

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

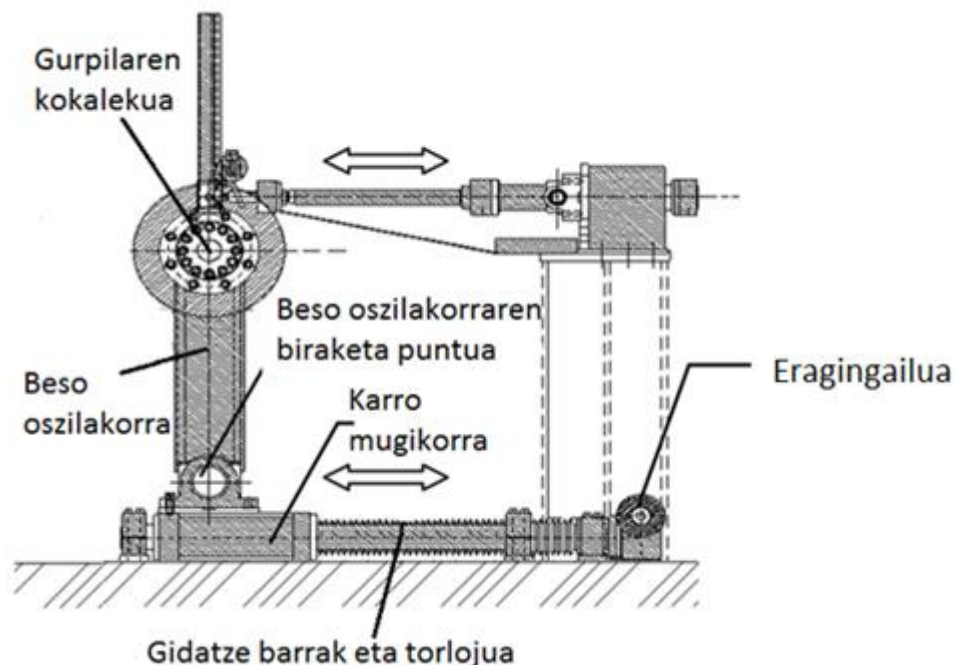
3.1 Karga Estazioa	4
3.1.1 Beso oszilatzailearen palanka besoa.....	5
3.1.1.1 Palanka besoaren soldadurak.....	5
3.1.1.2 Palanka besoaren diseinua	7
3.1.1.2.1 Esfortzuak.....	8
3.1.1.2.2 D Sekzioa	11
3.1.1.2.3 E sekzioa	20
3.1.2 Balazta.....	27
3.1.2.1 Diametro txikieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua.....	27
3.1.2.2 Diametro handieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua	30
3.1.2.3 Balaztaren aukeraketa	32
3.1.2.4 Balazta-diskoaren dimentsionaketa.....	33
3.1.2.4.1 Beroaren xurgapenaren egiaztapena.....	35
3.1.3 Gurpilaren ardatza	36
3.1.3.1 Tentsioekiko diseinua.....	38
3.1.3.2 Errodamenduen aukeraketa	39
3.1.3.2.1 A euskarriko errodamenduen aukeraketa	42
3.1.3.2.2 B euskarriko errodamenduaren aukeraketa	46
3.1.3.2.3 Ondorioa	48
3.1.3.3 Deflexioekiko diseinua.....	49
3.1.3.4 Bibrazioekiko diseinua.....	51
3.1.4 Beso oszilatzailearen biraketa puntuko ardatza.....	53
3.1.4.1 Kargak.....	53
3.1.4.2 Tentsioekiko diseinua.....	55
3.1.4.3 Errodamendu-euskarrien aukeraketa.....	57

3.1.4.4 Errodamenduen aukeraketa	59
3.1.4.5 Deflexioekiko diseinua.....	60
3.1.5 Eragingailu linealaren aukeraketa.....	62
3.2 Abiadura estazioa.....	66
3.2.1 Motorea.....	67
3.2.2 Potentzia transmisio sistema. Uhalak	69
3.2.2.1 Karga faktorea.....	69
3.2.2.2 Diseinu potentzia.....	70
3.2.2.3 Perfilaren aukeraketa	70
3.2.2.4 Transmisio erlazioa	70
3.2.2.5 Poleen erreferentzia diametroa	71
3.2.2.6 Behin-behineko ardatzen arteko distantzia	73
3.2.2.7 Uhalen erreferentziazko luzera	73
3.2.2.8 Ardatzen arteko distantzia erreala.....	75
3.2.2.9 Doikuntzarako ibilbide minimoa.....	75
3.2.2.10 Uhalen abiadura eta flexio maiztasuna	76
3.2.2.11 Kontaktu angelua eta c1 faktore zuzentzailea	77
3.2.2.12 Garapen faktorea	77
3.2.2.13 Uhal bakoitzeko potentzia nominala.....	78
3.2.2.14 Uhal kopurua	79
3.2.2.15 Uhal baten tentsio estatiko minimoa.....	80
3.2.2.16 Indar axial estatikoa	81
3.2.3 Danborraren ardatza.....	82
3.2.3.1 Kargak eta esfortzuak	82
3.2.3.1.1 Kargak plano horizontalean	82
3.2.3.1.2 Kargak plano bertikalean.....	83
3.2.3.1.3 Momentu tortsorea	85

3.2.3.2 Tentsioekiko diseinua.....	85
3.2.3.3. Errodamendu-euskarrien aukeraketa	88
3.2.3.3.1 A errodamendu-euskarriaren aukeraketa.....	88
3.2.3.3.2 B errodamendu-euskarriaren aukeraketa.....	91
3.2.3.4 Errodamenduen aukeraketa	93
3.2.3.4.1 A euskarriko karga kapazitate dinamikoaren kalkulua	95
3.2.3.4.2 B euskarriko karga kapazitate dinamikoaren kalkulua.....	96
3.2.3.5 Deflexioekiko diseinua.....	99
3.2.3.5.1 D puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak.....	100
3.2.3.5.2 C puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak.....	102
3.2.3.5.3 Uhalen tentsioak euskarrietan eragindako biraketak (plano bertikalean)	103
3.2.3.5.4 Gurpilaren kargak euskarrietan eragindako biraketak (plano horizontalean).....	104
3.2.3.5.5 Biraketak guztira	104
3.2.3.6 Bibrazioekiko diseinua.....	105
3.2.4 Motor euslearen EFM analisisa	108
3.2.4.1 Hipotesiak	108
3.2.4.2 Sareketa.....	109
3.2.4.3 Inguru baldintzak	110
3.2.4.4 Kargak.....	110
3.2.4.4.1 Momentu maximoa eta motorraren pisua eragindako indarra.....	110
3.2.4.4.2 Uhalen tentsioa eragindako indarra	112
3.2.4.5 Emaitzak	114
3.2.4.6 Ondorioak.....	117

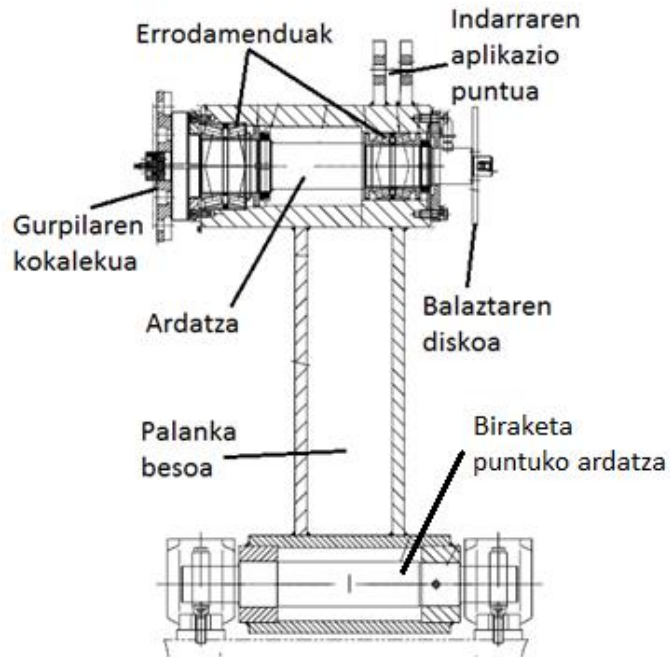
3.1 Karga Estazioa

Azpiatal honetan Karga estazioaren elementu desberdinen diseinua/aukeraketa gauzatuko da.



1.IRUDIA. Karga estazioa.

Elementu horiek; Beso oszilatzaillearen palanka besoa, gurpilaren ardatza, gurpilaren ardatzak eramango dituen errodamenduak, ardatzak geldiaraziko duen balazta eta balazta diskoa, beso oszilatzaillearen biraketa puntuko ardatza eta horren euskarriak eta azkenik, multzoa mugiaraziko duen eragingailua. Ikusi 1 eta 2. Irudiak elementuak identifikatzeko.

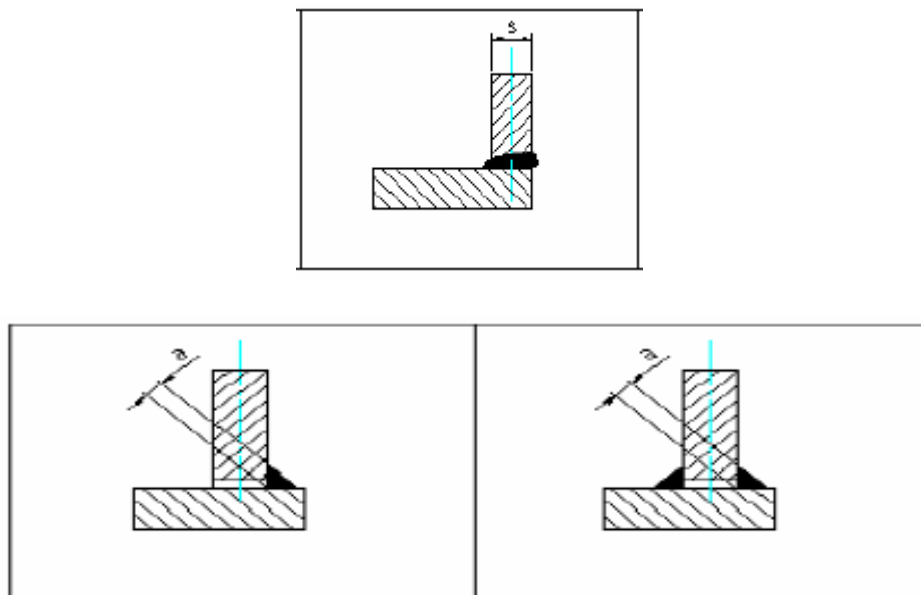


2.IRUDIA. Beso oszilakorra

3.1.1 Beso oszilatzailearen palanka besoa

3.1.1.1 Palanka besoaren soldadurak

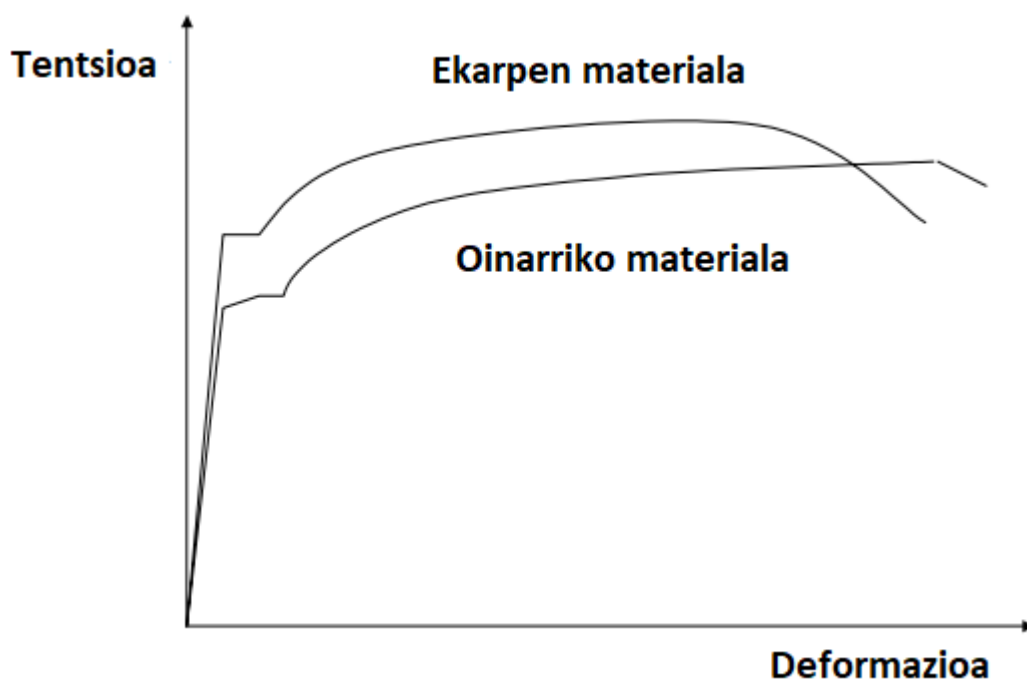
Palanka besoa osatuko duten txapak eta piezak beraien artean soldatuta egongo dira. Erabiliko diren soldadura motak ertzetako topeka eta T erakoa izango dira, ikusi 3.Irudia.



3.IRUDIA. Izkineko soldadura.

Soldaduretarako aukeratuko den ekarpen materialaren propietate mekaniko-erresistenteak, batuko diren materialen propietateak baino hobetoak izan behar dira, era honetan soldadura piezaren elementu limitantea ez izatea saiater da.

4. Irudian ekarpen materialaren eta oinarria izango den materialaren tentsio deformazio diagramak erakusten dira, ekarpen materialaren limite elastikoa oinarri-materialarena baino handiagoa dela ikusten da.



4.IRUDIA.

Palanka besoa osatuko duten soldatutako elementu (piezak eta plakak) guztiak, WSD-E 7016 elektrodo bidez soldatuko dira, ikusi 5. irudia. Batuko diren elementuen sekzio tamaina berdineko kordoi sekzioa egingo da, barneratze osoko soldadura. Gehitutako material honek, batuko diren piezak baino limite elastiko altuagoa izango du.

$$\sigma_{yp\text{Kordoa}} = 420 - 480 \text{ MPa}$$

ELECTRODOS BASICOS STANDARD				
WSD-E 7016 Ref. 01005 EN 499: E 425B12H5 AWS A5.1: E 7016	COMPOSICION QUIMICA %			Rm: 510 ÷ 570 N/mm ² (Mpa) Rp 0,2: 420 ÷ 480 N/mm ² (Mpa) Alargamiento: 26 ÷ 30% Impacto: 200J a +20°C, 50J a -40°C
	C	Si	Mn	
	0,05	0,6	1,1	
<i>Electrodo básico de doble recubrimiento, excelente soldabilidad en todas las posiciones, menos en vertical descendente. Excelente penetración en cordones de raíz, buena soldabilidad incluso con corriente alterna, pocas proyecciones y fácil eliminación de escoria, contenidos de hidrógeno (HD< 10ml/100gr). Soldadura de acero S235J.G3, S355J.G3, C22, P235T, P355T, P235T, P355T, L210-L360NB, L290MB, S235JRS, S235JRS, S235J35, S355G15, acero fundido GP240R y acero naval grados A,B,D. * Nota: Es necesario un resacaado en estufa de 300÷ 350°C, mínimo 2 horas.</i>				

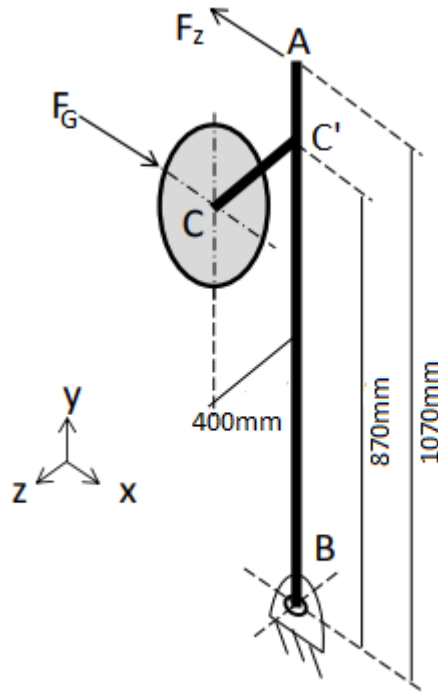
5. IRUDIA. Soldadurarako elektrodoaren ezaugarriak.

Hala ere, piezaren nekerako diseinua aurrera eramateko, soldadurak direla eta, neke limitearen koefiziente alderatzaile egokiak erabili dira. Ondorioz, ez da egiaztapen gehigarririk egin beharko.

3.1.1.2 Palanka besoaren diseinua

Palanka besoaren diseinuarekin hasi aurretik, horrek bere funtzioa betetzeko izan behar duen itxura, dimentsioak eta jasango dituen kargak zehaztu beharko dira.

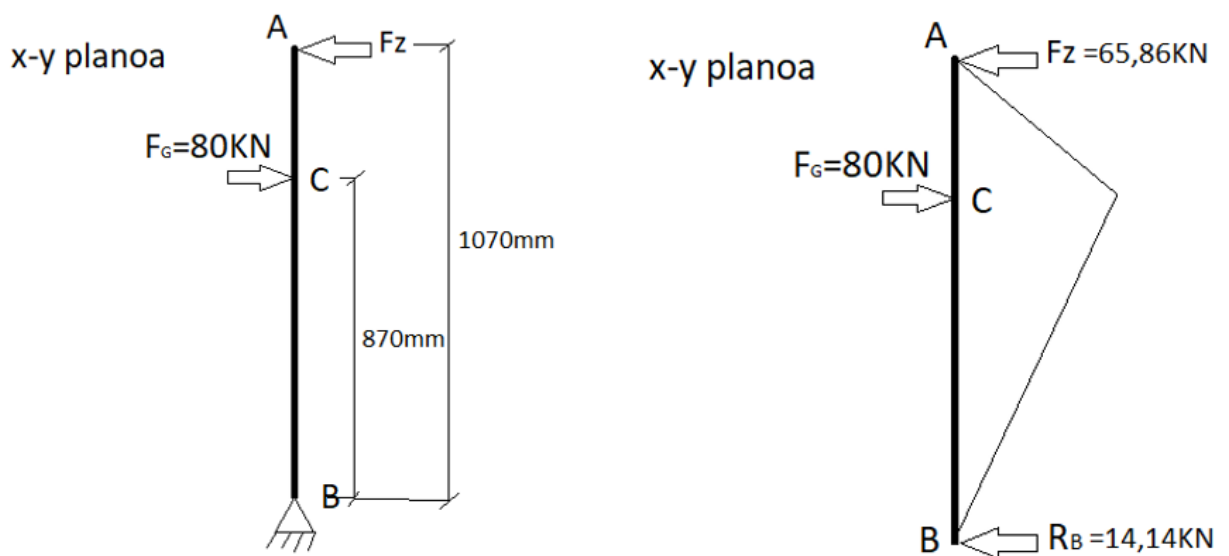
6. irudiko eskeman adierazten denez, kargaren aplikazio puntua (A) palanka besoaren goiko muturrean kokatuta egongo da, zilindro hidraulikoak puntu honetan aplikatuko du indarra (F_z). Palankaren eraginez gurpilak jasotako karga F_G indarra eragingo du C puntuan.



6.IRUDIA. Palanka besoaren eskema.

3.1.1.2.1 Esfortzuak

Gurpilak jasan behar duen karga maximoa 80kN-ekoa da, beraz, C puntuan karga hori lortzeko zilindro hidraulikoak aplikatu beharreko indarra eta B puntuko erreakzioa kalkulatu dira. Horretarako momentuen batura B puntuan eta indarren batura x ardatzean egingo dira. Behin erreakzioa kalkulatu momentu flectoreen diagrama irudikatuko da, ikusi 7.Irudia.



7.IRUDIA. Esfortzuak eta momento flectore diagrama.

Non: $F_G=80\text{kN}$

$$\sum M_B = 0 ; F_Z \cdot 1070 = F_G \cdot 870 \rightarrow F_Z = 65,86\text{KN}$$

1. Ekuazioa

$$\sum F_x = 0 ; F_G = F_Z + R_B \rightarrow R_B = 14,14\text{KN}$$

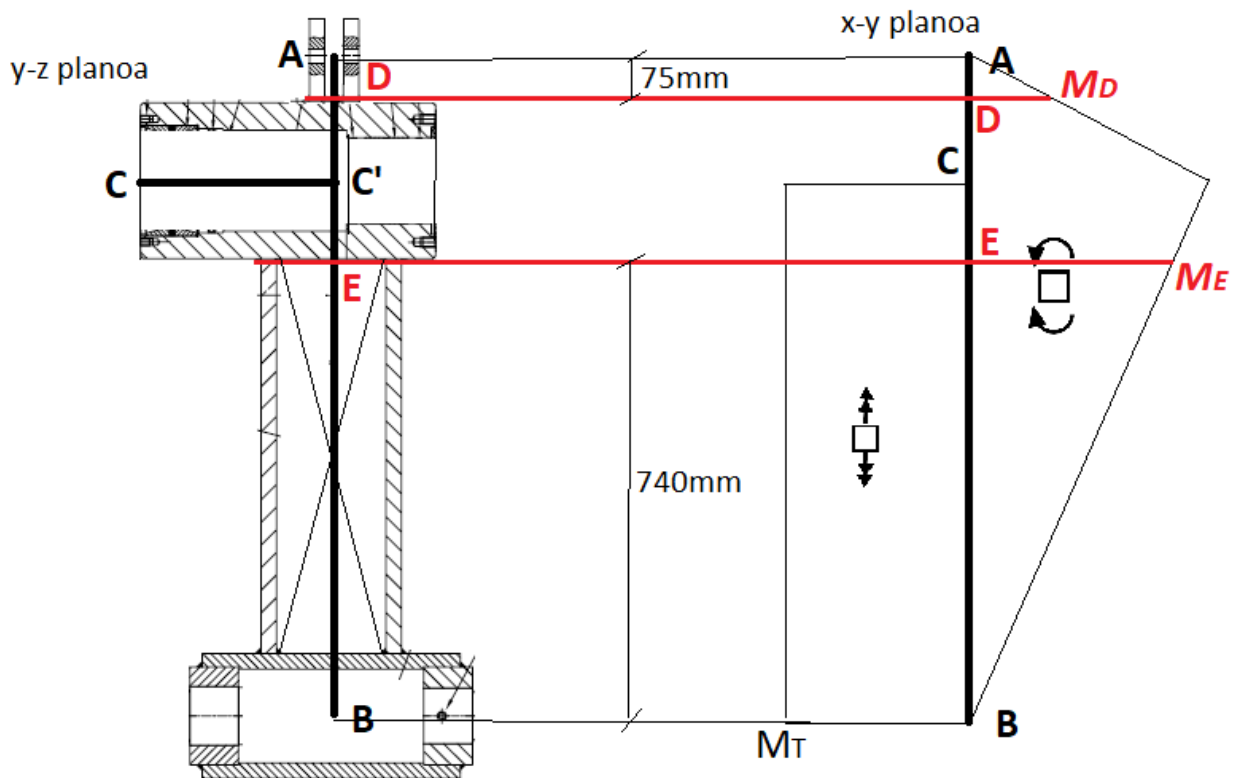
2. Ekuazioa

Gurpilaren indarrak \overline{AB} elementuan momentu flektorea eragiteaz gain, F_G indarrak \overline{AB} –tik 400mm-tara eragiten duenez (ikus 1.irudia) momentu tortsore bat eragingo du \overline{AB} elementuko $\overline{C'B}$ tartean. Momentu tortsore horren balioa maximoa:

$$M_T = F_G \cdot \overline{CC'} = 80.000 [N] \cdot 0,4 [m] = 32.000 \text{ Nm}$$

3. Ekuazioa

Palanka besoa funtzionala izateko izango duen itxuraren arabera eta momentu diagramak ezagututa piezaren sekzio kritikoak zeintzuk izango diren analizatuko dira (8. irudia).



8.IRUDIA: Momentuen digramak

Non:

$$M_D = F_z \cdot \overline{AD} = 65860 [N] \cdot 0,075 [m] = 4939,5Nm$$

4. Ekuazioa

$$M_E = R_B \cdot \overline{BC} = 14140 [N] \cdot 0,74 [m] = 10463,6Nm$$

5. Ekuazioa

8.irudian ikusten den moduan, sekzio kritikoena D edo E sekzioa izango da. D sekzioa inertzi momentu txikiena duelako eta E sekzioa berriz, sekzio bereko tarterik kritikoenean dagoelako, non momentu tortsoatea eta tarte horren momentu flektorarik handiena emanten den.

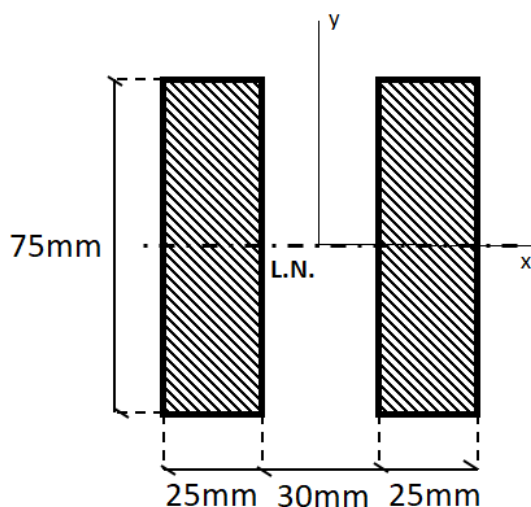
Palanka besoak karga-deskarga zikloak jasago dituzenez agertuko diren tentsioak alternoak izango dira, beraz, pieza nekera diseinatuko da. Piezaren biziraupena 100 urtekoa izatea da helburua.

Palanka besoa eraikitzeko erabiliko den materiala F1140 altzairua izango da. Bere ezaugarri mekanikoak honakoak dira:

- Isurpen tentsioa $\rightarrow \sigma_{yp} = 310 \text{ MPa}$
- Hausturako tentsioa $\rightarrow \sigma_u = 565 \text{ MPa}$

3.1.1.2.2 D Sekzioa

Neke kalkuluarekin hasteko, lehenengo eta behin sekzioak jasango duen tentsioa ezagutu beharko da. Horretarako sekzioaren inertzia momentua ezagutu behar da, hau da, bere geometria. 9.irudian D sekziarako geometria posible bat aurkezten da.



9. IRUDIA. D sekzioa.

D Sekzioaren inertzia momentua x ardatzean:

$$I_{LND} = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 \right) = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 75^3 \right) = 175,78 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

6. Ekuazioa

Aldez aurretik aipatu den moduan palanka besoak karga deskarga zikloak jasango ditu, era horretan D sekzioan batezbesteko tentsioa eta tentsio alternoa agertuko dira. Tentsio horien balioak sekzioak jasaten dituen momentu flectore maximo eta minimoen menpean egongo dira.

D Sekzioak jaso beharko duen momentu flectore maximoa 4. Ekuazioan agertzen dena da. Momentu flectore minimoa berriz nulua izango da, pieza deskargatuta dagoen unean.

$$(4. Ekuazioa) \rightarrow M_{maxD} = M_D = 4939,5Nm$$

$$M_{minD} = 0Nm$$

Era honetan batezbesteko momentu flectorea eta momentu flectore alternoa kalkulatu daitezke. Kasu honetan horien balioa berdina izango da Momentu flectore minimoa nulua izateagatik.

$$M_{mD} = M_{rD} = \frac{M_{maxD} \pm M_{minD}}{2} = \frac{4939,5}{2} = 2469,75Nm$$

7. Ekuazioa

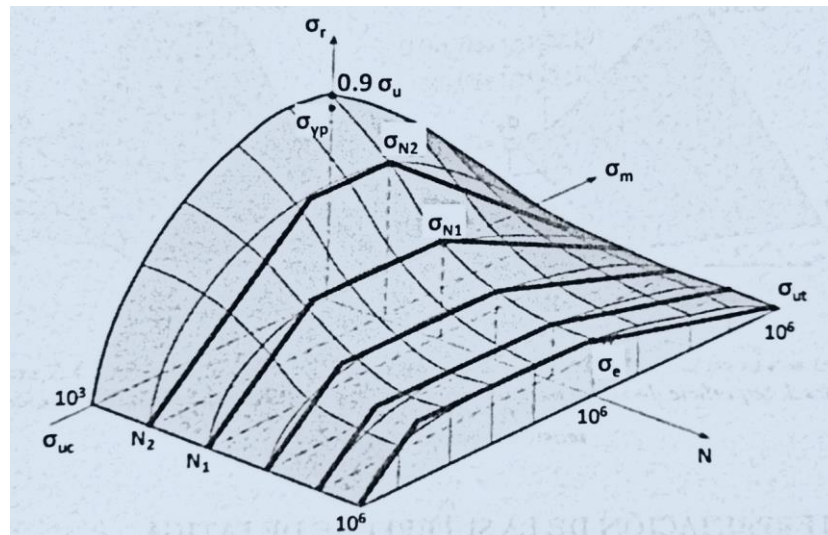
Aurrekoa jakinda batezbesteko tentsioa eta tentsio alternoa kalkulatuko dira:

$$(5. Irudia) \rightarrow Non: y_{max} = \frac{75}{2}mm$$

$$\sigma_{mD} = \sigma_{rD} = \frac{M_{mD} \cdot y_{max}}{I_{LND}} = \frac{2469,75 \cdot 10^3 [Nmm] \cdot \frac{75}{2} [mm]}{175,78 \cdot 10^4 [mm^4]} = 52,69MPa$$

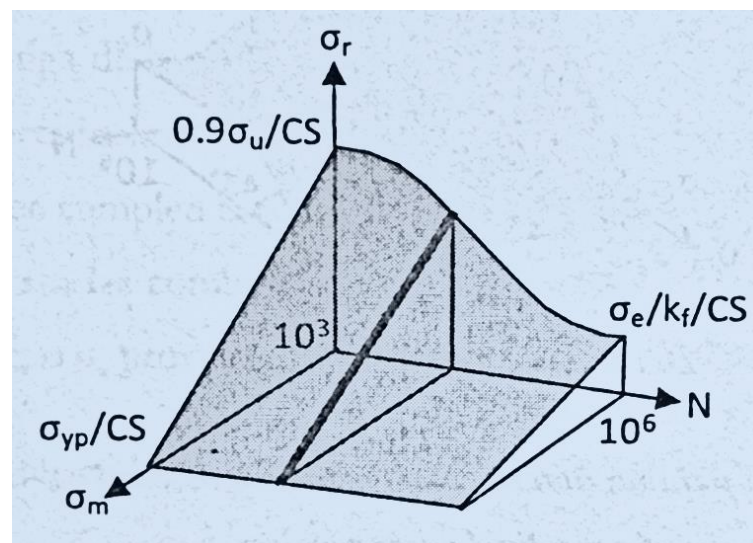
8. Ekuazioa

Behin tentsioak ezagututa, batezbesteko tentsioa eta tentsio alternoak dituen neke egoera denez, Haigh-en diagramatik hurbildutako hutsegite gainazala (10.IRUDIA) erabiliko da tentsio limiteak (batezbesteko eta alterno) kalkulatzeko, piezak nekera 100 urteko biziraupena izan dezan.



10. IRUDIA. Haigh-en diagrama hurbildua.

Kasu honetan, batezbesteko tentsioa positiboa (trakziokoa) izango da, egoera horretako gainazal hurbilduaren aldea erabiliko da kalkulua aurrera eramateko, 11.irudian erakusten dena.



11. IRUDIA. Material harikorren neke gainazala.

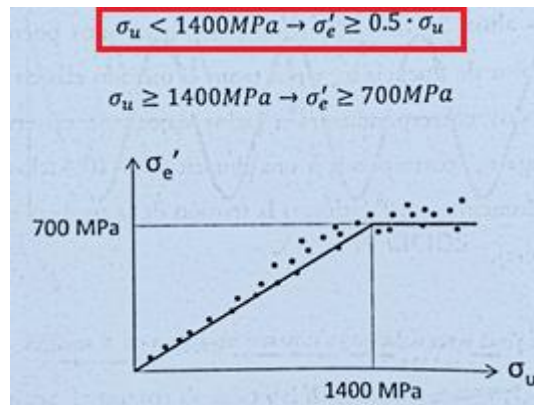
Kalkulua aurrera eramateko erabiliko diren terminoen balioak:

- $\sigma_{yp} = 310 \text{ MPa}$ → Materialaren isurpen tentsioa, trakziara.
- $\sigma_u = 565 \text{ MPa}$ → Materialaren haustura tentsioa.
- $C.S. = 2$ → Segurtasun koefizientea.
- k_f → nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

Faktore hau, k_t estatikarako tentsio kontzentrazio faktorearekin erlazionatuta dago, ohikoak diren sekzioentzat tubulatua dagoena. D sekziorako ez da horrela beraz kalkulu kontserbakorra egiteko k_f -k har dezaken baliorik handiena hartuko da, $k_f = 2.5$.

- $\sigma_e \rightarrow$ sekzioaren neke limitea.

Koefiziente hau σ_e' -ri neke limitearen koefiziente aldaratzaileak aplikatuz lortzen da, 12. Irudia.



12. IRUDIA.

Beraz kasu honetan;

$$\sigma_u = 565 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_e' = 0.5 \cdot 565 = 282,5 \text{ MPa}$$

9. Ekuazioa

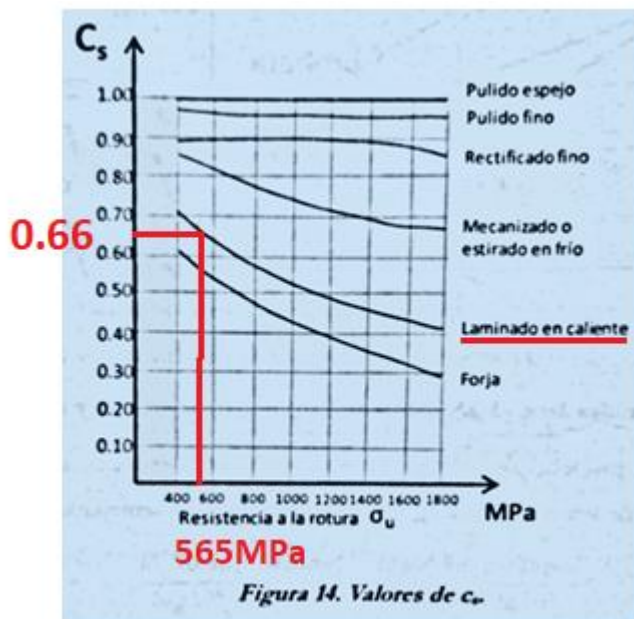
$$\sigma_e = \sigma_e' \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_m \cdot C_j \cdot C_k \cdot C_T \cdot C_w \cdot C_v$$

10. Ekuazioa

Neke limitearen koefiziente aldaratzaileak

C_s : gainazal akaberako koefizientea.

Materialaren haustura tentsioa eta beroan laminatutako materiala dela jakinda, 13. Irudia



13. IRUDIA. Gainazal akaberako koefizientea.

$$C_s = 0.66$$

C_{dD} : Dimensio eta geometria koefizientea.

D sekzioaren kasuan, tamaina ertain-txikia denez:

$$C_{dD} = 0.9$$

C_t : Piezaren lan egiteko eraren araberako koefizientea.

Piezak flekzioan eta tortsioan lan egiten duenez.

$$C_t = 0.85$$

C_f : Fidakortasun koefizientea.

Kalkulu lar kontserbakorra ez egiteko koefiziente hau ez erabiltzea erabakitzen da.

C_m : Tratamendu mekanikoen koefizientea.

Piezak ez du tratamendu mekaniko berezirik jasoko, beraz, ez da koefiziente hau erabiliko.

C_j : Fretting koefizientea.

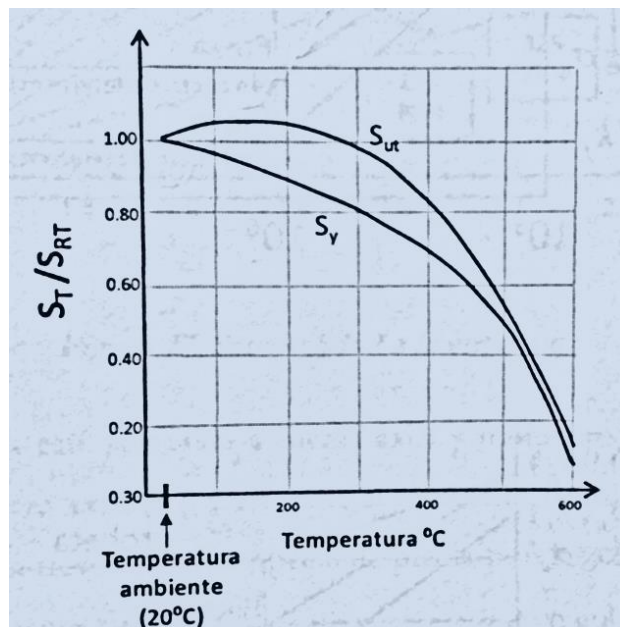
Piezak ez du beste pieza batzuekin kontakturik izango, hau da, kasu honetan ez da aplikagarria.

C_k : Tarka koefizientea:

Piezak ez du talkarik jasango beraz bere balioa 1 izango da.

C_T : Temperatura koefizientea:

Piezak 20-40°C tartean lan egingo du, temperatura tarte horretako C_T koefizientea 1 izango da 14.irudian ikusten denez.



14. IRUDIA. Tentsio limiteen aldaketa temperaturarekin.

$$C_T = 1$$

C_w : Soldadura koefizientea.

D sekzioan ondorengo tratamendurik gabeko soldadura egongo da:

$$C_w = 0.5$$

C_v : Efektu anitzen koefizientea.

Ez da bestelako efekturik agertuko beraz, ez da koefiziente hau erabiliko.

Neke limitearen koefiziente aldaratzaileak 10. Ekuazioan ordezkatzuz, neke limitea:

$$\sigma_{eD} = 282,5 \cdot 0,66 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,5 = 71,31 \text{ MPa}$$

11. Ekuazioa

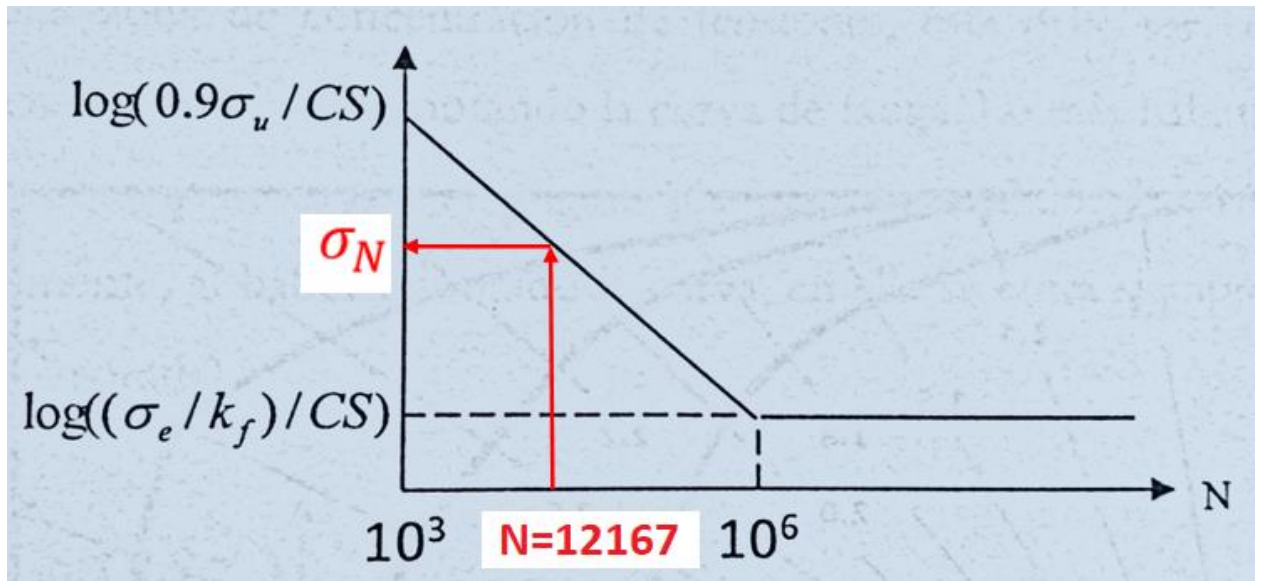
11.irudiko parametroak definitu direla 100 urteko biziraupenerako batezbesteko tentsio eta tentsio alternoko limiteak kalkulatu dira.

Makinaren funtzionamendutik badakigu zikloak 3 – 6 eguneko iraupena izan ditzazketela. Kalkulua kontserbakorra izateko zikloak 3 eguneko iraupena dutela hartuko da, beraz ziklo kopurua 100 urtetan:

$$N = 100 \text{ urte} \cdot \frac{365 \text{ egun}}{\text{urte } 1} \cdot \frac{1 \text{ ziklo}}{3 \text{ egun}} \approx 12167 \text{ ziklo}$$

12. Ekuazioa

Lortu nahi den biziraupenaren ziklo kopurua ezagututa 11.irudiko $\log \sigma_r - \log N$ ardatzetako Basquin-en kurba erabiliko da ziklo kopuru horri dagokion σ_N kalkulatzeko triangeluen antzekotasuna aplikatuz 15.irudian erakusten den moduan.

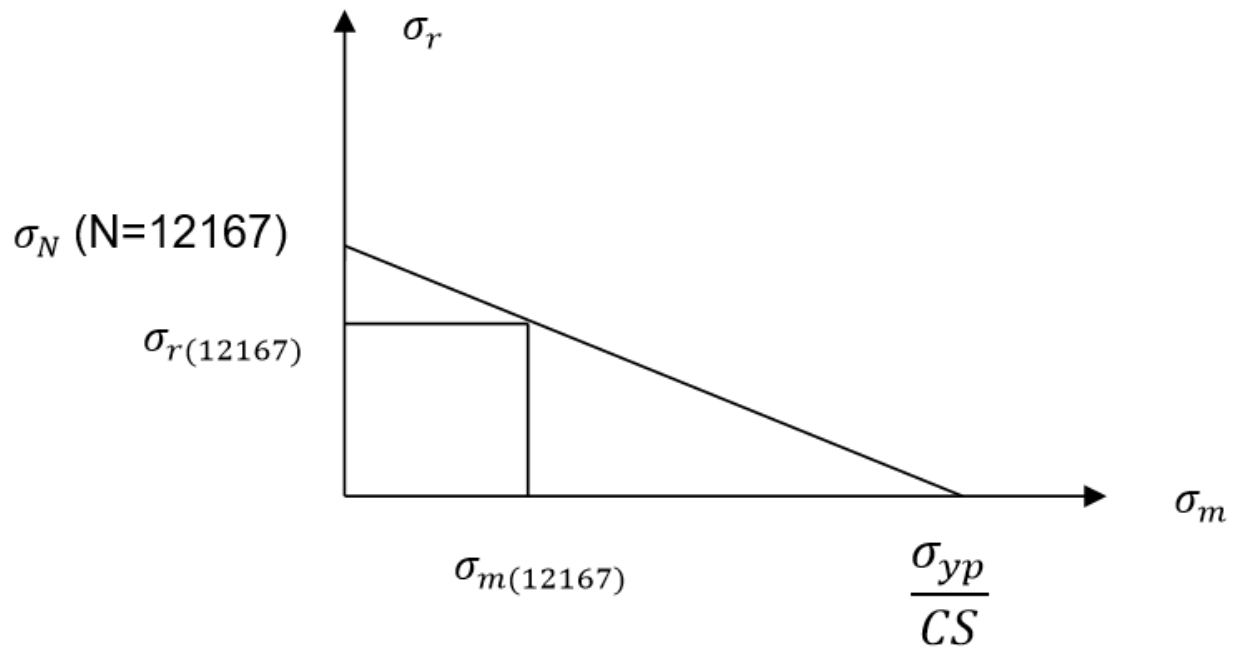


15.IRUDIA: Ebazpena, $\log\sigma_r - \log N$ grafikoan (Basquin-en kurba).

$$\frac{\text{Log}\left(\frac{0.9\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e D}{CS \cdot k_f}\right)}{\log(10^6) - \log(10^3)} = \frac{\log\left(\frac{0.9\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_N)}{\log(12167) - \log(10^3)} \rightarrow \sigma_N = 89,68 \text{MPa}$$

13. Ekuazioa

σ_N ezagututa 16.irudiko $\sigma_m - \sigma_r$ ardatzetako Soderberg-en edo Goodman-en grafika erabiliko da $N=12167$ zikloko iraupena ematen duten $\sigma_m - \sigma_r$ konbinazioak adierazteko.



16. IRUDIA. Soderberg edo Goodman-en kurba

D sekzioko egoera tentsionalean $\sigma_m = \sigma_r$ denez, $\sigma_{m(12167)} = \sigma_{r(12167)}$ den egoera ebatzi beharko da, beraz, 16.irudian triangeluen antzekotasuna aplikatuz:

$$\frac{\sigma_N}{\frac{\sigma_{yp}}{CS}} = \frac{\sigma_N - \sigma_{r(12167)}}{\sigma_{m(12167)}} \rightarrow \sigma_{r(12167)} = \sigma_{m(12167)} = 56,81 \text{ MPa}$$

14.Ekuazioa

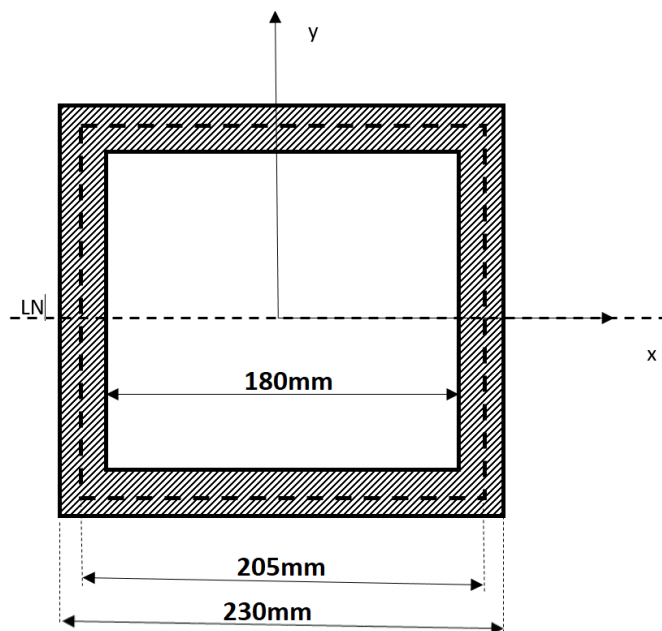
Beraz:

$$\sigma_{r(12167)} = \sigma_{m(12167)} = 56,81 \text{ MPa} > 52,69 \text{ MPa} = \sigma_{mD} = \sigma_{rD}$$

$\sigma_{r(12167)} = \sigma_{m(12167)} > \sigma_{mD} = \sigma_{rD}$ denez D sekzioak nekera gutxienez 100 urteko biziraupena izango du.

3.1.1.2.3 E sekzioa

D sekzioaren egin den bezala, E sekzioaren geometriaren inerti momentua kalkulatu da ondoren tentsioak kalkulatu ahal izateko, 17. Irudia.



17. IRUDIA. E sekzioa.

E sekzioaren inerti momentua x ardatzean:

$$I_{LNE} = \left(\frac{1}{12} \cdot 230 \cdot 230^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 180 \cdot 180^3 \right) = 145,72 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

15. Ekuazioa

8. irudian erakusten den moduan E sekzioak momentu fletorea eta momentu tortsorea jasaten du, beraz, horiek eragindako tentsio normalak eta ebakitzaileak kalkulatu beharko dira

Karga-deskarga kasua izateagatik eragindako batezbesteko tentsio eta tentsio alternoak berdinak izango dira.

Momentu fletoreak eragindako tentsioak:

$$(5. \text{ ekuaziotik}) \rightarrow M_{maxE} = M_E = 10463,6 \text{ Nm}$$

$$M_{minE} = 0Nm$$

$$M_{mE} = M_{rE} = \frac{M_{maxE} \pm M_{minE}}{2} = \frac{10463,6}{2} = 5231,8Nm$$

16.Ekuazioa

$$(17. Iruditik) \rightarrow y_{max} = \frac{230}{2} mm$$

$$\sigma_{mE} = \sigma_{rE} = \frac{M_{mE} \cdot y_{max}}{I_{LNE}} = \frac{5231,8 \cdot 10^3 [Nmm] \cdot \frac{230}{2} [mm]}{145,72 \cdot 10^6 [mm^4]} = 4,13 MPa$$

17.Ekuazioa

Momentu tortsoreak eragindako tentsioak:

Kalkuluarekin hasi aurretik piezak tortsio uniformera lan egiten duen ala ez jakin beharko da.

Pieza batek tortsio uniformera lan egiten duela esaten da hurrengo bi baldintzak betetzen direnean: agertzen den esfortzu bakarra konstantea den esfortzu tortsore bat da eta piezaren muturrak libreki kopatu dezakete.

Palanka besoak momentu flektoreaz gain momentu tortsorea jasaten duenez eta piezaren muturrak libreki kopatu ezin dutenez, piezak tortsio ez uniformera egiten du lan.

Piezaren sekzio guztiak era berean kopatu ezin dutenez, τ tentsio ebakitzailak sortzeaz gain σ_x tentsio normalak ere sortuko dira, hala ere, lodiera txikiko sekzio itxietan tortsio uniformeko egoera aplikatzea onargarria da.

Sekzio bat lodiera txikikoa kontsideratzeko sekzioaren zabalera hormaren lodiera baino hamar aldiz handiagoa izan behar da, kasu honetan:

$$b: \text{sekziaren zabalera} \rightarrow b = 230mm$$

$$t: \text{hormaren lodiera} \rightarrow t = \frac{230 - 180}{2} = 25mm$$

18.Ekuazioa

$$b > 10 \cdot t \rightarrow 230\text{mm} < 250\text{mm}$$

19.Ekuazioa

D Sekzioaren kasuan zabalera ez da hormaren lodiera baino hamar aldiz handiagoa, nolahi ere, kasu limitea izateagatik, kalkuluak sinplifikatzeko asmotan, lodiera txikiko sekzioa dela kontsideratuko da tentsio uniformeko egoera aplikatu ahal izateko. Era honetan, momentu tortsoreak tentsio ebakitzailak bakarrik eragingo ditu.

Tentsioen kalkuluarekin hasteko, karga-deskarga kasua izateagatik momentu tortsore minimo eta maximoak batezbesteko momentu tortsorea eta momentu tortsore alternoa eragingo dute.

$$M_{Tmax} = M_T = 32000Nm$$

$$M_{Tmin} = 0Nm$$

$$M_{Tm} = M_{Tr} = \frac{M_{Tmax} \pm M_{Tmin}}{2} = \frac{32000}{2} = 16000Nm$$

20.Ekuazioa

Lodiera txikiko sekzio itxietan eragindako tentsio tangenziala:

Non:

$$T: \text{Momentu tortsotea} \rightarrow T = 16 \cdot 10^6 Nmm$$

$$t_{min}: \text{Paretaren lodiera minimoa} \rightarrow t_{min} = 25mm$$

$$A_m: \text{Sekzioaren erdiko lerroak itxitako azalera} \rightarrow A_m = 205^2 = 42025mm^2$$

$$\tau_{mE} = \tau_{rE} = \frac{T}{2 \cdot t_{min} \cdot A_m} = 7,62 MPa$$

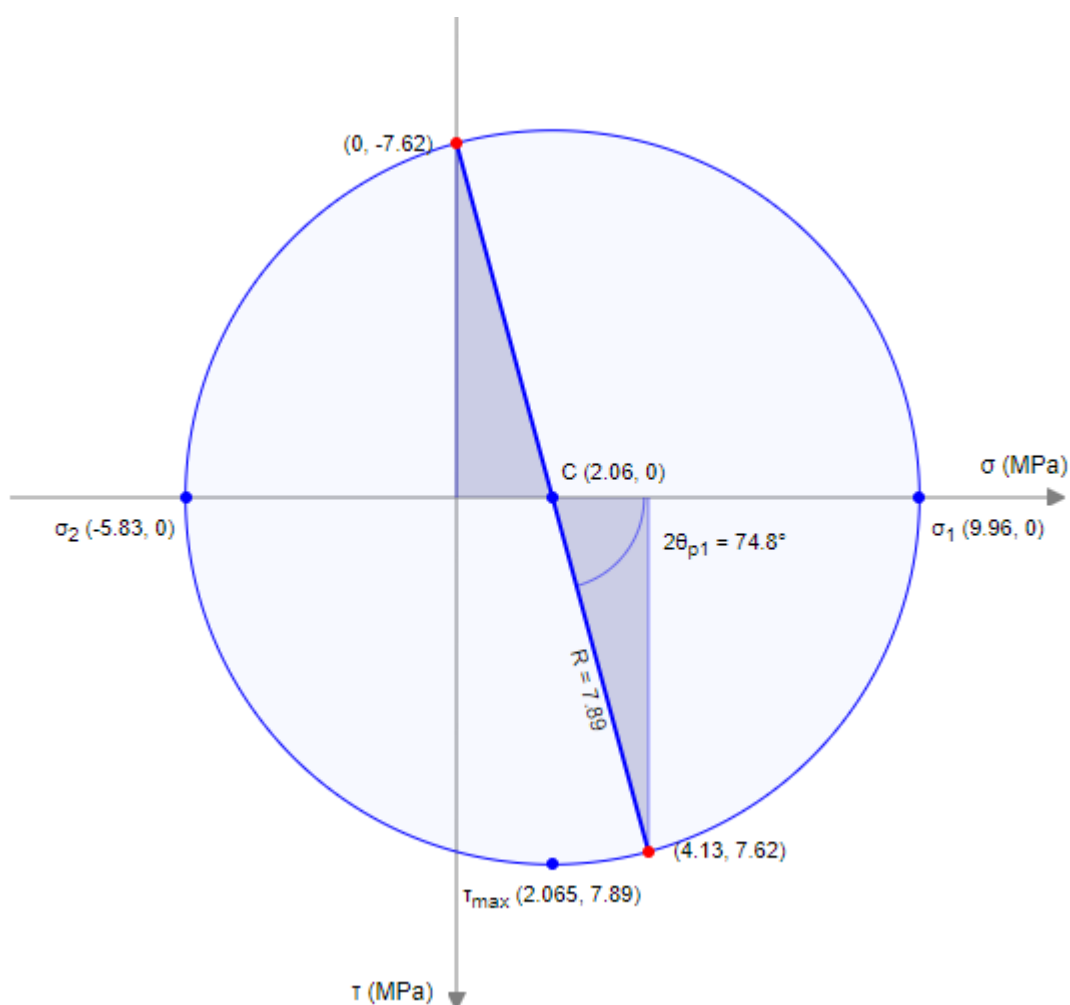
21.Ekuazioa

Palanka besoak tentsio normalak eta ebakitzailak jasango dituzenez, tentsio biaxialeko egoera izango du. D sekzioa tentsio biaxialarekin nekera 100 urte irauteko diseinatuko da.

Lehenengo, egoera tentsioanalaren tentsio printzupalak ezagutzeko, Mohr-en zirkulua erabilikoa da. $\sigma_{mE} = \sigma_{rE}$ denez eta $\tau_{mE} = \tau_{rE}$ denez, $\sigma_{1m} = \sigma_{1r}$ eta $\sigma_{2m} = \sigma_{2r}$ izango dira. Horrek esan nahi du Mohr-en zirkulua baten ebatzita balio guztiak lortuko direla, 18. Irudia.

$$\sigma_{mE} = \sigma_{rE} = 4,13 \text{MPa}$$

$$\tau_{mE} = \tau_{rE} = 7,62 \text{MPa}$$



18.IRUDUA. Mohr-en zirkulua ebatzita.

Mohr-en zirkuluaren ebazpenetik tentsio printzupalak ezagutzen dira, hau da, batezbesteko tentsio printzupalak eta tentsio printzupal alternoak.

$$\sigma_{1m} = \sigma_{1r} = 9,96MPa$$

22.Ekuazioa

Nahiz eta σ_{2m} -ren balioa negatiboa (konpresiokoa) izan, positibotzat (trakziokoa) hartuko da kalkuluak sinplifikatzeko. Sinplifikazio kontserbakorra izango da.

$$\sigma_{2m} = \sigma_{2r} = 5,83MPa$$

23.Ekuazioa

Piezaren tentsio egoera, batezbesteko ez nuludun tentsio egoera biaxial sinplea izango da tentsio printzipalak periodo berdina izango dutelako (tentsioen jatorrizko indarra berdina delako). Tentsio printzipalak sinkronizatuta egongo dira.

Ebazpena aurrera eramateko, lehenengo σ_{NE} balioa kalkulatu beharko da. D sekzioko σ_{ND} kalkulatzeko erabili diren balio guztiak berdinak izango dira sekzioaren neke limitea (σ_e) izan ezik, neke limitearen C_d koefiziente aldaratzailea desberdina izateagatik balioa aldatzen delako.

E sekzioaren tamaina D-rena baino askoz handiagoa izateagatik C_d koefiziente aldaratzailearen balioa 0.9 izatetik 0.8 izatera igarotzen da.

$$\text{Sekzioaren tamaina handia} \rightarrow C_{dE} = 0.8$$

Beraz, neke limitea:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_m \cdot C_j \cdot C_k \cdot C_T \cdot C_w \cdot C_v$$

$$\sigma_{eE} = 282,5 \cdot 0,66 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,5 = 63,39MPa$$

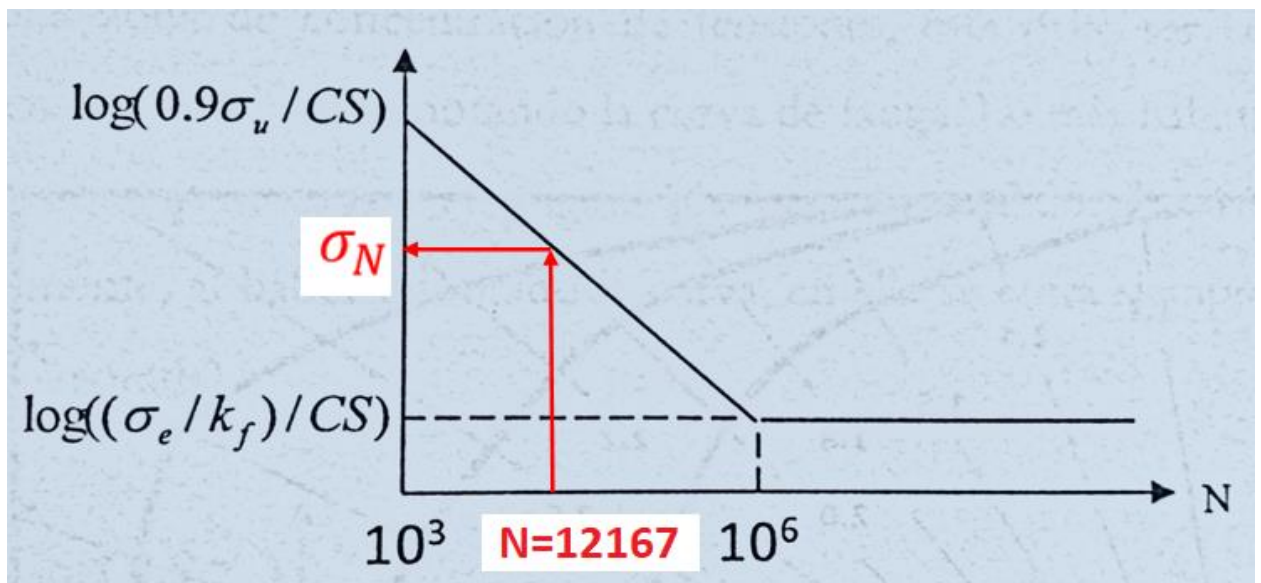
24.Ekuazioa

100 urtetan ziklo kopurua:

$$N = 100 \text{ urte} \cdot \frac{365 \text{ egun}}{\text{urte } 1} \cdot \frac{1 \text{ ziklo}}{3 \text{ egun}} \approx 12167 \text{ ziklo}$$

25.Ekuazioa

Basquin-en kurban triangeluen antzekotasuna aplikatuz E sekziorako σ_N kalkulatu da 19. Irudia.

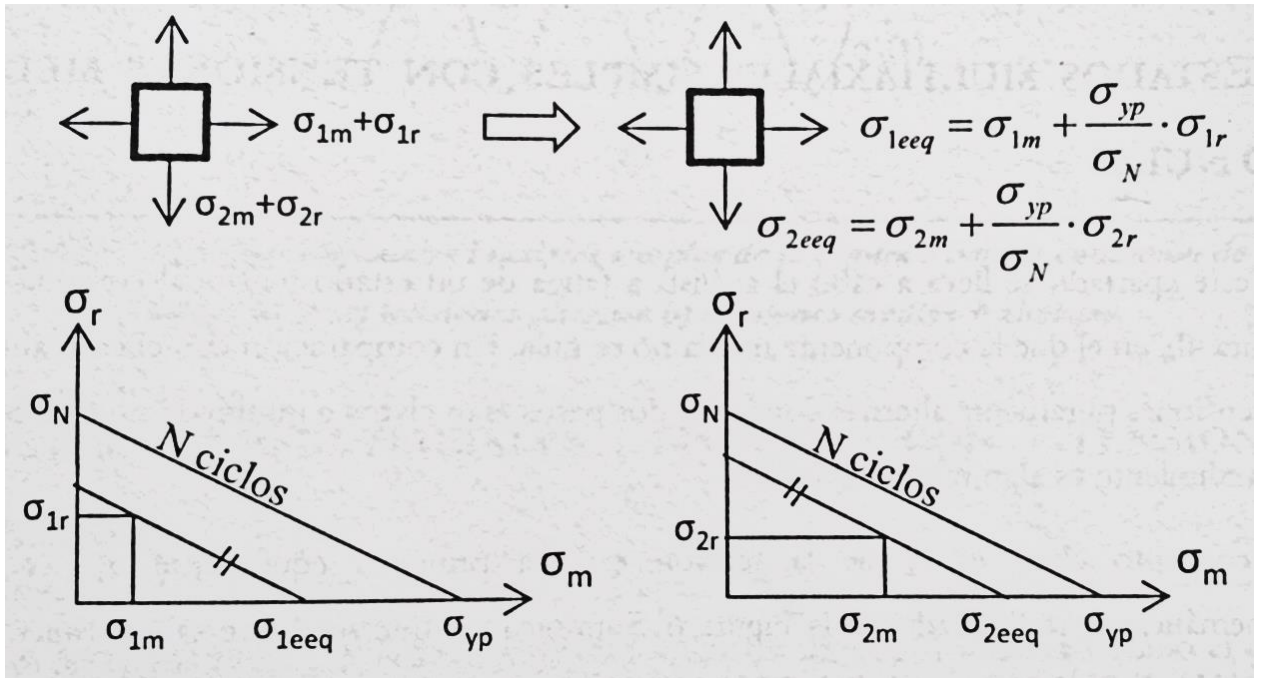


19.IRUDIA: Ebazpena, $\log \sigma_r - \log N$ grafikoan (Basquin-en kurba).

$$\frac{\log\left(\frac{0.9\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e E}{CS \cdot k_f}\right)}{\log(10^6) - \log(10^3)} = \frac{\log\left(\frac{0.9\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_N)}{\log(12167) - \log(10^3)} \rightarrow \sigma_N = 85,94 \text{ MPa}$$

26.Ekuazioa

Tentsio estatiko baliokideak ($\sigma_{1eeq}, \sigma_{2eeq}$) kalkulatzeko Soderberg-en kurban triangeluen antzekotasuna aplikatu da, 20. Irudia.



20.IRUDIA: Soderberg-en kurba. Tentsio estatiko baliokideen kalkulua.

$$\sigma_{1eeq} = 41,77MPa$$

$$\sigma_{2eeq} = 24,45MPa$$

$$\sigma_{3eeq} = 0MPa$$

Von Mises-en hutsegite teoria erabilita piezaren segurtasun koefizientea (CS) N=12167 ziklo-ko iraupenerako kalkulatu da.

$$\sigma_{yp} = 310MPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{1eeq} - \sigma_{2eeq})^2 + (\sigma_{2eeq} - \sigma_{3eeq})^2 + (\sigma_{1eeq} - \sigma_{3eeq})^2]} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \rightarrow$$

$$\rightarrow CS = 7.76 > 1$$

27.ekuazioa

Segurtasun koefizientea 1 baino askoz handiagoa denez pieza nekera N=12167 ziklo irauteko ondo diseinatuta dago. E sekzioa lodiera txikioa kontsideratzeko egin den

sinplifikapena ontzat hartzen da segurtasun koefizientearen balioa unitatea baino askoz handiagoa dela ikusita.

3.1.2 Balazta

Balaztaren funtzioa, gurpila danborrarekin kontaktuan ez dagoenean gurpila eta ardatza osatzen duten multzo birakaria gelditzea da.

Balazta diseinatzeko disko bidezko balaztetako RINGSPANN katalogoa erabilikoa da.

Katalogoak azaltzen duen moduan, diskoaren tenperatura kontrolatu behar da hau 300°C-tik ez igotzeko, horretarako, katalogoaren arabera balaztatze denbora 10 segundo baino txikiagoa izan behar da. Beraz:

Balaztatze denbora: $t_B = 9,5s$ definituko da.

Lehenik eta behin balaztatze momentu maximoa kalkulatu beharko da ondoren exigentzia horrek betetzen duen balazta eta diskoa aukeratzeko.

Balaztatze momentuan eragina duten aldagaiak; balaztatze denbora, masa birakorraren inertzia momentua eta hasierako eta amaierako biraketa abiadurak dira. Balaztatze denbora definitu denez ($t_B = 9,5s$) eta amaierako biraketa abiadura kasu guztietarako nulua izango denez (gurpila guztiz geldituta), balaztatze momentuan eragina izango duten bi aldagai geratuko dira: Masa birakorraren inertzia momentua eta hasierako biraketa abiadura.

Horien arabera kasu kritikoak izan daitezkeen bi kasuak aztertuko dira; Diametro txikieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua eta diametro handieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua.

3.1.2.1 Diametro txikieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua

Saiakuntza-bankuan montatuko diametro txikieneko gurpila 205/65R17.5 tamainakoa izango da.

205/65R17.5 Gurpilaren datuak:

$$\text{Hagunaren erradioa} \rightarrow R_h = \frac{17,5''}{2} \cdot \frac{25,4mm}{1''} = 222.25mm$$

$$\text{Gurpilaren erradioa} \rightarrow R_g = \frac{0.715}{2} m$$

$$\text{Hagunaren masa} \rightarrow m_h = 25 kg$$

$$\text{pneumatikoaren masa} \rightarrow m_p = 35 kg$$

Gurpil osoaren masa:

$$m_g = m_p + m_h = 35 + 25 = 60 kg$$

28.Ekuazioa

RINGSPANN katalogotik; balaztatze momentua:

$$M_B = M_R = \frac{J_{red}}{t_B} \cdot \frac{n_1 - n_2}{9,55}$$

29.Ekuazioa

Gurpila eta ardatza osatzen duten multzo birakariaren inertzia momentua (J_{red}) kalkulatzeko pneumatikoaren eta hagunaren inertzia momentuak batuko dira. Ardatzaren inertzia momentua ez da kontutan hartuko bere masa txikia eta biraketa ardatzatik hurbil egoteagatik. Balaztaren inertzia momentua ere ez da kontutan hartuko bere masa txikia delako gurpilarenarekin konparatuta.

Pneumatikoaren inertzia momentua zilindro huts baten inertzia momentuarekin hurbilduko da, horretan, barne erradioa hagunaren erradioa izango da, kanpoko erradioa gurpilaren erradioa eta bere masa pneumatikoaren masa.

$$R_h = 222.25 \cdot 10^{-3} m$$

$$R_g = \frac{0,715}{2} m$$

$$m_p = 35 kg$$

$$J_p = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot (R_h^2 + R_g^2) = 3,1 kgm^2$$

Hagunaren inertzia momentua zilindro baten inertzia momentuarekin hurbilduko da Zilindro horren erradioa hagunaren erradioa izango da eta bere masa hagunaren masa.

$$R_h = 222.25 \cdot 10^{-3} m$$

$$m_h = 25 kg$$

$$J_h = \frac{1}{2} \cdot m_h \cdot R_h^2 = 0,62 kgm^2$$

Multzo birakariaren masa pneumatikoaren eta hagunaren inertzia momentuen batura izango da:

$$J_{red} = J_p + J_h = 3,1 + 0,62 = 3,72 kgm^2$$

30.Ekuazioa

Hasierako biraketa abiadura kalkulatzeko gupila Errodadura Saiakuntza-bankua abiadura maximoan (250km/h) biratzen hari dela hartuko da nahiz eta abiadura hori kamioien gupilen saiakuntzak egiteko baino handiagoa izan. Abiadura hori abiadura tangenziala ($V_{tan} = 250 Km/h$) izango da, hortik hasierako biraketa abiadura ondoriozta daiteke:

$$n_1 = \frac{V_{tan}}{R_g} = \frac{250 Km/h}{\frac{0,715}{2} \cdot 10^{-3} Km} \cdot \frac{1h}{60min} \cdot \frac{bira 1}{2\pi rad} = 1854,5 rpm$$

31.Ekuazioa

Balaztatzearen helburua gupila guztiz gelditzea denez, amaierako biraketa abiadura:

$$n_2 = 0 rpm$$

Datu horiek guztiak 29. Ekuazioan ordezkatzuz, diametro txikieneko gupila abiadura maximoatik gelditu arte aplikatu beharreko balaztatze momentua:

$$J_{red} = 3,72 \text{kgm}^2$$

$$t_B = 9,5 \text{s}$$

$$n_1 = 1854,5 \text{rpm}$$

$$n_2 = 0 \text{rpm}$$

$$M_B = \frac{3,83 \text{kg/m}}{9,5 \text{s}} \cdot \frac{1854,5 \text{rpm} - 0}{9,55} = 82.65 \text{Nm}$$

32.Ekuazioa

3.1.2.2 Diametro handieneko gurpila gelditzeko balaztatze momentua

Saiakuntza-bankuan montatuko diametro handieneko gurpila 385/65R22.5 tamainakoa izango da.

385/65R22.5 Gurpilaren datuak:

$$\text{Hagunaren erradioa} \rightarrow R_h = \frac{22,5''}{2} \cdot \frac{25,4 \text{mm}}{1''} = 285,75 \text{mm}$$

$$\text{Gurpilaren erradioa} \rightarrow R_g = \frac{1,087}{2} \text{m}$$

$$\text{Hagunaren masa} \rightarrow m_h = 50 \text{kg}$$

$$\text{pneumatikoaren masa} \rightarrow m_p = 70 \text{kg}$$

Gurpil osoaren masa:

$$m_g = m_p + m_h = 50 + 70 = 120 \text{kg}$$

33.Ekuazioa

RINGSPANN katalogotik; balaztatze momentua. (29. Ekuazioa)

Gurpilaz eta ardatzaz osatutako multzo birakariaren inertzia momentua (J_{red}) diametro txikieneko gurpilarako kalkulatu den moduan kalkulatu da.

Pneumatikoaren inertzia momentua zilindro huts baten inertzia momentuarekin hurbilduko da. Horretan, barne erradioa hagunaren erradioa izango da, kanpoko erradioa gurpilaren erradioa eta bere masa pneumatikoaren masa.

$$R_h = 285,75 \cdot 10^{-3} m$$

$$R_g = \frac{1,087}{2} m$$

$$m_p = 70 kg$$

$$J_p = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot (R_h^2 + R_g^2) = 13,2 kgm^2$$

Hagunaren inertzia momentua zilindro baten inertzia momentuarekin hurbilduko da. Zilindro horren erradioa hagunaren erradioa izango da eta bere masa hagunaren masa.

$$R_h = 285,75 \cdot 10^{-3} m$$

$$m_h = 50 kg$$

$$J_h = \frac{1}{2} \cdot m_h \cdot R_h^2 = 2,04 kgm^2$$

Multzo birakariaren masa pneumatikoaren eta hagunaren inertzia momentuen batura izango da:

$$J_{red} = J_p + J_h = 13,2 + 2,04 = 15,24 kgm^2$$

34.Ekuazioa

Hasierako biraketa abiadura kalkulatzeko gupila Errodadura Saiakuntza-bankua abiadura maximoan (250km/h) biratzen hari dela hartuko da nahiz eta abiadura hori kamioien gupilen saiakuntzak egiteko erabiltzen den abiadura baino handiagoa izan. Abiadura hori abiadura tangenziala ($V_{tan} = 250 Km/h$) izango da, hortik hasierako biraketa abiadura ondoriozta daiteke:

$$n_1 = \frac{V_{tan}}{R_g} = \frac{250 Km/h}{\frac{1,087}{2} \cdot 10^{-3} Km} \cdot \frac{1h}{60min} \cdot \frac{bira 1}{2\pi rad} = 1220,14 rpm$$

35.Ekuazioa

Balaztatzearen helburua gurpila guztiz gelditzea denez, amaierako biraketa abiadura:

$$n_2 = 0 \text{ rpm}$$

Datu horiek guztiak 29. Ekuazioan ordezkatzuz, diametro handieneko gurpila abiadura maximotik gelditu arte aplikatu beharreko balaztatze momentua:

$$J_{red} = 15,24 \text{ kgm}^2$$

$$t_B = 9,5 \text{ s}$$

$$n_1 = 1220,14 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 0 \text{ rpm}$$

$$M_B = \frac{15,24 \text{ kg/m}}{9,5 \text{ s}} \cdot \frac{1220,14 \text{ rpm} - 0}{9,55} = 204,96 \text{ Nm}$$

Beraz:

$$204,96 \text{ Nm} > 82,65 \text{ Nm}$$

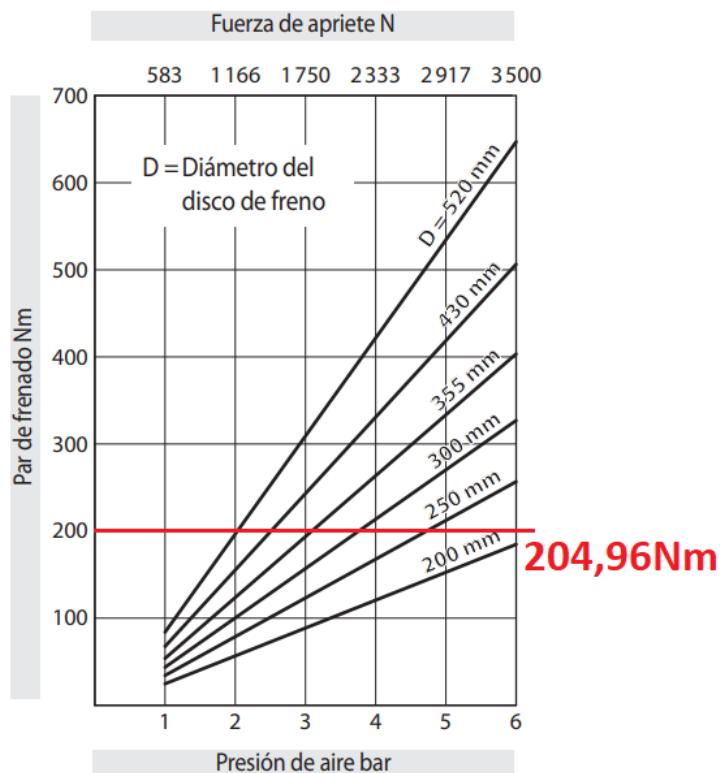
3.1.2.3 Balaztaren aukeraketa

Gurpil handiena balaztatzeko aplikatu beharreko momentua, gurpil txikia balaztatzeko aplikatu behar den momentua baino handiagoa da. Honenbestez RINGSPANN katalogotik 204.96Nm-tako balaztatze momentua aplika dezaken balazta aukeratu beharko da.

Eragingailu pneumatikoa duen balazta aukeratu da. Balaztatzeko momentua haizeak aplikatutako presioaren arabera eta balazta-diskoaren diametroaren arabera izango da.

21.irudian erakusten denez **DV 020 PFK – 630 M – 12** balaztak 5 bar-etako presioarekin funtzionatuz eta 250mm-ko diametroko balazta-disko batekin 204,96Nm-ko balaztatze momentua baino handiagoa eman ahal izango du. 6 bar-etako presioarekin 250Nm inguruko balaztatze momentuko kapazitatea izanaz.

DV 020 PFK - 630 M - 12

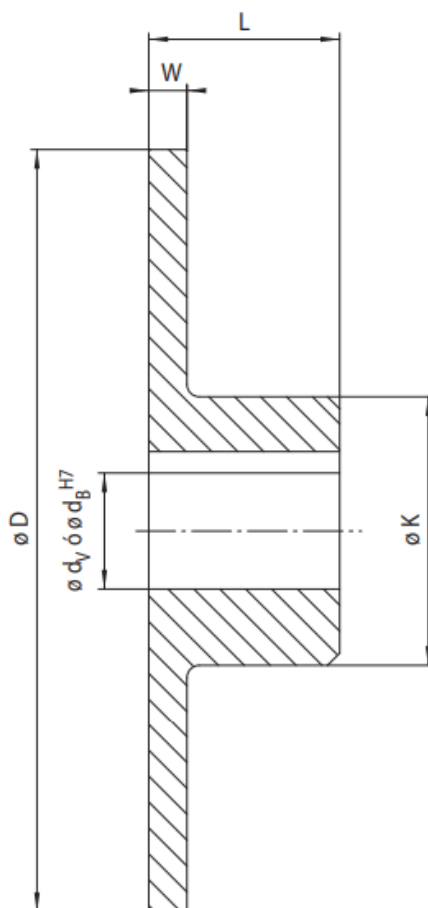
Datos técnicos

21.IRUDIA. Balaztaren aukeraketa.

Balaztaren erreferentzia:

DV 020 PFK – 630 M – 12**3.1.2.4 Balazta-diskoaren dimentsionaketa**

Aurreko atalean zehaztu den moduan 250mm-ko diametroa izango duen B formako (22.irudia) balazta-diskoa aukeratuko da.



**Forma B
con chavetero**

Tamaño D mm	Espesor del disco W mm	Desbaste d_v mm	Forma F				Forma B		
			Agujero acabado d_F mm	H mm	T mm	Z*	Agujero acabado máx. d_B^{**} mm	L mm	K mm
125	12,5	-	40	9	56	4	32	37,5	50
150	12,5	-	50	9	66	4	40	42,5	60
200	12,5	-	63	11	83	8	45	52,5	65
250	12,5	-	80	11	100	8	70	62,5	100

22.IRUDIA. Balazta-diskaren dimentsioak.

Balazta-diskoaren datu teknikoak aztertuta (23.irudia) horren biraketa abiadura maximoa ez dela gaitzeko konprobatzen da. Diametro txikieneko gupilaren abiadura maximoa (n_{1max}) balaztaren abiadura maximoa (n_{max}) baino txikiagoa da.

$$n_{1max} = 1854,5rpm < 7300rpm = n_{max}$$

36.Ekuazioa

Tamaño	Espesor del disco de freno	Velocidad máx.	Forma F	Forma B
D mm	W mm	n_{max} min ⁻¹	Momento de inercia J kgm ²	Momento de inercia J kgm ²
125	12,5	14 500	0,0022	0,0023
150	12,5	12 100	0,0045	0,0047
200	12,5	9 100	0,0141	0,0146
250	12,5	7 300	0,0345	0,0380

23.IRUDIA. Balazta-diskaren datu teknikoak.

3.1.2.4.1 Beroaren xurgapenaren egiaztapena

Egiaztapen hau balaztatze akzio bakarreko balaztatze lan onargarriaren arabera egingo da. RINGSPANN katalogoak erakutsitako ekuazioak eta taulak erabiliko dira.

Bete beharreko desberdintza:

$$W_{BSzul} \geq W_B$$

37.Ekuazioa

$$W_B = \frac{J_{red} (n_1^2 - n_2^2)}{182,5}$$

38.Ekuazioa

38.Ekuazioa analizatuz egiaztapen honetarako kasu kritikoena diametro handieneko gurpilarena jarraitzen izango duela ondoriozta daiteke. Nahiz eta diametro txikieneko gurpilaren biraketa abiadura maximoa (31.Ekuazioa) diametro handieneko gurpilaren abiadura maximoa (35.Ekuazioa) baino %30 inguru handiagoa izan, diametro handieneko gurpilaren multzo birakariaren inertzia momentua (34.Ekuazioa) diametro txikieneko gurpilaren multzo birakariaren inertzia momentua (30.Ekuazioa) baino 5 aldiz handiagoa izango da.

$$J_{red} = 15,24 \text{ kgm}^2$$

$$n_1 = 1220,14 \text{ rpm}$$

$$W_B = \frac{15,24 \cdot 1220,14^2}{182,5} \approx 124.320$$

D mm	W_{BSzul} W = 12,5 mm Nm
125	120000
150	170000
200	260000
250	350000
300	450000

24.IRUDIA. W_{BSzul}

$$W_{BSzul} = 350.000 > 124.320 = W_B$$

37. Ekuazioaren desberdintza betetzen da beraz balaztaren diskoak balaztatze prozesuan sortzen den beroa xurgatzeko ahalmena izango du.

Beroaren disipazioari dagokionez ez da arazorik egongo. Errodadura saiakuntzen iraupen luzeagatik (minimo 2 egun) balaztaren aktuazioaren frekuentzia oso baxua izango da eta beraz beroa disipatzeko denbora nahikoa egongo da.

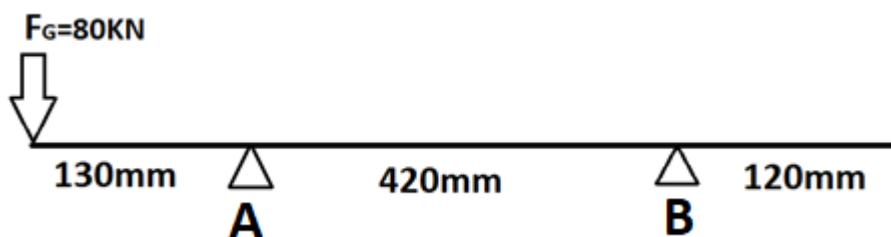
Balaztaren erreferentzia:

BB 0250/12 -070 B

3.1.3 Gurpilaren ardatza

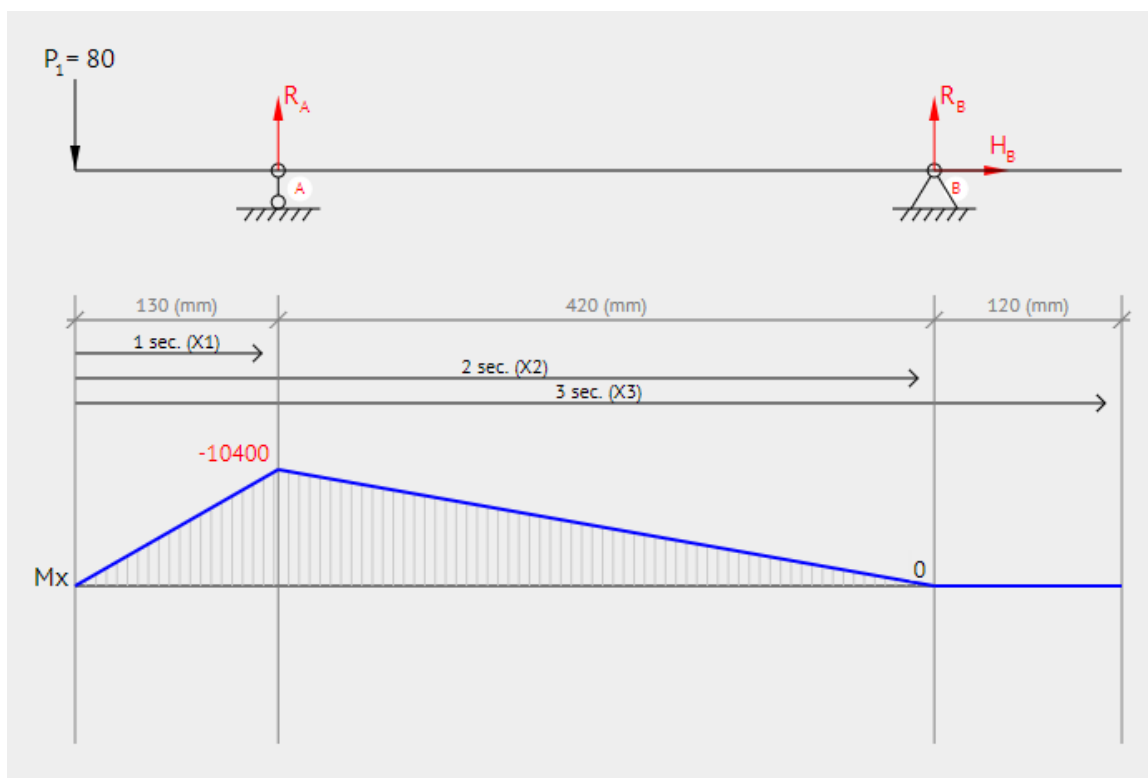
Ardatzak bere funtzioa betetzeko bi euskarri izango ditu eta albo bakoitzean ardatza hegalean egongo da. Mutur batean gurpila finkatzeko kokalekua egonda eta beste muturrean berriz balazta-diskoa kokatzeko lekua, 25. Irudia.

Gurpilaren ardatza saiatuko diren gurpilen kokalekua izango denez, ardatzak jasoko duen karga bakarra gurpilak jasoko duen indarra izango da. $F_G=80\text{kN}$



25.IRUDIA. Ardatzaren eskema.

Karga horrekin ardatzak jasan beharko duen momentu flektore maximoa ezagutu beharko da, 26. Irudia. Ardatzak ez du momentu tortsorarik jasango.



26.IRUDIA. Gurpilaren ardatzaren momentu flektoreen diagrama.

Momentu flektore maximoaren balioa:

$$M_{max} = 10,4 \cdot 10^6 \text{Nmm}$$

3.1.3.1 Tentsioekiko diseinua

Gurpilaren ardatza aurreko atalean kalkulatu diren kargak jasateko gai izan behar da. Indarrak ez direnez konstanteak izango gurpilaren ardatzaren diseinua nekera egin beharko da, horretarako ASME kodea erabiliko da, era honetan ardatzak izan beharko duen diametro minimoa ezagutuko da kalkulu erraz eta kontserbakor baten bitartez.

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

39.Ekuazioa

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

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

1.TAULA. AISI 4340 Materialaren propietateak.

$$\sigma_s = \sigma_{yp} = 726 \text{ Mpa}$$

ASME kodearen bitartez kalkulua egiteko C_m koefizientea aukeratu beharko da. 27. Irudia. Koefiziente honek tentsioen aldagarritasuna, ardatzak izan dezaken tentsio kontzentrazio posibleak eta aplikatzen diren esfortzuen talka posibleak kontsideratzen ditu.

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

27.IRUDIA. C_m koefizientearen balioa.

Balio guztiak 39.Ekuazioan ordezkatzuz:

Segurtasun koefizientea $\rightarrow CS = 2$

$\sigma_s = 726 \text{ Mpa}$

$C_m = 1,5$

$M = M_{max} = 10,4 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$

$T = 0$

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

$$d_{min} = 75.9 \text{ mm}$$

3.1.3.2 Errodamenduen aukeraketa

Errodamenduak jasango dituzten kargak errodadura saiakuntza-bankuan aurrera eramango den saiakuntza motaren arabera izango dira.

Errodadura saiakuntza froga mota desberdin asko egin ahal direnez (biraketa abiadura desberdinekin, gurpilak jasotako karga eta karga etapa horien iraupen desberdinekin...) makinak jasan beharko duen karga ziklo zehatza definitzea ezinezkoa da. Halatan, enpresak duen esperientzian oinarrituta bezeroak definitutako karga-zikloa erabiliko da errodamenduen aukeraketa egiteko. 28.irudian erakusten da, 295/80R22.5 tamainako pneumatikoari egindako errodadura saiakuntza.

Paso	F. Kg.	V.Km/h	°C Amb	Inicio del Paso	Fin del Paso
1	2330	57,0	38,6	16/2/2017 14:58:58	16/2/2017 21:59:04
2	3004	57,0	38,9	16/2/2017 21:59:04	17/2/2017 13:59:19
3	3573	57,0	38,7	17/2/2017 13:59:19	18/2/2017 13:59:40
4	3929	57,0	39,1	18/2/2017 13:59:40	18/2/2017 19:59:46
5	4286	57,0	39,3	18/2/2017 19:59:46	19/2/2017 1:59:51
6	4643	57,0	39,5	19/2/2017 1:59:51	19/2/2017 7:59:55
7	5003	57,0	40,2	19/2/2017 7:59:55	19/2/2017 14:00:01
8	5370	57,0	40,5	19/2/2017 14:00:01	19/2/2017 20:00:06
9	5725	57,0	40,4	19/2/2017 20:00:06	20/2/2017 2:00:11
10	6088	57,0	38,6	20/2/2017 2:00:11	20/2/2017 8:00:16

28.IRUDIA. Errodamenduak diseinatzeko karga zikloa.

295/80R22.5 tamainako pneumatiko baten biraketa abiadura 57 Km/h-ko abiaduran:

$$\text{Gurpilaren erradioa} \rightarrow R_g = 522\text{mm}$$

$$\omega = \frac{V}{R_g} = \frac{57 \text{ Km/h}}{522 \cdot 10^{-6} \text{ Km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ bira}}{2\pi \text{ rad}} = 289,65 \text{ rpm}$$

40.Ekuazioa

F balioak gurpilak jasaten duen karga adierazten du. 25.irudiko ardatzaren eskeman $\sum M_A = 0$ aplikatuz pausu bakoitzerako B euskarriko erreakzioa kalkulatu daiteke. Ondoren $\sum F_y = 0$ aplikatuz A euskarriko erreakzioak lortzen dira. 2.taulan Pausu bakoitzean gurpilak eta euskarriak jasaten duten indarrak, pausu bakoitzaren iraupena eta iraupenaren ehunekoa adierazten dira.

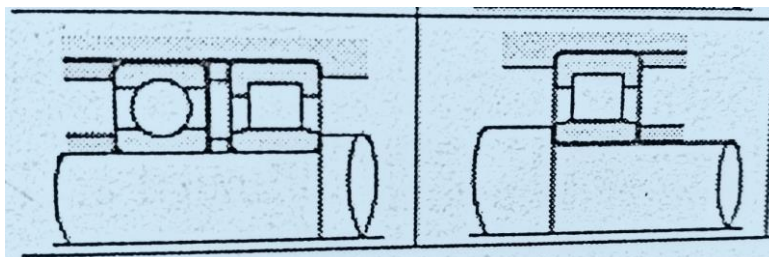
PAUSUA	GURPILAREN KARGA (N)	RA (N)	RB (N)	PAUSUAREN IRAUPENA (h)	PAUSUAREN IRAUPENA (%)
1	-22857.3	29932.18	-7074.88	7	7.87
2	-29469.24	38590.67	-9121.43	16	17.98
3	-35051.13	45900.29	-10849.16	24	26.97
4	-38543.49	50473.62	-11930.13	6	6.74
5	-42045.66	55059.79	-13014.13	6	6.74
6	-45547.83	59645.97	-14098.14	6	6.74
7	-49079.43	64270.68	-15191.25	6	6.74
8	-52679.7	68985.32	-16305.62	6	6.74

9	-56162.25	73545.80	-17383.55	6	6.74
10	-59723.28	78209.06	-18485.78	6	6.74

2.TAULA. Karga zikloak, iraupenak eta euskarrietako erreakzioak.

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

29.irudian ikusten denez, A euskarrian bi errodamendu muntatuko dira bata boladun errodamendua eta bestea errodilo zilindrikoetako errodamendua izango da. B euskarrian aldiz errodilo zilindrikoetako errodamendu bakarra muntatuko da.



29.IRUDIA. Errodamenduen muntaia.

Errodamenduen aukeraketa egiteko euskarri bakoitzerako C karga kapazitate dinamikoa kalkulatu beharko da, ondoren hori baino kapazitate handiagoa duten errodamenduak aukeratzeko.

$$C = F_e \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}}$$

41.Ekuazioa

L_{10} balioa bola bidezko eta errodilo zilindriko bidezko errodamenduetan:

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

42.Ekuazioa

Errodamenduen bizitza nominala L_{10} kalkulatzeko, lehenengo errodamenduen L iraupena (bizitza erabilgarrian zehar emango duten bira kopurua) kalkulatu beharko da. Errodamenduak aurretik aurkeztu den karga zikloa 45.000 ordu irauteko diseinatuko dira, 40. Ekuaziotik biraketa abiadura ezagututa:

$$L = 45.000h \cdot 289,65rpm \cdot \frac{60min}{1h} \approx 782 \text{ milioi bira}$$

L_{10} bizitza nominala 0.95-ko fidakortasunarekin (42.Ekuazioa):

$$L = 782 \text{ milioi bira}$$

$$R = 0,95 \text{ (fidakortasuna)}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = \frac{782}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln \left(\frac{1}{0,95} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 1263,21 \text{ milioi bira}$$

43.Ekuazioa

3.1.3.2.1 A euskarriko errodamenduen aukeraketa

A euskarriko errodamenduak jasan beharko duten Karga kapazitate dinamikoa kalkulatzeko (41.Ekuazioa), F_e indarra zein den zehaztu beharko da 44.Ekuazioaren arabera.

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

44.Ekuazioa

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

*Usar 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$

30.IRUDIA. F_e -rako X eta Y balioak.

Kasu honetan ez da indar axialik egongo, hau da, $F_a=0$ izango da, beraz $X=1$ izango da eta barne eraztuna biraka egongo denez $V=1$, gauzak horrela:

$$F_{eA} = F_r$$

A euskarriko indar baliokidearen (F_{eA}) balioa kalkulatzeko, karga aldakorreko eta abiadura angeluar konstanteko adierazpena erabiliko da.

$$F_{eA} = \sqrt{{}^a F_{1A} \cdot \frac{q_1}{100} + {}^a F_{2A} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + {}^a F_{9A} \cdot \frac{q_9}{100} + {}^a F_{10A} \cdot \frac{q_{10}}{100}}$$

45.Ekuazioa

PAUSUA	F_{nA} (N)	q_n
1	29932.18	7.87
2	38590.67	17.98
3	45900.29	26.97
4	50473.62	6.74
5	55059.79	6.74
6	59645.97	6.74
7	64270.68	6.74
8	68985.32	6.74

9	73545.80	6.74
10	78209.06	6.74

3.TAULA. 45.Ekuaziorako balioak

A euskarrian errodilo zilindrikoetako eta boladun errodamenduak montatuko direnez, 45.Ekuazioan ordezkatu den a -ren balioa errodilo zilindrikoetako errodamenduei dagokiona esleituko zaio, a -ren balio posible handiena izateagatik.

$$a = \frac{10}{3}$$

Aurreko balioa eta 3.TAULA-ko datuak 45.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$F_{eA} = 56779 \text{ N} = 56,78 \text{ KN}$$

A euskarriko indar baliokidea ezagututa, (41.Ekuazioa)

$$L_{10} = 1263,21 \text{ milioi bira}$$

$$F_{eA} = 56,78 \text{ KN}$$

$$a = \frac{10}{3}$$

$$C_A = F_e \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = 56,78 \cdot 1263,21^{\frac{1}{3}} = 483,77 \text{ KN}$$

A euskarrian bi errodamendu muntatuko direnez (errodilo zilindrikoetako eta boladun errodamendua), aukeratutako errodamenduen karga kapazitate dinamikoaren batura A euskarrian egongo den karga baino handiagoa bada errodamenduak karga hori jasan ahalko dutela esan nahiko du.

$$C_{zilindrikoduna} + C_{boladuna} > C_A = 483,77 \text{ KN}$$

Beste baldintzen artean argi izan behar da ardatzaren diametroa 60.27 mm-ko baino handiagoa izan behar dela

SKF katalogoan errodilo zilindrikodun errodamenduaren aukeraketa:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Jaula estándar alternativa ¹⁾
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
105	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,6	* N 321 ECP	-
	cont. 260	60	501	570	64	2 800	3 400	17,5	NU 421 M	-
110	170	28	128	166	19,3	4 500	7 000	2,3	NU 1022 ML	M
	200	38	335	365	42,5	3 600	4 000	4,7	* NU 222 ECP	J, M, ML
	200	38	335	365	42,5	3 600	4 000	4,8	NU 222 ECP	J, M, ML
	200	38	335	365	42,5	3 600	4 000	5	* NUP 222 ECP	J, M, ML
	200	38	335	365	42,5	3 600	4 000	4,8	* N 222 ECP	M

31.IRUDIA. SKF errodilo zilindrikodun errodamenduak.

$$C_{zilindrikoduna} = 335KN$$

SKF katalogoan boladun errodamenduaren aukeraketa

Euskarri berean kokatuta egongo direnez bi errodamenduak barne eta kanpo diametro berak izatea bilatzen da.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
105	130	13	20,8	19,6	1	10 000	6 300	0,32	61821
	145	20	44,2	44	1,7	9 500	5 600	0,87	61921
	160	18	54	51	1,86	8 500	5 300	1,2	* 16021
	160	26	76,1	65,5	2,4	8 500	5 300	1,6	* 6021
	190	36	140	104	3,65	7 000	4 500	3,8	* 6221
	225	49	182	153	5,1	6 300	4 000	8,15	6321
110	140	16	28,1	26	1,25	9 500	5 600	0,49	61822
	150	20	43,6	45	1,66	9 000	5 600	0,9	61922
	170	19	60,5	57	2,04	8 000	5 000	1,45	* 16022
	170	28	85,2	73,5	2,6	8 000	5 000	1,95	* 6022
	200	38	151	118	4	6 700	4 300	4,45	* 6222
	240	50	203	180	5,7	6 000	3 800	9,65	6322

32.IRUDIA. SKF boladun errodamenduak.

$$C_{boladuna} = 151 KN$$

$$C_{zilindrikoduna} + C_{boladuna} = 335 + 151 = 486 \text{ KN}$$

$$486 \text{ KN} > C_A = 483.77 \text{ KN}$$

Aukeratutako errodamenduen karga kapazitatearen batura kalkulaturakoa baino handiagoa denez aukeratutako bi errodamenduak egokiak izango dira.

A EUSKARRIKO ERRODAMENDUAK: NU 222 ECP ETA 6222

3.1.3.2.2 B euskarriko errodamenduaren aukeraketa

B euskarriko errodamenduak jasan beharko duen karga kalkulatzeko 3.3.2.1 atalean ebatzi den moduan ebatziko da.

Kasu honetan ere, indar axialik ez dagoenez $F_{eA} = F_r$ izango da.

(F_{eB}) balioa kalkulatzeko, karga aldakorreko eta abiadura angeluar konstanteko adierazpena erabiliko da.

$$F_{eB} = \sqrt{{}^a F_{1B} {}^a \cdot \frac{q_1}{100} + F_{2B} {}^a \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{9B} {}^a \cdot \frac{q_9}{100} + F_{10B} {}^a \cdot \frac{q_{10}}{100}}$$

46.Ekuazioa.

PAUSUA	F_{nB} (N)	q_n
1	7074.88	7.87
2	9121.43	17.98
3	10849.16	26.97
4	11930.13	6.74
5	13014.13	6.74
6	14098.14	6.74
7	15191.25	6.74
8	16305.62	6.74
9	17383.55	6.74
10	18485.78	6.74

4.TAULA. 46.Ekuaziorako balioak

a -ren balioa errodilo zilindrikodun errodamenduen kasuan:

$$a = \frac{10}{3}$$

Aurreko balioa eta 4.TAULA-ko datuak 46.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$F_{eB} = 13274 \text{ N} = 13,27 \text{ KN}$$

A euskarriko indar baliokidea ezagututa, (41.Ekuazioa)

$$L_{10} = 1263,21 \text{ milioi bira}$$

$$F_{eB} = 13.27 \text{ KN}$$

$$a = \frac{10}{3}$$

$$C_B = F_{eB} \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = 13.27 \cdot 1263,21^{\frac{1}{3}} = 113.06 \text{ KN}$$

Karga kapazitate dinamiko hori baino handiagoa duen errodamendua aukeratu beharko da, ardatza 60,27mm-ko diametroa baino handiagoa izan behar dela kontuan hartuz.

SKF katalogoan errodilo zilindrikodun errodamenduaren aukeraketa:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	Jaula estándar
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	alternativa ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
95	200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,35	* NU 2319 ECP	J, ML
	cont. 200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,5	* NJ 2319 ECP	J, ML
	200	67	530	585	69,5	3 600	4 300	9,8	* NUP 2319 ECP	J, ML
	240	55	413	455	52	3 200	3 600	13,5	NU 419 M	-
100	150	24	85,8	114	13,7	5 000	7 500	1,45	NU 1020 ML	M
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,4	* NU 220 ECP	J, M, ML
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,45	* NJ 220 ECP	J, M, ML
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,6	* NUP 220 ECP	J, M, ML
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,45	* N 220 ECP	-
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,75	* NU 2220 ECP	J, M, ML
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,8	* NJ 2220 ECP	J, M, ML
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,9	* NUP 2220 ECP	J, M, ML
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,45	* NU 320 ECP	J, M, ML
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,8	* NJ 320 ECP	J, M, ML
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,8	* NUP 320 ECJ	J, M, ML
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,55	* N 320 ECP	M
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12	* NU 2320 ECP	J, M, ML
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12	* NJ 2320 ECP	J, M, ML
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12,5	* NUP 2320 ECP	J, M, ML
	250	58	457	520	58,5	3 000	3 600	15,5	NU 420 M	-
105	160	26	101	137	16	4 800	7 000	1,9	NU 1021 ML	M
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	3,95	* NU 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4	* NJ 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4,2	* NUP 221 ECP	J, ML
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	3,9	* N 221 ECP	-
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,55	* NU 321 ECP	J, ML
225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,75	* NJ 321 ECJ	J, ML	

33.IRUDIA. SKF errodiilo zilindrikodun errodamenduak

$$C = 300 > C_B = 113,06$$

Aukeratutako errodamendua egokia da B euskarrirako.

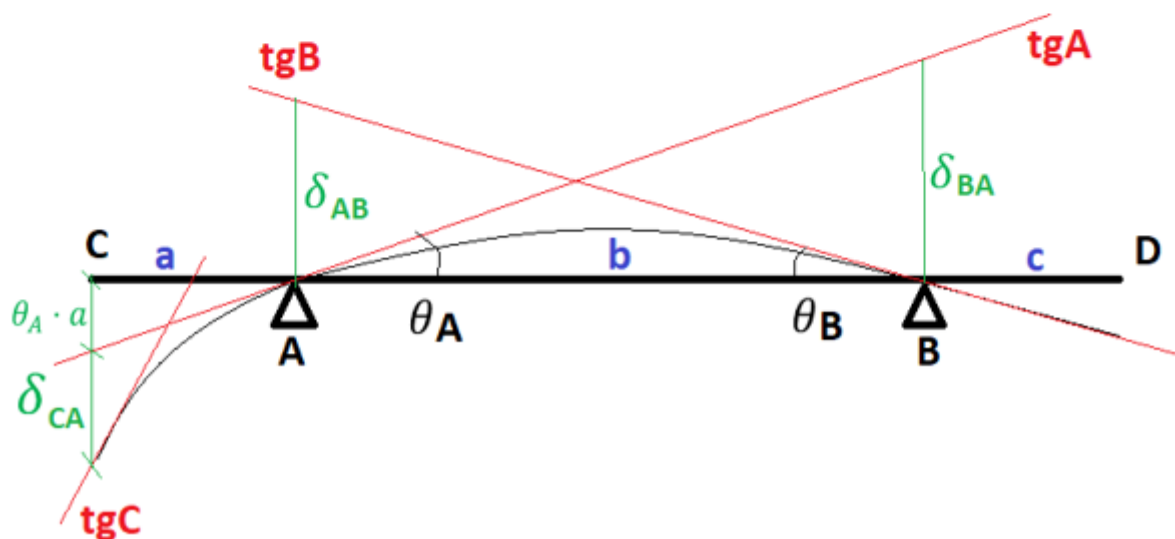
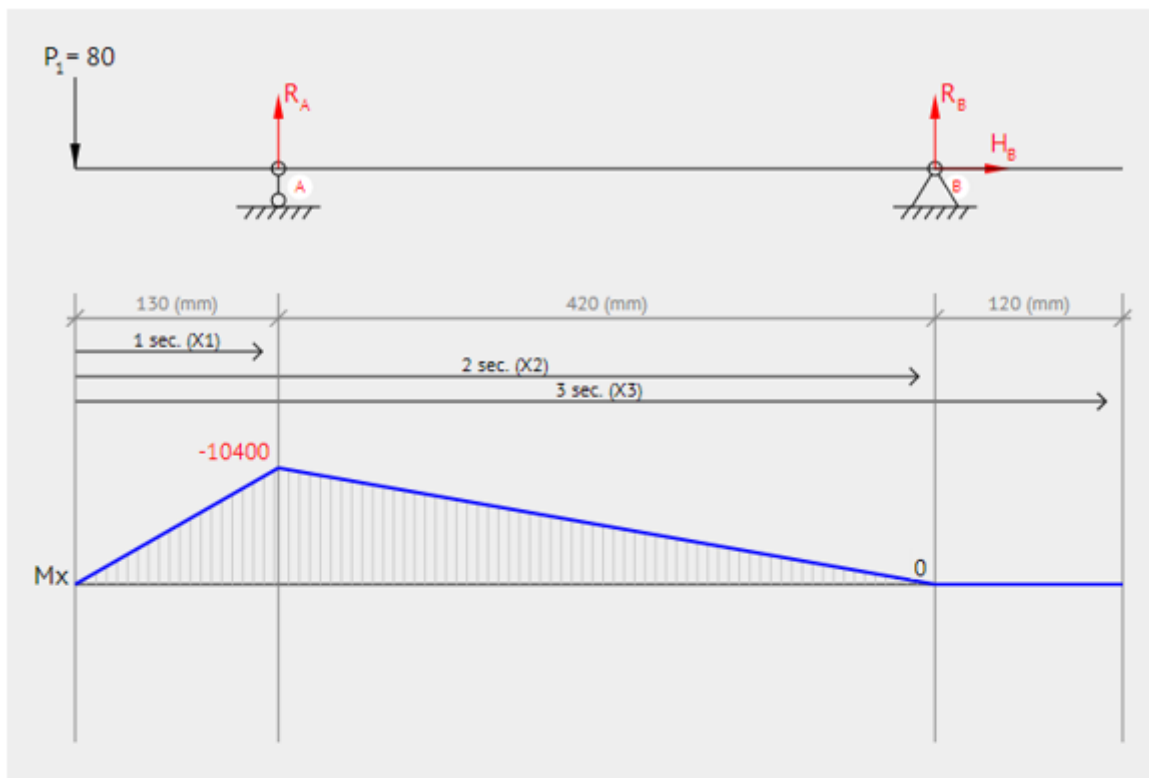
B EUSKARRIKO ERRODAMENDUA: NU 221 ECP

3.1.3.2.3 Ondorioa

Ondorioz, A eta B euskarrietarako aukeratutako errodamenduak bezeroak definitutako karga zikloa 45.000 orduz jasan ahalko dute. Hortaz, kontuan izan behar da bestelako karga ziklo bat aplikatzean errodamenduen biziraupena luzatu edo laburtuko daitekela.

3.1.3.3 Deflexioekiko diseinua

Atal honetan, kargak direla eta ardatzak euskarrietan izango dituen biraketan eta C puntuko geziaren adierazpenak ondorioztatuko dira Mohr-en teorema erabilita, 34. Irudia.



34. IRUDIA. Deflexioak gurpilaren ardatzean.

A euskarrian biraketa:

$$\theta_A = \frac{\delta_{BA}}{b} = \frac{1}{E \cdot I_{Z_A}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P \cdot a \cdot b \cdot \frac{2}{3} \cdot b \right) \cdot \frac{1}{b} = \frac{P \cdot a \cdot b}{3 \cdot E \cdot I_{Z_A}}$$

47.Ekuazioa

B euskarrian biraketa:

$$\theta_B = \frac{\delta_{AB}}{b} = \frac{1}{E \cdot I_{Z_B}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P \cdot a \cdot b \cdot \frac{1}{3} \cdot b \right) \cdot \frac{1}{b} = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot E \cdot I_{Z_B}}$$

48.Ekuazioa

C puntuko gezia:

$$\delta_C = \theta_A \cdot a + \delta_{CA} = \frac{P \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot E \cdot I_{Z_A}} + \frac{1}{E \cdot I_{Z_A}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P \cdot a \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot a \right) = \frac{(P \cdot a^2 \cdot b) + (P \cdot a^3)}{3 \cdot E \cdot I_{Z_A}}$$

49.Ekuazioa

A eta B euskarrietako biraketak kalkulatzeko ardatz osoan zehar diametroa 85 mm-koa (txikiena) dela suposatuko da.

$$I_{Z_A} = I_{Z_B} = I_Z = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{105 \text{ mm}}{2} \right)^4 = 5,97 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

50.Ekuazioa

Plano bertikalean gurpilaren pisuagatik sortuko diren biraketak ez dira kontutan hartuko, plano horizontalean gurpilaren kargagatik sortzen direnekin konparatuta arbuigarriak direlako. Ondorengoko baliok 47. Eta 48. Ekuazioetan ordezkatzuz:

$$E = 210.000 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (Materialaren elastikotasun modulua)}$$

$$P = 80.000 \text{ N}$$

$$a = 130 \text{ mm}$$

$$b = 420 \text{ mm}$$

$$I_Z = 5,97 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$(47. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_A = \frac{P \cdot a \cdot b}{3 \cdot E \cdot I_Z} = 0,00116 \text{ rad}$$

$$(48. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_B = \frac{P \cdot a \cdot b}{6 \cdot E \cdot I_Z} = 0,00058 \text{ rad}$$

Balio horiek onargarriak diren konprobatu behar da, 35. Irudia. Bi euskarrietan errodilo zilindrikodun errodamenduak egongo direnez, lortutako balioak mota horretako errodamenduen balio maximoarekin konparatu beharko dira.

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

35. IRUDIA. Biraketa onargarri maxioak

$$\theta_{max} = 0,0012 \text{ rad} > \theta_A = 0,00116 \text{ rad}$$

$$\theta_{max} = 0,0012 \text{ rad} > \theta_B = 0,00058 \text{ rad}$$

A eta B euskarrietako biraketa maximoak biraketa onargarri maximoak baino txikiagoak direnez, biraketen balioak onargarriak dira.

3.1.3.4 Bibrazioekiko diseinua

Ardatzak biratzen duen bitartean erresonantzian sar ez dadin, ardatzaren biraketa abiadura horren biraketa abiadura kritikoa baino bi hiru aldiz baxuagoa izan behar da. Ardatzean elementu bakarra dagoenean, bere biraketa abiadura kritikoa:

$$\omega_{ardatza} \ll \omega_{krit} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

51.Ekuazioa

Kasu honetan ardatzean elementu bakarra egongo da muntatuta, gupila. Kasu kritikoena masa handiena duen gurpilarekin emango da, honekin gezia handiena izango delako.

Masa handieneko gurpilaren masa 33.Ekuaziotik:

$$m_g = 120 \text{ kg}$$

Diametro handieneko gurpilaren biraketa abiadura 35.Ekuaziotik

$$n_1 = \omega_{ardatza} = 1220,14 \frac{\text{bira}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ bira}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 127,77 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Masa handieneko gurpilak C puntuan eragindako gezia (y_c) kalkulatzeko 49.Ekuazioa erabiliko da.

$$E = 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (Materialaren elastikotasun modulua)}$$

$$P = 120 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1177.2 \text{ N (Gurpilaren pisua)}$$

$$a = 130 \text{ mm}$$

$$b = 420 \text{ mm}$$

$$I_Z = 5,97 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\delta_c = \frac{(P \cdot a^2 \cdot b) + (P \cdot a^3)}{3 \cdot E \cdot I_Z} = y_c = 0,0029 \text{ mm}$$

Ardatzaren biraketa abiadura kritikoa:

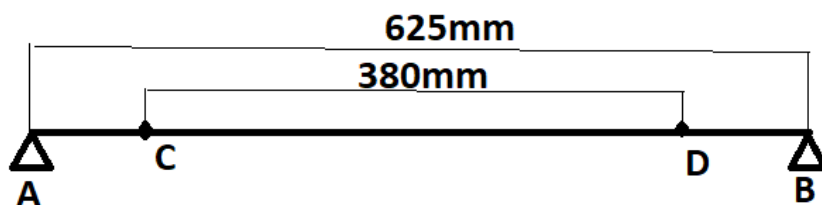
$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{g}{y_i}} = \sqrt{\frac{9,81 \text{ m/s}^2}{2,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}}} = 1839,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{ardatza} = 127.77 \frac{rad}{s} \ll 1839.23 \frac{rad}{s} = \omega_{krit}$$

51. Ekuazioan adierazitako desberdintza betetzen da, beraz ardatza bibrazioekiko ondo diseinatuta dago.

3.1.4 Beso oszilatzailearen biraketa puntuko ardatza

Ardatzak bere funtzioa betetzeko euskarriak bi muturretan izango ditu eta horien artean palanka besoa mihizatuta egongo da. 2. irudian ikusten denez ardatza palanka besoaren B puntuan egongo da beraz bertako esfortzuak jasan beharko ditu. Esfortzu horiek 36. irudiko C eta D puntuetan kokatuta egongo dira, palanka besoarekin puntu horietan mihizatuta egongo delako.



36. IRUDIA. Beso oszilatzailearen ardatzaren eskema plano horizontalean.

3.1.4.1 Kargak

Ardatzak jasan beharko dituen kargak bi motakoak izango dira

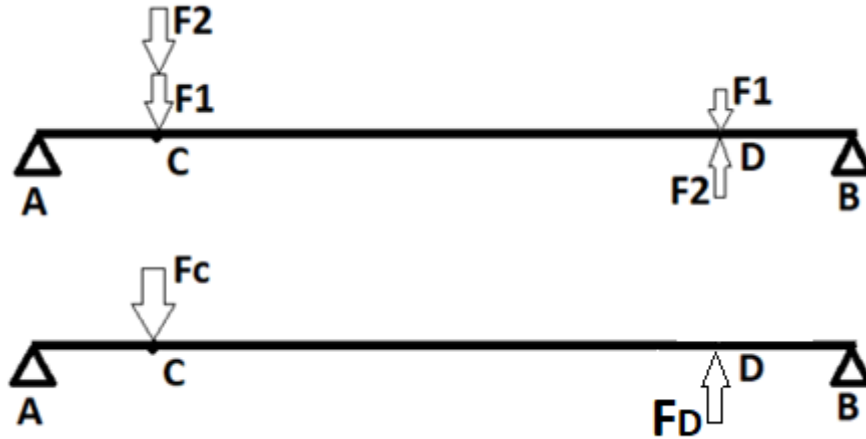
7. irudian erakusten den $R_B = 14,14 \text{ KN}$ erreakzioa C eta D puntuetan banatuko da, noranzko bera izango dute. R_B -k C eta D eragindako indarra: F_1

$$F_1 = \frac{R_B}{2} = \frac{14,14}{2} = 7,07 \text{ KN}$$

Palanka besoan zehar dagoen momentu tortsoarek sortutako indarrak aurkako noranzkoa izango dute. F_2

$$(3. Ekuaziotik) \rightarrow M_T = 32000 \text{ Nm}$$

$$F_2 \cdot \frac{380\text{mm}}{2} = \frac{32 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{2} \rightarrow F_2 = 84211 \text{ N} = 84,21 \text{ KN}$$

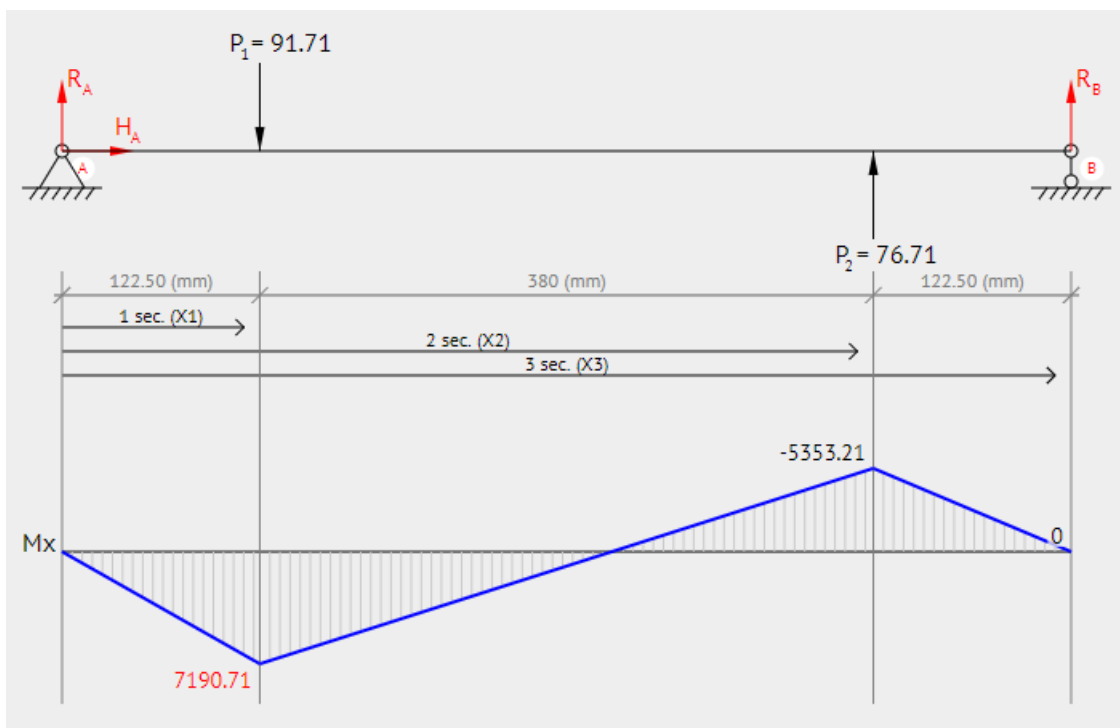


37.IRUDIA. Ardatzak: jasan beharreko indarren eskema plano horizontalean.

37.irudian erakutsitakoaren arabera indarrak C eta D puntuetan:

$$F_C = F_1 + F_2 = 7,07 + 84,21 = 91,71 \text{ KN}$$

$$F_D = F_2 - F_1 = 84,21 - 7,07 = 76,71 \text{ KN}$$



38. IRUDIA. Momentu flectoreen diagrama.

Momentu flectorearen balio maximoa, 38. Irudia.

$$M_{max} = 7,19 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz A eta B euskarrietako erreakzioak:

$$R_A = 58,7 \text{ KN}$$

$$R_B = -43,7 \text{ KN}$$

3.1.4.2 Tentsioekiko diseinua

Beso oszilatzailearen biraketa ardatza aurreko atalean kalkulatu diren kargak jasateko gai izan behar da. Diseinurako ASME kodea erabiliko da, era horretan, ardatzaren diametro minimoa kalkulatu da, gurpilaren ardatza diseinatzeko egin den bezala, (39.Ekuazioa):

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

Ardatzaren materiala, kasu honetan ere AISI 4340 (F-1272). Bere ezaugarriak 1.TAULAN agertzen direnak dira:

$$\sigma_s = \sigma_{yp} = 726 \text{Mpa}$$

ASME kodea aplikatzeko C_m koefizientearen aukeraketa, 39. Irudia.

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

39.IRUDIA. C_m koefizientearen aukeraketa

Beso oszilatzaileren ardatzak biratzen ez duela kontsideratu daiteke. Beraz gradualki aplikatutako kargak jasoko dituenaz:

$$C_m = 1$$

Balio guztiak 39.Ekuazioan ordezkatzuz:

Segurtasun koefizientea $\rightarrow CS = 2$

$$\sigma_s = 726 \text{Mpa}$$

$$C_m = 1$$

$$M = M_{max} = 7,19 \cdot 10^6 \text{Nmm}$$

$$T = 0$$

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

$$d_{min} = 67,14 \text{ mm}$$

3.1.4.3 Errodamendu-euskarrien aukeraketa

Aurreko atalean kalkulaturako ardatzaren diametro minimoa errespetatuz, ardatzak euskarrietan izango duen diametroa 75 mm-takoa izango da, beraz, errodamenduak eta errodamendu euskarriak aukeratzeko ardatzaren neurri hori hartuko da erreferentziazat.

75 mm-tako diametroko ardatz batentzako SNV150 eta SNV180 errodamendu-euskarriak dira erabilgarriak, 40. Irudia.

Eje	Dimensiones													Peso Soporte	Soporte		
	a	b	c	D	g	g _L	g _s	h	h ₁	m	u	v	s			kg	FAG
d ₁ mm	in	mm											mm	in			
75		380	110	40	180	160	177,3	16	112	223	320	26	32	M24	⁷ / ₈	17	SNV180
		380	110	40	180	160	177,3	16	112	223	320	26	32	M24	⁷ / ₈	17	SNV180
75		320	90	32	150	140	155,3	15	95	189	260	22	27	M20	³ / ₄	9,9	SNV150
		320	90	32	150	140	155,3	15	95	189	260	22	27	M20	³ / ₄	9,9	SNV150

40.IRUDIA. 75 mm-ko ardatzerako errodamendu euskarriak

FAG katalogoarekin errodamendu-euskarriaren aukeraketa egiterakoan indarraren magnitudea eta norabidea izan behar dira kontuan. Kasu honetan, A eta B euskarriak jasan beharreko indarraren norabidea berdina denez (horizontala) eta bi euskarrietan errodamendu eta errodamendu euskarri berdinak jarriko direnez, euskarriaren aukeraketarako bietako erreakzio maximoa erabiliko da, 38. Iruditik kalkulatu dena.

$$R_A = F_A = 58,7 \text{ KN}$$

FAG katalogoaren pausuak jarraituz 6-ko segurtasun faktorea aplikatu behar zaio karga totalari.

$$SF = 6$$

$$58,7 \cdot 6 = 352,2 \text{ KN}$$

Euskarriaren haustura karga norabide horizontalean (90°-ko norabidea 41.irudian) 352,2 kN-ekoa baino handiagoa izan behar da, 41. Irudia.

▼ Valores de orientación para la carga de rotura de los soportes SNV y la capacidad de sollicitación máxima de los tornillos

Con relación al valor de orientación para la carga de rotura se recomienda un factor de seguridad 6.

Soporte	Carga de rotura del soporte					Tornillos de unión			Tornillos de la base*)			
	Denominación abreviada	en sentido de carga					Denominación según DIN 931	Capacidad de carga máxima de los dos tornillos en sentido de la carga			Denominación según DIN 931	Par de apriete**)
	55°	90°	120°	150°	180°	Material 8.8	120°	150°	180°	Material 8.8	Material 8.8	Material 8.8
FAG	kN						kN			Nm		Nm
SNV052	160	95	70	60	80	M10x40	60	35	30	50	M12	85
SNV062	170	100	80	65	85	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV072	190	110	85	80	95	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV080	210	130	95	85	105	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV085	225	140	100	90	120	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV090	265	160	120	105	130	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV100	280	170	125	120	140	M12x60	80	45	40	85	M16	210
SNV110	300	180	130	125	150	M12x60	80	45	40	85	M16	210
SNV120	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV125	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV130	400	250	180	150	200	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV140	425	265	190	170	210	M12x70	80	45	40	85	M20	410
SNV150	475	280	200	180	235	M12x80	80	45	40	85	M20	410
SNV160	530	335	250	210	265	M16x90	180	100	90	210	M20	410
SNV170	560	355	265	225	280	M16x90	180	100	90	210	M20	410
SNV180	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV190	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV200	670	400	315	280	335	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV215	800	450	355	315	400	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV230	900	530	400	355	450	M24x130	360	210	180	710	M24	710

41.IRUDIA. Errodamendu euskarriaren aukeraketa.

$$352,2 \text{ KN} < 375 \text{ KN}$$

Karga jasateko SNV 180 euskarria aukeratu beharko da, 42. Irudia.

Euskarriaren lorura torlojuak ez dira konprobatu behar indar erresultantea horizontala delako.

Eje		Soporte	Rodamiento
d ₁		FAG	FAG
mm	in		
75		SNV180	1317K.M.C3, 21317EK.TVPB
		SNV180	2317K.M.C3, 22317EK

42.IRUDIA. SNV 180 euskarria.

3.1.4.4 Errodamenduen aukeraketa

Beso oszilakorraren biraketa puntuko ardatzak ez duenez biratzen, karga estatikoa erabili beharko da errodamenduen aukeraketa egiteko. Bi euskarrietan errodamendu berdina montatuko denez karga estatiko hori euskarrietako erreakzio maximoa izango da, 38. Iruditik kalkulatu dena.

$$F_A = 58,7 \text{ KN}$$

Errodamendu euskarria SNV180 aukeratu denez, horrekin bat etorriko den errodamendua aukeratu beharko da. 43.irudian erakusten direnen artean 21317EK.TVPB aukeratuko da, 43. Irudia.

Eje	Dimensiones				Capacidad de carga - Factor						Velocidad limite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares					
	d	d ₁	D	B	din. C	F _r /F _r ≤ e	F _r /F _r > e	estát. C ₀	Y ₀	Rodamiento				Manguito de montaje	D ₂	D ₃	D ₄	b	r _g
	mm				kN			kN		min ⁻¹		FAG	FAG	max	min	max	min	r _{max}	
60	70	60	125	31	180	0.23	2.95	4.4	228	2.89	6300	4800	22214EK	H314	116	75	84	11	1.5
	70	60	150	35	220	0.23	2.92	4.35	265	2.86	5000	4800	21314EK.TVPB	H314	138	75	92	6	2.1
	70	60	150	51	325	0.34	2	2.98	375	1.96	4500	4300	22314EK	H2314	138	77	86	5	2.1
	70	60	150	51	325	0.34	2	2.98	375	1.96	4500	4300	22314EK.T41A	H2314	138	77	86	5	2.1
65	75	65	130	31	183	0.22	3.1	4.62	236	3.03	6300	4500	22215EK	H315	121	80	89	12	1.5
	75	65	160	37	250	0.23	2.95	4.4	305	2.89	4800	4500	21315EK.TVPB	H315	148	80	98	5	2.1
	75	65	160	55	375	0.34	1.99	2.96	440	1.94	4300	3800	22315EK	H2315	148	82	92	5	2.1
	75	65	160	55	375	0.34	1.99	2.96	440	1.94	4300	3800	22315EK.T41A	H2315	148	82	92	5	2.1
70	80	70	140	33	212	0.22	3.14	4.67	270	3.07	5600	4300	22216EK	H316	129	85	94	12	2
	80	70	170	39	275	0.23	2.92	4.35	340	2.86	4500	4000	21316EK.TVPB	H316	158	85	105	5	2.1
	80	70	170	58	415	0.34	1.99	2.96	500	1.94	4300	3600	22316EK	H2316	158	88	98	5	2.1
	80	70	170	58	415	0.34	1.99	2.96	500	1.94	4300	3600	22316EK.T41A	H2316	158	88	98	5	2.1
75	85	75	150	36	260	0.22	3.04	4.53	325	2.97	5300	4000	22217EK	H317	139	91	99	12	2
	85	75	180	41	305	0.22	3.01	4.48	375	2.94	4300	3800	21317EK.TVPB	H317	166	91	111	6	2.5
	85	75	180	60	455	0.33	2.04	3.04	540	2	4000	3200	22317EK	H2317	166	94	104	6	2.5
	85	75	180	60	455	0.33	2.04	3.04	540	2	4000	3200	22317EK.T41A	H2317	166	94	104	6	2.5

43.IRUDIA. Errodamenduen aukeraketa.

$$58,7 \text{ KN} < 375 \text{ KN}$$

Aukeratutako errodamenduak karga estatikoa jasateko kapazitatea izango du.

Eskarria:

A eta b euskarrietarako

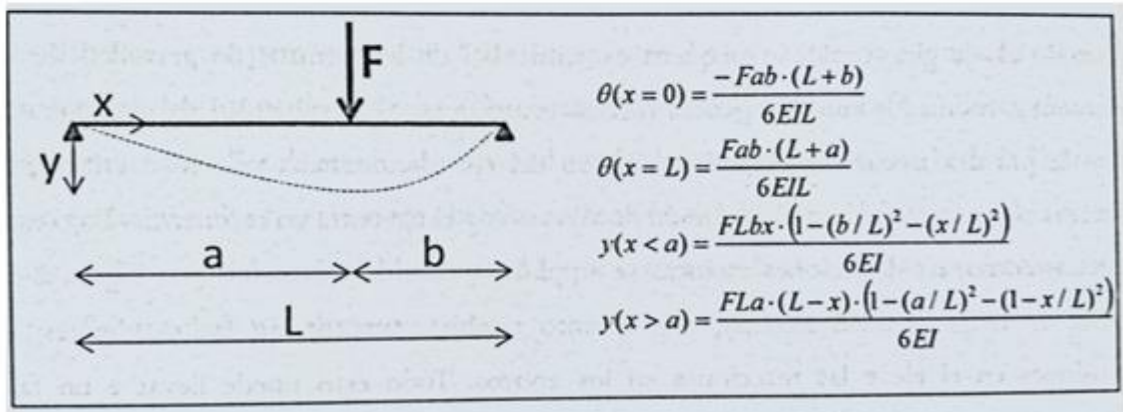
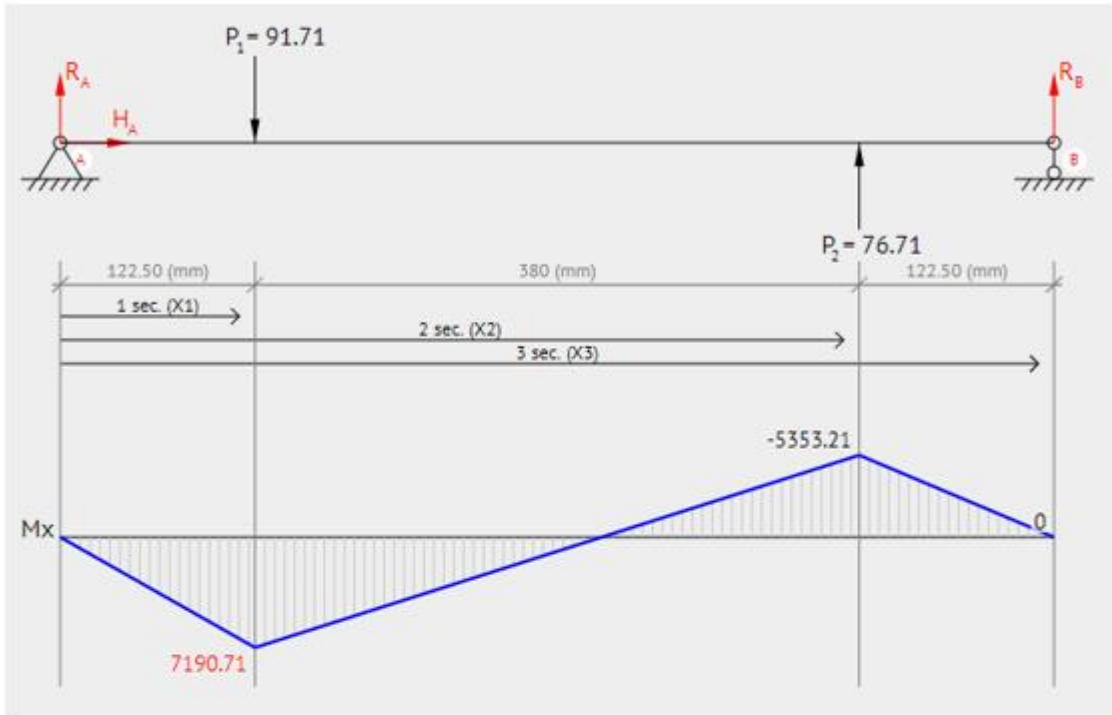
Alde batean euskarri itxia, 21317EK.TVPB errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakorra errodamendu askea bezala, muntaketa zorroa eta espain bikoitzeko obturazioa.

2 euskarri	SNV 180
Errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakor 2	21317EK.TVPB
Muntaketa zorro 2	H317
Espain bikoitzeko obturazio 1	DH617
Tapa 1	DKV180

3.1.4.5 Deflexioekiko diseinua

FAG errodamendu oszilakorren katalogoaren arabera, errodamenduak eta inguruko elementuak baldintza arruntetan jasan dezaketen biraketa maximoa 0.5° -koa da. Hortaz, euskarrietan biraketa maximo hori ez gainditzeko, ardatzak izan beharreko diametro minimoa kalkulatu da.

Deflexioak kalkulatzeko Mohr-en legeetan oinarritutako 44.irudian erakusten diren kalkulu adierazpenak erabiliko dira. Aipatutako irudian, diametro konstanteko, karga puntual bat duen bi berme puntuko ardatzaren kasua aztertzen da.



44.IRUDIA. indar puntuala duen bi bermeko ardatz baten geziak eta biraketak.

Atal honetan aztertuko den ardatzaren kasuan, bi karga puntual jasoko dituen gainezarmena aplikatuko da biraketak totalak kalkulatzeko.

F_1 indarrak A eta B euskarrietan eragingo duen biraketei ($\theta_{BF1}, \theta_{AF1}$), F_2 indarrak eragindako biraketak ($\theta_{BF2}, \theta_{AF2}$) kendu behar zaizkie kontrako norantza izango dutelako.

44.irudiko ekuazioak erabilita, A eta B euskarrietan 0.5° -ko biraketa maximoa ez gaitzeko ardatzak izan beharreko diametroa minimoa:

$$F_1 = 91.71 \text{ KN}$$

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

$$F_2 = 76.71 \text{ KN}$$

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4$$

$$L = 625 \text{ mm}$$

$$a_1 = b_2 = 122,5 \text{ mm}$$

$$\theta_{max} = 0,5^\circ \cdot \frac{2\pi rad}{360^\circ} = 0,0087 \text{ rad}$$

$$b_1 = a_2 = 502,5 \text{ mm}$$

$$\theta_{max} \geq \theta_A = \theta_{AF1} - \theta_{AF2} = \left| \frac{F_1 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot (L + b_1)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} - \frac{F_2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot (L + b_2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \right| \rightarrow D = 53,89 \text{ mm}$$

$$\theta_{max} \geq \theta_B = \theta_{BF1} - \theta_{BF2} = \left| \frac{F_1 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot (L + a_1)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} - \frac{F_2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot (L + a_2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \right| \rightarrow D = 42,56 \text{ mm}$$

Beraz, 0.5°-ko biraketa maximoa ez gainditzeko ardatzaren diametroa 53,89 mm-koa baino handiagoa izan beharko da. Kasu honetan ardatzaren diametro minimoa 75mm-koa izango da, ondorioz biraketak txikiagoak izango dira.

3.1.5 Eragingailu linealaren aukeraketa

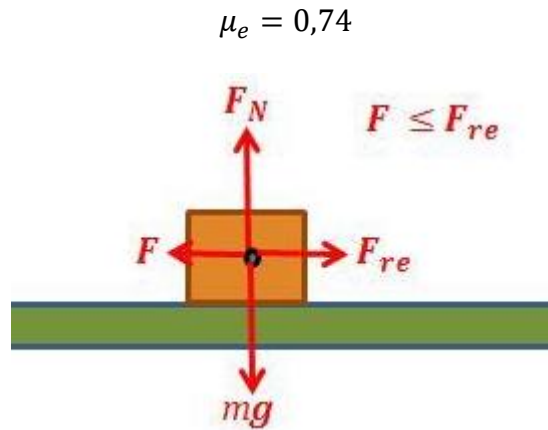
Beso oszilatzailearen multzo osoaren aurrera eta atzerako mugimendua egin dezan *SKF High performance actuators* katalogotik Eragingailu lineal egokia aukeratuko da.

Lehenengo, makinaren erabileragatik eragingailu linealak bete beharreko desplazamenduak eta jasan beharko dituen kargak ezagutu behar dira.

Eragingailu linealak egin beharreko ibilbide minimoa 600mm-koa izango da, karga estazioa danborretik urrunen dagoen posiziotik (Gurpilak bere kokalekuan mihiztatzeko posizioa), danborretik hurbileraino dagoen posiziora (gurpila danborraren kontra).

Eragingailu linealak jasan beharreko indarra norabide axialean jasango du. Errodadura saiakuntza egiten den bitartean jasango duen indar handiena 7.irudian erakusten den $R_B = 14,14 \text{ KN}$ erreakzioa izango da. Beso oszilatzailearen multzoa atzera-aurrera mugimendua egiterakoan marruskadura indarra bakarrik jasango du, 45. Irudia.

Beso oszilatzailearen multzoaren aurrera-atzera-ko mugimendua bideratzeko altzairuzko bi gidatze ardatzetan mihiztatuta egongo dela ezaguna da, kontaktuan egongo diren piezak altzairuzkoak dira. Kalkulua egiteko "altzairua-altzairua"-ren marruskadura koefiziente estatikoa erabiliko da.



Beso oszilatzailearen multzo osoaren masa 500kg-koa dela estimatuz, hori mugitzeko egin beharreko indarra:

$$F = \mu_e \cdot N = \mu_e \cdot mg = 3,63 \text{ KN}$$

SKF High performance actuators Katalogoan azalduko pausuak jarraituta eragingailu lineala aukeratu da.

Lehenengo, indar axial dinamiko baliokidea kalkulatu da. Kasu konkretu honetan, atzera eta aurrera desplazatu den distantzia eta horretan jasan behar duen karga berdina izango den bezala, indar axial dinamiko baliokidea multzoa mugitzeko egin beharreko indarraren berdina izango da.

$$F = F_m = 3,63 \text{ KN}$$

Bigarrenez, eragingailu linealak bere bizitzan beteko duen distantzia (biziraupeneko distantzia L_{10dist}) kalkulatzeko:

$$L_{10dist} = S_{cycle} \cdot n_{cycles}$$

52.Ekuazioa

Mugimendu ziklo batean egindako distantzia (joan etorria kontutan hartuz):

$$S_{cycle} = 600\text{mm} \cdot 2 = 1,2\text{m}$$

100 urteetako bizitza erabilgarrian egingo dituen ziklo kopurua 12.Ekuazioan erakutsi dena:

$$N = n_{cycles} = 12167 \text{ ziklo} \rightarrow 1,2 \text{ milaka ziklo}$$

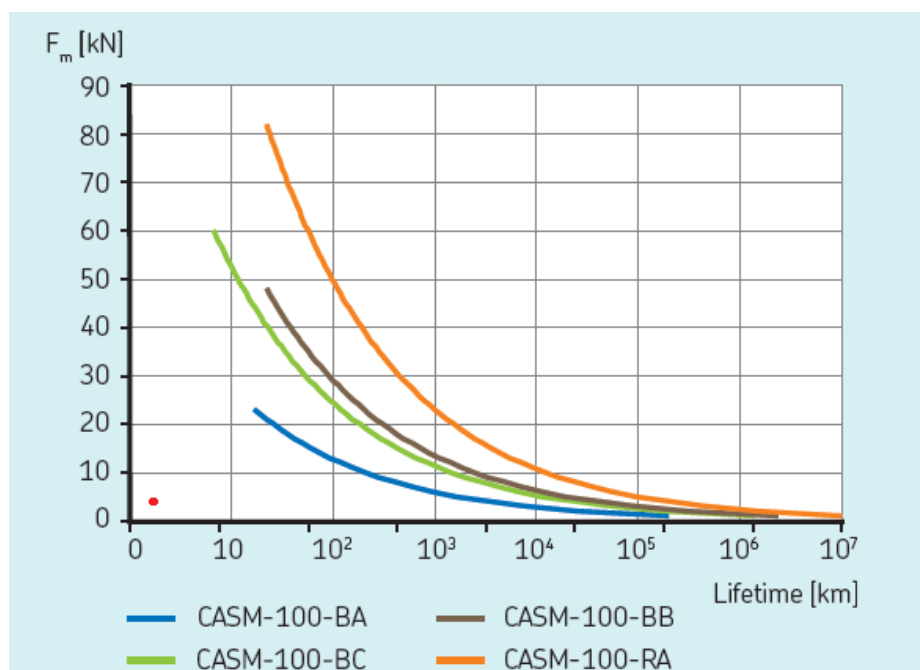
Datuak 52.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$L_{10dist} = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44 \text{ Km}$$

Indar axial dinamiko baliokidea eta biziraupeneko distantzia ezagututa, CASM-100 motako unitateen artean, unitate lineal egokiena aukeratu behar da, 46. Irudia.

$$F_m = 3,63 \text{ KN}$$

$$L_{10dist} = 1,44 \text{ Km}$$



46.IRUDIA.CASM-100 Eragingailuen diagrama

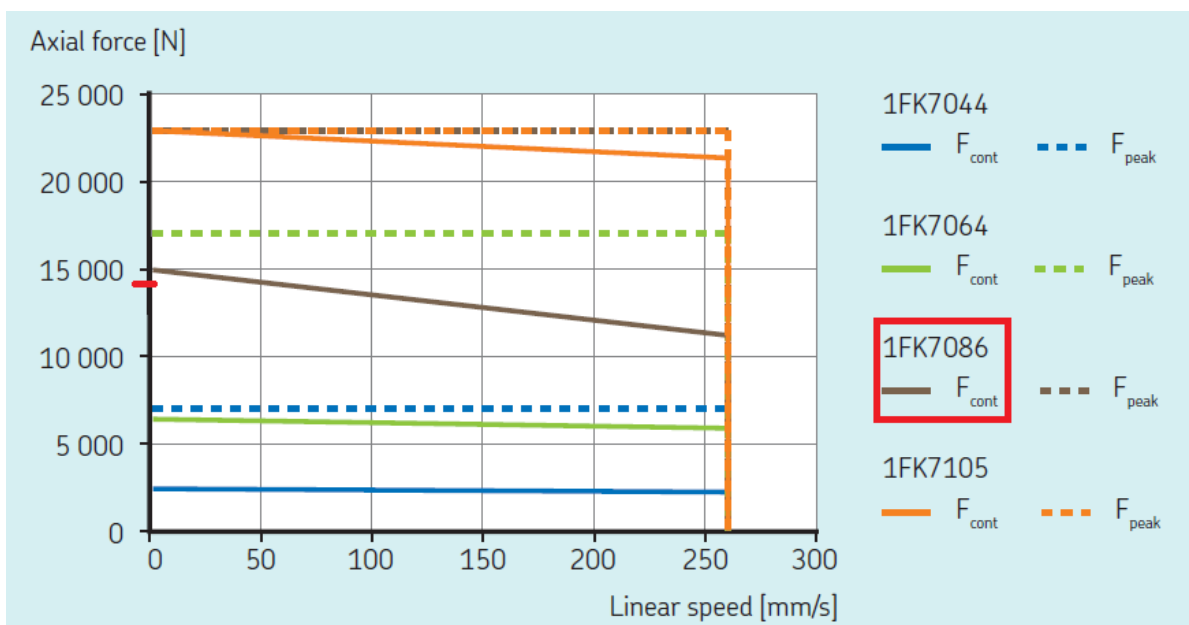
46.irudian ikusten denez CASM-100-BA eragingailuarekin nahikoa da.

Kasu honetan serbo motorearen aukeraketarako parametro kritikoena abiadura lineala zero denean jasan beharreko indar maximoa izango da (Errodadura saiakuntza gertatzen den bitartean). Eragingailu lineala mugitzen den bitartean jasan behar duen indarra oso txikia da beraz parametro hori ez da kritikoa izango.

Abiadura lineala zero denean jasan beharreko indar axial maximoa aurretik aipaturako 4.IRUDIAN erakusten den $R_B = 14,14 KN$ izango da. CAMS-100-BA motarako sebo-motoreen artean:

$$R_B = 14,14 KN$$

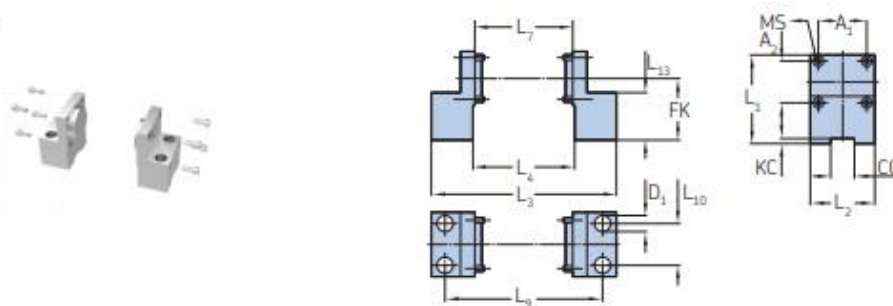
Indar horrekin 47. Irudian sartuta:



47.IRUDIA. Serbo-motorearen aukeraketa

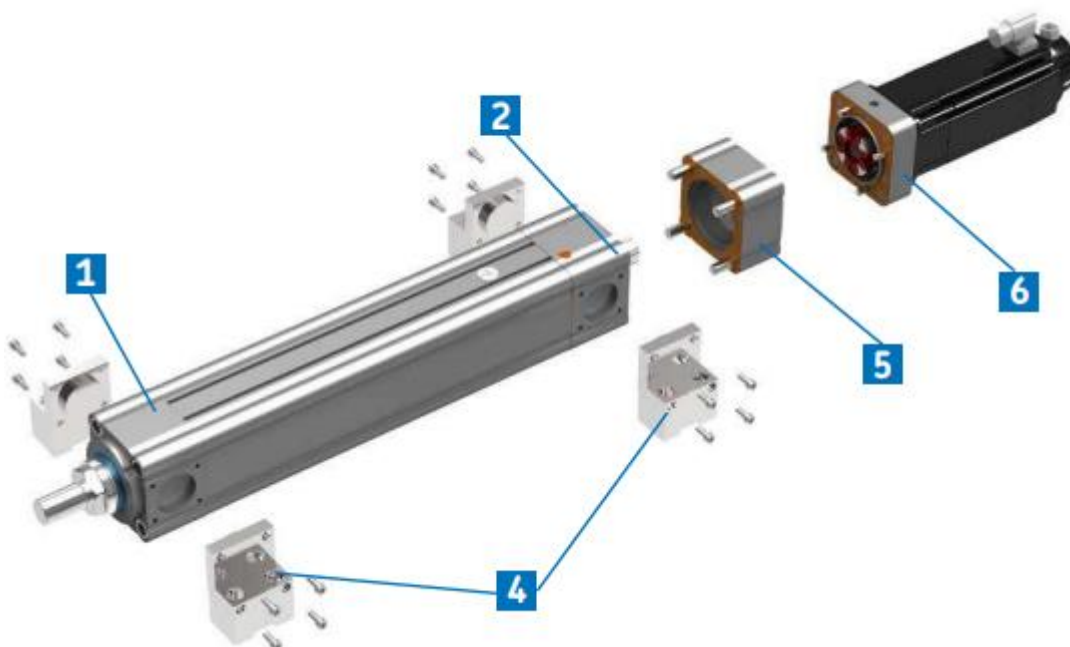
Aktuadore lineala finko mantentzeko SKF katalogoak eskaintzen dituen ZBE – 377920 oin finkatzaileak erabiliko dira. Aktuadorea atzean eta aurrean finkatzeko horrelako bi pare beharko dira.

Foot Mount



Ordering key
ZBE-377920

Type	MS	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₇	FK	A ₁	A ₂	L ₉	L ₁₀	KC	CO	L ₁₃	D ₁
-	-	mm													
ZSC-377920	M6 x 16	93,5	68	195	107	103	65	51	44	166	44	5,4	25	50	Ø17



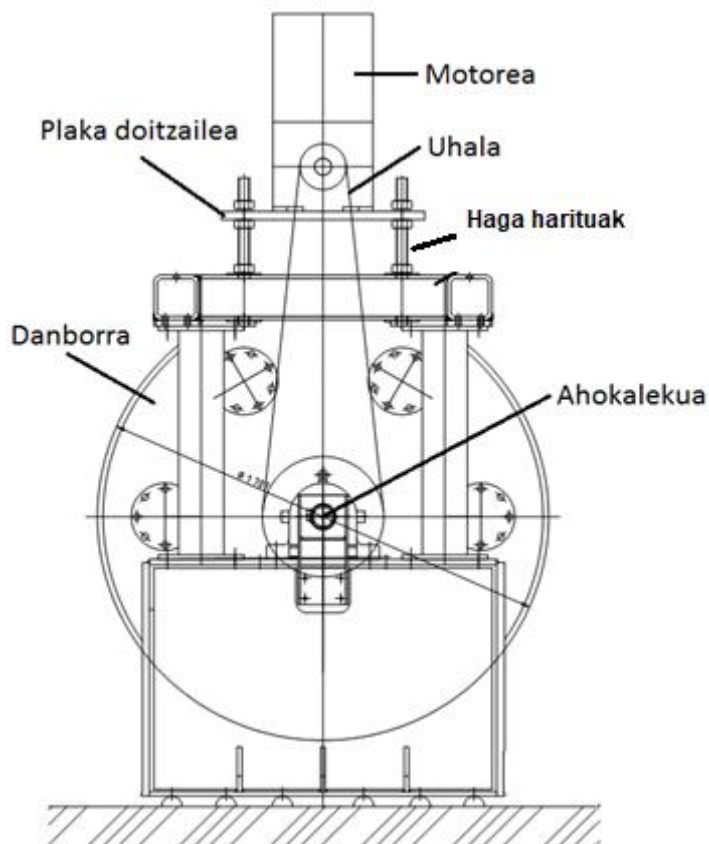
Eragingailu linealaren multzo osoaren erreferentzia, eragingailua, oinak, erreduktorea eta servo-motorea barne:

CASM – 100 – BA – 0600 – AADB1DA – AA0000 – GI – AAA – 00 – MS – OB – A13 – AA

3.2 Abiadura estazioa

Atal honetan abiadura estazioaren (48.IRUDIA) elementu desberdinen diseinua/aukeraketa gauzatuko da. Elementu horiek potentzia transmisio sistema

(Uhalak), danborraren ardatza eta bere euskarrietako errodamenduak, motorraren plaka doitzalea eta horren euskarri izango diren haga harituak izango dira.



48.IRUDIA. Abiadura estazioa.

3.2.1 Motorea

Motorearen aukeraketa egiteko abiapuntutzat hartuko diren eragingailuaren datuak ondorengoak dira, 49. Irudia.

Potentzia nominala: 110 Kw

Abiadura nominala: 1486 bira/min

Abiadura funtzional maximoa: 1800 bira/min

Abiadura maximoa: 2300 bira/min

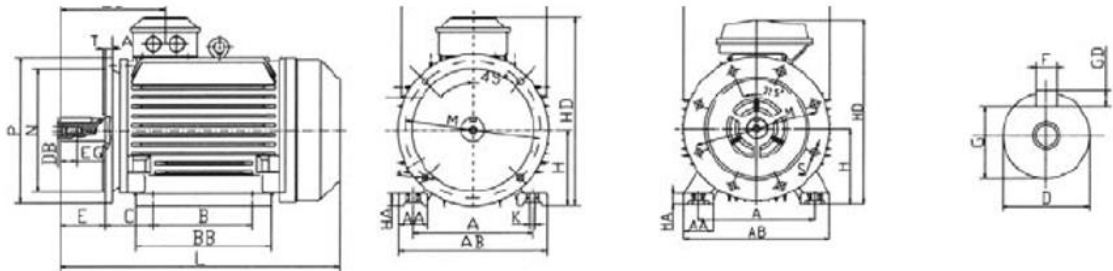
Eragingailu bezala erabiliko den motore elektrikoa:

Potencia		Eficiencia [%] Factor de potencia % de la potencia nominal									In	Is	Ivacio	Tn	Ts	Tmax	Momento de inercia J=1/4GD2	Peso	Ruido	
[kW]	[HP]	Tipo	r/min	50	75	100	50	75	100	FS	[A]	In	[A]	[Nm]	Tn	Tn	[kgm2]	[kg]	[dBA]	
4 polos = 1500 r/min		400 V 50 Hz															Diseño básico			
0,25	0,34	M2QA 71 M4A	1395	59,8	63,3	65,5	0,55	0,66	0,72	1,15	0,77	5,2	0,60	1,71	2,1	2,7	0,00053	11	43	
0,37	0,5	M2QA 71 M4B	1395	63,6	69,4	68,5	0,55	0,68	0,75	1,15	1,0	5,2	0,70	2,5	2,1	2,7	0,00066	11	45	
0,55	0,74	M2QA 80 M4A	1410	68,3	71,4	73,5	0,52	0,65	0,72	1,15	1,5	5,2	1,1	3,7	2,4	2,7	0,00145	16	46	
0,75	1	M2QA 80 M4B	1415	72,1	75,2	74,5	0,53	0,67	0,75	1,15	1,9	6,0	1,4	5,1	2,4	2,6	0,00174	17	46	
1,10	1,5	M2QA 90 S4A	1400	74,7	77,8	77,5	0,61	0,73	0,78	1,15	2,7	6,0	1,5	7,5	2,3	2,4	0,00254	21	52	
1,50	2	M2QA 90 L4A	1390	78,2	79,2	78,5	0,63	0,75	0,79	1,15	3,5	6,0	1,8	10,3	2,3	2,6	0,00317	25	52	
2,2	2,9	M2QA 100 L4A	1430	80,0	82,3	81,5	0,65	0,78	0,81	1,15	4,9	6,0	2,8	14,7	2,3	2,7	0,00679	32	53	
3,0	4	M2QA 100 L4B	1420	82,2	82,5	82,8	0,67	0,79	0,83	1,15	6,3	6,5	3,1	20,2	2,3	2,8	0,00862	36	53	
4,0	5,4	M2QA 112 M4A	1430	82,3	84,6	85,0	0,64	0,77	0,82	1,15	8,3	6,5	4,8	26,7	2,3	2,8	0,01306	45	56	
5,5	7,4	M2QA 132 S4A	1430	86,2	87,1	86,0	0,59	0,71	0,85	1,15	10,9	6,5	4,6	37	2,3	2,9	0,02673	60	59	
7,5	10	M2QA 132 M4A	1440	88,0	88,3	88,5	0,60	0,72	0,85	1,15	14,4	6,5	5,9	50	2,3	2,7	0,03432	73	59	
11,0	15	M2QA 160 M4A	1460	89,0	90,0	89,5	0,72	0,84	0,85	1,15	20,9	6,5	8,4	72	2,4	2,8	0,06543	116	66	
15,0	20	M2QA 160 L4A	1460	89,5	90,4	90,0	0,75	0,84	0,86	1,15	28,0	6,5	9,4	98	2,3	2,4	0,09349	137	66	
18,5	25	M2QA 180 M4A	1470	89,1	90,9	91,0	0,79	0,88	0,86	1,15	34	6,5	13,9	120	2,3	3,0	0,16049	170	66	
22,0	29	M2QA 180 L4A	1470	89,2	90,0	91,5	0,75	0,84	0,88	1,15	39	6,5	16,4	143	2,4	3,0	0,18046	186	66	
30,0	40	M2QA 200 L4A	1470	91,0	91,8	92,2	0,77	0,86	0,88	1,15	53	6,5	21,6	195	2,2	2,9	0,28190	254	71	
37,0	50	M2QA 225 S4A	1480	89,9	91,2	92,6	0,76	0,83	0,85	1,15	67	7,0	28,8	239	2,2	2,7	0,37000	308	73	
45,0	60	M2QA 225 M4A	1480	90,0	91,7	92,8	0,79	0,86	0,87	1,15	80	7,0	32	290	2,2	2,7	0,42000	335	73	
55	74	M2QA 250 M4A	1480	90,6	91,3	93,4	0,83	0,90	0,87	1,15	98	7,0	26,7	355	2,4	2,7	0,78000	450	76	
75	101	M2QA 280 S4A	1480	93,1	93,9	94,0	0,83	0,84	0,87	1,15	133	6,5	33	484	2,4	2,3	1,10000	534	78	
90	121	M2QA 280 M4A	1480	93,9	94,5	94,2	0,83	0,87	0,87	1,15	158	7,2	41	581	2,3	2,7	1,35000	592	78	
110	147	M2QA 315 S4A	1486	92,2	93,5	94,5	0,83	0,88	0,88	1,15	192	6,9	51	707	2,1	2,9	2,85060	930	80	
132	177	M2QA 315 M4A	1486	93,9	94,0	94,8	0,83	0,88	0,88	1,15	229	6,9	58	848	2,1	2,8	3,18480	1030	80	

49.IRUDIA. Motore elektrikoaren ezaugarri teknikoak.

Aplikazio orokorretarako motore itxia eta auto aireztatua, hankaduna eta horizontalean kokatzeko motorea, 50. Irudia.

Motor trifásico, con patas, caja de bornes arriba



Tamaño de carcasa	Polos	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	C	D	DB	E	EG	F	G
315M	4-8	508	120	640	630	550	457	685	216	80	M20	170	39	22	71

Tamaño de carcasa	Polos	GD	H	HA	HD	HF	K	L	LA	LD	M	N	P	S	T
315M	4-8	14	315	45	870	--	28	1330	24	430	600	550	660	24	6

50.IRUDIA. Motore elektrikoaren ezaugarri geometrikoak.

Motore elektrikoaren erreferentzia:

M2QA 31554A 3GQA 312

3.2.2 Potentzia transmisio sistema. Uhalak

Potentzia transmisio sistemaren diseinua egiteko uhal trapezial eta anizkun-en OPTIBELT katalogoa erabiliko da eta aukeraketa egiteko bertan azaldutako pausuak jarraituko dira.

3.2.2.1 Karga faktorea

49.iruditik abiatze momentua momentu nominala baino 2,1 aldiz handiagoa dela jakinda $\frac{T_S}{T_N} = 2,1$, exigentzia ertaineko transmisioa izango dela kontutan hartuta eta eguneroko erabilera 16 ordu baino gehiagokoa izango dela jakinda:

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

$c_2 = 1,4$

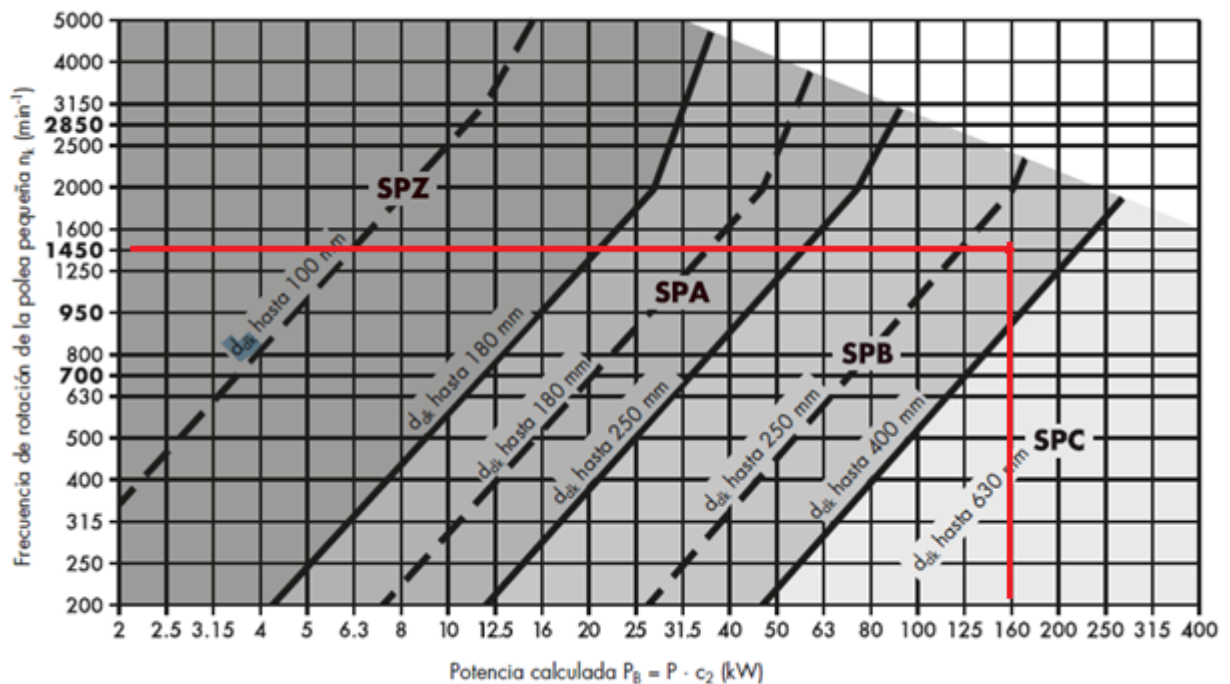
3.2.2.2 Diseinu potentzia

$$P_B = P \cdot c_2 = 110 \cdot 1,4 = 154 \text{ Kw}$$

53.Ekuazioa

3.2.2.3 Perfilaren aukeraketa

Perfilaren aukeraketa egokia egiteko polea txikiaren biraketa frekuentzia (motorearen abiadura nominala) eta diseinu potentzia ezagututa 51.irudian sartuta:



51.IRUDIA. Uhalen profil aukeraketa

Uhal trapezial estuak Optibelt SK DIN 7753 arabera, SPB uhal mota aukeratuko da, polea txikiaren diametro maximoa 400mm-koa izanda.

3.2.2.4 Transmisio erlazioa

Transmisio erlazioa kalkulatzeko motorren biraketa abiadura funtzionala eta danborrak hartuko duen biraketa abiadura maximoak erabiliko dira.

Danborraren ardatzaren abiadura kalkulatzeko, horren erradioa eta errodadura saiakuntza bankuaren abiadura maximoa hartuko dira.

$$\text{Abiadura tangenziala} \rightarrow V_{max} = V_T = 250 \text{ km/h}$$

$$\text{Danborraren erradioa} \rightarrow \frac{D}{2} = 1707 \text{ mm}$$

$$n_2 = \frac{250 \text{ Km/h}}{\frac{1707}{2} \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{\text{bira } 1}{2\pi \text{ rad}} = 777 \text{ bira/min}$$

54.Ekuazioa.

Motorraren biraketa abiadura funtzionala

$$n_1 = 1800 \text{ bira/min}$$

Beraz, transmisio erlazioa:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1800}{777} = 2.32$$

3.2.2.5 Poleen erreferentzia diametroa

Poleen aukeraketa egiteko 52.irudiko taula erabiliko da.

Lehenengo polea txikiaren erreferentzia diametroa aukeratuko da:

$$d_{d1} = 315 \text{ mm}$$

Horrekin, transmisio erlazioa zein den jakinda:

$$d_{d2} = d_{d1} \cdot i = 315 \cdot 2,32 = 730,8 \text{ mm}$$

52.irudian antzeko diametroa duen polea aukeratuko da:

$$d_{d2} = 710 \text{ mm}$$

Correas trapeziales Perfil	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Datum diameter d _d		Tolerancia de concen-tricidad y planitud	
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	mín.	máx.		
Correas trapeziales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	mín.	máx.		
Diámetro de referencia d _d	20,0												20,0	20,4	0,2	
	22,0												22,0	22,4		
	25,0												25,0	25,4		
	28,0	28,0											28,0	28,4		
	31,5	31,5											31,5	32,0		
	35,5	35,5											35,5	36,1		
	40,0	40,0	40		40								40,0	40,6		
	45,0	45,0	45		45								45,0	45,7		
	50,0	50,0	50		50								50,0	50,8		
	56,0	56,0	56		56								56,0	56,9		
	63,0	63,0	63		63	63							63,0	64,0		
					67	67							67,0	68,0		
	71,0	71,0	71		71	71							71,0	72,1		
	80,0		80		80	80								75,0	76,1	
			85		85	85								80,0	81,3	
			90		90	90								85,0	86,3	
		95		95	95		90						90,0	91,4		
		100		100	100		95						95,0	96,4		
		106		106	106		100						100,0	101,6		
					106	106							106,0	107,6		
	112,0		112		112	112								112,0	113,8	
			118		118	118								118,0	119,9	
		125,0		125		125	125								125,0	127,0
				132		132	132								132,0	134,1
			140		140	140					140*			140,0	142,2	
			150		150	150					150*			150,0	152,4	
		160		160	160			160		160*			160,0	162,6		
	180		180		180	180								170,0	172,7	
200			190		190					180			180,0	182,9		
			200		200	200				190			190,0	193,0		
		212		212	212				200			200,0	203,2			
		224		224	224				212			212,0	215,4			
		224		224	224			224	224			224,0	227,6			
		225		225	225				225			225,0	228,6			
		236		236	236				236			236,0	239,8			
		250		250	250			250	250	250		250,0	254,0			
		265		265	265				265			265,0	269,0			
280		280		280	280				280				280,0	284,5		
		300		300	300				300				300,0	304,8		
		315		315	315				315	315			315,0	320,0		
		335		335	335				335	335	335		335,0	340,0		
		355		355	355				355	355	355		355,0	360,7		
400		375		375	375				375				375,0	380,7		
		400		400	400				400	400	400		400,0	406,4		
		425		425	425				425				425,0	431,4		
450		450		450	450				450	450	450		450,0	457,2		
		475		475	475				475				475,0	482,2		
		500		500	500				500	500	500		500,0	508,0		
		560		560	560				560	560	560		560,0	569,0		
	630		630	630				630	630	630		630,0	640,1			
710		710		710	710				710	710	710		710,0	721,4		
		800		800	800				800	800	800		800,0	812,8		
		900		900	900				900	900	900		900,0	914,4		
		1000		1000	1000				1000	1000	1000		1000,0	1016,0		

52.IRUDIA. Poleen aukeraketa.

Orduan, transmisio erlazio erreala:

$$i_{errreala} = \frac{710}{315} = 2,25$$

55.Ekuazioa

Transmisio erlazio erreala kalkulatuak transmisio erlazioa baino txikiagoa denez, motorraren abiadura funtzionalarekin makinaren abiadura maximoa ailegatzea lortuko dela ziurtatzen da:

$$i_{erreala} = 2,25 < 2,32 = i$$

3.2.2.6 Behin-behineko ardatzen arteko distantzia

OPTIBELT katalogoak 53.irudian erakutsitako balioak hartzea gomendatzen du.

$$d_{d2} = d_{dg} = 710 \text{ mm}$$

$$d_{d1} = d_{dk} = 315 \text{ mm}$$

$$\alpha > 0,7 \quad (d_{dg} + d_{dk})$$

$$\alpha < 2 \quad (d_{dg} + d_{dk})$$

53.IRUDIA. Behin-behineko ardatzen arteko distantzia gomendagarria.

$$a > 0,7 \cdot (710 + 315) = 717,5 \text{ mm}$$

$$a > 2 \cdot (710 + 315) = 2050 \text{ mm}$$

$$a = 1600 \text{ mm}$$

3.2.2.7 Uhalen erreferentziako luzera

Erreferentziako luzera kalkulatzeko:

$$L_{dth} \approx 2 \alpha + 1,57 (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \alpha}$$

56.Ekuazioa

$$L_{dth} \approx 2 \cdot 1.600 + 1,57 \cdot (710 + 315) + \frac{(710 - 315)^2}{4 \cdot 1.600} = 4833 \text{ mm}$$

Gehien hurbiltzen den luzera aukeratuko da, (54.irudia).

Perfil SPB	
Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d	
1250	3750
1320	3800
1400	4000
1450	4050
1500	4250
1600	4300
1700	4500
1750	4560
1800	4750
1850	4820
1900	5000
2000	5070
2020	5300
2060	5600
2120	6000
2150	6300
2180	6700
2240	7100
2280	7500
2360	8000
2400	
2500	
2650	
2680	
2800	
2840	
2850	
2900	
3000	
3150	
3250	
3350	
3450	
3550	
3650	

Desarrollo máximo de fabricación:
10000 mm L_d
Cantidad mínima a pedir:
más de 1800 mm =
25 unidades para desarrollos intermedios
75 unidades para determinadas versiones
especiales
Peso: \approx 0,195 kg/m

54.IRUDIA. Uhalaren luzera.

$$L_{dst} = 4820 \text{ mm}$$

3.2.2.8 Ardatzen arteko distantzia erreala

Ardatzen arteko distantzia erreala kalkulatzeko 55.irudiko adierazpenak erabilia kalkulatu da.

$$\begin{aligned} (\text{cuando } L_{dSt} > L_{dth}) \quad a_{nom} &\approx a + \frac{L_{dSt} - L_{dth}}{2} \\ (\text{cuando } L_{dSt} < L_{dth}) \quad a_{nom} &\approx a - \frac{L_{dth} - L_{dSt}}{2} \end{aligned}$$

55.IRUDIA. Ardatzen arteko distantzia erreala.

$$L_{dst} = 4820 \text{ mm}$$

$$L_{dth} = 4833 \text{ mm}$$

$$a = 1600 \text{ mm}$$

$$L_{dst} < L_{dth} \rightarrow a_{nom} \approx 1600 - \frac{4833 - 4820}{2} = 1593,5 \text{ mm}$$

3.2.2.9 Doikuntzarako ibilbide minimoa

Datu honek doikuntzarako distantzia minimoa ardatz bertikalean eta horizontalean ematen du. Eraikuntzarako kontuan izan beharrekoa distantzia poleen doikuntza egokia posiblea izateko, 56. Irudian.

Desarrollo de referencia (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
$487 \leq 670$	10	10	10	–	–
$> 670 \leq 1000$	15	15	15	–	–
$> 1000 \leq 1250$	20	15	15	–	–
$> 1250 \leq 1800$	25	20	20	20	–
$> 1800 \leq 2240$	25	20	20	20	25
$> 2240 \leq 3000$	35	20	20	20	30
$> 3000 \leq 4000$	45	20	20	20	30
$> 4000 \leq 5000$	55	20	20	25	30
$> 5000 \leq 6300$	70	25	25	30	35
$> 6300 \leq 8000$	85	25	25	35	40
$> 8000 \leq 10000$	110	30	30	35	45
$> 10000 \leq 12500$	135	–	–	35	45

56.IRUDIA. Doikuntzarako ibilbide minimoa.

Tenkatzeko eta destenatzeko (bertikalean) 55mm-ko doikuntza minimoa egon beharko da. Alboetarantz berriz 25mm-ko doikuntza minimoa.

3.2.2.10 Uhalen abiadura eta flexio maiztasuna

$$v = \frac{d_{dk} \cdot n_k}{19100} \quad (v_{\max} \approx 55 \text{ m/s})$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dst}} \quad (f_{B \max} \approx 100 \text{ s}^{-1})$$

57.IRUDIA. Uhalen abiadura eta flexio maiztasuna.

$$d_{dk} = 315 \text{ mm}$$

$$a_{nom} = 1486 \text{ bira/min}$$

$$L_{dst} = 4820 \text{ mm}$$

$$v = \frac{315 \cdot 1486}{19100} = 24,51 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow \text{betetzen da}$$

57.Ekuazioa

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 24,51}{4820 \text{ mm}} = 10,26 \text{ s}^{-1} < 100 \text{ s}^{-1}$$

3.2.2.11 Kontaktu angelua eta c1 faktore zuzentzailea

Balio horiek ezagutzeko 58. Irudiko taula erabiliko da.

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97

58.IRUDIA. Kontaktu angelua eta c1 faktore zuzentzailea.

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} = \frac{710 - 315}{1593,5} = 0,25 \rightarrow$$

$$\beta = 165^\circ$$

$$c_1 = 0,99$$

3.2.2.12 Garapen faktorea

Garapen faktorearen balioa ezagutzeko 59.irudiko taula erabiliko da. Uhalaren erreferentziako luzerarekin sartuta ($L_{dst} = 4820 \text{ mm}$) $c_3 = 1.04$ balioa aterako da.

Perfil SPB, XPB	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3
1250	0,83
1320	0,84
1400	0,85
1500	0,86
1600	0,87
1700	0,88
1800	0,89
1900	0,90
2000	0,91
2120	0,92
2240	0,93
2360	0,93
2500	0,94
2650	0,95
2800	0,96
3000	0,97
3150	0,98
3350	0,99
3550	1,00
3750	1,01
4000	1,02
4250	1,03
4500	1,04
4700	1,04
5000	1,05
5300	1,06
5600	1,07
6000	1,08
6300	1,09
6700	1,10
7100	1,11
7500	1,12
8000	1,13
8500	1,14
9000	1,15
9500	1,16
10000	1,17

59.IRUDIA. Garapen faktorea.

3.2.2.13 Uhal bakoitzeko potentzia nominala

60.irudiko taulan motore elektrikoaren abiadura nominalarekin, polea txikiaren diametroarekin eta transmisio erlazioarekin sartuta:

$$d_{dk} = 315 \text{ mm}$$

$$n_k = 1486 \text{ bira/min}$$

$$i = 2,25$$

n _k (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d _{dk} (mm)														Incremento por multiplicación [kW] por correa por				
	140	150	160	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	375	400	1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 hasta 1.57	> 1.57
700	3.46	4.04	4.62	5.77	6.34	6.91	7.59	8.26	8.92	9.70	11.33	13.21	15.30	16.33	17.59	0.05	0.33	0.47	0.58
950	4.42	5.19	5.95	7.46	8.20	8.94	9.82	10.69	11.56	12.56	14.66	17.04	19.67	20.94	22.50	0.07	0.45	0.64	0.78
1450	6.09	7.20	8.29	10.44	11.49	12.53	13.76	14.96	16.15	17.50	20.30	23.36	26.59	28.08	29.83	0.11	0.69	0.97	1.20
2850	9.07	10.83	12.53	15.71	17.18	18.57	20.13	21.57	22.87	24.21	26.40	27.68				0.21	1.35	1.92	2.35
100	0.66	0.76	0.85	1.04	1.14	1.23	1.35	1.46	1.57	1.70	1.98	2.30	2.66	2.84	3.07	0.01	0.05	0.07	0.08
200	1.21	1.39	1.57	1.94	2.12	2.30	2.51	2.73	2.94	3.19	3.72	4.33	5.02	5.36	5.79	0.01	0.09	0.13	0.16
300	1.71	1.97	2.24	2.77	3.03	3.29	3.61	3.92	4.23	4.59	5.36	6.24	7.25	7.74	8.36	0.02	0.14	0.20	0.25
400	2.17	2.52	2.87	3.56	3.91	4.25	4.66	5.06	5.47	5.94	6.93	8.08	9.38	10.03	10.82	0.03	0.19	0.27	0.33
500	2.62	3.05	3.48	4.32	4.75	5.16	5.66	6.16	6.66	7.23	8.45	9.85	11.43	12.22	13.18	0.04	0.24	0.34	0.41
600	3.05	3.55	4.06	5.06	5.56	6.05	6.64	7.23	7.81	8.48	9.92	11.56	13.41	14.32	15.44	0.04	0.28	0.40	0.49
700	3.46	4.04	4.62	5.77	6.34	6.91	7.59	8.26	8.92	9.70	11.33	13.21	15.30	16.33	17.59	0.05	0.33	0.47	0.58
800	3.85	4.51	5.17	6.46	7.10	7.74	8.50	9.26	10.00	10.87	12.70	14.79	17.11	18.25	19.64	0.06	0.38	0.54	0.66
900	4.23	4.96	5.69	7.13	7.84	8.55	9.39	10.22	11.05	12.00	14.02	16.30	18.84	20.07	21.57	0.07	0.43	0.61	0.74
1000	4.60	5.40	6.20	7.78	8.56	9.33	10.25	11.16	12.06	13.10	15.28	17.75	20.47	21.79	23.39	0.07	0.47	0.67	0.82
1100	4.95	5.83	6.69	8.41	9.25	10.09	11.08	12.06	13.03	14.15	16.50	19.13	22.01	23.40	25.07	0.08	0.52	0.74	0.91
1200	5.29	6.24	7.17	9.01	9.92	10.82	11.88	12.93	13.97	15.16	17.65	20.44	23.46	24.89	26.62	0.09	0.57	0.81	0.99
1300	5.62	6.63	7.63	9.60	10.57	11.52	12.65	13.77	14.87	16.13	18.76	21.67	24.79	26.26	28.02	0.10	0.62	0.87	1.07
1400	5.94	7.01	8.08	10.16	11.19	12.20	13.40	14.57	15.73	17.06	19.80	22.82	26.02	27.51	29.27	0.10	0.66	0.94	1.15
1500	6.24	7.38	8.51	10.71	11.79	12.85	14.11	15.34	16.55	17.93	20.78	23.88	27.12	28.62	30.35	0.11	0.71	1.01	1.24
1600	6.54	7.73	8.92	11.23	12.36	13.48	14.79	16.07	17.33	18.76	21.69	24.86	28.11	29.58	31.26	0.12	0.76	1.08	1.32
1700	6.82	8.07	9.31	11.73	12.91	14.07	15.44	16.77	18.07	19.54	22.54	25.74	29.06	30.39	31.99	0.12	0.81	1.14	1.40
1800	7.08	8.40	9.69	12.21	13.44	14.64	16.05	17.42	18.76	20.27	23.31	26.52	29.88	31.04	32.53	0.13	0.85	1.21	1.48
1900	7.34	8.71	10.05	12.67	13.93	15.18	16.63	18.04	19.40	20.94	24.02	27.20	30.25	31.53	32.86	0.14	0.90	1.28	1.57
2000	7.58	9.00	10.39	13.10	14.41	15.68	17.17	18.61	20.00	21.56	24.64	27.77	30.68	31.84	32.99	0.15	0.95	1.34	1.65
2100	7.81	9.28	10.72	13.51	14.85	16.15	17.67	19.14	20.55	22.11	25.19	28.24	30.94	31.96	32.89	0.15	0.99	1.41	1.73
2200	8.02	9.54	11.03	13.89	15.26	16.59	18.14	19.62	21.04	22.61	25.65	28.58	31.05	31.90	32.57	0.16	1.04	1.48	1.81
2300	8.22	9.79	11.31	14.24	15.64	17.00	18.57	20.06	21.48	23.05	26.03	28.81	30.98	31.63		0.17	1.09	1.55	1.90
2400	8.41	10.02	11.58	14.57	16.00	17.37	18.95	20.45	21.87	23.41	26.31	28.91	30.74	31.16		0.18	1.14	1.61	1.98
2500	8.58	10.23	11.83	14.88	16.32	17.70	19.29	20.79	22.20	23.72	26.50	28.88	30.31			0.18	1.18	1.68	2.06

60.IRUDIA. Uhal bakoitzeko potentzia nominala.

$$P_T = 23,88 + 1,24 = 25,12 Kw$$

3.2.2.14 Uhal kopurua

Potentzia nominala, uhal bakoitzak transmititu dezaken potentzia eta c1, c2 eta c3 faktoreak ezagututa transmisiorako beharrezkoa izango den uhal kopurua:

$$P = 110 Kw$$

$$P_N = 25,12 Kw$$

$$c_1 = 0,99$$

$$c_2 = 1,4$$

$$c_3 = 1.04$$

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3} = 5,95 \text{ uhal} \rightarrow 6 \text{ uhal}$$

58.Ekuazioa

3.2.2.15 Uhal baten tentsio estatiko minimoa

59. Ekuazioko adierazpena erabilia SPB motako uhal baten tentsio estatikoa kalkulatu da. Lehenengo muntaiaren tentsioa 1,3 aldiz handiagoa izango da.

$$T \approx \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2$$

59.Ekuazioa

k-ren balioa 61.irudian erakutsitakoa izango da.

Perfil	k	f (N)
SPZ, 3V/9N	0,07	25
SPA	0,12	50
SPB, 5V/15N	0,19	75
SPC	0,37	125

61.IRUDIA. k-ren balioa.

$$c_1 = 0,99$$

$$53. \text{ Ekuaziotik } \rightarrow P_B = 154 \text{ Kw}$$

$$z = 6$$

$$57. \text{ Ekuaziotik } \rightarrow v = 24,51 \text{ m/s}$$

$$k = 0,19$$

Balioak 59.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$T \approx \frac{500 \cdot (2,02 - 0,99) \cdot 154}{0,99 \cdot 6 \cdot 24,51} + 0,19 \cdot 24,51^2 = 656 \text{ N}$$

60.Ekuazioa.

Lehen muntaiako tentsioa:

$$T \cdot 1,3 = 853 \text{ N}$$

3.2.2.16 Indar axial estatikoa

Indar axial estatikoa ardatz bakoitzak uhal guztien tentsioagatik jasango duen tentsioa izango da. 62.irudiko adierazpenaren bitartez ezagutuko da.

$$S_a \approx 2 T \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot z$$

62.IRUDIA. Indar axial estatikoa.

$$(60. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow T = 656 \text{ N}$$

$$(58. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow z = 6 \text{ uhal}$$

$$(58. \text{ iruditik}) \rightarrow \beta = 165^\circ$$

$$S_a \approx 2 \cdot 656 \cdot \sin \frac{165}{2} \cdot 6 = 7804,65 \text{ N}$$

Lehenengo muntaiako tentsioa:

$$S_a \cdot 1,3 = 10146 \text{ N}$$

61.Ekuazioa.

Eskaria:

Errendimendu altuko 6 uhal trapezoidal estu Optibelt SK SPB 4820

Zorro konikorako Optibelt KS TB SPB 315-6 polea artekatua

Optibelt TB 3535 d 80mm zorro konikoa

Zorro konikorako Optibelt KS TB SPB 710-6 polea artekatua

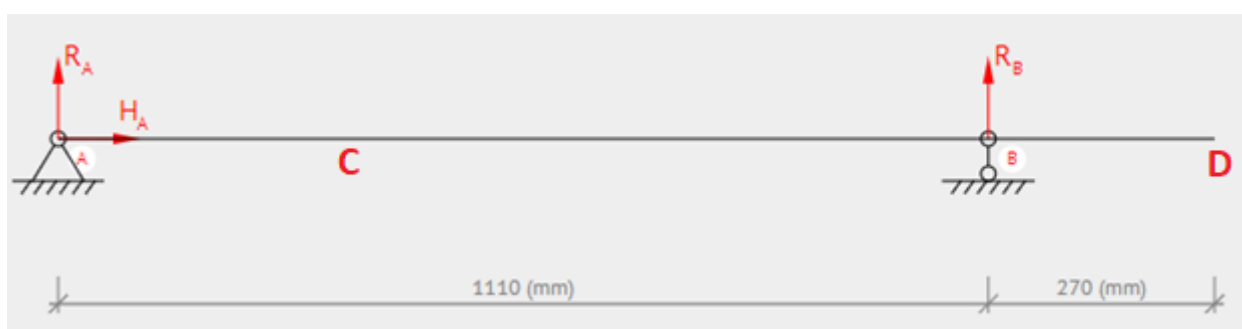
Optibelt TB 4545 d 90mm zorro konikoa

Poleak ardatzetan mihiztatzeko zorro konikoak erabiliko dira. Potentzia transmisioa txabeta baten bitartez egingo da. Katalogoak gomendatzen duen DIN 6885 txabetak erabiliko dira.

3.2.3 Danborraren ardatza

Danborraren ardatzak bi euskarri izango ditu albo batean hegalean egonda. A euskarritik 420mm-tara danborraren zentroa egongo da eta hegalean dagoen alboan berriz ardatzera potentzia transmitituko duen polea.

Danborraren kokalekuan, C puntuan eta gutxienez danborraren zabaleraren (0.5m) zonalde osoan ardatzaren diametroa 150 mm-takoa izan beharko da, danborraren erdiguneko zuloaren neurri berdinekoa izateko. Horrela zuzenean mihiztatzeko zorririk erabili gabe, 63. Irudia.



63.IRUDIA. Danborraren ardatzaren eskema

3.2.3.1 Kargak eta esfortzuak

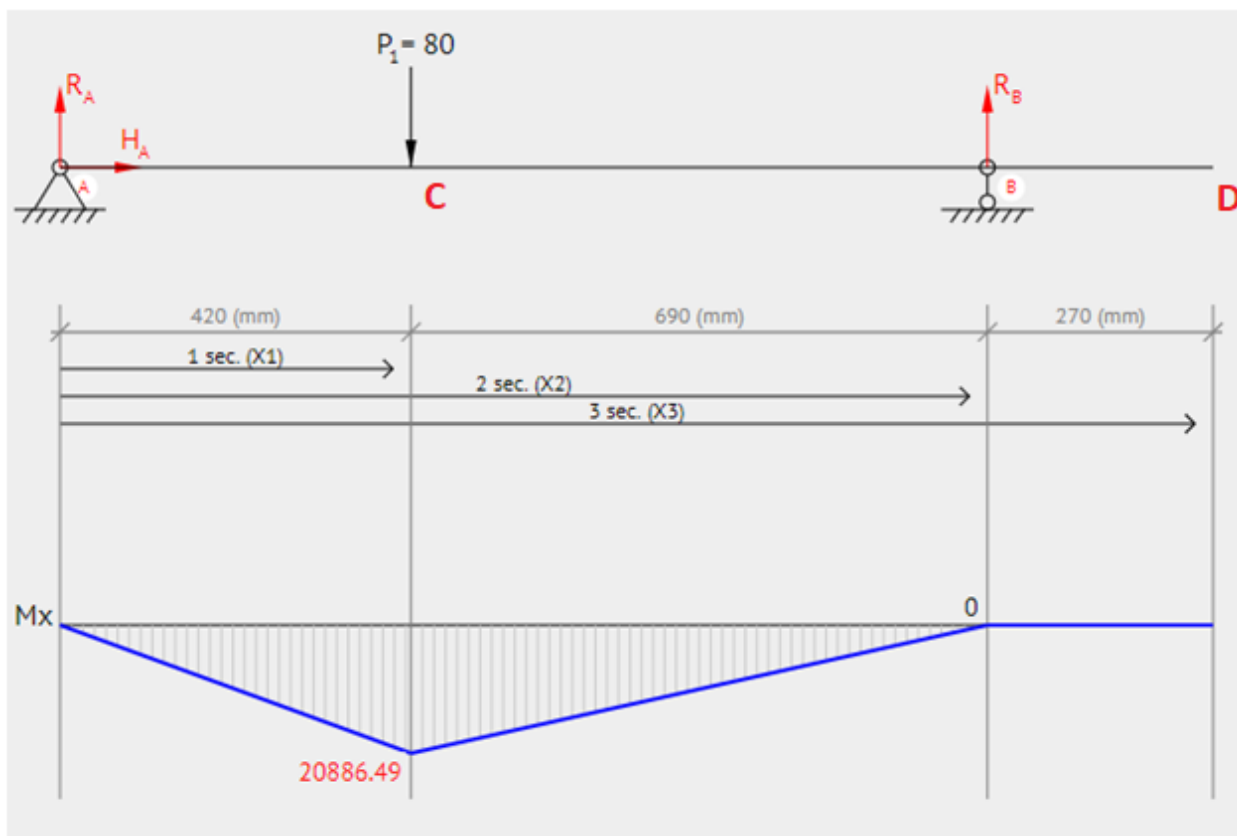
Ardatzak plano horizontalean gurpilaren karga eta plano bertikalean uhalen tentsioa jasango du. Potentzia transmisioagatik polea dagoen puntutik danborraren kokalekuraino ardatzak momentu tortsore bat jasango du.

3.2.3.1.1 Kargak plano horizontalean

Ardatzak plano horizontalean gurpilaren indarra jasango du danborraren bitartez. Indar hori danborraren kokalekuaren zentroan dagoen indar puntual bezala hartuko da eragiten dituen esfortzuak kalkulatzeko.

Gurpilaren karga 7.irudian erakusten da:

$$F_G = 80 \text{ kN}$$



64.IRUDIA. Danborearen ardatzaren plano horizontaleko momentu flectore diagrama.

Plano horizontalean momentu flectore maximoa, 64. Irudia.

$$M_{Ch} = 20886,49 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

Momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz A eta B euskarrietako erreakzioak:

$$R_{Ah} = 49729,73 \text{ N}$$

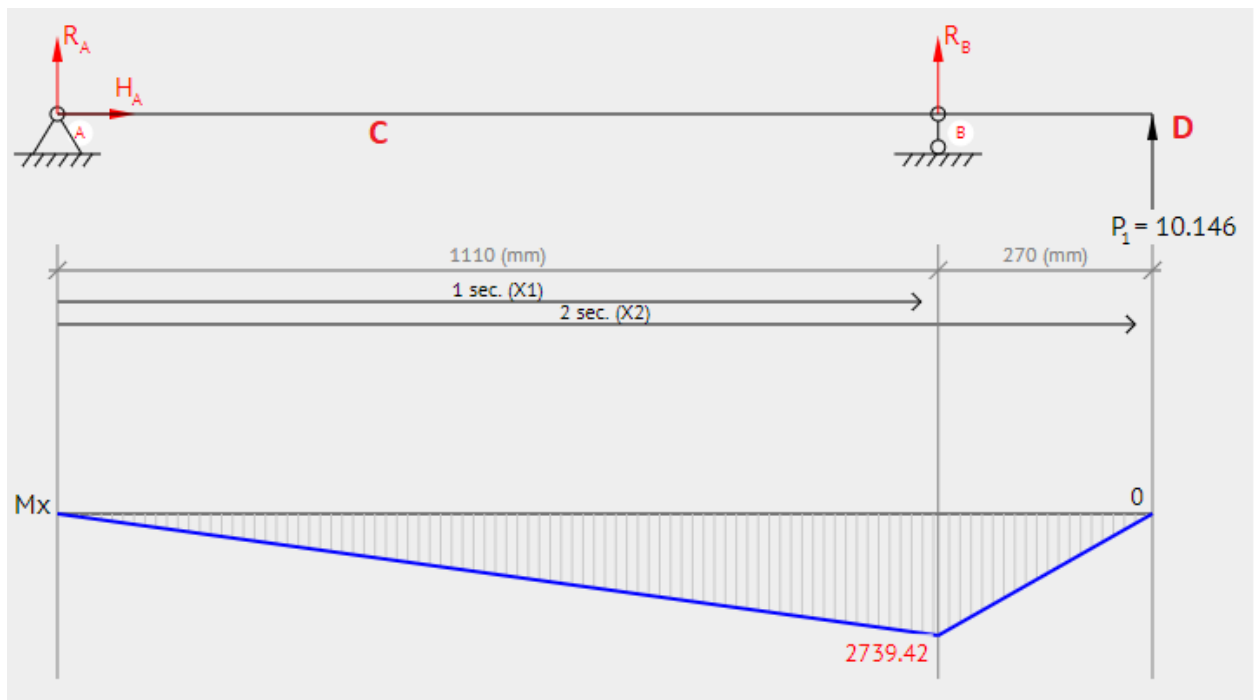
$$R_{Bh} = 30270,27 \text{ N}$$

3.2.3.1.2 Kargak plano bertikalean

Ardatzak plano bertikalean uhalak eragindako tentsioa jasan beharko du. Indar hori ardatzaren muturrean kokatuta egongo da.

Uhalak egindako indar maximoa lehenengo muntaiako tentsioa izango da, 61.Ekuazioan kalkulatu dena

$$S_a \cdot 1,3 = 10146 \text{ N}$$



65.IRUDIA. Danborraren ardatzaren plano bertikaleko momentu flektore diagrama.

Plano bertikalean momentu flektore maximoa, 65. Irudia.

$$M_{Bb} = 2739,42 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

Momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz A eta B euskarrietako erreakzioak:

$$R_{Ab} = 2467,95 \text{ N}$$

$$R_{Bb} = -12613,95 \text{ N}$$

Momentu flektorea C puntuan:

$$M_{Cb} = 2467,95 \text{ N} \cdot 420 \text{ mm} = 1036539 \text{ Nmm}$$

62.Ekuazioa

3.2.3.1.3 Momentu tortsorea

Momentu tortsorearen balio zehatza ezagutzeko gurpilaren errodadurarako erresistentzia kalkulatu beharko litzateke. Kalkuluak sinplifikatzeko eta balioa era kontserbakorrean lortzeko, motore elektrikoaren momentu tortsore maximoa erabiliko da hori danborraren ardatzera transmitituko dela suposatuz. Esan bezala, suposaketa hau kontserbakorra da momentu tortsore erresistentea (gurpilak danborraren bitartez eragindakoa) ez delako inoiz motorraren momentu tortsore maximoaren berdina izango.

49.irudian motorraren ezaugarriak azaltzen dira:

$$Tortsore nominala \rightarrow T_N = 707 Nm$$

$$\frac{T_{max}}{T_N} = 2,9 \rightarrow T_{max} = 707 \cdot 2,9 = 2050,3 Nm$$

63.Ekuazioa

55.Ekuaziotik transmisio erlazioa hartuta momentu tortsorea danborraren ardatzean zein izango den ondorioztatuko da:

$$i = 2,25$$

$$T = 2050,3 \cdot 2,25 = 4613.18 Nm$$

64.Ekuazioa

Momentu tortsore hori D puntutik C puntura konstantea izango da.

3.2.3.2 Tentsioekiko diseinua

Danborraren ardatza aurreko atalean kalkulatu diren kargak jasateko gai izan behar da. Diseinurako ASME kodea erabiliko da ardatzak sekzio kritikoenean izan behar duen diametro minimoa kalkulatzuz. (39.Ekuazioa)

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

Ardatzaren sekzio kritikoena C puntuan egongo da. Puntu horretan momentu tortsoarea, plano horizontaleko momentu flektorea maximoa eta plano bertikaleko momentu flektorea ematen dira.

Momentu flektore totala C puntuan plano bertikaleko eta horizontaleko momentu flektoreak bektorialki batuz lortuko da.

C puntuko momentu flektore maximoa plano bertikalean (62.Ekuaziotik):

$$M_{Cb} = 1036539 \text{ Nmm}$$

C puntuko momentu flektore maximoa plano horizontalean (64.iruditik)

$$M_{Ch} = 20886,49 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

Momentu flektore totala C puntuan:

$$M = \sqrt{M_{Cb}^2 + M_{Ch}^2} = 20912,19 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

65.Ekuazioa

Momentu tortsoarea zuzenean aurreko atalean kalkulaturakoa izango da, ASME kodean sartzeko momentu flektorearen balioa berriz, plano bertikal eta horizontalean ematen diren momentuen batura (65.Ekuazioa)

Ardatzaren materiala, kasu honetan ere AISI 4340 (F-1272). Bere ezaugarriak 1.TAULAN agertzen direnak dira:

$$\sigma_s = \sigma_{yp} = 726 \text{ Mpa}$$

ASME kodea aplikatzeko C_m eta C_t koefizienteen aukeraketa egiteko:

Danborraren ardatza ardatz birakaria da, momentu flektoreak eragingo dituzten kargak (gurpilaren karga eta uhalen tentsioa) gradualki aplikatutako kargak izango dira eta tortsorea berriz talka txikien bitartez aplikatua izan daiteke (motorea abiatzean), 66. Irudia.

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

66.IRUDIA. C_m eta C_t -ren aukeraketa

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1,5$$

Balio guztiak 39.Ekuazioan ordezkatzuz:

Segurtasun koefizientea $\rightarrow CS = 2$

$$\sigma_s = 726 \text{ Mpa}$$

$$C_m = 1,5$$

$$M = 20912,19 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$T = 4613,18 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$C_t = 1,5$$

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

$$d_{min} = 96,6 \text{ mm}$$

3.2.3.1 atalaren hasieran aipatu den moduan danborra ardatzean kokatzeko, danborra kokatuta egongo den tarteak 150 mm-ko diametroa izan beharko du, kalkulaturako diametro minimoa hori baino txikiagoa denez 150mm-ko diametroa egokia da.

3.2.3.3. Errodamendu-euskarrien aukeraketa

Kalkulu kontserbakorra egiteko asmotan, aurreko atalean kalkulaturako ardatzaren diametro minimoa euskarrietako sekzioetan ere errespetatuko da. Ardatzak euskarrietako sekzioetan 100 mm-tako diametroa izango du, beraz, errodamenduak eta errodamendu euskarriak aukeratzeko ardatzaren neurri hori hartuko da erreferentziazat.

Lehenengo, errodamendu euskarrien aukeraketa egin beharko da. Ardatza 100 mm-ko diametroa izango duela kontutan hartuta:

Eje	Soporte	Rodamiento
d_1 mm	FAG	FAG
100	SNV200*)	1222K.M.C3, 20222K.MB.C3
	SNV200*)	22222EK
	SNV200*)	23222ESK.TVPB
	SNV240	21322EK.TVPB
	SNV240	22322EK

66.IRUDIA, Errodamendu euskarrien aukeraketa.

SNV 200 euskarria aukeratuko da, hori konprobatzeko A eta B euskarrietan ematen diren erreakzio maximoak erabili beharko dira, horiek 64 eta 65. Irudietatik kalkulatu dira:

$$R_{Ah} = 49729,73 \text{ N}$$

$$R_{Bh} = 30270,27 \text{ N}$$

$$R_{Ab} = 2467,95 \text{ N}$$

$$R_{Bb} = -12613,95 \text{ N}$$

3.2.3.3.1 A errodamendu-euskarriaren aukeraketa

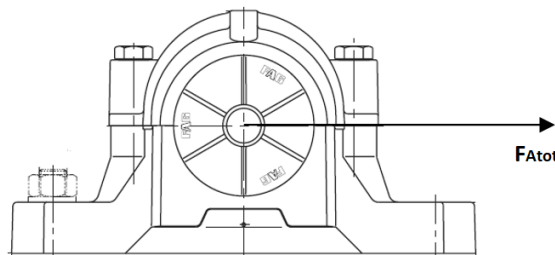
A euskarriko ardatz bertikaleko eta horizontaleko erreakzio maximoak ezagututa erreakzio erresultantea kalkulaturiko da. Errodamendu-euskarriak jasan beharko duen karga erresultantearen aurkako noranzkoa izango du.

$$R_{Ah} = F_{Ah} = 49729,73 \text{ N}$$

$$R_{Ab} = F_{Ab} = 2467,95 \text{ N}$$

$$F_{Atot} = \sqrt{F_{Ah}^2 + F_{Ab}^2} = 49,78 \text{ KN}$$

Erresultantea norabide horizontala duela suposatuko da osagai bertikala horizontala baino askoz txikiagoa delako, 67. Irudia.



67.IRUDIA. Indarraren norabidea A euskarrian.

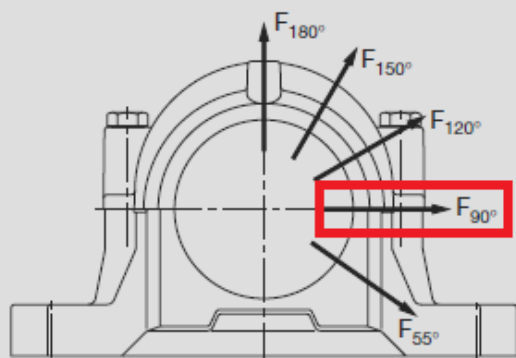
FAG katalogoaren pausuak jarraituz 6-ko segurtasun faktorea aplikatu behar zaio karga totalari.

$$SF = 6$$

$$49,78 \cdot 6 = 298,68 \text{ KN}$$

A euskarriaren lorura torlojuak ez dira konprobatu behar indar erresultantea horizontala delako.

▼ Valores de orientación para la carga de rotura de los soportes SNV y la capacidad de sollicitación máxima de los tornillos



Con relación al valor de orientación para la carga de rotura se recomienda un factor de seguridad 6.

Soporte	Carga de rotura del soporte	Tornillos de unión					Tornillos de la base*)						
		en sentido de carga					Denominación según DIN 931	Capacidad de carga máxima de los dos tornillos en sentido de la carga			Par de apriete**)		
Denominación abreviada		55°	90°	120°	150°	180°	Material 8.8	120°	150°	180°	Material 8.8	Material 8.8	Material 8.8
	kN							kN			Nm		Nm
FAG													
SNV052	160	95	70	60	80	M10x40	60	35	30	50	M12		85
SNV062	170	100	80	65	85	M10x50	60	35	30	50	M12		85
SNV072	190	110	85	80	95	M10x50	60	35	30	50	M12		85
SNV080	210	130	95	85	105	M10x50	60	35	30	50	M12		85
SNV085	225	140	100	90	120	M10x50	60	35	30	50	M12		85
SNV090	265	160	120	105	130	M10x50	60	35	30	50	M12		85
SNV100	280	170	125	120	140	M12x60	80	45	40	85	M16		210
SNV110	300	180	130	125	150	M12x60	80	45	40	85	M16		210
SNV120	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16		210
SNV125	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16		210
SNV130	400	250	180	150	200	M12x70	80	45	40	85	M16		210
SNV140	425	265	190	170	210	M12x70	80	45	40	85	M20		410
SNV150	475	280	200	180	235	M12x80	80	45	40	85	M20		410
SNV160	530	335	250	210	265	M16x90	180	100	90	210	M20		410
SNV170	560	355	265	225	280	M16x90	180	100	90	210	M20		410
SNV180	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24		710
SNV190	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24		710
SNV200	670	400	315	280	335	M20x110	260	150	130	410	M24		710
SNV210	800	450	355	315	400	M20x110	260	150	130	410	M24		710
SNV230	900	530	400	355	450	M24x130	360	210	180	710	M24		710

68.IRUDIA.Errodamendu euskarriaren konprobaketa

$$400 > 298,68$$

A euskarrirako SNV200 errodamendu-euskarria egokia da, 68. Irudia.

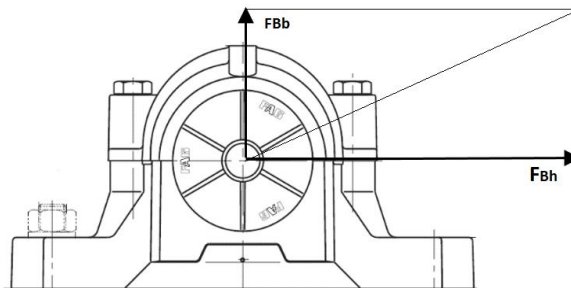
3.2.3.3.2 B errodamendu-euskarriaren aukeraketa

B euskarriko ardatz bertikaleko eta horizontaleko erreakzio maximoak ezagututa erreakzio erresultantea kalkulatu da. Errodamendu-euskarriak jasan beharko duen karga erresultantearen aurkako noranzkoa izango du. Kasu honetan erreakzio bertikal negatiboa euskarriaren gain indar positiboa izango da, 69. Irudia.

$$R_{Bh} = F_{Bh} = 30270,27 \text{ N}$$

$$R_{Bb} = F_{Bb} = -12613,95 \text{ N}$$

$$F_{Btot} = \sqrt{F_{Bh}^2 + F_{Bb}^2} = 32,79 \text{ KN}$$



69.IRUDIA. Indarraren norabidea B euskarrian.

FAG katalogoaren pausuak jarraituz 6-ko segurtasun faktorea aplikatu behar zaio karga totalari euskarriaren erresistentzia ziurtatzeko.

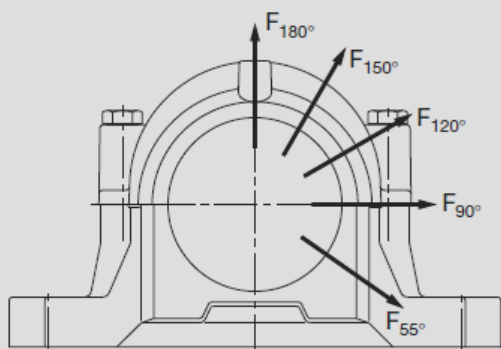
$$SF = 6$$

$$32,79 \cdot 6 = 196,74 \text{ KN}$$

Lotura torlojuen konprobaketarako, karga erresultantea katalogoko balio minimoa baino txikiagoa dela ziurtatuko da.

$$F_{Btot} = 32,79 \text{ KN}$$

▼ Valores de orientación para la carga de rotura de los soportes SNV y la capacidad de sollicitación máxima de los tornillos



Con relación al valor de orientación para la carga de rotura se recomienda un factor de seguridad 6.

Soporte	Carga de rotura del soporte					Tornillos de unión				Tornillos de la base*)		
	Denominación abreviada	en sentido de carga				Denominación según DIN 931	Capacidad de carga máxima de los dos tornillos en sentido de la carga			Par de apriete**)	Denominación según DIN 931	Par de apriete**)
	55°	90°	120°	150°	180°	Material 8.8	120°	150°	180°	Material 8.8	Material 8.8	Material 8.8
FAG	kN						kN			Nm		
SNV052	160	95	70	60	80	M10x40	60	35	30	50	M12	85
SNV062	170	100	80	65	85	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV072	190	110	85	80	95	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV080	210	130	95	85	105	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV085	225	140	100	90	120	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV090	265	160	120	105	130	M10x50	60	35	30	50	M12	85
SNV100	280	170	125	120	140	M12x60	80	45	40	85	M16	210
SNV110	300	180	130	125	150	M12x60	80	45	40	85	M16	210
SNV120	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV125	335	200	150	130	170	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV130	400	250	180	150	200	M12x70	80	45	40	85	M16	210
SNV140	425	265	190	170	210	M12x70	80	45	40	85	M20	410
SNV150	475	280	200	180	235	M12x80	80	45	40	85	M20	410
SNV160	530	335	250	210	265	M16x90	180	100	90	210	M20	410
SNV170	560	355	265	225	280	M16x90	180	100	90	210	M20	410
SNV180	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV190	630	375	280	250	300	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV200	670	400	315	280	335	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV215	800	450	355	315	400	M20x110	260	150	130	410	M24	710
SNV230	900	530	400	355	450	M24x130	360	210	180	710	M24	710

70.IRUDIA. Errodamendu euskarriaren konprobaketa

Euskarriaren konprobaketa:

$$280 \text{ KN} > 196,74 \text{ KN}$$

Lotura torlojuen konprobaketa:

$$130 \text{ KN} > 32,79 \text{ KN}$$

A euskarrirako SNV200 errodamendu-euskarria egokia da, 70. Irudia.

3.2.3.4 Errodamenduen aukeraketa

A eta B euskarrietako errodamenduak plano horizontalean jasan beharko dituzten kargak kalkulatzeko 3.1.3.2 ataleko 28.irudiko karga ziklo bera erabiliko da.

Era honetan 64.Irudian momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz etapa bakoitzeko A eta B euskarrietako erreakzioak kalkulatu dira.

PAUSUA	GURPILAREN KARGA (N)	R_{Ah} (N)	R_{Bh} (N)	PAUSUAREN IRAUPENA (h)	PAUSUAREN IRAUPENA (%)
1	-22857.3	14208.59	8648.71	7	7.87
2	-29469.24	18318.72	11150.52	16	17.98
3	-35051.13	21788.54	13262.59	24	26.97
4	-38543.49	23959.47	14584.02	6	6.74
5	-42045.66	26136.49	15909.17	6	6.74
6	-45547.83	28313.55	17234.33	6	6.74
7	-49079.43	30508.84	18570.59	6	6.74
8	-52679.7	32746.84	19932.86	6	6.74
9	-56162.25	34911.67	21250.58	6	6.74
10	-59723.28	37125.28	22598	6	6.74

5.TAULA. Karga zikloak eragindako erreakzioak plano horizontalean.

Plano bertikaleko erreakzioak 65.irudian momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz kalkulatu dira alde zuzenetik:

$$R_{Ab} = 2467,95 \text{ N}$$

$$R_{Bb} = -12613,95 \text{ N}$$

A eta B euskarrietan egongo diren erreakzio totalak ezagutzeko plano horizontaleko pausu bakoitzeko erreakzioak konstanteak diren plano bertikalekoekin bektorialki batu beharko dira. 6.TAULAN erakusten dira batuketa egin eta geroko euskarri bakoitzeko erreakzio totalak. (R_{Btot} -en osagai bertikala negatiboa dela jakinda)

PAUSUA	R_{Atot} (N)	R_{Btot} (N)	PAUSUAREN IRAUPENA (h)	PAUSUAREN IRAUPENA (%)
1	14421.33	15294.17	7	7.87
2	18484.21	16835.84	16	17.98

3	21927.86	18303.22	24	26.97
4	24086.24	19282.25	6	6.74
5	26252.75	20303.03	6	6.74
6	28420.90	21357.29	6	6.74
7	30608.49	22449.46	6	6.74
8	32839.70	23588.78	6	6.74
9	34998.79	24712.32	6	6.74
10	37207.21	25880.13	6	6.74

6.TAULA. Euskarrietako erreakzio totalak.

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

Euskarrietako errodamenduak errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakorrak izango dira ardatzak A eta B euskarrietan izango dituen biraketak jasan ahal izateko. Bi euskarriak jasan beharko dituzten kargak antzeko magnitudea izango dutenez A-n eta B-n errodamendu eta errodamendu euskarri bera jarriko dira diseinua sinplifikatzeko asmoz.

Errodamenduen aukeraketarako, aurreko ataletan bezala euskarri bakoitzerako C karga kapazitate dinamikoa kalkulatu da. Ondoren, kalkulatuako karga kapazitate handiena jasango duen errodamenduak aukeratuko dira.

$$C = F_e \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}}$$

67.Ekuazioa

L_{10} balioa bola bidezko eta errodilo zilindriko bidezko errodamenduetan:

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

68.Ekuazioa

Errodamenduen bizitza nominala L_{10} kalkulatzeko, lehenengo, errodamenduen L iraupena (bizitza erabilgarrian zehar emango duten bira kopurua) eta ardatzaren

biraketa abiadura kalkulatu beharko dira. 45.000 ordutako bizi iraupena izateko diseinatuko dira.

Biraketa abiadura:

$$Danborraren erradioa \rightarrow R_d = \frac{1707}{2}$$

$$\omega = \frac{V}{R_d} = \frac{57 \text{ Km/h}}{\frac{1707}{2} \cdot 10^{-6} \text{ Km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ bira}}{2\pi \text{ rad}} = 177,15 \text{ rpm}$$

Bizi iraupena eta biraketa abiadura ezagutuz:

$$L = 45.000 \text{ h} \cdot 177,15 \text{ rpm} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \approx 478 \text{ milioi bira}$$

L_{10} bizitza nominala 0.95-ko fidakortasunarekin (68.Ekuazioa):

$$L = 478 \text{ milioi bira}$$

$$R = 0,95 \text{ (fidakortasuna)}$$

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = \frac{478}{0,02 + 4,439 \cdot \left[\ln\left(\frac{1}{0,95}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 772 \text{ milioi bira}$$

3.2.3.4.1 A euskarriko karga kapazitate dinamikoaren kalkulua

C karga kapazitate dinamikoaren kalkuluarekin jarraitzeko indar baliokidea kalkulatu beharko da. A euskarriko indar baliokidearen (F_{eA}) balioa kalkulatzeko, karga aldakorreko eta abiadura angeluar konstanteko adierazpena erabiliko da.

$$F_{eA} = \sqrt[3]{F_{1A}^a \cdot \frac{q_1}{100} + F_{2A}^a \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{9A}^a \cdot \frac{q_9}{100} + F_{10A}^a \cdot \frac{q_{10}}{100}}$$

69.Ekuazioa

PAUSUA	F_{nA} (N)	q_n
1	14421.33	7.87
2	18484.21	17.98
3	21927.86	26.97
4	24086.24	6.74
5	26252.75	6.74
6	28420.90	6.74
7	30608.49	6.74
8	32839.70	6.74
9	34998.79	6.74
10	37207.21	6.74

7.TAULA 68.Ekuaziorako balioak.

A euskarrian errodilo zilindrikoetako errodamenduak montatuko dira, horietarako a -ren balioa:

$$a = \frac{10}{3}$$

a eta 7.TAULA-ko datuak 69.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$F_{eA} = 26764N = 26,76 KN$$

A euskarriko indar baliokidea ezagututa:

$$L_{10} = 772 \text{ milioi bira}$$

$$F_{eA} = 26,76 KN$$

$$a = \frac{10}{3}$$

$$(67. \text{Ekuazioa}) \rightarrow C_A = F_{eA} \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = 26,76 \cdot 772^{\frac{1}{\frac{10}{3}}} = 196,69KN$$

3.2.3.4.2 B euskarriko karga kapazitate dinamikoaren kalkulua

A euskarriko karga kapazitatea kalkulatzeko jarraitu diren pausuak jarraituz.

$$F_{eB} = \sqrt[3]{F_{1B}^a \cdot \frac{q_1}{100} + F_{2B}^a \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_{9B}^a \cdot \frac{q_9}{100} + F_{10B}^a \cdot \frac{q_{10}}{100}}$$

70.Ekuazioa.

PAUSUA	F_{nA} (N)	q_n
1	15294.17	7.87
2	16835.84	17.98
3	18303.22	26.97
4	19282.25	6.74
5	20303.03	6.74
6	21357.29	6.74
7	22449.46	6.74
8	23588.78	6.74
9	24712.32	6.74
10	25880.13	6.74

8.TAULA. 69.Ekuaziorako balioak.

a -ren balioa errodilo zilindrikoetako errodamenduetan:

$$a = \frac{10}{3}$$

a eta 8.TAULA-ko datuak 69.Ekuazioan ordezkatzuz:

$$F_{eB} = 20354 \text{ N} = 20,35 \text{ KN}$$

A euskarriko indar baliokidea ezagututa:

$$L_{10} = 772 \text{ milioi bira}$$

$$F_{eB} = 20,35 \text{ KN}$$

$$a = \frac{10}{3}$$

$$(67. \text{ Ekuazioa}) \rightarrow C_B = F_{eB} \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = 20,35 \cdot 772^{\frac{1}{3}} = 149,57 \text{ KN}$$

Aldez aurretik argitu den moduan, diseinua sinplifikatzeko bi euskarrietan errodamendu eta errodamendu euskarri berdinak jarriko dira. Beraz, $C_B < C_A$ denez A-ren karga kapazitatea erabiliko da euskarrietako errodamenduak aukeratzeko.

$$C_A = 196,69KN$$

Errodamendu euskarria SNV 200 aukeratu denez, horrekin bat etorriko den errodamendua aukeratu beharko da. 71.irudian erakusten direnen artean 23222ESK.TVPB aukeratu da oszilakorra izateagatik.

Eje	Dimensiones				Capacidad de carga · Factor						Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	
	d	d ₁	D	B	din. C	e	F _x /F _y ≤ e	F _x /F _y > e	estát. C ₀	Y ₀			Rodamiento	Manguito de montaje
	mm				kN				kN				FAG	FAG
90	100	90	180	60.3	465	0.31	2.15	3.2	655	2.1	3600	2400	23220EASK.M	H2320
	100	90	180	60.3	465	0.31	2.15	3.2	655	2.1	3600	2400	23220ESK.TVPB	H2320
	100	90	215	47	425	0.22	3.14	4.67	530	3.07	3600	3200	21320EK.TVPB	H320
	100	90	215	73	655	0.34	2	2.98	815	1.96	3000	2600	22320EK	H2320
	100	90	215	73	655	0.34	2	2.98	815	1.96	3000	2600	22320EK.T41A	H2320
	100	110	100	180	58	440	0.28	2.41	3.59	670	2.35	4000	2600	23122EASK.M
110		100	180	58	440	0.28	2.41	3.59	670	2.35	4000	2600	23122ESK.TVPB	H3122
110		100	200	53	455	0.25	2.71	4.04	585	2.65	4000	3000	22222EK	H322
110		100	200	69.8	600	0.33	2.08	3.08	850	2.01	3000	2200	23222EASK.M	H2322
110		100	200	69.8	600	0.33	2.08	3.08	850	2.01	3000	2200	23222ESK.TVPB	H2322
110		100	240	50	510	0.21	3.24	4.82	640	3.16	3000	2600	21322EK.TVPB	H322
110		100	240	80	800	0.33	2.07	3.09	1060	2.03	2600	2200	22322EK	H2322
110		100	240	80	800	0.33	2.07	3.09	1060	2.03	2600	2200	22322EK.T41A	H2322

71.IRUDIA. Errodamenduen aukeraketa

$$C_A = 196,69KN < 600 KN$$

Aukeraturako errodamenduaren karga kapazitatea kalkulaturakoa baino askoz handiagoa denez, errodamenduen iraupena 45.000 ordu baino handiagoa izango da.

Eskaria:

A euskarria:

Alde batean euskarri itxia, 23222ESK.TVPB errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakorra errodamendu askea bezala, muntaketa zorroa eta espain bikoitzeko obturazioa.

Euskarri 1	SNV 200
Errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakor 1	23222ESK.TVPB
Muntaketa zorro 1	H2322
Espain bikoitzeko obturazio 1	DH522
Tapa 1	DKV200

B euskarria:

Ardatz abokaturako euskarria, 23222ESK.TVPB errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakorra errodamendu finko bezala, muntaketa zorroa eta espain bikoitzeko obturazioak.

Euskarri 1	SNV 200
Errodilo zilindrikodun errodamendu oszilakor 1	23222ESK.TVPB
Muntaketa zorro 1	H2322
Espain bikoitzeko 2 obturazio	DH522
Finkapen eraztun 2	FRM 200/5.1

3.2.3.5 Deflexioekiko diseinua

Atal honetan, kargak direla eta ardatzak euskarrietan izango dituen biraketak eta C eta D puntuetako geziak kalkulatu dira Mohr teoremak erabilita. Kargak ardatz bertikalean eta horizontalean egongo direnez plano bakoitzeko kalkuluak egin eta gero erresultantea kalkulatu da gainezarmena aplikatuz.

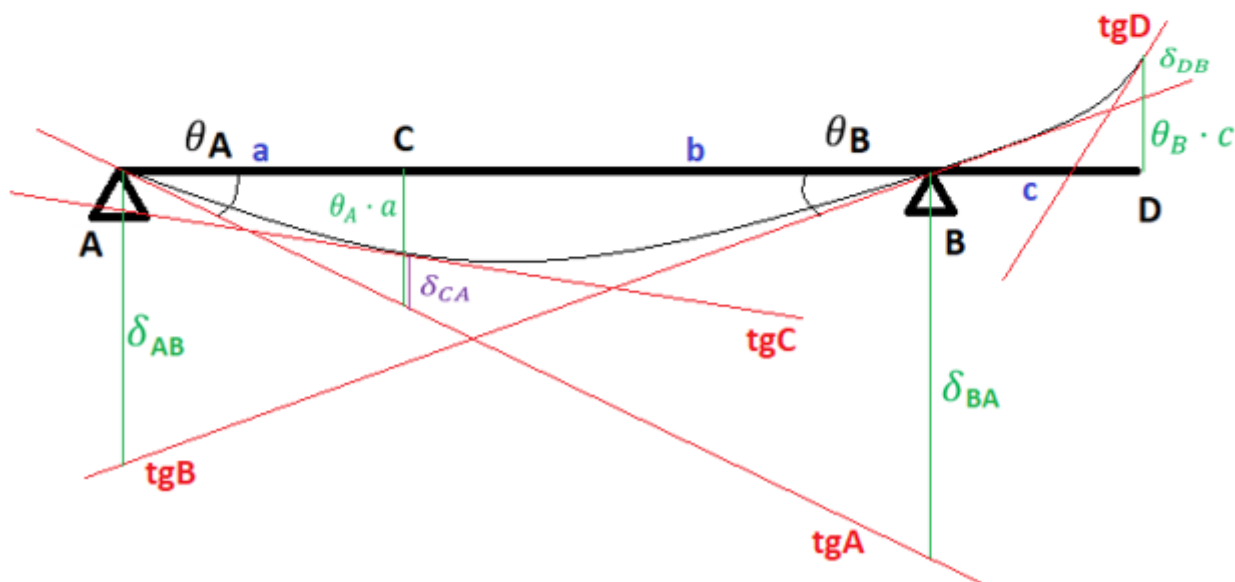
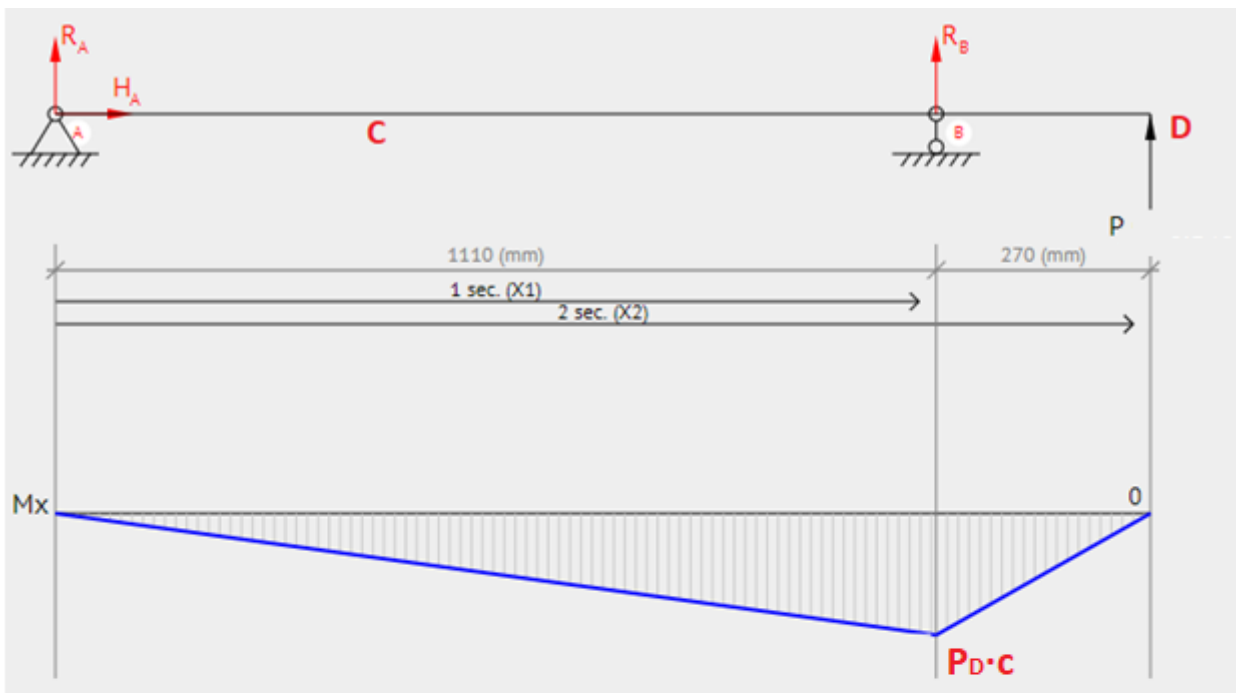


72.IRUDIA. Danborraren ardatzaren eskema.

Lehenengo, C eta D puntuetan aplikatutako kargak eragiten dituzten deflekzioen adierazpen orokorrak kalkulatu dira. Ondoren, adierazpen orokor horiek plano bertikal edo horizontalerako aplikagarriak izango dira.

3.2.3.5.1 D puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak

Ikusi 73. Irudia.



73.IRUDIA. D puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak

A euskarrian biraketa:

$$\theta_A = \frac{\delta_{BA}}{a+b} = \frac{1}{E \cdot I_{ZA}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P_D \cdot c \cdot (a+b) \cdot \frac{1}{3} \cdot (a+b) \right) \cdot \frac{1}{a+b} = \frac{P_D \cdot c \cdot (a+b)}{6 \cdot E \cdot I_{ZA}}$$

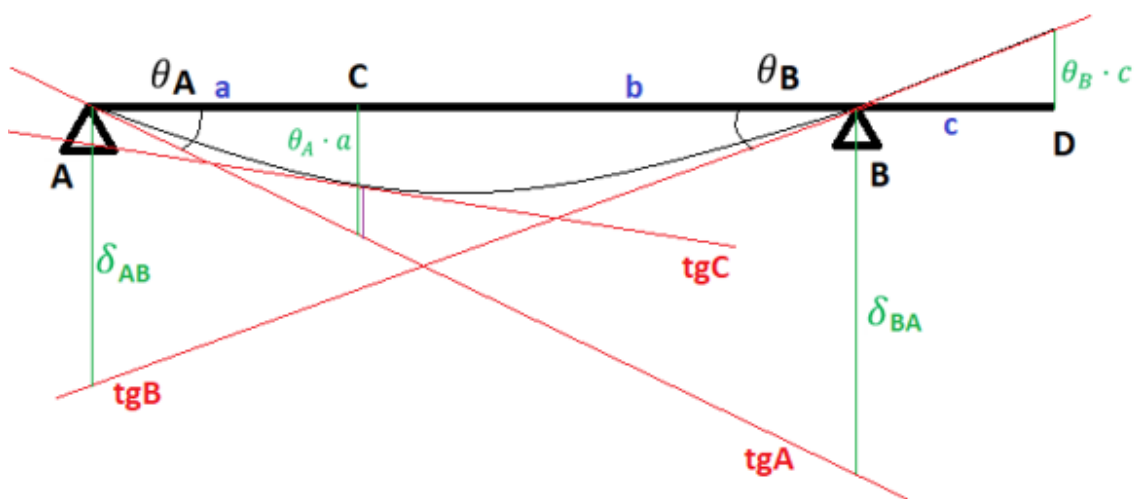
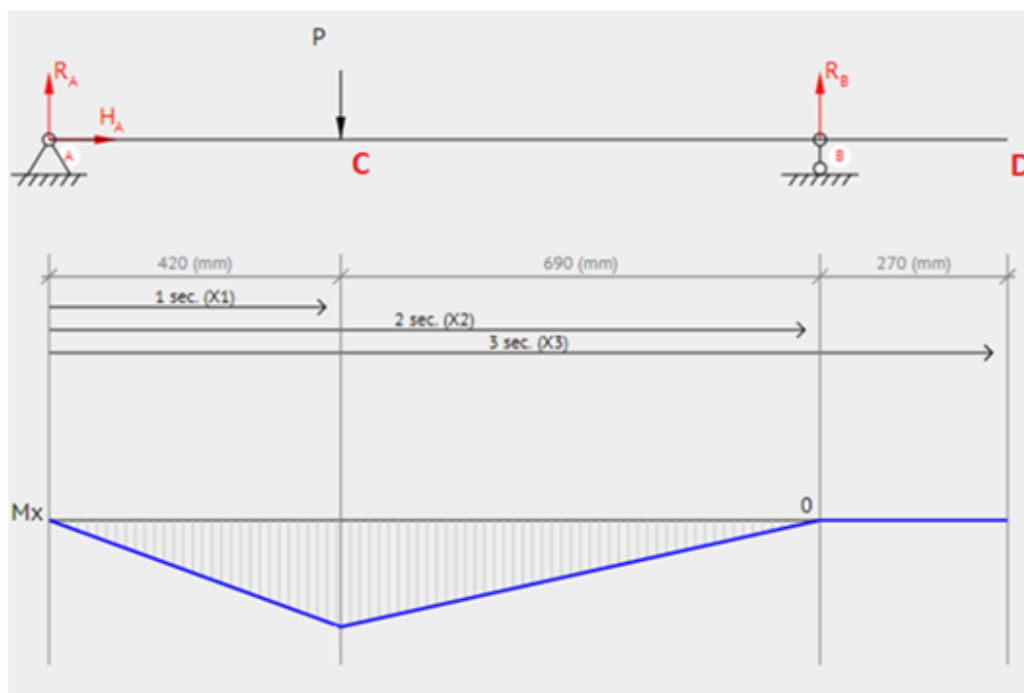
71.Ekuazioa

B euskarrian biraketa:

$$\theta_B = \frac{\delta_{AB}}{a+b} = \frac{1}{E \cdot I_{ZB}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P_D \cdot c \cdot (a+b) \cdot \frac{2}{3} \cdot (a+b) \right) \cdot \frac{1}{a+b} = \frac{P_D \cdot c \cdot (a+b)}{3 \cdot E \cdot I_{ZB}}$$

72.Ekuazioa

3.2.3.5.2 C puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak



74.IRUDIA. C puntuaren gaineko kargak eragindako deflexioak.

A euskarrian biraketa:

$$\theta_A = \frac{\delta_{BA}}{a + b} = \frac{1}{E \cdot I_{ZA}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a + b) \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot R_B \cdot b^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot b + \frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a^2 \cdot (b + \frac{1}{3} \cdot a)}{\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a + b)} \right) \cdot \frac{1}{a + b}$$

73.Ekuazioa

B euskarrian biraketa:

$$\theta_B = \frac{\delta_{AB}}{(a+b)} =$$

$$= \frac{1}{E \cdot I_{Z_B}} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a+b) \cdot \left((a+b) - \frac{\frac{1}{2} \cdot R_B \cdot b^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot b + \frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a^2 \cdot (b + \frac{1}{3} \cdot a)}{\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a+b)} \right) \right]$$

$$\cdot \frac{1}{(a+b)}$$

74.Ekuazioa

C puntuko gezia:

$$\delta_C = \theta_A \cdot a - \delta_{CA} = \theta_A \cdot a - \frac{1}{E \cdot I_{Z_A}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot a \cdot \frac{1}{3} \cdot a \right)$$

75.Ekuazioa

3.2.3.5.3 Uhalen tentsioak euskarrietan eragindako biraketak (plano bertikalean)

Uhalen tentsioa D puntuan aplikatutako karga da, beraz 3.2.3.5.1 atalean azaldutako adierazpenak erabili beharko dira karga horrek euskarrietan eragindako biraketa kalkulatzeko.

Ardatzaren diametro minimoa 100 mm-takoa izango dela jakinik, A eta B sekzioen inertzia momentua:

$$I_{Z_A} = I_{Z_B} = I_Z = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{100 \text{ mm}}{2} \right)^4 = 4,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

76.Ekuazioa

Plano bertikaleko biraketak:

$$E = 210.000 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (Materialaren elastikotasun modulua)}$$

$$P_D = 10.146 \text{ N (Uhalen tentsioa. 61. ekuaziotik)}$$

$$I_{Z_A} = I_{Z_B} = 4,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \text{ (76. ekuaziotik)}$$

$$a = 420 \text{ mm}$$

$$b = 690 \text{ mm}$$

$$c = 270 \text{ mm}$$

$$(71. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_A = \frac{P_D \cdot c \cdot (a + b)}{6 \cdot E \cdot I_{Z_A}} = \theta_{Ab} = 4,92 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$(72. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_B = \frac{P_D \cdot c \cdot (a + b)}{6 \cdot E \cdot I_{Z_B}} = \theta_{Bb} = 9,83 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

3.2.3.5.4 Gurpilaren kargak euskarrietan eragindako biraketak (plano horizontalean)

Gurpilaren karga C puntuan aplikatutako karga da, beraz 3.2.3.5.2 atalean azaldutako adierazpenak erabili beharko dira karga horrek euskarrietan eragindako biraketa kalkulatzeko.

Plano horizontaleko biraketak:

$$E = 210.000 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (Materialaren elastikotasun modulua)}$$

$$R_A = R_{Ah} = 49729,73 \text{ N (64. iruditik)}$$

$$R_B = R_{Bh} = 30270,27 \text{ N (64. iruditik)}$$

$$I_{Z_A} = I_{Z_B} = 4,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \text{ (76. ekuaziotik)}$$

$$a = 420 \text{ mm}$$

$$b = 690 \text{ mm}$$

$$(73. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_A = \theta_{Ah} = 6,08 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$(74. \text{ Ekuaziotik}) \rightarrow \theta_B = \theta_{Bh} = 5,17 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

3.2.3.5.5 Biraketak guztira

FAG errodamendu oszilakorren katalogoaren arabera, errodamenduak eta inguruko elementuak baldintza arruntetan jasan dezaketen biraketa maximoa 0.5° -koa da. Hortaz, euskarrietan biraketa maximo hori baino txikiagoa izatea egiaztatuko da.

Euskarri bakoitzeko plano horizontaleko eta bertikaleko biraketak ezagututa biraketa totalak kalkulatu dira.

Batuketa bektoriala eginez, A euskarriko biraketa totala:

$$\theta_{Atot} = \sqrt{\theta_{Ah}^2 + \theta_{Ab}^2} = 6,1 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} = 0,35^\circ \rightarrow 0,35^\circ < 0,5^\circ$$

Batuketa bektoriala eginez, B euskarriko biraketa totala:

$$\theta_{Btot} = \sqrt{\theta_{Bh}^2 + \theta_{Bb}^2} = 5,26 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} = 0,31^\circ \rightarrow 0,35^\circ < 0,5^\circ$$

Bi euskarrietako biraketa totalak biraketa maximoaren azpitik egongo dira beraz euskarrietako biraketak onargarriak izango dira.

3.2.3.6 Bibrazioekiko diseinua

Ardatzaren diseinua bibrazioekiko egokia izateko ardatzaren biraketa abiadura ardatzaren biraketa abiadura kritikoa baino askoz baxuagoa (erdia edo herena) izan behar da.

Abiadura tangenzial maximoa eta danborraren erradioa ezagututa, ardatzaren abiadura maximoa:

$$\omega_{ardatza} = \frac{250 \text{ Km/h}}{\frac{1707}{2} \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 81,36 \text{ rad/s}$$

Danborraren ardatzaren kasuan, bi elementu egongo dira muntatuta; danborra C puntuan eta polea D puntuan. Hala ere, biraketa abiadura kritikoaren kalkulurako, polearen pisuak eragindako deflexioak ez dira kontutan hartuko bere masa danborraren masarekin konparatura oso txikia delako, beraz, eragingo dituen deflexioak arbuigarriak dira.

$$\text{Danborraren masa} \rightarrow m_d = 1600 \text{ kg}$$

$$\text{Polearen masa} \rightarrow m_p = 62,3 \text{ kg}$$

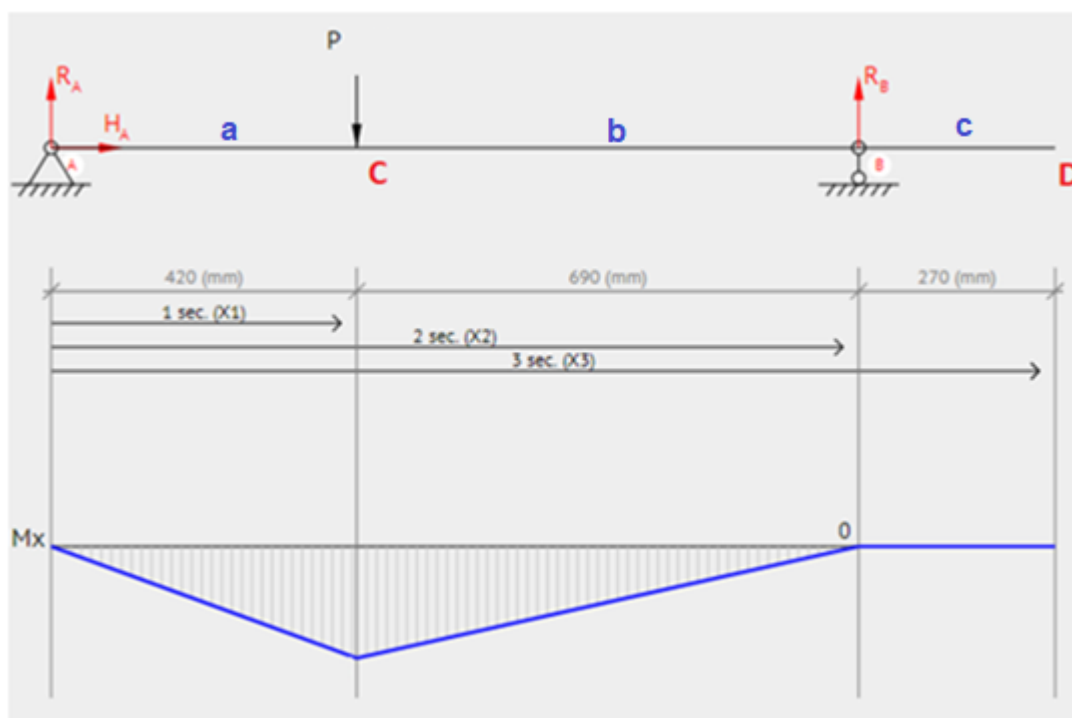
Ardatzean abiadura kritikoa horretan elementu bakarra muntatuta dagoenean:

$$\omega_{ardatza} \ll \omega_{krit} = \sqrt{\frac{g}{y_i}}$$

Danborraren pisuak C puntuan eragindako gezia y_c kalkulatzeko 75.Ekuazioa erabiliko da.

Danborraren pisua, 75. Irudia.

$$P_d = 1600 \cdot 9,81 = 15696 \text{ N}$$



75.IRUDIA.

75.irudian, P danborraren pisua izanda, momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz, danborraren pisuak A eta B euskarrietan eragindako erreakzioak:

$$R_A = 9756,97 \text{ N}$$

$$R_B = 5939,03 \text{ N}$$

C puntuko gezia:

$$E = 210.000 \frac{N}{mm^2} \text{ (Materialaren elastikotasun modulua)}$$

$$R_A = 9756,97 \text{ N}$$

$$R_B = 5939,03 \text{ N}$$

$$I_{Z_A} = I_{Z_B} = 4,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \text{ (76. ekuaziotik)}$$

$$a = 420 \text{ mm (75. iruditik)}$$

$$b = 690 \text{ mm (75. iruditik)}$$

$$\theta_A = \frac{1}{E \cdot I_{Z_A}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a + b) \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot R_B \cdot b^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot b + \frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a^2 \cdot (b + \frac{1}{3} \cdot a)}{\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot (a + b)} \right) \cdot \frac{1}{a + b}$$

Datu horiek 75.ekuazioko adierazpenean ordezkatzuz, C puntuko gezia.

$$y_c = \delta_c = \theta_A \cdot a - \delta_{cA} = \theta_A \cdot a - \frac{1}{E \cdot I_{Z_A}} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot R_A \cdot a \cdot a \cdot \frac{1}{3} \cdot a \right) = 0,37 \text{ mm}$$

Ardatzaren abiadura kritikoa:

$$y_c = 0,37 \text{ mm} = 0,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{g}{y_c}} = \sqrt{\frac{9,81 \text{ m/s}^2}{0,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 162,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_{ardatza} = 81,36 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \ll 162,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \omega_{krit}$$

Ardatzaren abiadura maximoa, horren abiadura kritikoa baino askoz baxuagoa da, beraz, ardatza bibrazioekiko ondo diseinatuta egongo da.

3.2.4 Motor euslearen EFM analisia

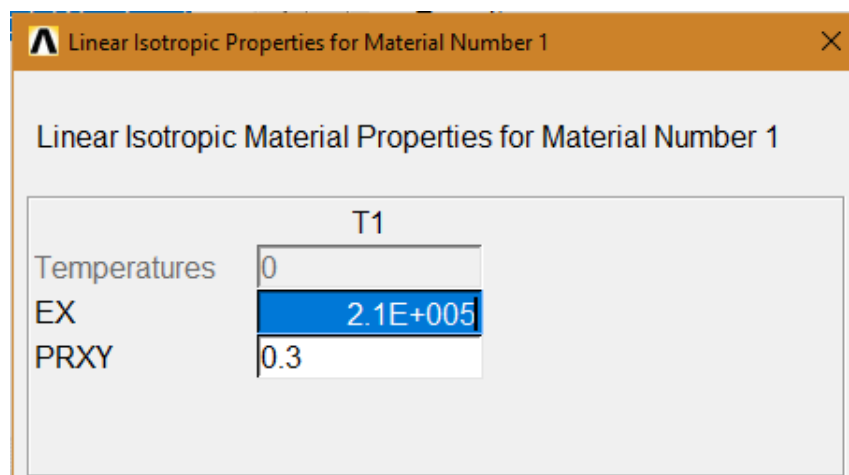
Plaka doitzailera eta lau haga hariztatuak osatuko duten multzoa motor euslea izango da. Lau haga harituak egiturari soldatuta egongo dira eta motorra lau torlojuren bidez plaka doitzaileri lotuta egongo da. Haga hariztatuak DIN 975 56-ko metrikakoak izango dira. Motorrak plaka doitzailerekin izango dituen kontaktu puntuak indar puntualtzat hartuko dira. Modu honetara, kalkulu sinplifikatu eta kontserbakorra egingo da.

Geometria eta aztertu beharreko karga kasuaren dela eta, kalkuluak azkartzeko helburuz, ANSYS bidezko analisia egingo da. Proiektu honetako kalkuluaren atal honetan, ANSYS programaren bidez egindako analisi honen pausu guztiak deskribatuko dira.

Aurrera eramango den erresistentzia analisia, analisi estatiko estrukturala izango da.

Plaka doitzailera, ST 37-2 altzairuz egingo da. EFM analisian plaka doitzailera eta zutabe bezalako haga harituak multzo bezala analizatuko dira, analisirako biak ST 37-2 altzairuzkoak suposatuko dira naiz eta haga harituen altzairuaren erresistentzia askoz handiagoa izan.

$$ST\ 37 - 2 \rightarrow \sigma_{yp} = 360\ MPa$$



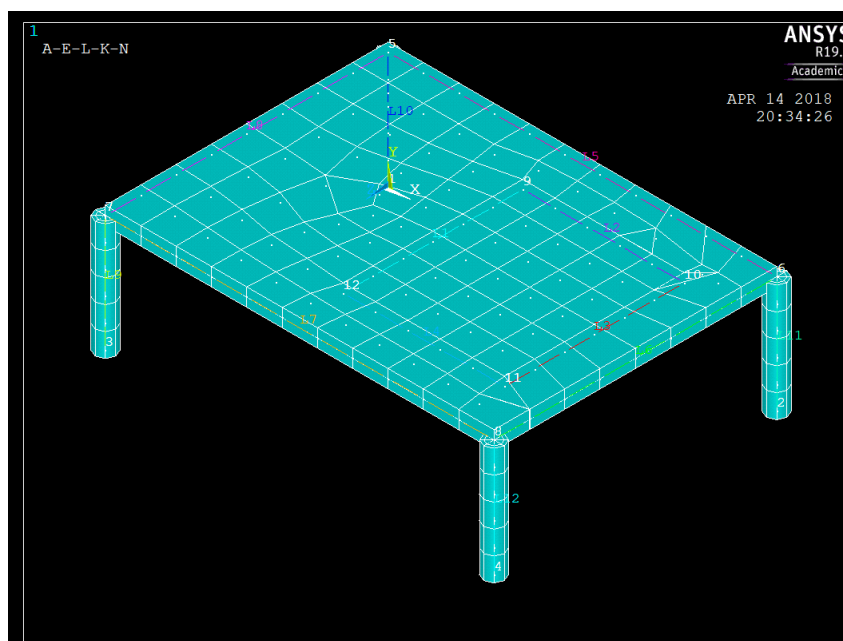
76.IRUDIA. EFM diseinurako materialaren ezaugarriak.

3.2.4.1 Hipotesiak

Sinplifikapen geometrikoei dagokionez, ez da plaka doitzaileren azalera osoa analizatuko, haga hariztauen kanpoaldean (hegalean) gelditzen den plakaren azalera

analisirako ez da kontutan izango. Hago ahazritatuak zutabetxoak bezala analizatuko dira eta plakaren eta zutabetxoaren arteko kontaktua puntuala suposatuko da.

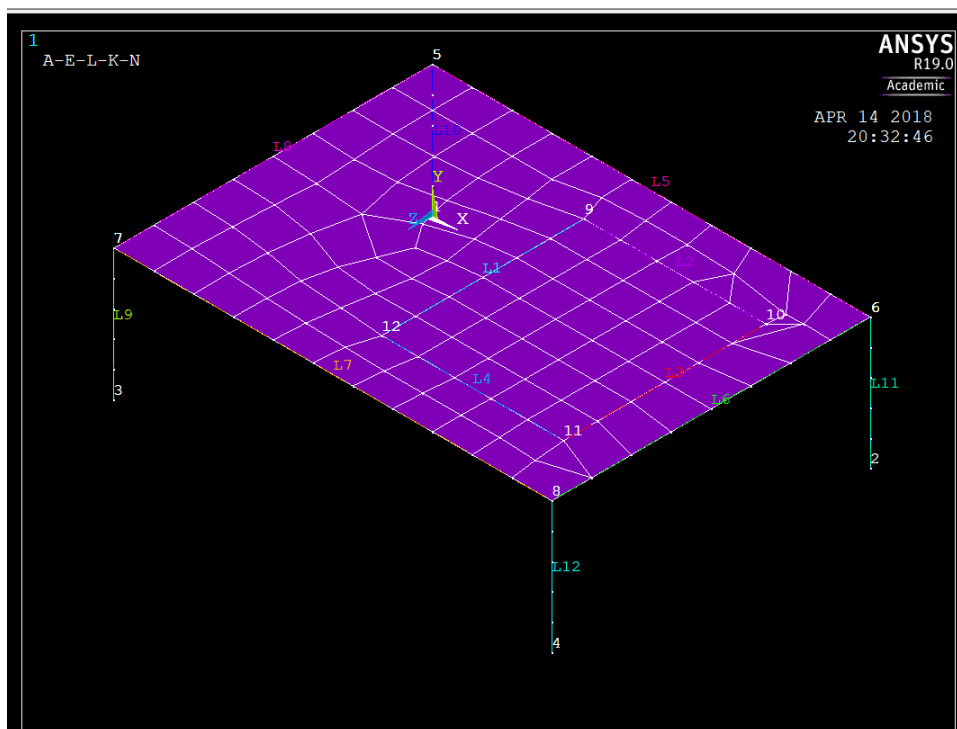
Analisian, plaka eta zutabetxoak bi elementu desberdin izango dira. Plaka lodiera txikiko elementua izango denez (5 cm) "Shell" motako elementua izango da eta zutabetxoak berriz "beam" elementuak izango dira (54 mm-tako lodiera eta 300 mm-tako luzera), 77. Irudia.



77. IRUDIA. Diseinuaren geometria.

3.2.4.2 Sareketa

Ondoren, sarea osatuko duten elementuen tamaina definituko da. Zehaztasuna, neurri baten, alde batera utzita eta koste konputazionala murrizteko, elementuen tamaina egokia aukeratzeko da, 78. Irudia.



78.IRUDIA. Sareta.

3.2.4.3 Inguru baldintzak

Behin saretuta, piezaren elementu baldintzak ezarri behar dira. Kasu honetan, zutabetxoak egiturara soldatuta joango direnez, puntu horietan desplazamenduak eta biraketak norabide guztietan mugatu beharko dira

3.2.4.4 Kargak

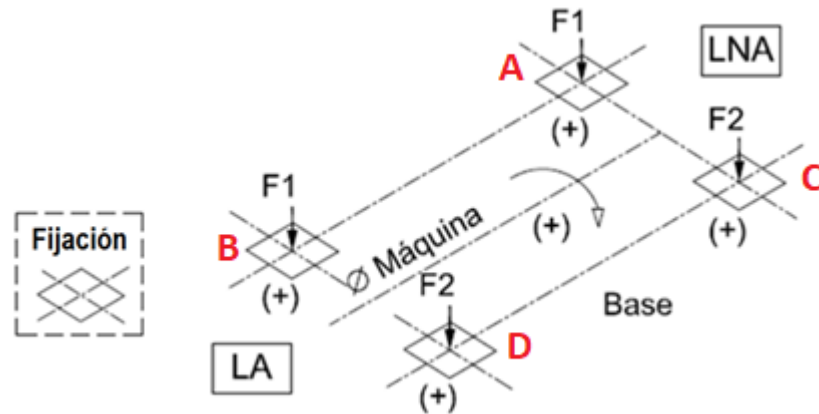
Motor eusleak motorraren bitartez uhalen tentsioa, motorraren pisua eta momentu tortsore maximoak eragindako indarrak jasan beharko ditu.

3.2.4.4.1 Momentu maximoa eta motorraren pisua eragindako indarra

Indar hauen balioa kalkulatzeko “WEG *guia para fijación de motores eléctricos*” katalogoa erabiliko da.

Motorraren muntaian erabilitako torlojuak eta oinarria, sor daitezken zirkuitu laburreko bat-bateko momentu tortsore maximoak jasateko dimentsionatu behar dira.

Plaka doitzaileren gaineko esfortzuak, 79. Irudia.



79.IRUDIA. Esfortzuak euskarrietan.

Esfortzu maximoak hurrengo adierzapenen arabera kalkuladitezke, aurreko irudian azaltzen den moduan, indar positiboak berantzako norabidea izango dute.

$$F_1 = 0,5 \times g \times m - \left(\frac{4 \times C_{max}}{A} \right)$$

$$F_2 = 0,5 \times g \times m + \left(\frac{4 \times C_{max}}{A} \right)$$

$$A = 0.508 \text{ m} \rightarrow$$

Motorra eusteko zuloen arteko distantzia (aurretiko bista) (50. irudia)

$T_{max} = C_{max} = 2050,3 \text{ Nm} \rightarrow$ *Motorraren momentu tortsore maximoa 63. Ekuazioa*

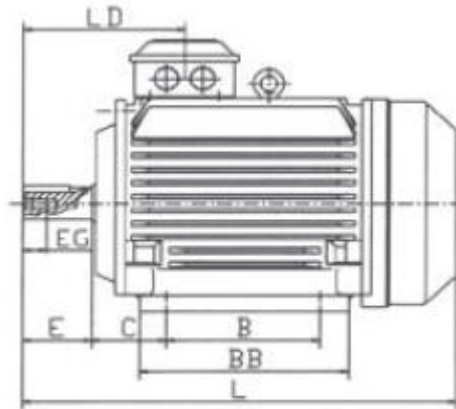
$m = 930 \text{ kg} \rightarrow$ *Motorraren masa (49. irudia)*

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

$$F_1 = -11582,45 \text{ N} \rightarrow \text{A eta B puntuetan}$$

$$F_2 = 20705,75 \text{ N} \rightarrow \text{C eta D puntuetan}$$

3.2.4.4.2 Uhalen tentsioa eragindako indarra



80.IRUDIA. Motorraren dimentsioak.

80.irudiko B C eta E kotak 50.irudian erakusten dira. Motorraren ardatzean mihizatuta joango den polearen zabalera 120 mm-koa da, uhalen tentsioa polearen erdian zentratuko da. Motorra norabide longitudinalean simetrikoa denez, bi aldeetako erreakzioak berdinak izango dira beraz uhalen tentsioaren erdia erabiliko da indarrak kalkulatzeko.

$$B = 457 \text{ mm}$$

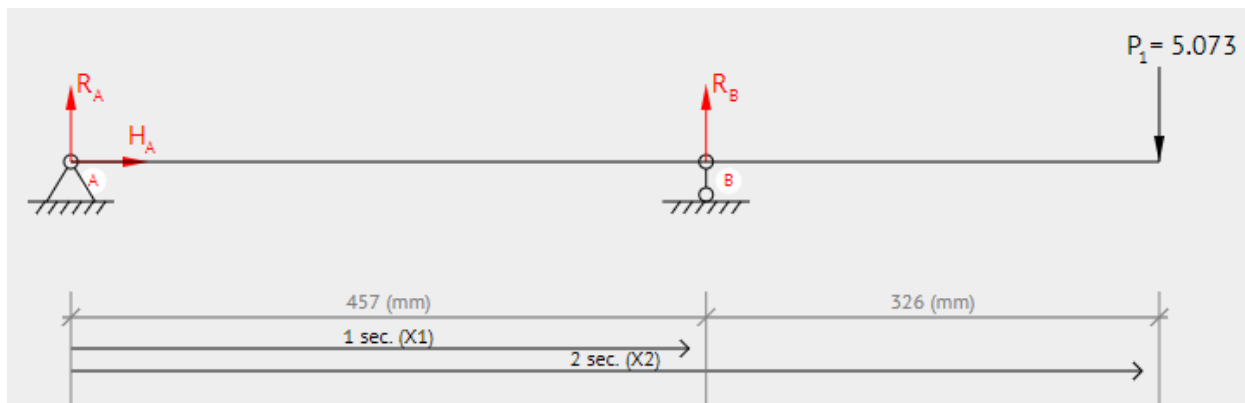
$$C = 216 \text{ mm}$$

$$E = 170 \text{ mm}$$

$$\text{Polearen zabalera} \rightarrow 120 \text{ mm}$$

Uhalen tentsioa $\rightarrow S_a \cdot 1,3 = 10146 \text{ N}$ (61. ekuazioa)

$$P = \frac{10146}{2} \text{ N}$$



81.IRUDIA.

81.irudian, P uhalen tentsioaren erdia izanda izanda, momentuen batukaria A puntuan eta indarren batukaria aplikatuz, Uhalen tentsioak A eta B euskarrietan eragindako erreakzioak:

$$R_A = -3618,8 \text{ N}$$

$$R_B = 8691,8 \text{ N}$$

79.irudiaren arabera, plaka doitzaileak jasandako gorako indarrak negatiboak izanda:

$$F_3 = -3618,8 \text{ N} \rightarrow A \text{ eta } C \text{ puntuetan}$$

$$F_4 = 8691,8 \text{ N} \rightarrow B \text{ eta } D \text{ puntuetan}$$

79.irudian, Indar guztien batura:

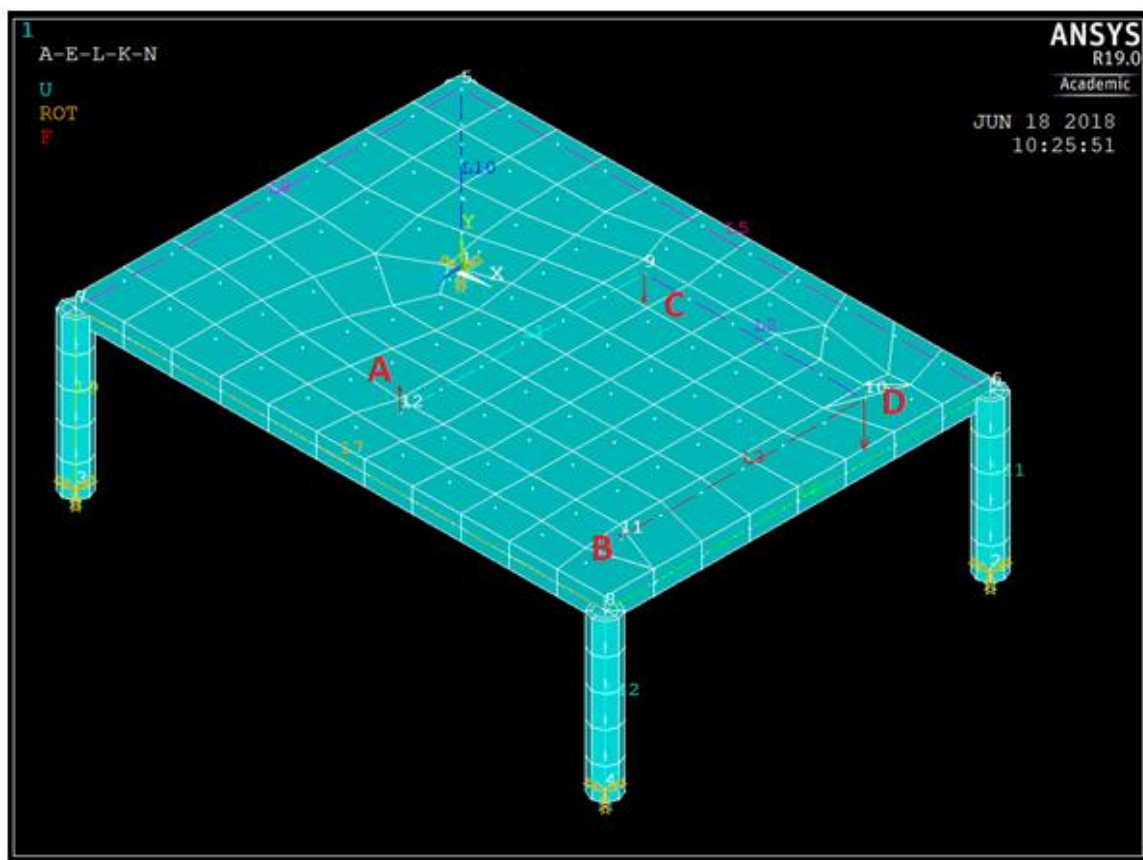
$$A \text{ puntua} \rightarrow F_1 + F_3 = -11582,45 + (-3618,8) = -15201,25 \text{ N}$$

$$B \text{ puntua} \rightarrow F_1 + F_4 = -11582,45 + 8691,8 = -2890,65 \text{ N}$$

$$C \text{ puntua} \rightarrow F_2 + F_3 = 20705,75 + (-3618,8) = 17086,95 \text{ N}$$

$$D \text{ puntua} \rightarrow F_2 + F_4 = 20705,75 + 8691,8 = 29397,55 \text{ N}$$

Kargak EFM analisira erantsiz, 82. Irudia.

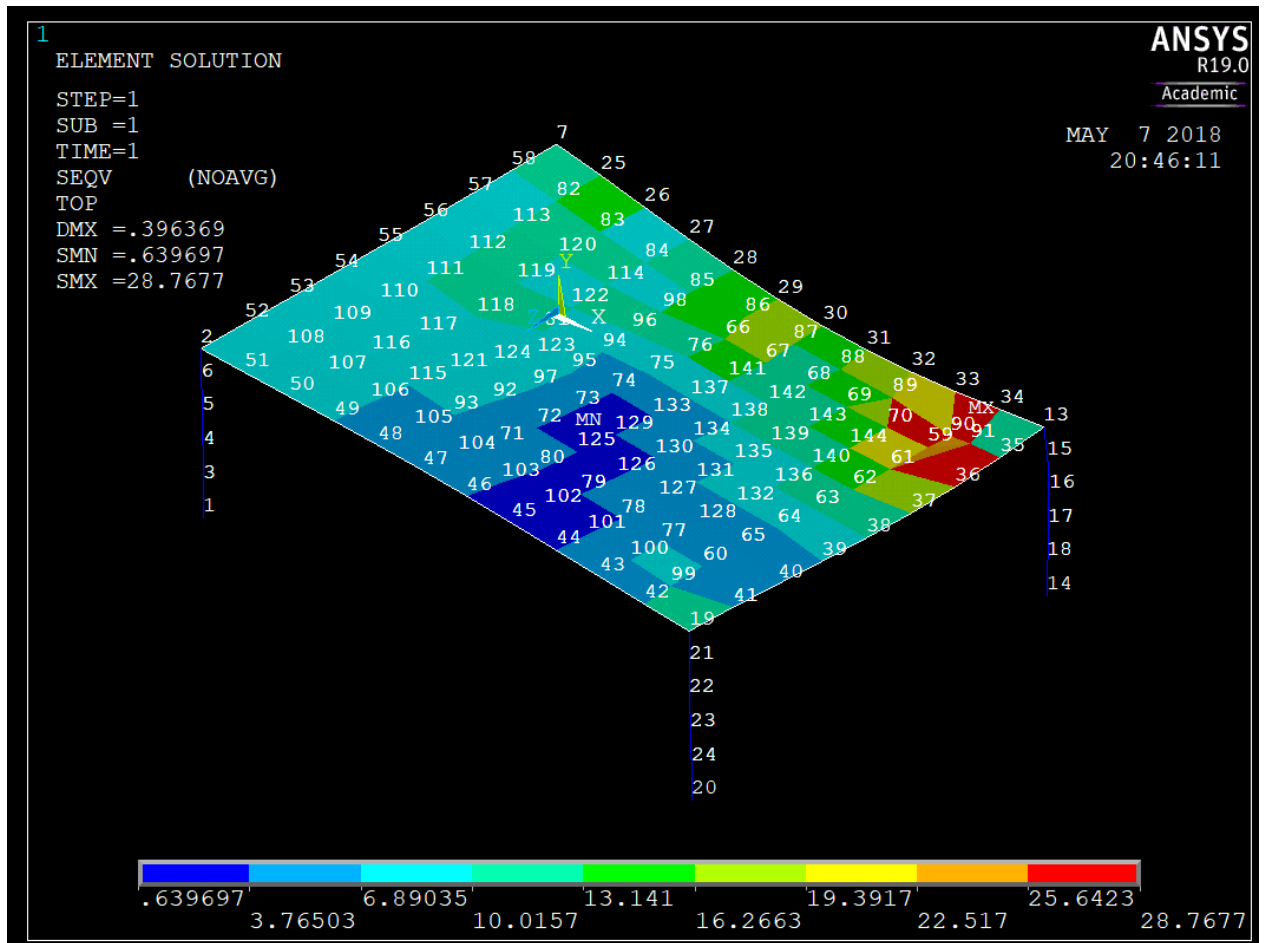


82.IRUDI. Kargak EFM analisisian.

3.2.4.5 Emaitzak

Emaitzak analizatzeko elementu bakoitza banaka analizatuko da, plaka alde batetik eta zutabeak bestetik.

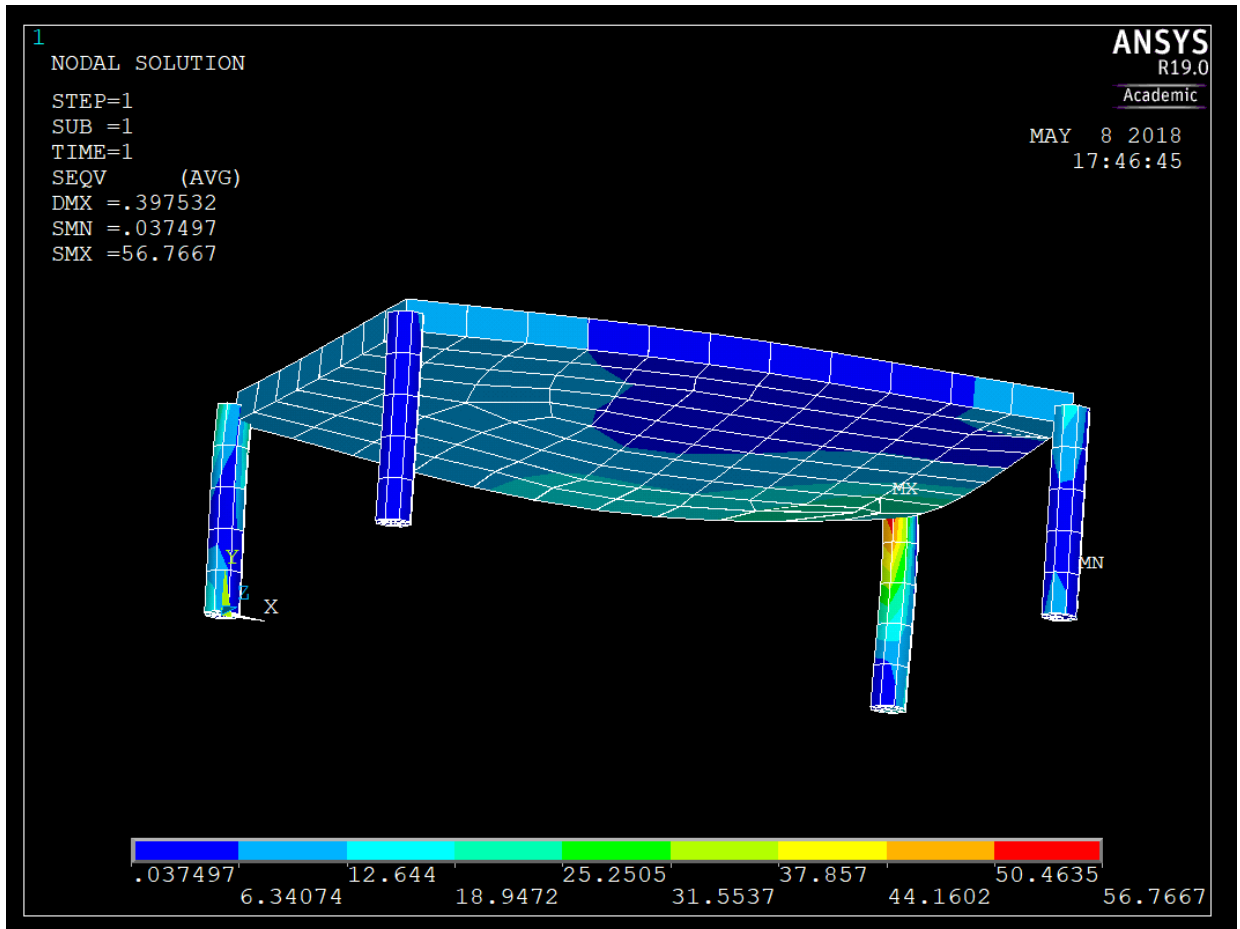
Plakaren Von Mises tentsio baliokidea, 83. Irudia.



83.IRUDIA. Plaka doitzailerearen analisisa.

Tentsio maximoa → 28,76 MPa

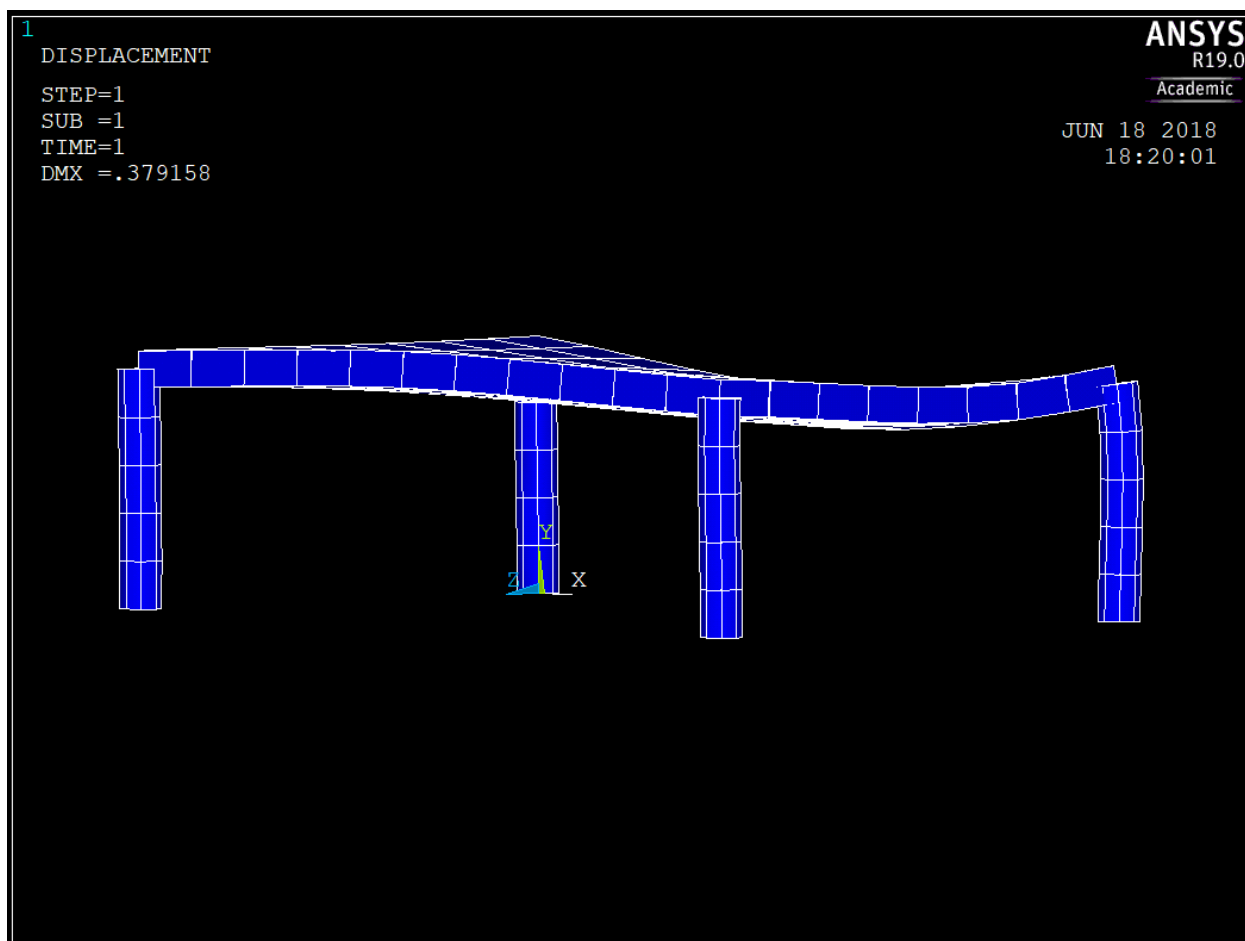
Zutabetxoan Vom Mises Tentsio baliokidea 84. Irudia.



84.IRUDIA. Zutabetxoan analisisia.

Tentsio maximoa → 56.77 MPa

Deformazio maximoak, 85. Irudia:



85.IRUDIA. Deformazioen itxura.

Deformazio maximoa \rightarrow 0.38 mm

3.2.4.6 Ondorioak

Agertzen diren gune kritikoek jasan beharko dituzten tentsioen balioek ez dira isurpen tentsiora heltzen. Hala ere, analisirako erabili den sarea ez denez gehiegi findu, zonalde kritikoetan balio maximo erreala pixka bat alda daiteke.

Plakaren eta haga hariztatuen lodiera txikitu ahalko genituzke, sortutako tentsioak isurpen tentsiotik oso urrun daudelako, eta hauek isurpenera gehiago hurbiltzea ahalbidetuz egituraren efizientzia handituko luke. Hala ere, abantaila bakarrak pisuaren

murriztea eta prezioaren gutxitzea izango lirateke, eta egoera idealarekiko hauen igoera arbuigarriztat kontsideratu den geroztik, dimentsio hauekin uztea erabaki da.

Gainera, plakaren deformazioak oso txikiak izateak abantaila txikia suposatzen du, poleen arteko distantziaren doiketa edozein momentutan konstantea mantenduko da eta. Era honetan, transmisioaren elementuak ez dute deformazio eta beraz, tentsio ghigarririk jasan beharko.

Arrazoi horiek guztiengatik, analisia onargarriztat hartuko da.