

GRADUA: INGENIERITZA MEKANIKOA  
**GRADU AMAIERAKO LANA**

***1 MW-EKO ARDATZ HORIZONTALLEKO  
AEROSORGAILU BATEN  
TRANSMIZIOAREN DISEINU  
MEKANIKOA***

***3. DOKUMENTUA- KALUKULUAK***

**Ikaslea:** Morales, Pérez, Adolfo

**Zuzendaria:** Abasolo, Bilbao, Mikel

**Ikasturtea:** 2019-2020

**Data:** Bilbon. 2020ko otsailaren 10ean.



### **3. DOKUMENTUA: KALKULUAK**

#### **AURKIBIDEA**

<b>3.1. Sarrera.....</b>	<b>5</b>
<b>3.2. 61400-1 ARAUA: Diseinuaren karga kasuistikak.....</b>	<b>5</b>
3.2.1. Karga motak.....	5
3.2.2. Diseinu egoerak eta karga kasuistikak.....	6
<b>3.3. Haizeak eragindako indarrak.....</b>	<b>8</b>
<b>3.4. Ardatz geldoa.....</b>	<b>17</b>
3.4.1. Ardatzaren aurre-dimentsionaketa.....	17
3.4.2. Ardatz geldoan agertuko diren indarrak.....	18
3.4.3. Ardatz geldoan agertuko diren erreakzioak.....	21
3.4.4. Esfortzuen diagramak.....	23
3.4.5. Ardatzaren dimentsionaketa tentsioekiko.....	27
<b>3.5. Errodamenduen aukeraketa.....</b>	<b>30</b>
3.5.1. B errodamendu zilindrikoaren aukeraketa.....	31
3.5.2. C errodamendu konikoaren aukeraketa.....	33
<b>3.6. Ardatz geldoaren amaierako diseinua.....</b>	<b>38</b>
3.6.1. Deflexioekiko diseinua.....	39
3.6.2. Bibrasioekiko diseinua.....	42

3.6.3. Ardatzaren eta biderkatzailearen arteko lotura.....	42
3.6.3.1. Indar ebakitzaila txabetan.....	44
3.6.3.2. Aplastamendua txabetan.....	44
3.6.3.3. Indar ebakitzaila Kennedy txabetan.....	46
3.6.3.4. Aplastamendua Kennedy txabetan .....	46
<b>3.7. Biderkatzailea.....</b>	<b>48</b>
3.7.1. Hagin kopurua.....	49
3.7.1.1. Lehenengo etapa.....	50
3.7.1.2. Bigarren etapa.....	50
3.7.1.3. Hirugarren etapa.....	51
3.7.2. Moduluaren kalkulua.....	52
3.7.2.1. Hartzaren gainazal hutsegitea (Hertz).....	52
3.7.2.2. Hartzaren marruskaduraren hutsegitea (Lewis).....	57
3.7.3. Biderkatzailearen Dimentsio Orokorrak.....	62
3.7.4. Lehen etapako eguzki ardatzaren kalkulua.....	66
3.7.4.1. Dimentsioak.....	66
3.7.4.2. Errodamenduak.....	68
3.7.4.3. Errodamenduen finkapena.....	70
3.7.4.4. Ardatzaren txabeta bidezko lotura.....	71
3.7.4.4.1. Indar ebakitzaila txabetan.....	72
3.7.4.4.2. Aplastamendua txabetan.....	72

<b>3.7.5. Bigarren etapako eguzki ardatzaren kalkulua.....</b>	<b>74</b>
<b>3.7.5.1. Dimentsioak.....</b>	<b>74</b>
<b>3.7.5.2. Errodamenduak.....</b>	<b>76</b>
<b>3.7.5.3. Errodamenduen finkapena.....</b>	<b>78</b>
<b>3.7.5.4. Ardatzaren txabeta bidezko lotura.....</b>	<b>79</b>
<b>3.7.5.4.1. Indar ebakitzaila txabetan.....</b>	<b>80</b>
<b>3.7.5.4.2. Aplastamendua txabetan.....</b>	<b>80</b>
<b>3.7.6. Abiadura handiko ardatzaren kalkulua.....</b>	<b>82</b>
<b>3.7.6.1. Dimentsioak.....</b>	<b>82</b>
<b>3.7.6.2. Errodamenduak.....</b>	<b>84</b>
<b>3.7.6.3. Errodamenduen finkapena.....</b>	<b>86</b>
<b>3.7.7. Akoplamenduak eta ardatz planetarioak.....</b>	<b>87</b>
<b>3.7.7.1. Ardatz planetarioen kalkulua.....</b>	<b>87</b>
<b>3.7.7.1.1. Lehenengo etapa.....</b>	<b>88</b>
<b>3.7.7.1.2. Bigarren etapa.....</b>	<b>89</b>
<b>3.7.7.2. Errodamenduak.....</b>	<b>90</b>
<b>3.7.7.2.1. Lehenengo etapa.....</b>	<b>90</b>
<b>3.7.7.2.2. Bigarren etapa.....</b>	<b>92</b>
<b>3.7.7.3. Errodamenduen finkapena.....</b>	<b>94</b>
<b>3.7.7.4. Ardatz planetarioen txabeten kalkulua.....</b>	<b>94</b>
<b>3.7.7.4.1. Lehenengo etapa.....</b>	<b>95</b>

3.7.7.4.1.1. Indar ebakitzalea txabetan.....	96
3.7.7.4.1.2 Aplastamendua txabetan.....	96
3.7.7.1.2. Bigarren etapa.....	98
3.7.7.4.2.1. Indar ebakitzalea txabetan.....	99
3.7.7.4.2.2 Aplastamendua txabetan.....	99
<b>3.8. Balazta.....</b>	<b>101</b>
3.8.1. Balaztatze indarraren kalkulua.....	101

### **3. KALKULUAK**

#### **3.1. SARRERA**

Atal honetan, kargen azterketa egingo da, aerosorgailuaren elementu mekanikoen funtzionamendu egokia ziurtatzeko asmoz. Aztertuko diren karga hauek, haizearen eta aerosorgailuaren osagaien pisuen menpekoak izango dira.

#### **3.2. UNE-61400-1 ARAUA: Diseinuaren karga kasuistikak**

Norma honen arabera, kalkulu estrukturalak hiru eskaera bete behar ditu:

- Aerosorgailuaren osagaiek jasaten dituzten kargak zehaztu eta horiek jasateko gai direla egiaztatu beharko da. Kalkulu hauen barne karga maximoa eta nekera erresistentzia agertuz. Honela, aerosorgailuaren osotasuna bermatuz, seguritate maila apropos batekin.
- Analisi estrukturala ISO 2394 norman oinarrituko da.
- Kalkuluak metodo egokiekin gauzatuko dira. Diseinuko dokumentazioan kalkulu metodoen deskribapena ahalbidetuko da método zuzena dela erakusten duten erreferentziekin.

Norman ageri diren karga kasuistikak jasateko gai izan beharko da gutxienez, hauek izango baitira gutxi gorabehera bere bizitza erabilgarrian aurpegiratu behar izango dituenak. Honela ez bada makinak ez du bere zertifikaziorik lortuko.

##### **3.2.1. Karga motak**

- Karga grabitatorio eta inertzialak: bai estatikoak zein dinamikoak agertzen dira grabitatearen, bibrazioen, palen biraketaren eta jarduera sismikoen ondorioz.

- Karga aerodinamikoak: karga estatikoak eta dinamikoak dira aireak sortutakoak aerosorgailuaren osagaiekin interakzioan. Garrantzitsuenak paletan emango dira hain zuzen ere.
- Egintza kargak: Aerosorgailuaren operazio eta kontrolaren ondorioz sortutakoak. Esate baterako orientazio aldatzaileek sortutakoak.
- Beste karga batzuk: Makina martxan jartzean sortutakoak, talkak sortutakoak...

### 3.2.2. Diseinu egoerak eta karga kasuistikak

Osagaien diseinuak bere funtzionamenduaren bizitza erabilgarria zein bere bizitzan zehar jasan beharko dituen baldintza esanguratsuenak asetu beharko ditu: garraioa, mantenimendua, ensemblajea, eraikuntza. Gutxienez, hurrengo taulan (3.1 Taula) ageri diren kasuak aztertu beharko dira.

Norman aipatzen diren haizearen baldintzak hurrengoak dira:

- NTM: Turbulentzia normaleko modeloa.
- ETM: Turbulentzi muturreko modeloa.
- ECD: Haize bolada maximoa noranzko aldaketarekin.
- EWS: Muturreko haize ebakitzaila.
- EOG: Haize bolada máximo operatiboa.
- EDC: Muturreko noranzko aldaketa.
- NPW: Haizearen perfil normaleko modeloa.
- EWM: Haizearen muturreko abiaduraren modeloa.

Egin ahal den analisisa nekera (F) edo azken kargara (U) da. Segurtasun faktore partziala karga normalena (N), karga anormalena (A) edo garraioaren ondoriozkoak (T) izan daiteke. Karga normalak bizitza erabilgarrian zehar probabilitate handiagoz agertzen



direnak dira. Anormalak aldiz ia ez dira agertzen. N, A edo T diren arabera segurtasun faktore partzial ezberdin bat aplikatuko da azken kargetan.

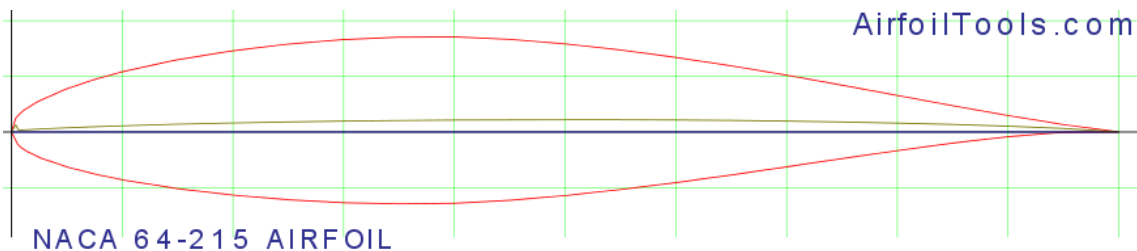
Design situation	DLC	Wind condition	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factors
1) Power production	1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	For extrapolation of extreme events	U	N
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		U	N
	1.4	ECD $V_{hub} = V_r - 2 \text{ m/s}, V_r, V_r + 2 \text{ m/s}$		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 $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ 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 $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and $V_{out}$		U	N
	3.3	EDC $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and $V_{out}$		U	N
4) Normal shut down	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	4.2	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and $V_{out}$		U	N
5) Emergency shut down	5.1	NTM $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ 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

3.1. Taula: Disenuaren karga kasuak

Kasu honetan, lehengo kasuistika bat dator proposatu den aerosorgailurako, energia ekoizteko erabiliko baita. Honen barnean turbulenti normaleko modeloa aukeratuko da (NTM) eta analisia nekera egingo da.

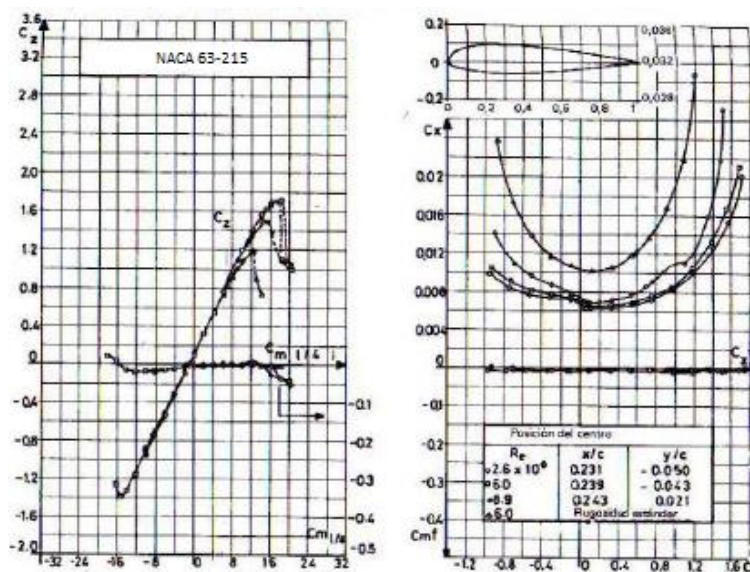
### 3.3. HAIZEAK ERAGINDAKO INDARRAK

Haizeak eragindako indar esanguratsuenak paletan agertuko dira, eta hemendik gure ardatz printzipalera transmitituko dira. NACA 63-215 pala profila aukeratu da proiektu honetarako. Hauetan agertuko diren indarrak kalkulatzeko, Desire Le Gourieres-en “Energia Eolica” liburuan proposatutako teoria jarraituko da.



3.2. Irudia: Profil aerodinamikoa (NACA 63-215)

Kalkuluak liburu honen arabera burutu ahal izateko, pala hauen kurba polarra ezagutzea beharrekoa izango da. Kurba honek, sustentazio eta arrastre koefizienteen arteko erlazioa finkatzen du.



3.3. Irudia: NACA 63-215 profilaren kurba polarra

Haizeak palaren gainazalean bi indar sortuko ditu, bat axiala eta bestea tangenziala eta hurrengo formulen bidez kalkulatu ahal izango dira:

$$dF_{axial} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot p \cdot l \cdot (1 + \cot g^2 I) \cdot (C_z \cdot \cos I + C_x \cdot \sin I) \cdot dS$$

$$dF_{tang} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot p \cdot l \cdot (1 + \cot g^2 I) \cdot (C_z \cdot \sin I + C_x \cdot \cos I) \cdot dS$$

Aurreko ekuazioak integratzen badira  $r$  eta  $r+dr$  artean, indarren eta momentuen hurrengo ekuazioak lortuko dira:

$$F_{axial} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot p \cdot l \cdot (1 + \cot g^2 I) \cdot (C_z \cdot \cos I + C_x \cdot \sin I) \cdot [r]_r^{r+dr}$$

$$F_{tang} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot p \cdot l \cdot (1 + \cot g^2 I) \cdot (C_z \cdot \sin I + C_x \cdot \cos I) \cdot [r]_r^{r+dr}$$

$$M_{tortsorea} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot p \cdot l \cdot (1 + \cot g^2 I) \cdot (C_z \cdot \sin I - C_x \cdot \cos I) \cdot \left[\frac{r^2}{2}\right]_r^{r+dr}$$

$C_z$  eta  $C_x$ : Koefiziente hauek aurreko iruditik jasoko dira.

$\rho$ : Haizearen dentsitatea. Funtzionamendu baldintza normaletan bere balioa hurrengo izango da.

$$\rho = 1,27 \text{ kg/m}^3.$$

$V$ : Haizearen abiadura paletatik pasatzean.

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

$V_1$ : Haizearen abiadura paletatik pasatu aurretik.

$$V_1 = 15 \text{ m/s}$$

$V_2$ : Haizearen abiadura paletatik pasatu ondoren lortutako potentzia maximoa dela suposatuz:

$$V_2 = \frac{V_1}{3} = 5 \text{ m/s}$$

$dS$ : Gainazal diferentziala.

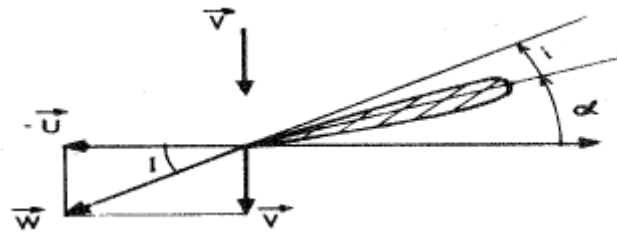
$$dS = p \cdot l \cdot dr$$

$p$ : Pala kopurua. Kasu honetan hiru, makina tripala bat aukeratu delako.

$l$ : Palaren lodiera diferentzialaren sekzio bakoitzean.

$dr$ : Sekzioen arteko distantzia. Kasu honetan 0,25 m hartu da.

$I$ : Inklinazio angelua. Abiadura erlatiboaren ( $w$ ) eta abiadura bektorearen ( $U$ ) artean osatzen den angelua.



### 3.4. Irudia: Palen angelu esanguratsuak

Bere  $r$ -en arabera balore optimoa kalkulatzeko hurrengo formula jarraituko da:

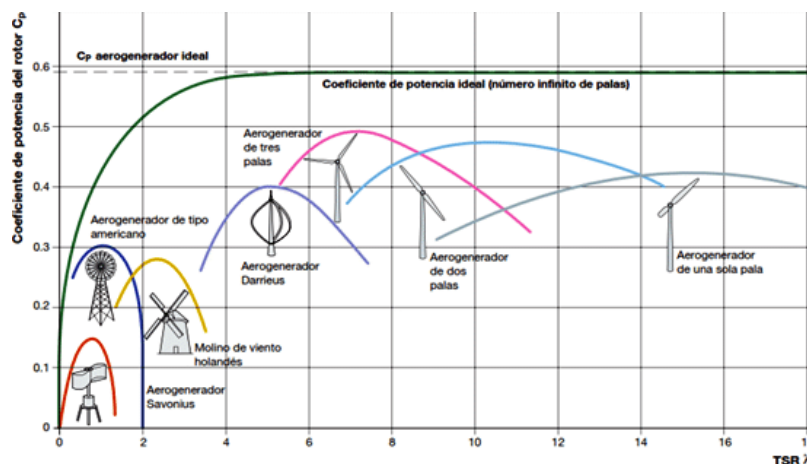
$$\cot g I = \frac{3}{2} \cdot \lambda_0 \cdot \frac{r}{R}$$

$R$ : Palen puntak errotorearen inguruan biratzen duten zirkunferentziaren erradioa.

$r$ : Palen sekzio ezberdinek errotorearen inguruan biratzen duten zirkunferentziaren erradioa.

$$r_{min} = R \cdot 0,1 = \frac{47}{2} \cdot 0,1 = 2,35 \text{ m}$$

$\lambda_0$ : Abiadura espezifikoa. Balore hau konstante mantenduko da, palaren puntan duen balioa izango baita. Bere balioa erabakitzeko hurrengo irudiaren laguntza erabili da:



### 3.5. Irudia: $C_p$ eta $\lambda$ erlazioatzen dituen grafikoa

Grafikoaren arabera ere ikus daiteke nola abiadura espezifikoa ( $\lambda_0 = \frac{\text{Palen puntako abiadura}}{\text{Haizearen abiadura}}$ ) eta potentzia koefizientea ( $C_p$ ) erlazioatuta daude, kasu honetan, abiadura espezifikoa 6 eta 9 tartean egonez. Normalean hiru paladunentzat kalkuluak 7 balioarekin egiten dira, ondorioz:

$$\lambda_0 = 7 \quad C_p = 0,49$$

$\lambda$ : Bere balioa r-ren arabera aldatuko da. Puntan 7 balioa izanik eta errotorearekin lotzen den gunean bere balioa 0 izanik.

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \frac{r}{R}$$

Jarraian, kalkuluak burutzeko falta diren datuak taularatuko dira:

$r$ [mm]	$\lambda_0$	$\lambda$	$I$ [°]	$C_z$	$C_x$	$l$ [mm]
2350	7	0,7	43,6	1,42	0,0294	5792,94
2600	7	0,77	40,72	1,42	0,0289	5564,63
2850	7	0,85	38,14	1,42	0,0284	5348,19
3100	7	0,92	35,83	1,41	0,0279	5143,19
3350	7	1	33,75	1,40	0,0274	4951,68
3600	7	1,07	31,87	1,40	0,0268	4771,19
3850	7	1,15	30,17	1,39	0,0263	4601,96
4100	7	1,22	28,63	1,39	0,0258	4443,12
4350	7	1,3	27,23	1,38	0,0253	4294,96
4600	7	1,37	25,94	1,38	0,0247	4155,94
4850	7	1,44	24,77	1,37	0,0242	4025,75
5100	7	1,52	23,69	1,36	0,0237	3903,78
5350	7	1,59	22,7	1,36	0,0231	3789,47
5600	7	1,67	21,78	1,35	0,0226	3682,26
5850	7	1,74	20,94	1,34	0,0221	3581,67
6100	7	1,82	20,15	1,34	0,0215	3487,21
6350	7	1,89	19,42	1,33	0,0210	3398,45
6600	7	1,97	18,73	1,32	0,0205	3315,00
6850	7	2,04	18,09	1,32	0,0200	3236,49
7100	7	2,12	17,5	1,31	0,0195	3162,59
7350	7	2,19	16,94	1,30	0,0190	3092,97
7600	7	2,26	16,41	1,29	0,0185	3027,35
7850	7	2,34	15,91	1,29	0,0180	2965,49
8100	7	2,41	15,45	1,28	0,0176	2907,13

8350	7	2,49	15	1,27	0,0171	2852,06
8600	7	2,56	14,59	1,26	0,0167	2800,07
8850	7	2,64	14,19	1,25	0,0162	2750,99
9100	7	2,71	13,82	1,24	0,0158	2704,65
9350	7	2,79	13,46	1,24	0,0154	2660,88
9600	7	2,86	13,12	1,23	0,0151	2619,56
9850	7	2,94	12,8	1,22	0,0147	2580,54
10100	7	3,01	12,49	1,21	0,0144	2543,70
10350	7	3,09	12,2	1,21	0,0126	2486,55
10600	7	3,16	11,92	1,20	0,0125	2448,72
10850	7	3,24	11,66	1,20	0,0124	2412,53
11100	7	3,31	11,4	1,19	0,0123	2377,88
11350	7	3,39	11,15	1,18	0,0122	2344,71
11600	7	3,46	10,92	1,18	0,0121	2312,92
11850	7	3,53	10,7	1,17	0,0120	2282,45
12100	7	3,6	10,48	1,16	0,0119	2253,24
12350	7	3,68	10,27	1,15	0,0118	2225,21
12600	7	3,75	10,07	1,15	0,0117	2198,32
12850	7	3,83	9,88	1,14	0,0116	2172,51
13100	7	3,9	9,7	1,13	0,0115	2147,72
13350	7	3,98	9,52	1,13	0,0114	2123,91
13600	7	4,05	9,35	1,12	0,0113	2101,04
13850	7	4,13	9,18	1,11	0,0112	2079,06
14100	7	4,2	9,02	1,11	0,0111	2057,93
14350	7	4,28	8,86	1,10	0,0110	2037,63
14600	7	4,35	8,72	1,09	0,0109	2018,10
14850	7	4,42	8,57	1,09	0,0108	1999,33
15100	7	4,5	8,43	1,08	0,0107	1981,28
15350	7	4,57	8,3	1,07	0,0106	1963,93
15600	7	4,65	8,16	1,06	0,0105	1947,24
15850	7	4,72	8,04	1,06	0,0104	1931,19
16100	7	4,8	7,91	1,05	0,0104	1915,75

16350	7	4,87	7,79	1,04	0,0103	1900,91
16600	7	4,95	7,68	1,04	0,0102	1886,65
16850	7	5,02	7,57	1,03	0,0102	1872,94
17100	7	5,1	7,46	1,02	0,0101	1859,76
17350	7	5,17	7,35	1,02	0,0100	1847,1
17600	7	5,25	7,25	1,01	0,0100	1834,94
17850	7	5,32	7,15	1,00	0,0099	1823,26
18100	7	5,4	7,05	0,99	0,0098	1812,05
18350	7	5,47	6,95	0,99	0,0098	1801,30
18600	7	5,55	6,86	0,98	0,0097	1790,99
18850	7	5,62	6,77	0,97	0,0096	1781,11
19100	7	5,69	6,68	0,97	0,0096	1771,65
19350	7	5,76	6,6	0,96	0,0095	1762,59
19600	7	5,84	6,51	0,95	0,0094	1753,93
19850	7	5,91	6,43	0,95	0,0094	1745,65
20100	7	5,99	6,35	0,94	0,0093	1737,75
20350	7	6,06	6,28	0,93	0,0092	1730,22
20600	7	6,14	6,2	0,92	0,0092	1723,05
20850	7	6,21	6,13	0,91	0,0091	1716,23
21100	7	6,29	6,05	0,90	0,0090	1709,75
21350	7	6,36	5,98	0,90	0,0090	1703,61
21600	7	6,44	5,92	0,89	0,0089	1697,80
21850	7	6,51	5,85	0,88	0,0088	1692,31
22100	7	6,59	5,78	0,88	0,0088	1687,14
22350	7	6,66	5,72	0,87	0,0087	1682,29
22600	7	6,73	5,66	0,86	0,0086	1677,74
22850	7	6,81	5,59	0,86	0,0086	1673,50
23100	7	6,88	5,53	0,85	0,0085	1669,55
23350	7	6,96	5,48	0,84	0,0084	1665,90
23500	7	7	5,44	0,84	0,0084	1662,55

3.6. Taula: Kalkuluak burutzeko beharrezko balioak

Behin datu guztiak bilduta, haizeark paletan sortutako indarren kalkulua burutuko da. Hasteko sekzio bakoitzean sortutako indarra taularatuko da,  $dr = 0,25$  izanik eta ondoren lortutako balioen batukaria egingo da.

$r$ [mm]	$F_{axi}$ [N]	$F_{tang}$ [N]	$M_{tortsora}$ [N * m]
2.350	389,49	371,53	880,40
2.600	436,62	377,98	982,40
2.850	485,03	384,42	1086,83
3.100	530,66	388,01	1184,55
3.350	576,875	391,53	1283,12
3.600	627,85	397,54	1392,37
3.850	674,98	400,65	1492,16
4.100	727,25	406,29	1603,68
4.350	774,79	408,96	1704,16
4.600	829,02	414,41	1819,06
4.850	876,96	416,66	1920,02
5.100	925,31	418,83	2021,16
5.350	980,38	423,66	2138,48
5.600	1.029,22	425,54	2240,26
5.850	1.076,82	427,04	2340,67
6.100	1.133,85	431,62	2461,67
6.350	1.182,30	432,99	2563,20
6.600	1.231,92	434,46	2665,78
6.850	1.290,64	438,89	2789,84
7.100	1.338,64	439,85	2891,32
7.350	1.387,63	440,88	2993,77
7.600	1.437,26	441,94	3096,90
7.850	1.498,73	446,26	3226,69
8.100	1.546,88	447,02	3328,19
8.350	1.598,29	448,08	3434,04
8.600	1.646,35	448,72	3535,65
8.850	1.697,15	449,56	3641,35



9.100	1.745,75	450,19	3743,90
9350	1.811,25	454,56	3881,99
9.600	1.862,29	455,52	3986,62
9.850	1.912,36	456,18	4092,03
10.100	1.964,19	457,17	4197,85
10.350	2.012,41	454,94	4327,52
10.600	2.059,46	455,11	4421,96
10.850	2.121,06	458,56	4552,66
11.100	2.169,40	458,81	4647,80
11.350	2.217,90	459,06	4742,49
11.600	2.281,44	462,56	4875,96
11.850	2.325,53	462,28	4965,72
12.100	2.373,19	462,37	5058,38
12.350	2.419,92	462,35	5149,46
12.600	2.486,98	466,03	5287,45
12.850	2.531,43	465,74	5375,77
13.100	2.573,89	465,26	5461,49
13.350	2.642,87	468,99	5602,41
13.600	2.686,73	468,62	5688,96
13.850	2.733,74	468,52	5777,93
14.100	2.803,11	472,16	5920,38
14.350	2.851,03	472,11	6009,71
14.600	2.888,90	471,17	6088,61
14.850	2.963,37	475,14	6237,27
15.100	3.007,42	474,72	6321,66
15.350	3.047	473,92	6401,09
15.600	3.096,74	473,95	6489,61
15.850	3.163,78	477,18	6632,69
16.100	3.212,22	477,37	6714,44
16.350	3.255,24	476,84	6795,13
16.600	3.324,22	480,15	6941,43
16.850	3.364,27	479,69	7013,26

17.100	3.406,67	479,10	7091,98
17.350	3.485,69	483,09	7249,26
17.600	3.524,28	482,54	7317,70
17.850	3.565,04	481,82	7393,47
18.100	3.608,11	481,25	7470,66
18.350	3.690,86	485,77	7626,33
18.600	3.728,79	484,83	7698,03
18.850	3.768,79	484,04	7770,92
19.100	3.850,65	488,44	7926,69
19.350	3.884,09	487,19	7992,80
19.600	3.931,41	486,88	8070,98
19.850	4.010,98	491,08	8225,65
20.100	4.051,12	490,28	8296,49
20.350	4.080,25	488,76	8356,45
20.600	4.124,26	488,66	8419,92
20.850	4.156,74	487,38	8481,09
21.100	4.204,72	487,09	8555,49
21.350	4.288,41	491,50	8715,04
21.600	4.312,52	489,70	8767,09
21.850	4.352,73	488,91	8832,82
22.100	4.445,30	493,84	9001,61
22.350	4.474,68	492,37	9056,86
22.600	4.505,42	491,01	9112,45
22.850	4.607,42	496,45	9290,95
23.100	4.642,32	495,31	9349,46
23.350	4.661,68	493,28	9393,32
23.500	4.721,05	496,25	9495,31

3.7. Taula: Banatutako sekzio bakoitzean agertutako indarrak

Lortutako balioen batukaria eginez:

$\Sigma F_{axi} [N]$	$\Sigma F_{tang} [N]$	$\Sigma M_{tortsora} [N * m]$
219.924,32	39.457,73	459.080,62

3.8. Taula: Haizeak sortutako indar totala

### 3.4. ARDATZ GELDOA

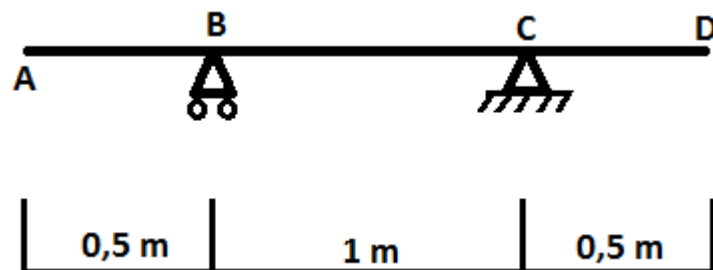
Ardatz geldoa deritzogu errotorean kokatzen den ardatzari. Izen hau hartzen du oso geldo biratzen duelako. Honen funtzioa, palei esker lortutako potentzia biderkatzailearaino transmititzea da.

Errotorearen biraketa abiadura, brida eta perno bidezko loturaz ardatz geldora transmititzen da. Ardatz honek, haizeak errotorean sortzen duen parea jasotzen du eta biderkatzaileara transmititzen du, ondoren biraketa abiadura handitzeko.

Ardatz geldoaren konposizioa definitzeko, bi euskarri (errodamendu) jartzea erabaki da, bat finkoa eta bestea mugikorra izanik. Era honetan, errotorean sortutako kargak dorrearen euskarriak jasango ditu eta biderkatzaileara bakarrik par tortsorea helduko da. Gainera, kokapen honi esker kalkuluak ere asko erraztuko dira.

#### 3.4.1. Ardatzaren aurreldimentsionaketa

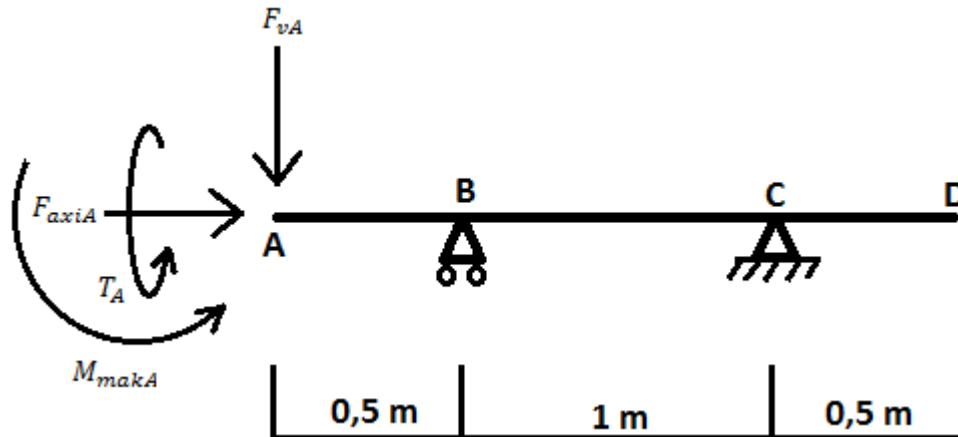
Ardatzean montatuko beharko diren elementuak eta egin beharko diren loturak kontuan izanik, hurrengo neurriak zehaztu dira:



3.9. Irudia: Ardatz geldoaren eskema

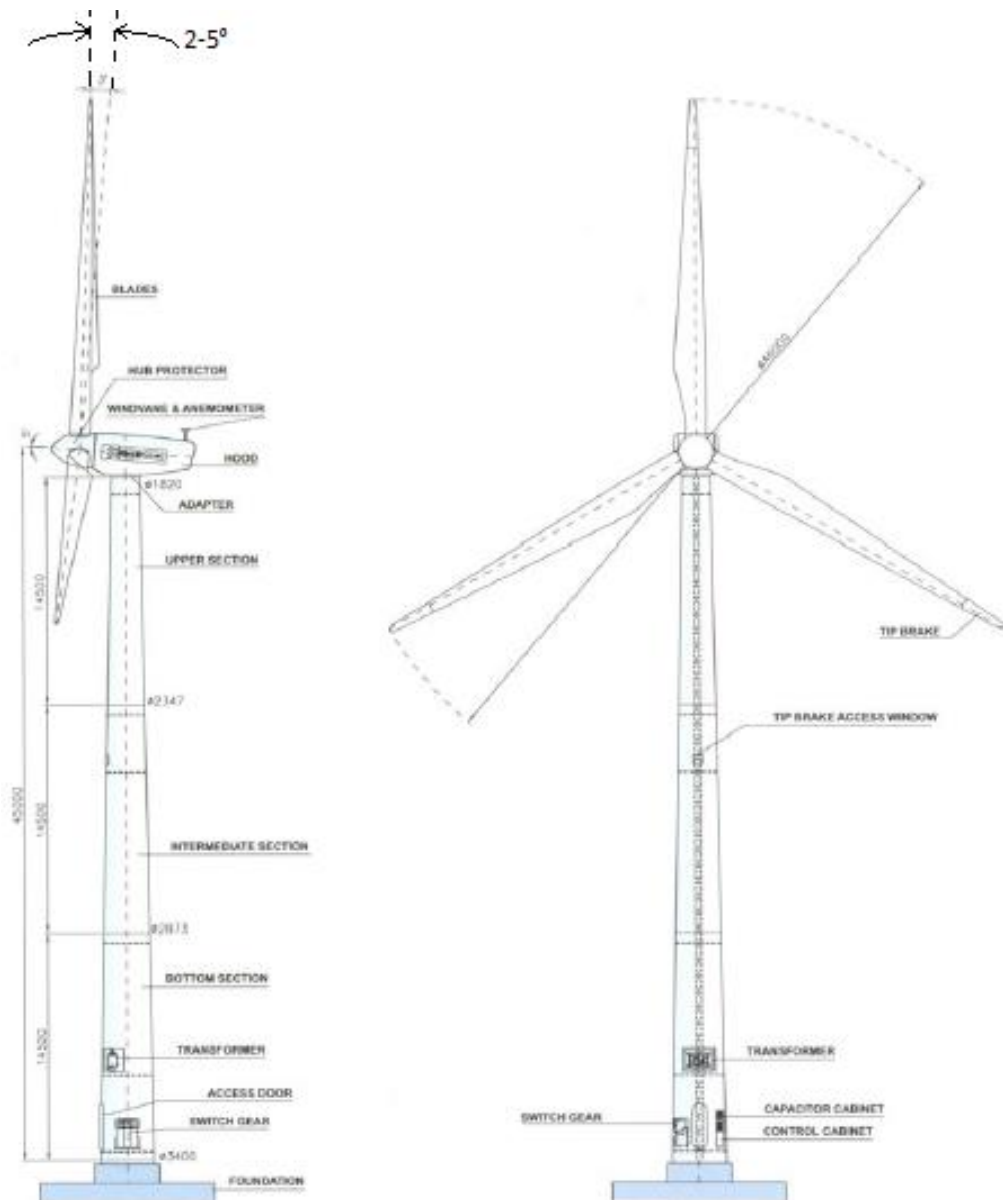
### 3.4.2. Ardatz geldoan agertuko diren indarrak

Ardatzak, paletan haizearen eraginez sortzen diren indarrak eta momentuak jasango ditu, hurrengoak izanik: indar bertikala ( $F_v$ ), indar axiala ( $F_{axi}$ ), momentu makurtzailea ( $M_{mak}$ ) eta momentu tortsora ( $T$ ). Karga hauek marrazten badira, hurrengo eskema lortuko da:



3.10. Irudia: Ardatz geldoan eragiten duten indarren eskema

$-F_{axi}$ : Indar axialari dagokio, errotorearen berezko pisuaren eraginez eta haizeak paletan sortutako indarren eraginez sortua. Palen eta errotorearen pisuak ez lukete indar axialik sortuko guztiz bertikalki kokaturik egongo balira, baina ohikoa da errotore eolikoei inklinazio angelu txiki bat ematea. Honen helburua, palaren eta dorrearen arteko distantzia handitzea da, hain zuzen ere pala biratzean, dorrearen influentzi zonaldeetik igarotzen denean. Angelu hau,  $2^\circ$  eta  $5^\circ$  gradu bitartekoa izan ohi da. Proiektu honetan angelu hau  $4^\circ$ -koa izango da.



3.11. Irudia: Makina eolikoaren eskema

$$F_{axiA} = F_{axi-errotor} + F_{axi-haizea}$$

$$m_{pala} = 1528 \text{ kg} \quad m_{buje} = 7200 \text{ kg}$$

$$m_{errotorea} = 7.200 \text{ kg} + 3 \cdot 1.528 \text{ kg} = 11.784 \text{ kg}$$

$$F_{axi-errotor} = m_{errotorea} \cdot g \cdot \sin(4^\circ) = 11.784 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} \cdot \sin(4^\circ) = 8.063,92 \text{ N}$$

Haizeak sortutako indar axiala lehenago kalkulatu da baina ponderatu egin beharko da. Arauak dion arabera, nekeko kalkuluak egiterakoan karga partzialentzako erabili behar den faktorea  $\gamma_f = 1,1$  da, beraz:

$$F_{axi-haizea} = 219.924,32 \cdot 1,1 = 241.916,75 \text{ N}$$

$$F_{axiA'} = F_{axi-errotor} + F_{axi-haizea} = 8.063,92 + 241.916,75 = 249.980,67 \text{ N}$$

Beraz, hau izango da indar axial totala, baina haizearen osagai aldakorra dela eta lortutako emaitza 1,2 faktoreaz handiagotuko da, osagai aldakorra definizioz batezbesteko balioaren %20-a balio duelako.

$$F_{axiA} = F_{axiA'} \cdot 1,2 = 249.980,67 \cdot 1,2 = 299.976,81 \text{ N}$$

**- $F_v$ :** Indar bertikalari dagokio, errotorearen pisua dela eta agertuko dena.

$$F_{vA} = m_{errotorea} \cdot g \cdot \cos(5^\circ) = 11.784 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} \cdot \cos(4^\circ) = 115.319,44 \text{ N}$$

**- $M_{mak}$ :** Momentu makurtzaileari dagokio, errotorearen pisua dela eta agertuko dena.

$$M_{makA} = m_{errotorea} \cdot g \cdot \cos(5^\circ) \cdot d = 11.784 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} \cdot \cos(4^\circ) \cdot 0,5 \text{ m} = 57.659,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**- $T$ :** Momentu tortsorari dagokio, haizearen ondorioz agertzen dena. Haizeak sortutako momentu tortsora, lehenago kalkulatu da baina ponderatu egin beharko da. Arauak dion arabera, nekeko kalkuluak egiterakoan karga partzialentzako erabili behar den faktorea  $\gamma_f = 1,1$  da, beraz:

$$T_A = 1,1 \cdot 459.080,62 = 504.988,68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Beraz, hau izango da momentu tortsoare totala, baina haizearen osagai aldakorra dela eta, lortutako emaitza 1,2 faktoreaz handiagotuko da, osagai aldakorra definizioz batezbesteko balioaren %20-a balio duelako.

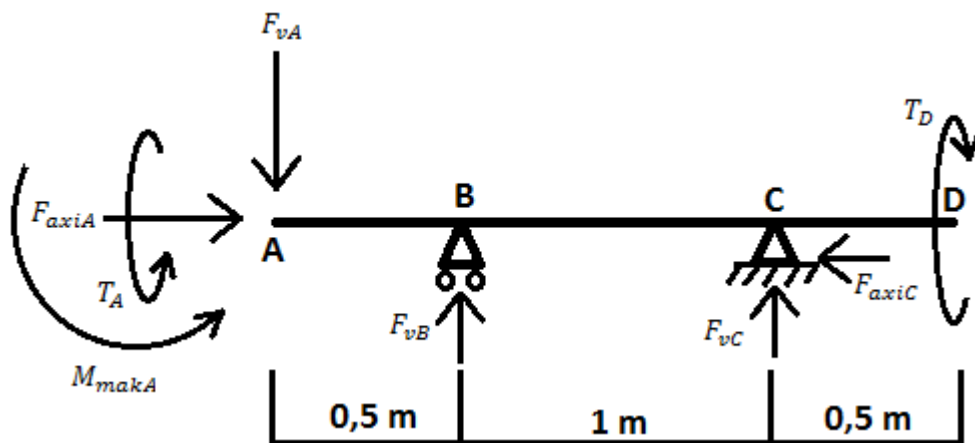
$$T_A = T_A \cdot 1,2 = 504.988,68 \cdot 1,2 = 605.986,42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Aerosorgailuaren biraketa abiadura nominala 21,2 rpm-koa dela jakinik eta momentu tortsoare ezagututa, aerosorgailuaren potentzia kalkula daiteke:

$$P = T_A \cdot \omega_{nominala} = 605.986,42 \text{ Nm} \cdot 21,2 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 977.098,23 \text{ Watt} \approx 1 \text{ MW}$$

### 3.4.3. Ardatz geldoan agertuko diren erreakzioak

Hurrengo pausoa, kalkulaturako indarren ondorioz sortuko diren erreakzioak kalkulatzeko da. Agertuko diren erreakzioak hurrengo irudian marraztu eta izendatu dira:



3.12. Irudia: Ardatz geldoan agertzen diren erreakzio eta indarren eskema

Erreakzio hauen balioa kalkulatu ahal izateko, oreka aplikatuko da:

$$\left( \begin{array}{c} y \\ \uparrow \\ \text{---} \\ \downarrow \\ x \end{array} \right) \quad \Sigma F_x = 0 \quad \rightarrow \quad F_{axiC} = F_{axiA} \quad (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \rightarrow \quad F_{vB} + F_{vC} = F_{vA} \quad (2)$$

$$\Sigma M_C = 0 \quad \rightarrow \quad F_{vA} \cdot \overline{AC} + M_{makA} = F_{vB} \cdot \overline{BC} \quad (3)$$

Sistema ebazten bada:

$$F_{axiC} = F_{axiA} = 299.976,81 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{vB} = \frac{F_{vA} \cdot \overline{AC} + M_{makA}}{\overline{BC}} = \frac{115.319,44 \cdot 1,5 + 57.659,72}{1} = 230.638,88 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{vC} = F_{vA} - F_{vB} = 115.319,44 - 230.638,88 = -115.319,44 \text{ N} \quad (2)$$

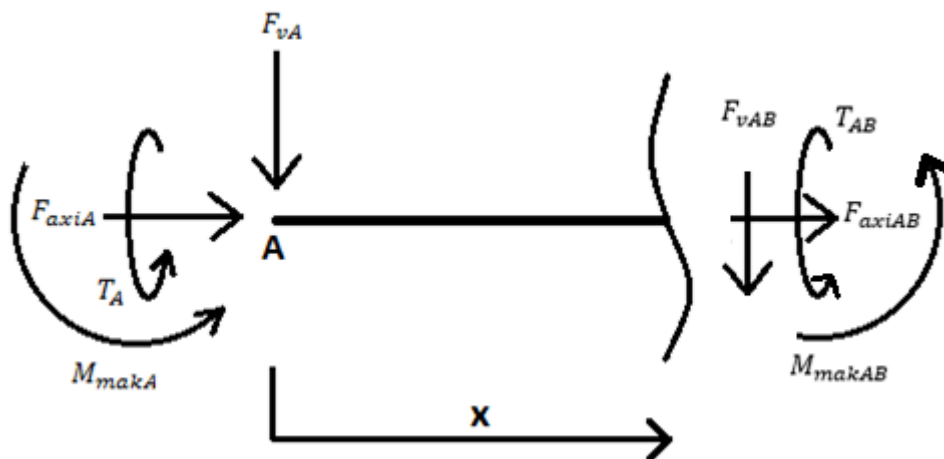
*(Zeinu negatiboak eskeman aurkako noranzkoan planteatu dela esan nahi du)*



### 3.4.4. Esfortzuen diagramak

Hurrengo pausoa, esfortzuen diagramak lortzea da ardatzaren gune kaltetuen identifikatzeko eta dimentsionaketa burutu ahal izateko.

**-AB Zatia ( $0 \leq l \leq 0,5$ ):**



3.13. Irudia: AB zatiaren esfortzuen eskema

$$F_{axiAB} = -F_{axiA} = -299.976,81 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{vAB} = -F_{vA} = -115.319,44 \text{ N} \quad (2)$$

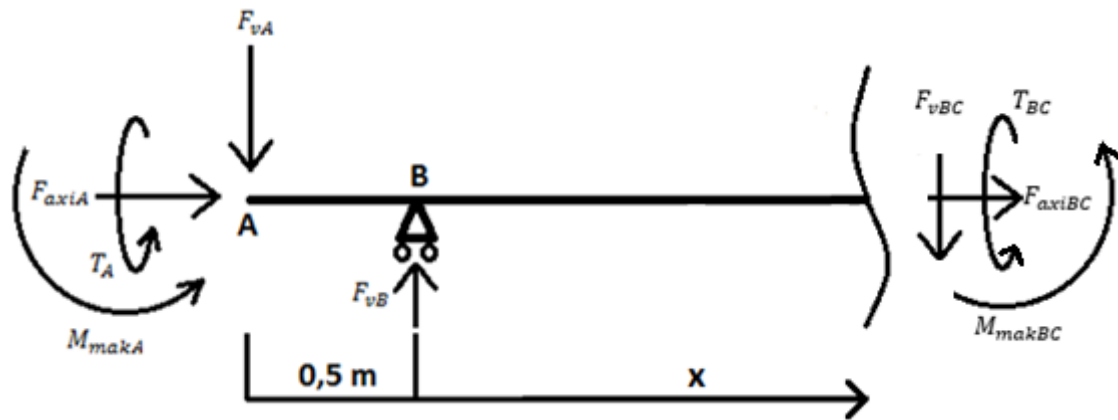
$$M_{makAB} = -M_{makA} - F_{vA} \cdot x \quad (3)$$

$$x = 0 \rightarrow M_{makAB} = -M_{makA} = -57.659,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$x = 0,5 \rightarrow M_{makAB} = -57.659,72 - 115.319,44 \cdot 0,5 = -115.319,44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{AB} = -T_A = -605.986,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

**-BC Zatia ( $0,5 \leq l \leq 1,5$ ):**



3.14. Irudia: BC zatiaren esfortzuen eskema

$$F_{axiBC} = -F_{axiA} = -299.976,81 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{vBC} = -F_{vA} + F_{vB} = -115.319,44 + 230.638,88 = +115.319,44 \text{ N} \quad (2)$$

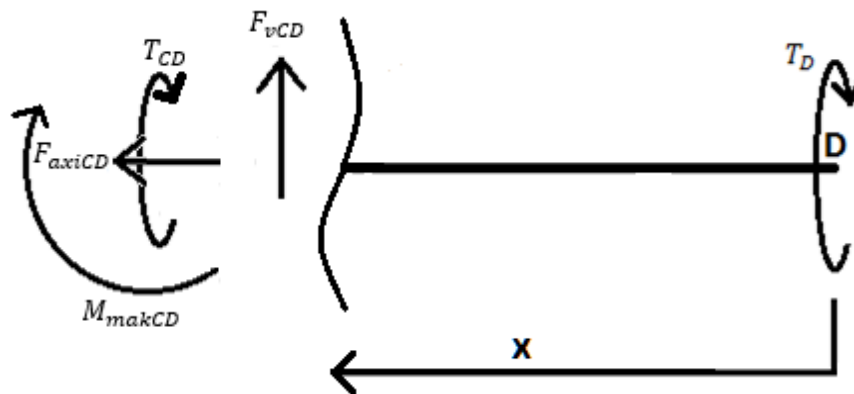
$$M_{makBC} = -M_{makA} - F_{vA} \cdot (x + 0,5) + F_{vB} \cdot x \quad (3)$$

$$x = 0 \rightarrow M_{makBC} = -57.659,72 - 115.319,44 \cdot 0,5 = -115.319,44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$x = 1 \rightarrow M_{makBC} = 0$$

$$T_{BC} = T_A = -605.986,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

-CD Zatia ( $1,5 \leq l \leq 2$ ):



3.15. Irudia: CD zatiaren esfortzuen eskema

$$F_{axiCD} = 0 \quad (1)$$

$$F_{vCD} = 0 \quad (2)$$

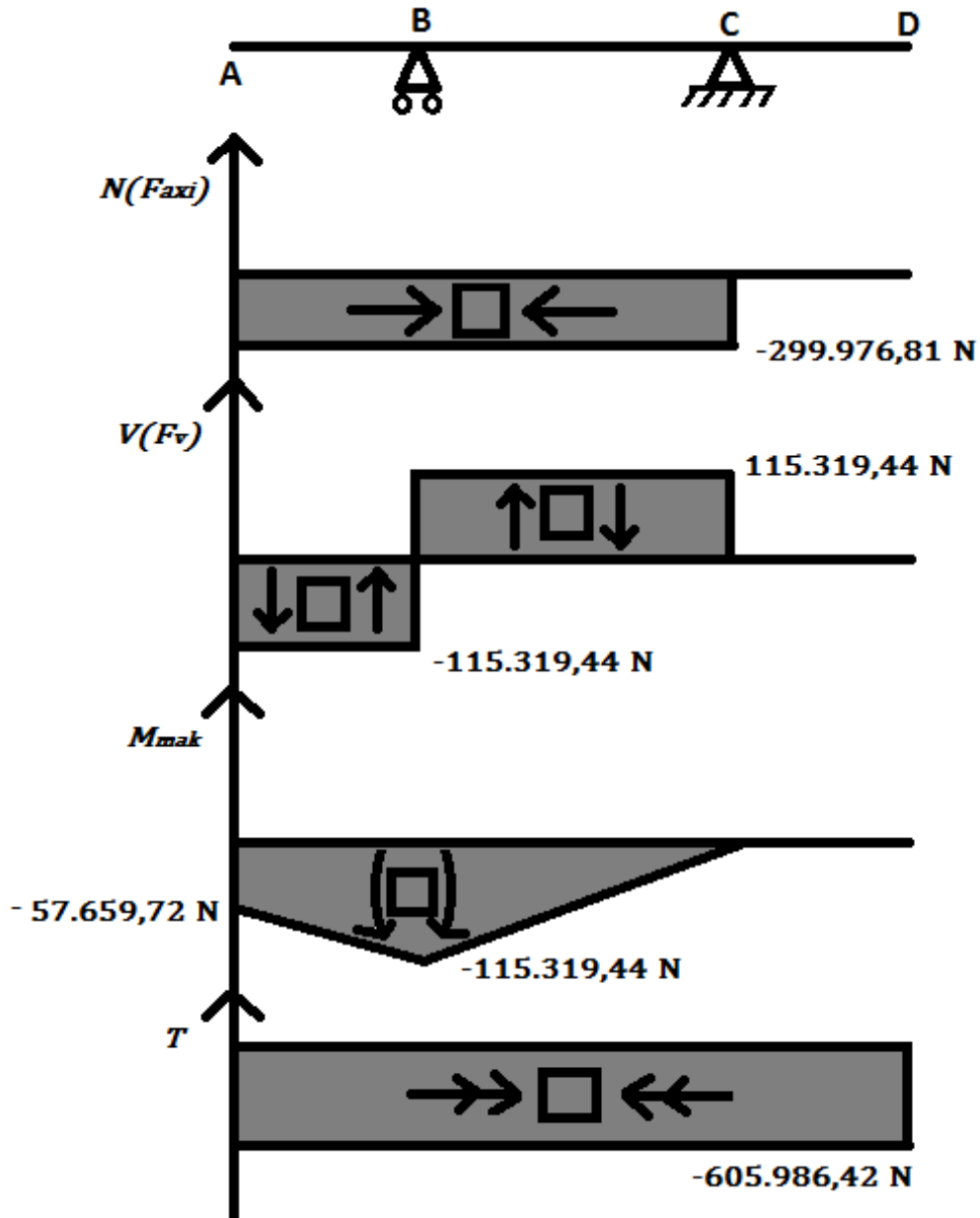
$$M_{makCD} = 0 \quad (3)$$

$$x = 0 \rightarrow M_{makCD} = 0$$

$$x = 0,5 \rightarrow M_{makCD} = 0$$

$$T_{CD} = T_D = -605.986,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

Behin ardatzaren eremu guztietan agertuko diren indarrak finkatuta, diagramak marraztuko dira sekzio kritikoena zein den kalkulatu ahal izateko:



3.16. Irudia: Esfortzu eta momentuen diagramak

### 3.4.5. Ardatzaren dimentsionaketa tentsioekiko

Ardatzaren aukeraketa DIN 743 araua jarraituz egin behar da. Kasu honetan, ASME kode araua jarraituko da, izan ere kode honek DIN 743 araua ordezkatzeko du eta hau baino kontserbakorragoa da.

Ardatz geldoa, aurretiaz kalkulatu diren kargak jasateko gaitasuna izan beharko du. Indar hauek, ez dira konstanteak izango denboran zehar. Hau dela eta, ardatza nekera kalkulatu behar izango da ASME kodea erabiliz..

Ardatzak momentu makurtzailea eta bihurtzailea (tortsora) jasan beharko ditu. Momentuak nahiko handiak direnez, ardatza ere nahiko handia eta pisutsua izan beharko da. Egoera honen aurrean, ardatza zurruna edo tubularra izango den aukeratu beharko da. Kasu honetan, zurruna aukeratu da, dorreak pisu hau erraz eutsi dezakeelako eta erosoagoa delako kalkuluatarako.

Beste alde batetik, ardatz geldoaren materiala ere aukeratu behar izango da. Kasu honetan, AISI 1050 altzairuzko aleazioaz fabrikatzea erabaki da, bere ezaugarriak hurrengoak izanik:

AISI 1050	BALIOA
Fluentzia Tentsioa ( $\sigma_{yp}$ )	580 MPa
Hautura Tentsioa ( $\sigma_u$ )	690 MPa

**3.17. Taula:** AISI 1050 aleazioaren propietate mekanikoak

Ondoren, fluentzi eta trakzio tentsioetan segurtasun koefizientea aplikatu beharko da UNE 61400-1 arauan finkatzen den bezala. Horretarako, arauak segurtasun mota bi bereizten ditu, bakoitzean segurtasun koefiziente desberdinak aplikatuz: segurtasun mota normal edo segurtasun mota berezia. Berezia, tokiko araudiaren araberakoa da eta kasu honetan aerosorgailuak honelako araudirik bete behar ez duela planteatuko da. Beraz, segurtasun mota normalaren koefizienteak aplikatuko dira araua jarraituz.

UNE 61400-1 arauaren 7.6 atalean azpimarratzen den prozedura jarraituz:

$$f_d = \frac{1}{\gamma_m} f_k$$

donde

$f_d$  son los valores de diseño para los materiales;

$\gamma_m$  son los factores de seguridad parciales para los materiales; y

$f_k$  son los valores característicos de las propiedades de los materiales.

**3.18. Irudia:** UNE 61400-1 arauaren arabera aplikatu beharreko prozedura

Ondoren segurtasun mota normalaren barruan, aztertzen ari garen elementuaren arabera hiru osagai mota bereiztuko dira: 1 mota, 2 mota eta 3 mota.

1 motako osagaiak ez dira oso garrantzitsuak izango aerosorgailuaren funtzionamendureko eta erraz alda daitezke, kojiniteak esaterako. 3 motako osagaiak ezin dute huts egin inola ere egitura arriskuan jarri dezaketelako, dorrea esaterako. 2 motako osagaiak apurtuz gero, aerosorgailuaren funtzionamendua ezin izango da eman. Hau dela eta, 2 motako osagai bat dimentsionatzen ari garela baieztatu dezakegu.

Kasu honetarako, segurtasun koefizientea  $\gamma_m \geq 1,1$  izan beharko da neke kalkuluetan arauaren arabera.

Ondorioz:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{yp}}{\gamma_m} = \frac{580}{1,1} = 527,27 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{yp}/2}{\gamma_m} = \frac{580/2}{1,1} = 263,64 \text{ MPa}$$

ASME kodea Treskaren hutsegite teorian oinarritzen da. Baina teoria honek estatika aztertzen du. Hau dela eta koefiziente batzuk erabiltzen dira kargak handiagotzeko eta hauei esker nekera ere karga hauek jasateko gai izango dela baieztatu daiteke. Koefiziente hauek  $C_m$  eta  $C_t$  bezala izendatzen dira. Kode hau behar bezala aplikatzeko, “Diseño de Maquinas” liburuan aipatutako prozedura jarraituko da.

Treskaren hutsegite teoria abiapuntu bezala hartuta eta jarraian garapena eginez hurrengo adierazpena lortzen dugu:

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

Datu guztiak ezagunak dira  $SK, C_m$  eta  $C_t$  izan ezik.  $C_m$  eta  $C_t$  koefizienteen balioak lortzeko hurrengo taulara jo beharko dugu:

	$C_m$	$C_t$
<b>EJES FIJOS:</b>		
Carga aplicada gradualmente (constante)	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
<b>EJES GIRATORIOS:</b>		
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

**3.19. Irudia:** UNE 61400-1 arauaren arabera aplikatu beharreko koefizienteak

Beraz, jasango dituen kargak konstanteak ez direnez:  $C_m = 2$  eta  $C_t = 1,5$

Azkenik SK-ren balioa lortu beharko da. Honen balioa UNE 61400-1 arauaren 7.6 ataleanfinkatzen da:

Componentes de clase 1:  $\gamma = 1,0$ .

Componentes de clase 2:  $\gamma = 1,15$ .

Componentes de clase 3:  $\gamma = 1,3$ .

**3.20. Irudia:** UNE 61400-1 arauaren arabera aplikatu beharreko SK

Lehenago esan bezala, ardatz geldoa bigarren motako osagai bat da. Beraz 1,15 balioa hartuko da segurtasun koefiziente bezala.

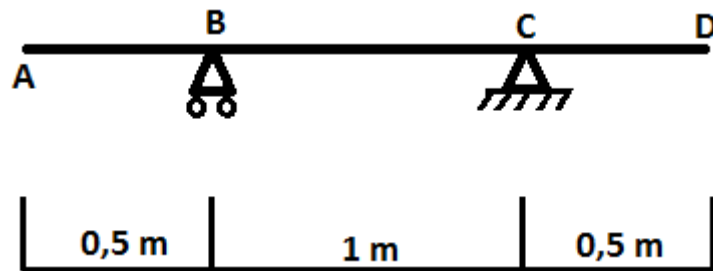
$$\varnothing_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,15}{527,27 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(2 \cdot 57.659,72)^2 + (1,5 \cdot 605.986,42)^2}} = 250,359 \text{ mm}$$

Beraz ardatz geldoaren diametroa  $\varnothing_G \geq 250,359 \text{ mm}$  izan beharko da. Bere azken diametroa errodamenduek baldintzatuko dute.

### 3.5. ERRODAMENDUEN AUKERAKETA

Errodamenduak, ardatzak izango dituen euskarriak dira. Lehenago aipatu bezala, ardatzak bi euskarri izango ditu (B eta C). Kasu honetan, errodamendu bat konikoa eta bestea zilindrikoa aukeratu da. Era honetan, indar axiala errodamendu konikoak jasango du eta zilindrikoak soilik erradiala jasan beharko du.

Ardatzaren eskeman ikus daiteke errodamenduen kokapen zehatza:



3.21. Irudia: UNE 61400-1 arauaren arabera aplikatu beharreko SK

Errodamenduen aukeraketa, ISO 76 eta ISO 281 arauen arabera egin beharko da. Arau hauetan, errodamenduen kargen kalkuluak, bizitza nominalaren kalkuluak eta errodamenduen kapazitatearen kalkuluak nola egin zehazten da.



Kalkulu hauek egiteko, aurreko atalean euskarrietan kalkulaturako indarrak hartuko dira:

$F_{vB}$	$F_{vC}$	$F_{axiC}$
230.638,88 N	-115.319,44 N	299.976,81 N

3.22. Taula: Euskarrietan agertuko diren indarrak

Errodamenduak aukeratzeko ISO 281 arauaren arabera bizitza nominala ( $L_{10}$ ) kalkula beharko da. Arau honek, emaitza %95-eko fidakortasunarekin emango du.

Aerosorgailuen bizi iraupena, 30 urte ingurukoa izaten da. Hala ere, transmisioaren kasuan, errodamenduen biziiraupena 7 eta 10 urte bitartekoa izaten da. Hau da, aerosorgailuaren bizitzan zehar hiru aldiz aldatu behar izango dira errodamenduak hauen hutsegiteagatik. Kasu honetan, iraupena 10 urtekoa izateko kalkulaturiko da.

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{21,2 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 95.659.200 \text{ bira} = 95,66 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

### 3.5.1. B errodamendu zilindrikoaren aukeraketa

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1,483}} = \frac{95,66}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right)\right]^{1,483}} = 281,68 \text{ milloi bira}$$

Proiektu honetan euskarri bezala erabiliko diren errodamenduak TIMKEN fabrikatzailearenak izango dira. Beraien katalogoetan agertzen diren errodamenduak, aurretiaz aipaturako ISO 76 eta ISO 281 normak errespetatzen dituztelarik.

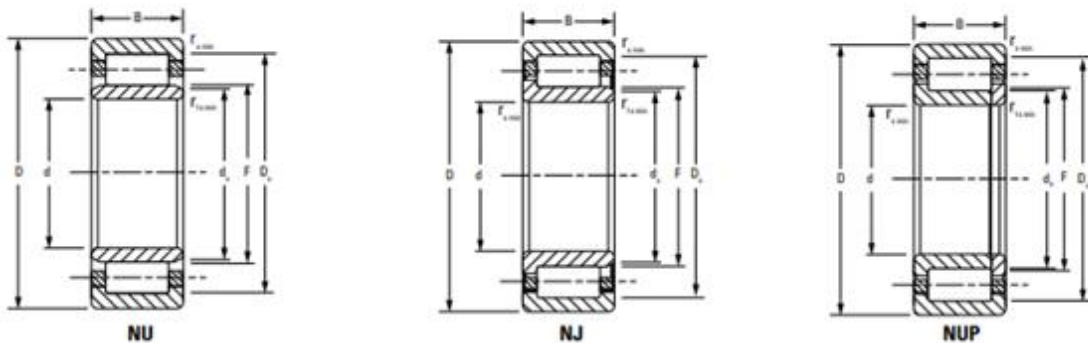
Lehenik, kapazitate dinamikoak ( $C$ ) kalkulatu da:

$$C = F_{vB} \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \quad \text{non} \quad a = \frac{10}{3} \text{ errodamendu zilindrikoentzako}$$

$$C = 230.638,88 \cdot (281,68)^{\frac{1}{3}} = 1.252.735,325 \text{ N} = 1.252,735 \text{ KN}$$

Behin kapazitate dinamikoaren balioa kalkulatu, TIMKEN katalogora jo dezakegu eta errodamenduaren aukeraketa egingo da:

**ONE-ROW METRIC ISO SERIES** – continued



Bearing Dimensions				Load Rating		Bearing Part Number <sup>(2)</sup>	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			$s^{(1)}$	Oil	
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kN lbf.	kN lbf.	$r_{1min}$ mm in.	$r_{2min}$ mm in.	Shaft $d_s$ mm in.	Housing $D_h$ mm in.	mm in.	RPM	RPM	kg lbs.	
240.000 9.4488	500.000 19.6850	155.000 6.1024	303.000 11.9291	3760 846000	2970 668000	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 846000	2970 668000	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
240.000 9.4488	400.000 15.7480	65.000 2.5591	296.000 11.6535	1040 233000	737 166000	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
256.000 10.0000	400.000 15.7480	104.000 4.0945	294.000 11.5748	2500 563000	1580 354000	4.0 0.16	4.0 0.16	284.9 11.22	370.0 14.57	7.5 0.30	0.170	860	770	29.20 64.10
256.000 10.0000	480.000 18.8976	80.000 3.1496	320.000 12.5984	1720 387000	1320 297000	5.0 0.20	5.0 0.20	308.8 12.16	420.0 16.54	7.0 0.28	0.168	1200	1000	69.70 153.30
256.000 10.0000	480.000 18.8976	80.000 3.1496	320.000 12.5984	1720 387000	1320 297000	5.0 0.20	5.0 0.20	307.0 12.09	420.0 16.54	–	0.168	1200	1000	72.30 159.06
260.000 10.2362	480.000 18.8976	130.000 5.1181	320.000 12.5984	2950 663000	2030 457000	5.0 0.20	5.0 0.20	305.6 12.03	420.0 16.54	11.6 0.46	0.192	850	780	113.00 248.60

3.23. Taula: Errodamendu zilindrikoen Timken katalogoa

Aukeratu den errodamendu zilindrikoaren kapazitate dinamikoa, funtzionamendu egoeran jasango duena baino askoz handiagoa da ( $1.720\text{ KN} > 1.252,735\text{ KN}$ ). Ondorioz, errodamendu honen barne diametroa kontuan izanik, ardatzaren diametroa 256 mm-koa izan beharko da.

### 3.5.2. C errodamendu konikoaren aukeraketa

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1,5}} = \frac{95,66}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right)\right]^{1,5}} = 287,86 \text{ milloi bira}$$

Esan bezala, erabiliko diren errodamenduak TIMKEN fabrikatzailearenak izango dira. Hau kontuan izanik, fabrikatzaile berak proposatutako prozedura jarraituko da kalkulu hauek burutzeko:

Timken Method	
<b>Thrust Condition</b> $\frac{0.47F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0.47F_{rB}}{K_B} + F_{st}$	<b>Thrust Condition</b> $\frac{0.47F_{rA}}{K_A} > \frac{0.47F_{rB}}{K_B} + F_{st}$
<b>Net Bearing Thrust Load</b> $F_{sA} = \frac{0.47F_{rB}}{K_B} + F_{st}$ $F_{sB} = \frac{0.47F_{rB}}{K_B}$	<b>Net Bearing Thrust Load</b> $F_{sA} = \frac{0.47F_{rA}}{K_A}$ $F_{sB} = \frac{0.47F_{rA}}{K_A} - F_{st}$
<b>Dynamic Equivalent Radial Load</b> Bearing A $P_A = 0.4F_{rA} + K_A F_{sA}$ if $P_A < F_{rA}$ , $P_A = F_{rA}$ Bearing B $P_B = F_{rB}$	<b>Dynamic Equivalent Radial Load</b> Bearing A $P_A = F_{rA}$ Bearing B $P_B = 0.4F_{rB} + K_B F_{sB}$ if $P_B < F_{rB}$ , $P_B = F_{rB}$

3.24. Taula: Hilara bakarrekotako errodamenduetan Timken kalkulu metodoa aplikatzeko prozedura

Kalkuluak, egin ahal izateko,  $K_A$  eta  $K_B$ -ren balioak 1,5 direla suposatuko da. Honela, kapazitate dinamikoaren balio bat lortuko dugu eta honen arabera eta ardatzaren diametroa kontuan izanik errodamendua aukeratuko da. Behin aukeratuta, aukeratutako errodamenduaren ezaugarriekin prozesu bera errepikatuko da bere baliogarritasuna baieztatzeko.

**-Bultzada kondizioa**

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow \frac{0,47 \cdot F_{vC}}{K_A} = \frac{0,47 \cdot F_{vB}}{K_B} + F_{axiC} \rightarrow$$

$$\frac{0,47 \cdot 115,319 \text{ KN}}{1,5} = \frac{0,47 \cdot 230,639 \text{ KN}}{1,5} + 299,977 \text{ KN}$$

$$36,13 \text{ KN} \leq 372,244 \text{ KN}$$

**-Bultzada karga**

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \rightarrow F_{aC} = \frac{0,47 \cdot F_{vB}}{K_B} + F_{axiC} \rightarrow$$

$$F_{aC} = \frac{0,47 \cdot 230,639 \text{ KN}}{1,5} + 299,977 \text{ KN} = 372,244 \text{ KN}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{vB}}{K_B} \rightarrow F_{aB} = \frac{0,47 \cdot 230,639 \text{ KN}}{1,5} = 72,27 \text{ KN}$$

**-Karga dinamiko baliokidea**

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA} \rightarrow P_C = 0,4 \cdot 115,319 + 1,5 \cdot 372,244 = 604,494 \text{ KN}$$

$$P_B = F_{rB} = F_{vB} = 230,639 \text{ KN}$$

**-Kapazitate dinamikoa**

$$C \cdot 90^{\frac{1}{a}} = P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = \frac{P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}}{90^{\frac{1}{a}}} = \frac{604,494 \cdot (287,86)^{\frac{1}{\frac{10}{3}}}}{90^{\frac{1}{\frac{10}{3}}}} = 856,79 \text{ KN}$$

TIMKEN katalogoan 250 mm-ko barne diametro antzekoa duten errodamenduen artean ez dago bat ere gure karga jasan dezakeena. Gainera, ikusi da errodamendu hauek soilik zentzu batean jasan dezaketela karga axiala eta haizearen noranzkoaren arabera kokatu ahal izan arren, bapateko haize boladak direla eta kontrako noranzkoan jo dezake eta errodamendua desmontatzeko arriskua egongo litzateke. Hau dela eta bi hilerak konikodun errodamendu bat erabiltzea erabaki da. Hau kalkulatzeko Timken metodoa desberdina izango da, hurrengo taulan ikus daitekeen bezala:

Timken Method	
<b>Thrust Condition</b> $F_{ax} > \frac{0.6 F_{rAB}}{K_A}$	<b>Dynamic Equivalent Radial Load</b> $P_A = 0.4 F_{rAB} + K_A F_{ae}$ $P_B = 0$ $P_C = F_{rC}$
<b>Thrust Condition</b> $F_{ax} \leq \frac{0.6 F_{rAB}}{K_A}$	<b>Dynamic Equivalent Radial Load</b> $P_A = 0.5 F_{rAB} + 0.83 K_A F_{ae}$ $P_B = 0.5 F_{rAB} - 0.83 K_A F_{ae}$ $P_C = F_{rC}$

3.25. Taula: Hilera bikotzeko errodamenduetan Timken kalkulu metodoa aplikatzeko prozedura

**-Bultzada kondizioa**

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A} \rightarrow 299.977 \text{ KN} \leq \frac{0,6 \cdot 115,12 \text{ KN}}{1,5} \rightarrow 299.977 \text{ KN} > 46,05 \text{ KN}$$

**-Karga dinamikoa baliokidea**

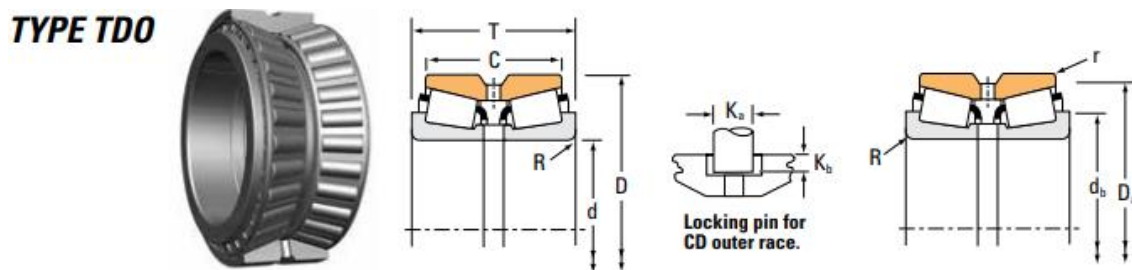
$$P_C = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae} = 0,4 \cdot 115,12 + 1,5 \cdot 299,977 = 496,014 \text{ KN}$$

$$P_B = 0$$

**-Kapazitate dinamikoa**

$$C \cdot 90^{\frac{1}{a}} = P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = \frac{P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}}{90^{\frac{1}{a}}} = \frac{496,014 \cdot (287,86)^{\frac{1}{10}}}{90^{\frac{1}{3}}} = 703,032 \text{ KN}$$

Katalogoetara joz, karga hori jasan dezakeen errodamendua aukeratu da, diametroa kalkuletan lortutako ardatzaren diametroaren antzekoa (250 mm) izanik baina zerbait handiagoa:



Bearing Dimensions				Load Ratings							
Bore d	O.D. D	Width T	Double Outer Ring Width C	Dynamic <sup>(1)</sup>				Dynamic <sup>(3)</sup>			
				C <sub>1(2)</sub>	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	C <sub>90</sub>	C <sub>a90</sub>	C <sub>90(2)</sub>	K
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	N lbf				N lbf	N lbf	N lbf	
254.000 10.0000	358.775 14.1250	152.400 6.0000	117.475 4.6250	1590000 358000	0.33	2.03	3.02	237000 53300	135000 30300	413000 92800	1.76
254.000 10.0000	365.125 14.3750	130.175 5.1250	98.425 3.8750	1180000 266000	0.37	1.80	2.69	176000 39600	113000 25400	307000 68900	1.56
254.000 10.0000	393.700 15.5000	157.162 6.1875	109.538 4.3125	1760000 396000	0.40	1.68	2.50	262000 59000	181000 40600	457000 103000	1.45
254.000 10.0000	406.400 16.0000	155.575 6.1250	107.950 4.2500	1760000 396000	0.40	1.68	2.50	262000 59000	181000 40600	457000 103000	1.45
254.000 10.0000	422.275 16.6250	173.038 6.8125	128.588 5.0625	2610000 587000	0.33	2.03	3.02	389000 87400	221000 49700	677000 152000	1.76

3.26. Taula: Errodamendu konikoen TIMKEN katalogoa.

Hasierako kalkuluak egiteko,  $K_A = 1,5$  suposatu da, baina katalogoan aukeratu dugun errodamenduaren kasuan  $K_A = 1,56$  da. Hau dela eta, konprobazioa berriz egin behar da.

**-Bultzada kondizioa**

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A} \rightarrow 299.977 \text{ KN} \leq \frac{0,6 \cdot 115,12 \text{ KN}}{1,56} \rightarrow 299.977 \text{ KN} > 44,28 \text{ KN}$$

**-Karga dinamiko baliokidea**

$$P_C = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae} = 0,4 \cdot 115,12 + 1,56 \cdot 299,977 = 514,012 \text{ KN}$$

$$P_B = 0$$

**-Kapazitate dinamikoa**

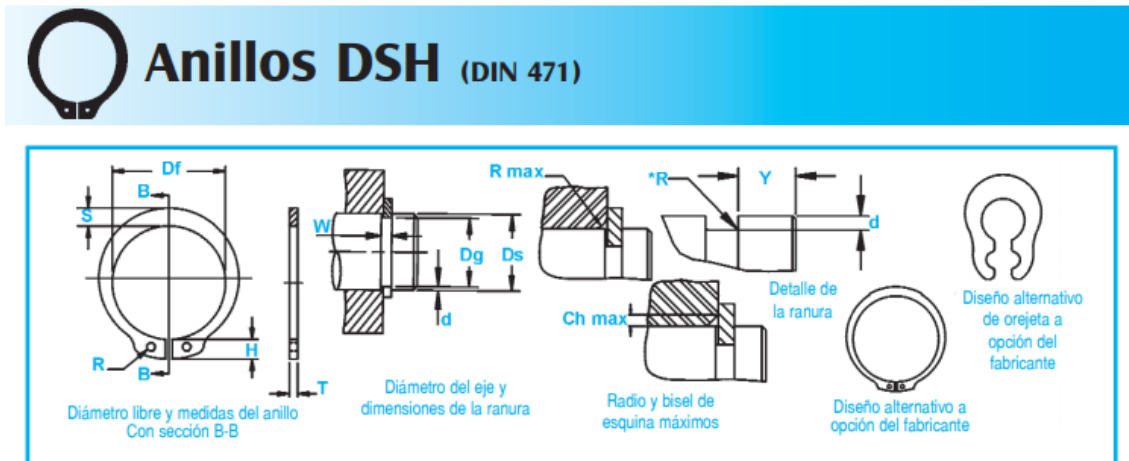
$$C \cdot 90^{\frac{1}{a}} = P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}} \rightarrow C = \frac{P_C \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}}{90^{\frac{1}{a}}} = \frac{514,012 \cdot (287,86)^{\frac{1}{10}}}{90^{\frac{1}{3}}} = 728,543 \text{ KN}$$

Katalogoan aukeratu den errodamendua, 3.25 taulan ikus daitekeenez, 1180 KN jasateko gaitasuna dauka. Beraz kalkuluetan emandako karga dinamikoaren balioa txikiagoa denez, aukeratutako errodamendu hau egokia izango da.

$$1180 \text{ KN} > 728,543 \text{ KN}$$

Errodamendu honen barne erradioa, 254 mm-koa da. Beraz, ardatzaren diametroa 254 mm-raino handituko da errodamendu zilindrikoaren barne erradioa ere neurri berdinekoa baitzen.

Errodamendu hauek finkatzeko, segurtasun eraztunak erabiliko dira. Aukeratzeko DIN 471 araua jarraituko da. Ardatzaren diametroaz baliatuz aukeratuko dira.



No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS				
	DIA (mm)		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LIMIT DE RPM
	Ds	Dq	TOL.	W Min.	d	T Tol.	Df Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pq kN	R/Ch Max.	P'r kN	
DSH-245	245	239.0		5.15	3.00	5.00	233.0	14.2	14.0	4.0	325.0	9.0	515.0	380.0	6.0	51.50	1000
DSH-245	247	241.0		5.15	3.00	5.00	233.0	14.2	14.0	4.0	325.0	9.0	511.0	383.0	6.0	51.20	1000
DSH-245	248	242.0		5.15	3.00	5.00	233.0	14.2	14.0	4.0	325.0	9.0	508.0	385.0	6.0	50.90	1000
DSH-250	250	244.0		5.15	3.00	5.00	238.0	14.2	14.0	4.0	335.0	9.0	504.0	388.0	6.0	50.50	1000
DSH-250	252	244.0		5.15	4.00	5.00	238.0	16.2	16.0	5.0	335.0	12.0	563.0	519.0	6.0	56.40	1000
DSH-255	254	247.0		5.15	4.00	5.00	240.0	16.2	16.0	5.0	348.0	12.0	557.0	525.0	6.0	55.70	1000

3.27. Taula: Rotor Clip fabrikatzailearen segurtasun eraztunen katalogoa.

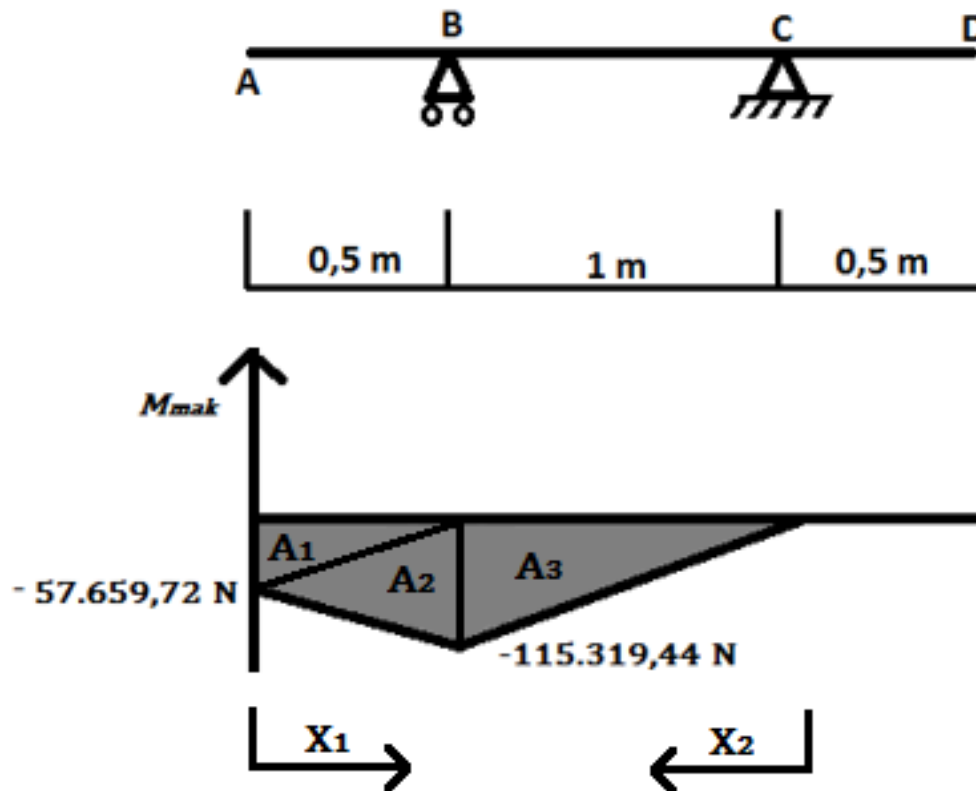
### 3.6. ARDATZ GELDOAREN AMAIERAKO DISEINUA

Ardatz geldoa diseinatzean, kargen balioak eta errodamenduen barne diametroa kontuan izanik, bere diametroan finkatu da. Hala ere, bere baliogarrtasuna egiaztatu beharko da bai deflexioekiko eta bai bibrazioekiko. Azkenik, par tortsorea biderkatzaile nola transmitituko den ere diseinatu behar izango da.



### 3.6.1. Deflexioekiko diseinua

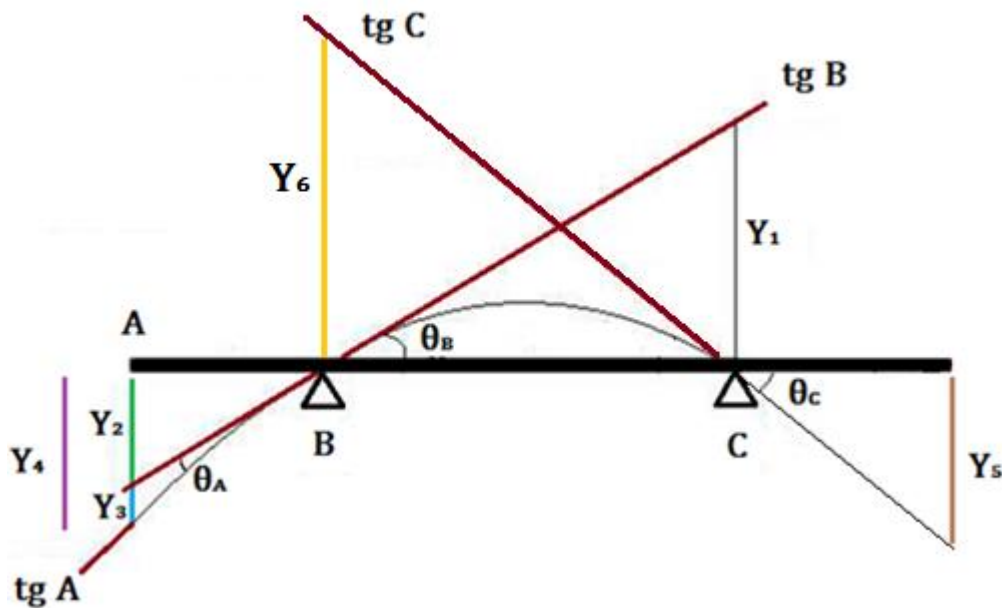
Kalkuluak burutzeko, lehen egindako momentuen diagrama berreskuratuko da:



3.28. Irudia: Momentu makurtzailearen diagrama

Irudian agertzen diren  $A_1$ ,  $A_2$  eta  $A_3$ , momentuen irukien azalerak dira eta  $x_1$  eta  $x_2$  azalera horren grabitate zentroraino dagoen distantzia adierazten du.

Hurrengo irudian, deformatua, deformazioak eta angeluak errepresentatzen dira:



3.29. Irudia: Deflexioen eskema

$$Y_1 = \frac{A_3 \cdot x_2}{E \cdot I} = \frac{(\frac{1}{2} \cdot 115.319,44 \cdot 1000) \cdot (\frac{2}{3} \cdot 1000)}{E \cdot I} = \frac{3,844 \cdot 10^{10}}{E \cdot I}$$

$$\theta_B = \frac{Y_1}{BC} = \frac{3,844 \cdot 10^{10}}{E \cdot I \cdot 1000} = \frac{3,844 \cdot 10^7}{E \cdot I}$$

$$Y_2 = \theta_B \cdot AB = \frac{3,844 \cdot 10^7 \cdot 500}{E \cdot I} = \frac{1,922 \cdot 10^{10}}{E \cdot I}$$

$$Y_3 = \frac{A_1 \cdot x_1}{E \cdot I} + \frac{A_2 \cdot x_1}{E \cdot I}$$

$$Y_3 = \frac{(\frac{1}{2} \cdot 57.659,72 \cdot 500) \cdot (\frac{1}{3} \cdot 500)}{E \cdot I} + \frac{(\frac{1}{2} \cdot 115.319,44 \cdot 500) \cdot (\frac{2}{3} \cdot 500)}{E \cdot I}$$

$$Y_3 = \frac{2,162 \cdot 10^{10}}{E \cdot I}$$

$$Y_4 = Y_2 + Y_3 = \frac{1,922 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} + \frac{2,162 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} = \frac{4,084 \cdot 10^{10}}{E \cdot I}$$

$$Y_6 = \frac{A_3 \cdot x_2}{E \cdot I} = \frac{(\frac{1}{2} \cdot 115.319,44 \cdot 1000) \cdot (\frac{1}{3} \cdot 1000)}{E \cdot I} = \frac{1,922 \cdot 10^{10}}{E \cdot I}$$

$$\theta_c = \frac{Y_6}{BC} = \frac{1,922 \cdot 10^{10}}{E \cdot I \cdot 1000} = \frac{1,922 \cdot 10^7}{E \cdot I}$$

Jarraitzeko,  $I$  eta  $E$  –ren balioak kalkulatu dira:

$$I = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 127^4 = 408.634.246,5 \text{ mm}^4$$

Altzairuetan  $E = 210.000 \text{ MPa}$

$$\theta_B = \frac{3,844 \cdot 10^7}{E \cdot I} = \frac{3,844 \cdot 10^7}{210.000 \cdot 408.634.246,5} = 4,48 \cdot 10^{-10} \text{ rad}$$

$$\theta_c = \frac{1,922 \cdot 10^7}{E \cdot I} = \frac{1,922 \cdot 10^7}{210.000 \cdot 408.634.246,5} = 2,24 \cdot 10^{-10} \text{ rad}$$

Lortutako balioak, deflexioen balio maximoekin alderatu beharko dira eta txikiagoak diren ikusi beharko da. Beteko ez balitz, ardatza berriz dimentsionatu beharko litzateke materiala aldatuz edo bere erradioa handiagotuz.

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE ( $\theta_{max}$ )
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

**3.30. Taula:** Deflexioen balio onargarri maximoa

Ikus daitekeenez, ardatzean emango diren deflexioen balioak taularatutakoak baino askoz ere txikiagoak dira. Hau dela eta, deflexioen aurreko diseinua egokia dela baieztatu ahal izango da.

### 3.6.2. Bibrazioekiko diseinua

Atal honetan ardatzaren abiadura kritikoa kalkulatu da. Honetarako bere gainean muntatutako osagaien eszentrikotasuna izango dugu kontuan. Kasu honetan bere gainean muntatu den gauza bakarria errotorea izan da. Abiadura kritikoren kalkulua egiteko hurrengo adierazpena erabiliko da:

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g \cdot \Sigma(w_i \cdot y_i)}{\Sigma(w_i \cdot y_i^2)}}$$

Kasu honetan, ardatzaren gainean muntatuta dagoen gauza bakarria aerosorgailuaren errotorea izango da eta beraz adierazpena sinplifikatu egingo da.

$$Y_4 = \frac{4,084 \cdot 10^{10}}{E \cdot I} = 4,76 \cdot 10^{-4} mm = 4,76 \cdot 10^{-7} m$$

$$w_{kritikoa} = \sqrt{\frac{g}{Y_4}} = \sqrt{\frac{9,81}{4,76 \cdot 10^{-7}}} = 4.539,74 \frac{rad}{s} = 43.351,33 rpm$$

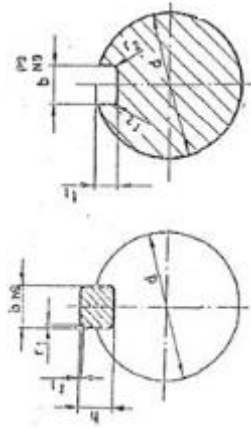
Errotorearen abiadura angeluar maximoa 30,9 rpm-ra limitaturik dago. Hau dela eta, abiadura kritikoa baino askoz txikiagoa izango da eta beraz onargarritzat jo daiteke.

### 3.6.3. Ardatzaren eta biderkatzailearen arteko lotura

Egoera honen aurrean, bi aukera posible planteatu dira: ardatza bera hartuta artekatua bertan mekanizatzea edo txabeta bat erabiltzea. Bigarren aukerako osagaiak normalizatuta egongo direnez, merkeagoak izango dira eta ondorioz hauek erabiltzea erabaki da. Gainera hutsegitea ematekotan txabetan gertatuko da fusible mekaniko bezala jokatzuz eta hau aldatzea askoz errazagoa eta merkeagoa izango da ardatz geldoa aldatzearekin alderatuz.

Honetarako DIN 6885-A txabeta paraleloak erabiliko dira. Txabetak, aplastamenduagatik edo indar ebakitzailagatik huts egin dezakete. Kalkulu hauek “Diseño de Maquinas” liburuan azaldu bezala egingo dira.

Kalkulatuko den gauza bakarra bere luzeraren zenbatekoa izango da, altuera eta zabalera DIN 6885 normak definitzen baitu ardatzaren diametroaren arabera. Nahiz eta ardatzak diametro desberdinak izango dituen,  $\overline{CD}$  zatian izango duena izango dugu kontutan aukeraketa honetan. Atal honetan, ardatzaren diametroa 254 mm-koa izango da.



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS					
	DIN 6885 - HOJA 1					
	d	b * h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2	
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2	
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2	
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2	
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2	
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2	
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2	
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3	
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3	
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3	
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3	
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	0,7	0,3	
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5	
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5	
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5	
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5	
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8	
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8	
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8	
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8	
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4	
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4	

3.31. Taula: DIN 6885 en araberako txabeten dimentsioak

Ardatz geldoaren diametroa 230 eta 260 mm bitartean kokatzen da. Beraz txabetan zabalera 54 mm eta altuera 32 mm izango dira.

Jarraian txabeten aukeraketa egitera joko da Rodavigo fabrikatzailearen katalogo baten bidez, jakinik katalogo honetako txabetak F-1110 materialaz eginak daudela eta bere erresistentzi minimoa  $\tau_{yp} = 210 \text{ MPa}$  eta  $\sigma_{yp} = 440 \text{ MPa}$ .

Txabetak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{605.986,42}{0,127} = 4.771.546,61 \text{ N}$$

### 3.6.3.1. Indar ebakitzaila txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 56 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{4.771.546,61 \text{ N}}{56 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{4.771.546,61 \text{ N}}{56 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{4.771.546,61}{56 \cdot 190,91} = 420,77 \text{ mm}$$

### 3.6.3.2. Aplastamendua txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 12,4 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{4.771.546,61 \text{ N}}{12,4 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

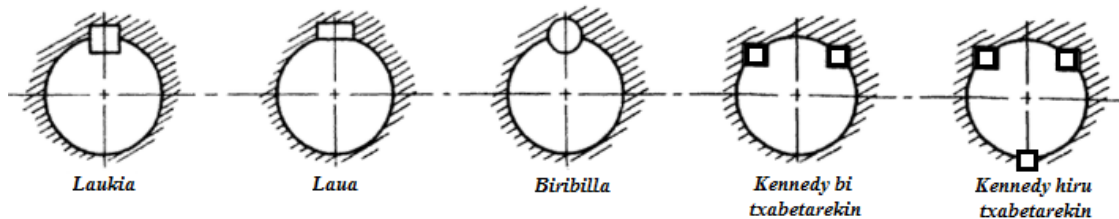
$$\frac{4.771.546,61 \text{ N}}{12,4 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{4.771.546,61}{12,4 \cdot 400} = 962,01 \text{ mm}$$

Balio duen ala ez zehazteko, hurrengo baldintza bete beharko dira:

- Txabetaren luzera ezin da izan bere gainean muntatu den elementuaren luzera baino handiagoa.
- Txabetaren luzerak ezin du gainditu ardatzaren diametroa 1,5 aldiz.

$$962,01 \text{ mm} \leq 1,5 \cdot 254 \text{ mm} \rightarrow 962,01 \text{ mm} \leq 381 \text{ mm}$$

Beraz ez du balioko diseinatu den txabeta honek. Hau dela eta, bi aukera ikusten dira. Alde batetik, materiala aldatzea eta bestetik txabeta gehiago jartzea. Kasu honetan, diseinua errepikatzea eta hiru txabeta kokatzea erabaki da Kennedyren muntaia jarraituz:



3.32. Irudia: Txabeten muntaia ezberdinak

Muntai honi esker, indarra hiru txabeten artean banatuko da. Beraz, txabeta bakoitzak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{3r} = \frac{605.986,42}{3 \cdot 0,127} = 1.590.515,54 \text{ N}$$

### 3.6.3.3. Indar ebakitzaila Kennedy txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 56 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{1.590.515,54 \text{ N}}{56 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{1.590.515,54 \text{ N}}{56 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{1.590.515,54}{56 \cdot 190,91} = 154,28 \text{ mm}$$

### 3.6.3.4. Aplastamendua Kennedy txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 12,4 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{1.590.515,54 \text{ N}}{12,4 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{1.590.515,54 \text{ N}}{12,4 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{1.590.515,54}{12,4 \cdot 400} = 310,67 \text{ mm}$$

$$310,67 \text{ mm} \leq 1,5 \cdot 254 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad 310,67 \text{ mm} \leq 381 \text{ mm}$$



Baldintza betetzen denez, DIN 6885 araua jarraituz aukeratutako txabeten dimentsioak hurrengoak dira: A 56 x 32 x 320

b	25	28	32	36	40	45	50	56				
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32
70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	160	
80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180	
90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	• 130	180	200	
100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	140	200	220	
110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250	
125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280	
140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320	

**3.33. Irudia:** OPAC fabrikatzailearen katalogoa

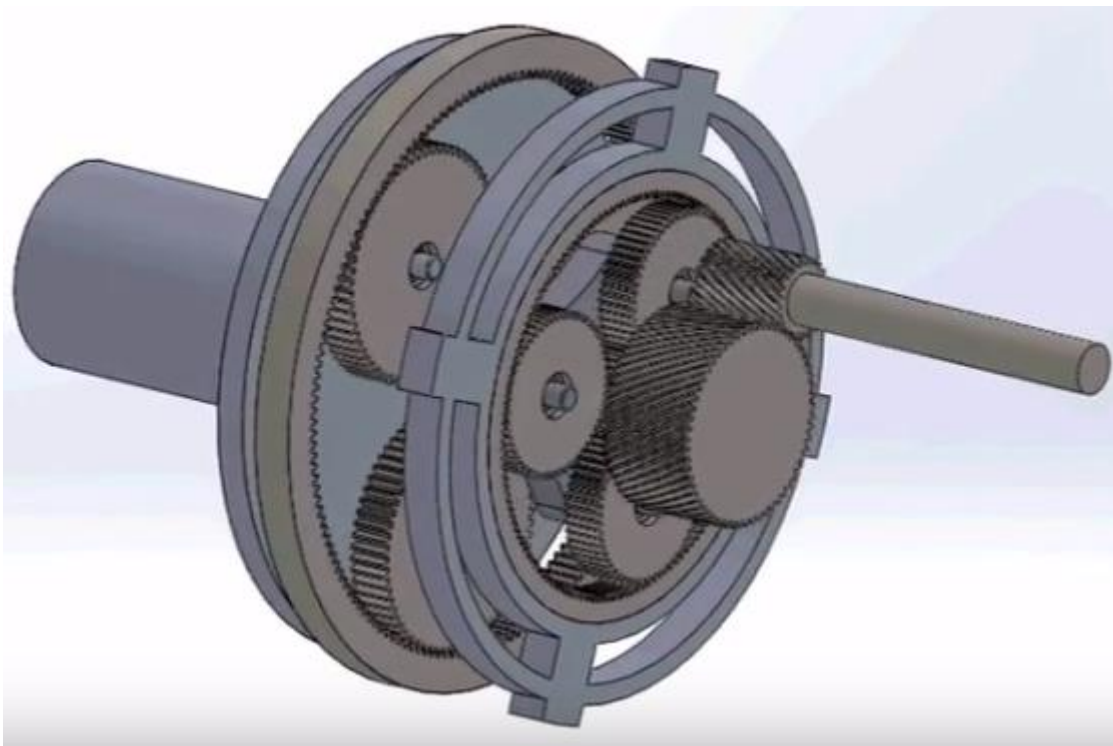
### 3.7. BIDERKATZAILEA

Biderkatzailearen funtzioa, turbina eolikoaren bitartez lortzen den potentzi handiko par tortsorea eta abiadura ( $w$ ) txikia, potentzi txikiko par tortsorea baina abiadura handia lortzea da, gero motore elektrikoak hori erabiltzeko.

Engranai guztiak, zilindrikoak eta hagin helikoidalduak izango dira. Hau honela erabaki da, zuzenak baino potentzi handiagoak transmititzeko gai direlako, sortutako kutsadura akustikoa txikiagoa delako eta bizi itxaropen luzeagoa dutelako nahiz eta garestiagoak izan.

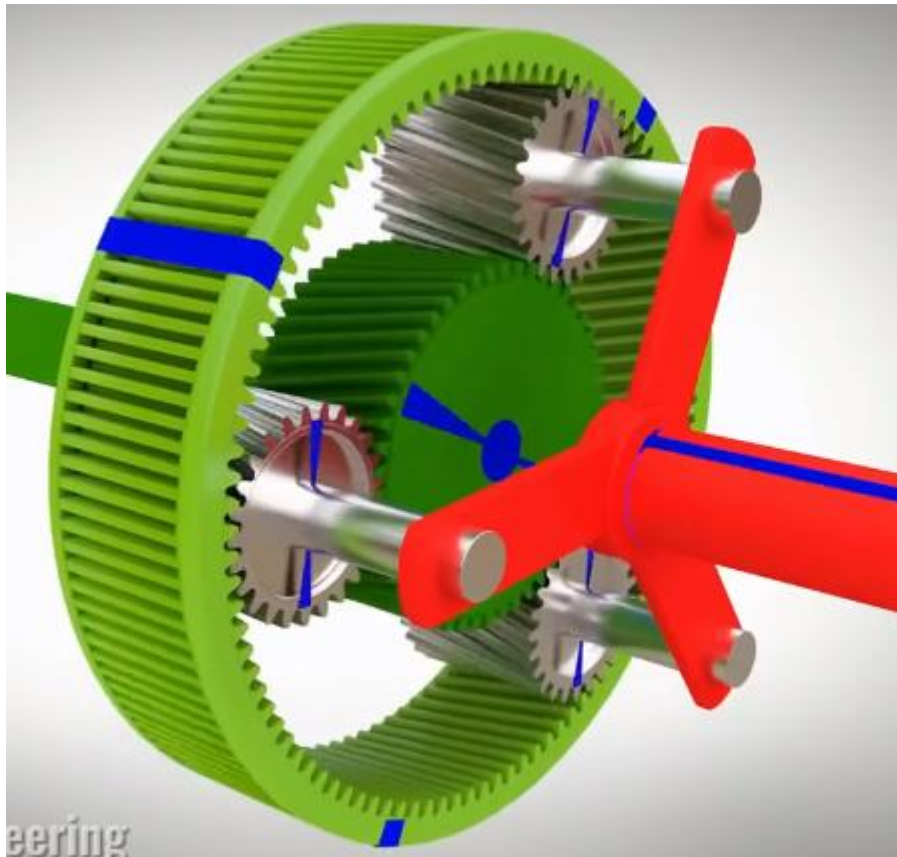
Hiru etapa diseinatuko dira UNE 61400-4 araua jarraituz. Lehen biak planetarioak izango dira eta hirugarrena ordinarria izango da. Hauek arduratuko dira abiadura nominala 21,2 rpm-tik 1500 rpm-ra igoteaz.

Beraz biderkatzaileak hurrengo eskema jarraituko du:



3.33. Irudia: Biderkatzailearen eskema

Lehen bi etapak, esan bezala, planetarioak izango dira. Hauetan kanpo engranaia, koroa deritzoguna, finkoa izango da eta ez du bira egingo ( $w_{koroa} = 0$ ). Erdian dagoen engranaia finko mantenduko bere posizioan baina biratzen egongo da, eguzkia deritzoguna. Eguzkiaren inguruan biratzen hiru engranai kokatuko dira, planetak deituko direnak.



3.34. Irudia: Etapa planetarioaren eskema

### 3.7.1. Hagin kopurua

Kalkuluekin hasi ahal izateko, engranaiek dituzten hagin kopurua definitu behar da eta ondoren transmisio erlazioa eta irteera abiadura kalkulatu.

Engranaien hartz kopuruarekin hurrengo formula betetzen dela ziurtatuko da:

$$Z_3 = Z_1 + 2 \cdot Z_2$$

$Z_1 =$  Eguzkiaren hartz kopurua    $Z_2 =$  Planeten hartz kopurua    $Z_3 =$  Koroaren hartz kopurua

### 3.7.1.1. Lehenengo etapa

Formula betetzen duen konbinazioetako bat hau izango litzateke:

$$Z_1 = 20 \quad Z_2 = 35 \quad Z_3 = 90$$

$$Z_3 = Z_1 + 2 \cdot Z_2 = 20 + 2 \cdot 35 = 90$$

Behin engranaien hortz kopuruak zehaztuta, transmizio erlazioa kalkulatu da willisen formulaz baliatuz:

$$i_{1.ETAPA} = \frac{W_{koroa} - W_{sarrera1}}{W_{irteera1} - W_{sarrera1}} = -\frac{Z_1}{Z_3}$$

$$\frac{0 - 21,2}{W_{irteera1} - 21,2} = -\frac{20}{90} \rightarrow W_{irteera1} = 116,6 \text{ rpm}$$

### 3.7.1.2. Bigarren etapa

Bigarren etaparen irteeraren abiadura angeluarra 500 rpm ingurukoa izatea bilatuko da, eta gero 500 rpm-tik 1.500-era handitzeaz etapa ordinariora arduratuko da. Horretarako, engranaien hagin kopurua aldatuko da:

$$Z_4 = 26 \quad Z_5 = 30 \quad Z_6 = 86$$

$$Z_6 = Z_4 + 2 \cdot Z_5 = 26 + 2 \cdot 30 = 86$$

Lehenengo etapan bezala, transmizio erlazioa kalkulatu da transmizio erlazioaz baliatuz:

$$i_{2.ETAPA} = \frac{W_{koroa} - W_{sarrera2}}{W_{irteera2} - W_{sarrera2}} = -\frac{Z_4}{Z_6}$$

$$\frac{0 - 116,6}{W_{irteera2} - 116,6} = -\frac{26}{86} \rightarrow W_{irteera2} = 506,18 \text{ rpm}$$

### 3.7.1.3. Hirugarren etapa

Azken etapa hau hiruretatik sinpleena izango da, bi ardatz paraleloz osaturik. Bere eginkizuna, irteeran 1.500 rpm-ko abiadura angeluarra ematea izango da, sorgailuak abiadura hortan lan egiten baitu.

$$i_{3.ETAPA} = i_{SORGAILU} = \frac{w_{sorgailu}}{w_{irteera2}} = \frac{1.500}{506,18} = 2,9634 \dots$$

Transmizioaren balioak ez du zenbaki zehatz bat ematen, hagin kopuru maximoa 120 delako eta hau baino faktore handiagoak dituelako. Beraz emaitza hurbildu bat lortu behar izango da:  $i_{hurbildua}$ . Hau lortzeko, aurretiaz lortutako  $i$  zenbakiaren bi dezimal soilik hartu dira eta zatiketa bat bilatu da non bere emaitza hori izango den, hagin kopurua 120-ra ez heltzea kontuan izanik:

$$i_{hurbildua} = \frac{74}{25}$$

Baina hau ez da nahikoa, transmizio erlazioa berdina ez denez, onargarria den edo ez zehaztu behar da errore absolutu eta erlatiboen balioen arabera.

- **Errore absolutua**

$$e_{absolutua} = \frac{506,18 \cdot \frac{74}{25} - 1.500}{506,18} = 0,00337 = \%0,337$$

- **Errore erlatiboa**

$$e_{erlatiboa} = \frac{506,18 \cdot \frac{74}{25} - 1.500}{1.500} = 0,001138 = \%0,1138$$

Lortutako balioak hain txikiak izanik, erroreak onargarritzat joko dira, beraz:

$$i = \frac{Z_7}{Z_8} = \frac{74}{25}$$

### 3.7.2. Moduluaren kalkulua

Kalkulu hau burutzeko, ISO 6336 arau jarraitu behar da. Norman adierazten den bezala, moduluaren kalkulua hortzaren gainazal hutsegitearekiko Hertz-en formula erabiliz egingo da eta hortzaren marruskaduraren hutsegitearekiko Lewis-en formula erabiliz.

#### 3.7.2.1. Hortzaren gainazal hutsegitea (Hertz)

Gainazal hutsegitea ez gertatzeko, K presioak balio máximo onargarri bat izan behar du ( $K_{adm}$ ) eta beraz moduluak balore minimo bat izan beharko du. Moduluak kalkulatzeko, Hertzen formula hurrengoa da:

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

$m$ : Moduluak ( $cm$ ).

$i$ : Transmizio erlazioa.

$T_1$ : Momentu tortsorea ( $Kg \cdot cm$ ).

$K_{adm}$ : Presio onargarria ( $Kg/cm^2$ ).

$\Psi$ : Faktore gidaria.

$\alpha$ : Engranaien presio angelua.

$z_1$ : Hortz kopurua.

FACTOR DE GUIADO $\Psi$	
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)

#### 3.35. Taula: Faktore gidariaren balore posibleak

Tallatu eta muntai zehatz batentzako faktore gidaria aukeratzea erabaki da hiru etapentzako. Kasu hontan, 20 balioa hartuko da.

**-Lehenengo etapa**

Lehenik eta behin momentu tortsorearen unitateak aldatuko dira.

$$T = 605.986,42 \text{ Nm} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,8 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 6.183.534,9 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Jarraian, Niemann-en formularen bitartez, presio onargarriaren balioa lortuko da:

$$K_{adm} = f \cdot \frac{(HB)^2}{E \cdot W^\alpha}$$

$f$ : Koefiziente honek balio konstantea izango du eta burdinaren kasuan 6800 balioa hartuko du.

$HB$ : Brinell gogortasuna. Bere balioa  $450 \text{ kg/mm}^2$  izango da engranaien material bezala burdin aleazio tenplatu bat aukeratu delako.

Piñón o rucda de		Dureza Brinell DB (kg/mm <sup>2</sup> )
Fundición	GG-18	170
	GG-26	220
Acero moldeado	GS o St 42	125
Acero al carbono	St 50	155
	St 60	180
	St 70	210
Acero aleado	Acero al Mn 80-95 kg/mm <sup>2</sup>	230
	Acero al Mn 90-105 kg/mm <sup>2</sup>	260
	Acero templado	450

**3.36. Taula:** Brinell Gogortasunaren balioak

$E$ : Materialaren modulu elastikoa. Bere balioa  $2,1 \cdot 10^6 \text{ Kg/cm}^2$  izanik.

$$\alpha: \frac{1}{3}$$

$W$ : Errodamenduak 10 urteko bizitza erabilgarria izateko diseinatu dira eta berbera egingo da engranaiekin, beraz 10 urteko bizitza erabilgarrian zehar egindako errodadura milioiak.

$$W = \frac{10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 116,6}{10^6} = 612,85 \text{ millioi}$$

Beraz:

$$K_{adm} = 6800 \cdot \frac{(450)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 612,85^{\frac{1}{3}}} = 77,2 \text{ kg/mm}^2$$

Modulua kalkulatzean, kontuan izango da engranai ahulena eguzkia izango dela txikiena baita eta gainera indar handienak berak jasango ditu:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \frac{6.183.534,9}{116,6} \cdot \left(\frac{116,6}{21,2} + 1\right)}{77,2 \cdot 20 \cdot 20^2 \cdot \frac{116,6}{21,2} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}}$$

$$m_{HERTZ} \geq 2,37 \text{ cm}$$

SERIE DE MÓDULOS NORMALIZADOS							
Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.	Módulo	Paso cir.
0,30	0,942	2,50	7,854	8	25,133	27	84,823
0,40	1,257	2,75	8,639	9	28,274	30	94,248
0,50	1,571	3,00	9,425	10	31,416	33	103,673
0,60	1,885	3,25	10,210	11	34,558	36	113,097
0,70	2,199	3,50	10,996	12	37,699	39	122,522
0,80	2,513	3,75	11,781	13	40,841	42	131,947+
0,90	2,827	4,00	12,566	14	43,982	45	141,372
1,00	3,142	4,50	14,137	15	47,124	50	157,080
1,25	3,927	5,00	15,708	16	50,265	55	172,788
1,50	4,712	5,50	17,279	18	56,549	60	188,496
1,75	5,498	6,00	18,850	20	62,832	65	204,204
2,00	6,283	6,50	20,420	22	69,115	70	219,912
2,25	7,069	7,00	21,991	24	75,398	75	235,619

**3.37. Taula:** Modulu normalizatuen balioak

Moduluak mm-tan jarrita daudela kontuan izanik 24 mm-ko balioa hartuko da 23,7 mm-tik hurbillen dagoen balioa delako.



**-Bigarren Etapa**

Bigarren etapan tortsoarea txikiagoa izango da, nahiz eta potentzia berbera izaten jarraitu biraketa abiadura handiagotuko delako. Beraz tortsoarea hau izango da:

$$T = 6.183.534,9 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{21,2}{116,6} \cdot \frac{116,6}{506,18} = 258.980,88 \text{ Kg} \cdot \text{cm} = 25.380,13 \text{ Nm}$$

Jarraian, Niemann-en formula aplikatuz:

$$K_{adm} = 6800 \cdot \frac{(450)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 506,18}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}}} = 47,32 \text{ kg/mm}^2$$

Modulua kalkulatzean, aurreko etapan bezala, kontuan izango da engranai ahulena eguzkia izango dela txikiena baita eta gainera indar handienak berak jasango ditu:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_4^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 258.980,88 \cdot \left(\frac{506,18}{116,6} + 1\right)}{47,32 \cdot 20 \cdot 26^2 \cdot \frac{506,18}{116,6} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}}$$

$$m_{HERTZ} \geq 1,46 \text{ cm}$$

Moduluak mm-tan jarrita daudela kontuan izanik 15 mm-ko balioa hartuko da 14,6 mm-tik hurbillen dagoen balioa delako.

### -Hirugarren Etapa

Hirugarren etapan tortsorea oraindik txikiagoa izango da, nahiz eta potentzia berbera izaten jarraitu biraketa abiadura handiagotuko delako. Beraz tortsorea hau izango da:

$$T = 6.183.534,9 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot \frac{21,2}{116,6} \cdot \frac{116,6}{506,18} \cdot \frac{506,18}{1500} = 87.393,96 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$= 8.564,61 \text{ Nm}$$

Jarraian, Niemann-en formula aplikatuz:

$$K_{adm} = 6800 \cdot \frac{(450)^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 1500}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}}} = 32,94 \text{ kg/mm}^2$$

Modulua kalkulatzean, aurreko etapan bezala, kontuan izango da engranai ahulena txikiena izango dela, kasu hontan, 25 hortzduna, indar handienak berak jasango dituelako. Baina kasu hontan engranaia helikoidala denez, hortz birtual kopurua kalkulatu beharko da ISO 6336 araua jarraituz. Hau da, zenbat hortz izango lituzkeen engranaia zuzena izango balitz:

$$z_{birtual\ 8} = \frac{z_8}{\cos^3 \alpha} = \frac{25}{\cos^3 20} = 30,1 \text{ hortz birtual}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot (i \pm 1)}{K_{adm} \cdot \Psi \cdot z_8^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 87.393,96 \cdot \left(\frac{1500}{506,18} + 1\right)}{32,94 \cdot 20 \cdot 30,1^2 \cdot \frac{1500}{506,18} \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 20^\circ}}$$

$$m_{HERTZ} \geq 1,1 \text{ cm}$$

Moduluak mm-tan jarrita daudela kontuan izanik 11 mm-ko balioa hartuko da 11 mm-tik hurbillen dagoen balioa delako.

### 3.7.2.2. Hartzaren marruskaduraren hutsegitea (Lewis)

Modulua kalkulatzeko Lewisen formula hurrengoa da:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}}$$

$m$ : Modulua (cm).

$w$ : Biraketa abiadura.

$P$ : Potentzia (ZP).

$\Psi$ : Faktore gidaria.

$Y$ : Lewis formako faktorea.

$z_1$ : Hartz kopurua.

$\sigma_{adm}$ : Tentsio onargarria ( $Kg/cm^2$ ). Lehenago aukeratu den altzairu tenplatzeko aleazioa aukeratu da, Brinell gogortasuna 450 BHN-koa zuena.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE $\sigma_{adm}$ (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 Nitrurado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138

3.38. Taula: Tentsio onargarriaren balioak materialaren arabera

Beraz, tentsio onargarriaren balioa 406 MPa-ekoa dela hartuko da. Unitateak egokituz hurrengo balioa lortuko da, Lewisen formularen balioa sartu ahal izateko:

$$\sigma_{adm} = 406 \text{ MPa} = 4.138,63 \frac{kg}{cm^2}$$

FACTOR DE GUIADO $\psi$	
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)

**3.39. Taula:** Faktore gidariaren balore posibleak

Tallatu eta muntai zehatz batentzako faktore gidaria aukeratzea erabaki da hiru etapentzako. Kasu hontan, 20 balioa hartuko da aurreko atalean bezala.

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	Creballera	0.485

**3.40. Taula:** Lewis formako faktorearen balio posibleak

Erabilitako engranai txikiena lehengo etapan, eguzkia izango da 20 hertz izango dituen. Beraz, taulara joz Y-ren balioa 0,322-koa dela ikusiko da.

Bigarren etapa begiratzan bada, engranai txikienak 26 hagin izango ditu. Hau dela eta, Y-ren balioa 0,346-koa izango da.

Azken etapan, aurrerago azalduko den hertz birtual kopuruaren arabera egin beharko da aukeraketa, kopurua 30-ekoa izanik. Beraz Y-ren balioa 0,359-koa izango da.

### -Lehenengo etapa

Lehenik eta behin potentzia lortu behar izango da unitate egokietan (ZP).

$$P = T \cdot \omega = 605.986,42(Nm) \cdot 21,2 \cdot \frac{2\pi}{60} \left( \frac{rad}{s} \right) = 1.345.325,49 \text{ wattio}$$

$$P = 1.479.858,04 \text{ wattio} \cdot \frac{1 \text{ ZP}}{735,5 \text{ wattio}} = 1829 \text{ ZP}$$

Modulua kalkulatzean, kontuan izango da engranai ahulena eguzkia izango dela txikiena baita eta gainera indar handienak berak jasango ditu:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{W \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1829}{116,6 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 4.138,63 \cdot 0.322}}$$

$$m_{LEWIS} \geq 1,58 \text{ cm}$$

Aukeratutako modulua (Hertz) hau baino handiagoa izan beharko da haginaren apurketa gertatu ez dadin.

$$24 \text{ mm} > 15,8 \text{ mm}$$

Baldintza betetzen denez aukeratutako modulua egokitzat jo daiteke.

### -Bigarren Etapa

Potentzia, konstante mantenduko da etapa guztietan. Lehenengoetan tortsorea handiagoa izango da eta biraketa abiadura txikiagoa eta hurrengoetan kontrakoa gertatuko da. Beraz:

$$P = 1829 ZP$$

Modulua kalkulatzean, kontuan izango da engranai ahulena eguzkia izango dela txikiena baita eta gainera indar handienak berak jasango ditu:

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{1829}{506,18 \cdot 26 \cdot 20 \cdot 4.138,63 \cdot 0.346}}$$

$$m_{LEWIS} \geq 0,94 \text{ cm}$$

Aukeratutako modulua (Hertz) hau baino handiagoa izan beharko da haginaren apurketa gertatu ez dadin.

$$15 \text{ mm} > 9,4 \text{ mm}$$

Baldintza betetzen denez aukeratutako modulua egokitzat jo daiteke.

### -Hirugarren Etapa

Esan bezala, potentzia konstante mantenduko da etapa guztietan. Lehenengoetan tortsorea handiagoa izango da eta biraketa abiadura txikiagoa eta hurrengoetan kontrakoa gertatuko da. Beraz:

$$P = 1829 ZP$$

Modulua kalkulatzean, aurreko etapan bezala, kontuan izango da engranai ahulena txikiena izango dela, kasu honetan, 25 hortzduna, indar handienak berak jasango dituelako. Baina kasu honetan engranaia helikoidala denez, hortz birtual kopurua kalkulatu beharko da ISO 6336 araua jarraituz lehenago kalkulatu den bezala. Hau da, zenbat hortz izango lituzkeen engranaia zuzena izango balitz:

$$z_{birtual\ 8} = \frac{z_8}{\cos^3 \alpha} = \frac{25}{\cos^3 20} = 30,1 \text{ hortz birtual}$$

$$m \geq 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{w \cdot z \cdot \Psi \cdot \sigma_{adm} \cdot Y}} = 52,32 \cdot \sqrt[3]{\frac{2012}{1500 \cdot 30,1 \cdot 20 \cdot 4.138,63 \cdot 0.359}}$$

$$m_{LEWIS} \geq 0,6 \text{ cm}$$

Aukeratutako modulua (Hertz) hau baino handiagoa izan beharko da haginaren apurketa gertatu ez dadin.

$$11 \text{ mm} > 6 \text{ mm}$$

Baldintza betetzen denez aukeratutako modulua egokitzat jo daiteke.

### 3.7.3. Biderkatzailearen Dimentsio Orokorrak

#### -Lehenengo Etapa

Diametro primitiboak: ( $D = m_r \cdot z$ )

$$D_{p-eguzkia1} = 2,4 \cdot 20 = 48 \text{ cm}$$

$$D_{p-planetak2} = 2,4 \cdot 35 = 84 \text{ cm}$$

$$D_{p-koroa3} = 2,4 \cdot 90 = 216 \text{ cm}$$

Kanpo diametroak: ( $D = m_r \cdot z + m_r \cdot 2$ )

$$D_{k-eguzkia1} = 2,4 \cdot 20 + 2,4 \cdot 2 = 52,8 \text{ cm}$$

$$D_{k-planetak2} = 2,4 \cdot 35 + 2,4 \cdot 2 = 88,8 \text{ cm}$$

$$D_{k-koroa3} = 2,4 \cdot 90 + 2,4 \cdot 2 = 220,8 \text{ cm}$$

Barne diametroak: ( $D = m_r \cdot z - 1,25 \cdot m_r \cdot 2$ )

$$D_{k-eguzkia1} = 2,4 \cdot 20 - 1,25 \cdot 2,4 \cdot 2 = 42 \text{ cm}$$

$$D_{k-planetak2} = 2,4 \cdot 35 - 1,25 \cdot 2,4 \cdot 2 = 78 \text{ cm}$$

$$D_{k-koroa3} = 2,4 \cdot 90 - 1,25 \cdot 2,4 \cdot 2 = 210 \text{ cm}$$

Engranaien zabalera hurrengo izanik:

$$b = \Psi \cdot m_r = 20 \cdot 2,4 = 48$$



### -Bigarren Etapa

Diametro primitiboak: ( $D = m_r \cdot z$ )

$$D_{p-eguzkia1} = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ cm}$$

$$D_{p-planetak2} = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ cm}$$

$$D_{p-koroa3} = 1,5 \cdot 86 = 129 \text{ cm}$$

Kanpo diametroak: ( $D = m_r \cdot z + m_r \cdot 2$ )

$$D_{k-eguzkia1} = 1,5 \cdot 26 + 1,5 \cdot 2 = 42 \text{ cm}$$

$$D_{k-planetak2} = 1,5 \cdot 30 + 1,5 \cdot 2 = 48 \text{ cm}$$

$$D_{k-koroa3} = 1,5 \cdot 86 + 1,5 \cdot 2 = 132 \text{ cm}$$

Barne diametroak: ( $D = m_r \cdot z - 1,25 \cdot m_r \cdot 2$ )

$$D_{k-eguzkia1} = 1,5 \cdot 26 - 1,25 \cdot 1,5 \cdot 2 = 35,25 \text{ cm}$$

$$D_{k-planetak2} = 1,5 \cdot 30 - 1,25 \cdot 1,5 \cdot 2 = 41,25 \text{ cm}$$

$$D_{k-koroa3} = 1,5 \cdot 86 - 1,25 \cdot 1,5 \cdot 2 = 125,25 \text{ cm}$$

Engranaien zabalera hurrengo izanik:

$$b = \Psi \cdot m_r = 20 \cdot 1,5 = \text{cm}$$

### -Hirugarren Etapa

Modulu erreala:

$$m_r = 11 \text{ mm}$$

Modulu aparentea:

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \beta_a} = \frac{11}{\cos 20} \simeq 12 \text{ mm}$$

Presio angelu erreala:

$$\alpha_r = 20^\circ$$

Presio angelu aparentea:

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

Inklinazio angelu aparentea:

$$\beta_a = 20^\circ$$

Inklinazio angelu erreala:

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

Diametro primitiboak:

$$D_{p-7} = 1,1 \cdot 25 = 27,5 \text{ cm}$$

$$D_{p-8} = 1,1 \cdot 74 = 81,4 \text{ cm}$$

Kanpo diametroak:

$$D_{k-7} = 1,1 \cdot 25 + 1,1 \cdot 2 = 29,7 \text{ cm}$$

$$D_{k-8} = 1,1 \cdot 74 + 1,1 \cdot 2 = 83,6 \text{ cm}$$

Barne diametroak:

$$D_{b-7} = 1,1 \cdot 25 - 1,25 \cdot 1,1 \cdot 2 = 24,75 \text{ cm}$$

$$D_{b-8} = 1,1 \cdot 74 - 1,25 \cdot 1,1 \cdot 2 = 78,65 \text{ cm}$$

Engranaien zabalera hurrengoa izanik:

$$b = \Psi \cdot m_r = 20 \cdot 1,1 = 22 \text{ cm}$$

### 3.7.4. Lehen etapako eguzki ardatzaren kalkulua

#### 3.7.4.1. Dimentsioak

Ardatz honek, bigarren etapako portaplaneta eutsiko du. Ardatz honek lehenengo etaparen tortsoarea jasan eta transmitituko du, biraketa abiadura  $w = 116,6 \text{ rpm}$  -koa izanik.

Ardatzaren kalkulua burutzeko, ASME kodea erabiliko da aurretiaz kalkulatu diren ardatzetan bezala. Segurtasun koefizientea ere mantendu egingo da bere balioa 1,15 izanik arauaren arabera, ASME aplikatu den aurreko atalean azaldu den bezala.

Erabiliko den materiala, engranaietan erabilitako bera izango da honela totso berdinean mekanizatuko dira bi osagaiak muntatu behar izana ekidituz. Beste aukera txabeta bat jartzea izango litzateke. Hona hemen bere ezaugarriak aurretiaz ere aipatu direnak:

AISI 1050	BALIOA
Fluentzia Tentsioa ( $\sigma_{yp}$ )	580 MPa
Haustura Tentsioa ( $\sigma_u$ )	690 MPa

3.41. Taula: AISI 1050 aleazioaren propietate mekanikoak

ASME kodea:

$$\emptyset_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot SK}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_{mak})^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Momentu makurtzailea eta indar axial zein bertikalak hain txikiak izango dira, mesprezagarriztat jo ahal direla. Beraz soilik indar tortsorea izango dugu. Honen balioa lortzeko potentziaz baliatuko gara:

$$P = T \cdot w \rightarrow T = \frac{P}{w} = \frac{1.345.325,49 \text{ wattio}}{116,6 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 110.179,35 \text{ Nm}$$

$C_t$  -ren balioa aurreko atalekoaren berdina hartuko da,  $C_t = 1,5$ .

$$\varnothing_{planetardatza} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,15}{580 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(0)^2 + (1,5 \cdot 110.179,35 \cdot 10^3)^2}} = 149,45 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{planetardatza} \geq 149,45 \text{ mm}$$

### 3.7.4.2. Errodamenduak

Ardatzak soilik momentu tortsoarea jasango du. Beraz, teorikoki ez dago euskarriak erabiltzeko behar izanik. Hala ere bi euskarri kokatzea erabaki da, segurtasun eta diseinuaren ikuspegitik.

Errodamendu konikoak erabiltzea erabaki da. Ardatz geldoan jarri diren errodamenduek bezala, 10 urteko iraupena izateko diseinatuko dira, jakinik biraketa abiadura 116,6 izango dela.

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{116,6 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 612.849.600 \text{ bira} = 612,85 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

Errodamenduak konikoak izanik, egin beharreko kalkulua hurrengoa da:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot [\ln(\frac{1}{R})]^{\frac{1}{1,5}}} = \frac{612,85}{4,48 \cdot [\ln(\frac{1}{0,98})]^{\frac{1}{1,5}}} = 1844,21 \text{ milloi bira}$$

Behin kalkulu hau eginda TIMKEN fabrikatzailearen katalogora joko da ardatz geldoan egin den bezala, beharrezko kalkuluak egiteko eta errodamendu egokiak aukeratzeko.

Aurretiaz kalkulatu den bezala, gure ardatzaren diametroa 149,45 mm baino handiagoa izan beharko da. Hau dela eta, kalkulaturakoa baino perfil handiago bat aukeratu beharko da gure ardatzaren errodamentuarentzako, barne diametroa kontuan izanik. Indar axial edo eta radialik agertzen ez denez, ez dago zertan kalkulurik egin beharrik, segurtasunagatik jarriko baitira soilik.

**TAPERED ROLLER BEARINGS**  
SINGLE-ROW • TYPE TS

**TYPE TS**

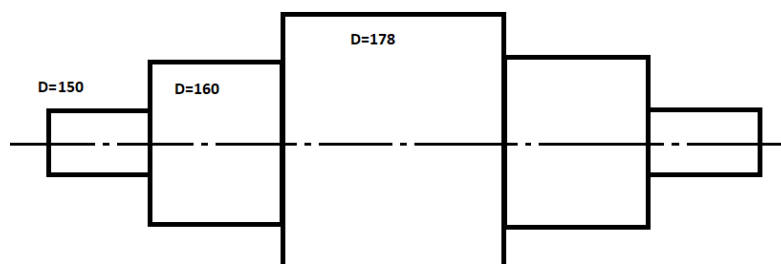
Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number			
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic <sup>(1)</sup>		Factors <sup>(2)</sup>		Dynamic <sup>(3)</sup>		Factors <sup>(2)</sup>		Static C <sub>0</sub>	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	C <sub>1</sub>	e	Y	C <sub>90</sub>	C <sub>290</sub>	K			N lbf		
160.000 6.2992	240.000 9.4488	46.000 1.8110	401000 90200	0.44	1.37	104000 23400	77900 17500	1.34			759000 171000	JM734445	JM734410

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a <sup>(4)</sup>	Shaft			Housing			Cage		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>		C <sub>9</sub>
			Max Shaft Fillet Radius R <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. d <sub>a</sub>	Backing Shoulder Dia. d <sub>b</sub>	Max Housing Fillet Radius r <sup>(6)</sup>	Backing Shoulder Dia. D <sub>a</sub>	Backing Shoulder Dia. D <sub>b</sub>	A <sub>9</sub> <sup>(6)</sup>	A <sub>9</sub> <sup>(7)</sup>				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.
44.500 1.7520	37.000 1.4567	5.1 0.20	3.0 0.12	173.0 6.81	178.0 7.01	2.5 0.10	232.0 9.13	222.0 8.74	2.6 0.10	4.1 0.16	548.5	117.5	0.1164	7.14 15.73

**3.42. Irudia:** Aukeratutako errodamentu konikoa

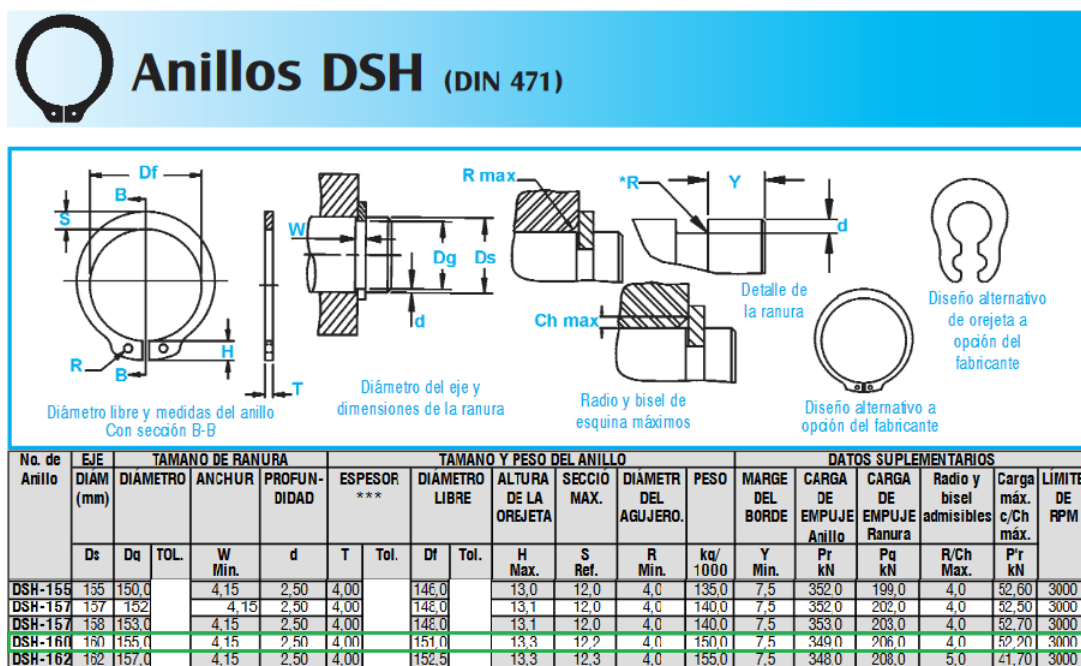
Azken irudian ikus daitekeenez, barne erradioa 160 mm-koa duen errodamentua aukeratu da. Ondo finkatuta egoteko, 178 mm-ko ardatz baten laguntza behar izango du. Hau dela eta, ardatzak zenbait sekzio ezberdin izango ditu. Hona hemen ardatzaren eskema:



**3.43. Irudia:** Lehen etapako eguzki ardatzaren eskema

### 3.7.4.3. Errodamenduen finkapena

Errodamendu konikoak ardatzean era egokian finkatuta mantentzeko segurtasun eraztunak jartzea erabaki da. Hain zuzen ere, DIN 471 motakoak jartzea erabaki da, ardatz geldoan bezala. Kasu honetan, alde batetik finkatuta egongo dira ardatzean egin diren sekzio aldaketan ondorioz, beraz aske geratu diren aldeetan kokatuko dira, diametroa 160 mm-koa den sekzioetan hain zuzen ere. Katalogoetara joz:

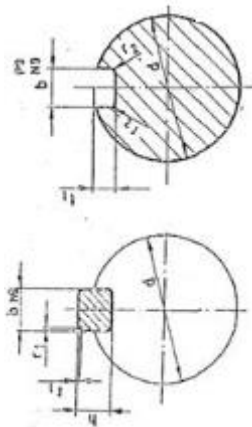


### 3.44. Irudia: Eguzki ardatzaren errodamenduen segurtasun eraztunak



### 3.7.4.4. Ardatzaren txabeta bidezko lotura

Momentu tortsorea bigarren etapako eguzkiari transmititzeko, DIN 6885-A txabeta paraleloak erabiliko dira. Txabeta 150 mm-ko diametroa duen sekzioan montatuta egongo da. Ardatz honek, txabetak behar izango ditu mutur bietan, ezkerraldean porta planetarekin eta eskumaldean eguzki engranaiarekin loturak finkatzeko. Sekzio honetarako, txabetaren dimentsioak 40 x 22 (b x h) izango dira:



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
d	b * h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	0,7	0,3
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4

### 3.45. Irudia: Normalizatutako parametroak 6885-A motako txabetetan

Jarraian txabeten aukeraketa egitera joko da Rodavigo fabrikatzailearen katalogo baten bidez, jakinik katalogo honetako txabetak F-1110 materialaz eginak daudela eta bere erresistentzi minimoa  $\tau_{yp} = 210 \text{ MPa}$  eta  $\sigma_{yp} = 440 \text{ MPa}$ .

Txabetak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{110.179,35}{0,075} = 1.469.058 \text{ N}$$

### 3.7.4.4.1. Indar ebakitzaila txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 40 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{1.469.058 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{1.469.058 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{1.469.058}{40 \cdot 190,91} = 192,38 \text{ mm}$$

### 3.7.4.4.2. Aplastamendua txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 9,4 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{1.469.058 \text{ N}}{9,4 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{1.469.058 \text{ N}}{9,4 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{1.469.058}{9,4 \cdot 400} = 210,71 \text{ mm}$$

Hau kontuan izanik, DIN 6885 araua jarraituz aukeratutako txabeten dimentsioak hurrengoak dira: A 40 x 22 x 220

b	25	28	32	36	40				
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22
70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	
80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	
90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	
100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	
110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	
125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	
140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	
160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	
180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	
200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	
220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	

3.33. Irudia: OPAC fabrikatzailearen katalo

### 3.7.5. Bigarren etapako eguzki ardatzaren kalkulua

#### 3.7.5.1. Dimentsioak

Ardatz honek, hirugarren etapako ardatzarekin kontaktu egingo du. Ardatz honek bigarren etaparen tortsoa jasan eta transmitituko du, biraketa abiadura hurrengoa izanik:

$$w = 506,18 \text{ rpm}$$

Ardatzaren kalkulua burutzeko, ASME kodea erabiliko da aurretiaz kalkulatu diren ardatzetan bezala. Segurtasun koefizientea ere mantendu egingo da bere balioa 1,15 izanik arauaren arabera, ASME aplikatu den aurreko atalean azaldu den bezala.

Erabiliko den materiala, engranaietan erabilitako bera izango da honela totso berdinean mekanizatuko dira bi osagaiak muntatu behar izana ekidituz. Beste aukera txabeta bat jartzea izango litzateke. Hona hemen bere ezaugarriak aurretiaz ere aipatu direnak:

AISI 1050	BALIOA
Fluentzia Tentsioa ( $\sigma_{yp}$ )	580 MPa
Haustura Tentsioa ( $\sigma_u$ )	690 MPa

3.46. Taula: AISI 1050 aleazioaren propietate mekanikoak

ASME kodea:

$$\emptyset_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot SK}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_{mak})^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Momentu makurtzailea eta indar axial zein bertikalak hain txikiak izango dira, mesprezagarriztat jo ahal direla. Beraz soilik indar tortsorea izango dugu. Honen balioa lortzeko potentziaz baliatuko gara:

$$P = T \cdot w \rightarrow T = \frac{P}{w} = \frac{1.345.325,49 \text{ wattio}}{506,18 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 25.380,126 \text{ Nm}$$

$C_t$  -ren balioa aurreko atalekoaren berdina hartuko da,  $C_t = 1,5$ .

$$\varnothing_{planetardatza} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,15}{580 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(0)^2 + (1,5 \cdot 25.380,126 \cdot 10^3)^2}} = 91,612 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{2.planetardatza} \geq 91,612 \text{ mm}$$

### 3.7.5.2. Errodamenduak

Ardatzak soilik momentu tortsoarea jasango du. Beraz, teorikoki ez dago euskarriak erabiltzeko behar izanik. Hala ere bi euskarri kokatzea erabaki da, segurtasun eta diseinuaren ikuspegitik.

Errodamendu konikoak erabiltzea erabaki da. Ardatz geldoan jarri diren errodamenduek bezala, 10 urteko iraupena izateko diseinatuko dira, jakinik biraketa abiadura 506,18 rpm-koa izango dela.

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{506,18 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 2.660.482.080 \text{ bira} = 2.660,48 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

Errodamenduak konikoak izanik, egin beharreko kalkulua hurrengoa da:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot [\ln(\frac{1}{R})]^{1,5}} = \frac{2.660,48}{4,48 \cdot [\ln(\frac{1}{0,98})]^{1,5}} = 8005,88 \text{ milloi bira}$$

Behin kalkulu hau eginda TIMKEN fabrikatzailearen katalogora joko da ardatz geldoan egin den bezala, beharrezko kalkuluak egiteko eta errodamendu egokiak aukeratzeko.

Aurretiaz kalkulatu den bezala, gure ardatzaren diametroa 91,612 mm baino handiagoa izan beharko da. Hau dela eta, kalkulaturakoa baino perfil handiago bat aukeratu beharko da gure ardatzaren errodamentuarentzako, barne diametroa kontuan izanik. Indar axial edo eta radialik agertzen ez denez, ez dago zertan kalkulurik egin beharrik, segurtasunagatik jarriko baitira soilik.

**TAPERED ROLLER BEARINGS**  
SINGLE-ROW • TYPE TS

**TYPE TS**

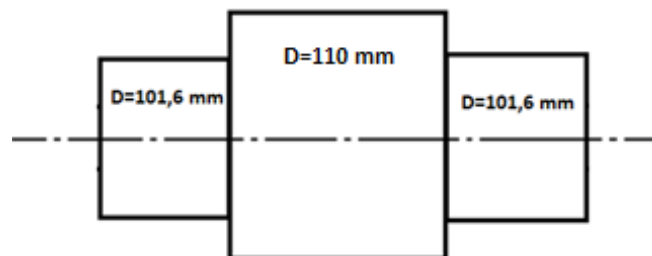
Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number			
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic <sup>(1)</sup>			Factors <sup>(2)</sup>		Dynamic <sup>(3)</sup>		Factors <sup>(2)</sup>	Static C <sub>0</sub>	Inner	Outer
mm	mm	mm	C <sub>1</sub>	e	Y	C <sub>10</sub>	C <sub>90</sub>	K	C <sub>0</sub>		N		
in.	in.	in.	lbf			lbf	lbf		lbf		lbf		
102.000	146.050	25.400	132000	0.46	1.31	34100	26800	1.27	202000		LM720648	LM720610	
4.0000	5.7500	1.0000	29600			7670	6020		45400				

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	I.H. Cir. a <sup>(H)</sup>	Shaft		Housing			Cage		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>		
			Max Shaft Fillet Radius r <sup>(S)</sup>	Backing Shoulder Dia. d <sub>s</sub>	Max Housing Fillet Radius r <sup>(H)</sup>	Backing Shoulder Dia. D <sub>s</sub>	D <sub>b</sub>	A <sub>1</sub> <sup>(H)</sup>	A <sub>2</sub> <sup>(H)</sup>					
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				kg	
in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.				lbs.	
25.400	19.050	4.8	1.5	109.0	110.0	1.5	149.0	136.0	2.4	1.1	127.6	62.7	0.1342	1.29
1.0000	0.7500	0.19	0.06	4.29	4.33	0.06	5.55	5.35	0.09	0.05				2.84

3.47. Irudia: Aukeratutako errodamentu konikoa

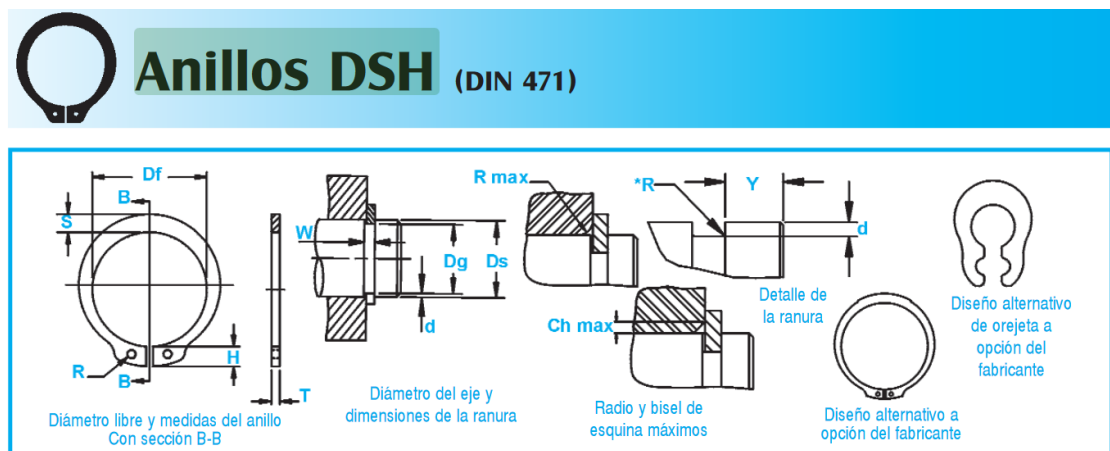
Azken irudian ikus daitekeenez, barne erradioa 102 mm-koa duen errodamentua aukeratu da. Ondo finkatuta egoteko, 110 mm-ko ardatz baten laguntza behar izango du. Hau dela eta, ardatzak zenbait sekzio ezberdin izango ditu. Hona hemen ardatzaren eskema:



3.48. Irudia: Bigarren etapako eguzki ardatzaren eskema

### 3.7.5.3. Errodamenduen finkapena

Errodamendu konikoak ardatzean era egokian finkatuta mantentzeko segurtasun eraztunak jartzea erabaki da. Hain zuzen ere, DIN 471 motakoak jartzea erabaki da, ardatz geldoan bezala. Kasu honetan, alde batetik finkatuta egongo dira ardatzean egin diren sekzio aldaketan ondorioz, beraz aske geratu diren aldeetan kokatuko dira, diametroa 102 mm-koa den sekzioetan hain zuzen ere. Katalogoetara joz:



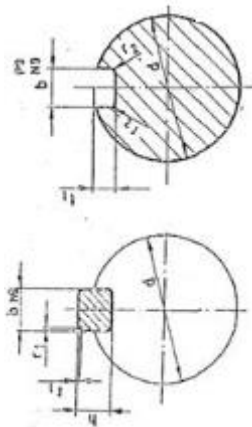
No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO					DATOS SUPLEMENTARIOS					
	DIAM (mm)	DIAMETRO	ANCHUR	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LÍMITE DE RPM	
	Ds	Dq	TOL.	W Min.	d	T Tol.	Df Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN	
DSH-100	100	96.5		3.15	1.75	3.00	94.5	9.6	9.0	3.5	53.70	5.3	206.0	90.0	3.5	29.00	4000
DSH-102	102	98.0		4.15	2.00	4.00	95.0	9.7	9.2	3.5	78.00	6.0	482.0	104.0	3.5	68.50	5000
DSH-105	105	101.0		4.15	2.00	4.00	98.0	9.9	9.9	3.5	80.00	6.0	471.0	107.0	3.5	67.70	5000

3.49. Irudia: Eguzki ardatzaren errodamenduen segurtasun eraztunak



### 3.7.5.4. Ardatzaren txabeta bidezko lotura

Momentu tortsorea bigarren etapako eguzkiari transmititzeko, DIN 6885-A txabeta paraleloak erabiliko dira. Txabeta 102 mm-ko diametroa duen sekzioan montatuta egongo da. Ardatz honek, txabetak behar izango ditu mutur bietan, ezkerraldean porta planetarekin eta eskumaldean eguzki engranaiarekin loturak finkatzeko. Sekzio honetarako, txabetaren dimentsioak 28 x 16 (b x h) izango dira:



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
d	b * h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	0,7	0,3
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4

### 3.50. Irudia: Normalizatutako parametroak 6885-A motako txabetetan

Jarraian txabeten aukeraketa egitera joko da Rodavigo fabrikatzailearen katalogo baten bidez, jakinik katalogo honetako txabetak F-1110 materialaz eginak daudela eta bere erresistentzi minimoa  $\tau_{yp} = 210 \text{ MPa}$  eta  $\sigma_{yp} = 440 \text{ MPa}$ .

Txabetak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{25.380,126 \text{ Nm}}{0,051} = 497.649,53 \text{ N}$$

### 3.7.5.4.1. Indar ebakitzaila txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 28 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{497.649,53 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{497.649,53 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{497.649,53}{28 \cdot 190,91} = 93,1 \text{ mm}$$

### 3.7.5.4.2. Aplastamendua txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 4,5 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{497.649,53 \text{ N}}{4,5 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{497.649,53 \text{ N}}{4,5 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{497.649,53}{4,5 \cdot 400} = 206,47 \text{ mm}$$

Hau kontuan izanik, DIN 6885 araua jarraituz aukeratutako txabeteen dimentsioak hurrengoak dira: A 28 x 16 x 320

b	25	28		
h	9	14	10	16
	70	• 65	80	• 75
	80	70	90	80
	90	• 75	100	• 85
	100	80	110	90
	110	• 85	125	• 95
	125	90	140	100
	140	• 95	160	110
	160	100	180	• 120
	180	110	200	125
	200	• 120	220	• 130
l	220	125	250	140
	250	• 130	280	• 150
	280	140	315	160
		• 150		• 170
		160		180
		• 170		200
		180		220

3.50. Irudia: Normalizatutako

### 3.7.6. Abiadura handiko ardatzaren kalkulua

#### 3.7.6.1. Dimentsioak

Ardatz hau, azken etapan kokatzen da. Honek, biderkatzailearen irteera bezala jokatu du, biraketa abiadura  $w = 1500 \text{ rpm}$  -koa izanik.

Ardatzaren kalkulua burutzeko, ASME kodea erabiliko da aurretiaz kalkulatu diren ardatzetan bezala. Segurtasun koefizientea ere mantendu egingo da bere balioa 1,15 izanik arauaren arabera, ASME aplikatu den aurreko atalean azaldu den bezala.

Erabiliko den materiala, engranaietan erabilitako bera izango da honela totso berdinean mekanizatuko dira bi osagaiak muntatu behar izana ekidituz. Beste aukera txabeta bat jartzea izango litzateke. Hona hemen bere ezaugarriak aurretiaz ere aipatu direnak:

AISI 1050	BALIOA
Fluentzia Tentsioa ( $\sigma_{yp}$ )	580 MPa
Haustura Tentsioa ( $\sigma_u$ )	690 MPa

3.51. Taula: AISI 1050 aleazioaren propietate mekanikoak

ASME kodea:

$$\varnothing_G \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot SK}{\sigma_{yp} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M_{mak})^2 + (C_t \cdot T)^2}}$$

Momentu makurtzailea eta indar axial zein bertikalak hain txikiak izango dira, mesprezagarritzat jo ahal direla. Beraz soilik indar tortsorea izango dugu. Honen balioa lortzeko potentziaz baliatuko gara:

$$P = T \cdot w \rightarrow T = \frac{P}{w} = \frac{1.345.325,49 \text{ wattio}}{1500 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 8.564,61 \text{ Nm}$$

$C_t$  -ren balioa aurreko atalekoaren berdina hartuko da,  $C_t = 1,5$ .

$$\varnothing_{planetardatza} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,15}{580 \cdot \pi} \cdot \sqrt{(0)^2 + (1,5 \cdot 8.564,61 \cdot 10^3)^2}} = 63,78 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{planetardatza} \geq 63,78 \text{ mm}$$

### 3.7.6.2. Errodamenduak

Ardatzak soilik momentu tortsoarea jasango du. Beraz, teorikoki ez dago euskarriak erabiltzeko behar izanik. Hala ere bi euskarri kokatzea erabaki da, segurtasun eta diseinuaren ikuspegitik.

Errodamendu konikoak erabiltzea erabaki da. Ardatz geldoan jarri diren errodamenduek bezala, 10 urteko iraupena izateko diseinatuko dira, jakinik biraketa abiadura 1500 rpm-koa izango dela.

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{1500 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 7.884.000.000 \text{ bira} = 7.884 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

Errodamenduak konikoak izanik, egin beharreko kalkulua hurrengoa da:

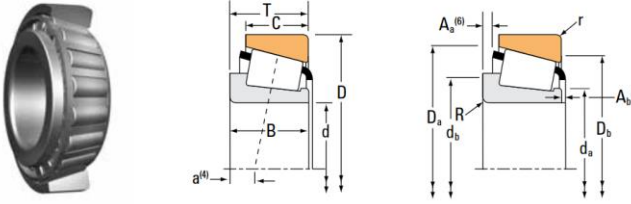
$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1,5}} = \frac{7.884}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right)\right]^{1,5}} = 23.724,42 \text{ milloi bira}$$

Behin kalkulu hau eginda TIMKEN fabrikatzailearen katalogora joko da ardatz geldoan egin den bezala, beharrezko kalkuluak egiteko eta errodamendu egokiak aukeratzeko.

Aurretiaz kalkulatu den bezala, gure ardatzaren diametroa 63,78 mm baino handiagoa izan beharko da. Hau dela eta, kalkulaturakoa baino perfil handiago bat aukeratu beharko da gure ardatzaren errodamentuarentzako, barne diametroa kontuan izanik. Indar axial edo eta radialik agertzen ez denez, ez dago zertan kalkulurik egin beharrik, segurtasunagatik jarriko baitira soilik.

**TAPERED ROLLER BEARINGS**  
SINGLE-ROW • TYPE TS

**TYPE TS**



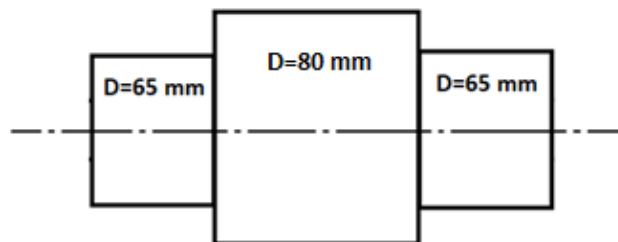
Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic <sup>(1)</sup>			Dynamic <sup>(3)</sup>		Static C <sub>0</sub>	Inner	Outer	
mm	mm	mm	C <sub>1</sub>	e	Y	C <sub>90</sub>	C <sub>90</sub>				
in.	in.	in.	N			N	N	N			
			lbf			lbf	lbf	lbf			
65.000	120.000	39.000	223000	0.34	1.78	57800	33400	283000	JH211749	JH211710	
2.5591	4.7244	1.5354	50100			13000	7500	63600			

Bearing Dimensions											Geometry Factors			Bearing Weight
Width B	Width C	Eff. Ctr. a <sup>(4)</sup>	Shaft			Housing			Cage		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	C <sub>g</sub>	
			Max Shaft Fillet Radius R <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. d <sub>a</sub>	Shoulder Dia. d <sub>b</sub>	Max Housing Fillet Radius r <sup>(6)</sup>	Backing Shoulder Dia. D <sub>a</sub>	Shoulder Dia. D <sub>b</sub>	A <sub>a</sub> <sup>(6)</sup>	A <sub>b</sub> <sup>(7)</sup>				
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				kg
in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.	in.				lbs.
38.500	32.000	-10.8	3.0	74.0	80.0	2.5	114.0	107.0	1.1	3.4	94.0	22.5	0.0764	1.87
1.5157	1.2598	-0.42	0.12	2.91	3.15	0.10	4.49	4.21	0.04	0.14				4.12

**3.52. Irudia:** Aukeratutako errodamentu konikoa

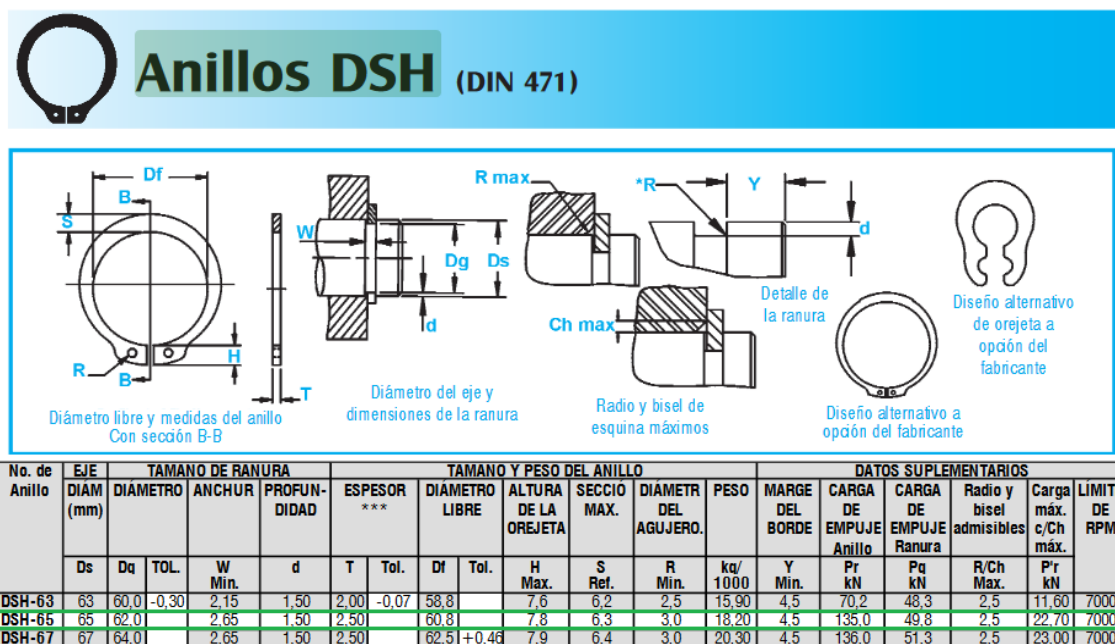
Azken irudian ikus daitekeenez, barne erradioa 65 mm-koa duen errodamentua aukeratu da. Ondo finkatuta egoteko, 120 mm-ko ardatz baten laguntza behar izango du. Hau dela eta, ardatzak zenbait sekzio ezberdin izango ditu. Hona hemen ardatzaren eskema:



**3.53. Irudia:** Abiadura handiko ardatzaren eskema

### 3.7.6.3. Ardatzaren finkapena

Errodamendu konikoak ardatzean era egokian finkatuta mantentzeko segurtasun eraztunak jartzea erabaki da. Hain zuzen ere, DIN 471 motakoak jartzea erabaki da, ardatz geldoan bezala. Kasu honetan, alde batetik finkatuta egongo dira ardatzean egin diren sekzio aldaketan ondorioz, beraz aske geratu diren aldeetan kokatuko dira, diametroa 65 mm-koa den sekzioetan hain zuzen ere. Katalogoetara joz:



3.54. Irudia: Abiadura handiko ardatzaren errodamenduen segurtasun eraztunak



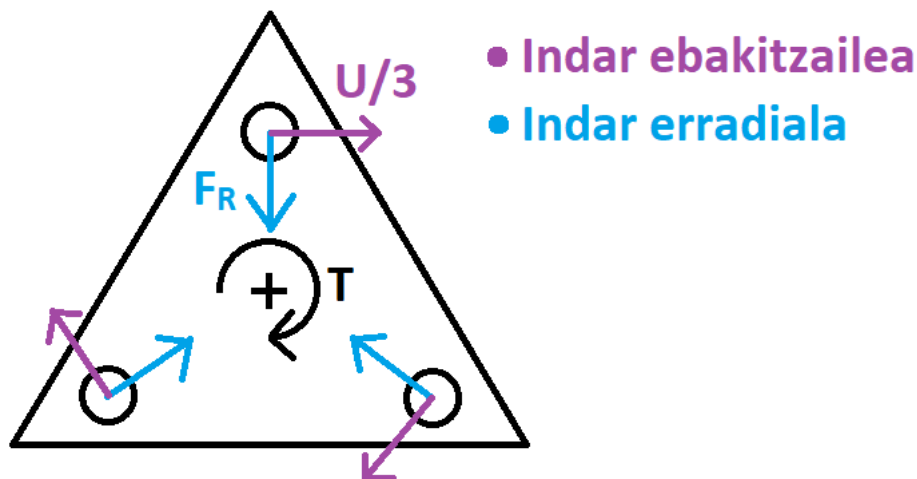
### 3.7.7. Akoplamenduak eta ardatz planetarioak

Eguzki ardatza portaplanetara lotu ahal izateko par tortsorea transmititu dadin, akoplamendu mekaniko baten beharrezana egongo da. Mota honetako akoplamendu komertzialik aurkitu ez denez, bere diseinu eta kalkulua egitera joko da.

Hasteko, par tortsorea engranai planetarioetatik porta planetara transititzen duten ardatzen kalkulua egingo da. Kalkulu honetan, ebakitzaila soilik izango da kontuan, luzera txiki eta diámetro handiko ardatzak izango baitira. Beste alde batetik, engranai planetarioekin txabeta bidezko lotura izango dute ardatz haueak, eta beraz, beraien kalkulua ere egingo da. Azkenik, porta planeten kalkulua egingo da.

#### 3.7.7.1. Ardatz planetarioen kalkulua

Aurretiaz esan bezala, ebakitzaila soilik kalkulatu da, eta indar honen aurrean egingo da diseinua. Lehenik, ardatzen gaineko indar ebakitzailak kalkulatu behar izango dira. Hiru direnez, totalaren herena jasango du hauetako bakoitzak. Kalkulu eskema halako zerbait izango litzateke:



3.55. Irudia: Ardatz planetarioen kalkulua eskema

Eskeman bertan ikus daitekeenez, indar ebakitzailak elkarren artean deuseztatzen dira. Gainerako indarrek, indar ebakitzaila bat sortzen dute, eta ardatzen kalkulua egiteko, gainerako ardatzetan erabili den material bera erabiliko dela kontuan izango da: AISI 1050 altzairuzko aleazioa. Gainera, segurtasun koefiziente berbera erabiliko da baita:  $\gamma_m = 1,1$

### 3.7.6.1. Lehenengo etapa

Jakinik hiru ardatz egongo direla portaplanetan, bakoitzak jasango duen par torsorea, totalaren heren bat izango da:

$$T = \frac{605.986,42 \text{ N} \cdot \text{m}}{3} = 201.995,47 \text{ Nm}$$

Beste alde batetik, indar ebakitzailaren balioa kalkulatu behar izango da. Horretarako, lehenik ardatz planetarioak portaplanetaren zentrotik zenbateko distantziara dauden jakin beharko da:

$$\text{Distantzia} = \text{engranaiaren } r \text{ primitiboa} + \text{planetaren } r \text{ primitiboa}$$

$$\text{Distantzia} = 42 \text{ cm} + 24 \text{ cm} = 66 \text{ cm} = 0,66 \text{ m}$$

$$F_v = \frac{T}{\text{Distantzia}} = \frac{201.995,47 \text{ Nm}}{0,66 \text{ m}} = 306.053,75 \text{ N}$$

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} \cdot SK = 590 \text{ MPa} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \frac{306.053,75 \text{ N}}{\pi \cdot r^2} \cdot 1,1 = 590 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$r = 13,48 \text{ mm} \rightarrow \rightarrow \rightarrow d = 26,96 \text{ mm}$$

Ikus daitekeenez, neurri alde izugarria dago planeta eta eguzki ardatzen artean. Hau dela eta, 150 mm-ko diametroko ardatzak erabiliko dira.

### 3.7.5.2. Bigarren etapa

Jakinik hiru ardatz egongo direla portaplanetan, bakoitzak jasango duen partotsorea, totalaren heren bat izango da:

$$T = \frac{110.179,35 \text{ Nm Nm}}{3} = 36.726,46 \text{ Nm}$$

Beste alde batetik, indar ebakitzailaren balioa kalkulatu behar izango da. Horretarako, lehenik ardatz planetarioak portaplanetaren zentrotik zenbateko distantziara dauden jakin beharko da:

$$\text{Distantzia} = \text{engranaiaren } r \text{ primitiboa} + \text{planetaren } r \text{ primitiboa}$$

$$\text{Distanzia} = 22,5 \text{ cm} + 19,5 \text{ cm} = 42 \text{ cm} = 0,42 \text{ m}$$

$$F_v = \frac{T}{\text{Distantzia}} = \frac{36.726,46 \text{ Nm}}{0,42 \text{ m}} = 87.443,94 \text{ N}$$

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} \cdot SK = 590 \text{ MPa} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \frac{87.443,94 \text{ N}}{\pi \cdot r^2} \cdot 1,1 = 590 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$r = 7,2 \text{ mm} \rightarrow \rightarrow \rightarrow d = 14,4 \text{ mm}$$

Ikus daitekeenez, neurri alde izugarria dago planeta eta eguzki ardatzen artean. Hau dela eta, 100 mm-ko diametroko ardatzak erabiliko dira.

### 3.7.7.2. Errodamenduak

Ardatzak, protoplanetarekin bat egiteko errodamenduen laguntza behar izango da, biraketa baimendu eta biderkatzailaren funtzioa ondo garatzeko.

Errodamendu konikoak erabiltzea erabaki da. Ardatz geldoan jarri diren errodamenduek bezala, 10 urteko iraupena izateko diseinatuko dira.

#### 3.7.7.2.1. Lehenengo etapa

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{21,2 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 111.427.200 \text{ bira} = 111,43 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

Errodamenduak konikoak izanik, egin beharreko kalkulua hurrengoa da:

$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{\frac{1}{1,5}}} = \frac{111,43}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right)\right]^{\frac{1}{1,5}}} = 335,3 \text{ milloi bira}$$

Behin kalkulu hau eginda TIMKEN fabrikatzailearen katalogora joko da ardatz geldoan egin den bezala, beharrezko kalkuluak egiteko eta errodamendu egokiak aukeratzeko.

Aurretiaz esan den bezala, gure ardatzaren diametroa 150 mm-koa da. Indar axial edo eta radialik agertzen ez denez, ez dago zertan kalkulurik egin beharrik.

**TAPERED ROLLER BEARINGS**  
SINGLE-ROW • TYPE TS

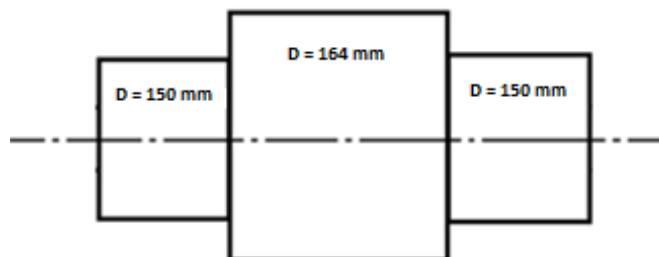
**TYPE TS**

Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number		
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic <sup>(1)</sup> C <sub>1</sub>	Factors <sup>(2)</sup> e Y		Dynamic <sup>(3)</sup> C <sub>90</sub> C <sub>50</sub>		Factors <sup>(2)</sup> K	Static C <sub>0</sub>	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
150.000 5.9055	203.200 8.0000	28.575 1.1250	194000 43500	0.46	1.31	50200 11300	39400 8860	1.27	339000 76100	JL730646	L730610

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a <sup>(4)</sup>	Shaft			Housing			Cage		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>		C <sub>9</sub>
			Max Shaft Fillet Radius R <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. d <sub>a</sub>	Backing Shoulder Dia. d <sub>b</sub>	Max Housing Fillet Radius r <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. D <sub>a</sub>	Backing Shoulder Dia. D <sub>b</sub>	A <sub>0</sub> <sup>(6)</sup>	A <sub>0</sub> <sup>(7)</sup>				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				
28.575 1.1250	21.438 0.8440	11.4 0.45	3.3 0.13	158.0 6.22	164.0 6.46	3.3 0.13	198.0 7.80	190.0 7.48	2.4 0.09	1.5 0.06	295.2	103.6	0.1763	2.48 5.48

**3.56. Irudia:** Aukeratutako errodamendu konikoa

Azken irudian ikus daitekeenez, barne erradioa 150 mm-koa duen errodamendua aukeratu da. Ondo finkatuta egoteko, 164 mm-ko ardatz baten laguntza behar izango du. Hau dela eta, ardatzak zenbait sekzio ezberdin izango ditu. Hona hemen ardatzaren eskema:



**3.57. Irudia:** Lehen etapako ardatz planetarioen eskema

### 3.7.7.2.2. Bigarren etapa

$$10 \text{ urte} \cdot \frac{525.600 \text{ minutu}}{1 \text{ urte}} = 5.256.000 \text{ minutu}$$

$$L = 5.256.000 \text{ minutu} \cdot \frac{116,6 \text{ bira}}{\text{minutu}} = 612.849.600 \text{ bira} = 612,85 \text{ milloi bira}$$

$$\text{Fidakortasuna: } R = \sqrt{R_{talde}} = \sqrt{0,95} \approx 0,98$$

Errodamenduak konikoak izanik, egin beharreko kalkulua hurrengoa da:

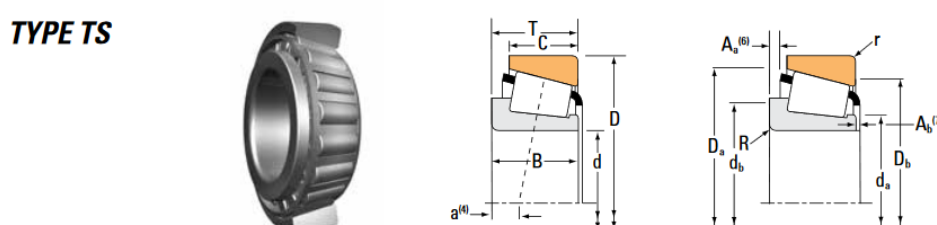
$$L_{10} = \frac{L}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right)\right]^{1,5}} = \frac{612,85}{4,48 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,98}\right)\right]^{1,5}} = 1.844,18 \text{ milloi bira}$$

Behin kalkulu hau eginda TIMKEN fabrikatzailearen katalogora joko da ardatz geldoan egin den bezala, beharrezko kalkuluak egiteko eta errodamendu egokiak aukeratzeko.

Aurretiaz esan den bezala, gure ardatzaren diametroa 100 mm-koa da. Indar axial edo eta radialik agertzen ez denez, ez dago zertan kalkulurik egin beharrik.

**TAPERED ROLLER BEARINGS**  
SINGLE-ROW • TYPE TS

**TYPE TS**



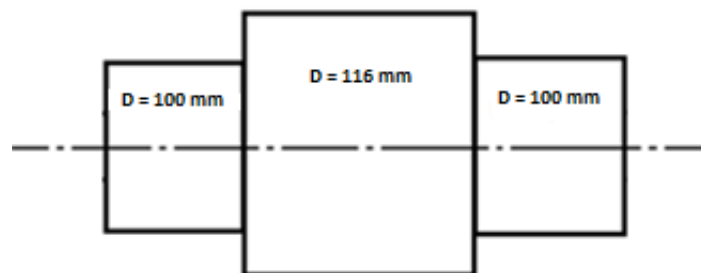
Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number			
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic <sup>(1)</sup> C <sub>1</sub>	Factors <sup>(2)</sup> e	Y	Dynamic <sup>(3)</sup> C <sub>90</sub>	C <sub>90</sub>	Factors <sup>(2)</sup> K	Static C <sub>0</sub>	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
100.000 3.9370	145.000 5.7087	24.000 0.9449	125000 28200	0.47	1.27	32500 7310	26300 5920	1.24	172000 38700	JP10049A	JP10010

Bearing Dimensions										Geometry Factors			Bearing Weight	
Width B	Width C	Eff. Ctr. a <sup>(4)</sup>	Shaft			Housing			Cage		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>		C <sub>g</sub>
			Max Shaft Fillet Radius R <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. d <sub>a</sub>	mm in.	Max Housing Fillet Radius r <sup>(5)</sup>	Backing Shoulder Dia. D <sub>a</sub>	D <sub>b</sub>	A <sub>a</sub> <sup>(6)</sup>	A <sub>b</sub> <sup>(7)</sup>				
mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.				kg lbs.	
22.500 0.8858	17.500 0.6890	6.1 0.24	5.0 0.20	106.0 4.17	116.0 4.57	3.0 0.12	140.0 5.51	134.0 5.28	1.9 0.07	3.3 0.13	104.0	40.9	0.1264	1.13 2.49

**3.58. Irudia:** Aukeratutako errodamendu konikoa

Azken irudian ikus daitekeenez, barne erradioa 100 mm-koa duen errodamendua aukeratu da. Ondo finkatuta egoteko, 116 mm-ko ardatz baten laguntza behar izango du. Hau dela eta, ardatzak zenbait sekzio ezberdin izango ditu. Hona hemen ardatzaren eskema:



**3.59. Irudia:** Bigarren etapako ardatz planetarioen eskema

### 3.7.7.3. Errodamenduen finkapena

Errodamendu konikoak ardatzean era egokian finkatuta mantentzeko segurtasun eraztunak jartzea erabaki da. Hain zuzen ere, DIN 471 motakoak jartzea erabaki da, gainerako ardatzetan bezala. Kasu honetan, alde batetik finkatuta egongo dira ardatzean egin diren sekzio aldaketen ondorioz, beraz, aske geratu diren aldeetan kokatuko dira. Katalogoetara joz:

## Anillos DSH (DIN 471)

Diámetro libre y medidas del anillo Con sección B-B

Diámetro del eje y dimensiones de la ranura

Radio y bisel de esquina máximos

Detalle de la ranura

Diseño alternativo de orejeta a opción del fabricante

Diseño alternativo a opción del fabricante

No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO					DATOS SUPLEMENTARIOS							
	DIAM	DIAMETRO	ANCHUR	PROFUN- DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LIMITE DE RPM			
	Ds	Dq	TOL.	W Min	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	ka/1000	Y Min.	Pr kN	Pq kN	R/Ch Max.	Pr kN	
DSH-100	100	96.5		3.15	1.75	3.00		94.5		9.6	9.0	3.5	53.70	5.3	206.0	90.0	3.5	29.00	4000
DSH-150	150	145.0		4.15	2.50	4.00		142.0		13.0	11.8	4.0	120.0	7.5	357.0	193.0	4.0	53.40	2000

**3.60. Irdia:** Lehen eta bigarren etapako ardatz planetarioen segurtasun eraztunak

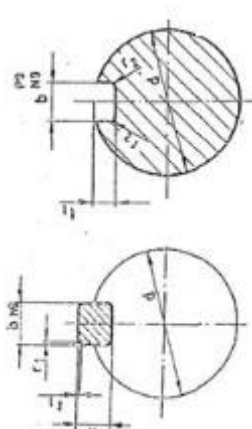
### 3.7.7.4. Ardatz planetarioen txabeten kalkulia

Momentu tortsora ardatz planetarioetatik engranai planetarioetara transmititzeko, DIN 6885-A txabeta paralelo bidezko lotura ezarriko da bi hauen artean. Kalkulia eta aukeraketa egiteko, aurreko kasuetan jarraitu den prozedura aplikatuko da.



### 3.7.7.4.1. Lehenengo etapa

Txabeta 150 mm-ko diametroa duen sekzioan montatuta egongo da. Ardatz honek, txabetak behar izango ditu mutur bietan, ezkerraldean planeta engranaiarekin eta eskumaldean porta planetarekin, loturak finkatzeko. Sekzio honetarako, txabetaren dimentsioak 40 x 22 (b x h) izango dira:



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
d	b * h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,3 + 0,2	0,7	0,3
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4

#### 3.61. Irudia: Normalizatutako parametroak 6885-A motako txabetetan

Jarraian txabeten aukeraketa egitera joko da Rodavigo fabrikatzailearen katalogo baten bidez, jakinik katalogo honetako txabetak F-1110 materialaz eginak daudela eta bere erresistentzi minimoa  $\tau_{yp} = 210 \text{ MPa}$  eta  $\sigma_{yp} = 440 \text{ MPa}$ .

Txabetak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{201.995,47 \text{ Nm}}{0,075 \text{ m}} = 2.693.272,93 \text{ N}$$

### 3.7.7.2.2.1. Indar ebakitzaila txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 40 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{2.693.272,93 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{2.693.272,93 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{2.693.272,93}{40 \cdot 190,91} = 174,57 \text{ mm}$$

### 3.7.7.2.2.2. Aplastamendua txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 9,7 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{2.693.272,93 \text{ N}}{9,7 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{2.693.272,93 \text{ N}}{9,7 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{2.693.272,93}{9,7 \cdot 400} = 307,4 \text{ mm}$$

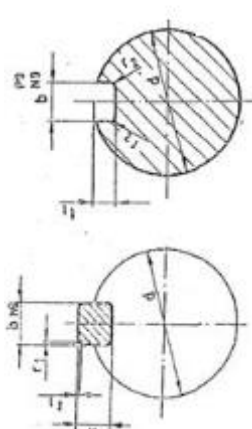
Hau kontuan izanik, DIN 6885 araua jarraituz aukeratutako txabeteen dimentsioak hurrengoak dira: A 40 x 22 x 320

b	25	28	32	36	40				
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22
70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	
80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	
90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	
100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	
110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	
125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	
140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	
160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	
180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	
200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	
220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	
250	• 130	280	• 150	315	180	355	200	250	
280	140	315	160	355	200	400	220	280	
	• 150		• 170		220		250	• 320	

3.50. Irudia: Normalizatut

### 3.7.7.2.2. Bigarren etapa

Txabeta 100 mm-ko diametroa duen sekzioan montatuta egongo da. Ardatz honek, txabetak behar izango ditu mutur bietan, ezkerrean planeta engranaiarekin eta eskumaldean porta planetarekin, loturak finkatzeko. Sekzio honetarako, txabetaren dimentsioak 28 x 16 (b x h) izango dira:



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS				
	DIN 6885 - HOJA 1				
d	b * h	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,3 + 0,2	0,7	0,3
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4

### 3.62. Irudia: Normalizatutako parametroak 6885-A motako txabetetan

Jarraian txabeten aukeraketa egitera joko da Rodavigo fabrikatzailearen katalogo baten bidez, jakinik katalogo honetako txabetak F-1110 materialaz eginak daudela eta bere erresistentzi minimoa  $\tau_{yp} = 210 \text{ MPa}$  eta  $\sigma_{yp} = 440 \text{ MPa}$ .

Txabetak jasan beharko duen indarra:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{36.726,46 \text{ Nm}}{0,05 \text{ m}} = 734.529,2 \text{ N}$$

### 3.7.7.2.1. Indar ebakitzaila txabetan

Indar ebakitzailaren azalera txabetan:

$$A_{ebak} = b \cdot l = 28 \text{ mm} \cdot l$$

Beraz, tentsio ebakitzaila hurrengoa izango da:

$$\tau_{ebak} = \frac{F}{A_{ebak}} = \frac{734.529,2 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \tau_{ebakmax} = \frac{\tau_{yp}}{SK} = \frac{210 \text{ MPa}}{1,1} = 190,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{734.529,2 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot l} = 190,91 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{734.529,2}{28 \cdot 190,91} = 137,41 \text{ mm}$$

### 3.7.7.2.2. Aplastamendua txabetan

Aplastamendu azalera txabetan hurrengoa da:

$$A_{aplast} = t_2 \cdot l = 10,2 \cdot l$$

Beraz, aplastamendu tentsioa:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} = \frac{734.529,2 \text{ N}}{10,2 \text{ mm} \cdot l} \quad \text{non} \quad \sigma_{aplastmax} = \frac{\sigma_{yp}}{SK} = \frac{440 \text{ MPa}}{1,1} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{734.529,2 \text{ N}}{10,2 \text{ mm} \cdot l} = 400 \text{ MPa} \quad \rightarrow \quad l = \frac{734.529,2 \text{ N}}{10,2 \cdot 400} = 179,98 \text{ mm}$$

Hau kontuan izanik, DIN 6885 araua jarraituz aukeratutako txabeteen dimentsioak hurrengoak dira: A 28 x 16 x 180

b	25	28		
h	9	14	10	16
70	• 65	80	• 75	
80	70	90	80	
90	• 75	100	• 85	
100	80	110	90	
110	• 85	125	• 95	
125	90	140	100	
140	• 95	160	110	
160	100	180	• 120	
180	110	200	125	
200	• 120	220	• 130	
220	125	250	140	
250	• 130	280	• 150	
280	140	315	160	
	• 150		• 170	
	160		180	

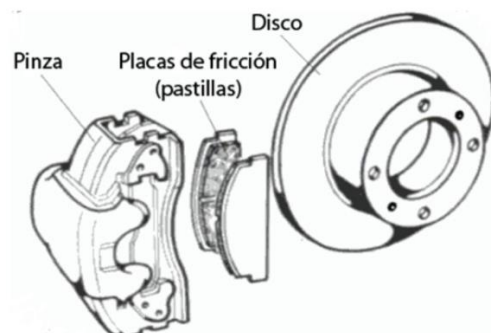
**3.50. Irudia:** Normalizatut

### 3.8. BALAZTA

#### 3.8.1. Balaztatze indarraren kalkulua

Kasu hontan, disko hidrauliko bidezko balazta bat aukeratu da. Hasteko, beharrezko balaztatze indarra kalkulatu da eta katalogo bat hartuta, indar hori lortzeko gai den balazta bat aukeratu da. Kasu hontan, Svendborg fabrikatzailearen katalogo batetik aukeratu da.

Balaztatze pastillak, indar bat sortzen dute diskoaren gainean pinzak pastillak diskoarekin kontaktuan jartzean. Kontaktu hau beharrezkoa da, marruskaduraren bitartez lortu nahi den balazta indarra lortzeko. Indar hau  $T_{ROZ}$  bezala izendatzen da. Hurrengo irudian, azaldutakoa argiago ikus daiteke:



3.63. Irudia: Disko bidezko balazta hidraulikoa

Beharrezko balazta indarra kalkulatzeko,  $F_B$  bakanduko da hurrengo ekuazioa lortuz:

$$M_B = a \cdot F_B \cdot \frac{(D_0 - 0,13)}{2} (N \cdot m) \rightarrow F_B = \frac{2 \cdot M_B}{a \cdot (D_0 - 0,13)}$$

$M_B$ : Abiadura handiko ardatzaren momento tortsoarea

$a$ : Pinza kantitatea diskoan

$D_0$ : Diskoaren diametroa (fabrikatzailearen arabera)

Ekuazioa garatzen bada:

$$F_B = \frac{2 \cdot 8.564,61 \text{ Nm}}{1 \cdot (0,705 - 0,2)m} = 33.919,25 \text{ N}$$

Katalogoaren joz, baldintzak betetzen dituen hurrengo modelo aukeratu da:

CALIPER TYPE	CLAMPING FORCE <sup>1)</sup> [N]		BRAKING FORCE <sup>2)</sup> [N]	LOSS OF FORCE PER 1MM [%]	OPERATING PRESSURE <sup>3)</sup> MPa	BALANCING PRESSURE <sup>1)</sup> MIN MPa	PAD SURFACE PRESSURE <sup>4)</sup> [N/mm <sup>2</sup> ]
	MIN	MAX					
BSFI 3020	20,000	23,000	16,000	5.0	4.0	2.28	0.39 - 0.64
BSFI 3025	24,800	24,800	19,840	4.0	4.5	2.82	0.46 - 0.76
BSFI 3030	30,000	33,500	24,000	5.0	5.0	3.42	0.56 - 0.93
BSFI 3040	40,000	44,000	32,000	4.0	6.5	4.55	0.74 - 1.22
BSFI 3046	46,000	50,000	36,800	4.0	7.5	5.23	0.84 - 1.39
BSFI 3050	50,000	55,000	40,000	6.0	8.0	5.69	0.92 - 1.53
BSFI 3056	56,000	60,000	44,800	6.0	9.0	6.37	1.01 - 1.67
BSFI 3060	60,000	66,000	48,000	5.0	9.5	6.83	1.11 - 1.83
BSFI 3070	70,000	77,000	56,000	4.0	11.5	7.96	1.29 - 2.14
BSFI 3080	80,000	88,000	64,000	7.0	13.0	9.10	1.48 - 2.44
BSFI 3085	85,000	93,000	68,000	7.0	14.0	9.67	1.56 - 2.58
BSFI 3090	90,000	98,500	72,000	13.0	14.5	10.24	1.65 - 2.74
BSFI 3100	100,000	109,000	80,000	11.0	16.0	11.37	1.83 - 3.03
BSFI 3110	110,000	119,000	88,000	10.0	17.5	12.51	2.00 - 3.31
BSFI 3120	120,000	130,000	96,000	9.0	19.0	13.65	2.18 - 3.61

### 3.64. Irudia: Svendvorg fabrikatzailearen katalogoa