



Bilboko Industria Ingeniaritza Teknikoko Unibertsitate Eskola



INGENIARITZA MEKANIKOKO GRADUA

Gradu Amaierako Lana

2014/ 2015

MOTELGAILUEN ENTSEGU MAKINA

3. DOKUMENTUA: KALKULUEN ERANSKINAK

IKASLEAREN DATUAK :

IZENA: ASIER

ABIZENAK: URIARTE OROBIOURRUTIA

SINADURAK:

DATA: 2015-06-18

ZUZENDARIAREN DATUAK

IZENA: MIKEL

ABIZENAK: ABASOLO BILBAO

SAILA: INGENIARITZA MEKANIKOKO SAILA

SINADURA:

DATA: 2015-06-18

- JATORRIZKOA
- KOPIA

Aurkibidea:

3.1.- Hasierako datuak.....	7
3.2.- Kalkulu mekanikoak.....	8
3.2.1.- Motelgailua apoiatzeko buloia.....	8
3.2.2.- Buloiaren kokapen pieza.....	21
3.2.2.1.- Neke kalkulua.....	24
3.2.2.2.- Zurruntasun kalkulua.....	27
3.2.2.3.- Torlojuen kalkulua.....	32
3.2.3.- Zati higikorreko goi eta behe topeak.....	37
3.2.3.1.- Neke kalkulua.....	39
3.2.3.2.- Zurruntasun kalkulua.....	41
3.2.3.3.- Torlojuen kalkulua.....	43
3.2.4.- Hortz zuzeneko engranaje konikoak.....	53
3.2.4.1.- Sateliteak.....	55
3.2.4.2.- Planetarioak.....	56
3.2.4.3.- Hortz zuzeneko engranajeen gaineko indarrak.....	58
3.2.5.- Aluminiozko euskarri plaka.....	62
3.2.6.- Kokapenerako behe torlojua.....	62
3.2.6.1.- Neke kalkulua.....	63
3.2.6.2.- Gilbordura kalkulua(CTE).....	68
3.2.7.- Errodamendu axiala kokatzeko plaka.....	72
3.2.8.- Multzo higikorreko gida linealak.....	75
3.2.9.- Multzo estatikoko euskarria.....	80
3.2.9.1.- Neke kalkulua.....	83
3.2.9.2.- Zurruntasun kalkulua.....	85
3.2.9.3.- Soldadura kalkulua.....	87
3.2.10.- Multzo estatikoko gida linealak.....	94
3.2.11.- Kokapenerako goi torlojua.....	99
3.2.11.1.- Neke kalkulua.....	100
3.2.11.2.- Gilbordura kalkulua(CTE).....	104
3.2.12.- Zilindro oleohidraulikoa.....	109

3.2.12.1.- Zilindroaren gidak	110
• Neke kalkulua	112
3.2.12.2.- Zilindro hidraulikoa eusteko topeak eta torlojuak.....	114
• Neke kalkulua	116
• Torlojuen kalkulua	118
3.2.12.3.- Atorraren barne diametroaren kalkulua	122
3.2.12.4.- Atorraren lodiera	124
• Horma fineko hipotesia.....	124
• Horma lodiko hipotesia	125
3.2.12.5.- Pistoia.....	126
3.2.12.6.- Pistoiaren kirtenaren diametroa.....	127
3.2.12.7.- Kirtenaren kalkuluak: Gilbordura	128
3.2.12.8.- Goiko estalkiaren lodiera	131
3.2.12.9.- Behe estalkia	132
3.2.12.10.- Gidaria	133
3.2.12.11.- Errakorrak.....	135
3.2.12.12.- Tutuen dimentsionamendua	138
3.2.12.13.- Ponpa hidraulikoa	140
3.2.12.14.- Motor elektrikoa	141
3.2.12.15.- Olioaren erregimena.....	142
3.2.12.16.- Juntak.....	143
• Junta torikoa	143
• Pistoi junta	144
• Kirten junta	145
3.2.13.- Bielaren goiko ardatza	147
3.2.13.1.- Neke kalkulua	149
3.2.14.- Biela	152
3.2.14.1.- Tentsioen kalkulua.....	155
3.2.14.2.- Neke kalkulua	156
3.2.15.- Motor elektrikoaren abiadura angeluarraren kalkulu zinematikoa	162
3.2.16.- Zilindro hidraulikoa egiturara eusteko torlojuak.....	164
3.2.16.1.- Neke kalkulua	165

3.2.17.- Motor elektrikoaren ardatza	168
3.2.17.1.- Neke kalkulua	172
3.2.17.2.- Zurruntasun kalkulua	178
3.2.18.- Txabetaren kalkulua.....	180
3.2.18.1.- Ebakidura kalkulua	180
3.2.18.2.- Aplastamendu kalkulua	181
3.2.19.- Errodamenduen kalkulua	182
3.2.19.1.- Bielaren behe errodamendua	182
3.2.19.2.- Behe kokapen torlojuaren errodamendua	184
3.2.19.3.- Goi kokapen torlojuaren errodamendua	187
3.2.20.- Egitura.....	190
3.2.20.1.- Estatikako egiaztapena CESPLArekin.....	190
3.2.20.2.- Neke kalkulua	204
3.2.21.- Makinaren oinarria	206

3.- Dokumentua: Kalkuluen Eranskinak.

3.1.- Hasierako datuak

Motelgailuen entsegu makinak hainbat pieza eta elementu normalizatu ditu. Pieza hauetaz gain, makina honetarako bereziki egin beharreko piezak dimentsionatu behar dira. Pieza hauek makina honetarako soilik balioko dute eta ez beste makina batentzat.

Lehenik, motelgailuaren entsegu makinaren pieza ezberdinak kalkulatu dira, eta horretarako kontutan hartuko dira, alde batetik, AL-KO Record S.A. enpresak eraikitzen duen motelgailurik zurrunenaren indarra gainditzeko gai diren piezak kalkulatu eta dimentsionatu dira. Enpresako lineako betebeharrak asetzeko gai izanik.

Dimentsionaketa egiten denean, piezarik gehienak katalogoetatik lortzen saiatu behar da, horrela kostuak murriztuko dira eta horniketa hobe izatea lortuko da.

Dimentsionaketa egiten hasteko hasierako datuak kontutan hartu behar dira:

- motelgailuak egiten duen indarra: 1400 kg
- Saiakuntza egiteko ibiltartea: 50 mm
- Saiakuntza abiadura maximoa: 0,393 m/s
- Motelgailuaren desbideratzea: 0,1 mm

3.2.- Kalkulu mekanikoak

3.2.1.- Motelgailua apoiatzeko buloia

Buloi honen diametroa kalkulatzeko orduan kontutan hartu beharreko datuak, motelgailua honen gainean egiten duen indarra da, baita saiakuntza ezberdinetan erabiltzen den abiadura ere. Izan ere, tentsioak aldakorak izatean, abiadura ezberdinak izatean, saiakuntza bakoitza egitean, pieza honen frekuentzia naturaletik urrunen egoten saiatu behar da.

Pieza hau kalkulatu eta dimentsionatzeko erabiliko den materiala F-127 altzairua izango da. Honen ezaugarriak ondorengoak izanik:

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 1250 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 1400 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 270$
- Tentsio ebakitzailaren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 625 \text{ N/mm}^2$

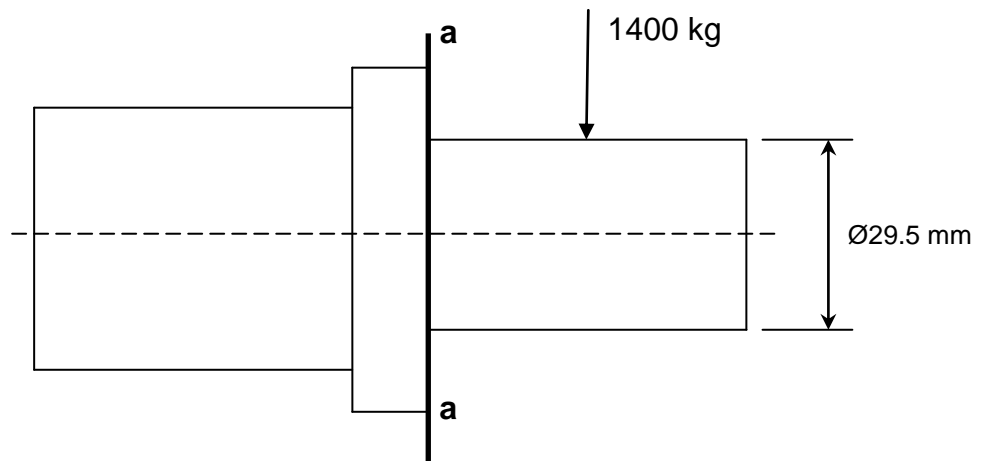
CATEGORIA ESPAÑOLA: INSTITUTO DEL HIERRO Y DEL ACERO		CARACTERÍSTICAS MECANICAS							COMPOSICION QUIMICA													
GRUPOS	TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	RESISTENCIA Kg/mm ²	ELASTICIDAD Kg/mm ²	ALARGAMIENTO %	ESTRICCION %	RESILIENCIA Kg/cm ²	DUREZA			C %	Si %	Mn %	Ni %	Cr %	Mo %	Va %	W %	Co %		
									BRINELL	ROCKWELL	VICKERS											
GRUPOS F-120 F130	ACEROS ALEADOS DE GRAN RESISTENCIA	F-124	231	85-90 100-120	85-100	8-5		8-5	250-270 280-370			0.30-0.40	0.10-0.35	0.40-0.70		2.50-3.50	0.40-0.60					
		F-125	232	70-75 80-110	65-95	12-6	50-55	12-6	200-220 225-340			0.30-0.40	0.10-0.35	0.40-0.70		0.90-1.50	0.20-0.40					
		F-126	281	90-95 120-150 150-180	100-130 130	7-5 5	50-60	8-6	250-280 342-445 415-515	36-46 44-52			0.25-0.35	0.10-0.35	0.40-0.70	4.00-4.50	1.00-1.50	0.20-0.60				
		F-127	282	85-90 100-140	95-125	8-6	45-55	8-6	240-270 320-390			0.25-0.35	0.10-0.35	0.40-0.70	2.25-2.75	0.50-0.80	0.20-0.60					
		F-128	291	75-85 90-120	75-100	10-5	45-50	10-5	220-240 250-370				0.35-0.45	0.10-0.35	0.40-0.80	1.20-1.60	0.90-1.40	0.10-0.30				
		F-129	292	70-75 80-110	65-95	12-6		12-6	200-220 225-340				0.35-0.45	0.10-0.35	1.20-1.50	0.50-1.00	0.30-0.60	0.10-0.35				
						70-75				200-220 225-340												

3.1.Taula:Altzairuaren ezaugarriak,turria:AL-KO

Buloiak izan behar duen diametroa 29,5 mm-takoa izan behar da, izan ere, amortiguadoreak diametro horretako eraztuna muntatzen du ondorengo aplikazioetan eraginkortasuna galdu ez dadin.

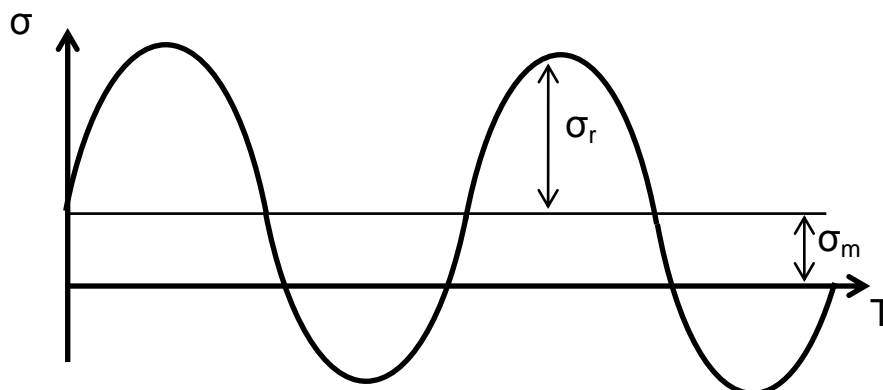
Buloiaren dimentsionaketa nekera kalkulatu da, tentsio aldakorrak direlako pieza honetan eraginik handiena dutenak. Lehen pieza hau diseinatzeko orduan kalkulatu beharreko koefiziente guztiak 2. *Dokumentua 2.8.1. Multzo higikorreko osagaiak; Buloia atalean azaldu den bezala lehen pieza honetan azalduko dira, ondorengo piezetan kalkulatu dira baina azaldutzat emango dira.*

Hasierako buloiaren dimentsionaketa, kalkuluak egin baino lehenagoko diseinua:



3.1. Irudia: Buloiaren aurre-dimentsionamendua; Iturria: Berezko egitea.

Buloi honen kasuan, pieza honek balio berdineko, baina noranzko ezberdineko bi indar jasango ditu. Indar honek izango duen itxura ziklikoa izango da eta ondorengo grafikoan adierazitakoarekin bat etorriko da:



3.2. Irudia: Buloiak jasaten dituen esfortzuen izaera; Iturria: Berezko egitea

Grafiko honetan adierazten diren tentsioak makinaren funtzionamenduaren eraginez sortzen direnak dira. σ_r tentsioa, tentsio alternoa da eta bere balioa aldakorra da. Eta σ_m tentsio medioa izango da, beti balio berdina izango duen tentsioa.

Nekera kalkulua egiteko, sekziarik kaltegarriena aukeratuko da. Kasu honetan **a-a** sekzioa izango dena. Sekzio honetan amortiguadorearen indarrak eragingo dituen tentsioak ondorengoak izango dira:

Alde batetik, tentsio normal bat sortuko du, indar horrek eta aplikatuta dagoen punturaino dagoen distantziaren arabera sortuko den momentuak eragindakoa. Bestetik, amortiguadorearen indarrak sortzen duen tentsio ebakitzailea.

$$F = F_A \cdot 9,81 \text{ kg/N} = 1400 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 13734 \text{ N}$$

$$P_A = M_A \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 10 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 98,1 \text{ N}$$

$$M_r = F \cdot d = 13734 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm} = 412020 \text{ N} \cdot \text{mm} = 412,02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_m = P_A \cdot d = 98,1 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm} = 2940 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2,94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_r = \frac{M_r \cdot y}{I} \quad (3.1)$$

$$\sigma_r = \frac{412020 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{29,5 \text{ mm}}{2}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{29,5 \text{ mm}}{2} \right)^4} = 163,48 \text{ N/mm}^2 = 163,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{M_m \cdot y}{I} \quad (3.2)$$

$$\sigma_m = \frac{2,94 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{29,5 \text{ mm}}{2}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{29,5 \text{ mm}}{2} \right)^4} = 1,166 \text{ N/mm}^2 = 1,166 \text{ MPa}$$

Tentsio medioa tentsio aldakorrarekin alderatuz, balio oso txikia dela ikusten da, beraz, balio hau mesprezagarria dela ikusten da.

Tentsio ebakitzailea ere kontutan hartu behar da.

$$\tau_m = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} \quad (3.3)$$

$$\tau_m = \frac{4 \cdot 98,1N}{3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{29,5mm}{2}\right)^2} = 0,19N/mm^2 = 0,19MPa$$

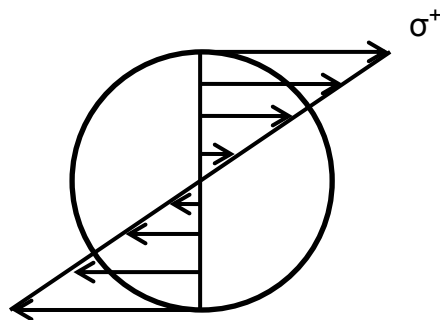
$$\tau_r = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} \quad (3.4)$$

$$\tau_r = \frac{4 \cdot 13734N}{3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{29,5mm}{2}\right)^2} = 26,79N/mm^2 = 26,79MPa$$

Tentsio ebakitzaille alternoa kontuan hartuko da, izan ere, tentsio ebakitzaille medioa mespretxagarria da.

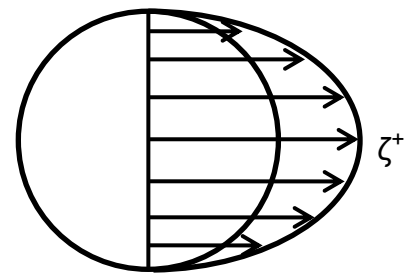
Tentsio ebakitzailleak eta tentsio normalak buloiaren sekzioan duten banaketa ez da berdina.

Tentsio normala



3.3.Irudia: Tentsio normalaren banaketa, iturria: Berezko egitea 3.4.Irudia: Tentsio ebakitzaillearen banaketa, iturria: Berezko egitea

Tentsio ebakitzaillea



Tentsio egoera hauek kalkulatu aurretik, kalkuluak nekera egiteko beharrezkoak diren koefizienteak kalkulatu dira.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.5)$$

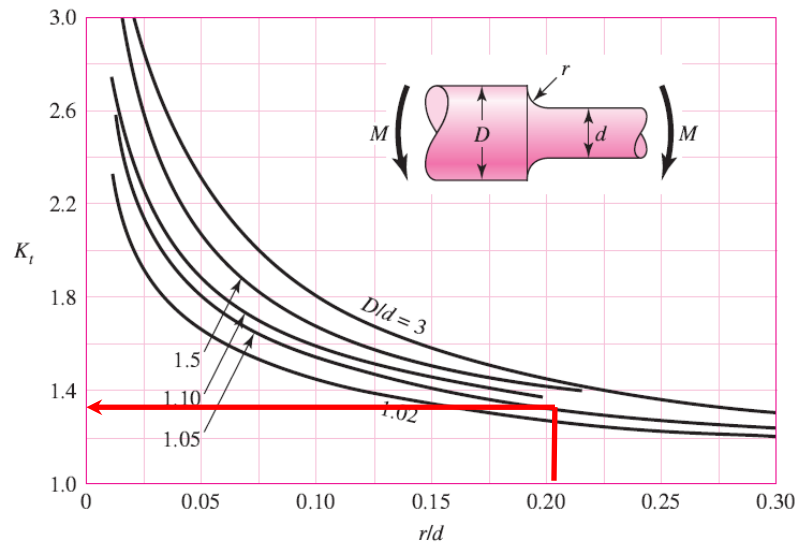
Non K_t 2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzto higikorreko osagaiak; Buloia atalean aipatu bezala, estatikarako tentsio kontzentrazio faktorea den eta q hozketari sentikortasuna. q -ren balioa hurrengo grafikotik aterako da:

K_t faktorea kalkulatu da. Faktore honen balioak taulatuta daude tentsio egoera bakoitzarentzat.

Kasu honetan dagoen tentsio egoera flexiokoaenez ondorengo taula dagokio:

$$\frac{r}{d} = \frac{6}{29,5} = 0,2034$$

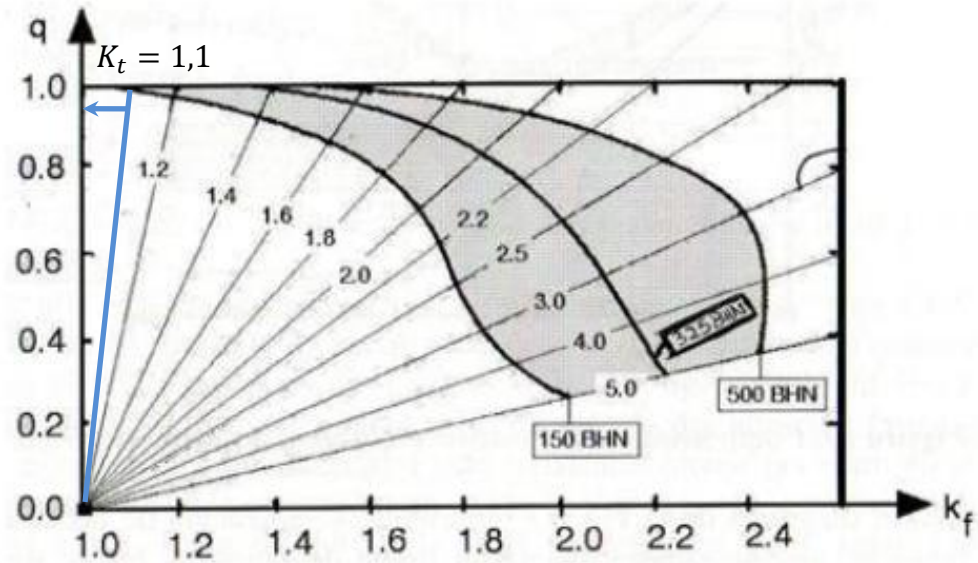
$$\frac{D}{d} = \frac{50}{29,5} = 1,695$$



3.5.Irudia: Estatikako tentsio kontzentrazio faktoreak; **iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

K_t faktoreak 1,1 balio duela grafikoa begiratu ostean eta Brinell gogortasuna jakinda, materialaren ezaugarrien taulatik dakiguna, hozketari sentikortasuna (q) atera daiteke hurrengo grafikotik:

$$HB = 270$$



3.6.Irudia: Hozketari sentikortasuna kalkulatzeko grafikoa;Iturria:DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Bi datu horiek edukita q -ren balioa aterako da. Kasu honetan 0,96-ko balioa izango duena.

Orain, flexio egoerari dagokion K_f -balioa kalkulatu da aurretik esandako formularekin.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,96(1,1 - 1) = 1,096$$

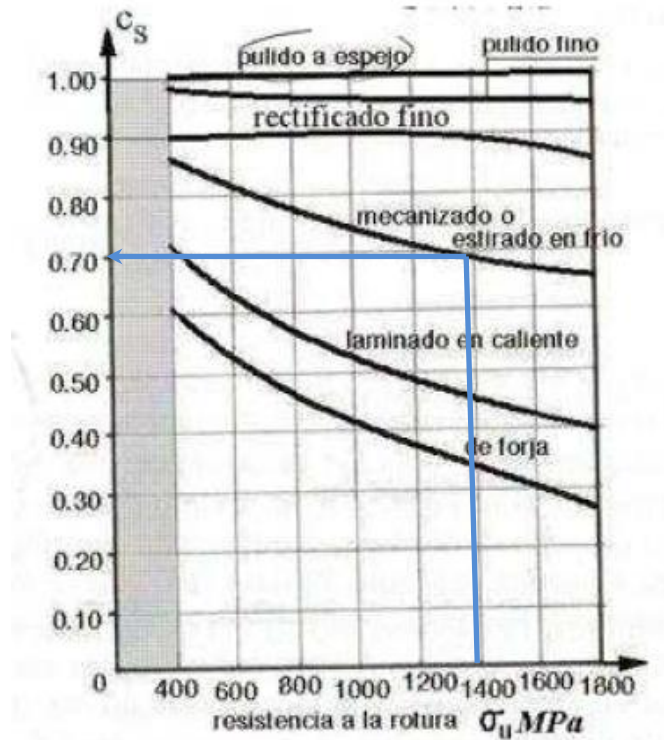
Hau izango da pieza honentzat flexio egoeran izango duen tentsio kontzentrazio faktorea.

Tentsio kontzentrazio faktorea ezin daiteke kalkulatu, izan ere, ez baita existitzen egoera horretarako estatikarako tentsio kontzentrazioen taularik, ezta nekerako ere. Beraz, balio kontserbakor bat hartuko da:

$$K_f(\text{ebakitzailea}) = 2$$

Faktore horien artean, lehenengo faktorea gainazal akaberako koefizientea (C_s) da, eta hurrengo grafikoko balio bat aukeratu behar da. Betiere, azkeneko egin den prozesua aukeratuz.

Pieza honen kasuan azkeneko gainazal akabera mekanizazio prozedura izan da. Beraz, neke limitea baldintzatzen duen koefizientea kalkulatzeko hurrengo grafikotik kalkulatu da:



3.7.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea;Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Haustura tentsioa (σ_u) 1400 MPa denez, eta azken gainazal prozesua mekanizazioa, grafikoan adierazten den bezala, $C_s = 0,7$ izango da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,8$ izango da.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Pieza honek jasaten dituen esfortzuak flexiozkoak direnez, baina baita tentsio ebakitzaileak eragindako esfortzuak, $C_t = 0,6$ balioa hartuko du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.6 - 0.7$

Fidakortasun koefizienteari dagokionez, nekeak eragindako dispersioa oso handia denez, koefiziente garrantzitsua da. Koefiziente honek egindako pieza guztietatik,

zenbatetan agertuko den akatsa adierazten duena da. Datu espezifikoien faltan $C_f = 1 - 0,08z$ hartu dezakegu, non z fidakortasunaren arabera den (ikus taula).

Z	0.0	0.1	0.2	0.4	1.0	2.0	2.5	3.0	3.5	3.7
R	0.5	0.5398	0.5793	0.6554	0.8413	0.9773	0.9938	0.9987	0.9998	0.9999

3.2.Taula: Fidakortasun taula; **iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

$$C_f = 1 - 0,08z = 1 - 0,08 \cdot 3,7 = 0,704$$

Pieza honi dagozkion koefiziente guztiak izanik, orain guzti hauek bateratuko ditugu:

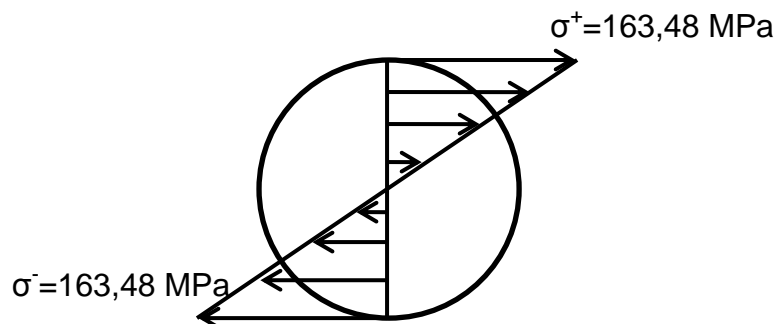
$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \quad (3.7)$$

$$\sigma'_e = 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 700 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 0,704 = 165,58 \text{ MPa}$$

Hiru tentsio egoera egongo dira:

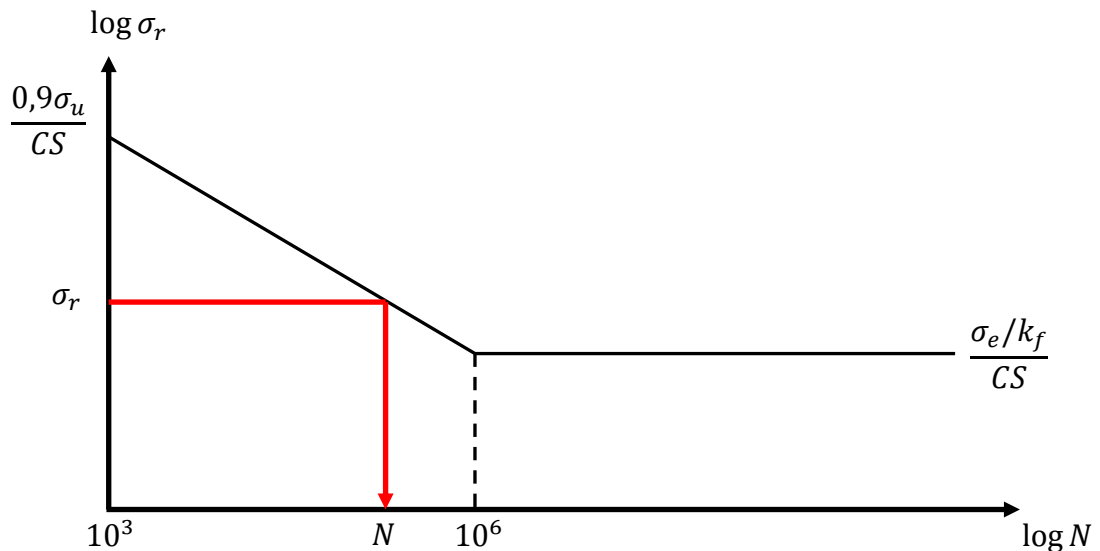
Lehenengo egoera honetan momentu makurtzaile maximoak eragindako tentsio normala maximoa denean aztertuko da.



3.8.Irudia: Tentsio normalaren banaketa; **iturria:** Berezko egitea

Buloiaren kalkulua nekera egingo denez, pieza honek iraun behar dituen ziklo kopuru minimoa, $N = 10^6$ ziklo izango dira.

Buloiaren kasuan tentsio alternoa soilik izango du, izan ere, pieza honek eutsi behar duen amortiguadorearen pisua mesprezagarria dela kontsideratu daiteke. Beraz, tentsio uniaxial alternoa izango du. Hurrengo $\log \sigma_r - \log N$ grafikotik ziklo kopurua kalkulatu.



3.9.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

Grafiko honetan tentsio alternoa ordezkaturik, tentsio egoera horretan pieza honek iraungo dituen ziklo kopurua kalkulatu da.

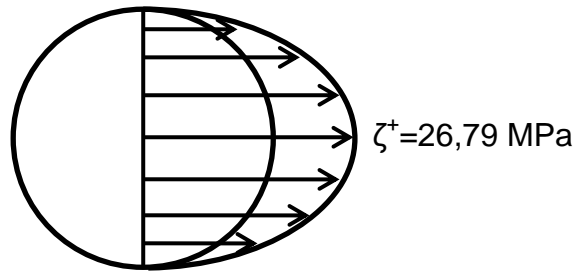
$$\frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \sigma_r}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot 1400}{1,5} - \log \frac{165,58/1,096}{1,5}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 1400}{1,5} - \log 163,48}{\log N - \log 10^3}$$

$$N = 1,273 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

Pieza honek irauten dituen ziklo kopurua 10^6 ziklo baino gehiago irauten dituen bitartean infinitua dela esan daiteke.

Bigarren egoera honetan, indar ebakitzailak sortzen duen tentsio ebakitzaila maximoa denean aztertuko da.



3.10.Irudia: Tentsio ebakitzailerearen banaketa; **Iturria:** Berezko egitea

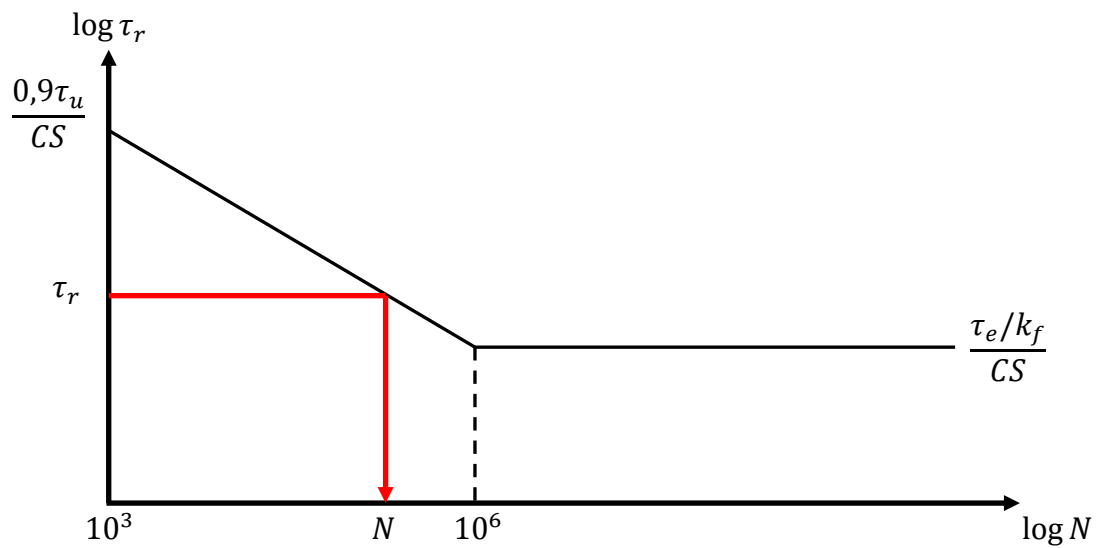
Tentsio ebakitzailerekin pieza honek iraungo dituen ziklo kopurua kalkulatzeko, aurreko hiru tentsio onargarria, neke limiteko tentsioa eta hautura tentsioa kalkulatu dira.

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{1250 \text{ MPa}}{2} = 625 \text{ MPa}$$

$$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} = \frac{165,58 \text{ MPa}}{2} = 82,79 \text{ MPa}$$

$$\tau_u = 0,75 \cdot \sigma_u = 0,75 \cdot 1400 \text{ MPa} = 1050 \text{ MPa}$$

Behin hiru datu hauek izanda, Basquin-en kurban tentsio alternoa sartuz eta datu hauek jarriz, tentsio ebakitzailere mugatzen duen ziklo kopurua kalkulatu dugu.



3.11. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

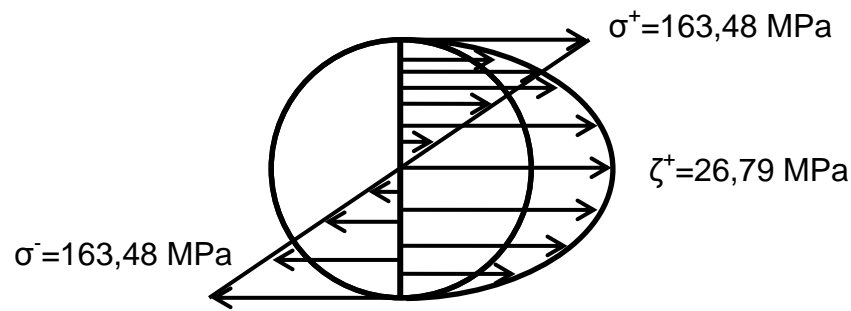
Tentsio ebakitzalearen kasuan erabiliko den neke kontzentrazio faktorea, $k_f = 2$ izango da.

$$\frac{\tau_e/k_f}{CS} = \frac{82,79/2}{1,5} = 27,596 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} < \frac{\tau_e/k_f}{CS} = 27,596 \text{ MPa}$$

τ_{max} -ek $\frac{\tau_e/k_f}{CS}$ -k baino balio baxuagoa izango duenez, esfortzu ebakitzalearen aurrean ere bizitza infinitua izango duela ondorioztatzen da.

Pieza honen hirugarren eta azkeneko tentsio egoera, momentu makurtzaileak eragindako tentsio normala eta indar ebakitzaleak eragindako tentsio ebakitzalea batera ematen direnean sortzen den tentsio egoera da. Hurrengo grafikoan adierazten den bezala.



3.12.Irudia: Tentsio normal eta ebakitzaileren banketa;lturria: Berezko egitea

7,375 mm-tara dagoen puntuaren tentsio egoera aztertuko da.

Puntu horretako tentsio normala eta tentsio ebakitzaila kalkulatuko dira.

$$\sigma_r = \frac{M_r \cdot y}{I} \quad (3.1)$$

$$\sigma_r = \frac{412020 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 7,375 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{29,5 \text{ mm}}{2} \right)^4} = 81,738 \text{ N/mm}^2 = 81,738 \text{ MPa}$$

$$\tau_r = \frac{4 \cdot V}{3 \cdot A} \quad (3.4)$$

Tentsio ebakitzaileren kalkuluan materialen erresistentziako formula hau ezin da erabili 2.Dokumentuan 2.8.2.1.Motelgailua apoiatzeko buloia atalean adierazten den bezala.

$$Q = \int_{y_1}^r 2 \cdot \sqrt{r^2 - y^2} \cdot y \cdot dy = \frac{2}{3} \cdot (r^2 - y_1^2)^{\frac{3}{2}} \quad (3.8)$$

$$b = 2 \cdot \sqrt{r^2 - y^2} \quad (3.9)$$

$$I_{LN} = \frac{\pi}{4} \cdot r^4 \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \tau_y &= \frac{v \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{v \cdot \frac{2}{3} \cdot (r^2 - y_1^2)^{\frac{3}{2}}}{2 \cdot \sqrt{r^2 - y^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot r^4} = \frac{4 \cdot v}{3\pi} \cdot \frac{(r^2 - y_1^2)}{r^4} \\ &= \frac{4 \cdot 13734 \text{ N}}{3\pi} \cdot \frac{(14,75^2 - 7,375^2)}{14,75^4} = 20,094 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Tentsio ebakitzaila eta tentsio normala batera hartuko dituen tentsio egoera bat izateko tentsio baliokide bat kalkulatuko da.

$$\sigma_{eeq} = \sigma_m + k_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot \sigma_r \quad (3.11)$$

$$\sigma_{eeq} = 0 + 1,096 \cdot \frac{1250 \text{ MPa}}{165,58 \text{ MPa}} \cdot 81,738 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eeq} = 486,37 \text{ MPa}$$

$$\tau_{eeq} = \tau_m + k_f \cdot \frac{\tau_{yp}}{\tau_e} \cdot \tau_r \quad (3.12)$$

$$\tau_{eeq} = 0 + 2 \cdot \frac{1250 \text{ MPa}}{165,58 \text{ MPa}} \cdot 20,094 \text{ MPa}$$

$$\tau_{eeq} = 304,39 \text{ MPa}$$

Von Mises erabiliz, tentsio baliokidea kalkulatu da.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{eeq}^2 + 3 \cdot \tau_{eeq}^2} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{486,37^2 + 3 \cdot 304,39^2} = 717,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = 717,3 \text{ MPa} < \frac{\sigma_{yp}}{cs} = \frac{1250}{1,5} = 833,33 \text{ MPa}$$

Hiru tentsio egoera desberdin hauetatik kaltegarriena momentu makurtzaileak soilik eragiten duenean ematen dela. Beraz, egoera horretan pieza bitza infinitua izateko sekzio kritikoenak beharrezkoa dituen dimentsioak hartuko dira.

$$\underline{D = 50 \text{ mm}}$$

$$\underline{d = 29,5 \text{ mm}}$$

$$\underline{r = 6 \text{ mm}}$$

3.2.2.- Buloiaren kokapen pieza

Pieza honen hasierako dimentsionaketa batean, L itxura duen pieza bat izango da, non L-aren zati bertikalean buloia kokatzeko zulo bat izango duen. Beheko zatian, aldiz, hurrengo atalean kalkulatu den piezara lotzeko torlojuentzako zuloak izango dituelarik.

Pieza hau altzairuzkoa izango da. Honetarako erabiliko den altzairua F-114 edo DIN CK-45 altzairua izango da. Ondorengo ezaugarri mekanikoak izango dituelarik.

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 450 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 700 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 210$
- Tentsio ebakitzailaren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 225 \text{ N/mm}^2$

CATEGORIA ESPAÑOLA: INSTITUTO DEL HIERRO Y DEL ACERO				CARACTERÍSTICAS MECANICAS							
GRUPOS	TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	S	RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO O %	ESTRICCION %	RESILIANCIA Kgs./cm ²	DUREZA	
										BRINELL	ROCKWELL
ACEROS	F-113	135	MPLADO Y	55-62 55-70 55-65	30-40 35-42 35-40	18-16 18-10 18-14		13-10 13-10	10-8 10-8	150-170 160-210 150-205	
	F-114	145	MPLADO Y	62-70 70 70	42-40 40-45 45	16-13 14-12	13	10-7 10-7	6	165-185 190-210 185-210	
	F-115	155	MPLADO Y	70-75 78 90	42-45 65 75	13-11 12-8		7-5 7-2		200-220 233 190-270	213-270
					70-75 80-90						200-220 225-280

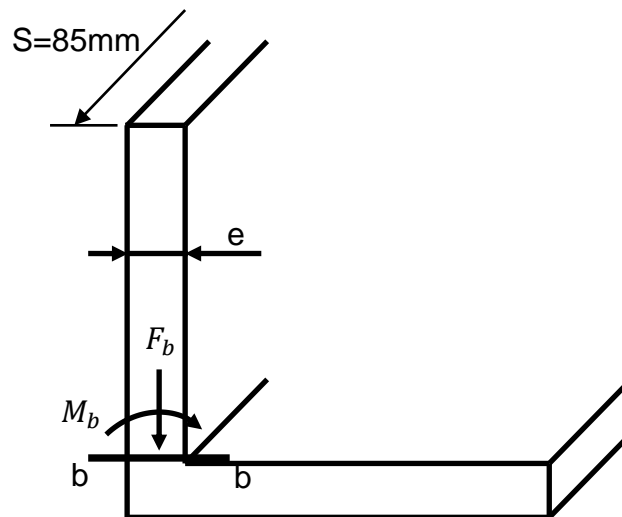
3.3.Taula: Altzairuaren ezaugarriak;Iturria:AL-KO

Buloiak pieza honetan kokatzeko duen ardatz zatiaren diametroa 50 mm-takoa izanik, neurri hau izango da diseinatzen hasteko lehen baldintza.

Hasierako kalkulua nekera egingo da, 2.Dokumentua 2.8.2.1.Buloiaren Kokapen Pieza atalean adierazitakoaren arabera. Baina amortiguadoreak jasan dezakeen zentroarekiko desbideratzerik handiena 0,1 mm izanik bigarren kalkulu bat egingo da,

honetan zurruntasun kalkulu bat eginik, zurruntasun kalkulua ere *2.Dokumentua 2.8.2.1.Buloiaren Kokapen Pieza* atalean azalduta egongo delarik.

Kalkuluak eta behin betiko diseinua burutu baino lehen, hasierako dimentsionaketa bat egingo da, kalkuluak egiten hasteko. Dimentsionaketa hori ondorengoa da:



3.13.Irudia: Buloiaren kokapen piezaren aurre-dimentsionamendua; Iturria: Berezko egitea

Piezak zein itxura duen jakinda, **b-b** sekzioa pieza honetako sekziorik kritikoena izanda, sekzio horretan zein zabalera (e) izan behar duen kalkulatu da.

Sekzio horretan izango ditugun esfortzuak ondorengoak izango dira:

Lehenik, amortiguadorearen hedatze eta konprimitzearen ondorioz sortutakoa, F_b . Azkenik, amortiguadoreak buloian egiten duen indarraren ondorioz, sekzio honetan sortuko den momentu makurtzailea, M_b .

$$F_b = 13734 \text{ N}$$

$$M_b = 13734 \cdot \left(45 + \frac{e}{2}\right)$$

non, F_b : Amortiguadoreak egiten duen indarra.

M_b : Amortiguadorearen indarrak sortzen duen momentua.

b-b sekzioan bi esfortzu hauek daudela kontuan izanda, esfortzu hauek sortzen dituzten tentsioak kalkulatu dira. Momentuak eragindako tentsio normala eta indarrak eragindakoa. Gero biak batuko direlarik.

2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzto higikorreko osagaiak; Buloiaren kokapen pieza atalean tentsio egoeren grafikoak adierazten dira. 1 puntuko eta 2 puntuko tentsioa kalkulatu da, betiere, trakzioko tentsioa hartuz, izan ere, konpresioko tentsioa baino kritikoagoa baita, nahiz eta, balio bera izan.

$$\sigma_1^{F_b} = \frac{F_b}{A_{b-b}} \quad (3.15)$$

non, $\sigma_1^{F_b}$: 1.puntuan F_b indarrak sortuko duen tentsioa.

A_{b-b} : b-b sekzioaren zeharkako azalera.

$$\sigma_2^{M_b} = \frac{M_b \cdot y_{max}}{I} \quad (3.16)$$

non, $\sigma_2^{M_b}$: 2.puntuan M_b momentuak sortzen duen tentsioa.

y_{max} : Zeharkako sekzioan, lerro neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I : b-b sekzioaren inertzia momentua.

$$\sigma_1^{F_b} = \frac{F_b}{A_{b-b}} = \frac{13734 \text{ N}}{e \cdot 85 \text{ mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_2^{M_b} &= \frac{M_b \cdot y_{max}}{I} = \frac{13734 \text{ N} \cdot (45 - \frac{e}{2}) \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot S \cdot e^3 \text{ mm}^4} = \frac{(618030 + 13734 \cdot \frac{e}{2}) \cdot \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3} \\ &= \frac{412020 \cdot \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3} \end{aligned}$$

2.puntuko tentsio biak jakinda, biak batuz, tentsio maximoa kalkulatu da:

$$\sigma_{max}^b = \sigma_1^{Fb} + \sigma_2^{Mb} \quad (3.17)$$

non, σ_{max}^b : b-b sekzioak jasan beharko duen tentsio maximoa.

$$\sigma_{max}^b = \sigma_1^{Fb} + \sigma_2^{Mb} = \frac{13734 \text{ N}}{e \cdot 85 \text{ mm}^2} + \frac{412020 \cdot \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3}$$

Tentsio maximoa zein den jakinda, b-b sekzioaren e zabalera kalkulatu da, lehenik nekera eta ondoren zurruntasunera.

3.2.2.1.- Neke kalkulua

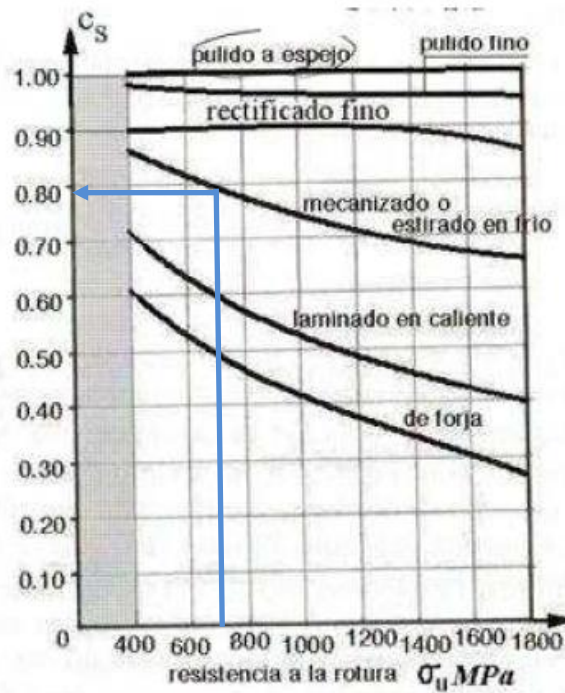
Neke kalkulu hau *2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzo higikorreko osagaiak; Buloia* atalean azalduta agertzen da.

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 700 \text{ MPa} = 350 \text{ MPa}$$

Piezaren diseinua dela eta, bai gainazal akaberak, tamainak, lan egiteko erak, eta abarrek eragina dute tentsio kontzentrazioak sortzeko orduan. Horietako bakoitzak sortzen duen tentsio kontzentrazioa kantutan hartzeko, buloiean egin den bezala, koefiziente batzuk kontutan hartzen dira.

Gainazal akaberari dagokionez, hurrengo grafikotik lortzen da:



3.14. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 700 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,8$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,85$ izango da.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0,9 - 0,8/0,8 - 0,7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honek b-b sekzioan bai flexiora eta axialera lan egingo du, ondorioz, $C_t = 0,9$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0,7 - 0,9/0,85 - 0,7$

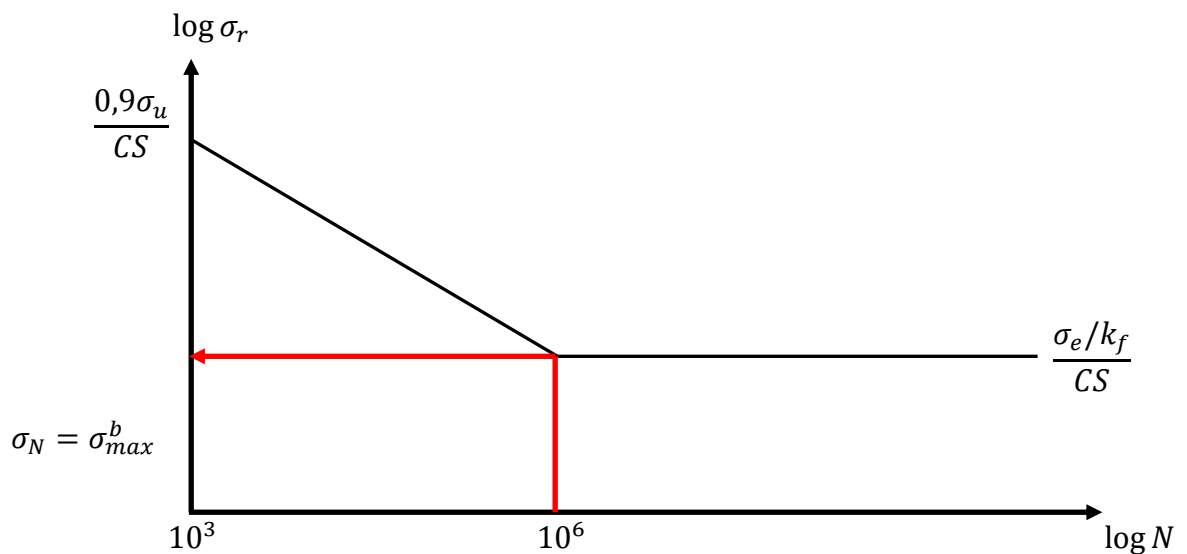
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 350 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 214,2 \text{ MPa}$$

Nekerako izango duen tentsio kontzentrazio faktorea ez da egongo, izan ere, tentsio guztia euskarrira pasatzen da. Beraz, $K_f = 1$ izango da.

Pieza honek bizitza infinitua izan dezan, Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da. *2.Dokumentuan 2.8.2.1.Multzo higikorreko osagaiak; Buloiaren kokapen pieza atalean adierazten den bezala, bizitza infinitutik abiatuta sekzioaren lodiera kalkulatu da.*



3.15.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa;Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioa bizitza infinitua izateko beharrezkoa den tentsio mugarekin berdintzen da.

$$\sigma_N = \sigma_{\max}^b = \frac{\sigma_e/k_f}{CS} = 142,8 \text{ MPa}$$

non,

σ_N : Piezak jasaten duen tentsio alternoa.

σ_{\max}^b : Piezak jasaten duen tentsioaren balioa.

σ_e : Neke limitea.

k_f : Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

CS: Segurtasun koefizientea. CS = 1,5

$$\frac{13734 \text{ N}}{e \cdot 85 \text{ mm}^2} + \frac{412020 \text{ N} \cdot \frac{e}{2} \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3 \text{ mm}^4} = 142,8 \text{ MPa}$$

$$e = \underline{19,88 \text{ mm}}$$

Dimentsio zehatza izateko eta fabrikazio prozesua errazagoa izan dadin $e = 20 \text{ mm}$ -takoa izango da.

Nekearen ikuspuntutik kalkulaturik, lodiera logikoa dela ikusten da, baina ez da azken emaitza izango, izan ere, zurruntasun kalkulu bat egin behar da, deformazioak baldintzatzen duena kontutan hartzeko.

3.2.2.2.- Zurruntasun kalkulua

Zurruntasun kalkulua egingo da jarraian. Zurruntasun kalkuluen inguruan *2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzo higikorreko osagaiak; Buloiaren kokapen pieza* atalean azalduta agertzen dira. Kalkulu hau egiteko baldintza, motelgailuak jasan dezakeen zentroarekiko desbideratzea 0,1 mm-takoa izatea da. Hau da, buloiak 0,1 mm-tako deformazio maximoa izan dezake.

Mohr-en lehenengo teorema:

$$\theta = \frac{A}{E \cdot I} \quad (3.18)$$

non,

θ : Deflexioaren eraginez sortzen den angelua.

A: Esfortzu diagramaren azalera.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

Mohr-en bigarren teorema:

$$y = \frac{A \cdot x}{E \cdot I} \quad (3.19)$$

non,

y: Deflexioa.

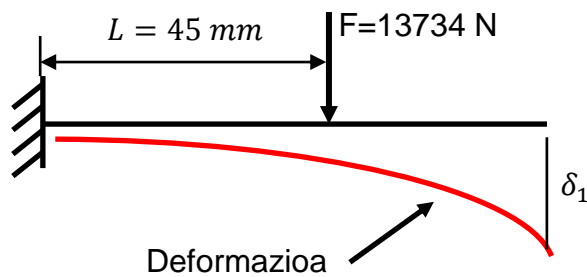
A: Esfortzu diagramaren azalera.

x : Deflexio puntutik esfortzu diagramaren grabitate zentrorra arteko distantzia.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

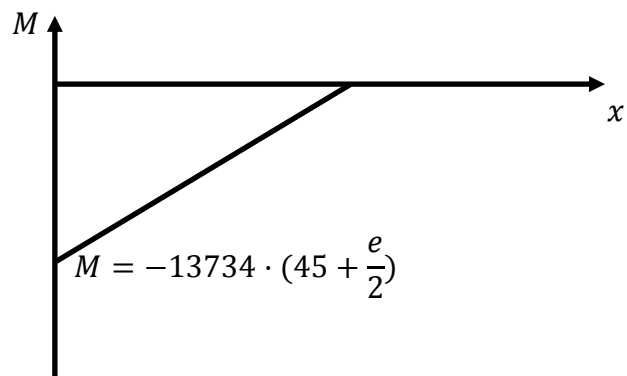
I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

Buloiaren deformazioa kalkulatzeko hasiko da. Ondoren, buloia irudi sinplifikatu baten irudikatuko da:



3.16. Irudia: Motelgailuaren indarrak eragiten duen deformazioa; iturria: Berezko egitea

Momentuen diagrama:



3.17. Irudia: Piezaren zati horren momentuen diagrama; iturria: Berezko egitea

Motelgailua kokatuta dagoen puntuaren deformazioa zein den interesatzen da, buloiaren muturra zenbat deformatzen den ez du axola.

$$\delta_1 = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.20)$$

non,

δ_1 : Motelgailuaren kokalekuaren deformazioa.

F: Motelgailuak sortzen duen indarra.

L :Motelgailuaren kokalekutik landapenera dagoen distantzia.

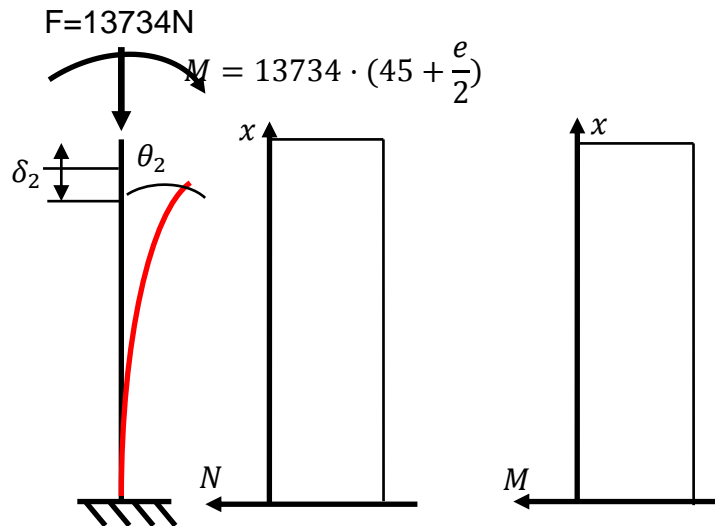
E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

$$\delta_1 = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{13734 \cdot 45^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 14,75^4} = 0,05 \text{ mm}$$

Emaitza honek, motelgailua kokatuta doan buloiaren puntua 0,05mm deformatuko dela indarra momentu horretan aplikatuta dagoen noranzko berean.

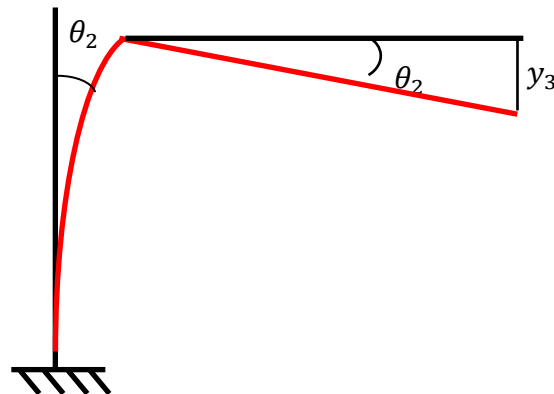
Ondoren, buloia eutsita doan piezaren zurruntasun kalkulua egingo da. Buloiaren deformazioa ere kontutan harturik. Piezaren hormaren irudi sinplifikatu batekin lagunduko dira kalkuluak.



3.18.Irudia: Buloiaren kokapen piezaren deformazioa, esfortzu normalaren eta momentuen diagrama;

Iturria: Berezko egitea

Buloia eusten duen pieza horrela deformatzen denean, deformazio hori izanik kausa, deformazio honen angeluaren proportzio berean desplazatuko da.



3.19.Irudia: Buloiaren eta kokapen piezaren deformazio totala; Iturria: Berezko egitea

Aurreko irudietan agertzen diren deformazio, deflexio eta angeluak kalkulatu dira jarraian.

Lehenik, karga edo esfortzu axiala jasaten denean erabiltzen den formularekin pieza zenbat konprimitu edo trakzionatzen den (δ_2) kalkulatu da:

$$\delta_2 = \frac{F \cdot L}{E \cdot A} \quad (3.20)$$

non,

δ_2 : Esfortzu axialak sortzen duen deformazioa.

F: Indar axiala.

L: Piezaren luzera.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

A: Piezaren sekzio erresistentearen azalera.

$$\delta_2 = \frac{F \cdot L}{E \cdot A} = \frac{13734 \cdot 37,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 85 \cdot e}$$

Buloia eusteko piezan deflexioaren ondorioz sortzen den angelua kalkulatu da:

$$\theta_2 = \frac{A_2}{E \cdot I} = \frac{13734 \cdot \left(45 + \frac{e}{2}\right) \cdot 37,5}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3}$$

Angelu horren ondorioz motelgailuaren kokalekuan sortzen den deflexioa kalkulatu da:

$$y_3 = \theta_2 \cdot L = \frac{13734 \cdot \left(45 + \frac{e}{2}\right) \cdot 37,5 \cdot 45}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3}$$

Azkenik, aurreko deformazio eta deflexio guztiak kontuan izanik, eman daitekeen deflexiorik handienarekin, piezak izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da:

$$\delta_{\max} = \delta_1 + y_3 + \delta_2 = 0,1 \text{ mm}$$

Baldintza hau jakinik, lehen esan bezala, piezaren lodiera minimoa(e) kalkulatu da:

$$0,05 + \frac{13734 \cdot \left(45 + \frac{e}{2}\right) \cdot 37,5 \cdot 45}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 85 \cdot e^3} + \frac{13734 \cdot 37,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 85 \cdot e} = 0,1$$

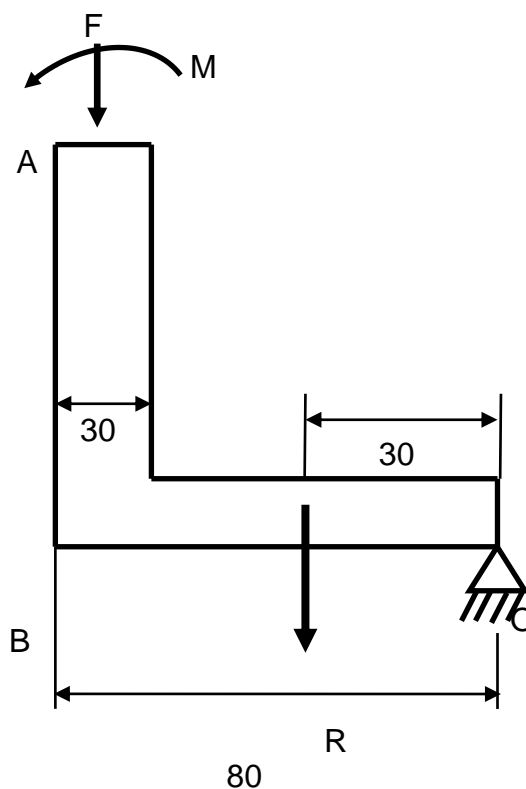
$$\underline{e = 26,47 \text{ mm}}$$

Neke kalkuluan egin den bezala, neurri borobil batera eramango da: $e = 30 \text{ mm}$

Nekeko kalkuluarekin eta zurruntasun kalkuluarekin emandako emaitzak ez dira berdinak, beraz, bi neurrietatik handiena hartu beharko da. Izan ere, txikiena hartuz gero, baldintzetako bat bete gabe garatuko da. Ondorioz, erabili behar den neurria zurruntasunetik ateratakoa da, $e = 30 \text{ mm}$.

3.2.2.3.- Torlojuen kalkulua

Irudi eskematiko baten laguntzaz, torlojuen kalkulua egingo da jarraian. Azalpen zehatzagoak 2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzko higikorreko osagaiak; Buloiaren kokapen pieza atalean, torloju loturak azaltzen diren puntuan emango dira.



3.20.Irudia: Torlojuak jasan behar duen esfortzua;Iturria:Berezko egitea

Momentuen batukaria eginik O puntuan R erreakzioa kalkulatu da:

$$\sum M_O = 0$$

$$(13734 \cdot 60) - 13734 \cdot 65 + R \cdot 30 = 0$$

$$R = 12360,6 \text{ N} = 12,361 \text{ kN}$$

R hau bi torlojuen artean jasan behar duten indarra izanik, torloju bakoitzak indar horren erdia jasango du, hau da:

$$R_1 = \frac{R}{2} = \frac{12,361 \text{ kN}}{2} = 6,18 \text{ kN}$$

Zein torloju mota jarriko den erabakitzeko hurrengo taulara joko da:

Clase	Rango de diámetros	Tensión de prueba	Tensión de fluencia	Tensión de rotura
4.6	M5-M36	225	240	400
4.8	M1.6-M16	310	340	420
5.8	M5-M24	380	420	520
8.8	M3-M36	600	660	830
9.8	M1.6-M16	650	720	900
10.9	M5-M36	830	940	1040
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220

3.4.Taula: Torlojuen ezaugarriak. Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navaltro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Erabiliko den torloju mota 4.6 klasekoa izango da. Beraz, klase horretakoa diren ezaugarriak kontuan hartuko dira.

Torlojuak prekarga bat izaten dute, eta karga horren balio kontserbakor bat izateko, probako tentsioaren %70-a bezala hartzen da.

$$\sigma_{prek} = 0,7 \cdot \sigma_{proba} \quad (3.21)$$

$$\sigma_{prek} = 0,7 \cdot 225 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{prek} = 157,5 \text{ MPa}$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (3.22)$$

$$F_r = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (3.23)$$

non,

F_m : Indar medioa.

F_{max} : Indar maximoa.

F_{min} : Indar minimoa.

Indar maximoa (F_{max}), prekarga indarra eta torlojuaren erreakzioa batzen direnean emango da. Eta minimoa (F_{min}), prekarga indarra soilik dagoenean. Bi egoera hauetatik indar alternoaren eta medioaren balioak kalkulatu dira:

$$F_{max} = F_{prek} + R \cdot C$$

$$F_{min} = F_{prek}$$

non,

R : Torlojuak jasaten duen erreakzioa.

C : Zein portzentajetan banatzen den esfortzua pieza eta torlojuaren artean.

F_{prek} : Prekarga indarra.

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{(F_{prek} + R \cdot C) + F_{prek}}{2} = F_{prek} + \frac{R \cdot C}{2}$$

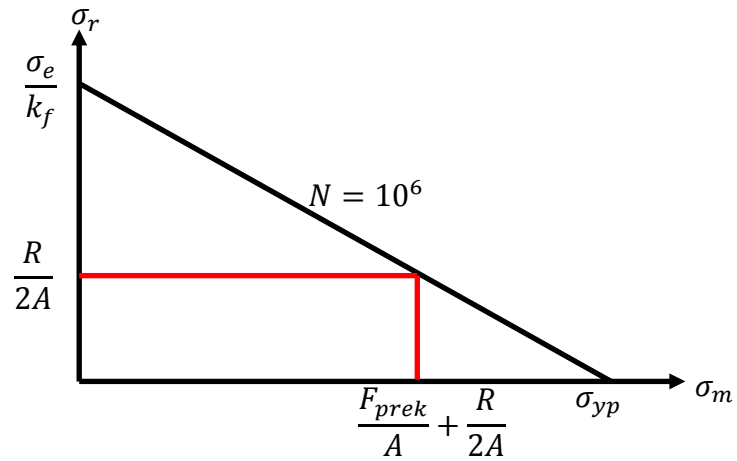
$$F_r = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{(F_{prek} + R \cdot C) - F_{prek}}{2} = \frac{R \cdot C}{2}$$

Soderberg lerroan tentsioak kokatu behar dira, beraz, kalkulatu dauzkagun indarretatik tentsioak kalkulatu behar dira:

$$\sigma_m = \frac{F_{prek}}{A} + \frac{R}{2A}$$

$$\sigma_r = \frac{R}{2A}$$

Tentsioetan ez da C banatzaile koefizientea hartzen, izan ere, bere balioa 1 dela kontsideratu da. Balio honekin, kanpoko karga guztia torlojuak jasango duela adierazten da. Balio honekin kalkulu kontserbakor bat lortuz.



3.21. Irudia: Tentsio medio eta alternoaren arteko baliokidetasuna; Iturria: Berezko egitea

Nekerako tentsio kontzentrazio faktore kontserbakorra hartuko da, $k_f = 2,5$.

Soderberg-en lerroaren azpitik edo minimo 10^6 -ko bizitza izateko torlojuak izan behar duten azalera minimoa kalkulatu da.

$$\frac{R/2A}{\sigma_e/k_f} + \frac{F_{prek}/A + R/2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{6180/2A}{200/2,5} + \frac{157,5 \cdot A/A + 6180/2A}{240} = 1$$

$$A = 149,81 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \rightarrow 149,81 = \pi \cdot r^2$$

$$r = 6,9 \text{ mm}$$

$$\varnothing = 13,81 \text{ mm}$$

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.46
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10
30	3.5	27.727	25.07	494	30.38	25.45
33	3.5	30.727	28.07	619	33.38	28.45
36	4	33.402	30.37	724	36.43	30.80

3.5.Taula: Torlojuen dimentsioak; iturria: MAQUÍNAS; A.L. Casillas

Taula honetan ikusi daitekeen bezala, diametro medio hurbilena duena aukeratu behar da, baina, beti handiagoa. Beraz, kasu honetan 13,81 mm-tako diametro minimoa izanda, taula honetako 14,701 mm-ri dagokiona aukeratuko da, M16 hari metrikoari dagokiona.

3.2.3.- Zati higikorreko goi eta behe topeak

Zati higikorrean bi pieza antzeko kokatuko dira. Hauen funtzioa multzo honetan kokatzen diren piezak eutsi eta sortzen diren esfortzuak loturik dauden plakara pasaraztea izango da, honek gero egiturarekin berdina egin dezan.

Bi pieza hauen itxura, arestian esan bezala antzekoa izango da. L itxura izango dute baina bi kasuetan L itxura hori biratuta egongo da. Aurrerago ikusiko da izango duten itxura zehatzagoa.

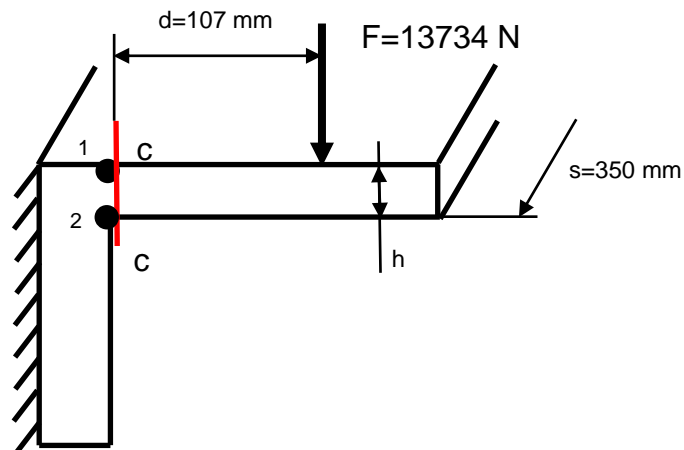
Materialari dagokion kasuan biak material berdinekoak izango dira. Aplikazio honetarako aukeratu dena F-144 edo DIN CK-45 altzairua izan da. Bere propietateak direla eta, aplikazio honetarako egokiak direlako. Ondoren aipatuko direlarik zeintzuk diren ezaugarri horiek.

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 450 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 700 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 210$
- Tentsio ebakitzaileren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 225 \text{ N/mm}^2$

CATEGORIA ESPAÑOLA: INSTITUTO DEL HIERRO Y DEL ACERO				RACTERISTICAS MECANICAS									
GRUPOS	TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	S	RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO		ESTRICCION %	RESILIE NCIA Kas./cm ²	DUREZA		
							O	%			BRINELL	ROCKWELL	
GRUPO	ACEROS	F-113	135	MPLADO Y	55-62 55-65	30-40 35-42	18-16	18-10		13-10 13-10	10-8	150-170 210	160- 150-205
		F-114	145	MPLADO Y	62-70 70	42-40 45	16-13	13		10-7 10-7	6	165-185 210	190- 185-210
		F-115	155	MPLADO Y	70-75 78	42-45 45	13-11			7-5	7-2	200-220 233	213- 190-270

3.6.Taula:Altzairuaren ezaugarriak,turria:AL-KO

Piezaren irudi hurbildu bat adieraziko da ondoren bertan eragina duten indarrak ere adieraziz.



3.22. Irudia: C-C sekzioak jasango dituen esfortzuaren eskema; iturria: Berezko egitea

Tentsio makurtzailea izanik, **c-c** sekzioan motelgailuak eragiten duen F indarrak sortzen duen momentua kalkulatu da:

$$M_c = F \cdot d$$

$$M_c = 13734 \text{ N} \cdot 107 \text{ mm} = 1469538 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Behin momentua izanda, momentu horrek eragiten duen tentsioa kalkulatu da:

$$\sigma_{c-c}^{M_c} = \frac{M_c \cdot y_{max}}{I} \quad (3.1)$$

non, $\sigma_{c-c}^{M_c}$: c-c sekzioan M_b momentuak sortzen duen tentsioa.

y_{max} : Zeharkako sekzioan, lerro neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I : c-c sekzioaren inerti momentua.

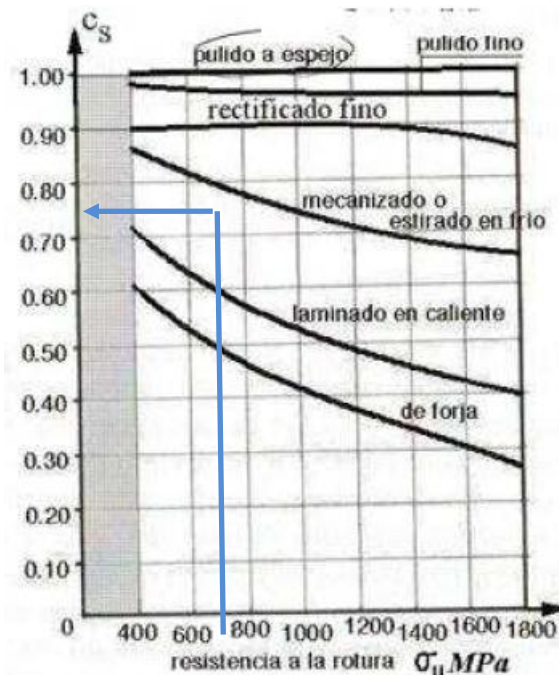
$$\sigma_{c-c}^{M_c} = \frac{1469538 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{h}{2} \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 350 \cdot h^3 \text{ mm}^4}$$

3.2.3.1.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 700 \text{ MPa} = 350 \text{ MPa}$$

Gainazal akaberari dagokionez, hurrengo grafikotik lortzen da:



3.23. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_u = 700 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,8$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,85$ izango da.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honek b-b sekzioan bai flexiora eta axialera lan egingo du, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

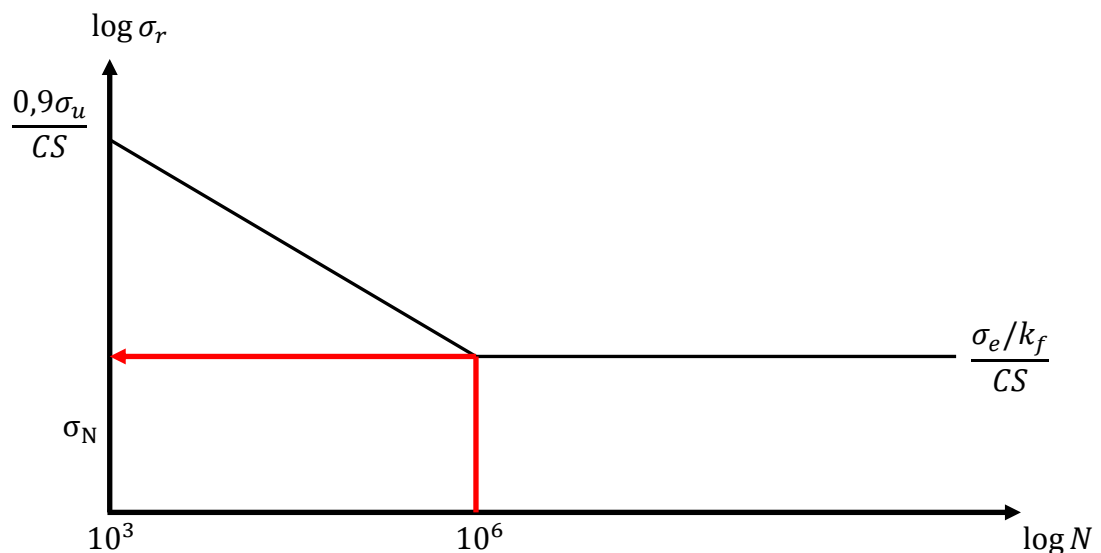
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 350 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 1 = 238 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez, $k_f = 2$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Pieza honek bizitza infinitua izan dezan, Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da.



3.24. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioa bizitza infinitua izateko beharrezkoa den tentsio mugarekin berdintzen da.

$$\sigma_N = \sigma_{\max}^c = \frac{\sigma_e / k_f}{CS} = 79,33 \text{ MPa}$$

non,

σ_N : Piezak jasaten duen tentsio alternoa.

σ_{\max}^b : Piezak jasaten duen tentsioaren balioa.

σ_e : Neke limitea.

k_f : Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

CS: Segurtasun koefizientea. CS = 1,5

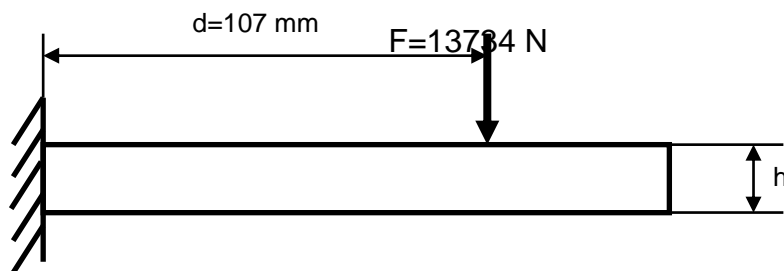
$$\sigma_{c-c}^{M_c} = \sigma_N = \frac{1469538 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{h}{2} \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 350 \cdot h^3 \text{ mm}^4} = 79,33 \text{ MPa}$$

$$\underline{h = 17,82 \text{ mm}}$$

Neke kalkuluarekin sekzioaren zabalera hau ematen da balio minimo moduan, baina oraindik ez da behin betikoa. Zurruntasun kalkulua bat egin behar da lehenago.

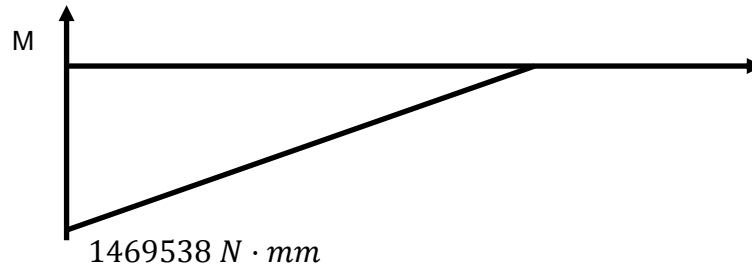
3.2.3.2.- Zurruntasun kalkulua

Piezaren zati horizontala harturik deflexio kalkulua egiteko, ondoren piezaren irudi sinplifikatu bat adieraziko da.



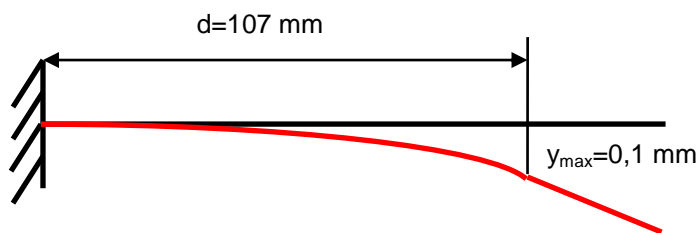
3.25. Irudia: Goi topeak jasango dituen esfortzuen eskema; **iturria:** Berezko egitea

Egoera honi dagokion momentu diagrama:



3.26.Irudia: Goi topeak jasango dituen esfortzuen diagrama;Iturria:Berezko egitea

Deformatua:



3.27.Irudia Goi topeak jasango duen deformatuaren interpretazioa;Iturria:Berezko egitea

Indarra egiten den puntuan, hau da, landapenetik 107 mm-tara dagoen puntuaren deflexio maximoa 0,1 mm-takoa izango da. Hortik abiatutik, deflexio maximo hori onargarria izateko beharrezkoa izango den sekzioaren lodiera(h) minimoa kalkulatu da. Kalkulu hau egiteko Mohr-en bigarren teorema erabiliko da (2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzo higikorreko osagaiak; buloiaren kokapen pieza atalean azaldu den bezala).

$$y_{\max} = 0,1 \text{ mm}$$

$$y_{\max} = \frac{A \cdot x}{E \cdot I} \tag{3.19}$$

non,

y: Deflexioa.

A: Esfortzu diagramaren azalera.

x : Deflexio puntutik esfortzu diagramaren grabitate zentrorara arteko distantzia.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

Mohr-en bigarren teorema sinplifikatua erabiliko da kasu honetan, izan ere, kasu honetan ematen diren baldintzak dira sinplifikazio hau egiteko baldintza egokiak.

$$y_{max} = \frac{P \cdot d^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

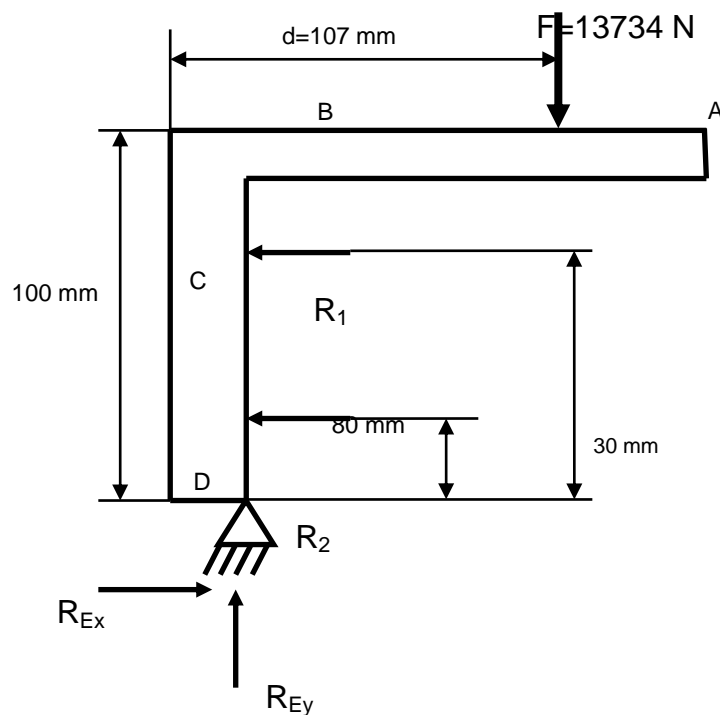
$$y_{max} = \frac{13734 \cdot 107^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 350 \cdot h^3} = 0,1$$

$$h = 20,92 \text{ mm}$$

Zurruntasun kalkuluarekin, h-ren balio nekearekin baino handiagoa ematen du, beraz, sekziorik lodiena aukeratuko da, h=20,92 mm.

3.2.3.3.- Torlojuen kalkulua

Irudi eskematiko baten laguntzaz, torlojuen kalkulua nola egin azalduko da jarraian.



3.28.Irudia: Goi topearen torlojuen esfortzuak;Iturria: Berezko egitea

Indarra beherantz aplikatzen denean, bi erreakzio horiek kalkulatzeko, 3.2.2.3.puntuan egin den bezala, indarren eta momentuen oreka egingo da:

$$R_{Ey} = F = 13734 \text{ N}$$

X ardatzean indarren oreka eginda:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ex} - R_1 - R_2 = 0$$

$$R_{Ex} = R_1 + R_2$$

Oreka E puntuan eginda:

$$\Sigma M_E = 0$$

$$R_2 \cdot 30 + R_1 \cdot 80 = F \cdot 107$$

$$R_2 \cdot 30 + R_1 \cdot 80 = 1469538$$

$$R_1 = \frac{8}{3} R_2$$

$$R_2 \cdot 30 + \frac{8}{3} R_2 \cdot 80 = 1469538$$

$$R_2 = 6039,19 \text{ N}$$

$$R_1 = 16104,53 \text{ N}$$

Erreakzio horietako bakoitza jasateko bi torloju jarriko dira, biraketa puntutik(E) distantzia berdinerara. Beraz, torloju bakoitzak jasango duen erreakzioa, erreakzioaren erdia izango da kasu horietako bakoitzean.

$$R_2^T = \frac{6039,19}{2} \text{ N} = 3019,587 \text{ N}$$

$$R_1^T = \frac{16104,53}{2} \text{ N} = 8052,265 \text{ N}$$

Zein torloju mota jarriko den erabakitzekeo hurrengo taulara joko da:

Clase	Rango de diámetros	Tensión de prueba	Tensión de fluencia	Tensión de rotura
4.6	M5-M36	225	240	400
4.8	M1.6-M16	310	340	420
5.8	M5-M24	380	420	520
8.8	M3-M36	600	660	830
9.8	M1.6-M16	650	720	900
10.9	M5-M36	830	940	1040
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220

3.8.Taula: Torlojuen ezaugarriak; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Erabiliko den torloju mota 4.6 klasekoa izango da. Beraz, klase horretakoa diren ezaugarriak kontuan hartuko dira.

Torlojuak prekarga bat izaten dute, eta karga horren balio kontserbakor bat izateko, probako tentsioaren %70-a bezala hartzen da.

$$\sigma_{prek} = 0,7 \cdot \sigma_{proba}$$

$$\sigma_{prek} = 0,7 \cdot 225 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{prek} = 157,5 \text{ MPa}$$

Indar medio eta alternoaren balioak kalkulatzeko jarraian azaltzen diren formulak erabiliko dira:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (3.22)$$

$$F_r = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (3.23)$$

non,

F_m : Indar medioa.

F_{max} : Indar maximoa.

F_{min} : Indar minimoa.

Indar maximoa (F_{max}), prekarga indarra eta torlojuaren erreakzioa batzen direnean emango da. Eta minimoa (F_{min}), prekarga indarra soilik dagoenean.

$$F_{max} = F_{prek} + R \cdot C$$

$$F_{min} = F_{prek}$$

non,

R : Torlojuak jasaten duen erreakzioa.

C : Zein portzentajetan banatzen den esfortzua pieza eta torlojuaren artean.

F_{prek} : Prekarga indarra.

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{(F_{prek} + R \cdot C) + F_{prek}}{2} = F_{prek} + \frac{R \cdot C}{2}$$

$$F_r = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{(F_{prek} + R \cdot C) - F_{prek}}{2} = \frac{R \cdot C}{2}$$

Soderberg lerroan tentsioak kokatu behar dira, beraz, kalkulatuta dauzkagun indarretatik tentsioak kalkulatu behar dira:

$$\sigma_m = \frac{F_{prek}}{A} + \frac{R}{2A}$$

$$\sigma_r = \frac{R}{2A}$$

Tentsioetan ez da C banatzaile koefizientea hartzen, izan ere, bere balioa 1 dela kontsideratu da. Balio honekin, kanpoko karga guztia torlojuak jasango duela adierazten da. Balio honekin kalkulu kontserbakor bat lortuz.

Nekerako tentsio kontzentrazio faktore kontserbakorra hartuko da, $k_f = 2,5$.

34. orrialdean egin den bezala Soderberg-en lerroaren azpitik edo minimo 10^6 -ko biziata izateko torlojuak izan behar duten azalera minimoa kalkulatu da.

R_1^T erreakzioari dagokion torlojua kalkulatu da:

$$\frac{R_1^T/2A}{\sigma_e/k_f} + \frac{F_{prek}/A + R_1^T/2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{8052,265/2A}{200/2,5} + \frac{157,5 \cdot A/A + 8052,265/2A}{240} = 1$$

$$A = 262,19 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r_1^2 \rightarrow 262,19 = \pi \cdot r_1^2$$

$$r_1 = 9,134 \text{ mm}$$

$$\phi_1 = 18,268 \text{ mm}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratuko da.

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm.²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10
30	3.5	27.727	25.07	494	30.38	25.45
33	3.5	30.727	28.07	619	33.38	28.45
36	4	33.402	30.37	724	36.43	30.80
39	4	36.402	33.37	875	39.43	33.80
42	4.5	39.077	35.67	999	42.49	36.15
45	4.5	42.077	38.67	1174	45.49	39.15
48	5	44.752	40.96	1318	48.54	41.50
52	5	48.752	44.96	1588	52.54	45.50
56	5.5	52.428	48.26	1829	56.60	48.86
60	5.5	56.428	52.26	2145	60.60	52.86
64	6	60.103	55.56	2424	64.65	56.21
68	6	64.103	59.56	2786	68.65	60.21
72	6	68.103	63.56	3173	72.65	64.21
76	6	72.103	67.56	3584	76.65	68.21
80	6	76.103	71.56	4021	80.65	72.21

3.9.Taula: Torlojuen dimentsioak;Iturria: MAQUINAS; A.L.Casillas

Torloju honentzat M20 hari metrikoa aukeratuko da.

R_2^T erreakzioari dagokion torlojua kalkulatu da oraingoan:

$$\frac{R_2^T / 2A}{\sigma_e / k_f} + \frac{F_{prek} / A + R_2^T / 2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{3019,587 / 2A}{200 / 2,5} + \frac{157,5 \cdot A / A + 3019,587 / 2A}{240} = 1$$

$$A = 87,39 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r_2^2 \rightarrow 87,39 = \pi \cdot r_2^2$$

$$r_2 = 5,27 \text{ mm}$$

$$\varnothing_2 = 10,54 \text{ mm}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratu da.

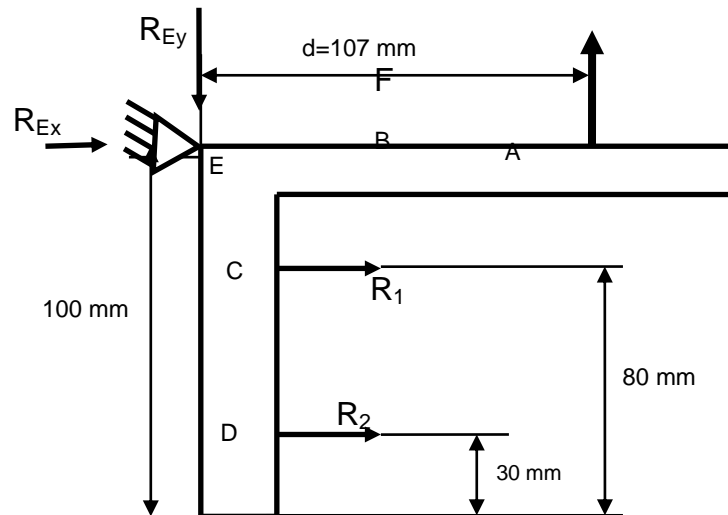
ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75

3.10. Taula Torlojuen dimentsioak; iturria: MAQUINAS; A.L. Casillas

Erreakzio honi dagokion hari metrikoa M12 hari metrikoa da.

Indarra gorantz aplikatuta dagoenean, beherantz aplikaturik dagoenean egin den kalkulu bera egingo da. Biraketa puntua ere aldatu egingo da kalkulu hau egiteko. Hurrengo irudian ikusten den bezala:



3.29. Irudia Goi topearen torlojuen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Indarra gorantz aplikatuta dagoenean, R_2 R_1 baino handiagoa izango da, indarren orekan ikusiko den bezala.

$$R_{Ey} = F = 13734 \text{ N}$$

Momentuen oreka E biraketa puntuan eginik,

$$\Sigma M_E = 0$$

$$R_1 \cdot 20 + R_2 \cdot 70 = 107 \cdot F$$

$$R_2 = \frac{7}{2} R_1$$

$$R_1 \cdot 20 + \frac{7}{2} R_1 \cdot 70 = 107 \cdot 13734$$

$$R_1 = 5545,43 \text{ N}$$

$$R_2 = 14420,7 \text{ N}$$

Erreakzio hauek ematen diren guneetan bi torloju kokatzen dira beraz, erreakzio hauen balioa erdira murrizten da, torloju bakoitzak balio bakoitzaren erdia jasanik.

$$R_1^T = \frac{R_1}{2} = \frac{5545,43 \text{ N}}{2} = 2772,715 \text{ N}$$

$$R_2^T = \frac{R_1}{2} = \frac{14420,7 \text{ N}}{2} = 7210,35 \text{ N}$$

Aurreko prozedura berdina jarraituko da. Izan ere, aukeratutako torlojuak ezaugarri berdinak izango dituzte. Hau da, Soderberg lerroaren azpitik dagoen tentsio egoera bat bilatuko da.

R_2^T erreakzioari dagokion torlojua kalkulatu da oraingoan:

$$\frac{R_2^T/2A}{\sigma_e/k_f} + \frac{F_{prek}/A + R_2^T/2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{7210,35 / 2A}{200/2,5} + \frac{157,5 \cdot A/A + 7210,35 / 2A}{240} = 1$$

$$A = 174,79 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r_2^2 \rightarrow 174,79 = \pi \cdot r_2^2$$

$$r_2 = 7,46 \text{ mm}$$

$$\phi_2 = 14,92 \text{ mm}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratuko da.

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	12.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10

3.11.Taula Torlojuen dimentsioak, iturria: MAQUINAS; A.L.Casillas

Erreakzio honi dagokion hari metrika M18 hari metrika da.

R_1^T erreakzioari dagokion torloju kalkulatu da:

$$\frac{R_1^T / 2A}{\sigma_e / k_f} + \frac{F_{prek} / A + R_1^T / 2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{2772,715 / 2A}{200 / 2,5} + \frac{157,5 \cdot A / A + 2772,715 / 2A}{240} = 1$$

$$A = 87,398 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r_1^2 \rightarrow 87,398 = \pi \cdot r_1^2$$

$$r_1 = 5,27 \text{ mm}$$

$$\phi_1 = 10,54 \text{ mm}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratuko da.

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.18	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10
30	3.5	27.727	25.07	494	30.38	25.45
33	3.5	30.727	28.07	619	33.38	28.45
36	4	33.402	30.37	724	36.43	30.80
39	4	36.402	33.37	875	39.43	33.80
42	4.5	39.077	35.67	999	42.49	36.15
45	4.5	42.077	38.67	1174	45.49	39.15
48	5	44.752	40.96	1318	48.54	41.50
52	5	48.752	44.96	1588	52.54	45.50
56	5.5	52.428	48.26	1829	56.60	48.86
60	5.5	56.428	52.26	2145	60.60	52.86

3.12.Taula Torlojuen dimentsioak;Iturria: MAQUINAS; A.L.Casillas

Torloju honentzat M12 hari metrikoa aukeratuko da.

R_1^T eta R_2^T egoeratarako indarra gorantz eta indarra beherantz aplikaturik dagoen egoeratarako torloju desberdinen kalkulua ematen da, beraz egoera biak konparaturik R_1^T bi balio desberdinetatik handiena hartuko da eta R_2^T bi balioetatik ere handiena. Horrela, baldintza biak beteko dira. Ondorioz, R_1^T erreakzioa jasan ahal izateko M20 hari metrikoa aukeratuko da, eta R_2^T erreakzioa jasateko M18 hari metrikoa hurrenez hurren.

3.2.4.- Hertz zuzeneko engranaje konikoak

Sateliteak eta planetarioak hertz zuzeneko engranaje konikoak izango dira. Beraien

arteko transmisio erlazioa $i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{16}{32} = 0,5$ dela.

Interferentzia konprobaketa: Gurpilek interferentziarik gabe engranatzeko dutela frogatu beharko da. Interferentziak agertu ezker, arazoak sor daitezke gurpiletan eta transmisio erlazioan. Beraz, lortutako perfil guztia bilkari bat izan dadin honako hau bete beharko da:

$$Z_v = \frac{z}{\cos \theta} \quad Z_v > 16$$

Gurpilaren hertz kopuru konikoa, Z_v , 16 baino handiagoa izan beharko da interferentziarik ez egoteko. Baldintza hau betetzen ez bada, zuzenketak egin beharko dira.

- Engranajeen dimentsioen definiziorako erabiliko diren formulak:
 - Modulua, m_n : Beraien artean engranatzeko duten gurpilek modulu berdina izan beharko dute. Aldi berean, modulu hau normalizatuta egon behar da.
 - Angeluak:
 - α , presio angelu erreala: $\alpha = 20^\circ$
 - Kono primitiboaren angelua: θ
 - Addendumaren angelua: $\alpha_c = \theta_c - \theta = \arctan (2 \sin \theta / z)$
 - Dedendumaren angelua: $\alpha_p = \theta - \theta_p = \arctan (2,5 \sin \theta / z)$
 - Kanpo angelua: θ_c
 - Barne angelua: θ_p
 - Altuerak:
 - Addendum: $h_c = m_n$ (3.24)

- Deddendum: $h_f = 1,25m_n$ (3.25)

- Hartzaren altuera: $h = h_c + h_f$ (3.26)

- Erradio primitiboa: $R = \frac{m_n \times z}{2}$ (3.27)

- Kanpo erradioa:

$$R_k = R + m_n \times \cos \theta + (v \times m_n \times \cos \theta), \quad (3.28)$$

non,

v: hartzari egindako zuzenketa

- Barne erradioa:

$$R_b = R - 1,25m_n \times \cos \theta - (v \times m_n \times \cos \theta), \quad (3.29)$$

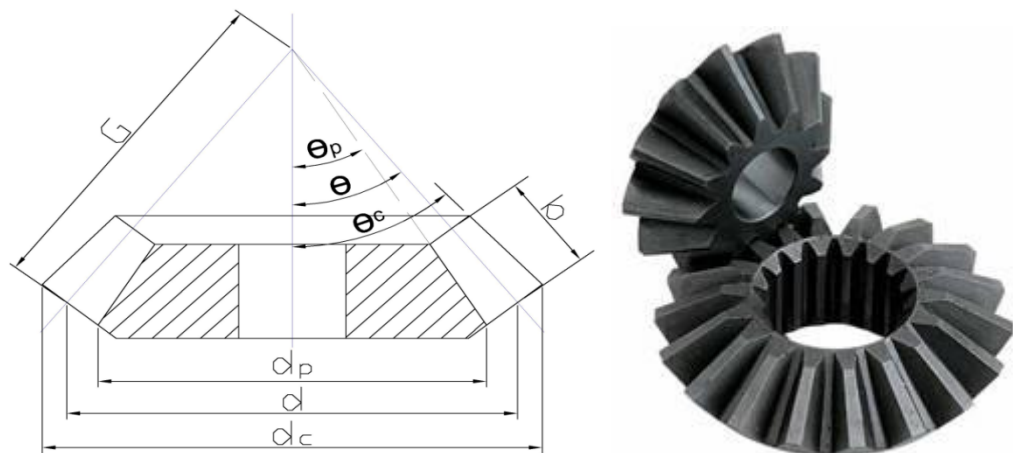
non,

v: hartzari egindako zuzenketa

- Sortzailea: $G = \frac{d}{2 \times \sin \theta}$ (3.30)

- Hartzaren luzera: $b = 4 \cdot m$ (3.31)

- Hartzaren lodiera: $e = \frac{m_n \times \pi}{2}$ (3.32)



3.30.Irudia:Hartz zuzeneko engranaje konikoak;Iturria: www.engranajesjuaristi.com

3.2.4.1.- Sateliteak

- Modulua, $m_n = 3 \text{ mm}$
- α , presio angelu erreala: $\alpha = 20^\circ$
- Hertz kopurua: $Z_1 = 16$ hertz
- Angeluak:
 - $\theta_1 = 26,56^\circ$

$$\tan \theta_1 = \frac{\sin \varepsilon}{i + \cos \varepsilon} = \frac{Z_1}{Z_2} = 0,5$$

non,

 ε : ardatzen arteko angelua. $\varepsilon = 90^\circ$

$$i = 0,5$$

- $a_c = 5,012^\circ$

$$\tan a_c = \frac{2 \times \sin \theta}{Z} = 0,0877$$

non,

$$Z = 16$$

$$\theta = 26,56^\circ$$

- $a_p = 6,256^\circ$

$$\tan a_p = \frac{2,5 \times \sin \theta}{Z} = 0,1096$$

non,

$$Z = 16$$

$$\theta = 26,56^\circ$$

$$\theta_c = \theta + a_c = 26,56^\circ + 5,012^\circ = 31,577^\circ$$

$$\theta_p = \theta - a_p = 26,56^\circ - 6,256^\circ = 20,304^\circ$$

- Altuerak

- Addendum: $h_c = m_n = 3 \text{ mm}$ (3.24)

- Dedendum: $h_f = 1,25m_n = 3,75 \text{ mm}$ (3.25)

- Hartzaren altuera: $h = h_c + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}$ (3.26)

- Erradio primitiboa: $R = \frac{m_n \times z}{2} = \frac{3 \times 16}{2} = 24 \text{ mm}$ (3.27)

- Kanpo erradioa: (3.28)

$$R_k = R + m_n \times \cos \theta = 24 + 3 \times \cos 26,56^\circ + 0 = 26,68 \text{ mm}$$

- Barne erradioa: (3.29)

$$R_b = R - 1,25m_n \times \cos \theta = 24 - 1,25 \cdot 3 \times \cos 26,56^\circ = 20,64 \text{ mm}$$

- Sortzailea: $G = \frac{d}{2 \times \sin \theta} = \frac{63}{2 \times \sin 37,87^\circ} = 51,31 \text{ mm}$ (3.30)

- Hartzaren luzera: $b = 4 \cdot m = 12 \text{ mm}$ (3.31)

- Hartzaren lodiera: $e = \frac{m_n \times \pi}{2} = 4,71 \text{ mm}$ (3.32)

3.2.4.2.- Planetarioak

- Modulua, $m_n = 3 \text{ mm}$

- α , presio angelu erreala: $\alpha = 20^\circ$

- Hertz kopurua: $Z_2 = 32 \text{ hertz}$

- Angeluak:

$$\theta_2 = 63,435^\circ$$

$$\tan \theta_2 = \frac{i \times \sin \varepsilon}{1 + i \times \cos \varepsilon} = \frac{Z_2}{Z_1} = 2$$

non,

ε : ardatzen arteko angelua. $\varepsilon = 90^\circ$

$$i = 0,5$$

- $a_c = 5,013^\circ$

$$\tan a_c = \frac{2 \times \sin \theta}{z} = 0,0877$$

non,

$$Z = 32$$

$$\theta = 63,435^\circ$$

- $a_p = 6,256^\circ$

$$\tan a_p = \frac{2,5 \times \sin \theta}{z} = 0,1096$$

non,

$$Z = 32$$

$$\theta = 63,435^\circ$$

$$\theta_c = \theta + a_c = 63,435^\circ + 5,013^\circ = 68,448^\circ$$

$$\theta_p = \theta - a_p = 63,435^\circ - 6,256^\circ = 57,179^\circ$$

- Altuerak

- Addendum: $h_c = m_n = 3 \text{ mm}$ (3.36.)

- Dedendum: $h_f = 1,25m_n = 3,75 \text{ mm}$ (3.25)

- Hartzaren altuera: $h = h_c + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}$ (3.26)

○ Erradio primitiboa: $R = \frac{m_n \times z}{2} = \frac{3 \times 32}{2} = 48 \text{ mm}$ (3.27)

○ Kanpo erradioa: (3.28)

$$R_k = R + m_n \times \cos \theta = 48 + 3 \times \cos 63,435^\circ + 0 = 49,342 \text{ mm}$$

○ Barne erradioa: (3.29)

$$R_b = R - 1,25m_n \times \cos \theta = 48 - 1,25 \cdot 3 \times \cos 63,435^\circ = 46,323 \text{ mm}$$

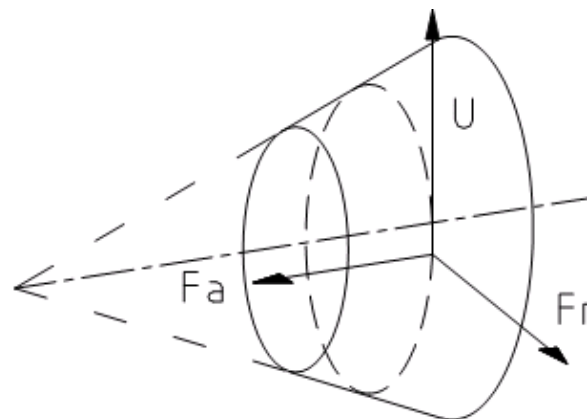
○ Sortzailea: $G = \frac{d}{2 \times \sin \theta} = \frac{81}{2 \times \sin 63,435^\circ} = 51,31 \text{ mm}$ (3.30)

○ Hartzaren luzera: $b = 4 \cdot m = 12 \text{ mm}$ (3.31)

○ Hartzaren lodiera: $e = \frac{m_n \times \pi}{2} = 4,71 \text{ mm}$ (3.32)

3.2.4.3.- Hartz zuzeneko engranajeen gaineko indarrak

Hartzaren gaineko indarrak, hartzaren hegalaren eta hartzaren luzeran erdiko puntuan kontzentratzen den indar baten bezala suposatzen da. Indarraren norabidean hartzaren presio angelua, α , eta gurpilaren angelu primitiboa, θ , dute eragina.



3.31. Irudia: Hartz zuzeneko engranajeek egiten dituzten indarrak; Iturria: www.monografias.com



3.32.Irudia: Hertz zuzeneko engranaje koniko sistema; iturria: www.directindustry.com

Satelitea eta planetarioak hertz zuzeneko engranaje konikoak dira, eta hauen artean emango diren indarrak hurrengo formulen bitartez definituko dira:

Horrela, kasu honetan ere, hiru osagaietan deskonposatzen den indar erresultantea izango dugu:

$$F = \sqrt{U^2 + F_r^2 + F_a^2} \quad (3.33)$$

U: indar tangenziala [kg-tan]

$$U = \frac{1432400 \times N}{n \times d}$$

non,

N: Potentzia [ZP-tan]

n: Pinoiaren birak minutuko [rpm]

d: Pinoiaren diametroa [mm]

F_r : indar erradiala [kg]

$$F_r = U \times \tan \alpha \times \cos \theta$$

non,

U: indar tangenziala [kg]

α : Presio angelua

θ : Kono primitiboaren angelua

F_a : Indar axiala [kg]

$$F_a = U \times \tan \alpha \times \sin \theta$$

non,

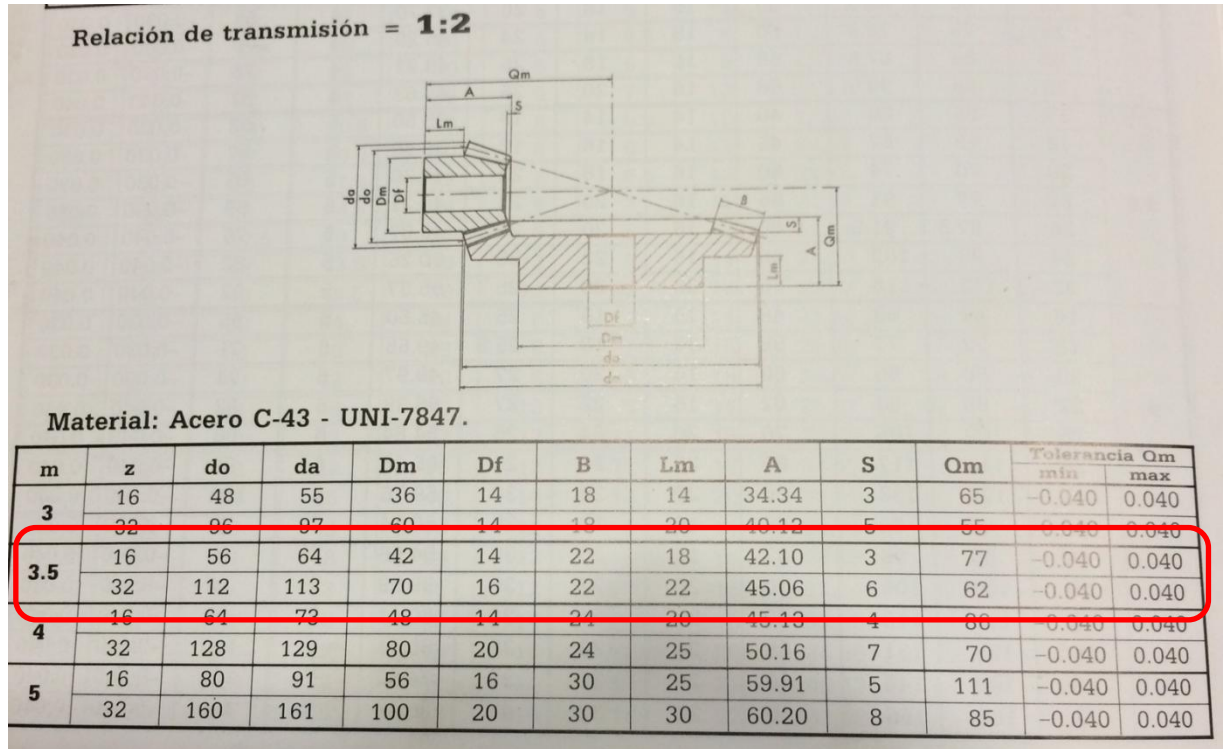
U: Indar tangenziala [kg]

α : Presio angelua

θ : Kono primitiboaren angelua

Engranaje sistema honek jasan beharko duen esfortzu bakarra, posiziorako erabiliko den piezen pisuaren eraginez jasandakoa izango da. Beraz, indarren formulak ez dira erabiliko, dimentsionatzeko balio dutenak soilik kontuan hartuko dira.

Esfortzu garrantzitsurik jasango ez dutenez, elementu komertzial bezala aukeratuko dira. DIN 3971 arauaren arabera dimentsionatutako hortz zuzeneko engranaje konikoak aukeratuko dira. Horretarako, aurretik kalkulatu dimentsioetan oinarrituz, engranaje sistema osoa aukeratuko da, bai planetarioa eta bai satelitea.



3.33.Irudia: Hertz zuzeneko engranaje konikoen dimentsioak; Iturria: Cabiagliary

Relación	m	Par dinámico Md		Par estático Ms		D 1	D 2
1:2	1	6,5	Nm	17,2	Nm	6	7
	1,5	23,5	Nm	61,5	Nm	9	11
	2	52,3	Nm	137	Nm	12	15
	2,5	102	Nm	267	Nm	15	19
	3	176	Nm	460	Nm	18	22
	3,5	287	Nm	745	Nm	21	26
	4	416	Nm	1086	Nm	24	30
5	808	Nm	2114	Nm	30	37	

3.34.Irudia Hertz zuzeneko engranaje konikoen dimentsioak; Iturria: Cabiagliary

Gainera, aukeratutako engranaje sistemak DIN-3991 arauak ezarritako esfortzuen arabera neurtutako balioak jasango ditu. Makina honetan izango duen aplikaziorako nahikoa izango dena.

3.2.5.- Aluminiozko euskarri plaka

Aluminiozko plaka honen funtzioa, multzo higikorreko pieza guztiak bere tokian finko eustea izango da. Baina, makina funtzionatzen hasten denean multzo honetako pieza guztiak berarekin batera mugitzea ahalbidetuko du. Pieza honen beste funtzio bat, multzo honetako pieza guztiek jasaten dituzten esfortzuak makinaren egiturara transmititzea da.

Erresistentziaren kalkulari dagokionez, ez da beharrezkoa izango. Izan ere, hain pieza handia izango denez, tentsio baxua jasango du, eta beraz, zurruntasuna emateko beharrezkoa izango da sekzio nahikoa ematea.

Aukeratu den aluminio mota, 6061 AlMgSiCu aluminioa da, eta bere ezaugarriak ondorengoak direlarik.

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 540 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 460 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 160$

Aurrerago azalduko dira plaka honen dimentsioak, 4.Dokumentuan, hain zuzen.

3.2.6.- Kokapenerako behe torlojua

Kokapen torloju honen zeregina, bere izenak adierazten duen bezala eta aurreko dokumentuan(2.Dokumentua-Memoria) adierazi den bezala, torloju honekin motelgailua dagokion lekuan ajustatzen da. Gainera, torloju hau izango da motelgailuak sortzen dituen esfortzuak, multzo higikorraren behealdetik, behe topera transmititzeko arduraduna.

Torloju honen albo bietara kokatuta doazen bi zutabe horien funtzioa gida funtzioa izanik gehienbat.

Torloju honen fabrikaziorako erabiliko den materiala F-111 altzairua izango da. Torlojua berez normalizatua egongo da, baina, 3.2.2.3 puntuan eta 3.2.3.3. puntuan egin den bezala, zein diametro normalizatu aukeratu jakiteko kalkuluak egingo dira.

		CARACTERISTICAS MECANICAS											
TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	OBSERVACIONES	R		E		A		Σ	ρ	DU	
				RESISTENCIA Kgs./mm ²		ELASTICIDAD Kgs/mm ²		ALARGAMIENTO O %		ESTRICCION %	RESILIE NCIA Kas./cm ²	BRINELL	
CEROS AL CARBON	F-111	115	NORMALIZADO	38-48		25-30		28-23			24-18	110-135	
	F-112	125	NORMALIZADO CON ACRITUD	48-35	50-70	30-35	32-42	24-18	19-10		18-13	135-160	140
	F-113	135	NORMALIZADO CON ACRITUD, TEMPLADO Y REVENIDO	55-62	55-70	30-40	35-42	18-16	18-10		13-10	150-170	160

3.12.Taula Altzairuaren ezaugarriak;Iturria:AL-KO

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 300 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 480 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 135$

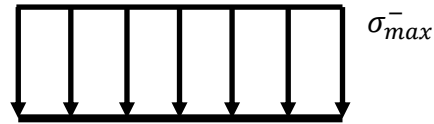
Kasu honetan egingo diren kalkuluak, lehenik, neke kalkulua izango da eta kalkulu honetatik ematen duen emaitza egiaztatzeko, eraikuntzako kodigo teknikoan erabiltzen den gilbordura kalkulua egingo da.

3.2.6.1.- Neke kalkulua

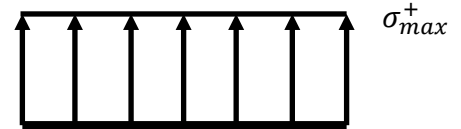
Torloju honen neke kalkulua burutzeko motelgailua eusteko buloiean egindako kalkulu bera burutuko da. Lehenengoz, torlojuak jasaten duen esfortzua nolakoa den aztertu behar da eta esfortzu horren izaeraren arabera, tentsioa ere mota batekoa edo bestekoa izango da.

Torloju honek jasaten duen tentsioa konpresiozko edo trakziozko tentsioa izanik, torlojuaren edozein sekziok izango duen tentsio egoera ondorengoa izango da:

Indarra beherantz aplikaturik dagoenenan



Indarra gorantz aplikaturik dagoenenan



3.35. Irudia: Tentsio normalaren banaketa, iturria: Berezko egitea 3.36. Irudia: Tentsio normalaren banaketa, iturria: Berezko egitea

Bi egoera hauetan tentsioaren balioa berdina izango da, eta izaera ziklikoa izango duenez, batzuetan kontrako noranzkoan emango da. Beraz, bata edo bestea hartu emaitzan ez da ezer aldatuko, baina, neke portaera hobea duela konpresiozko egoera batek trakziozko batek baino. Beraz, trakziozko tentsio egoerarekin burutuko dira neke kalkuluak.

Jakina da motelgailuaren indar maximoa zenbatekoa den, hasierako baldintzetako bat baita.

$$F = 13734 \text{ N}$$

Eta tentsioa ondorengoa izanik:

$$\sigma_r^+ = \frac{F}{A_T} \quad (3.15)$$

non, σ_r^+ : Torlojuan emango den trakziozko tentsio maximo alternoa.

F : Motelgailuak sorturik indarra.

A_T : Torlojuaren sekzio erresistentearen azalera.

$$\sigma_r^+ = \frac{13734}{\pi \cdot r^2}$$

Tentsio jakinda, neke kalkulua hasteko beharrezkoak diren faktoreak kalkulatu dira.

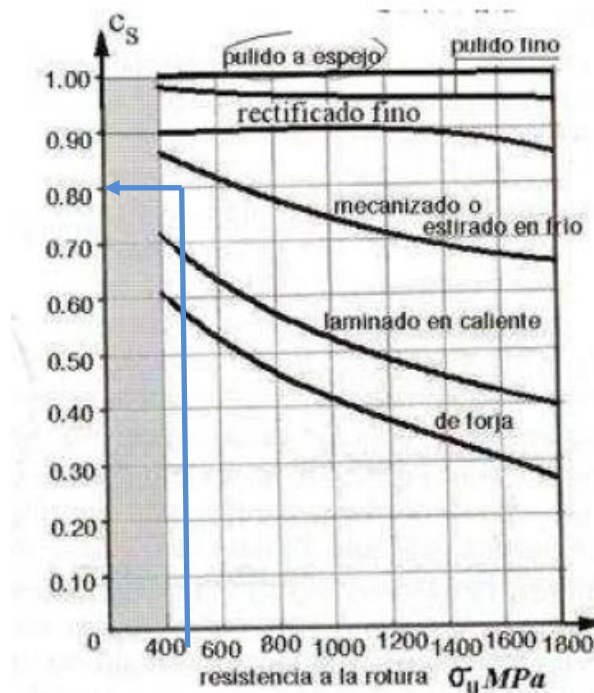
Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 480 \text{ MPa} = 240 \text{ MPa}$$

Piezaren diseinua dela eta, bai gainazal akaberrak, tamainak, lan egiteko erak, eta abarrek eragina dute tentsio kontzentrazioak sortzeko orduan. Horietako bakoitzak sortzen duen tentsio kontzentrazioa kantutan hartzeko, buloiean egin den bezala, koefiziente batzuk kontutan hartzen dira.

Gainazal akabera dela eta, torloju bat denez, azkeneko egin den gainazal akabera mekanizatzea izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefiziente (C_s) aterako da:



3.37. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizienteak; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_u = 480 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,85$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, oraindik ez dakigu zenbateko sekzioa izango duen, beraz, $C_d = 1$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek era axialean lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

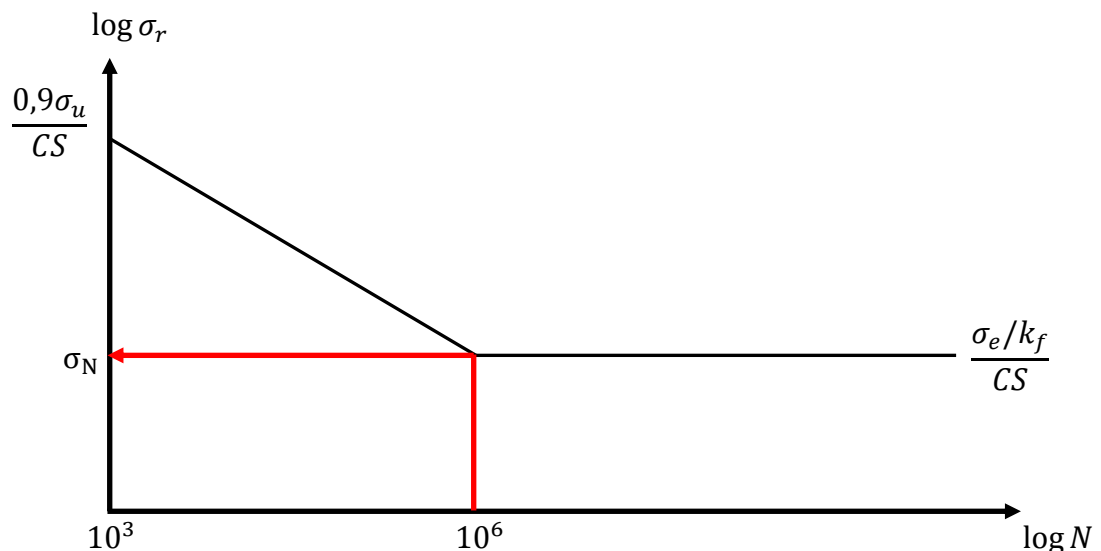
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 240 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,9 = 184 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez, $k_f = 2,5$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Pieza honek bizitza infinitua izan dezan, Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da.



3.38.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioa bizitza infinitua izateko beharrezkoa den tentsio mugarekin berdintzen da.

$$\sigma_N = \sigma_r^+ = \frac{\sigma_e/k_f}{CS} = 184 \text{ MPa}$$

non,

σ_N : Piezak jasaten duen tentsio alternoa.

σ_{\max}^b : Piezak jasaten duen tentsioaren balioa.

σ_e : Neke limitea.

k_f : Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

CS: Segurtasun koefizientea. CS = 1,5

$$\sigma_r^+ = \sigma_N = \frac{13734 \text{ N}}{\pi \cdot r^2 \text{ mm}^2} = 184 \text{ MPa}$$

$$r = 8,26 \text{ mm}$$

$$\varnothing = 16,53 \text{ mm}$$

Neke kalkuluarekin sekzioaren diametro hau ematen da balio minimo moduan, baina torloju normalizatu bat izanik, diametro honi dagokion diametro normalizatua aukeratu da. Horretarako hurrengo taulara joko da:

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10

3.13.Taula: Torlojuen dimentsioak; iturria: MAQUÍNAS; A.L.Casillas

Kalkulatutako diametro horri dagokion diametro normalizatua M20 hari metrikoarena izango da. Hurrengo pausua, aukeratutako diametro normalizatu horrekin eraikuntzako kodigo teknikoan (CTE) erabiltzen den gilbordura kalkulua burutzea izango da.

3.2.6.2.- Gilbordura kalkulua(CTE)

Kasu honetan, bi muturrak landatuta daudela ikusten da.

Tabla 6.1 Longitud de pandeo de barras canónicas

Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	biempotrada desplazable	en ménsula
Longitud L_k	1,0 L	0,5 L	0,7 L	1,0 L	2,0 L

3.14.Taula: Gilbordura luzera; turria: CTE

CTE-ko taula honetatik gilbordura luzera, kasu honetan luzera errearen erdia izango dela adierazten du.

$$L_k = 0,5 \cdot L$$

non, L_k : Gilbordura luzera.

L : Luzera erreala.

$$L_k = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 700 \text{ mm} = 350 \text{ mm}$$

Sekzio erresistentearen inertzia momentua kalkulatzea ere ezinbestekoa da.

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4$$

non, I : Sekzio erresistentearen inertzia momentua.

r : Sekzioaren erradioa.

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4 = \frac{\pi}{4} \cdot 9,188^4 = 5597,239 \text{ mm}^4$$

CTE-SE-A dokumentuko 34.orrialdeko 6.3.2.1 puntuan azaltzen diren argibideei jarraituz egingo da kalkulu hau.

6.3.2.1 Barras rectas de sección constante y axil constante

- 1 Se denomina esbeltez reducida $\bar{\lambda}$, a la raíz cuadrada del cociente entre la resistencia plástica de la sección de cálculo y la compresión crítica por pandeo, de valor

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} \quad (6.18)$$

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I$$

siendo

E módulo de elasticidad;

I momento de inercia del área de la sección para flexión en el plano considerado;

L_k longitud de pandeo de la pieza, equivalente a la distancia entre puntos de inflexión de la deformación de pandeo que la tenga mayor. Para los casos canónicos se define en la tabla 6.1 en función de la longitud de la pieza. Para condiciones diferentes para la carga axial o la sección se define en apartados posteriores.

3.39.Irudia: Zutabeen lerdentasuna eta indar kritikoa; Iturria: CTE

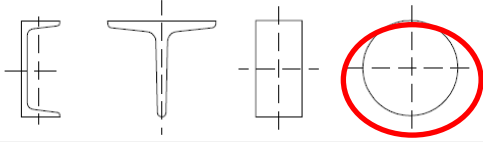
Argibide hauek izanik, N_{cr} izango da lehena kalkulatu dena:

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{350}\right)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5597,239 = 132884,01 \text{ N}$$

Lerdentasun murriztua kalkulatu da orain:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{213 \cdot 275}{132884,01}} = 0,712 < 2$$

Lerdentasuna jakinda, sekzioaren itxura dela eta gilbordura koefizientea kalkulatzeko da hurrengo pausua.

Tipo de sección	Tipo de acero		S235 a S355		S450	
	Eje de pandeo ⁽¹⁾		y	z	y	z
Perfiles simples U, T, chapa, redondo macizo						
			c	c	c	c

3.15.Taula:Barren sekzioaren araberako hizki aukeraketa;Iturria:CTE

C hizkia izanik dagokiona, eta lerdentasuna ($\lambda = 0,712$) ezaguna izanik, gilbordura koefizienteen taulara joko da:

Tabla 6.3 Valores del coeficiente de pandeo (χ)

Esbeltez reducida	Curva de pandeo				
	a ₀	a	b	c	d
Coefficiente (α) de imperfección	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
≤ 0,20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

⁽¹⁾ esbeltez intolerable en los elementos principales
⁽²⁾ esbeltez intolerable incluso en elementos de arriostamiento

3.16.Taula:Gilbordura koefizientearen balioak;Iturria:CTE

Lerdentasunaren balioa taula honetan agertzen ez denez, kalkulaturako lerdentasun balioari dagokiona interpolazio linealaren bidez kalkulaturiko da.

$$\left. \begin{array}{l} c \text{ hizkia} \\ \lambda = 0,712 \end{array} \right\} \begin{array}{l} 0,7 \text{ ———— } 0,72 \\ 0,712 \text{ ———— } \chi \\ 0,8 \text{ ———— } 0,66 \end{array}$$

$$\frac{0,712 - 0,7}{0,8 - 0,7} = \frac{\chi - 0,72}{0,66 - 0,72}$$

$$\chi = 0,71$$

Gilbordura koefiziente zehatza izan ondoren, CTE-k dioenaren arabera, sekzio honekin eta ezaugarri hauek dituen pieza batek gilbordura fenomeno jasan dezan aplikatu dakioken indar minimoa kalkulatu da.

Como capacidad a pandeo por flexión, en compresión centrada, de una barra de sección constante, puede tomarse

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} \quad (6.17)$$

siendo

A área de la sección transversal en clases 1, 2 y 3, o área eficaz A_{eff} en secciones de clase 4,

f_{yd} resistencia de cálculo del acero, tomando $f_{yd} = f_y / \gamma_{M1}$ con $\gamma_{M1} = 1,05$ de acuerdo a 2.3.3

χ coeficiente de reducción por pandeo, cuyo valor puede obtenerse en los epígrafes siguientes en función de la esbeltez reducida y la curva de pandeo apropiada al caso.

3.40.Irudia: Gilbordura emateko behar den esfortzu minimoa; **Iturria:** CTE

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd}$$

$$N_{b,Rd} = 0,71 \cdot 213 \cdot \frac{275}{1,05} = 47836,25 \text{ N}$$

Beraz, $N_{b,Rd} > F$ izanik, pieza honek gilbordura erraz jasango du eta ez da fenomeno hau agertuko.

Gilbordura kalkulua egin ondoren, aukeratu den hariak bi baldintzak bete dituela ondorioztatu daiteke. Neke kalkulua gainditzen du eta gilbordura kalkulua ere, beraz, Tr20x4 hari metrikua egokia da aplikazio honetarako.

3.2.7.- Errodamendu axiala kokatzeko plaka

Plaka hau lotzeko erabiliko diren torlojuen kalkulua egingo da. Kalkulu hauek 48. orriko 3.2.2.3 puntuan egindako kalkuluak bezala burutuko dira.

Lehenik zenbat torloju jarriko diren erabakiko da. Plaka honek lau torloju izango ditu beraz, motelgailuak sortzen duen indarra lau zatitan egin beharko da torloju bakoitzak jasan behar duen erreakzioa zein den kalkulatzeko.

$$F = 13734 \text{ N}$$

$$F_T = \frac{13734 \text{ N}}{4} = 3433,5 \text{ N}$$

non,

F_T : Torloju bakoitzak jasan behar duen indarra.

Zein torloju mota jarriko den erabakitzeko hurrengo taulara joko da:

Clase	Rango de diámetros	Tensión de prueba	Tensión de fluencia	Tensión de rotura
4.6	M5-M36	225	240	400
4.8	M1.6-M16	310	340	420
5.8	M5-M24	380	420	520
8.8	M3-M36	600	660	830
9.8	M1.6-M16	650	720	900
10.9	M5-M36	830	940	1040
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220

3.16. Taula: Torlojuen ezaugarriak; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Erabiliko den torloju mota 4.6 klasekoa izango da. Beraz, klase horretakoa diren ezaugarriak kontuan hartuko dira.

$$\sigma_{\text{prek}} = 0,7 \cdot \sigma_{\text{proba}}$$

$$\sigma_{\text{prek}} = 0,7 \cdot 225 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{prek}} = 157,5 \text{ MPa}$$

Indar medio eta alternoaren balioak kalkulatzeko jarraian azaltzen diren formulak erabiliko dira:

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (3.22)$$

$$F_r = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (3.23)$$

non, F_m : Indar medioa.

F_{\max} : Indar maximoa.

F_{\min} : Indar minimoa.

Bi egoera hauetatik indar alternoaren eta medioaren balioak kalkulatu dira:

$$F_{\max} = F_{\text{prek}} + R \cdot C$$

$$F_{\min} = F_{\text{prek}}$$

non, R: Torlojuak jasaten duen erreakzioa.

C: Zein portzentajetan banatzen den esfortzua pieza eta torlojuaren artean.

F_{prek} : Prekarga indarra.

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{(F_{\text{prek}} + R \cdot C) + F_{\text{prek}}}{2} = F_{\text{prek}} + \frac{R \cdot C}{2}$$

$$F_r = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{(F_{\text{prek}} + R \cdot C) - F_{\text{prek}}}{2} = \frac{R \cdot C}{2}$$

Soderberg lerroan tentsioak kokatu behar dira, beraz, kalkulatu dauzkagun indarretatik tentsioak kalkulatu behar dira:

$$\sigma_m = \frac{F_{\text{prek}}}{A} + \frac{R}{2A}$$

$$\sigma_r = \frac{R}{2A}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktore kontserbakorra hartuko da, $k_f = 2,5$.

39. orrialdean egin den bezala Soderberg-en lerroaren azpitik edo minimo 106-ko bitzta izateko torlojuek izan behar duten azalera minimoa kalkulatu da.

R_1^T erreakzioari dagokion torlojua kalkulatu da:

$$\frac{R_1/2A}{\sigma_e/k_f} + \frac{F_{prek}/A + R_1/2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{3433,5/2A}{200/2,5} + \frac{157,5 \cdot A/A + 3433,5/2A}{240} = 1$$

$$A = 83,236 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \rightarrow 83,236 = \pi \cdot r^2$$

$$r = 5,147 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{\phi_1 = 10,295 \text{ mm}}}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratu da.

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75

3.17.Taula: Torlojuen dimentsioak; iturria: MAQUÍNAS; A.L.Casillas

Torloju honentzat M12 hari metrikoa aukeratu da.

3.2.8.- Multzo higikorreko gida linealak

Gidek jasan behar duten piezen pisua ondorengo da:

$$M = 110 \text{ kg}$$

$$Pisua = 110 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 1079,1 \text{ N}$$

non, M : Gidek jasan behar duten piezen masa.

Motelgailuak egiten duen indarra:

$$F = 13734 \text{ N}$$

Gidek jasan behar duten karga totala:

$$F_T = Pisua + F = 1079,1 \text{ N} + 13734 \text{ N}$$

$$F_T = 14813,1 \text{ N}$$

Momentu estatikoaren balioa kalkulatzeko indarra aplikatuta dagoen puntutik gida linealen grabitate zentroraino dagoen distantzia kontuan hartu behar da.

$$M_E = F_T \cdot d$$

non, M_E : Gidek jasan behar duten momentu estatikoa.

F_T : Gidek jasan behar duten karga totala.

d : Indarraren aplikazio puntutik giden grabitate zentrorainoko distantzia

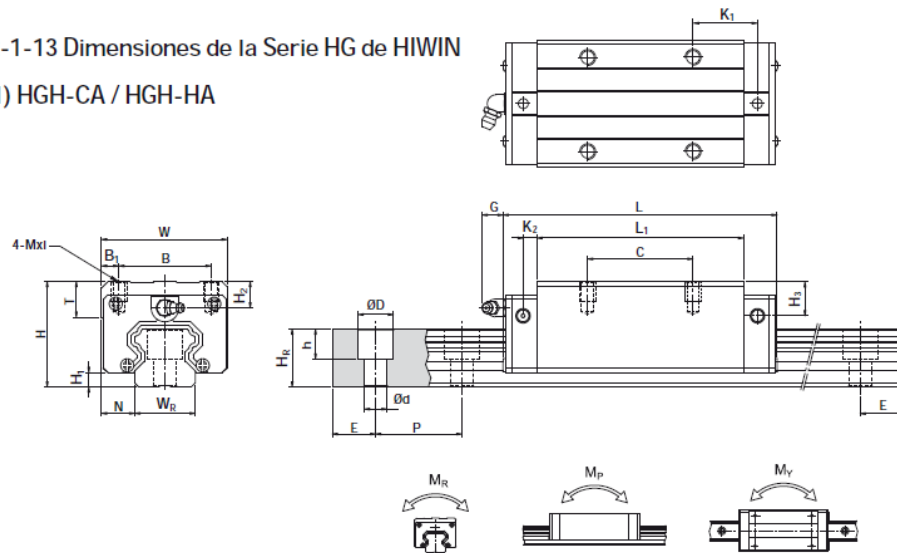
$$M_E = 14813,1 \text{ N} \cdot 152 \text{ mm}$$

$$M_E = 2251591,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Beharrezkoak diren karga guztiak kalkulatu direnean, katalogora joko da eta gida lineal bat aukeratuko da ondorengo bidez kalkuluak egiteko.

Aukeratuko diren gida lineala Hiwin gida izango da aurretik aipatu bezala eta HG seriea izango da aplikazio honetarako aukeratua.

2-1-13 Dimensiones de la Serie HG de HIWIN
(1) HGH-CA / HGH-HA



3.41. Irudia: Gida linealen dimentsioak; Iturria: www.hiwin.com

Behin seriea aukeratu denean, serie honetako gida bat aukeratu behar da, aurretik kalkulatu diren kargak kontuan izanik.

Modelo N°	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patin (mm)													Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática C ₀ (kN)	Maximo Momento Estatico			Peso				
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	Mxl	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h				d	P	E	M _R (kN-m)	M _P (kN-m)	M _Y (kN-m)	Patín (kg)	Rail (kg/m)
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45
HGH 20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21
HGH 20HA							50	65.2	92.2	12.6															21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.39	
HGH 25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	16.8	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21
HGH 25HA							50	78.6	104.6	19.6															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.69	
HGH 30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47
HGH 30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.16	
HGH 35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30
HGH 35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.92	
HGH 45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41
HGH 45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	3.61	
HGH 55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08
HGH 55HA							95	155.8	204.8	36.4															139.35	196.20	4.88	4.57	4.57	5.49	
HGH 65CA	90	15	31.5	126	76	25	70	144.2	200.2	43.1	14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	163.63	213.53	6.63	4.21	4.21	7.00	21.18
HGH 65HA							120	203.6	259.6	47.8															208.36	303.13	9.38	7.38	7.38	9.82	

3.18. Taula: Gida linealen ezaugarri eta dimentsioak; Iturria: www.hiwin.com

Karga baldintzak kontuan izanik, aukeratu den gida lineala, HGH 45HA izango da. Gida hau aukeratu izan ere, karga estatikoak gainditzeko ez du arazorik izango, baina momentu estatikoa jasateko behar den baliora gehien ajustatzen dena baita. Izan ere, interesatzen den momentua M_p -ren balioa da eta gidak $2,68 \text{ kN} \cdot \text{m}$ -ko ahalmena du,

kalkulatutako momentuarekin konparatuz, bere balioa $2,25 \text{ kN} \cdot \text{m}$ izanik, ahalmen nahikoa izango du.

Giden bizitza erabilgarria kalkulatzeko, gida hauen katalogoak gidak jasaten dituen kargen distribuzioaren arabeko kalkuluak egiten ditu.

Modelo	Disposición de la Carga	Carga en un patin
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2c} - \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{11} - P_{13} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{12} - P_{14} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

3 W: Peso aplicado
 F: Fuerza externa
 c: Distancia entre ralles
 P_n: Carga (radial, radial inversa), n=1-4
 P_n: Carga (lateral), n=1-4
 d: Distancia entre patines
 a,b,k: Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza externa hasta el centro geométrico
 l: Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza externa hasta el punto de transmisión
 h: Distancia desde el centro de gravedad hasta el punto de transmisión

3.43.Irudia: Gida linealen esfortzu ezberdinak; iturria: www.hiwin.com

Katalogoak eskaintzen dituen erabaki guztietatik gure egoera aurreko taulan aukeratu dena izango da. Beraz, egoera horri dagokion kalkuluak egingo dira bizitza erabilgarria kalkulatzeko.

$$P_1 \sim P_4 = \frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d} \quad (3.35)$$

non,

$P_1 \sim P_4$: Giden patinek jasango duten indar maximoa.

W : Patinek jasango duten pisua.

h : Puntu estatikotik mugimendu sistemaren grabitate zentrorara arteko distantzia.

d : Bertikalean gida batetik bestera dagoen distantzia.

F : Aplikaturiko indarra.

l : Puntu estatikotik indarraren aplikazio puntura arteko distantzia.

Kalkulu hau burutzeko, aurreko datu hauek ezagunak dira:

$$W = 1,0791 \text{ kN}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

$$d = 800 \text{ mm}$$

$$F = 13734 \text{ N}$$

$$l = 222 \text{ mm}$$

$$P_1 \sim P_4 = \frac{1,0791 \cdot 20}{2 \cdot 800} + \frac{13,734 \cdot 222}{2 \cdot 800}$$

$$P_{max} = |P_1 \sim P_4| = 2,56 \text{ kN}$$

Prekarga sartu dakioke gidei baina prekarga altu batek zurruntasuna handitzeaz gain bizitza erabilgarria murriztuko luke. Beraz, normalean Z_0 prekarga sartzen da.

$$P_c = P_{max} = 2,56 \text{ kN}$$

Bizitza erabilgarria kalkulatu da.

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^3 \cdot 50 \quad (3.36)$$

non,

L : Bizitza erabilgarria.

f_h : Gogortasun faktorea.

f_t : Tenperatura faktorea.

C : Karga dinamikoaren ahalmena.

f_w : Karga faktorea.

P_c : Prekarga indarra.

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 94,54}{2 \cdot 2,56} \right)^3 \cdot 50 = 314,7792 \text{ km}$$

Bizitza erabilgarria behin kalkulatu, zerbitzu bizitza kalkulatu behar da.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{V_c \cdot 60} \quad (3.37)$$

non,

L_h : Zerbitzu bizitza.

L : Bizitza erabilgarria.

V_c : Gidak mugituko diren abiadura lineala.

$$V_c = 0,393 \frac{m}{s} \cdot \frac{60 s}{1 min} = 23,58 \text{ m/min}$$

$$L_h = \frac{314,7792 \cdot 10^3}{23,58 \cdot 60} = 222,49 \text{ h}$$

Aukeratu den gida lineala egokia da, izan ere, bizitza nominala oso handia da. Gainera, funtzionamenduan izango duten ibiltartea 50 mm-takoa izango da

Zerbitzu bizitzari dagokionez, patinak ez dira beti abiadura berean mugituko, beste kasuetan izango duten abiadura motelagoa izango denez gehiago iraungo dute. Beste motelgailu bat ensaiatzen denean egingo den indarra baxuagoa izango da baita ere, beraz, gidak gehiago iraungo dute. Gainera, abiadura maximo hori, entsegua burutzeko bezeroak eskatzen duenean soilik erabiliko da.

Hiwin HGH 45HA gida lineala izango da aukeratutakoa.

3.2.9.- Multzo estatikoko euskarria

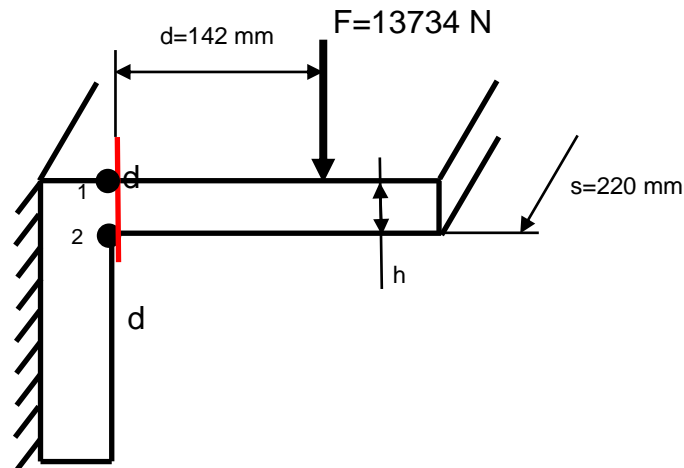
Pieza honi dagokion materialaren kasuan, fabrikatzeko aukeratu den materiala, F-114 edo DIN CK-45 altzairua izango da. Izan ere, material honek dituen propietateak direla eta, aplikazio honetarako altzairu egokia izango da.

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 450 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 700 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 210$
- Tentsio ebakitzailaren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 225 \text{ N/mm}^2$

CATEGORIA ESPAÑOLA: INSTITUTO DEL HIERRO Y DEL ACERO				CARACTERÍSTICAS MECANICAS									
GRUPOS	TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	S	RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO O %	ESTRICCION %	RESILIENCIA Kas./cm ²	DUREZA			
										BRINELL	ROCKWELL		
ACEROS	F-113	135	MPLADO Y	55-62 55-70 55-65	30-40 35-42 35-40	18-16 18-10 18-14		13-10 10-8 13-10	150-170 160- 210 150-205				
	F-114	145	MPLADO Y	62-70 70 65- 70	42-40 42 40- 45	16-13 13 14-12		10-7 6 10-7	165-185 190- 210 185-210				
	F-115	155	MPLADO Y	70-75 78 70- 90	42-45 65 45- 75	13-11 11 12-8		7-5 7-2	200-220 213- 233 190-270				

3.19.Taula: Altzairuaren ezaugarriak;Iturria:AL-KO

Piezaren irudi hurbildu bat adieraziko da ondoren, bertan eragina duten indarrak adieraziz.



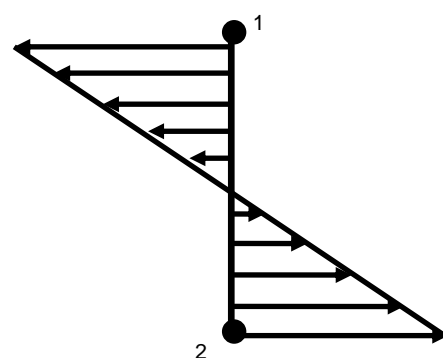
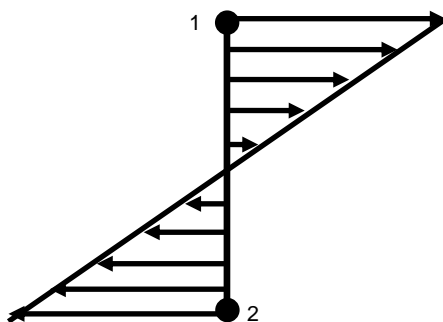
3.44.Irudia: Multzo estatikoko euskarriak jasan behar dituen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Piezak horrelako itxura izanik, eta F indarra ikusirik, nahiz eta, bere noranzkoa balio berdinekoa baina kontrakoa izan daitekeen, $d-d$ sekzioa dela kritikoena ikusten da. Izan ere, landatuta dagoela kontsideratzen da, izan ere, aurretik esan bezala, bi piezek osatutako pieza hau lortzeko, bi piezen arteko lotura soldadura motakoa izango da. Soldadura $d-d$ sekzioan eginik.

$d-d$ sekzio horretako tentsio egoera ondorengoa izango da:

1.egoera: indarrak beherantz eragiten duenean

2.egoera: indarrak gorantz eragiten duenean



3.45.Irudia: Tentsio normalaren banaketa; Iturria: Berezko egitea 3.46.Irudia: Tentsio normalaren banaketa; Iturria: Berezko egitea

F-ren balioa berdina izanik, bi egoeretan 1 eta 2 puntuak izango duten tentsioa berdina izango da, baina noranzkoa aldatzen denez, egoera baten trakzio egoera izango du eta hurrengoan konpresiozkoa. Beraz, tentsio makurtzailea izango da **d-d** sekzioan tentsiorik kaltegarriena.

Tentsio makurtzailea izanik **d-d** sekzioan, motelgailuak eragiten duen F indarrak sortzen duen momentua kalkulatu da:

$$M_d = F \cdot d$$

$$M_d = 13734 \text{ N} \cdot 142 \text{ mm} = 1950228 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Behin momentua izanda, momentu horrek eragiten duen tentsioa kalkulatu da:

$$\sigma_{d-d}^{M_d} = \frac{M_d \cdot y_{max}}{I} \quad (3.1)$$

non, $\sigma_{d-d}^{M_d}$: d-d sekzioan M_d momentuak sortzen duen tentsioa.

y_{max} : Zeharkako sekzioan, lerro neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I : d-d sekzioaren inerti momentua.

$$\sigma_{d-d}^{M_d} = \frac{1950228 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{h}{2} \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 220 \cdot h^3 \text{ mm}^4}$$

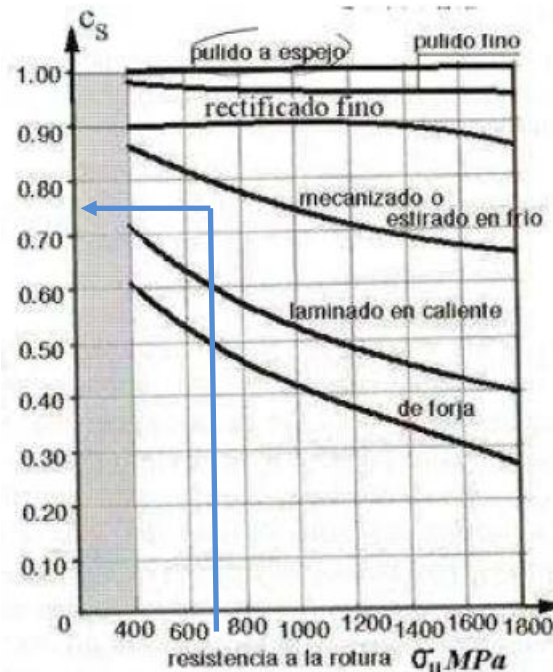
Tentsio makurtzailea jakinda, sekzioaren lodiera kalkulatzeko zein metodo erabiliko den zehaztu behar da. Multzo higikorreko goi eta behe topeak kalkulatu diren bezala (3.2.3.puntuan) kalkulatu da multzo estatikoko euskarria. Hau da, lehenik neke kalkulu bat egingo da, izan ere, aplikatutako indarraren izaera ziklikoa baita. Eta ondoren, zurruntasun kalkulu bat burutuko da deflekzioa onargarria den edo ez konprobatzeko.

3.2.9.1.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 700 \text{ MPa} = 350 \text{ MPa}$$

Gainazal akaberari dagokionez, hurrengo grafikotik lortzen da:



3.47.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 700 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,8$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,85$ izango da.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0,9 - 0,8/0,8 - 0,7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honek b-b sekzioan bai flexiora eta axialera lan egingo du, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0,7 - 0,9/0,85/0,5 - 0,7$

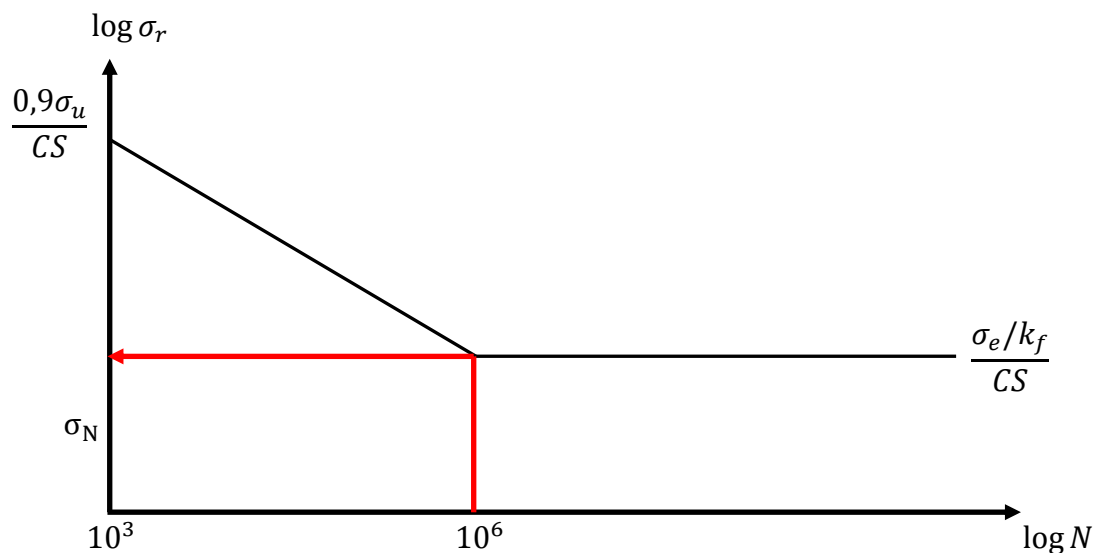
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 350 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 1 = 238 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez, $k_f = 2$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Pieza honek bizitza infinitua izan dezan, Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da.



3.48.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa;Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioa bizitza infinitua izateko beharrezkoa den tentsio mugarekin berdintzen da.

$$\sigma_N = \sigma_{\max}^d = \frac{\sigma_e/k_f}{CS} = 79,33 \text{ MPa}$$

non,

σ_N : Piezak jasaten duen tentsio alternoa.

σ_{\max}^d : Piezak jasaten duen tentsioaren balioa.

σ_e : Neke limitea.

k_f : Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

CS: Segurtasun koefizientea. CS = 1,5

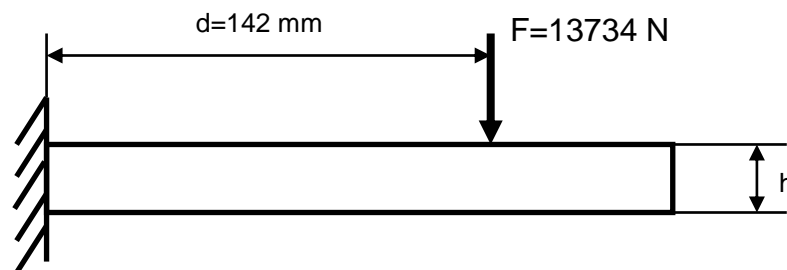
$$\sigma_{d-d}^{M_c} = \sigma_N = \frac{1950228 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{h}{2} \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 220 \cdot h^3 \text{ mm}^4} = 79,33 \text{ MPa}$$

$$h = 25,89 \text{ mm}$$

Zurruntasun kalkulua bat egin behar da lehenago.

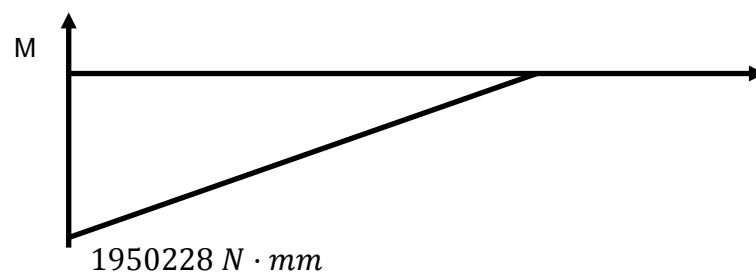
3.2.9.2.- Zurruntasun kalkulua

Piezaren zati horizontala harturik deflexio kalkulua egiteko, ondoren piezaren irudi sinplifikatu bat adieraziko da.



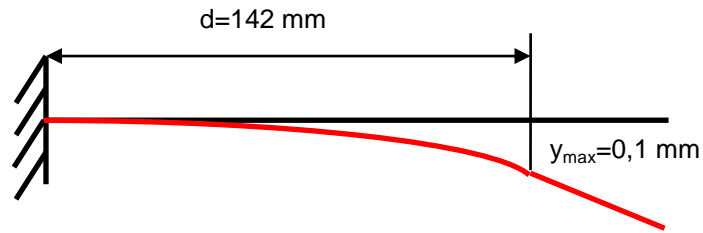
3.49.Irudia: Miltzo estatikoak jasango dituen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Egoera honi dagokion momentu diagrama:



3.50.Irudia: Miltzo estatikoak jasango dituen esfortzuen diagrama; Iturria: Berezko egitea

Deformatua:



3.51.Irudia: Multzoko estatikoak jasango duen deformazioa; Iturria: Berezko egitea

Indarra egiten den puntuan, hau da, landapenetik 142 mm-tara dagoen puntuaren deflexio maximoa 0,1 mm-takoa izango da. Hortik abiatuz, deflexio maximo hori onargarria izateko beharrezkoa izango den sekzioaren lodiera(h) minimoa kalkulatu da. Kalkulu hau egiteko Mohr-en bigarren teorema erabiliko da (2.Dokumentua 2.8.2.1.Multzoko higikorreko osagaiak; Buloia kokatzeko pieza atalean azaldu den bezala)

$$y_{max} = 0,1 \text{ mm}$$

$$y_{max} = \frac{A \cdot x}{E \cdot I} \quad (3.19)$$

non,

y: Deflexioa.

A: Esfortzu diagramaren azalera.

X : Deflexio puntutik esfortzu diagramaren grabitate zentrona arteko distantzia.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

Mohr-en bigarren teorema sinplifikatua erabiliko da kasu honetan, izan ere, kasu honetan ematen diren baldintzak dira sinplifikazio hau egiteko baldintza egokiak.

$$y_{max} = \frac{P \cdot d^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$y_{max} = \frac{13734 \cdot 142^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{12} \cdot 220 \cdot h^3} = 0,1$$

$$h = 32,411 \text{ mm}$$

Zurruntasun kalkuluarekin, h-ren balio nekearekin baino handiagoa ematen du, beraz, sekziorik lodiena aukeratuko da, h=32,411 mm.

3.2.9.3.- Soldadura kalkulua

Bi pieza hauek elkarrekin lotzeko eta pieza bat lortzeko, soldadura bidezko lotura erabiliko da. Soldadura egoki bat egiteko, soldadura honen kordoa zenbatekoa den kalkulatu behar da. Ondoren, kordoi hau kalkulatu da.

Soldadura kalkulu hau *2.Dokumentua 2.8.2.2.Multzo estatikoko osagaiak; Multzo estatikoko euskarria; Soldadura bidezko lotura* atalean azalduta dago.

AL-KO Record enpresak bere soldadurak diseinatzeko erabiltzen duen araua MV-103 araua da. Arau horrekin diseinatuko da soldadura pieza honetan.

$$\sigma_{CO} = \sqrt{\sigma^2 + \lambda(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_e$$

Lepoaren balio maximoa $a \leq 0,7 \cdot e_{min}$ izango da.

Balio minimoak, aldiz, taula batean biltzen dira:

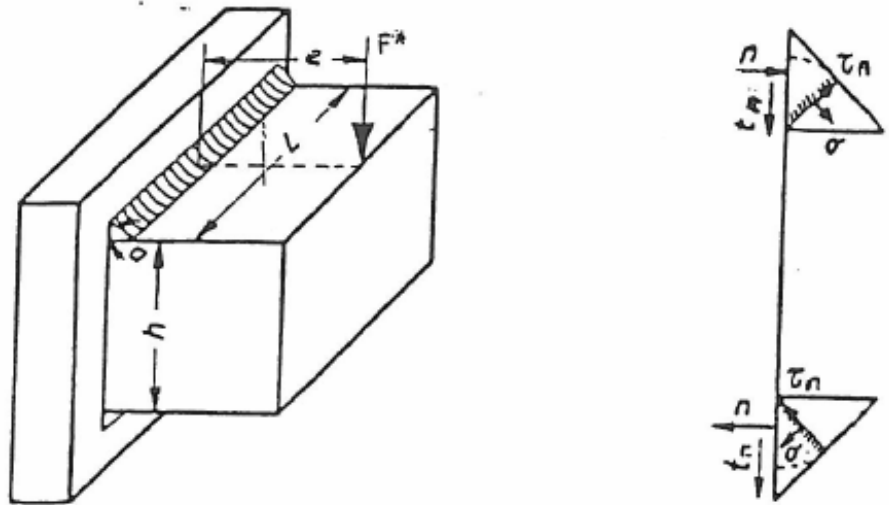
Espesor (mm.)	Garganta (mm.)
4.0 a 6.0	2.5
6.1 a 8.0	3.0
8.1 a 10.0	3.5
10.1 a 12.0	4.0
12.1 a 14.0	4.5
14.1 a 16.0	5.0
16.1 a 18.0	5.5
18.1 a 20.0	6.0
20.1 a 24.0	6.5
24.1 a 28.0	7.0
28.1 a 32.0	7.5
32.1 a 36.0	8.0

3.20.Taula: *Sekzioaren araberako soldaduraren eztarria;* **Iturria:** *Centro español de soldadura y tecnologías de unión*

Taula honetatik pieza lotzeko behar den lepoaren balio minimoa lortuko da. Piezaren lodiera 32,411 mm-tako izanik, 32,1 mm eta 36 mm-tako tartearen barnean geratzen denez, pieza hau lotzeko beharrezkoa den soldadura lepo minimoa 8 mm-koa izango da.

Gure pieza osatzeko beharrezkoa den soldaduren tentsio egoera aztertu behar da eta *2.Dokumentua 2.8.2.2.Multzo estatikoko osagaiak; Multzo estatikoko euskarria; Soldadura bidezko lotura* atalean adierazitako kasuko kalkuluak egingo dira.

- 9.Kasua



3.52.Irudia: Multzo estatikoaren kasuko adibidea; turria: Centro español de soldadura y tecnologías de unión

Piezaren egoera definitzen duen egoera 9.kasua da. Beraz, 9.kasuak definitzen dituen kalkuluak burutuko dira.

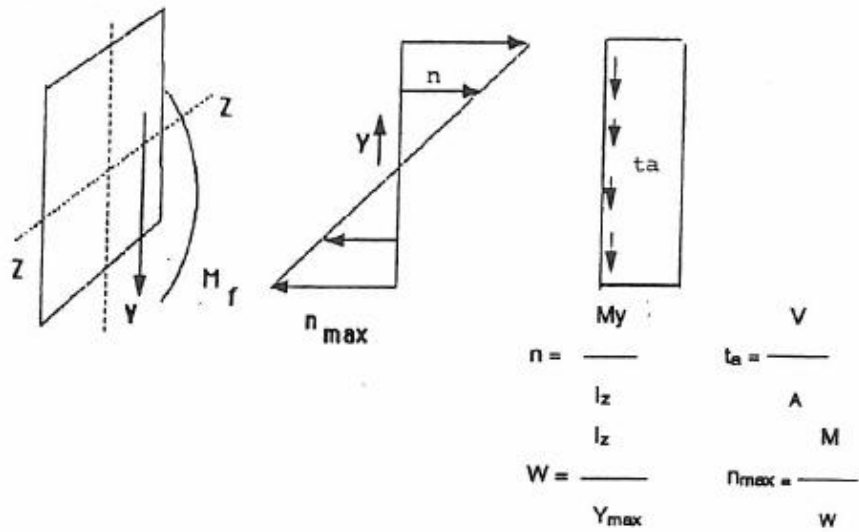
$$n_{max} = \frac{F \cdot e}{W}; t_n = \frac{F}{2 \cdot a \cdot L}$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} + t_n)}$$

$$\tau_n = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} - t_n)}$$

$$\tau_a = \frac{F}{A}$$

9.kasurako beharrezko diren baliok kalkulatzeko ondorengo formulak erabiliko dira:



3.53.Irudia: Multzo estatikoko soldadurak jasango dituen esfortzuak; turria: Centro español de soldadura y tecnologías de unión

non,

n : F indarrak sortzen duen tentsio normala soldadurako lepoan.

τ_a : F indarrak soldaduran sortzen duen tentsio ebaiktzaillea.

W : Soldadura sekzioaren

$$n_{max} = \frac{F \cdot e}{W}$$

$$t_n = \frac{F}{2 \cdot a \cdot L}$$

$$W = \frac{I}{y_{max}}$$

non,

F : Piezan aplikatzen den indarra.

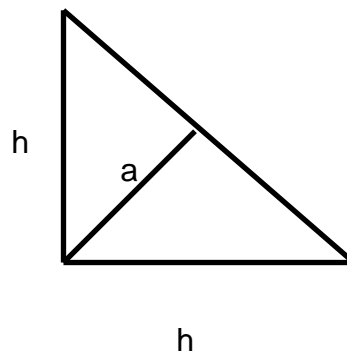
e : Indarra aplikatzen den puntutik soldadura sekziaraino dagoen distantzia.

a : Soldadura kordoiaren lepoa.

L : Kordoiaren luzera.

I : Soldadura sekzioaren inertzia momentua.

y_{max} : Sekzioaren lerro neutrotik sekzioaren zuntz urrundueneraino dagoen distantzia



$$h \cdot \cos 45^\circ = a$$

$$h = \frac{a}{\cos 45^\circ} = \frac{8}{\cos 45^\circ} = 11,31 \text{ mm}$$

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot 220 \cdot 11,3^4}{5,655} = 53046,8 \text{ mm}^3$$

$$n_{max} = \frac{F \cdot e}{W} = \frac{13734 \cdot 142}{53046,8} = 36,76 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{F}{2 \cdot a \cdot L} = \frac{13734}{2 \cdot 8 \cdot 220} = 3,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} + t_n)} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (36,79 + 3,9)} = 0,017 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} - t_n)} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (36,79 - 3,9)} = 0,0215 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{V}{A} = \frac{13734}{11,31 \cdot 220} = 5,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CO} = \sqrt{\sigma^2 + 1,8(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_u$$

Neke irizpidea jarraituz:

$$\sigma_{CO} = \sqrt{\sigma^2 + 1,8(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_e$$

non,

σ_e : Nekeko tentsio limitea.

$$\sigma_{CO} = \sqrt{0,017^2 + 1,8(0,0215^2 + 5,52^2)} \leq \sigma_e$$

$\sigma_e = 167,55 \text{ MPa}$ pieza honek duen neke limitea soldadurak sekzio horretan izango duenaren berdina izango da.

$$\sigma_{CO} = 7,4 \text{ MPa} < 167,55 \text{ MPa}$$

Soldadura lepoan tentsio egoera honetan dagoen tentsioa neke limitea mugatzen duen tentsioa baino txikiagoa denez, neke portaera gainditzen du.

Beraz, pieza hau soldadura bidez lotu ezker erabili beharreko soldadura lepoaren balio minimoa 8 mm-takoa izango da, izan ere, tentsioaren aldetik sobran gainditzen du baina lodieraren arabera aukeratu beharreko lepoa mugatuta dagoenez 8 mm-tako lepoa erabili behar da.

Pieza honi, beste pieza bat lotuko zaio. Pieza hau ere soldadura bidez lotuko da. Pieza honen funtzioa serbomotoreak ira egitean multzo estatikoak mugimendu bertikal bat izatea izango da, horrela zilindro hidraulikoak motelgailuaren ardatza aurkitzeko.

Bigarren pieza honen luzera aurrekoarena baino txikiagoa izango denez baina lodiera berdina izango denez, suposatu daiteke erraz jasango duela soldadurak tentsioa. Baina, badaezpada kalkulatu egingo da.

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot 120 \cdot 11,3^4}{5,655} = 28934,62 \text{ mm}^3$$

$$n_{max} = \frac{F \cdot e}{W} = \frac{13734 \cdot 60}{28934,62} = 28,48 \text{ MPa}$$

$$\tau_n = \frac{F}{2 \cdot a \cdot L} = \frac{13734}{2 \cdot 8 \cdot 120} = 7,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} + t_n)} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (28,48 + 7,15)} = 0,0198 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (n_{max} - t_n)} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot (28,48 - 7,15)} = 0,0332 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{V}{A} = \frac{13734}{11,31 \cdot 120} = 10,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CO} = \sqrt{\sigma^2 + 1,8(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_u$$

Neke irizpidea jarraituz:

$$\sigma_{CO} = \sqrt{\sigma^2 + 1,8(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_e$$

non,

σ_e : Nekerako tentsio limitea.

$$\sigma_{CO} = \sqrt{0,0198^2 + 1,8(0,0332^2 + 10,12^2)} \leq \sigma_e$$

$\sigma_e = 167,55 \text{ MPa}$ pieza honek duen neke limitea soldadurak sekzio horretan izango duenaren berdina izango da.

$$\sigma_{CO} = 13,577 \text{ MPa} < 167,55 \text{ MPa}$$

Soldadura lepoan tentsio egoera honetan dagoen tentsioa neke limitea mugatzen duen tentsioa baino txikiagoa denez, neke portaera gainditzen du.

Lodiera honetako pieza izanik, 8 mm-tako lepoa duen soldaduraz lotu behar da.

3.2.10.- Multzo estatikoko gida linealak

3.2.8.puntu multzo higikorrek gida linealak kalkulatu eta katalogotik aukeratu diren bezala, multzo estatikoko gida linealantzako ere berdina egingo da.

Hiru baldintza horiek betetzen diren jakiteko, karga horien balio erreala kalkulatu da.

Gidek jasan behar duten piezen pisua ondorengoa da:

$$M = 38,57 \text{ kg}$$

$$Pisua = 38,57 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 378,37 \text{ N}$$

non,

M : Gidek jasan behar duten piezen masa.

Motelgailuak egiten duen indarra:

$$F = 13734 \text{ N}$$

Gidek jasan behar duten karga totala:

$$F_T = Pisua + F = 378,37 \text{ N} + 13734 \text{ N}$$

$$F_T = 14112,37 \text{ N}$$

Momentu estatikoaren balioa kalkulatzeko indarra aplikatuta dagoen puntutik gida linealen grabitate zentroraino dagoen distantzia kontuan hartu behar da.

$$M_E = F_T \cdot d$$

non,

M_E : Gidek jasan behar duten momentu estatikoa.

F_T : Gidek jasan behar duten karga totala.

d : Indarraren aplikazio puntutik giden grabitate zentrorainoko distantzia

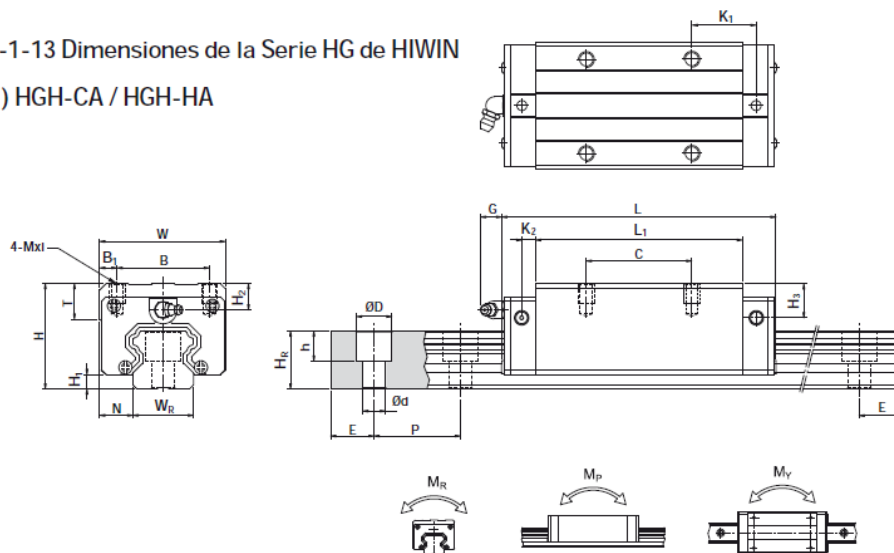
$$M_E = 14112,37 \text{ N} \cdot 152 \text{ mm}$$

$$M_E = 2145080,24 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Beharrezkoak diren karga guztiak kalkulatu direnean, katalogora joko da eta gida lineal bat aukeratu da ondorengo bitzta kalkuluak egiteko.

Aukeratu diren gida lineala Hiwin gida izango da aurretik aipatu bezala eta HG seriea izango da aplikazio honetarako aukeratu.

2-1-13 Dimensiones de la Serie HG de HIWIN
(1) HGH-CA / HGH-HA



3.54.Irudia: Gida linealen dimentsioak;Iturria:www.hiwin.com

Behin seriea aukeratu denean, serie honetako gida bat aukeratu behar da, aurretik kalkulatu diren kargak kontuan izanik.

Modelo N°:	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patin (mm)													Dimensiones del Rail (mm)										Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinamica C (kN)	Capacidad de Carga Estatica Co (kN)	Maximo Momento Estatico			Peso	
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	K1	K2	G	Mxl	T	H2	H3	Wn	Hn	D	h	d	P	E	MR	MP				MY	Patin kg	Rail kg/m		
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45		
HGH 20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21		
HGH 20HA							50	65.2	92.2	12.6															21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.39			
HGH 25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	16.8	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21		
HGH 25HA							50	78.6	104.6	19.6															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.69			
HGH 30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47		
HGH 30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.16			
HGH 35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30		
HGH 35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.92			
HGH 45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41		
HGH 45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	3.61			
HGH 55CA	80	12	22.5	100	70	15	75	117.7	166.7	27.35	11	13.8	M12x20	18	22	34	45	40	22	14	10	120	25	M14x40	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.17	14.00		
HGH 55HA							90	150.8	200.8	31.5															141.44	183.33	4.69	3.64	3.64	5.17			

3.21.Taula Gida linealen ezaugarri eta dimentsioak;Iturria:www.hiwin.com

Interesatzen den momentua M_p -ren balioa da eta gidak $2,68 \text{ kN} \cdot \text{m}$ -ko ahalmena du, kalkulaturako momentuarekin konparatuz, bere balioa $2,14 \text{ kN} \cdot \text{m}$ izanik, ahalmen nahikoa izango du.

Giden bizitza erabilgarria kalkulatzeko, gida hauen katalogoak gidak jasaten dituen kargen distribuzioaren arabera kalkuluak egiten ditu.

Modelo	Disposición de la Carga	Carga en un patin
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2c} - \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{11} = P_{13} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{12} = P_{14} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

3.55.Irudia: Gida linealen esfortzu ezberdinak; Iturria: www.hiwin.com

Katalogoak eskaintzen dituen erabaki guztietatik gure egoera aurreko taulan aukeratu dena izango da. Beraz, egoera horri dagokion kalkuluak egingo dira bizitza erabilgarria kalkulatzeko.

$$P_1 \sim P_4 = \frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d} \quad (3.35)$$

non,

$P_1 \sim P_4$: Giden patinek jasango duten indar maximoa.

W : Patinek jasango duten pisua.

h : Puntu estatikotik mugimendu sistemaren grabitate zentrorara arteko distantzia.

d : Bertikalean gida batetik bestera dagoen distantzia.

F : Aplikaturiko indarra.

l : Puntu estatikotik indarraren aplikazio puntura arteko distantzia.

Kalkulu hau burutzeko, aurreko datu hauek ezagunak dira:

$$W = 0,37837 \text{ kN}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

$$d = 280 \text{ mm}$$

$$F = 13734 \text{ N}$$

$$l = 222 \text{ mm}$$

$$P_1 \sim P_4 = \frac{0,37837 \cdot 20}{2 \cdot 280} + \frac{13,734 \cdot 222}{2 \cdot 280}$$

$$P_{max} = |P_1 \sim P_4| = 5,46 \text{ kN}$$

Prekarga sartu dakioke gidei baina prekarga altu batek zurruntasuna handitzeaz gain bizitza erabilgarria murriztuko luke. Beraz, normalean Z_0 prekarga sartzen da.

$$P_c = P_{max} = 5,46 \text{ kN}$$

Bizitza erabilgarria kalkulatu da.

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^3 \cdot 50 \quad (3.36)$$

non,

L : Bizitza erabilgarria.

f_h : Gogortasun faktorea.

f_t : Tenperatura faktorea.

C : Karga dinamikoaren ahalmena.

f_w : Karga faktorea.

P_c : Prekarga indarra.

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 94,54}{2 \cdot 5,46} \right)^3 \cdot 50 = 45,78 \text{ km}$$

Bizitza erabilgarria behin kalkulatu, zerbitzu bizitza kalkulatu behar da.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{V_c \cdot 60} \quad (3.37)$$

non,

L_h : Zerbitzu bizitza.

L : Bizitza erabilgarria.

V_c : Gidak mugituko diren abiadura lineala.

$$V_c = 0,086 \frac{m}{s} \cdot \frac{60 s}{1 min} = 5,16 \text{ m/min}$$

$$L_h = \frac{45,78 \cdot 10^3}{5,16 \cdot 60} = 147,868 \text{ h}$$

Aukeratu den gida lineala egokia da, izan ere, bizitza nominala handia da. Gainera, funtzionamenduan izango duten ibiltarteak aldakorra izanik ez da beti berdina izango, entsegatuko den motelgailuaren arabera. Gida hauek izango baitira motelgailuaren ardatzera hurbiltzen lagunduko duten elementuetako bat.

Zerbitzu bizitzari dagokionez, beste motelgailu bat ensaiatzen denean egingo den indarra baxuagoa izango da, beraz, gidak gehiago iraungo dute. Gainera, abiadura maximo hori, entsegu burutzeko, bezeroak eskatzen duenean soilik erabiliko da.

Hiwin HGH 45HA gida lineala izango da aukeratutakoa.

3.2.11.- Kokapenerako goi torlojua

Kokapen torloju honen zeregina, bere izenak adierazten duen bezala eta aurreko dokumentuan(2.Dokumentua-Memoria) adierazi den bezala, torloju honekin zilindro olehidraulikoa dagokion lekuan ajustatzen da. Gainera, torloju hau izango da motelgailuak sortzen dituen esfortzuak, multzo estatikotik egiturara pasarazteko arduraduna.

Torloju honen fabrikaziorako erabiliko den materiala F-111 edo DIN CK-15 altzairua izango da. Torlojua berez normalizatua egongo da, baina, 3.2.2.3 puntuan eta 3.2.3.3. puntuan egin den bezala, zein diametro normalizatu aukeratu jakiteko kalkuluak egingo dira.

			CARACTERISTICAS MECANICAS								
TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	OBSERVACIONES	R	E	A	Σ	ρ	DU		
				RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO O %	ESTRICCION %	RESILIENCIA Kgs./cm ²	BRINELL		
CEROS AL CARBON	F-111	115	NORMALIZADO	38-48	25-30	28-23		24-18		110-135	
	F-112	125	NORMALIZADO CON ACRTUD	48-35 50-70	30-35 32-42	24-18 19-10		18-13		135-160 185	140
	F-113	135	NORMALIZADO CON ACRTUD, TEMPLADO Y REVENIDO	55-62 55-70 55-65	30-40 35-42 35-40	18-16 18-10 18-14		13-10 10-8 13-10		150-170 210 150-205	160

3.22.Taula: Altzairuaren ezaugarriak,Iturria:AL-KO

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 300 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 480 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 135$

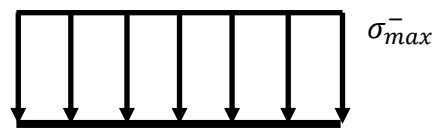
Kasu honetan egingo diren kalkuluak, lehenik, neke kalkulua izango da eta kalkulu honetatik ematen duen emaitza egiaztatzeko, eraikuntzako kodigo teknikoan erabiltzen den gilbordura kalkulua egingo da.

3.2.11.1.- Neke kalkulua

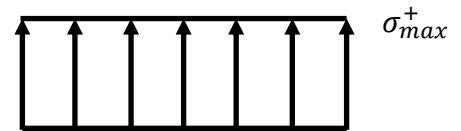
Torloju honen neke kalkulua burutzeko motelgailua eusteko buloiean egindako kalkulu bera burutuko da. Lehenengoz, torlojuak jasaten duen esfortzua nolakoa den aztertu behar da eta esfortzu horren izaeraren arabera, tentsioa ere mota batekoa edo bestekoa izango da.

Torloju honek jasaten duen tentsioa konpresiozko edo trakziozko tentsioa izanik, torlojuaren edozein sekziok izango duen tentsio egoera ondorengoa izango da:

Indarra beherantz aplikaturik dagoenena



Indarra gorantz aplikaturik dagoenena



3.56. Irudia: Tentsio normalaren banaketa; 3.57. Irudia: Tentsio normalaren banaketa;

Bi egoera hauetan tentsioaren balioa berdina izango da, eta izaera ziklikoa izango duenez, batzuetan kontrako noranzkoan emango da. Beraz, bata edo bestea hartu emaitzan ez da ezer aldatuko, baina, neke portaera hobea duela konpresiozko egoera batek trakziozko batek baino. Beraz, trakziozko tentsio egoerarekin burutuko dira neke kalkulua.

Jakina da motelgailuaren indar maximoa zenbatekoa den, hasierako baldintzetako bat baita.

$$F = 13734 \text{ N}$$

$$M = 13734 \text{ N} \cdot 170 \text{ mm} = 2,06 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Eta tentsioa ondorengoa izanik:

$$\sigma_r^+ = \frac{F}{A_T} + \frac{M \cdot y_{max}}{I}$$

non,

σ_r^+ : Torlojuan emango den trakziozko tentsio maximo alternoa.

F : Motelgailuak sorturik indarra.

A_T : Torlojuaren sekzio erresistentearen azalera.

M : Motelgailuak sortzen duen indarrak torlojuan sortutako momentua.

y_{max} : Torlojuaren ardatz neutrotik zuntz trakzionatuenera dagoen distantzia.

I : Torlojuaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

$$\sigma_r^+ = \frac{13734}{\pi \cdot r^2} + \frac{2,06 \cdot 10^6 \cdot \frac{r}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot r^4}$$

Tentsioa jakinda, neke kalkulua hasteko beharrezkoak diren faktoreak kalkulatu dira.

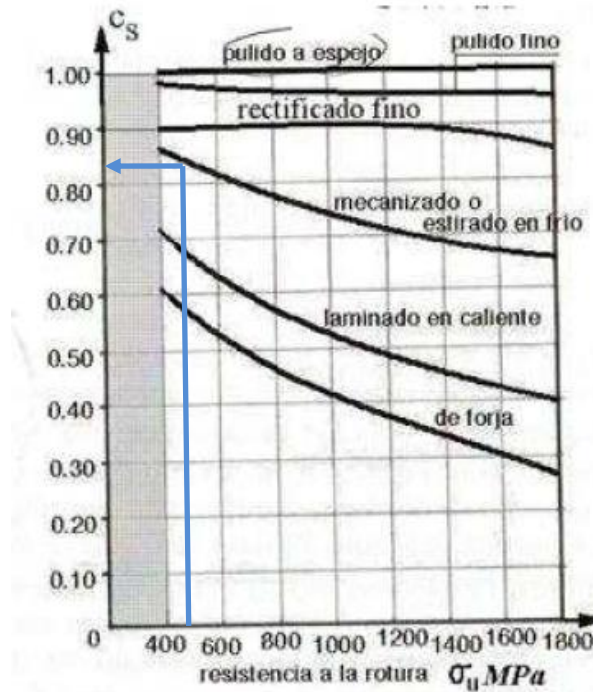
Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 480 \text{ MPa} = 240 \text{ MPa}$$

Piezaren diseinua dela eta, bai gainazal akaberak, tamainak, lan egiteko erak, eta abarrek eragina dute tentsio kontzentrazioak sortzeko orduan. Horietako bakoitzak sortzen duen tentsio kontzentrazioa kantutan hartzeko, buloiean egin den bezala, koefiziente batzuk kontutan hartzen dira.

Gainazal akabera dela eta, torloju bat denez, azkeneko egin den gainazal akabera mekanizatzea izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberi dagokion koefizientea (C_s) aterako da:



3.57.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 480 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,85$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, oraindik ez dakigu zenbateko sekzioa izango duen, beraz, $C_d = 1$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek era axialean lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

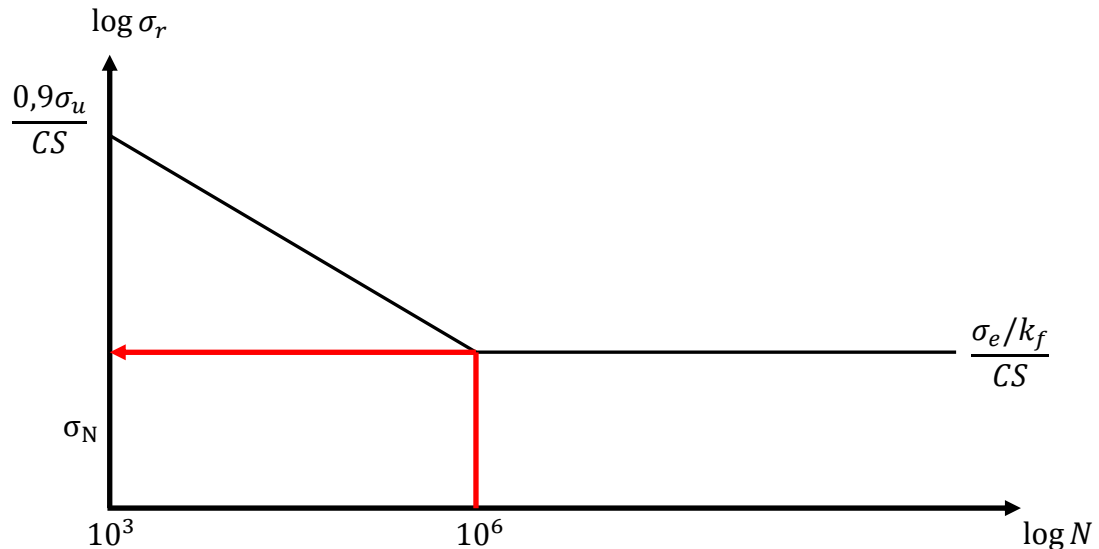
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 240 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,9 = 184 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez, $k_f = 2,5$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Pieza honek bizitza infinitua izan dezan, Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, izan behar duen lodiera minimoa kalkulatu da.



3.58. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioa bizitza infinitua izateko beharrezkoa den tentsio mugarekin berdintzen da.

$$\sigma_N = \sigma_r^+ = \frac{\sigma_e / k_f}{CS} = 184 \text{ MPa}$$

non,

σ_N : Piezak jasaten duen tentsio alternoa.

σ_{\max}^b : Piezak jasaten duen tentsioaren balioa.

σ_e : Neke limitea.

k_f : Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea.

CS: Segurtasun koefizientea. CS = 1,5

$$\sigma_r^+ = \sigma_N = \frac{13734 \text{ N}}{\pi \cdot r^2 \text{ mm}^2} + \frac{2,06 \cdot 10^6 \cdot \frac{r}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot r^4} = 184 \text{ MPa}$$

$$r = 28,19 \text{ mm}$$

$$\varnothing = 56,39 \text{ mm}$$

Neke kalkuluarekin sekzioaren diametro hau ematen da balio minimo moduan, baina torloju normalizatu bat izanik, diametro honi dagokion diametro normalizatua aukeratuko da. Horretarako hurrengo taulara joko da:

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.

Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10
30	3.5	27.727	25.07	494	30.38	25.45
33	3.5	30.727	28.07	619	33.38	28.45
36	4	33.402	30.37	724	36.43	30.80
39	4	36.402	33.37	875	39.43	33.80
42	4.5	39.077	35.67	999	42.49	36.15
45	4.5	42.077	38.67	1174	45.49	39.15
48	5	44.752	40.96	1318	48.54	41.50
52	5	48.752	44.96	1588	52.54	45.50
56	5.5	52.428	48.26	1829	56.60	48.80
60	5.5	56.428	52.26	2145	60.60	52.86
64	6	60.103	55.56	2424	64.65	56.21

3.23.Taula: Torlojuen dimentsioak;Iturria: MAQUÍNAS; A.L.Casillas

Kalkulatutako diametro horri dagokion diametro normalizatua M60 hari metrikoarena izango da. Hurrengo pausua, aukeratutako diametro normalizatu horrekin eraikuntzako kodigo teknikoan (CTE) erabiltzen den gilbordura kalkulua burutzea izango da.

3.2.11.2.- Gilbordura kalkulua(CTE)

Eraikuntzarako kodigo teknikoak(CTE) arautzen duen gilbordura kalkulua egingo da jarraian. Kalkulu hau egiteko indarrak konpresiopean jokatzen duenekoia izango da.

Kalkulatu beharreko lehena, gilbordura luzera da, luzera hau kalkulatzeko konpresiopean dagoen piezaren muturrek zein motatako giltzadura duten aztertu behar da. Kasu honetan, bi muturrak landatuta daudela ikusten da.

Tabla 6.1 Longitud de pandeo de barras canónicas

Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	biempotrada desplazable	en ménsula
Longitud L_k	1,0 L	0,5 L	0,7 L	1,0 L	2,0 L

3.24.Taula: Gilbordura luzera;iturria:CTE

CTE-ko taula honetatik gilbordura luzera, kasu honetan luzera errearen erdia izango dela adierazten du.

$$L_k = 0,5 \cdot L$$

non, L_k : Gilbordura luzera.

L : Luzera erreala.

$$L_k = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 600 \text{ mm} = 300 \text{ mm}$$

Sekzio erresistentearen inertzia momentua kalkulatzea ere ezinbestekoa da.

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4$$

non, I : Sekzio erresistentearen inertzia momentua.

r : Sekzioaren erradioa.

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4 = \frac{\pi}{4} \cdot 28,214^4 = 495986,87 \text{ mm}^4$$

Torlojuak konpresio eta trakzio indarrak jasaten dituzenez, CTE-SE-A dokumentuko 34.orrialdeko 6.3.2.1 puntuan azaltzen diren argibideei jarraituz egingo da kalkulu hau.

6.3.2.1 Barras rectas de sección constante y axil constante

- 1 Se denomina esbeltez reducida $\bar{\lambda}$, a la raíz cuadrada del cociente entre la resistencia plástica de la sección de cálculo y la compresión crítica por pandeo, de valor

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} \tag{6.18}$$

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I$$

siendo

E módulo de elasticidad;

I momento de inercia del área de la sección para flexión en el plano considerado;

L_k longitud de pandeo de la pieza, equivalente a la distancia entre puntos de inflexión de la deformación de pandeo que la tenga mayor. Para los casos canónicos se define en la tabla 6.1 en función de la longitud de la pieza. Para condiciones diferentes para la carga axial o la sección se define en apartados posteriores.

3.59.Irudia: Zutabeen lerdentasuna eta indar kritikoa;**Iturria:**CTE


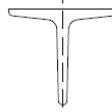





Argibide hauek izanik, N_{cr} izango da lehena kalkulatu dena:

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{300}\right)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 495986,87 = 11422119,92 \text{ N}$$

Lerdentasun murriztua kalkulatu da orain:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{2145 \cdot 275}{11422119,92}} = 0,25 < 2$$

Lerdentasuna jakinda, sekzioaren itxura dela eta gilbordura koefizientea kalkulatzeko da hurrengo pausua.

Tipo de sección	Tipo de acero		S235 a S355		S450	
	Eje de pandeo ⁽¹⁾		y	z	y	z
Perfiles simples U, T, chapa, redondo macizo						
						

3.25.Taula: Barren sekzioaren arabeko hizki aukeraketa;**Iturria:**CTE

Torlojuaren diametro medioa harturik, esan daiteke perfil bete bat dela. Gilbordura ardatzari dagokionez ez dio axola zein ardatz hartu, izan ere, bi ardatzetako inertzia berdina izango baita.

C hizkia izanik dagokiona, eta lerdentasuna ($\lambda = 0,25$) ezaguna izanik, gilbordura koefizienteen taulara joko da:

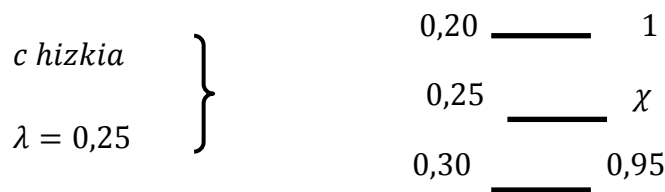
Tabla 6.3 Valores del coeficiente de pandeo (χ)

Esbeltez reducida	Curva de pandeo				
	a ₀	a	b	c	d
Coefficiente (α) de imperfección	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
≤ 0,20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

⁽¹⁾ esbeltez intolerable en los elementos principales
⁽²⁾ esbeltez intolerable incluso en elementos de arriostramiento

3.26.Taula: Gilbordura koefizientearen balioak, turria: CTE

Lerdentasunaren balioa taula honetan agertzen ez denez, kalkulaturako lerdentasun balioari dagokiona interpolazio linealaren bidez kalkulaturiko da.



$$\frac{0,25 - 0,2}{0,3 - 0,2} = \frac{\chi - 1}{0,95 - 1}$$

$$\chi = 0,975$$

Gilbordura koefiziente zehatza izan ondoren, CTE-k dioenaren arabera, sekzio honekin eta ezaugarri hauek dituen pieza batek gilbordura fenomenoak jasan dezan aplikatu dakiokeen indar minimoa kalkulatu da.

Como capacidad a pandeo por flexión, en compresión centrada, de una barra de sección constante, puede tomarse

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} \quad (6.17)$$

siendo

A área de la sección transversal en clases 1, 2 y 3, o área eficaz A_{eff} en secciones de clase 4,

f_{yd} resistencia de cálculo del acero, tomando $f_{yd} = f_y / \gamma_{M1}$ con $\gamma_{M1} = 1,05$ de acuerdo a 2.3.3

χ coeficiente de reducción por pandeo, cuyo valor puede obtenerse en los epígrafes siguientes en función de la esbeltez reducida y la curva de pandeo apropiada al caso.

3.60.Irudia: *Gilbordura emateko behar den esfortzu minimoa;Iturria:CTE*

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd}$$

$$N_{b,Rd} = 0,975 \cdot 2145 \cdot \frac{275}{1,05} = 637500,28 \text{ N}$$

Gilbordura fenomenoak emateko beharrezkoa izango den indarra ($N_{b,Rd}$) pieza honetan aplikaturikoa (F) baino askoz handiagoa da. Beraz, $N_{b,Rd} > F$ izanik, pieza honek gilbordura erraz jasango du eta ez da fenomeno hau agertuko.

Gilbordura kalkulua egin ondoren, aukeratu den hari metrikoa bi baldintzak bete dituela ondorioztatu daiteke. Neke kalkulua gainditzen du eta gilbordura kalkulua ere, beraz, Tr60x4 hari metrikoa egokia da aplikazio honetarako.

3.2.12.- Zilindro oleohidraulikoa

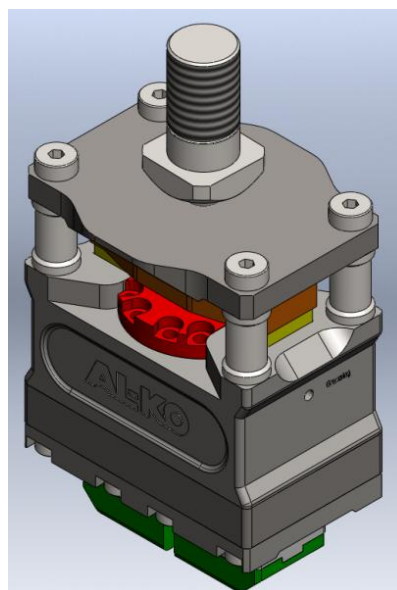
Zilindro oleohidraulikoa AL-KO Record enpresaren diseinua izango da. Zilindro hidrauliko honen funtzionamendua aplikazio honetarako ezin hobea izanik, diseinu hau erabiltzea erabaki da. Zilindro oleohidrauliko hau osatzen duten piezak egokiak diren konprobatzea nahiko zaila da, eta eskuz kalkulatzeko orduan eta gehiago. Beraz, zilindro hau osatzen duten pieza batzuk kalkulatu dira.

Hauen kalkuluak egin ostean, zilindro oleohidrauliko baten oinarritzko kalkuluak burutuko dira, hala nola, atorraren kalkulua, pistoiaren kalkulua, estalkiaren lodiera...

Aurreko dokumentuan (2. Dokumentua: Memoria) zilindro honen funtzionamendua azaldu den bezala pistoiak mugimendu bertikala egiten duenean, mugimendu hori horizontalera pasatzeko erabiltzen diren bi giden kalkulua egingo da. Gida hauek jasaten dituzten esfortzuak ziklikoak izango direnez, gida hauen kalkulua nekera burutuko da.

Pieza hauek fabrikatzeko erabiltzen den materiala titanioaren aleazio bat da. Material hau honela izendatzen dute AL-KO Record-en: Ti-5Al-2,5Sn. Bere ezaugarri mekanikoak ondorengoak izanik:

- $\sigma_{yp} = 744,63 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_u = 861 \text{ N/mm}^2$



3.62. Irudia: Zilindro hidraulikoa; Iturria: Berezko egitea

3.2.12.1.- Zilindroaren gidak

Gida hauek jasango duten indarra motelgailuak sortzen duena izango da.

$$F = 13734 \text{ N}$$

$$F_{k1} = F \cdot \sin 30 = 13734 \text{ N} \cdot \sin 30 = 6975,28 \text{ N}$$

non, F_{k1} : Gidek izango duten indar bertikala.

$$F_{kT1} = \frac{F_{k1}}{2} = 3487,641 \text{ N}$$

non, F_{kT1} : Gida bakoitzak jasan behar duen indar bertikala.

$$F_{k2} = F \cdot \cos 30 = 13734 \text{ N} \cdot \cos 30 = 11830,82 \text{ N}$$

non, F_{k2} : Gidek jasan behar duten indar horizontala.

$$F_{kT2} = \frac{F_{k2}}{2} = 5915,41 \text{ N}$$

non, F_{kT2} : Gida bakoitzak jasan behar duen indar horizontala.

Bi indar hauek, horizontalak eta bertikalak, tentsio bat sortuko dute. Indar bertikalak tentsio normal bat sortuko du, trakziokoa edo konpresiozkoa izan daitekeena, indarraren noranzkoaren arabera. Indar horizontalak, aldiz, indarraren aplikazio puntutik urrunen dagoen sekzioan tentsio normal ere sortuko du. kasu honetan momentuak eragindakoa eta sekzio honen zuntz neutroaren alde batera trakzioa dagoenean kontrako aldean konpresioa izango du eta alderantziz, indarraren noranzkoaren arabera.

$$\sigma_r^{F_{kT1}} = \frac{F_{kT1}}{A_G} \quad (3.15)$$

non, $\sigma_r^{F_{kT1}}$: Indar bertikalak gida bakoitzean jasango duen tentsio normala.

A_G : Gidaren sekzio erresistentearen azalera.

$$A_G = h \cdot b = 36 \cdot 54 = 1944 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_r^{F_{kT1}} = \frac{F_{kT1}}{A_G} = \frac{3487,641 \text{ N}}{1944 \text{ mm}^2} = 1,79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r^{F_{kT2}} = \frac{M_G \cdot y_{\max}}{I} \quad (3.1)$$

non, $\sigma_r^{F_{kT2}}$: Indar horizontalaren ondorioz sortutako momentuaren eraginez sortutako tentsioa.

M_G : Indar horizontalak sortutako momentua.

y_{\max} : Zuntz neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I: Sekzio erresistentearen inertzia momentua.

$$M_G = 5915,41 \text{ N} \cdot 82 \text{ mm} = 485063,62 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_r^{F_{kT2}} = \frac{485063,62 \cdot \frac{36}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 54 \cdot 36^3} = 41,586 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Tot}} = \sigma_r^{F_{kT1}} + \sigma_r^{F_{kT2}}$$

non, σ_{Tot} : Tentsio normal totala.

$$\sigma_{\text{Tot}} = 1,79 + 41,586 = 43,376 \text{ MPa}$$

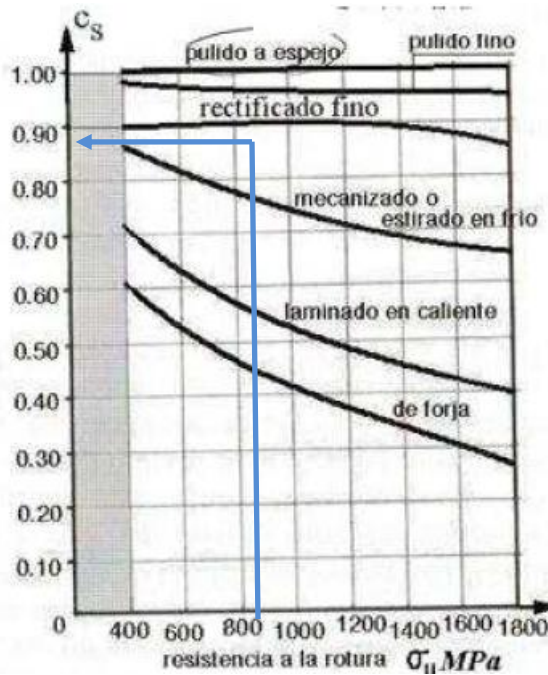
Tentsio normal totala kalkulaturik, neke kalkulu batekin, pieza honek iraungo dituen ziklo kopurua kalkulatu da. 106 ziklo baino gehiago irauten baditu, bizitza infinitua duela kontsidera daiteke. Beraz, ziklo kopuru hori lortzea izango da helburua.

• Neke kalkulua

Neke kalkuluekin lortuko dena, pieza honen sekzio erresistenteak, eta beraz, piezak berak bizitza infinitua izango duen.

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

Gainazal akaberari dagokionez, hurrengo grafikotik lortzen da:



3.63. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 861 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,9$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,85$ izango da.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honek bere sekzio erresistentean bai flexiora eta axialera lan egingo du, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

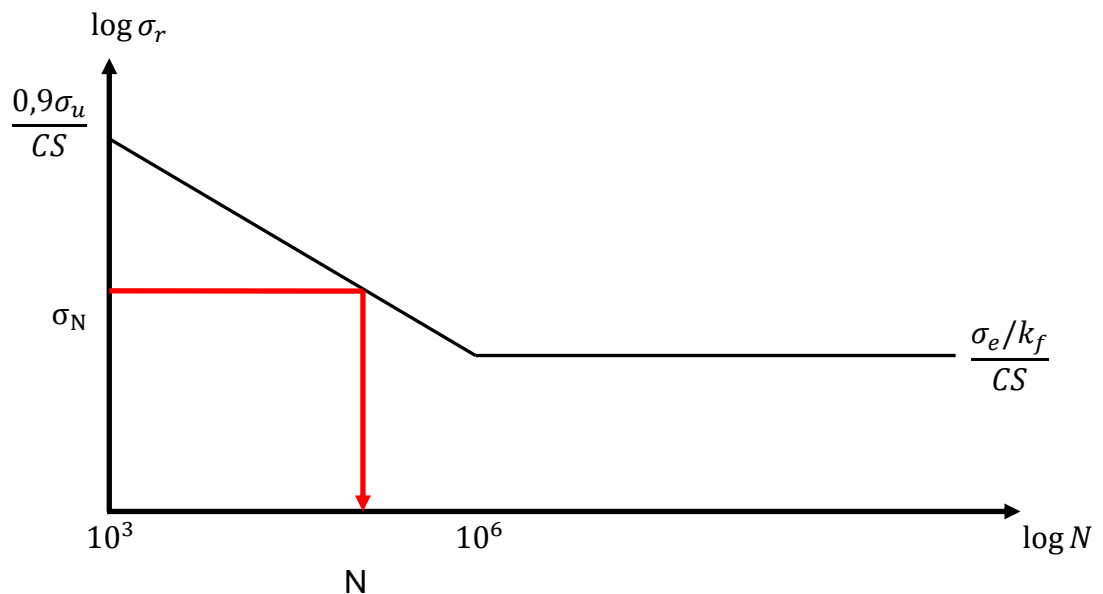
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 430,5 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 263,466 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez. Izan ere, pieza honek zenbait zulo izango ditu bere mugimendua olioztatzeko, $k_f = 2$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, piezak bizitza infinitua izango duen kalkulatu da.



3.64.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa;Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioak ematen dituen ziklo kopurua 106 ziklo baino altuagoa izan behar da.

$$\frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \sigma_{Tot}}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot 861}{1,5} - \log \frac{263,466/2}{1,5}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 861}{1,5} - \log 43,376}{\log N - \log 10^3}$$

$$N = 15,5157 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

Kalkulatutako pieza honek bizitza infinitua izango du. Izan ere, 106 ziklotako muga erraz gainditzen duelako. Pieza hau esan daiteke ondo dimentsionatuta dagoela, baina gaindimentsionatuta dagoela esan daiteke. Bizitza infinituko muga erraz gainditzen baitu.

3.2.12.2.- Zilindro hidraulikoa eusteko topeak eta torlojuak

Bestalde, zilindro hidrauliko honetan kalkulatuko den beste piezetako bat, zilindro hidrauliko hau eusten duen plakara lotzeko erabiltzen diren lau topeak eta hau ahalbidetzen duten torlojuak.

Lehenik tope deritzen pieza hauen sekzio erresistentea kalkulatuko da. Eta ondoren, aukeratu diren torlojuak ondo aukeratu diren egiaztatuko da.

Topeak altzairuz eginak egongo dira, F-114 edo DIN CK-45 altzairuaz hain zuzen. Altzairu honen ezaugarriak ondorengoak direlarik:

$$\sigma_{yp} = 565 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 750 \text{ MPa}$$

Tope hauek jasango duten esfortzua aurreko gida bakoitzak jasango duten esfortzuaren erdia izango da. Izan ere, gida hauetako bakoitzari bi tope dagozkiola esan daiteke.

$$F_{T1} = \frac{F_{kT1}}{2} = \frac{3487,641 \text{ N}}{2} = 1743,82 \text{ N}$$

non,

F_{T1} : Tope bakoitzak jasango duen indar bertikala.

$$F_{T2} = \frac{F_{kT2}}{2} = \frac{5915,41 \text{ N}}{2} = 2957,705 \text{ N}$$

non

F_{T2} : Tope bakoitzak jasango duen indar horizontala.

Indar horizontal hori ez denez sekzio erresistentean ematen, sekziotik distantzia batera ematen denez, indar horrek momentu bat sortuko du sekzioan.

$$M_T = F_{T2} \cdot d$$

non, M_T : Indar horizontalak sortzen duen momentua.

d : Indarraren aplikazio puntutik sekziora dagoen distantzia.

$$M_T = 2957,705 \cdot 114,54 = 9364,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Bi indar horien eraginez tentsio normalak sortzen dira sekzioan. Alde batetik, indar bertikala sortutakoa, eta bestetik, momentuak sortzen duena.

$$\sigma_N = \frac{F_{T1}}{A} \quad (3.15)$$

non, σ_N : Indar bertikalak sortzen duen tentsio normala.

A : Topearen sekzioaren azalera.

$$A = \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)$$

non, r_e : Sekzioaren kanpoko erradioa.

r_i : Sekzioaren barruko erradioa.

$$A = \pi \cdot (4,5^2 - 4^2) = 13,352 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_N = \frac{1743,82 \text{ N}}{13,35177 \text{ mm}^2} = 130,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_N^{F_{T2}} = \frac{M_T \cdot y_{\max}}{I} \quad (3.1)$$

non, $\sigma_N^{F_{T2}}$: Indar horizontalaren ondorioz sortutako momentuaren eraginez sortutako tentsioa.

M_T : Indar horizontalak sortutako momentua.

y_{\max} : Zuntz neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I: Sekzio erresistentearen inertzia momentua.

$$\sigma_N^{FT2} = \frac{9364,8 \cdot 4,5}{\frac{\pi}{4} \cdot (4,5^4 - 4^4)} = 348,2765 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{NT} = \sigma_N + \sigma_N^{FT2} = 130,6 + 348,2765 = 478,87 \text{ MPa}$$

Tentsio total hau izanik, tope hauek bizitza infinitua duten egiaztatzeko, aurreko piezan egin den bezala 106 ziklo beteko dituen konprobatuko da. Horretarako neke kalkulu bat burutuz.

• Neke kalkulua

Neke kalkuluekin lortuko dena, pieza honen sekzio erresistenteak, eta beraz, piezak berak bizitza infinitua izango duen.

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u = 0,5 \cdot 750 \text{ MPa} = 375 \text{ MPa}$$

Gainazal akaberari dagokionez, hurrengo grafikotik lortzen da:



3.65. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 750 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,9$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, sekzio ertainekoa dela esan daiteke, beraz, $C_d = 0,85$ izango da.

$$\text{pieza txikiak/ertainak/handiak: } C_d = 1/0,9 - 0,8/0,8 - 0,7$$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honek bere sekzio erresistentean bai flexiora eta axialera lan egingo du, ondorioz, $C_t = 0,8$ balioko koefizientea izango du.

$$\text{flexioa/karga axiala/flexioa+tortzioa/bestelakoak: } C_t = 1/0,7 - 0,9/0,85/0,5 - 0,7$$

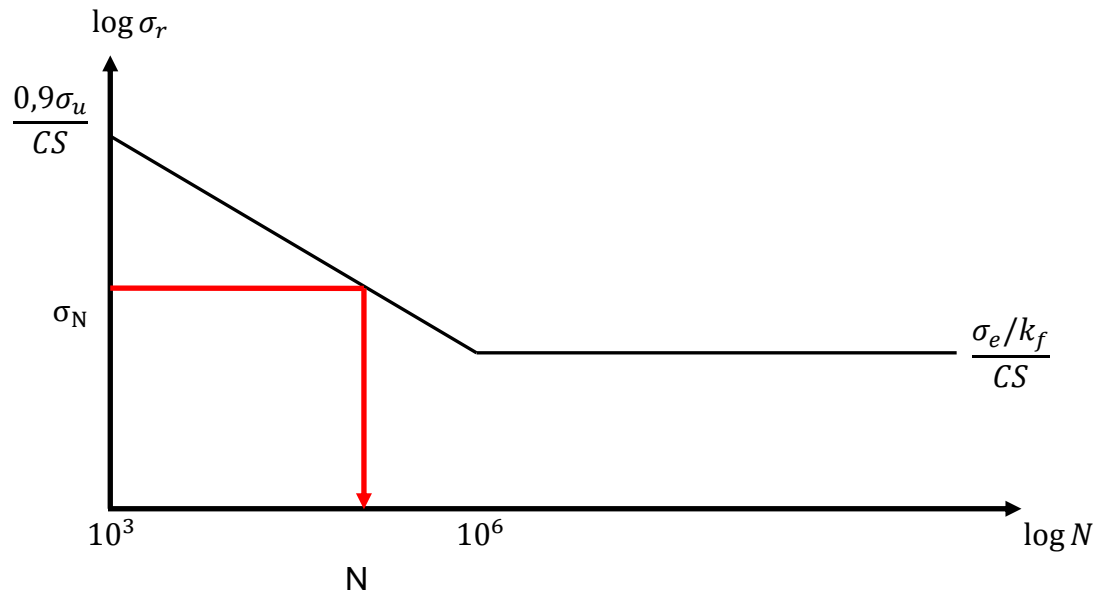
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 375 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 229,5 \text{ MPa}$$

Nekerako tentsio kontzentrazio faktorea kalkulatzeko, pieza honen itxurarentzat estatikako tentsio kontzentrazio taularik ez dagoenez. Izan ere, pieza honek zenbait zulo izango ditu bere mugimendua olioztatzeko, $k_f = 2$ balioa hartuko da. Balio kontserbakorra da, beraz, emaitza ere kontserbakorra izango da.

Basquin-en logaritmo kurban balio hauek sarturik, piezak bizitza infinitua izango duen kalkulatu da.



3.66. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

Piezak bizitza infinitua izateko, jasan behar duen tentsioak ematen dituen ziklo kopurua 10^6 ziklo baino altuagoa izan behar da.

$$\frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9\sigma_u}{CS} - \log \sigma_{Tot}}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot 750}{1,5} - \log \frac{229,5/2}{1,5}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 750}{1,5} - \log 478,87}{\log N - \log 10^3}$$

$$N = 1,07 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

Kalkulatutako pieza honek bizitza infinitua izango du. Izan ere, 106 ziklotako muga gainditu duelako. Pieza hau esan daiteke ondo dimentsionatuta dagoela, gaindimentsionatuta ez dagoela. Bizitza infinituko muga juxtu samar gainditzen baitu.

• Torlojuen kalkulua

Lehenik zenbat torloju jarriko diren erabakiko da. Plaka honek lau torloju izango ditu beraz, torloju hauetara helduko den indarra ondorengoa izango da:

$$F_T = 1743,82 \text{ N}$$

non,

F_T : Torloju bakoitzak jasan behar duen indarra.

Zein torloju mota jarriko den erabakitzeko hurrengo taulara joko da:

Clase	Rango de diámetros	Tensión de prueba	Tensión de fluencia	Tensión de rotura
4.6	M5-M36	225	240	400
4.8	M1.6-M16	310	340	420
5.8	M5-M24	380	420	520
8.8	M3-M36	600	660	830
9.8	M1.6-M16	650	720	900
10.9	M5-M36	830	940	1040
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220

3.27.Taula: Torlojuen ezaugarriak; iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Erabiliko den torloju mota 8.8 klasekoa izango da. Beraz, klase horretakoa diren ezaugarriak kontuan hartuko dira.

Torlojuak prekarga bat izaten dute, eta karga horren balio kontserbakor bat izateko, probako tentsioaren %70-a bezala hartzen da.

$$\sigma_{\text{prek}} = 0,7 \cdot \sigma_{\text{proba}}$$

$$\sigma_{\text{prek}} = 0,7 \cdot 600 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{prek}} = 420 \text{ MPa}$$

Indar medio eta alternoaren balioak kalkulatzeko jarraian azaltzen diren formulak erabiliko dira:

$$F_m = \frac{F_{\text{max}} + F_{\text{min}}}{2} \quad (3.22)$$

$$F_r = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2} \quad (3.23)$$

non,

F_m : Indar medioa.

F_{max} : Indar maximoa.

F_{min} : Indar minimoa.

Bi egoera hauetatik indar alternoaren eta medioaren balioak kalkulatu dira:

$$F_{\max} = F_{\text{prek}} + R \cdot C$$

$$F_{\min} = F_{\text{prek}}$$

non,

R: Torlojuak jasaten duen erreakzioa.

C: Zein portzentajetan banatzen den esfortzua pieza eta torlojuaren artean.

F_{prek} : Prekarga indarra.

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{(F_{\text{prek}} + R \cdot C) + F_{\text{prek}}}{2} = F_{\text{prek}} + \frac{R \cdot C}{2}$$

Soderberg lerroan tentsioak kokatu behar dira, beraz, kalkulatu dauzkagun indarretatik tentsioak kalkulatu behar dira:

$$\sigma_m = \frac{F_{\text{prek}}}{A} + \frac{R}{2A}$$

$$\sigma_r = \frac{R}{2A}$$

Tentsioetan ez da C banatzaile koefizientea hartzen, izan ere, bere balioa 1 dela kontsideratu da. Balio honekin, kanpoko karga guztia torlojuak jasango duela adierazten da. Balio honekin kalkulu kontserbakor bat lortuz.

Nekerako tentsio kontzentrazio faktore kontserbakorra hartuko da, $k_f = 2,5$.

10^6 -ko bizitza izateko torlojuak izan behar duten azalera minimoa kalkulatu da.

F_T erreakzioari dagokion torlojuak kalkulatu da:

$$\frac{F_T/2A}{\sigma_e/k_f} + \frac{F_{\text{prek}}/A + F_T/2A}{\sigma_{yp}} = 1$$

$$\frac{1743,82}{415/2,5} + \frac{1743,82 \cdot A/A + 1743,82}{660} = 1$$

$$A = 28,889 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \rightarrow 28,889 = \pi \cdot r^2$$

$$r = 3,03 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{\varnothing_1 = 6,064 \text{ mm}}}$$

Hurrengo taulan diametro honi dagokion hari metrikoa zein den aukeratuko da.

ROSCAS METRICAS NORMAL M.A.						
Diámetro mm.	Paso mm.	Diámetro medio mm.	TORNILLO		TUERCA	
			Diámetro al fondo mm.	Area en mm. ²	Diámetro mayor mm.	Diámetro menor mm.
6	1	5.350	4.59	16.57	6.11	4.70
7	1	6.350	5.59	24.57	7.11	5.70
8	1.25	7.188	6.24	30.69	8.14	6.38
9	1.25	8.188	7.24	41.18	9.14	7.38
10	1.5	9.026	7.89	48.88	10.16	8.05
12	1.75	10.863	9.54	71.44	12.19	9.73
14	2	12.701	11.19	98.26	14.22	11.40
16	2	14.701	13.19	137	16.22	13.40
18	2.5	16.376	14.48	165	18.27	14.75
20	2.5	18.376	16.48	213	20.27	16.75
22	2.5	20.376	18.48	268	22.27	18.75
24	3	22.051	19.78	307	24.32	20.10
27	3	25.051	22.78	407	27.32	23.10
30	3.5	27.727	25.07	494	30.38	25.45
33	3.5	30.727	28.07	619	33.38	28.45
36	4	33.402	30.37	724	36.43	30.80
39	4	36.402	33.37	875	39.43	33.80
42	4.5	39.077	35.67	999	42.49	36.15
45	4.5	42.077	38.67	1174	45.49	39.15
48	5	44.752	40.96	1318	48.54	41.50
52	5	48.752	44.96	1588	52.54	45.50
56	5.5	52.428	48.26	1829	56.60	48.86
60	5.5	56.428	52.26	2145	60.60	52.86
64	6	60.103	55.56	2424	64.65	56.21
68	6	64.103	59.56	2786	68.65	60.21
72	6	68.103	63.56	3173	72.65	64.21
76	6	72.103	67.56	3584	76.65	68.21
80	6	76.103	71.56	4021	80.65	72.21

3.28.Taula: Torlojuen dimentsioak; iturria: MAQUÍNAS; A.L.Casillas

Diametro medioa dela eta, kalkulatuakoaren diametrotik hurbilen dagoen diametro normalizatua aukeratu behar da, baina, betiere, hurrengo handiena. Bestela baldintza ez da beteko.

Torloju honentzat M8 hari metrikoa aukeratuko da.

Bi pieza hauek kalkulatu ostean zilindro oleohidrauliko betentzat oinarrizkoak diren kalkuluak egingo dira, hala nola, atorra, pistoia, kirtena... kalkulatu dira.

3.2.12.3.- Atorraren barne diametroaren kalkulua

Atorraren barne diametroa dimentsionatzeko orduan kontutan hartu beharreko datuak zilindroak egin behar duen indarra eta olioak duen presioa izango da. aurretik aipatu bezala, indarra 1400 kg-takoa da eta olioaren presioa 160 bar-etakoa. Presio hau, UNE 101-362-86 arauaren arabera normalizatuta dago.

Hurrengoak dira araudi horren arabera normalizatuta dauden presio nominalak, bar-etan:

6,3- 10- 16- 25- 40- 63- 100- 160- 250- 315- 400

Lehenik, presioaren formulatik, presio nominal hori erabilita izan eduki behar den azalera minimoa kalkulatu da:

$$P = \frac{F}{A} \quad \rightarrow \quad A = \frac{F}{P} \quad (3.37)$$

non,

F: Indarra [N]

P: Presioa [bar]

A: Atorraren barne azalera [m²]

Azaleraren formula edukita, indarraren eta presioaren balioak ordezkaturaz, azalera minimoa kalkulatu da.

$$P = 160 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow P = 15680000 \text{ N/m}^2$$

$$F = 2000 \text{ kg} \rightarrow F = 19620 \text{ N}$$

$$A = \frac{19620 \text{ N}}{15680000 \text{ N/m}^2} = 1,251 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Behin azalera jakinda, barne diametroa kalkulatu da.

$$A = \frac{\pi \cdot \varnothing_{\text{barne}}^2}{4} \rightarrow \varnothing_{\text{barne}} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (3.38)$$

non,

$\varnothing_{\text{barne}}$: Atorraren barne diametroa [m]

$$\varnothing_{\text{barne}} = \sqrt{\frac{4.1,251 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,03991 \text{ m} = 39,91 \text{ mm}$$

Barne diametroa behin jakinda, UNE 101-360 arauaren bidez, barne diametro normalizatu bat aukeratuko da.

		Medidas en milímetros										
AL		8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
		(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250	(280)
		320	(360)	400	(450)	500						

3.29.Taula: Atorraren barne diametroaren neurriak; Iturria: UNE 101-360

Taula honetan jartzen duenez, erabili beharreko presioa normalizatua 160 bar- etakoa da diametro jakin horrentzat. Diametroari dagokionez, hurrengo handiena hartu behar denez gure diametroa 40 mm-takoa izango da.

Diametro normalizatua handiagoa denez, diametro hori erabiliz egingo den indar maximoa kalkulatu dugu.

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \cdot \varnothing^2}{4} \quad (3.39)$$

non, \varnothing : Atorraren diametro normalizatua [cm]

$$F = 160 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 2010,619 \text{ kg} \rightarrow F = 19724,175 \text{ N}$$

Zilindro oleohidraulikoari buruz momentu honetan dauden datuak ondorengoak dira:

$$P = 160 \text{ bar}$$

$$P_{\text{max}} = 250 \text{ bar}$$

$$\varnothing_{\text{barne}} = 40 \text{ mm}$$

$$A = 12,56 \text{ cm}^2$$

3.2.12.4.- Atorraren lodiera

Atorraren materiala ST-52 altzairu lapeatuzkoa izango da. katalogo batera joz, eta DIN 2391 arauaren arabera bere elastikotasun limitea(σ_E) eta tentsio(σ_R) balioak aterako dira.

$$\sigma_R = 58\text{kg/mm}^2 = 5800\text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_E = 48\text{kg/mm}^2 = 4800\text{kg/cm}^2$$

Atorraren neurri guztiak definituta geratu daitezten atorraren lodiera kalkulatu behar da. Horretarako bi hipotesi erabiliko dira, alde batetik, horma fineko hipotesia, eta bestalde, horma lodikoa. Lehenaren baldintza betetzen ez bada, bigarren hipotesia erabiliko da.

Atorraren materiala Ti-5Al-2,5Sn titanioa izango da. katalogo batera joz, eta DIN 2391 arauaren arabera bere elastikotasun limitea(σ_E) eta tentsio(σ_R) balioak aterako dira.

$$\sigma_R = 58\text{kg/mm}^2 = 5800\text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_E = 48\text{kg/mm}^2 = 4800\text{kg/cm}^2$$

Atorraren neurri guztiak definituta geratu daitezten atorraren lodiera kalkulatu behar da. Horretarako bi hipotesi erabiliko dira, alde batetik, horma fineko hipotesia, eta bestalde, horma lodikoa. Lehenaren baldintza betetzen ez bada, bigarren hipotesia erabiliko da.

• Horma fineko hipotesia

$$e < \varnothing_{\text{barne}}/40$$

Aurreko baldintza betez gero atorraren lodiera horma finekoa izango da. Baldintza hau betetzen ez bada, hurrengo hipotesira pasa beharko da, horma lodikoa hain zuzen.

Kasu honetan erabiliko den segurtasun koefizientea $CS=2,5$ izango da.

$$\sigma_E = \frac{4800\text{kg/cm}^2}{2,5} = 1920 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 = P \cdot \frac{\varnothing_{\text{barne}}}{2e} = 25 \cdot \frac{40}{2e} = 500/e$$

$$\sigma_2 = P \cdot \frac{\varnothing_{\text{barne}}}{4e} = 25 \cdot \frac{40}{4e} = 250/e$$

$$\sigma_3 = 0$$

$$VM = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$192 = \sqrt{\frac{\left(\frac{500}{e} - \frac{250}{e}\right)^2 + \left(\frac{250}{e} - 0\right)^2 + \left(0 - \frac{500}{e}\right)^2}{2}}$$

$$e = 2,255\text{mm}$$

$$2,255 < \frac{40}{40}$$

$$2,255 > 1$$

Ondorioz, horma lodiko hipotesira jo beharko da.

• Horma lodiko hipotesia

$$e > \emptyset\text{barne}/40$$

Horma lodiko hipotesian aurreko baldintza hori bete beharko da.

$$P_0 = 0$$

$$P_i = 16\text{MPa}$$

$$R_0 = R_i + e$$

$$R_i = 62,5\text{mm}$$

$$SK = 2,5$$

$$\sigma_1 = \frac{[P_i \cdot (R_i^2 + R_0^2)]}{(R_0^2 - R_i^2)} = \frac{[16 \cdot (20^2 + (20 + e)^2)]}{((20 + e)^2 - 20^2)}$$

$$\sigma_2 = \frac{(P_i \cdot R_i^2)}{(R_0^2 - R_i^2)} = \frac{(16 \cdot 20^2)}{((20 + e)^2 - 20^2)}$$

$$\sigma_3 = -16\text{MPa}$$

e-ri balioak emanez, σ_1 , σ_2 eta σ_3 kalkulatu dira eta ondoren Von Mises-en formularen ordezkatuz Von Mises-en tentsioa kalkulatu dugu. Ordezkapen bakoitzean lorturiko tentsioarekin hipotesia betetzen den konprobatuko da.

$$e = 5 \text{ mm} \rightarrow \sigma_1 = 72,888 \text{ MPa}; \sigma_2 = 28,44 \text{ MPa}; \sigma_3 = -16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} = 76,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = 76,97 \text{ MPa} < \sigma_E = 470 \text{ MPa}$$

5 mm-tako lodierak tentsio onargarria baino txikiagoa dela ematen du beraz, orain hasierako baldintza betetzen den konprobatuko da.

$$e > \varnothing_{barne}/40 \rightarrow \frac{\varnothing_{barne}}{e} < 40$$

$$\frac{40}{5} = 8 < 40$$

Beraz, hipotesia egokia da. Orduan, 5 mm-tako lodiera beharko da. Atorraren lodiera 5 mm-takoa izanik, eta erradioa 20 mm-takoa izanik, guztira 25 mm-tako erradio totala geratuko da. Non, guztizko atorraren diametroa 50 mm-takoa izango den. Presio diferentziak direla eta, diseinu kontuak eta normalizatutako neurriak kontutan hartuz, 9 mm-tako lodiera duen atorra fabrikatuko da. Atorra barnean daraman pieza fabrikatuko da, beraz, ez da hodi normalizatu bat aukeratuko, baina bai normalizatu baten neurriekin egin.

3.2.12.5.- Pistoia

Pistoiaaren dimentsionamendua iragazkortasun piezen arabera aldatzen da. Komertzial bakoitzak berari hobekien dagozkion neurriak ezartzen ditu.

Pistoiaaren eta atorraren barne diametroaren artean ez da kontakturik egongo. Kontaktuan gida eraztunak eta juntak egongo dira. Ondorioz, erabiliko den materiala F-114 izango da. Material hau aukeratu da, izan ere, erresistentzia handikoa delako eta mekanizatzeke erraza delako. Material honen tentsioa $\sigma=3000 \text{ kg/cm}^2$ -koa izanik.

Pistoiaren lodiera minimoa kalkulatzeko, seguritate koefizientea, SK=6 jarriko da. Horrela indar ebakitzailerik maximoarekin jokatuko da.

$$\tau_{onarg} = \frac{F_{max}}{A} = \frac{\sigma_{onag}}{\sqrt{3}}$$

$$\sigma_{onag} = \frac{\sigma_E}{6} = 500 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \pi \cdot \phi_{kirtena} \cdot L$$

Aldagaien balioak izanda, pistoiaren lodiera minimoa kalkulatu da.

$$L_{min} = \frac{F \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \phi_{kirtena} \cdot \sigma_{onag}}$$

$$L_{min} = \frac{2000 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 2,2 \cdot 500} = 1,5 \text{ cm}$$

Pistoiaren barnean eraztun gidariak eta junta joango dira, honek iragazkortasuna bermatuko du. Hau da, olio pistoiaren alde batetik bestera pasatzea ekidingo da.

3.2.12.6.- Pistoiaren kirtenaren diametroa

Kirtenaren diametroa kalkulatzeko orduan zilindro oleohidrauliko komertzialen katalogo bateko taulan atorraren barne diametroari dagokion kirtenaren diametroa azaltzen da.

Ø PISTON	Ø VASTAGO PISTON ROD Ø
40	22 28
50	28 36
63	36 45
80	45 56
100	56 70
125	70 90
160	90 110
200	125 140
250	140 180

3.30.Taula: Pistoi eta kirtenaren arteko erlazioa; Iturria: www.boschrexroth.es

Bi hauetatik zein den egokiena jakiteko, atorraren barne diametroaren erdiarekin $40/2=20$ mm. Kasu honetan 22 mm-tako kirtena hartuko da, balio horretatik hurbilen dagoena. Bien artean geratu izan balitz, lehenik txikiena hartu eta onargarria den konprobatuko genuke.

$$\varnothing_{\text{kirtena}} = 22 \text{ mm}$$

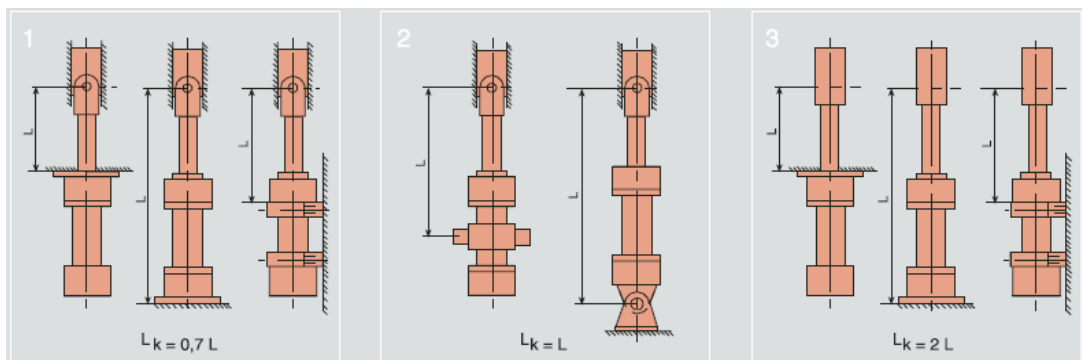
3.2.12.7.- Kirtenaren kalkuluak: Gilbordura

Kirtenak konpresiozko indar bat jasango du zilindro oleohidraulikoak bere lana egiten duen bakoitzean. Beraz, gilbordura kalkuluak egin behar dira gure kirtenaren diametroa egokia den edo ez jakiteko.

Barra zuzen batek zuzen egon ahal izateko, barraren sekzioari perpendikularra den indar bat eduki behar du. Indar honi indar kritikoa deritzo. Beraz, indar hau gainditzen duen indar bat aplikatuz gero barrari, barrak albo deformazio bat edukiko du. Ondorioz, barra ez da guztiz egonkor egongo.

Indar kritiko hori kalkulatzeko Euler edo Tetmajer-en formula konprobatzea izango da.

Zilindroaren erabilera zein den kontuan hartuz, gilborduraren luzera kalkulatzeko orduan β konstantea sartu behar da. konstante hau zilindroaren egoeraren arabera aldatuko da:



3.67.Irudia: Zilindroaren gilbordura luzera; iturria: www.boschrexroth.es

Mutur biak landatuta, $\beta = 0,5$

Muturrak landatuta eta giltzatuta, $\beta = 0,7$

Mutur biak giltzatuta, $\beta = 1$

Muturrak giltzatuta eta aske, $\beta = 2$

Orduan egoerarik txarrena erabiliz, hau da, muturrak giltzatuta eta aske dauden egoeran, $\beta = 2$ deneko egoera. Gilbordura luzera honela geratuko da:

$$L_k = \beta \cdot L$$

non, L_k : Gilbordura luzera [mm]

L : Kirtenaren luzera [mm]

β : Gilbordura luzeraren koefizientea

Kirtenaren luzera ibiltartearen bikoitza izango da, izan ere, joan etorria kontutan hartzen da.

$$L = c \cdot 2 = 19,35 \cdot 2 = 38,7 \text{ mm}$$

non, c : Ibiltartea [mm]

$$L_k = \beta \cdot L = 77,4 \text{ mm}$$

Indar onargarria kalkulatzeko bi era daude, alde batetik, Euler eta bestetik, Tetmajer. Bi kasu hauetan lerdentasunak kalkulatu behar dira, gero hauen arabera formula bat edo bestea erabiltzeko. Baina formula hauetan kirtenaren diametroa erabili behar da. Kasu honetan, 22 mm.

Honetaz gain, altzairuaren modulu elastikoa eta kirtenaren limite elastikoa jakin behar dira. Datu hauekin lerdentasunak kalkulatuko dira.

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{\varnothing_{\text{kirtena}}} = \frac{4 \cdot 77,4}{22} = 14,072$$

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_E}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6}{3465}} = 77,34$$

non, σ_E : *Limite elastikoa* [kg/cm^2]

E : *Modulu elastikoa* [kg/cm^2]

Hemen ikusten den moduan: $\lambda > \lambda_g$

Ondorioz, Euler-en bidezko kalkulua egin behar da. Hurrengo kalkuluetarako erabiliko den segurtasun koefizientea 3,5 ekoa izango da.

$$F_{\text{gilb}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{SK \cdot Lk^2}$$

non, F_{gilb} : Gilbordura emateko behar den indarra, indar kritikoa [kg]

I : Inertzia momentua [mm⁴]

$$F_{\text{gilb}} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{22^4 \cdot \pi}{64}\right)}{3,5 \cdot 77,34^2} = 11384220,06 \text{ kg}$$

Honen bidez egiaztatzen da egingo duen indarra, indar kritikoa baino txikiagoa izango dela.

$$F < F_{\text{gilb}}$$

$$2000 \text{ kg} < 11384220,06 \text{ kg}$$

Honez gain, presio kritikoa ematen denean gilborduraren kalkuluak egitea komenigarria da.

- $P_{\text{max}}=250 \text{ bar}$

$$F_{\text{max}} = 250 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 3141,59 \text{ kg}$$

$$F_{\text{max}} < F_{\text{gilb}}$$

Honela konprobatzen dugu, presio maximoa erabiliz ere, ez dugula indar kritikoa gainditzen, beraz aukeraturiko kirtenaren diametroa egokia da.

$\emptyset_{\text{kirtena}} = 22 \text{ mm}$
--

3.2.12.8.- Goiko estalkiaren lodiera

Estalkiek jasango duten indarra bider azalera izango denez, ondorengoa jasan behar izango du.

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \phi^2}{4}$$

$$F = 160 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 2010 \text{ kg}$$

Estalkientzako aukeratuko den materiala 3.1655 AlCu6BiPb(EN-AW-2011) aluminioa izango da. Aluminioa izanda, erabiliko den segurtasun koefizientea CS=4-koa izango da.

$$\sigma_{\text{onarg}} = \frac{\sigma_{\text{flu}}}{\text{CS}}$$

non, σ_{onarg} : Fluentziako tentsioa [N/mm² = MPa]

$$\sigma_{\text{onarg}} = \frac{275}{4} = 68,75 \text{ MPa} = 700,815 \text{ kg/cm}^2$$

Beraz, estalkiaren lodiera minimoa kalkulatu da.

$$e_{\text{min}} = \frac{\phi_{\text{kanpo}} - \phi_{\text{barne}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{onarg}}}}$$

non, e_{min} : Estalkiaren lodiera minimoa [cm]

ϕ_{kanpo} : Atorraren kanpo diametroa [cm]

$$e_{\text{min}} = \frac{5,8 - 4}{2} \cdot \sqrt{\frac{160}{700,815}} = 0,43 \text{ cm}$$

$$e_{\text{min}} = 4,3 \text{ mm}$$

Beraz, hau izan beharko da estalkiaren lodiera minimoa.

3.2.12.9.- Behe estalkia

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \phi^2}{4}$$

$$F = 160 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 2010 \text{ kg}$$

Estalkientzako aukeratuko den materiala ST-52 altzairua izango da. Altzairu honentzat ere, erabiliko den segurtasun koefizientea CS=4-koa izango da.

$$\sigma_{\text{onarg}} = \frac{\sigma_{\text{flu}}}{\text{CS}}$$

non, σ_{onarg} : Fluentziako tentsioa [kg/cm²]

$$\sigma_{\text{onarg}} = \frac{5800}{4} = 1450 \text{ kg/cm}^2$$

Beraz, estalkiaren lodiera minimoa kalkulatu da.

$$e_{\text{min}} = \frac{\phi_{\text{kanpo}} - \phi_{\text{barne}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{onarg}}}}$$

non, e_{min} : Estalkiaren lodiera minimoa [cm]

ϕ_{kanpo} : Atorraren kanpo diametroa [cm]

$$e_{\text{min}} = \frac{5,8 - 4}{2} \cdot \sqrt{\frac{160}{1450}} = 0,298 \text{ cm}$$

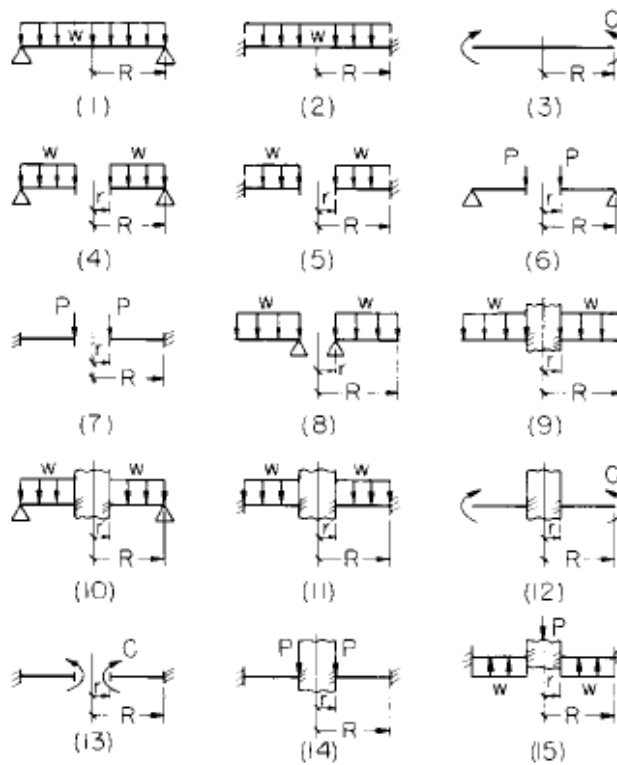
$$e_{\text{min}} = 2,989 \text{ mm}$$

Beraz, hau izan beharko da estalkien lodiera minimoa. Baina diseinu kontuak direla eta, 8 mm-tako lodiera izango du.

3.2.12.10.- Gidaria

Tapa gidariaren kalkuluak hasi aurretik hau osatuta dagoen materiala eta bere ezaugarriak zehaztu dira. Tapa Gidaria Fe-45012 burdinurtu harikorrez eginda dago. Burdinurtu honen isurpen tentsioa $\sigma_{yp} = 310 [MPa]$ da eta haustura tentsioa $\sigma_u = 450 [MPa]$. Burdinurtua izanik, nahiz eta harikorra izan, kalkulurako erabili den segurtasun koefizientea $CS = 7 [-]$ -koa da.

Tapa gidariaren lodiera kalkulatzeko "Standard Handbook for Mechanical Engineers. Mark`s. 1958" liburuko plater lauetaiko presioaren formula berbera erabili da.



3.68.Irudia: Zilindroak jasango dituen esfortzuen adibideak; Iturria: www.boschrexroth.es

3.28.Irudian ikusi daiteken bezala, tapa gidariak duen finkapen sistema 5. kasuari dagokio non ertzak landatuta dauden eta erdigunea aske dituen. Horrela irudiaren araberako erradio erlazioa hurrengoa da.

$$\frac{R}{r} = \frac{20}{11} = 1,818$$

Case	k	k_1	R/r							
	1.25		1.5		2		3		4	
Case	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
1	1.24	0.696								
2	0.75	0.171								
3	6.0	4.2								
4	0.592	0.184	0.976	0.414	1.440	0.664	1.880	0.824	2.08	0.830
5	0.105	0.0025	0.259	0.0129	0.481	0.057	0.654	0.130	0.708	0.163
6	1.10	0.341	1.26	0.519	1.48	0.672	1.88	0.734	2.17	0.724
7	0.195	0.0036	0.320	0.024	0.455	0.081	0.670	0.171	1.00	0.218
8	0.660	0.202	1.19	0.491	2.04	0.902	3.34	1.220	4.30	1.300
9	0.135	0.0023	0.410	0.0183	1.04	0.0938	2.15	0.293	2.99	0.448
10	0.122	0.00343	0.336	0.0313	0.740	0.1250	1.21	0.291	1.45	0.417
11	0.072	0.00068	0.1825	0.005	0.361	0.023	0.546	0.064	0.627	0.092
12	6.865	0.2323	7.448	0.6613	8.136	1.493	8.71	2.555	8.930	3.105
13	6.0	0.196	6.0	0.485	6.0	0.847	6.0	0.940	6.0	0.801
14	0.115	0.00129	0.220	0.0064	0.405	0.0237	0.703	0.062	0.933	0.092
15	0.090	0.00077	0.273	0.0062	0.710	0.0329	1.54	0.110	2.23	0.179

3.31.Taula: Koefizienteen balioak; iturria: www.boschrexroth.es

1,818 balioa ez dago taularatuta, horregatik bere balioa interpolazio linealez lortu da (Ikus 3.31.Taula).

$$k_{1,5} = 0,259 \rightarrow k_{1,818} = 0,38564 \rightarrow k_2 = 0,481$$

Lortutako datuak plater lauen formularen ordezkatuz tapa gidariaren lodieraren balio minimoa lortzen da. Kontuan izan behar da tentsioaren muga materialaren isurpen tentsioak ezarriko duela dagokion segurtasun koefizientearekin murriztuta.

$$\sigma = k \frac{P_{\max} R^2}{e^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \tag{3.41}$$

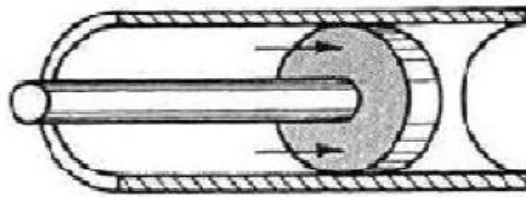
$$\frac{68,75}{4} \geq 0,38564 \cdot \frac{25 \cdot 20^2}{e^2} \quad ; \quad e \geq 14,979 \text{ mm}$$

Taparen lodierarako kalkulu emaitza $e \geq 14,979 \text{ mm}$ -koa da. Presioari eusteko behar duen gutxienezko lodiera izanik. Edonola ere, gidarian bestelako elementu batzuk kokatu behar dira eta horren ondorioz tapa gidariaren lodiera $e = 22 \text{ mm}$ -koa izango da.

3.2.12.11.- rrakorrak

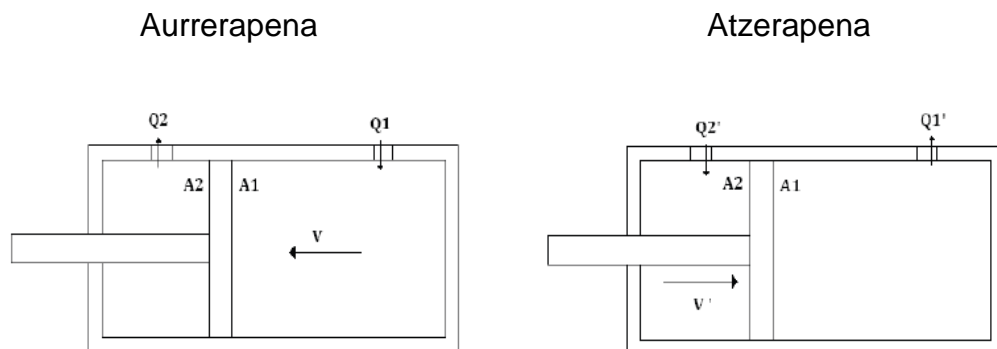
Errakorrak katalogoetatik aukeratuko dira, baina lehenengoz, zein errakor aukeratu behar den jakiteko, tutuen neurriak kalkulatu behar dira. Gero, neurri horiekin errakorrak aukeratzeko.

Hori kalkulatzeko, pistoiak dituen abiadura desberdinak kontutan hartu behar dira. Lan abiadura eta hurbilpen abiadura ($V_{lan}=7$ m/min) berdinak izango dira.



3.69.Irudia: Zilindroaren mugimendua; iturria: www.ingemecanica.com

Lehenik tutu bakoitzaren neurriak kalkulatu behar dira, baina horretarako bakoitzetik pasatzen den emaria kalkulatu behar da. Emari hauek kalkulatzeko bi egoera desberdinak behar dira.



3.70.Irudia: Errakor eta pistoiaren mugimendua; iturria: www.ingemecanica.com

Lehenengo egoeran, hau da, aurrerapenean, olioak atzeko estalkiko errakorretik sartuko da eta kirtena zilindrotik aterako da 7m/min-ko abiaduraz. Kirtena zilindrotik ateratzen bada, pistoiak ere kirtenaren norabide berdinean mugituko da. Beraz, pistoiaren beste aldean dagoen olioak aurreko estalkiko errakorretik irtengo da. Ondorioz, hau izango da emari bien arteko erlazioa.

$$Q_1 = Q_2 \cdot R \quad (3.42)$$

non, Q_1 : Sarrera emaria [cm^3/s]

Q_2 : Irteera emaria [cm^3/s]

R: Azaleren arteko emaria

Azaleren arteko erlazioa kalkulatu da.

$$R = \frac{A_1}{A_2} \quad (3.43)$$

non, A_1 : Pistoiaaren azalera [cm^2]

A_2 Pistoiaaren azalera – Kirtenaren azalera [cm^2]

$$A_1 = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,5664 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} - \frac{\pi \cdot 2,2^2}{4} = 8,765 \text{ cm}^2$$

$$R = \frac{A_1}{A_2} = \frac{12,5664}{8,765} = 1,43$$

Azaleren arteko erlazioa kalkulatu, atzeko errakorreko emaria eta aurreko errakorreko emaria kalkulatu dira.

$$v_{\text{lan}} = 7 \text{ m/min} = 11,67 \text{ cm/s}$$

$$Q_1 = v \cdot A_1 = 11,67 \cdot 12,5664 = 146,65 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 8,8 \text{ l/min}$$

$$Q_2 = \frac{Q_1}{R} = \frac{8,8}{1,43} = 6,153 \text{ l/min}$$

Bigarren egoeran, olio aurreko estalkiko errakorretik sartuko da eta pistoiak atzerapen mugimendua egitea ahalbidetzen du. Hurbilpen atzerapen hau, $V_{\text{hurbil}}=7 \text{ m/min}=11,67 \text{ cm/s}$ -ko abiaduraz egingo da. Aitzeko estalkiko errakorretik olio irtenaz, honela geratuko litzateke emarien arteko erlazioa.

$$Q'_1 = Q'_2 \cdot R \quad (3.44)$$

non, Q'_1 : Irteerako emaria [cm^3/s]

Q'_2 : Sarrerako emaria [cm^3/s]

Lehenengo egoerako azalera erlazioa berdina izango da eta sarrerako emaria ezaguna denez, irteerako emaria kalkulatu da.

$$Q'_2 = v_{\text{hurbil}} \cdot A_2 = 11,62 \cdot 8,765 = 101,847 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 6,11 \text{ l/min}$$

$$Q'_1 = 6,11 \cdot 1,43 = 8,7386 \text{ l/min}$$

Bi egoeratan dauden emariak behin kalkulatu ditugula, tutu bakoitzeko emari maximoa zein den ikustea falta da.

Aurrerapena

Atzerapena

$$Q_1 = 85,93 \text{ l/min}$$

$$Q'_1 = 67,64 \text{ l/min}$$

$$Q_2 = 58,86 \text{ l/min}$$

$$Q'_2 = 46,33 \text{ l/min}$$

Beheko errakorretik pasako den emari maximoa:

$$Q_1 = 8,8 \text{ l/min}$$

Goiko errakorretik pasako de emari maximoa:

$$Q_2 = 6,153 \text{ l/min}$$

3.2.12.12.- Tutuen dimentsionamendua

Lehenik, olioaren abiadura maximoa zein den jakin behar da, horretarako, ondorengo taula honetaz baliatuko da. Kasu honetan 160 bar-etako presioa denez, olioaren abiadura 5,5 m/s-koa izango da.

tipo de tubería	margen de presión	velocidad de flujo
tubo de aspiración		1,0 m/s
conducto de retorno		3,0 m/s
tubería de presión	0 - 25 bar	3,0 m/s
	25 - 50 bar	4,0 m/s
	50 - 100 bar	4,5 m/s
	100 - 150 bar	5,0 m/s
	150 - 210 bar	5,5 m/s
	210 - 315 bar	6,0 m/s

3.32.Taula: Tutuetatik doan fluxaren abiadura; iturria: www.ingemecanica.com

Olioaren abiadura behin jakinda, tutuen sarrera eta irteerako dimentsioak kalkulatu dira.

$$Q = A \cdot v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (3.45)$$

non, v : Olioaren abiadura [cm/s]

d : Tutuaren diametroa [cm]

Beheko errakorra:

$$Q_{1\max} = 146,65 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 146,65}{\pi \cdot 550}} = 0,583 \text{ cm} = 5,8 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 5,8 \text{ mm}$$

Goiko errakorra:

$$Q_{2max} = 102,55 \text{ cm}^3/s$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,55}{\pi \cdot 550}} = 0,487 \text{ cm} = 4,87 \text{ mm}$$

$$d_{2min} = 4,87 \text{ mm}$$

Diametro hau tutuaren barne diametroa da, bere balioa jakinda kanpo diametro bat aukeratu eta katalogoetan begiratu, errakor bat aukeratuko da.

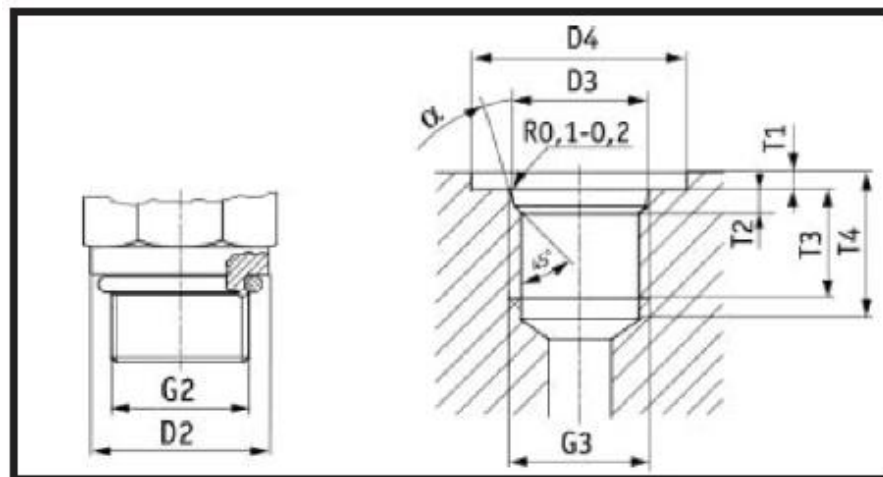
Gas motako hari bat erabiliko da, izan ere, mota honetako haria erabiltzen baita jariakinekin lanean gabiltzanean. Mota honetako aplikazioetan erabiltzen den hari motarik seguruena ere bada.

Bere datuak ondorengoak dira:

Serie	Ø	G1/G2	D2	D3	D4	T1	T2	T3	T4	α	junta tórica
L	6, 8, 10	7/16"-20 UNF	16	12,4	21	1,6	2,4	11,5	14	12°	8,92 x 1,83
L	8	1/2"-20 UNF	17	14	23	1,6	2,4	11,5	14	12°	10,52 x 1,83
L	6, 10, 12	9/16"-18 UNF	17,6	15,6	25	1,6	2,5	12,7	15,5	12°	11,89 x 1,98
L	12, 15, 18	3/4"-16 UNF	22,3	20,6	30	2,4	2,5	14,3	17,5	15°	16,36 x 2,2
L	12, 18, 22	7/8"-14 UNF	25,5	23,9	34	2,4	2,5	16,7	20	15°	19,18 x 2,46
L	22, 28	1"1/16-12 UN	31,9	29,2	41	2,4	3,3	19	23	15°	23,47 x 2,95

3.33.Taula:Errakorren dimentsioak;Iturria:www.hansa-flex.com

Errakorren zuloen itxura akotatuta:



3.71.Irudia:Errakorren dimentsioak;Iturria:www.hansa-flex.com

3.2.12.13.- Ponpa hidraulikoa

Ponpa aukeratzeko orduan, lehenik eta behin, lan abiadura zehaztu behar da, izan ere, presioaren arabera aldatzen baita. Lan presioa 160 bar eta lan abiadura 7 m/min-koa izanik.

Ponpa hidrauliko bat aukeratu behar da, horretarako katalogo batera joko da. Ponpa aukeratuta emaria eta beharrezko potentzia kalkulatu dira. Presio handia behar denez, emari aldakorreko ponpa bat aukeratu da. Atos markako PFE-32016 ponpa izango da. Ponpa hau aukeratzeko, lehenik emaria eta potentzia kalkulatu behar dira. Eman behar den presioa 160 bar denez eta balbulak presioa jaitsarazten dutenez, presio gehixeago ematen duen ponpa aukeratu da. Emariaren kasuan, aurreko puntuan kalkulatu emaria baliatuko dugu, hau da, 8,8 l/min-koa.

Model	Displacement cm ³ /rev	Max pressure (1)	Speed range rpm (2)	7 bar (3) l/min kW		140 bar (3) l/min kW		at max. pressure (3) l/min kW	
PFE-32016	16,5	210 bar	1000-2500	23	0,35	20	6	16	10
PFE-32022	21,6	300 bar	1200-2500	30	0,6	26	7	20	16
PFE-32028	28,1			40	0,8	36	10	30	20
PFE-32036	35,6	280 bar	1000-2200	51	1	46	12,5	40	26
PFE-42045	45			64	1,3	60	16	56	31
PFE-42056	55,8	250 bar	800-2000	80	1,6	75	21	70	40
PFE-42070	69,9	210 bar		101	2	95	26	90	42
PFE-42085	85,3	250 bar	1000-2000	124	2,4	118	32	114	43
PFE-52090	90			128	2,7	119	33	111	54
PFE-52110	109,6			157	3,2	147	40	138	66
PFE-52129	129,2	210 bar	800-1800	186	3,7	174	47	163	78
PFE-52150	150,2			215	4,2	204	55	197	80

3.35.Taula: Ponparen ezaugarriak; iturria: www.atos.com

Datuak:

- Desplazamendua: 16,5 cm³/bira
- Lan Pmax: 210 bar
- Emaria 1450 bira/min: 105,8 l/min
- Abiadura: 1000-2500 bira/min
- Errendimendu totala: %82

Emaria aurretik kalkulatu dagoenez, beharrezko potentzia kalkulatu dugu.

$$Q=8,8 \text{ l/min}$$

$$P=160 \text{ bar}$$

$$Pot_{\text{ponpa}} = \frac{P(\text{Kg/cm}^3) \cdot Q(\text{l/min})}{450 \cdot \eta} = \frac{160 \cdot 8,8}{450 \cdot 0,82} = 3,816 \text{ C.V.} = 2,806 \text{ KW}$$

3.2.12.14.- Motor elektrikoa

Zilindro hidraulikoak indar maximoa egin dezan behar duen potentzia aurreko atalean kalkulatu da. Sistemak, 2,806 KW-ko potentzia minimoa izan behar du. Motorra aukeratzeko orduan potentzia hau baino handiagoa eman dezakeen motorra aukeratu da. Motorren katalogora jo eta Siemens 1GG6 188-ON C-7N V3 motorra aukeratu da. Bere ezaugarriak ondorengoak izanik.

Potencia nominal a 50 Hz		Tamaño		Valores de servicio a potencia nominal						Referencia	Precio	Peso
P_N kW	P_N kW	Tam.	n_N min ⁻¹	M_N Nm	Clase de eficiencia según CEMEP	Eficiencia a 50 Hz, 4/4 de carga	Eficiencia a 50 Hz, 3/4 de carga	Factor de potencia a 50 Hz, 4/4 de carga	Corriente nominal a 400 V, 50 Hz			
P_N kW	P_N kW	Tam.	n_N min ⁻¹	M_N Nm	EFF2	η_N %	η_N %	$\cos \phi_N$	I_N A		m kg	
2 polos, 3000 min⁻¹ a 50 Hz, 3600 min⁻¹ a 60 Hz, clase de aislamiento 155 (F), grado de protección IP55												
0,09	0,11	56 M	2830	0,3		63	62	0,81	0,26	1LA7 050-2AA00	3	
0,12	0,14	56 M	2800	0,41		65	64	0,83	0,32	1LA7 053-2AA00	3	
0,18	0,21	63 M	2820	0,61		64	63	0,79	0,51	1LA7 060-2AA00	3,5	
0,25	0,29	63 M	2830	0,84		65	65	0,80	0,69	1LA7 063-2AA00	4,1	
0,37	0,43	71 M	2740	1,3		66	65	0,82	1	1LA7 070-2AA00	5	
0,55	0,63	71 M	2800	1,9		71	70	0,82	1,36	1LA7 073-2AA00	6	
0,75	0,86	80 M	2855	2,5		73	72	0,86	1,73	1LA7 080-2AA00	9	
1,1	1,3	80 M	2845	3,7	EFF2	77	77	0,87	2,4	1LA7 083-2AA00	11	
1,5	1,75	90 S	2860	5	EFF2	79	80	0,85	3,25	1LA7 090-2AA00	12,9	
2,2	2,55	90 L	2880	7,3	EFF2	82	82	0,85	4,55	1LA7 096-2AA00	15,7	
3	3,45	100 L	2890	9,9	EFF2	84	84	0,85	6,1	1LA7 106-2AA00	22	
4	4,6	112 M	2905	13	EFF2	86	86	0,86	7,8	1LA7 113-2AA00	29	
5,5	6,3	132 S	2925	18	EFF2	86,5	86,5	0,89	10,4	1LA7 130-2AA00	39	
7,5	8,6	132 S	2930	24	EFF2	88	88	0,89	13,8	1LA7 131-2AA00	48	

3.36.Taula: Motor elektrikoaren ezaugarria; turria: www.industry.siemens.com

- Tortsio maximoa: 13 N.m
- Abiadura maximoa: 2905 bira/min
- Potentzia: 4 KW
- Errendimendua: %86

Beraz, ponpari eman beharreko potentzia motorrak ematen duena baino txikiagoa dela frogatu behar da.

$$Pot = \frac{Pot_{\text{ponpa}}}{\eta} = \frac{2,807}{0,82} = 3,42 \text{ KW}$$

$$Pot_{ponpa} = 3,42 \text{ KW} < Pot_{motorea} = 4 \text{ KW}$$

3.2.12.15.- Olioaren erregimena

Olio aukeratzeko orduan bi ezaugarri baliatu behar ditugu. Alde batetik, olioaren betebeharra eta bestetik, olioaren ezaugarriak.

Olioaren eginkizunetako bat potentzia igortzea da. Horretarako, ezinbestekoa da olio sistemako pieza guztien artetik sartu ahal izatea.

Potentzia igortzeaz gain, olioak sistemako pieza guztien funtzionamendu egokia bermatu behar du. Pieza guztiak olioztatuta izanik.

Zilindroaren errefrigerazioa ere bere eginkizuna da. Zilindroaren mugimendua dela eta, piezak berotu egiten dira eta hauek hozteko helburua du.

Funtzio guzti hauek bete ditzan, aplikazio, olioaren hasierako tenperatura aurreko piezeta sartzean eta hasierako tenperatura minimoaren arabera (10°C baino handiagoa) biskositate zehatz bat duen olio aukeratu da.

CARACTERÍSTICAS	NORMA ASTM	OILTRAN W-46	OILTRAN W-68	OILTRAN W-100	OILTAN W-150
Viscosidad cSt a 40 °C	D-445	43,95	65,09	97,2	152,9
Viscosidad cSt a 100 °C	D-445	8,2	10,65	12,5	17,2
Índice de Viscosidad (min)	D-2270	155	153	125	125
Punto de Congelación	D-97	-30	-30	-30	-30
ANTIHERRUMBRE					
Agua Salada	D-665 (B)	PASA	PASA	PASA	PASA
ENSAYO FZG	Supera Grado	11	11	11	11
Viscosidad ISO/VG	(ISO 3348)	46	68	100	150

3.37.Taula: Olioaren ezaugarriak; iturria: www.cepsa.com

Biskositate indize altua du, horrela tenperatura aldaketa handiak bermatu ditzake.

Presio altuak eta higadurarekiko erresistentzia handia dauka. Baldintza txarretarako olio egokia da.

Aukeratutako olioaren fluxu laminarrekota izan behar da, horrela zurrumbilrik gerta ez dadin. Hau ez gertatzeko, Reynolds zenbakia 2300 baino balio txikiagokoa izan behar da. Olioaren abiadura 5,5 m/s-koa da.

Olioaren biskositatea:

$$\nu = 152,9 \text{ cSt} = 152,9 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} = 1,529 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reynolds zenbakiaren formularekin:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu} < 2300$$

$$\text{Re} = \frac{5,5 \text{ m/s} \cdot 0,018 \text{ m}}{1,529 \cdot 10^{-4}} = 647,48$$

$$\text{Re} = 647,48 < 2300$$

Olitraren W-150 motako olioaren aukeratutako dugu. Izan ere, fluxu laminarra izatea betetzen du.

3.2.12.16.- Juntak

Zilindrorako bi junta mota erabiliko dira. Guztira junta toriko bat eta pistoi junta bat.

Ondoren aukeratutako junten banakako aukeraketa adieraziko da. Ezaugarriak azalduz.

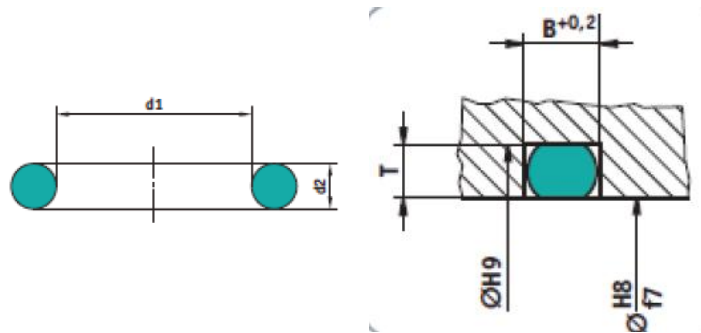
• Junta torikoa

Lau junta toriko erabiliko dira, aurretik aipatu bezala. Gidari eta atorraren artean kokatuko den junta izango da. Junta toriko hauen sekzioa zirkularra da eta hauen funtzioa olioaren iragazkortasuna bermatzea da.

OR estatikotasun junta aukeratuko da, izan ere, zilindroan emango den presioa 160 bar direla kontuan hartuz.

Muntaketa burutu ondoren juntaren sekzioa deformatuta geratuko da, sekzioa laukizuzena izatera pasatuz.

Junta torikoaren dimentsioak bi datu hauetara mugatzen dira.



3.72.Irudia

d_2	T	B+ 0,2
1,50	1,1 ± 0,06	2,18
1,60	1,2 ± 0,06	2,31
1,78	1,4 ± 0,07	2,54
2,00	1,5 ± 0,08	2,86
2,40	1,8 ± 0,10	3,38
2,50	1,9 ± 0,10	3,51
2,62	2,0 ± 0,10	3,57
3,00	2,3 ± 0,15	4,08
3,50	2,7 ± 0,14	4,58
3,53	2,7 ± 0,14	4,72
4,00	3,1 ± 0,16	5,23
4,50	3,5 ± 0,18	5,85
5,00	3,9 ± 0,20	6,46
5,30	4,1 ± 0,21	7,10
5,33	4,1 ± 0,21	7,14
5,50	4,3 ± 0,22	7,20
5,70	4,4 ± 0,23	7,66
6,00	4,7 ± 0,24	8,05
6,50	5,1 ± 0,26	8,37

d_2	T	B+ 0,2
6,99	5,5 ± 0,28	8,97
7,00	5,5 ± 0,28	8,98
7,50	5,9 ± 0,30	9,63
8,00	6,3 ± 0,32	10,27
8,40	6,4 ± 0,34	10,78
8,50	6,7 ± 0,34	10,91
9,00	7,1 ± 0,36	11,55
9,50	7,5 ± 0,38	12,19
10,00	7,9 ± 0,40	12,75
10,50	8,2 ± 0,42	13,48
11,00	8,6 ± 0,43	14,08
11,50	9,0 ± 0,46	14,69
12,00	9,4 ± 0,48	15,31
12,50	9,8 ± 0,50	15,92
13,00	10,2 ± 0,52	16,54
13,50	10,6 ± 0,54	17,15
14,00	11,0 ± 0,56	17,77
14,50	11,4 ± 0,58	18,38
15,00	11,8 ± 0,60	19,00

3.38.Taula:Junta torikoaren dimentsioak;Iturria:www.epidor.com

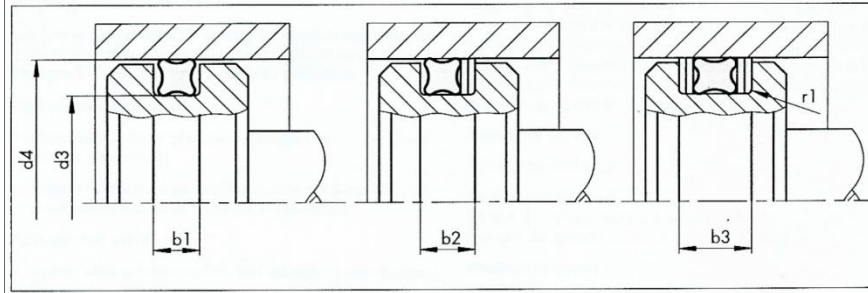
Junta bat gidarian doa, eta gidariaren alojamenduaren diametro txikia 41 mm-takoa denez: **Junta torikoa (OR) 41 x 4**

- **Pistoi junta**

Pistoi junta bat erabiliko da, izenak esaten duen bezala, pistoi eta atorraren artean oliorik pasatu ez dadin pistoiaren alde batetik bestera. Junta honen sekzioa irudian ikusten den bezala X itxura izango du.

Junta muntatu ostean presioa jasan ahal izateko deformatu egingo da.

■ **Recomendaciones de instalación**
Junta QUAD-RING® con aro de apoyo (en espiral) para aplicación radial-dinámica (alternativa) – "Estanquidad exterior" –



3.73. Irudia: Pistoï juntaren dimentsioak, Iturria: www.epidor.com

Camisa	Junta QUAD-RING®		Aro de apoyo en espiral	Ø-Alojamiento	Ancho del alojamiento			Radio
	Nº de pieza	Dimensiones			Nº de pieza	b ₁ +0,2	b ₂ +0,2	
d ₄ H8				d ₃ h9				r ₁
6,0	QRAR04005	2,57x1,78	BP1500030	3,0	2,0	3,4	4,4	0,2
8,0	QRAR04008	4,47x1,78	BP1500050	5,0	2,0	3,4	4,4	0,2
10,0	QRAR04010	6,07x1,78	BP1500070	7,0	2,0	3,4	4,4	0,2
12,0	QRAR4012A	8,20x1,78	BP1500090	9,0	2,0	3,4	4,4	0,2
14,0	QRAR04013	10,82x1,78	BP1500110	11,0	2,0	3,4	4,4	0,2
15,0	QRAR4111A	10,20x2,62	BP2300104	10,4	3,0	4,4	5,8	0,3
16,0	QRAR04111	10,77x2,62	BP2300114	11,4	3,0	4,4	5,8	0,3
18,0	QRAR04112	12,37x2,62	BP2300134	13,4	3,0	4,4	5,8	0,3
20,0	QRAR4114A	14,70x2,62	BP2300154	15,4	3,0	4,4	5,8	0,3
22,0	QRAR4115A	16,20x2,62	BP2300174	17,4	3,0	4,4	5,8	0,3
25,0	QRAR4210A	18,20x3,53	BP3200186	18,6	4,0	5,4	6,8	0,4
28,0	QRAR04212	21,82x3,53	BP3200216	21,6	4,0	5,4	6,8	0,4
30,0	QRAR04213	23,39x3,53	BP3200236	23,6	4,0	5,4	6,8	0,4
32,0	QRAR04214	24,99x3,53	BP3200256	25,6	4,0	5,4	6,8	0,4
35,0	QRAR04216	28,17x3,53	BP3200286	28,6	4,0	5,4	6,8	0,4
40,0	QRAR04219	32,92x3,53	BP3200336	33,6	4,0	5,4	6,8	0,4

3.39. Taula: Pistoï juntaren dimentsioak, Iturria: www.epidor.com

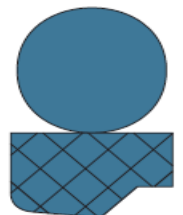
• **Kirten junta**

Zilindro olehidrauliko honek kirten junta bat eramango du, gidarian kokatuko da eta pistoiaren aurrera eta atzeranzko mugimendua bermatu behar denez, abiadura maximoa kontutan hatu behar da. V_{lan}=0,116m/s –ko abiadura izango du.

Katalogoan begiratu eta aukeratuko den lehen mailako kirten junta, **OMEGAT OMS-MR** da eta bere ezaugarriak ondorengoak dira:

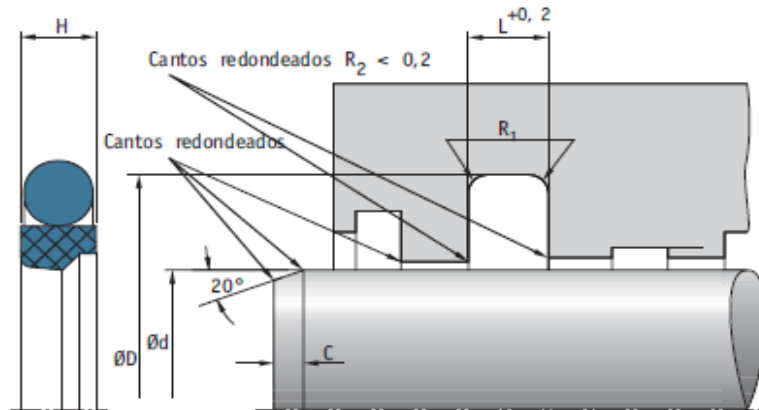
Presio onargarria: 40 MPa

Abiadura onargarria: 0,5 m/s



3.74. Irudia: Kirten junta; Iturria: www.epidor.com

Kirtenaren diametroa 22 mm-takoa denez, katalogora jo eta taulako neurriak zehaztuko dira:



3.75.Irudia: Kirten juntaren dimentsioak; iturria: www.epidor.com

d (f8)	D (H8)	H	L	C	R1	Perfil	Código		
							Bronce NBR	Bronce FKM	F.Vidrio NBR
10	14,9	2	2,2	2	0,3	2,45	532.338	*449.206	337.013
10	17,3	3	3,2	2,5	0,5	3,65	509.311	*456.777	337.031
12	16,9	2	2,2	2	0,3	2,45	417.270	*449.208	337.014
12	19,3	3	3,2	3	0,5	3,65	509.312	*440.009	337.032
14	18,9	2	2,2	2	0,3	2,45	417.272		*337.015
14	21,3	3	3,2	3	0,5	3,65	509.313		337.033
15	19,9	2	2,2	2	0,3	2,45	417.273		*337.016
15	22,3	3	3,2	3	0,5	3,65	509.314		337.034
16	20,9	2	2,2	2	0,3	2,45	417.274	*439.974	337.061
16	23,3	3	3,2	3	0,5	3,65	509.316	*456.776	337.035
18	22,9	2	2,2	2	0,3	2,45	417.276		*337.017
18	25,3	3	3,2	3	0,5	3,65	509.317		337.012
20	27,3	3	3,2	3	0,5	3,65	417.277	*439.973	336.995
20	30,7	4	4,2	3,5	0,8	5,35	509.318	449.213	337.011
22	29,3	3	3,2	3	0,5	3,65	417.278	*456.770	337.018
22	32,7	4	4,2	3,5	0,8	5,35	509.319	*456.751	337.036
25	32,3	3	3,2	3	0,5	3,65	417.280	439.972	337.019
25	35,7	4	4,2	3,5	0,8	5,35	509.320	*463.675	337.037
28	35,3	3	3,2	3	0,5	3,65	417.281	456.755	*337.020
28	38,7	4	4,2	3,5	0,8	5,35	509.321	456.763	337.038
30	37,3	3	3,2	3	0,5	3,65	417.282	*449.220	449.214
30	40,7	4	4,2	3,5	0,8	5,35	509.322	449.214	*336.998

3.40.Taula: Kirten juntaren dimentsioak; iturria: www.epidor.com

3.2.13.- Bielaren goiko ardatza

Mugimendua transmititzeko erabiltzen den multzoaren amaieran kokatzen da ardatz hau. Ardatz honek bielaren eta multzo higikorren arteko lotura funtzioa egingo du.

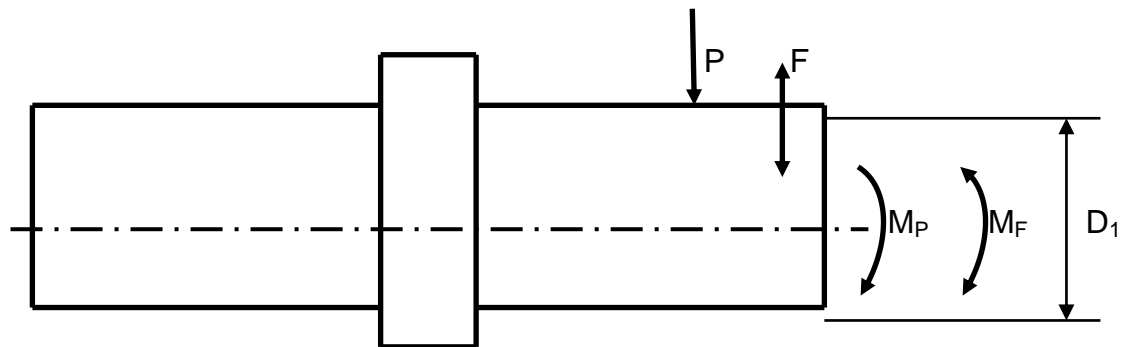
Ardatz hau fabrikatzeko erabiliko den materiala F-122 motako altzairua izango da. Bere ezaugarriak ondorengoak izanik:

- Elastikotasun muga elastikoa: $\sigma_{YP} = 1400 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 1750 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 525$
- Tentsio ebakitzailaren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 700 \text{ N/mm}^2$

			CARACTERISTICAS MECANICAS									
TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	OBSERVACIONES	R	E	A	Σ	ρ	DUREZA			
				RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO O %	ESTRICCION %	RESILIE NCIA Kas /cm ²	BRINELL	ROCKWELL		
NCIA	F-122	221	RECOCIDO: TEMPLADO AL AIRE Y REVENIDO, TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO	85-90 150	110- 150-175	95-130 130- 140	8-5 5-4		8-6	250-270 395	310- 460-525	44-55
	F-123	222	RECOCIDO: TEMPLADO Y REVENIDO	70-80 120	90- 120	75-100	12-7	45-50	12-8	200-230 370	250- 370	
	F-124	231	RECOCIDO: TEMPLADO Y REVENIDO	85-90 120	100- 120	85-100	8-5		8-5	250-270 370	280- 370	

3.41.Taula: Altzairuaren ezaugarriak,Iturria:AL-KO

Pieza honek izango duen itxura, zilindrikoa izango da.



3.76.Irudia:Ardatzaren aurre-dimentsionamendua,Iturria:Berezko egitea

Ardatz honen gainean aplikaturik dauden indarrak eta momentuak motelgailuak eragindako esfortzuak eta piezen pisuak eragindakoak izango dira.

$$P_{MH} = m_{MH} \cdot g$$

non, P_{MH} : Multzo higikorren pisua

m_{MH} : Multzo higikorren masa

$$P_{MH} = 132,7763 \cdot 9,81 = 1302,5 \text{ N}$$

$$M_P = P_{MH} \cdot d_P$$

non, M_P : Pisuak eragindako momentua.

d_P : Multzo higikorren masa zentrotik, ardatzaren sekzio kritikoenera dagoen distantzia.

$$M_P = 1302,5 \cdot 930 = 1211343,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_F = F \cdot d_F$$

non, M_F : Motelgailuak eragindako indarrak sortzen duen momentua.

d_F : Motelgailuak sortzen duen indarra aplikatuta dagoen puntutik, ardatzaren sekzio kritikoenera dagoen distantzia.

$$M_F = 13734 \cdot 182 = 2499588 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ardatz honen sekzio kritikoena kalkulatzeko erabiliko den hipotesia, neke hipotesia izango da, baina tentsio normalarekin egin beharrean tentsio ebakitzailarekin burutuko da.

$$\tau_F = \frac{4 \cdot V_F}{3 \cdot A} \quad (3.4)$$

non, τ_F : Motelgailuaren indarrak sortutako tentsio ebakitzaila.

V_F : Motelgailuak sortzen duen indarra.

A : Ardatzaren sekzio kritikoaren azalera.

$$\tau_F = \frac{4 \cdot 13734}{3 \cdot \pi \cdot r^2} = \tau_r$$

$$\tau_P = \frac{4 \cdot V_P}{3 \cdot A} \tag{3.3}$$

non, τ_P : Multzo higikorren pisuak sortutako tentsio ebakitzalea.

V_P : Multzo higikorren pisua.

$$\tau_P = \frac{4 \cdot 1302,5}{3 \cdot \pi \cdot r^2} = \tau_m$$

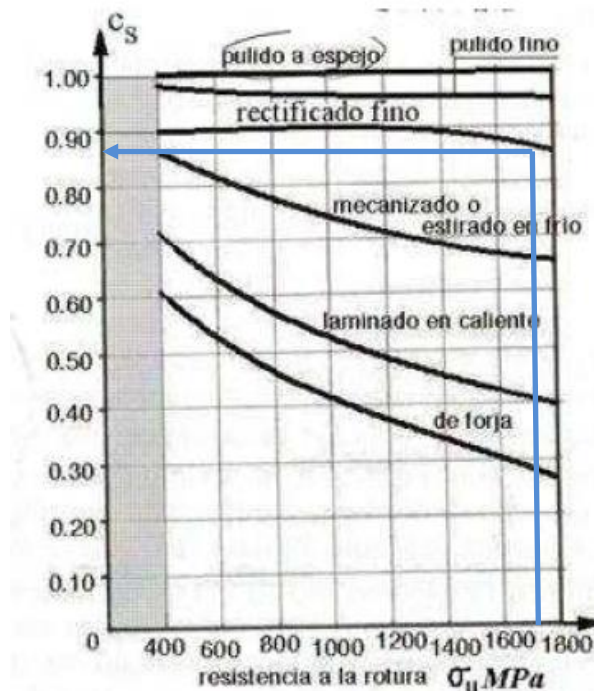
3.2.13.1.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa}$$

Gainazal akabera dela eta, azkeneko egin den gainazal akabera artezketa izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefizientea (C_s) aterako da:



3.77.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; turria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 1750 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,87$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, pieza ertain bat bezala kontsideratu daiteke. Beraz, $C_d = 0,8$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0,9 - 0,8/0,8 - 0,7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek flexioan eta ebakitzailan lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 0,7$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0,7 - 0,9/0,85/0,5 - 0,7$

Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

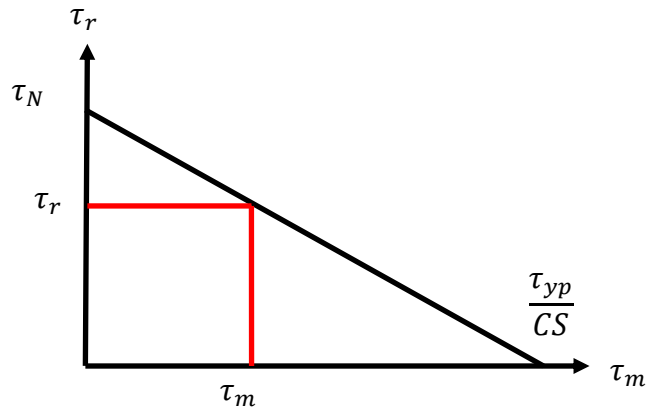
$$\sigma_e = 700 \cdot 0,87 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 342,98 \text{ MPa}$$

Kalkuluak tentsio ebakitzailarekin burutuko direnez, materialaren ezaugarriak tentsio ebakitzailera moldatu behar dira.

- $\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{1400 \text{ MPa}}{2} = 700 \text{ MPa}$
- $\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} = \frac{342,98 \text{ MPa}}{2} = 171,49 \text{ MPa}$
- $\tau_u = 0,75 \cdot \sigma_u = 0,75 \cdot 1750 \text{ MPa} = 1312,5 \text{ MPa}$
- $k_f = 2$

Tentsio kontzentrazio dinamikoaren balio kontserbakor bat emango zaio, sekzioaren diametro bat falta denez, ezin daiteke tentsio kontzentrazio dinamikoaren balio konkretua kalkulatu.

Sooderberg-en diagramatik tentsio alferno bat kalkulatu da tentsio medio eta alfernoarekin. 10^6 ziklorako behar den tentsioa hain zuzen.



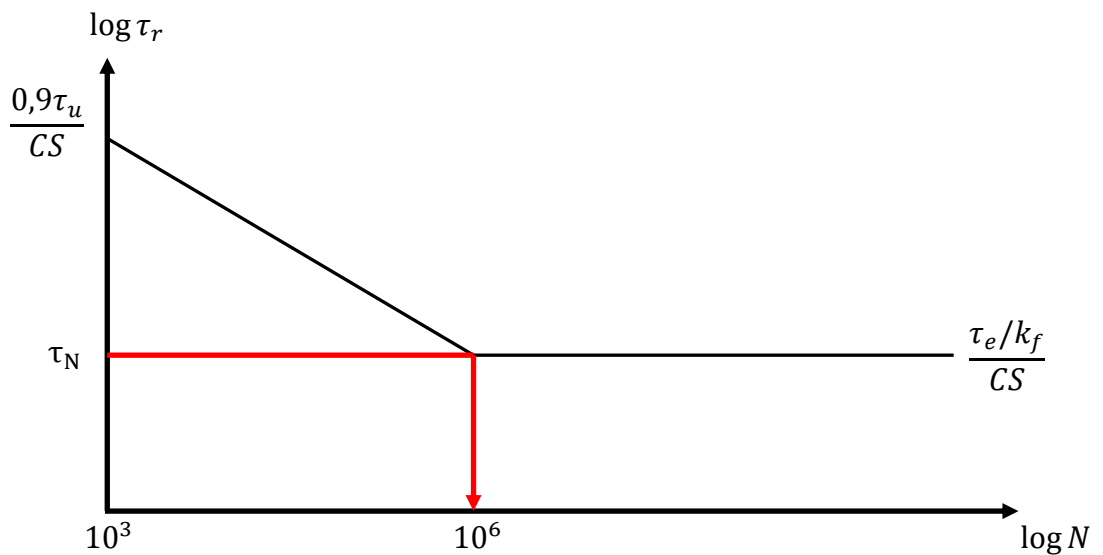
3.78.Irudia: Tentsio ebakitzailerako altermo eta medioaren Soderberg grafikoa; Iturria: Berezko egitea.

$$\frac{\tau_r}{\tau_N} + \frac{\tau_m}{\frac{\tau_{yp}}{2}} = 1$$

$$\frac{\frac{5828,9}{r^2}}{\tau_N} + \frac{\frac{552,8}{r^2}}{466,66} = 1$$

$$\tau_N = \frac{\left(\frac{5828,9}{r^2}\right)}{\left[1 - \left(\frac{1,18}{r^2}\right)\right]} \tag{3.46}$$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkatuz, sekzioaren diametroa kalkulatu da piezak bizitza infinitua izan dezan.



3.79.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \tau_u}{CS} - \log \frac{\tau_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \tau_u}{CS} - \log \tau_N}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot 1312,5}{1,5} - \log \frac{171,49/2}{1,5}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot 1312,5}{1,5} - \log \tau_N}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\tau_N = 57,4 \text{ MPa}$$

$$57,4 = \frac{\left(\frac{5828,9}{r^2}\right)}{\left[1 - \left(\frac{1,18}{r^2}\right)\right]}$$

$$r = 10,14 \text{ mm}$$

$$d = 20,27 \text{ mm}$$

Sekzioaren diametro txikia 20,27 mm-koa izango da.

3.2.14.- Biela

Biela honen itxura laukizuzen luze itzurakoa izango da, bi muturretan zulo bana izango dituen. Zulo bi horien eraginez, mutur biak borobilduak izango dira. Goikoan ardatza sartzeko eta behekoan eszentrikoa.

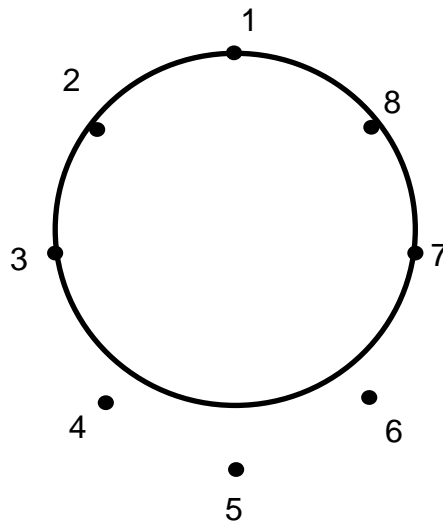
Biela hau fabrikatzeko erabiliko den materiala 42CrMo4 altzairua izango da. AL-KO Record S.A. enpresaren material aukeraketan, bielak egiteko altzairu egokiena dela esaten da.

- Elastikotasun muga: $\sigma_{YP} = 1300 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 1800 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 515$
- Tentsio ebakitzailaren muga elastikoa: $\tau_{YP} = 650 \text{ N/mm}^2$

		CARACTERISTICAS MECANICAS												
GRUPOS	TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	REVENIDO °C	OBSERVACIONES	R	E	A	Σ	g	DUREZA			C %
						RESISTENCIA Kgs./mm ²	ELASTICIDAD Kgs/mm ²	ALARGAMIENTO O %	ESTRICCION %	RESILIENCIA Kgs./cm ²	BRINELL	ROCKWELL	VICKERS	
GRUPOS F-120 F130	OS ALEADOS DE GRAN RESISTE	F-125	232	500° 650°	RECOCIDO: TEMPLADO Y REVENIDO	70-75 80-110	65-95	12-6	50-55	12-6	200-220 225-240			0.30-0.4
		F-126	281	200° 650°	RECOCIDO: TEMPLADO AL AIRE TEMPLADO EN ACEITE	90-95 120-150 150-180	100-130 130	7-5 5	50-60	8-6	260-280 342-445 415-515	36-46 44-52		0.25-0.3
		F-127	282	670° MAX.	RECOCIDO Y REVENIDO A 650°C. TEMPLADO Y REVENIDO	65-90 100-140	95-125	8-6	45-55	8-6	240-270 320-390			0.25-0.3
				550°			75-85 90-120	75-100	10-5	45-50	10-5			

3.40.Taula: Altzairuaren ezaugarriak;iturria:AL-KO

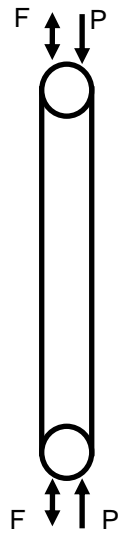
Behin pieza egiteko materiala aukeratuta dagoela, piezaren sekzioa kalkulatu behar da.



3.80.Irudia: Bielaren posizio ezberdinak;iturria:Berezko egitea

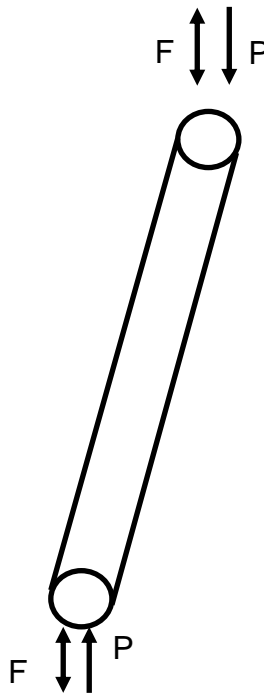
Zortzi posizio hauek izango dira bielaren behe aldeak izango dituen posizio esanguratsuenak.

Biela 1 eta 5 posizioetan kokatzen denean jasango duen tentsio egoera konpresiokoa eta trakziokoa izango da, hurrenez hurren.



3.81.Irudia: Bielak jasango dituen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Egoera hau ikusteko, bielaren posizio hauetan dauden indarrak irudikatuko dira.



3.82.Irudia: Bielak jasango dituen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Bielaren bi egoera hauetan posizio kritikoena zein den aztertu behar da. Argi dago egoera kritikoena 3. eta 7. posizioan aurkitzen denean izango da 2.Dokumentua 2.8.2.2.Multzo estatikoko osagaiak; Biela atalean azaltzen den bezala.

3.2.14.1.- Tentsioen kalkulua

Neke kalkulua egiteko lehenik tentsio egoera horretako tentsioak kalkulatu behar izango dira. Indarren izaera dela eta, tentsioak ere medio eta altxanoan bananduko dira.

$$\sigma_m = \frac{P}{A} + \frac{M_1 \cdot y_{max}}{I}$$

$$\sigma_r = \frac{F}{A} + \frac{M_2 \cdot y_{max}}{I}$$

non,

σ_m : Piezen pisuak eragindako tentsio medioa.

σ_r : Indar altxanoak sortzen duen tentsio altxanoa.

P : Piezen pisua.

A : Sekzioaren azalera.

M_1 : Pisuak sekzio kritikoan eragiten duen momentua.

y_{max} : Sekzioaren zuntz neutrotik zuntz trakzionatueneraino dagoen distantzia.

I : Sekzioaren inertzia momentua.

F : Motelgailuak eragiten duen indar altxanoa.

M_2 : Indar altxanoak sekzio kritikoan eragiten duen momentua.

Momentuen balioak kalkulatu dira:

$$M_1 = P \cdot d$$

non,

P : Piezen pisua.

d : Eszentrikoaren deszentralizazioa.

$$M_1 = 1302 \cdot 25 = 32550 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = F \cdot d$$

non,

M_2 : Motelgailuaren indarra sortzen duen momentua.

d : Eszentrikoaren deszentralizazioa.

$$M_2 = 13734 \cdot 25 = 343350 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_m = \frac{1302}{b \cdot h} + \frac{32550 \cdot y_{max}}{I}$$

$$\sigma_r = \frac{13734}{b \cdot h} + \frac{13734 \cdot y_{max}}{I}$$

Tentsioak zeintzuk diren jakinda, neke kalkulua burutuko da, baina ekuazio horietan aldaketa bat sartuko da:

$$w = \frac{I}{y_{max}}$$

Aldaketa honekin eta azalera kontuan izanda, sekzioaren inertzia kalkulatu da, ondoren IPE sekziodun biela bat fabrikatzeko.

$$A = b \cdot h$$

$$b = 3h$$

Aurreko baldintza hauek bielaren sekzioa laukizuzena denerako izango da, baina, sekzioaren itxura zein den axola gabe, inertzia minimo bat izan behar du. Inertzia minimo hau errespetatuz, gero sekzio aldaketa bat egingo da.

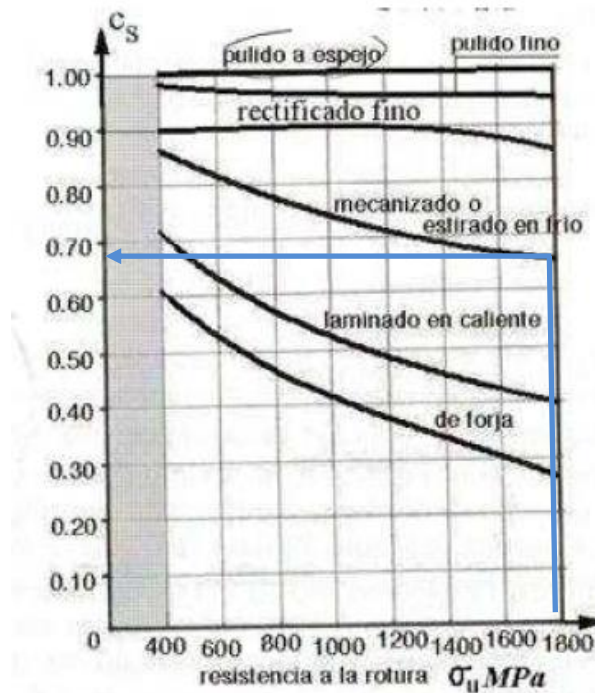
3.2.14.2.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa}$$

Gainazal akabera dela eta, azkeneko egin den gainazal akabera artezketa izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefiziente (C_s) aterako da:



3.83.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea;Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 1800 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,68$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, pieza ertain bat bezala kontsideratu daiteke. Beraz, $C_d = 0,75$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek flexioan eta ebakitzailan lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 0,7$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

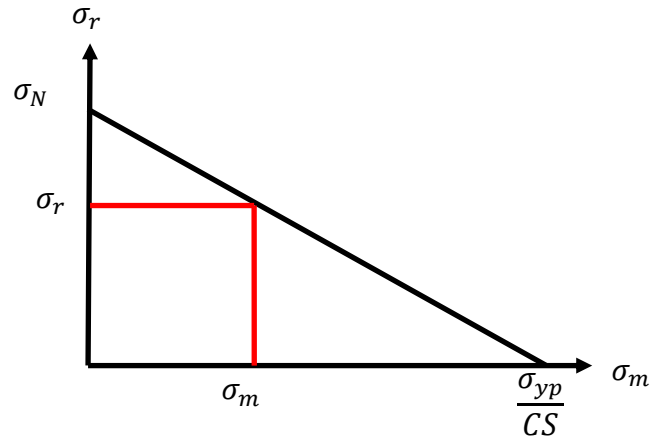
Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 700 \cdot 0,68 \cdot 0,75 \cdot 0,7 = 204,2 \text{ MPa}$$

Tentsio kontzentrazio dinamikoaren balio kontserbakor bat emango zaio, sekzio honentzako estatikarako tentsio kontzentrazio faktorerik aurkitu ezin daitekeenez, ezin daiteke tentsio kontzentrazio dinamikoaren balio konkretua kalkulatu.

Sooderberg-en diagramatik tentsio alerno bat kalkulatu da tentsio medio eta alernoarekin. 10^6 ziklorako behar den tentsioa hain zuzen.



3.84. Irudia: Tentsio normal alerno eta medioaren arteko Soderberg grafikoa; Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\frac{\sigma_{yp}}{CS}} = 1$$

$$\frac{\frac{13734}{b \cdot h} + \frac{13734 \cdot y_{max}}{I}}{\sigma_N} + \frac{\frac{1302}{b \cdot h} + \frac{32550 \cdot y_{max}}{I}}{866,66} = 1$$

$$\sigma_N = \frac{\left(\frac{13734}{b \cdot h} + \frac{13734 \cdot y_{max}}{I} \right)}{\left[1 - \left(\frac{\frac{1302}{b \cdot h} + \frac{32550 \cdot y_{max}}{I}}{866,66} \right) \right]}$$

$$w = \frac{I}{y_{max}}$$

$$\sigma_N = \frac{\left(\frac{13734}{b \cdot h} + \frac{13734}{w} \right)}{\left[1 - \left(\frac{\frac{1302}{b \cdot h} + \frac{32550}{w}}{866,66} \right) \right]}$$

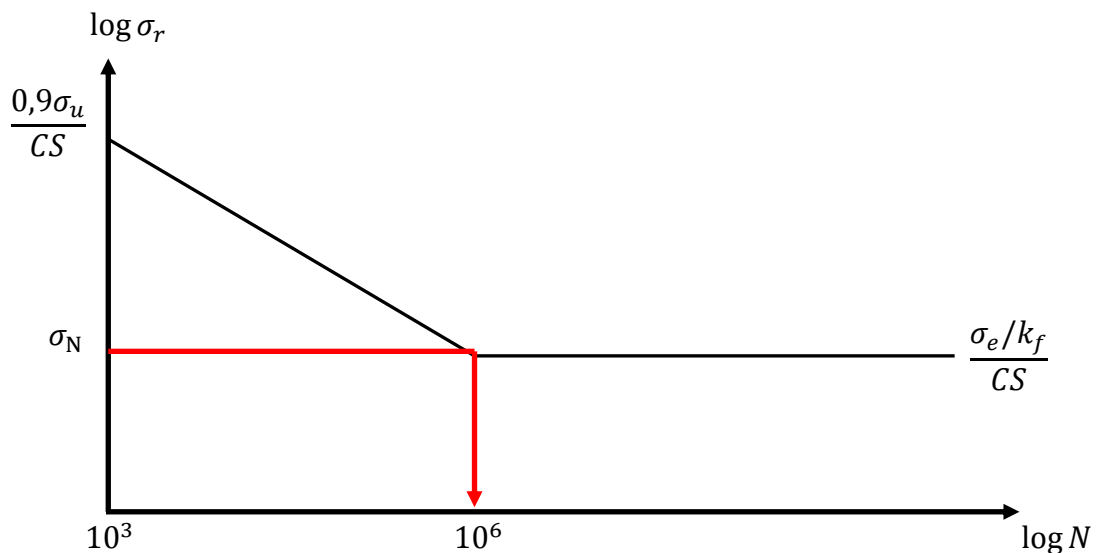
$$w = \frac{I}{y_{max}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot h \cdot b^3}{b/2} = \frac{h \cdot b^2}{6}$$

$$b = 3h$$

$$w = \frac{3 \cdot h^3}{2}$$

$$\sigma_N = \frac{\left(\frac{4578}{h^2} + \frac{228900}{h^3}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\frac{434}{h^2} + \frac{21700}{h^3}}{866,66}\right)\right]}$$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkatzuz, pieza honen sekzioak bitzta infinitua izan dezan, jasan behar duen tentsio maximoa zein den kalkulatu da.



3.85.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa;Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \sigma_N}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\frac{\log 1080 - \log 68}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log 1080 - \log \sigma_N}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\sigma_N = 67,6 \text{ MPa}$$

Alde batetik, Sooderberg-en grafikotik kalkulatu da tentsioa eta Basquin-en grafiko logaritmikotik kalkulatu da tentsioaren balioa berdina izan behar da bitzta infinitua izateko.

$$\sigma_N = \frac{\left(\frac{4578}{h^2} + \frac{228900}{h^3}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\frac{434}{h^2} + \frac{21700}{h^3}}{866,66}\right)\right]} = 67,6$$

$$h = 16,56 \text{ mm}$$

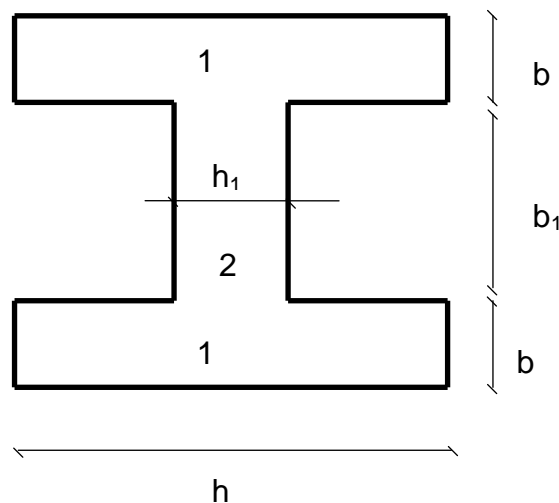
$$b = 3h = 49,678 \text{ mm}$$

Inertzia berdina izan behar denez, sekzioa laukizuzena edo beste itxura batekoa izan, sekzio laukizuzen honen inertzia kalkulatu da, gero beste itxura bateko sekzio batera pasatzeko.

$$I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 49,678 \cdot 16,56^3$$

$$I = 18800,26 \text{ mm}^4$$

Inertzia hau minimoa izanda, IPE perfilaren antzeko sekzio bat izatera pasatuko da.



2.86. Irudia: Bielaren sekzioa; iturria: Berezko egitea

Sekzioaren inertzia totala jakinda, sekzio honetarako behar diren b eta h -ren balioak kalkulatu dira.

$$I = I_1 + I_2$$

non,

I : Sekzioaren inertzia.

I_1 : 1 laukizuzenaren inertzia.

I_2 : 2 laukizuzenaren inertzia.

$$I_1 = 2 \cdot \left[\left(\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 \right) + A \cdot d^2 \right]$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3$$

$$b_1 = 2 \cdot b$$

$$h = 2 \cdot h_1$$

$$h_1 = 1,5 \cdot b$$

$$I = I_1 + I_2 = 2 \cdot \left[\left(\frac{1}{12} \cdot b \cdot (2h_1)^3 \right) + (b \cdot 2h_1) \cdot \left(b + \frac{b}{2} \right)^2 \right] + \frac{1}{12} \cdot 2b \cdot h_1^3$$

$$\begin{aligned} I = I_1 + I_2 &= 2 \cdot \left[\left(\frac{1}{12} \cdot b \cdot (3b)^3 \right) + (3b^2) \cdot \left(b + \frac{b}{2} \right)^2 \right] + \frac{1}{12} \cdot 2b \cdot (1,5b)^3 \\ &= 18800,26 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$b = 4,5 \text{ mm}$$

$$h_1 = 6,75 \text{ mm}$$

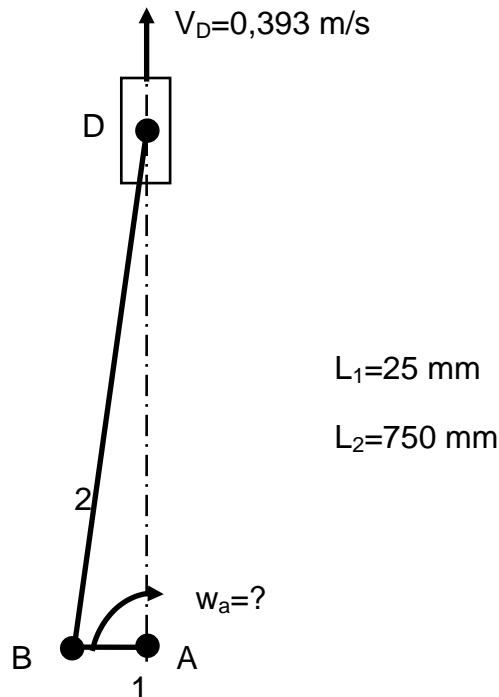
$$h = 13,5 \text{ mm}$$

$$b_1 = 9 \text{ mm}$$

Sekzio nahiko txikiak ematen du, beraz, sekzio hau baino handiagoa den bat erabili behar da. Izan ere, zorroak errodamenduak, segurtasun eraztunak... kokatu behar dira. Beraz, sekzio txikienean inertzia hau duen sekzioa izanik eta besteetan handiago bat jarritz, piezak bibtza infinitua izango du.

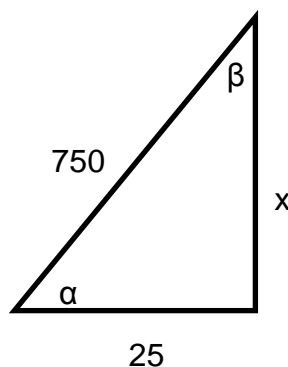
3.2.15.- Motor elektrikoaren abiadura angeluarraren kalkulu zinematikoa

Motelgailuaren entseguan abiadura maximoa erabiltzen denean, hau da, 0,393 m/s-ko abiadura, motor elektrikoan zenbateko abiadura biratuko duen kalkulatu da. Biela-eszentriko sistema izanik, sistema honek, biela-biradera sistema bat bezala funtzionatu du. Biela-biradera moduan kalkulatu da.



2.87.Irudia: Motorraren biraketa abiadura kalkulatzeko mekanismoa; Iturria: Berezko egitea

V_D -ren balioa zein den jakinda, A puntuaren biraketa abiadura zein den kalkulatu behar da.



$$\cos \alpha = \frac{25}{750} \rightarrow \alpha = 88,089^\circ$$

$$\sin \beta = \frac{25}{750} \rightarrow \beta = 1,91^\circ$$

$$\sin \alpha = \frac{x}{750} \rightarrow x = 749,58^\circ$$

3.88.Irudia: Mekanismoaren dimentsioak kalkulatzeko irudia; Iturria: berezko iturria

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega}_{AB} \times \vec{AB} \quad (3.47)$$

$$V_B = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & w_A \\ 0,025 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{V}_B = 0,025w_A \hat{j}$$

$$\vec{V}_D = \vec{V}_B + \vec{\omega}_{BD} \times \vec{BD}$$

$$0,393 \hat{j} = 0,025w_A \hat{j} + \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & w_{BD} \\ 0,025 & 749,52 & 0 \end{vmatrix}$$

$$0,393 \hat{j} = 0,025w_A \hat{j} + 0,025w_{BD} \hat{j} - 749,58w_{BD} \hat{i}$$

$$\hat{i} \rightarrow 0 = -749,58w_{BD} \rightarrow w_{BD} = 0$$

$$\hat{j} \rightarrow 0,393 = 0,025w_A \rightarrow w_A = 15,72 \text{ rad/s} = 150 \text{ rpm}$$

Azterketa zinematikoa eginez, motor elektrikoak 150 rpm-tara biratu behar duela ikusten da. Abiadura hau behar da motelgailuak bere indar maximoa eman dezan.

3.2.16.- Zilindro hidraulikoa egiturara eusteko torlojua

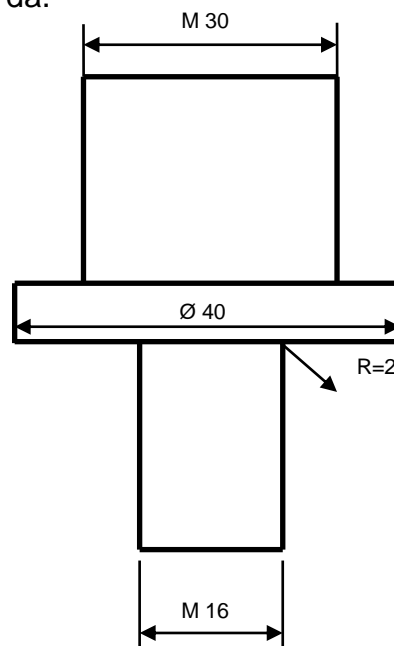
Pieza hau fabrikatzeko erabiliko den materiala 34CrNiMo6 altzairua izango da. Altzairu honen ezaugarriak ondorengoak izango direlarik:

- Elastikotasun muga: $\sigma_{YP} = 1400 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 1750 \text{ N/mm}^2$
- Brinell gogortasuna: $HB = 450$

TIPOS	IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	REVENIDO °C	OBSERVACIONES	R RESISTENCIA Kgs./mm ²	E ELASTICIDAD Kgs/mm ²	A ALARGAMIENTO %	Σ ESTRACION %	9 RESILIANCIA Kgs./cm ²	DUREZA			C %
										BRINELL	ROCKWELL	VICKERS	
F-122	221	180° 650°	RECOCIDO: TEMPLADO AL AIRE Y REVENIDO. TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO	85-90 150	110-130 150-175	130-140	8-5	5-4	8-6	250-270 395 450-525	310-370	44-55	0.25-0.34
F-123	222	200° 650°	RECOCIDO: TEMPLADO Y REVENIDO	70-80 120	90-100	75-100	12-7	45-50	12-8	200-230 370	250-370		0.25-0.34

3.41.Taula: Altzairuaren ezaugarriak;Iturria:AL-KO

Torloju honek jasango dituen indarren izaera motelgailuak sortzen dituen indarren berdina izango da. Hau da, esfortzu ziklikoak jasan beharko ditu. Torloju honen kasuan tentsioak trakzio eta konpresiokoak izango dira. Beraz, trakzio-konpresioko tentsio alferno bat jasan beharko du. Hau da, nekeko kalkulua egin beharko da.



3.89.Irudia: Torlojuaren aurre-dimentsionamendua;Iturria: Berezko egitea

Torloju honek jasan behako duen indarra $F=13734$ N izango da. Motelgailuak sortzen duena. Beraz, jasan beharko duen tentsioa ondorengoa izango da.

$$\sigma_r = \frac{F}{A} \quad (3.15)$$

non,

σ_r : Torlojuak jasan behar duen tentsio alternoa

F : Motelgailuak sortzen duen indarra.

A : Torlojuaren sekzioaren azalera.

$$\sigma_r = \frac{13734}{\pi \cdot 14,701^2} = 20,228 \text{ MPa}$$

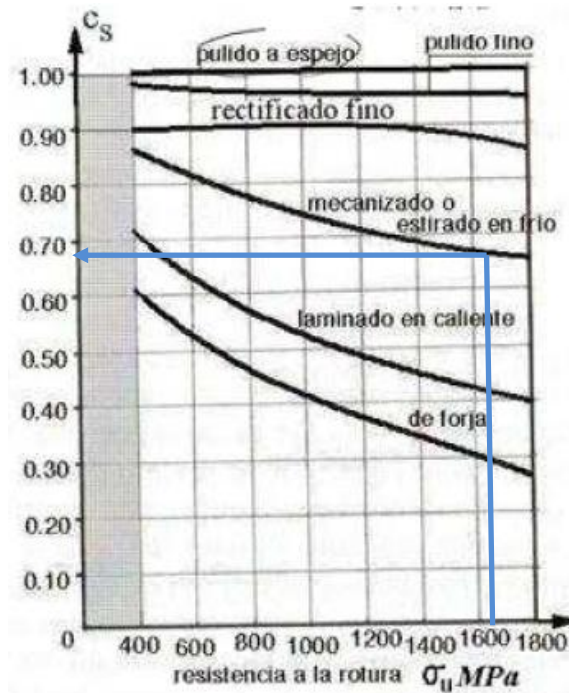
3.2.16.1.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa}$$

Gainazal akabera dela eta, azkeneko egin den gainazal akabera mekanizatzea izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefizientea (C_s) aterako da:



3.90.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea;Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 1750 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,7$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, pieza ertain bat bezala kontsideratu daiteke. Beraz, $C_d = 0,75$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8/0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek flexioan eta ebakitzailan lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 0,9$ balioko koefizientea izango du.

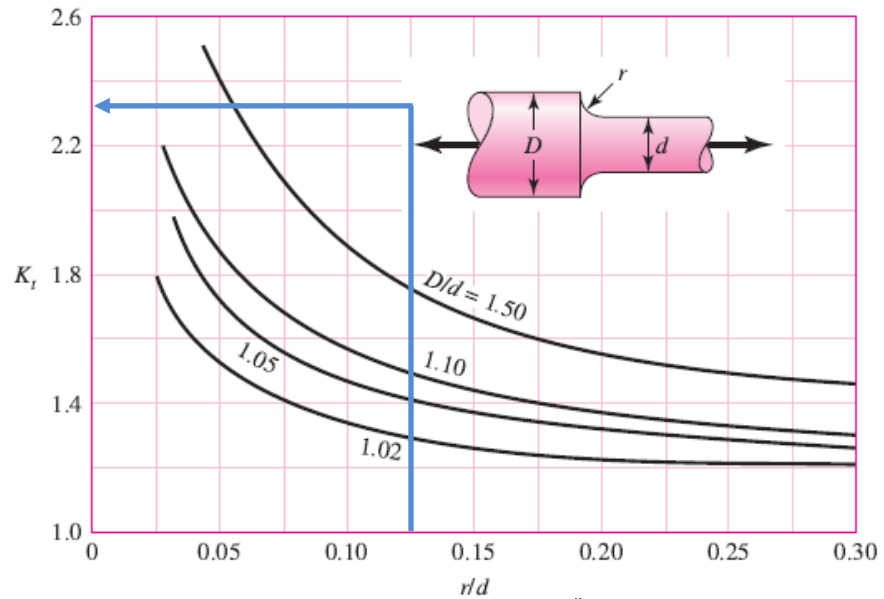
flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85 - 0.7$

Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 700 \cdot 0,7 \cdot 0,75 \cdot 0,9 = 330,75 \text{ MPa}$$

Torloju honen kasuan dimentsio guztiak ezagunak dira, beraz, estatikarako tentsio kontzentrazio faktorea ezaguna da.



3.91. Irudia: Estatikako tentsio kontzentrazio grafikoa, **iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

$$r/d = 2/16 = 0,125$$

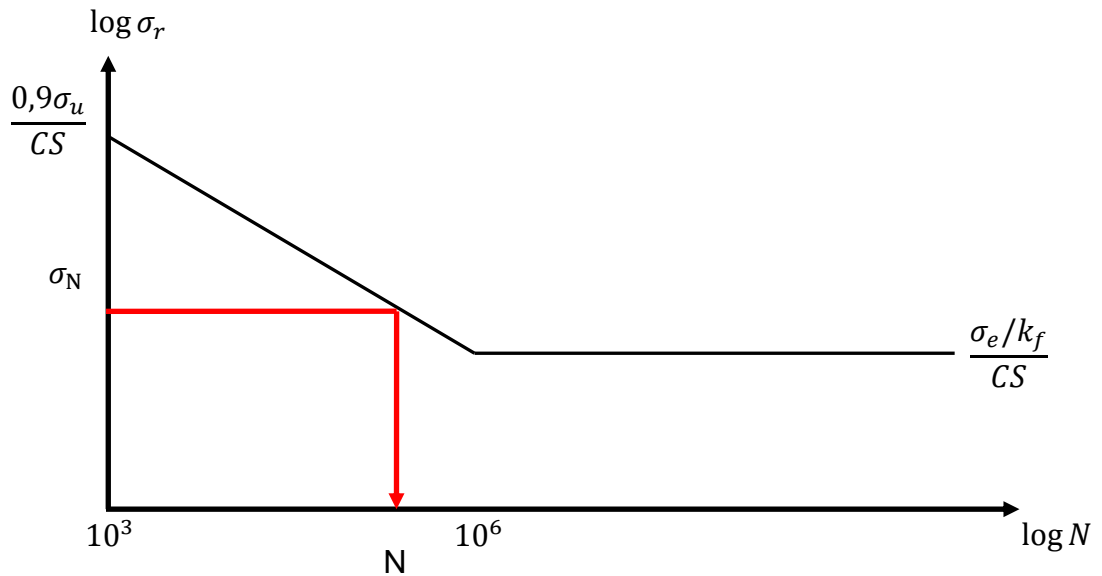
$$D/d = 40/16 = 2,5$$

$$K_t = 2,3$$

Estatikarako tentsio kontzentrazio faktorea jakinda, dinamikarako faktorea kalkulatu da.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,75 \cdot (2,3 - 1) = 1,975$$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkatzuz, pieza honen sekzioak bizitza infinitua izan dezan, jasan behar duen tentsio maximoa zein den kalkulatu da.



3.92. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \sigma_r}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log 1050 - \log 111,65}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log 1050 - \log 20,228}{\log N - \log 10^3}$$

$$\underline{N = 193,5 \cdot 10^6 \text{ ziklo}}$$

$N > 10^6$ ziklo denez, bizitza infinitua duela esan daiteke, beraz, ondo dimentsionatuta dago.

3.2.17.- Motor elektrikoaren ardatza

Motorra aukeratzeko, biraketa abiadura hori emateko gai den motor bat eta horrez gain, motelgailuak sortzen duen indarra gainditzeko gai den momentu bihurtzailea sortzeko gai izan behar da.

$$T = F \cdot d \quad (3.48)$$

non,

T : Motorrak gainditu behar duen momentua.

F : Motelgailuaren indarra eta piezen pisua.

d : Eszentrikoaren eszentrikotasuna.

$$T = 15036 \cdot 25 = 375900 \text{ N} \cdot \text{mm} = 375,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Motorrak behar duen potentzia:

$$Pot = w \cdot T \tag{3.49}$$

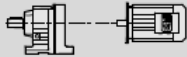

non,

Pot: motorrak izan behar duen gutxieneko potentzia.

w: Motorraren biraketa abiadura.

T: Gainditu beharreko momentu bihurtzailea.

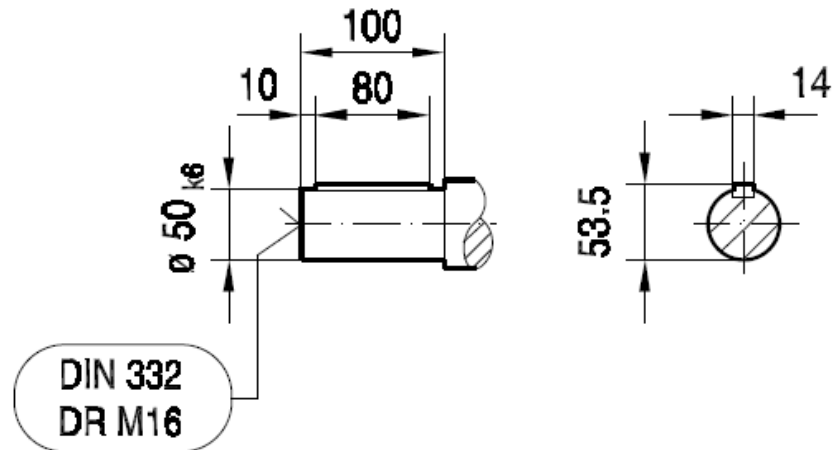
$$Pot = 15,71 \cdot 375,9 = 5,91 \text{ kW}$$

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW f_B		m [kg]				
7.5	15	4640	92.70	27500	0.95						
	18	3940	78.57	31300	1.10						
	20	3650	72.88	31300	1.20						
	22	3290	65.60*	30600	1.30						
	24	2980	59.41	30000	1.45	R	107	DV	132M4	215	159
	27	2640	52.68	29200	1.65	RF	107	DV	132M4	225	160
	30	2390	47.63	28500	1.80						
	35	2020	40.37*	27300	2.1						
	41	1770	35.26	26400	2.4						
	48	1480	29.49	25200	2.9						
	51	1390	27.84*	25200	1.10						
	61	1170	23.40	14700	1.30						
	66	1080	21.51	14500	1.40						
	75	960	19.10	14100	1.50						
	84	860	17.08*	13700	1.65						
	93	770	15.35	12500	1.75						
	107	670	13.33	12900	1.90	R	87	DV	132M4	120	154
120	600	11.93	12600	2.1	RF	87	DV	132M4	125	155	
144	495	9.90*	12000	2.4							
156	460	9.14*	11900	2.6							
174	410	8.22	11600	2.8							

3.42.Taula: Motor elektrikoaren ezaugarriak; Iturria: www.sew-eurodrive.com

Aukeratuko den motorra **SEW R87 DV 132M4** motorra izango da.

Motor honen ardatzaren egiaztapena egiteko bai ebakitzailan eta baita flexioan egingo da. Beti ere nekera, izan ere, indar eta tentsioen izaera ziklikoa da.



3.93.Irudia: Motor elektrikoaren ardatzaren dimentsioak; Iturria: www.sew-eurodrive.com

Ardatz hau F-115 altzairuaz eginda dago, bere propietateak ondorengoak izanik.

- Elastikotasun muga: $\sigma_{YP} = 750 \text{ N/mm}^2$
- Haustura tentsioa: $\sigma_U = 900 \text{ N/mm}^2$

IHA N2	IHA N2 ANTIGUO	OBSERVACIONES	R RESISTENCIA Kgs./mm ²	E ELASTICIDAD Kgs/mm ²	A ALARGAMIENTO %	Σ ESTRACION %	9 RESILIENCIA Kgs./cm ²	DUREZA			
								BRINELL	ROCKWELL	VICKERS	
F-113	135	NORMALIZADO CON ACRTUD, TEMPLADO Y REVENIDO	55-62 55-65	30-40 35-42 35-40	18-16 16-10 18-14		13-10 10-8 13-10	150-170 210	160-205		
F-114	145	NORMALIZADO CON ACRTUD, TEMPLADO Y REVENIDO	62-70 70	42-40 40-45	16-13 14-12	13	10-7 10-7	6	165-185 210	190-210	
F-115	155	NORMALIZADO CON ACRTUD, TEMPLADO Y REVENIDO	70-75 78 90	42-45 45-75	13-11 11 12-8		7-5 7-2		200-220 233	215-270 190-270	

3.44.Taula: Altzairuaren ezaugarriak; Iturria: AL-KO

Ardatza zein materialekoa den jakitean eta bere propietateak zeintzuk diren, indar bakoitzak zein tentsio eragiten duen aztertu behar da.

$$\sigma_r = \frac{M_r \cdot y_{max}}{I} \tag{3.1}$$

non,

σ_r : Tentsio alternoa.

M_r : Motelgailuaren indarrak sortzen duen momentua.

y_{max} : Sekzioaren zuntz neutrotik zuntz trakzionatuenerarte dagoen distantzia.

I : Sekzioaren inertzia momentua.

$$M_r = F_r \cdot d$$

non,

F_r : Motelgailuak sortzen duen indar alternoa.

d : Ardatzean indarra aplikatuta dagoen puntutik sekzio kritikoenerainoko distantzia.

$$M_r = 13734 \cdot 50 = 686700 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_r = \frac{686700 \cdot 25}{\frac{\pi}{4} \cdot 25^4} = 55,957 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{M_m \cdot y_{max}}{I} \quad (3.2)$$

non,

σ_m : Tentsio medioa.

$$M_m = F_m \cdot d$$

non,

M_m : Makinaren multzo higikorreko piezen pisuak sortzen duten momentua.

F_r : Motelgailuak sortzen duen indar alternoa.

d : Ardatzean indarra aplikatuta dagoen puntutik sekzio kritikoenerainoko distantzia.

$$M_m = 1302 \cdot 50 = 65100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_m = \frac{65100 \cdot 25}{\frac{\pi}{4} \cdot 25^4} = 5,3 \text{ MPa}$$

Kalkuluak ebakitzailera ere egin behar direnez, esfortzu edo tentsio ebakitzailera ere kalkulatuko dira.

$$\tau_r = \frac{4 \cdot V_r}{3 \cdot A} \quad (3.4)$$

non,

τ_r : Indar alternoak eragindako tentsio ebakitzailera.

V_r : Indar ebakitzailera alternoa.

A : Sekzioaren azalera.

$$\tau_r = \frac{4 \cdot 13734}{3 \cdot \pi \cdot 25^2} = 9,33 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{4 \cdot V_m}{3 \cdot A} \quad (3.3)$$

non,

τ_m : Tentsio ebakitzaille medioa.

V_m : Indar ebakitzaille medioa.

A : Sekzioaren azalera.

$$\tau_m = \frac{4 \cdot 1302}{3 \cdot \pi \cdot 25^2} = 0,884 \text{ MPa}$$

3.2.17.1.- Neke kalkulua

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 450 \text{ MPa} \rightarrow \frac{\sigma_u}{2} = \frac{900}{2} \text{ MPa}$$

Gainazal akabera dela eta, azkeneko egin den gainazal akabera artezketa izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefiziente (C_s) aterako da:



3.94. Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 900 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,9$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, pieza ertain bat bezala kontsideratu daiteke. Beraz, $C_d = 0,9$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1 / 0.9 - 0.8 / 0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek flexioan eta ebakitzailan lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 1$ balioko koefizientea izango du.

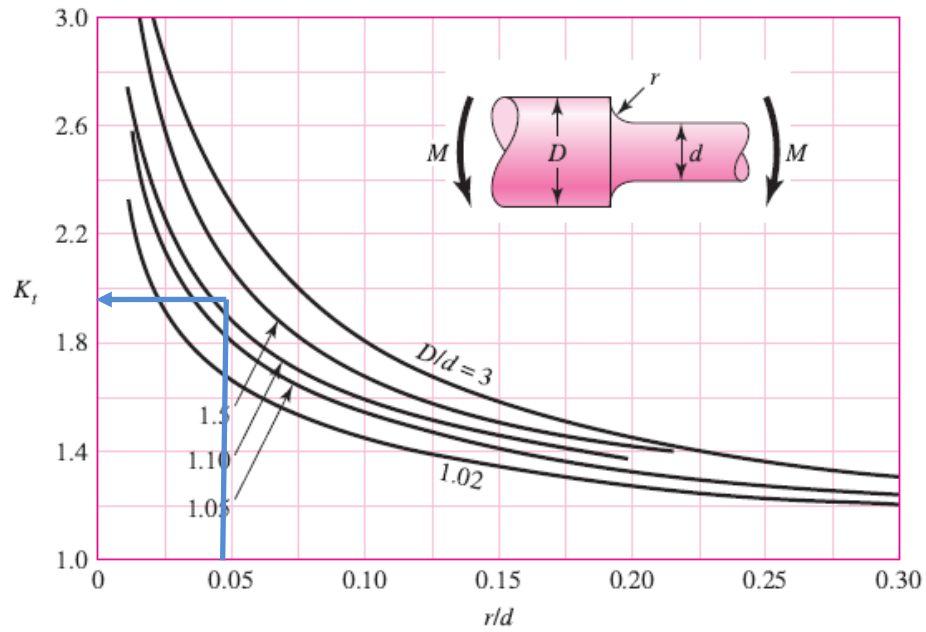
flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t \in 1 / 0.7 - 0.9 / 0.85 / 0.5 - 0.7$

Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 450 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1 = 364,5 \text{ MPa}$$

Estatikako tentsio kontzentrazioa kalkulatu da ondoren.



3.95.Irudia: Estatikako tentsio kontzentrazio grafikoa, **Iturria:** : DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

$$r/d = 2/50 = 0,04$$

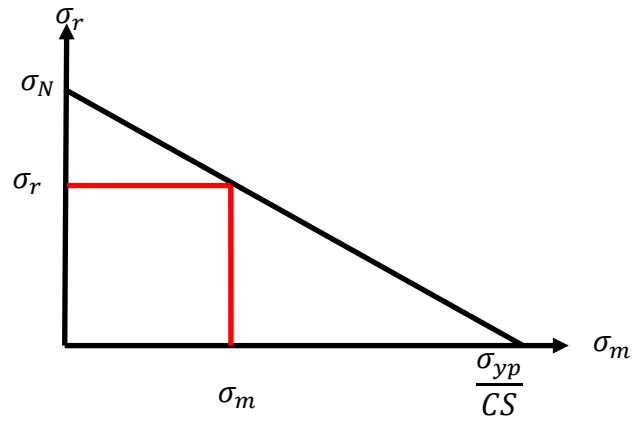
$$D/d = 60/50 = 1,2$$

$$K_t = 1,95$$

Estatikarako tentsio kontzentrazio faktorea jakinda, dinamikarako faktorea kalkulatu da.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,75 \cdot (1,95 - 1) = 1,7125$$

Tentsio medio bat eta alferno bat izanik, Soderberg-en lerroaren azpitik egon behar duen tentsio egoera bat izan behar denez bitzita infinitua izan dezan, Soderberg-en grafikoan irudikatuko da tentsio egoera hau.



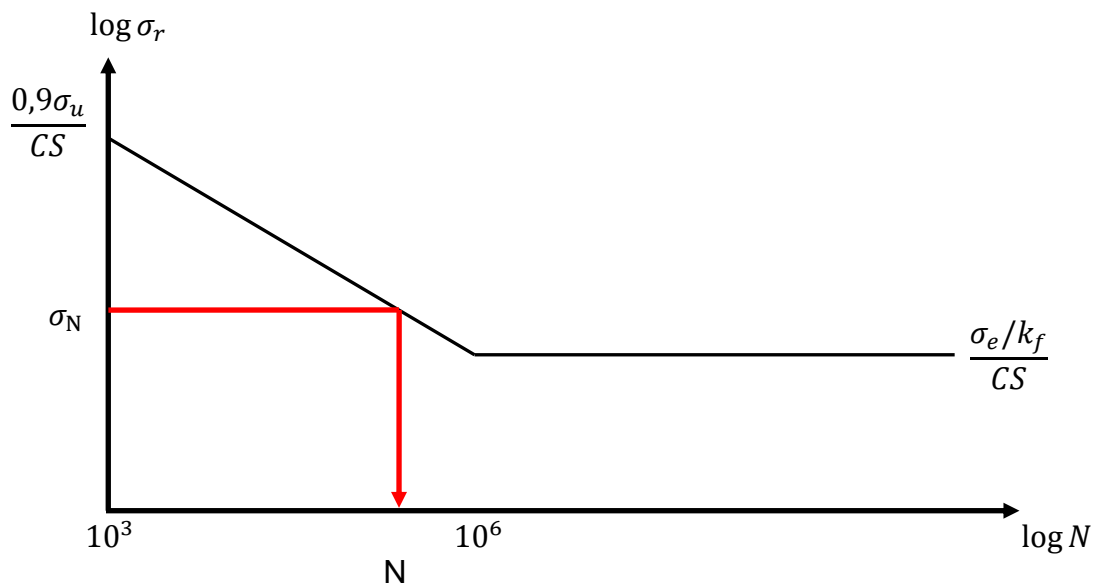
3.96.Irudia: Tentsio normal alterno eta medioaren arteko Soderberg grafikoa;Iturria:Berezko egitea

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\frac{\sigma_{yp}}{CS}} = 1$$

$$\frac{55,957}{\sigma_N} + \frac{5,3}{\frac{900}{1,5}} = 1$$

$$\sigma_N = 56,56 \text{ MPa}$$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkaturaz, pieza honen sekzioak bitzita infinitua izan dezan, jasan behar duen tentsio maximoa zein den kalkulatu da.



3.97.Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa;Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \sigma_N}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log 540 - \log 141,9}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log 540 - \log 56,56}{\log N - \log 10^3}$$

$$N = 116,05 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

$N > 10^6$ ziklo denez, bizitza infinitua duela esan daiteke, beraz, ondo dimentsionatuta dago.

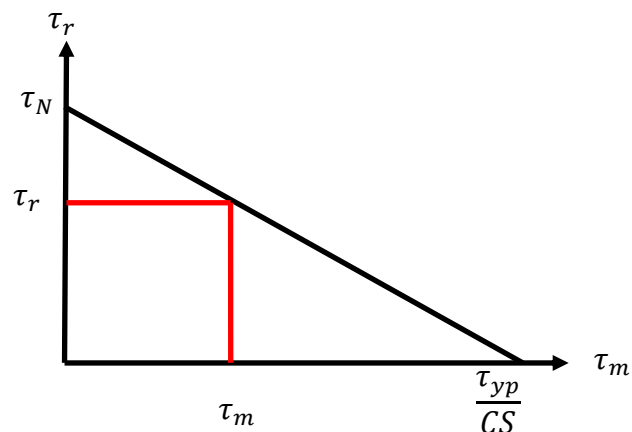
Behin tentsio normalarekin neke kalkulua eginda, tentsio ebakitzaillearekin berriro birkalkulatuko da.

Tentsio ebakitzaillearentzat tentsio kontzentrazio faktorerik ez dagoenez, balio kontserbakor bat erabiliko da. $K_f = 2$.

Tentsio ebakitzaillearentzat materialaren propietateak ere aldatu egiten dira.

- $\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = 375 \text{ MPa}$
- $\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} = 182,25 \text{ MPa}$
- $\tau_u = 0,75 \cdot \sigma_u = 675 \text{ MPa}$

Aurreko kalkuluan bezala Soderberg-en grafikoan ordezkaturiko da tentsio egoera hau.



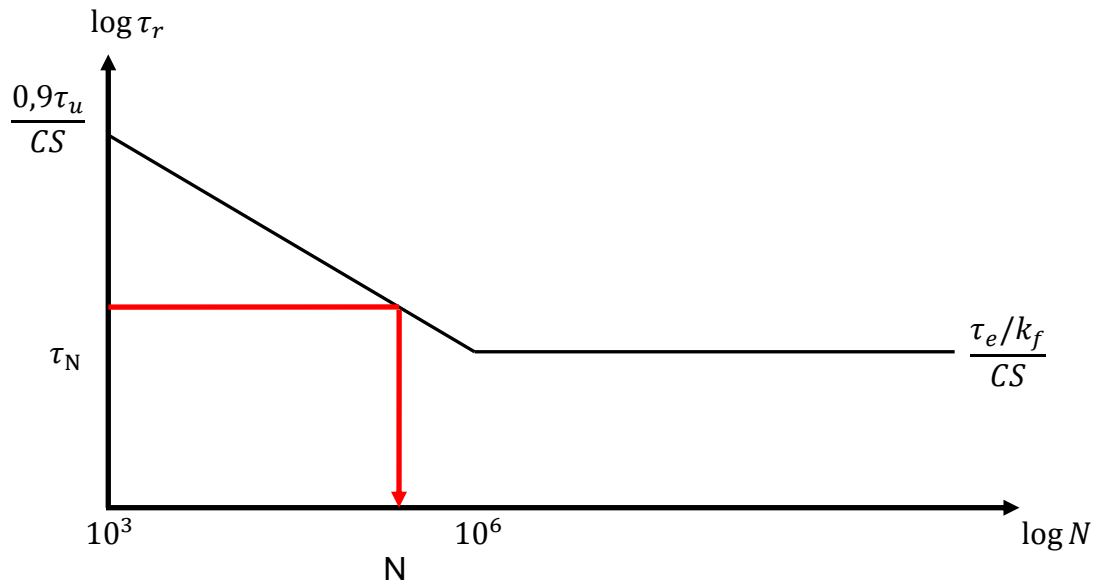
3.98.Irudia: Tentsio ebakitzaille alterno eta medioaren arteko Soderberg grafikoa; **Iturria:** Berezko egitea

$$\frac{\tau_r}{\tau_N} + \frac{\tau_m}{\frac{\tau_{yp}}{CS}} = 1$$

$$\frac{9,33}{\tau_N} + \frac{0,884}{\frac{375}{1,5}} = 1$$

$$\tau_N = 9,36 \text{ MPa}$$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkaturaz, pieza honek bizitza infinitua duen egiaztatuko da.



3.99. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Iturria: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \tau_u}{CS} - \log \frac{\tau_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \tau_u}{CS} - \log \tau_N}{\log N - \log 10^3}$$

$$\frac{\log 585 - \log 60,75}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log 585 - \log 9,36}{\log N - \log 10^3}$$

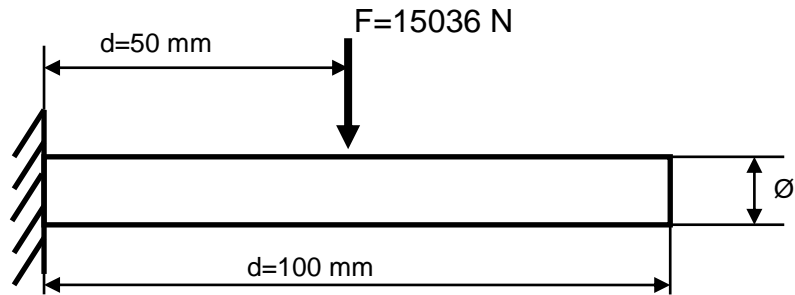
$$N = 300,2 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

$N > 10^6$ ziklo denez, bizitza infinitua duela esan daiteke, beraz, ondo dimentsionatuta dago.

Neke kalkuluarekin ez da nahikoa eta zurruntasun kalkulu bat egon behar da, ardatzaren deformazioa handiegia den konprobatzeko.

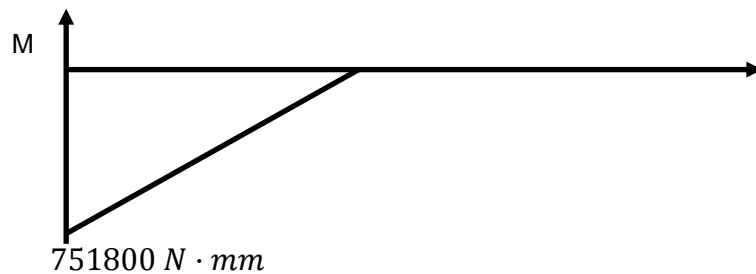
3.2.17.2.- Zurruntasun kalkulua

Ardatza harturik deflexio kalkulua egiteko, ondoren piezaren irudi sinplifikatu bat adieraziko da.



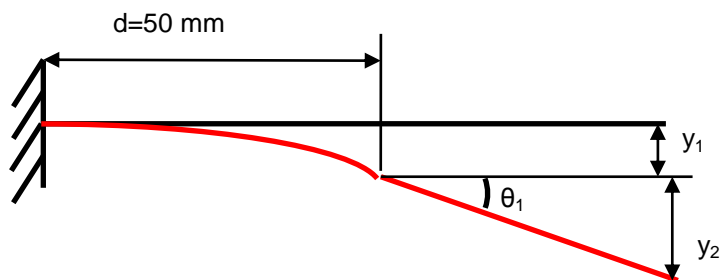
3.100.Irudia: Motorraren ardatzak jasango dituen esfortzuak; Iturria: Berezko egitea

Egoera honi dagokion momentu diagrama:



3.101.Irudia: Ardatzak jasango duen momentuaren diagrama; Iturria: Berezko egitea

Deformatua:



3.102.Irudia: Ardatzak jasango duen deformazioa; Iturria: berezko egitea

Indarra egiten den puntuan, hau da, landapenetik 50 mm-tara dagoen puntuaren deflexio maximoa kalkulatu da. Hortik abiatuz, ardatzaren muturrean, hau da, landapenetik 100 mm-tara izango duen deflexioa kalkulatu da. Kalkulu hau egiteko Mohr-en bigarren teorema erabiliko da (3.2.2.2. puntua azaldu den bezala)

$$y_{max} = \frac{A \cdot x}{E \cdot I} \quad (3.19)$$

non,

y: Deflexioa.

A: Esfortzu diagramaren azalera.

x : Deflexio puntutik esfortzu diagramaren grabitate zentrorara arteko distantzia.

E: Altzairuaren elastikotasun modulua.

I: Piezaren sekzio erresistentearen inertzia momentua.

Mohr-en bigarren teorema sinplifikatua erabiliko da kasu honetan, izan ere, kasu honetan ematen diren baldintzak dira sinplifikazio hau egiteko baldintza egokiak.

$$y_1 = \frac{P \cdot d^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$y_1 = \frac{15036 \cdot 50^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 25^4}$$

$$y_1 = 9,72 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\theta_1 = \frac{y_1}{L} = \frac{9,72 \cdot 10^{-3}}{50} = 1,945 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$y_T = y_1 + y_2$$

$$y_2 = \theta_1 \cdot L = 1,945 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 9,72 \cdot 10^{-3}$$

$$y_T = 0,019 \text{ mm}$$

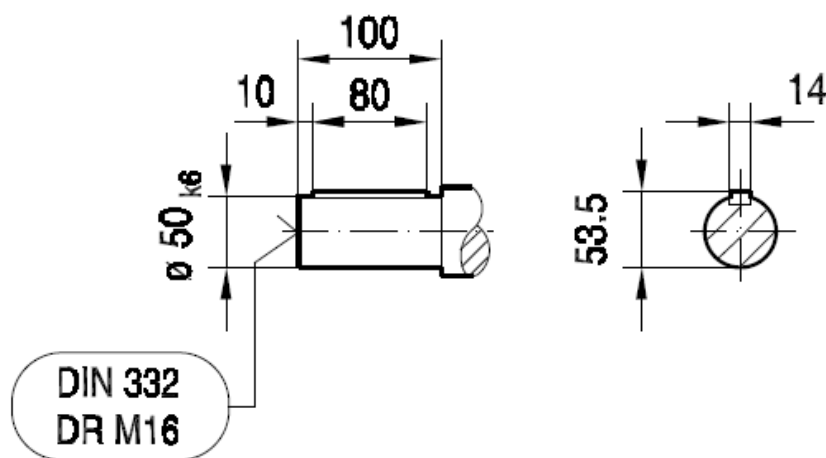
Zurruntasun kalkuluarekin, y_T -ren balioa kalkulatu da eta ikusi da ardatzaren muturraren deflexioa oso txikia dela makinaren funtzionamenduan eragiteko, beraz zurruntasun kalkulua ere betetzen du.

3.2.18.- Txabetaren kalkulua

Motorraren ardatzak potentzia eta mugimendua transmititzeko txabeta erabiltzen du. Txabetaren dimentsionamendua ondo eginda dagoen konprobatzeko, bi egiaztapen egin behar dira. Alde batetik, ebakidura kalkulua, eta bestetik, aplastamendu kalkulua.

Txabeta egiteko erabiltzen den materiala F-114 altzairua da, bere propietateak ezagunak direlarik.

- $\sigma_u = 700 \text{ MPa}$
- $\sigma_{yp} = 450 \text{ MPa}$
- $\tau_u = 0,75 \cdot \sigma_u = 525 \text{ MPa}$
- $\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{450}{2} = 225 \text{ MPa}$
- $CS = 2$



3.103.Irudia: Txabetaren dimentsioak; Iturria: www.sew-eurodrive.com

3.2.18.1.- Ebakidura kalkulua

Ebakidura kalkuluan txabetak jasaten duen bihurtura tentsioaren ondorioz txabetan sortzen den ebakidura esfortzuan oinarritzen da.

$$\tau = \frac{T/R}{w \cdot L} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \quad (3.50)$$

$$\tau = \frac{F}{A_{ebak}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \quad (3.51)$$

non,

τ : Tentsio ebakitzaila.

T : Esfortzu bihurtzaila.

R : Ardatzaren erradioa.

w : Txabetaren zabalera.

L : Txabetaren luzera.

F : Txabetaren gain eragiten den indarra.

A_{ebak} : Txabetaren zeharkako sekzioa.

$$F = \frac{T}{R} = \frac{375 \cdot 10^3}{25} = 15000 \text{ N}$$

$$A_{ebak} = 14 \cdot 80 = 1120 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{15000}{1120} = 13,39 \text{ MPa} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ MPa}$$

Ebakidura kalkulua betetzen dela ikusten da. Izan ere, tentsio ebakitzaila tentsio ebakitzaila onargarria baino txikiagoa baita.

3.2.18.2.- Aplastamendu kalkulua

Aplastamendu kalkulua txabetaren alojamenduaren aurka dagoen txabetaren sekzioaren aplastamendua konprobatzen denean burutzen da.

$$\sigma = \frac{T/R}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \quad (3.52)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplas}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \quad (3.53)$$

non,

σ : Aplastamendua eragiten duen tentsio normala.

h : Aplastamendua eragiten den txabetaren altuera.

A_{aplas} : Aplastamendua eragiten den txabetaren sekzioa.

$$A_{aplas} = 3,5 \cdot 80 = 280 \text{ mm}^2$$

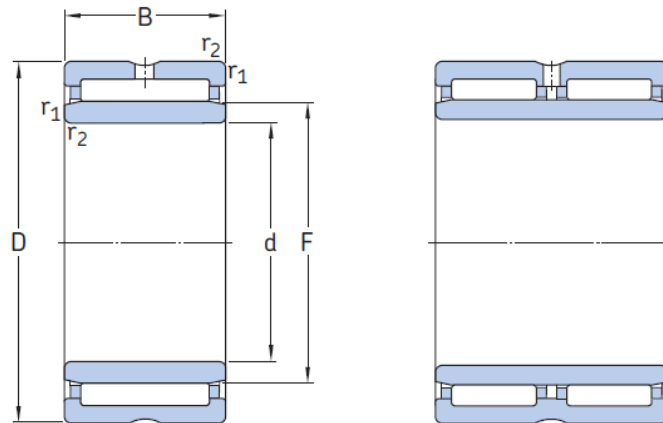
$$\sigma = \frac{15000}{280} = 53,57 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} = \frac{450}{2} = 225 \text{ MPa}$$

Aplastamendu kalkulua ere ondo betetzen duela ikusten da eta ondorioz txabetak bi egiaztapena betetzen dituela eta egokia dela konprobatzen da.

3.2.19.- Errodamenduen kalkulua

3.2.19.1.- Bielaren behe errodamendua

Ardatza kasu honetan eszentrikoa izango delarik. Honen diametroa 120 mm-takoa izango delarik.



NKI
NA 48
NA 49

NA 69

3.104.Irudia: Orratz errodamendua; iturria: www.skf.com

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static	P_u	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
90	120	26	76,5	156	19,6	4 000	4 500	0,78	NKI 90/26
	120	36	108	250	32	4 000	4 500	1,10	NKI 90/36
	125	35	112	265	33,5	3 800	4 300	1,30	NA 4918
	125	63	172	450	57	3 800	4 300	2,30	NA 6918
95	125	26	78,1	166	20,8	3 800	4 300	0,82	NKI 95/26
	125	36	112	265	33,5	3 800	4 300	1,15	NKI 95/36
	130	35	114	270	34	3 600	4 000	1,35	NA 4919
	130	63	172	465	57	3 600	4 000	2,50	NA 6919
100	130	30	96,8	220	27,5	3 600	4 000	0,99	NKI 100/30
	130	40	123	305	38	3 600	4 000	1,35	NKI 100/40
	140	40	125	280	34,5	3 400	4 000	1,90	NA 4920
110	140	30	93,5	232	27,5	3 400	3 800	1,10	NA 4822
	150	40	130	300	36,5	3 200	3 600	2,05	NA 4922
120	150	30	99	255	30	3 200	3 600	1,15	NA 4824
	165	45	176	405	47,5	3 000	3 400	2,85	NA 4924
130	165	35	119	325	37,5	2 800	3 200	1,80	NA 4826

3.45.Taula: Orratz errodamenduen ezaugarriak; Iturria: www.skf.com

Errodamendua aukeratuta dagoela SKF etxeak markaturiko kalkuluak jarraituko dira. Errodamendu honen ezaugarriak kargen ahalmenari dagokionez, karga dinamikoa(C) 99 kN etakoa dela eta karga estatikoa(C₀) 255 kN etakoa.

Errodamenduaren bizitza nominala kalkulatu da, betiere, SKF etxeak markatutako pausuak jarraituz. 2.Dokumentua 2.8.2.4.Osagai komertzialak; Errodamenduak atalean azaldutako katalogoaren jarraibideak jarraiturik egin dira kalkuluak.

Bizitza nominala:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.54)$$

non,

L_{10} : %90eko fidakortasuna duen errodamenduaren bizitza nominala.

C : Errodamenduaren karga kapazitate dinamikoa.

P : Errodamenduaren karga dinamiko baliokidea.

p : Errodamendua bola bidezkoa edo errodilozkoa den adierazten duen faktorea, 3 edo 10/3 hurrenez hurren.

$$P = 13734 + 1302,5 = 15036,5 \text{ N} = 15,0365 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \left(\frac{99}{15,0365}\right)^{10/3} = 534,927 \cdot 10^6 \text{ bira}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (3.55)$$

non,

L_{10h} : Bizitza nominala funtzionamendu ordutan.

n : Biraketa abiadura.

L_{10} : Bizitza nominala.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 150} \cdot 534,927 = 59436,33 \text{ funtzionamendu ordu}$$

Katalogotik ikusi daiteke, produkzio makinetan kokatzen diren makinaren errodamenduek 20000 eta 30000 orduren artean egon behar dira. Aplikazio honetan, errodamenduaren tamainak mugatzen du, beraz, behar baino denbora gehiago iraungo du.

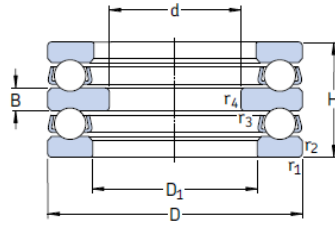
Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrífugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

3.46.Taula: Makina bakoitzak iraun behar dituen ziklo kopurua; iturria: www.skf.com

Produkzioan dauden makinek 1690 ordu lan egingo dute urtean, beraz, errodamendu honek, 35,17 urte iraungo ditu. Ondorioz, ez du mantentze lanik ezta errodamendu honen aldaketarik eskatuko.

3.2.19.2.- Behe kokapen torlojuaren errodamendua

Errodamendu axial hau ere, SKF etxeko errodamendua izango da. 2.Dokumentua 2.8.2.4.Osagai komertzialak; Errodamenduak atalean azaldutako jarraibideak jarraiturik errodamendu hauen kalkuluak egin dira.



3.105.Irudia: Boladun errodamendu axiala; iturria: www.skf.com

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Factor de carga mínima	Velocidades		Masa	Designación
d	D	H	C	C ₀	P _u	A	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	-	rpm		kg	-
10	32	22	16,5	27	1	0,0038	7 000	10 000	0,081	52202
15	40	26	22,5	40,5	1,53	0,0085	6 000	8 000	0,15	52204
20	47	28	27,6	55	2,04	0,015	5 300	7 500	0,22	52205
	52	34	34,5	60	2,24	0,018	4 500	6 300	0,33	52305
	70	52	72,8	137	5,1	0,097	3 600	5 000	1,00	52406

3.47.Taula: Errodamendu axialaren ezaugarriak; iturria: www.skf.com

Torlojuaren diametroa dela eta, barne diametroa d=15 mm-takoa duen errodamendu axiala aukeratuko da. Karga dinamikoa(C) 22,5 kN eta karga estatikoa(C₀) 40,5 kN-ekoa duen errodamendua aukeratuko da.

Errodamendu honek jasaten dituen kargak estatikoak eta axialak izanik, kalkuluak estatikara egingo dira.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \tag{3.56}$$

non,

S₀: Segurtasun faktore estatikoa.

C₀: Estatikoko karga ahalmena.

P₀: Karga estatikoko ahalmena.

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a \tag{3.57}$$

non,

P₀: Karga estatikoko ahalmena.

x₀: Errodamenduaren karga erradialaren faktorea.

F_r: Karga erradiala.

y₀: Errodamenduaren karga axialaren faktorea.

F_a : Karga axiala.

Karga estatikoko ahalmena kalkulatzeko, errodamendu honek jasaten dituen kargak guztiz axialak izanik karga erradialei dagokiona ez da kontuan hartuko.

x_0 eta y_0 faktoreak kalkulatzeko tauletara jo behar da:

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

*Usar 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$

3.106. Taula: Karga erradial eta axialen faktoreak; Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{13734}{40,5} = 0,339$$

Balio hau taulan agertzen ez denez, interpolazio lineal bat eginez balio honentzako faktoreak lortuko dira.

$$0,28 \rightarrow 1,15$$

$$0,339 \rightarrow y$$

$$0,42 \rightarrow 1,04$$

$$y = 1,104$$

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a = 1,104 \cdot 13,734 = 15,157 \text{ kN}$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{40,5}{15,157} = 2,67$$

Tabla 10

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodamientos estacionarios		
	no importante		normal	alto				
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s_0 menores

3.107.Taula:Kalkulu estatikorako konparatu beharreko segurtasun koefizientea;Iturria:www.skf.com

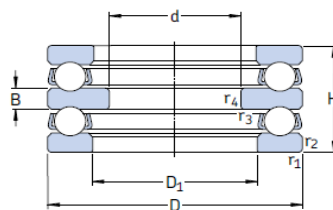
Taula honetan begiraturik, S_0 kalkulaturakoa, taulan agertzen dena baino handiagoa izatea lortu behar da. Funtzionamendua eta errodamendu motaren arabera.

$$S_0 > S_{0Taula} \rightarrow 2,67 > 0,5$$

Beraz, errodamenduak kargak ondo jasango ditu.

3.2.19.3.- oi kokapen torlojuaren errodamendua

Errodamendu axial hau ere, SKF etxeko errodamendua izango da. 2.Dokumentua 2.8.2.4.Osagai komertzialak; Errodamenduak atalean azalduta daudelarik.



3.108.Irudia: Boladun errodamendu axiala;Iturria:www.skf.com

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima A	Velocidades		Masa	Designación
d	D	H	dinámica C	estática C_0			Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	-	rpm		kg	-
40	78	39	49,4	116	4,3	0,069	3 400	4 500	0,71	52210
	95	58	88,4	190	6,95	0,19	2 600	3 600	1,75	52310
45	90	45	61,8	146	5,4	0,11	2 800	4 000	1,10	52211
	105	64	104	224	8,3	0,26	2 200	3 200	2,40	52311
	120	87	178	390	14,3	0,79	1 800	2 400	4,70	52411
50	95	46	62,4	150	5,6	0,12	2 200	3 000	1,20	52212
	110	64	101	224	8,3	0,26	1 600	2 200	2,55	52312
	130	93	199	430	16	0,96	1 600	2 200	6,35	52412 M
55	100	47	63,7	163	6	0,14	2 600	3 600	1,35	52213
	105	47	65	173	6,4	0,16	2 600	3 600	1,50	52214
	115	65	106	240	8,8	0,30	2 000	3 000	2,75	52313
125	72	135	320	11,8	0,53	1 900	2 600	3,65	52314	
	150	107	234	550	19,3	1,6	1 400	2 000	9,70	52414 M

3.48.Taula: Errodamendu axialaren ezaugarriak; Iturria: www.skf.com

Torlojuaren diametroa dela eta, barne diametroa $d=55$ mm-takoa duen errodamendu axiala aukeratuko da. Karga dinamikoa 63,7 kN eta karga estatikoa (C_0) 163 kN-ekoa duen errodamendua aukeratuko da.

Errodamendu honek jasaten dituen kargak estatikoak eta axialak izanik, kalkuluak estatikara egingo dira.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \tag{3.56}$$

non,

S_0 : Segurtasun faktore estatikoa.

C_0 : Estatikako karga ahalmena.

P_0 : Karga estatikoko ahalmena.

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a \tag{3.57}$$

non,

P_0 : Karga estatikoko ahalmena.

x_0 : Errodamenduaren karga erradialaren faktorea.

F_r : Karga erradiala.

y_0 : Errodamenduaren karga axialaren faktorea.

F_a : Karga axiala.

Karga estatikoko ahalmena kalkulatzeko, errodamendu honek jasaten dituen kargak guztiz axialak izanik karga erradialei dagokiona ez da kontuan hartuko.

x_0 eta y_0 faktoreak kalkulatzeko tauletara jo behar da:

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

*Usar 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$

3.49.Taula: Karga erradial eta axialen faktoreak; **Iturria:** DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{13,734}{163} = 0,084$$

Balio hau taulan agertzen denez, balio hori hartuko da faktore bezala.

$$y = 1,55$$

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a = 1,55 \cdot 13,734 = 21,287 \text{ kN}$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{40,5}{21,287} = 1,9$$

Tabla 10

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodamientos estacionarios		
	no importante		normal		alto			
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. rodillos	
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s_0 menores

3.50.Taula: Kalkulu estatikorako konparatu beharreko segurtasun koefizientea; iturria: www.skf.com

Taula honetan begiraturik, S_0 kalkulaturakoa, taulan agertzen dena baino handiagoa izatea lortu behar da. Funtzionamendua eta errodamendu motaren arabera.

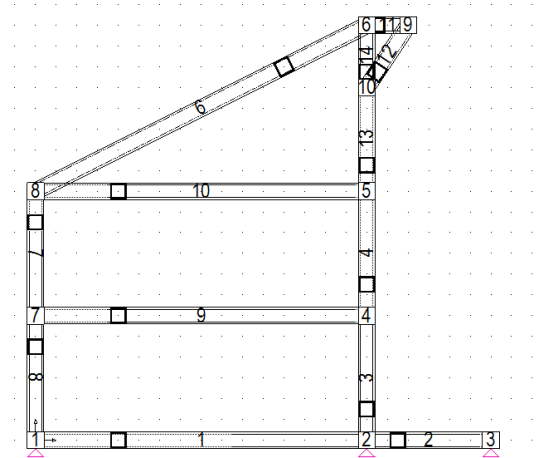
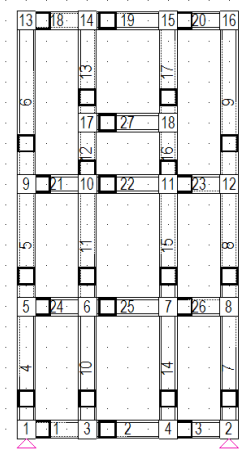
$$S_0 > S_{0Taula} \rightarrow 1,9 > 0,5$$

Beraz, errodamenduak kargak ondo jasango ditu.

3.2.20.- Egitura

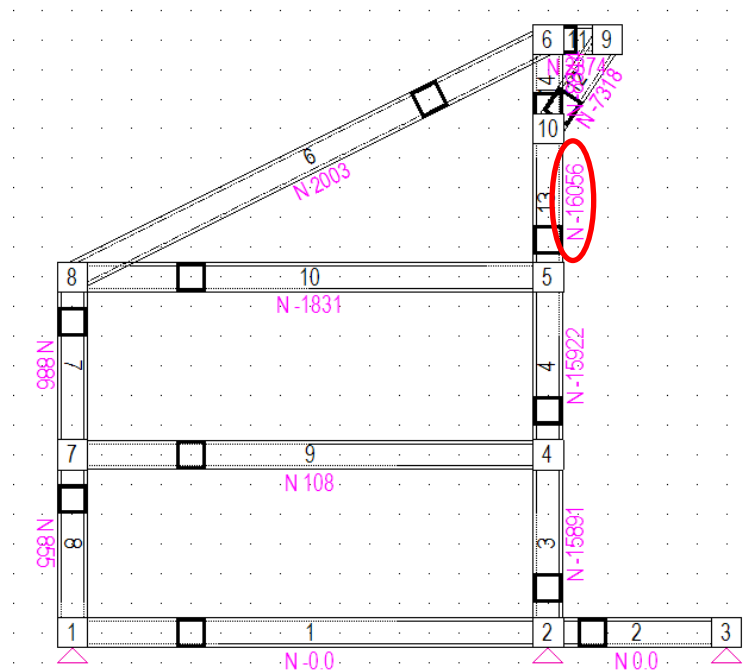
3.2.20.1.- Estatikako egiaztapena CESPLAekin

CESPLAN egitura sartuz, lehenik, tentsioen ikuspuntutik egiturak jasango duen aztertuko da.



3.109.Irudia: Egituraren perfilen dimentsionamendua; iturria: CESPLA

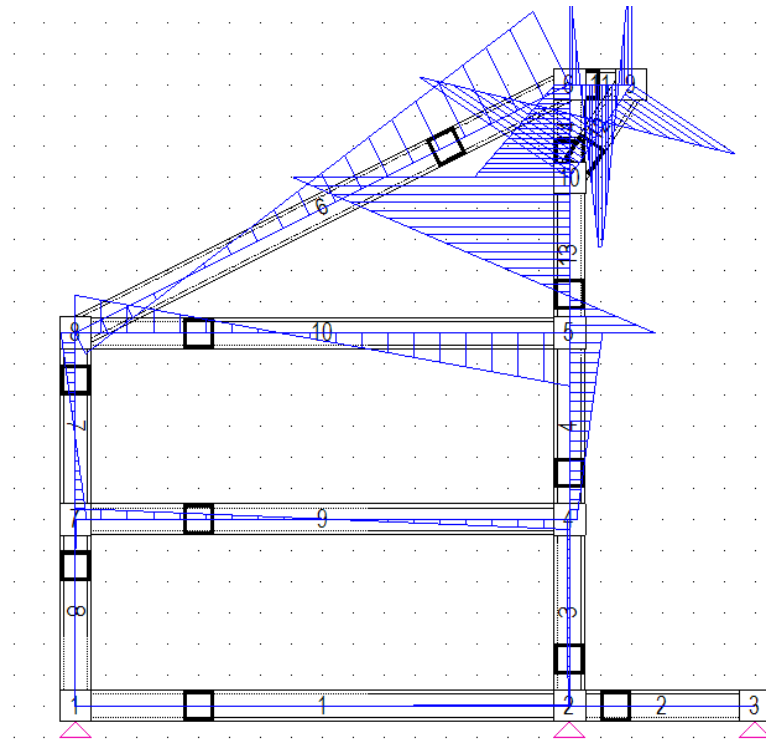
Egitura irudi horietakoa izanik, egitura horrek jasango dituen indarrak aplikatuz, egitura osatzen duten elementu guztien esfortzu axialak kalkulatu dira. Lehenik, ezkerreko bistako irudiari dagokion kalkulua egin da. Motelgailuaren indarrak beherantz eragiten duenean, hain zuzen. Kalkulu hau burutu ostean, motelgailuaren indarrak gorantz eragiten duenean burutuko da.



3.110. Irudia: Barra bakoitzak jasango duen esfortzu axiala; iturria: CESPLA

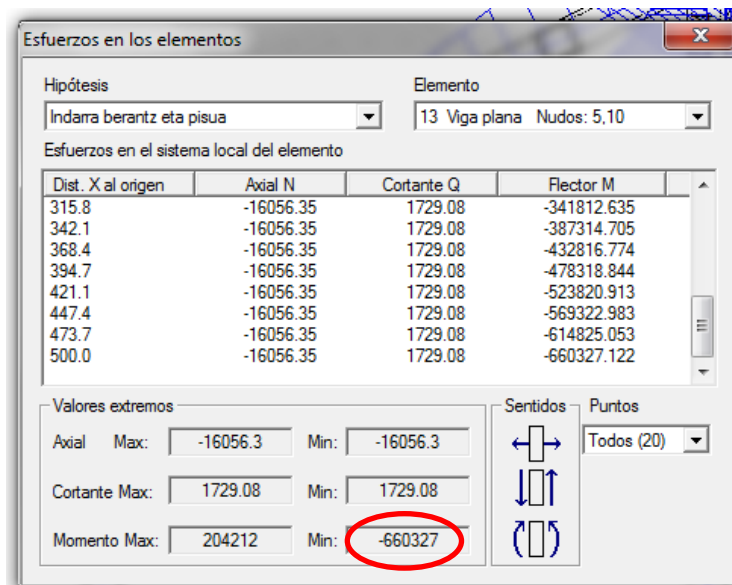
Esfortzu axialari dagokionez CESPLAk ematen digun informazioaren arabera, egitura osatzen duten elementuen artean, esfortzu axialik handiena jasaten duen elementua 13. elementua da, 16056 N-eko konpresiozko esfortzuarekin.

Momentuei dagokienean, egituraren momentuen digramak adieraziko dira.



3.111.Irudia: Barra bakoitzaren momentuen diagrama;Iturria: CESPLA

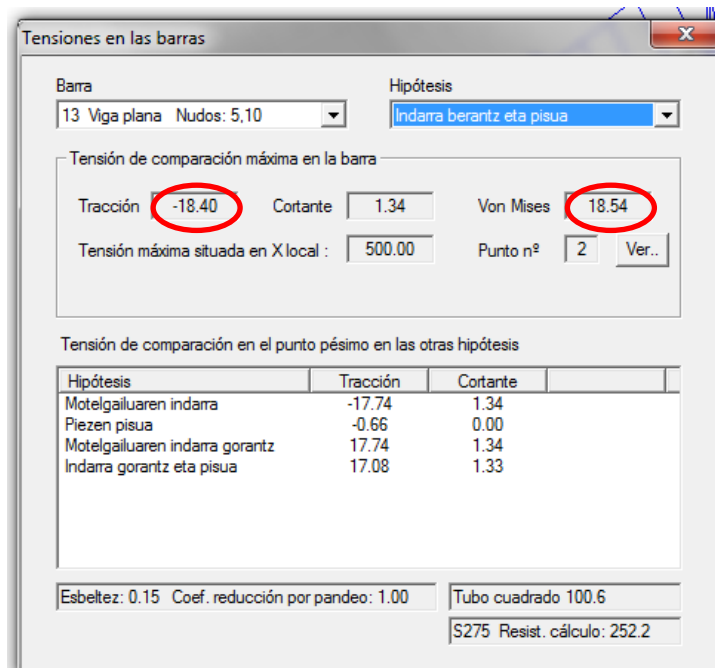
Momentuen digramak ikusirik esan daiteke 13. elementuak jasango duela momentu handiena.



3.112.Irudia: Momenturik handiena duen barra;Iturria: CESPLA

Esan bezala, 13. elementuak jasango du momentu makurtzailerik handiena. Bere balioa -660327 N-mm izango delarik.

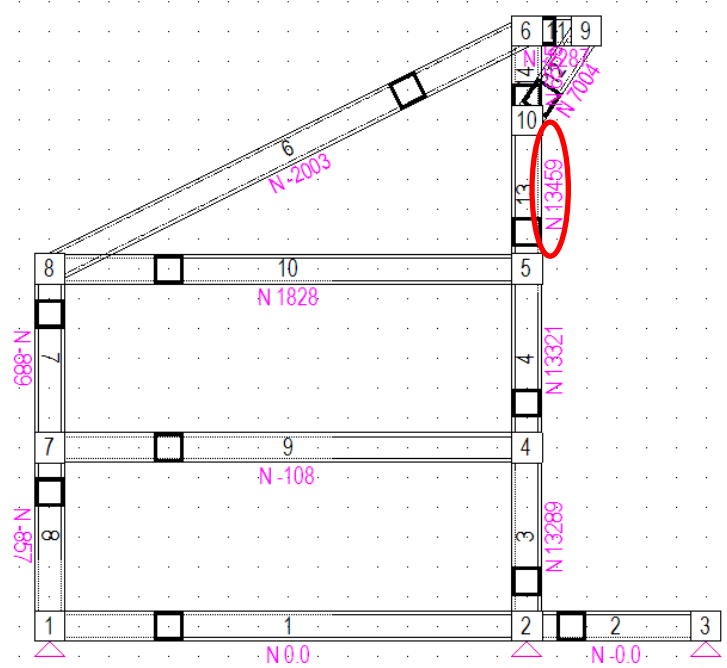
Tentsioen aldetik, kalkulatu aurretik esan daiteke aurreko elementu berdina izan daitekeela kaltetuena indar handiena jasaten duelako. Baina, kalkulatu egin behar da.



3.113. Irudia: Barra kritikoenaren tentsio handiena; Iturria: CESPLA

Tentsiorik handiena jasaten duen elementua 13. elementua da. 18,4 MPa-eko tentsioa jasango du, baina Von Mises-en tentsioa ere kontuan izan behar da. Tentsio honek tentsio ebakitzaila ere kontuan hartzen baitu. Tentsio onargarria gainditzen ez denez elementu bakoitzetako baten ere ez, perfila ondo aukeratuta dagoela erabakitzen da tentsioen ikuspuntutik.

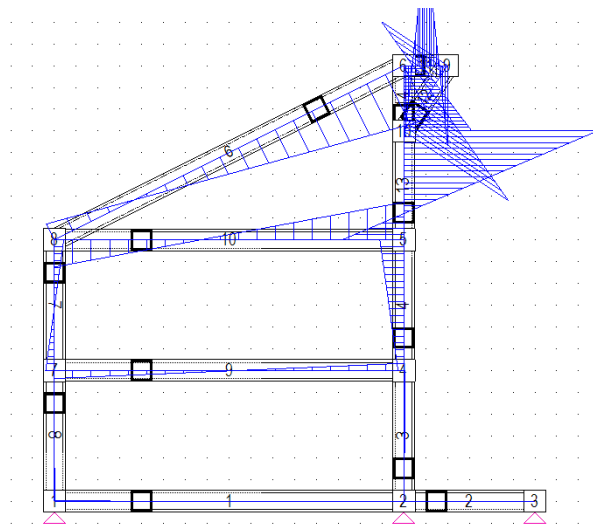
Indarrak gorantz egiten duenean, aldiz, esfortzuak eta baita tentsioak txikiagoak izango dira. Izan ere, motelgailuaren indarrak eta pisuaren eraginak kontrako noranzkoa dute.



3.114.Irudia: Barra bakoitzak jasango duen esfortzu axiala,Iturria:CESPLA

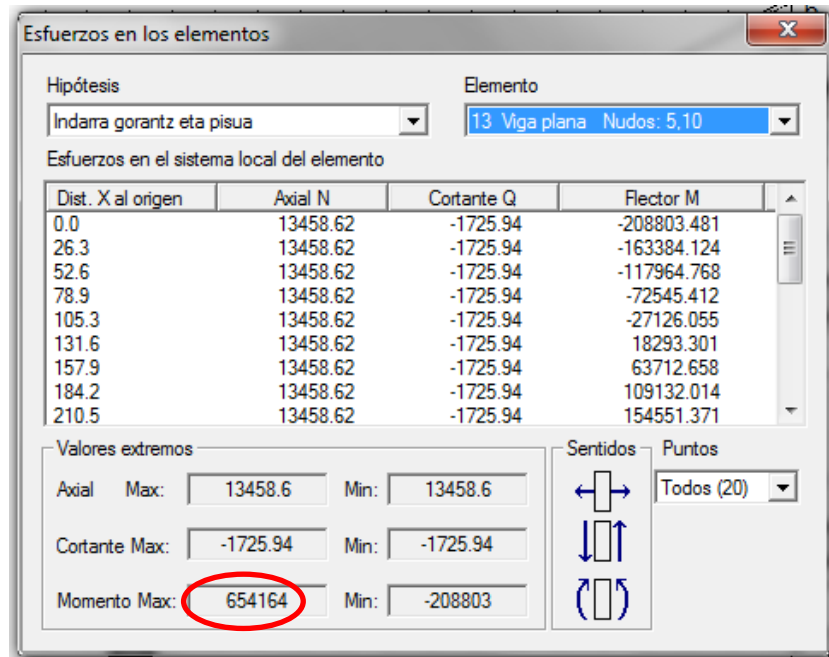
Kasu honetan ere, 13.elementua da esfortzu axial handiena jasaten duena. Baina, aurreko kasuan baino esfortzu txikiagoa izango da.

Momentuen diagramari dagokionez.



3.115.Irudia:Barra bakoitzaren momentuen diagrama,Iturria:CESPLA

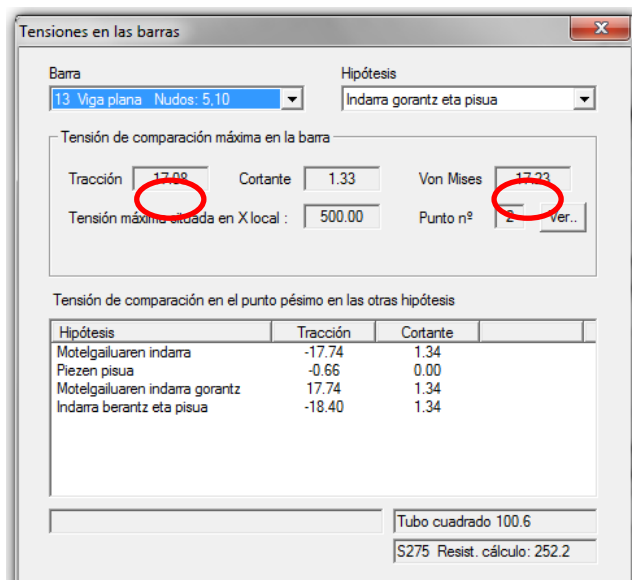
Diagrama honetatik esan daiteke 13. elementuak jasango duela momentu makurtzailerik handiena.



3.116.Irudia: Momenturik handiena duen barra; Iturria: CESPLA

13. elementua izango da momenturik handiena jasango duena, baina, kasu honetan ere, indarra beherantz aplikatuta dagoenean baino momentu txikiagoa da.

Tentsioen ikuspuntutik egiturak bere osotasunean jasateko gai den aztertuko da.

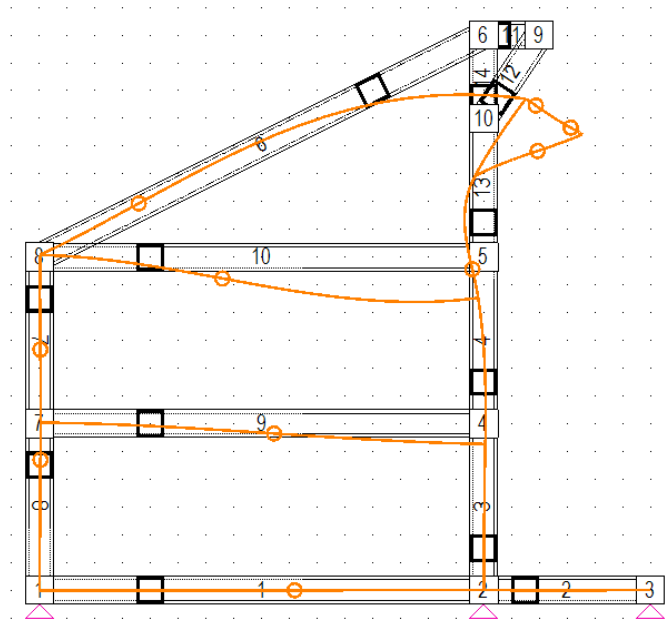


3.117.Irudia: Barra kritikoaren tentsio handiena; Iturria: CESPLA

Tentsioen aldetik ere, 13. elementua izango da kaltetuena, baina tentsio onargarria gainditzen ez duenez, ez hutsegitea emango.

Behin tentsio eta esfortzuen kalkulua eginda, deformazioei dagokien kalkulua egin behar da. Deformazioen kalkulua egiteko beharrezkoa den baldintza funtzionamenduarekin zuzeneko lotura duten egiturako elementuek 0,1 mm-tako deformazio maximoa izan dezakete.

Egituraren deformazio hurbildua indarrak beherantz eragiten duenean ondorengoa izango da.



3.118. Irudia: Egituraren deformazioa; iturria: CESPLA

Zein elementuk izango duen deformazio maximoa kalkulatu da eta onargarriaren azpitik dagoen konprobatuko da.

Deformaciones de los elementos

Hipótesis: Indarra berantz eta pisua

Elemento: 11 Viga plana Nudos: 6.9

Deformaciones en el sistema local del elemento

Dist. X al origen	Axial (X local)	Lateral (Y local)	Giro Z
0.0	0.04496	-0.06786	-0.0002051
10.5	0.04502	-0.07004	-0.0002084
21.1	0.04507	-0.07225	-0.0002105
31.6	0.04513	-0.07447	-0.0002115
42.1	0.04519	-0.0767	-0.0002114
52.6	0.04524	-0.07892	-0.00021
63.2	0.0453	-0.08111	-0.0002075
73.7	0.04536	-0.08328	-0.0002039
84.2	0.04541	-0.0854	-0.0001991

Valores máximos (absolutos)

Axial X: 0.0460408

Lateral Y: 0.10603

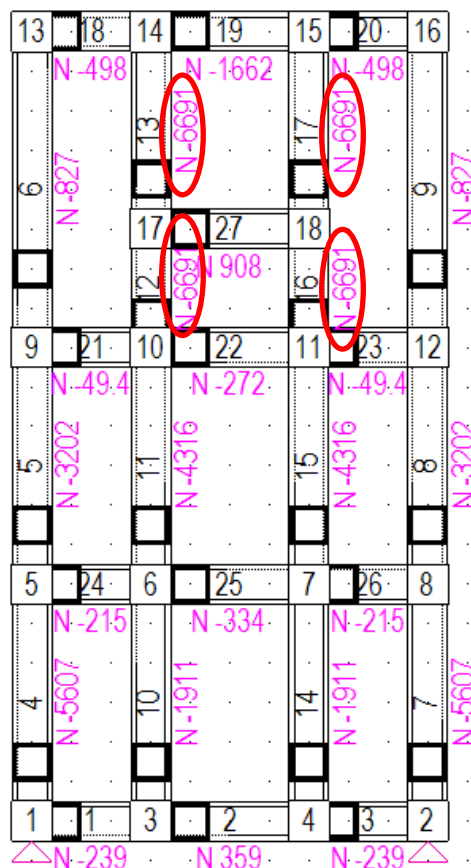
Giro Z: 0.000211528

Puntos: Todos (20)

3.119.Irudia: Deformaziorik handiena; Iturria: CESPLA

Deformaziorik handiena jasango duen elementua, 11. elementua izango da. Deformazio baldintzaren mugan egongo da baina onargarria izango da.

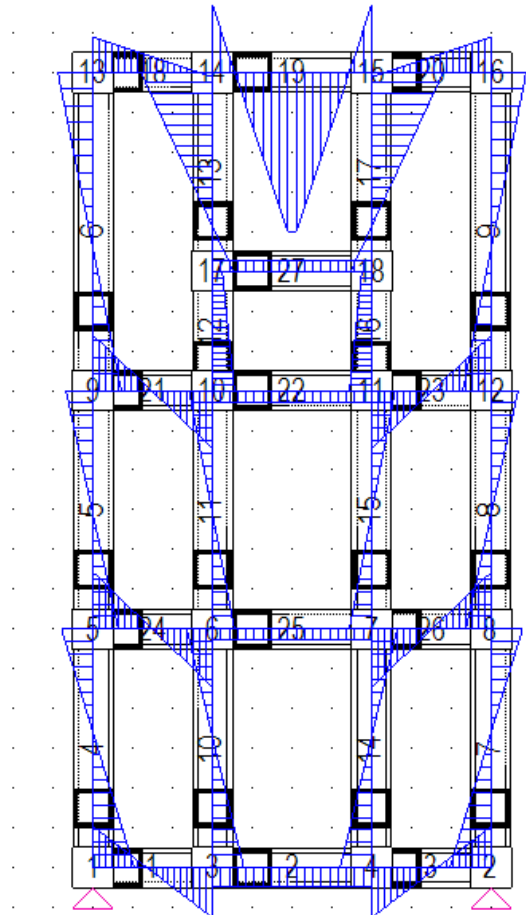
Egituraren aurreko bistarekin kalkulu berdina egingo da. Indarra beherantz aplikatzen denean.



3.120.Irudia: Barra bakoitzak jasango duen esfortzu axiala; Iturria: CESPLA

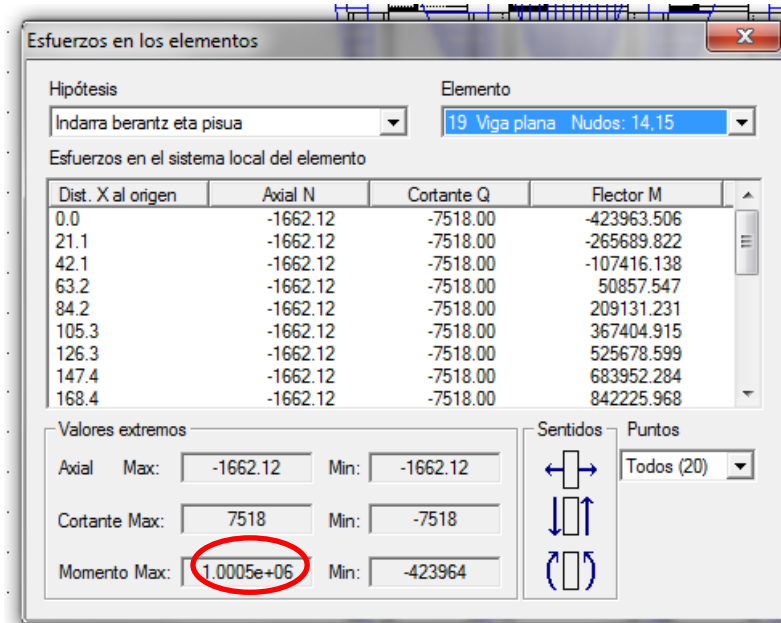
Esfortzu axialari dagokionez CESPLAk ematen digun informazioaren arabera, egitura osatzen duten elementuen artean, esfortzu axialik handiena jasaten duten elementuak 12, 13, 16 eta 17. elementuak dira, 6691 N-eko konpresiozko esfortzuarekin.

Momentuei dagokienez, egituraren momentuen digramak adieraziko dira.



3.121. Irudia: Barra bakoitzaren momentuen diagrama; Iturria: CESPLA

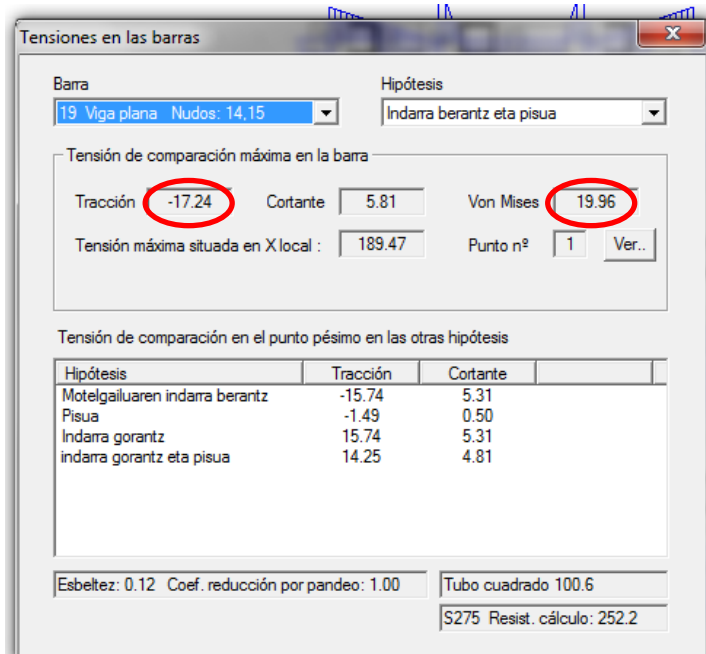
Momentuen digramak ikusirik esan daiteke 19. elementuak jasango duela momentu handiena.



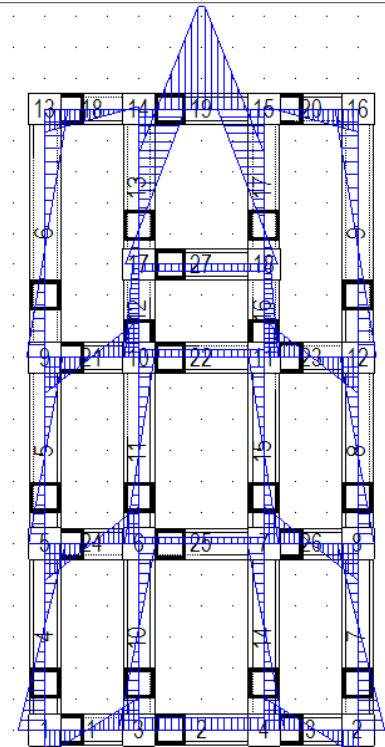
3.122.Irudia: Momenturik handiena duen barra; Iturria: CESPLA

Esan bezala, 19. elementuak jasango du momentu makurtzailerik handiena. Bere balioa $1 \cdot 10^5$ N·mm izango delarik.

Tentsioen aldetik, kalkulatu aurretik esan daiteke aurreko elementu berdina izan daitekeela kaltetuena indar handiena jasaten duelako. Baina, kalkulatu egin behar da.

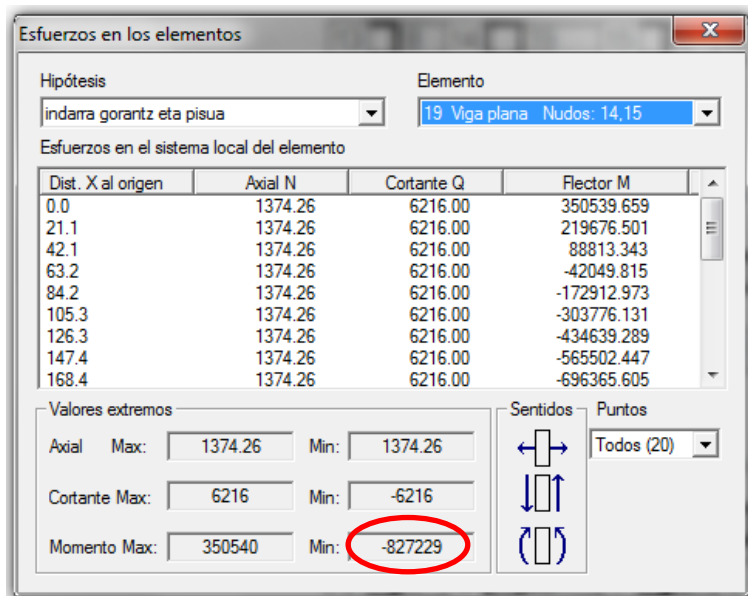


3.123.Irudia: Barra kritikoaren tentsio handiena; Iturria: CESPLA



3.125.Irudia: Barra bakoitzaren momentuen diagrama;Iturria:CESPLA

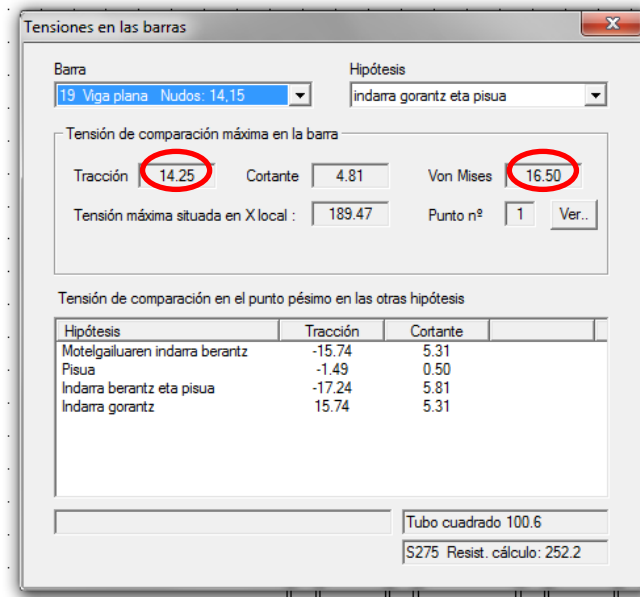
Diagrama honetatik esan daiteke 19. elementuak jasango duela momentu makurtzailerik handiena.



3.126.Irudia: Momenturik handiena duen barra;Iturria:CESPLA

19. elementua izango da momenturik handiena jasango duena, baina, kasu honetan ere, indarra beherantz aplikatuta dagoenean baino momentu txikiagoa da.

Tentsioen ikuspuntutik egiturak bere osotasunean jasateko gai den aztertuko da.

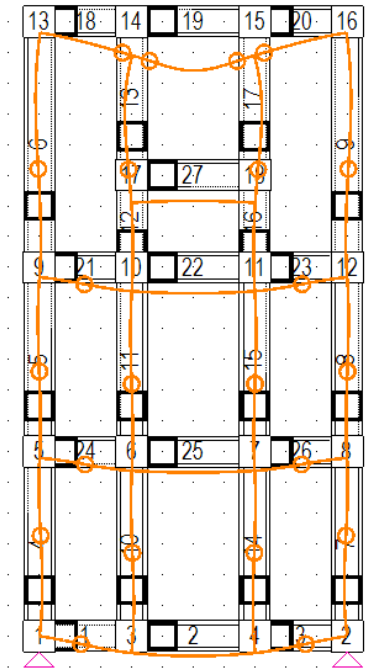


3.127. Irudia: Barra kritikoenaren tentsio handiena; Iturria: CESPLA

Tentsioen aldetik ere, 19. elementua izango da kaltetuena, baina tentsio onargarria gainditzen ez duenez, ez hutsegitea emango.

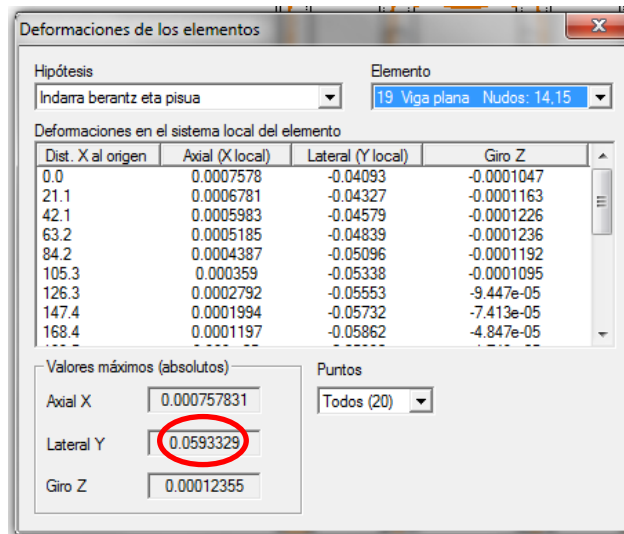
Behin tentsio eta esfortzuen kalkulua eginda, deformazioei dagokien kalkulua egin behar da. Deformazioen kalkulua egiteko beharrezkoa den baldintza funtzionamenduarekin zuzeneko lotura duten egiturako elementuek 0,1 mm-tako deformazio maximoa izan dezakete.

Egituraren deformazio hurbildua indarrak beherantz eragiten duenean ondorengoa izango da.



3.128.Irudia: Egituraren deformazioa; Iturria: CESPLA

Zein elementuk izango duen deformazio maximoa kalkulatu da eta onargarriaren azpitik dagoen konprobatu da.



3.129.Irudia: Deformaziorik handiena; Iturria: CESPLA

Deformaziorik handiena jasango duen elementua, 19. elementua izango da. Deformazio baldintzaren azpitik egongo da, beraz, onargarria izango da.

Estatikoki egitura onargarria izango da. Erabiliko den perfila perfil tubular karratua izanik, **100x100x6** perfila izanik **S275** altzairuzkoa. Elastikotasun muga $\sigma_{yp} = 265 \text{ MPa}$ izanik eta haustura tentsioa $\sigma_u = 410 \text{ MPa}$. Inertzia momentua $I_z = 3040000 \text{ mm}^4$ izanik eta sekzioaren azalera, $A = 2130 \text{ mm}^2$.

3.2.20.2.- Neke kalkulua

Estatikako kalkuluarekin momentu eta indar axial maximoak zeintzuk diren kalkulatu dira. Baina indar hauen izaera ez da estatikoa, ziklikoa baizik. Beraz neke kalkulua bat egin beharko da. Tentsio maximoa makinaren ezkerreko bistan kalkulatu da eta 13. elementuak jasan izan du.

Tentsio medioa pisuak eragindakoa izango da eta alfernoa motelgailuak sortzen duen indarrak eragindakoa.

$$\sigma_m = 0,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = 17,8 \text{ MPa}$$

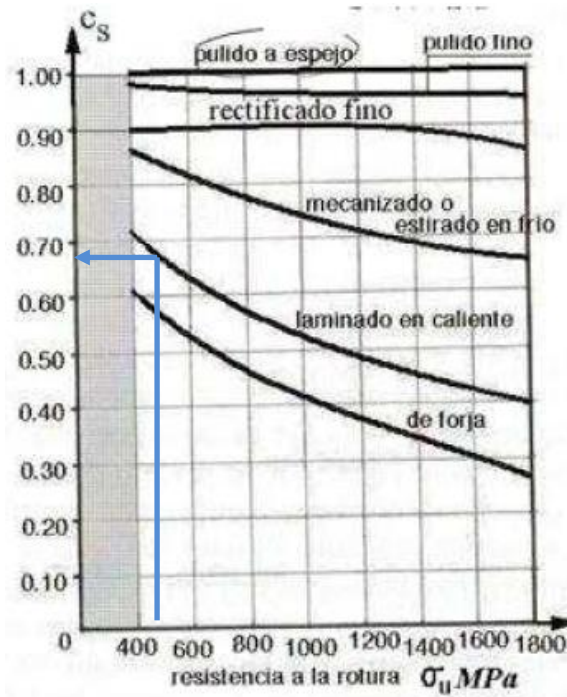
Tentsio medioa, alfernoarekin alderaturik, askoz txikiagoa denez, mespretxagarria dela suposatu daiteke. Beraz, tentsio alfernoa erabiliko da.

Neke limite tentsioa kalkulatu da lehenik:

$$\sigma'_e = 205 \text{ MPa} \rightarrow \frac{\sigma_u}{2} = \frac{410}{2} \text{ MPa}$$

Gainazal akabera dela eta, azkeneko egin den gainazal akabera artezketa izango da.

Hurrengo grafikotik dagokion gainazal akaberari dagokion koefizientea (C_s) aterako da:



3.130.Irudia: Gainazal akabera bakoitzari dagokion koefizientea;Iturria: DISEÑO DE MAQUINAS. Abasolo Bilbao, M; Navalpotro Cuenca, S; Iriondo Plaza, E. Euskal Herriko Unibertsitatea (EHU). Bilbo, 2014.

Grafiko horretatik $\sigma_U = 410 \text{ N/mm}^2$ dela jakinda, eta piezak jasango duen azken prozesua mekanizatzea izanik $C_s = 0,68$ dela ateratzen da.

Sekzioaren tamainari erreparatuz, pieza ertain bat bezala kontsideratu daiteke. Beraz, $C_d = 0,8$ balioa emango zaio.

pieza txikiak/ertainak/handiak: $C_d = 1/0.9 - 0.8 \cdot 0.8 - 0.7$

Azkenik, pieza honi dagokion koefizientea lan egiteko erari dagokiona da. Pieza honen sekzio guztiek flexioan eta ebakitzailan lan egingo dute, ondorioz, $C_t = 0,8$ balioko koefizientea izango du.

flexioa/karga axiala/flexioa+tortsioa/bestelakoak: $C_t = 1/0.7 - 0.9/0.85/0.5 - 0.7$

Koefiziente guzti hauek, neke limitearen tentsioan eragina dutelarik, neke limitea nola murrizten duten kalkulatu da:

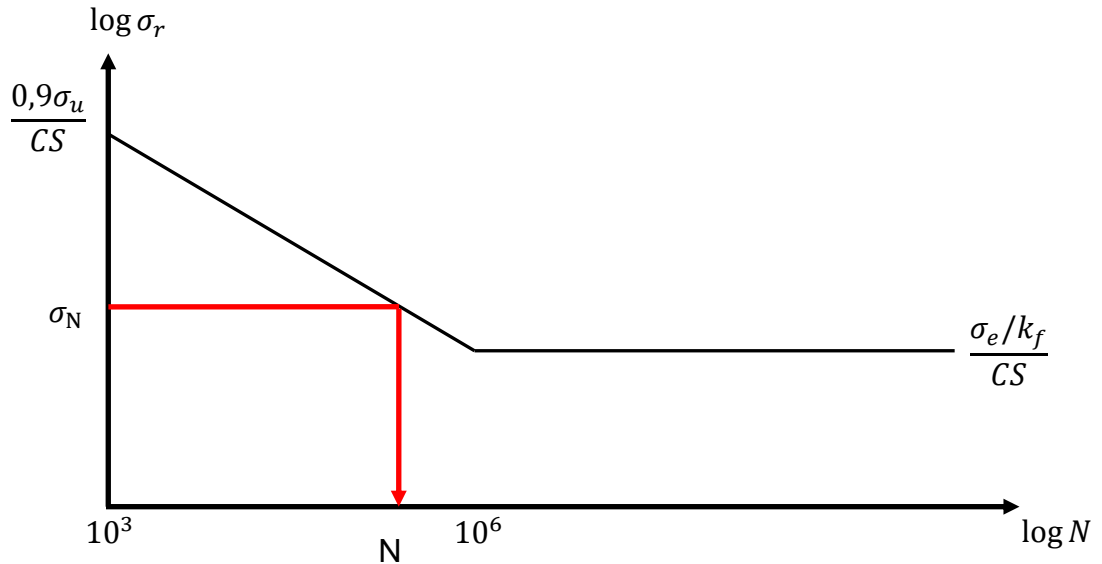
$$\sigma_e = \sigma'_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t$$

$$\sigma_e = 205 \cdot 0,68 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 89,216 \text{ MPa}$$

Perfil estrukturalentzat ez dago tentsio kontzentrazio faktorerik, beraz, balio kontserbakor bat erabiliko da emaitza kontserbakor bat lortzeko. $K_f = 2$

Basquin-en grafiko logaritmikoan ordezkaturaz, perfil honen bizitza 10^6 ziklo baino handiagoa izatea bilatzen da.

$$CS = 1,5$$



3.131. Irudia: Tentsio-ziklo grafiko logaritmikoa; Irudia: Berezko egitea

$$\frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \frac{\sigma_e/k_f}{CS}}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log \frac{0,9 \cdot \sigma_u}{CS} - \log \sigma_N}{\log N - \log 10^3}$$

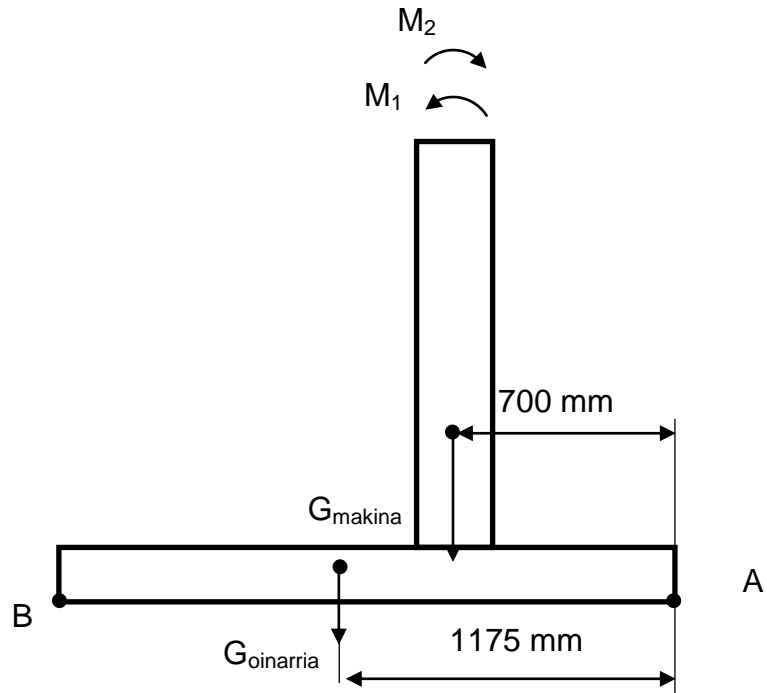
$$\frac{\log 246 - \log 29,74}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log 246 - \log 17,8}{\log N - \log 10^3}$$

$$N = 5,356 \cdot 10^6 \text{ ziklo}$$

Nekearen ikuspuntutik ere egiturak esfortzuak jasaten ditu. Beraz, egitura ondo dimentsionatuta dago eta DIN 17100 araua betetzen duen ST-44.3 altzairuzko **100x100x6** perfil karratua egokia da.

3.2.21.- Makinaren oinarria

Oinarrizaren egonkortasuna mantentzeko kalkulu bat egingo da, horrela makinaren oinarriaren masa kalkulatuko da.



3.132. Irudia: Oinarriaren aurredimentsionamendua; Iturria: Berezko egitea

Egonkortasuna betetzeko kalkulua, momentuen oreka eginez lortuko da A puntuan. Izan ere, errazagoa izango da A puntuaren inguruan biraketa ematea B puntuan ematea baino. A punturaino dagoen distantzia laburragoa baita.

A puntuan momentuen oreka planteatuz, aplikatutako indarrek eta makinaren pisuak bi funtzio bete ditzakete. Alde batetik, egonkortasuna mantentzen lagunduko duten esfortzuak daude, bestalde, egonkortasuna apurtzen saiatuko direnak. Hau dela eta, egonkortzailea edo desegonkortzailea izan faktore batez biderkatuko da.

Tabla 4.1 Coeficientes parciales de seguridad (γ) para las acciones

Tipo de verificación ⁽¹⁾	Tipo de acción	Situación persistente o transitoria	
		desfavorable	favorable
Resistencia	Permanente		
	Peso propio, peso del terreno	1,35	0,80
	Empuje del terreno	1,35	0,70
	Presión del agua	1,20	0,90
	Variable	1,50	0
Estabilidad		desestabilizadora	estabilizadora
	Permanente		
	Peso propio, peso del terreno	1,10	0,90
	Empuje del terreno	1,35	0,80
	Presión del agua	1,05	0,95
	Variable	1,50	0

⁽¹⁾ Los coeficientes correspondientes a la verificación de la resistencia del terreno se establecen en el DB-SE-C

3.51. Taula: Koeffiziente partzialen taula; Iturria: CTE

$$M_1 = 13734 \cdot 300 = 4120,2 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = -4120,2 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$G_{\text{makina}} = 510,2013 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 5,005 \text{ kN}$$

Faktore hauek izanda, eta makinaren pisua eta momentuen balioa izanda momentuen oreka A puntuan egingo da.

$$\sum M_A = 0$$

$$G_0 \cdot 0,9 \cdot 1175 + G_m \cdot 0,9 \cdot 700 = 1,5 \cdot 4120,2$$

$$G_0 = 2,86 \text{ kN}$$

$$G_0 = 291 \text{ kg}$$

Oinarriak 291 kg-ko gutxieneko masa izan behar du. Baina, makinaren dimentsioak direla eta, 291 kg erraz pasatzen dira. Horrela, oinarri honen pisua kalkulaturakoa baino askoz handiagoa izatea lortzen da.

Abadiñon, 2015eko Ekainaren 18an,

Ingeniaritza Mekanikoko Graduan

Asier Uriarte Orobiourrutia

45751584-F

Sinatua: