



INGENIARITZA MEKANIKOKO GRADUA

GRADU AMAIERAKO LANA

2017 / 2018

2MW ARDATZ HORIZONTALLEKO AEROSORGAILU BATEN TRANSMISIOAREN DISEINU MEKANIKOA

3. DOKUMENTUA : KALKULUAK

IKASLEAREN DATUAK

IZENA GORKA
ABIZENAK LORENZO FERNANDEZ

Sinadura
DATA 2017-11-13

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA JUAN ANTONIO
ABIZENAK SANTOS PERA
SAILA ADIERAZPEN GRAFIKOA ETA INGENIARITZA PROIEKTUEN SAILA

Sinadura
DATA 2017-11-13

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1 HASIERAKO DATUAK.....	3
3.2 KALKULU MEKANIKOAK	4
3.2.1 AEROSORGAILUAREN DISEINU ARAUAK	4
3.2.2 KARGEN AZTERKETA.....	6
3.2.3 ERROTOREAREN ABIADURA	12
3.2.4 BRIDA.....	12
3.2.5 ARDATZ GELDOA.....	14
3.2.5.1 Kargak.....	15
3.2.5.2 Tentsioekiko Diseinua	16
3.2.5.3 Errodamenduen Aukeraketa	18
3.2.5.4 Deflexioekiko Diseinua	26
3.2.5.5 Bibrazioekiko Diseinua	29
3.2.5.6 Artekatuaren Diseinua.....	30
3.2.6 BIDERKATZAILEA.....	32
3.2.6.1 LEHENENGO ETAPA	33
3.2.6.1.1 Engranajeen Kalkulua.....	34
3.2.6.1.2 Planeten Ardatzen kalkulua	40
3.2.6.1.3 Eguzkiaren Ardatzaren kalkulua	44
3.2.6.2 BIGARREN ETAPA.....	48
3.2.6.2.1 Engranajeen Kalkulua.....	49
3.2.6.2.2 Planeten Ardatzen kalkulua	54
3.2.6.2.3 Eguzkiaren Ardatzaren kalkulua	59
3.2.6.3 HIRUGARREN ETAPA	60
3.2.6.3.1 Engranajeen Kalkulua.....	61
3.2.6.3.2 Engranajeak Sortutako Indarrak	68
3.2.6.3.3 Ardatzaren Dimentsionamendua	73
3.2.6.3.4 Errodamendu Aukeraketa	73
3.2.6.4 KARKASAREN LODIERAREN KALKULUA.....	79
3.2.6.4.1 Karkasa gaineko kargak	79
3.2.6.4.2 Karkasa lodiera.....	82
3.2.6.5 LUBRIKAZIOA.....	84
3.2.6.5.1 Lubrikazio metodoak.....	85
3.2.6.5.2 Lubrifikatzaile kantitatea	86
3.2.6.5.3 Temperatura	86

3.2.6.5.4 Biskositatea	87
3.2.6.5.5 Garbitasuna	88
3.2.6.5.6 Kontrola	90
3.2.7 ARDATZ ARINA	90
3.2.7.1 Engranajeak Sortutako Indarrak.....	90
3.2.7.2 Ardatzaren Dimentsionamendua	95
3.2.7.3 Errodamendu Aukeraketa	95
3.2.8 AKOPLAMENDU SISTEMA.....	100
3.2.9 ORIENTAZIO SISTEMA	104
3.2.9.1 Indarrak eta Momentuak	105
3.2.9.2 Kargen Konbinazioa	106
3.2.9.3 Errodamendu Aukeraketa	107
3.2.9.4 Bizitza Erabilgarriaren Azterketa	108

3.1 HASIERAKO DATUAK

Transmisioa kokatuko den aerosorgailua, baldintza zehatz batzuetakoa izango da, hortaz, dokumentu honetan, beharrian asetzen dituen transmisioaren diseinuarentzako dimentsionaketa egingo da.

Hasierako datuak:

- Ardatz horizontaleko aerosorgailua
- Hiru paladun errotoea
- Haizearen alde orientatuta
- Kokapena: "El Abra" Parke eolikoan, Bilboko portuan
- Potentzia nominala: 2 MW
- Abiadura nominala: 17 m/s
- Abiarazte abiadura: 4 m/s
- Deskonektatze abiadura: 25 m/s
- Dorrearen altuera: 78 m
- Motorra elektrikoa: 1.500 r.p.m.
- Sarrerako ardatzaren abiadura: 9 r.p.m. – 19 r.p.m.

3.2 KALKULU MEKANIKOAK

3.2.1 AEROSORGAILUAREN DISEINU ARAUAK

Aerosorgailuaren transmisioa diseinatu baino lehen, garrantzitsua da lehenik haizeak errotorean eragiten duen biraketa eta indarrak aztertzea. Horretarako, kokapena eta palen perfilen arabera neurrak batzuk burutzen dira transmisioak jasango dituen indarrak aztertzeko.

Aerosorgailuaren transmisio osagaien diseinurako, IEC 61400-1 araua jarraitu behar da bertan azaltzen diren irizpideak jarraituz.

Arauaren araberako kalkulua kondizio normaletan burutzeko, kondizio batzuk zehazten ditu arauak. Kokapenaren tenperatura -20°C eta 50°C bitartean egon behar da, %95 hezetasun erlatiboarekin, eguzki erradiazio intentsitatea 1.000 W/m^2 eta airearen dentsitatea $1,225\text{ kg/m}^3$ izan behar da. Kasu honetan diseinua datu hauetan oinarrituz burutuko dira baina beste kanpo kondizioak kontutan hartuko balira IEC 60721-2-1 araua ere kontutan hartu beharko litzateke.

Aerosorgailua "El Abra" Bilboko portuan kokatuko da bertako parke eolikoa handitzeko asmoz. 1. Dokumentuaren 2.5.2 atalean aipatzen den moduan kokapen horretan ematen diren haize baldintzak honakoak dira:

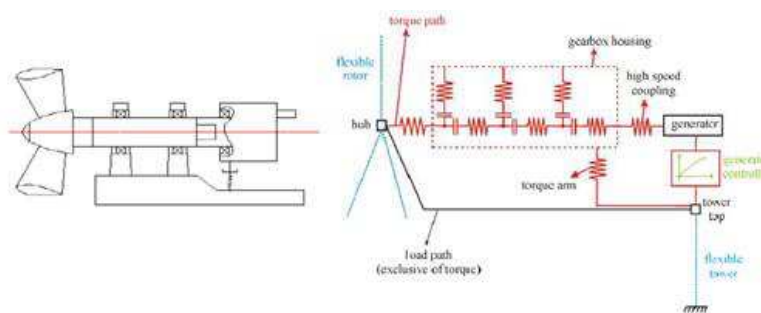
Airearen dentsitatea: $\rho = 1,225\text{ kg/m}^3$

Aerosorgailuaren abiadura nominala: $V_{nom} = 17\text{ m/s}$

Urteko batez-besteko tenperatura: $14,1^{\circ}\text{C}$

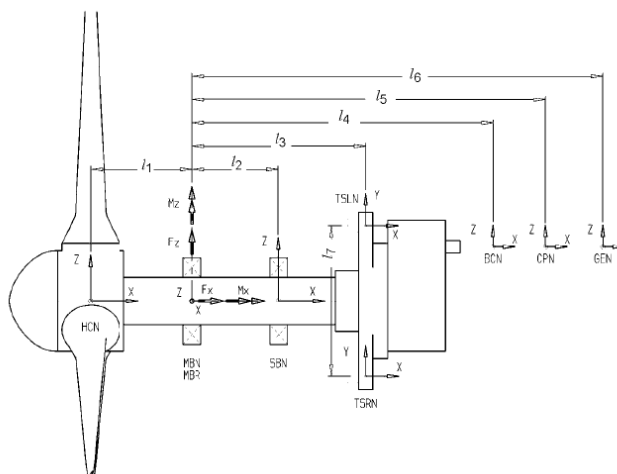
Datuak kontutan izanda, arauaren araberako diseinua burutu daiteke, aerosorgailua kokatuko den lekua kondizioak betetzen baititu.

Aerosorgailuaren transmisioaren diseinurako bete behar diren arauetan oinarrituz, transmisioaren diseinua burutu daiteke. IEC 61400-1 araua aerosorgailuaren diseinuak bete behar dituen baldintzak ezartzen ditu baina ez du osagai garrantzitsuen baldintzak ezartzen. UNE-EN-61400-4 arauak, aurreko arauaren osagarria da, izan ere biderkatzailearen diseinurako araua ezartzen baitu. Arauak lehenik diseinu modeloa aukeratu behar dela dio, transmisioaren kokapen modularra ezarriz, kasu honetan honakoa izanda:



Irudia 3.1: *Kokapen modularra eta indarren adierazpen eskematikoa*

UNE-EN-61400-4 arauak kargen kondizioa ere aztertzen ditu baina IEC-61400-1 araua kontutan hartu behar dela dio. Kargak azertu baino lehen, UNE-EN-61400-4 arauak diseinuaren interfazea ezarri behar dela zehazten du. Kasu honetan, aerosorgailuaren interfazea, 3.2 irudian ikusten dena, errodamenduen eta gondolaren eskemaren arabera honakoa izango da:



Irudia 3.2: *Aerosorgailuaren interfazea eta erreferentzi sistema*

Dimentsioak	Unitateak	Distantzia	Balioa
l_1	mm	Errotore zentrotik lehenengo errodamendura	500
l_2	mm	Errodamendu zentoren arteko distantzia	1000
l_3	mm	Errodamendu nagusitik, tortsio euskarriaino	1500
l_4	mm	Errodamendu nagusitik balaztarainoko distantzia	4800
l_5	mm	Errodamendu nagusitik akoplamendurako distantzia	5100
l_6	mm	Errodamendu nagusi zentrotik, sorgailurako distantzia	6000
l_7	mm	Eskumako eta ezkerreko tortsio euskarrien arteko distantzia lerro zentraletik	1900
l_8	mm	Distantzia lerrokatua, balazta eta arrabol nagusiaren ardatzaren artean	100
l_9	mm	Altuera distantzia, arrabol nagusiaren eta tortsio euskarriaren artean	0
a	gradu	l_7 angelua horizontalarekiko	0°

Taula 3.1: *Interfazearen deskribapena*

3.2.2 KARGEN AZTERKETA

Azterketa estrukturalari dagokionez, IEC61400-1 arauak ezartzen du ISO-2394 arauan oinarrituta, kargak jasango dituzten osagaiak, kargak eragindako indarrek segurtasun maila onargarrian egongo direla ziurtatuz. Azterketa estrukturalaren azkeneko eta nekeko indarrak kalkulu bidez burutzen dira, haien segurtasun faktoreak kontutan izanda eta kalkuluak egin ondoren, demostrazio testen bidez kalkuluak onargarriak direla demonstratu behar dira. Proiektu honetan kalkuluetan zentratuko da eta hau onartuta dagoenean, test praktikoak burutu beharko dira.

Aerosorgailuan eragin izango duten faktoreak desberdinak izan daitezke, adibidez, palen kokapena, haizearen abiadura, grabitatearen ondorioz sortutako kargak, bibrazioen ondorioz sortutako barne kargak, etab.

IEC6400-1 arauak karga hipotesi desberdinak (DLC "Desing Load Case) ezartzen ditu aerosorgailuaren diseinurako eta zeinen oinarritzat hartuz eta hipotesiaren arabera, osagaien dimentsionamendua eta egiaztapenak egingo diren.

Hipotesiak sailkatzeko, arauak lehenik diseinuaren kondizioa ezartzen du ia potentzian oinarritzen den, abiaraztean oinarritzen den, gelditzean oinarritzen den, etab. Kondizioaren arabera, hipotesiak azterketa mota zehazten du, azterketa nekera eginez "F" edo azkeneko kargak aztertuz "U" (N,A,T). "U" kargak aztertuz, hiru taldetan sailkatzen ditu, "N" analisi normala zeinek normalean agertzen diren kargak aztertzen dira, "A" anormalak diren kargak aztertzen ditu, gutxiago gertatzen direnak eta normalean aktibazio edo babespenean gertatzen diren kargak dira eta azkenik "T" garraiorako situazioak aztertzen dituen. Hauek dira arauak ezartzen dituen hipotesiak:

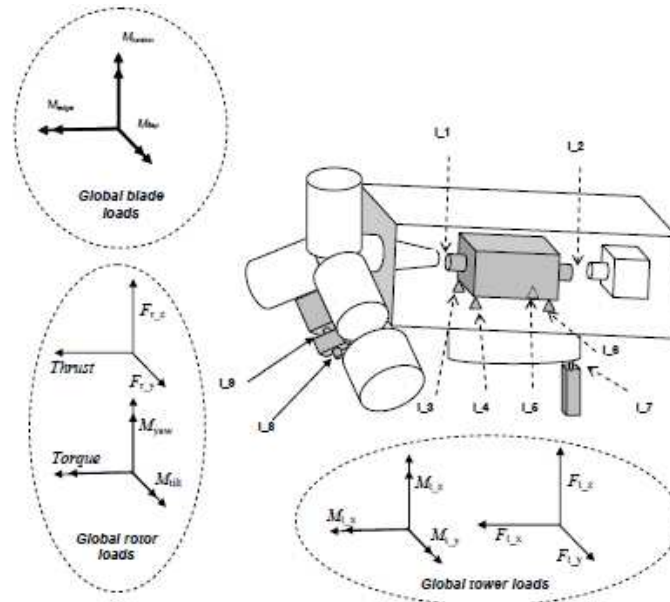
Design situation	DL C	Wind condition	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factors
1) Power production	1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	For extrapolation of extreme events	U	N
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	-
	1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		U	N
	1.4	ECD $V_{hub} = V_i - 2 \text{ m/s}, V_i, V_i + 2 \text{ m/s}$		U	N
	1.5	EWS $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		U	N
2) Power production plus occurrence of fault	2.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Control system fault or loss of electrical network	U	N
	2.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Protection system or preceding internal electrical fault	U	A
	2.3	EOG $V_{hub} = V_i \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	External or internal electrical fault including loss of electrical network	U	A
	2.4	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Control, protection, or electrical system faults including loss of electrical network	F	-
3) Start up	3.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	-
	3.2	EOG $V_{hub} = V_{in}, V_i \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
	3.3	EDC $V_{hub} = V_{in}, V_i \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
4) Normal shut down	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	-
	4.2	EOG $V_{hub} = V_i \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
5) Emergency shut down	5.1	NTM $V_{hub} = V_i \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
6) Parked (standing still or idling)	6.1	EWM 50-year recurrence period		U	N
	6.2	EWM 50-year recurrence period	Loss of electrical network connection	U	A
	6.3	EWM 1-year recurrence period	Extreme yaw misalignment	U	N
	6.4	NTM $V_{hub} < 0,7 V_{ref}$		F	-
7) Parked and fault conditions	7.1	EWM 1-year recurrence period		U	A
8) Transport, assembly, maintenance and repair	8.1	NTM V_{maint} to be stated by the manufacturer		U	T
	8.2	EWM 1-year recurrence period		U	A

Taula 3.2: *DLC (Design Load Case) Diseinu karga kasuak*

Proiektu honek energiaren produkzioan oinarritzen da eta haizearen kondizio normalean DLC [1.2] diseinu kasua egingo da. Ondorioz, **lehenik karga estatikoak dimentsionatuko dira eta ondoren nekera egiaztatuko dira.**

Hipotesi honen aukeraketa erabiltzea aukeratu da, izan ere, hipotesiak ardatzean eragina izango duten kargak barneratzen dituelako kontsideratu delako. Beste hipotesiak baztertearen arrazoia, hipotesiek barneratzen dituzten kasuak, proiektu honetan kontuan izango ez diren osagaiak sortzen dituztelako da.

DLC ezarrita kargen azterketa egin daiteke. Horretarako, eragina izango duten kargak ezagutu behar dira. Aipatu den moduan, hainbat faktore daude aerosorgailuan eragin izango dutenak (grabitatea, haizea, bibrazioak ...) eta faktore hauek indar desberdinak eragiten dute aerosorgailuan, bai gondolan zein dorrean.



Irudia 3.3: Aerosorgailuko kargak eta erreferentzi sistemak

Irudian ikus daitezkeen moduan, haizeak paletan indarrak eragiten ditu eta indar horiek ardatzera (errotorera) transmititzen direnean, indarrez gain tortsoarea eta momentu fletorea sortzen dute. Beraz, indar horiek eta momentu horiek izango dira kontutan izango diren kargak.

Kalkuluak burutu baino lehen, gogoratu beharra dago karga estatikoak kalkulatu direla eta ondoren nekerak egiaztatuko direla eta arrazoi horregatik arauak ezartzen dituen karga faktoreak $[\gamma_f]$ ez direla kontutan izango baina bai materialaren segurtasun faktore partziala $[\gamma_m]$. IEC-61400-1 arauak ezartzen duen moduan, nekerako kalkuluak burutzerakoan honako balioak hartzen dute material partzial eta karga partzialentzako faktoreak:

Material Partzialentzako:

$$\gamma_m: 1,2$$

Karga Partzialentzako:

$$\gamma_f: 1,1$$

INDAR BERTIKALA

Aurreko ataletan aipatu den moduan, badaude aerosorgailuaren gain eragin izango duten faktoreak. Grabitatea aipatu da eta grabitateak kargetan eragin izango du, izan ere indar bertikalaren balioa finkatuko du. Ardatzean sortuko den indar bertikala, errotorearen masaren eraginez sortuko da. Aerosorgailuaren palen pisuaren datuak bezeroak ematen ditu.

Bezeroak erabiliko dituen palen perfila NACA 63XXX eta FFA-W3 da beira zuntzekoa eta erretxina duena. Bezeroak berak, palen pisua adierazten du eta horrekin, errotorearen pisua kalkulatu daiteke:

Palas	
Número de palas	3
Longitud	39 m
Perfil	NACA 63XXX + FFA-W3
Material	Fibra de vidrio preimpregnado de resina epoxy
Peso pala completa	6.500 kg

Irudia 3.4: Palen deskribapena bezeroak eskainitakoa

$$m_{Buje} = 30.000 \text{ kg (Bezeroak emanda)}$$

$$m_{Palak} = 6.500 \text{ kg (Bezeroak emanda)}$$

$$m_{Rotor} = m_{Buje} + 3 \cdot m_{Palak} = 30.000 \text{ kg} + 3 \cdot 6.500 \text{ kg} = 49.500 \text{ kg}$$

(1. formula)

Errotorearen pisua jakinda eta pisu horren gain grabitatea eragiten duela jakinda, indar bertikala kalkulatu daiteke.

$$m_{Rotor} = 49.500 \text{ kg (1. formula)}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_v = m_{Rotor} \cdot g \rightarrow F_v = 49.500 \cdot 9,81 = 485.595 \text{ N}$$

$$F_v = 485,595 \text{ KN}$$

(2. formula)

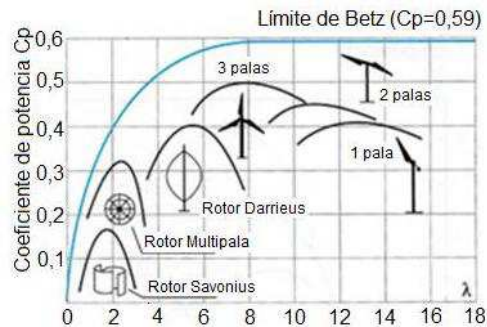
INDAR AXIALA

Haizeak sortutako indar axiala kalkulatzeko lehenik abiadura espezifikoa (λ) edo "Tip Speed Ratio" (TSR), palaren ertzean sortzen den abiadura lineala (u) eta haizearen abiaduraren arteko erlazioa zein den jakin behar da eta formula honen bitartez adierazten da:

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega \cdot R_R}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_R \cdot R_R}{60 \cdot v_m}$$

(3. formula)

Aerosorgailu motaren arabera (ardatz horizontalekoa) eta pala kopuruaren arabera (hiru paladuna) abiadura espezifikoa desberdina da, baina badaude grafiko batzuk zeinek aerosorgailuaren arabera abiadura espezifikoa ezartzen dute.



Irudia 3.5: Bentz grafikoa

Grafikoaren arabera ere ikus daitezke nola abiadura espezifikoa eta potentzia koefizientea (C_p) erlazionatuta daude, kasu honetan, abiadura espezifikoa 6 eta 9 tartean egonez. Normalean hiru paladunentzat kalkuluak 7 balioarekin egiten da, ondorioz:

$$\lambda = 7$$

Palek duten perfilaren eraginez, haizeak indarrak eragingo ditu paletan eta ondorioz sarrerako parea sortzen da. Haizeak bi motatako indarrak sortzen ditu, lehenengoa arrastekoa, zeinek sarrera ardatzeko indar axiala sortzen du eta bigarrena, sustentazio indarra zeinek momentu tortsorea sortzen duena.

Potentziaren ondorengo formula garatuz, momentu tortsorea kalkulatu daitezke:

$$C_q = 0,064$$

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{nom} = 17 \text{ m/s (3.7 Irudia)}$$

$$P = 2 \text{ MW}$$

$$R_R = 40 \text{ m (3.7 Irudia)}$$

$$A_R = 5.027 \text{ m}^2 \text{ (3.7 Irudia)}$$

$$P = T \cdot \omega \rightarrow T = \frac{1}{2} \cdot C_q \cdot \rho \cdot v_{nom}^2 \cdot R_R \cdot A_R$$

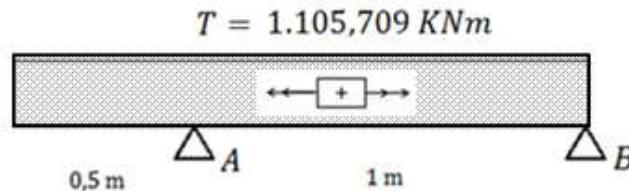
$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{2.000 \cdot 10^3 \text{ Watt}}{19 \text{ r. p. m.} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}} = 1.005,19 \text{ KNm}$$

(4. formula)

Arauk dion arabera, nekeko kalkuluak egiterakoan karga partzialentzako erabili behar den faktorea γ_f : 1,1 da, beraz:

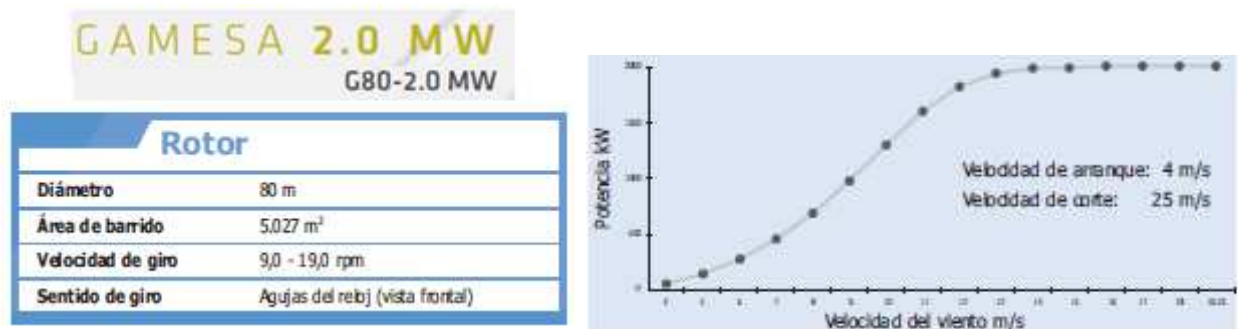
$$T = T \cdot \gamma_f = 1.005,19 \text{ Nm} \cdot 1,1 = 1.105,709 \text{ KNm}$$

(5. formula)



Irudia 3.6: *Momentu torsorearen diagrama*

Errotorearen diametroa ere ezaguna da bezeroak datu bezala ematen baitu. Kasu honetan, 2MW potentziako aerosorgailuaren transmisioa diseinatuko denez, errotorearen diametroa 80 metrotakoa izango da.



Irudia 3.7: *Errotorea deskribapena bezeroak eskainita*

$$D_R = 80 \text{ m (3.7 Irudia)}$$

$$R_R = 40 \text{ m}$$

$$A_R = \pi \cdot R_R^2 = \frac{\pi \cdot D_R^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5.027 \text{ m}^2$$

(6. formula)

Abiadura espezifikoa finkatuta, momentu torsorearen balioa jakinda eta errotorearen diametroa jakinda, ondorengo formularen bitartez indar axialaren balioa jakin daiteke.

$$F_{axi} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_{Diseinu} \cdot T}{R_R}$$

$$\lambda_{Diseinu} = 7 \text{ (3.5 Irudia)}$$

$$T = 1.105,709 \text{ KNm (5. Formula)}$$

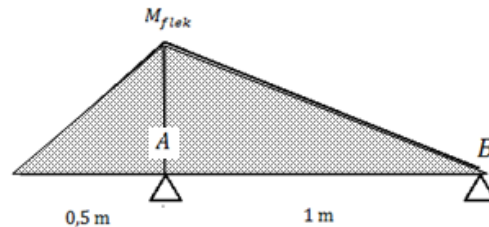
$$R_R = 40 \text{ m (3.7 Irudia)}$$

$$F_{axi} = \frac{3}{2} \cdot \frac{7 \cdot 1.105,709}{40} = 290,249 \text{ KN}$$

(7. formula)

MOMENTU FLEKTOREA

Momentu flektorea, indar bertikalaren eraginez sortzen da eta bere maximoa A euskarrian izango du. Aerosorgailuaren interfazea zehaztu denez, kalkulua burutu daiteke ondorengo eskema kontutan izanda:



Irudia 3.8: Momentu flektorearen diagrama

$$F_v = 485,595 \text{ KN (2. Formula)}$$

$$d = 0,5 \text{ m}$$

$$M_{flek} = F_v \cdot d \rightarrow M_{flek} = 485,595 \cdot 0,5 = 242,8 \text{ KNm}$$

(8. formula)

3.2.3 ERROTOREAREN ABIADURA

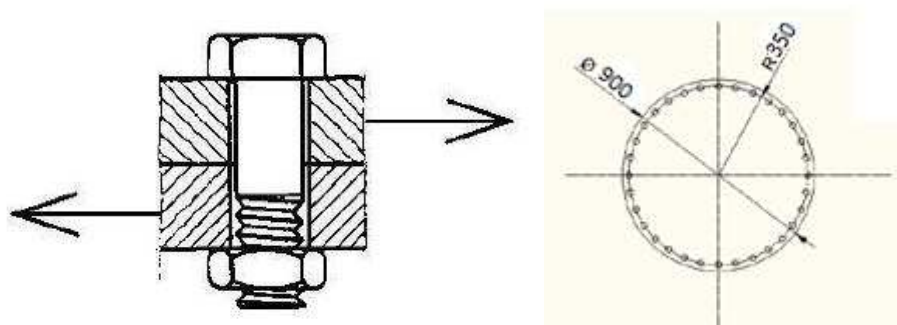
Errotorearen abiadura, bezeroak datu giza eskaintzen du. Kasu honetan, errotorearen abiadura potentzia nominala lortzerakoan $N_R = 19 \text{ r.p.m.}$ (3.7 Irudia) dira.

$$N_R = 19 \text{ r.p.m.}$$

(9. formula)

3.2.4 BRIDA

Bridaren funtzioa, bujea eta transmisioaren artean lotura ezartzea da. Horretarako "Elementos de maquinas" [3] liburua jarraituz, bridan joango diren pernoen kalkulua burutuko da, ebakiduran eta konpresioan lan egiten dutenean indarrak jasango dituztela diseinua burutuz.



Irudia 3.9: Torloju bidezko loturaren eskema

Bridan, DIN 933 M30x150 motako 25 perno kokatuko dira, zentrotik 350mm-tara. Pernoen materiala altzairuzkoa izango da 12.9 kalitateduna, propietate mekanikoak honakoak direnak:

FLUENTZI TENTSIOA σ_{yp}	HAUSTURA TENTSIOA σ_u
1.100 MPa	1.220 MPa

Taula 3.3: *Bujearen torlojuen material propietateak*

Pernoak kokatuta dauden zirkunferentzian ematen den indarra jakiteko, lehenik momentu tortsoarearen balioa ezagutu behar da. 5.fomurlan momentu tortsoarearen balioa kalkulatu da. Momentu tortsoarea jakinda, perno zirkunferentzian egongo den indarra kalkula daiteke:

$$R_{perno} = 0,35m \text{ (3.9 irudia)}$$

$$T = 1.105,709 \text{ KNm (5. Formula)}$$

$$F_{perno} = \frac{T}{R_{perno}} = \frac{1.105,709 \text{ KNm}}{0,35 \text{ m}} = 3.159,17 \text{ KN}$$

(10. formula)

Ebakidura tentsioa

Pernoen ebakidura azalera honakoa da:

$$n = 25 \text{ (Perno kantitatea)}$$

$$Me = 30 \text{ (Pernoaren metrika)}$$

$$A_{Ebakidura} = n \cdot \frac{\pi \cdot Me^2}{4} = 25 \cdot \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 17.671,46 \text{ mm}^2$$

(11. formula)

Ebakidura tentsioa:

$$F_{perno} = 3.159.170 \text{ N (10. formula)}$$

$$A_{Ebakidura} = 17.671,46 \text{ mm}^2 \text{ (11. formula)}$$

$$\tau_{Ebakidura} = \frac{F_{perno}}{A_{Ebakidura}} = \frac{3.159.170}{17.671,46} = 178,77 \text{ MPa}$$

(12. formula)

Ondorioz, segurtasun koefizientea honakoa izango da:

$$\tau_{yp} = \sigma_{yp}/2 = 550 \text{ MPa (3.3 taula)}$$

$$\tau_{Ebakidura} = 178,77 \text{ MPa (12. formula)}$$

$$CS = \frac{\tau_{yp}}{\tau_{Ebakidura}} = \frac{550}{178,77} = \mathbf{3,07} > 1 \quad \checkmark$$

(13. formula)

Konpresio tentsioa

Pernoen konpresio azalera honakoa da:

$$n = 25 \text{ (Perno kantitatea)}$$

$$Me = 30 \text{ (Pernoaren metrika)}$$

$$t_e = 100 \text{ mm (Bridaren lodiera)}$$

$$A_{konpresio} = n \cdot Me \cdot t_e = 25 \cdot 30 \cdot 100 = 75.000 \text{ mm}^2$$

(14. formula)

Konpresio tentsioa pernoetan:

$$F_{perno} = 3.159.170 \text{ N (10. formula)}$$

$$A_{konpresio} = 75.000 \text{ mm}^2 \text{ (14. formula)}$$

$$\sigma_{konpresio} = \frac{F_{perno}}{A_{konpresio}} = \frac{3.159.170}{75.000} = 42,12 \text{ MPa}$$

(15. formula)

Ondorioz, segurtasun koefizientea honakoa izango da:

$$\sigma_{yp} = 1.100 \text{ MPa (3.3 taula)}$$

$$\sigma_{konpresio} = 42,12 \text{ MPa (15. formula)}$$

$$CS = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{konpresio}} = \frac{1100}{42,12} = \mathbf{26,11} > 1 \quad \checkmark$$

(16. formula)

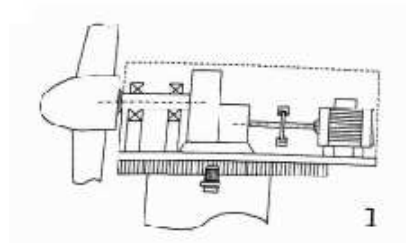
Segurtasun koefizienteak 1 balioa baino handiagoak direnez, pernoak egokiak izango dira.

3.2.5 ARDATZ GELDOA

Ardatz geldoaren aukeraketa DIN 743 araua jarraituz egin behar da. Kasu honetan ASME kode araua jarraituko da, izan ere kode honek DIN 743 araua ordezkaten du eta hau baino kontserbakorragoa da. Errotorearen biraketa abiadura briden bidez ardatz geldora transmititzen da. Ardatz honek, errotorean haizearen eraginez sortzen

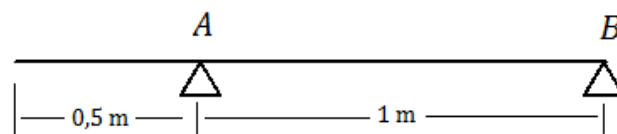
den para jasotzen du eta biderkatzailera transmititzen dio, ondoren biraketa abiadura handitzeko.

Ardatz geldoaren konposizioa definitzeko, bi euskarri (errodamendu) jartzea erabaki da, modu honetan errotorean sortutako kargak dorrearen euskarria jasango baitu eta biderkatzailera bakarrik par tortsorea helduz eta kalkuluak erraztuz.



Irudia 3.10: Gondolaren disposizioa

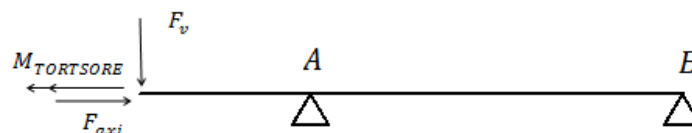
Irudian eta interfazean adierazi den moduan, ardatz geldoa bi errodamenduz eutsita egongo da haien artean 1m bananduta eta errotorearen eta lehenengo errodamenduaren (A) artean 0,5m distantzia jartzea erabaki da.



Irudia 3.11: Ardatz geldoaren eskema

3.2.5.1 Kargak

Ardatz geldoak, paletan haizearen eraginez sortzen dituen indarrak eta momentuak, indar bertikala (F_v), indar axiala (F_{axi}), momentu flektorea (M_{flek}) eta momentu tortsorea ($M_{TORTSORE}$) dira.

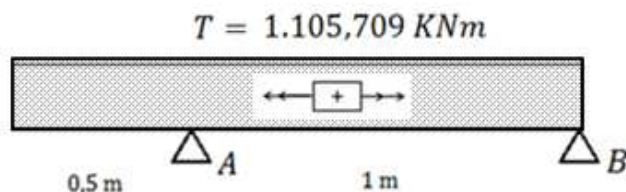


Irudia 3.12: Ardatz geldoaren indarren eskema

INDARRA	SINBOLOA	BALIOA	FORMULA
Indar Bertikala	F_v	485,595 kN	2. Formula
Indar Axiala	F_{axi}	290,249KN	7. Formula
Momentu Tortsorea	T	1.105,709 KNm	5. Formula
Momentu Flektore	M_{flek}	242,8 kNm	8. Formula

Taula 3.4: Indarren laburpena

Momentu tortsorea, errotorean sortutako par tortsorea da eta (ikusi 5.formula) kalkulatu da.



Irudia 3.13: *Momentu tortsorearen diagrama*

3.2.5.2 Tentsioekiko Diseinua

Ardatz geldoa aurreko atalean kalkulatu diren kargak jasateko gai izan behar da. Indar horiek ez dira konstanteak izango, arrazoi horregatik ardatza nekera kalkulatu da ASME kodea erabiliz. Lehen aipatu den moduan, ASME kode honek DIN 743 araua ordezkatzeko du, nekearekiko kalkulua baita eta gainera ASME kode hau bestea baino kontserbakorragoa da. Ardatza momentu flectore eta tortsorea jasango du eta momentu hauek handiak direnez ardatza handia izango da. Ardatza tubularra edo zurruna izan daiteke, lehenengoa pisu gutxiago edukiz baina kasu honetan ardatz zurruna aukeratu da izan ere dorreak pisu altuak jasan ahal baititu.

Lehenik, ardatzaren materiala aukeratu behar da kasu honetan altzairuzko aleazioa izango da AISI 4340 (F-1272). Bere ezaugarriak honakoak dira:

AISI 4340		BALIOA	
Brinell Gogortasuna	(HB)	300/350	
Fluentzia Tentsioa	(σ_{yp})	60-74 kgf/mm ²	(726 MPa)
Haustura Tentsioa	(σ_u)	95-105 kgf/mm ²	(1030 MPa)

Taula 3.5: *AISI 4340 propietateak*

Ondoren, fluentzi tentsiorako eta trakzio tentsiorako segurtasun koefizientea aplikatu behar da UNE-EN 61400-1 arauaren arabera, non ondorengo taularen bitartez segurtasun koefiziente partzialak ikus daitezke:

Material Partzialentzako:

$$\gamma_m: 1,2$$

Karga Partzialentzako:

$$\gamma_f: 1,1$$

Ondorioz,

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{yp}}{\gamma_f} = \frac{726}{1,2} = 660 \text{ MPa}$$

(17. formula)

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{yp}/2}{\gamma_f} = \frac{726/2}{1,2} = 330 \text{ MPa}$$

(18. formula)

ASME kodea Trescaren hutsegite teorian oinarrituta dago, baina teoria hau hutsegite estatikoa aztertzen du eta ez nekearekiko hutsegitea. Nekearekiko kalkulua egiteko, ASME kodeak momentu flectorea eta tortsorea maioratzen ditu C_m eta C_t koefizienteen bitartez.

	C_m	C_t
EJES FIJOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
EJES GIRATORIOS:		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, sólo pequeños impactos	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga aplicada repentinamente, grandes impactos	2.0-3.0	1.5-3.0

Taula 3.6: C_m eta C_t baloreak ASME kode kalkuluentzako

ASME kodearen bitartez ardatzaren diametroaren hurbilpena kalkulatzeko honako formula erabiltzen da, zeinen garapena honakoa da Trescaren hutsegite teoriatik abiarazita:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

(19. formula)

Jakinda $J = 2I$ dela eta ardatz zirkularrentzako $I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4$ dela, Trescaren hutsegite teorian ordezkatzuz eta formula garatuz:

$$\begin{aligned} \tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} &\rightarrow \frac{r}{2I} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS} \rightarrow \\ \frac{r}{\frac{2\pi}{4} \cdot r^4} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} &\rightarrow \frac{1}{\frac{\pi}{2} \cdot r^3} < \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} \\ \frac{1}{\pi \cdot r^3} < \frac{\sigma_{yp}}{4 \cdot CS \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}} &\rightarrow r^3 \geq \frac{4 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\left(\frac{d}{2}\right)^3 \geq \frac{4 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \rightarrow d^3 \geq \frac{2^3 \cdot 4 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \rightarrow$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Beraz, ASME kodearen bidez ardatzen kalkulua burutzeko erabiliko den formula:

$$\phi_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

(20. formula)

$$M = 242,8 \text{ KNm (8. formula) (3.4 taula)}$$

$$T = 1.105,709 \text{ KNm (5. formula) (3.4 taula)}$$

$$C_m = 1,5 \text{ (3.6 taula)}$$

$$C_t = 1 \text{ (3.6 taula)}$$

$$\sigma_{yp} = \sigma_{adm} = 660 \text{ MPa (17. formula)}$$

$$CS = 1,25$$

$$\phi_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,25}{660 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 242,8 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 1.105,709 \cdot 10^6)^2}} \rightarrow \phi_G \geq 282,13 \text{ mm}$$

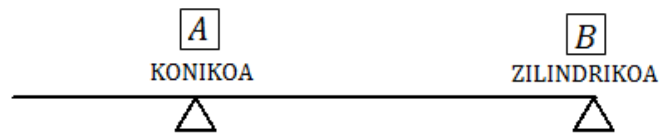
(21. formula)

Ardatzaren diametroa, kalkulaturakoa baino handiagoa izan behar da beraz, ardatzaren diametroa, ardatz honek edukiko dituen errodamenduak ezarriko ditu.

3.2.5.3 Errodamenduen Aukeraketa

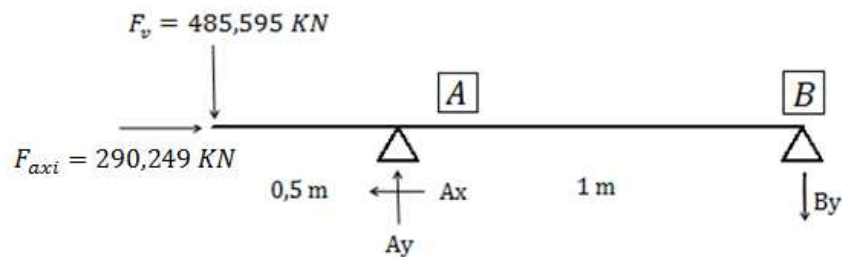
Errodamenduen aukeraketa egiteko ISO 76 eta ISO 281 arauak oinarritzat hartu behar dira, arau hauetan errodamenduen kargen kalkulua, bititza nominalaren kalkulua eta errodamenduen kapazitatea zehazten baitute.

Ardatz geldoan euskarri moduan, bi errodamendu desberdin erabiliko dira A euskarriarentzako eta B euskarriarentzako. Errodamendu desberdinak erabiliko dira, izan ere, A errodamendua zilindriko konikoa izango da indar axialak eta erradialak jasango baititu eta B errodamenduak indar erradialak soilik jasango dituzenez, zilindrikoa.



Irudia 3.14: *Ardatz geldoaren errodamenduak*

Errodamenduen aukeraketa egin baino lehen, jasango dituzten indarren kalkulua burutu behar dira haizearen eraginez sortu diren indarrak kontuan hartuz.



Irudia 3.15: *Ardatz geldoaren Indarren eskema*

Indarren eta momentuen orekaren planteatuz:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{axi} - A_x = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_y - B_y - F_v = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow F_v \cdot 1,5 - A_y \cdot 1 = 0 \quad (3)$$

$$(1) A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$(3) A_y = 485,595 \cdot 1,5 \rightarrow A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$(2) B_y = A_y - F_v \rightarrow B_y = 728,39 - 485,595 \rightarrow B_y = 242,795 \text{ KN}$$

(22. formula)

$A_y = 728,39 \text{ KN}$	$A_x = 290,249 \text{ KN}$	$B_y = 242,795 \text{ KN}$
---------------------------	----------------------------	----------------------------

Errodamenduen aukeraketa egiteko, haien bitzita nominala (L_{10}) kalkulatu behar da. Bitzita horren kalkulua egiteko ISO 281 araua jarraitu behar da. Arau horrek %95 talde fidakortasunarekin eta aerosorgailuen transmisioen kasuentzako 80.000 ordu irauteko kalkulatu dira.

$$L = 80.000 h \cdot 11 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 h} = 52.800.000 \text{ r.p.m.} = 52,8 \text{ milioi r.p.m.}$$

(23. formula)

Fidakortasuna: $R = \sqrt{R_{Talde}} = \sqrt{0,95} = 0,98$

(24. formula)

ERRODAMENDU ZILINDRIKO KONIKOAK

$R_{Talde} = 0,95$ (24. formula)

$L = 52,8 \text{ milioi r.p.m.}$ (23. formula)

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,5}}} = \frac{52,8}{4,48 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,98} \right) \right]^{\frac{1}{1,5}}} = 158,88 \text{ milioi r.p.m.}$$

(25. formula)

ERRODAMENDU ZILINDRIKOAK

$R_{Talde} = 0,95$ (24. formula)

$L = 52,8 \text{ milioi r.p.m.}$ (23. formula)

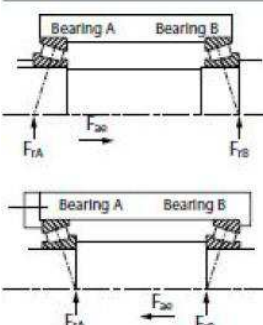
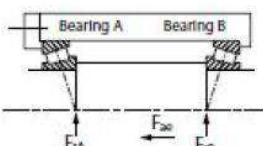
$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = \frac{52,8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,98} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 155,48 \text{ milioi r.p.m.}$$

(26. formula)

A Errodamendu konikoaren aukeraketa

Erabiliko diren errodamenduak, TIMKEN errodamenduak dira. Fabrikante honen katalogoak, aipatutako arauak ISO 76 eta ISO 281 jarraitzen du.

TIMKEN katalogotik ondorengo hipotesiak lor daiteke kalkuluak burutzeko:

Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0.4 F_{rA} + K_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0.4 F_{rB} + K_B F_{aB}^{(1)}$

Taula 3.7: TIMKEN errodamendu koniko katalogoko formulak

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rA} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = B_y = 242,795 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot 728,39}{1,5} = \frac{0,47 \cdot 242,795}{1,5} + 290,249$$

(27. formula)

$$228,22 \text{ KN} \leq 366,32 \text{ KN}$$

BULTZADA KARGA

$$F_{rB} = B_y = 242,795 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 242,795}{1,5} + 290,249 \rightarrow F_{aA} = 366,32 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 242,795}{1,5} \rightarrow F_{aB} = 76 \text{ KN}$$

(28. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rA} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = B_y = 242,795 \text{ KN}$$

$$F_{aA} = 366,32 \text{ KN (28. formula)}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 728,39 + 1,5 \cdot 366,32 \rightarrow P_A = 840,83 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} \rightarrow P_B = 242,795 \text{ KN}$$

(29. formula)

KAPAZITATE DINAMIKO

A errodamendua kalkulatzeko ari denez, $P_A = 1.302 \text{ KN}$ izango da

$$C \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

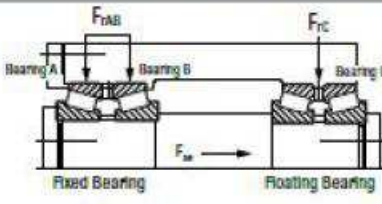
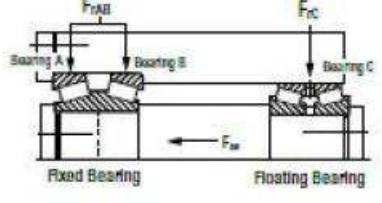
$$P_A = 1.302 \text{ KN (29. formula)}$$

$$L_{10} = 158,88 \text{ milioi r. p. m. (25. formula)}$$

$$C = \frac{840,83 \cdot (158,88)^{1/10}}{90^{1/10}} = 997,14 \text{ KN}$$

(30. formula)

TIMKEN katalogoan 282 mm diametroko inguruko errodamenduek ezin dezakete karga hori jasan. Beraz, errodamendua eta ondorioz ardatza dimentsio oso handiak ez edukitzeko, bi hilerako errodamenduak erabiltzea erabaki da.

Design – Similar Bearing Series	Thrust Condition	Dynamic Equivalent Radial Load
	$F_{ae} \leq \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.5 F_{rAB} + 0.83 K_A F_{ae}$ $P_B = 0.5 F_{rAB} - 0.83 K_A F_{ae}$
	$F_{ae} > \frac{0.6 F_{rAB}}{K}$	$P_A = 0.4 F_{rAB} + K_A F_{ae}$ $P_B = 0$

Taula 3.8: TIMKEN errodamendu koniko katalogoko formulak (2 ilara)

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rAB} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$F_{ae} > \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K} \rightarrow 290,249 \text{ KN} > \frac{0,6 \cdot 728,39 \text{ KN}}{1,5} \rightarrow 290,249 \text{ KN} < 291,356 \text{ KN}$$

(31. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rAB} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$P_A = 0,5 \cdot F_{rAB} + 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae} \rightarrow P_A = 0,5 \cdot 728,39 + 0,83 \cdot 1,5 \cdot 290,249$$

$$P_A = 725,55 \text{ KN}$$

$$P_B = 0,5 \cdot F_{rAB} - 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae} \rightarrow P_B = 0,5 \cdot 728,39 - 0,83 \cdot 1,5 \cdot 290,249$$

$$P_B = 2,83 \text{ KN}$$

(32. formula)

KAPAZITATE DINAMIKOA

$$C \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

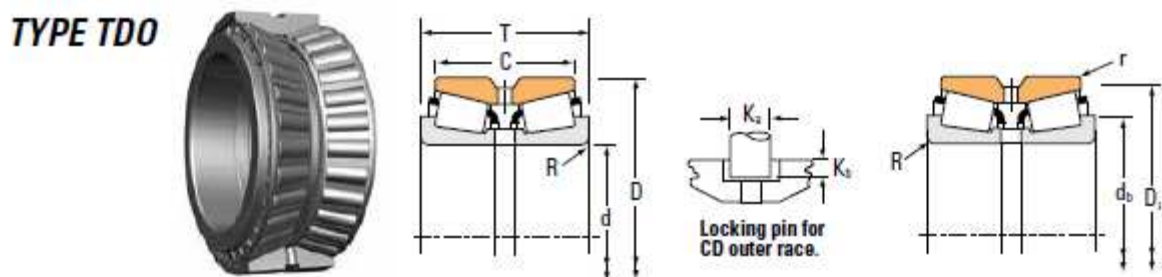
$P_A = 725,55 \text{ KN}$ (32. formula)

$L_{10} = 158,88 \text{ milioi r. p. m.}$ (25. formula)

$$C = \frac{725,55 \cdot (158,88)^{1/3}}{90^{1/3}} = 860,43 \text{ KN} = 860.430 \text{ N}$$

(33. formula)

Kapazitate dinamiko hori jasan dezakeen errodamendua honakoa da:



Bearing Dimensions				Load Ratings							
Bore d	O.D. D	Width T	Double Outer Ring Width C	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁₀₂	e	Factors ⁽²⁾ Y ₁	Y ₂	C ₉₀	Dynamic ⁽³⁾ C ₂₀₀	C ₃₀₂	Factors ⁽²⁾ K
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf				N lbf	N lbf	N lbf	
292.100 11.5000	469.900 18.5000	200.025 7.8750	149.225 5.8750	3950000 887000	0.38	1.79	2.66	588000 132000	380000 85500	1020000 230000	1.55
292.100 11.5000	520.700 20.5000	228.600 9.0000	165.100 6.5000	3400000 765000	0.33	2.06	3.06	506000 114000	284000 63900	882000 198000	1.76
292.100 11.5000	558.800 22.0000	298.450 11.7500	222.250 8.7500	5390000 1210000	0.40	1.71	2.54	802000 180000	542000 122000	1400000 314000	1.48
298.450 11.7500	444.500 17.5000	146.050 5.7500	98.4250 3.8750	1540000 347000	0.38	1.79	2.66	230000 51700	149000 33400	400000 90000	1.55
299.975 11.8100	495.300 19.5000	301.625 11.8750	247.650 9.7500	5000000 1120000	0.33	2.03	3.02	744000 167000	423000 95200	1300000 291000	1.76
300.038 11.8125	422.275 16.6250	174.625 6.8750	136.525 5.3750	2260000 508000	0.34	2.00	2.99	336000 75600	194000 43600	566000 132000	1.73
300.038 11.8125	422.275 16.6250	174.625 6.8750	136.525 5.3750	2260000 508000	0.34	2.00	2.99	336000 75600	194000 43600	566000 132000	1.73
300.040 11.8126	496.000 19.5276	307.576 12.1092	253.600 9.9842	6270000 1410000	0.33	2.03	3.02	933000 210000	531000 119000	1630000 365000	1.76
304.800 12.0000	383.700 15.5000	107.950 4.2500	82.550 3.2500	1020000 229000	0.36	1.88	2.80	152000 34200	93500 21000	265000 59500	1.83

Taula 3.9: TIMKEN errodamendu koniko katalogoa

Lehenengo kalkulu honetan, $K_A = 1,5$ suposatu da baina katalogoaren arabera, $K_A = 1,73$ balioa hartzen du, ondorioz berriro konprobazioa egin behar da:

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rAB} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$K = 1,73 \text{ (3.9 taula)}$$

$$F_{ae} > \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K} \rightarrow 290,249 \text{ KN} > \frac{0,6 \cdot 728,39 \text{ KN}}{1,73} \rightarrow 290,249 \text{ KN} > 252,62 \text{ KN}$$

(34. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rAB} = A_y = 728,39 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = A_x = 290,249 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,73 \text{ (3.9 taula)}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 728,39 + 1,73 \cdot 290,249$$

$$P_A = 793,48 \text{ KN}$$

$$P_B = 0 \text{ KN}$$

(35. formula)

KAPAZITATE DINAMIKOA

$$C_A \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_A = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$P_A = 793,48 \text{ KN (35. formula)}$$

$$L_{10} = 158,88 \text{ milioi r. p. m. (25. formula)}$$

$$C_A = \frac{793,48 \cdot (158,88)^{1/3}}{90^{1/3}} = 940,988 \text{ KN} = 940.988 \text{ N}$$

(36. formula)

Ikus daitekeen moduan, katalogotik aukeratutako errodamendua karga jasateko gai da balioztatu ostean, karga dinamikoa handiagoa baita kalkulaturakoa baino, beraz hartutako errodamendua egokia da.

$$C_{TIMKEN} = 2.260.000 \text{ N} > C_A = 817.580 \text{ N}$$

A kokapeneko errodamenduaren barne erradioa 285,75 mm-takoa da, ondorioz, ardatzaren diametroa handitu beharko da. Errodamenduaren erreferentzia:

Inner: HM256849 Outer: HM256810D

B Errodamendu zilindrikoaren aukeraketa

Lehenago errodamendua aukeratuta, beste errodamendua aukeratu behar da. Kasu honetan, errodamendua zilindrikoa izango da eta TIMKEN fabrikantearena baita. Errodamendu zilindrikoak bakarrik karga erradialak jasan dezakete baina beste kargak errodamendu konikoak jasango dituzenez, errodamendu zilindrikoa erabili daiteke. Lehenago errodamendua aukeratuta dagoelarik, errodamenduaren kapazitatea kalkulatu da TIMKEN fabrikantearen arabera:

$$C = F_{rB} \cdot (L_{10})^{1/a}$$

$$L_{10} = 155,48 \text{ milioi } r.p.m. \text{ (26. formula)}$$

$$a = \frac{10}{3} \text{ errodamendu zilindrikoentzako}$$

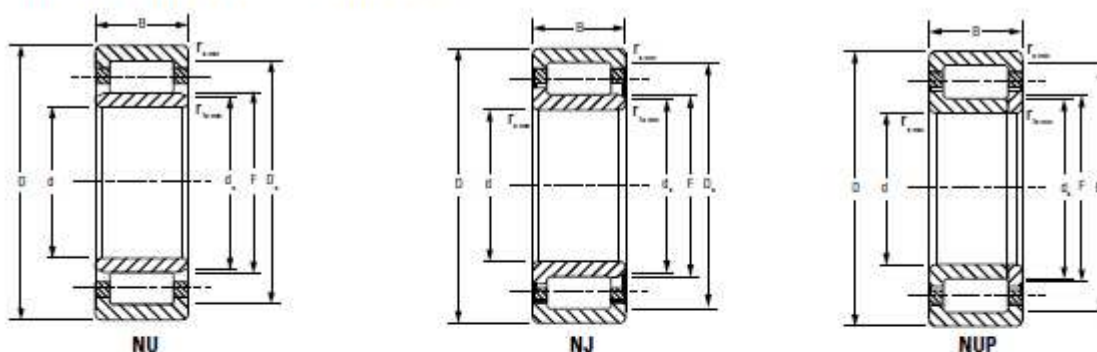
$$F_{rB} = 242,795 \text{ KN}$$

$$C = 242,795 \cdot (155,48)^{1/3} = 1.103,42 \text{ KN}$$

(37. formula)

Kapazitatea kalkulatu dagoela, errodamendua aukeratu daiteke:

ONE-ROW METRIC ISO SERIES – continued



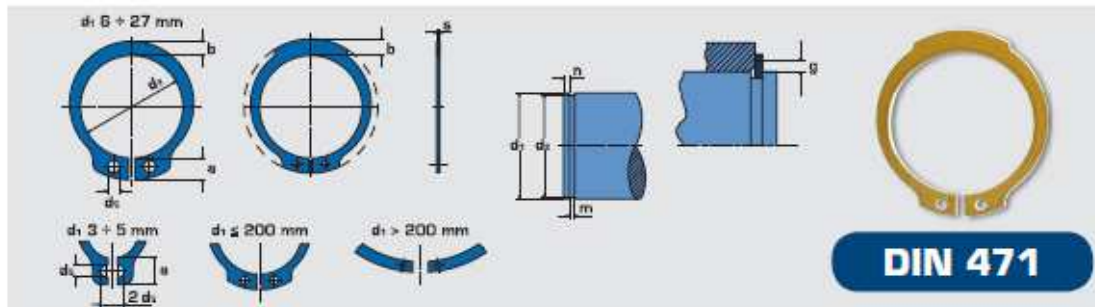
Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number ²⁾	Mounting Data					Geometry Factor C _g	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C ₀	Dynamic C ₁ ⁽¹⁾		Chamfer		Backing Diameter		σ _H		Oil	Grease	
mm	mm	mm	mm	kN	kN	r _{min}	r _{max}	Shaft d _s	Housing D _h	mm	RPM	RPM	kg		
in.	in.	in.	in.	lbf.	lbf.	mm	mm	in.	in.	in.			lbs.		
240.000 9.4488	500.000 19.6850	155.000 6.1024	303.000 11.9291	3760 848000	2970 668000	NU2348EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	287.8 11.33	447.0 17.60	11.9 0.47	0.192	770	700	153.00 336.60
240.000 9.4488	500.000 19.6850	155.000 6.1024	303.000 11.9291	3760 845000	2970 668000	NJ2348EMA	5.0 0.20	5.0 0.20	287.8 11.33	447.0 17.60	11.9 0.47	0.192	770	700	155.70 342.50
260.000 10.2362	400.000 15.7480	65.000 2.5591	296.000 11.6535	1040 233000	737 166000	NU1052MA	4.0 0.16	4.0 0.16	287.2 11.31	364.0 14.33	8.8 0.35	0.151	1700	1400	29.20 64.10
280.000 11.0236	420.000 16.5354	65.000 2.5591	316.000 12.4409	1090 245000	754 169000	NU1056MA	4.0 0.16	4.0 0.16	306.4 12.06	384.0 15.12	8.0 0.31	0.157	1600	1300	31.00 68.20
300.000 11.8110	460.000 18.1102	74.000 2.9134	340.000 13.3858	1430 322000	1000 225000	NU1060MA	4.0 0.16	4.0 0.16	329.8 12.98	420.0 16.54	10.7 0.42	0.169	1400	1200	43.70 96.10
320.000 12.5984	440.000 17.3228	56.000 2.2047	350.000 13.7795	1210 272000	767 172000	NU1964MA	3.0 0.12	3.0 0.12	342.0 13.46	414.0 16.30	5.6 0.22	0.170	770	660	26.90 59.18

Taula 3.10: TIMKEN errodamendu zilindriko katalogoa

Errodamendu zilindrikoaren kapazitate dinamiko handiago da ($C_{TIMKEN} = 1.430 KN > C_{JASOTAKO} = 1.103,42 KN$), jasango duena baino askoz karga handiagoa jasateko gai da errodamendua, ondorioz ardatzaren diametroa zehaztu daiteke 300 mm-tan.

Erreferentzia: NU1060MA

Errodamendu horiek eusteko, segurtasun eraztunak erabiliko dira. Segurtasun eraztun hori aukeratzeko DIN 471 araua jarraituko da BENERI katalogoa jarraituz.



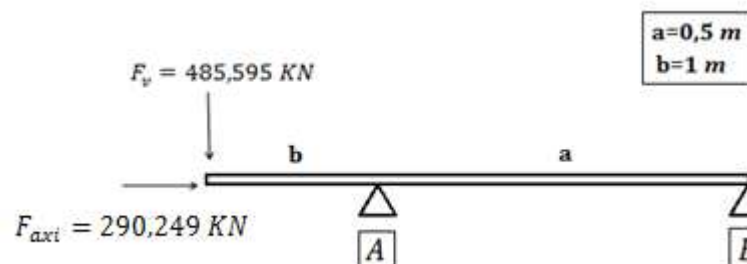
Dimensions in mm - Dimensiones en mm - Medidas en mm

d ₁	a	d ₂	a max.	b min.	d ₃ min.	d ₂	m HTS	n min.	F ₀ kN	F ₀ kN	g	F _{ag} kN	nubl. min.	Kg					
205	5,00	0/-0,10	193,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	199,0	0/-0,700	5,15	9,0	317,00	611,00	6,0	61,30	1700	274,160	A5	A51
210	5,00	0/-0,10	198,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	204,0	0/-0,700	5,15	9,0	325,10	599,20	6,0	59,90	1835	284,440	A5	A51
215	5,00	0/-0,10	203,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	209,0	0/-0,700	5,15	9,0	332,00	590,00	6,0	58,50	1900	292,790	A5	A51
220	5,00	0/-0,10	208,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	214,0	0/-0,700	5,15	9,0	340,80	572,40	6,0	57,30	1920	301,860	A5	A51
225	5,00	0/-0,10	213,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	219,0	0/-0,700	5,15	9,0	348,00	559,00	6,0	56,00	1900	309,570	A5	A51
230	5,00	0/-0,10	218,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	224,0	0/-0,700	5,15	9,0	355,60	548,90	6,0	55,00	1445	314,540	A5	A51
235*	5,00	0/-0,10	223,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	229,0	0/-0,700	5,15	9,0	364,00	537,00	6,0	53,80	1350	306,000	A5	A51
240	5,00	0/-0,10	228,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	234,0	0/-0,700	5,15	9,0	372,60	530,30	6,0	53,00	1305	341,160	A5	A51
245	5,00	0/-0,10	233,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	239,0	0/-0,700	5,15	9,0	380,00	515,00	6,0	51,50	1250	337,620	A5	A51
250	5,00	0/-0,10	238,0	0,70/-1,70	14,2	14,0	4,0	244,0	0/-0,700	5,15	9,0	388,30	504,30	6,0	50,50	1180	307,930	A5	A51
255*	5,00	0/-0,10	243,0	0,70/-1,70	16,2	16,0	5,0	247,0	0/-0,810	5,15	12,0	525,00	557,00	6,0	55,70	1150	348,000	A5	A51
260	5,00	0/-0,10	245,0	0,70/-1,70	16,2	16,0	5,0	252,0	0/-0,810	5,15	12,0	535,80	540,60	6,0	54,60	1320	413,500	A5	A51
265	5,00	0/-0,10	250,0	0,70/-1,70	16,2	16,0	5,0	257,0	0/-0,810	5,15	12,0	546,00	536,00	6,0	53,70	1200	414,070	A5	A51
270	5,00	0/-0,10	255,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	262,0	0/-0,810	5,15	12,0	556,60	526,30	6,0	52,50	1215	418,890	A5	A51
275*	5,00	0/-0,10	260,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	267,0	0/-0,810	5,15	12,0	566,00	516,00	6,0	51,00	1150	390,000	A5	A51
280	5,00	0/-0,10	265,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	272,0	0/-0,810	5,15	12,0	576,60	509,20	6,0	50,90	1100	492,090	A5	A51
285*	5,00	0/-0,10	270,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	277,0	0/-0,810	5,15	12,0	587,00	499,00	6,0	50,00	1060	490,000	A5	A51
290	5,00	0/-0,10	275,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	282,0	0/-0,810	5,15	12,0	599,10	490,80	6,0	49,20	1005	476,070	A5	A51
295	5,00	0/-0,10	280,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	287,0	0/-0,810	5,15	12,0	609,00	481,00	6,0	48,00	1000	472,100	A5	A51
300	5,00	0/-0,10	285,0	0,81/-2,00	16,2	16,0	5,0	292,0	0/-0,810	5,15	12,0	619,10	475,00	6,0	47,50	930	490,260	A5	A51

Taula 3.11: BENERI segurtasun eraztun katalogoa

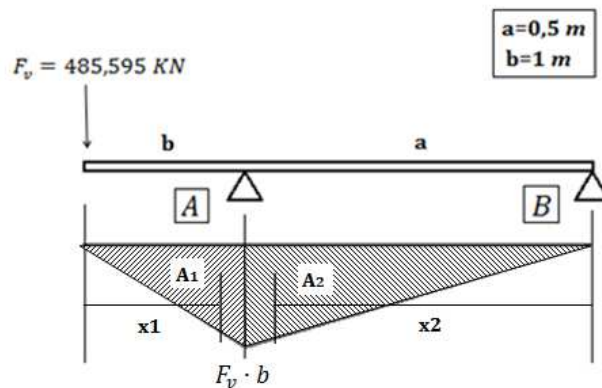
3.2.5.4 Deflexioekiko Diseinua

Ardatz geldoan eragiten duten indarrak hauek dira:



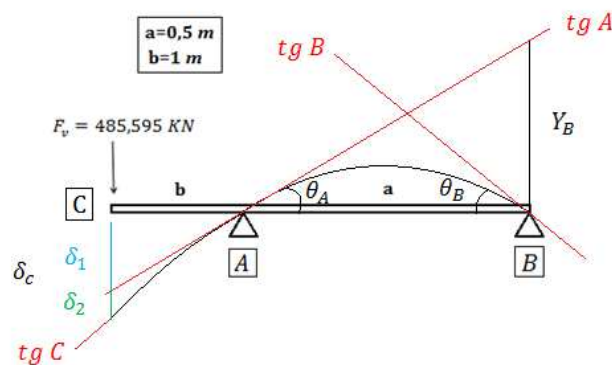
Irudia 3.16: Ardatz geldoaren Indarren eskema

Ardatzaren momentuaren diagraman bakarrik indar bertikala eragingo du:



Irudia 3.17: Ardatz bertikalak sortutako momentuaren diagrama

Irudian agertzen diren A_1 eta A_2 , momentuen hirukien azalera da eta x_1, x_2 azalera horren grabitate zentroaren distantzia. Ondorengo irudian agertzen dena, deformatuaren errepresentazioa da, puntuetako geziak eta angeluak adierazita.



Irudia 3.18: Indar bertikalak sortutako deflexioaren deskribapena

δ_c kalkulatzek, C puntuko geziaren balio totala kalkulatu behar da:

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2$$

(38. formula)

$$\delta_1 = \theta_A \cdot b$$

$$\theta_A = \frac{Y_B}{a}$$

$$Y_B = \frac{A_2 \cdot x_2}{E \cdot I} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot a\right)}{E \cdot I} = \frac{F_v \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$Y_B = \frac{485.595 \cdot 500 \cdot 1000^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{8,09 \cdot 10^{13}}{E \cdot I}$$

(39. formula)

$$\theta_A = \frac{Y_B}{a} = \frac{8,09 \cdot 10^{13}}{1000 \cdot E \cdot I} = \frac{8,09 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} \quad (40. formula)$$

$$\delta_1 = \theta_A \cdot b = \frac{8,09 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} \cdot 500 = \frac{4,04 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} \quad (41. formula)$$

δ_2 balioa lortzeko ondorengo formula erabiliko da:

$$\delta_2 = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot b\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot b\right)}{E \cdot I} = \frac{F_v \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{485.595 \cdot 500^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{2,02 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} \quad (42. formula)$$

δ_c ondorioz:

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2 = \frac{4,04 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} + \frac{2,02 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} = \frac{6,06 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} \quad (43. formula)$$

θ_B kalkulatzeko δ_{BA} -ren gezia behar da:

$$\theta_B = \frac{\delta_{BA}}{a}$$

$$\delta_{BA} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a\right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot a\right)}{E \cdot I} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F_v \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 485.595 \cdot 500 \cdot 1000^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{4,04 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} \quad (44. formula)$$

$$\theta_B = \frac{\delta_{BA}}{a} = \frac{4,04 \cdot 10^{13}}{1000 \cdot E \cdot I} = \frac{4,04 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} \quad (45. formula)$$

Jakinda zilindro baten inertzi momentua hau dela eta Young en modulua altzairuarentzat:

$$I_z = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 110^4 = 229.980.290,2 \text{ mm}^4$$

$$E = 210 \text{ GPa} = 210.000 \text{ MPa}$$

A eta B biraketak:

$$\theta_A = \frac{8,09 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} = \frac{8,09 \cdot 10^{10}}{210.000 \cdot 229.980.290,2} = 1,675 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,001675 \text{ rad} \quad (46. formula)$$

$$\theta_B = \frac{4,04 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} = \frac{4,04 \cdot 10^{10}}{210.000 \cdot 229.980.290,2} = 8,36 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,00836 \text{ rad} \quad (47. formula)$$

Balio hauek, deflexioen balio onargarriekin konparatu behar dira. A euskarrian errodamendu konikoak jarriko direnez, taulan errodamendu konikoentzako balioarekin konparatu behar da eta B euskarria, errodamendu zilindrikoen balioarekin.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad

Taula 3.12: Ardatzen balio onargarriak delfezio eta inklinaziorako

$$\theta_A = 0,001675 \text{ rad (46. formula)}$$

$$\theta_{admisible} = 0,0005 < \theta_A = 0,001675 \text{ rad} < \theta_{admisible} = 0,0012$$

$$\theta_B = 0,00836 \text{ rad (47. formula)}$$

$$\theta_{admisible} = 0,0008 < \theta_B = 0,00836 \text{ rad} < \theta_{admisible} = 0,0012$$

Bi balioak tartearen barruan daude, ondorioz onargarriak dira.

Geziari dagokionez, geziaren balioak eragina du engranajeak eragindako indarrak badira, beraz ez da aztertuko.

3.2.5.5 Bibrazioekiko Diseinua

Ardatza nekera eta deflexio egiaztatu ondoren, ardatzaren abiadura kritikoa kalkulatu da. Ardatz geldoan muntatuta dagoen gauza bakarra errotorea da, ardatzean eragina duen elementu bakarra izango da, ondorioz:

$$m_{Rotor} = 49.500 \text{ kg (1. formula)}$$

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

C puntuaren gezia kalkulatu denez:

$$\delta_c = \frac{6,06 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} \text{ (43. formula)}$$

$$y_i = \delta_c = \frac{6,06 \cdot 10^{13}}{E \cdot I} = \frac{6,06 \cdot 10^{13}}{210.000 \cdot 229.980.290,2} = 1,25 \text{ mm} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

(48. formula)

Abiadura kritikoa:

$$y_i = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m (48. formula)}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81}{1,25 \cdot 10^{-3}}} = 88,58 \text{ rad/s}$$

$$w_{kritikoa} = 88,58 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ bira}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 845,87 \text{ r.p.m.}$$

(49. formula)

Ardatz geldoaren abiadura, abiadura kritikoa baino txikiagoa izan behar da:

$$w_{geldoa} = 19 \text{ r.p.m.} \ll w_{kritikoa} = 845,87 \text{ r.p.m.}$$

Kondizioa betetzen denez, ardatz geldoaren dimentsionamendua egokia da.

3.2.5.6 Artekatuaren Diseinua

Bujea konektatzen duen brida sistema, ardatz geldoa eta biderkatzailearen lehenengo etapa konektatzeko eta tortsorea modu efizientean transmititzeko, ardatz artekatua erabiliko da. Ardatzaren artekatua egokia izateko, artekatua luzera jakin bat izan behar du. Luzera hori DIN 5840 arauaren arabera kalkulatu da.

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z}$$

F_u = Ardatzean dagoen indar tangenziala

K = Euste faktorea

h = Nerbioen altuera

z = Hertz kopurua

P = Nerbio hegalean dagoen presioa

Lehenik eta behin, ardatzaren indar tangenziala kalkulatu behar da. "Elementos de maquinas" [5] liburuaren arabera, ondorengo formula aplikatu behar da:

$$F_u = \frac{T}{r}$$

$$T = 1.105,709 \text{ KNm (5. formula)}$$

$$\varnothing_G = 300 \text{ mm (Ardatzaren diametroa)}$$

$$F_u = \frac{T}{\varnothing_G/2} = \frac{1.105,709 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{300 \text{ mm}/2} = 7.371.393,33 \text{ N}$$

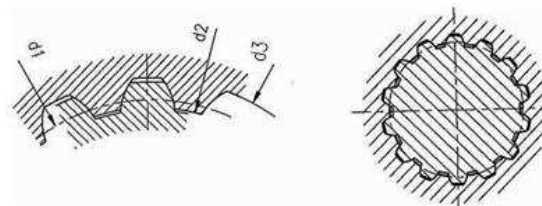
(50. formula)

Jakinda ardatzaren diametroa $\phi_G = 300 \text{ mm}$ dela eta hortz kopurua $z = 58$ hortz direla, ondorengo taulatik hortzen modulua lortzen da. $m = 5 \text{ mm}$

d_B mm	Number of teeth z for module m												
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10
260										50	42	31	24
280										54	45	34	26
300										58	48	36	28
320										62	52	38	30
340											55	41	32

Taula 3.13: DIN 5480

Ondorengo irudian, artekatuak eduki behar dituen dimentsioak agertzen dira:



Irudia 3.19: DIN 5480 Artekatuaren Dimentsioak

Jakinda, presioa $P = 100 \text{ N/mm}^2$ eta $K = 1,15$ artekatu enbolbenteentzako:

Non,

d_2 : Barne diametroa

d_3 : Kanpo diametroa

d_1 : Erreferentzi diametroa

h : Nerbioen altuera

$m = 5 \text{ mm}$ (3.13 taula)

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 300 - 2 \cdot 5 = 290 \text{ mm}$$

(51. formula)

$$d_3 = d_1 - 0,2 \cdot m = 300 - 0,2 \cdot 1 = 299 \text{ mm}$$

(52. formula)

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 0,5 \cdot (299 - 290) = 4,5 \text{ mm}$$

(53. formula)

$$F_u = 7.371.393,33 \text{ N (50. formula)}$$

$$h = 4,5 \text{ mm (53. formula)}$$

$$P = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$K = 1,15$$

$$z = 58 \text{ hortz (3.13 taula)}$$

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1,15 \cdot \frac{7.371.393,33}{4,5 \cdot 100 \cdot 58} = 324,79 \text{ mm}$$

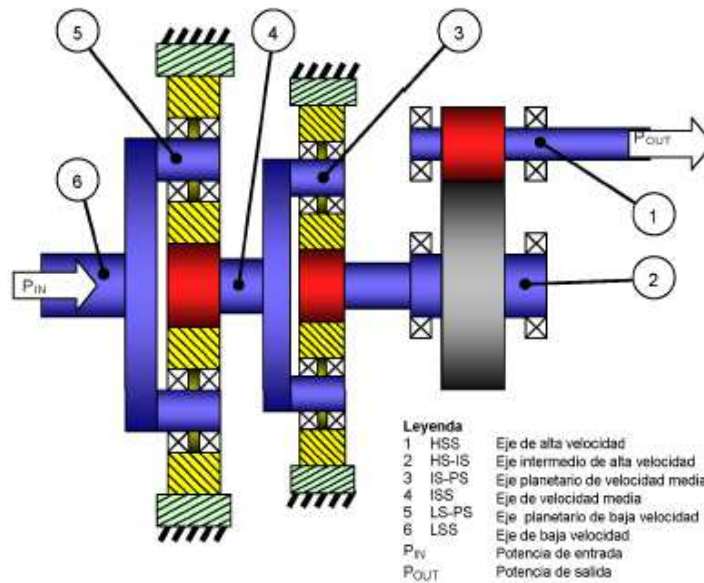
(54. formula)

Ardatz artekatua izan behar duen luzera minimoa:

$$L_t = 324,79 \text{ mm da.}$$

3.2.6 BIDERKATZAILEA

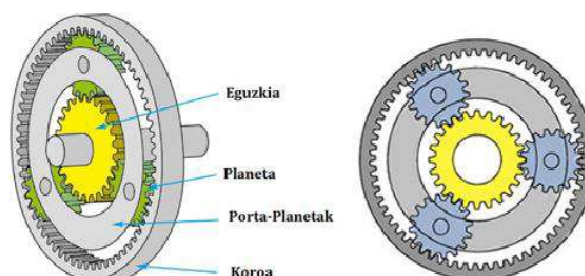
Biderkatzailearen diseinua UNE-EN-61400-4 arauaren arabera burutuko da. Biderkatzailearen funtzio nagusia, sarrera abiadura handitzea da, sorgailuaren funtzionatze abiadura nominala lortu arte. Kasu honetan, ardatz geldoaren 19 r.p.m. sorgailuaren abiadura nominalera handitu behar du, 1.500 r.p.m.-ra, abiadura hau ardatz arinari transmitituz.



Irudia 3.20: 3 etapako (2 Planetario) Biderkatzailearen ardatzen egokitzea

Biderkatzailearen diseinuari dagokionez, aukeratutako disposizioa irudian ikusten dena da. Engranaje tren mistoa izango da, bi etapa planetario edukiko ditu eta azkenik sorgailuaren abiadura lortzeko, engranaje paralelodun hirugarren etapa edukiko du.

Etapa planetarioei dagokionez, engranaje koroa finkoa izango da, 3 planetaduna eta erdian eguzkia egongo da.



Irudia 3.21: Etapa Planetarioaren osagaiak

Etapa paraleloari dagokionez, engranajeak helikoidalak izango dira, engranatzea errazagoa izateko eta tortsioa modu erraz batean transmititzeko.

3.2.6.1 LEHENENGO ETAPA

Aipatu den moduan, biderkatzailearen diseinua IEC-61400-4 arauaren arabera burutu behar da. Arau honek ezartzen duen moduan, lehenik aerosorgailuaren interfazea definitu behar da lehen definitu dena 3.2.1 atalean (3.1 taula). Ondoren, biderkatzailearen ardatzen egokitzapena definitu behar da (3.20 irudia). Biderkatzailearen kalkuluekin hasi ahal izateko, engranajeek edukiko duten hertz kopurua zehaztuko da eta ondoren, transmisio erlazioa eta Willis formula erabiliz engranajeen abiadura kalkulatu da..

Engranajeen hertz kopurua, ondorengo formula jarraitu behar dute etapa planetarioa egiteko.

$$Z_3 = Z_1 + 2 \cdot Z_2 \quad (55. formula)$$

Formula hori betetzen duten hertz konposizio bat, honakoa izan daiteke:

Eguzki engranajea : $Z_1 = 22$

Engranaje Planetak $Z_2 = 38$

Engranaje koroa : $Z_3 = 98$

$$98 = 22 + 2 \cdot 38$$

Hertz kopurua definituta, transmisio erlazioa jakin daiteke.

$$i = \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_3} = -\frac{Z_1}{Z_3} = -\frac{22}{98} \quad (56. formula)$$

$$i = \frac{\omega_m - \omega_l}{\omega_0 - \omega_l} = \frac{\omega_3 - N_R}{\omega_1 - N_R} = \frac{0 - 19}{\omega_1 - 19} \quad (57. formula)$$

$$i = \frac{-19}{\omega_1 - 19} = -\frac{22}{98} \rightarrow \omega_1 = 103,63 \text{ r.p.m.} \quad (58. formula)$$

Planeta engranaje abiadura jakiteko, honen eta koroaren abiadura berdinak izango dira. Engranaje hauen kontaktu puntua aztertuz eta abiadura erlatiboa kontuan izanda:

$$\begin{aligned} v_{p2} &= v_{p3} \\ v_{0_2} + v_{p/0_2} &= 0 \\ v_{0_2} = \omega_l \cdot (R_1 + R_2) &= \omega_l \cdot \frac{m}{2} \cdot (Z_1 + Z_2) = 19 \cdot \frac{m}{2} \cdot (22 + 38) = 570 \cdot m \\ v_{p/0_2} = \omega_2 \cdot R_2 &= \omega_2 \cdot \frac{m}{2} \cdot Z_2 = \omega_2 \cdot \frac{m}{2} \cdot 38 \end{aligned} \quad (59. formula)$$

$$570 \cdot m + 38 \cdot \omega_2 \cdot \frac{m}{2} = 0 \rightarrow 1140 \cdot \frac{m}{2} + 38 \cdot \omega_2 \cdot \frac{m}{2} = 0 \rightarrow \omega_2 = -\frac{1140}{38}$$

$$\omega_2 = -30 \text{ r.p.m.} \quad (60. formula)$$

3.2.6.1.1 Engranajeen Kalkulua

ISO 6336 Arauaren arabera, moduluaren kalkulua engranaje txikienarekin burutuko dira kalkuluak. Kasu honetan, engranaje txikiena eguzkia izango da $z_1 = 22$ hortz dituena.

Horrez gain, ISO 6336 arauak modu zehatz batean adierazten du, engranajeen kalkulua **engranajeen hortzen flexio irizpidea** eta **engranajeen hortzen pitzadura**. Kalkulu horiek burutzeko bi metodo erabiltzen dira Flexio Irizpidea kalkulatzeko LEWIS metodoa erabiltzen da eta Hortzen Pitzadura Irizpidea HERTZ metodoa.



Irudia 3.22: Hortzen desgastea marruskaduraren eraginez

Hortzen Marruskaduren hutsegitea (LEWIS)

Lewis moduluaren kalkulurako formula ondorengoa da lehenik hortz kopurua finkatu delako, 3.2.6.1 atalean garatutakoa:

$$m = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega \cdot z_1 \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

(61. formula)

Hortzen tentsio onargarria materialaren arabera hurrengo taulan azaltzen dira. Kasu honetan altzairu karbonizatuzkoak izango dira, material honentzat tentsio onargarria $\sigma_{adm} = 482 \text{ MPa}$ da baina formulari kg/cm^2 sartu behar da.

$$\sigma_{adm} = 482 \text{ MPa} = 482 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2} = 4913,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

(62. formula)

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
<i>Acero</i>	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitruado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138
<i>Fundición gris</i>				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48

Taula 3.14: *Engranaieen tentsio onargarria materialaren arabera*

Lewis formako faktorea Y taulatuta dago eta engranaje txikiena eguzkia $Z_1 = 22$ hertz direnez:

$$Y = 0,331$$

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Taula 3.15: *Lewis faktorea hertz kopuru arabera*

Gia faktorea Ψ ondorengo taulatik lortzen da:

$$\Psi = 20$$

FACTOR DE GUIADO Ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

Taula 3.16: *Gia faktorea engranaje kalitate arabera*

Sarrerako abiadura jakinda $N_R = 19$ r.p.m. potentzia kalkulatu daiteke:

Sarrerako potentzia:

$$P = T \cdot \omega = (1.105,709 \cdot 10^3) \cdot 19 \text{ (r.p.m.)} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 2.200.001,939 \text{ Watt}$$

$$P = 2.200.001,939 \text{ Watt} \cdot \frac{1 \text{ ZP}}{735 \text{ Watt}} = 2.993,2 \text{ ZP}$$

(63. formula)

$$T = 1.105,709 \cdot 10^3 \text{ Nm} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \cdot \frac{9,81 \text{ kg}}{1 \text{ N}} = 1.084.700.529 \text{ [kg} \cdot \text{cm]}$$

$$T_1 = \frac{T}{\text{Trasmisio erlazioa}} = \frac{1.105,709}{103,63/19} = 202,7257 \text{ kNm}$$

(64. formula)

Datuak Lewis-en (61.formulan) ordezkatzuz:

$$Pot = P = 2.993,2 \text{ ZP (63. formula)}$$

$$\omega_1 = 103,63 \text{ (58. formula)}$$

$$z_1 = 22 \text{ hertz (55. formula)}$$

$$\Psi = 20 \text{ (3.16 taula)}$$

$$\sigma_{adm} = 4.913,35 \text{ kg/cm}^2 \text{ (62. formula)}$$

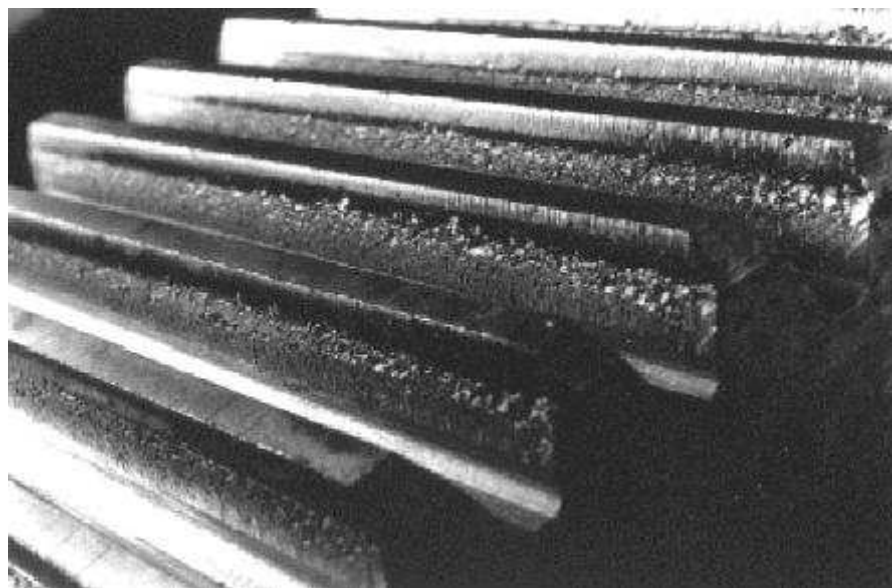
$$Y = 0,331 \text{ (3.15 taula)}$$

$$m \geq 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} \rightarrow m \geq 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.993,2}{103,63 \cdot 22 \cdot 20 \cdot 4.913,35 \cdot 0,331}}$$

$$m_{Lewis} \geq 1,79 \text{ cm}$$

(65. formula)

Hortzaren Gainazalaren hutsegitea (HERTZ)



Irudia 3.23: Hortzen hutsegitea desgaste eta flexioagatik

Hertz moduluaren kalkulurako formula ondorengoa da:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

(66. formula)

$$T_1 = \frac{1.105,709}{103,63/19} = 202,7257 \text{ kNm} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ KN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 2.066.520,9 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

(67. formula)

Presio onargarria (K_{adm}) lortzeko, ondorengo taulatik lortzen da:

VALORES DE K_{adm} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										
			10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500	K
Fundición	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
Acero moldeado	GS o 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
Acero al carbono	St 60	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.3	15.5	9.0
	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
Acero aleado	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

NOTAS:

Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla

Horas servicio h	150	312	625	1200	2500	5000	10000	40000	60000	150000
φ	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.5	0.4	0.32

Taula 3.17: Presio onargarri taula

$$K_{adm} = \Phi \cdot K_{5000} = 0,4 \cdot 370 = 148 \text{ kg/cm}^2$$

(68. formula)

Moduluaren kalkulua Hertz ekuazioaren arabera:

$$T_1 = 2.066.520,9 \text{ kg} \cdot \text{cm} \text{ (67. formula)}$$

$$i = 103,63/19$$

$$z_1 = 22 \text{ hertz (55. formula)}$$

$$\Psi = 20 \text{ (3.16 taula)}$$

$$K_{adm} = 148 \text{ kg/cm}^2 \text{ (68. formula)}$$

$$\alpha = 20^\circ \text{ (Kontaktua angelua engranatzea ona izateko)}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \rightarrow m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2.066.520,9 \cdot (103,63/19 + 1)}{148 \cdot 20 \cdot 22^2 \cdot \left(\frac{103,63}{19}\right) \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}}$$

$$m_{\text{Hertz}} \geq 2,19 \text{ cm}$$

(69. formula)

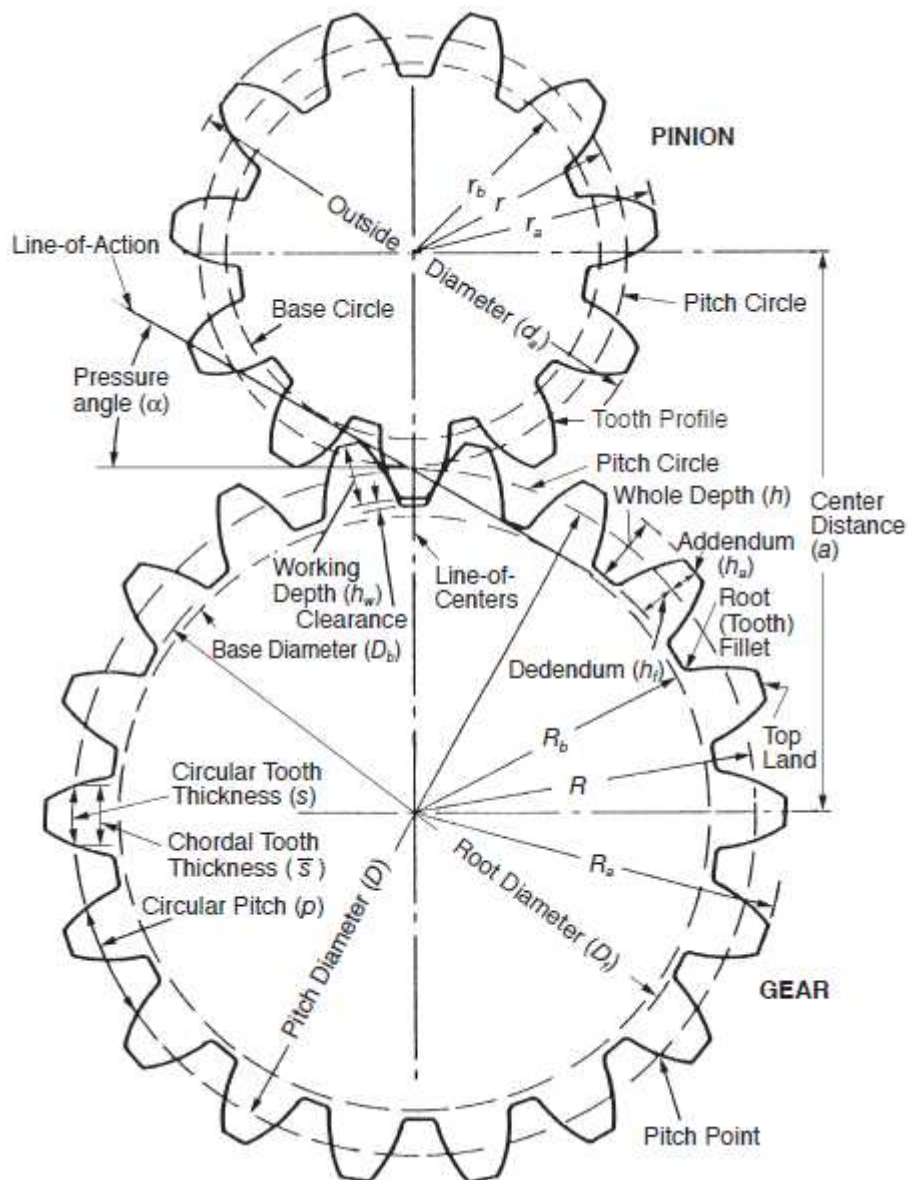
Bi hutsegite teoriak kontutan hartuz, moduluaren aukeraketan, modulu murriztaileenaren arabera aukeratu behar da.

$$m_{Lewis} = 1,79 \text{ cm} \quad - \quad m_{Hertz} = 1,98 \text{ cm}$$

Engranajearen horta gainazalaren hutsegiteak (Hertz) kondizionatzen du beraz modulua $m_{Hertz} = 1,98 \text{ cm}$ mugatzen du, ondorioz:

$$m_1 = 2 \text{ cm}$$

Engranajeen modulua aukeratuta dagoenez eta lehengo etapa planetarioaren engranajeek modulu berdina eduki behar dutenez, moduluarekin eta hortz kopuruarekin, erradio primitiboak kalkula daitezke:



Irudia 3.24: Engranajeen deskribapena

Diametro Primitiboak

$$D_{P.1} = m_{1 \text{ etapa}} \cdot Z_1 = 20 \cdot 22 = 440 \text{ mm}$$

$$D_{P.2} = m_{1 \text{ etapa}} \cdot Z_2 = 20 \cdot 38 = 760 \text{ mm}$$

$$D_{P.3} = m_{1 \text{ etapa}} \cdot Z_3 = 20 \cdot 98 = 1.960 \text{ mm}$$

(70. formula)

Barne Diametroak

$$D_{B.1} = D_{P.1} - 2,5 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 440 - 2,5 \cdot 20 = 390 \text{ mm}$$

$$D_{B.2} = D_{P.2} - 2,5 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 760 - 2,5 \cdot 20 = 710 \text{ mm}$$

$$D_{B.3} = D_{P.3} - 2,5 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 1.960 - 2,5 \cdot 20 = 1.910 \text{ mm}$$

(71. formula)

Kanpo Diametroak

$$D_{E.1} = D_{P.1} + 2 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 440 + 2 \cdot 20 = 520 \text{ mm}$$

$$D_{E.2} = D_{P.2} + 2 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 760 + 2 \cdot 20 = 800 \text{ mm}$$

$$D_{E.3} = D_{P.3} + 2 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 1.960 + 2 \cdot 20 = 2.000 \text{ mm}$$

(72. formula)

Engranajeen zabalera kalkulatzeko:

$$b = \Psi \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm}$$

(73. formula)

Addendum

$$h_a = m_{1 \text{ etapa}} = 20 \text{ mm}$$

(74. formula)

Deddendum

$$h_b = 1,25 \cdot m_{1 \text{ etapa}} = 1,25 \cdot 20 = 25 \text{ mm}$$

(75. formula)

LABURPENA

1 ETAPA	EGUZKIA	PLANETAK	KOROA
Modulua (m)	20 mm		
Hortz kopurua (z)	22	38	98
Diametro primitiboa (D)	440 mm	760 mm	1.960 mm
Barne Diametroa (D _B)	390 mm	710 mm	1.910 mm
Kanpo Diametroa (D _E)	520 mm	800 mm	2.000 mm
Zabalera (b)	400 mm		
Addendum	20 mm		
Deddendum	25 mm		
Kontaktua angelua (α)	20°		

Taula 3.18: 1 Etapako engranaie dimentsioen laburpena

3.2.6.1.2 Planeten Ardatzen kalkulua

Ardatzaren Erradioa

Porta satelitetik ateratzen den ardatza, ardatz geldoa eta planeta engranajeak konektatzen ditu, tortsorea transmitituz. Horretarako, planeta engranajeak konektatzen dituen ardatzak dimentsionatu behar dira, planeta bakoitzak jasango duen tortsio bakoitza kontuan hartuz.

Kasu honetan, diametro handiko eta luzera txikiko ardatzak direnez, ebakidurara kalkulatu dira atalean garatu den formularen bidez. Horretarako lehenik, planeta engranajeen zentroa, zentro nagusitik zein distantziara dagoen kalkulatu behar da. Kalkulu horiek burutzeko, eguzkiaren eta planeten erradio primitiboak erabiltzen dira.

$$a = \frac{D_{P.1} + D_{P.2}}{2} = \frac{440 + 760}{2} = 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}$$

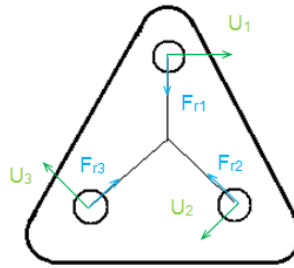
(76. formula)

Ondoren, ebakidura indarra zenbatekoa den kalkulatu behar da, horretarako, planeta batek zenbat tortsore transmititzen duen jakin behar da. Ondorengo irudian ikus daitekeen moduan, indar erradialak deuseztatu egiten dira beste indarrak, ebakidura indarrak sortuz. Ebakidura indar horiek, planeta kopuruaren arabera izango dira, izan ere, planeta bakoitzak transmititzen duen tortsorea ere, planeta kopuruaren arabera baita.

Ardatzak ISO-743 arauaren arabera kalkulatu behar dira. Arau horren arabera nekerako eta malgutasun koefizienteak hauek dira:

	DIN 743	ANSI/AGMA 6001
Fatiga	1,75	1,75
Flexibilidad	1,30	1,30
NOTA 1 Para la Norma ANSI/AGMA 6001, estos valores suponen $k_c = 1,0$ ($P = 50\%$) y $F_p = 1,0$. NOTA 2 Los valores de la Norma DIN 743 incluyen un coeficiente de incertidumbre del método de 1,2.		

Taula 3.19: ISO 743 malgutasun koefizienteak



Irudia 3.25: Ardatz planetarioak jasango duten indarren eskema

Beraz,

$$T_{planeta} = \frac{T}{Plantea kop.} = \frac{1.105,709}{3} = 368,57 \text{ KNm} \quad (77. formula)$$

Planeta batek jasango duen tortsorea jakinda, materialen erresistentziaren formulatik ebakidura indarra kalkulatu daiteke:

$$T_{planeta} = 368,57 \text{ KNm} \quad (77. formula)$$

$$a = 0,6 \text{ m} \quad (76. formula)$$

$$V_y = \frac{T_{planeta}}{a} = \frac{368,57 \cdot 10^3}{0,6} = 614.283,33 \text{ N} \quad (78. formula)$$

Ondorengo formularekin, ebakidura tentsioaren formularekin, ardatzaren erradioa lortzen da:

$$V_y = 614.283,33 \text{ N} \quad (78. formula)$$

$$\tau_{yp} = 363 \text{ MPa}$$

$$CS = 1,75$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r_{A,p}^2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{4}{3} \cdot \frac{614.283,33}{\pi \cdot r_{A,p}^2} \leq \frac{363}{1,75}$$

$$r_{A,p} \geq 35,45 \text{ mm} \approx 36 \text{ mm}$$

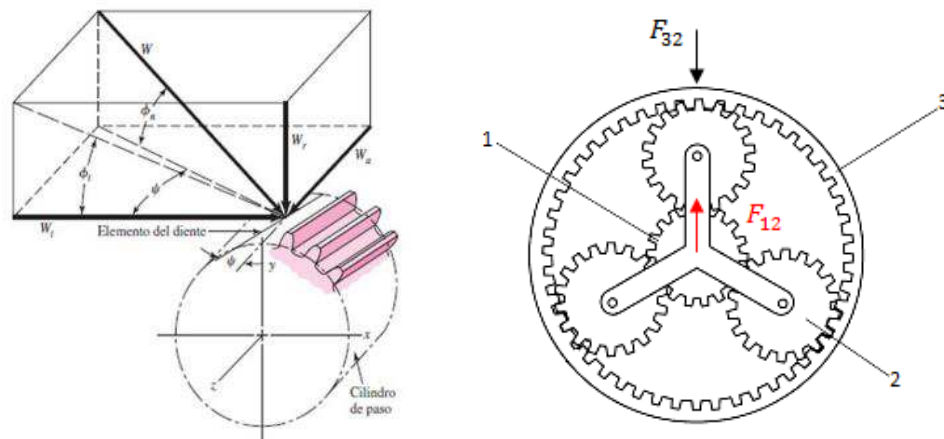
$$(79. formula)$$

Ardatzaren erradioa oso txikia denez engranajearekin konparatuta, ardatzaren erradioa 100 mm-takoa izatea erabaki da.

$$r_{A,p} = 100 \text{ mm} \quad \phi_{A,p} = 200 \text{ mm}$$

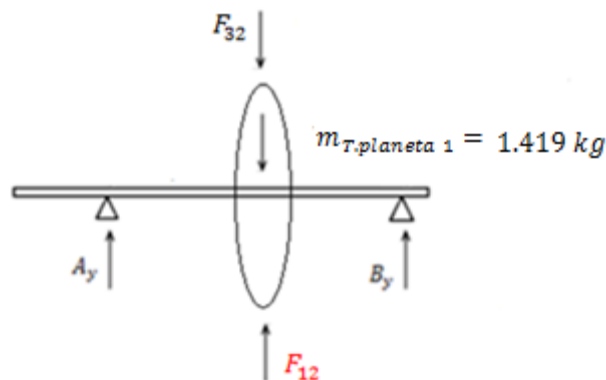
Porta planeta eta planeta engranajeak konektatuko dituen ardatza kalkulata, ardatz hau eta engranajearen arteko biraketa egokia izateko errodamenduen aukeraketa egingo da.

Lehenik eta behin, planeta ardatzak jasango dituen indarrak kalkulatu behar dira. 3.26 irudian ikus daitekeen moduan ez dira indar axialik egongo, engranajeko hortzak paraleloak direlako eta indar erradialak haien artean deuseztatzen dira, koroak eta eguzki engranajeak indar berdina baina kontrako norabidean egiten baitute indarra.



Irudia 3.26: *Engranaje planetak jasotzen dituen indarrak*

Irudian ikus daitekeen moduan, indarrak ez dute eraginik izango, haien artean anulatzen baitira. Eragina izango duen osagaia, engranajearen pisua izango da. Pisua Autocad-en laguntzarekin kalkulatu da, engranaje planetarioaren pisuaren hurbilpen bat eginez, engranajearen azalera bertan begiraturaz.



Irudia 3.27: *Engranaje planetak jasotzen dituen indarren eskema*

$$V_{planeta\ 1} = 1803054\ mm^2 \cdot 400\ mm \cdot \frac{1\ cm^3}{10^3\ m} = 180.305,54\ cm^3$$

$$m_{T.\ planeta\ 1} = V_{planeta\ 1} \cdot \rho = 180.305,5 \cdot 7,865 = 1.418.103,072\ gr \cong 1.419\ kg$$

(80. formula)

Oreka planteatuz,

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_y + B_y - m_{T. planeta 1} = 0$$

$$A_y = B_y = \frac{m_{T. planeta 1}}{2} = \frac{1.419 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N}}{2 \cdot 1 \text{ kg}} = 6.960,195 \text{ N}$$

(81. formula)

TIMKEN errodamendu zilindrikoak jarriko direnez, errodamendu hauek jasan dezaketen kapazitate dinamikoa kalkulatu behar da:

$$C = F \cdot AF \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Aplikazio faktorea (AF), indarra maioratzeko faktorea da, errodamenduaren aplikazioaren araberakoa ondorengo taulatik lortzen dena:

$$AF = 1,1$$

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicación con sellado de rodamiento pobre	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos leves	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

Taula 3.20: Gomendatutako Aplikazio Faktorea C-ren kalkulurako

$$F = A_y = B_y = 6.960,195 \text{ N} \text{ (81. formula)}$$

$$AF = 1,1 \text{ (3.20. taula)}$$

$$L_{10} = 155,48 \text{ milioi bira (26. formula)}$$

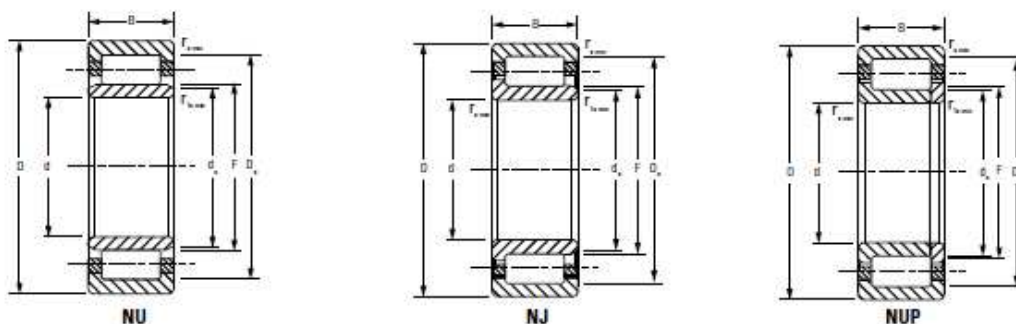
$$a = 10/3 \text{ (Errodamendu zilindrikoentzako)}$$

$$C = F \cdot AF \cdot (L_{10})^{1/a} = 6.960,195 \cdot 1,1 \cdot (155,48)^{3/10} = 34.772,9 \text{ N}$$

(82. formula)

Katalogoaren errodamendu zilindrikoa begiratzuz:

ONE-ROW METRIC ISO SERIES – continued



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number ⁽²⁾	Mounting Data				Geo- metry Factor C _g	Thermal Speed Ratings		Weight	
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C ₀	Dynamic C ₁ ⁽¹⁾		Chamber		Backing Diameter			s ₀ ⁽³⁾	Oil		Grease
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		r ₁₂₀₀ mm in.	r ₁₂₀₀ mm in.	Shaft d _s mm in.	Housing D _h mm in.					
200.000 7.8740	310.000 12.2047	51.000 2.0079	229.000 9.0157	596 134000	440 98800	NU1040MA	2.1 0.08	2.1 0.08	221.1 8.70	281.0 11.06	6.5 0.26	0.122	2300	1900	14.00 30.70
200.000 7.8740	360.000 14.1732	58.000 2.2835	243.000 9.5669	1090 245000	870 196000	NJ240EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	236.9 9.33	323.0 12.72	4.7 0.19	0.137	1700	1500	26.50 58.30
200.000 7.8740	360.000 14.1732	58.000 2.2835	243.000 9.5669	1090 245000	870 196000	NJ240EMA	4.0 0.16	4.0 0.16	236.9 9.33	323.0 12.72	4.7 0.19	0.137	1700	1500	27.00 59.40

Taula 3.21: TIMKEN errodamendu zilindriko katalogoa

Aukeratutako errodamenduak jasango duen karga kapaza izango da. Beraz errodamendu horretako errodamenduak instalatuko dira.

Bi errodamendu besterik jarri beharrean, hiru jarriko dira, izan ere hainbat abantaila aurkezten baititu. Adibidez, karga kapazitate altua aurkezten dute karga banatze optimizatua izanez, bitzta erabilgarria luzatzen da, funtzionamendu segurtasuna ematen du, diseinu eraginkorra, errodadura portaera hobetuta eta WEC (neke ondorioz gainazalean agertzen diren pitzadurak) babez handiagoa aurkezten du mota honetako instalazioa.

Erreferentzia: NU1040MA

3.2.6.1.3 Eguzkiaren Ardatzaren kalkulua

Ardatz hau etaparen irteeran dagoen ardatza da eta bigarren etaparen sarrerarekin (porta planetekin) konektatzen da. Ardatz honek lehenengo etaparen tortsorea jasango du eta 3.2.6.1 atalean aztertu den moduan, abiadura $\omega_1 = 103,63 \text{ r.p.m.}$ izango da. Ardatz honen kalkulua burutzeko, ASME kodea erabiliko da 1,25 segurtasun koefizientea mantenduz baina kasu honetan ardatza

eta engranajeak totso berdinekoak izango direnez F-1516 materialekoa izango da.

F-1516		BALIOA
Brinell Gogortasuna	(HB)	320
Fluentzia Tentsioa	(σ_{yp})	$(720 \text{ MPa}) \frac{\sigma_{yp}}{\gamma_m} = \frac{720}{1,2} = 600 \text{ MPa}$
Haustura Tentsioa	(σ_u)	1.000 MPa

Taula 3.22: F-1516 propietate mekanikoak

ASME kodea:

$$\phi_{A.1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Ardatzak transmitituko duen tortsorea transmisio erlazioarekin erlazionatuta dago:

$$T_1 = 202,725 \text{ KNm} \text{ (5. formula)}$$

$$T_1 = \frac{T}{\text{Abiadura aldaketa}} = 202,725 \text{ KNm}$$

(83. formula)

$$T_1 = 202,725 \text{ KNm} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ KN}} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 202.725.000 \text{ Nmm}$$

(84. formula)

Kasu honetan etapa planetarioa denez eta ardatz geldoan egindako errodamendu disposizioarengatik, ardatz honek momentu tortsorea bakarrik jasango du, indarrak eta momentu flektoreak kontuan hartu gabe.

$$C_m = 1,5 \text{ (3.6 taula)}$$

$$C_t = 1 \text{ (3.6 taula)}$$

$$T_1 = 202.725.000 \text{ Nmm} \text{ (84. formula)}$$

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ MPa} \text{ (3.22 taula)}$$

$$\phi_{A.1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,25}{600 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 202.725.000)^2}} \rightarrow \phi_{A.1} \geq 232,63 \text{ mm}$$

(85. formula)

$\phi_{A.1} = 240 \text{ mm}$

Engranajea eta ardatza, totso berdinekoak izango dira beraz totsoa mekanizatu beharko da fabrikazio prozesuan eta horregatik ez du txabeta konexiorik beharko. Baina bigarren etaparen porta planetarekin konektatzeko, ardatz artekatuaren bidez lotuko da.

$$T_1 = 202,725 \text{ KNm}$$

Eguzki engranajeak transmititu beharko duen tortsorea jakinda, ardatz geldorako jarraitu diren pausu berdinak burutuz, artekatuaren luzera kalkulatu daiteke DIN 5840 arauaren arabera.

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z}$$

Lehenik eta behin, ardatzaren indar tangenziala kalkulatu behar da. "Elementos de maquinas" [5] liburuaren arabera, ondorengo formula aplikatu behar da:

$$F_u = \frac{T}{r}$$

$$T_1 = 202,725 \text{ KNm} \text{ (5. formula)}$$

$$\phi_1 = 240 \text{ mm} \text{ (Ardatzaren diametroa)}$$

$$F_u = \frac{T}{\phi_1/2} = \frac{202,725 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{240 \text{ mm}/2} = 1.689.375 \text{ N}$$

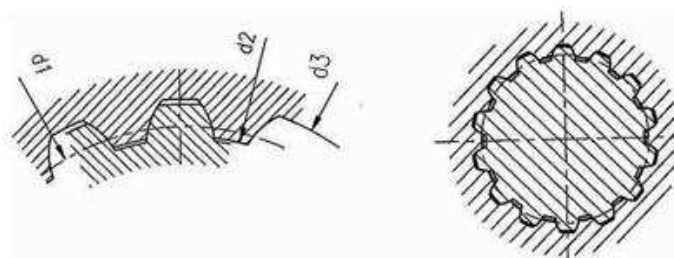
(86. formula)

Jakinda ardatzaren diametroa $\phi_{A.1} = 240 \text{ mm}$ dela eta hertz kopurua $z = 46$ hertz direla, ondorengo taulatik hortzen modulua lortzen da. $m = 5 \text{ mm}$

d_B mm	Number of teeth z for module m												
	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10
200								65	48	38	32	24	18
210								68,69	51	40	34	25	20
220										42	35	26	20
240										46	38	28	22
250										48	40	30	24
260										50	42	31	24

Taula 3.23: DIN 5840

Ondorengo irudian, artekatuak eduki behar dituen dimentsioak agertzen dira:



Irudia 3.28: DIN 5840 Artekatuaren Dimentsioak

Jakinda, presioa $P = 100 \text{ N/mm}^2$ eta $K = 1,15$ artekatu enbolbenteentzako:

Non,

d_2 : Barne diametroa

d_3 : Kanpo diametroa

d_1 : Erreferentzi diametroa

h : Nerbioen altuera

$m = 5 \text{ mm}$ (3.13 taula)

$$d_2 = d_1 - 2 \cdot m = 240 - 2 \cdot 5 = 230 \text{ mm}$$

(87. formula)

$$d_3 = d_1 - 0,2 \cdot m = 240 - 0,2 \cdot 1 = 239,8 \text{ mm}$$

(88. formula)

$$h = 0,5 \cdot (d_3 - d_2) = 0,5 \cdot (239,8 - 230) = 4,9 \text{ mm}$$

(89. formula)

$F_u = 1.689.375 \text{ N}$ (86. formula)

$h = 4,9 \text{ mm}$ (89. formula)

$P = 100 \text{ N/mm}^2$

$K = 1,15$

$z = 58 \text{ hortz}$ (3.13 taula)

$$L_t = K \cdot \frac{F_u}{h \cdot P \cdot z} = 1,15 \cdot \frac{1.689.375}{4,9 \cdot 100 \cdot 58} = 68,36 \text{ mm}$$

(90. formula)

Ardatz artekatua izan behar duen luzera minimoa:

$$L_t = 68,36 \text{ mm da.}$$

Eta planetaen artean muntaketa desberdinak egon daitezke. Ardatzak errodamenduak eduki ditzakete euskarri moduan edo errodamendurik ez edukitzea. Errodamenduak jarriz gero, ardatzaren luzerarekin jolastea baimentzen du eta kasu honetan segurtasun neurri giza bakarrik jartzen dira, izan ere ez baitute indar axialik ezta erradialik jasango. Errodamenduak ez jartzea erabakiz gero, ez da ezer gertatzen, esan bezala ez baitira indar axialik ezta erradialik egongo.

Kasu honetan etapa planetaen artean errodamenduak ez jartzea erabaki da transmisioa pisu gutxiagokoa eta merkeagoa izan dadin.

3.2.6.2 BIGARREN ETAPA

Lehenengo etapa eta bigarren etapa, etapa planetarioak direnez, kalkuluak berdina izango dira. Bigarren etaparen kasuan aldatzen den gauza bakarra, engranaje bakoitzaren dimentsioak izango dira. Hertz kopuruak berdina izango dira eta sarrerako ardatzaren abiadura, lehenengo etapatik ateratzen de abiadura izango da $\omega_1 = 103,63 \text{ r.p.m.}$ Aurreko atalean kalkulatu den moduan, engranajeak ISO 6336 arauaren arabera kalkulatu da, hauek flexio eta pitzadura irizpideak kontutan izanda Lewis eta Hertz metodoen bitartez.

Eguzki engranajea : $Z_4 = 22$

Engranaje Planetak $Z_5 = 30$

Engranaje koroa : $Z_6 = 82$

$$82 = 22 + 2 \cdot 30$$

(91. formula)

Hertz kopurua definituta, transmisio erlazioa jakin daiteke.

$$i = \frac{Z_4 \cdot Z_5}{Z_5 \cdot Z_6} = -\frac{Z_4}{Z_6} = -\frac{22}{82}$$

(92. formula)

$$i = \frac{\omega_m - \omega_l}{\omega_0 - \omega_l} = \frac{\omega_6 - N_R}{\omega_4 - N_R} = \frac{0 - 103,63}{\omega_4 - 103,63}$$

(93. formula)

$$i = \frac{-103,63}{\omega_4 - 103,63} = -\frac{22}{82} \rightarrow \omega_4 = 489,88 \text{ r.p.m.}$$

(94. formula)

Planeta engranaje abiadura jakiteko, honen eta koroaren abiadura berdina izango dira. Engranaje hauen kontaktu puntua aztertuz eta abiadura erlatiboa kontuan izanda:

$$v_{p5} = v_{p6}$$

$$v_{05} + v_{p/05} = 0$$

$$v_{05} = \omega_l \cdot (R_4 + R_5) = \omega_l \cdot \frac{m}{2} \cdot (Z_4 + Z_5) = 103,63 \cdot \frac{m}{2} \cdot (22 + 30) = 2.694,38 \cdot m$$

$$v_{p/05} = \omega_5 \cdot R_5 = \omega_5 \cdot \frac{m}{2} \cdot Z_5 = \omega_5 \cdot \frac{m}{2} \cdot 30$$

(95. formula)

$$2.694,38 \cdot m + 30 \cdot \omega_5 \cdot \frac{m}{2} = 0 \rightarrow 5.388,76 \cdot \frac{m}{2} + 30 \cdot \omega_5 \cdot \frac{m}{2} = 0 \rightarrow$$

$$\omega_5 = -\frac{5.388,76}{30}$$

$$\omega_5 = -179,62 \text{ r.p.m.}$$

(96. formula)

3.2.6.2.1 Engranajeen Kalkulua

Bigarren etapa honetan, hertz kopuruak aldatu dira, ondorengoak izanez:

$$Z_4 = 22 \quad Z_5 = 30 \quad Z_6 = 82$$

94. formularen ikus daitekeen moduan, bigarren etapa honen irteeran, biraketa abiadura $\omega_4 = 489,88 \text{ r.p.m.}$ da eta aipatu den moduan, sarrerako abiadura, lehengo etaparen irteeran ematen dena da.

$$\omega_4 = 489,88 \text{ r.p.m.}$$

Ondorengo kalkuluak burutzeko, etapa honetan abiadura zenbat handitzen den kalkulatu da:

$$i = \frac{\omega_{irtera}}{\omega_{sarrera}} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{489,88}{103,63} = 4,727$$

Lehenengo etaparen aipatu den moduan, kalkuluak engranaje txikiarenentzat egingo dira, murriztaileagoa delako, kasu honetan eguzkiarentzako egingo dira kalkuluak.

Hortzaren Marruskaduren hutsegitea (LEWIS)

Lewis moduluaren kalkulurako formula ondorengo da lehenik hertz kopurua finkatu delako:

$$m = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

Hortzen tentsio onargarria materialaren arabera hurrengo taulan azaltzen dira. Kasu honetan, lehengo etaparen material berdinekoak izango dira, altzairu karbonizatuzkoak. Material honentzat tentsio onargarria $\sigma_{adm} = 482 \text{ MPa}$ da baina formularen kg/cm^2 sartu behar da.

$$\sigma_{adm} = 482 \text{ MPa} = 482 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2} = 4913,35 \text{ kg/cm}^2$$

(97. formula)

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE σ_{adm} (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
AISI 4140 Nitruado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138	
Fundición gris				
AGMA Grado 20			34	19
AGMA Grado 30		175 BHN	58	32
AGMA Grado 40		200 BHN	89	48

Taula 3.24: Engranajeen tentsio onargarria materialaren arabera

Lewis formako faktorea Y taulatuta dago eta engranaje txikiena eguzkia $Z_4 = 22$ hortz direnez:

$$Y = 0,331$$

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Taula 3.25: Lewis formako faktorea

Gia faktorea Ψ ondorengo taulatik lortzen da:

$$\Psi = 20$$

FACTOR DE GUIADO Ψ	
Flancos en bruto, poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes y apoyo rígido de estos	15-20 (casos excepcionales hasta 30)

Taula 3.26: Gia faktorea engranajeentzako

Sarrerako abiadura jakinda $\omega_1 = 103,63 \text{ r.p.m.}$ potentzia kalkulatu daiteke:

$$T_4 = \frac{T_1}{\text{Abiadura aldaketa}} = \frac{202,7257 \text{ KNm}}{103,63/565,25} = 37,166 \text{ KNm} \quad (98. \text{ formula})$$

$$P = T_4 \cdot \omega = 37,166 \cdot 10^3 \cdot 565,25 \text{ (r.p.m.)} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 2.200.001,939 \text{ Watt}$$

$$P = 2.200.001,939 \text{ Watt} \cdot \frac{1 \text{ ZP}}{735 \text{ Watt}} = 2.993,2 \text{ ZP} \quad (99. \text{ formula})$$

Datuak Lewis-en formularen ordezkatzuz:

$$Pot = 2.993,2 \text{ ZP (99. formula)}$$

$$\omega_4 = 489,88 \text{ r.p.m. (94. formula)}$$

$$z_4 = 22 \text{ hertz (91. formula)}$$

$$\Psi = 20 \text{ (3.26 taula)}$$

$$\sigma_{adm} = 4.913,35 \text{ kg/cm}^2 \text{ (97. formula)}$$

$$Y = 0,331 \text{ (3.25 taula)}$$

$$m = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} \rightarrow m = 52.32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.993,2}{489,88 \cdot 22 \cdot 20 \cdot 4.913,35 \cdot 0,331}}$$

$$m_{Lewis} = 1,07 \text{ cm}$$

(100. formula)

Hortzaren Gainazalaren hutsegitea (HERTZ)

Hertz moduluaren kalkulurako formula ondorengoa da:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$$T_4 = 42,884 \text{ kNm} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ KN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 437.145,77 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

(101. formula)

Presio onargarria (K_{adm}) lortzeko, ondorengo taulatik lortzen da :

VALORES DE K_{ADM} [Kg/cm ²] PARA UNA DURACIÓN DE SERVICIO DE 5000 HORAS													
Piñón o rueda de		Dureza Brinell DB (kg/mm ²)	Revoluciones/minuto del piñón o rueda								K min		
			10	25	50	100	250	500	750	1000		1500	2500
Fundición	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	
Acero moldeado	GS o St 42	125	35	26	20	16	12	9.5	8.3	7.5	6.6	5.6	4.3
Acero al carbono	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	11.0	6.7
	St 70	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18.5	15.5	9.0
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm ²	230	-	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22
	Acero al Mn 90-105 kg/mm ²	260	-	-	89	70	52	41	36	33	28	24	30
	Acero templado	450	-	-	-	210	155	120	105	95	83	70	60
	Acero cement. templado	600	-	-	-	370	270	215	190	170	150	125	80

NOTAS:

Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por 1.5.

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará = $\varphi \cdot K_{5000}$. Los valores se extraen de la siguiente tabla

Horas servicio h	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

Taula 3.27: Presio onargarria metrialen arabera

Interpolatuz:

$$K_{5000} \rightarrow \frac{250 - 500}{270 - 215} = \frac{250 - 330}{270 - K_{5000}} \rightarrow K_{5000} = 252,4$$

$$K_{adm} = \Phi \cdot K_{5000} = 0,4 \cdot 252,4 = 100,96 \text{ kg/cm}^2$$

(102. formula)

Moduluaren kalkulua Hertz ekuazioaren arabera:

$$T_4 = 437.145,77 \text{ kg} \cdot \text{cm} \text{ (101. formula)}$$

$$i = 489,88/103,63$$

$$z_4 = 22 \text{ hertz}$$

$$\Psi = 20 \text{ (3.26 taula)}$$

$$K_{adm} = 148 \text{ kg/cm}^2 \text{ (102. formula)}$$

$$\alpha = 20^\circ \text{ (Kontaktu angelua engranatzea ona izateko)}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_4 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_e^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \rightarrow$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 437.145,77 \cdot (489,88/103,63 + 1)}{100,96 \cdot 20 \cdot 22^2 \cdot (489,88/103,63) \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}}$$

(103. formula)

$$m_{Hertz} \geq 1,5 \text{ cm}$$

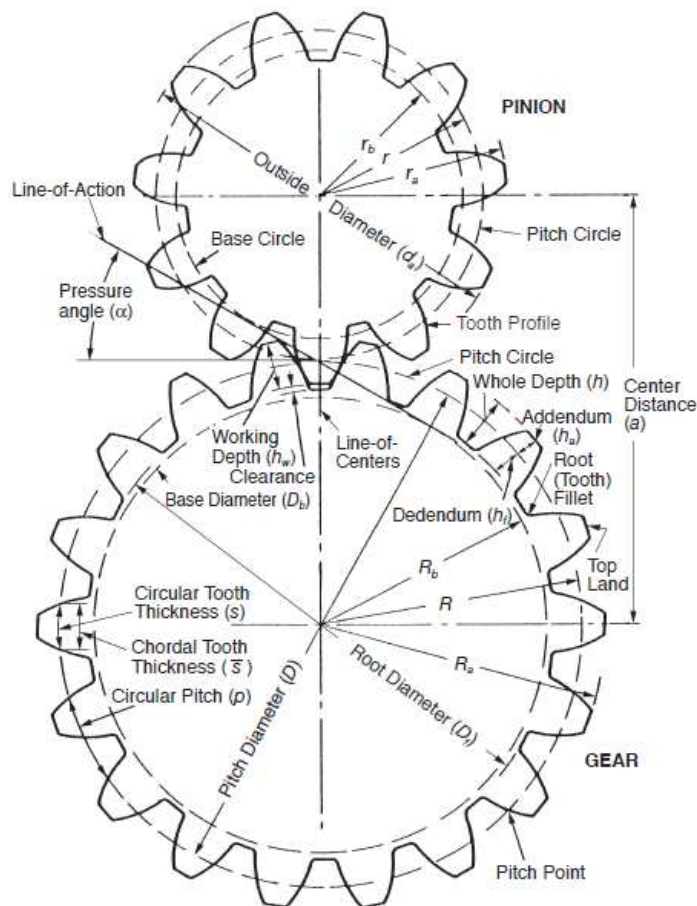
Bi hutsegite teoriak kontutan hartuz, moduluaren aukeraketan, modulu murriztaileenaren arabera aukeratu behar da.

$$m_{Lewis} = 1,07 \text{ cm} \quad - \quad m_{Hertz} = 1,5 \text{ cm}$$

Engranajearen hortza gainazalaren hutsegiteak (Hertz) kondizionatzen du beraz modulu $m_{Hertz} = 16 \text{ cm}$ mugatzen du, ondorioz:

$$m_2 \text{ etapa} = 1,6 \text{ cm}$$

Engranajeen modulu aukeratuta dagoenez eta etapako engranajeek modulu berdina eduki behar dutenez, moduluarekin eta hortz kopuruarekin, diametro primitiboak kalkula daitezke:



Irudia 3.29: Engranaieen deskribapena

Diametro Primitiboak

$$D_{P.4} = m_{2 \text{ etapa}} \cdot Z_4 = 16 \cdot 22 = 352 \text{ mm}$$

$$D_{P.5} = m_{2 \text{ etapa}} \cdot Z_5 = 16 \cdot 30 = 480 \text{ mm}$$

$$D_{P.6} = m_{2 \text{ etapa}} \cdot Z_6 = 16 \cdot 82 = 1.312 \text{ mm}$$

(104. formula)

Barne Diametroak

$$D_{B.4} = D_{P.4} - 2,5 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 352 - 2,5 \cdot 16 = 312 \text{ mm}$$

$$D_{B.5} = D_{P.5} - 2,5 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 480 - 2,5 \cdot 16 = 440 \text{ mm}$$

$$D_{B.6} = D_{P.6} - 2,5 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 1.312 - 2,5 \cdot 16 = 1.272 \text{ mm}$$

(105. formula)

Kanpo Diametroak

$$D_{E.4} = D_{P.4} + 2 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 352 + 2 \cdot 16 = 384 \text{ mm}$$

$$D_{E.5} = D_{P.5} + 2 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 480 + 2 \cdot 16 = 512 \text{ mm}$$

$$D_{E.6} = D_{P.6} + 2 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 1.312 + 2 \cdot 16 = 1.344 \text{ mm}$$

(106. formula)

Engranajeen zabalera kalkulatzeko:

$$b = \Psi \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 20 \cdot 16 = 320 \text{ mm}$$

(107. formula)

Addendum

$$h_a = m_{2 \text{ etapa}} = 16 \text{ mm}$$

(108. formula)

Deddendum

$$h_b = 1,25 \cdot m_{2 \text{ etapa}} = 1,25 \cdot 16 = 20 \text{ mm}$$

(109. formula)

LABURPENA

2 ETAPA	EGUZKIA	PLANETAK	KOROA
Modulua (m)	16 mm		
Hortz kopurua (z)	22	30	82
Diametro primitiboa (D)	352 mm	480 mm	1.312 mm
Barne Diametroa (D _B)	312 mm	440 mm	1.272 mm
Kanpo Diametroa (D _E)	384 mm	512 mm	1.344 mm
Zabalera (b)	320 mm		
Addendum	16 mm	16 mm	16 mm
Deddendum	20 mm	20 mm	20 mm
Kontaktua angelua (α)	20°	20°	20°

Taula 3.28: 2 Etapako engranajeen laburpena

3.2.6.2 Planeten Ardatzen kalkulua

Ardatzaren Erradioa

Bigarren etapa honetan, hortzak eta tortsorea aldatzen direnez, planeta engranajeak eta porta satelitea konektatzen dituen ardatzak dimentsionatu behar dira, planeta bakoitzak jasango duen tortsio bakoitza kontuan hartuz.

Lehenengo etapan egin den moduan, ardatz hauek ebakidurara kalkulatu dira. Horretarako lehenik, bigarren etapa honen planeta engranajeen zentroa, zentro nagusitik zein distantziara dagoen kalkulatu behar da. Kalkulu horiek burutzeko, eguzkiaren eta planeten erradio primitiboak erabiltzen dira.

$$a = \frac{D_{P.4} + D_{P.5}}{2} = \frac{352 + 480}{2} = 416 \text{ mm} = 0,416 \text{ m}$$

(110. formula)

Ondoren, ebakidura indarra zenbatekoa den kalkulatu behar da, horretarako, planeta batek zenbat tortsioa transmititzen duen jakin behar da bigarren etapa honetan.

Lehenengo etapan bezala, indar erradialak deuseztatu egiten dira eta beste indarrak ebakidura indarrak sortuko dituzte. Ebakidura indar horiek, planeta kopuruaren arabera izango dira, eta etapa honek baita ere hiru planeta engranaje edukiko ditu, bakoitzak bere tortsorea transmitituz.

$$T_{planeta} = \frac{T_1}{Plantea kop.} = \frac{202,725 \cdot 10^3}{3} = 67.575 \text{ Nm} \quad (111. formula)$$

Planeta batek jasango duen tortsorea jakinda, materialen erresistentziaren formulatik ebakidura indarra kalkulatu daiteke:

$$T_{planeta} = 67.575 \text{ Nm} \quad (111. formula)$$

$$a = 0,416 \text{ m} \quad (110. formula)$$

$$V_y = \frac{T_{planeta}}{a} = \frac{67.575}{0,416} = 162.439,9 \text{ N} \quad (112. formula)$$

Ondorengo formularen bitartez, ebakidura tentsioaren formularekin, ardatzaren erradioa lortzen da:

$$V_y = 162.439,9 \text{ N} \quad (112. formula)$$

$$\tau_{yp} = 363 \text{ MPa}$$

$$CS = 1,75$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_y}{\pi \cdot r_{A,p}^2} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{4}{3} \cdot \frac{162.439,9}{\pi \cdot r_{A,p}^2} \leq \frac{363}{1,75}$$

$$r_{A,p} \geq 15,4 \text{ mm}$$

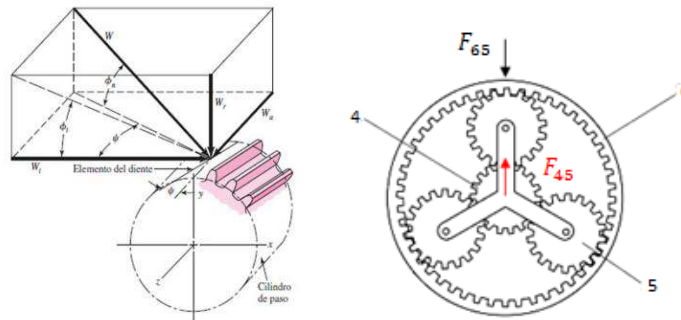
(113. formula)

Ardatzaren erradioa oso txikia denez engranajearekin konparatuta, ardatzaren erradioa 70 mm-takoa izatea erabaki da.

$$r_{A,p} = 70 \text{ mm} \quad \phi_{A,p} = 140 \text{ mm}$$

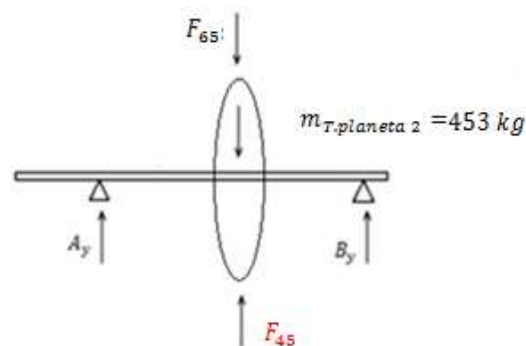
Porta planeta eta planeta engranajeak konektatuko dituen ardatza kalkulatuta, ardatz hau eta engranajearen arteko biraketa egokia izateko errodamenduen aukeraketa egingo da. Prozedura, lehenengo etapan egin denaren berdina izango da.

Lehenik eta behin, planeta ardatzak jasango dituen indarrak kalkulatu behar dira. 3.30 irudian ikus daitekeen moduan eta lehenengo etapan azaldu zen moduan, ez dira indar axialik egongo, engranajeko hortzak paraleloak direlako eta indar erradialak haien artean deuseztatzen dira, koroak eta eguzki engranajeak indar berdina baina kontrako norabidean egiten baitute indarra.



Irudia 3.30: Engranaje planetak jasotzen dituen indarrak

Irudian ikus daitekeen moduan, indarrak ez dute eraginik izango, haien artean anulatzen baitira. Eragina izango duen osagaia, engranajearen pisua izango da. Pisua Autocad-en laguntzarekin kalkulatu da, engranaje planetarioaren pisuaren hurbilpen bat eginez, engranajearen azalera bertan begiraturaz.



Irudia 3.31: Engranaje planetak jasotzen dituen indarren eskema

$$V_{planeta\ 2} = 179.644,568\ mm^2 \cdot 320\ mm \cdot \frac{1\ cm^3}{10^3\ mm} = 57.486,26\ cm^3$$

$$m_{T.\ planeta\ 2} = V_{planeta\ 2} \cdot \rho = 57.486,26 \cdot 7,865 = 452.129,45\ gr \cong 453\ kg$$

(114. formula)

Oreka planteatuz,

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_y + B_y - m_{planeta\ 2} = 0$$

$$A_y = B_y = \frac{m_{T.\ planeta\ 2}}{2} = \frac{453\ kg}{2} \cdot \frac{9,81\ N}{1\ kg} = 2.221,965\ N$$

(115. formula)

TIMKEN errodamendu zilindrikoak jarriko direnez, errodamendu hauek jasan dezaketen kapazitate dinamikoa kalkulatu behar da:

$$C = F \cdot AF \cdot (L_{10})^{1/a}$$

Aplikazio faktorea (AF), indarra maioratzeko faktorea da, errodamenduaren aplikazioaren arabera ondorengo taulatik lortzen dena:

$$AF = 1,1$$

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicación con sellado de rodamiento pobre	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos leves	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

Taula 3.29: Gomendatutako Aplikazio Faktorea C-ren kalkulurako

$$F = A_y = B_y = 2.221,965 \text{ N (115. formula)}$$

$$AF = 1,1 \text{ (3.29. taula)}$$

$$L_{10} = 155,48 \text{ milioi bira (26. formula)}$$

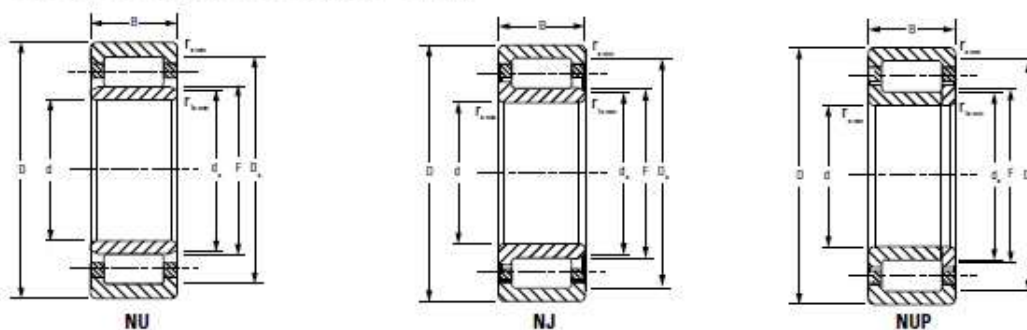
$$a = 10/3 \text{ (Errodamendu zilindrikoentzako)}$$

$$C = F \cdot AF \cdot (L_{10})^{1/a} = 2.221,965 \cdot 1,1 \cdot (155,48)^{3/10} = 11.107,9 \text{ N}$$

(116. formula)

Katalogoaren errodamendu zilindrikoa begiratzuz:

ONE-ROW METRIC ISO SERIES – continued



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number ⁽¹⁾	Mounting Data				g ⁽²⁾	Geo- metry Factor C _g	Thermal Speed Ratings		Weight
Bore d	O.D. D	Width B	DUR/DOR F/E	Static C ₀	Dynamic C ₁ ⁽¹⁾		Chamfer		Backing Diameter				Oil	Grease	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.		r _{1max} mm in.	r _{2max} mm in.	Shaft d _s mm in.	Housing D _h mm in.					
130.000 5.1181	230.000 9.0551	64.000 2.5197	153.500 6.0433	750 169000	603 135000	NU2226EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	146.8 5.78	209.5 8.25	5.0 0.20	0.129	2400	2200	11.50 25.40
140.000 5.5118	210.000 8.2677	33.000 1.2992	158.000 6.2205	263 59200	201 45200	NU1028MA	2.0 0.08	1.1 0.04	152.9 6.02	192.0 7.56	3.6 0.15	0.108	3300	2700	4.00 8.90
140.000 5.5118	250.000 9.8425	42.000 1.6535	169.000 6.6535	526 118000	443 99500	NU228EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	162.4 6.39	225.0 8.86	2.1 0.08	0.124	2900	2500	9.20 20.30
140.000 5.5118	250.000 9.8425	42.000 1.6535	169.000 6.6535	526 118000	443 99500	NJ228EMA	3.0 0.12	3.0 0.12	162.4 6.39	225.0 8.86	2.1 0.08	0.124	2900	2500	9.40 20.70

Taula 3.30: TIMKEN errodamendu zilindriko katalogoa

Aukeratutako errodamenduak jasango duen karga kapaza izango da. Beraz, errodamendu horretako errodamenduak instalatuko dira.

Bi errodamendu besterik jarri beharrian, hiru jarriko dira, izan ere hainbat abantaila aurkezten baititu lehenengo etapan azaldu direnak. Aipatutako abantaila horiek, karga kapazitate altua aurkezten dute karga banatze optimizatua izanez, bizitza erabilgarria luzatzen da, funtzionamendu segurtasuna ematen du, diseinu eraginkorra, errodadura portaera hobetuta eta WEC (neke ondorioz gainazalean agertzen diren pitzadurak) babez handiagoa aurkezten du mota honetako instalazioak dira.

Erreferentzia: NU228EMA

3.2.6.2.3 Eguzkiaren Ardatzaren kalkulua

Ardatz honek bigarren etaparen tortsorea jasango du eta 3.2.6.2. atalean aztertu den moduan, abiadura $\omega_4 = 489,88 \text{ r.p.m.}$ izango da. Ardatz honen kalkulua burutzeko, ASME kodea erabiliko da 1,25 segurtasun koefizientea mantenduz eta ardatz geldoaren material berdinarekin F-1516.

ASME kodea:

$$\phi_{A.4} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Ardatzak transmitituko duen tortsorea transmisio erlazioarekin erlazionatuta dago:

$$T_4 = \frac{T_1}{\text{Abiadura aldaketa}} = \frac{202,725}{489,88/103,63} = 42,88 \text{ kNm} \quad (117. \text{ formula})$$

$$T_4 = 42,88 \text{ kNm} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 42.880.000 \text{ Nmm} \quad (118. \text{ formula})$$

Kasu honetan etapa planetarioa da eta ardatz honek momentu tortsorea bakarrik jasango du.

$$C_m = 1,5 \text{ (3.6 taula)}$$

$$C_t = 1 \text{ (3.6 taula)}$$

$$T_4 = 42.880.000 \text{ Nmm (118. formula)}$$

$$\sigma_{yp} = 600 \text{ MPa (3.22 taula)}$$

$$\phi_{A.4} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,25}{600 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 0)^2 + (1 \cdot 42.880.000)^2}} \rightarrow \phi_{A.4} \geq 96,9 \text{ mm}$$

(119. formula)

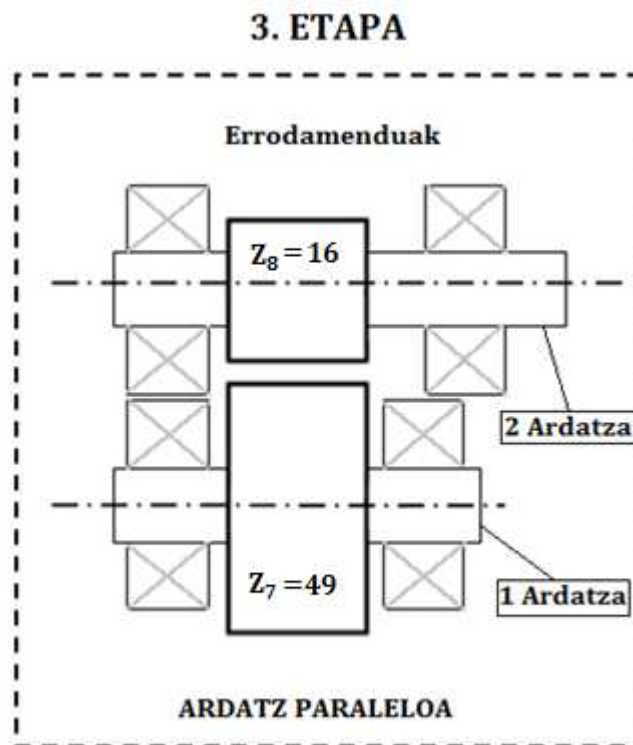
$$\phi_{A.4} \geq 96,9 \text{ mm}$$

Lehengo etaparekin desberdinduz, eguzki engranajearen ardatza eta hirugarren etapako gurgil handiaren ardatza, ardatz berdinak izango dira. Ardatzak ondorioz, maila desberdinetako diametroak izango ditu errodamenduen instalazioa egin ahal izateko eta ardatzak engranajeen indarrak jasan ahal izateko.

Hirugarren etapako ardatzaren dimentsioak ikusteko, begiratu 3.2.6.3.3 eta 3.2.6.3.4 atalak.

3.2.6.3 HIRUGARREN ETAPA

Hirugarren ardatz paralelodun etapa simple honek, bigarren etaparekin konexioa izango du. Engranajeen funtzionamendua egokia izateko, engranajeen ardatzak errodamendu bidez eutsita egongo dira. Engranajeak helikoidalak erabiliko dira eta hauek dimentsionatu ostean, errodamenduak aukeratuko dira.



Irudia 3.32: 3 Etapa paraleloko disposizioa

Engranajeen kalkuluekin hazi baino lehen, etapa honen transmisio erlazioa kalkulatu behar da. Etapa honen irteera ardatza, biderkatzailearen irteera abiadurarekin bat egiten du eta sorgailura akoplatu behar da zeinek 1.500 *r.p.m.* abiadura lan egiten du. Ondorioz, azken etapa honetan abiadura erlazioa honakoa izango da:

$$i = \frac{\omega_{sorgailu}}{\omega_4} = \frac{1.500}{489,88} = 3.06$$

(120. formula)

Transmisioa ezin da modu zehatzean ebatzi, ondorioz i_i -ren balio hurbildua hartuko da.

$$i = \frac{a}{b} = \frac{1.500}{489,88} \quad i_i = \frac{a \cdot n + c}{b \cdot n}$$

(121. formula)

Non, n eta c balio konstanteak dira $Z=120$ hertz gainditzen ez dute.

$$i_i = \frac{1.500 \cdot 1 + \left(489,88 \cdot \frac{49}{16} - 1.500\right)}{489,88 \cdot 1} = \frac{49}{16}$$

(122. formula)

Orain, errore absolutua eta erlatibo hurbildua kalkulatu da:

Errore Absolutua

$$e_{abs} = \pm \frac{c}{n \cdot b} = \frac{\left(489,88 \cdot \frac{49}{16} - 1.500\right)}{1 \cdot 489,88} = \frac{0,2575}{489,88} = 0,000525 = 0,0525 \%$$

(123. formula)

Errore Erlatiboa

$$e_{erl} = \pm \frac{c}{n \cdot a} = \frac{\left(489,88 \cdot \frac{49}{16} - 1.500\right)}{1 \cdot 1.500} = \frac{0,2575}{1.500} = 0,00017125 = 0,0171 \%$$

(124. formula)

Erroreak onargarriak dira, ondorioz transmisio erlazio hau hartuko da:

$$i = \frac{Z_7}{Z_8} = \frac{49}{16}$$

(125. formula)

3.2.6.3.1 Engranajeen Kalkulua

Engranajearen kalkulua egiteko, aurreko ataletan bezala, ISO 6336 araua jarraituko da. Arauaren arabera kalkuluak engranaje txikiarenarentzat egingo dira, murriztaileagoa delako baina kasu honetan engranaje helikoidalaren formulekin. Engranaia egokia izateko bi gurpilek modulu berdina izango dute.

Hortzaren Gainazalaren higadura engranaje helikoidala

Lehenik, Niemann ekuazioaren bitartez, errodadura onargarriaren ezaugarria zehaztea da:

$$f = 6.800 \text{ (Konstantea)}$$

$$HB = 600 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (Brinell Gogortasuna)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\alpha = 1/3$$

$$W = 15.768 \text{ milioi errodadura (127. formula)}$$

$$K_{adm} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^\alpha} = 6.800 \cdot \frac{600^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 15.768^{1/3}} = 46,48 \text{ Kg/mm}^2$$

(126. formula)

$$W = \frac{\text{Bizitza erabilgarria [ordu]} \cdot 60 \cdot n_8}{10^6}$$

$$W = \frac{20 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 1500}{10^6} = 15.768 \text{ milioi erroadura}$$

(127. formula)

Moduluaren kalkularen formula iraupen eta higaduran eta hortz helikoidalentzako honako espresioa du:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6,25 \cdot T_8 \cdot \cos^2 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_{n8}^2 \cdot i}}$$

$$T_8 = \frac{T_4}{\text{Abiadura aldaketa}} = \frac{42,88 \text{ KN}}{\frac{1.500}{489,88}} = 14 \text{ KNm} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ KN}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}$$

$$T_8 = 142.711,52 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

(128. formula)

$$P = T_8 \cdot \omega = 14 \cdot 10^3 \cdot 1.500 \text{ r.p.m.} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ birra}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 2.200.001,939 \text{ Watt}$$

$$P = 2.200.001,939 \text{ Watt} \cdot \frac{1 \text{ ZP}}{735 \text{ Watt}} = 2.993,2 \text{ ZP}$$

(129. formula)

Hortz birtual kopurua, hau da, zenbat hortz kantitate izango lukeen engranajeak, engranaje zuzena izango balitz.

$$z_{n8} = \frac{Z_8}{\cos^3 \beta_a} = \frac{16}{\cos^2 20} = 19,28 \text{ hortz}$$

(130. formula)

Balioak ondorengo formularen ordezkatzuz:

$$T_8 = 142.711,52 \text{ kg} \cdot \text{cm} \text{ (128. formula)}$$

$$\beta_a = 20^\circ$$

$$i_i = \frac{49}{16} \text{ (122. formula)}$$

$$K_{adm} = 46,48 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (126. formula)}$$

$$\Psi = 20$$

$$z_{n8} = 19,28 \text{ hortz (130. formula)}$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{6,25 \cdot T_8 \cdot \cos^2 \beta_a \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_{n8}^2 \cdot i}} = \sqrt[3]{\frac{6,25 \cdot 142.711,52 \cdot \cos^2 20 \cdot \left(\frac{49}{16} \pm 1\right)}{46,48 \cdot 20 \cdot 19,28^2 \cdot \frac{49}{16}}}$$

$$m_n \geq 1,44 \text{ cm}$$

(131. formula)

Modulu hori baino handiagoa den hurrengo modulu normalizatua $m_n = 16 \text{ mm}$ da.

serie		
I	II	III
1	1.125	3.25
1.25	1.375	3.75
1.5	1.75	6.5
2	2.25	
2.5	2.75	
3	3.5	
4	4.5	
5	5.5	
6	7	
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	26	
40	45	
50		

Taula 3.31: Modulu normalizatuak

Orain hortzen erresistentziaren egiaztapena egingo da metodo hurbilduaren bitartez. Egiaztatu beharreko formula honakoa da:

$$\sigma_{tan} = \frac{0,6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{adm} \quad (132. formula)$$

U balioa, engranajeak sortutako indar tangenziala da 3.2.6.3.2 atalean kalkulaturakoa: (150. formula)

$$U = 10.476,93 \text{ kg}$$

q Wissman en koefiziente a, $\alpha = 20^\circ$ eta $z_{n8} = 19,28$ hortz balio hau hartzen duena:

Valores de q según Wiszmann

Ángulo de engrane α	Dentado	z														
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	∞	
15°	Exterior	q	5,4	5,2	5,1	4,9	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,1	
		q	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	
	Interior	z	∞	700	350	180	105	75	60	50	42	35	29			
		q	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8			
20°	Exterior	z	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	
		q	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	
	Interior	z	40	50	65	80	100	∞								
		q	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,5								

Taula 3.32: q Balioak Wissman arabera

$$q = 3,8$$

b hortzaren balioa:

$$b = \Psi \cdot m_n = 20 \cdot 1,6 = 32 \text{ cm}$$

(133. formula)

σ_{adm} engranajearen materialaren balio onargarria da, F-1516 (16MnCr5) altzairu zementatuarentzako:

$$\sigma_{adm} = 1.900 \text{ kg/cm}^2$$

137. formularen ordezkatzuz:

$$U = 10.476,93 \text{ kg (150. formula)}$$

$$q = 3,8 \text{ (3.32 taula)}$$

$$b = 32 \text{ cm (133. formula)}$$

$$m_n = 16 \text{ mm (131. formula)}$$

$$\sigma_{lan} = \frac{0,6 \cdot U \cdot q}{b \cdot m_n} = \frac{0,6 \cdot 10.476,93 \cdot 3,8}{32 \cdot 1,6} = 466,55 \text{ kg/cm}^2 \leq \sigma_{adm} = 1.900 \text{ kg/cm}^2$$

(134. formula)

$\sigma_{lan} \leq \sigma_{adm}$ baino txikiagoa denez, modulua balioa onargarria da.

Hurrengo pausua, estaldura gradua kalkulatzeko da. Hau kalkulatzeko, bi engranajeen arteko transmisioa egokia dela egiaztatzen da. Horretarako, ε_{78} engrana koefizientea unitatea baino handiagoa izan behar da.

$$\varepsilon_{78} = \frac{E_7 E_8 + S_d}{\pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_a} + \cos \alpha_a}$$

Non,

$E_7 E_8$ engranaje hartzaren hasieratik, engranajea amaitzen den lekuraino dagoen zirkunferentzi basikoaren luzera da.

$$E_7 E_8 = \sqrt{R_{c8}^2 - R_8^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} + \sqrt{R_{c7}^2 - R_7^2 \cdot \cos^2 \alpha_a} - (R_7 + R_8) \cdot \sin \alpha_a$$

$$R_8 = m_a \cdot \frac{Z_8}{2} = \frac{m_n}{\cos \alpha_a} \cdot \frac{Z_8}{2} = \frac{1,6}{\cos 20} \cdot \frac{16}{2} = 13,6 \text{ cm}$$

$$R_{c8} = R_8 + h_c = R_8 + m_n = 13,6 + 1,6 = 15,2 \text{ cm}$$

$$R_7 = m_a \cdot \frac{Z_7}{2} = \frac{m_n}{\cos \alpha_a} \cdot \frac{Z_7}{2} = \frac{1,6}{\cos 20} \cdot \frac{49}{2} = 41,7 \text{ cm}$$

$$R_{c7} = R_7 + h_c = R_7 + m_n = 41,71 + 1,6 = 43,3 \text{ cm}$$

$$\alpha_a = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20}{\cos 20} \right) = 21,17^\circ$$

$$E_7 E_8 = \sqrt{15,2^2 - 13,6^2 \cdot \cos^2 21,17} + \sqrt{43,3^2 - 41,7^2 \cdot \cos^2 21,17} - (41,7 + 13,6) \cdot \sin 21,17$$

$$E_7 E_8 = 7,45 \text{ cm}$$

(135. formula)

S_d desbideratze angeluarra:

$$b = 32 \text{ cm}$$

$$\beta_r = \tan \beta_a \cdot \cos \alpha_r = \tan 20 \cdot \cos 21,17 = 0,34$$

$$S_d = b \cdot \tan \beta_r = 32 \cdot 0,34 = 10,88 \text{ cm}$$

(136. formula)

Engranatze koefizientea beraz,

$$E_7 E_8 = 7,45 \text{ (135. formula)}$$

$$S_d = 10,88 \text{ cm (136. formula)}$$

$$m_n = 16 \text{ mm (131. formula)}$$

$$\beta_a = 20^\circ$$

$$\alpha_a = 21,17^\circ$$

$$\varepsilon_{78} = \frac{E_7 E_8 + S_d}{\pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_a} + \cos \alpha_a} = \frac{7,45 + 10,88}{\pi \cdot \frac{1,6}{\cos 20} + \cos 21,17} = 2,92$$

(137. formula)

$\varepsilon_{78} = 2,92 > 1$ baino handiagoa denez, transmisioa modu leunean eta gradualean burutuko da.

Azkeneko egiaztapena, hortzen interferentzi arazoak aztertu behar dira. Hortzen interferentziak aztertzeko, lehenik bi gurpilen hortz kopuru birtuala kalkulatu behar da.

$$Z_7 = 49 \text{ hortz}$$

$$\beta_a = 20^\circ$$

$$Z_{V_7} = \frac{Z_7}{\cos^3 \beta_a} = \frac{49}{\cos^3 20} = 59 \text{ hortz}$$

(138. formula)

$$Z_8 = 16 \text{ hortz}$$

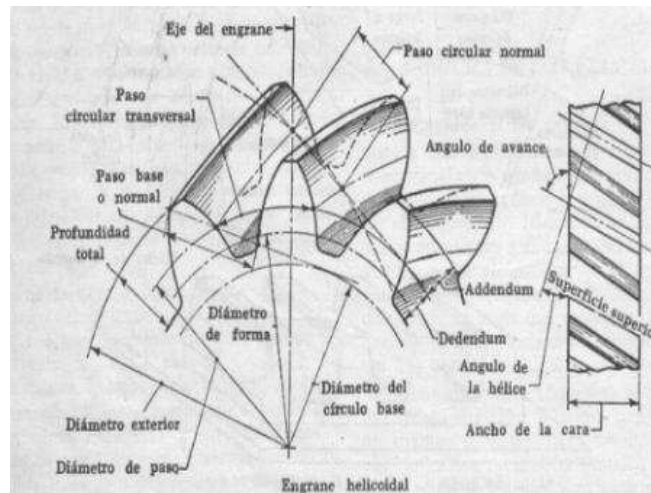
$$\beta_a = 20^\circ$$

$$Z_{V_8} = \frac{Z_8}{\cos^3 \beta_a} = \frac{16}{\cos^3 20} = 19,28 \text{ hortz}$$

(139. formula)

Ez da interferentzi arazorik egongo, bi gurpilen hortz kopurua, interferentzia gertatzeko hortz kopuru gaineratik daudelako.

Egiaztapen guztiak egin ondoren, gurpilen dimentsionamendua burutu daiteke:



Irudia 3.33: Engranaje helicoidalen nomenklatura

MODULU ERREALA

$$m_n = 16 \text{ mm}$$

(140. formula)

MODULU APARENTEA

$$m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_a} = \frac{16}{\cos 20} = 17 \text{ mm}$$

(141. formula)

PRESIO ANGELU ERREALA

$$\alpha_r = 20^0$$

PRESIO ANGELU APARENTEA

$$\alpha_a = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_r}{\cos \beta_a}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20}{\cos 20}\right) = 21,17^0$$

(142. formula)

INKLINAZIO ANGELU APARENTEA

$$\beta_a = 20^0$$

INKLINAZIO ANGELU ERREALA

$$\beta_r = \arctan(\tan \beta_a \cdot \cos \alpha_a) = \arctan(\tan 20 \cdot \cos 21,17) = 18,75^0$$

(143. formula)

HORTZ KOPURUA

$$Z_7 = 49 \text{ hertz}$$

$$Z_8 = 16 \text{ hertz}$$

ERRADIO PRIMITIBOAK

$$D_7 = m_a \cdot Z_7 = 17 \cdot 49 = 833 \text{ mm}$$

$$D_8 = m_a \cdot Z_8 = 17 \cdot 16 = 272 \text{ mm}$$

(144. formula)

HORTZEN LODIERA

$$h_7 = h_8 = h_f + h_c = 1,25 \cdot m_n + m_n = 1,25 \cdot 16 + 16 = 36 \text{ mm}$$

(145. formula)

KANPO ERRADIOA

$$D_{K_7} = D_7 + 2 \cdot h_{c_7} = 833 + 2 \cdot 36 = 905 \text{ mm}$$

$$D_{K_8} = D_8 + 2 \cdot h_{c_8} = 272 + 2 \cdot 36 = 344 \text{ mm}$$

(146. formula)

BARNE ERRADIOA

$$D_{B_7} = D_7 - (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 833 - (2 \cdot 1,25 \cdot 16) = 793 \text{ mm}$$

$$D_{B_8} = D_8 - (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 272 - (2 \cdot 1,25 \cdot 16) = 232 \text{ mm}$$

(147. formula)

ARDATZEN ARTEKO DISTANTZIA

$$a_{78} = \frac{D_7 + D_8}{2} = \frac{833 + 272}{2} = 552,5 \text{ mm}$$

(148. formula)

HORTZEN ZABALERA

$$b_7 = b_8 = \Psi \cdot m_n = 20 \cdot 16 = 320 \text{ mm}$$

(149. formula)

LABURPENA

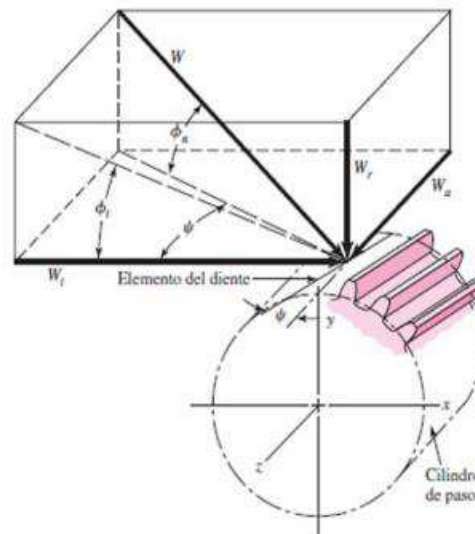
3 ETAPA		GURPIL HANDIA (7)	GURPIL TXIKIA (8)
Presio angelua	α_r	20°	
Presio angelu aparentea	α_a	21,17°	
Inklinazio angelu erreala	β_r	18,75°	
Inklinazio angelu aparentea	β_a	20°	
Hortz kopurua	Z	49	16
Diametro primitiboa	D_P	833 mm	272 mm
Barne diametroa	D_B	793 mm	232 mm
Kanpo diametroa	D_K	905 mm	334 mm
Modulu erreala	m_n	16 mm	
Modulu aparentea	m_a	17 mm	
Zabalera	b	320 mm	

Taula 3.33: 3 Etapako engranaieen laburpena

Hirugarren etaparen irteera ardatza, ardatz arina izango da, beraz, ardatz arinaren kalkuluak eta errodamenduak hurrengo 3.2.7 atalean aztertuko dira.

3.2.6.3.2 Engranajeak Sortutako Indarrak

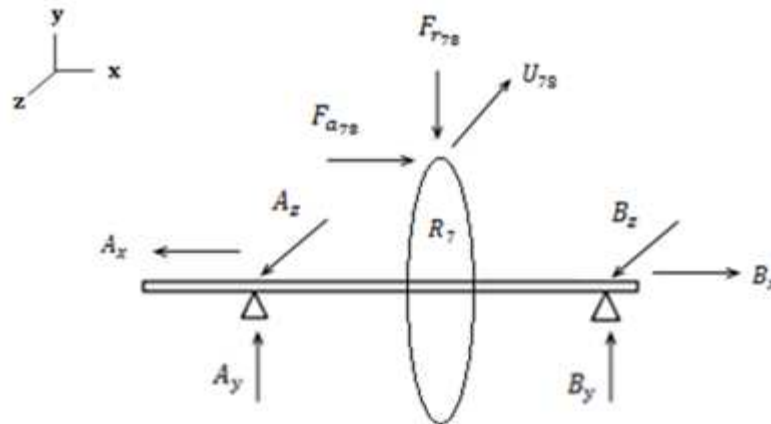
Hirugarren etapan engranaje helikoidalak jartzea erabaki denez, engranaje mota hauek indar tangenziala (U) eta axiala (F_r) sortzen dute, engranaje zuzenak bezala, baina kasu honetan indar axial (F_a) bat ere agertuko da.



Irudia 3.34: Engranaje helikoidalak sortutako indarrak

Atal honetan, bigarren etapako irteerako ardatza eta hirugarren etapako sarrera ardatzaren dimentsionaketa egingo da, bi ardatzak, ardatz bera izango baitira. Beraz, ardatzaren dimentsionaketa egiteko, engranaje handia ($Z_7 = 49$ hortz) kontuan izanda burutuko dira kalkuluak.

Lehenik, indar tangenziala kalkulatu behar da tortsorea eta engranajearen erradio primitiboa kontuan izanda:



Irudia 3.35: *Engranaje helikoidalek sortutako indarren eskema*

Indar Tangentziala

$T_8 = 14 \text{ KNm}$ (128. formula)

$$U_{78} = \frac{2 \cdot T_8}{D_8} = \frac{2 \cdot 14 \text{ KNm} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{272 \text{ mm}} = 102,941 \text{ KN}$$

(150. formula)

Indar tangentziala edukita, indar erradiala eta axiala kalkula daitezke.

Indar Erradiala

$$F_{r78} = U_{78} \cdot \tan \alpha_a \rightarrow F_{r78} = 102,941 \cdot \tan 21,17^\circ = 39,86 \text{ KN}$$

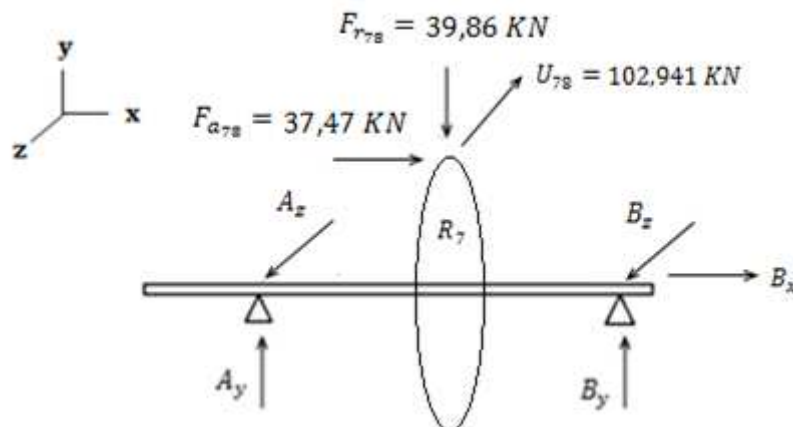
(151. formula)

Indar Axiala

$$F_{a78} = U_{78} \cdot \tan \beta_a \rightarrow F_{a78} = 102,941 \cdot \tan 20^\circ = 37,47 \text{ KN}$$

(152. formula)

Indarrak beraz modu honetan geratzen dira:

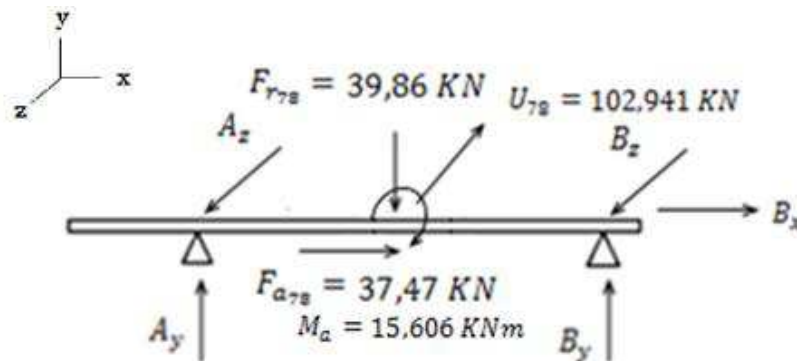


Irudia 3.36: *Engranaje helikoidalek sortutako indarren balioak*

Indar hauek ardatzera transmititzerakoan, $F_{a_{78}}$ indar axialak momentu bat sortuko du:

$$M_a = F_{a_{78}} \cdot \frac{D_7}{2} = 37,47 \cdot \frac{833}{2} = 15.606 \text{ KNmm} = 15,606 \text{ KNm}$$

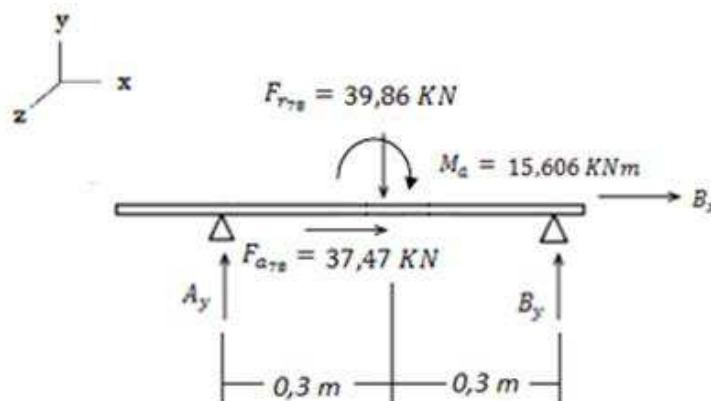
(153. formula)



Irudia 3.37: Engranaje helikoidalek ardatzean sortutako indarrak

Erreakzioen kalkulua burutzeko eta momentu flektoreen eta tortsorea diagramak egiteko XY eta XZ planoak bereizten dira:

XY PLANOA



Irudia 3.38: Engranaje helikoidalek XY planoan sortutako indarrak

Plano honetan indarren eta momentuen orekaren planteatuz:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -A_y \cdot 0,6 + F_{r_{78}} \cdot 0,3 - M_a = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_y + B_y - F_{r_{78}} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow B_x + F_{a_{78}} = 0 \quad (3)$$

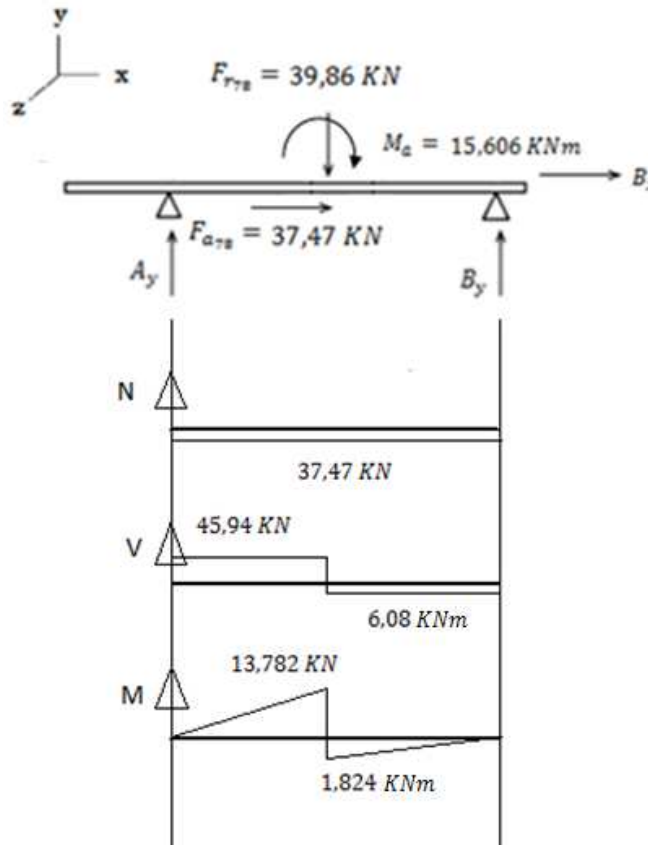
$$(3) B_x = -F_{a_{78}} = -37,47 \text{ KN}$$

$$(1) -A_y \cdot 0,6 + 39,86 \cdot 0,3 + 15,606 = 0 \rightarrow A_y = 45,94 \text{ KN}$$

$$(2) B_y = F_{r_{78}} - A_y \rightarrow B_y = 39,86 - 45,94 \rightarrow B_y = -6,08 \text{ KN}$$

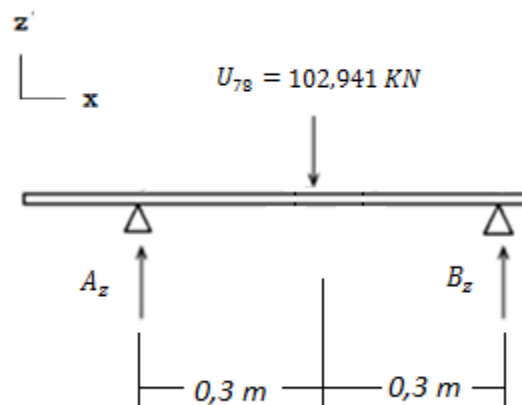
(154. formula)

Diagramak honakoak dira:



Irudia 3.39: Engranaje helikoidalek sortutako indarrek XY planoko diagramak

XZ PLANO



Irudia 3.40: Engranaje helikoidalek XZ planoan sortutako indarrak

Plano honetan indarren eta momentuen orekaren planteatuz:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -A_z \cdot 0,6 + U_{78} \cdot 0,3 = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_z + B_z - U_{78} = 0 \quad (2)$$

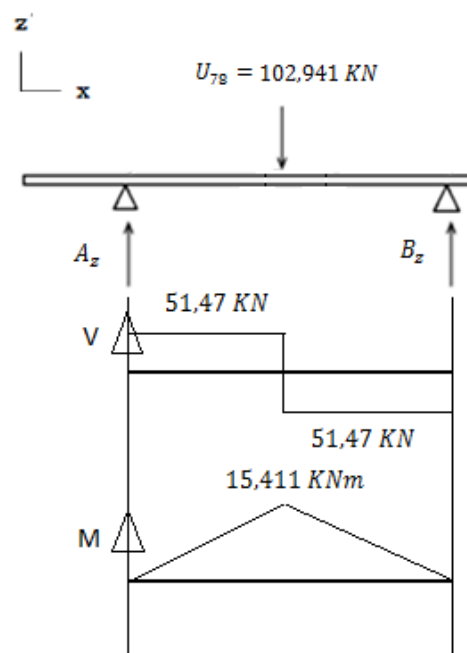
$$U_{78} = 102,941 \text{ KN}$$

$$(1) -A_z \cdot 0,6 + 102,941 \cdot 0,3 = 0 \rightarrow A_z = 51,47 \text{ KN}$$

$$(2) B_z = U_{78} - A_z \rightarrow B_z = 102,941 - 51,47 \rightarrow B_z = 51,47 \text{ KN} \quad 15,411 \text{ KNm}$$

(155. formula)

Diagramak honakoak dira:



Irudia 3.41: Engranaje helikoidalek sortutako indarrek XY planoko diagramak

Euskarrietako erreakzio erresultanteak honakoak dira:

$$R_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{45,94^2 + 51,47^2} = 69 \text{ KN}$$

(156. formula)

$$R_B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{(-6,08)^2 + 51,47^2} = 51,82 \text{ KN}$$

(157. formula)

Momentu flektore maximoa:

$$M_{TOT} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{13,782^2 + 15,411^2} = 20,67 \text{ KNm}$$

(158. formula)

3.2.6.3.3 Ardatzaren Dimentsionamendua

Ardatz honen dimentsionamendua egiteko, ebakidura teoria aplikatuko da ASME kodean definituta dagoena.

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

$$CS = 1,25$$

$$M_{TOT} = 20,67 \text{ KNm (158. formula)}$$

$$T_4 = 42,88 \text{ KNm (118. formula)}$$

$$C_m = 1,5 \text{ (3.6 taula)}$$

$$C_t = 1 \text{ (3.6 taula)}$$

$$D_7 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

$$D_7 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,25}{600 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 20,67 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 42,88 \cdot 10^6)^2}}$$

$$D_7 \geq 103,93 \text{ mm}$$

(159. formula)

3.2.6.3.4 Errodamendu Aukeraketa

Errodamenduak aukeratzeko, kokatuko diren leketan ze indar jasango duten kalkulatu behar da. Horretarako, aurreko ataletan kalkulatu diren indarrak kontuan hartuko dira.

Euskarrietako erreakzio erresultanteak aurreko atalean kalkulatu dira 162,163 eta 164 formulatan ikus daitezkeenak.

$$R_A = 69 \text{ KN}$$

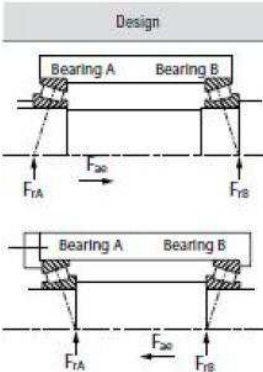
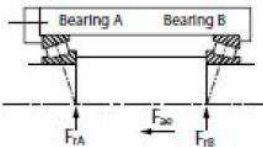
$$R_B = 51,82 \text{ KN}$$

(160. formula)

Indar axiala $F_{ae} = F_{a78} = 34,47 \text{ KN}$ izango da.

TIMKEN errodamendu zilindriko konikoak erabiliko dira bi euskarrietan, eta 25. formulatan ikusten den moduan, fabrikante honentzat eta 80.000 orduko bitzta edukitzeko, 0,98 fidakortasunarekin (3.2.5.3 atala):

$$L_{10} = 158,88 \text{ milioi r.p.m.}$$

Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0.4 F_{rA} + K_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0.4 F_{rB} + K_B F_{aB}^{(1)}$

Taula 3.34: TIMKEN errodamendu koniko katalogoko formulak

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rA} = R_A = 69 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 51,82 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot 69}{1,5} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,5} + 34,47$$

(161. formula)

$$21,62 \text{ KN} \leq 50,7 \text{ KN}$$

BULTZADA KARGA

$$F_{rA} = R_A = 69 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 51,82 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,5} + 34,47 \rightarrow F_{aA} = 50,7 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,5} \rightarrow F_{aB} = 16,23 \text{ KN}$$

(162. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rA} = 69 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = 51,82 \text{ KN}$$

$$F_{aA} = 50,7 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 69 + 1,5 \cdot 50,7 \rightarrow P_A = 103,65 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} \rightarrow P_B = 51,82 \text{ KN}$$

(163. formula)

KAPAZITATE DINAMIKOA

$$P_A = 103,65 \text{ KN} = 103.650 \text{ N}$$

$$P_B = 51,82 \text{ KN} = 51.820 \text{ N}$$

$$C_A \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_A = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_A = \frac{103.650 \cdot (158,88)^{1/10}}{90^{1/3}} = 122.918,5 \text{ N}$$

(164. formula)

$$C_B \cdot 90^{1/a} = P_B \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_B = \frac{P_B \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_B = \frac{51.820 \cdot (158,88)^{1/10}}{90^{1/3}} = 61.453,33 \text{ N}$$

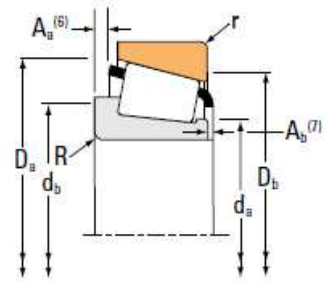
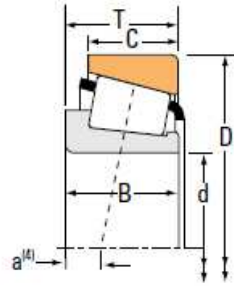
(165. formula)

TIMKEN katalogoan $D_7 \geq 103,93 \text{ mm}$ ardatza duen errodamendua aukeratu behar da.

Kasu honetan, instalazioa kontutan izan behar denez, errodamenduak joango diren ardatzak, 2. etapako eguzki engranajea (3.2.6.3.1 ataleko laburpena) baino kanpo diametroa baino handiagoa izan behar da, bertatik errodamendua jarri ahal izateko.

Ondorioz, errodamendua joango den ardatzaren diametroa $D_7 \geq 384 \text{ mm}$ baino handiagoa izango da. TIMKEN katalogoa begiratzuz, diametro hori eta jasango duen kapazitate dinamikoa kontutan izanda ondorengo errodamendua aukeratu da:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number					
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁		Factors ⁽²⁾ e Y		Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀ C _{a90}		Factors ⁽²⁾ K		Static C ₀	Inner	Outer
			N lbf	N lbf			N lbf	N lbf					
381.000 15.0000	546.100 21.5000	104.775 4.1250	2460000 553000	0.33	1.80	638000 143000	363000 81700	1.76	4730000 1060000		HM266447	HM266410	
381.000 15.0000	546.100 21.5000	104.775 4.1250	2270000 510000	0.33	1.80	588000 132000	335000 75200	1.76	4210000 946000		HM266446	HM266410	
385.762 15.1875	514.350 20.2500	82.550 3.2500	1350000 304000	0.42	1.43	351000 78900	251000 56500	1.40	3160000 710000		LM665949	LM665910	
387.248 15.2460	546.100 21.5000	87.312 3.4375	1870000 420000	0.42	1.44	484000 109000	346000 77800	1.40	3940000 886000		M667935	M667911	

Taula 3.35: TIMKEN errodamendu koniko katalogoa

Bi euskarrietzako, errodamendu berdinak erabiltzea aukeratu da, A errodamendua murriztaileagoa izanez kapazitate dinamikoa $C_A = 122.918,5 N$ delako.

Lehenengo kalkulu honetan, $K_A = 1,5$ eta $K_B = 1,5$ suposatu dira baina katalogoaren arabera, $K_A = 1,4$ eta $K_B = 1,4$ balioak hartzen dute, ondorioz berriro egiaztapena egin behar da:

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rA} = R_A = 69 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 51,82 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,4$$

$$K_B = 1,4$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot 69}{1,4} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,4} + 34,47$$

(166. formula)

$$23,16 \text{ KN} \leq 51,86 \text{ KN}$$

BULTZADA KARGA

$$\begin{aligned}F_{rA} &= R_A = 69 \text{ KN} \\F_{rB} &= R_B = 51,82 \text{ KN} \\F_{ae} &= F_a = 34,47 \text{ KN} \\K_A &= 1,4 \\K_B &= 1,4\end{aligned}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,4} + 34,47 \rightarrow F_{aA} = 51,86 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 51,82}{1,4} \rightarrow F_{aB} = 17,39 \text{ KN}$$

(167. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$\begin{aligned}F_{rA} &= 69 \text{ KN} \\F_{rB} &= 51,82 \text{ KN} \\F_{aA} &= 67,38 \text{ KN} \\K_A &= 1,4 \\K_B &= 1,4\end{aligned}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 69 + 1,4 \cdot 51,86 \rightarrow P_A = 100,2 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} \rightarrow P_B = 51,82 \text{ KN}$$

(168. formula)

KAPAZITATE DINAMIKO

$$P_A = 100,2 \text{ KN} = 100.200 \text{ N}$$

$$P_B = 51,82 \text{ KN} = 51.820 \text{ N}$$

$$C_A \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_A = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_A = \frac{100.200 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 118.827,16 \text{ N}$$

(169. formula)

$$C_B \cdot 90^{1/a} = P_B \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_B = \frac{P_B \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_B = \frac{51.820 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 91.859,8 \text{ N}$$

(170. formula)

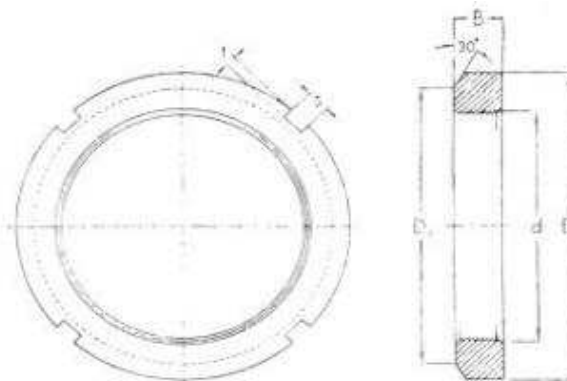
Lehen aukeratutako errodamenduak jasan dezakeen kapazitate dinamikoa handiagoa da, A errodamenduak jasango duena baino, ondorioz aukeratutako errodamendua egokia da.

$$C_{TIMKEN} = 1.350.000 N > C_A = 118.827,16 N$$

B errodamenduaren kasuan kapazitate dinamikoa ez da aldatzen, beraz lehen aukeratutako errodamendua egokia da.

Inner: LM665949 Outer: LM665910

Azkenik, errodamenduak eusteko finkapen eraztunak erabiliko dira. RODALSA katalogoa erabiliz eta DIN 981 arabera aukeratuko da segurtasun eraztuna ardatzaren diametroa kontutan izanda.



Tuerca n.º	Rosca	DIMENSIONES EN MILIMETROS					
		d	D	D ₁	B	s	t
KM-31	M 155 × 3	155	200	182	25	16	7
KM-33	M 165 × 3	165	210	193	26	16	7
HML-41 T	Tr 205 × 4	205	250	232	30	18	8
HML-43 T	Tr 215 × 4	215	260	242	30	20	9
HML-47 T	Tr 235 × 4	235	280	262	34	20	9
HML-52 T	Tr 260 × 4	260	310	290	34	20	10
HML-56 T	Tr 280 × 4	280	330	310	38	24	10
HML-60 T	Tr 300 × 4	300	360	336	42	24	12
HML-64 T	Tr 320 × 5	320	380	356	42	24	12
HML-69 T	Tr 345 × 5	345	410	384	45	26	13
HML-72 T	Tr 360 × 5	360	420	394	45	28	13
HML-73 T	Tr 365 × 5	365	430	404	48	28	13
HML-76 T	Tr 380 × 5	380	450	422	48	28	14
HML-77 T	Tr 385 × 5	385	450	422	48	28	14
HML-82 T	Tr 410 × 5	410	480	452	52	32	14
HML-86 T	Tr 430 × 5	430	500	472	52	32	14
HML-90 T	Tr 450 × 5	450	520	490	60	32	15
HML-94 T	Tr 470 × 5	470	540	510	60	32	15
HML-98 T	Tr 490 × 5	490	580	550	60	36	15
HML-104 T	Tr 520 × 6	520	600	570	68	36	15
HML-108 T	Tr 540 × 6	540	630	590	68	40	20

Taula 3.36: RODALSA katalogoa

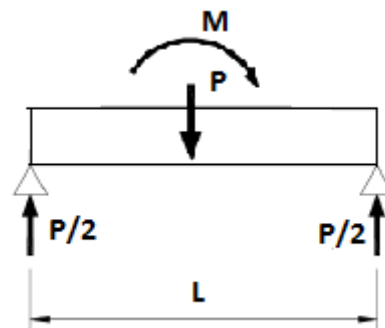
3.2.6.4 KARKASAREN LODIERAREN KALKULUA

Atal honetan, engranajeak biderkatzailean sortzen dituen indarrak aztertuko dira, biderkatzailea inguratuko duen karkasaren lodiera minimoa kalkulatzeko.

Lehenik kontsideratu behar da biderkatzaileak ardatz geldotik datorren tortsioa jasaten duela konprobatzen da, ondorioz, oreka betetzeko tortsio hori engranaje biderkatzailea aplikatu behar zaio, finko dagoen estrukturaren bitartez.

Biderkatzailearen bankada multzo bakar baten moduan kontsideratzen da. Jasango dituen eskaerak, potentzia sistematik sartzen den pareta eta bankada beraren pisua izango dira. Bankadak jasango dituen osagaien pisua bakarrik hartuko dira kontutan (engranajeak, ardatzak eta porta-planetak) beste elementuak mesprezatuz (segurtasun eraztunak, torlojuak, arandelak, etab.)

Helburua bankadak eduki behar duen lodiera minimoa kalkulatzea da, sortutako pare erreakzioa bankada ez iraultzeko edo altxatzeko. Kalkuluak burutzeko, ondorengo karga hipotesian oinarrituko dira kalkuluak.



Irudia 3.42: Biderkatzaileko estruktura indarrak

Non, P bankadaren pisua da eta T, biderkatzaileari aplikatuko zaion tortsorea da.

$$T = M = 1.105,709 \text{ KNm}$$

3.2.6.4.1 Karkasa gaineko kargak

Parearen balioa ezaguna da baina P kargaren balioa jakiteko, elementu guztien masa zehaztuko da biderkatzailearen etapa guztientzako.

-Ardatz planetario guztiak AISI 4340 altzairuz fabrikatuta daude ondoko dentsitatea duena:

$$\rho = 7,84 \text{ gr/cm}^3$$

-Porta-planetak AISI 1060 altzairuz fabrikatuta daude ondoko dentsitatea duena:

$$\rho = 7,858 \text{ gr/cm}^3$$

-Biderkatzaileko engranajeak F-1516 altzairuzkoak dira, ondoko dentsitate balioa duena:

$$\rho = 7,76 \text{ gr/cm}^3$$

LEHENENGO ETAPA

Lehenik lehenengo etapan dauden osagaien masa kalkulatu da Inventorreko programaz baliatuz. Etapa honetan 3 planeta engranaje 3 planeta ardatzekin, 1 porta-planeta, 1 engranaje planetarioa eta 1 koro engranajedunez osatuta dago.

Ondoren osagaien kalkulua burutuko da bolumena kontutan izanda:

-Eguzki engranajea

$$V_{\text{eguzki } 1} = 105.598,819 \text{ mm}^2 \cdot 400 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} + \pi \cdot 120^2 \cdot 800 \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 78.430 \text{ cm}^3$$

$$m_{\text{eguzki } 1} = V_{\text{eguzki } 1} \cdot \rho = 78.430 \cdot 7,76 = 608.622 \text{ gr} \cong 609 \text{ kg}$$

(171. formula)

-Porta-Planetak

$$V_{\text{port } 1} = 3.713.771,709 \text{ mm}^2 \cdot 400 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 1.485.508 \text{ cm}^3$$

$$m_{\text{port } 1} = V_{\text{port } 1} \cdot \rho = 1.485.508 \cdot 7,84 = 1.635.591 \text{ gr} \cong 1.646 \text{ kg}$$

(172. formula)

-Planeta engranajea

$$V_{\text{planeta } 1} = 375.287,089 \text{ mm}^2 \cdot 400 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 105.115 \text{ cm}^3$$

$$m_{\text{planeta } 1} = 3_{\text{planeta}} \cdot V_{\text{planeta } 1} \cdot \rho + 9 \cdot P_{\text{errodamendu}}$$

$$m_{\text{planeta } 1} = 3 \cdot 105.115 \cdot 7,76 = 2.365.087 \text{ gr} + 9 \cdot 14 \text{ kg} \cong 2.604 \text{ kg}$$

(173. formula)

-Engranaje koroa

$$V_{\text{koroa } 1} = 800.569,15 \text{ mm}^2 \cdot 400 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 320.227 \text{ cm}^3$$

$$m_{\text{koroa } 1} = V_{\text{koroa } 1} \cdot \rho = 320.227 \cdot 7,76 = 2.424.961 \text{ gr} \cong 2.424 \text{ kg}$$

(174. formula)

-Planeta ardatzak

$$V_{planeta\ ard.1} = [3 \cdot (\pi \cdot 200^2 \cdot 570)] \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 214.884\text{ cm}^3$$

$$m_{planeta\ ard.1} = V_{planeta\ ard.1} \cdot \rho = 214.884 \cdot 7,865 = 1.690.000\text{ gr} \cong 1.690\text{ kg}$$

(175. formula)

BIGARREN ETAPA

Bigarren etapa honek 3 planeta engranaje 3 planeta ardatzekin, 1 porta-planeta, 1 engranaje planetarioa eta 1 koro engranajedunez osatuta dago.

-Eguzki engranajea

$$V_{eguzki\ 2} = [89.888,552\text{ mm}^2 \cdot 320\text{ mm} + (\pi \cdot 100^2 \cdot 600)] \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 47.613\text{ cm}^3$$

$$m_{eguzki\ 2} = V_{eguzki\ 2} \cdot \rho = 47.613 \cdot 7,76 = 369.476\text{ gr} \cong 370\text{ kg}$$

(176. formula)

-Porta-Planetak

$$V_{port\ 2} = 1.635.038,755\text{ mm}^2 \cdot 150\text{ mm} \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 245.255\text{ cm}^3$$

$$m_{port\ 2} = V_{port\ 2} \cdot \rho = 245.255 \cdot 7,858 = 1.927.213\text{ gr} \cong 1.928\text{ kg}$$

(177. formula)

-Planeta engranajea

$$V_{planeta\ 2} = 130.557,182\text{ mm}^2 \cdot 320\text{ mm} \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 41.778\text{ cm}^3$$

$$m_{planeta\ 2} = 3_{planeta} \cdot V_{planeta\ 2} \cdot \rho + 9 \cdot P_{errodamendu}$$

$$m_{planeta\ 2} = 3 \cdot 41.778 \cdot 7,76 = 972.591\text{ gr} + 9 \cdot 9,2\text{ kg} \cong 1.055\text{ kg}$$

(178. formula)

-Engranaje koroa

$$V_{koroa\ 2} = 373.449,324\text{ mm}^2 \cdot 320\text{ mm} \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 119.504\text{ cm}^3$$

$$m_{koroa\ 2} = V_{koroa\ 2} \cdot \rho = 119.504 \cdot 7,76 = 927.351\text{ gr} \cong 928\text{ kg}$$

(179. formula)

-Planeta ardatzak

$$V_{planeta\ ard.2} = [3 \cdot (\pi \cdot 140^2 \cdot 490)] \cdot \frac{1\text{ cm}^3}{10^3\text{mm}^3} = 90.515\text{ cm}^3$$

$$m_{planeta\ ard.2} = V_{planeta\ ard.2} \cdot \rho = 90.515 \cdot 7,865 = 711.900\text{ gr} \cong 712\text{ kg}$$

(180. formula)

HIRUGARREN ETAPA

Hirugarren etapak bakarrik bi engranaje edukiko ditu eta ardatz bakarra. Beste ardatza bigarren etapatik ateratzen den ardatza izango da, jadanik kalkulatu dagoena.

-Gurpil Handia

$$V_{gurpil H} = 415.978,708 \cdot 320 \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 133.113,18 \text{ cm}^3$$

$$m_{gurpil H} = V_{gurpil H} \cdot \rho = 133.113,18 \cdot 7,865 = 1.046.935,2 \text{ gr} \cong 1.047 \text{ kg}$$

(181. formula)

-Gurpil Txikia

$$V_{gurpil T} = 57.842,076 \cdot 320 \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 18.509,46 \text{ cm}^3$$

$$m_{gurpil T} = V_{gurpil T} \cdot \rho = 18.509,46 \cdot 7,865 = 145.576,9 \text{ gr} \cong 146 \text{ kg}$$

(182. formula)

-Ardatz Arina

$$V_{Arina} = [(\pi \cdot 42,5^2 \cdot 400) + (\pi \cdot 57,2^2 \cdot 252,76)] \cdot \frac{1 \text{ cm}^3}{10^3 \text{ mm}^3} = 4.867,86 \text{ cm}^3$$

$$m_{Arina} = V_{Arina} \cdot \rho = 4.867,86 \cdot 7,865 = 38.285 \text{ gr} \cong 39 \text{ kg}$$

(183. formula)

Karga totalaren balioa ondorioz honakoa izango da:

$$m_{Total} = 6.225 \text{ kg}$$

P karga puntuala ondorioz:

$$P = m_{Total} \cdot g = 6.225 \cdot 9,81 = 61.067,25 \text{ N}$$

(184. formula)

3.2.6.4.2 Karkasa lodiera

Karkasaren lodiera kalkulatzeko, flexiopean aztertuko da eta gezia balio gomendatuen artean dagoen edo ez aztertuko da.

Lehenik, deflexio erresultantea finkatuko da aplikatutako momentuaren arabera eta ondoren kargak sortutako deflexioa kalkulatu da ondoren bi geziak batzeko.

-Momentua sortutako gezia

Karga habearen erdialdean dagoenez eta deflexioa simetrikoa denez, deformatuaren formula honakoa da:

$$M = 1.105,709 \text{ KNm}$$

$$E = 100 \text{ GPa}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$I = \frac{L \cdot b^3}{12} = \frac{2 \cdot b^3}{12} = 0,166 \cdot b^3$$

$$y_M = -\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\left(6 \cdot \frac{L}{2} - \frac{3 \cdot (L/2)^2}{L} - 2 \cdot L \right) \cdot x - \frac{x^3}{L} \right]$$

(185. formula)

Gezi maximoa espresio hau x koordenatuarekiko deribatzen eta zerora berdinuz lortzen da.

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{M}{6 \cdot E \cdot I} \left[\left(\frac{1}{4} \cdot L \right) - 3 \cdot \frac{x^2}{L} \right] = 0$$

Non,

$$\left(\frac{1}{4} \cdot L \right) - 3 \cdot \frac{x^2}{L} = 0$$

$$x = \sqrt{\frac{L^2}{12}} = \sqrt{\frac{2^2}{12}} = 0,58 \text{ m}$$

$x = 0,58 \text{ m}$ distantzira deflexio maximoa dago, beraz distantzia hori deformatuaren ekuazioan sartuz gero:

$$y_{M \max} = -\frac{1,11 \cdot 10^{-5}}{t^3} \left[\left(\frac{1}{4} \cdot 2 \right) \cdot 0,58 - \frac{0,58^3}{2} \right]$$

$$y_{M \max} = -\frac{1,37 \cdot 10^{-4}}{t^3}$$

(186. formula)

-Kargak sortutako gezia

Deflexio maximoa "Elementos de maquinas" [3] liburuaren arabera modu honetan kalkulatzen da:

$$y_{P \max} = -\frac{P \cdot L}{48 \cdot E \cdot I} = -\frac{61.067,25 \cdot 2}{48 \cdot 100 \cdot 10^6 \cdot 0,166 \cdot t^3} = -\frac{1,53 \cdot 10^{-4}}{t^3}$$

(187. formula)

Deflexio erresultantea, bi deflexioen batuketa eginez lortzen da:

$$y_{T \max} = y_{M \max} + y_{P \max} = -\frac{1,37 \cdot 10^{-4}}{t^3} - \frac{1,53 \cdot 10^{-4}}{t^3} = -\frac{1,543 \cdot 10^{-5}}{t^3}$$

“Manual de Diseño de estructuras de Acero” liburuaren arabera [4] bibrazioa jasaten duten habeen deflexio maximo onartua:

$$y_{adm} = \frac{L}{800} = \frac{2}{800} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

(188. formula)

Azken bi espresioak berdinduz, karkasaren lodiera zehaztu daiteke deflexio kondizioak betetzeko:

$$\begin{aligned} y_{T \max} &= y_{adm} \\ -\frac{1,543 \cdot 10^{-5}}{t^3} &= 2,5 \cdot 10^{-3} \\ t &= \sqrt[3]{\frac{1,543 \cdot 10^{-5}}{2,5 \cdot 10^{-3}}} = 0,18 \text{ m} = 180 \text{ mm} \end{aligned}$$

(189. formula)

3.2.6.5 LUBRIKAZIOA

IEC 61400-4 arauak 7.6.3 *atalean* azaltzen duen arabera, etapa bat baino gehiago duten biderkatzaileek, etapa bakoitzean lubrifikatzaile desberdinak erabiltzea izango litzateke idealena bakoitzak biskositate desberdinen etekina lortzeko, baina hau ez da praktikoa. Engranajeek eta errodamenduek aldi berean, etapa bakoitzean ere produktu desberdinak edukiko litzukete egoera ideal batean. Oxidazio egonkortasuna oso garrantzitsua da, hau kontrolatzen ez bada, berniz deposituak sor daitezke filtro desberdinak oztopatuz. Ondorioz, lubrikanteen artean, lubrifikatzaile desberdinen ezaugarrien konpromisoa hartzen duen lubrifikatzailea erabiltzea erabakitzen da.

IEC 61400-4 araua 7.1 *atalean* dion arabera, biderkatzaileak behar duen hozte sistema maila dokumentatuta egon behar da. Hozte sistemaren kapazitatea, biderkatzailearen barruan dauden lan kondizioek sortutako beroa ebakutzeko kapaza izan behar da. Arauaren arabera, biderkatzaileari entseguak egin behar zaizkio aerosorgailuaren erabiltzen den lubrifikatzaile mota berdina erabiliz. Entsegu horietan, lubrifikatzailea hornituko duen hozte-sistema, aerosorgailuak

edukiko duen hozte-sistemaren kapazitate berdina eduki behar du, hozte-sistemaren ezaugarri guztiak betetzen direla ziurtatzeko.

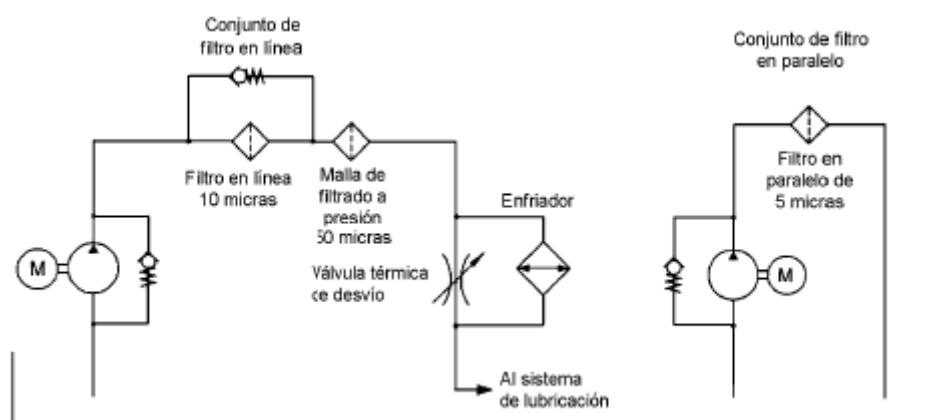
3.2.6.5.1 Lubrikazio metodoak

500 kW baino gehiagoko aerosorgailua lubrifikatzeko erabiltzen diren sistemak, murgilketa bidezko eta presio bidezko hornikuntzak dira. Lubrifikatzailaren biskositatea, sistemaren diseinuari eragiten dio ponparen tamaina zein hodian kokapenari.

Presio bidezko lubrifikazioa

Potentzia nominala 500kW baino gehiagoko aerosorgailuak, olioaren zirkulazio sistema, lineako, paraleloko edo bien arteko konbinazio bidez lubrifikatu behar dira lubrifikatzaille garbitasuna mantentzeko. Horrez gain, bero trukagailua ere edukitzen dute olioaren hozteko. Diseinu egokia eginez biskositatea, fluxu abiadura, hornitze presioa, zurrusta tamaina, zurrusta kantitatea eta kokapena kontutan hartuz, sistema guztiko osagaiak behar den moduan lubrifikatuta egotea bermatzen du.

Hurrengo irudian, hozte-sistema eta filtrazio sistemen zirkuitu konbinaketen diseinu bat adierazten da:



Irudia 3.43: Lubrifikatzaille filtrazio eta hozte sistema konbinatuaren eskema

Murgiltze bidezko lubrifikazioa

Mota honetako lubrifikazioa ez du ponparik erabiltzen engranajeak eta errodamenduak olioztatzeko, engranajeak kanalizatzen dute olioaren errodamenduetaraino. Hau gertatzeko, abiadura baxuko engranajea, bi aldiz

hortzaren sakonera gutxienez murgilduta egon behar da. Biderkatzaileak ubide txikiak behar ditu, karkasaren paretetatik jausten den olio berreskuratzeko. Sistema hauek, filtrazio sistema paraleloak behar ditu lubrifikatzailearen kutsadura kontrolatzeko eta kaltegarriak diren partikulen distribuzioa prebenitzeko.

3.2.6.5.2 Lubrifikatzaile kantitatea

Lubrifikatzaile kantitate minimoa IEC 61400-4 arauaren 7.6.5 *atalean* adierazten du. Kantitatearen gomendatzea, etapa bat baino gehiagoko eta 2MW arteko aerosorgailuko biderkatzaile esperientzian oinarrituta dago. Kasu honetan baldintzak betetzen direnez, kantitate hori formula honen bitartez adieraz daiteke:

$$P_{nom} = \text{aerosorgailu potentzia nominala} = 2.000 \text{ KW}$$

$$Q_{oil} = 0,15 \cdot P_{nom} + 20 \quad \rightarrow \quad Q_{oil} = 0,15 \cdot 2.000 + 20 = 320 \text{ L}$$

$$Q_{oil} = 320 \text{ L}$$

(190. formula)

Formula ezingo litzateke aplikatu depositu desberdin bar erabiliko balitz baina kasu honetan biderkatzailearen karkasak depositu giza lan egiten du, beraz egokia da.

3.2.6.5.3 Temperatura

Temperaturaren azterketa bat eramatea garrantzitsua da fluidoaren biskositatea egokia izateko. Lubrifikatzailearen temperatura hiru lan operazio tokietatik baten gutxienez hartzea komeni da, hala nola, olio masan, engranaje multzoan edo errodamenduetan. Temperatura sistemaren funtzionamendu fase guztietan kontrolatu behar da eta hau erregulatzeko hozte sistemak edo berotze sistemak erabiltzen dira.

Masako olioaren temperatura, olio bolumenarekiko 5K gaintik egon behar da abiaraztean berotze-sistemaren laguntzaz. Lubrifikazio fluxu egokia mantentzeko engranajetan eta errodamenduetan, biderkatzaileak monitorizazio sistema egokia behar du

Errodamenduak eduki ahal duten tenperatura limiteak, hauen bizitza erabilgarria mugatzen du eta lubrifikatzaileak izango duen biskositatea ISO 281 mugatutakoa. Maximo absolutu moduan, kontrolak konfiguratu behar dira aerosorgailua amatatzeko, errodamenduaren kanpo eraztunaren tenperatura minutu batean batez besteko 105°C heltzen den kasuentzako. Batez besteko tenperatura jarraia, maximoa eta onargarria errodamenduaren kanpo eraztunaren neurtuta, ezin ditu 95°C gainditu.

3.2.6.5.4 Biskositatea

Biskositatea lubrifikatzailearen propietate fisiko garrantzitsua da, tenperaturaren, kargaren eta abiaduran eragina izango du, biderkatzailearen errendimendua eta bizitzan inpaktu zuzena edukiz. Biskositate maila egokia aukeratzeko, ISO-12925-1 eta AGMA-9005 arauak erabil daitezke, funtzionamendu tenperatura olio bolumenarekiko eta biskositate indizearen arabera.

Lubrifikatzailearen biskositate egokia erabakitzeke, lan kondizio arabera erabaki behar da eta ez abiarazte kondizioetan, baina abiaraztea kontutan eduki behar da, hotzean egindako abiaraztea egiterakoan lubrifikatzailea fluxu egokia behar du gainazal guztietara heltzeko. Lan kondizioetan, biskositate egokia duen lubrifikatzailea erabili behar da metalen arteko frikzioa eta higadura gutxitzeko. Fluidoaren biskositate egokia mantentzeak, aparren agerpena eta airearen harrapatzearen probabilitatea murrizten du.

IEC 61400-4 arauak biskositatearen estimazioa kalkulatzeko formula ematen du:

$$V_{40} = 500 \cdot V_t^{-0,5}$$

Non,

V_{40} biskositate zinematika 40°C-tan [mm^2/s]

V_t engranajeen kontaktu pausuaren abiadura [m/s]

$$V_t = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 10,82675 \text{ pulg} \cdot 103,63 \text{ rpm}}{12} = 293,73 \text{ ft}/\text{min}$$

(191. formula)

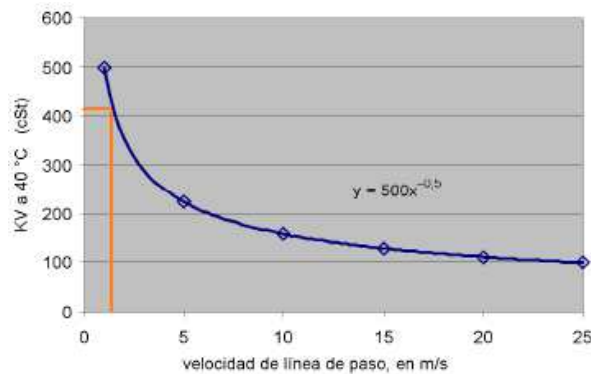
$$D = 275 \text{ mm} \cdot \frac{0,03937 \text{ pulg}}{1 \text{ mm}} = 10,82675 \text{ pulg}$$

$$V_t = 293,73 \frac{ft}{min} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \frac{1 min}{60 seg} = 1,49 m/s$$

(192. formula)

$$V_{40} = 500 \cdot 1,49^{-0,5} = 409,61 mm^2/s$$

(193. formula)



Irudia 3.44: *Biskositate estimaziorako grafikoa*

Lan kondizioko biskositatea, hotzeko abiaraztean biskositate oso handia izanez gero, konponbide desberdinak daude. Temperatura baxuetarako engranaje olioak, olio sintetiko, asko findutako olio mineralez edo bien arteko konbinazio bat izan daiteke. Beste irtenbide bat, potentzi dentsitate baxuko berogailu bat instalatzea izan daiteke lubrifikatzailea berotzeko, modu honetan abiaraztean biskositate egokia lortuz.

Kokapen tokiaren arabera, lan kondizioak espezifikoak izan daitezke. Kasu horretan, aerosorgailuaren fabrikantearen betebeharra da, lubrifikatzailearen fabrikanteari kokapenaren ingurumen egoerari buruz informazioa ematea. Gainera, biderkatzaile fabrikanteak, biderkatzaile plaka karakteristikoan, instalazio manualetan eta mantenimendu manualetan, lubrikantearen biskositate egokia zein den adierazi behar du.

3.2.6.5.5 Garbitasuna

Engranajeen eta errodamenduen bizitza erabilgarria luzatzeko, komenigarria da lubrifikatzailea ahalik eta garbien mantentzea. Lubrifikatzailea garbi mantentzeko, filtroak erabili behar dira biderkatzailean sartu baino lehen. Lubrifikatzailearen garbitasuna ISO 4406 arauak esartzen du eta aerosorgailu fabrikanteen artean akordatu behar da garbitasun maila. Erregimen normalean egon behar den

garbitasuna, funtzionamendu konstantean egongo den biderkatzailearentzako ezin da -/17/14 baino gutxiago izan. Ondorengo taulan arauaren arabera, garbitasun mailak gomendatzen dira laginaren jatorriaren arabera.

Origen de la muestra de aceite	Código del nivel de limpieza según la Norma ISO 4406
Aceite añadido al multiplicador en cualquier lugar	-/14/11
Aceite en volumen de la multiplicadora después de un ensayo de fábrica en las instalaciones del fabricante de engranajes	-/15/12
Aceite en volumen de la multiplicadora, después de haber estado en servicio, pero dentro del mes siguiente la puesta en marcha de el aerogenerador	-/15/12
Aceite en volumen de la multiplicadora, muestreado según el programa de mantenimiento	-/16/13

NOTA El primer dígito del código de limpieza según la Norma ISO 4406, en el caso de conteo automático de partículas, se deja intencionadamente en blanco en todo este documento. El primer dígito describe el número permitido de partículas de 6 µm y más pequeños los cuales - conforme a los conocimientos actuales - no tienen influencia medible alguna sobre la vida útil ni sobre la fiabilidad de la multiplicadora. Además, la medición de estas pequeñas partículas en fluidos de alta viscosidad está sujeta a un grado elevado de incertidumbre.

Taula 3.37: Lubrikante partikula kantitate mugak

Partikulen neurketa modu automatiko bidez neurtuz gero, zehaztasuna galdu dezakete lubrifikatzailearen biskositatea dela eta sortzen diren burbuilen, ur kutsadura eta olioak dituen gehigarrien ondorioz.

Neurketa metodo manualarekin edo disoluzio baten bidez egin daiteke. Disoluzio horrek, kromatografiarako (gas eta likidoak banantzeko erabiltzen den analisi metodoa) egokia den disolbatzailea eduki behar du, adibidez Toluenoa.

IEC 61400-4 arauaren eranskinetan lubrifikatzaileak behar dituen garbitasuna eta filtrazio maila desberdinak adierazten ditu. Hurrengo taulan erakusten dira zeintzuk diren garbitasun maila horiek:

Parámetro	Método	Limite aceptable	Nivel de precaución	Nivel de alarma
Viscosidad, v_{40}	ISO 3104 ASTM D445	Nominal $v_{40} \pm 5\%$	Nominal $v_{40} \pm 8\%$	Nominal $v_{40} > \pm 10\%$
Elementos aditivos (A excepción de Si antiespumante)	ASTM D5185	Nueva $\pm 10\%$	Nueva $\pm 20\%$	Nueva $\pm 30\%$
Elementos de desgaste ^a	ASTM D5185			
Fe		< 50 ppm ^b	50 ppm a 150 ppm	> 150 ppm
Cr		TBD	TBD	TBD
Cu, Al ^a		< 20 ppm	20 ppm a 50 ppm	> 50 ppm
Nivel de limpieza	ISO 4406	-/16/13	-/17/14	-/18/15
Contenido de agua (excepto los aceites PAG)	ISO 12937 ASTM D6304	< 300 ppm	300 ppm a 600 ppm	> 600 ppm

^a Los valores límite para elementos de desgaste se deberían acordar entre los fabricantes de multiplicador y de aerogenerador. Los valores límite deberían reflejar los materiales utilizados en la multiplicadora y en el sistema de lubricación.

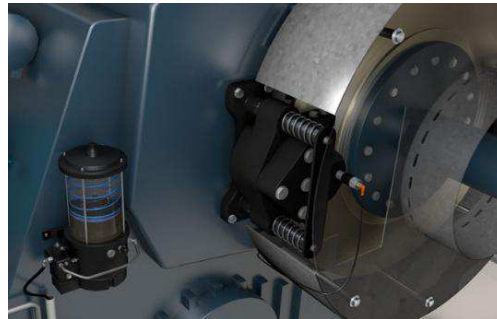
^b Partes por millón.

Taula 3.38: Lubrikante garbitasun ezaugarriak

3.2.6.5.6 Kontrola

Aerosorgailuak lubrifikatzailearen maila kontrolatzeko, biderkatzailean erantsita egongo den gailua behar du. Gailu honen instalazioa neurketa zehatzak emateko moduan da eta mantenamendu denboran kaltetuta ez gertatzea instalatuta egon behar.

Murgiltze hagaxka metalikoak zigilatu positiboa behar dute eta haien diseinua neurketa faltsuak ez emateko egin behar da. Inspekzio beirak, material bereziekin fabrikatu behar da, hauek olioarekin kontaktuan daudenean neurketak erraz irakurri ahal izateko. Gainera seinale bisualeko mirak eta honen konexioek, sedimentazioa saihesteko tamaina izan behar dute.



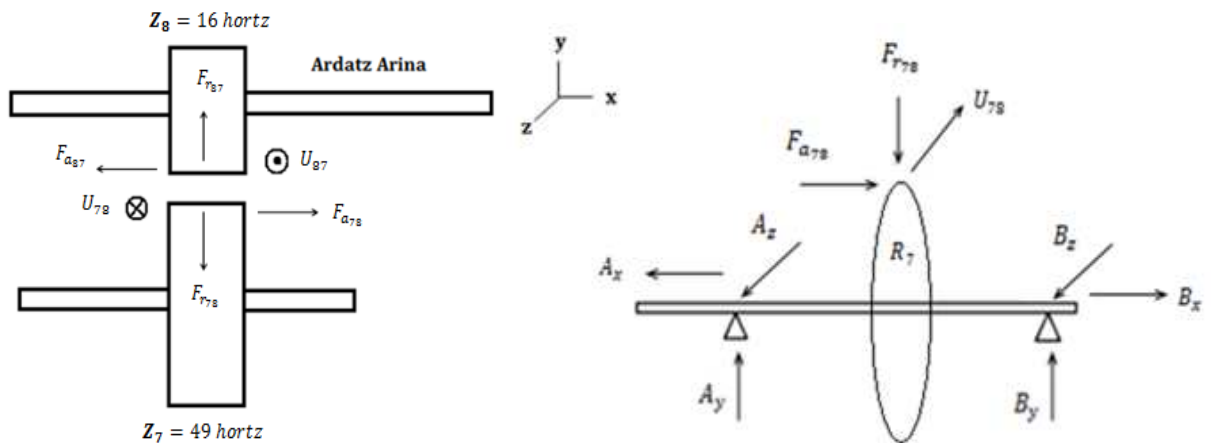
Irudia 3.45: Lubrifikatzaile neurtzeko gailua

3.2.7 ARDATZ ARINA

Ardatz arina, azkeneko etaparen gurpil txikiari dagokion ardatza da. Komentatu den moduan, etapa horretan engranaje helikoidalak jartzeak, indarrak sortzen ditu, ondorioz indar horien eragina ardatzean zein errodamenduetan aztertu beharra dago.

3.2.7.1 Engranajeak Sortutako Indarrak

3.2.6.3.2 atalean aztertu den moduan, hirugarren etapako engranaje helikoidalak, indar erradiala (F_r), tangenziala (U) eta axiala (F_a) sortzen dute. Atal horretan, hirugarren etapako ardatz handirako egin dira kalkuluak, baina indar horiek berdinak izango dira gurpil handiarentzako zein txikiarentzako. Beraz, indar berdinak hartuko dira baina indarren zentzua kontrakoa izango da.



Irudia 3.46: *Engranaje helikoidalek sortutako indarrak*

Lehenik, indar tangenziala kalkulatu behar da tortsorea eta engranajearen erradio primitiboa kontutan izanda:

Indar Tangenziala

$$U_{87} = U_{78} = 102,941 \text{ KN}$$

Indar tangenziala edukita, indar erradiala eta axiala kalkula daitezke.

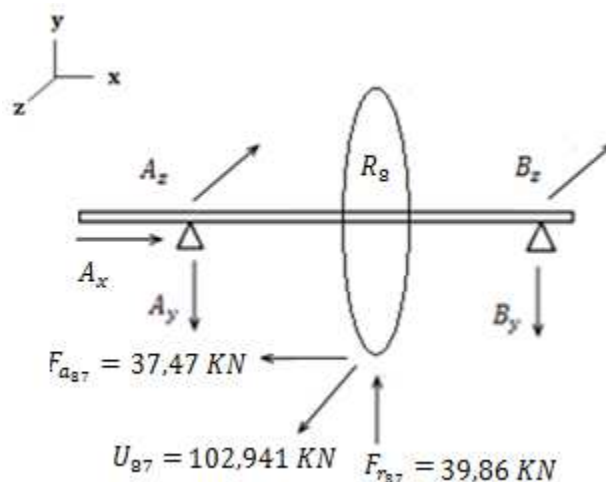
Indar Erradiala

$$F_{r87} = F_{r78} = 39,86 \text{ KN}$$

Indar Axiala

$$F_{a87} = F_{a78} = 37,47 \text{ KN}$$

Indarrak beraz modu honetan geratzen dira:

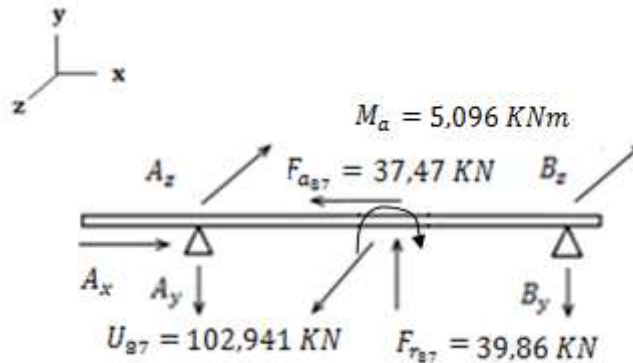


Irudia 3.47: *Engranaje helikoidalek sortutako indarren balioak*

Indar hauek ardatzera transmititzerakoan, $F_{a_{87}}$ indar axialak momentu bat sortuko du:

$$M_a = F_{a_{87}} \cdot \frac{D_8}{2} = 37,47 \cdot \frac{272}{2} = 5.096 \text{ KNmm} = 5,096 \text{ KNm}$$

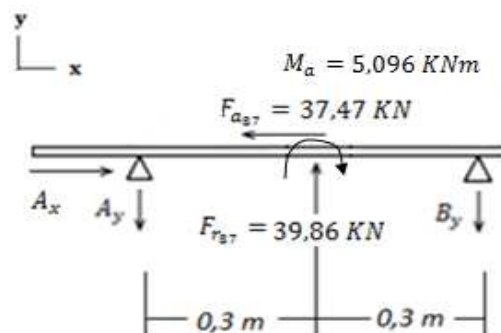
(194. formula)



Irudia 3.48: *Engranaje helikoidalek ardatzean sortutako indarrak*

Erreakzioen kalkulua burutzeko eta momentu flektoreen eta torsorea diagramak egiteko XY eta XZ planoak bereizten dira:

XY PLANOA



Irudia 3.49: *Engranaje helikoidalek XY planoan sortutako indarrak*

Plano honetan indarren eta momentuen orekaren planteatuz:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow A_y \cdot 0,6 - F_{r_{87}} \cdot 0,3 - M_a = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -A_y - B_y + F_{r_{87}} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow A_x - F_{a_{87}} = 0 \quad (3)$$

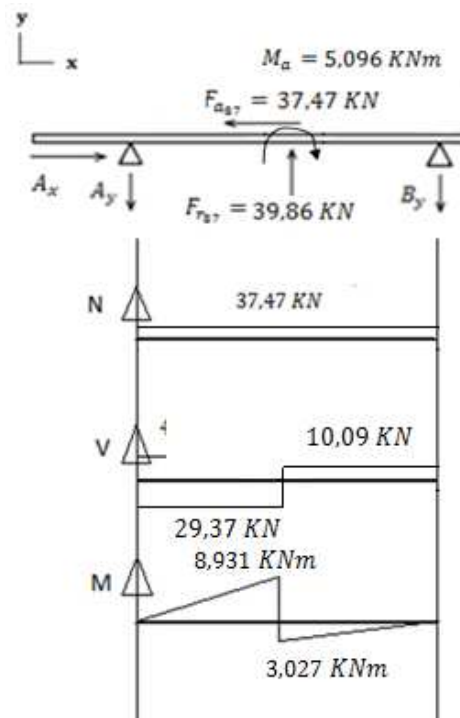
$$(3) A_x = F_{a_{87}} = 37,47 \text{ KN}$$

$$(1) A_y \cdot 0,6 - 39,86 \cdot 0,3 - 5,906 = 0 \rightarrow A_y = 29,77 \text{ KN}$$

$$(2) B_y = F_{r_{87}} - A_y \rightarrow B_y = 39,86 - 29,77 \rightarrow B_y = 10,09 \text{ KN}$$

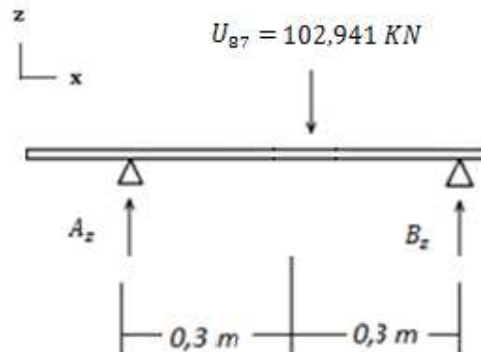
(195. formula)

Diagramak honakoak dira:



Irudia 3.50: Engranaie helikoidalek sortutako indarrek XY planoko diagramak

XZ PLANOA



Irudia 3.51: Engranaie helikoidalek XZ planoan sortutako indarrak

Plano honetan indarren eta momentuen orekaren planteatuz:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -A_z \cdot 0,6 + U_{87} \cdot 0,3 = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow A_z + B_z - U_{87} = 0 \quad (2)$$

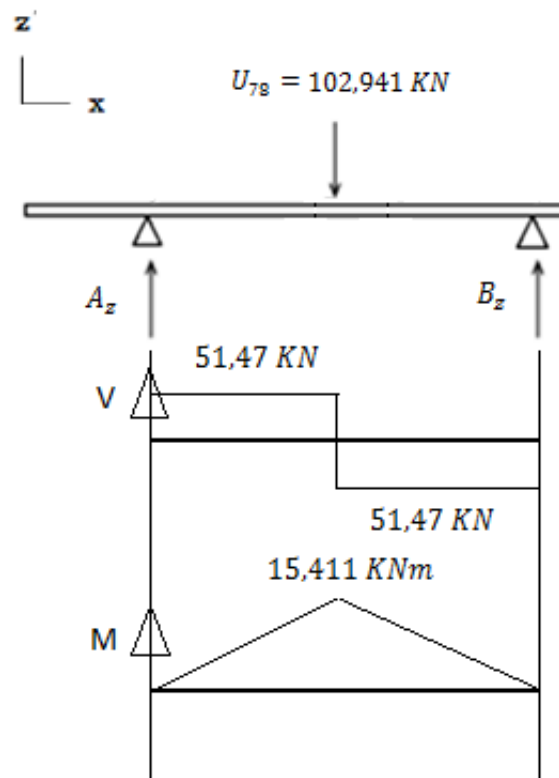
$$U_{87} = 102,941 \text{ KN}$$

$$(1) -A_z \cdot 0,6 + 102,941 \cdot 0,3 = 0 \rightarrow A_z = 51,47 \text{ KN}$$

$$(2) B_z = U_{87} - A_z \rightarrow B_z = 102,941 - 51,47 \rightarrow B_z = 51,47 \text{ KN} \quad 15,411 \text{ KNm}$$

(196. formula)

Diagramak honakoak dira:



Irudia 3.52: *Engranaje helikoidalek sortutako indarrek XZ planoko diagramak*

Euskarrietako erreakzio erresultanteak honakoak dira:

$$R_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{29,77^2 + 51,47^2} = 59,46 \text{ KN}$$

(197. formula)

$$R_B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{10,09^2 + 51,47^2} = 52,45 \text{ KN}$$

(198. formula)

Momentu flektore maximoa:

$$M_{TOT} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{8,931^2 + 15,411^2} = 17,81 \text{ KNm}$$

(199. formula)

3.2.7.2 Ardatzaren Dimentsionamendua

Ardatz honen dimentsionamendua egiteko, ebakidura teoria aplikatuko da ASME kodean definituta dagoena.

$$\sigma_{yp} = 660 \text{ MPa}$$

$$CS = 1,25$$

$$M_{TOT} = 17,81 \text{ KNm}$$

$$T_8 = 14 \text{ KNm}$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_{TOT})^2 + (C_t \cdot T_8)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,25}{660 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 17,81 \cdot 10^6)^2 + (1 \cdot 14 \cdot 10^6)^2}}$$

$$d \geq 83,48 \text{ mm}$$

(200. formula)

3.2.7.3 Errodamendu Aukeraketa

Errodamenduak aukeratzeko, kokatuko diren lekuetan ze indar jasango duten kalkulatu behar da. Horretarako, aurreko ataletan kalkulatu diren indarrak kontuan hartuko dira.

Euskarrietako erreakzio erresultanteak aurreko atalean kalkulatu dira 197,198 eta 199 formulatan ikus daitezkeenak.

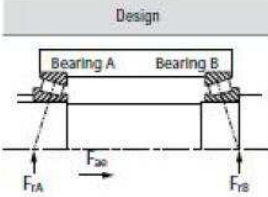
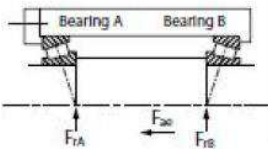
$$R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$R_B = 52,45 \text{ KN}$$

Indar axiala $F_{ae} = F_{a_{87}} = 34,47 \text{ KN}$ izango da.

TIMKEN errodamendu zilindriko konikoak erabiliko dira bi euskarrietan, eta 25. formulatan ikusten den moduan, fabrikante honentzat eta 80.000 orduko bizitza edukitzeko, 0,98 fidakortasunarekin (3.2.5.3 atala):

$$L_{10} = 158,88 \text{ milioi r.p.m.}$$

Design	Thrust Condition	Axial Load	Dynamic Equivalent Radial Load
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rB}}{K_B}$	$P_A = 0.4 F_{rA} + K_A F_{aA}^{(1)}$ $P_B = F_{rB}$
	$\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	$P_A = F_{rA}$ $P_B = 0.4 F_{rB} + K_B F_{aB}^{(1)}$

Taula 3.39: TIMKEN errodamendu koniko katalogoko formulak

BULTZADA KONDIZIOA

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot 59,46}{1,5} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{1,5} + 34,47$$

(201. formula)

$$18,63 \text{ KN} \leq 50,9 \text{ KN}$$

BULTZADA KARGA

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{1,5} + 34,47 \rightarrow F_{aA} = 50,9 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{1,5} \rightarrow F_{aB} = 16,43 \text{ KN}$$

(202. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{aA} = 50,9 \text{ KN}$$

$$K_A = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 1,5 \text{ (suposatu)}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 59,46 + 1,5 \cdot 50,9 \rightarrow P_A = 100,13 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} \rightarrow P_B = 52,45 \text{ KN}$$

(203. formula)

KAPAZITATE DINAMIKOA

$$P_A = 100,13 \text{ KN} = 100.130 \text{ N}$$

$$P_B = 52,45 \text{ KN} = 52.450 \text{ N}$$

$$C_A \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_A = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_A = \frac{100.130 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 118.744,15 \text{ N}$$

(204. formula)

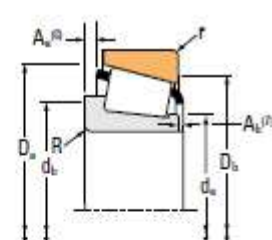
$$C_B \cdot 90^{1/a} = P_B \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_B = \frac{P_B \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_B = \frac{52.450 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 62.200 \text{ N}$$

(205. formula)

TIMKEN katalogoan $d \geq 83,48 \text{ mm}$ ardatza duen errodamendua eta kapazitate dinamikoaren balioa jasotzen duen errodamendua honakoa da:

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Static ⁽²⁾			Inner	Outer	
			C ₁	Factors ⁽²⁾ a	Y	C ₂	C ₃	Factors ⁽²⁾ K			C ₁₀
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
85.000 3.3465	200.000 7.8740	52.761 2.0772	482000 108000	0.63	0.95	125000 28100	135000 30400	0.92	519000 117000	98335	98798
85.025 3.3475	150.000 5.9055	44.455 1.7502	377000 84700	0.33	1.84	97600 21900	54400 12200	1.80	417000 93800	749	743
85.025 3.3475	150.089 5.9090	44.450 1.7500	377000 84700	0.33	1.84	97600 21900	54400 12200	1.80	417000 93800	749	742
85.025 3.3475	150.089 5.9090	44.450 1.7500	377000 84700	0.33	1.84	97600 21900	54400 12200	1.80	417000 93800	749-S	742
85.725 3.3750	123.250 4.8500	30.162 1.1875	154000 34700	0.44	1.35	40000 9000	20500 4650	1.31	216000 48600	497	482A
85.725 3.3750	126.525 4.9750	30.162 1.1875	154000 34700	0.44	1.35	40000 9000	20500 4650	1.31	216000 48600	497	483

Taula 3.40: TIMKEN errodamendu koniko katalogoa

Bi euskarrirentzako, errodamendu berdinak erabiltzea aukeratu da, A errodamendua murriztaileagoa izanez kapazitate dinamikoa $C_A = 118.744,15 \text{ N}$ delako.

Lehenengo kalkulu honetan, $K_A = 1,5$ eta $K_B = 1,5$ suposatu dira baina katalogoaren arabera, $K_A = 0,92$ eta $K_B = 0,92$ balioak hartzen dute, ondorioz berriro konprobazioa egin behar da:

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot 59,46}{0,92} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{0,92} + 34,47$$

(206. formula)

$$30,37 \text{ KN} \leq 61,2 \text{ KN}$$

BULTZADA KARGA

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{ae} = F_a = 34,47 \text{ KN}$$

$$K_A = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aA} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{0,92} + 34,47 \rightarrow F_{aA} = 61,2 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 52,45}{0,92} \rightarrow F_{aB} = 26,8 \text{ KN}$$

(207. formula)

KARGA DINAMIKO BALIOKIDEA

$$F_{rA} = R_A = 59,46 \text{ KN}$$

$$F_{rB} = R_B = 52,45 \text{ KN}$$

$$F_{aA} = 61,2 \text{ KN}$$

$$K_A = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$K_B = 0,92 \text{ (suposatu)}$$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_A = 0,4 \cdot 59,46 + 0,92 \cdot 61,2 \rightarrow P_A = 80 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} \rightarrow P_B = 52,45 \text{ KN}$$

(208. formula)

KAPAZITATE DINAMIKOA

$$P_A = 80 \text{ KN} = 80.000 \text{ N}$$

$$P_B = 52,45 \text{ KN} = 52.450 \text{ N}$$

$$C_A \cdot 90^{1/a} = P_A \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_A = \frac{P_A \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_A = \frac{80.000 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 94.872 \text{ N}$$

(209. formula)

$$C_B \cdot 90^{1/a} = P_B \cdot (L_{10})^{1/a} \rightarrow C_B = \frac{P_B \cdot (L_{10})^{1/a}}{90^{1/a}}$$

$$C_B = \frac{52.450 \cdot (158,88)^{1/\frac{10}{3}}}{90^{1/\frac{10}{3}}} = 62.200 \text{ N}$$

(210. formula)

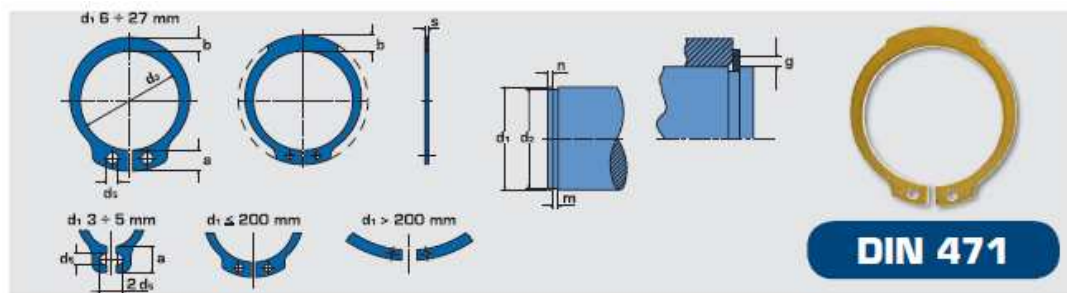
Lehen aukeratutako errodamenduak jasan dezakeen kapazitate dinamiko handiagoa da, A errodamenduak jasango duena baino, ondorioz aukeratutako errodamendua egokia da.

$$C_{TIMKEN} = 482.000 \text{ N} > C_A = 94.872 \text{ N}$$

B errodamenduaren kasuan kapazitate dinamiko ez da aldatzen, beraz lehen aukeratutako errodamendua egokia da.

Inner: 98335 Outer: 98788

Azkenik, errodamenduak eusteko segurtasun eraztunak erabiliko dira. OTIA katalogoa erabiliz eta DIN 471 arabera aukeratuko da segurtasun eraztuna ardatzaren diametroa kontutan izanda.



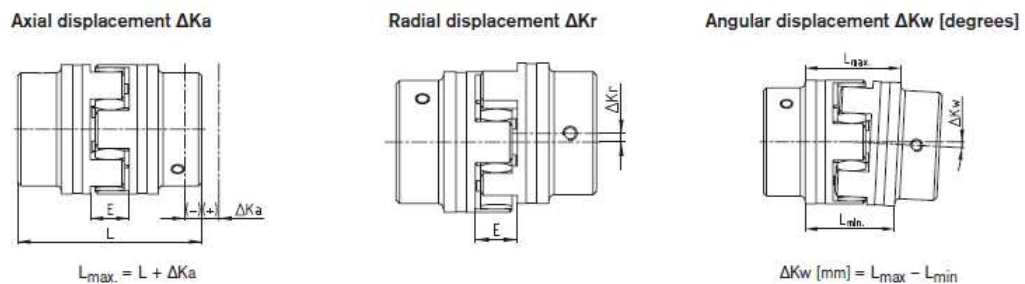
Dimensions in mm - Dimensiones en mm - Medidas en mm

d1	s	ds	a	b	ds min.	ds	m H12	n min.	Fa kN	Fb kN	g	Fcg kN	flab/ min'	kg	A3	A31			
51	2,00	0,7-0,07	45,8	0,35/-0,30	6,9	5,1	2,5	48,0	0,7-0,250	2,15	4,5	38,60	73,20	2,0	13,80	10100	10,080	A3	A31
52	2,00	0,7-0,07	47,8	0,35/-0,30	7,0	5,2	2,5	49,0	0,7-0,250	2,15	4,5	39,70	73,10	2,5	11,50	9850	10,130	A3	A31
54	2,00	0,7-0,07	49,8	0,46/-1,10	7,1	5,3	2,5	51,0	0,7-0,300	2,15	4,5	41,20	71,20	2,5	11,30	9300	10,730	A3	A31
55	2,00	0,7-0,07	50,8	0,46/-1,10	7,2	5,4	2,5	52,0	0,7-0,300	2,15	4,5	42,00	71,40	2,5	11,40	8960	10,480	A3	A31
56	2,00	0,7-0,07	51,8	0,46/-1,10	7,3	5,5	2,5	53,0	0,7-0,300	2,15	4,5	42,80	70,80	2,5	11,35	8670	11,260	A3	A31
57	2,00	0,7-0,07	52,8	0,46/-1,10	7,3	5,5	2,5	54,0	0,7-0,300	2,15	4,5	43,70	70,90	2,5	11,40	8400	11,260	A3	A31

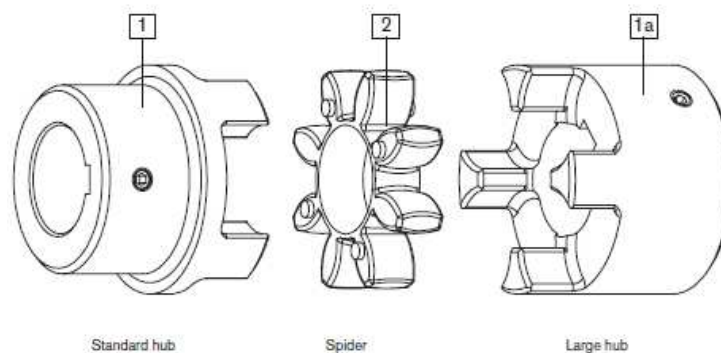
Taula 3.41: BENERI segurtasun eraztun katalogoa

3.2.8 AKOPLAMENDU SISTEMA

Ardatz arina sorgailuari tortsorea eta abiadura transmititzeko, ardatz arinaren eta sorgailuaren ardatzaren arteko akoplamendu sistema behar da. Erabiliko den akoplamendu sistema, akoplamendu elastiko bidez izango da, ardatzen artean egon daitezkeen lerrokatze hausteari aurre egiteko. Erabiliko den katalogoa, KTR katalogoa da ROTEX motakoa.



Irudia 3.53: Akoplamenduak lan egin dezakeen lerrokatze aukerak



Irudia 3.54: Akoplamenduaren moduluak

Katalogoan akoplamendua hartu baino lehen, akoplamenduak jasan behar duen tortsorea kalkulatu behar da eta tortsio horren arabera, akoplamendua hautatu. Potentzia konstante mantendu behar denez eta sorgailuaren zein ardatz arinaren abiadura 1.500 r.p.m. izango denez:

$$T_8 = 14 \text{ KNm}$$

$$T_{Akoplamendu} = T_8 = 14 \text{ KNm} = 14.000 \text{ Nm}$$

(211. formula)

Tortsorearen balioa eta ardatz arinaren diametroa 85mm direla jakinda, katalogoan akoplamendua aukeratu daiteke.



ROTEX® Steel (St)																	
Size	Component	Spider (part 2) rated torque [Nm]			Finish bore d (min-max)	Dimensions [mm]											
		92 Sh-A	98 Sh-A	64 Sh-D		General										Thread for setscrew	
					L	l ₁ : l ₂	E	b	s	D _H	d _H	D	N	G	t	T _A [Nm]	
125	1	8650	10000	12500	60-145	340	140	60	46	7	290	147	230	112	M16	40	80
140	1	8550	12800	16000	60-160	375	155	65	50	7,5	320	165	255	124	M20	45	140
160	1	12800	19200	24000	80-185	425	175	75	57	9	370	190	290	140	M20	50	140
180	1	18650	28000	35000	85-200	475	195	85	64	10,5	420	220	325	156	M20	50	140

Taula 3.41: Akoplamendu elastiko katalogoa

Aukeratu den akoplamendua, 64 Sh-D material gogortasuneko armiarma (Spider) du, $T = 16.000 Nm$ pareta jasateko gai dena. Gainera ardatzaren dimentsioak $60 mm - 160 mm$ artean egon daiteke, ondorioz $85 mm$ ardatza akoplatu ahalko da. Akoplamenduaren osagaiak 3.54 irudian daude, dimentsionaketa 3.41 taulan aurkezten dena izango da eta akoplamenduaren erreferentzia honakoa, kontutan izanda bigarren *Finish bore* eta *Component* sorgailuaren ardatzaren dimentsioaren arabera izango dena, kasu honetan ere $85 mm$ ardatza.

ROTEX®140	St	64 Sh-D	1	Ø85	1a	Ø85
Coupling Size	Material	Spider Hardness	Component	Finish Bore	Component	Finish Bore

Akoplamendua txabetaren erabilera eskatzen du. Txabetaren kalkulua DIN 6885 arauaren arabera dimentsionatuko dira. Ardatz Arinaren abiadura ezaguna denez, tortsioa baita eta ardatzaren diametroa kalkulatu denez, ardatz geldoan joango diren txabeten aukeraketa egin daiteke.

$$\phi_8 = 85 \text{ mm}$$

$$\omega_8 = 1.500 \text{ r.p.m.}$$

Lehenik, txabetaren materiala zein den jakin behar da, kasu honetan AISI 1060 altzairuzkoa izanik.

 <i>Tabla de Materiales</i>						
Material Nº	Código DIN	similar Código AISI	Elementos esenciales de la aleación			
			% C	% Cr	% Ni	% Mo
ACEROS DE CEMENTACIÓN						
1.0301	C 10		0,07 - 0,13			
1.0401	C 15		0,12 - 0,18			
▲ 1.7131	16 MnCr 5	5115	0,14 - 0,19	0,8 - 1,1		
1.7147	20 MnCr 5	5120	0,17 - 0,22	1,0 - 1,3		
ACEROS DE TEMPLE						
▲ 1.0503	C 45 K	1043	0,42 - 0,5			
1.0601	C 60 K	1060	0,57 - 0,85			
▲ 1.7225	42 CrMo 4	4137	0,38 - 0,45	0,9 - 1,2	≤ 0,8	0,15 - 0,3

Taula 3.42: OPAC txabeten materialen konposizioa

AISI 1060 tenplatuta eta irautua material honen propietate mekanikoak honakoak dira:

Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

Taula 3.43: AISI 1060 propietateak

$$\sigma_{yp} = 765 \text{ MPa} = 765 \text{ N/mm}^2$$

(212. formula)

Txabetek bi eratan hutsegin dezakete, ebakidura hutsegitea eta aplastamendu hutsegitea. Bi hutsegiteak eragingo edo influentzia duen osagaia tortsorea da, beraz lehenik, tortsoreak txabetan eragingo duen indarra kalkulatu behar da.

$$T = 14 \text{ KNm (5. formula)}$$

$$\phi_8 = 85 \text{ mm}$$

$$F = \frac{T}{r_G} = \frac{T}{\phi_8/2} = \frac{14 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{85/2 \text{ mm}} = 329.411,76$$

(213. formula)

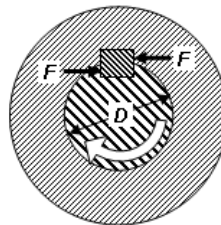
OPAC katalogoaren arabera, ardatzaren diametroaren arabera, txabetaren b eta h balioak finkatu daitezke. Beraz, ardatzaren diametroa 300 mm -takoa izango denez katalogoaren arabera, $b_t = 25\text{ mm}$ eta $h_t = 14\text{ mm}$ izango dira.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25											
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25											
d1	>	6	8	10	12	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95

Taula 3.44: OPAC txabeten katalogoa

Datu hauek edukita, txabetak bi modutan hutsegin dezakete, ebakidurara eta aplastamendura, ondorioz, bi modutan kalkulatu dira txabetaren luzera eta murriztaileagoa denaren arabera, luzera normalizatua hartuko da.

Ebakidura hutsegitea



Irudia 3.55: Txabetak ebakiduran jasandako indarra

Ebakidurako hutsegitea kalkulua egiteko, ondorengo formula jarraitzen da:

$$F = 329.411,76\text{ N (213. formula)}$$

$$CS=2$$

$$b_t = 25\text{ mm (3.44 taula)}$$

$$\sigma_{yp} = 765\text{ N/mm}^2\text{ (212. formula)}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \rightarrow \tau = \frac{F}{b_t \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}/2}{CS} \rightarrow \frac{329.411,76\text{ N}}{25\text{ mm} \cdot l} \leq \frac{765\text{ N/mm}^2}{2} \rightarrow l \geq 78,29\text{ mm}$$

(214. formula)

Aplastamendura hutsegitea

Aplastamendu hutsegitea kalkulua egiteko, ondorengo formula jarraitzen da:

$$F = 329.411,76\text{ N (213. formula)}$$

$$CS=2$$

$$h_t = 14\text{ mm (3.44 taula)}$$

$$\sigma_{yp} = 765\text{ N/mm}^2\text{ (212. formula)}$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow \frac{329.411,76 \text{ N}}{\frac{14}{2} \text{ mm} \cdot l} \leq \frac{765 \text{ N/mm}^2}{2} \rightarrow l \geq 123 \text{ mm}$$

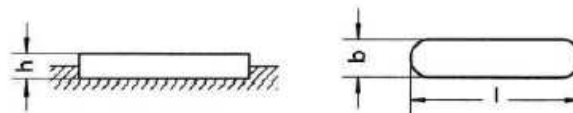
(215. formula)

Kalkuluen arabera, aplastamendu hutsegitea da murriztaileago, beraz katalogoan $l \geq 123 \text{ mm}$ luzera baino gehiago duen txabeta aukeratu behar da.

b	25		28		32	
h	9	14	10	16	11	18
70	• 65		80	• 75	90	• 85
80	70		90	80	100	90
90	• 75		100	• 85	110	• 95
100	80		110	90	125	100
110	• 85		125	• 95	140	110
125	90		140	100	160	• 120
140	• 95		160	110	180	125
160	100		180	• 120	200	140
180	110		200	125	220	• 150
200	• 120		220	• 130	250	160
220	125		250	140	280	• 170
250	• 130		280	• 150	315	180

Taula 3.45: OPAC txabeten katalogoa

Txabeten luzera normalizatua $l = 125 \text{ mm}$



Irudia 3.21: TOPAC txabetaren dimentsioak

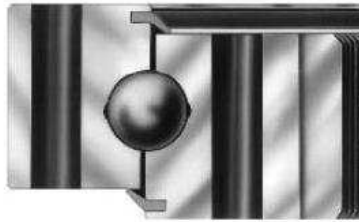
Txabeta: **DIN 6885 A 25x14x125**

3.2.9 ORIENTAZIO SISTEMA

Orientazio sistema, gondola haizearen norabiderantz mugitzeko erabiltzen den sistema da. Sistema hau, dorrearen goiko aldera konektatzen da dimentsio handiko errodamenduen bidez. Kasu honetan ROTHE ERDE enpresaren errodamenduak erabiliko dira eta kasu honetan KD 600 seriekoak hartuko dira.

Serie KD 600

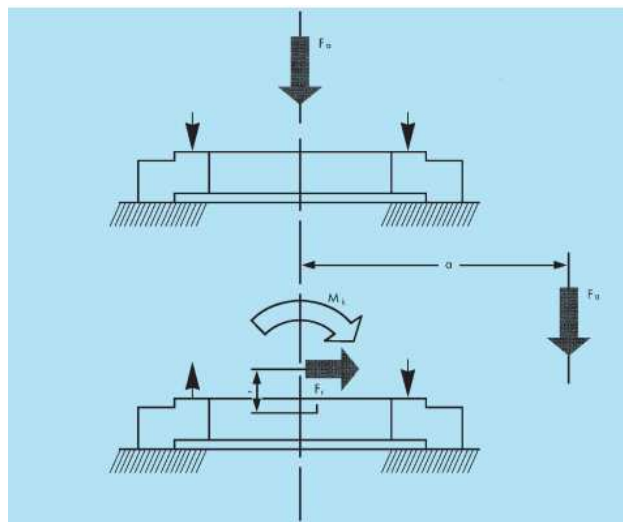
Uniones giratorias de una hilera de bolas
 Uniones giratorias con transmisión de carga
 por cuatro puntos de contacto



Irudia 3.56: Dimentsio handiko errodamendua

3.2.9.1 Indarrak eta Momentuak

Katalogoaren arabera errodamenduak jasango dituzten indarrak honakoak izango dira:



Irudia 3.57: Orientazio sisteman eragiten duten indarrak

Errodamenduen aukeratu baino lehen, errodamenduak jasango dituen kargak eta momentuak kalkulatu behar dira. Indar erradiala (F_{Radial}), haizeak paletan sortzen duen arrasteko indarra izango da.

$$F_{Radial} = 290,595 \text{ KN}$$

Bestetik, indar axiala egongo da (N) gondolaren pisu totala mugatuko duena. Gondolaren pisua jakiteko, oinarri moduan Gamesaren beste aerosorgailuak hartu daitezke. Gainera, grabitate zentroa, dorrearen erdian jartzea erabaki da, nahiz eta errealitatean deskokatze bat egon.

Rotor	
Diámetro	80 m
Área de barrido	5.027 m ²
Velocidad de giro	9,0 - 19,0 rpm
Sentido de giro	Agujas del reloj (vista frontal)
Peso (incl. Buje y Nacelle)	Aprox. 108 T

Irudia 3.58: Errotorearen deskribapena (Bezeroak eskainita)

$$m_{Total} = 108.000 \text{ kg}$$

$$N = 108.000 \cdot 9,81 = 1.059.480 \text{ N} = 1.059,48 \text{ kN}$$

(216. formula)

Grabitate zentroa dorrearen erdialdean jartzea erabakienez, momentua sortuko duen indar bakarra indar erradiala izango da. Izan ere, indar hau errotorearen zentroan kokatuta dago eta errotorearen zentroaren eta errodamenduaren arteko distantzia 2m da.

$$M_k = 290,595 \text{ kN} \cdot 2\text{m} = 581,19 \text{ kNm}$$

(217. formula)

3.2.9.2 Kargen Konbinazioa

Katalogoaren arabera, errodamenduaren aukeraketa egokia egiteko, bi karga konbinazio aztertu behar dira eta konbinazioetatik karga handienekin lan egingo da.

Combinación de cargas I

$$F_a' = (F_a + 5,046 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = M_k \cdot f_{stat}$$

Combinación de cargas II

$$F_a' = (1,225 \cdot F_a + 2,676 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot M_k \cdot f_{stat}$$

Irudia 3.59: Dimentsio handiko errodamenduen karga konbinazioak

Konbinazioak egin baino lehen, karga faktoreak aukeratu behar dira aplikazioaren arabera. Karga faktore horiek, katalogoak berak ematen ditu.

Casos de aplicación	f_{stat}	f_L	Vida útil, giros a plena carga
Mecanismo principal de giro de rotapalas			300.000
Retro-cargadores	1,45**	2,15	
Apiladores			
Cintas transportadoras en voladizo			

Taula 3.46: Dimentsio handiko errodamenduen karga faktoreak

$$f_{sat} = 1,45 \qquad f_L = 2,15$$

1 Konbinazioa

$$N' = (N + 5,046 \cdot F_{Radial}) \cdot f_{sat} = (1.059,48 + 5,046 \cdot 290,595) \cdot 1,45$$

$$N' = 2.176,45 \text{ KN}$$

$$M_k' = M_k \cdot f_{sat} = 581,19 \cdot 1,45 = 842,73 \text{ kNm}$$

(218. formula)

2 Konbinazioa

$$N' = (1,225 \cdot N + 2,676 \cdot F_{Radial}) \cdot f_{sat}$$

$$N' = (1,225 \cdot 1.059,48 + 2,676 \cdot 290,595) \cdot 1,45 = 2.075,5 \text{ KN}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot M_k \cdot f_{sat} = 1,225 \cdot 581,19 \cdot 1,45 = 1.032,34 \text{ kNm}$$

(219. formula)

Ikus daitekeen moduan, bigarren konbinazioko kargak handiagoak dira, ondorioz karga horiekin aukeratuko dira errodamenduak.

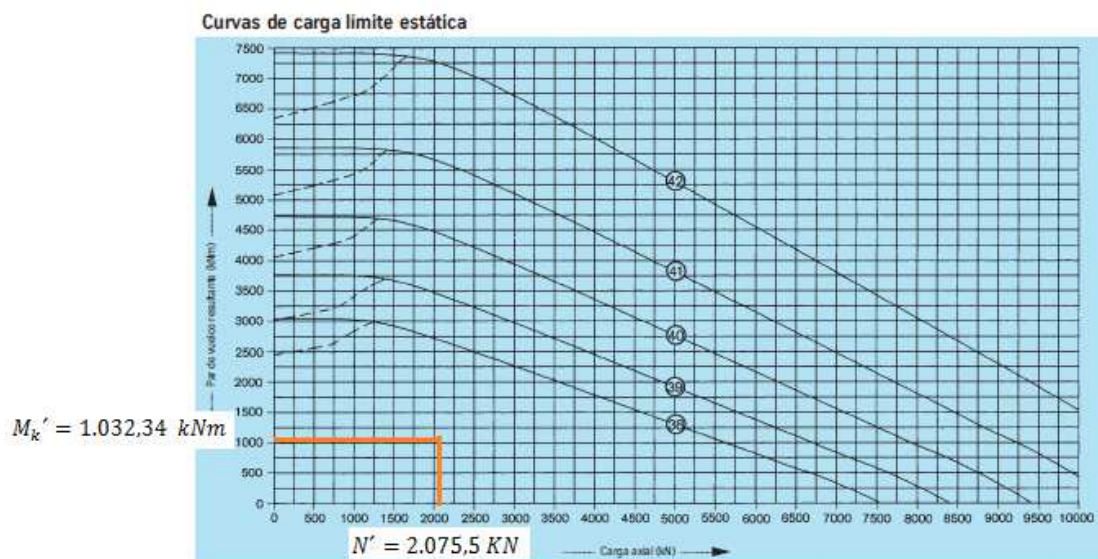
$$N' = 2.075,5 \text{ KN}$$

$$M_k' = 1.032,34 \text{ kNm}$$

(220. formula)

3.2.9.3 Errodamendu Aukeraketa

Aipatu den moduan, erabiliko den errodamendua KD 600 seriekoa izango da. Aukeraketa hori egiteko, karga estatikoen kurbak erabiliko dira eta katalogoaren arabera, kargak jasateko gai den kurba, karga kritikoetatik lortutako puntuaren goiko aldetik geratzen den kurba izango da.



Irudia 3.60: KD 600 Serieko karga estatikoko limite kurbak

Kargak jasango duen kurba, 38 kurba da. Errodamendua aukeratzeko hurrengo taula erabiliko da 38 kurba errodamendua aukeratzuz.

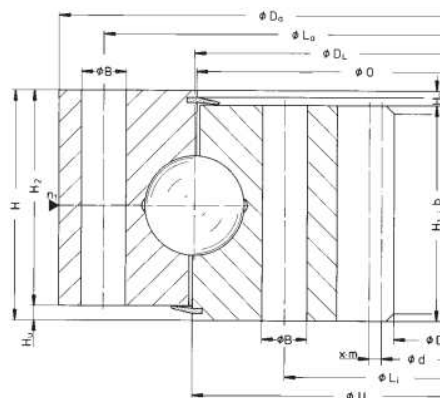
Rodamientos con dentado interior

Número de plano Número de ciclo rotadura D _L [mm]	Peso [kg]	Diámetro exterior D _e [mm]	Diámetro interior D _i [mm]	Altura total H [mm]	Diámetro ciclo taladro exterior L _e [mm]	Diámetro ciclo taladro interior L _i [mm]	Cantidad taladros por ciclo n	Diámetro del taladro B [mm]	Medida del tornillo M [mm]	Cantidad de engrasado- res n ₁	Diámetro O [mm]	Diámetro U [mm]	Altura del aro H ₁ [mm]	Altura del aro H ₂ [mm]	Separación entre aros exterior e interior H _e [mm]	Separación entre aros exterior e interior H _i [mm]	Diámetro primitivo d [mm]	Módulo m [mm]	Cantidad de dientes z	Corrección perfil, según ISO 5300, Octubre 1976 x · m [mm]	Ajuste cabeza de diente k · m [mm]	Altura del diente b [mm]	Fuerza tangencial admisión normal [kN]	Fuerza tangencial admisión máxima [kN]	Curvas
062.50.1800.001.49.1504	762	1971	1554	109	1905	1695	36	33	30	9	1798	1802	100	99	10	9	1568	14	112	-7,0	-	100	128,5	257,0	38
062.50.2000.001.49.1504	843	2171	1764	109	2105	1895	40	33	30	8	1998	2002	100	99	10	9	1778	14	127	-7,0	-	100	128,5	257,0	39
062.50.2240.001.49.1504	961	2411	1984	109	2345	2135	48	33	30	8	2238	2242	100	99	10	9	2000	16	125	-8,0	-	100	146,8	293,6	40
062.50.2490.001.49.1504	1053	2661	2240	109	2595	2385	54	33	30	9	2488	2492	100	99	10	9	2256	16	141	-8,0	-	100	146,8	293,6	41
062.50.2800.001.49.1504	1205	2971	2544	109	2905	2695	60	33	30	12	2798	2802	100	99	10	9	2560	16	160	-8,0	-	100	146,8	293,6	42

Aros en material bonificado

Taula 3.47: Dimensio handiko errodamendu katalogoa

Aukeratu diren errodamenduak **062.50.1800.001.49.1504** aro bonifikatua duena.



Irudia 3.61: KD 600 Serieko errodamenduaren nomenklatura

Dimensio handiko errodamendua: 062.50.1800.001.49.1504

3.2.9.4 Bizitza Erabilgarriaren Azterketa

Dimensio handiko errodamenduen bizitza DIN/ISO 281 araua jarraituz kalkulatu da.

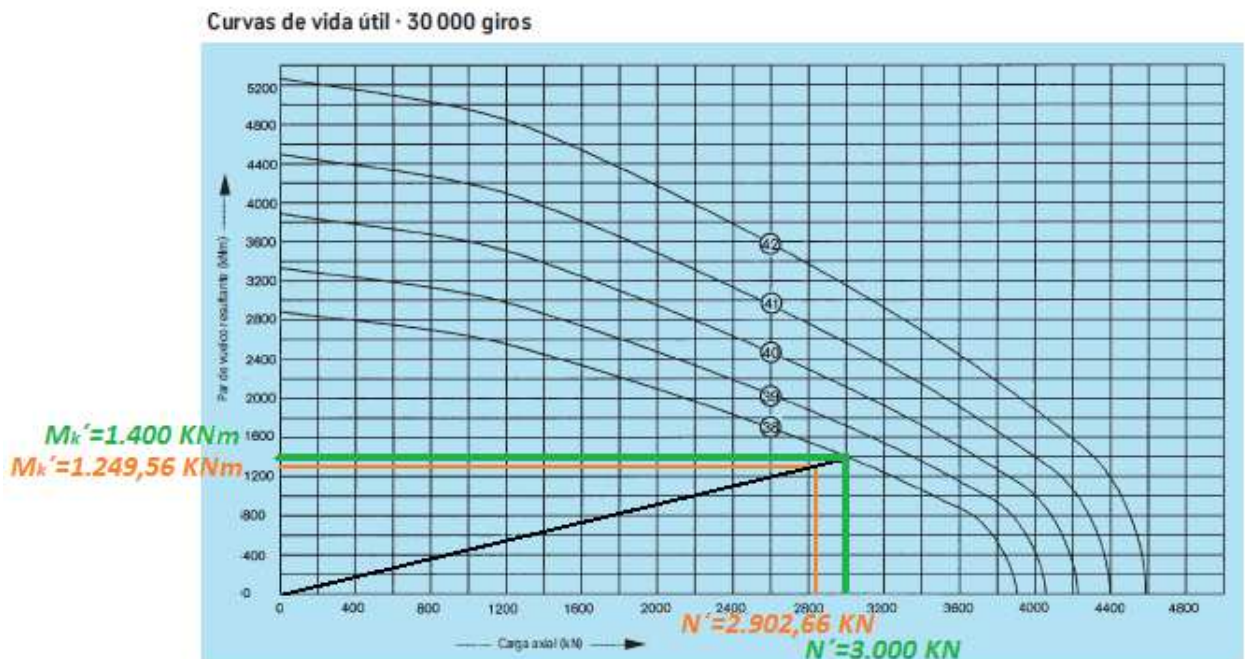
Errodamendua aukeratuta dagoela, bizitza erabilgarriaren konprobatu behar da. Horretarako, katalogoaren arabera, 30.000 birako lanean egoteko, ondorengo formulak jarraitu behar dira:

$$N' = (N + F_{Radial}) \cdot f_L = (1.059,48 + 290,595) \cdot 2,15 = 2.902,66 \text{ KN} \quad (221. \text{ formula})$$

$$M_k' = M_k \cdot f_L = 581,19 \cdot 2,15 = 1.249,56 \text{ kNm}$$

(222. formula)

Karga hauek, errodamenduaren bizitza erabilgarriaren kurban konprobatu behar dira:



Irudia 3.61: KD 600 Serieko bizitza erabilgarriaren kurbak

Irudian ikus daitekeen moduan, kargak kurbaren azpitik egoten jarraitzen dute, beraz aukeratutako errodamendua egokia da. Irudiko kurbak 30.000 birako bizitzarentzat eginak daude eta puntua kurbaren azpitik dagoenez, errodamendua bizitza erabilgarria handiagoa edukiko du. Bizitza horren hurbilpena egiteko, katalogoak ondorengo formulak ematen digu:

$$f_L = \frac{N'_{berdea}}{N'_{Laranja}} = \frac{3.000 \text{ KN}}{2.902,66 \text{ KN}} = 1,03$$

(223. formula)

$$f_L = \frac{M_k'_{berdea}}{M_k'_{Laranja}} = \frac{1.400 \text{ KNm}}{1.249,56 \text{ KN}} = 1,12$$

(224. formula)

Katalogoaren arabera, f_L koefiziente txikienarekin, bizitza erabilgarria kalkulatzeko:

$$G = (f_L)^P \cdot 30.000$$

$P = 3$ Bolazko errodamendua

$$f_L = 1,03$$

$$G = (1,03)^3 \cdot 30.000 = 32.781,81 \text{ bira}$$

(225. formula)

Azkenik, aipatzekoa da kalkulu hauek estimazioak direla, izan ere, grabitate zentroa dorrearen erdiko aldean jarri delako. Errealitatean izan daiteke grabitate zentroa erdian ez egotea eta ondorioz iraultze momentua egotea. Honek lerrokatuta egoteari eragin dezake eta horregatik kalkulaturako bizitza erabilgarria estimazioa da. Gainera, errodamendu diametro hauen aukeraketa, dorrearen goiko diametroak mugatzen du, ondorioz, izan liteke diametro handiagoko errodamenduak aukeratu behar izatea, baina kargen aldetik, errodamendu horiek ez lukete huts egingo, errodamendu handiagoak izango baitira.