18	15						
30	58	48	38	36	28	22	18	16	13,14	10	8			
31	60	50	40	37	30	23	19	16						
32	62	52	41	38	30	24	20	17	14	11	9	6		
33	64	54	42	40	32	25	20	17						
34	66	55	44	41	32	26	21	18						
35	68	57	45	42	34	26	22	18	16	12	10	7		
36	70	58	46	44	34	27	22	19						
37	72	60	48	45	36	28	23	20	17	13	11	8		
38	74	62	49	46	36	29	24	20	18	14	11	8		
39	76	64	50	47	38	30	24	21						
40	78	64	52	48	38	30	25	21	18	14	12	8	6	
42		68	54	51	40	32	26	22	20	15	12	9	7	
45		74	58	55	44	34	28	24	21	16	13,14	10	7	
47		76	60	57	46	36	30	25	22	17	14	10	8	
48		78	62	58	46	37	30	26	22	18	14	10	8	6
50			64	60	48	38	32	27	24	18	15	11	9	7
52			68	64	50	40	33	28	24	19	16	11	9	7
55			72	66	54	42	35	30	26	20	17	12	9	8
58				70	56	45	37	32	28	22	18	13	10	8

3.43 Taula: DIN 5480

Hurrengo taularekin ildaskatuaren dimentsioak lor daitezke:

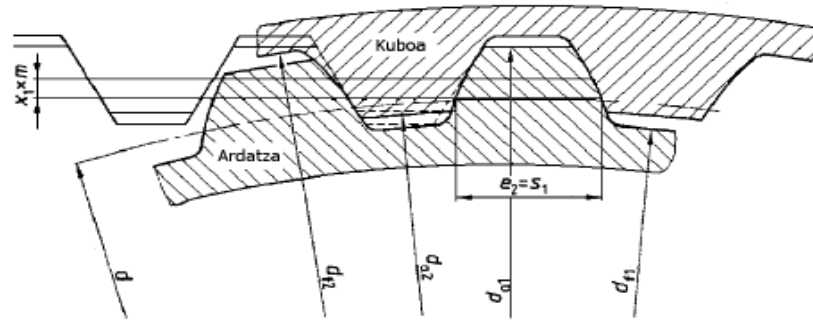
Parameters	Sym- bol	Spline data and calculation formulae
Module	m	0,5-0,6-0,75-0,8-1,0-1,25-1,5-1,75-2-2,5-3-4-5-6-8-10
Pressure angle	α	30°
Pitch	p	$m \cdot \pi$
Number of teeth	shaft z_1 hub z_2	z_1 $-z_1$
Addendum modification (nominal value)	shaft $x_1 \cdot m$ hub $x_2 \cdot m$	$-0,05 \cdot m$ to $+0,45 \cdot m$ (exceptions up to $+0,879 \cdot m$) $-x_1 \cdot m = +0,05 \cdot m$ to $-0,45 \cdot m$ (exceptions up to $-0,879 \cdot m$)
Addendum of basic rack profile	h_{aP}	$0,45 \cdot m$
Dedendum of basic rack profile = addendum of tool basic rack profile	h_{fP} $= h_{aP0}$	$0,55 \cdot m$ $0,60 \cdot m$ $0,65 \cdot m$ $0,84 \cdot m$ broaching hobbing mill-broaching cold rolling
Tooth depth of basic rack profile	h_P	$h_{aP} + h_{fP}$
Bottom clearance of basic rack profile	c_P	$h_{fP} - h_{aP}$
Root fillet radius of basic rack profile	ρ_P	$0,16 \cdot m$ chip-removal machining $0,54 \cdot m$ cold rolling
Reference circle diameter	d	$m \cdot z$
Base diameter	d_b	$m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Reference diameter	d_B	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m + 1,1 \cdot m$. Diameters with standard numbers in accordance with DIN 323-1 and ball/roller bearing diameters, integer values with increments of one for the range $d_a < 40$ mm and $m \leq 1,75$ mm.
Tip circle diameter of hub	d_{a2}	$m \cdot z_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m + 0,9 \cdot m$
Root circle diameter of hub	d_{f2}	$m \cdot z_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m - 2 \cdot h_{fP}$ (see 7.1)
Root form circle diameter of hub	d_{Ff2}	$\leq - (d_{a1} + 2 \cdot c_{Fmin})$
Tip circle diameter of shaft	d_{a1}	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m + 0,9 \cdot m$
Root circle diameter of shaft	d_{f1}	$m \cdot z_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m - 2 \cdot h_{fP}$ (see 7.1)
Base form circle diameter of shaft	d_{Ff1}	$\leq d_{a2} - 2 \cdot c_{Fmin}$
Form clearance of basic rack profile	c_{FP}	$0,02 \cdot m$ $0,07 \cdot m$ $0,12 \cdot m$ $0,12 \cdot m$ broaching hobbing mill-broaching cold rolling
Minimum form clearance	c_{Fmin}	see table 4
Nominal space width of hub	e_2	$e_2 = s_1$
Nominal tooth thickness of shaft	s_1	$m \cdot \pi/2 + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha$

3.44 Taula: DIN 5480 dimentsioak

Erreferentziako Diametroa $d_B [mm]$	z (hertz kopurua)	m (modulua)	d	Diametro Basikoa $d_{ba} [mm]$
35	22	1,5	33	28,58

3.45 Taula: enbrageren artekatuaren dimentsioak

Hurrengo irudian ildaskatuaren dimentsioak agertzen dira:



3.35 Irudia: DIN 5480 ildaskatuaren dimentsioak

$$h = 0,84 \cdot m = 0,84 \cdot 1,5 = 1,26 \text{ mm}$$

3.65 Formula

3.63 eta 3.64 formulen bitartez luzera minimoa kalkulatu da. Ardatz primarioaren materiala 15CrNi6 da eta material honek 65 kg/mm^2 eta $32,5 \text{ kg/mm}^2$ isurpen tentsio normala eta ebakitzaila dauka.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 39,86 \cdot 1,25}{\pi \cdot 33^2 \cdot 32,5} = 7,17 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 39,86 \cdot 1,25}{33 \cdot 22 \cdot 1,26 \cdot 65} = 6,7 \text{ mm}$$

Ildaskatuak izan beharreko luzera minimoa hutsegite ebaketara da, 7,17 mm. Baina kasu honetan finkatu den luzera engragearen ildaskatuarentzako 12 mm-koa da.

Jakin nahi bada aukeratutako ildaskatuarekin zenbat tentsio jasaten duen, formula berdinak erabiltzen dira baina kasu honetan tentsio ebakitzaila eta normala askatzen dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 39,86 \cdot 1,25}{\pi \cdot 33^2 \cdot 12} = 19,42 \text{ kg/mm}^2 \leq 32,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 39,86 \cdot 1,25}{33 \cdot 22 \cdot 1,26 \cdot 12} = 36,31 \text{ kg/mm}^2 \leq 65 \text{ kg/mm}^2$$

Ikusi daitekeenez, ildaskatuaren tentsio ebakitzaila eta normala isurpeneko tentsioak baino txikiagoak dira eta ildaskatua egokia da.

Aukeratutako ildaskatuaren izendapen arautua hurrengoa da:

DIN 5480 – 35 x 1,5 x 22

-Gurpil finkoen ildaskatua

Gurpil finkoen ildaskatu bidez bitarteko ardatzarekin biratzen dute, ildaskatuak 2 mm-ko modulua dela kontsideratu da. Gurpil guztien ildaskatuak dimentsio berdinekoak dira eta beren luzera gurpilen zabalarekin bat dator, 37,6 mm. Baitae ere, ardatzak izan beharreko diametroetan oinarrituta, ildaskatuak 45 mm-ko diametroa izango du eta hurrengo taulan dimentsioak biltzen dira. Aurrean bezala, moduluarekin eta erreferentziazko diametroekin beste datuak lortzen dira DIN 5480 araua jarraituz.

Erreferentziazko Diametroa $d_B [mm]$	z (hortz kopurua)	m (modulua)	d	Diametro Basikoa $d_{ba} [mm]$
45	21	2	42	36,37

3.46 Taula: gurpil finkoen ildaskatuaren dimentsioak

Gurpilen materiala 16MnCr5 altzairu zementatua da eta 60 kg/mm²-ko eta 30 kg/mm²-ko isurpen tentsio normala eta ebakitzaila dauka.

Baita ere konprobatuko da pare guztia transmititu ahal izateko izan beharreko ildaskatu luzera minimoa. Ildaskatu guztiek momento tortsore maximo berdina jasaten du, 400Nm.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 40,77 \cdot 1,25}{\pi \cdot 42^2 \cdot 30} = 4,9 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 40,77 \cdot 1,25}{42 \cdot 21 \cdot 1,68 \cdot 60} = 4,59 \text{ mm}$$

Ildaskatuak izan beharreko luzera minimoa 4,9 mm-koa da, baina kasu honetan ildaskatuak gurpilen zabalera berdinekoak izango dira, 37,6 mm-takoak alegia.

Jakin nahi bada aukeratutako ildaskatuarekin zenbat tentsio jasaten duen, formula berdinak erabiltzen dira baina kasu honetan tentsio ebakitzaila eta normala askatzen dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 40,77 \cdot 1,25}{\pi \cdot 36^2 \cdot 37,6} = 5,33 \text{ kg/mm}^2 \leq 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 40,77 \cdot 1,25}{36 \cdot 18 \cdot 1,68 \cdot 37,6} = 9,96 \text{ kg/mm}^2 \leq 60 \text{ kg/mm}^2$$

Ikusi daitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoen azpitik daude eta ildaskatua onargarria da.

Aukeratutako ildaskatuaren izendapen arautua hurrengoa da:

DIN 5480 – 45 x 2 x 21

-Kubo sinkronizatzaileen ildaskatua

Sinkronizatzailearen kuboek ildaskatuari esker ardatz sekundarioarekin biratzen dute eta dagokien martxa akoplatzean bakarrik funtzionatzen dute, momentu horretan dagokion gurpilarekin akoplatzen da eta honen biraketa jasotzen du, modu honetan kubo sinkronizatzailea bira egiten du eta ildaskatuari esker ardatz sekundarioa biratzen da. Ardatz sekundarioaren diametroa jarraituz, sinkronizatzaile berdina erabil daiteke, ardatz osoa 40 mm-takoa baita, baina artekatuetarako erabiliko den erreferentziako diametroa 45 mm-koa da. Honen dimentsionaketa egiteko martxa kritikoenean jasotzen duen momentua aztertuko da. Martxa kritikoena 1.martxa da, 4.gurpilak 1280 Nm transmititzen baiditu. Modulu 2,5 mm-takoa finkatu da eta DIN 5480 araua jarrituz ildaskatuaren dimentsioak lortzen dira.

Erreferentziako Diametroa d_B[mm]	z (hertz kopurua)	m (modulua)	d	Diametro Basikoa d_{ba}[mm]
45	16	2,5	40	34,64

3.47 Taula: Kubo sinkronizatzaileen ildaskatuen dimentsioak

Kuboen materiala 16MnCr5 altzairu zementatua da eta 60 kg/mm²-ko eta 30 kg/mm²-ko isurpen tentsio normala eta ebakitzaila dauka.

Baita ere konprobatuko da pare guztia transmititu ahal izateko izan beharreko ildaskatu luzera minimoa, kasu honetan aurrean aipatu den bezala, martxa kritikoena aztertzen da, 1º martxa, T=1280 Nm.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{\pi \cdot 40^2 \cdot 30} = 17,31 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{40 \cdot 16 \cdot 2,1 \cdot 60} = 16,1805 \text{ mm}$$

Kasu honetan, kubo sinkronizatzaileak 24 mm-ko zabalera izango du eta honen ildaskatua zabalera osokoa izango da, nola izan beharreko luzera minimoa 17,31 mm da, ez da arazorik egongo.

Jakin nahi bada aukeratutako ildaskatuarekin zenbat tentsio jasaten duen, formula berdinak erabiltzen dira baina kasu honetan tentsio ebakitzaille eta normala askatzen dira.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{\pi \cdot 35^2 \cdot 32} = 21,2 \text{ kg/mm}^2 \leq 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{35 \cdot 14 \cdot 2,1 \cdot 32} = 39,63 \text{ kg/mm}^2 \leq 60 \text{ kg/mm}^2$$

Ikusi daitekeenez, ildasken tentsio ebakitzaillea eta normala isurpen tentsioen azpitik daude eta ildaskatua baliagarria da.

Aukeratutako ildaskatuaren izendapen arautua hurrengoa da:

DIN 5480 – 45x2,5x16

-Akoplamendu zurrunaren ildaskatua

Akoplamendu honek ildaskatuaren bidez ardatz sekundarioaren irteera eta transmisio ardatzen artean etengabe potentzia transmititzen du, horrexegatik 4 mm-ko modulua esleitu zaio. 35 mm-ko erreferentziazko diametroa erabili da. DIN 5480 araua jarraituz, hurrengo dimentsioak lortzen dira.

Erreferentziazko Diametroa d_B[mm]	z (hertz kopurua)	m (modulua)	d	Diametro Basikoa d_{ba}[mm]
35	22	1,5	33	28,58

3.48 Taula: Akoplamendu zurrunaren ildaskatuaren dimentsioak

Ardatz sekundarioaren materiala 15CrNi6 da eta material honek 65 kg/mm^2 eta $32,5 \text{ kg/mm}^2$ isurpen tentsio normala eta ebakitzaillea dauka.

Baita ere konprobatuko da pare guztia transmititu ahal izateko izan beharreko ildaskatu luzera minimoa, kasu honetan martxa kritikoena aztertzen da, 1º martxa, $T=1280 \text{ Nm}$.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{\pi \cdot 33^2 \cdot 32,5} = 23,47 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{33 \cdot 22 \cdot 1,26 \cdot 65} = 21,94 \text{ mm}$$

Aukeratzen den luzera ildaskatuarako 62 mm-koa da, arazorik ager ez dadin.

Bukatzeko, hutsegiterik dagoen frogatu behar da, hau egiteko aurrean egindako prozesu berdina garatu behar da.

$$\tau_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{\pi \cdot 33^2 \cdot 62} = 12,3 \text{ kg/mm}^2 \leq 32,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{33 \cdot 22 \cdot 1,26 \cdot 62} = 23 \text{ kg/mm}^2 \leq 65 \text{ kg/mm}^2$$

Ikusi daitekeen bezala, ildasken tentsio ebakitzaila eta normala isurpenekoen azpitik daude eta ildaskatua onargarria da.

Aukeratutako ildaskatuaren izendapen arautua hurrengoa da:

DIN 5480 – 35x1,5x22

3.4.6 ERRODAMENDUAK

Kutxa aldagailuko ardatzak eta gupil askeak errodamendu bitartez sostengantzen dira eta bertan agertzen diren kargak xurgatzen dituzte. Errodamenduak osagai normalizatuak dira eta beharrezko diseinu baldintzetan oinarrituta SKF enpresaren katalogoak erabili dira errodamenduak aukeratzeko. SKF errodamenduak eta ixte-eraztunak fabrikatzen dituen enpresa da.

Errodamenduak aztertzerako orduan, erreferentziako karga nominala (C) kalkulatu behar da, honen balioa karga gaitasunaren, iraupenaren eta fidakortasunaren menpe dago. Kasu honetan %95-eko fidakortasuna aukeratu da eta karga gaitasun dinamikoa erabili da, izan ere, ardatzak kargapean biratu eta esfortzu dinamikoak jasotzen dituzte.

Fabrikantearen katalogoen erreferentziako karga gaitasun dinamikoak (nominalak) ISO 281:1990 araudia jarraituz eta bere balioa 10^6 (1 milioi) birako iraupenari eta %90-ko fidakortasunari dagokio. Errodamenduen aukeraketa erreferentziako karga nominalaren bitartez egiten da.

$$C = P \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

3.66 Formula

Non:

C: karga gaitasun dinamikoa edo nominala [kN]

P : karga dinamiko baliokidea [kN]

L_{10} : bizitza nominala (%90 – ko fidakortasunarekin)[milioi biratan]

a : bizitzaren ekuazioaren berretzailea [-]

$a = 3$: bola bidezko errodamenduetan

$a = \frac{10}{3}$ arrabol bidezko errodamenduetan (zilindrikoetan eta konikoetan)

Errodamenduaren fidakortasunak nekearen lehen sintomak agertu artea bira kopuru jakin hori ematen duten errodamenduen ehunekoa adierazten du eta bere balioa %90 ez denean, fidakortasun hori duen bira kopuru baliokidea definitu behar da.

-Bola bidezko eta arrabol zilindriko bidezko errodamenduetan:

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \frac{1}{R} \right]^{1,483}}$$

3.67 Formula

-Arrabol koniko bidezko errodamenduetan:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln \frac{1}{R} \right]^{1,5}}$$

3.68 Formula

Non:

L : bizitza nominala [milioi biratan]

R : fidakortasuna [%]

Errodamenduek denboran zehar aldakorrek diren kargen eraginpean daude eta iraupen totaleko karga dinamiko baliokidea zehaztu behar da.

$$F_{eq} = \sqrt[a]{ F_{e1}^a \cdot \frac{L_1}{L_{tot}} + F_{e2}^a \cdot \frac{L_2}{L_{tot}} + \dots + F_{ei}^a \cdot \frac{L_i}{L_{tot}} }$$

3.69 Formula

Non:

F_{eq} : karga dinamiko baliokidea [kN]

F_{ei} : martxa bakoitzeko karga [kN]

Aurreko guztia jakinda, kargaren eta tamainaren arabera kasu bakoitzerako proposenak diren errodamendu nominalak aukeratzen dira.

3.4.6.1 ARDATZEN ERRODAMENDUAK

Kutxa aldagailuko ardatzak biapoiatuak dira eta karga altuak agertzen dira, horren ondorioz, arraboldun errodamenduak erabiliko dira. Hori horrela izanik, kasuan kasuko indar eta leku eskakizunen arabera ardatz bakoitzerako errodamendu egokia aukeratuko da.

-Bitarteko ardatza

Bitarteko ardatzean A euskarriaren karga erradiala eta axiala agertzen da, horrexegatik boladun errodamendua erabiliko da. B euskarrian aldiz, karga erradiala agertzen da, bere kalkulua errazago da eta arrabol zilindrikodun errodamendua erabiltzea hautatu da.

- A euskarria

Euskarri honek beharreko errodamendua hautatzeko prozeu iteratibo bat erabiliko da eta hurrengo formulak erabiltzen dira:

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e$$

3.70 Formula

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

3.71 Formula

A euskarriak martxa bakoitzaren ondorioz jasaten duen erreakzioak hurrengoak dira:

Martxa	R_{xA} [Kg]	R_{yA} [kN]	R_{zA} [Kg]	R_{rA} [Kg]	R_{rA} [kN]
AU1	265,633	2,606	506,35	321,54	599,815
AU2	103,902	1,02	343,316	99,384	357,412
AU3	25,565	0,25	288,667	240,435	375,683
AU5	20,434	0,2	237,232	373,27	442,278
AU6	33,205	0,326	314,812	172,973	359,202
AM	199,27	1,955	239,541	290,14	376,246

3.49 Taula: A euskarriko erreakzioak

Kalkuluekin hasi baino lehen gogoratu behar da errodamenduek baita ere bizitza erabilgarria dutela, horrexegatik kontuan hartu behar da martxa bakoitzaren bizitza nominala.

Martxa	n [rpm]	L_h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	2000	500	60
AU2	2000	937,5	112,5
AU3	2000	1250	150
AU5	2000	937,5	112,5
AU6	2000	1250	150
AM	2000	125	15
GUZTIRA		5000	600

3.50 Taula: Bitarteko ardatzaren abiadurak eta iraupenak

SKF katalogoaren arabera errodamenduen kalkulu egoki batentzako hurrengo formula erabili behar da:

$$F_{ei} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

3.72 Formula

Non:

F_{ei} : martxa bakoitzaren indar erresultantea

X eta Y : 3.51taularen balioak

F_r : indar erradiala

F_a : indar axiala

V : erlazio faktorea

Erlazio faktorea aldatzen da errodamenduaren zein eraztun biratzen duen arabera. Errodamenduaren barneko eraztuna biratzen bada, erlazio faktorearen balioa 1-ekoa da. Aldiz, errodamenduaren kanpo eraztuna biratzen bada honen balioa 1,2-koa izaten da. F_r , indar erradial erresultantea kalkulatzeko X eta Y konstanteak erabiltzen dira, hurrengo taulan hauen balioak ikus daiteke. Baina, errodamenduak indar axiala jasan behar ez badu hauen balioa beti $X=1$ eta $Y=0$ izango da.

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X	Y	X	Y
0.014*	0.19	1	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1	0	0.56	1.71
0.07	0.27	1	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1	0	0.56	1.55
0.11	0.30	1	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1	0	0.56	1

*Usar 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$

3.51 Taula: X eta Y balioak F_r kalkulatzeko

Hasteko hartzen dira hurrengo balioak: $e=0,27$; $X=0,56$ eta $Y=1,63$. Orain martxa bakoitzaren indar erradial erresultantea lortu behar da.

Lehenengo martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2,606}{5,884} = 0,44 \geq 0,27 \rightarrow X = 0,56 \text{ eta } Y = 1,63$$

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 5,884 + 1,63 \cdot 2,606 = 7,54 \text{ kN}$$

Bigarren martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,02}{3,506} = 0,291 \geq 0,27 \rightarrow X = 0,56 \text{ eta } Y = 1,63$$

$$F_{e2} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3,506 + 1,63 \cdot 1,02 = 3,63 \text{ kN}$$

Hirugarren martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,25}{3,685} = 0,07 \leq 0,27 \rightarrow X = 1 \text{ eta } Y = 0$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 3,685 + 0 = 3,685 \text{ kN}$$

Bostgarren martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,2}{4,339} = 0,05 \leq 0,27 \rightarrow X = 1 \text{ eta } Y = 0$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 4,339 + 0 = 4,339 \text{ kN}$$

Seigarren martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,326}{3,524} = 0,09 \leq 0,27 \rightarrow X = 1 \text{ eta } Y = 0$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 3,524 + 0 = 3,524 \text{ kN}$$

Atzeko martxa:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,955}{3,691} = 0,54 \geq 0,27 \rightarrow X = 0,56 \text{ eta } Y = 1,63$$

$$F_{eMA} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3,691 + 1,63 \cdot 1,955 = 5,25 \text{ kN}$$

Orain karga dinamiko baliokidea kalkulatu behar da, horretarako 3.69 formula erabiltzen da.

Kasu honetan boladun errodamendua erabiliko da $a=3$.

$$F_{eq} = \sqrt[3]{7,54^3 \cdot \frac{60}{600} + 3,63^3 \cdot \frac{112,5}{600} + 3,685^3 \cdot \frac{150}{600} + 4,339^3 \cdot \frac{112,5}{600} + 3,524^3 \cdot \frac{150}{600} + 5,25^3 \cdot \frac{15}{600}}$$

$$F_{eq} = 4,55 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat ezarri den %95-eko fidakortasuna katalogoaren errodamenduetara moldatzeko 3.67 formula erabiltzen da.

$$L_{10} = \frac{600}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \frac{1}{0,95} \right]^{1,483}} = 969,22 \text{ milio bira}$$

$$C_A = 4,55 \cdot (969,22)^{1/3} = 45,03 \text{ kN}$$

Aukeratutako errodamendua:

izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]
QJ 307 MA	35	80	21	64	51

3.52 Taula: A euskarrirako errodamendua

Orain konprobatu behar da aukeratutako errodamendua egokia bada, horretarako aurreko prozesu berdina jarraitzen da, baina kasu honetan, interpolatzen karga axiala eta errodamenduaren kapazitate estatikoaren arteko zatiketaren balioa.

Lehenengo martxa:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2,606}{51} = 0,051$$

$$\frac{0,056 - 0,051}{1,71 - Y} = \frac{0,056 - 0,042}{1,71 - 1,85} \rightarrow Y = 1,76 \text{ eta } X = 0,56$$

Bigarren martxa:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,02}{51} = 0,021 \rightarrow Y = 2,15 \text{ eta } X = 0,56$$

Atzeko martxa:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,955}{51} = 0,038$$

$$\frac{0,042 - 0,038}{1,85 - Y} = \frac{0,042 - 0,028}{1,85 - 1,99} \rightarrow Y = 1,89 \text{ eta } X = 0,56$$

Orain berriro, martxa bakoitzeko indar erresultantea kalkulatzen da, gehienetan errodamenduak jasan beharreko F_e pixka bat handitzen da karga aplikazio faktore baten bitartez. Kasu honetan kargak 1,2-tik handituko dira.

$$F_{e1} = 0,56 \cdot 1 \cdot 5,884 + 1,76 \cdot 2,606 = 7,88 \cdot 1,2 = 9,46 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3,506 + 2,15 \cdot 1,02 = 4,16 \cdot 1,2 = 4,99 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 3,685 + 0 = 3,685 \cdot 1,2 = 4,42 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 4,339 + 0 = 4,339 \cdot 1,2 = 5,21 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 3,524 + 0 = 3,524 \cdot 1,2 = 4,23 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 0,56 \cdot 1 \cdot 3,691 + 1,89 \cdot 1,955 = 5,76 \cdot 1,2 = 6,91 \text{ kN}$$

Indar baliokidea hurrengoa izango da:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{9,46^3 \cdot \frac{60}{600} + 4,99^3 \cdot \frac{112,5}{600} + 4,42^3 \cdot \frac{150}{600} + 5,21^3 \cdot \frac{112,5}{600} + 4,23^3 \cdot \frac{150}{600} + 6,91^3 \cdot \frac{15}{600}}$$

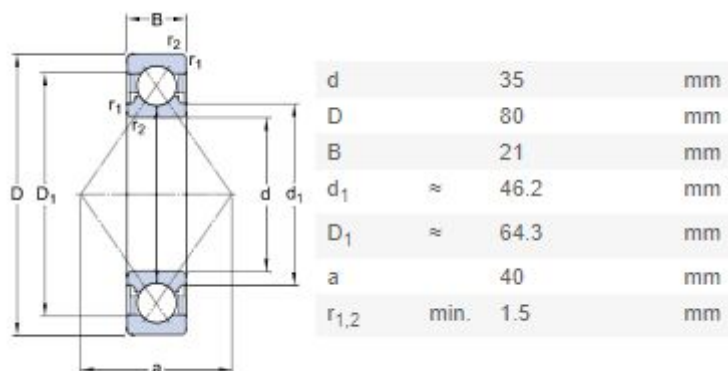
$$F_{eq} = 5,68 \text{ kN}$$

$$C_A = 5,68 \cdot (969,22)^{1/3} = 56,21 \text{ kN}$$

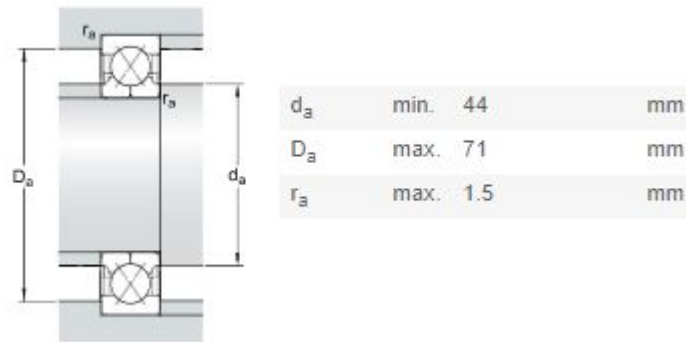
Orain aukeratutako errodamenduaren karga dinamikoarekin konparatzen badugu, ikus daiteke jasan beharreko karga txikiagoa dela.

$$56,21 \text{ kN} < 64 \text{ kN}$$

Aukeratutako errodamenduaren dimentsio nagusiak:



3.36 Irudia: QJ 307 MA errodamenduaren dimentsio nagusiak



3.37 Irudia: QJ 307 MA errodamenduaren ahokalekuaren dimentsioak

- B euskarria

Kasu honetan bakarrik karga erradiala jasan behar du errodamenduak, horrexegatik arrabol zilindrikodun bat erabiltzea hautatu da.

B euskarriak martxa bakoitzaren ondorioz jasaten duen erreakzioak hurrengoak dira:

Martxa	R_{yB} [Kg]	R_{zB} [Kg]	R_{rB} [Kg]	R_{rB} [kN]
AU1	200,35	408,281	454,79	4,461
AU2	191,327	384,972	429,895	4,217
AU3	162,565	310,674	350,636	3,44
AU5	165,049	317,129	357,51	3,507
AU6	74,478	81,744	110,585	1,085
AM	443,449	1037,209	1128,017	11,066

3.53 Taula: B euskarriko erreakzioak

Martxa bakoitzaren bitzita aurreko berdina da, eta nola euskarri hau aurreko ardatz berdina kokatuta dago, azken honen abiadura berdina izango dira.

Aurrean aipatu denez, errodamenduak karga axiala jasaten ez badu, $X=1$ eta $Y=0$ balioa hartzen dute. Ondorioz:

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 4,461 + 0 = 4,461 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 4,217 + 0 = 4,217 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 3,44 + 0 = 3,44 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 3,507 + 0 = 3,507 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 1,085 + 0 = 1,085 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 11,066 + 0 = 11,066 \text{ kN}$$

Aplikazio faktoreaz balio hauek handituko dira, aurrekoan bezala bider 1,2 eginez:

$$F_{e1} = 4,461 \cdot 1,2 = 5,35 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 4,217 \cdot 1,2 = 5,06 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 3,44 \cdot 1,2 = 4,128 \text{ k}$$

$$F_{e5} = 3,507 \cdot 1,2 = 4,21 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1,085 \cdot 1,2 = 1,302 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 11,066 \cdot 1,2 = 13,28 \text{ kN}$$

Orain indar baliokidea lortzen da, kasu honetan formulari faktorea 10/3 baliokoa izango da:

$$F_{eq} = \sqrt{\frac{10}{3} \left(5,35^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{60}{600} + 5,06^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{112,5}{600} + 4,128^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{150}{600} + 4,21^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{112,5}{600} + 1,302^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{150}{600} + 13,28^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{15}{600} \right)}$$

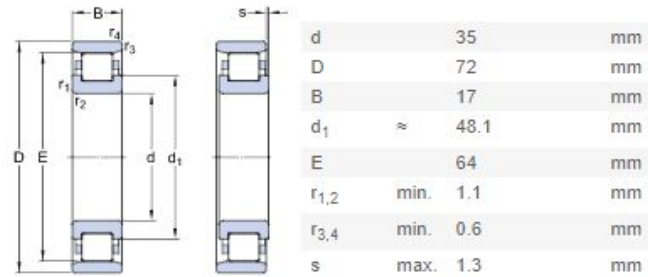
$$F_{eq} = 5,29 \text{ kN}$$

$$C_B = 5,29 \cdot (969,22)^{3/10} = 41,64 \text{ kN}$$

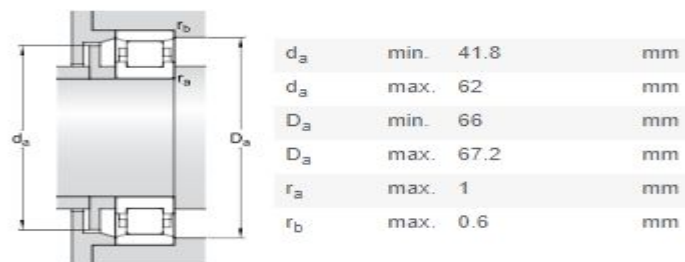
Aukeratutako errodamendua:

izendapena	<i>d</i> [mm]	<i>D</i> [mm]	<i>B</i> [mm]	<i>C</i> [kN]	<i>C</i> ₀ [kN]
N 207 ECM	35	72	17	56	48

3.54 Taula: N 207 ECM errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.38 Irudia: N 207 ECM errodamenduaren dimentsio nagusiak



3.39 Irudia: N 207 ECM errodamenduaren ahokalekuaren dimentsioak

-Ardatz sekundarioa

C euskarria ardatz primarioan ahokatzen denez, sekzio erradial txikia eta gaitasun erradiala soilik daukan orrazdun errodamendua erabiliko da. Aldiz, D euskarrian, gaitasun erradiala eta axiala duenerrotularako arraboldun errodamendua erabiliko da.

- C euskarria

Euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erradial erresultanteak lortzen dira.

Martxa	R_{yC} [Kg]	R_{zC} [Kg]	R_{rC} [Kg]	R_{rC} [kN]
AU1	260,434	902,42	939,248	9,214
AU2	120,456	436,014	452,347	4,438
AU3	79,62	279,721	290,832	2,853
AU5	34,198	132,531	136,872	1,343
AU6	123,376	354,473	375,33	3,682
AM	81,736	224,645	239,053	2,345

3.55 Taula: C euskarriko erreakzioak

Ondoren martxa bakoitzaren lan orduak eta pare maximoko biraketa abiadura biderkatuz, martxa eta indar bakoitzaren iraupena definitu behar da.

Martxa	n [rpm]	L_h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	625	500	18,75
AU2	1150	937,5	64,6875
AU3	1937,5	1250	145,3125
AU5	3250	937,5	182,8125
AU6	4000	1250	300
AM	700	125	5,25
GUZTIRA		5000	716,8125

3.56 Taula: Ardatz sekundarioaren abiadurak eta iraupenak

Aurrean aipatu denez, errodamenduak karga axiala jasaten ez badu, $X=1$ eta $Y=0$ balioa hartzen dute. Ondorioz:

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 9,214 + 0 = 9,214 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 4,438 + 0 = 4,438 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 2,853 + 0 = 2,853 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 1,343 + 0 = 1,343 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 3,682 + 0 = 3,682 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 2,345 + 0 = 2,345 \text{ kN}$$

Aplikazio faktoreaz balio hauek handituko dira, aurrekoan bezala bider 1,2 eginez:

$$F_{e1} = 9,214 \cdot 1,2 = 11,06 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 4,438 \cdot 1,2 = 5,33 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 2,853 \cdot 1,2 = 3,42 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,343 \cdot 1,2 = 1,61 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 3,682 \cdot 1,2 = 8,02 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 2,345 \cdot 1,2 = 2,81 \text{ kN}$$

Orain indar baliokidea lortzen da, kasu honetan formulatan a faktorea 10/3 baliokoa izango da:

$$F_{eq} = \sqrt{\frac{10}{3} \left[11,06 \cdot \frac{18,75}{716,8125} + 5,33 \cdot \frac{64,6875}{716,8125} + 3,42 \cdot \frac{145,3125}{716,8125} + 1,61 \cdot \frac{182,8125}{716,8125} + 8,02 \cdot \frac{300}{716,8125} + 2,81 \cdot \frac{5,25}{716,8125} \right]}$$

$$F_{eq} = 6,63 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat ezarri den %95-eko fidakortasuna katalogoaren errodamenduetara moldatzeko 3.67 formula erabiltzen da.

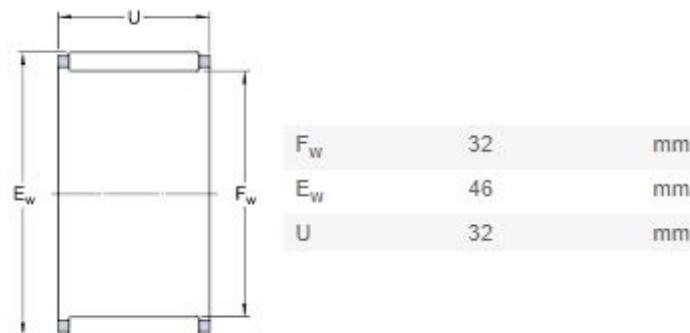
$$L_{10} = \frac{716,8125}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \frac{1}{0,95} \right]^{1,483}} = 1157,912 \text{ milioi bira}$$

Bukatzeko 3.66 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da eta errodamendu egokiena aukeratzen da.

$$C_c = 6,63 \cdot (1157,912)^{3/10} = 55,05 \text{ kN}$$

Izendapena	<i>d</i> [mm]	<i>D</i> [mm]	<i>B</i> [mm]	<i>C</i> [kN]	<i>C</i> ₀ [kN]
K 32x46x32	32	46	32	62,7	83

3.57 Taula: K 32x46x32 errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.40 Irudia: K 32x46x32 errodamenduaren dimentsio nagusiak

-D euskarria

Karga erradialak eta axialak jasaten dituen errodamendua erabiliko da euskarri honetarako, karga dinamiko baliokidea bi karga mota horien arabera eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera aldatzen da. Kasu honetan errotularako arraboldun errodamendua erabiliko da, errodamendu mota honek karga erradial handiak jasan ditzake, eta gainera karga

axialak jasaten ditu bi norabideetan. Karga dinamiko baliokidea bi karga mota horien eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera izaten da.

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ denean}$$

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e \text{ denean}$$

3.73 Formula

Aurreko kasuetan bezala, errodamenduaren karga erradialen eta axialen erresultanteak lortu behar dira.

Martxa	R_{xD} [Kg]	R_{xD} [kN]	R_{yD} [Kg]	R_{zD} [Kg]	R_{rD} [Kg]	R_{rD} [kN]
AU1	464,86	4,56	234,26	374,772	441,964	4,336
AU2	303,172	2,974	202,174	396,945	445,466	4,37
AU3	224,792	2,205	159,599	337,89	373,686	3,666
AU5	178,793	1,754	156,07	358,699	391,181	3,837
AU6	166,022	1,629	53,301	101,669	114,794	1,126
AM	-	-	389,241	1069,795	1138,407	11,168

3.58 Taula: D euskarrietako erreakzioak

D euskarria nola C euskarriaren ardatz berean dago kokatuta, honek izango dituen iraupenak berdinak izango dira.

$$F_{eq_{aD}} = \sqrt{\frac{10}{3} \left(4,56 \frac{10}{3} \cdot \frac{18,75}{716,8125} + 2,974 \frac{10}{3} \cdot \frac{64,6875}{716,8125} + 2,205 \frac{10}{3} \cdot \frac{145,3125}{716,8125} + 1,754 \frac{10}{3} \cdot \frac{182,8125}{716,8125} + 1,629 \frac{10}{3} \cdot \frac{300}{716,8125} + 0 \frac{10}{3} \cdot \frac{5,25}{716,8125} \right)}$$

$$F_{eq_{aD}} = 2,22 \text{ kN}$$

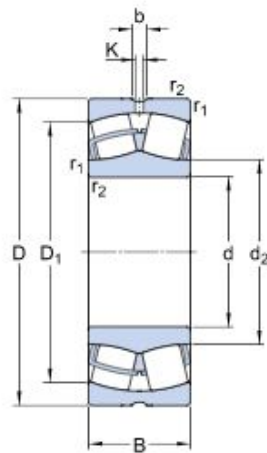
$$F_{eq_{rD}} = \sqrt{\frac{10}{3} \left(4,336 \frac{10}{3} \cdot \frac{18,75}{716,8125} + 4,37 \frac{10}{3} \cdot \frac{64,6875}{716,8125} + 3,666 \frac{10}{3} \cdot \frac{145,3125}{716,8125} + 3,837 \frac{10}{3} \cdot \frac{182,8125}{716,8125} + 1,126 \frac{10}{3} \cdot \frac{300}{716,8125} + 11,168 \frac{10}{3} \cdot \frac{5,25}{716,8125} \right)}$$

$$F_{eq_{rD}} = 3,68 \text{ kN}$$

Errodamendua aukeratzeko orduan, kalkulu faktoreak behar dira eta katalogoko errodamenduak aztertzen dira egokienera iritsi arte. Nola ardatzaren diametroa 35 mm-koa izanda, bertatik hasten da bilatzen. Aproposena 22207 E errodamendua dela erabaki, orain bere konprobazioa egingo da.

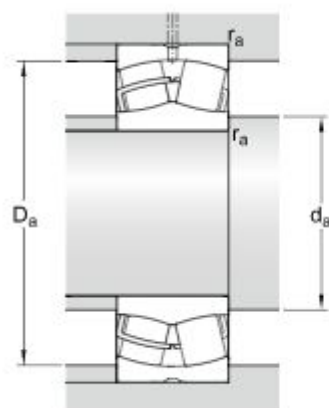
Izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	e	Y_1	Y_2	Y_0
22207 E	35	72	23	88,8	85	0,31	2,2	3,3	2,2

3.59 Taula: 22207 Errodamenduaren ezaugarri nagusiak



d		35	mm
D		72	mm
B		23	mm
d_2	≈	44.5	mm
D_1	≈	61.8	mm
b		3.7	mm
K		2	mm
$r_{1,2}$	min.	1.1	mm

3.41 Irudia: 22207 Errodamenduaren dimentsio nagusiak



d_a	min.	42	mm
D_a	max.	65	mm
r_a	max.	1	mm

3.42 Irudia: 22207 Errodamenduaren ahokalekuaren dimentsioak

Ondoren karga axiala eta erradialaren arteko zatidura e faktorearekin konparatzen da eta honen arabera:

$$\frac{F_{eq_{aD}}}{F_{eq_{rD}}} = \frac{2,22}{3,68} = 0,603$$

Nola $\frac{F_a}{F_r} > e$ denez:

$$P_D = 0,67 \cdot 3,68 + 3,33 \cdot 2,22 = 9,79 \text{ kN}$$

Konprobaketa bukatzeko karga gaitasun dinamikoa konprobatzen da eta azken hau errodamenduak daukan karga gaitasunaren azpitik aurkitu behar da.

$$C_D = 9,79 \cdot (1157,912)^{3/10} = 81,28 \text{ kN} < 88,8 \text{ kN}$$

Hortaz, 22207 E errodamenduak nahiko karga gaitasun dauka eta errodamendu aproposa da D euskarrirako.

-Ardatz primarioa

Ardatz honetan F euskarriak bereziki karga altuak jasan behar ditu, eta horrexegatik euskarri honetarako gaitasun erradial eta axial handia duen errotularako arraboldun errodamendua erabiliko da. Beste aldetik, E euskarrirako, gaitasun erradiala soilik duen arrabol zilindrikodun errodamenduaz baliatu da.

-E euskarria

Euskarriari dagozkio erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erradial erresultantea lortzen da.

Martxa	R_{yE} [Kg]	R_{zE} [Kg]	R_{rE} [Kg]	R_{rE} [kN]
AU1	74,576	351,552	359,375	3,525
AU2	38,06	227,977	231,132	2,267
AU3	27,407	187,205	189,2	1,856
AU5	15,558	148,807	149,618	1,468
AU6	38,822	206,705	210,319	2,063
AM	27,959	55,631	62,262	0,611

3.60 Taula: E euskarriko erreakzioak

Ondoren martxa bakoitzaren lan orduak eta pare maximoko biraketa abiadura biderkatuz, martxa eta indar bakoitzaren iraupena definitu behar da.

Martxa	n [rpm]	L_h [ordu]	L [milioi bira]
AU1	2500	500	75
AU2	2500	937,5	140,625
AU3	2500	1250	187,5
AU5	2500	937,5	140,625
AU6	2500	1250	187,5
AM	2500	125	18,75
GUZTIRA		5000	750

3.61 Taula: Ardatz primarioaren abiadurak eta iraupenak

Aurrean aipatu denez, errodamenduak karga axiala jasaten ez badu, $X=1$ eta $Y=0$ balioa hartzen dute. Ondorioz:

$$F_{e1} = 1 \cdot 1 \cdot 3,525 + 0 = 3,525 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 1 \cdot 1 \cdot 2,267 + 0 = 2,267 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1 \cdot 1 \cdot 1,856 + 0 = 1,856 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1 \cdot 1 \cdot 1,468 + 0 = 1,468 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 1 \cdot 1 \cdot 2,063 + 0 = 2,063 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 1 \cdot 1 \cdot 0,611 + 0 = 0,611 \text{ kN}$$

Aplikazio faktoreaz balio hauek handituko dira, aurrekoan bezala bider 1,2 eginez:

$$F_{e1} = 3,525 \cdot 1,2 = 4,23 \text{ kN}$$

$$F_{e2} = 2,267 \cdot 1,2 = 2,72 \text{ kN}$$

$$F_{e3} = 1,856 \cdot 1,2 = 2,23 \text{ kN}$$

$$F_{e5} = 1,468 \cdot 1,2 = 1,76 \text{ kN}$$

$$F_{e6} = 2,063 \cdot 1,2 = 2,48 \text{ kN}$$

$$F_{eMA} = 0,611 \cdot 1,2 = 0,73 \text{ kN}$$

Orain indar baliokidea lortzen da, kasu honetan formulari a faktorea 10/3 baliokoa izango da:

$$F_{eq} = \sqrt[10]{\begin{matrix} 4,23 \frac{10}{3} \cdot \frac{75}{750} + 2,72 \frac{10}{3} \cdot \frac{140,625}{750} + 2,23 \frac{10}{3} \cdot \frac{187,5}{750} \\ + 1,76 \frac{10}{3} \cdot \frac{140,625}{750} + 2,48 \frac{10}{3} \cdot \frac{187,5}{750} + 0,73 \frac{10}{3} \cdot \frac{18,75}{750} \end{matrix}}$$

$$F_{eq} = 2,70 \text{ kN}$$

Errodamenduentzat ezarri den %95-eko fidakortasuna katalogoaren errodamenduetara moldatzeko 3.67 formula erabiltzen da.

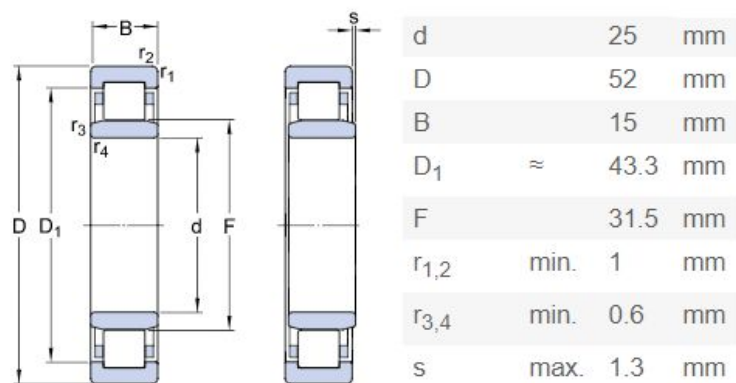
$$L_{10} = \frac{750}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \frac{1}{0,95} \right]^{1,483}} = 1211,52 \text{ milioi bira}$$

Bukatzeko 3.66 formularekin karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da eta ondoren errodamendu egokiena aukeratzen da.

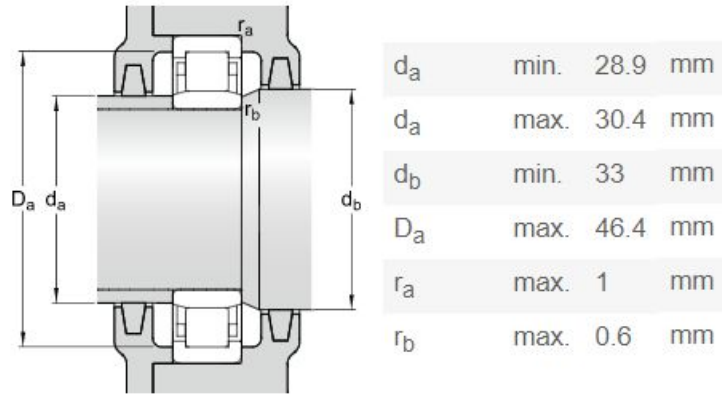
$$C_E = 2,7 \cdot (1211,52)^{3/10} = 22,72 \text{ kN}$$

Izendapena	<i>d</i> [mm]	<i>D</i> [mm]	<i>B</i> [mm]	<i>C</i> [kN]	<i>C</i> ₀ [kN]
NU 205 ECP	25	52	15	32,5	27

3.62 Taula: NU 205 ECP errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.43 Irudia: NU 205 ECP errodamenduaren dimentsio nagusiak



3.44 Irudia: NU 205 ECP errodamenduaren ahokalekuarendimentsioak

E euskarriko NU 205 ECP errodamendua aukeratu da beharrezko karga gaitasuna baitu.

-F euskarria

Euskarri honetarako errotularako arraboldun errodamendua erabiliko da, karga erradial eta axial handiak jasan behar dituelako. Ardatz sekundarioko D euskarrian azaldu den bezala, karga dinamiko baliokidea bi karga mota eta errodamenduaren kalkulu faktoreen arabera izango da.

Errodamenduarren karga axiala martxa guztietan konstantea da eta karga erradialerako, euskarriari dagozkion erreakzioekin martxa bakoitzeko karga erresultantea lortu behar da.

Martxa	R_{xF} [Kg]	R_{xF} [kN]	R_{yF} [Kg]	R_{zF} [Kg]	R_{rF} [Kg]	R_{rF} [kN]
AU1	199,227	1,954	122,997	1801,343	1805,537	17,712
AU2	199,227	1,954	53,497	1211,362	1212,543	11,895
AU3	199,227	1,954	104,986	1014,297	1019,716	10,003
AU5	199,227	1,954	162,257	828,709	844,444	8,284
AU6	199,227	1,954	49,815	1108,549	1109,668	10,886
AM	199,227	1,954	102,318	378,357	391,948	3,845

3.63 Taula: F euskarriaren erreakzioak

F euskarri E euskarriaren ardatz berean dago, horrexegatik beren abiadurak eta iraupenak berdinak dira. Nola karga axiala konstantea da martxa guztietan, karga axial baliokidearen balioa karga axialaren berdina da. Aldiz, karga erradial baliokidea 3.69 formularekin determinatzen da.

$$F_{eq_{aF}} = 1,954 \text{ kN}$$

$$F_{eq_{rF}} =$$

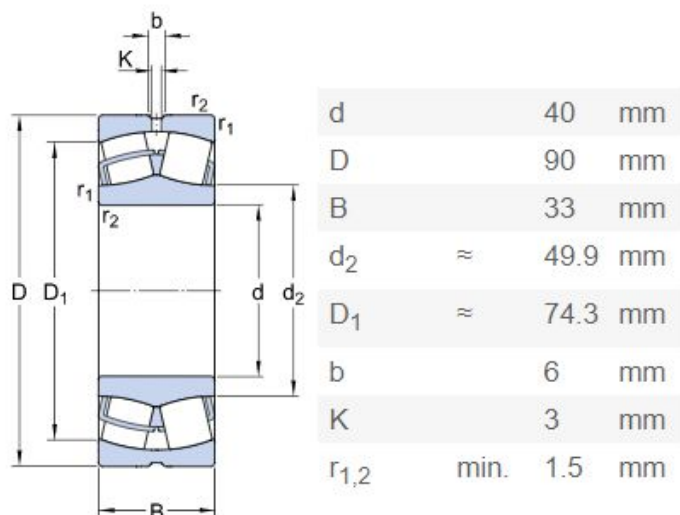
$$\sqrt{\frac{10}{3} \left[17,712 \cdot \frac{75}{750} + 11,895 \cdot \frac{140,625}{750} + 10,003 \cdot \frac{187,5}{750} + 8,284 \cdot \frac{140,625}{750} + 10,886 \cdot \frac{187,5}{750} + 3,845 \cdot \frac{18,75}{750} \right]}$$

$$F_{eq_{rF}} = 11,70 \text{ kN}$$

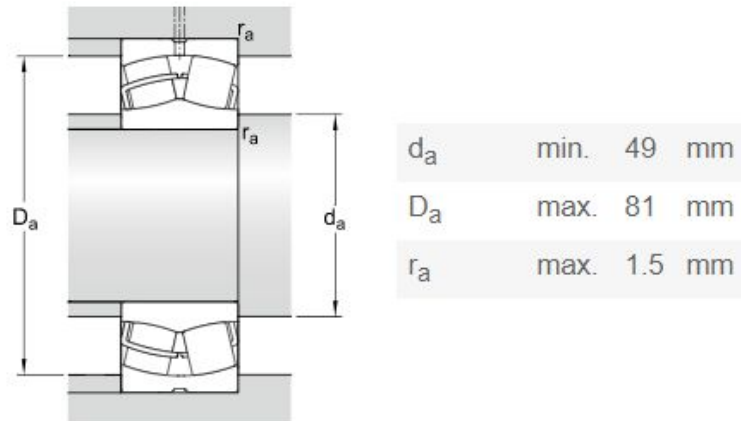
Errodamenduaren aukeraketarako, hauen kalkulu faktoreak behar dira, katalogotik errodamenduak eta beren karga gaitasuna konprobatzen da egokiena den errodamendua aurkitu arte. Errodamendu apropos bat 22308 E dela ondorioztatu da eta orain bere konprobazioa burutuko da bere kalkulu faktorearekin.

Izendapena	<i>d</i> [mm]	<i>D</i> [mm]	<i>B</i> [mm]	<i>C</i> [kN]	<i>C</i> ₀ [kN]	<i>e</i>	<i>Y</i> ₁	<i>Y</i> ₂	<i>Y</i> ₀
22308 E	40	90	33	155	140	0,37	1,8	2,7	1,8

3.64 Taula: 22308 E errodamenduaren ezaugarri nagusiak



3.45 Irudia: 22308 E errodamenduaren dimentsio nagusiak



3.46 Irudia: 22308 E errodamenduaren ahokalekuaren dimentsioak

Ondoren karga axiala eta erradialaren arteko zatidura e faktorearekin konparatzen da eta honen arabera:

$$\frac{F_{eq_{aF}}}{F_{eq_{rF}}} = \frac{1,954}{11,70} = 0,167$$

Nola $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ denez:

$$P_F = 11,7 + 1,8 \cdot 1,954 = 15,22 \text{ kN}$$

Konprobaketa bukatzeko karga gaitasun dinamikoa konprobatzen da eta azken hau errodamenduak daukan karga gaitasunaren azpitik aurkitu behar da.

$$C_F = 15,22 \cdot (1211,52)^{3/10} = 128,04 \text{ kN} < 155 \text{ kN}$$

Hortaz, 22308 E errodamenduak nahiko karga gaitasun dauka eta errodamendu aproposa da F euskarrirako.

3.4.6.2 GURPIL ASKEEN ERRODAMENDUAK

Ardatz sekundarioko eta atzera martxako gurpilek libreki eta higadura edo marruskadurarik gabe biratzeko, sekzio erradial txikian karga erradial altuak jasan ditzaketen orrazdun errodamenduen gain muntatzen dira.

Errodamendu hauek gurpilen indar tangenziala eta erradiala jasaten dute, gurpil bakoitzeko indarrekin karga erradial erresultanteak zehazten dira, karga dinamiko baliokidearekin bat datozenak.

Martxa	Gurpila	F_t [Kg]	F_r [Kg]	F [Kg]	F [kN]
AU1	4	1277,192	494,694	1369,65	13,436
AU2	6	832,959	322,63	893,259	8,763
AU3	8	617,611	239,219	662,321	6,497
AU5	10	491,23	190,268	526,791	5,168
AU6	12	456,142	176,677	489,163	4,799
AM	14	2588,88	-	2588,88	25,397

3.65 Taula: Gurpil askeen indarrak

Gurpiletako indarrek beren martxen iraupena bera dute eta biraketa abiadurarekin indar eta errodamendu bakoitzaren iraupena definitzen da. Aukeratutako fidakortasuna $R=0,95$ katalogoko errodamenduetara moldatzen da. Gurpilen abiadurak ardatz sekundarioko abiaduraren berdinak izango dira.

Martxa	n [rpm]	L_h [ordu]	L [milioi bira]	L_{10} Fidakortasuna $R=0,95$ [milioi bira]
AU1	625	500	18,75	30,288
AU2	1150	937,5	64,6875	104,494
AU3	1937,5	1250	145,3125	234,732
AU5	3250	937,5	182,8125	295,308
AU6	4000	1250	300	484,609
AM	700	125	5,25	8,481

3.66 Taula: Gurpil askeen abiadurak eta iraupenak

Bukatzeko, 3.66 formularekin errodamendu bakoitzak izan behar duen karga gaitasun dinamikoa kalkulatzen da. Ardatz sekundarioko gurpil askeenerrodamenduak 40 mm-ko diametroan daude kokatuta. Atzerako martxaren gurpila, aldiz, 32 mm-ko barne-diametroa behar du eta honen zabalera 45 mm-ko da, gainera kanpo eraztuna beharrezkoa da gurpilean estu ahokatzeko eta horrela gurpilekin batera desplazatu ahal izateko, ezaugarri hauekin errodamendu aproposa aukeratzen da.

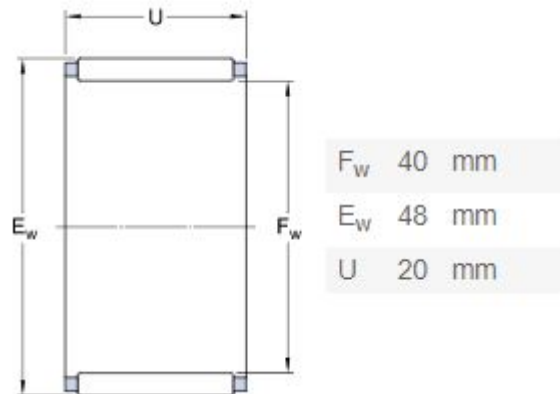
Martxa	Gurpila	F [kN]	L_{10} [milioi bira]	C [kN]	Errodamendua
AU1	4	13,436	30,288	37,381	K 40x48x20
AU2	6	8,763	104,494	35,35	K 40x48x20

AU3	8	6,497	234,732	33,411	K 40x48x20
AU5	10	5,168	295,308	28,471	K 40x48x20
AU6	12	4,799	484,609	30,674	K 40x48x20
AM	14	25,397	8,481	48,23	NKS 32

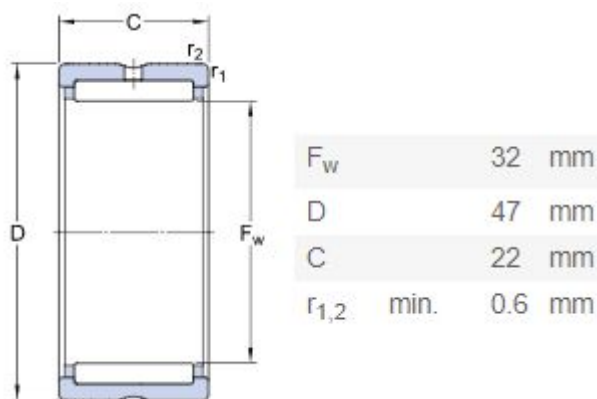
3.67 Taula: karga gaitasun dinamikoak eta aukeratutako errodamenduak

izendapena	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]
K 40x48x20	40	48	20	34,7	58,5
NKS 32	32	47	22	74,1	96,5

3.68 Taula: K 40x48x20 eta NKS 32 errodamenduen ezaugarri nagusiak



3.47 Irudia: K 40x48x20 errodamenduaren dimentsio nagusiak



3.48 Irudia: NKS 32 errodamenduaren dimentsio nagusiak

Ardatz sekundarioko gurpiletarako errodamendu bera hautatu da, nola gurpilen zabalera handiegia denez, gurpil bakoitzean bi errodamendu jarriko dira, hauek elkarren jarraian jartzen dira eta baita ere, karga dinamikoa bien artean banatzen dute. Atzeko martxako gurpilarako, 14. gurpila, NKS 32 errodamendua hautatu, aurrekin gertatzen den bezala behar den luzera

handiegia denez gero, bi errodamendu elkarren jarraian jarriko dira, karga dinamikoa bien artean banatzen da baita ere.

3.4.7 SINKRONIZATZAILEAK

Ardatz sekundarioko gurpil askeak sinkronizatzaileen bitartez ardatzera akoplatu daitezke eta biak batera bira dezakete, modu honetan ardatzera biraketa momentua transmititzen. Sinkronizatzaile batek 3 elementu nagusiz osatzen da, koroa (barneko ildaskatua duena), kubo (zeinek kanpo ildaskatua dauka koroarekin batera biratzeko eta barne ildaskatua ardatzarekin batera birarazteko) eta azkenik, eraztun sinkronizatzailea (honek konikotasuna dauka eta kubo barnean finkatzen da, elementu hau gurpil askeekin bat egiten dute, azken hauek pixka bat balaztatuz eta akoplamendu egokia lortuz). Hurrengo irudian sinkronizatzaile baten despiezaketa ikus daiteke:



3.49 Irudia: sinkronizatzaile baten despiezaketa

Martxa aukeratzean, eraztun sinkronizatzaileak gurpil askea geldiarazi eta hauek abiadura berdina edukitzeta eta sinkronizatzailearen eta gurpilaren arrasteko hortzen arteko engranea leunagoa izatea ahalbidetzen du. Kasu honetan martxen sinkronizatzaileak desberdinak izango dira, sinkronizatzaileak akoplamendua egiteko eta biraketa transmititzeko gai izan behar dira, 3 sinkronizatzaile desberdintzen dira, batetik 1º eta 2º martxakoa, bestetik, 3º eta 4º martxakoa eta bukatzeko 5º eta 6º martxakoa.

3.4.7.1 AKOPLAMENDU KONIKOA

Gurpilaren eta eraztun sinkronizatzailearen arteko konikotasunak, kono motako enbrage modukoa, marruskadura bitartez gurpil askea pixka bat geldiarazten du eta akoplatzea modu errazago eta leun batean gertatzen da. Aipatu den moduan, enbrage koniko baten moduan egiten dute, horrexegatik kalkuluak burutzeko enbrage mota horietan erabiltzen diren formula berdinak erabiltzen dira. Konprobatu behar da konikotasun hori jasaten duen transmititu beharreko momentu pareak. Higadura uniformeko hipotesia erabiltzen da.

$$T_{roz} = \frac{\mu \cdot F_n \cdot (r_k + r_b)}{2 \cdot \sin \alpha}$$

3.74 Formula

$$F_n = 2 \cdot \pi \cdot p_{max} \cdot r_b \cdot (r_k - r_b)$$

3.75 Formula

Non:

T_{roz} : sinkronizatzaileek jasan ditzaken pareak [Nmm]

p_{max} : presio maximoa $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$

μ : marruskadura koefizientea (0,25)

r_b eta r_k : barne eta kanpo diametroak [mm]

α : konikotasun angelua [°]

Presio maximoa 85 N/mm² -koa da eta akoplamenduaren eraginkortasuna handitzeko eta autoerretentzioa ekiditeko, konoak 10-15° bitarteko angelua izatea gomendatzen da, kasu honetan 12°-ko inklinazio angelua hartu da.

Aurrean aipatu diren martxan bikoten sinkronizatzaileak izan beharrezko konikotasuna aztertu behar da, nola 3 sinkronizatzaileak dimentsio desberdineakoak direnez, hirurak aztertu behar dira. Lehenengo bakoitzak izango duen kanpo eta barne diametroekin kalkulatu da ia gai diren bakoitzak jasan beharreko pare maximoa transmititzeko gai diren.

1° eta 2° martxetako sinkronizatzailea:

$$r_k = 35 \text{ mm}; r_b = 32,8745 \text{ mm}$$

$$F_n = 2 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 32,8745 \cdot (35 - 32,8745) = 37318,06 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,25 \cdot 37318,06 \cdot (35 + 32,8745)}{2 \cdot \sin 12^\circ} = 1522848,87 \text{ Nmm} \rightarrow 1522,85 \text{ Nm}$$

Sinkronizatzailea jasan dezakeen pare 1522,85 Nm-koa da, hauxe konparatu behar da errealitatean gurpil askeek transmitituko duten parearekin. Nola sinkronizatzaile hau 1° eta 2° martxetako pare transmititu behar duenez, hau transmititu beharreko pare maximoa, 1° martxak ematen duen pare maximoa da, hau da, 1280 Nm. Nola aukeratutako konikotasunarekin 1522,85 Nm transmititu dezake sinkronizatzaileak, aukeratutako dimentsionaketa egokia da.

$$T_{roz} = 1522,85 \text{ Nm} > 1280 \text{ Nm}$$

Hartutako diametroekin akoplamendu konikoetan sortzen den marruskadura momentua behar dena baino handiagoa da.

3° eta 4° martxetako sinkronizatzailea:

$$r_k = 30 \text{ mm}; r_b = 27,8745 \text{ mm}$$

$$F_n = 2 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 27,8745 \cdot (30 - 27,8745) = 31642,22 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,25 \cdot 31642,22 \cdot (30 + 27,8745)}{2 \cdot \sin 12^\circ} = 1100994,99 \text{ Nmm} \rightarrow 1101 \text{ Nm}$$

Sinkronizatzailea jasan dezakeen pare 1101 Nm-koa da, hauxe konparatu behar da errealitatean gurpil askeek transmitituko duten parearekin. Nola sinkronizatzaile hau 3° eta 4° martxetako pare transmititu behar duenez, hau transmititu beharreko pare maximoa, 3° martxak ematen duen pare maximoa da, hau da, 412,9 Nm. Nola aukeratutako konikotasunarekin 1101 Nm transmititu dezake sinkronizatzaileak, aukeratutako dimentsionaketa egokia da.

$$T_{roz} = 1101 \text{ Nm} > 412,9 \text{ Nm}$$

Hartutako diametroekin akoplamendu konikoetan sortzen den marruskadura momentua behar dena baino handiagoa da.

5° eta 6° martxetako sinkronizatzailea:

$$r_k = 25 \text{ mm}; r_b = 22,8745 \text{ mm}$$

$$F_n = 2 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 22,8745 \cdot (25 - 22,8745) = 25960,84 \text{ N}$$

$$T_{roz} = \frac{0,25 \cdot 25960,84 \cdot (25 + 22,8745)}{2 \cdot \sin 12^\circ} = 747237,61 \text{ Nmm} \rightarrow 747,24 \text{ Nm}$$

Sinkronizatzailea jasan dezakeen pare 747,24 Nm-koa da, hauxe konparatu behar da errealitatean gurpil askeek transmitituko duten parearekin. Nola sinkronizatzaile hau 5° eta 6° martxetako pare transmititu behar duenez, hau transmititu beharreko pare maximoa, 5° martxak ematen duen pare maximoa da, hau da, 246 Nm. Nola aukeratutako konikotasunarekin 747,24 Nm transmititu dezake sinkronizatzaileak, aukeratutako dimentsionaketa egokia da.

$$T_{roz} 747,24 \text{ Nm} > 246 \text{ Nm}$$

Hartutako diametroekin akoplamendu konikoetan sortzen den marruskadura momentua behar dena baino handiagoa da.

3.4.7.2 ILDASKATUA

Gurpil askeek albo batean dituzten ildaskatuaren bitartez biraketa sinkronizatzaileetara transmititzen da, eraztun sinkronizatzaileak baita ere ildaskatu berdina izango dute. Ildaskatu hauek kalkulatzeko aurrean beste ildaskatuekin erabilitako ebazpen berdina erabiltzen da. Beste elementuen dimentsioak kontuan hartuz, 90 mm-ko, 80 mm-ko eta 70 mm-ko erreferentziazko diametroak eta 4 mm-ko moduluak dituzten DIN 5480 ildaskatuak erabiltzen dira. Hurrengo taulan ildaskatuen datuak agertzen dira:

Erreferentziazko Diametroa d_B [mm]	z (hertz kopurua)	m (modulua)	d	Diametro Basikoa d_{ba} [mm]
70	16	4	64	55,43
80	18	4	72	62,35
90	21	4	84	72,75

3.69 Taula: 90 mm diametroko ildaskatua

Ildaskatu hauek gurpil askeen parte izanda, beren materiala dute, 16MnCr5 eta isurpen tentsio berak dituzte. 3.63 eta 3.64 formulak erabiliz hortzek izan behar duten gutxieneko zabalera determinatzen da.

1° eta 2° martxetako sinkronizatzailea:

Erreferentziazko diametroa 90 mm-koa da. Gurpil handienak baitira, beste martxen gurpilak nola txikiagoak direnez sinkronizatzaileek izango dituzten arrasteko hortzetarako hartzen den erreferentziazko diametroa txikiagoa da.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{\pi \cdot 84^2 \cdot 30} = 3,92 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 130,48 \cdot 1,25}{84 \cdot 21 \cdot 3,36 \cdot 60} = 3,67 \text{ mm}$$

Horrenbestez, ebakiduragatiko edo zapalketagatiko hutsegiterik ez gertatzeko, hortzek 4 mm-ko zabalera izatea erabaki da.

DIN 5480 – 90x4x21

3º eta 4º martxetako sinkronizatzailea:

Erreferentziazko diametroa 80 mm-koa da, aurreko sinkronizatzailearekin jarraitutako metodo berdina gauzatzen da.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 42,09 \cdot 1,25}{\pi \cdot 72^2 \cdot 30} = 1,72 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 42,09 \cdot 1,25}{72 \cdot 18 \cdot 3,36 \cdot 60} = 1,61 \text{ mm}$$

Ildaskatu honek izan beharreko luzera minimoa 1,72 mm-koa da, baina sinkronizatzaile guztiak diametro ezberdinekoak izan arren, zabalera berdinekoak diseinatuko dira, horrexegatik aurrean kalkulaturako 1º eta 2º martxetako sinkronizatzaileerako luzera minimoa ezarriko da beste sinkronizatzaileetan, hau da, 4 mm-ko luzerako zabalera.

DIN 5480 – 80x4x18

5º eta 6º martxetako sinkronizatzailea:

Erreferentziazko diametroa 70 mm-koa hartu da, aurreko prozesu berdina jarraitzen da.

$$l_{ebak} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 25,076 \cdot 1,25}{\pi \cdot 64^2 \cdot 30} = 1,3 \text{ mm}$$

$$l_{zap} = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 25,076 \cdot 1,25}{64 \cdot 16 \cdot 3,36 \cdot 60} = 1,21 \text{ mm}$$

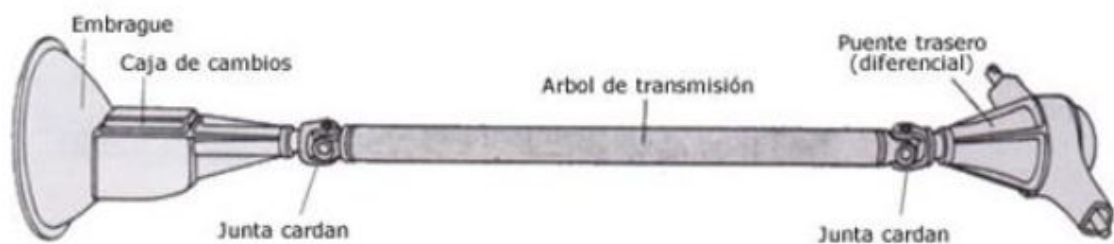
Ildaskatuaren luzera 4 mm-koa izango da.

DIN 5480 – 70x4x16

3.5 TRANSMISIO ARDATZA

Transmisio ardatza kutxa aldagailuko biraketa ibilgailuaren atzeko ardatzaren diferentzialera transmititzen duen atala da. Ardatz hauek diferentzialera dagoen distantzia luzea eta altuera diferentzia gaindituz biraketa transmititzeko gai da. Aurreko motorra eta atzeko trakzioa duen edozein ibilgailurako ezinbesteko elementu da kutxa aldagailuko potentzia diferentzialara eramateko.

Ardatzak eta beren loturak ezin dira erabat zurrinak izan, mugimendu eta bibrazioak jasateko ahalmena izan behar du. Horrexegatik kutxa aldagailuko ardatz sekundario eta diferentzialarekin lotzeko kardan junta deritzon edo giltzadura unibertsala izan behar ditu. Ondoren transmisio ardatza egokia diseinatuko da, baina kardan giltzadura automobilak dituen datu teknikoei begira komertzial bat aukeratuko da.



3.50 Irudia: transmisio ardatza

3.5.1 HASIERAKO DATUAK

Transmisio ardatzaren kalkuluekin hasi baino lehen, honek hurrengo baldintzak bete behar ditu eta diseinua hauen arabera finkatuko da:

- Motorraren pare maximoa: $T = 320000 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- Transmisio erlazio altuena: $i_1 = 4$
- Transmisio erlazio txikiena: $i_6 = 0,625$
- Transmisio ardatzaren luzera: $L: 1000 \text{ mm}$
- Kanpo eta barne erradioen arteko erlazioa: $\frac{r_b}{r_k} = 0,92$
- Transmisio ardatzaren materiala: *S275 altzairua*

Transmisio ardatza, ardatz bategaz eta bi kardan giltzaduraz osatuta dago.

3.5.2 ARDATZAREN PROFILAREN AUKERAKETA

Ziurtatu behar da aukeratzeko den perfil sekzioa momentu pare maximoa transmititzeko gai izaten dela, hau da, kutxa aldagailutik 1º martxan irteten den pare maximoa, deformazioak jasan barik. Horretarako hurrengo formula erabiltzen da, erabiliko den perfila sekzio zirkular hutsekoa da.

$$r_b = 0,92 \cdot r_k$$

$$\tau_{yp} \geq \frac{T \cdot r_k}{J} = \frac{T \cdot r_k}{\frac{\pi}{2} \cdot (r_k^4 - r_b^4)} \rightarrow \tau_{yp} \geq \frac{T \cdot r_k}{\frac{\pi}{2} \cdot (r_k^4 - (0,92 \cdot r_k)^4)} = \frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot r_k^3}$$

$$\tau_{yp} \geq \frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot r_k^3}$$

$$r_k \geq \sqrt[3]{\frac{T}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot \tau_{yp}}}$$

3.76 Formula

Non:

r_k : sekzio zirkularren kanpo erradioa [mm]

T : momentu pare maximoa [$N \cdot mm$]

τ_{yp} : materialaren isurpen tentsio ebakitzalea [$\frac{N}{mm^2}$]

Materiala S275 altzairua izanda, isurpen limitetako tentsio normala, $\sigma_{yp} = 275 N/mm^2$. Jakina da isurpen tentsio ebakitzalea isurpen tentsio normalaren erdia dela.

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{275}{2} = 137,5 N/mm^2$$

Pare maximoa 1º martxan ematen da transmisio erlazio altuena baidauka.

$$T_{max} = 320000 \cdot i_1 = 320000 \cdot 4 = 1280000 N/mm^2$$

Datu hauekin aurreko formula apliaktu daiteke eta kanpo erradio minimoa kalkulatu da:

$$r_k \geq \sqrt[3]{\frac{1280000}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,2836 \cdot 137,5}} = 27,54 \text{ mm}$$

Hurrengo altzairuzko sekzio prontuariotik lortutako emaitzei gehien hurbiltzen den sekzio zirkular hutseko perfila aukeratu da.

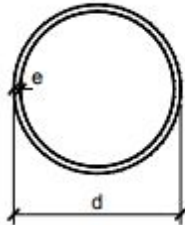


Tabla I.16.- PERFILES HUECOS REDONDOS

Perfil	Dimensiones			Peso p (N/m)	Términos de sección						
	d (mm)	e (mm)	u (mm)		A ·10 ² (mm ²)	I ·10 ⁴ (mm ⁴)	W ·10 ³ (mm ³)	i ·10 (mm)	I _T ·10 ⁴ (mm ⁴)	S ·10 ³ (mm ³)	
∅ 40.2	40	2	126	18,4	2,39	4,33	2,16	1,35	8,66	1,44	P
∅ 40.3	40	3	126	26,9	3,49	6,01	3,00	1,31	12,0	2,05	P
∅ 40.4	40	4	126	34,8	4,52	7,42	3,71	1,28	14,8	2,60	C
∅ 45.2	45	2	141	20,8	2,70	6,26	2,78	1,52	12,5	1,85	P
∅ 45.3	45	3	141	30,5	3,96	8,77	3,90	1,49	17,5	2,65	P
∅ 45.4	45	4	141	39,6	5,15	10,9	4,84	1,45	21,8	3,37	C
∅ 50.2	50	2	157	23,2	3,02	8,70	3,48	1,69	17,4	2,30	P
∅ 50.3	50	3	157	34,0	4,43	12,2	4,91	1,66	24,5	3,31	P
∅ 50.4	50	4	157	44,4	5,78	15,4	6,16	1,63	30,8	4,23	P
∅ 55.2	55	2	173	25,6	3,33	11,7	4,25	1,87	23,4	2,81	C
∅ 55.3	55	3	173	37,8	4,90	16,6	6,04	1,84	33,2	4,06	C
∅ 55.4	55	4	173	49,3	6,41	21,0	7,64	2,01	42,0	5,21	C
∅ 60.2	60	2	188	28,1	3,64	15,3	5,11	2,05	30,6	3,36	P
∅ 60.3	60	3	188	41,3	5,37	21,8	7,29	2,01	43,7	4,87	P
∅ 60.4	60	4	188	54,2	7,04	27,7	9,24	1,98	55,4	6,27	P
∅ 65.2	65	2	204	30,5	3,96	19,7	6,06	2,23	39,4	3,97	C
∅ 65.3	65	3	204	44,9	5,84	28,1	8,65	2,19	56,2	5,78	C
∅ 65.4	65	4	204	59,1	7,67	35,8	11,6	2,16	71,6	7,46	C
∅ 70.2	70	2	220	32,9	4,27	24,7	7,05	2,41	49,4	4,62	P
∅ 70.3	70	3	220	48,6	6,31	35,5	10,1	2,37	71,0	6,73	P
∅ 70.4	70	4	220	63,9	8,29	45,3	12,9	2,34	90,6	8,72	C
∅ 75.2	75	2	236	35,3	4,58	30,5	8,15	2,58	61,1	5,33	P
∅ 75.3	75	3	236	52,2	6,78	44,0	11,7	2,54	88,0	7,78	P
∅ 75.4	75	4	236	68,7	8,92	56,3	15,0	2,51	113	10,1	P

3.70 Taula: perfil zirkular hutsak

Aukeratutako perfila 60x2-koa da.

3.5.3 ARDATZAREN KONPROBAZIOA

-ERRESISTENTZIARA ASME KODIGO BITARTEZ

Aurrean ikusitako ASME kodigoa:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{C_m \cdot \sigma}{2}\right)^2 + (C_t \cdot \tau)^2} = \frac{d}{2 \cdot J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \tau_{yp}/CS$$

$$\tau_{max} = \frac{r_k}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \tau_{yp}/CS$$

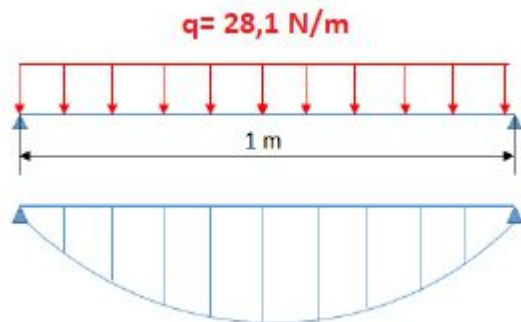
$$J = \frac{\pi}{2} \cdot (r_k^4 - r_b^4)$$

$$\frac{2 \cdot r_k}{\pi \cdot (r_k^4 - r_b^4)} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \tau_{yp}/CS$$

$C_m = 1,5$ eta $C_t = 1$. Aplikazio karga konstantea ardatz birakari batetan. 3.34 taulan, konstanteak kodigo asme-n.

Nola metodo hau nahiko kontserbakorra da erabiliko den segurtasun koefizientea 1-eko da.

Hautatutako ardatza 28,1 N/m pisua dauka eta karga uniformeki edukiko du metro batetan zehar. Ondoren:



Abzisa maximoa	M-ren balioa maximoa	Ezkerreko erreakzioa	Eskuineko erreakzioa
$\frac{L}{2}$	$\frac{q \cdot L^2}{8}$	$\frac{q \cdot L}{2}$	$\frac{q \cdot L}{2}$

3.71 Taula: ardatzeko diagrama momentua

$$M = \frac{28,1 \frac{N}{m} \cdot \frac{1m}{1000mm} \cdot (1000mm)^2}{8} = 3512,075 N \cdot mm$$

$$T = 1280000 N \cdot mm$$

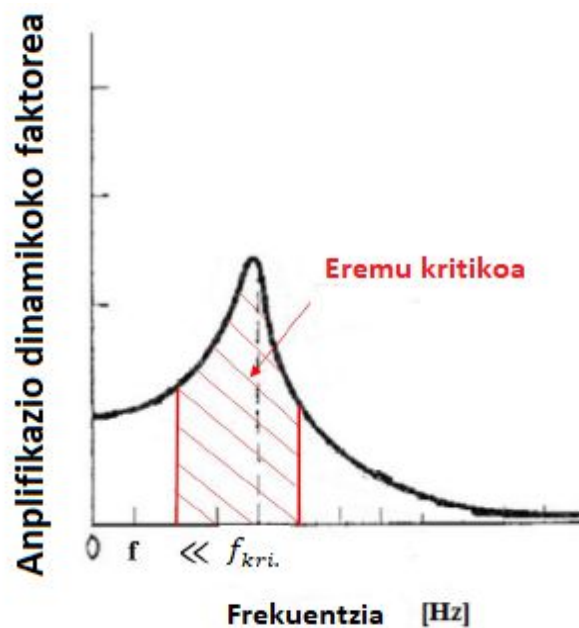
Datu guztiak edukita asme kodigoaren formula aplika daiteke eta konprobatzen da aukeratutako profila egokia den.

$$\frac{2 \cdot 30}{\pi \cdot (30^4 - 28^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 3512,5)^2 + (1 \cdot 1280000)^2} = 125,15 \frac{N}{mm^2} < 137,5 \frac{N}{mm^2}$$

Ikusi daitekeenez, ASME kodigoa bitartez lortzen de isurpen tentsio ebakitzaille maximoa materialak jasan ditzakeen isurpen tentsio ebakitzailetik azpitik dago, ondoren aukeratutako profila autoaren pare maximoa jasaten du erresistentziara.

-BIBRAZIOEN KONPROBAKETA.

Ardatza resonantzian ez sartzeko eta bibrazio gehiegi ez egoteko, honen biraketa frekuentzia, f , arrisku aldetik urrun kokatu behar da. Hori ez gertatzekotan ardatzan indar amplifikazioan agertuko dira eta ardatza ez luke aguantatuko.



3.51 Irudia: anplifikazio dinamikoko kurba

Horretarako, hurrengo bete behar da:

$$f \ll f_{kri.}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \rightarrow f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

3.77 Formula

$$f = \frac{\omega_{m,max}}{i_6} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi}$$

3.78 Formula

Bertan jokuan sartzten da Rayleigh-ren frekuentzia ekuazioa zeinek ardatzaren frekuentzia kritiko hurbildua eskaintzen du. Honek esaten du ardatzak jasaten dituen

deformazioak proportzionalak direla ardatzak estatikoki jasatzen dituen deformazioei masa dela eta:

$$f_{kri.} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum W \cdot y}{\sum W \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi}$$

$$\frac{\omega_{m,max}}{i_6} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \ll \sqrt{\frac{g \cdot \sum W \cdot y}{\sum W \cdot y^2}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi}$$

3.79 Formula

f : ardatzaren biraketa frekuentzia maximoa [Hz]

$f_{kri.}$: frekuentzia kritikoa [Hz]

$\omega_{m,max}$: biraketa erregimen maximoa $\left[\frac{rad}{s}\right]$

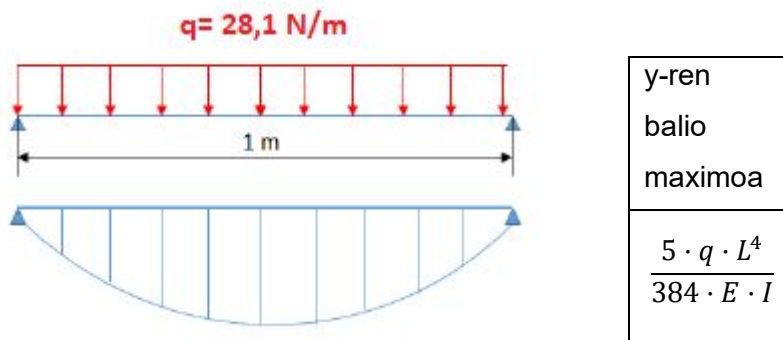
i_6 : transmisio erlazio txikiena, 6^o martxakoa [-]

g : azelerazio grabitatorioa $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

W : ardatzaren pisua [N]

y : ardatzaren deformazio maximoa [m]

$$f = \frac{4000rpm \cdot \frac{2 \cdot \pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}{0,625} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 106,6 \text{ Hz}$$



3.72 Taula: deformazioak ardatzean

$$q = 28,1 \frac{N}{m}$$

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

Elastizitate modulua edo Young modulua, E, estrukturen kalkulo eta diseinurako altzairuan hurrengo balioa hartzen du:

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$I = 15,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 = 15,3 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$y = \frac{5 \cdot 28,1 \cdot 1^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 15,3 \cdot 10^{-8}} = 1,14 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$f_{kri.} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 28,1 \cdot 1,14 \cdot 10^{-5}}{28,1 \cdot (1,14 \cdot 10^{-5})^2}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 147,64 \text{ Hz}$$

Ikusi daitekeenez ardatzean agertzen den frekuentzia ardatzak jasan ditzaken frekuentzi kritikotik azpitik dago, eta frekuentzia ez da kokatzen eremu kritikoan, honekin konprobatuta dago aukeratutako ardatza erresistentzia eta bibrazioen aldetik jasaten dituela.

3.5.4 KARDAN GILTZADURAK

Kardan giltzadurak komertzialak aukeratuko dira, hauek aukeratzeko orduan hurrengo datuak izan behar dira kontuan:

- Transmisio ardatzaren kanpo diametroa = 60 mm
- Biraketa abiadura maximoa $\rightarrow \frac{4000}{0,625} = 6400 \text{ rpm}$
- Transmittitu beharreko pare maximoa $\rightarrow 320 \text{ N} \cdot \text{m} \times 4 = 1280 \text{ N} \cdot \text{m}$

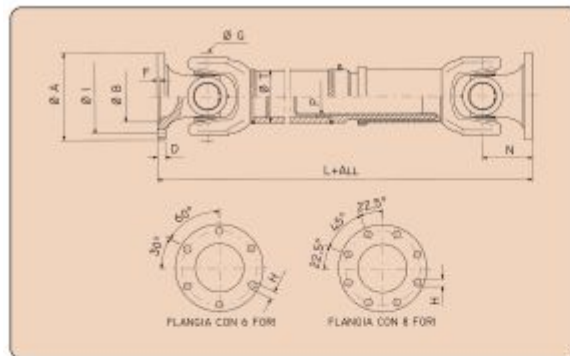
Aukeratuko den kardan giltzadurak aurreko baldintzak jasan eta eduki behar ditu. Hau kontutan edukiz hurrengo giltzadura aukeratu da trasmil web orrialdeko katalogotik:

<http://www.trasmil.it/CatalogoGiuntiTrasmissioni.pdf>







Kardan giltzadura: SERIE 08.100.100, simple joint.

FABRIKATZAILEA: Trasmil.

Serie 08.100.
Mt 1.450 Nm



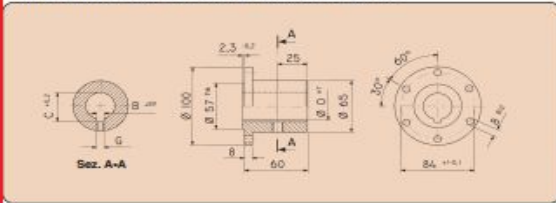
Serie / Series	08.100.-*0	08.100.-*1
Mtro Nm	1.450	1.450
B*P1	20	20
A	100	120
B*P7	57	75
D	7	8
F*P3	2,5	2,5
G	97	97
H*P2	8	8/10
H*P1	84	101,5
N° Fori / Holes	6	8
N	46	46
P (DIN 5482)	35x31x18	35x31x18
T	50x3	50x3

FLANGIA DIN / DIN FLANGE	Cod./Code	Flangia/Flange	DIN 100	DIN 120
 Allungabile con tubo di prolunga Sliding with tube	08.100.310	L ^{PI} +All	375+100	
	08.100.311	L ^{PI} +All		375+100
 Allungabile con tubo di prolunga e allungamento a richiesta Sliding with tube and prolongation on request	08.100.400	L ^{PI} +All	480+160	
			590+250	
			690+350	
	08.100.401	L ^{PI} +All		480+160
 Fissa con tubo di prolunga Fixed with tube	08.100.500	L ^{PI}	240	
	08.100.501	L ^{PI}		240
 Extracorta Extra short	08.100.610	L+All	255+30	
	08.100.620	L+All	280+50	
	08.100.630	L+All	310+70	
	08.100.640	L+All	330+70	
	08.100.650	L+All	345+70	
	08.100.611	L+All		255+30
	08.100.621	L+All		280+50
	08.100.631	L+All		310+70
	08.100.641	L+All		330+70
	08.100.651	L+All		345+70
 Giunto semplice Simple joint	08.100.100	L	92	
	08.100.101	L		92
 Giunto doppio Double joint	08.100.200	L	160	
	08.100.201	L		160

3.52 Irudia: kardan giltzaduraren aukeraketa

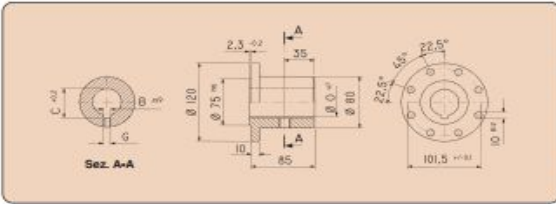
Kutxa aldagailuko ardatz sekundarioaren bukaeran ildaskatu bat dago, hauxe kardan giltzadurarekin lotzeko da. Baina horretarako akoplamendu bat behar da, zeinek zulo ildaskatu bat edukiko du ardatz sekundarioarekin bat eginez, eta azken hau kardan giltzadurari lotzen da torloju batzuen bitartez. Hurrengo diseinua egiteko, aukeratutako kardan giltzadura oinarritu behar da, hurrengo informazio erabiltzen da:

CONTROFLANGIA DIN 100 / DIN 100 COMPANION FLANGE



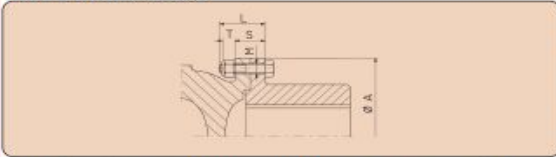
Cod./Code	O	B	C	G
14.100.025	25	8	28,3	M 8
14.100.028	28	8	31,3	M 8
14.100.030	30	8	33,3	M 8
14.100.032	32	10	35,3	M 10
14.100.035	35	10	38,3	M 10
14.100.038	38	10	41,3	M 10
14.100.040	40	12	43,3	M 10
14.100.000	foro a richiesta / hole on request			
14.100.001	senza foro / without hole			

CONTROFLANGIA DIN 120 / DIN 120 COMPANION FLANGE



Cod./Code	O	B	C	G
14.120.035	35	10	38,3	M 10
14.120.040	40	12	43,3	M 10
14.120.045	45	14	48,8	M 12
14.120.048	48	14	51,8	M 12
14.120.050	50	14	53,8	M 12
14.120.055	55	16	59,3	M 14
14.120.000	foro a richiesta / hole on request			
14.120.001	senza foro / without hole			


SET VITERIA / FITTING BOLTS



Cod./Code	16.100.000	16.119.000
A	100	120
M x L	M8 x 25	M8 x 30
T	7,7	7,7
S	15	18
Quantità ⁽¹⁾	12	16
Nm ⁽²⁾	35	35

(1) Quantità di dadi (Din 980V-10) e viti (Din 933-10.9) per ogni set di viteria. (1) Quantity of self-locking nuts (Din 980V-10) and Bolts (Din 933-10.9) each set.
(2) Coppia di serraggio. (2) Tightening torque.

CROCIERA / JOURNAL CROSS



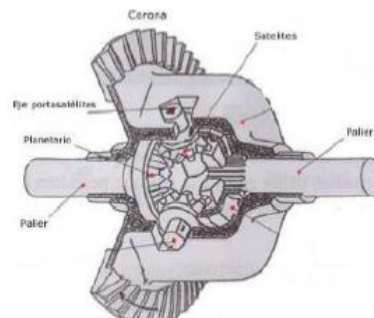
Cod./Code	12.100.000	12.100.001 ⁽¹⁾
C	30	30
Q	81,8	81,8
Anello d'arresto/Circclip	30x1,5	30x1,5

(1) Esecuzione con ingrassatore esterno a richiesta. (1) Execution with external lubrication on request.

3.53 Irudia: kardan giltzadurarako akoplamendua

3.6 DIFERENZIALA

Diferenziala transmisio ardatzaren biraketa erreduzitu eta ibilgailuaren gurpil eragileetara transmititzen duen mekanismoa da. Hauek ardatz bereko gurpilen artean abiadura diferentziak onartzen dituzte.



3.54 Irudia: diferencial konbentzionala

Aurreko irudian ikusi daitekeenez koroa portasateliteari lotuta dago, ondorioz, koroa mugitzean sateliteak mugitzen dira eta hauekin batera planetarioak, azken hauek potentzia transmitituz palierei.

Diferentziala bi multzoz osatuta dago, batetik, pinoia eta koroa, pinioi transmisio ardatzaren potentzia transmititzen du diferentzialera koroarekin engranatuta baitago. Hauek engranaje koniko helikoidala izaten dute. Bestetik, planetario eta sateliteen multzoa engranaje koniko zuzenen bidez osatzen da. Engranaje helikoidalek engrane hobea badute ere, planetarioak eta sateliteak hertz zuzenekoak izan behar dira bi gurpilen artean abiadura diferentziak ahalbidetzeko. Planetario eta sateliteak bi parez osatzen dira, engrane berdinekoak.

Berez planetarioek eta sateliteek batera biratzen dute erredukziorik gabe eta diferentzialaren erredukzioa eraso pinioiaren eta koroaren arteko erlazioak gauzatzen du, automobil normaletan erredukzio hau 3 eta 4-ko balioen artean egoten da. Kasu honetan auto honek diferentzian izan beharreko erredukzioa 3-koa da. Aurrean aipatu den bezala planetario eta sateliteen artean ez da erredukziorik gertatzen, baina diseinurako hauen artean transmisio erlazioa 1,2-1,8 bitartekoa izaten da. Sateliteak gurpil txikiak izaten dira eta hertz kopuru gutxiago dituzte.

Azkenean, diferentzian, eraso pinioi eta koroaren arteko erredukzioa da diferentzialak izaten duen erredukzioa, kasu honetan 3-koa da. Diferentzialaren diseinua eta produkzioa engranaje koniko fabrikatzen dituen konpainia aditu baten esku usten da: GRUPOS DIFERENCIALES SA:

<http://www.gruposdiferenciales.es/>



3.55 Irudia: diferentzialak fabrikatzen dituen erakundea