

GRADUA:
INGENIERITZA MEKANIKOKO GRADUA
GRADU AMAIERAKO LANA

***TOLESGAILU HIDRAULIKOA
80 TN-TARAKO***

3 DOKUMENTUA – KALKULUAK

Ikaslea: Ozkorta, Escribano, Josu>

Zuzendaria : Santos, Pera, Juan Antonio

Ikasturtea: 2017-2018

Data: Bilbon, 2018, Otsaila, 1

AURKIBIDEA

3.1. SARRERA	6/251
3.1.1. Hasierako datuak	9/251
3.2. SISTEMA HIDRAULIKOA	11/251
3.2.1. Pistoiaeren eta kirtenaren sekzioen kalkuluak	11/251
3.2.2. Beharrezko emariaren kalkulua	15/251
3.2.3. Bonbaren aukeraketa	23/251
3.2.4. Elektrobalbula	25/251
3.2.5. Emariaren kontrolerako balbula	28/251
3.2.6. Mugatutako presiodun eta segurtasun balbula	29/251
3.2.7. Sekuentzi balbula kontrapresio eta kontrabalantze mugatzailea	30/251
3.2.8. Bero trukagailua	31/251
3.2.9. Balbula termoestatikoa	33/251
3.2.10. Olioia	34/251
3.2.11. Olio biltegia	37/251
3.2.12. Motorraren aukeraketa	39/251
3.2.13. Itzulera hodirako olio iragazkia (filtroa)	42/251
3.2.14. Presio hodiko lerroan kokatzeko iragazkia (filtroa)	43/251
3.2.15. Aspirazio hodiko olio iragazkia (filtroa)	44/251
3.2.16. Nibel eta tenperatura adierazle optikoa	45/251
3.2.17. Maila neurtzeko zunda	46/251
3.2.18. Beteta dagoela adierazten duen tapoia eta aire iragazkia	47/251
3.2.19. Husteko giltza	48/251
3.2.20. Errakorrak.	49/251
3.2.21. Instalazio oleohidraulikorako hodien aukeraketa	51/251
3.2.21.1. Zilindro eta distribuzio blokearen arteko hodiak	51/251
3.2.21.2. Deposituaeren eta bonbaren arteko hodia	59/251
3.2.21.3. Bonba eta distribuzio blokearen arteko hodia	61/251
3.2.22. Aurre-betetze balbula	62/251

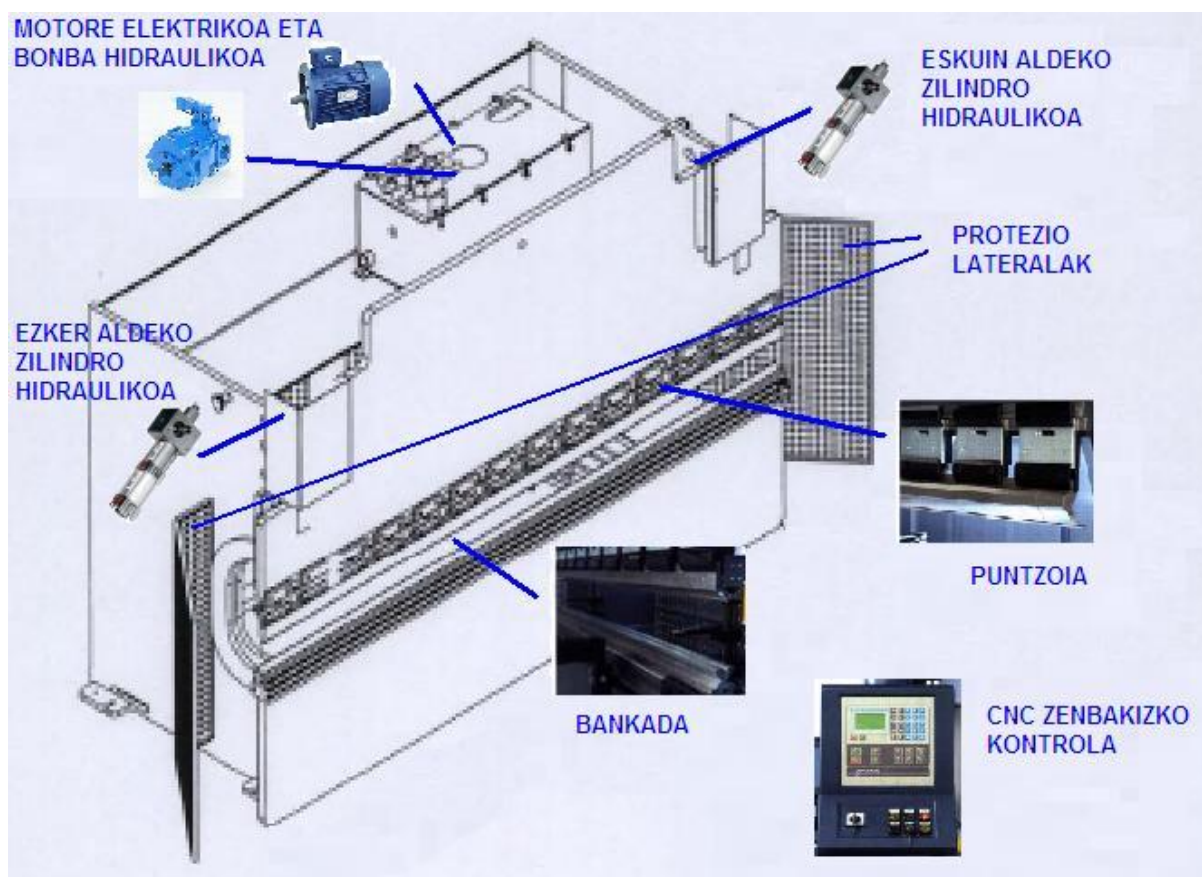
3.3. KALKULU MEKANIKOAK.	63/251
3.3.1. Zilindro oleohidraulikoaren kalkuluak	63/251
3.3.1.1. Atorraren lodiera	64/251
3.3.1.2. Kirtenaren kalkulua	78/251
3.3.1.3. Pistoiaaren kalkulua	99/251
3.3.1.4. Kirtenaren taparen kalkulua.	103/251
3.3.1.5. Gidarien zabaleraren kalkulua.	108/251
3.3.1.6. Zilindroaren itxitura taparen kalkulua	119/251
3.3.1.7. Ardatzaren zorroaren kalkulua	121/251
3.3.1.8. Ardatzaren zorroaren itxitura taparen kalkulua	124/251
3.3.1.9. Barneko topearen kalkulua.	127/251
3.3.1.10. Puntzoi eroalearen gidarien kalkulua	131/251
3.3.2 Puntzoi eroalearen kalkulua	133/251
3.3.3. Sinkronizazio sistemaren kalkulua	147/251
3.3.3.1. Ziri ardatzaren kalkulua	148/251
3.3.3.2. Puntzoi eroaleko bihurtura ardatzaren arrabolarentzako berma puntuen kalkulua..	149/251
3.3.3.3. Bermaketa soldaduraren kalkulua	152/251
3.3.3.4. Bihurdura arrabolaren kalkulua	154/251
3.3.3.5. Bihurdura arrabolaren besoen kalkulua	157/251
3.3.3.6. Bihurdura arrabola eta besoen arteko soldadura	159/251
3.3.4 Transmisio sistema	161/251
3.3.4.1. Torloju amaigabearen eta koroaren kalkulua	161/251
3.3.4.2. Torloju amaigabearen dimentsioak	164/251
3.3.4.3. Koroaren neurriak	165/251
3.3.4.4. Koroa eta torloju amaigabearen arteko indarrak.	166/251
3.3.4.5. Hortzen moduluaren konprobaketa	169/251
3.3.4.6. Motor erreduktorearen eta akoplamentuaren aukeraketa	170/251
3.3.4.7. Transmisio ardatzaren kalkulua	176/251
3.3.4.8. Torloju amaigabeko errodamentuen aukeraketa.	178/251
3.3.4.9. Ardatz nagusiaren kalkulua.	186/251
3.3.4.10. Ardatz nagusiko errodamentuen aukeraketa.	193/251

3.3.4.11. Torloju amaigabearen eta transmisio ardatzaren lotura zorroaren kalkulua	203/251
3.3.4.12. Txabeten kalkulua	205/251
3.3.5. Bastidorearen kalkulua	215/251
3.3.5.1. Faldoiaren kalkulua	215/251
3.3.5.2. Hegoen kalkulua	220/251
3.3.5.3. Zilindro eta bastidorearen arteko lotura	223/251
3.3.5.4. Olio gordailuen bermatzea habeen kalkulua	227/251
3.4. ERANSKINAK	229/251
3.4.1. Tolesgailuaren indarra	229/251
3.4.2. Olio emariak	230/251
3.4.3. Diseinu koefizienteak	231/251
3.4.4. Engranajeak	232/251
3.4.5. Torloju hexagonalak.	233/251
3.4.6. Torloju zilindrikoak	233/251
3.4.7. Azkoinak	234/251
3.4.8. Zirrindola	235/251
3.4.9. Ukondoa	236/251
3.4.10. Motore printzipala	237/251
3.4.11. Motore erreduktorea	238/251
3.4.12. Olio biltegia	239/251
3.4.13. Bonba	240/251
3.4.14. Hodiak	241/251
3.4.15. Akoplamendua.	244/251
3.4.16. Segurtasun eraztuna	245/251
3.4.17. Materialak	246/251

3. DOKUMENTUA: KALKULUAK

3.1. SARRERA

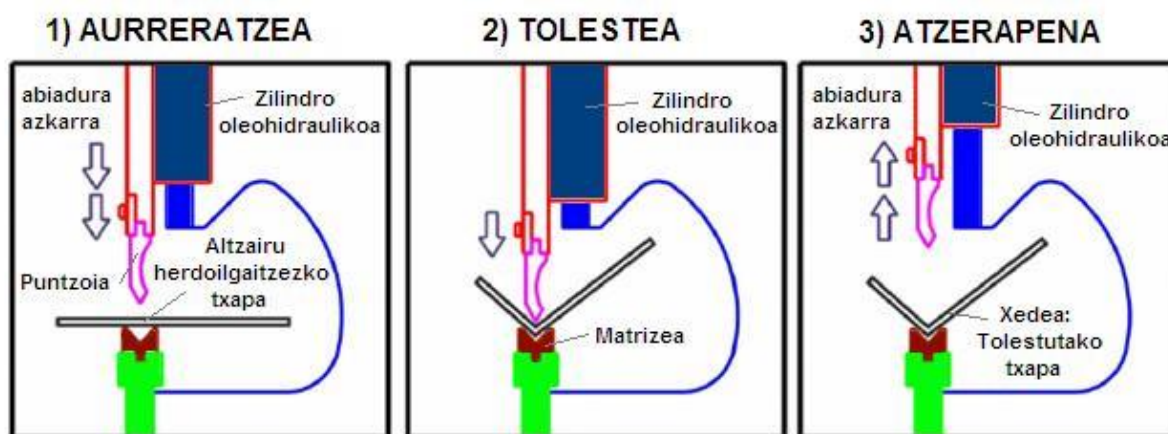
Hemendik aurrerako kalkulu, balorazio, interpretazio eta adierazpen guztiak, 80 Tn-ko tolesgailu hidraulikoaren proiektua burutzeko beharrezkoak direnak izango dira. Hasierako datu batzuetatik abiatuko gara makina honen mekanismoak diseinatzeko eta dimentsionatzeko orduan, eta huez baliatuz beharrezkoak diren kalkulu mekaniko eta hidraulikoak egingo dira. Kalkuluekin buru belarri sartu aurrean, makina honen atalak eta funtzionamendua modu errazago eta argiago batetan ulertzeko asmotan, jarraian gailuaren eskematxo bat aurkezten da, bera atal ezberdinak adieraziz.



3.1.1 Irudia

Tolesgailu hidraulikoen egitura aztertzean, oinarria zilindro oleohidraulikoa direla baieztatzen da, hauen kopurua aldatuz doa beharren arabera, gure kasuan bi izango dira. Hori dela eta, lortzen den indar totala, bi indar puntualetan banatuko da.

Bestalde, 80 Tn-ko tolesgailu hidrauliko honetan mahaia edonolako mugimendu kulunkari barik mugimendu bertikalean linealki higitu dadin, bi zilindroak lerrokatuta egon behar dira. Horregatik, bi zilindroen kirtanak era zuzenean mugitu daitezak, bi topek, lau gidarik eta tortsio ardatz batek eratutako gidatze sistema bat jarriko dugu. Topeak, zilindroen ardatzen muga funtzioa lana egingo dute. Gidariek eta tortsio ardatzak aldiz, puntzoi eroalea mahai finkoarekiko mugimendu bertikal eta lineal batetan mugitu dadin bermatuko du. Gainera, gaur egun, teknologiaren aurrerapen azkarrak medio makinak erabateko zehaztasunez lan egin dezaten merkatuan oso zehatzak diren neurgailu elektronikoak daude, Encoder izenekoak. Hauen laguntzaz puntzoiaren posizioa momentu oro kontrolatu daiteke. Hona hemen toleste prozesu baten pausu ezberdinak:



3.1.2 Irudia

1.- Lehen pausu gisa puntzoi eroalea hurbilpen abiaduraz (abiadura azkarra) jaitsiko da, txapatik gertu definitutako puntu batetaraino (zenbakizko kontroladore bati esker).

2.- Ondoren, makinaren abiadurak aldaketa bat jasaten du, hots, aurrerapen abiadura utzi eta lan abiaduraz desplazatzen hasiko da, abiadura motelduz. Puntzoiak txapan deformazio iraunkorrak eragingo ditu (zilindro oleohidraulikoen indarraren eraginez) eta kasu honetan ere puntu bat zehaztuta izango da muga modura.

3.- Azken pausu bezala, hasierako posizioa berreskuratzeko, puntzoi eroaleak gora egingo du atzerapen abiadurarekin (berriz ere abiadura azkarra errekueratuz), goiko aldean zehaztutako puntu batetaraino.

Bestalde, makina bere osotasunean aztertzean sistema oleohidraulikoa, gida sistema eta sistema hidraulikoa jasateko gaitasuna duen estruktura bat diseinatuko beharko da. Egitura hau bastidore, faldoi eta bi hegoz osatuta egongo dago.

Ondorengo puntuetan, dokumentu honen banaketa azalduko dugu, jorratuko diren atal ezberdinak azalduz:

Lehendabizi, sistema hidraulikoa osatzen duten elementu guztien diseinu eta hautaketarako beharrezko kalkuluak burutuko dira. Zilindro oleohidraulikoaren diseinutik abiatuz, tolesgailuak behar izango dituen bonba, motore, instalazio hidrauliko eta hauen beharrezko emari desberdinen kalkuluak egingo dira.

Hurrengo pausu bezala zilindroen osagaien diseinu eta kalkuluak burutzea izango da hasieran lortutako emaitzei jaramon eginez. Puntzoi eroalea diseinatu ostean, sistemaren sinkronizazio sistema definitzen da. Honekin batera bihurtura ardatza eta gidariak zehaztuz. Jarraian bastidorearen kalkuluetan, berau osatzen duten elementuek eraginak aztertuko dira egituraren bermea egiaztatuz.

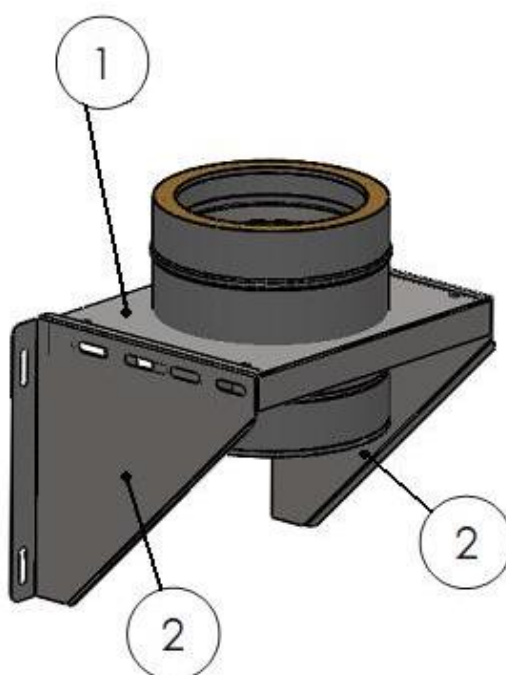
Azkenik barne topeak kalkulatzearekin batera, torloju amaigabearen eta koroaren arteko transmisioa definituko dugu. Transmisio honetarako beharrezko motorea eta akoplamenduak hautatuko dira, baita sistemak izango dituen errodamendu eta txabetero egokien aukeraketa.

Kalkuluak burutzeko hurrengo prozedura hau jarraitu da: lehenbizi, hasierako datuak aurkezten dira araudietako erreferentziak kontutan izanik (eta gure xedea den txaparen neurri eta datuak kontutan izanik); ondoren, kalkuluak edo hautaketak burutzen dira. Azkenik gure xedea den toleste prozesuaren balioak frogatzen dira. Emaitzak baliogarriak badira kalkuluak egokiak izango dira, horrela ez bada, prozesu oro berregin beharko da elementu ororen segurtasuna bermatuta izan artean.

3.1.1. Hasierako datuak

Tolesgailu hidraulikoa diseinatzeko, lehenbizi hainbat ezaugarri aurredefinitu behar dira, zeintzuk, lan indarrarekin erlazionatuta egongo diren. Ondorioz, hasierako datuen aukeraketak tolesgailuaren egitura eta zilindro oleohidraulikoaren ezaugarriak baldintzatuko ditu.

Kasu honetan, abiapuntu modura toleste prozesuan tolestuko den txaparen neurriak eta lortu behar den piezaren neurriak aztertzea izango da. Pieza hurrengoa izango da eta tolestu beharreko atalak hegoak (2) eta oinarria (1) izango dira:

**3.1.3. Irudia**

Toleste makina bat kalkulatzeko orduan, xaflaren neurriak eta makinaren indarra izango dira kontutan hartzeko daturik garrantzitsuenak, kalkuluetarako balore maximoak hartuko ditugu kontutan:

A) Xaflaren ezaugarriak:

1. Xaflaren luzera maximoa: 1200 [mm]
2. Xaflaren lodiera maximoa: 8 [mm]
3. Materialaren erresistentzia:

$\sigma_{\text{altzairu-herdoilgaitza}} = 65-75 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$ Altzairu herdoilgaitza gutxienez, %10 cromo eta %0,08 carbono baino gutxiago dituen altzairua.

B) Tolesgailuaren ezaugarriak:

EZAUGARRIAK		
Tolesgailuaren indarra [Tn]		80
Mahaiaren luzera [mm]		3550
Abiadurak	Aurrerapen abiadura [mm/seg]	100
	Laneko abiadura [mm/seg]	8
	Atzerapen abiadura [mm/seg]	68

1.1.taula

Tolesgailuaren aukeraketa egiterako orduan “toleste teorian” (teoria de plegado) oinarritu gara eta tolesgailuaren hasierako ezaugarri bezala, oinarritzko ezaugarriak DURMA etxeko HAP serieko 3590 tolesgailua hartuko dugu kontutan.

3.2. SISTEMA HIDRAULIKOA

3.2.1. Pistoiaaren eta kirtenaren sekzioen kalkuluak

80 Tn-ko tolesgailu hidrauliko bat diseinatzerako orduan ezer baino lehen makinari indarra eragingo dioten bi zilindro oleohidraulikoak diseinatuko dira. Bakoitzak 40 Tn-tako indarra gauzatu du.



3.2.1 Irudia

Zilindro oleohidrauliko batek burutzen duen indarra, sisteman dabilen olioaren presioak eta honek eragiten duen azaleraren proportzionala da. Azalera hori, zilindroaren kirtenaren mugimenduarekiko perpendikularra da, hots pistoiaren azalera. Pistoia atorraren barnetik ibiliko da, beraz, atorraren barne diametroa eta pistoiarena ia berdinak izango dira, tolerantzia batekin (ezin dira berdinak izan marruskaduraren ondorioz). Beraz, 40 tn-ko indarra gauzatzeko beharrezkoa den pistoiaren diametroa aukeratzeko da. Carnicer Royo, E-ren “Oleohidráulica. Conceptos básicos” liburuan agertzen diren adierazpeneta ekuazioez baliatuko gara sistemak behar duen laneko presio maximoa kalkulatzeko.

Lehenik eta behin beraz, zilindro bakoitzaren azalera osoa kalkulatu da:

$$A_{O1} = \frac{\pi \times d_1^2}{4} \text{ (cm}^2\text{)}$$

Non:

A_{O1} ; Zilindro bakoitzaren azalera osoa [cm²].

d_1 ; Pistoiaren diametroa [cm].

Diámetros de vástagos de pistón¹⁾

Medidas en milímetros

	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
MM	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	110	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	

1) Una extensión hacia mayores valores de esta gama puede desarrollarse, si fuese necesario, usando la serie R20 de números normales.

3.2.1 Taula

Pistoiaren diametroa 160 mm-takoa hartzea erabaki da, UNE-101360=1986 (transmisio hidrauliko eta pneumatikoak) araudiko taulaz baliatuz, horrela ez dugu arazorik izango jarri behar diren juntekin eta aurrerago piezak aldatu behar izango balira hauen neurriekin, neurriak "standar"-ak baitira. Ondorioz:

$$A_{O1} = \frac{\pi \times 16^2}{4} = 201,062 \text{ cm}^2$$

Bi zilindroek izango duten azalera osoa beraz, $A_O = 2 \times A_{O1} = 402,12 \text{ cm}^2$

Indarra, presioa eta azalera erlazionatzen dituen formula erabiliko dugu lan presioa lortzeko (neumatika eta hidraulikako kontzeptu orokorretako ekuazioa):

$$F = p \times A$$

Non:

F; Laneko indarra = 80 Tn = 784800 N (Newton)

p; Laneko presio maximoa [Pa]

A_O; Zilindro bien azalera osoa [m²]

Ekuazioan balioak ordezkatzuz, laneko presio maximoa lortuko dugu:

$$p = \frac{F}{A_0} = \frac{784800}{402,12 \text{ cm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \text{ cm}^2}} = 19,5164 \times 10^6 \text{ Pa} = 195,2 \text{ bar}$$

Kalkulu honetan marruskadura indarra ez denez kontutan izan eta gainera zilindroen errendimendua %100 ezin denez izan, toleste presioa 200 bar-ekoa hartzea erabaki da segurtasun neurri bezala.

Itzulera mugimendurako beharrezkoa den zilindroaren sekzio anularra kalkulatzeko kirtenaren diametroa, d_2 , jakitea beharrezkoa da. Horretarako, Rifa Molist, J-ren "Cilindros Oleohidráulicos. 2-Materiales" liburuan gomendatzen den bezala, zilindroaren azalera osoaren eta azalera anularren arteko erlazioa ezin dela 10 baino handiagoa izan hartuko dugu irizpide nagusi bezala.

Kirtenaren diametroa 140 mm-koa dela suposatuko da, horrela zilindro bakoitzaren sekzio anularra lortuz:

$$A_{a1} = A_{o1} - \frac{\pi \times d_2^2}{4}$$

Non:

A_{a1} ; Zilindro bakoitzaren sekzio anularra [cm^2]

d_2 ; Kirtenaren diametroa (sekzio anularren barne diametroa) [cm]

Aurrez kalkulatuta $d_2 = 140 \text{ mm}$ eta $A_{o1} = 201,062 \text{ cm}^2$ ditugunez, balioak ordezkatzuz:

$$A_{a1} = 201,062 - \frac{\pi \times 14^2}{4} = 47,124 \text{ cm}^2$$

Bi zilindroen azalera anularra batzen badugu:

$$A_a = 2 \times A_{a1} = 94,248 \text{ cm}^2$$

Zilindroaren azalera osoaren eta azalera anularraren arteko erlazioaren konprobaketa (Rifa Molist, J. liburutik hartutakoa):

$$R = \frac{A_o}{A_a}$$

Aurrez kalkulatuta $A_o = 402,12 \text{ cm}^2$ eta $A_a = 94,248 \text{ cm}^2$:

$$R = \frac{402,12}{94,25} = 4,27 \leq 10$$

*Beraz kirtenaren diametroa baliogarria izango da.

Azkenik, lortutako emaitzak hurrengo taulan laburbildu ditugu:

F_{TOTALA} = 80 Tn
p = 200 bar
d₁ = 160 mm
A_o = 402,12 cm²
d₂ = 140 mm
A_a = 94,248 cm²
R = 4,27

3.2.1 Taula

3.2.2. Beharrezko emariaren kalkulua

Tolesgailuaren indarrak eta abiadurak egokiak izan daitezcan, zilindro oleohidraulikoaren eta motorearen emariak finkatu beharko dira. Zirkuitu oleohidraulikoan beharrezko emariak zehazteko tolesgailuaren funtzionamendu abiadurak finkatu beharko ditugu lehenbizi. Hasierako baldintzetan zehaztu bezala, hurbilketa eta itzulera abiadura azkarrak izango dira prozesua ahalik eta arinena izan dadin, hala ere lan egiterako orduan abiadura motela erabili behar da tolestu nahi diren xafletan akatsik ez agertzeko, edo ahalik eta gutxien ager daitezcan. Tolesketa egokiak burutuz.

Abiadura hauek izango dira tolesgailuan aurretik definitu ditugunak:

- Hurbilketa abiadura: 100 mm/s
- Laneko abiadura: 8 mm/s
- Itzulera abiadura: 68 mm/s

Diseinuko datuak:

- Sekzio osoa: $A_o = 402,12 \text{ cm}^2$
- Zilindroaren ibiltartea: $L = 135 \text{ mm}$
- Sekzio anularra: $A_a = 94,25 \text{ cm}^2$

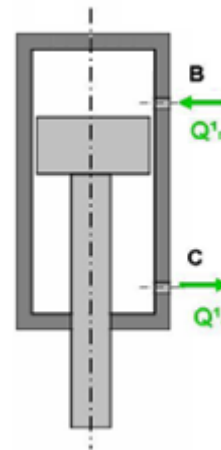
Abiadura eta bolumen aldaketak direla eta emari ezberdinak izango ditugu. Lehenik tolesketa lanerako beharrezkoa den emaria (8 mm/s-ko abiadura lortzeko behar den emaria) kalkulatu da hau baita prozesuko lanik garrantzitsuena, eta ondoren gainontzeko emariak kalkulatu dira. Horretarako Carnicer Royo, E-ren "Oleohidráulica. Conceptos básicos" liburuan agertzen diren formulak erabiliko dira.

Zilindroaren ibiltartea lan prozesuarekin erlazionatuta dago, hurbilpen tartea 100 mm, lan tartea 35 mm eta itzulera tartea 135 mm izanik.

Tolesketa prozesurako emaria:

Bonbak garraiatzen duen olioaren honako prozesua jarraitzen du, jakin aurretik ganbarak olio beteta daudela. Lehenbizi zilindro oleohidraulikoaren goiko ganbaratik sartzen da atorrak horretarako duen B zulotik, ondoren enboloa bertikalki desplazatuz $v=8 \text{ mm/s}$ -ko abiaduraz. Mugimendu honen eraginez, hots, enboloaren aurrerapen desplazamenduaren ondorioz, beheko ganbaran dagoen olio biltegirantz garraiatzen da atorrak duen C zulotik. Laneko prozesuan bete beharreko bolumena, kontutan izanda lan tartearen 35 mm -tako delako:

$$V_{\text{tolesketa}} = A_O \times L_{\text{tolesketa}} \quad (\text{cm}^3)$$



Non:

3.2.2 Irudia

$V_{\text{tolesketa}}$: Tolesketa laneko prozesuan zilindroan bete beharreko bolumena [cm^3]

A_o : Sekzio osoa [cm^2]

$L_{\text{tolesketa}}$: Tolesketa laneko prozesuan zilindroak egin beharreko ibiltartea [cm]

$$V_{\text{tolesketa}} = 402,12 \times 3,5 = 1407,42 \text{ cm}^3$$

Jarraian lanerako beharrezkoa den emaria kalkulatu da:

8 mm _____ 1 seg

35mm _____ X seg X= 4,375 seg

Toleste prozesua, makinak tolesgailuak burutzen duen eragiketarik geldoena da eta gure kasuan $4,375 \text{ s}$ iraungo du.

Lanerako beharrezkoa emaria:

$$Q_{tolesketa} = \frac{V_{tolesketa}}{t_{tolesketa}} = \frac{1407,43}{4,375} = 321,7 \text{ cm}^3/s = 19301,95 \text{ cm}^3/\text{min} = 19,3012 \text{ l}/\text{min}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko $Q_{tolesketa}=19,3 \text{ l}/\text{min}$ -ko emaria hartuko da sarrerako emari bezala. Baina C hoditik irtengo den emaria kalkulatzeko, bi emarien arteko erlazioa ondorengo adierazpenarekin definitzen da:

$$Q_{tolesketa} = Q_{irteera} \cdot (G.E.)$$

Non: **Q_{tolesketa}**: Sarrerako emaria lan egoeran
Q_{irteera}: Irteerako emaria lan egoeran.
G.E.: Gainazalen arteko erlazioa.

Gainazalen arteko erlazioa (G.E.), hurrengo formula matematikoaren bitartez zehazten da:

$$G.E. = \frac{S_1}{S_2}$$

Non: **S₁**: Pistoiairen gainazala.

S₂: Pistoiairen gainazala, kirtenaren azalera kontutan hartuz.

Gainazal arteko erlazioa zehazteko azalera desberdinen balioak kalkulatu dira:

$$S_1 = 201,062(\text{cm}^2)$$

$$S_2 = 47,124(\text{cm}^2)$$

Beraz gainazalen balioak ezagunak izanik, gainazalen arteko erlazioa lortu daiteke:

$$G.E. = \frac{S_1}{S_2} = \frac{201,062(\text{cm}^2)}{47,124(\text{cm}^2)} = 4,266[-]$$

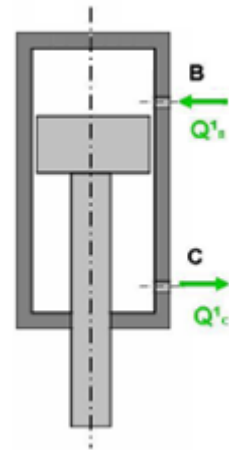
Dagoeneko, aldagai guztiak lortu direlarik, hona hemen irteerako emaria:

$$Q_{tolesketa} = Q_{irteera} \cdot (G.E.) \Rightarrow Q_{irteera} = \frac{Q_{tolesketa}}{(G.E.)} = \frac{19,3(\text{l}/\text{min})}{4,266} = 4,523(\text{l}/\text{min})$$

Hurbilketa prozesurako emaria:

Aurreko prozedura berbera jarraituz hurbilketarako emaria kalkulatuko dugu. Lehen bezala olio, zilindro oleohidraulikoaren goiko ganbaran barneratzen da estalkiak horretarako duen B zulotik, honela enboloa bertikalki desplazatuz $v = 100 \text{ mm/s}$ -ko abiaduraz. Mugimendu honen eraginez, enboloaren aurrerapen desplazamenduaren ondorioz, beheko ganbaran dagoen olio biltegirantz garraiatzen da atorrak duen C zulotik. Hurbilketa prozesuan bete beharreko bolumena, jakinda hurbilketa tartea 100 mm-takoa dela:

$$V_{\text{hurbilketa}} = A_O \times L_{\text{hurbilketa}} (\text{cm}^3)$$



3.2.3 Irudia

Non:

$V_{\text{hurbilketa}}$: Hurbilketa prozesuan zilindroan bete beharreko bolumena [cm^3]

A_O : Sekzio osoa [cm^2].

$L_{\text{hurbilketa}}$: Hurbilketa prozesuan zilindroak egin beharreko ibiltartea [cm]

$$V_{\text{hurbilketa}} = 402,12 \times 10 = 4021,2 \text{cm}^3$$

Jarraian hurbilketa prozesurako beharrezkoa den emaria kalkulatuko da, jakinda hurbilpen abiadura 100 mm/s-koa dela:

$$100\text{mm} \text{_____} 1 \text{ seg}$$

$$100\text{mm} \text{_____} X \text{ seg} \qquad X = 1 \text{ seg}$$

Lehen aipatu bezala hurbilketa prozesua, tolesketa prozesua baino arinagoa izan behar da ekoizpen denbora murrizteko. Gure kasuan 1 seg iraungo du.

Hurbilketa prozesuko emaria:

$$Q_{hurbilketa} = \frac{V_{hurbilketa}}{t_{hurbilketa}} = \frac{4021,2}{1} = 4021,2 \text{ cm}^3/\text{s} = 241272 \text{ cm}^3/\text{min} = 241,273 \text{ l}/\text{min}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko $Q = 241,273 \text{ l}/\text{min} = 4021,2 \text{ cm}^3/\text{s}$ -ko emaria hartuko da.

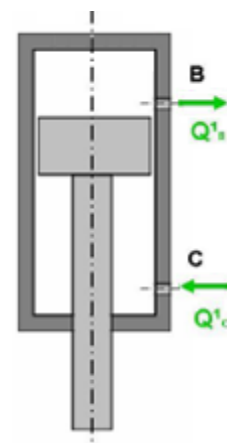
Prozesu honetan tolesketa prozesuan baino emari handiagoa behar denez, bonbak eman ezin duen emaria lortzeko, gainkargaturiko balbula erabiliko da. Hau grabitate bidezko jaitsiera bezala izendatzen da, balbula honek depositutik bidaliko dio beharrezko emaria zilindroari.

Itzulera prozesurako emaria:

Azken emaria kalkulatzeko aurreko bi kasuetan bezala egingo dugu. Oraingotan aurrekoetan ez bezala olio a zilindro oleohidraulikoaren beheko ganbaran barneratzen da estalkiak horretarako duen C zulutik, honela enboloa bertikalki desplazatuz $v = 68 \text{ mm}/\text{s}$ -ko abiaduraz. Mugimendu honen eraginez, hots, enboloaren atzerapen desplazamenduaren ondorioz, goiko ganbaran dagoen olio atorrarentzat garraiatzen da atorrak duen B zulutik.

Zilindroa efektu bikoitzekoa denez, kalkuluetan erabili beharko den azalera, sekzio anularra, A_a izan beharko da. Beraz, itzulera prozesuan bete beharreko bolumena, jakinik itzulera tartea 135 mm-takoa dela:

$$V_{itzulera} = A_a \times L_{itzulera} (\text{cm}^3)$$



3.2.4 Irudia

Non:

Vitzulera: Itzulera prozesuan zilindroan bete beharreko bolumena [cm^3]

Aa: Sekzio anularra [cm^2]

Litzulera: Itzulera prozesuan zilindroak egin beharreko ibiltartea. [cm]

$$V_{itzulera} = 95,5 \times 13,5 = 1289,25 \text{ cm}^3$$

Itzulera prozesurako beharrezkoa den emariaren kalkulua jakinda itzulera abiadura 68 mm/s-koa dela:

$$\begin{array}{l} 68 \text{ mm} \underline{\hspace{10em}} 1 \text{ s} \\ 135 \text{ mm} \underline{\hspace{10em}} x \text{ s} \end{array} \quad x = 1,9826 \text{ s}$$

Lehen aipatu bezala itzulera prozesua, tolesketa prozesua baino arinagoa izan behar da ekoizpen denbora murrizteko. Kasu honetan 1,9826 s iraungo ditu.

Itzulera prozesurako B zulotik irtengo den emaria:

$$Q_{itzulera} = \frac{V_{itzulera}}{t_{itzulera}} = \frac{1289,25}{1,9826} = 649,4 \text{ cm}^3/\text{s} = 38964 \text{ cm}^3/\text{min} = 38,964 \text{ l}/\text{min}$$

Kalkuluak sinplifikatzeko $Q = 39 \text{ l}/\text{min} = 649,4 \text{ cm}^3/\text{s}$ -ko emaria hartuko da.

Egoera honetan, C zulotik olio sartuko da, bere balioa aurretik lortutako B zuloko emari maximoa izango da. Honi esker, olioak pistoiaren beheko gainazalean bultzada indarra sortzen du, eta era berean, honen eraginez beste kamarako olio B zulotik irtengo da bera bakarrik.

$$Q_c = Q_{tolesketa} = 325 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right] = 19,3 \left[\text{l}/\text{min} \right]$$

Prozesu honetan tolesketa prozesuan baino emari handiagoa behar denez eta bonbak eman ezin duen emaria lortzeko, hurbilketa prozesuan behar den bezala emarirako gailurik balbula erabiliko da.

- **Atorraren irteera/sarrera zuloen dimentsionamendua:**

Lehendabizi, atorraren zuloen dimentsioak kalkulatzeko hasi aurretik, olioaren abiadura zenbatekoa izango den zehaztu behar da, hurrengo taulari kasu eginez:

Hodi mota	Presio tartea	Fluxuaren abiadura
Aspirazio hodia		1,0 m/s
Itzulera hodia		3,0 m/s
Presiopeko hodia	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

3.2.2 Taula

Gure instalazioko presioa 200 [bar]-takoa denez, gure jariakinaren abiadura 5,5 [m/s]-takoa izango da. Behin, jariakinaren abiadura definituta dugularik sarrera eta irteerako zuloen dimentsionamendua kalkula ditzazkegu, hurrengo ekuazioari so eginez:

$$Q_{\max} = v_{olio} \cdot A = v_{olio} \frac{\pi \cdot d_{zulo}^2}{4}$$

Non:

Q_{max}; Zulotik igarotzen den emari maximoa.

v_{olioa}; Jariakinaren, hots, olioaren abiadura maximoa.

d_{zuloa}; Zuloaren diametro maximoa.

Goiko ekuaziotik zuloaren diametroaren aldagaia (*d_{zuloa}*) bakanduko dugu, bere kalkulua baita gure xedea. Adierazpena honela geratzen delarik:

$$Q_{\max} = v_{olio} \cdot A = v_{olio} \frac{\pi \cdot d_{zulo}^2}{4} \Rightarrow d_{zulo} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max} \left(\frac{cm^3}{s}\right)}{v_{olio} \left(\frac{cm}{s}\right) \cdot \pi}}$$

Nola beharrezko datu eta parametro guztiak ezagunak direnez, estalkiko eta atorreko zuloen balioak kalkulatu daitezke. Aurreko ekuazioan datuak ordezkaturaz honela geratzen zaizkigu zulo bakoitzentzako:

- Atorraren B zuloaren diametroa:

$$d_{zulo} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{v_{olio} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 325(\text{cm}^3/\text{s})}{550(\text{cm}/\text{s}) \cdot \pi}} = 0,8674\text{cm}$$

- Atorraren C zuloaren diametroa:

$$d_{zulo} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{v_{olio} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4025(\text{cm}^3/\text{s})}{550(\text{cm}/\text{s}) \cdot \pi}} = 3,0525\text{cm}$$

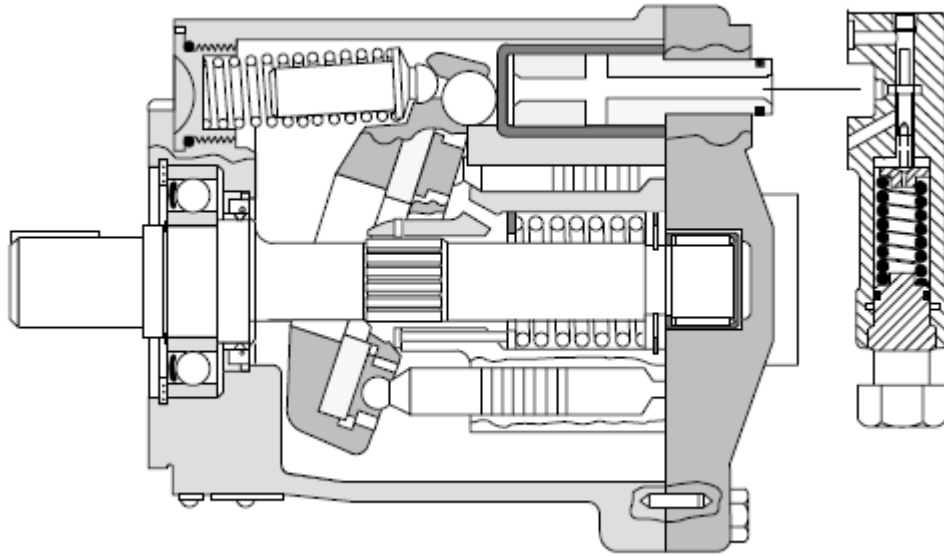
Goiko ekuazioen bidez lorturiko diametroak emaria garraiatzeko beharrezkoak diren diametro minimoak dira. Horregatik, katalogotik orain lorturiko diametroak baino zerbait handiagoak diren dimentsioak hartuko dira. Hona hemen:

- Atorreko B zuloaren diametroa: $d = 0,8675[\text{cm}] = 0,87 [\text{cm}] = 8,7 [\text{mm}]$
- Atorreko C zuloaren diametroa: $d = 3,0525[\text{cm}] = 3,06 [\text{cm}] = 30,6 [\text{mm}]$

3.2.3. Bonbaren aukeraketa

Behin tolesketa lan prozesurako beharrezkoak diren emaria $Q = 19,3 \text{ l/min}$ eta batez ere presioa jakinda, $p = 200\text{bar}$, bonbaren aukeraketa burutu dezakegu. Bestalde laneko beste eragiketetan, hurbilketa eta atzerapenean, beharko diren emariak, serbobalbula baten bidez eta elementu mugikorren pisuen laguntzaz (grabitate indarraren eraginez) lortuko dira lehen aipatu bezala.

Bomba aukeratzeko orduan, makinaren segurtasunagatik eta lortu beharreko indarrarekin arazorik ez izateko zilindroak lan egiteko behar duen presioa baino zerbait handiagoa den presioa ematen duena aukeratu dugu. Presio handiagoa hartzearen xedea instalazioan zehar karga galerak daudela da, bai hodiedako marruskadura indarragatik zein balbuletako igarobideengatik (ukondoak, estutzeak,..). Karga galera hauek oso txikiak izango direnez, mesprezagarriak ere izan daitezke.



3.2.5 Irudia

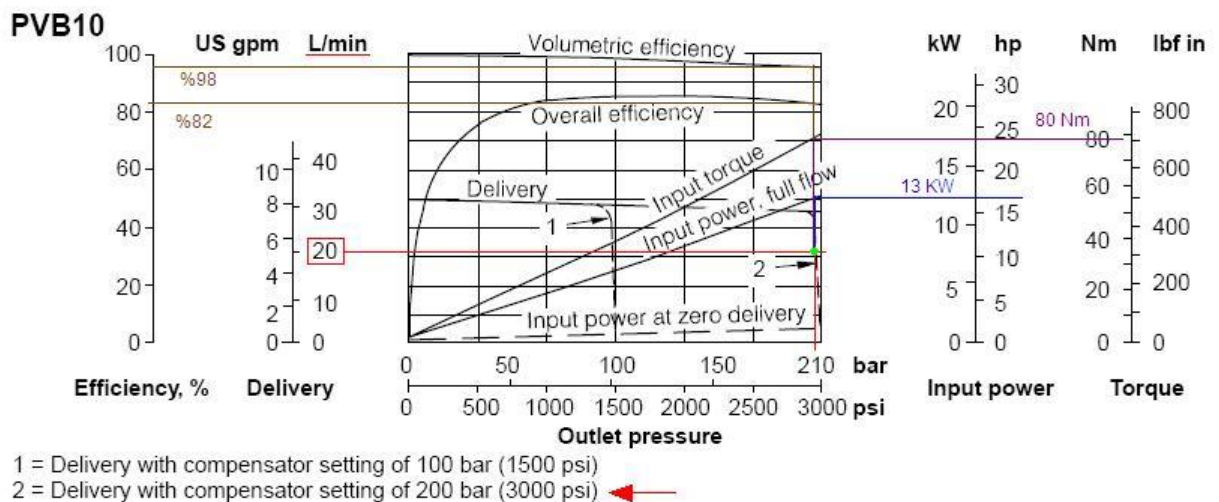
Pistoi axialdun bonbak fabrikatzen dituzten etxe ezberdinen katalogoak gainbegiratu ostean VICKERS etxeko PVB10-()-MRDXN20-C-H-C-G-()-10-S.30 pistoi axialdun bomba modeloa aukeratu dugu. Bomba honek 31,65 l/min-ko emari aldakorra ematen du 210 bar-eko presioan 1500 bira/min-ko abiadurarekin.

Pressure and Speed Limits

Basic model designation	Geometric displacement, cm ³ /r (in ³ /r)	Maximum shaft speed (r/min)			Maximum outlet pressure, bar (psi)		
		Anti-wear hydraulic oil	Water-in-oil emulsion (40%/60%)	Water-glycol	Anti-wear hydraulic oil	Water glycol	Water-in-oil emulsion (40%/60%)
PFB5	10,55 (0.64)	3600			210 (3000)		
PFB10	21,10 (1.29)	3200	1800	1800	210 (3000)	175 (2500)	175 (2500)
PFB20	42,80 (2.61)	2400			175(2500)		
PVB5	10,55 (0.64)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB6	13,81 (0.84)				140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB10	21,10 (1.29)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB15	33,00 (2.01)	1800	1800	1800	140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB20	42,80 (2.61)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB29	61,60 (3.76)				140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB45	94,50 (5.76)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB90	197,50 (12.0)	1800	1200	1200	210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)

3.2.3 Taula

Hurrengo pausua, bonba martxan jartzeko behar den potentzia elektrikoa kalkulatzea da, motore elektrikoa aukeratzeko. Honetarako Vickers bertan katalogoan daukagun taulaz baliatuko gara, baita Ecenarro Ortiz de Zárate, M-ren “Componentes y aplicaciones oleohidráulicos” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko ditugu:



3.2.6 Irudia

Hurrengo ekuazioa izango da erabiliko duguna:

$$P_{ponpa} = \frac{Q \times p}{612 \times \eta_T}$$

Non;

P_{ponpa}: Bonba martxan jartzeko beharrezko potentzia [Kw]

Q: Bonbak ematen duen emaria [l/s]

p: Bonbaren laneko presioa. [bar]

η_T: Bonbaren errendimendu totala.

Errendimendu totala goiko taularen bidez lortzen dugu: $\eta_T = 0,82$

$$P_{ponpa} = \frac{31,65 \times 210}{612 \times 0,82} = 13,244KW = 18,012CV$$

Gutxi gorabehera fabrikatzaileak erreztutako taulan bertan lortu dugun potentzia berbera atera zaigu. Komenigarria izaten da bi iturri ezberdinen bidez kalkulatzeari. Horrela ondo egiaztatuta geratzen baita.

Tolesgailuan bonba non kokatuta dagoen jakiteko ikusi gailuaren plano orokorra.

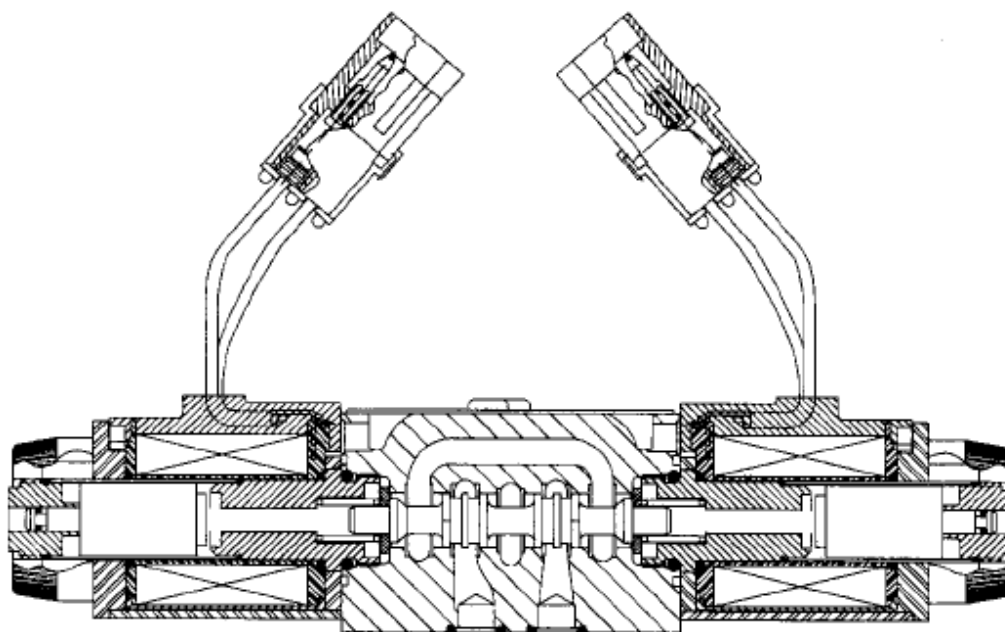
3.2.4. Elektrobalbula

Elektrobalbula olioaren norabidea erregulatzeko balio duen elementua da, honen mugimenduak elektroiman batzuei esker gauzatzen dira.

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu ondoren, azkenik, VICKERS enpresaren katalogoa aukeratu da, motorearen berbera beti izango baitute elkarrekin lan-egiteko erraztasun gehiago. Elektrobalbula aukeratzeko zenbait parametro aintzat hartu behar dira, emari maximoa (3.2.2. Beharrezko emariak atalean kalkulatu), laneko presio maximoa eta pistoien konfigurazioa.

Aukeraturiko elektrobalbula ondoko ezaugarriak bete beharko ditu, sistema hidrauliko honetan baliagarria izan dadin:

- Emari maximoa: $Q_{\max} = Q_{zil} \cdot 2 = 19,3(l/\min) \cdot 2 = 38,6(l/\min)$
- Laneko presio maximoa: $p_{\max} = 200(bar) = 20(N/mm^2)$
- Pistoien konfigurazioa: Axiala



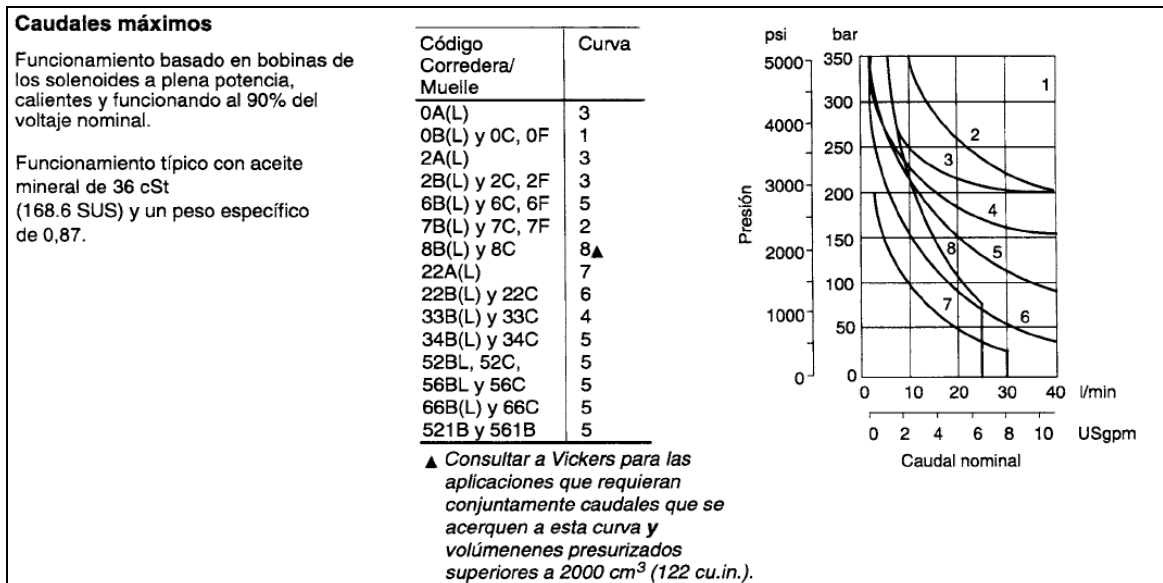
3.2.7 Irudia

VICKERS etxeak eskaintzen duen katalogora jo da diseinaturiko sistema hidraulikorako egokia den elektrobalbula aukeratu da. Aurreko datu horiek betetzen dituen elektrobalbula DG4V-3S modelo da:

Balbula honen ezaugarri guztiak hurrengo taulan ageri dira:

Característica	
Límites de presión: Agujeros P, A y B Agujero T	350 bar (5000 psi) 210 bar (3000 psi)
Caudal nominal	Ver datos de funcionamiento
Factor relativo de servicio	Bajo funcionamiento continuo; ED = 100%
Tipo de protección: Bobinas ISO 4400 con enchufe conectado correctamente SP1 - Horquilla sencilla de 6,3 mm SP2 - Horquilla doble de 6,3 mm Enrollamiento de la bobina Cables conductores (bobinas tipo KU) Encapsulación de la bobina	IEC 144 clase IP67 (dependiendo del conector) IEC 760 IEC 760 Clase H Clase H Clase F
Fluctuación admisible del voltaje: Máxima Mínima	Consultar los límites de temperatura. 90% del valor nominal
Tiempos típicos de respuesta al 100% del voltaje nominal medidos a partir de la aplicación/eliminación del voltaje para el desplazamiento total de la corredera "2C" a: Caudal nominal P-A, B-T Presión CC (=) excitada CC (=) desexcitada	20 l/min (5.3 USgpm) 175 bar (2537 psi) 60 ms 40 ms
Consumo de potencia	
Solenoides CC al voltaje nominal y a 20°C (68°F).	
Bobinas a potencia total: 12V, modelo tipo "G" 24V, modelo tipo "H"	30W 30W

3.2.4 Taula



3.2.8 Irudia

Goiko taulari so egin ondoren, elektrobalbula honen ezaugarriak ondoko hauek dira:

$$- p_{\max}^{balb} = 350(\text{bar}) > p_{\max}^{zirk} = 200(\text{bar}) = 20\left(\frac{N}{\text{mm}^2}\right)$$

$$- Q_{\max}^{balb} = 40\left(\frac{l}{\text{min}}\right) > Q_{\max}^{zirk} = 38,6\left(\frac{l}{\text{min}}\right)$$

Ezaugarri honek gure tolesgailuarenak baino handiagoak direnez aukeraketa egokia da.

3.2.5 Emariaren kontrolerako balbula

Bestalde sistema hidraulikoaren agintean dauden balbula ezberdinei esker hainbat parametro edo ezaugarri kontrolatu daitezke, hala nola, jariakinaren abiadura, presioa eta norabidea.

Hurrengo paragrafoetan aztertuko den balbulari esker, sistema hidraulikoan dabilen emaria kontrolatuko da, hots, balbula honek emariaren balio kopuru batera iristean ez du gehiago pasatzen utziko. Honela, balbularekin emaria kontrolatu izanaren ondorioz, aldi berean, hurbilpen, laneko eta itzulerako abiadurak kontrolatuko daitezke.

Aukeraturiko emariaren kontrolerako balbulak ondoko ezaugarriak bete beharko ditu, sistema hidrauliko honetan baliagarria izan dadin:

- Presio maximoa: $p_{\max}^{balb} = 350(\text{bar}) > p_{\max}^{zirk} = 200(\text{bar}) = 20(\text{N}/\text{mm}^2)$
- Emari maximoa: $Q_{\max}^{balb} = 400(\text{l}/\text{min}) > Q_{\max}^{zirk} = 38,6(\text{l}/\text{min})$

Aurreko atalean (3.2.4 Elektrobalbula) aukeratzekoan elektrobalbula aparte berarekin batera datorren kontrol-balbula aukeratzeko aukera izan dugu. Hortaz VICKERS etxeko DG4V-3S kontrol balbula aukeratuko dugu.



3.2.9 Irudia

3.2.6. Mugatutako presiodun eta segurtasun balbula


Sistema hidrauliko honetan erabiliko den mugatutako presiodun edota segurtasun balbula aurreko elementu guztiak bezala VICKERS etxekoa izango da, izenak dioen bezala, presioa mugatzen duen balbula da eta honi esker tolesgailuan presio handiegien ondorioz elementuetan sortu daitezkeen arazoak ekiditen dira.

Jariakinaren presioa asko handitzen baldin bada, edo presio maximoa gainditzen bada, balbula aktibatzen da eta aktibatzean olio kantitate bat biltegira bideratzen du, atorraren barnean eman daitezkeen presio handiegia gutxitzeko (murrizteko). Segurtasun aparatu bat da. Aldiz, presioa bere balio normaletan dagoenean desaktibaturik mantentzen da, jariakinari bere lana behar bezala egiten utziz.

Aukeraturiko balbulak ondoko ezaugarriak bete beharko ditu:

- Presio maximoa: $p_{\max}^{balb} = 350(bar) > p_{\max}^{zirk} = 200(bar) = 20(N/mm^2)$
- Emari maximoa: $Q_{\max}^{balb} = 106(l/min) > Q_{\max}^{zirk} = 38,6(l/min)$

Goian aipatu bezala merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, emariaren kontrolerako balbularen hautaketa egiteko berriz ere VICKERS enpresaren katalogoa aukeratu da. Katalogo hau jarraituz, CG2V-8 modeloa aukeratu da.

	Modelo	Descripción	Tamaño Nominal	Presión Máxima	Caudal Máximo
			in	bar (psi)	Umin (Usqpm)
	CG2V-6	Dos Pasos con piloto operado con solenoide	08		
	<u>CG2V-8</u>	Dos Pasos con piloto operado con solenoide	<u>08</u>	<u>350 (5000)</u>	<u>400 (108)</u>
	CG5V-6	Dos Pasos con piloto operado con solenoide	06		
	CG5V-8	Dos Pasos con piloto operado con solenoide	08		

3.2.10 Irudia

3.2.5 Taula

3.2.7 Sekuentzi balbula, kontra-presio eta kontra-balantzearen mugatzailea.

Hurrengo elementua sekuentzi balbula izango da, kontrol balbula bat dauka integratuta zeinek depositutik emaria bueltatzea ekiditen duen deskarga balbulatik, bestalde presio erregulatzailer batez ere osatuta. Bonbaren bukaeran dagoen presioa kargaren menpe dago eta balbula zabalik egongo da jaistean presio konstantearekin mantentzea nahi baitugu.



3.2.11 Irudia

Balbula honen betebeharra kirtenaren abiadura kontrolatzean datza. Mahai mugikorraren pisuaren eraginez, kirtenak beharrezkoa dena baino abiadura handiago bat hartzen du eta abiadura hau inoiz ezin daiteke bonbak emaniko abiadura baino handiagoa izan; eta balbula hau egon ezean, hori gertatuko litzateke. Orduan balbulak presioa eragingo dio olioak presioa eragiten dion gainazalaren beste alderdiari, hau da, beheko alderdiari, jaitsierako abiadura kontrolatuz. Aukeraturiko balbulak ondoko ezaugarriak bete beharko ditu, sistema hidrauliko honetan baliagarria izan dadin:

$$\text{Emari maximoa: } Q_{\max} = Q_{zil} \cdot 2 = 19,3 \left(\frac{l}{\min} \right) \cdot 2 = 38,6 \left(\frac{l}{\min} \right)$$

$$\text{Laneko presio maximoa: } p_{\max} = 200(\text{bar}) = 20 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

Berriz ere, merkatuan dauden enpresa ezberdinen aukerak aztertu ondoren, Vickers etxeko katalogotik, X(C)G2V-8 modeloa hautatu da. Zeinek ezaugarriak hurrengoak dira:

$$\text{Emari maximoa: } Q_{\max} = 80 \left(\frac{l}{\min} \right)$$

$$\text{Laneko presio maximoa: } p_{\max} = 350(\text{bar}) = 35 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

Argi ikusten da baldintzak betetzen dituela.

3.2.8 Bero trukagailua

Sistema hidraulikoaren olioaren biskositatea eta baita errendimendua jaitsi ez dadin, olioaren tenperaturaren igoera ekidin beharra dago. Honela, olioak lana burutu ondoren daukan tenperatura murrizten duen aparatuari bero trukagailu deritzo.



3.2.12 Irudia

Olio hodian zehar igarotzean horiei bero zati bat transmititzen die, baina olioaren tenperatura jaisteko ez da nahikoa. Olioaren beroaren arazoa ez da soilik bero trukagailu batekin konpontzen, horregatik emaria konstante mantendu behar da, ondorioz biskositatea balio antzekoekin mantentzeko helburua duen balbula termoestatikoa jarriko da.

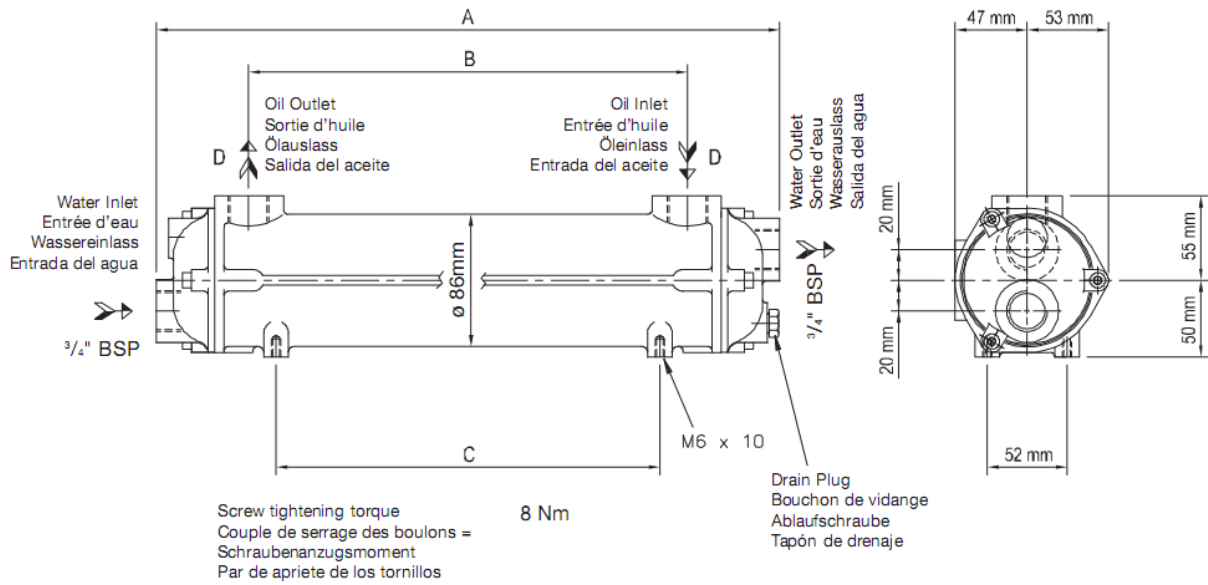
Gainera, balbula itzulezin bat, “by-pass”, bero trukagailuarekiko paralelo jartzen da. Honek olioren tenperatura eta ondorioz, lanerako ez bada egokia, beraz, olioak arazoak izan baititzake trukagailutik igarotzeko, eta ondorioz gain presio bat izango du. Gain presio honen erruz hoderian eta bestelako elementuetan hausturak eragin ditzake.

Aukeraturiko balbulak ondoko ezaugarriak bete beharko ditu, sistema hidrauliko honetan baliagarria izan dadin:

$$- \text{ Emari maximoa: } Q_{\max}^{\text{truk}} = 70 \left(\frac{l}{\text{min}} \right) > Q_{\max}^{\text{zirk}} = 38,6 \left(\frac{l}{\text{min}} \right)$$

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, emariaren kontrolerako balbularen hautaketa egiteko BOWMAN enpresaren katalogoa aukeratu delarik. Katalogo aztertu egin ondoren, EC 160-1425-5 modelo aukeratu da.

Bero trukagailu honen dimentsio eta ezaugarriak hurrengoak dira:



		A	B	C	D
	kg	mm	mm	mm	BSP
EC 80-1425-1	2,4	174	60	60	1/2"
EC100-1425-2	3,2	260	140	104	3/4"
EC120-1425-3	3,8	346	226	190	3/4"
EC140-1425-4	4,8	444	324	288	3/4"
EC160-1425-5	5,7	572	452	416	3/4"

3.2.13 Irudia eta 3.2.6 Taula

3.2.8 Balbula termoestatikoa

Balbula termoestatikoaren honen xedea zirkuituko olioaren temperatura konstante mantentzea da eta ondorioz jariakinaren biskositearen balioak ahalik eta aldaketa gutxien jasa dezan, horrela errendimendua handiagoa izango delarik.

Merkatuan dauden fabrikatzaile desberdinen aukerak aztertu ondoren, sistema hidraulikoarentzat DANFOSS markako balbula erregulatzaila aukeratu da.

Balbula termoestatiko honek ez du energiarik behar lan egiteko, gainera, emaria konstante mantentzen duenez temperatura erregulatzeko baliagarriak dira. Balbula hau muntai euskarri batez dator tolesgailuan ezartzeko.



3.2.14 Irudia

Hautatu den balbula termoestatikoa DANFOSS etxeko AVTA-15 modeloa da. Balbula honen konexioa G ½"-takoa izango da eta nahiz eta olioaren temperatura balbula hau gabe 25-65°C artean oszilatuz, balbula honen bitartez temperatura 45-50°C artean mantentzea lortzen da.

Balbula termoestatikoaren kokapena plano orokorrean ikus daiteke.

3.2.10. Olioak

Olioak aukeratzeko orduan bi irizpide nagusi izan behar dira kontutan, lehengoa olioak izango duen xedea edo helburua; eta bigarrena olioak makina edo instalazio horretarako izan behar dituen ezaugarri espezifikoak. Gainera olio honek mantentzen periodiko bat beharko du.

-I) Xedea edo helburua**a) Potentzia igorri (transmititu):**

Potentziaren transmisioa egokia izan dadin, olioak erraz barneratu behar da sistemako pieza guztien artean. Erresistentzia handia izanez gero, karga galerak sortuko dira; ondorioz lan berdina egiteko potentzia handiagoa beharko da errendimendua jaitziz.

b) Sistema koipeztea:

Olioak sistema Koipezteko gaitasuna izan behar du, hots, azalaren gainean olio kapa fin bat sortzea gainazal metalikoen arteko labainketa egoki bat bermatuz, marruskadura gehienez ekidinez. Aplikazioen arabera, hainbat olioetatze sistema desberdin daude (olioztatze hidrostatikoa, hidrodinamikoa, koipeztea etabar).

c) Sistema hoztea:

Olioak sistema osatzen duten piezek funtzionamendu etengabearen ondorioz garatutako beroa xurgatzea eta biltegira iristean bero hori askatu behar dute.

d) Juntekiko inerteia izatea:

Olioak juntekiko aurrean ez du inolako eragin edo erreakziorik sortu behar.

e) Bateragarria izan sistema hidraulikoko filtroekin:

Olioak bateragarria izan behar da sistemako elementu guztiekin, hots, ez du inolako erreakzio kimikorik sortu behar. Funtzionamendurako eta filtroentzat ez baita onuragarria. Sarritan, gertatzekotan, erreakzio kimiko hauek zeramikazko piezekin gertatzen dira (gehien bat zeramikazko filtroekin).

f) Egonkortasun kimikoa:

Denbora igarotakoan olioak aldaketarik ez dezan izan (hotza, beroa, presio handia, etabar) era etengabean kontrolatu eta mantendu behar da.

.II) Ezaugarriak:**a) Biskositatearen aukeraketa faktoreak:**

Tolesgailuaren sistema hidraulikoan zirkulatzen duen olioaren biskositatea definitzeko, hurrengoak puntuak hartzen dira kontutan:

i) Energia eraldatzeko gailuek edota balbulek, olioaren biskositate maila zehatz bat eskatzen dute.

ii) Olioaren tenperatura, maximo bat baino txikiagoa izan behar da.

b) Hasteko tenperatura minimoa:

Normalizatuta dauden arauen arabera, olioaren hasierako tenperaturak hurrengo baldintza bete behar du: sistemara sartu aurretiko tenperatura, beti izozte tenperaturatik 10°C gorago egon behar da.

III) Olio hidraulikoaren mantentzea:

Olio hidraulikoaren mantentzerako, sistema hidraulikoan harturiko laginen bitartez azterketa periodikoak egitea gomendatzen da. Merkatuan dauden enpresa desberdinen olioak aztertu dira; azkenik, tolesgailu hidraulikoaren funtzionamendua egokia izan dadin, hautaketa egiteko ERTOIL OILTRAN enpresaren W motakoa olio hautatu da.



3.2.15 Irudia

Bere ezaugarri garrantzitsuenak hurrengoak dira:

- Biskositate indize altua daukan jariakin hidraulikoa da, horrela temperatura tarte handi batean lan egin dezake.
- Higadurarekiko errendimendu ona du eta presio oso altuak jasan ditzake. Orduan, olio honek presio altuen eta baldintza txarren menpe lan egin dezake, batez ere igogailu hidraulikoak dituzten zirkuituetan agertzen den bezalaxe.

Ondokoak dira olio honen kalitate mailak araudi eta beste etxe batzuen arabera:

NIVELES de CALIDAD

· AFNOR NFE 48603 HV	· DIN 51524 PART 3-HVLP	· FILTRABILIDAD AFNOR (dry and wet)
· DENISON HF-0, HF-1, HF-2	· ISO 6743-4 HV	· CINCINNATI MILACRON P68,69,70
· VICKERS I-286-S y M 2950 S	· FILTRABILIDAD DENISON	

3.2.16 Irudia

Bestalde, hauek dira, olio honen ezaugarri karakteristikoak:

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

CARACTERÍSTICAS	NORMA ASTM	OILTRAN W-46	OILTRAN W-68
GRADO ISO		46	68
Densidad 15°C, g/cc	D-4052	0,878	0,881
P. Inflamación V/A, Cº	D-92	207	210
P. Congelación, ºC	D-97	-33	-32
Viscosidad a 40 ºC, cSt	D-445	43,9	65,1
Viscosidad a 100 ºC, cSt	D-445	7,85	10,52
Índice de Viscosidad, mín.	D-2270	150	150

3.2.7 Taula

Sistema honetarako olio biak balio digute, baina ERTOIL OILTRAN 68W olio hobea da, errendimendu hobeak ematen baititu.

3.2.11 Olio biltegia

Biltegiaren helburu nagusia jariakina, hots olio, gordetzea da. Bestalde, baditu beste hainbat funtzio. Hona hemen:

- i) Olioak sistematik igaro eta betebeharra egin ostean barneratutako beroa ateratzea.
- ii) Jariakina gordetzen du, dena ez delako aldi berean erabiltzen.
- iii) Kutsatzaileak sedimentatzea (banatzea) baimentzen du. Elementu hauek biltegiaren ondoan geratuz.
- iv) Aire eta jariakina guztiz banatzea. Presio altuetan lan egitearen ondorioa.
- v) Sistemari zehar olioak hartzen duen ura banandu egiten du. Ura ondoan geratuz.



3.2.17 Irudia

Edozein zirkuitu hidraulikoren depositua ponpak minutu baterako behar duen emaria lau edo bost aldiz biderkatua biltzeko gai dena izan behar da, Carnicer Royo, E-ren "Oleohidráulica. Conceptos básicos" liburuaren arabera. Hau da, gure kasuan ponpak 31,65 l/min kapazitatea du (**3.2.3 Bonbaren aukeraketa** atalean ikus daiteke):

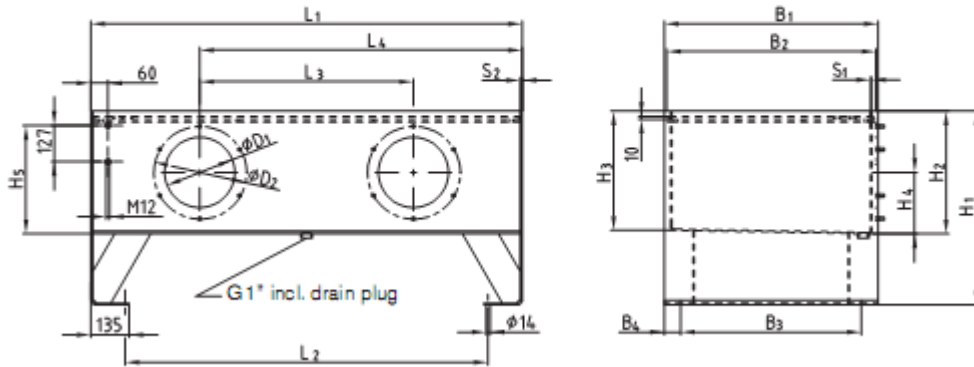
$$V_{\text{batazbestekoa}} = \frac{4 \times Q_{\text{ponpa}} + 5 \times Q_{\text{ponpa}}}{2} = \frac{4 \times 31,65 + 5 \times 31,65}{2} = 142,425l$$

Hala ere, baldintza hau jakinda guk aukeratuko dugun olio deposituak beste %10-eko kapazitatea (airezko marjina) izango du segurtasunagatik, airea egon dadin:

$$V_{\text{depositoa}} = V_{\text{batazbestekoa}} + \%10 = 142,43 + 14,24 = 156,67l$$

Gauzak horrela, guk aukeratuko dugun depositua KTR etxekoa izango da, BNK 250 A-E, 235 l-ko bolumena jasaten duena (BNK 160 modeloak 150l kapazitatea dauka eta ez ditu betebeharrak betetzen) DIN 24339 arauaren arabera. Beharrezkoa baino handiagoa denez olioak biltegian berotasun zati bat disipatuko du.

as from NG 250



3.2.18. Irudia

Series BNK Form A, NG 63-1250																									
Order description	Avail. vol.	Weight	Tank dimensions [mm]																Cleaning cover		Tank completely available from stock				
			NG	Litres	kg	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	D ₁	D ₂	S ₁	S ₂	No.	Type	Cover design E
BNK 63	59	47	508	308	-	-	375	365	285	45	660	410	403	205	360	248	324	3	3	1	V 324-6	●			
BNK 100	92	77	633	393	-	-	474	460	360	57	660	407	399	205	357	248	324	4	4	1	V 324-6	●			
BNK 160	152	112	810	570	-	-	604	590	490	57	660	410	400	205	360	248	324	4	4	1	V 324-6	●			
BNK 250	235	148	1010	770	410	710	704	690	590	57	680	430	418	215	380	248	324	4	4	2	V 324-6	●	on request		
BNK 400	375	245	1514	1274	750	1132	749	735	635	57	680	430	417	215	380	248	324	4	7	2	V 324-6	●	on request		
BNK 630	595	366	1514	1274	750	1132	959	945	845	57	770	520	504	265	470	383	449	4	7	2	V 449-6	●	on request		

3.2.8 Taula

Bestalde, irteera eta sarrera banandurik egongo dira, bestela sarrerako tenperatura altuagoa izango litzateke eta guk kontrakoa gerta dadin nahi dugu.

Biltegiaren garbiketa olio aldazten den bakoitzean egitea gomendatzen da.

Olio biltegia non kokatuta joango den ikusteko jo plano orokorrera.

3.2.12. Motorearen aukeraketa

Motorraren aukeraketarako kontutan izan behar da motorraren funtzionamendua ez dela jarraia izango, bonba martxan jartzeko beharrezkoa den potentzia baino handiagoa ematen duen motorra aukeratu beharko bait. Gainera bada ezparako bonbaren %30-eko gain-potentzia erreserba bat izan beharko du diseinuz kanpoko potentzia gehitze bat izango balitz berau jasateko.

$$P_{motorra}^{min} = P_{bonba} \times 1,3 = 13,244 \times 1,3 = 17,22kW$$

Merkatuan dauden aukerak ikertu ostean SIEMENS etxeko 1LA6 183-4Y80 modelo aukeratu dugu, 4 poloduna motoreak bira askotan lan egin ez dezan, horrela motorea kontserbatuz..

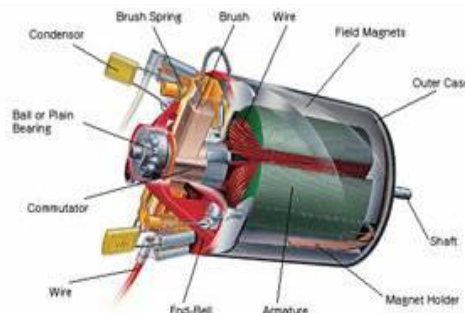
Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz														
Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	Corriente nominal [A]			Eficiencia η %	Factor de potencia Cos φ	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Corriente de arranque Iarr / In	Peso kg
		HP	kW		220V	380V	440V							
1LA3 090-4YA80	90L	2,0	1,5	1,15	7,0	4,05	3,5	69,1	0,81	1681	8,48	2,4	4,7	20,3
1LA3 096-4YA80	90L	3,0	2,2	1,15	9,6	5,5	4,8	74,6	0,82	1662	12,86	2,8	4,8	22,6
1LA3 111-4YA80	112M	4	3,0	1,15	13	7,5	6,5	74,4	0,81	1743	16,35	2,5	6,5	39,3
1LA3 112-4YA80	112M	5,0	3,7	1,15	15,8	9,1	7,9	77,4	0,80	1739	20,48	2,3	6,5	40,5
1LA3 113-4YA80	112M	6,6	4,9	1,05	19,6	11,3	9,8	80,4	0,82	1724	27,27	2	6	43
1LA3 114-4YA80	112M	7,5	5,6	1,15	23,2	13,4	11,6	76,3	0,83	1714	31,17	2,2	5,6	45,0
1LA3 131-4YA80	132 M	10	7,5	1,15	28,8	16,6	14,4	80,0	0,85	1745	40,82	2,3	6	72,1
1LA3 134-4YA80	132 M	15,0	11,2	1,15	43,0	24,83	21,5	81,3	0,84	1745	61,24	1,8	5,0	83,5
1LA3 164-4YA80	160 L	20	14,9	1,15	56,8	32,8	28,4	87,3	0,79	1757	81,09	1,8	6,3	120,2
1LA3 167-4YA80	160 L	25,0	18,7	1,15	66,0	38,1	33,0	91,6	0,81	1757	101,36	1,8	5,4	128,1
1LA6 183-4YA80	180 M/L	30	22,4	1,05	78	45	39	87,6	0,86	1749	122,19	2	4,9	173,5
1LA6 187-4YA80	180 M/L	40,0	29,8	1,05	104,0	60,0	52,0	89,6	0,84	1746	163,20	2,0	5,6	186,7
1LA6 207-4YA80	200 L	50	37,3	1,15	126	72,7	63	91,4	0,85	1762	202,15	2,7	6,6	252,5
1LA6 220-4YA80	225 S/M	60,0	44,8	1,15	148,0	85,4	74,0	93,3	0,85	1765	242,17	2,7	6,6	300,0
1LA6 224-4YC80	225 S/M	75,0	56,0	1,15	188,0	108,5	94,0	94,0	0,83	1780	300,16	2,0	5,1	325

3.2.9 Taula

Motore honek goiko taulan ikus daiteken modura 22,4 kW-eko potentzia sortzen du 1749 bira/min-ko abiadurarekin eta %87,6-eko errendimendu totalaz.



3.2.19 Irudia



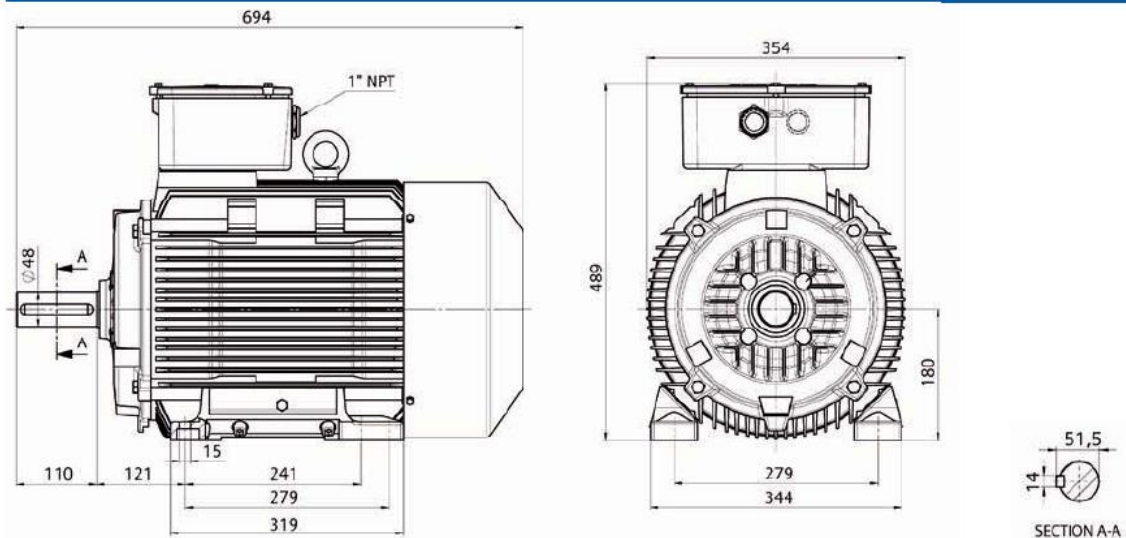
3.2.20 Irudia

$$P_{\text{erreala}} = P_{\text{teorikoa}} \times \eta_T = 22,4 \times 0,876 = 19,6224 \text{KW} \geq 17,25 \text{KW}$$

*derrigorrezko baldintza betetzen du.

Motore honek ematen duen potentzia nahikoa da, bonbarena baino apur bat handiagoa delako. Jarraian, motore elektrikoaren dimentsioak agertzen diren irudiak azaltzen dira:

Dimensiones 1LA6 tamaño constructivo 180 (mm)



3.2.21 Irudia

Motorearen egonkortasuna bermatzeko biltegiari lau euskarri zilindrikoz egongo da finkatuta. Euskarri hauek bibrazioak saihesteko balioko digute aldi berean, bestela tolesgailua asko mugituz gero piezak ezin izango dira baldintza egokietan fabrikatu. MEGULASTIC etxeakoak izango dira eta bere modelo 5218040 izango da, aipatu beharra dago gomazkoak izaten direla, bibrazioak ekiditzeko..

Motore elektrikoak martxan jartzean momentu maximoa sortzen duenez, bonbak momentu hau jasateko gai den egiaztatu beharko da. Honetarako motore elektriko eta bonba ekoizleek ematen dituzten espezifikazioak azertu behar dira.

Motorrak sortuko duen momentu maximoa:

$$M_{\text{max}}^{\text{motorea}} = M_{\text{nominala}} \times 1,8 = 122,19 \times 1,8 = 219,942 \text{Nm}$$

Bonbak jasaten duen momentu maximoa:

$$M_{\max}^{\text{bonpa}} = M_{\text{nominal}} \times 2,8 = 80 \times 2,8 = 2224 Nm$$

Bonbaren apurketa arriskurik ez dagoela frogatzen da $M_{\max}^{\text{motorra}} < M_{\max}^{\text{bonba}}$ bait da.



3.2.22 Irudia

Motore elektriko non kokatuta dagoen ikusteko plano orokorrera jo.

3.2.13 Itzulerako hodiko olio iragazkia (filtroa)

Bueltatze olio iragazki honen helburu nagusia hodi honetan agertzen diren partikula guztiak kentzea da. Betebehar honetarako aukeratu beharko den iragazkiak sistemako presioa baino handiagoak jasateko eta emango den emari maximoa baino altuagoak eusteko gaitasuna izan beharko du.

Aukeraturiko iragazkiak ondoko ezaugarriak bete beharko ditu, sistema hidrauliko honetan baliagarria izan dadin:

$$\text{Emari maximoa: } Q_{\max} = Q_{zil} \cdot 2 = 19,3(l/\text{min}) \cdot 2 = 38,6(l/\text{min})$$

$$\text{Laneko presio maximoa: } p_{\max} = 200(\text{bar}) = 20(N/\text{mm}^2)$$

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko INTERNORMEN TECHNOLOGY enpresarena aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren, Ref.: TEF.625.10VG.16.S.P.-FS.8.-E1.O. modeloa aukeratu da, hona hemen bere irudia eta ezaugarriak:



3.2.23 Irudia

- 2[bar]-eko tara duen balbula "bypass" bat dauka konektaturik
- Iragazkia zikin dagoela adierazten duen adierazle elektroniko bat dauka.
- 15 m m-ko ezpurutasunak geldiarazten ditu.

Itzulerako hodiko olio iragazkia non dagoen kokatuta ikuste plano orokorrera jo beharko dugu.

3.2.14 Presio lerroan kokatzeko iragazkia (filtroa)

Tolesgailu hidraulikoaren sistema hidrauliko osoa ezpuratasunetik libre egon behar denez; ez da nahikoa bueltatze eta aspirazioko tutuetan bakarrik iragazkia jartzea, horregatik bonba hidraulikoan ere, presio lerroan filtro bat kokatu beharko dugu.

Presio lerroan kokatutako iragazkiaren aukeraketa hurrengo faktoreren menpe dago: emari maximoa $Q_{\max} = 38,6(\frac{l}{\min})$ eta lanerako presioa $P = 200(\text{bar})$.



3.2.24 Irudia

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko UCC enpresarena aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren Ref: HP 33123, aukeratu da.

Bere ezaugarriak:

- Emaria: 450[L/min] artekoa
- 350[bar]-eko presio maximoa
- 0-350[bar]
- Adierazle bisuala
- Bost konexio
- ISO 4572 arauarekin bat kontrolaturiko "Multipass"-a
- (3 - 25) μ m elementuak geldiarazten ditu

3.2.15 Aspirazio hodiko olio iragazkia (filtroa)

Aspirazio olio iragazkia, uneoro olioaren nibelaren azpitik egon behar da nahitaez, honen helburua ere zikintasunak kentzeko erabiltzen dira, sistema oleohidraulikoa era egokian mantentzeko, errendimendu handiz. Iragazki honen aukeraketa hurrengo baldintzak betetzeko gaitasuna behar du:

$$\text{Emari maximoa: } Q_{\max} = Q_{zil} \cdot 2 = 19,3 \left(\frac{l}{\min}\right) \cdot 2 = 38,6 \left(\frac{l}{\min}\right)$$

$$\text{Laneko presio maximoa: } p_{\max} = 200(\text{bar}) = 20 \left(\frac{N}{\text{mm}^2}\right)$$

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko INTERNORMEN TECHNOLOGY etxekoa aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren Ref.: AS.632.40G.-.B.P.-.FS9.-.O1 modeloa aukeratu da.



3.2.25 Irudia

Aspirazio hodiko olio iragazkia non dagoen kokatuta jakiteko plano orokorrera jo dezakegu.

3.2.16 Maila eta tenperatura adierazle optikoa

Izenak dioen moduan, elementu honek olioak duen nibela eta tenperatura adierazteko funtzioa du.

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko UCC enpresarena aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren FLT.323 modeloa aukeratu da.

Jarraian, bere irudia eta ezaugarri nagusiak ageri dira:



3.2.26 Irudia

- o Adierazleak pieza bakarreko poliamidazko lentea dauka.
- o Bi sarrera unibertsal, aurretik eta atzetik.
- o M-10 edo M12-ko haria dauka.
- o 254[mm]-tako neurria.
- o Poliestireno beltzeko gorputza, erresistentzia handikoa.
- o Erresistentzia handia duten materialez egina, aluminioaz aske.
- o Tanke presurizatueta erabilgarria.
- o Baliagarria mineraletik eta petroliotik eratorritako jariakinetarako.

Nibel eta tenperatura adierazle optikoa non dagoen kokatuta jakiteko ikusi plano orokorra.

3.2.17 Maila neurtzeko zunda

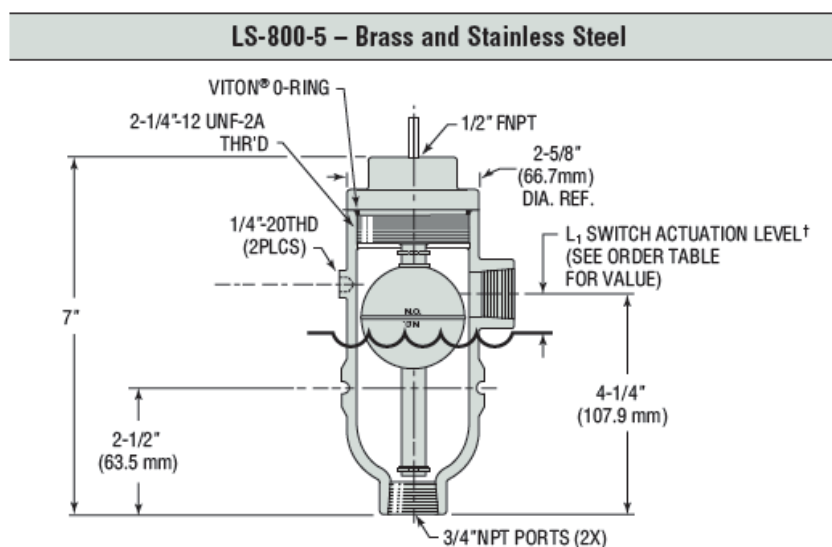
Maila neurtzeko zunda olio biltegiaren barnean murgilduta aurkitzen da, ere helburu nagusia olio bolumen minimoko marka edo baliora heltzen denean, argi bat piztean datza, honela tolesgailua berehala geldiaraziko delarik.



3.2.27 Irudia

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko GEMS SENSORS enpresarena aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren LS-800E modelo a aukeratu da.

Dimensions



3.2.28 Irudia

Maila neurtzeko zunda non dagoen kokatuta jakiteko ikusi plano orokorra.

3.2.18 Beteta dagoela adierazten duen tapoia eta aire iragazkia (filtroa)

Biltegia ikusiz gero, goiko aldean biltegia betetzeko zulo bat dagoela antzeman daiteke, bertan tapoi bat jarrikoa da.



3.2.29 Irudia

Aukeratutako tapoia VICKERS etxeko katalogoan dagoen PCT modeloa da.

Zulo horretatik, biltegia betetzeko erabiltzen den jariakina ezpurutasunik gabe dagoela suposatzen da, baina badaezpada, bertan ezpurutasun txikiak kenduko dituen aire iragazki bat jartzen da.



3.2.30 Irudia

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko VICKERS enpresarena aukeratu delarik. Katalogoari so egin ondoren "H2O-gate Vent Breather" modeloa aukeratu da.

Beteta dagoela adierazten duen tapoia eta aire iragazkia non dauden kokatuta jakiteko ikusi plano orokorra.

3.2.19 Husteko giltza

Giltz honen funtzioa garbiketarako beharrezkoa denean, biltegia husteko irteera ahalbidetzea datza. Husteko giltza olio biltegiaren beheko aldean aurkitzen da. Giltza honen neurria $\frac{1}{2}$ hatzetakoa izango da. Ez da etxerik zehazten edozein iturgintza denda aurki daitekeenez

. Hona hemen bere irudia:



3.2.31 Irudia

3.2.20 Errakorrak

Atorreen ageri diren errakorrak aukeratzeko, lehendabizi atorraren barnealdera olio sartzeko beharrezkoak diren zuloen diametroak zehaztu behar dira (ikus **3.2.2. Emariaren kalkulua**).

Atorreko B zuloaren diametroa: $d_B = 0,8674[cm] = 8,674[mm] = 0,3415pulg$

Atorreko C zuloaren diametroa: $d_C = 3,0525[cm] = 30,525[mm] = 1,202pulg$

Goiko diametro hauek minimoak dira, hortaz errakorra aukeratzekoan neurri zehatzak ez baditugu aurkitzen diametro handiagoko batera joko dugu.

B zuloak behar izango duen errakorra

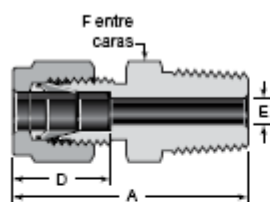
$(d_B = 8,674[mm] = 0,3415(pulg) \leq 0,375(pulg) = 3/8(pulg) :$

C zuloak behar izango duen errakorra

$(d_C = 30,525[mm] = 1,20177(pulg) \leq 1,25(pulg) = 1"1/4(pulg) :$

Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu ondoren SWAGELOK etxeko ISO 7, ISO 228, BS EN 10226-1, JIS B0202 eta JIS B0203 araudiak jarraituz fabrikatutako errakorrak aukeratu ditugu, hots BSP hariztatuak (ISO 1179-3), 3/8" eta 1 1/4 neurrikoak", hauekin batera estankotasuna emango dion junta torikoak ere aukeratu ditugu. Hona hemen bien ezaugarriak:

Conectores macho



Rosca ISO/BSP Cónica (RT)



3.2.32 Irudia

Ø Ext, Tubo	Tamaño rosca ISO, pulg	Referencia Básica	Dimensiones				
			A	D	E [Ⓛ]	F	
Dimensiones, mm							
2	1/8	-2M0-1-2RT	30,5	12,9	1,7	12	
3	1/8	-3M0-1-2RT	30,5	12,9	2,4	12	
		-3M0-1-4RT	35,6			14	
4	1/8	-4M0-1-2RT	31,2	13,7	2,4	12	
		-4M0-1-4RT	36,3			14	
6	1/8	-6M0-1-2RT	32,8	15,3	4,8	14	
	1/4	-6M0-1-4RT	37,9			14	
	3/8	-6M0-1-6RT	38,4			18	
	1/2	-6M0-1-8RT	44,7			22	
25	1/2	-25M0-1-8RT	57,5	31,3	11,9	35	
	3/4	-25M0-1-12RT	57,5				15,9
	1	-25M0-1-16RT	62,3				21,8
28	1	-28M0-1-16RT	72,4	36,6	21,8	41	
		-28M0-1-20RT	73,1			46	
30	1 1/4	-30M0-1-20RT	77,2	39,6	26,2	46	
32	1 1/4	-32M0-1-20RT	79,6	42,0	28,6	46	

3.2.10 Taula

Katalogo berdinean hautatutako errakorrentzat ondoko junta torikoak eskaintzen dira:

Juntas tóricas FKM fluorocarbono
(Racores orientables, Roscas ISO/ BSP paralelas)



La dureza de la junta tórica es de 90.

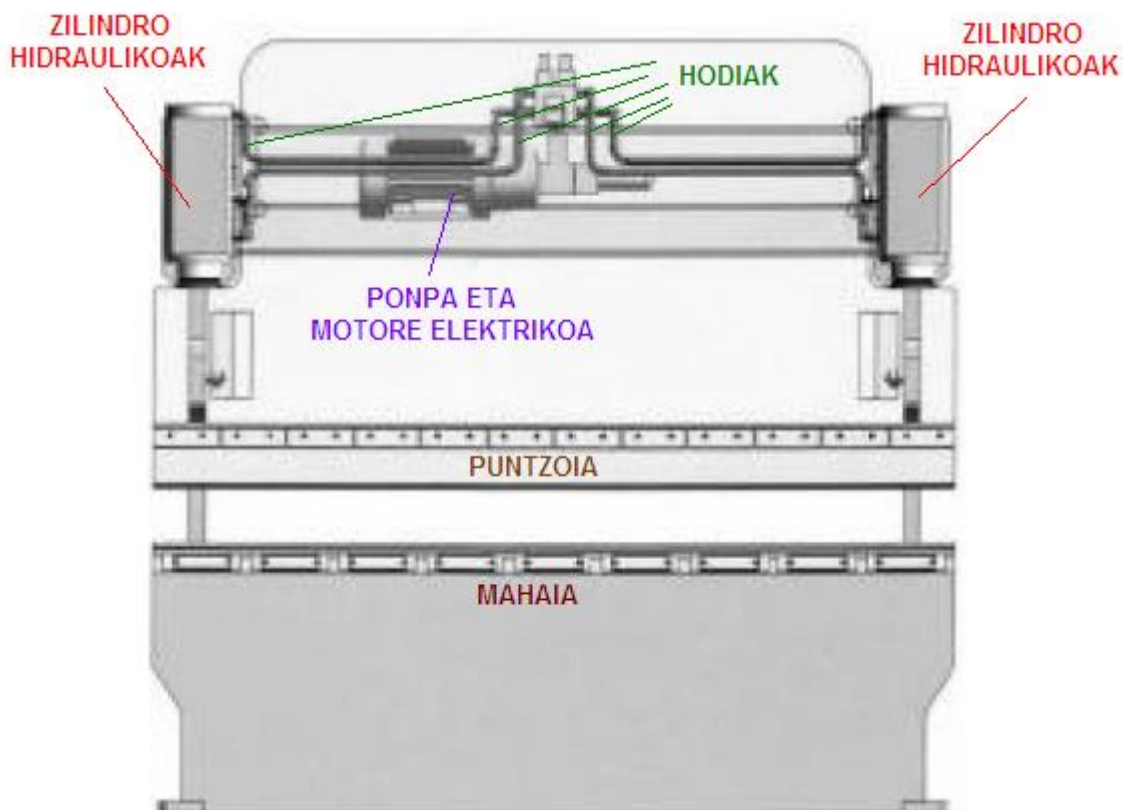
Tamaño rosca ISO pulg	Tamaño normalizado	Referencia
1/8	502 ^D	FSP-90-OR-502
1/4	111	FCBR-90-OR-111
3/8	113	FCBR-90-OR-113
1/2	508 ^D	FCBR-90-OR-508
3/4	119	FCBR-90-OR-119
1	217	FCBR-90-OR-217
<u>1 1/4</u>	<u>277</u>	<u>FCBR-90-OR-277</u>

3.2.33 Irudia

3.2.10 Taula

Errakorrak non dauden kokatuta ikusteko plano orokorrera jo beharko dugu.

3.2.21 Instalazio oleohidraulikorako hodiien aukeraketa



3.2.34 Irudia

3.2.21.1 Zilindro eta distribuzio blokearen arteko hodiak

Lehendabizi zirkuituaren abiadura guztientzako zilindroaren sarrera eta irteera hodiaren diametroak kalkulatu dira. Zilindroak efektu bikoitzekoak direnez, bi zirkuitu desberdin edukiko dituzte, bata sarrerakoa eta bestea irteerakoa.

Ecenarro Ortiz de Zárate, M-ren “Componentes y aplicaciones oleohidráulicos” liburuaz baliatuz diametroak kalkulatu ditugu ondoren katalogo komertzialak aztertuz hodi egokiak bilatzeko.

i) ZILINDROAREN JEITSIERA HURBILPEN ABIADURAREKIN:

- Kirtenaren kontrako aldetik sartzen den olioaren hodia zilindroak hurbilpen abiadurarekin jaisteko

McGraw-Hill argitaletxeko “Oleohidráulica” liburuan azaltzen den moduan laneko presioa 100-300 bar-ekoa denean fluxuaren abiadura maximoa 6 m/s izan daiteke.

Bi zilindro daudenez, hurbilpen prozesuko emari osoa bi zilindroengan banatuko da, beraz:

$$Q = \frac{Q_{hurbilpen}}{2} = \frac{241,273}{2} = 120,64 \text{ L/min} = 2010,61 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Ondoren, hodiaren diametroa lortzeko, lehenik honen sekzioaren neurria emango digun adierazpena erabiliko dugu:

$$Q = S \times V$$

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{2010,61}{600} = 3,35 \text{ cm}^2$$

Non;

S = Hodiaren ebakidura cm²-tan.

Q = Zilindro bakoitzak hurbilpen prozesuan jasotzen duen emaria cm³/s-tan = 2010,61 cm³/s

v = Olioaren abiadura cm/s-tan = 600 cm/s

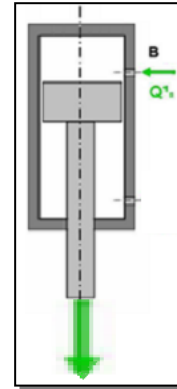
Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,35}{\pi}} = 2,065 \text{ cm} = 20,65 \text{ mm}$$

-Kirtenaren aldetik ateratzen den olioaren hodia zilindroak hurbilpen abiadurarekin jaitsi ondoren

Zilindroak goialdetik olio jasotzen duenean kirtena beherantz bultzatzen du, kirtenaren aldetik dagoen olio zilindrotik ateraraziz. Hodi horretatik fase honetan ateratzen den emaria zein izango den jakin beharko da. Horretarako hurbilpen prozesuak zenbat denbora iraungo duen jakin behar da eta honek 1seg iraungo duela kalkulatu da aurretik. Beraz, hurbilpen prozesuan zilindroetatik aterako den emaria ondorengo ia izango da:

$$Q = \frac{A_a \times L_{hurbilpena}}{t_{hurbilpena}} = \frac{94,248 \times 10}{1} = 942,48 \text{ cm}^3/\text{s} = 56,55 \text{ L/min}$$



3.2.37 Irudia

Eta bi zilindro direnez, bakoitzetik emari osoaren erdia aterako da:

$$Q_{bakoitza} = \frac{Q}{2} = \frac{942,48}{2} = 471,24 \text{ cm}^3/\text{s} = 28,274 \text{ L}/\text{min}$$

Ondoren, hodiaren diametroa lortzeko, lehenik honen sekzioaren neurria emango digun adierazpena erabiliko dugu:

$$Q = S \times V$$

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{471,24}{600} = 0,7854 \text{ cm}^2$$

Non;

S = Hodiaren ebakidura cm^2 -tan.

Q = Zilindro bakoitzak hurbilpen prozesuan kanporatzen duen emaria cm^3/s -tan = 471,24 cm^3/s

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 600 cm/s

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,7854}{\pi}} = 1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

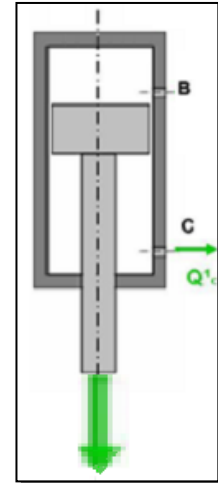
ii) ZILINDROAREN JEITSIERA TOLESKETA ABIADURAREKIN:

-Kirtenaren kontrako aldetik sartzen den olioaren hodia zilindroak tolesketa abiadurarekin jaisteko

McGraw-Hill argitaletxeko "Oleohidráulica" liburuan azaltzen den moduan laneko presioa 100-300 bar-ekoa denean fluxuaren abiadura maximoa 6m/s izan daiteke.

Bi zilindro daudenez, tolesketa prozesuko emari osoa bi zilindroengan banatuko da, beraz:

$$Q = \frac{Q_{tolesketa}}{2} = \frac{19,3}{2} = 9,65 \text{ L}/\text{min} = 160,833 \text{ cm}^3/\text{s}$$



3.2.38 Irudia

Ondoren, hodiaren diametroa lortzeko, lehenik honen sekzioaren neurria emango digun adierazpena erabiliko dugu:

$$Q = S \times V$$

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{180,833}{600} = 0,3014 \text{ cm}^2$$

Non;

S = Hodiaren ebakidura cm²-tan.

Q = Zilindro bakoitzak tolesketa prozesuan jasotzen duen emaria cm³/s-tan = 180,833 cm³/s

v = Olioaren abiadura cm/s-tan = 600 cm/s

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,3014}{\pi}} = 0,62 \text{ cm} = 6,2 \text{ mm}$$

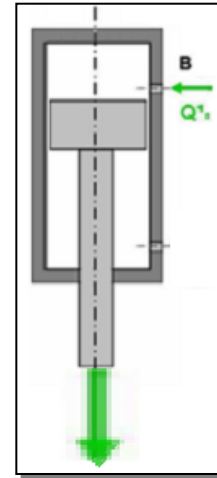
-Kirtenaren aldetik ateratzen den olioaren hodia zilindroak tolesketa abiadurarekin jaitsi ondoren

Zilindroak goialdetik olio jasotzen duenean kirtena beherantz bultzatzen du, kirtenaren aldetik dagoen olio zilarotik ateraraziz. Hodi horretatik fase honetan ateratzen den emaria zein izango den jakin beharko da. Horretarako tolesketa prozesuak zenbat denbora iraungo duen jakin behar da eta honek 4,54 s iraungo duela kalkulatu da aurretik. Beraz, tolesketa prozesuan zilindroetatik aterako den emaria ondorengo izango da:

$$Q = \frac{Aa \times L_{\text{tolesketa}}}{t_{\text{tolesketa}}} = \frac{94,248 \times 3,55}{4,375} = 76,476 \text{ cm}^3/\text{s} = 4,588 \text{ L}/\text{min}$$

Eta bi zilindro direnez, bakoitzetik emari osoaren erdia aterako da:

$$Q_{\text{bakoitza}} = \frac{Q}{2} = \frac{76,476}{2} = 38,238 \text{ cm}^3/\text{s} = 2,294 \text{ L}/\text{min}$$



3.2.39 Irudia

Ondoren, hodiaren diametroa lortzeko, lehenik honen sekzioaren neurria emango digun adierazpena erabiliko dugu:

$$Q = S \times V$$

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{38,238}{600} = 0.06373 \text{ cm}^2$$

Non;

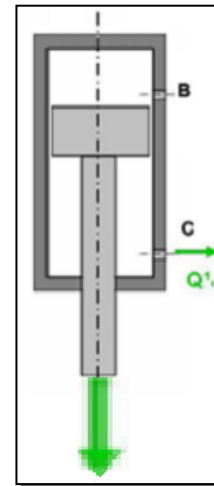
S = Hodiaren ebakidura cm^2 -tan.

Q = Zilindro bakoitzak tolesketa prozesuan kanporatzen duen emaria cm^3/s -tan = 38,238 cm^3/s

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = 600 cm/s

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.06373}{\pi}} = 0,2848 \text{ cm} = 2,848 \text{ mm}$$



3.2.40 Irudia

iii) ZILINDROAREN IGOERA ITZULERA ABIADURAREKIN:

Kasu honetan zilindroak behealdetik jasotzen du olio, goialdetik dagoen olio a zilindrotik ateraraziz.

-Kirtenaren aldetik sartzen den olioaren hodia zilindroak itzulera abiadurarekin igotzeko

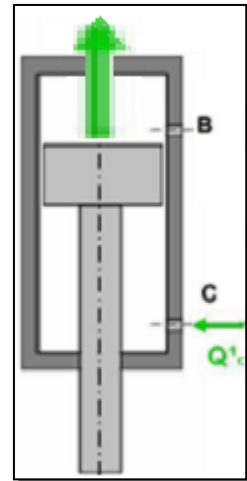
Hodi honek goikoak baino presio gutxiago jasan beharko du, bere lana puntzoi eroalea igotzea delako soilik. McGraw-Hill argitaletxeko "Oleohidráulic" liburuan azaltzen den moduan laneko presioa 0 eta 25 bar artekoa denean (puntzoi etxearen pisua zati zilindro bien azalera osoa) fluxuaren abiadura maximoa 3,5 m/s izan daiteke, beraz abiadura hori aukeratuko da kalkuluak egiterakoan. Bi zilindro daudenez, tolesketa prozesuko emari osoa bi zilindroengan banatuko da, beraz:

$$Q = \frac{Q_{itzulera}}{2} = \frac{38,964}{2} = 19,482 \text{ L}/\text{min} = 324,7 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Ondoren, hodiaren diametroa lortzeko, lehenik honen sekzioaren neurria emango digun adierazpena erabiliko dugu:

$$Q = S \times V$$

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{324,7}{350} = 0,928 \text{ cm}^2$$



3.2.41 Irudia

Non;

S = Hodiaren ebakidura cm^2 -tan.

Q = Zilindro bakoitzak tolesketa prozesuan jasotzen duen emaria cm^3/s -tan = $324,7 \text{ cm}^3/\text{s}$

v = Olioaren abiadura cm/s -tan = $350 \text{ cm}/\text{s}$

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,928}{\pi}} = 1,09 \text{ cm} = 10,9 \text{ mm}$$

-Kirtenaren kontrako aldetik kanporatzen den olioaren hodia zilindroak itzulera abiadurarekin igotzeko

Zilindroak behealdetik olio jasotzen duenean kirtena gorantz bultzatzen du, kirtenaren kontrako aldetik dagoen olio zilindrotik ateraraziz. Hodi horretatik fase honetan ateratzen den emaria zein izango den jakin beharko da. Horretarako itzulera prozesuak zenbat denbora iraungo duen jakin behar da eta honek $1,9826 \text{ seg}$ iraungo duela kalkulatu da aurretik. Beraz, itzulera prozesuan zilindroetatik aterako den emaria ondorengoa izango da:

$$Q = \frac{A_o \times L_{itzulera}}{t_{itzulera}} = \frac{402,12 \times 13,5}{1,9826} = 2738,132 \text{ cm}^3/\text{s} = 164,29 \text{ l}/\text{min}$$

Eta bi zilindro direnez, bakoitzetik emari osoaren erdia aterako da:

$$Q_{bakoitza} = \frac{Q}{2} = \frac{2738,132}{2} = 1369,06 \text{ cm}^3/\text{s} = 82,144 \text{ l}/\text{min}$$



3.2.43 Irudia

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4435200	20	3/4"	19,0	32,2	420	1680	280
4435250	25	1"	25,4	38,7	380	1520	340
4435320	32	1"1/4	31,8	45,5	325	1300	460
4435400	40	1"1/2	38,1	53,5	290	1160	560
4435500	50	2"	50,8	68,1	250	1000	700

3.2.15 Taula

METALA enpresaren katalogo komertziala aztertuta hurrengo hodia aukeratu da:

Behealdeko hodia: DIN 20022

- Mota: R 4410120
- Barneko diametroa = 12,7 mm
- Kanpoko diametroa = 24,6 mm
- Presioa = 275 bar
- Temperatura = (-40°C, +100°C)



3.2.44 Irudia

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4410050	5	3/16"	4,8	15,9	415	1650	90
4410060	6	1/4"	6,4	17,5	400	1600	100
4410080	8	5/16"	8,0	19,1	350	1400	115
4410100	10	3/8"	9,5	21,4	330	1320	130
4410120	12 (13)	1/2"	12,7	24,6	275	1100	180
4410160	16	5/8"	16,0	27,8	250	1000	200
4410200	20	3/4"	19,0	31,8	215	850	240

3.2.16 Taula

Kontutan izan behar da hodian luzerak handiak ez direla eta kasu honetan hodiak olioaren bitartez indarra transmititzeko erabiltzen direla eta ez olioaren lekua bestera garraiatzeko. Beraz, agertuko diren karga galerak oso txikiak izango direnez, hauen balioen kalkulua ez egitea kontsideratu da.



3.2.45 Irudia

Olioaren distribuziorako BOSCH REXORT enpresako distribuzio blokea erabiliko da. Bertan zilindroetatik eta deposituetatik atera edo sartzen diren hodiak lotuko dira errakorren bitartez. Hau altzairuzko bloke konpaktu batez osatuta dago eta honen funtzioa prozesu bakoitzerako behar den emaria elementu hargailuetara banatzea da. Ondoren botoi batzuk sakatuz tolesgailua igotzea edo jaistea lortuko da beharrezko abiadurarekin. Erositako banaketa blokeak segurtasun balbulak edukiko ditu presioa gehiegi handitzekotan zirkuitua irekitzeko eta olio osoa berriro ere gordailura itzultzeko apurketa arriskua egon ez dadin.

3.2.21.2 Deposituen eta bonbaren arteko hodia

Kasu honetan xurgapen tarte batean gaude. Presioa ez da oso handia izango eta olioaren abiadura 1,5 m/s-koa izango da bonbaren xurgapena ez bortxatzeko, McGraw Hill argitaletxeko "Oleohidráulic" liburuan gomendatzen den moduan. Jakinda hodi honetatik doan emaria (tolesketa prozesurako behar den emaria) 19,3 L/min-koa dela, hodiaren diametro minimoa kalkulatu da:

$$Q = 19,3 \text{ l / min} = 321,67 \text{ cm}^3 / \text{s}$$

$$Q = V \times S$$

Non:

S = Hodiaren ebakidura cm²-tan.

Q = Zilindro bakoitzak tolesketa prozesuan kanporatzen duen emaria cm³/s-tan = 321,67 cm³/s

v = Olioaren abiadura cm/s-tan = 150 cm/s

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{321,67}{150} = 2,144 \text{ cm}^2$$

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,144}{\pi}} = 1,6524 \text{ cm} = 16,52 \text{ mm}$$

METALA enpresaren katalogo komertziala aztertuta hurrengo hodia aukeratu da:

- DIN 20021
- Mota: R 4445200
- Barneko diametroa = 19 mm
- Kanpoko diametroa = 27 mm
- Presioa = 45 bar



3.2.46 Irudia

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio mín. Curva. mm
4445050	5	3/16"	4,8	11,8	80	320	35
4445060	6	1/4"	6,4	13,4	75	300	40
4445080	8	5/16"	8,0	14,9	68	270	50
4445100	10	3/8"	9,5	16,5	63	250	60
4445120	12 (13)	1/2"	12,7	19,7	58	230	70
4445160	16	5/8"	16,0	23,9	50	200	90
4445200	20	3/4"	19,0	27,0	45	180	110

3.2.17 Irudia

Distribuzio bloketik depositura doan hodiarentzako neurri hau ere aukeratuko da.

3.2.21.3 Bonba eta distribuzio blokearen arteko hodia

Orain aztertuko den hodia presiopean dago bonbatik ateratzen den hodia delako. Hoditik igaroko den emaria bonban sartuko dena izango da, hau da, 19,3 l/min, eta funtzionamenduko presioa 200 bar-etakoa. Hodi honetan olioaren abiadura aurreko hodiarena baino handiagoa izan daiteke bonbarentzat arriskua ez dagoelako eta horregatik Mc-Graw Hill argitaletxeko "Oleohidráulic" liburuan gomendatzen den moduan 6 m/s-ko abiadura aukeratu egin da. Datu hauekin eta Ecenarro Ortiz de Zárate, M.-ren "Componentes y aplicaciones oleohidráulicos" liburuan agertzen diren adierazpenekin, hodiaren diametro minimoa kalkulatu da:

$$Q = V \times S$$

Non;

S = Hodiaren ebakidura cm²-tan.

Q = Zilindro bakoitzak tolesketa prozesuan kanporatzen duen emaria cm³/s-tan = 321,67 cm³/s

v = Olioaren abiadura cm/s-tan = 600 cm/s

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{321,67}{600} = 0,54\text{cm}^2$$

Beraz:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,54}{\pi}} = 0,83\text{cm} = 8,3\text{mm}$$

METALA enpresaren katalogo komertziala aztertuta hurrengo hodia aukeratu da:

- DIN 20022
- Mota: R 4410100
- Barneko diametroa = 9,5 mm
- Kanpoko diametroa = 21,4 mm
- Presioa = 330 bar



3.2.47 Irudia

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio mín. Curva. mm
4410050	5	3/16"	4,8	15,9	415	1650	90
4410060	6	1/4"	6,4	17,5	400	1600	100
4410080	8	5/16"	8,0	19,1	350	1400	115
4410100	10	3/8"	9,5	21,4	330	1320	130
4410120	12 (13)	1/2"	12,7	24,6	275	1100	180

3.2.18 Taula

3.2.22. Aurre-betetze balbula

Goiko zilindroek aurrerapen eta atzerapen abiadura handiak lortzeko “prellenado” edo aurre-betetze balbula erabili ohi da. Grabitatearen eraginez sartuko da olioia atorrera, beraz, olioia barnertzeko ez dago bonbaren beharrik. Atzerapenean, atorreko C zulotik emaria sartzean, bera bakarrik beste kamarako olioia B zulotik kanporatuko da.



3.2.48 Irudia

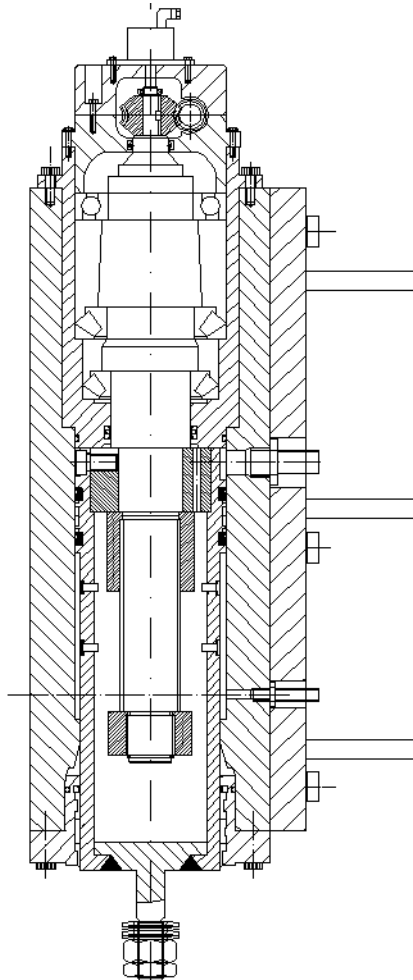
Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu ondoren, HAWE HYDRAULIC enpresaren F63 modelo aukeratu delarik, beharrezkoa den emariaren arabera.

Tipos básicos y principales parámetros

Tipo básico y tamaño	Válvula	Caudal	Presión trabajo	Relación pilotaje
Válvula antirretorno	prellenado	$Q_{m\acute{a}x.}$ (l/min)	$P_{m\acute{a}x.}$ (bar)	P_A / P_Z
F 25	F 25-12	100	400	4,3
F 32	F 32-16	160	400	3,6
F 40	F 40-20	250	400	3,9
F 50	F 50-25	400	400	4,2
F 63	F 63(B)-30 ¹⁾	630	400	4,2
F 80	F 80(B)-36 ¹⁾	1000	400	4,5

3.2.19 Taula

3.3. KALKULU MEKANIKOAK



3.3.1 Irudia

3.3.1 Zilindroaren oleohidraulikoaren kalkuluak

Hurrengo puntuetan zilindroaren osagai desberdinak kalkulatu eta dimentsionatuko ditugu. Honetarako, ezer baino lehen atorraren ezaugarriak finkatuko ditugu. Hau osatzen duen hodi lapeatuaren materiala DIN 2391 aruari jarraituz aukeratu da, hau St-52 (zilindroak egiteko asko erabiltzen den materiala) deritzona; hurrengo hauek izanik bere ezaugarri mekanikoak:

Atorraren materiala: DIN ST-52

Ezaugarri mekanikoak: Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 5600 \frac{kg}{cm^2}$

Fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 4500 \frac{kg}{cm^2}$

Britnel gogortasuna: $HB = 145$

3.3.1.1. Atorraren lodiera

3.2. Kalkulu hidraulikoak atalean, tolesgailuaren zilindro oleohidraulikoen hurrengo datuak zehaztu dira:

Zilindroaren presio nominala:	$P_{zilindro} = 200bar$
Atorraren barne diametroa normalizatua:	$D = \phi_{normalizatua} = 160mm$
Atorraren barne azalera normalizatua:	$A_{O1} = 201,06cm^2$
Zilindroak garatutako indarra:	$F_{zilindro} = 40Tn = 784800N$

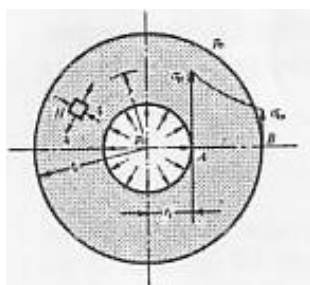
Atorraren lodiera kalkulatzeko Lamé-ren formulak erabiliko ditugu, lodiera handiko presiopeko ontzien kalkulua egiteko egokiena baita.

Pareta lodiko presiopeko ontzia izatean, tentsioen banaketa ez da uniformea, hots, hodiaren barnealdean ematen diren tentsio tangenzialak kanpoaldean ematen direnak baino handiagoak izango dira.

Gutxi gorabeherako hurbilketa bat egiteko jarraian azaltzen den adierazpena erabili dezakegu; hala ere, honelako proiektuetan zilindroen pareten lodierak kalkulatzeko ez da erabiltzen hurbilpen hau, zeren lortzen diren balioak ez dira batere ekonomikoak.

$$\sigma_t = \frac{P \cdot r}{t} \leq \sigma_{on\ arg}$$

Non;



3.3.2 Irudia

σ_t : Tentsio tangenziala

P : Zilindroak pairatzen duen presioa

r : Aztertzen den puntuaren erradioa

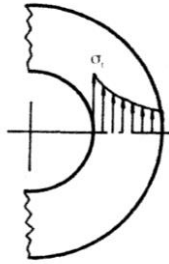
t : Ontziaren lodiera

$\sigma_{on\ arg}$: Materialaren tentsio onargarria.

Honen ordez, Lamé-ren formulak deritzen diren adierazpenak erabiliko ditugu atorrean ageri diren tentsioak aztertzeko:

• **Tentsio tangenziala:**

$$\sigma_t = \frac{P_b r_b^2 - P_k r_k^2 + r_k^2 r_b^2 \frac{P_b - P_k}{r^2}}{r_k^2 - r_b^2}$$



3.3.3 Irudia

Non: σ_t : Tentsio tangenziala

p_b : Presioa ontziaren barnealdean

p_k : Presioa ontziaren kanpoaldean

r_b : Ontziaren barne erradioa

r_k : Ontziaren kanpo erradioa

r : Aztertutako puntuaren erradioa

Jarraian, adierazpena eraldatuz barne eta kanpo puntu batentzat hurrengo ekuazioak lortuko ditugu:

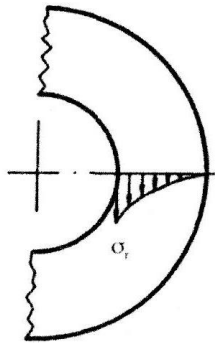
$$\text{Barnealdean } (r = r_b) \quad \rightarrow \quad \sigma_{tb} = \frac{P_b (r_b^2 + r_k^2) - 2P_k r_k^2}{r_k^2 - r_b^2}$$

$$\text{Kanpoaldean } (r = r_k) \quad \rightarrow \quad \sigma_{tk} = \frac{2P_b r_b^2 - P_k (r_k^2 + r_b^2)}{r_k^2 - r_b^2}$$

Adierazpenak aztertuz gero, ikus genezake tentsio tangenzial maximoa barnealdean ematen dela

• **Tentsio erradiala:**

$$\sigma_r = \frac{P_b r_b^2 - P_k r_k^2 - r_k^2 r_b^2 \frac{P_b - P_k}{r^2}}{r_k^2 - r_b^2}$$



3.3.4 Irudia

Non;

σ_r : Tentsio erradiala.

p_b : Presioa ontziaren barnealdean.

p_k : Presioa ontziaren kanpoaldean.

r_b : Ontziaren barne erradioa.

r_k : Ontziaren kanpo erradioa.

r : Aztertzen den puntuaren erradioa.

Aurrerago, adierazpena eraldatuz barne eta kanpo puntu batentzat hurrengo ekuazioak lortuko ditugu:

Barnealdean ($r = r_b$) \rightarrow $\sigma_r = -P_b$

Kanpoaldean ($r = r_k$) \rightarrow $\sigma_r = -P_k$

Barneko presioa handia denean, kanpoko presio atmosferikoa nulua

$P_k = 0 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ kontsideratzen da barrukoarekiko.

• **Luzetarako tentsioa:**

$$\sigma_L = \frac{P_b r_b^2 - P_k r_k^2}{r_k^2 - r_b^2}$$

Non:

σ_t : Tentsio tangenziala.

p_b : Presioa ontziaren barnealdean.

p_k : Presioa ontziaren kanpoaldean

r_b : Ontziaren barne erradioa

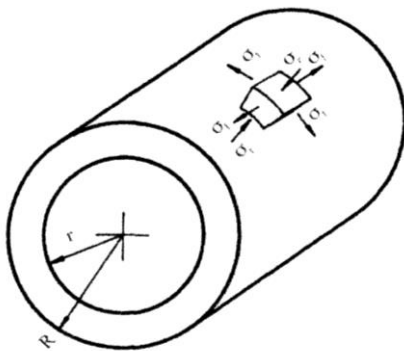
r_k : Ontziaren kanpo erradioa

r : Aztertzen den puntuaren erradioa

Goiko adierazpena aztertzean, luzetarako tentsioaren balioa σ_t eta σ_r -ren artean aurkituko dela eta banaketa uniformea duela ikus genezake.

Tolesgailu hidrauliko honen zilindroen atarren lodiera kalkulatzeko, tentsioen adierazpenetan $P_k = 0 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ suposatuko da, aurrerago esan bezala kanpoko presio atmosferikoa arbuia garria baita barrukoarekiko.

Hurrengoak dira Lamé-ren formulak partikularizazio honentzat:



3.3.5 Irudia

$$\sigma_t = \frac{P_b r_b^2 \left(1 + \frac{r_k^2}{r^2} \right)}{r_k^2 - r_b^2}$$

$$\sigma_r = \frac{P_b r_b^2 \left(1 - \frac{r_k^2}{r^2} \right)}{r_k^2 - r_b^2}$$

$$\sigma_L = \frac{P_b r_b^2}{r_k^2 - r_b^2}$$

Atorraren egoera tentsional kritikoena zehazteko, lehendabizi barne (A) eta kanpo (B) puntuetan ageri diren tentsioak kalkulatu dira. Ondoren Tresca-ren hutsegite teoria aplikatzen da, hau da, tentsio ebakitzailerik maximoaren teoria.

•Barnealdeko puntua (A)

Egoera tentsionala aztertzean, puntu honetan $r = r_i$ da eta erradioak erlazionatzen dituen $m = \frac{\text{kanpo_erradioa}}{\text{barne_erradioa}}$ aldagaia definitu da. Beraz:

$$\sigma_t^A = \frac{P_b r_b^2 \left(1 + \frac{r_k^2}{r^2}\right)}{r_k^2 - r_b^2} = P_b \left(\frac{r_b^2 \left(1 + \frac{r_k^2}{r_b^2}\right)}{r_b^2 \left(\frac{r_k^2}{r_b^2} - 1\right)} \right) = P_b \left(\frac{m^2 + 1}{m^2 - 1} \right)$$

$$\sigma_r^A = \frac{P_b r_b^2 \left(1 - \frac{r_k^2}{r^2}\right)}{r_k^2 - r_b^2} = P_b \left(\frac{r_b^2 \left(1 - \frac{r_k^2}{r_b^2}\right)}{r_b^2 \left(\frac{r_k^2}{r_b^2} - 1\right)} \right) = P_b \left(\frac{1 - m^2}{m^2 - 1} \right) = -P_b$$

Lortutako balioak tentsio baliokidearen adierazpenean ordezkatzuz:

$$\sigma_{\text{baliokidea}}^A = \sigma_t + \sigma_r = P_b \left(\frac{m^2 + 1}{m^2 - 1} \right) - (-P_b) = P_b \left(\frac{m^2 + 1}{m^2 - 1} + 1 \right) = P_b \left(\frac{m^2 + 1 + m^2 - 1}{m^2 - 1} \right)$$

$$\sigma_{\text{baliokidea}}^A = P_b \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right)$$

Non: $\sigma_{\text{baliokidea}}^A$: A puntuko tentsio baliokidea

p_b : Presioa ontziaren barnealdean

$$m = \frac{\text{kanpo_erradioa}}{\text{barne_erradioa}}$$

Kanpoaldeko puntua (B)

Egoera tentsionala aztertzean, puntu honetan $r = r_k$ da eta erradioak erlazionatzen dituen $m = \frac{\text{kanpo_erradioa}}{\text{barne_erradioa}}$ aldagaia definitu da. Beraz:

$$\sigma_t^B = \frac{P_b r_b^2 \left(1 + \frac{r_k^2}{r^2}\right)}{r_k^2 - r_b^2} = P_b \left(\frac{r_b^2 \left(1 + \frac{r_k^2}{r_k^2}\right)}{r_b^2 \left(\frac{r_k^2}{r_b^2} - 1\right)} \right) = P_b \left(\frac{2}{m^2 - 1} \right)$$

$$\sigma_r^B = \frac{P_b r_b^2 \left(1 - \frac{r_k^2}{r^2}\right)}{r_k^2 - r_b^2} = P_b \left(\frac{r_b^2 \left(1 - \frac{r_k^2}{r_k^2}\right)}{r_b^2 \left(\frac{r_k^2}{r_b^2} - 1\right)} \right) = P_b \left(\frac{0}{m^2 - 1} \right) = 0$$

Lortutako balioak tentsio baliokidearen adierazpenean ordezkatzuz:

$$\sigma_{\text{baliokidea}}^B = \sigma_t + \sigma_r = P_b \left(\frac{2}{m^2 - 1} \right)$$

Non:

$\sigma_{\text{baliokidea}}^B$: B puntuko tentsio baliokidea

p_b : Presioa ontziaren barnealdean

$$m = \frac{\text{kanpo_erradioa}}{\text{barne_erradioa}}$$

Jadanik, barneko (A) eta kanpoko (B) puntuen tentsio baliokideak ezagunak direlarik $\sigma_{\text{baliokidea}}^B < \sigma_{\text{baliokidea}}^A$ dela argi baieztatzen da, zeren $m > 1$ baita , hots, kanpo erradioa barne erradioa baino handiagoa da ($r_B > r_A$).

Beraz dimentsionamendua barneko puntuko (A) egoera tentsional kritikoa harturik burutzen da, segurtasun koefizientea (S.K.=3) kontutan izanik:

$$\sigma_{baliokidea} = \frac{\sigma_{onarg.}}{S.K.} = \frac{2P_b m^2}{m^2 - 1}$$

Non; $\sigma_{baliokidea}^A$: A puntuko tentsio baliokidea.

$\sigma_{onarg.}$:Tentsio onargarria.

SK : Segurtasun koefizientea.

p_b : Presioa ontziaren barnealdean

$$m = \frac{\text{kanpo_erradioa}}{\text{barne_erradioa}}$$

Goiko adierazpenetik m aldagaia askatuz:

$$m = \sqrt{\frac{\sigma_{onarg.}}{\sigma_{onarg.} - 2p_b \cdot S.K.}} = \sqrt{\frac{3400 \cdot 10^5 (Pa)}{3400 \cdot 10^5 (Pa) - 2 \cdot 200 \cdot 10^5 (Pa) \cdot 3}} = 1,2432$$

Erradioen arteko erlazio gisa definitutako m aldagaiaren balioa eta atorraren barne diametroaren balio normalizatua ezagunak izanik, atorraren kanpo diametroa kalkulatu da. Hona hemen:

$$m = \frac{\text{kanpoko_erradioa}}{\text{barneko_erradioa}} = \frac{r_k}{r_b} = \frac{d_k}{d_b} \Rightarrow d_k = m \cdot d_b = 1,2432 \cdot 160 [mm] = 198,91 [mm]$$

Azkenik, atorraren barne eta kanpo diametroak lortu direnez, atorraren lodiera aztertuko da:

$$e = r_k - r_b = \frac{d_k - d_b}{2} \quad \text{Non;}$$

e : Atorraren lodiera

r_k : Atorraren kanpo erradioa

r_b : Atorraren barne erradioa

d_k : Atorraren kanpo diametroa

d_b : Atorraren barne diametroa

Lortutako diametroen balioak adierazpenean ordezkatzuz atorraren lodiera minimoa zehaztuko da:

$$e = r_k - r_b = \frac{d_k - d_b}{2} = \frac{198,91(mm) - 160(mm)}{2} = 19,453(mm)$$

Aurreko balioak, irizpide teorikoei jarraituz lortu dira, hots, metodo oso kontserbadoreen bitartez. Baina errealitatean ez dira hauek erabiltzen, esperientziari esker lortutako irizpide praktikoak baino.

Honela tolesgailu hidraulikoaren fabrikatzaileek zilindroen kalkulurako erabiltzen duten irizpideari jarraituz lodiera eta diametro ezberdinen balioak zehaztuko dira, hurrengo formula praktikoetan oinarrituz:

$$e = \frac{p_b \cdot d_e}{2 \cdot \sigma_{on\ arg} - p_b}$$

Non;

e : Atorraren lodiera.

p_b : Presioa ontziaren barnealdean.

d_e : Atorraren diametro eraginkorra.

$\sigma_{on\ arg}$: Tentsio onargarria.

$$d_k = d_e + 2 \cdot e$$

Non;

d_k : Atorraren kanpo diametroa.

d_e : Atorraren diametro eraginkorra.

e : Atorraren lodiera.

Atal honen hasieran definitutako adierazpenean datu ezagun guztiak ordezkatzuko dira, honela ondorengo balioak lortzen dira:

$P_{zilindro} = 200\text{bar}$ eta denean:

$$d_{k\ min} = 170\text{mm} \quad \text{eta} \quad e_{\min} = 4,85\text{mm} \cong 5\text{mm}$$

Aurreko balioei so egin ondoren, hurrengo balioak zehaztu dira:

$$d_k = 200\text{mm} \quad \text{eta} \quad e = 20\text{mm}$$

Nekearen kalkulua

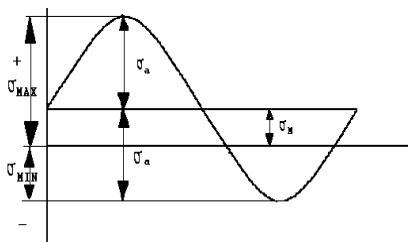
Makina baten edozein elementuren diseinuan nekeगतिको haustura emango den aztertu beharra dago.

Nekearen fenomenoak denboran zehar karga aldakorrak jasaten dituzten elementuetan ageri ohi da. Karga aldakor hauek ziklikoki era etengabearen errepikatzen badira, materialak nekeगतिको hutsegitea pairatu dezake nahiz eta karga aldakorrak eragindako tentsioaren balioak isurpen edo hausturako tentsioak baino txikiagoak izan.

Orokorrean, haustura tentsio kontzentrazio-dun edo inperfekzio gune batean pitzadura baten agerpenarekin hasiko da. Denboraren poderioz, pitzadura edo arrakala handituz doa; honela, honetaz ez jabetuz gero, azalera erresistentea murriztuz joango da pieza bat-batean apurtu arte.

Gainera, tentsio aldakor hauen itxura sinusoidalak izaten duela aipatu daiteke eta horrez gain, ziklo mota ezberdinak ager daitezke. Hona hemen:

Ziklo asimetrikoa:



3.3.7 Irudia

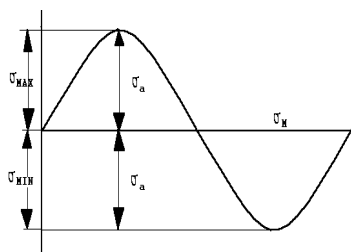
Ziklo honek hurrengo ezaugarriak

ditu: $|\sigma_{\max}| \neq |\sigma_{\min}|$

$$\sigma_{\max} > 0$$

$$\sigma_{\min} < 0$$

Ziklo simetrikoa:



3.3.8 Irudia

Ziklo honek hurrengo ezaugarriak

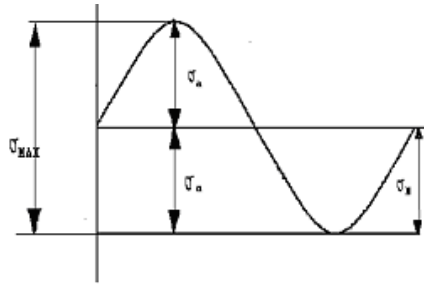
ditu:

$$|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$$

$$\sigma_m = 0$$

$$|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}| = \sigma_a$$

Aldizkako zikloa:



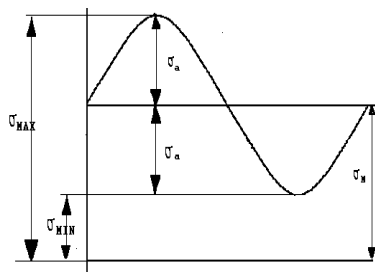
3.3.9 Irudia

Ziklo honek hurrengo ezaugarriak ditu:

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

Pultsaziozko zikloa:



3.3.10 Irudia

Ziklo honen ezaugarria σ_{\min} eta baita σ_{\max} -
ek zeinu bera dutela da.

Tolesgailu hidraulikoaren zilindro oleohidraulikoek kargen ondorioz jasaten dituzten tentsioak aldakorrak izango dira denboran zehar.

Ondorioz, Soderberg-en ekuazioa aplikatuko dugu, zeinek nekeagatiko hutsegitea aztertzen duen, koefiziente ezberdinez baliatuz ahalik eta eragin gehien aztertuz.

Jarraian, ekuazioaren adierazpena ageri da:

$$\frac{\sigma_{yp}}{SK} = \sigma_m + K_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t} = \sigma_m + K_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e}$$

Non; σ_{yp} : Materialaren isurpen tentsioa $\sigma_{ip} = 3400(\text{Kg/cm}^2)$

SK : Segurtasun koefizientea

$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2}$: Bataz besteko tentsioa

K_f : Tentsio kontzentrazio faktorea

$\sigma_r = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$: Tentsio alternoa (anplitudea)

$\sigma_e^!$: Materialaren neke muga (Mohr-en probeta)

σ_e : Piezaren neke muga tentsioa

C_s : Gainazal akabera koefizientea

C_d : Dimentsio eta geometria koefizientea

C_t : Lan era koefizientea

C_f : Fidakortasun koefizientea

Puntu honetan aurrerago egiaztatu den bezala, zilindroaren egoera tentsional kritikoa atorraren barrualdeko (A) puntuan ematen dela egiaztatu da. Puntu horretako tentsio baliokidearen adierazpena hurrengokoa da:

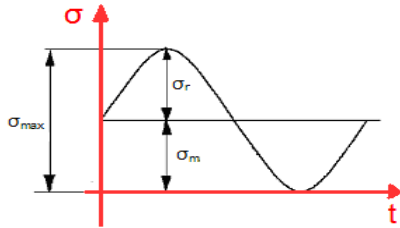
$$\sigma_{balio.}^A = \sigma_t + \sigma_r = P_b \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right)$$

Ezagunak diren datuak ordezkatzuz:

$$\sigma_{baliokidea}^A = P_b \left(\frac{2m^2}{m^2 - 1} \right) = 200 \cdot 10^5 \left(\frac{2 \cdot 1,2432^2}{1,2432^2 - 1} \right) = 1133210076(\text{Pa}) \approx 113,321 \cdot 10^6(\text{Pa})$$

Ondoren, σ_{\max} eta σ_{\min} -ren σ_m eta σ_r balioak kalkula daitezke tolesgailuaren egoera ziklikoa aldizkakoa dela jakinik. Jarraian, tentsioen balioen adierazpen grafikoa eta ezaugarriak azaltzen dira:

$$\sigma_{\max} = 113,321 \cdot 10^6 (Pa) \quad \text{eta} \quad \sigma_{\min} = 0 (Pa)$$



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = \frac{113,321 \cdot 10^6 + 0}{2} = 566,605 \cdot 10^5 (Pa)$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{113,321 \cdot 10^6 - 0}{2} = 566,605 \cdot 10^5 (Pa)$$

3.3.11 Irudia

Piezaren nekearekiko azterketa burutzeko, lehendabizi material horretako probeta birakorraren nekeगतिको tentsio limitea definituko da, hurrengo adierazpenari esker.

$$\sigma_R \leq 1400 (MPa) \quad \rightarrow \quad \sigma_e^I = 0,5 \cdot \sigma_R$$

$$\sigma_e^I = 0,5 \cdot \sigma_R = 0,5 \cdot 5600 \cdot 10^5 (Pa) = 2800 \cdot 10^5 (Pa)$$

Ostean, piezaren, hau da, zilindro oleohidraulikoaren nekeगतिको tentsio limitea lortuko dugu, horretarako egokitzapen koefiziente ezberdinak erabiliko direlarik.

$$\sigma_e = \sigma_e^I \cdot C_e = \sigma_e^I (C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f)$$

Koefiziente guztien eragin ezberdinak aztertu ondoren eragina izango dutenekin geratuko gara, hots garrantzitsuenak. Zehaztutako egokitzapen koefizienteak hauek dira:

Gainazal akabera koefizientea $\rightarrow C_s = 0,9$ (Artezte leuna eta $\sigma_R = 560 (MPa)$)

Dimentsio eta geometria koefizientea $\rightarrow C_d = 0,8$ (Pieza ertaina)

Lan era koefizientea $\rightarrow C_t = 0,5 \div 0,7$ (konpresioa)

Fidakortasun koefizientea $\rightarrow C_f = 1$ (fidakortasuna R=%50)

Balio guztiak goiko adierazpenean ordezkaturaz zilindro oleohidraulikoaren nekeagatiko tentsio limitea lortuko da:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot (C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f) = 2800 \cdot 10^5 (Pa) \cdot (0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1) = 1411,2 \cdot 10^5 (Pa)$$

Azkenik, tentsio kontzentrazio faktorearen balioa zehaztuko da:

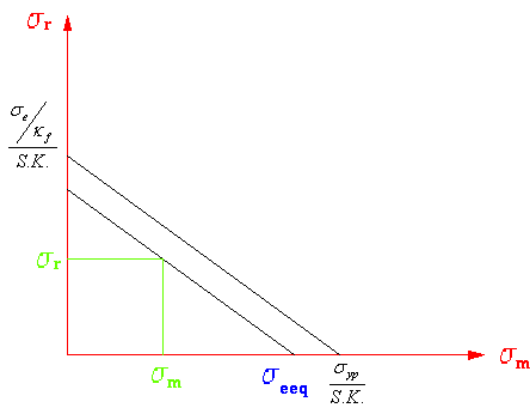
$$\kappa_f = 1,2$$

Dagoeneko, lorturiko datu guztiak kontuan harturik elementu honek nekeagatiko eduki behar duen segurtasun koefizientea kalkulatzeko da Soderberg-en ekuazioari esker.

$$\frac{\sigma_{yp}}{SK} = \sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t} = \sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \Rightarrow$$

$$S.K. = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t}}$$

$$S.K. = \frac{4500 \cdot 10^5 (Pa)}{566,605 \cdot 10^5 (Pa) + 1,2 \cdot 566,605 \cdot 10^5 (Pa) \cdot \frac{4500 \cdot 10^5 (Pa)}{2800 \cdot 10^5 (Pa) \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1}} = 1,645$$



Segurtasun koefizientearen balioa ($SK = 1,645$) unitatea baino handiagoa denez, zilindro oleohidraulikoen dimentsionamendua neke hutsegitearekiko egokia da.

$$SK = 1,645 \Rightarrow S.K. > 1$$

Onargarria

3.3.12 Irudia

Atorraren materialaren aukeraketa egokia da kalkuluen arabera.

3.3.1.2. Kirtenaren kalkulua

Zilindro oleohidraulikoaren kirtena elementu garrantzitsua da transmisio mugimendua bermatzen baitu. Atal honetan, bere dimentsionamendurako beharrezkoak diren kalkuluak burutuko dira:

Kirtena egiteko F-1140 materiala erabiliko da DIN 2391 arauari jarraiki. Bere ezaugarri mekanikoak hurrengo hauek dira:

F1140 materiala:

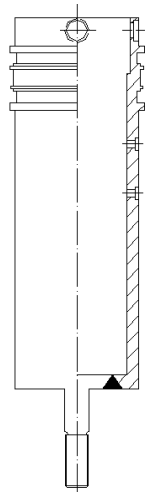
$$- \sigma_E = 3770 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 3770 \cdot 10^5 (Pa)$$

$$- \sigma_R = 6300 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 6300 \cdot 10^5 (Pa)$$

Bestalde, kirtenak jasaten duen akzioa konpresiozko indar aldakorra dela aintzat hartuz, dimentsionamendu egokia egiteko ondorengo hiru egoerak aztertuko dira:

- Tentsioak
- Gilbordura
- Nekea

Hona hemen definitu beharreko beste zenbait datu:



3.3.13 Irudia

- Zilindro bakoitzak egiten duen indarra; $F_{zilindro} = 40.000(kg) = 784800(N)$

- Altzairuaren modulu elastikoa; $E_{altzairua} = 2,1 \cdot 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$

- Kirtenaren ibiltartea UNE 101-363-86 arauaren arabera; $L_{ibiltartea} = 135(mm)$

Kirtenaren lodiera kalkulatzeko honako formula hau erabiliko dugu:

$$\sigma_{\max, \text{onargarría}} = p \times \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}$$

Non;

$\sigma_{\max, \text{onargarría}}$ = Kirtenaren materialaren laneko gehieneko tentsioa kg/cm²-tan

p = Zilindroaren barneko presioa bar-etan = 200 bar

D = Kirtenaren kanpoko diametroa mm-tan = 140 mm (**3.2.1 Kirtenaren eta pistoiaren sekzioen kalkulua** atalean kalkulatuta)

d = Kirtenaren barneko diametroa mm-tan

Tentsio onargarri maximoa lortzeko segurtasun koefizientea behar da, kasu honetan S.K.= 4-koa erabiliko dugu.

$$\sigma_{\max, \text{onargarría}} = \frac{\sigma_{flu}}{4} = \frac{6300}{4} = 1575 \text{ Kg/cm}^2 = 154,5075 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Lamé-ren formularen datuak ordezkatzuz, kirtenak behar duen barne diametro minimoa lortuko dugu:

$$1575 = 200 \times \frac{140^2 + d^2}{140^2 - d^2} \Rightarrow d_{\min} = 123,22 \text{ mm} \approx 125 \text{ mm}$$

Azkenik kirtenaren lodiera:

$$e = \frac{D - d}{2} = \frac{140 - 125}{2} = 7,5 \text{ mm}$$

Rifa Molist, J.-ren "Cilindros hidráulicos. 2-Materiales" liburuan adierazten diren gomendioak jarraituz, konprobatu beharra dago kanpo diametroaren eta lodieraren arteko erlazioa, jakiteko ea atal hau Barlow-ren formularekin edo Lamé-ren formularekin kalkulatu behar den:

Horma mehea: $D \geq 16e \rightarrow$ "Barlow"-en adierazpena

Horma lodia: $D \leq 16e \rightarrow$ "Lamé"-ren adierazpena

Egiaztapena eginez:

$D = 16 \times e \Rightarrow 140 \leq 16 \times 7,5 \Rightarrow 140 > 120$, beraz, kirtenaren hormaren lodiera txikiegia da eta ondorioz, Barlow-ren formularekin zuzendu beharko da. Barlow-ren formula jarraituz hodi soldatuetarako:

$$e = \frac{p \times d}{2 \times \left(\frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \times k - p \right)}$$

Non;

e = Kirtenaren hormaren lodiera mm-tan

p = Kirtenak jasaten duen presioa bar-etan = 200 bar

d = Kirtenaren kanpoko diametroa mm-tan = 140 mm

k = Soldadurarekiko eraginkortasuna $k < 1$; kasu honetan $k = 0,8$

S.K.= Segurtasun koefizientea = 4

$$e = \frac{200 \times (140 - 2 \times e)}{2 \times \left(\frac{6300}{4} \times 0,8 - 200 \right)} \Rightarrow e = 11,11 \text{ mm} \approx 11,5 \text{ mm}$$

Azkenik kirtenaren lodiera $e = 11,5$ mm hartuko da, honekin lortuko den kirtenaren barneko diametroa 117 mm-koa izango delarik.

Behin kirtenaren barneko eta kanpoko diametroak kalkulaturik "Mises-Hencky"-ren teorema erabiliz sortuko diren tentsioen arabera piezak jasango duen ala ez konprobatuko da.

Horma meheko ontziak kalkulatzeko moduan konprobatuko da kirtena, egoera triaxialean:

$$\sigma_1 = \frac{p \times r}{e} \quad ; \quad \sigma_2 = \frac{p \times r}{2 \times e} \quad ; \quad \sigma_3 = -p$$

Non;

σ_1 = Kirtenaren tentsio ukitzailea N/m²-tan

σ_2 = Kirtenaren luzetarako axiala N/m²-tan

σ_3 = Kirtenaren tentsio erradiala (Presioak eragindakoa) N/m²-tan

p = Barneko presioa N/m²-tan = 20.000.000 N/m²

r = Kirtenaren barneko erradioa m-tan = 117/2=58,5mm=0,0585 m

e = Kirtenaren gutxienezko lodiera m-tan = 0,0115 m

Datuak ordezkatzuz:

$$\sigma_1 = \frac{200 \times 10^5 \times 0,0585}{0,0115} = 101,74 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{200 \times 10^5 \times 0,0585}{2 \times 0,0115} = 50,87 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_3 = -200 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = -20 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Orain tentsio ebakitzailerik maximoak kalkulatuko dira:

$$\tau_{\max(1,3)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{101,74 \times 10^6 - (-20 \times 10^6)}{2} = 60,87 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(2,3)} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} = \frac{50,87 \times 10^6 - (-20 \times 10^6)}{2} = 35,435 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\max(1,2)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{101,74 \times 10^6 - 50,87 \times 10^6}{2} = 25,435 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

“Mises-Hencky-ren” teorema aplikatuta:

$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{2}}$$

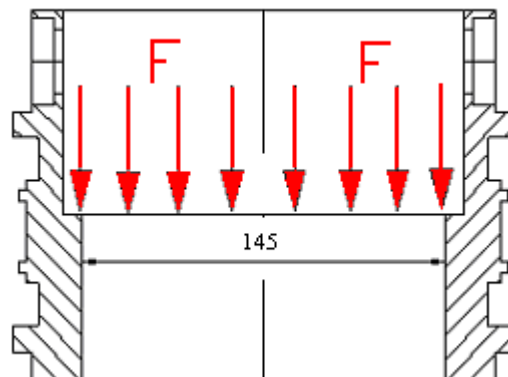
$$\sigma_{M-H} = \sqrt{\frac{(101,74 \times 10^6 - (-20 \times 10^6))^2 + (50,87 \times 10^6 - (-20 \times 10^6))^2 + (101,74 \times 10^6 - 50,87 \times 10^6)^2}{2}}$$

$$\sigma_{M-H} = 105,903 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{M-H} = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{6300 \times 9,81 \times 10^4}{105,903 \times 10^6} = 5,836$$

Lortutako segurtasun koefizientea, S.K. = 5,836 hasiera batean erabilitakoa, S.K. = 4, baino handiagoa denez, kalkulaturako kirtenaren hormaren lodiera, e = 11,5 mm, baliogarria izango da.

Jarraian kirtenaren goialdeko euskarria aztertuko da. Bertan pistoiaren kokapena eta dimentsionaketa kontutan izango da, kirtenaren gune honetan eta sei torlojuz lotuta egongo da pistoia kirtenera.



3.3.14 Irudia

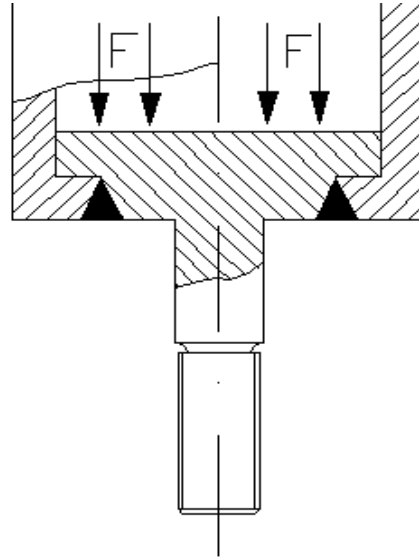
Pistoiaren kanpoko diametroa 198,91mm (200mm kalkuluetarako= eta barnekoa 160mm izanda eta kontutan hartuta gune honetan sortzen diren tentsio garrantzitsuenak konpresiokoak (pistoia kirtenaren gain eragiten duena) izango direlarik, sortuko diren tentsioak kalkulatu dira. Pistoia 200 bar-eko presiopean dago eta beraz goialdetik jasango duen konpresiozko tentsioa 200 kg/cm² izango da. Orduan kirtenaren goialdean dagoen pistoiaren bermatze gunean sortuko diren tentsio axialak hurrengoak izango dira:

$$F = P \times A = 200 \times \frac{\pi \times (20^2 - 16^2)}{4} = 22.619,467 \text{kg}$$

$$\sigma_{\text{konpresio}} = \frac{F}{A} = \frac{22.619,47}{\frac{\pi \times (20^2 - 16^2)}{4}} = \frac{22.619,47}{113,098} = 200 \text{kg/cm}^2$$

Sortutako tentsioa, fluentzizkoa baino txikiagoa denez, $200 \text{kg/cm}^2 < 6300 \text{kg/cm}^2$, ez da apurketa arriskurik egongo.

Kirtenaren goialdeko euskarria kalkulatu, behekoaren kalkulua egingo da jarraian. Gune honetan, soldaturik dagoen tapa baten bitartez itxiko da kirtena eta bere diseinuaren gain ondorioz tentsio axial eta ebakitzailak sortuko dira. Behin gehienezko tentsioak kalkulatu "Mises-Hencky"-ren teorema aplikatuko da:



3.3.15 Irudia

Tentsio ebakitzailaren kalkulua:

$$\tau = \frac{F}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad ; \quad A = h \times \pi \times d \left(cm^2 \right) \quad ; \quad F = P \times A' \left(kg \right) \quad ; \quad A' = \frac{\pi \times d^2}{4} \left(cm^2 \right)$$

Non;

A' = Presiopean dagoen azalera cm²-tan

r = Kirtenaren barneko erradioa cm-tan = 5,85 cm

P = Laneko presioa bar-etan = 200 bar

F = Indar ebakitzaila kg-tan

A = Tentsio ebakitzailen pean dagoen azalera cm²-tan

h = Tentsio ebakitzailen pean dagoen azaleraren lodiera cm-tan = 1,12 cm

beraz:

$$A' = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 11,7^2}{4} = 107,513 cm^2$$

$$F = P \times A' = 200 \times 107,513 = 21502,63 \text{ kg}$$

$$A = h \times 2 \times \pi \times r = 1,12 \times \pi \times 5,85 \times 2 = 41,17 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{21502,63}{41,17} = 522,32 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio axialaren kalkulua:

$$\sigma_{\text{trakzio}} = \frac{F}{A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} (\text{cm}^2)$$

Non;

σ_{trakzio} = Trakziozko tentsioa kg/cm²-tan

F = Trakziozko indarra kg-tan 21502,63 kg.

A = Trakziopean dagoen azalera cm²-tan

D = Kirtenaren kanpoko diametroa cm-tan = 14 cm

d = Kirtenaren barneko diametroa cm-tan = 11,7 cm

$$A = \frac{\pi \times (14^2 - 11,7^2)}{4} = 46,425 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{\text{trakzio}} = \frac{21502,63}{46,425} = 463,17 \text{ kg/cm}^2$$

Kirtenaren beheko gunearen barneko puntu bat hartzen bada, honek bi tentsioak (ebakitzailea eta trakziozkoa) jasango dituela ikusten da. Egoera hau aztertzeko Gere, J. eta Timoshenko, S.-en "Mecánica de materiales" liburuan adierazten den moduan Morh-en zirkulua erabiliko da tentsio maximoak lortzeko:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{x,y}^2} = \frac{0 + 463,17}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 463,17}{2}\right)^2 + 522,32^2}$$

$$\sigma_1 = 802,943 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -339,773 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{802,943 - (-339,773)}{2} = 571,36 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko "Mises-Hencky"-ren teorema aplikatu behar da.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{802,943^2 + (-339,773)^2 - (802,943 \times (-339,773))}{2}} = 718,673 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{6300}{718,673} = 8,77$$

Lortutako segurtasun koefiziente honekin kirtenaren gune honek eusteko gai izango da jasango dituen tentsioak.

Kirtenaren kalkuluekin jarraituz, orain gilborudra aztertuko da. Aurretik azaldu den moduan kirtenek konpresio indarra jasaten dute, azken honek gilbordura deritzon fenomenoaren eragin dezakeelarik. Fenomenoaren ondorioz, piezek kurbadura bat pairatzen dute eta zenbait kasutan elementua apurtu daiteke kalte larriak ekar eraginez.

Gilbordura aztertzean ez da momentu makurtzailerik aintzat hartzen indar axialak baino.

Hau saihesteko elementuak luzera maximo bat edukiko du eta hori da, Gere, J. eta Timoshenko, S.-en “Mecánica de materiales” liburuan azaltzen diren adierazpenak jarraituz kalkulatu da:

$$\sigma_{krit.} = \frac{P_k}{A} \ll \sigma_{on arg.} \quad \text{Non; } \sigma_{krit.} : \text{Karga kritikoak eragindako tentsioa}$$

P_k : Karga kritikoa

A_{min} : Kirtenaren azalera

$\sigma_{on arg.}$: Materialaren tentsio onargarria

Karga kritikoaren balioa kalkulatzeko prozedura desberdinak erabili dira, ondoren adierazten den moduan

Adierazpen zehatzaren baieztapena:

Prozedura honetan hurrengo ekuazioa egiaztatu behar da:

$$\frac{L_{kirtena}}{i} > 40 \quad \text{Non; } L_{kirtena} : \text{kirtenaren luzeera.}$$

$$i : \text{biraketa erradioa, non, } i = \sqrt{\frac{I}{A_{seksioa}}}$$

I : zehar seksioaren inertzi momentua.

$A_{seksioa}$: kirtenaren azalera.

Kirtenaren luzera diseinua: $L_{kirtena} = 618mm$

Kirtenaren luzera atera ostean biraketa erradioa behar da, horretarako adierazpenean ezezagun diren kirtenaren zeharkako seksioaren inertzi momentua eta azalera kalkulatu beharko dira:

$$I = \pi \cdot \frac{d_{kirtena}^4}{64} = \pi \cdot \frac{14^4}{64} = 1885,74 (cm^4)$$

$$A_{seksioa} = \frac{\pi \cdot d_{kirtena}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 17,5^2}{4} = 153,938 [cm^2]$$

Lorturiko emaitzak hasieran biraketa erradio definitzeko erabilitako adierazpenean ordezkatzuz:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_{\text{sezioa}}}} = \sqrt{\frac{1885,74}{153,94}} = 3,5[\text{cm}]$$

Azkenik, adierazpena baieztatzen dela frogatzea baino ez da gelditzen. Hona hemen:

$$\frac{L_{\text{kirtena}}}{i} < 40 \Rightarrow \frac{61,8(\text{cm})}{3,5(\text{cm})} = 17,657 < 40 \quad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, prozedura egokia dela esan daiteke.

· Euler-en metodoa:

Prozedura honetan karga kritikoaren balioa ondorengo adierazpenaren bitartez definitzen da:

$$P_k \cdot (S.K.) = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\text{min}}}{L_p} \quad \text{Non;}$$

P_k : Karga kritikoa

E : Elastikotasun modulua

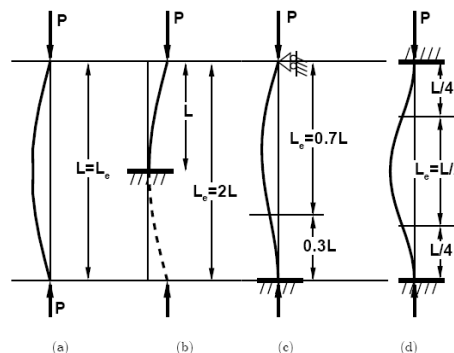
I_{min} : Inertzi minimoa

L_p : Gilbordura luzera. Non;

$L_p = \beta \cdot L_{\text{kirtena}}$ den

SK : Segurtasun koefizientea

Muturren loturaren arabeko gilbordura luzeraren kalkulurako beharrezkoa den β -ren balioak ondorengoak dira:



3.3.16 Irudia

Hurrengo lau aukerak aztertuko beharko ditugu:

- a) $\beta = 1$ Bi muturretan giltzadurak
- b) $\beta = 2$ Mutur bat aske eta bestea landatua
- c) $\beta = 0,7$ Mutur bat landaturik eta bestea giltzadura
- d) $\beta = 0,5$ Bi muturrak landaturik

Gilbordura luzera zehazteko orduan kontserbadoreak izateko, egoerarik desegokiena aukeratuko da, mutur bat landatuta eta bestea muturra aske dagoeneko artikulazio aukeratuko da. Honela, kasu honetan gilbordura luzera, zurtoinaren luzeraren bikoitza izango da hariaren zatia kenduta.

$$L_p = k \cdot L_{kirtena} = 2 \cdot 618 = 1236 [mm]$$

Bestalde, hautaketa honekin kirtenari dagokion gilbordura luzera baino luzera handiago bat ematen zaio, hurrengo arrazoiengatik:

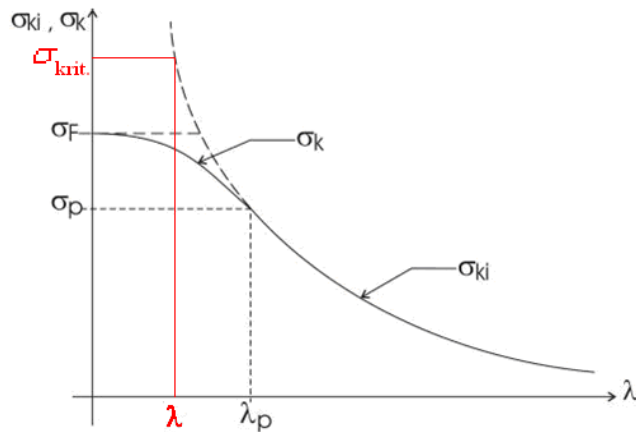
- i) Zurtoinaren alderdi bat harilkaturik doalako.
- ii) Azkoinak hein batetan zurtoinak jasan ditzakeen kurbadurak ekiditen dituelako.

Karga kritikoa kalkulatzeko bi era desberdin daude, Tetmajer-en edota Euler-en prozedurak. Bietan, lehendabizi lerdentasunak zehaztu beharko dira, ondoren adierazpen matematikoetan ordezkatzeko.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{L_p}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{123,6}{3,5} = 35,31 [-]$$

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_E}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{3770 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}} = 74,14 [-]$$

Hona hemen Euler-en hiperbolaren adierazpen grafikoa:



3.3.17 Irudia

$\sigma_{ki} = f(\lambda)$ funtzio horretan ondokoa ikusten da, λ -ren balioak zerorantz hurbiltzen direnean Euler-en tentsio kritikoak infiniturako joera duela. Beraz, Euler-en formulak baliagarriak izateko Hooke-n legearekin erlazionatutako hurrengo hipotesia bete behar da:

$$\lambda < \lambda_p \quad \Rightarrow \quad 35,31 = \lambda < \lambda_p = 74,14$$

Emaitzei begirada bat eman ondoren, argi ikusten da metodo hau ezin daitekeela erabili, Euler-en hiperbolaren tartetik at baitago, zeren $\lambda < \lambda_p$ dela, eta ondorioz, $\sigma_{krit.} > \sigma_p$.

Hala ere, Tetmajer-en adierazpena aztertuz karga kritikoaren balioa zehaztearen saiaketa egingo da, hots, kirtenak jasan dezakeen indar handiena lortuko da, hauxe zilindroak garatu beharrekoa baino handiagoa izan beharko delarik, kirtena gilbordu ez daiten.

$$P_{krit} = \frac{d_{kirtena}^2 \cdot \pi(315 - \lambda)}{4 \cdot S.K}$$

Non; P_k : Karga kritikoa.

$d_{kirtena}$: Kirtenaren diametroa.

λ : Kirtenaren lasaitasuna.

SK : Segurtasun koefizientea.

Lortutako balioak karga kritikoaren adierazpenean ordezkatur:

$$P_{krit} = \frac{d_{kirtena}^2 \cdot \pi(315 - 35,31)}{4 \cdot S.K} = \frac{140^2 (mm^2) \cdot \pi \cdot (315 - 35,31)}{4 \cdot 3,5} = 1.230.140,87(N) = 125.396,623(kg)$$

Jarraian, hurrengo baldintza egiaztatzen den aztertuko da:

$$F_{zilindro} < P_{kritikoa}$$

$$40.000(kg) < 125.396,623(kg) \qquad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, prozedura egokia dela esan daiteke.

· ω koefizientearen metodoa:

Konpresiozko karga baten pean dagoen pieza baten gilbordura fenomeno aztertzeko dagoen metodoa da, ondoren, honetan oinarrituta dagoen C.T.E. (Código Técnico de Edificación).

Lerdentasunaren edozein baliotarako da aplikagarria eta konpresiozko tentsio onargarriaren balioa gutxituko duen egokitzapen gilbordura koefiziente bat sartzean datza, horrela aztertzen ari deneko fenomenora egokituz.

Aipatutako gilbordura koefizientea “ω” letrarekin adierazten da eta bere adierazpen matematikoa ondokoa da:

$$\omega = \frac{\sigma_{on arg.}^{konpr.}}{\sigma_{on arg.}^{gilbor.}} \quad \text{Non; } \omega : \text{Omega koefizientea}$$

$\sigma_{on arg.}^{konpr}$:konpresio tentsio onargarria

$\sigma_{on arg.}^{gilbor}$: gilbordura tentsio onargarria

“ω” Koefiziente honen balioa unitatea baino handiagoa da, segurtasun edo egokitzapen koefiziente gisa lan egiten baitu.

Koefiziente hau materialaren eta lerdentasunaren arabera da, eta honen balioak taulaturik daude. Materiala A-37, A-42 eta A-52 izan daitezke. Lerdentasuna, aldiz, kalkulatu egin behar da, bere balioa aurreko atalean lortutakoa:

· Lerdentasuna $\rightarrow \lambda = \frac{L_p}{i_{\min}} = \frac{123,6}{3,5} = 35,3[-] \approx 35[-]$

· Materiala \rightarrow A-52

Jadanik, hurrengo taulatik “ ω ” koefizientearen balioa lortuko da:

Acero	λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	20	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05
	30	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,10	1,10
	40	1,11	1,12	1,13	1,13	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19
	50	1,20	1,22	1,23	1,24	1,25	1,27	1,28	1,30	1,31	1,33
	60	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,51	1,54
	70	1,56	1,59	1,61	1,64	1,66	1,69	1,72	1,75	1,78	1,81
	80	1,84	1,87	1,90	1,94	1,97	2,01	2,04	2,08	2,11	2,15
	90	2,18	2,22	2,26	2,30	2,34	2,38	2,42	2,46	2,50	2,54
A52	100	2,59	2,63	2,67	2,72	2,76	2,81	2,85	2,90	2,95	2,99
	110	3,04	3,09	3,14	3,19	3,24	3,29	3,34	3,39	3,44	3,49
	120	3,55	3,60	3,65	3,71	3,76	3,82	3,87	3,93	3,98	4,04
	130	4,10	4,16	4,22	4,27	4,33	4,39	4,45	4,52	4,58	4,64
	140	4,70	4,76	4,83	4,89	4,95	5,02	5,08	5,15	5,22	5,28
	150	5,35	5,42	5,48	5,55	5,62	5,69	5,76	5,83	5,90	5,97
	160	6,04	6,12	6,19	6,26	6,34	6,41	6,48	6,56	6,63	6,71
	170	6,79	6,86	6,94	7,02	7,09	7,17	7,25	7,33	7,41	7,49
	180	7,57	7,65	7,73	7,82	7,90	7,98	8,07	8,15	8,24	8,32
	190	8,40	8,49	8,58	8,66	8,75	8,84	8,93	9,02	9,10	9,19
	200	9,28	9,37	9,47	9,56	9,65	9,74	9,83	9,92	10,02	10,11
	210	10,21	10,30	10,40	10,49	10,59	10,69	10,78	10,88	10,98	11,08
	220	11,18	11,27	11,38	11,48	11,57	11,68	11,78	11,88	11,98	12,09
	230	12,19	12,29	12,40	12,50	12,61	12,72	12,82	12,93	13,03	13,14
240	13,25	13,36	13,47	13,58	13,69	13,80	13,91	14,02	14,13	14,25	
250	14,36										

3.3.1 Taula

A-52-ko materiala aukeratzen da: $\lambda = 35 \rightarrow \omega = 1,08$

Jarraian, konpresiozko tentsio onargarria kalkulatu da, horretarako erabilitako segurtasun koefizientea $SK = 4$ balioarekin zehaztu delarik. Hona hemen:

$$\sigma_{on\ arg.}^{konpr.} = \frac{\sigma_{on\ arg.}}{S.K.}$$

Non; $\sigma_{on\ arg.}^{konpr.}$: Konpresio tentsio onargarria

$\sigma_{on\ arg.}$: Materialaren tentsio onargarria

SK : Segurtasun koefizientea

Beraz:

$$\sigma_{on\ arg.}^{konpr.} = \frac{3770 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{4} = 942,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Ondoren, gilbordura tentsio onargarria aztertuko da adierazpen honen bitartez:

$$\sigma_{on\ arg.}^{gilb.} = \frac{F_{zilindro}}{A_{seksioa}} = \frac{4 \cdot F_{zilindro}}{\pi \cdot d_{kirtena}^2} \quad \text{Non; } \sigma_{on\ arg.}^{gilb.} : \text{Gilbordura tentsio onargarria.}$$

$F_{zilindro}$: Zilindroak garatutako indarra.

$A_{seksioa}$: Kirtenaren azalera.

Beraz, datu guztiak ordezkatzuz:

$$\sigma_{on\ arg.}^{gilb.} = \frac{4 \cdot F_{zilindro}}{\pi \cdot d_{kirtena}^2} = \frac{4 \cdot 40.000(kg)}{\pi \cdot 14^2(cm^2)} = 259,845 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Dagoeneko “ω” koefizientearen eta konpresio tentsio onargarriaren balioak definituta daudelarik, hauek hasierako adierazpenean ordezkaturik gilbordura fenomenoaren agertzeko arriskua dagoen aztertuko da.

$$\omega = \frac{\sigma_{on\ arg.}^{konpr.}}{\sigma_{on\ arg.}^{gilbor.}} \Rightarrow \sigma_{on\ arg.}^{gilbor.} \cdot \omega \leq \sigma_{on\ arg.}^{konpr.} \Rightarrow 259,845 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \cdot 1,30 = 337,8 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 942,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Onargarria

Lortutako balioei so eginez, prozedura egokia dela esan daiteke, hots, gilbordura arriskurik ez dagoela.

Kirtenaren diametroa $d_{kirtena} = 140(mm)$ izanik, prozedura desberdinak erabiliz aztertu ondoren, gilborduraren fenomenoaren ez dela emango ziurtatu da.

- **Nekearen kalkulua**

Makina baten edozein elementuren diseinuan nekeagatiko haustura emango den aztertu beharra dago. Tolesgailu hidraulikoaren zilindroen kirtenak konpresiozko indar aldakor ziklikoa pairatzen dute, nahiz eta geldirik dagoenean trakziozko indar bat (puntueroaren eta tresneriaren pisua) eutsi behar izaten duten, baina azken hau hain da txikia bestearekin alderatuz, arbuigarritzat hartzen dela.

Nekearen fenomenoaren denboran zehar karga aldakorrak jasaten dituzten elementuetan agertzen da. Karga aldakor hauek ziklikoki era etengabeen errepikatzen badira, materialak nekeagatiko hutsegitea pairatu dezake, nahiz eta karga aldakorrak eragindako tentsioaren balioak isurpen edo hausturako tentsioak baino txikiagoak izan.

Orokorrean, haustura tentsio kontzentraziodun edo inperfekzio gune batean pitzadura baten agerpenarekin hasiko da. Denboraren poderioz, pitzadura edo arrakala handituz doa; honela, honetaz ez jabetuz gero, azalera erresistentea murriztuz joango da pieza bat-batean apurtu arte.

Tolesgailu hidraulikoaren zilindroek kargen ondorioz pairatzen dituzten tentsioak aldakorrak dira denboran zehar. Ondorioz, Soderberg-en ekuazioa aplikatuz nekeagatiko hutsegitea emango den aztertuko da. Jarraian, ekuazioaren adierazpena ageri da:

$$\frac{\sigma_{yp}}{SK} = \sigma_m + K_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t} = \sigma_m + K_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e}$$

- Non; σ_{yp} : Isurpen tentsioa. $\sigma_{yp} = 3770 [Kg / cm^2]$
- SK : Segurtasun koefizientea
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2}$: Batazbesteko tentsioa
- K_f : Tentsio kontzentrazio faktorea
- $\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$: Tentsio alternoa (anplitudea)
- σ_e : Materialaren neke muga (Mohr-en probeta)
- σ_e : Piezaren neke muga tentsioa
- C_s : Gainazal akabera koefizientea
- C_d : Dimentsio eta geometria koefizientea
- C_t : Lan era koefizientea
- C_f : Fidakortasun koefizientea

Lehendabizi, zilindroaren kirtenak pairatzen dituen tentsio nagusi edo printzipalak zehaztuko dira, zilindroak garatutako indarra eta kirtenaren zeharkako sekzioa ezagunak baitira.

Hona hemen:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{zilindro}}{A_{sektzioa}} = \frac{4 \cdot F_{zilindro}}{\pi \cdot d_{kirtena}^2} \quad \text{Non; } \sigma_{on arg}^{gilb} : \text{Tentsio nagusi maximoa}$$

$F_{zilindro}$: Zilindro batek garatutako indarra

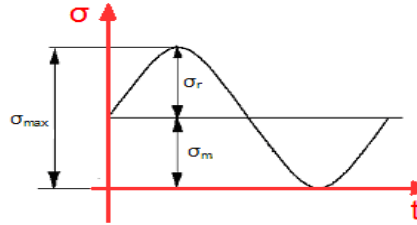
$A_{sektzioa}$: Kirtenaren azalera

Beraz, datu guztiak ordezkatzuz:

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot F_{zilindro}}{\pi \cdot d_{kirtena}^2} = \frac{4 \times 40.000(kg)}{\pi \times 14^2(cm^2)} = 259,845 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{min} = 0 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Ondoren, σ_m eta σ_r balioak kalkula daitezke tolesgailuaren egoera ziklikoa aldizkakoa dela jakinik. Jarraian, tentsioen balioen adierazpen grafikoa eta ezaugarriak esleitzen dira.



3.3.18 Irudia

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = \frac{0 + 259,845}{2} = 129,922 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = \frac{259,845 - 0}{2} = 129,922 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Piezaren nekearekiko azterketa burutzeko, lehendabizi material horretako probeta birakorraren nekeगतिको tentsio limitea definituko da, hurrengo adierazpenari esker.

$$\sigma_R \leq 1400(MPa) \quad \rightarrow \quad \sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_R$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_R = 0,5 \cdot 6300 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 3150 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Ostean, piezaren, hots, zilindro oleohidraulikoaren nekeगतिको tentsio limitea lortu beharra dago, horretarako egokitzapen koefiziente ezberdinak erabiliko direlarik.

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_e = \sigma_{e'} (C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f)$$

Zehaztutako egokitzapen koefizienteak hauek dira:

Gainazal akabera koef → $C_s = 0,9$ (Artezte leuna eta $\sigma_R = 550(MPa)$)

Dimentsio eta geometria koef. → $C_d = 0,8$ (Pieza ertaina)

Lan era koefizientea → $C_t = 0,5 \div 0,7$ (konpresiora)

Fidakortasun koefizientea → $C_f = 1$ (fidakortasuna R=%50)

Balio guztiak goiko adierazpenean ordezkatzuz zilindro oleohidraulikoaren kirtenaren nekeगतिको tentsio limitea lortuko da:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} (C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f) = 3150 \times 10^5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \cdot (0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1) = 1587,6 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Azkenik, tentsio kontzentrazio faktorearen balioa zehaztuko da:

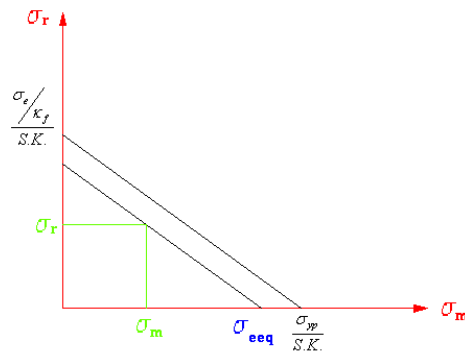
$$\kappa_f = 1,5$$

Dagoeneko, lorturiko datu guztiak kontuan harturik elementu honek nekeगतिको eduki behar duen segurtasun koefizientea kalkulatzeko da Soderberg-en ekuazioari esker.

$$\frac{\sigma_{yp}}{SK} = \sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t} = \sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \Rightarrow$$

$$S.K. = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_m + \kappa_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t}}$$

$$S.K. = \frac{3770 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{129,922 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) + 1,5 \cdot 129,922 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \cdot \frac{3770 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{3150 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1}} = 6,36$$



3.3.19 Irudia

Azkenik, segurtasun koefizientearen balioa ($SK = 6,36$) unitatea baino handiagoa denez, zilindro oleohidraulikoaren kirtenaren dimentsionamendua neke hutsegitearekiko egokia dela baieztatu daiteke.

$$SK = 6,36 \Rightarrow S.K. > 1 \text{ **Onargarria**}$$

Kirtenaren plano ikusteko eta beronen neurri guztiak begiztatzeko ikusi kirtenaren plano zehatza.

3.3.1.3. Pistoia

Pistoia kirtenaren goialdean kokatuta joango da, beronek dituen irekiduren bidez torloju batzuekin lotuta. Halaber, pistoiak zulo batzuk edukiko ditu olioaren kirtenaren barnealdera igarotzeko.

Pistoia dimentsioak lortzeko tentsio axialak, kasu honetan konpresiozko tentsioak, eta tentsio ebakitzailak kalkulatu dira, eta jarraian Misses-Hencky aplikatu da, segurtasun koefizientea ezartzeko. Pieza honek bi zulo bertikal eta hariztatutako sei zulo horizontal izango dituenz bete beharko duen gutxieneko beharrezkoa den segurtasun koefizientea 4-koa izango da.

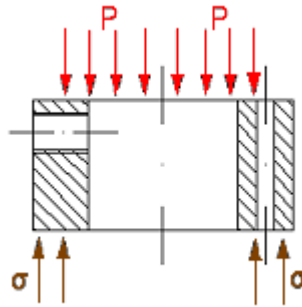
Erabiliko den material mota erresistentzia handiko eta mekanizatzeko erraza den F-1140 altzairu normalizatua izango da, bere ezaugarri nagusien artean hurrengoa ageri delarik:

$$\sigma_E = 3000 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Lehendabizi, enboloaren materialaren tentsio onargarria zehaztu da, horretarako aintzat hartu den segurtasun koefizientea $S.K = 6$ izan delarik. Beraz:

$$\sigma_{on\ arg.} = \frac{\sigma_E}{S.K} = \frac{3000 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{6} = 500 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Pistoiaren goiko azalera olioak eragingo dion presioa izango du tentsio axial moduan, hau da, 200 kg/cm². Beheko azalera ordea, kirtenaren bermatzean (goialdeko euskarrian) sortzen diren tentsio axial berdinak jasan beharko ditu, hau da, 200 kg/cm² (**3.3.1.2. Kirtenaren kalkulua** atalean kalkulaturuta). Beraz lehenengo eta behin beheko azalera aztertuko da tentsio handienak gune horretan sortzen direlako.



3.3.20 Irudia

Tentsio ebakitzaileraren kalkulua:

$$\tau = \frac{F}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad ; \quad A = h \times \pi \times d \left(cm^2 \right)$$

Non; τ = Tentsio ebakitzailerak kg/cm²-tan

F = Pistoiarengan aplikatutako indar ebakitzailerak kg-tan = 22.619,467 kg

(**3.3.1.2. Kirtenaren kalkulua** atalean, goialdeko euskarria aztertzerakoan lorturiko F)

A = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azalera cm²-tan

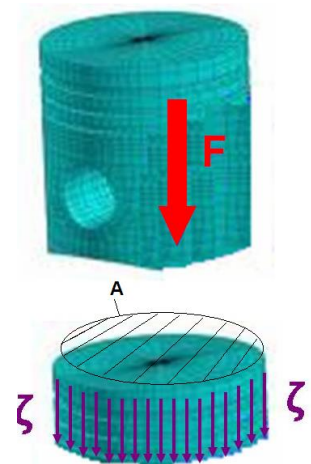
h = Pistoiaren altuera cm-tan = 80 cm

r = Tentsio ebakitzaileraren dagoen gunearen erradioa cm-tan = 7 cm

Formulak aplikatuz:

$$A = h \times \pi \times 2 \times r = 80 \times \pi \times 2 \times 7 = 3518,58 cm^2$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{22.619,467}{3518,58} = 6,43 \frac{kg}{cm^2}$$



3.3.21 Irudia

Piezaren barneko puntu bat aukeratzen bada, tentsio biak jasango ditu eta Mohren zirkuluaren bidez tentsio maximo eta minimoak kalkulatu dira aurreko atalean kirtenarekin egin den prozedura berdina jarraituz:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{-200+0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-200-0}{2}\right)^2 + 6,43^2}$$

$$\sigma_1 = 0,2065 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -200,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{0,2065 - (-200,2)}{2} = 100,2065 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko "Mises-Hencky"-ren teorema aplikatu behar da:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{0,2065^2 + (-202,2)^2 - (0,2065 \times (-202,2))}{2}} = 143,05 \text{ kg/cm}$$

$$\sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{6300}{143,05} = 44,04$$

Lortutako segurtasun koefizientea (oso handian denez) piezak apurketa arriskurik ez daukala adierazten du. Aipatu beharra dago nahiz eta segurtasun koefiziente altua lortu ez dela errealia izango, kalkuluetan pistoiak dituen zuloak ez direlako kontutan hartu, beraz segurtasun koefiziente errealia txikiagoa izango da. Baina lortutakoa oso handia denez ez dugu beste inolako egiaztapenik egin behar.

Pistoia eta kirtena lotzen duten sei torlojuen diametroa lortzeko, torloju hauetan sortzen den tentsio ebakitzaila aztertu beharko da:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ; \quad d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}}$$

Non; F = Torlojuengan aplikatzen den indarra kg-tan = 22.619,467 kg

τ = Torlojuen fluentsia tentsioa kg/mm²-tan = 32 kg/mm²

n = Torloju kopurua = 6

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{22619,467}{32} = 706,86 \text{mm}^2$$

$$A_{Tot} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot n}{4} \quad \Rightarrow \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{Tot}}{n \cdot \pi}} \quad \Rightarrow \quad d = \sqrt{\frac{4 \times 706,86}{6 \times \pi}} = 12,25 \text{mm}$$

Azkenik M16-ko diametroa hartuko da, arriskurik egon ez dadin. Horrela bada ezpadako segurtasun koefiziente extra bat jarritz.

Pistoiaaren edozein dimentsio aztertu nahi bada, begiratu pistoiaaren plano zehatza.

3.3.1.4. Kirtenaren taparen kalkulua

Kirtenaren azpialdean dagoen itxitura tapa kirtenari soldatuta doa. Tapa hau hariztatutako zati batez amaitzen da, zeinen bitartez zilindroak eta puntzoi eroalea lotzen diren.

Itxitura tapa dimentsionatzeko kirtenaren dimentsio batzuk hartuko dira kontutan. Ostean tentsio maximoak kalkulatuko dira eta Misses-Hencky aplikatuko da ikusteko ea tentsioak jasateko gai den.

- Tentsio ebakitzaileraren kalkulua:

$$\tau = \frac{F}{A'} \quad ; \quad A' = h \times \pi \times d' \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad ; \quad F = P \times A$$

Non; τ = Tentsio ebakitzaileraren kg/cm²-tan

F = Taparen gain aplikatzen den indarra kg-tan

A' = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azalera cm²-tan

A = Presioa jasaten duen azalera cm²-tan

d = Presioa jasaten duen azaleraren diametroa cm-tan = 14 cm

r' = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azaleraren erradioa cm-tan = 5,85 cm

h = Taparen lodiera cm-tan = 2,1 cm

p = Lan presioa bar-etan = 200 bar

Formulak aplikatuz:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 14^2}{4} = 153,94 \text{ cm}^2$$

$$F = P \times A = 200 \times 153,94 = 30.787,61 \text{ kg}$$

$$A' = h \times \pi \times r' \times 2 = 2,1 \times \pi \times 5,85 \times 2 = 77,19 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{A'} = \frac{30787,61}{77,19} = 398,86 \text{ kg/cm}^2$$

- Konpresiozko tentsioaren kalkulua:

Puntzoia tolestu beharreko xaflarekin kontaktuan jartzen denean, tapan konpresiozko indarrak agertzen dira:

$$\sigma_{konpresio} = \frac{F}{A} \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Non; $\sigma_{konpresio}$ = Konpresiozko tentsio axiala kg/cm²-tan

F = Konpresiozko indarra kg-tan = 40.000 kg

A = Konpresiopean dagoen azalera cm²-tan

d = Konpresiopean dagoen azaleraren diametroa cm-tan = 11,7 cm

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 11,7^2}{4} = 107,513 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{konpresio} = \frac{40000}{107,513} = -372,05 \text{ kg/cm}^2$$

Piezaren barneko elementu bat hartzen bada, egoera hauek jasango ditu eta Mohr-en zirkuluaren bitartez tentsio maximo eta minimoak lortuko dira:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{-372,05 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-372,05 - 0}{2}\right)^2 + 398,86^2}$$

$$\sigma_1 = 291,78 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -663,83 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko "Mises-Hencky"-ren teorema aplikatu behar da.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{291,78^2 + (-663,83)^2 - (291,78 \times (-663,83))}{2}} = 599,8 \text{ kg/cm}$$

Azken pausu bezala S.K. kalkulatu dugu:

$$\sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{6300}{599,8} = 10,5$$

Nahiz eta lortutako segurtasun koefizientea nahiko handia izan Rifa Molist, J.-ren “Cilindros hidráulicos. 1-Física” liburuan gomendatzen den moduan, taparen lodiera konprobatuko da ea nahikoa izango den tentsio horiek jasateko:

$$e = 0,45 \times d \times \sqrt{\frac{p}{\sigma_{onar}}} (cm) \quad ; \quad \text{Soldatutako tapentzat: } \sigma_{onar} = \frac{\sigma_{flu}}{8} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Non; e = Taparen gutxieneko lodiera cm-tan

d = Taparen diametroa cm-tan = 14 cm

p = Laneko presioa bar-etan = 200 bar

σ_{onar} = Soldatuta dauden tapentzako tentsio maximo onargarria kg/cm²-tan

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/cm²-tan = 6300 kg/cm²

$$\sigma_{onar} = \frac{\sigma_{flu}}{8} = \frac{6300}{8} = 787,5 \frac{kg}{cm^2}$$

$$e = 0,45 \times 14 \times \sqrt{\frac{200}{787,5}} = 3,175 cm = 31,75 mm$$

Tapa dimentsionatzerako orduan hartutako lodiera 42 mm-takoa (2,1 cm + 2,1 cm) izan da, beraz kalkuluak eskatzen duena baino gehiago denez lodiera hori mantenduko dugu.

Bestalde zilindroa atzerantz doanean, puntzoi eroalearen eta zilindroaren lotura ematen duen harizatutako zatiak puntzoi eroalearen pisua jasan beharko du. Kasu honetan puntzoi eroalea altxatzerakoan lan egingo du eta beraz trakzioko tentsio axialak sortuko dira. Puntzoi eroalearen pisua 2800 kg dela suposatuko da (ezaugarri berdineko tolesgailu batena baino handiagoa).

$$\sigma_{trak} = \frac{F}{A} = \frac{W}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Non; σ_{trak} : Trakziozko tentsioa [kg/cm²]

W : Zilindro bakoitzak jasan beharko duen porta puntzoiaren eta puntzoiaren pisua [kg] = 2800/2 = 1400 kg

A : Trakzioa jasaten duen azalera [cm²]

d : Harizatutako zatiaren diametroa [cm]

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times 3,6^2}{4} = 10,18 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{trak} = \frac{W}{A} = \frac{1400}{10,18} = 137,52 \text{ kg/cm}^2$$

Apurketa arriskurik ez dagoela frogatzen da

$$\sigma_{onar} = 787,5 \text{ kg/cm}^2 > \sigma_{trak} = 137,53 \text{ kg/cm}^2 \text{ delako.}$$

Taparen kalkuluarekin bukatzeko kirtenarekin lotzeko erabiliko den soldadura kalkulatu da. Soldadurak tolesgailuak eragiten duen indarra jasan beharko du eta beraz tentsio ebakitzailerak soilik agertuko dira bertan:

$$\tau = \tau_d = \frac{F}{A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \quad ; \quad A = 0,707 \times h \times \pi \times d \text{ (cm}^2\text{)}$$

Hasierako datuak: Soldadura gaineko indarra: $F = 40.000 \text{ kg}$
 Soldaduraren erdiko diametroa: $D = 105 \text{ mm}$
 Soldaduraren fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 70,24 \text{ kg/mm}^2$
 Segurtasun koefizientea: $S.K. = 2$

Balioak formulatan aplikatuz:

$$\tau = \tau_d = \frac{F}{A} = \frac{40000}{0,707 \times h \times \pi \times 105} = \frac{171,515}{h}$$

Tentsio ebakitzaileraren maximoaren teoria aplikatuz:

$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow \frac{171,515}{h} = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow h = \frac{171,515 \times 2}{0,5 \times 70,24} = 9,77 \text{ mm}$$

Azkenik 10 mm-tako altuera hartuko da.

3.3.1.5 Gidarien zabaleren kalkulua

Kirtena eta pistoiaren gidarien kalkuletan Rifa Molist J.-ren “Cilindros Hidraulicos. 1-Física” liburuan agertzen diren pausuak jarraitu dira. Bertan azalduta dauden kalkuluak horizontalean lan egiten duten zilindroentzako dira, baina liburuan datorren kasuan, bertikalean emango litzatekeen baino kasu arriskutsuagoa denez, lortutako emaitzak baliogarriak izango dira:

Pistoiaren gidariaren zabalera: $h=0,3 \times d$ (mm)

Kirtenaren gidariaren zabalera: $H=0,8 \times D$ (mm)

Non; d = Pistoiaren kanpo diametroa mm-tan = 117 mm

D = Kirtenaren kanpo diametroa mm-tan = 140 mm

Balioak ordezkatzuz:

Pistoiaren gidariaren zabalera: $h = 0,3 \times d = 0,3 \times 117 = 35,1mm$

Kirtenaren gidariaren zabalera: $H = 0,8 \times D = 0,8 \times 140 = 112mm$

- Aukeratutako juntak:

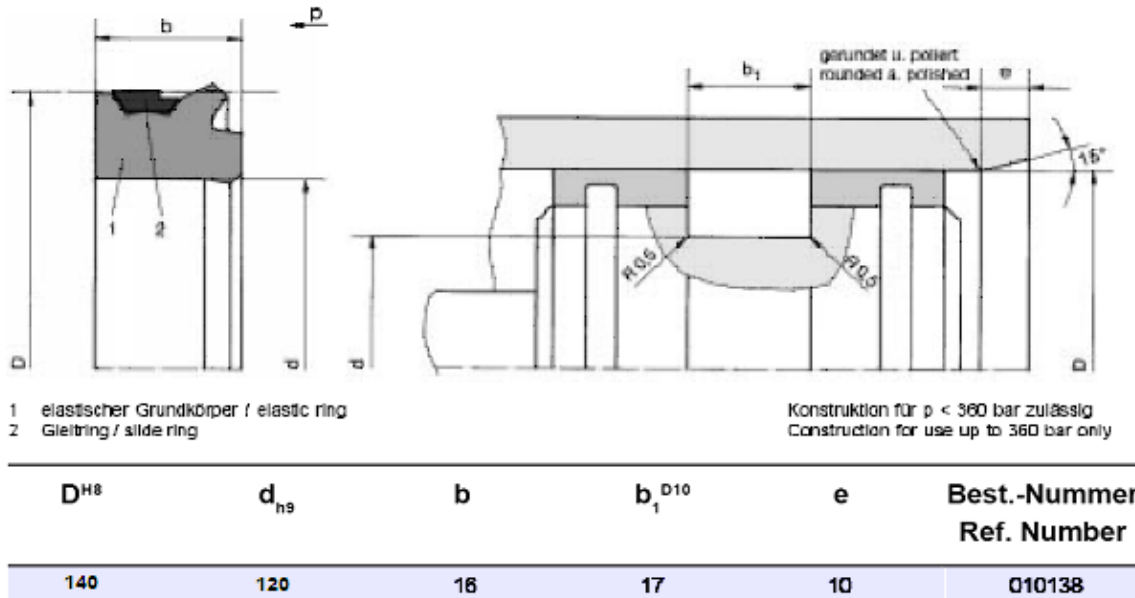
Kirtenaren itxitura dinamikoarentzat estankotasun junta

Tolesgailu hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, kirten junta bakarria eramango du atorarren barnean dagoen arteka batean. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko Hunger enpresaren katalogoa aukeratu delarik.

Katalogo honetan, kirten junta aukeratzeko zenbait parametro zehaztu behar dira, pistoi edo enboloaren abiadura maximoa eta atorraren barneko presio maximoa.

Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak dituzte:

- Enboloaren abiadura maximoa $\rightarrow v_{\max} = 26 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right)$
- Atorraren barneko presio maximoa $\rightarrow p_{\max} = 200(\text{bar})$



3.3.22 Irudia

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak presiopeko zilindroentzat gomendatutako, ondoko kirten junta aukeratu da: TDI Ref. 010138 junta torikoa.

➤ Ezaugarriak:

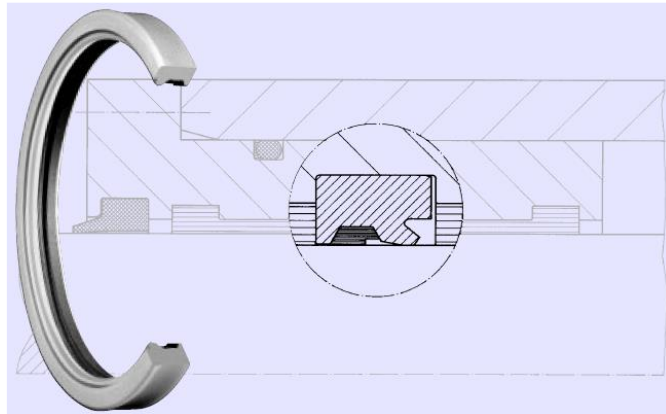
- Profil asimetrikoa, beheko ezpaina atzerantz desplazatua
- Kanpo diametroa alojamendu barnean perfilaren egonkortasuna bermatzeko diseinatua
- Ingurunearekiko erresistentzia handia
- Tenperatura tarte handian lan egin dezake
- Estankotasun estatiko eta dinamiko oso ona du
- Itzulera gaitasun dinamikoa du

➤ Aplikazioaren mugak:

- p_{max}=400 bar
- v=0,5 (m/s)

➤ Materiala:

- Novathan 95 AU V 142 (Poliuretano de 95 Shore A)



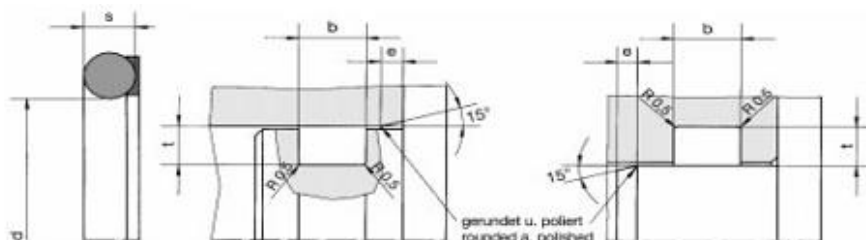
3.3.23 Irudia

Estankotasuna junta estatikoak

Junta torikoen helburua estankotasuna bermatzea izango da, horrela olioia estalkiaren zein gidariaren hariztatutik kanporatzea galaraziz. Tolesgailu hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, bi junta toriko estatiko ditu horretarako mekanizatu diren arteka batzuetan; bat estalkiaren eta atorraren artean doa eta bestea, kirtenaren eta ardatzaren zorroaren artean. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko HUNGER enpresaren katalogoa aukeratu da.

Katalogo honetan, junta toriko estatikoak aukeratzeko ondoko parametroa zehaztu behar da, atorraren barneko presio maximoa. Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak dituzte:

• Atorraren barneko presio maximoa $\rightarrow p_{\max} = 200(\text{bar}) = 20 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$



3.3.24 Irudia

d	s	Best.-Nr. Ref. Number
89	3	034849
100	4	034861

3.3.2 Taula

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak prentsetako zilindroentzat gomendatutako, ondoko junta toriko estatikoa aukeratu da egoera bientzat: OBVD Ref. 034861 eta OBVD Ref. 034849, estalkiaren eta atorraren artean doana eta kirtenaren eta ardatzaren zorroaren artean doana hurrenez urren.

➤ Ezaugarriak:

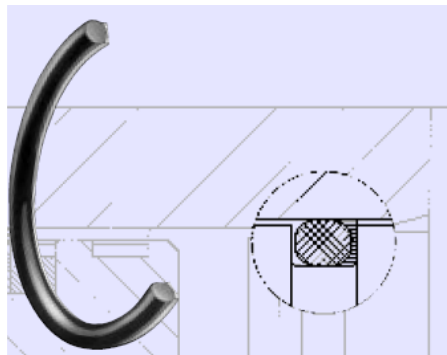
- Efektu bikoitzeko TPU-z eginiko junta trinkoa, presio altuko aplikazio estatikoentzat erabilia
- Ixte sistema kanpo diametroan ageri da.
- Berme eraztuna duten junta torikoen alojamenduetan ordezkatu daiteke
- Fidagarritasun handia eta instalakuntza erraza du
- Stock-a sinplifikatu edota murrizten du

➤ Aplikazioaren mugak:

- $p_{\max}=600$ (bar)

➤ Materiala:

- 95 AU V142 (Poliuretano 95 de Shore A)



3.3.25 Irudia

Estankotasun junta birakari bat

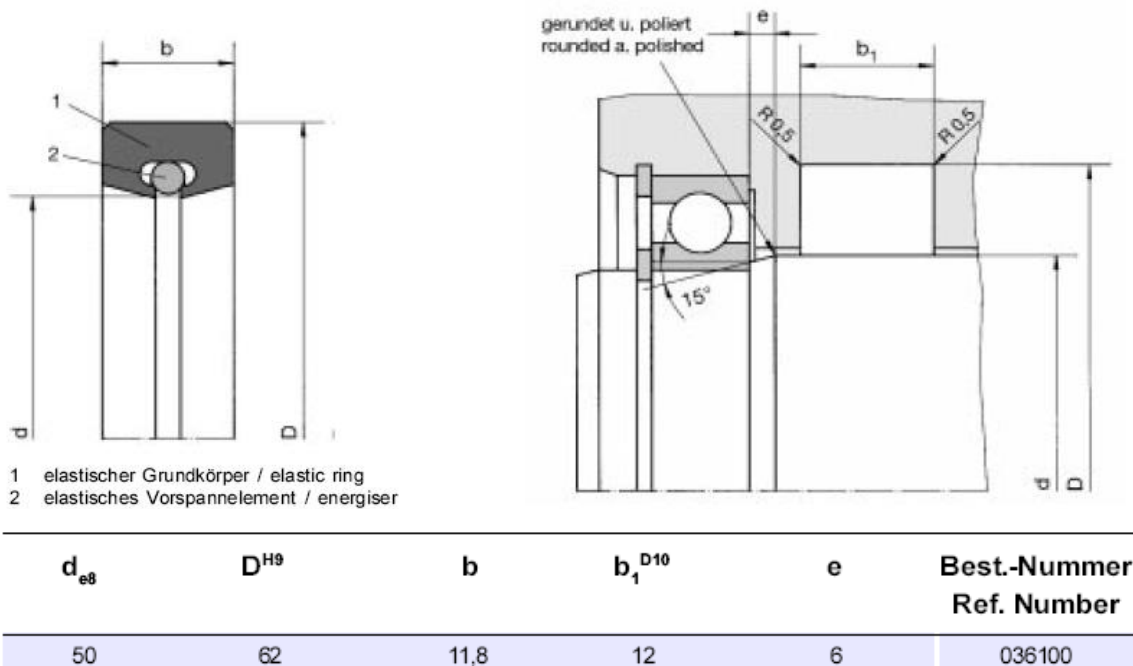
Tolesgailu hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, ardatz zorroaren artean batean. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa Hunger enpresaren katalogotik egin da.

Katalogo honetan, ardatz junta birakaria aukeratzeko zenbait parametro zehaztu behar dira, pistoi edo enboloaren abiadura maximoa eta atorraren barneko presio maximoa.

Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak dituzte:

• Enboloaren abiadura maximoa $\rightarrow v_{\max} = 26 \left(\frac{mm}{s} \right)$

• Atorraren barneko presio maximoa $\rightarrow p_{\max} = 200(bar)$



3.3.26 Irudia

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak prentsetako zilindroentzat gomendatutako, ondoko junta aukeratu da: WDI Ref. 036100

➤ Ezaugarriak:

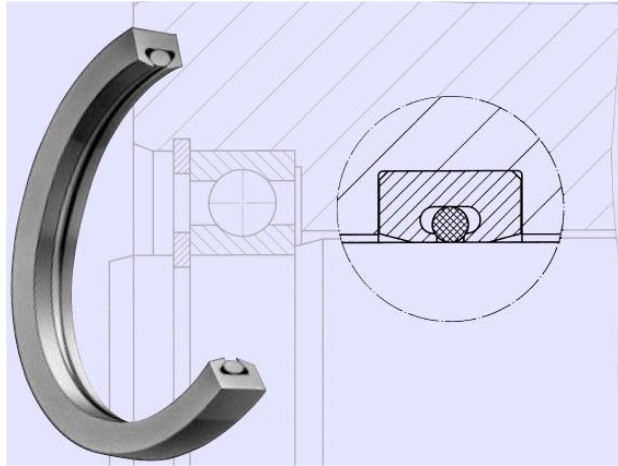
- Bi elementuz osatutako junta birakaria, PTFE-ezko eraztuna eta junta torikoa finkapen elementu gisa
- Efektu bikoitzeko zilindroetan erabili ohi dira
- Presioekiko erresistentzia altua
- Eroankortasun termiko egokia du
- Extruzioarekiko erresistentzia oso handia du
- Abrasioarekiko erresistentzia handia du
- Marruskadura gutxi du, "stick-slip" ezezik

➤ Aplikazioaren mugak:

- $p_{\max}=400(\text{bar})$
- $v=0,8(\text{m/s})$

➤ Materiala:

- NBR



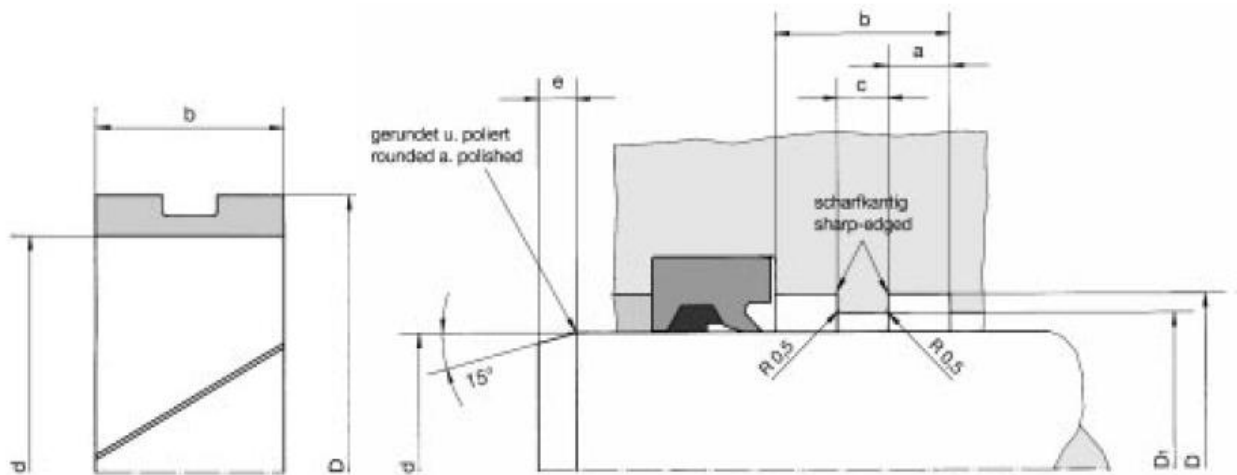
3.3.27 Irudia

Kirtenarentzat gidaria

Tolesgailu hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, bi gida eraztun eramango ditu atorra eta kirtenaren artean eta beste bi kirtenaren eta zilindroaren itxituraren artean. Gidariak atorrak eta zilindroaren itxitura tapak horretarako dituzten arteka batzuetan kokatzen dira. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko Hunger enpresaren katalogoa aukeratu delarik.

Katalogo honetan, gida eraztuna aukeratzeko zenbait parametro zehaztu behar dira, kirtenaren abiadura maximoa eta atorraren barneko presio maximoa. Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak dituzte:

- Kirtenaren abiadura maximoa $\rightarrow v_{\max} = 26 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right)$
- Atorraren barneko presio maximoa $\rightarrow p_{\max} = 270(\text{bar}) = 27 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$



d_{e8}	b^{D10}	D^{H9}	D_1^{H9}	c_{d10}	a^{D10}	Best.-Nummer Ref. Number
85	24	95	90	7	8,5	012034
90	24	100	95	7	8,5	012036

3.3.28 Irudia

Beraz, katalogoa aztertu ondoren, enpresak tolesgailuetako zilindroentzat gomendatutako ondoko gida eraztunak aukeratu dira: FI Ref. 012034 eta FI Ref. 012036, atorra eta kirtenaren artean eta beste bi kirtenaren eta zilindroaren itxituraren artean urrenez urren.

Hauek dira gida eraztun hauen ezaugarriak:

➤ Ezaugarriak:

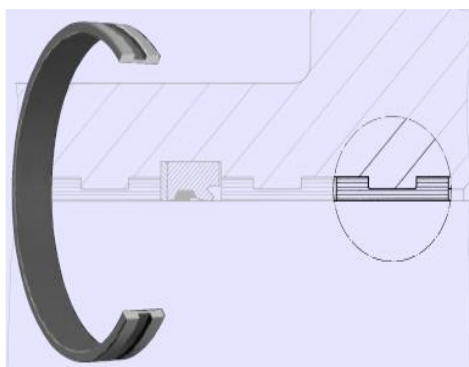
- Kirtenetan kokatzeko gida elementu ez metalikoa
- 300[mm]-tik beheragoko gida eraztun konformatua
- Muntaketa espazioak, ISO10766 arauari jarraituz
- Material plastiko/metaliko nahasketak hikedura ekiditen du
- Euste gaitasun handia du, izaera elastikoa (ez elastikoa) izanik haustura mugaraino
- Profil alakatuaren ertzek, muntaketa sorbatzaren erradioetako ertzen estutzea ekiditen dute
- Muntaketa erraza du

➤ Aplikazioaren mugak:

- Abiadura onargarria: $v = 3 \left[\frac{m}{seg} \right]$
- Karga onargarria: $50 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

➤ Materiala:

- POM-PTFE-Bronze-Compound



3.3.29 Irudia

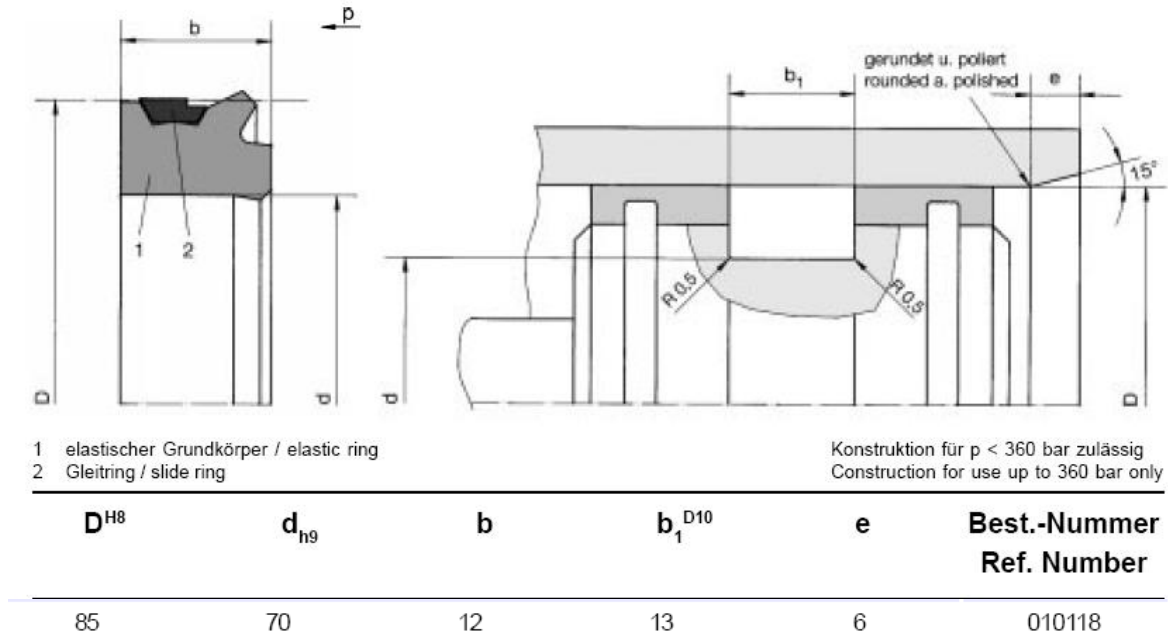
Pistoiaren itxitura dinamikoarentzat estankotasun junta bi

Tolesgailu hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, bi estankotasun junta eramango dituzte itxitura dinamikoentzat. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko Hunger enpresaren katalogoa aukeratu delarik.

Katalogo honetan, estankotasun juntak aukeratzeko zenbait parametro zehaztu behar dira, pistoi edo enboloaren abiadura maximoa.

Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak ditu:

• Enboloaren abiadura maximoa $\rightarrow v_{\max} = 26 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right)$



3.3.30 Irudia

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak prentsetako zilindroentzat gomendatutako, ondoko hazkagailua aukeratu da: TDA Ref. 010118

➤ Ezaugarriak:

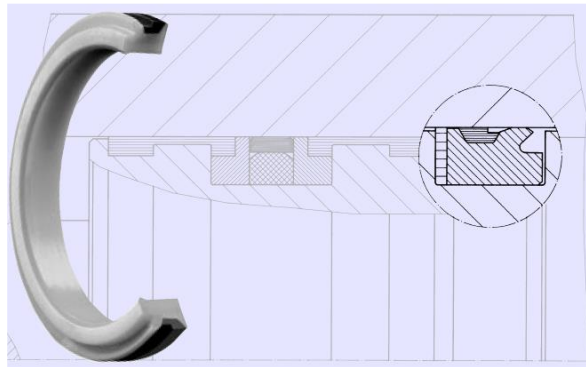
- Karkasa metalikodun hazkagailua, marruskadura gunean ertz bizi duena
- Ezpain borobilduak enboloa mugimenduan dagoenean, ezpurutasunen sarrera ekiditen du, baina, olio mintzaren sarrera baimentzen du, honela marruskadura murriztuz eta hazkagailuaren errendimendua handituz
- Alojamentuak, ISO 6195-ren arabera B motakoak
- Artekari ez du, zikintasun edo ezpurutasunen pilaketa ekiditeko
- Hazkagailuaren eta juntaren artean presio pilaketa eza
- Burutzeko erraza den muntaketa axiala du.

➤ Aplikazioaren mugak:

- Abiadura onargarria: $2 \left[\frac{m}{seg} \right]$

➤ Materiala:

- PTFE Bronze



3.3.31 Irudia

Kirtenarentzat hazkagailua

Prentsa hidrauliko honen zilindro oleohidrauliko bakoitzak, hazkagailu bakarra eramango du pistoiaren gidari eta kirtenaren arteka batean. Merkatuan dauden enpresa desberdinen katalogoak aztertu dira; azkenik, hautaketa egiteko Epidor enpresaren katalogoa aukeratu delarik. Katalogo honetan, hazkagailua aukeratzeko zenbait parametro zehaztu behar dira, pistoi edo enboloaren abiadura maximoa.

Aztertzen deneko prentsaren zilindroek hurrengo ezaugarriak ditu:

- Kirtenaren onargarria: $v = 26 \left[\frac{mm}{s} \right]$

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak prentsetako zilindroentzat gomendatutako, ondoko hazkagailua aukeratu da:

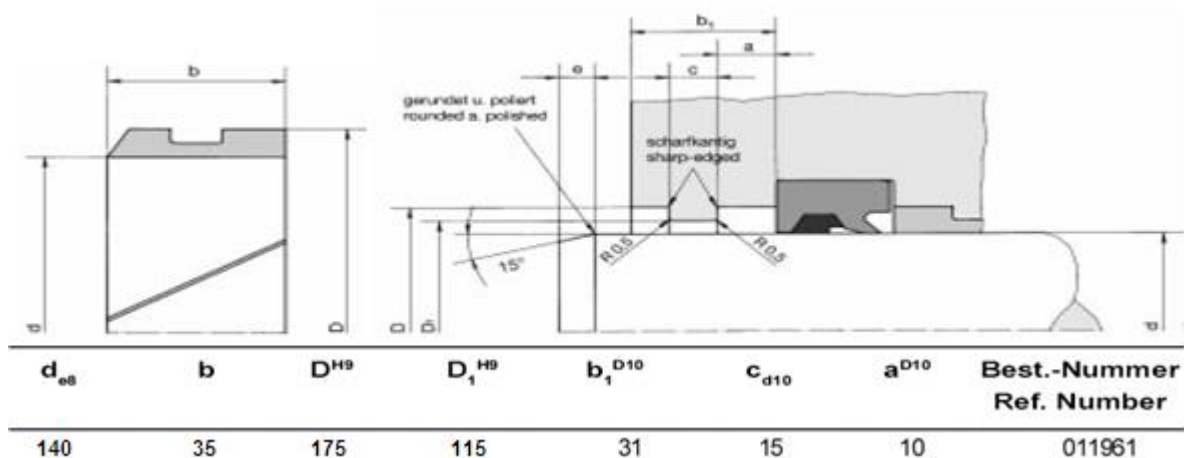
➤ Ezaugarriak:

- Karkasa metalikodun hazkagailua, marruskadura gunean ertz bizi duena.
- Ezpain borobilduak enboloa mugimenduan dagoenean, ezpurutasunen sarrera ekiditen du, baina, olio mintzaren sarrera baimentzen du, honela marruskadura murriztuz eta hazkagailuaren errendimendua handituz.
- Alojamenduak, ISO 6195-ren arabera B motakoak.
- Artekarik ez du, zikintasun edo ezpurutasunen pilaketa ekiditzeko.
- Hazkagailuaren eta juntaren artean presio pilaketa eza.
- Burutzeko erraza den muntaketa axiala du.

➤ Aplikazioaren mugak:

- Abiadura onargarria: $3 \left[\frac{m}{s} \right]$

Kirtenaren diametroa 140 mm-takoa denez, ondoko hautaketa egiten da:



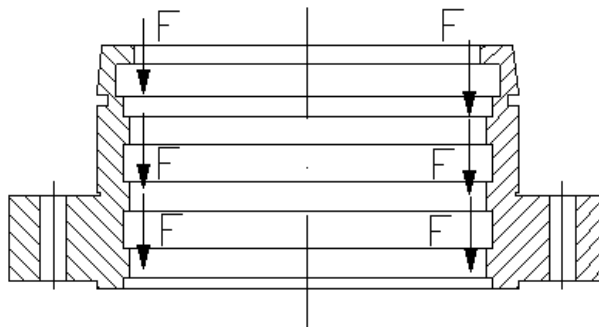
3.3.32 Irudia

Beraz, katalogoari so egin ondoren, enpresak prentsetako zilindroentzat gomendatutako, ondoko hazkagailua aukeratu da: Fi Ref. 011961

3.3.1.6 Zilindroaren itxitura taparen kalkulua

Zilindroa behealdetik ixten duen taparen kalkulua burutzeko, lehendabizi taparen lodiera kalkulatu da, geroxeago tapa eta zilindroa lotzen duten torlojuen diametroa ezartzeko. Kalkuluetarako Rifa Molist, J.-ren "Cilindros hidráulicos. 1-Física" liburuan agertzen diren kirtenaren taparen kalkuluan erabilitako adierazpen berdinak erabiliko dira bere lodiera kalkulatzeko. Itxitura tapa ST-52 materialaz egingo da.

$$e = 0,45 \times d \times \sqrt{\frac{p}{\rho}}$$



3.3.33 Irudia

Hasierako datuak:

- Taparen lodiera: e
- Presioa jasaten duen taparen diametroa: $d = 145 \text{ mm}$
- Zilindro barneko presioa: $p = 200 \text{ bar}$
- Materiala: ST-52

ST-52 materialaren ezaugarriak:

- Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 5600 \text{ kg/cm}^2$
- Fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 4500 \text{ kg/cm}^2$
- Britnel gogortasuna: $HB = 145$

Laneko tentsio onargarria, SK= 4 izanda $\sigma_{onarg} = 1125 \text{ kg/cm}^2$

$$e = 0,45 \times d \times \sqrt{\frac{p}{\sigma_{onarg}}} = 0,45 \times 145 \times \sqrt{\frac{200}{1125}} = 27,512 \text{ mm}$$

Nahiz eta lortutako emaitza 4-ko segurtasun koefiziente batekin kalkulatuta egon, taparen lodiera 30 mm-tara igoko dugu kontutan izan behar delako lotura torlojoentzako zuloak egin behar direla.

Lotura torlojuen diametroa:

$$z = d \times \sqrt{\frac{p \times s}{n \times \sigma_{flu}}}$$

Hasierako datuak:

Presio jasaten duen diametroa: $d = 145 \text{ mm}$

Zilindroan dagoen presioa: $p = 200 \text{ bar}$

Torloju kopurua : $n = 12$

Torlojuen fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 6400 \text{ kg/cm}^2$

Segurtasun koefizientea, kasu konetan: S.K. = 3

Balioak formularen ordezkatzuz:

$$z = d \times \sqrt{\frac{p \times s}{n \times \sigma_{flu}}} = 145 \times \sqrt{\frac{200 \times 3}{12 \times 6400}} = 12,82 \text{ mm}$$



3.3.34 Irudia

SUPPORTS etxeko DIN 912 motako M16-ko torlojuak erabiliko dira zilindroa eta tapa lotzeko. Aurreko tamaina berbera aukeratu da.

Zilindroaren itxitura taparen argibide gehiago nahi izanez gero ikusi T.H.3.6 planoan.

3.3.1.7. Ardatzaren zorroaren kalkulua

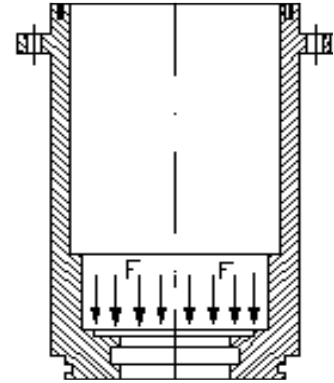
Pieza honen kalkuluak gauzatzeko, landapena jasaten duen oinarri minimoa kalkulatu da. Jarraian atorrari lotzeko behar diren torlojuen diametro minimoa kalkulatu da eta azkenik lotura gauzatzeko behar den lodiera kalkulatu da. Ardatzaren zorrerako erabiliko den materiala atorrarenaren berdina izango da, ST-52.

ST-52 materialaren ezaugarriak:

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 5600 \text{ kg/cm}^2$

Fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 4500 \text{ kg/cm}^2$

Britnel gogortasuna: $HB = 145$



3.3.35 Irudia

- Bermatzea oinarriaren kalkulua:

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (d_{kan}^2 - d_{barne}^2)}{4}$$

Non; σ = Laneko gehieneko tentsio onargarria kg/cm^2 -tan S.K.=4 izanda,

$$\sigma_{onarg} = 1125 \text{ kg/cm}^2$$

F = Aplikatutako indarra kg -tan = 40000 kg

A = Bermatzea oinarriaren azalera cm^2

d_{kan} = Oinarriaren kanpoko diametroa cm -tan

d_{barne} = Oinarriaren barneko diametroa cm -tan (atorraren barneko diametroa) = 16 cm

Beraz:

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{40000}{1125} = 35,56 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times (d_{kan}^2 - d_{barne}^2)}{4} \Rightarrow d_{kan} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi} + d_{barne}^2} = \sqrt{\frac{4 \times 35,56}{\pi} + 16^2} = 17,36 \text{ cm} \approx 173,6 \text{ mm}$$

Kontserbakorrakoak izateko 174 mm-takoa hartzea erabaki da.

- Torlojuen diametroaren kalkulua:

Jarraian torlojuen diametroaren kalkulua egingo da kontutan izanda torloju hauek trakzioan lan egiten dutela. Olioak pistoia beherantz bultzatzen duenean, gune berean ardatzaren bermatzea gorantz bultzatzen du, beraz sortuko den indarra hurrengoa izango da:

$$F = P \times A \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}$$

Non: D = 16 cm

d = 10 cm (ardatzaren lodiera gune horretan)

Horrela:

$$A = \frac{\pi \times (16^2 - 10^2)}{4} = 122,53 \text{ cm}^2$$

$$F = 200 \times 122,53 = 24.504,42 \text{ kg}$$

Trakziozko tentsio axiala kalkulatzeko:

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} \quad ; \quad A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

Non; σ = Trakziopean, torlojuen tentsio axial maximoa kg/mm²-tan = 80 kg/mm²

F = Torlojuet eutsi behar duten indarra kg-tan = 24.504,42 kg

A = Torlojuen zeharkako azalera mm²-tan

n = Torloju kopurua, kasu honetan 10 torloju

d = Torlojuen diametroa mm-tan

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{24504,42}{80} = 306,31 \text{ mm}^2$$

$$A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 306,31}{10 \times \pi}} = 6,25 \text{ mm}$$



3.3.36 Irudia

Lortutako balio kontutan hartuta SUPPORTS etxeko DIN 933 motako M16-ko torlojuak aukeratu dira.

- Lotura gunearen beharrezko lodiera:

Hurrengo kalkulua torlojuen kokapen gunearen lodiera izango da. Gune honetan materiala indar ebakitzaileraren baten eraginpean dago.

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d}$$

Non; τ = Materialaren tentsio ebakitzaileraren maximoa kg/mm^2 -tan = 15 kg/mm^2

F = Aplikatutako indarra kg -tan = 24.504,42 kg

A = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azalera mm^2 -tan

r = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azaleraren erradioa mm -tan = 113 mm

e = Tentsio ebakitzaileraren dagoen azaleraren lodiera mm -tan

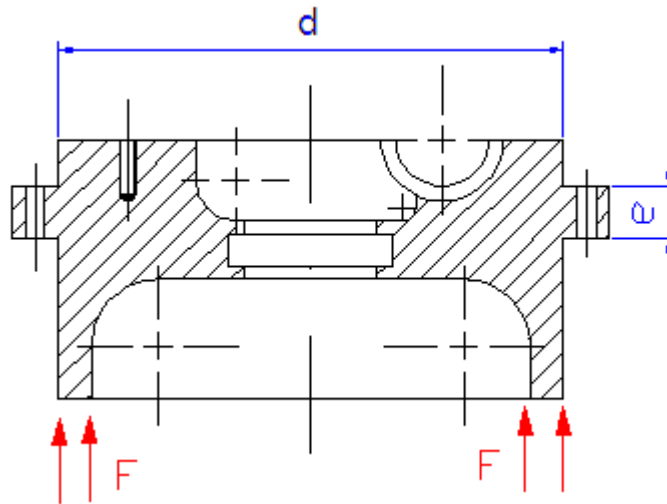
$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{24504,42}{15} = 1633,63 \text{ mm}^2$$

$$A = 2 \times \pi \times r \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d} = \frac{1633,63}{2 \times \pi \times 113} = 2,3 \text{ mm}$$

Segurtasun handiagoa izateko eta zulo askoko gunea denez lotura gunerako lodiera $e=10\text{mm}$ hartuko da.

3.3.1.8 Ardatzaren zorroaren itxitura taparen kalkulua

Jarraian ardatzaren bermatze piezaren gainean doan taparen kalkulua egingo da. Aurreko piezekin egin den moduan, lehenengo eta behin elementu honen bermatze gunea kalkulatu da, gero lotura gunearen lodiera eta azkenik lotura torlojoen neurria.



3.3.37 Irudia

- Bermatze gunea (errodamenduen gainean doan atsedean gunea):

Ardatzaren bermatzearekin bezala, kirtena jaisterakoan olioak presioa eragingo du ardatzaren topearen bitartez taparengan, konpresio indarrak eraginez. Beraz tentsio hauek jasango dituen azalera aztertu beharko da eta honekin ardatzaren zorroaren itxituraren barneko diametroa zehaztuko da.

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} \quad ; \quad A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \quad ; \quad F = P \times A' \quad ; \quad A' = \frac{\pi \times D'^2}{4}$$

Non; Piezaren materiala: F-1140

$\sigma_{\text{onargarria}}$ = Materialaren tentsio onargarria kg/cm²-tan = 3000 kg/cm²

F = Aplikatutako indarra kg-tan

A = Bermatze gunearen azalera cm²-tan

D = Bermatze gunearen kanpoko diametroa cm-tan = 16 cm

d = Bermatze gunearen barneko diametroa cm-tan

A' = Ardatzaren topearen azalera cm²

D' = Ardatzaren topearen diametroa cm-tan = 10 cm

$$A' = \frac{\pi \times D'^2}{4} = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 78,54 \text{ cm}^2$$

$$F = p \times A' = 200 \times 78,54 = 15.708 \text{ kg}$$

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{15708}{3000} = 5,24 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \Rightarrow d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{16^2 - \frac{4 \times 5,24}{\pi}} = 15,79 \text{ cm} = 157,9 \text{ mm}$$

Segurtasunagatik eta errodamendu komertzialen erabilpena errazteko barneko diametroa 140 mm-koa aukeratuko da.

- Lotura gunearen lodiera:

Gune honek jasango duen esfortzuan oinarrituz, gune honetan dagoen tentsioa ebakitzaila izango dela dakigu eta beraz tentsio honi dagozkion adierazpenak erabiliko dira.

$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d}$$

Non; Piezaren materiala: F-1140

$$\tau = \text{Materialaren tentsio ebakitzaila max.} = 0,5 \times \sigma_{on\ arg} = 1500 \text{ kg/cm}^2$$

F = Aplikatutako indarra kg-tan

A = Tentsio ebakitzaila dagoen azalera cm²-tan

d = Tentsio ebakitzaila gunearen diametroa cm-tan = 16 cm

e = Lotura gunearen lodiera cm-tan

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{200 \times 78,54}{1500} = 10,472 \text{ cm}^2$$

$$A = \pi \times d \times e \Rightarrow e = \frac{A}{\pi \times d} = \frac{10,472}{\pi \times 16} = 0,2083 \text{ cm} \approx 2,083 \text{ mm}$$

Torlojuen zuloen eragiten duten sekzio murrizketa dela eta segurtasunagatik lotura generako lodiera 10 mm-koa aukeratuko da.

- Lotura torlojuen neurria:

Pieza honekin bukatzeko ardatzaren zorroarekin duen lotura torlojuen kalkulua egitea besterik ez da falta. Honetarako torlojuen trakzioko tentsioa aztertuko da.

$$\sigma = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\sigma} \quad ; \quad A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)$$

Non; σ = Trakziopean, torlojuen tentsio axial onargarria = 80 kg/mm²

F = Torlojuak eutsi behar duten indarra kg-tan

A = Torlojuen zeharkako azalera mm²-tan.

n = Torloju kopurua, kasu honetan 10 torloju.

d = Torlojuen diametroa mm-tan

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{200 \times 78,54}{8000} = 1,9635 \text{ cm}^2$$

$$A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,9635}{10 \times \pi}} = 0,5 \text{ cm} = 5 \text{ mm}$$

M6-ko diametroa hartuko da.



3.3.38 Irudia

SUPPORTS etxeko DIN 912 motako M6-ko torlojuak erabiliko dira zilindroa eta tapa lotzeko.

3.3.1.9. Barneko topearen kalkulua

Barneko topeak, kirtenaren laneko mugimenduaren ibilbidea mugatzea eta honek ezartzen dion indarra jasatea du helburua. Hasiera baten indar hau jasaten duen hariaren neurria kalkulatu da, jarraian piezak bihurtura indarra jasaten duen konprobatuz. Ondoren topean sortuko den konpresioa pairatzeko beharrezkoa den diametroa kalkulatu da, azkenik buloien kalkulua eginez. Piezaren kalkuluetarako Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de maquinas” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

Hasierako datuak:

Topearen materiala: F-1250

σ_{flu} = Fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan = $75 kg/mm^2$

T_{flu} = Fluentzizko tentsio ebakitzaila = $37,5 kg/mm^2$

D = Topearen kanpoko diametroa mm -tan = $117 mm$

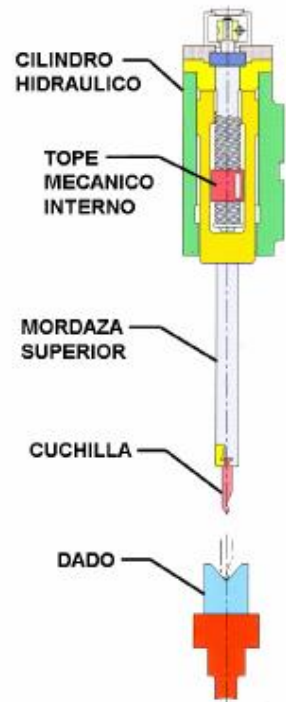
F = Topeak jasan behar duen karga kg -tan = $40.000 kg$

p = Hariaren pausua mm -tan = $12 mm$

d = Piezaren barne diametroa mm -tan = $75 mm$

T = Momentu bihurtzaila $kg \cdot cm$ -tan = $64 kg \cdot cm$

(Torloju amaigabe bakoitzak jasan behar duen indarra)



3.2.39 Irudia

$$T(kg \times m) = 716,2 \times \frac{N(C.V)}{n(r.p.m.)} \Rightarrow \text{gero zati bi } T_1 + T_2 = T \text{ delako}$$

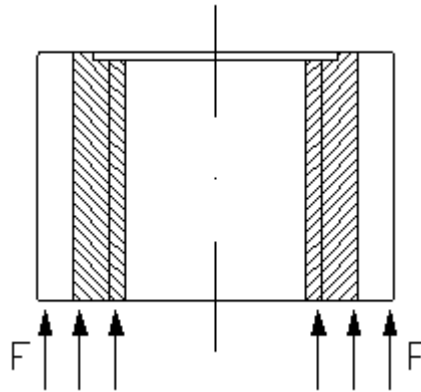
Motore erreduktorearen N = 0,25 C.V. eta n = 140 r.p.m.

d = Buloen diametroa mm -tan = $10 mm$

H = Topearen altuera mm -tan = $100 mm$

H₁ = Hartzaren altuera mm -tan

- Hariaren neurriaren kalkulua:



3.3.40 Irudia

$$\tau_{onar} \geq \frac{F \times p}{\pi \times H \times H_1 \times d}$$

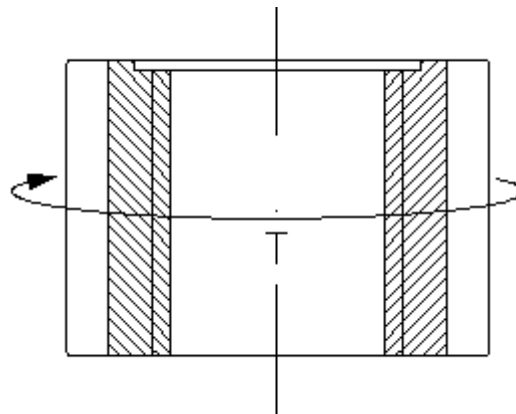
$$H_1 = 0,5 \times p = 0,5 \times 12 = 6 \text{ mm}$$

$$\tau_{onar} \geq \frac{40000 \times 12}{\pi \times 100 \times 6 \times 75} = 3,395 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{onar} = 37,5 \geq 3,395 \text{ denez, piezak ondo jasango du indarra}$$

Kontutan izanda lortutako emaitzak Tr75x12-ko haria eta h = 100 mm-ko altueradun topea aukeratu da.

- Bihurduraren erresistentziaren kalkulua:



3.3.41 Irudia

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3}$$

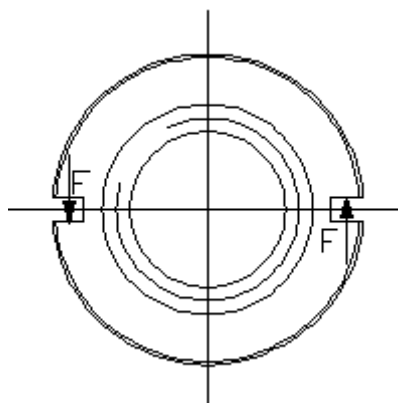
Balioak ordezkatzuz:

$$\tau = \frac{16 \times 64}{\pi \times 7,5^3} = 0,77 \text{ kg/cm}^2$$

Momentu bihurtzaileagatik arriskurik ez dela egongo frogatzen da, materialak aguantatuko duenarena baino askoz txikiagoa delako.

- Konpresio indarraren kalkulua:

Atal honetan buloiak kokatuta joango diren lekuetan, kajeretan, sortzen diren konpresiozko tentsioak kontutan izanda topeak apurtzen den ala ez konprobatuko da.



3.3.42 Irudia

$$F = \frac{T}{r} \quad ; \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$F = \frac{64}{7} = 9,14 \text{ kg}$$

$$\sigma = \frac{9,14}{10 \times 1,5} = 0,609 \text{ kg/cm}^2$$

Ikusten den bezala ez da inolako arriskurik egongo sortuko diren tentsioak oso txikiak direlako.

- Buloiaren konprobaketa:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ; \quad A = \frac{\pi \times d_{buloia}^2}{4}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$A = \frac{\pi \times 1,0^2}{4} = 0,79 \text{ cm}^2$$

$$\tau = \frac{9,14}{0,79} = 5,78 \text{ kg/cm}^2$$

Kalkuluan indarra zati 2 egin da alde bakoitzean bi buloi daudelako. Behin tentsioen kalkulua eginda buloietan apurketa arriskurik ez dela egongo frogatzen da.

3.3.1.10. Puntzoi eroalearen gidarien kalkulua

Puntzoi eroalearen gidaria egiteko, merkatuan tolesgailuak ekoizten dituzten enpresek erabiltzen duten material berdina erabilikoa da, egurra, Douglass motakoa hain zuzen ere.

Gidarien dimentsioen aukeraketarako esperientzian oinarrituko gara, beste tolesgailu hidraulikoen berezitasunak aintzat hartuz.

Datuak: Gidarien gain egiten den indarra: $F = 40\text{tn} \times 0,375 = 15.000 \text{ kg}$

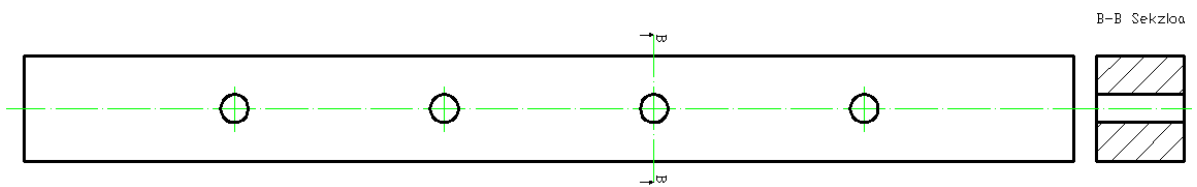
Gidari eta puntzoi eroalearen arteko marruskadura koefizientea = 0,375

Luzera: $L = 600 \text{ mm}$

Zabalera : $H = 50 \text{ mm}$

Gidarien lodiera : $T = 60 \text{ mm}$

Materiala : Douglass egurra; $\sigma_{flu} = 50\text{Mpa}$



3.3.43 Irudia

Gidariak daramatzan torlojuak puntzoi eroaleak sortutako indarra tentsio ebakitzaille moduan jasan behar izango dute:

$$A = \frac{F}{\tau} \quad ; \quad A = n \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \quad ; \quad F = F_{zilindro} \times \mu$$

Non; $A =$ Torlojuen zeharkako azalera mm^2 -tan

$F =$ Gidariarengan eragiten den indarra kg -tan

$\tau =$ Torlojuak jasaten duten tentsio ebakitzaillea kg/mm^2 -tan = 64 kg/mm^2

$D =$ Torlojuen diametroa mm -tan

$F_{zilindro} =$ Zilindro bakoitzak eragiten duen indarra kg -tan = 40.000 kg

$\mu =$ Gidari eta puntzoi eroalearen arteko marruskadura koef.= 0,375

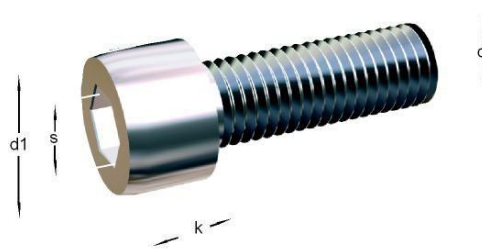
$n =$ Torloju kopurua, kasu honetan 4 torloju

$$F = F_{zilindro} \times \mu = 40000 \times 0,375 = 15000\text{kg}$$

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{15000}{64} = 234,375\text{mm}^2$$

$$A = n \times \frac{\pi \times d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 234,375}{4 \times \pi}} = 9,75\text{mm}$$

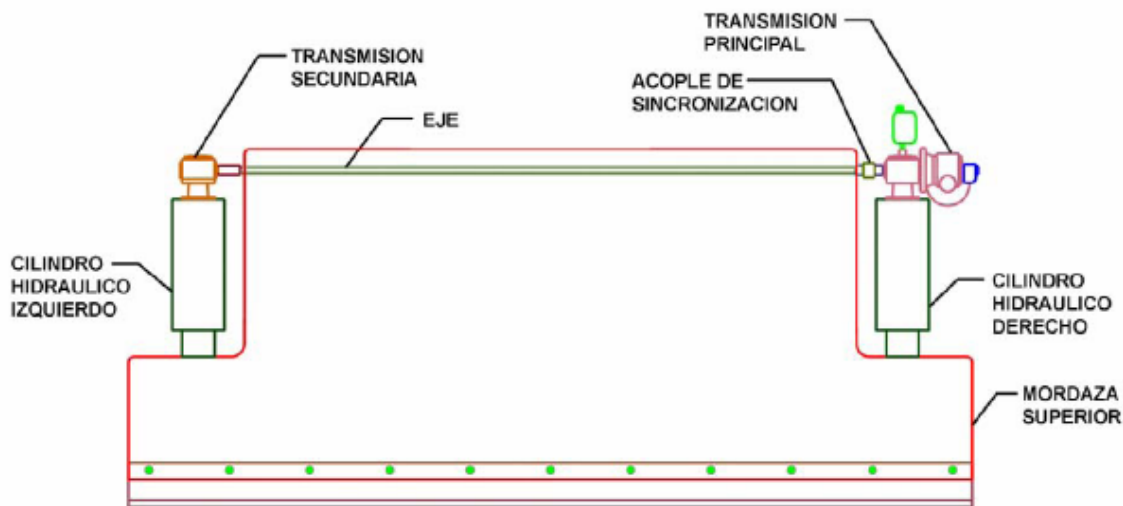
Segurtasunagatik DIN 912 motako M10-ko torlojuak hartuko dira.



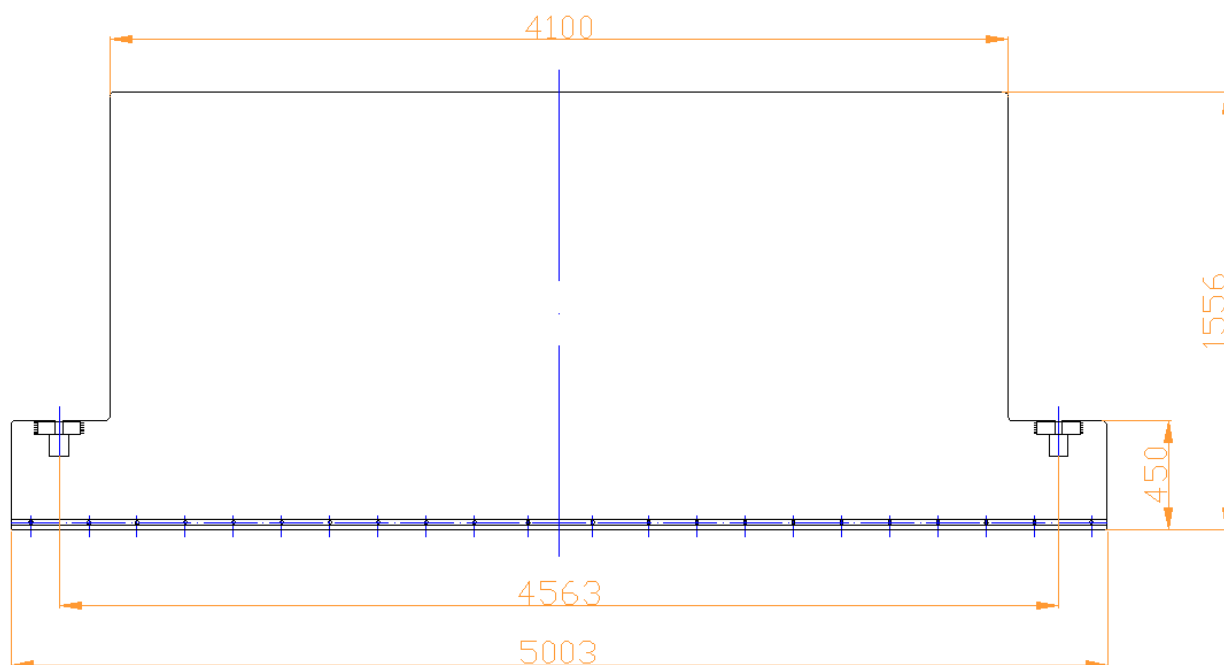
3.3.44 Irudia

3.3.2. Puntzoi eroalearen kalkulua

Hasiera batean puntzoi eroalean agertuko diren indar eta momentu makurtzaileak aztertuko dira. Horretarako atal hau boladizoko habe (mentsula) bat balitz moduan aztertuko dugu, bertan momentuak eta indarrak aplikatuta egongo direlarik.



3.3.45 Irudia



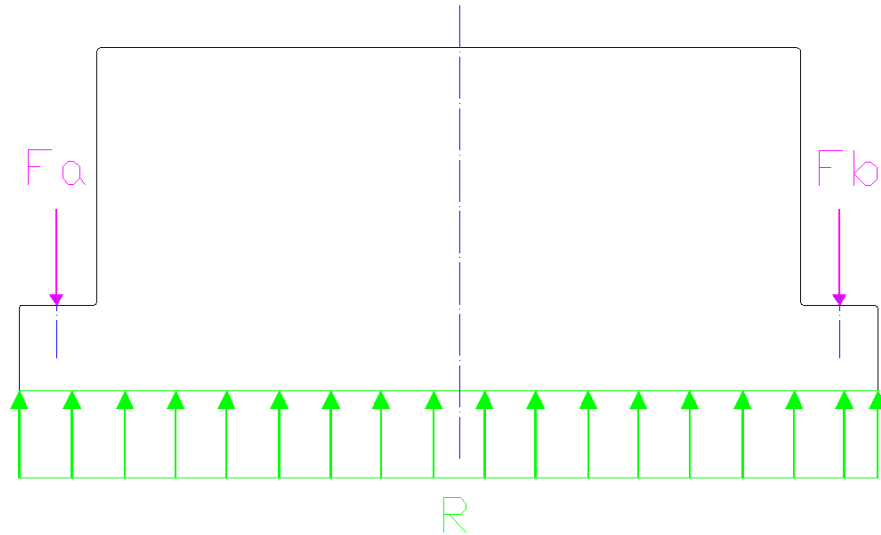
3.3.46 Irudia

Materiala: ST 275 JR

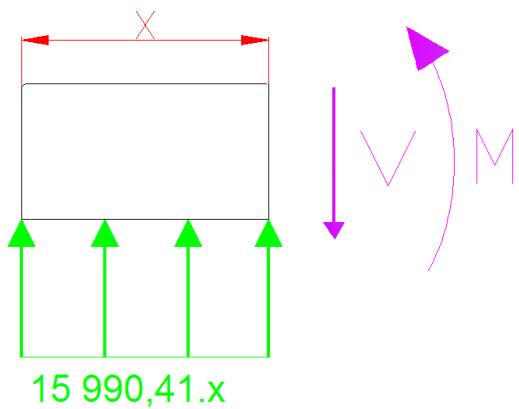
Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370 \text{ Mpa}$

Fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 300 \text{ Mpa}$

Xafla tolesterakoan goranzko indar banatu bat sortzen da puntzoi eroalean:



3.3.47 Irudia



3.3.48 Irudia

$F_a = 40.000 \text{ kg}$ eta $F_b = 40.000 \text{ kg}$

$$\sum F_v = 0; F_a + F_b = R \cdot 5,003 \rightarrow \underline{R = 15990,41 \text{ kg/m}}$$

Puntzoi eroalea zatika aztertzen badugu:

$$\sum F_v = 0; V = 15.990,41 \cdot x$$

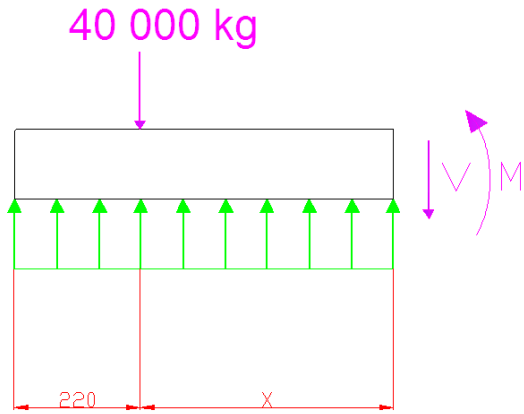
$$x = 0 \text{ m}; V = 0 \text{ kg}$$

$$x = 0,220 \text{ m}; V = 3.517,9 \text{ kg}$$

$$\sum M = 0; M = 15.990,41 \cdot x \cdot (x/2)$$

$$x = 0 \text{ m}; M = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$x = 0,220 \text{ m}; M = 384,79 \text{ kg} \cdot \text{m}$$



$$\sum F_v = 0; V = -40\,000 + 15\,900,42 \cdot (0,220 + x)$$

$$x = 0 \text{ m}; V = -36\,501,91 \text{ kg}$$

$$V = 0 \text{ kg}; x = 2,28 \text{ m}$$

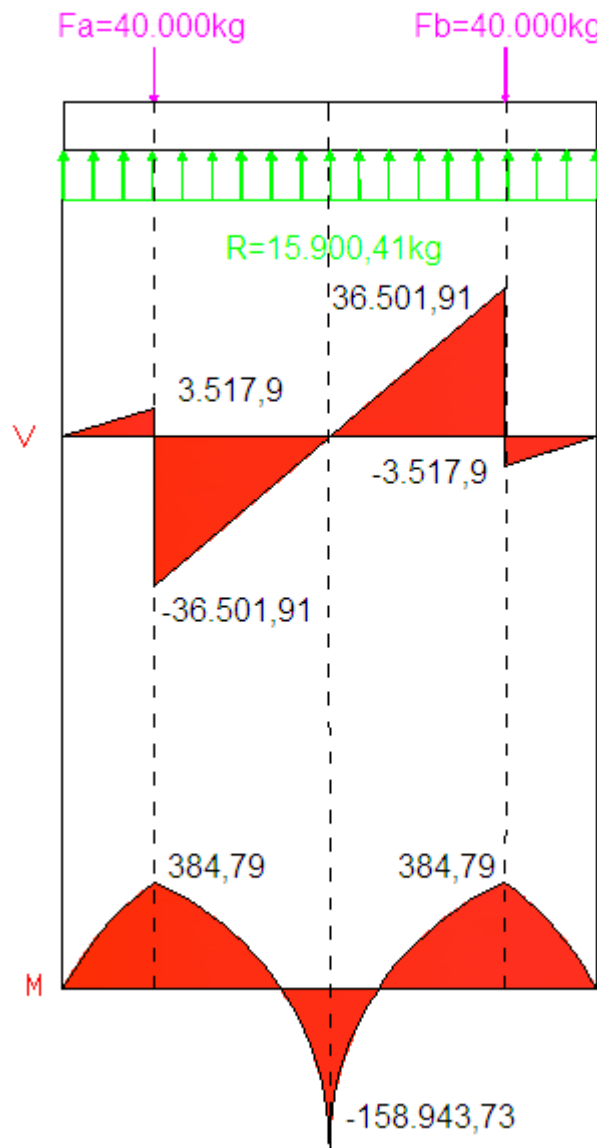
$$\sum M = 0; M + 40\,000 \cdot x - 15\,900,42 \cdot (0,220 + x) \cdot (0,220 + x) / 2 = 0$$

$$x = 0 \text{ m}; M = 384,79 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$x = 5,003/2 = 2,50015 \text{ m}; M = -158\,943,73 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

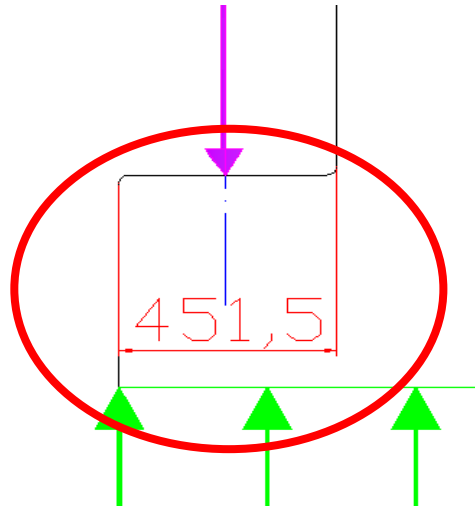
3.3.49 Irudia

Diagrama osoa marraztuz:



3.3.50 Irudia

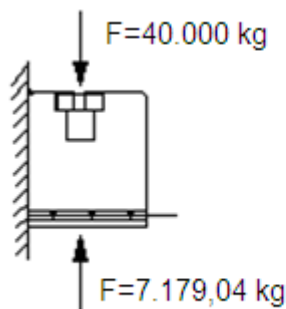
Baina momentu makurtzaileen diagrama ez da baliogarria izango inertzi momentu desberdina duten puntzoi eroalearen sekzio aldaketetarako. Beraz, orain puntzoi eroalearen azalera aldaketa gunean sortuko diren tentsioak kalkulatu dira, apurketa arriskua izan dezaketelako. Aztertuko den gunearen luzera 0,4515 m denez, hemen sortuko den goranzko indarra hurrengoia izango da:



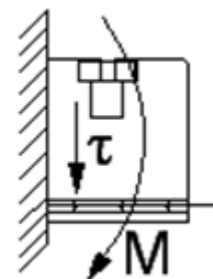
3.2.51 Irudia

$$F_q = 15900,41 \times 0,4515 = 7.179,04 \text{ kg}$$

Kontutan izanda gunea horretan zilindroak beheranzko 40.000 kg-ko indarra eragiten duela, erresultantea hurrengoia izango da:



3.3.52 Irudia



3.3.53 Irudia

$$F = 40.000 - 7.179,04 = 32.820,96 \text{ kg}$$

Indar honek tentsio ebakitzailleak sortuko ditu eta momentu makurtzailearen bitartez, tentsio axialak sortuko dira:

$$M = F \times d \quad ; \quad \sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} \quad ; \quad I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12}$$

- Non;
- M = Indarrak sortutako momentu makurtzailea Tn x cm-tan
 - F = Aplikatutako indarra Tn-tan = 32,82 Tn
 - d = Aztertutako azaleratik indarra aplikatuta dagoen puntuen arteko distantzia cm-tan = 23,15 cm
 - σ = Momentu makurtzaileagatik sortutako tentsio axialak
 - y = Lerro neutrotik aztertuko den punturaino dagoen distantzia = 22,5 cm
 - I_{LN} = Lerro neutroarekiko inerti momentua cm^4 -tan
 - b = Zeharkako azaleraren oinarria cm-tan = 7 cm
 - h = Zeharkako azaleraren altuera cm-tan = 50 cm

Beraz:

$$M = F \times d = 32,82 \times 23,15 = 759,78 Tn \times cm$$

$$I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{7 \times 45^3}{12} = 53156,25 cm^4$$

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{759,78 \times 22,5}{53156,25} = 0,3216 Tn/cm^2 = 321,6 kg/cm^2$$

Aplikatutako indarren eraginez ere tentsio ebakitzailleak agertuko dira:

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

- Non;
- A = Aztertutako gunearen sekzioaren azalera cm^2 -tan
 - F = Aplikatutako indar erresultantea = 32820,96 kg

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{32821}{45} = 729,36 kg/cm^2$$

“Mohr”-en zirkuluaren bitartez tentsio maximo eta minimoak kalkulatu dira:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{321,6 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{321,6 - 0}{2}\right)^2 + 729,36^2}$$

$$\sigma_1 = 907,68 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -586,08 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko “Mises-Hencky”-ren teorema aplikatu behar da.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{907,68^2 + (-586,08)^2 - (907,68 \times (-586,08))}{2}}$$

$$\sigma' = 921,78 \text{ kg/cm}^2 \Rightarrow \sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{3000}{921,78} = 3,25$$

Frogatuta geratzen da ez dagoela arriskurik, S.K.>1 delako.

Bermatze guneek konpresio indarra jasaten dute, azken honek gilbordura deritzon fenomenoaren eragin dezakeelarik. Fenomenoaren ondorioz, piezek kurbadura bat pairatzen dute eta zenbait kasutan elementua apurtu daiteke kalte larriak ekar eraginez.

Gilbordura aztertzean ez da momentu makurtzailerik aintzat hartzen indar axialak baino. Hau saihesteko elementuak luzera maximo bat edukiko du eta hori da, Gere, J. eta Timoshenko, S.-en “Mecánica de materiales” liburuan azaltzen diren adierazpenak jarraituz kalkulatu da:

$$\sigma_{krit.} = \frac{P_k}{A} \ll \sigma_{on arg.}$$

Non;

$\sigma_{krit.}$: Karga kritikoak eragindako tentsioa

P_k : Karga kritikoa

A_{min} : Bermaketaren azalera

$\sigma_{on arg.}$: Materialaren tentsio onargarria

Karga kritikoaren balioa kalkulatzeko prozedura desberdinak erabili dira, ondoren adierazten den moduan:

Adierazpen zehatzaren baieztapena:

Prozedura honetan hurrengo ekuazioa egiaztatu behar da:

$$\frac{L_{bermaketa}}{i} > 40 \text{ Non; } L_{bermaketa} : \text{Bermaketaren luzera}$$

$$i : \text{Biraketa erradioa. Non, } i = \sqrt{\frac{I}{A_{sektzioa}}}$$

I : Zeharkako sektzioaren inertzi momentua

$A_{sektzioa}$: Bermaketaren azalera

$$\text{Bermaketaren luzera diseinua: } L_{bermaketa} = 336,4 \text{ mm}$$

Luzera atera ostean biraketa erradioa behar da, horretarako adierazpenean ezezagun diren bermaketaren zeharkako sektzioaren inertzi momentua eta azalera kalkulatu beharko dira:

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{7 \times 45^3}{12} = 53156,25 (\text{cm}^4)$$

$$A_{sektzioa} = 7 \times 45 = 315 [\text{cm}^2]$$

Lorturiko emaitzak hasieran biraketa erradio definitzeko erabilitako adierazpenean ordezkatur:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_{sektzioa}}} = \sqrt{\frac{53156,25}{315}} = 12,99 [\text{cm}]$$

Azkenik, adierazpena baieztatzen dela frogatzea baino ez da gelditzen. Hona hemen:

$$\frac{L_{bermaketa}}{i} < 40 \Rightarrow \frac{33,64(\text{cm})}{12,99(\text{cm})} = 2,58 < 40 \quad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, prozedura egokia dela esan daiteke.

· Euler-en metodoa:

Prozedura honetan karga kritikoaren balioa ondorengo adierazpenaren bitartez definitzen da:

$$P_k \cdot (S.K.) = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{L_p} \quad \text{Non;}$$

P_k : Karga kritikoa

E : Elastikotasun modulua

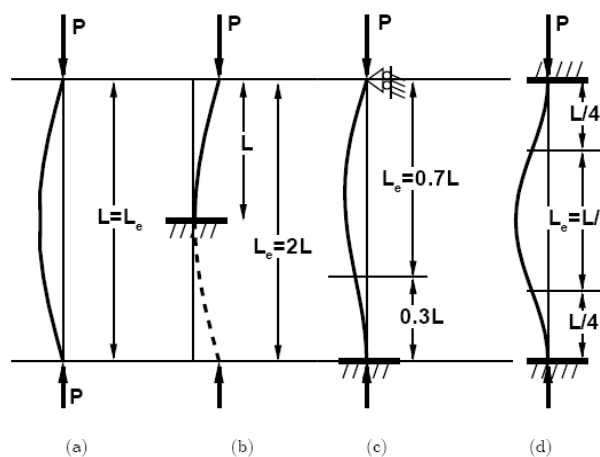
I_{\min} : Inertzi minimoa

L_p : Gilbordura luzera. Non;

$$L_p = \beta \cdot L_{bermaketa} \quad \text{den}$$

SK : Segurtasun koefizientea

Muturren loturaren araberako gilbordura luzeraren kalkulurako beharrezkoa den β -ren balioak ondorengoak dira:



3.3.54 Irudia

- a) $\beta = 1$ Bi muturretan giltzadurak
- b) $\beta = 2$ Mutur bat aske eta bestea landatua
- c) $\beta = 0,7$ Mutur bat landaturik eta bestea giltzadura
- d) $\beta = 0,5$ Bi muturrak landaturik

Gilbordura luzera zehazteko orduan kontserbadoreak izateko, egoerarik desegokiena aukeratuko da, mutur bat landatuta eta bestea muturra aske dagoeneko artikulazio aukeratuko da. Honela, kasu honetan gilbordura luzera, zurtoinarekin luzeraren bikoitza izango da hariaren zatia kenduta.

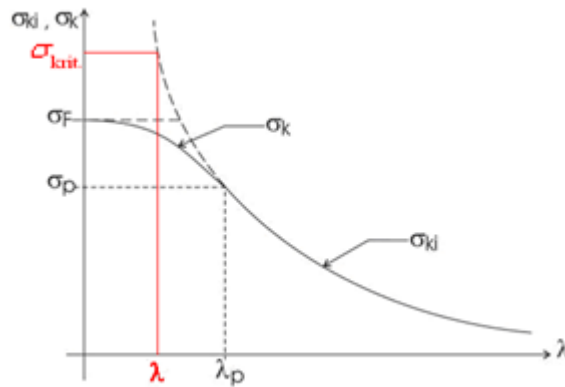
$$L_p = k \cdot L_{bermaketa} = 2 \cdot 336,4 = 672,8 [mm]$$

Karga kritikoa kalkulatzeko bi era desberdin daude, Tetmajer-en edota Euler-en prozedurak. Bietan, lehendabizi lerdentasunak zehaztu beharko dira, ondoren adierazpen matematikoetan ordezkatzeko.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{L_p}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{672,8}{144,3} = 4,66[-]$$

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_E}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{3770 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}} = 74,14[-]$$

Hona hemen Euler-en hiperbolaren adierazpen grafikoa:



3.3.55 Irudia

$\sigma_{ki} = f(\lambda)$ funtzio horretan ondokoa ikusten da, λ -ren balioak zerorantz hurbiltzen direnean Euler-en tentsio kritikoak infiniturako joera duela. Beraz, Euler-en formulak baliagarriak izateko Hooke-n legearekin erlazionatutako hurrengo hipotesia bete behar da:

$$\lambda < \lambda_p \quad \Rightarrow \quad 4,66 = \lambda < \lambda_p = 74,14$$

Emaitzei begirada bat eman ondoren, argi ikusten da metodo hau ezin daitekeela erabili, Euler-en hiperbolaren tartetik at baitago, zeren $\lambda < \lambda_p$ dela, eta ondorioz, $\sigma_{krit.} > \sigma_P$.

Hala ere, Tetmajer-en adierazpena aztertuz karga kritikoaren balioa zehaztearen saiaketa egingo da, hots, kirtanak jasan dezakeen indar handiena lortuko da, hauxe zilindroak garatu beharrekoa baino handiagoa izan beharko delarik, bermaketa gilbordu ez daiten.

$$P_{krit} = \frac{A(315 - \lambda)}{S.K}$$

Non; P_k : Karga kritikoa.

A: Bermaketaren azalera

λ : Bermaketaren lasaitasuna.

SK :Segurtasun koefizientea.

Lortutako balioak karga kritikoaren adierazpenean ordezkatzuz:

$$P_{krit} = \frac{315 \cdot (315 - 4,66)}{S.K} = \frac{315 \cdot (315 - 29,59)}{3,5} = 27930,6(N) = 273999,186(kg)$$

Jarraian, hurrengo baldintza egiaztatzen den aztertuko da:

$$F_{zilindro} < P_{kritikoa}$$

$$85000(kg) < 273999,186(kg) \quad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, diseinua egokia dela frogatuta geratzen da.

· ω koefizientearen metodoa:

Konpresiozko karga baten pean dagoen pieza baten gilbordura fenomeno aztertzeko dagoen metodoa da, ondoren, honetan oinarrituta dagoen C.T.E. (Código Técnico de Edificación).

Lerdentasunaren edozein baliotarako da aplikagarria eta konpresiozko tentsio onargarriaren balioa gutxituko duen egokitzapen gilbordura koefiziente bat sartzean datza, horrela aztertzen ari deneko fenomenora egokituz.

Aipatutako gilbordura koefizientea “ ω ” letrarekin adierazten da eta bere adierazpen matematikoa ondokoa da:

$$\omega = \frac{\sigma_{on\ arg.}^{konpr.}}{\sigma_{on\ arg.}^{gilbor.}} \quad \text{Non; } \omega : \text{Omega koefizientea}$$

$\sigma_{on\ arg.}^{konpr}$: Konpresio tentsio onargarria

$\sigma_{on\ arg.}^{gilbor}$: Gilbordura tentsio onargarria

“ ω ” koefiziente honen balioa unitatea baino handiagoa da, segurtasun edo egokitzapen koefiziente gisa lan egiten baitu.

Koefiziente hau materialaren eta lerdentasunaren araberakoa da, eta honen balioak taulaturik daude. Materiala A-37, A-42 eta A-52 izan daitezke. Lerdentasuna, aldiz, kalkulatu egin behar da, bere balioa aurreko atalean lortutakoa:

· Lerdentasuna $\rightarrow \lambda = \frac{L_p}{i_{min}} = \frac{672,8}{14,43} = 46,63[-] \approx 47[-]$

· Materiala \rightarrow A-52

Jadanik, hurrengo taulatik “ ω ” koefizientearen balioa lortuko da:

Acero	λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	20	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05
	30	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,10	1,10
	40	1,11	1,12	1,13	1,13	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19
	50	1,20	1,22	1,23	1,24	1,25	1,27	1,28	1,30	1,31	1,33
	60	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,51	1,54
	70	1,56	1,59	1,61	1,64	1,66	1,69	1,72	1,75	1,78	1,81
	80	1,84	1,87	1,90	1,94	1,97	2,01	2,04	2,08	2,11	2,15
	90	2,18	2,22	2,26	2,30	2,34	2,38	2,42	2,46	2,50	2,54
	100	2,59	2,63	2,67	2,72	2,76	2,81	2,85	2,90	2,95	2,99
	A52	110	3,04	3,09	3,14	3,19	3,24	3,29	3,34	3,39	3,44
120		3,55	3,60	3,65	3,71	3,76	3,82	3,87	3,93	3,98	4,04
130		4,10	4,16	4,22	4,27	4,33	4,39	4,45	4,52	4,58	4,64
140		4,70	4,76	4,83	4,89	4,95	5,02	5,08	5,15	5,22	5,28
150		5,35	5,42	5,48	5,55	5,62	5,69	5,76	5,83	5,90	5,97
	160	6,04	6,12	6,19	6,26	6,34	6,41	6,48	6,56	6,63	6,71
	170	6,79	6,86	6,94	7,02	7,09	7,17	7,25	7,33	7,41	7,49
	180	7,57	7,65	7,73	7,82	7,90	7,98	8,07	8,15	8,24	8,32
	190	8,40	8,49	8,58	8,66	8,75	8,84	8,93	9,02	9,10	9,19
	200	9,28	9,37	9,47	9,56	9,65	9,74	9,83	9,92	10,02	10,11
	210	10,21	10,30	10,40	10,49	10,59	10,69	10,78	10,88	10,98	11,08
	220	11,18	11,27	11,38	11,48	11,57	11,68	11,78	11,88	11,98	12,09
	230	12,19	12,29	12,40	12,50	12,61	12,72	12,82	12,93	13,03	13,14
	240	13,25	13,36	13,47	13,58	13,69	13,80	13,91	14,02	14,13	14,25
	250	14,36									

3.3.3 Taula

A-52-ko materiala aukeratzen da: $\lambda = 47 \rightarrow \omega = 1,17$

Jarraian, konpresiozko tentsio onargarria kalkulatu da, horretarako erabilitako segurtasun koefizientea $SK = 4$ balioarekin zehaztu delarik. Hona hemen:

$$\sigma_{on\ arg.}^{konpr.} = \frac{\sigma_{on\ arg.}}{S.K.} \quad \text{Non; } \sigma_{on\ arg.}^{konpr.} : \text{Konpresio tentsio onargarria.}$$

$\sigma_{on\ arg.}$: Materialaren tentsio onargarria.

SK : Segurtasun koefizientea.

Beraz:

$$\sigma_{on\ arg.}^{konpr.} = \frac{3770 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{4} = 942,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Ondoren, gilbordura tentsio onargarria aztertuko da adierazpen honen bitartez:

$$\sigma_{on\ arg.}^{gilb.} = \frac{F_{zilindro}}{A_{sezioa}} = \frac{F_{zilindro}}{b \cdot h} \quad \text{Non; } \sigma_{on\ arg.}^{gilb.} : \text{Gilbordura tentsio onargarria}$$

$F_{zilindro}$: Zilindroak garatutako indarra

A_{sezioa} : Bermaketaren azalera

Beraz, datu guztiak ordezkaturik:

$$\sigma_{on\ arg.}^{gilb.} = \frac{F_{zilindro}}{b \cdot h} = \frac{40.000(kg)}{45 \cdot 70(cm^2)} = 12,7 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Dagoeneko “ ω ” koefizientearen eta konpresio tentsio onargarriaren balioak definituta daudelarik, hauek hasierako adierazpenean ordezkaturik gilbordura fenomenoaren agertzeko arriskua dagoen aztertuko da.

$$\omega = \frac{\sigma_{on\ arg.}^{konpr.}}{\sigma_{on\ arg.}^{gilbor.}} \Rightarrow \sigma_{on\ arg.}^{gilbor.} \cdot \omega \leq \sigma_{on\ arg.}^{konpr.} \Rightarrow 12,7 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \cdot 1,30 = 16,507 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 942,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Onargarria

Ikusten da elementu honetan emango den tentsioak txikiegiak direla, kontutan izanda lotura pieza hauek puntzoi eroalearen material berberekoak direla: ST 275 JR

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370 \text{ Mpa}$

Fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} = 300 \text{ Mpa}$

Azkenik lotura piezaren eta puntzoi eroalearen arteko lotura kalkulatu da. Lotura hau soldaduraren bitartez izango da. Kalkuluak Gere, J. eta Timoshenko, S.-en "Mecánica de materiales" eta Spotts, M. eta Shoup, T.-en "Elementos de máquinas" liburuetan agertzen diren adierazpenak jarraituz egin dira.:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ; \quad A = n \times 0,707 \times l \times h \quad ; \quad \tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.}$$

Non; τ = Soldaduran sortuko den tentsio ebakitzaila kg/mm^2 -tan
 F = Pletina bik jasan beharko duten indarra kg -tan = $2800/2=1400 \text{ kg}$
 A = Soldaduraren azalera mm^2 -tan
 n = Soldadura kopurua = 4
 l = Soldaduraren luzera mm -tan = 60 mm
 h = Soldaduraren altuera mm -tan
 σ_{flu} = Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm^2 -tan = $46,89 \text{ kg/mm}^2$
 $S.K.$ = Soldadurarako segurtasun koefizientea = 6

Beraz,

$$A = 4 \times 0,707 \times 60 \times h = 169,68 \times h$$

$$\tau = \frac{1400}{169,68 \times h} = 8,25 \times h$$

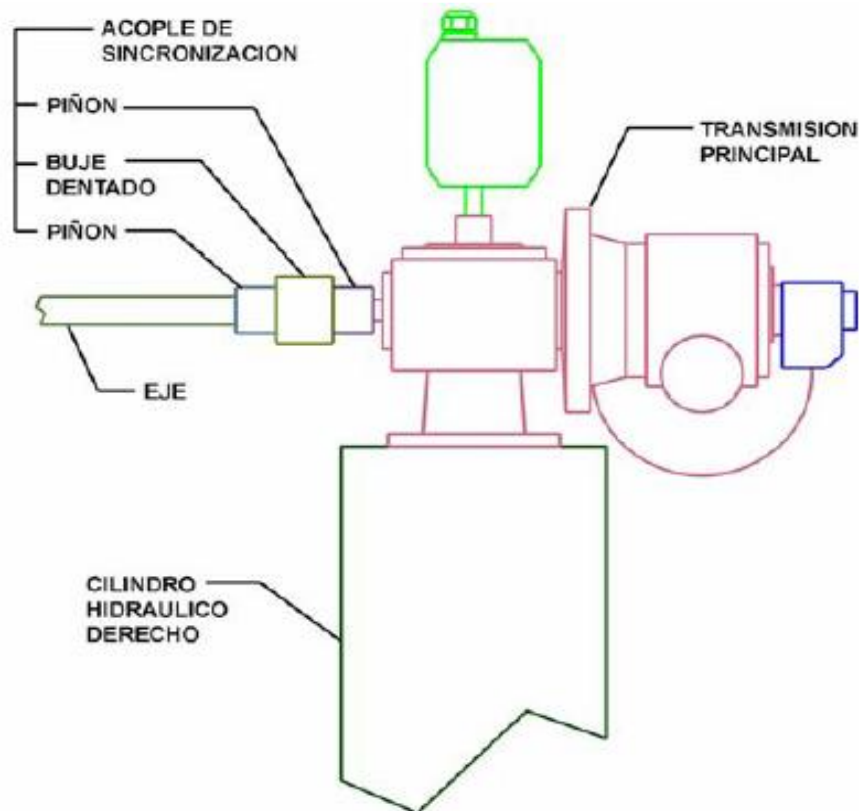
$$\tau = \frac{0,5 \times 46,89}{6} = 8,25 \times h \Rightarrow h = 0,47 \text{ mm}$$

Azkenean, segurtasun kontua dela eta $h=10 \text{ mm}$ hartuko dugu.

3.3.3. Sinkronizazio sistemaren kalkulua

Sinkronizazio sistema ondorengo osagaien osatuta dago: motore erreduktorea, torloju amaigabeak, koroa eta bihurtura ardatza. Motorreduktoreak transmisio arrabolaren bitartez lotuta dauden bi torloju amaigabeen eta haiei lotuta dauden koroen biraketa sortzen du. Koroen biraketak haiei lotuta eta zilindroaren barnean dauden ardatzen biraketa eragiten du, modu honetan topearen igoera eta jaitsiera lortzen delarik. Topea torloju baten moduan ardatzari dago lotuta eta honen mugimendu bertikala lortzeko alboetan dauden buloien bitartez topearen biraketa ekiditen da.

Arrabolak tolesgailu hidraulikoak eragiten dituen 80 Tn-ko indarra jasango du bere bi alboetan, bastidorearen bermatze guneetan hain zuzen ere. Gainera arrabola puntzoi eroaleak soldatuta dituen berma puntuetan lotuta geldituko da honek dituen zirien bitartez. Beronen kalkulurako ASME kodea eta Gere, J. eta Timoshenko, S.-en “Mecánica de materiales” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.



3.3.57 Irudia

Hasierako datuak:

Zilindroen ibilbidea = 135 mm

Arrabola eta ziri-ardatzaren arteko distantzia: h = 200 mm

Puntzoi eroalearen berma puntuetan eragiten den indarra: F = 40000 kg

Arrabolaren berma puntuen arteko distantzia: L = 4110 mm

Puntzoi eroalearen berma puntuen arteko distantzia: l = 3481 mm

Arrabolaren ustezko pisua: W = 205 kg

3.3.3.1. Ziri ardatzaren kalkulua

Hasierako datuak:

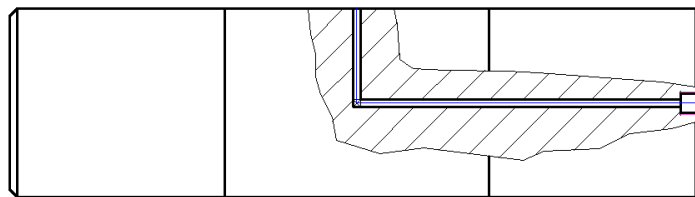
Materiala: F-1140

Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 63 \text{ kg/mm}^2$

Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 40 \text{ kg/mm}^2$

Tentsioa onargarria: $\sigma_{onar} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Ziriaren eragiten den indarra: F = 40.000 kg



3.3.58 Irudia

Elementu honen kalkulurako bere zeharkako azalera sortuko diren tentsio ebakitzailak kontutan izan dira.

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Indarra zati 2 egin da tentsio ebakitzailak ziriaren bi alboetara banatuko direlako.

Non;

τ = Sortutako tentsio ebakitzaila kg/cm^2 -tan

F = Eragingo den indarra kg -tan = 40.000 kg

A = Ziri ardatzaren zeharkako azalera

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \times F}{\tau \times \pi}} = \sqrt{\frac{2 \times 40000}{\frac{3150}{2} \times \pi}} = 4,021 \text{ cm} = 40,21 \text{ mm}$$

Segurtasun handiagoa izateko 50mm-takoa hartuko da..

- Landapen indarraren kalkulua:

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

Non; σ = Sortutako tentsio axialak kg/mm²-tan

F = Eragingo den indarra kg-tan = 40.000 kg

A = Bermatzearen azalera mm²-tan

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{40.000}{t \times s} = \frac{40.000}{70 \times 120} = 4,762 \text{ kg/mm}^2$$

- Momentu makurtzaileak sortuko dituen tentsio axialak:

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non; σ = Makurduragatik sortuko diren tentsio axialak kg/mm²-tan

M = Momentu makurtzailea kg·mm-tan = 40.000 x 60 kg·mm

y = Ertzetik lerro neutroraino dagoen distantzia mm-tan = 50 mm

I_{LN} = Inertzi momentua lerro neutroarekiko mm⁴-tan

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{40.000 \times 60 \times 50}{\frac{70 \times 100^3}{12}} = 20,571 \text{ kg/mm}^2$$

- Makurduraren ondorioz sortutako tentsio ebakitzzaileak:

$$\tau = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}}$$

Non; ζ = Tentsio ebakitzzailea kg/mm²-tan

V = Indar ebakitzzailea kg-tan = 40.000 kg

Q = Momentu estatikoa mm³-tan

b = Ebakiduraren zabalera mm-tan

I_{LN} = Inertzi momentua lerro neutroarekiko mm⁴-tan

Tentsio ebakitzaila hau, maximoa izango da sekzioaren erdian:

$$\tau_{\max} = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}} = \frac{V \times \frac{b \times h^2}{8}}{b \times \frac{b \times h^3}{12}} = \frac{3 \times V}{2 \times A} = \frac{3 \times 40.000}{2 \times 70 \times 100} = 8,57 \text{ kg/mm}^2$$

“Mohr”-en zirkuluaren bitartez tentsio maximo eta minimoak kalkulatu dira:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{20,571 + 4,762}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{20,571 - 4,762}{2}\right)^2 + 8,57^2}$$

$$\sigma_1 = 24,325 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_2 = 1,007 \text{ kg/mm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko “Mises-Hencky”-ren teorema aplikatu behar da.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{20,325^2 + (1,007)^2 - (20,325 \times 1,007)}{2}} = 14,03 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{40}{14,03} = 2,85$$

Segurtasun koefizientea bat baiño handiago denez ez dago apurketa arriskurik, beraz suposatutako neurriak egokiak dira.

3.3.3.3. Bermaketaren soldaduraren kalkulua

Bermaketaren soldadura kalkulatzeko indarra aplikatuta dagoen puntuan tentsio ebakitzailak eta momentu makurtzailearen bitartez tentsio axialak sortuko direla kontutan izan behar da. Tentsio ebakitzailak, tentsio ebakitzaila zuzenak deituko zaie, τ_d , eta tentsio axialei berriz tentsio ebakitzaila ez-zuzenak, τ_i . Hauen kalkulurako Spotts, M. eta Shoup, T.-en "Elementos de máquinas" liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

$$\tau_T = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_i^2} \quad ; \quad \tau_d = \frac{V}{A} = \frac{V}{2 \times 0,707 \times h \times c} \quad ; \quad \tau_i = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{F \times d \times y}{2 \times \left(\frac{h \times c^3}{12} + (c \times h) \times l^2 \right)}$$

- Non;
- V = Sortutako indar ebakitzaila kg-tan = 40.000 kg
 - h = Soldaduraren altuera mm-tan
 - c = Soldaduraren luzera mm-tan = 251 mm
 - F = Bermatzean aplikatutako indarra kg-tan = 40.000 kg
 - d = Indarraren aplikazio puntutik soldaduraraino dagoen distantzia mm-tan = 180 mm
 - y = Soldaduren lerro neutrotik hertzera dagoen distantzia mm-tan
 - l = Soldaduren lerro neutrotik haien ardatzera dagoen distantzia mm-tan

Balioak ordezkatzuz:

$$\tau_d = \frac{40.000}{2 \times 0,707 \times h \times 251} = \frac{112,7 \text{ kg}}{h} / \text{mm}^2$$

$$\tau_i = \frac{40000 \times 180 \times \left(\frac{70}{2} + h \right)}{2 \left(\frac{h \times 251^3}{12} + (251 \times h) \times \left(\frac{70 + h}{2} \right)^2 \right)} = \frac{252 \times 10^6 + 7,2 \times 10^6 h}{2,636 \times 10^6 h + 502 h \times \left(\frac{70 + h}{2} \right)^2}$$

Kalkuluak errazteko $h = 10 \text{ mm}$ kontsideratuko da.

$$\tau_d = 11,27 \text{ kg} / \text{mm}^2 \quad ; \quad \tau_i = 9,42 \text{ kg} / \text{mm}^2 \quad ; \quad \tau_T = \sqrt{11,27^2 + 9,42^2} = 14,69 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

$$\zeta = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.}$$

Soldaduraren fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} : 70,23 \text{ kg/mm}^2$

$$S.K. = \frac{0,5 \times 70,23}{14,69} = 2,39$$

Segurtasunagatik $h = 15 \text{ mm}$ hartuko da honela S.K. handiago bat lortuko dugu soldaduraren kalkuluaren bermapena ziurtatuz.

Kalkuluak hurrengoak izango dira $h = 15 \text{ mm}$ kontsideratuz:

$$\tau_d = 7,51 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad ; \quad \tau_i = 6,78 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad ; \quad \tau_T = \sqrt{7,51^2 + 6,78^2} = 10,114 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\zeta = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.}$$

Soldaduraren fluentzizko tentsioa: $\sigma_{flu} : 70,23 \text{ kg/mm}^2$

$$S.K. = \frac{0,5 \times 70,23}{10,114} = 3,5$$

Segurtasun koefiziente hau nahiko handiaenez soldadura bermatura geratuko da.

3.3.3.4 Bihurdura arrabolaren kalkulua

Arrabolaren kalkulurako ASME kodea erabiliko da. Kode honek arrabolan egon daitezken karga aldaketak edo biraketengatik agertu daiteken nekea aurratsen du koefiziente batzuen bitartez.

$$\tau_{\max} = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} = \sqrt{\left(\frac{C_m \times \sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zirkularra zurruna denez:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Bihurdura arrabolaren diametroa lortu nahi denez:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times S.K.}{0,5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non; d = Arrabolaren diametroa mm-tan

σ_{flu} = Materialaren fluentzia tentsioa kg/mm²-tan = 80 kg/mm²

C_m eta C_t = Kolpeak eta nekea kontutan hartzen dituzten koefizienteak.

ASME KODEA-ren tauletan begiratzuz (ardatz birakorrentzako koefizienteak)

M = Momentu makurtzaile maximoa.

T = Momentu bihurtzaile maximoa

Diseinu datuak:

F-1250 altzairua

$$\sigma_R = 95 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{flu} = 80 \text{ kg/mm}^2$$

$$A(\%) = 6\%$$

$$S.K. = 1,5$$

$$C_m = 1,5$$

$$C_t = 1$$

Tauletan begiratuta erreakzioen eta momentu makurtzaileen balioak lortu dira:

$$a = b = 346 \text{ mm (landapenetik indarrera arteko distantzia)}$$

$$L = 4633 \text{ mm (luzera osoa)}$$

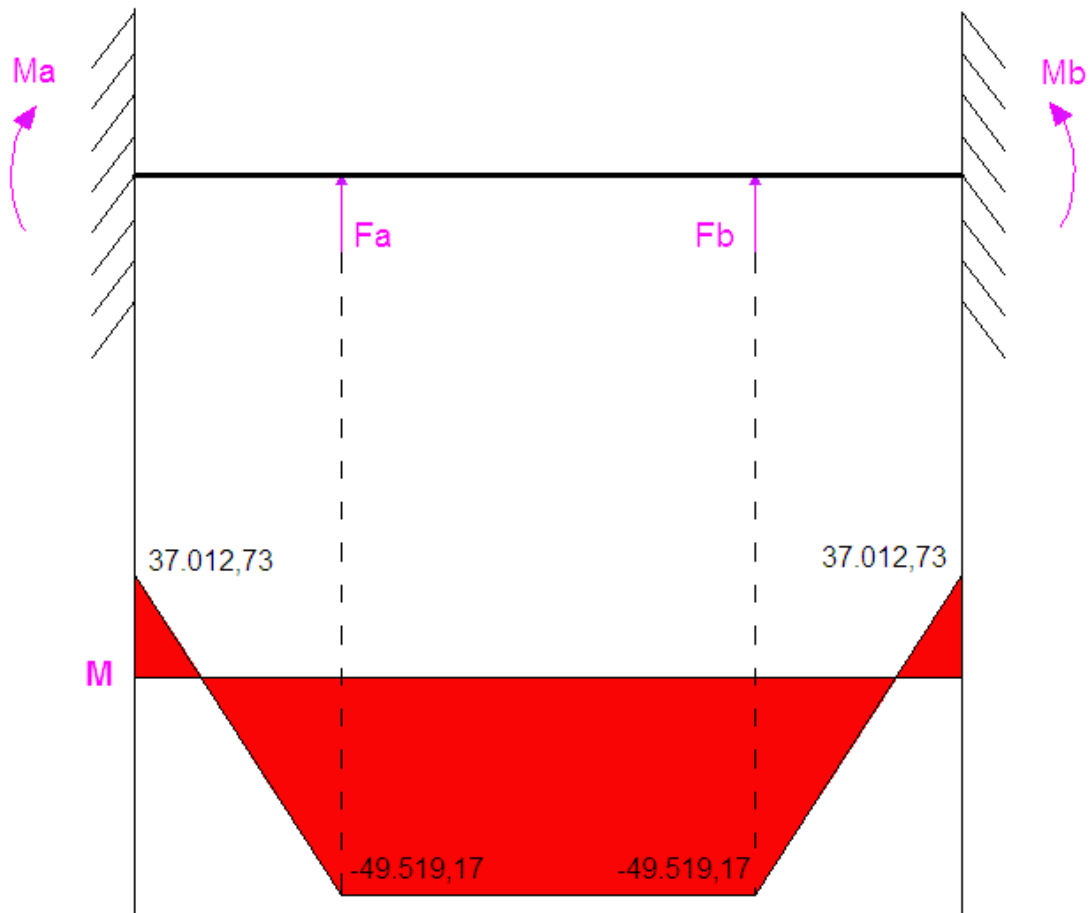
$$R_a = 40.000 \text{ kg}$$

$$R_b = 40.000 \text{ kg}$$

$$M_a = \frac{F_a \times (L - a)}{L} = \frac{40.000 \times (4633 - 346)}{4633} = 37.012,73 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

$$M_b = \frac{F_b \times (L - b)}{L} = \frac{40.000 \times (4633 - 346)}{4633} = 37.012,73 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

Momentu makurtzaile maximoa:



3.3.60 Irudia

Momentu bihurtzaile maximoa hurrengo izango da:

$$M_T = \frac{F}{2} \times l$$

Non; F = indar bihurtzailea: F = 40.000 kg.

L = euskarri eta ardatzarena arteko distantzia. l = 20 cm

$$M_T = \frac{F}{2} \times l = \frac{40.000}{2} \times 20 = 400.000 \text{ kg/cm}^2$$

Argi ikusten dena zera da, momentu bihurtzaile maximoak beso bikote bakoitzean ematen direla, eta ASME kodea gune kritikoenean aplikatu behar denez:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times S.K.}{0.5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1,5}{0,5 \times 8000 \times \pi} \times \sqrt{(1,5 \times 49,52 \times 10^3)^2 + (1 \times 400 \times 10^3)^2}} = 9,19 \text{ cm} = 91,9 \text{ mm}$$

Segurtasun koefizientea S.K. = 1,5 izan denez, arriskurik ez egoteko d = 120 mm hartuko da.

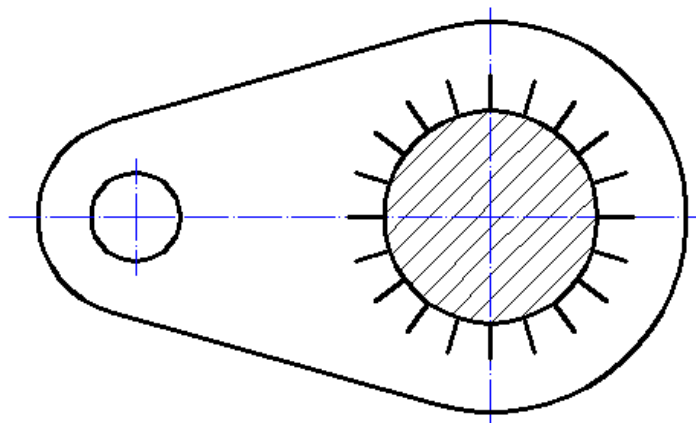
Ardatzaren diametroa izanda jarraian momentu bihurtzaile maximoa jasaten duen begiratu behar da, jakinda maximoa beso bikote bakoitzean ematen delarik.

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \times T}{\pi \times \tau}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 400.000}{\pi \times 4000}} = 3,993 \text{ cm} \Rightarrow d_{\min} = 7,96 \text{ mm} = 79,6 \text{ mm}$$

Frogatzen da bihurduraren aurrean ez dagoela arriskurik. Aurrerago lortu dugun d=120 mm-koa baita.

3.3.3.5. Bihurdura arrabolaren besoen kalkulua

Porta-puntzoitik bihurtura arrabolara indarra transmititzeko besoak kalkulatu behar dira. Pieza honen kalkulua egiterakoan trakziozko eta konpresiozko tentsioak eta indarrak sortzen duen momentu makurtzaileagatik bihurtura arrabolaren kontaktu gunean sortzen diren tentsio axialak kontutan izango dira.



3.3.61 Irudia

Kalkulurako Gere, J. eta Timoshenko, S.-en "Mecánica de materiales" liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

- Datuak:
- Berma puntuen materiala: DIN ST 275 JR
 - Apurketa tentsioa: $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$
 - Fluentzia tentsioa: $\sigma_{flu} = 300 \text{ Mpa}$
 - F : besoetan aplikatuta dagoen indarra: 42500 kg.
 - b : besoen euskarrien arteko distantzia: 200 mm
 - D : beso eta bihurtura arrabolaren loturaren diametroa: 120 mm
 - d : ziriaren zuloko diametroa: 50 mm
 - e : piezaren lodiera: 55 mm
 - D_{kan} : beso eta ardatzaren lotze guneko kanpo diametroa: 220 mm
 - D_{kan} : beso eta ziriaren lotura gunearen kanpo diametroa: 110 mm

Ziriarekiko kontaktu guneko tentsioak aztertuko dira, ardatzarekiko kontaktu gunekoak baino handiagoak direlako, azalera txikiagoa izateagatik eta beraz, gune honek apurketa arrisku handiagoa duelako.

Trakziozko tentsioak:

$$\sigma_{\text{trakzio}} = \frac{F}{A}$$

Non; σ_{trakzio} = Sortuko diren trakziozko tentsioak kg/cm²-tan

F = Aplikatutako indarra kg-tan = 20.000 kg

A = Zeharkako azalera trakzio gunean cm²-tan

$$\sigma_{\text{trakzio}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2 \times \left(\left(\frac{D_{kan} - d}{2} \right) \times e \right)} = \frac{20.000}{2 \times (3 \times 5,5)} = 606,06 \text{ kg/cm}^2$$

Konpresiozko tentsioak:

$$\sigma_{\text{konpresio}} = \frac{F}{A}$$

Non; $\sigma_{\text{konpresio}}$ = Sortuko diren konpresiozko tentsioak kg/cm²-tan

F = Aplikatutako indarra kg-tan = 20.000 kg

A = Zeharkako azalera konpresio gunean cm²-tan

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{d \times e} = \frac{20.000}{5 \times 5,5} = 727,27 \text{ kg/cm}^2$$

Apurketa arriskurik ez dagoela frogatzen da.

Ondoren makurduraren ondorioz agertzen diren tentsio axialak aztertuko dira:

$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non; σ = Sortutako tentsio axialak kg/cm²-tan

M = Sortutako momentu makurtzailea kg · cm-tan

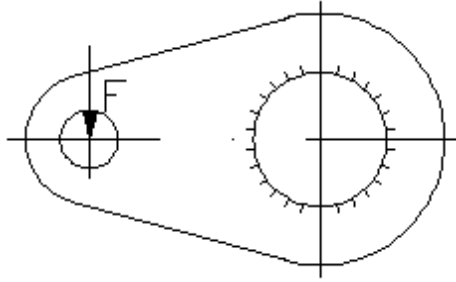
y = Zeharkako azaleraren LN-tik ertzera dagoen distantzia = 110 cm

I_{LN} = Zeharkako azaleraren inerti momentua cm⁴-tan

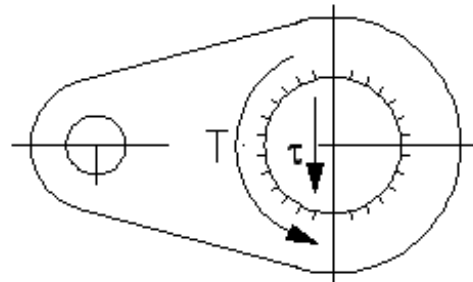
$$\sigma = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{F \times b \times y}{I_{LN}} = \frac{42500 \times 200 \times 110}{40,883 \times 10^6} = 22,87 \text{ kg/cm}^2$$

3.3.3.6. Bihurdura arrabola eta bere besoen arteko soldadura

Kasu honetan bi motatako tentsio ebakitzzaileak sortuko dira soldaduran. Alde batetik indarrak sortzen dituenak, τ_d , eta beste alde batetik momentu bihurtzaileak sortzen dituenak, τ_t . Soldaduren kalkulurako Spotts, M. eta Shoup, T.-en "Elementos de máquinas" liburuaren irizpidea jarraituko da.



3.3.62 Irudia



3.3.63 Irudia

$$\tau_d = \frac{P}{A} \quad ; \quad \tau_t = \frac{T \times r}{I_p} \quad ; \quad \tau = \tau_d + \tau_t = \frac{0.5 \times \sigma_{flu}}{S.K.}$$

- Non;
- τ = Soldaduraren tentsio ebakitzzaileak kg/mm²-tan
 - τ_d = Soldaduraren tentsio ebakitzzaile zuzena kg/mm²-tan
 - τ_t = Soldaduraren bihurtura tentsioa kg/mm²-tan
 - P = Soldadurarekiko indarra kg-tan (beso bakoitzean) = 40.000kg
 - A = Soldadura kordoen azalera totala mm²-tan (beso bakoitzean)
 - T = Sortutako momentu bihurtzailea kg · mm-tan
 - r = Soldaduraren grabitate zentrotik urrunen dagoen puntu-arte dagoen distantzia mm-tan = 120/2 = 60 mm
 - I_p = Besoko soldadura bakoitzaren momentu polarra mm⁴-tan
 - I_{p-totala} = Besoko soldaduren momentu polar totala mm⁴-tan

Horrela:

$$A = 2 \times (0,707 \times h \times 2 \times \pi \times r) = 533,06 \times h$$

$$T = P \times b = 20.000 \times 200 = 4 \times 10^6 \text{ kg} \times \text{mm}$$

Non b = Indarraren eta soldaduraren grabitate zentroaren arteko distantzia.

$$r = \frac{120}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$I_p = 2 \times \pi \times r^3 \times 0,707 \times h = 2 \times \pi \times 60^3 \times 0,707 \times h = 959517,8 \times h$$

$$I_{p_{totala}} = I_p \times 2 = 1919035,56 \times h$$

Formulak aplikatuz:

$$\tau_d = \frac{P}{A} = \frac{20.000}{533,06 \times h} = \frac{37,52}{h}$$

$$\tau_t = \frac{T \times r}{I_p} = \frac{4 \times 10^6 \times 60}{1919035,56 \times h} = \frac{125,063}{h}$$

$$\tau = \tau_d + \tau_t = \frac{37,52}{h} + \frac{125,063}{h} = \frac{162,583}{h}$$

$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow \frac{162,583}{h} = \frac{0,5 \times 70,23}{2} \Rightarrow h = 9,26 \text{ mm}$$

Azkenik seguritateagatik soldaduraren lodiera 35 mm-takoa izango dela erabaki da.

3.3.4. Transmisio sistema**3.3.4.1. Torloju amaigabearen eta koroaren kalkulua**

Piezaren kalkulurako Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de maquinas” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.



3.3.64 Irudia

Hasierako datuak:

Topearen ibiltartea: 135 mm

μ_s = Hortzen arteko marruskadura koefizientea = 0,15

i = Transmisioaren erlazioa = 6

l = Ardatzaren pausua mm-tan = 12 mm

r_a = Ardatzaren hariaren erradioaren mm-tan = 40 mm

n_a = Ardatzaren abiadura angeluarra bira minututan = 23 bira/min

n_t = Amaiera gabeko torlojuaren abiadura angeluarra = $n_a \times i$ = 138 bira/min

d = Amaiera gabeko torlojuaren eta koroaren arteko distantzia = 49,41 mm

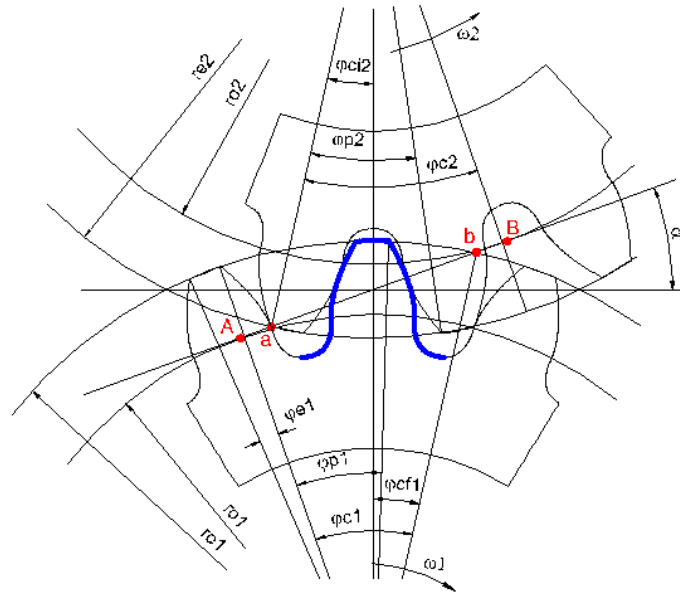
z_p = Amaiera gabeko torlojuaren sarrerak = 4

z_r = Koroaren hortz kopurua = 24

m = Topearen masa kg-tan = 8,23 kg

α = Presio angelua (normalizatuta dago) = 20°

m_n = Modulu normala mm-tan = 2,5 mm



3.3.65 Irudia

Amaiera gabeko torlojuak mugituko dituen motorra aukeratzeko torloju amaigabearen eta koroaren diametro primitiboak kalkulatu beharko dira. Honetarako “Makinen diseinua” gaiko apunteetan agertzen den metodo iteratiboa jarraituko dugu:

$$i \times \sec \beta_R + \operatorname{cosec} \beta_R = \frac{2 \times \Delta}{m_n \times z_p}$$

Balioak ordezkatzuz:

$$6 \times \sec \beta_R + \operatorname{cosec} \beta_R = \frac{2 \times 49.41}{2.5 \times 4} = 9.882 \quad [1]$$

β_R angeluaren aurretiko balioa lortzeko:

$$\text{Aurretiko koroaren diametroa} = D_r = m_n \times z_r = 2.5 \times 24 = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Aurretiko amaiera gabeko torlojuaren diametroa} = d_p = 2 \times d - D_r$$

$$d_p = 2 \times 49.41 - 60 = 38.82 \text{ mm}$$

$$\frac{d_p}{m_n \times z_p} = \operatorname{cosec} \beta'_R = \frac{38.82}{2.5 \times 4} = 3.882 \Rightarrow \beta'_R = 14.928 = 14^\circ 55' 40''$$

Aurreko akuzioaz baliatuz angeluaren balore ezberdinekin jokatur, metodo iteratiboa erabiliz, β_R balore ezberdinak lortuko ditugu:

$$9,882 - (6 \times \sec 14,928) = 3,6724 = \operatorname{cosec} \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15,803 \approx 15^\circ 48' 11''$$

$$9,882 - (6 \times \sec 15,803) = 3,6463 = \operatorname{cosec} \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15,917 \approx 15^\circ 55' 2''$$

$$9,882 - (6 \times \sec 15,917) = 3,6428 = \operatorname{cosec} \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15,937 \approx 15^\circ 56' 12''$$

$$9,882 - (6 \times \sec 15,937) = 3,6422 = \operatorname{cosec} \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15,936 \approx 15^\circ 56' 9''$$

$$9,882 - (6 \times \sec 15,936) = 3,6422 = \operatorname{cosec} \beta'_R \rightarrow \beta_R = 15,936 \approx 15^\circ 56' 9''$$

Azkenengo honekin balio berdinak lortu direnez, $\beta_R = 15,936$ hartuko da.

Egiaztapena:

$$6 \times \sec 15,936 + \operatorname{cosec} 15,936 = 9,8819 \quad [2]$$

[2] eta [1] emaitzak bata bestearekin konparatuz ikusten den baloreen arteko errorea (diferentzia) oso urria da. Hau da mespretxagarria, $\varepsilon = 0.0001$ delako.

3.3.4.2. Torloju amaigabearen dimentsioak**3.3.66. Irudia**

m_n = Modulu normala mm-tan = 2,5 mm

n_t = Abiadura angeluarra = 140 bira minutuko

z_p = Hertz kopurua = 4

d_p = Diametro primitiboa = $m_n \times z_p \times \operatorname{cosec} \beta_R = 2,5 \times 4 \times 3,642 = 36,42 \text{ mm}$

d_i = Barneko diametroa = $d_p - 2,5 \times m_n = 36,42 - (2,5 \times 2,5) = 30,17 \text{ mm}$

d_e = Kanpoko diametroa = $d_p + 2 \times m_n = 36,42 + (2 \times 2,5) = 41,42 \text{ mm}$

a = Addenduma = 2,5 mm

b = Deddenduma = $1,25 \times m_n = 1,25 \times 2,5 = 3,125 \text{ mm}$

h = Hertzaren altuera = $a + b = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$

α = Presio angelua = 20°

β_p = Hariaren inklinazio angelua = $90^\circ - \beta_R = 90 - 15,56 = 74,4^\circ$

m_{ax} = Modulu axiala = $\frac{m_n}{\operatorname{sen} \beta_p} = \frac{2,5}{0,96} = 2,6 \text{ mm}$

p_{ax} = Pausu axiala = $\pi \times m_{ax} = \pi \times 2,6 = 8,17 \text{ mm}$

p = Torlojuaren pausua = $p_{ax} \times z_p = 8,17 \times 4 = 32,68 \text{ mm}$

3.3.4.3. Koroaren neurriak

3.3.67 Irudia

m_n = Modulua mm-tan = 2,5 mm

n_a = Biraketa kopurua = 23 bira minutuko

z_R = Hertz kopurua = 24

d_r = Diametro primitiboa = $m_n \times z_R \times \sec \beta_R = 2,5 \times 24 \times 1,04 = 62,4 \text{ mm}$

d_i = Barneko diametroa = $d_r - 2,5 \times m_n = 62,4 - (2,5 \times 2,5) = 56,15 \text{ mm}$

d_e = Kanpoko diametroa = $d_r + 2 \times m_n = 62,4 + (2 \times 2,5) = 67,4 \text{ mm}$

a = Addenduma = 2,5 mm

b = Deddenduma = $1,25 \times m_n = 1,25 \times 2,5 = 3,125 \text{ mm}$

h = Hertzaren altuera = $a + b = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$

α = Presio angelua = 20°

β_R = Hariaren malda angelua = $90^\circ - \beta_p = 90 - 74,4 = 15,56^\circ$

m_c = Itxurazko modulua = $m_{ax} = 2,6 \text{ mm}$

D = Diametro osoa = $2 \times d - 0,707 \cdot (d_p - 2 \times m_n) = 2 \times 49,41 - (36,42 - 2 \times 2,5) = 76,61 \text{ mm}$

- Torloju amaigabearen indar tangenziala edo koroaren iraulpen indarra:

$$F_t = \frac{M_{\text{torloju}}}{r_1}$$

Non; F_t = Torlojuaren indar tangenziala edo koroaren iraulketa indarra kg-tan
 M_{torloju} = Torloju amaigabearengan aplikatutako momentua = 0,64 kg·m
 $r_1 = r_p$ = Torloju amaigabearen erradio primitiboa m-tan = 0,0181 m

Balioak ordezkatzuz:

$$F_t = \frac{0,64}{0,0181} = 35,31 \text{ kg}$$

- Indar erradiala:

$$F_r = \frac{F_t \times \text{tg} \alpha}{\text{tg} \beta_p}$$

Non; F_r = Indar erradiala kg-tan
 F_t = Torlojuaren indar elkartuta edo koroaren iraulpen indarra = 35,31 kg
 α = Presio angelua = 20°
 β_p = Hariaren maldaren angelua = 74,4°

Balioak ordezkatzuz:

$$F_r = \frac{35,14 \times 0,364}{3,487} = 3,69 \text{ kg}$$

- Torloju amaigabearen iraulketa indarra edo koroaren indar tangenziala:

$$F_a = \frac{F_t}{\text{tg} \beta_p}$$

Non; β_p = Hariaren maldaren angelua = 74,4°
 F_a = Torloju amaigabearen iraulketa indarra edo koroaren indar tangenziala kg-tan
 F_t = Torlojuaren indar tangenziala edo koroaren iraulpen indarra kg-tan = 35,31 kg

Balioak ordezkatur;

$$F_a = \frac{35,31}{3,487} = 10,12kg$$

- Hortzen gaineko indar totala:

$$F_{Totala} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{35,31^2 + 3,69^2 + 10,12^2} = 36,92kg$$

3.3.4.5. Hortzen moduluaren konprobaketa

Hasiera baten modulu bat aukeratu zenez, jarraian, modulu honen balio axialak, sortzen diren indarrak jasateko gai den frogatuko da honetarako Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de maquinas” liburuan datorren irizpidea jarraituko da.

Hasierako datuak:

$$m_{\max} = m_c = \frac{m_n}{\sin\beta_p} = \frac{2,5}{\sin 74,44} = 2,6\text{mm}$$

$$F_t = 35,31 \text{ kg}$$

$$m_c \geq \sqrt{\frac{5 \times F_t}{K \times R}}$$

Non; m_c = Modulu zirkunferentziala mm-tan

F_t = Torlojuarengan aplikatuta dagoen indar tangenziala kg-tan = 35,31 kg

K = Tailatze akaberako konstantea = 12 (artezketa)

R = Materialaren arabeko lanerako koefizientea = 6 (“acero moldeado”)

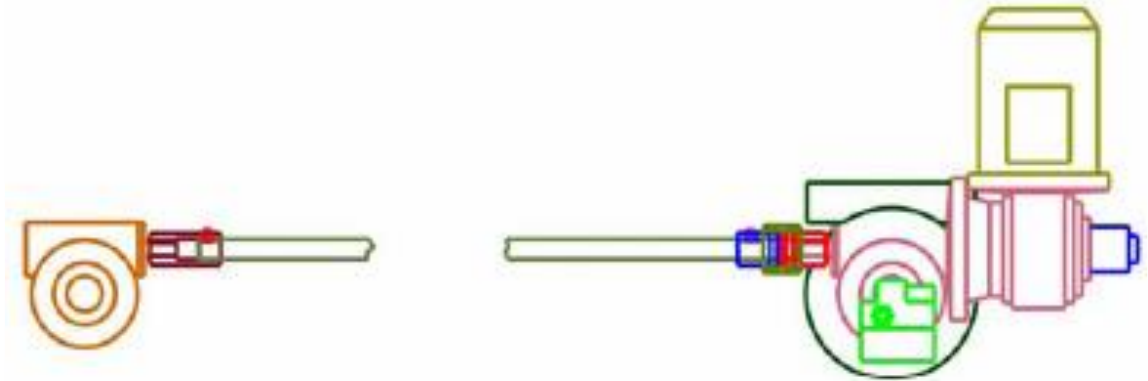
Balioak ordezkatzuz:

$$m_c \geq \sqrt{\frac{5 \times 35,31}{12 \times 6}} = 1,58\text{mm}$$

Kasu honetan lortutako balioa baino handiagoa den modulu zirkunferentziala, $m_c = 2,6 \text{ mm}$, hartuenez, torloju eta koroaren hariak sortuko diren indarrak jasango dituzte.

3.3.4.6. Motor erreduktorearen eta akoplamenduaren aukeraketa

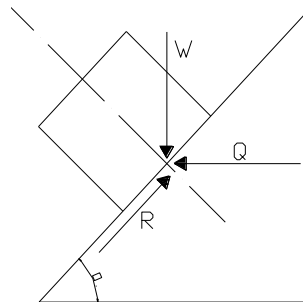
Motorraren aukeraketarako sisteman beharrezkoa den potentzia kontutan izan behar da, potentzia hau topearen desplazamendu maximoan ematen da. Honela, elementu multzoak aztertuz:



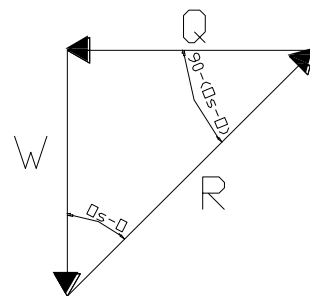
3.3.69 Irudia

- Topea – Ardatza multzoa:

Hariarengan eragiten duten indarren diagrama:



3.3.70 Irudia



3.3.71 Irudia

Torloju amaigabearen hariaren maldaren angelua: $\theta = 74,4^\circ$

Koroaren hariaren maldaren angelua: $\theta_s = 90^\circ$

Sinuaren teorema erabiliz

$$\frac{W}{\text{sen}[90 - (\theta_s - \theta)]} = \frac{R}{\text{sen}90} = \frac{Q}{\text{sen}(\theta_s - \theta)}$$

Beraz:

$$Q = \frac{W \times \text{sen}(\theta_s - \theta)}{\text{sen}[90 - (\theta_s - \beta\theta)]} = \frac{8,23 \times 0,19}{0,98} = 1,596 \approx 1,60 \text{kg}$$

non $W = 8,23 \text{ kg}$ topearen masa den

Ardatzaren momentu bihurtzailea ondorengoa izango da:

$$M = Q \times r_m$$

Non; $Q = 1,6 \text{ kg}$

$r_m =$ Ardatza eta topearen kontaktu puntuko erradioa mm-tan = 40 mm

Balioak ordezkatzuz:

$$M = Q \times r_m = 1,6 \times 40 = 64 \text{kg} \cdot \text{mm} = 0,064 \text{kg} \cdot \text{m}$$

- Ardatza – Koroa – Torloju amaigabea multzoa:

Aurreko atalean lortutako datutik abiatuz; $M = 0,064 \text{kg} \cdot \text{m}$ multzoaren karga Q lortu daiteke:

$$Q = \frac{M}{r}$$

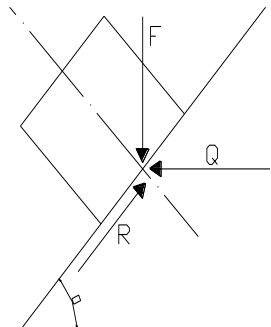
Non; $M = 64 \text{ kg} \cdot \text{mm}$

$R_r =$ Koroaren erradio primitiboa mm-tan = 31,2 mm

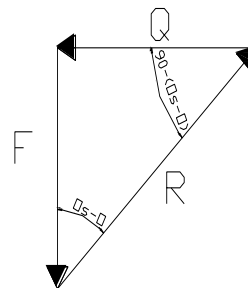
Balioak ordezkatzuz:

$$Q = \frac{64}{31,2} = 2,05 \text{kg}$$

Hortzarengan eragina duten indarren diagrama:



3.3.72 Irudia



3.3.73 Irudia

Sinuaren teorema erabiliz:

$$\frac{F}{\text{sen}[90 - (\theta_s - \theta)]} = \frac{R}{\text{sen}90} = \frac{Q}{\text{sen}(\theta_s - \theta)}$$

Beraz:

$$F = \frac{Q \times \text{sen}[90 - (\theta_s - \theta)]}{\text{sen}(\theta_s - \theta)} = \frac{2,051 \times 0,997}{0,0776} = 26,35 \text{ kg}$$

Motorraren momentu bihurtzailea:

$$M_{mot} = 2 \times F \times r_{p(\text{torloju-amaigabea})} = 2 \times 26,35 \times 18,21 = 959,67 \text{ kg} \cdot \text{mm} \approx 0,96 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Azkenik, motorrak eman beharreko potentzia:

$$Pot = \frac{M_{mot} \times n}{716} = \frac{0,96 \times 140}{716} = 0,189 \text{ ZP} = 0,14 \text{ kW}$$

Datu honetan oinarrituta ROSSI etxeko 0,18 kW = 0,24 ZP eta 149 bira/min-ko irteerako abiadura dituen motore erreduktorea aukeratu da, MR IV 40-63B 4 hain zuzen ere.

P_1 kW	n_2 min ⁻¹	P_2 kW	M_2 daN m	f_s	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	i
1)					2)	
0.18	20	0.13	6.1	1.6	MR IV 40 - 63 B 4	3.5 x20

3.3.11 Taula

Motore erreduktorearen momentu bihurtzailea:

$$M_{mot} [\text{kg} \cdot \text{m}] = 716 \times \frac{Pot[\text{ZP}]}{n[\text{bira}/\text{min}]}$$

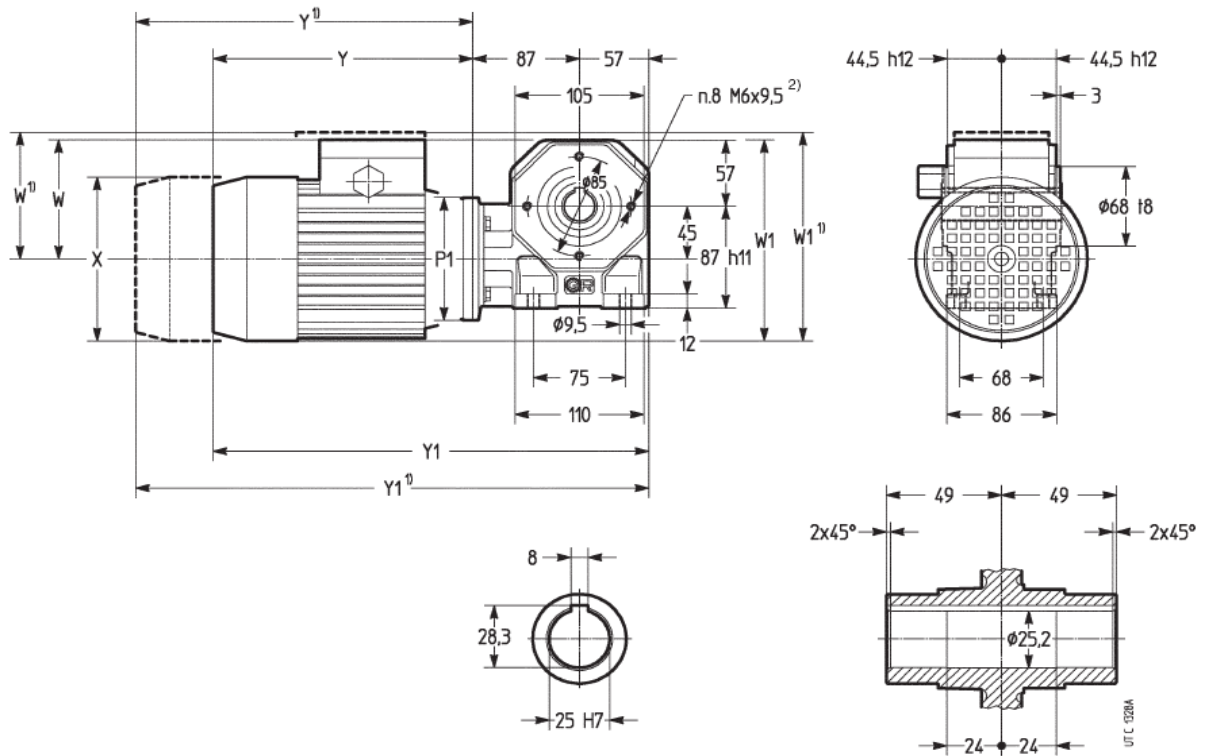
Beraz,

$$M_{mot} = 716 \times \frac{0,24}{140} = 1,28 \text{ kg} \cdot \text{m}$$



3.3.74 Irudia

Honako hauek izango dira motorraren dimentsioak:



3.3.75 Irudia

Behin motorra aukeratuta torloju amaigabearekin konektatzeko beharrezkoa den akoplamendua aukeratu beharko da. Akoplamendu hau motorra eta torloju amaigabearen arteko desbiderapenak agertu ez daitezzen erabiltzen da, hala nola, martxan jartzerako orduan sortzen diren esfortzuak murrizteko. Akoplamenduaren aukeraketarako ROTEX enpresak erabiltzen dituen adierazpenak jarraitu dira:



3.3.76 Irudia

- T_{KN} = Akoplamenduko momentu nominala
- T_N = Martxan jartzeko momentu nominala
- S_t = Tenperatura faktorea
- T_{Kmax} = Akoplamenduko momentu maximoa
- T_S = Akoplamendu momentuko gailurra
- S_z = Abian jartzeko faktorea
- T_{AS} = Sarrera momentuko gailurra
- M_A = Sarrera masaren faktorea
- S_A = Zerbitzu faktorea



3.3.77 Irudia

Katalogoan agertzen diren adierazpenak erabilia:

$$*T_{KN} \geq T_N \times S_t = 12,28 \times 1,2 = 14,736 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_N = 9550 \times \frac{Pot[Kw]}{n[r.p.m.]} [N \cdot m] = 9550 \frac{0,18}{140} = 12,28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S_t = 1,2$$

$$T_S \times S_z \times S_t = 27,85 \times 1,2 \times 1,2 = 40,11 \text{ Nm}$$

$$T_S = T_{AS} \times M_A \times S_A = 22,104 \times 0,7 \times 1,8 = 27,85 \text{ Nm}$$

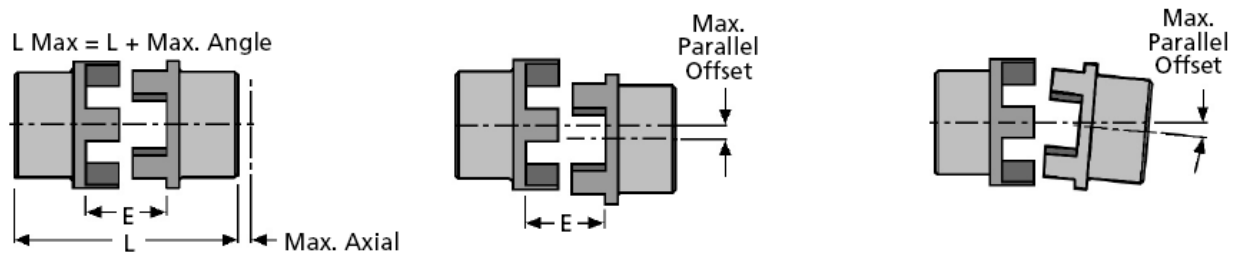
$$T_{AS} = S_A \times T_N = 1,8 \times 12,28 = 22,104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_A = 0,7; S_A = 1,8; S_z = 1,2; S_t = 1,2$$

T_{KN} eta T_{Kmax} balioak baino handiagoak jasango dituen akoplatzailea hartuko dugu ROTEX etxeko katalogoan, 24/28 92 Sh-A ereduak aukeratzen hain zuzen ere

Insert Part Number Size	Torque Tk (Nm)		Torsion Angle Rated Tkn	Torsion Angle Rated Tkn Max.	Max. Axial	Max. Parallel Offset at 1500 Rpm	Max. Angular Offset	Max. Angular Offset at 1500 Rpm Spare
	Tkn Rated	Tk max.						
RTE-14-YELL	7.5	15	6.40°	10°	1.0	0.17	1.2°	0.67°
RTE-19-YELL (will suit 19 or 19/24)	10	20	3.20°	5°	1.2	0.20	1.2°	0.82°
RTE-24-YELL (will suit 24 or 24/28)	35	70	3.20°	5°	1.4	0.22	0.9°	0.85°
RTE-28-YELL (will suit 28 or 28/38)	95	190	3.20°	5°	1.5	0.25	0.9°	1.05°
RTE-38-YELL (will suit 38 or 38/45)	190	380	3.20°	5°	1.8	0.28	1.0°	1.35°
RTE-42-YELL	265	530	3.20°	5°	2.0	0.32	1.0°	1.70°
RTE-48-YELL	310	620	3.20°	5°	2.1	0.36	1.1°	2.00°
RTE-55-YELL	410	820	3.20°	5°	2.2	0.38	1.1°	2.30°
RTE-65-YELL	625	1250	3.20°	5°	2.6	0.42	1.2°	2.70°
RTE-75-YELL	975	1950	3.20°	5°	3.0	0.48	1.2°	3.30°
RTE-90-YELL	2400	4800	3.20°	5°	3.4	0.50	1.2°	4.30°

3.3.12.Taula



3.3.78 Irudia

Motore-erreduktorea non dagoen kokatuta ikusi nahi izanez gero plano orokorrera jotea baino ez daukagu. Akoplamenduarekin gauza berbera gertatuko zaigu.

3.3.4.7. Transmisio ardatzaren kalkulua

Transmisio ardatzarentzat ASME kodea eta Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de maquinas” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira. Koefiziente zuzentzaile batzuen laguntzaz, ardatzean aplikaturiko kargak aldakorak direla kontsideratzen dira, nekearen arriskua agertu ez dadin.

**3.3.79 Irudia**

$$\tau_{\max} = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \quad ; \quad \tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zurruntzat:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Azkenik:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times S.K.}{0,5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non;

d = Ardatzaren diametroa mm-tan

S.K. = Segurtasun koefizientea = 1,5

Transmisio ardatzaren materiala: altzairua UNE F-1140

σ_{flu} = Materialaren fluzentziko tentsioa kg/mm²-tan = 40 kg/mm²

σ_R = 65 – 80 kg/mm²

A(%) = 17%

HB = 183 – 232 kg/mm²

C_m eta C_t = Asme kodearen koefizienteak nekea eta karga aldakorak kontutan hartzeko

= C_m = 2,0 eta C_t = 1,5

M = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu makurtzaile maximoa kg-mm-tan

T = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu bihurtzaile maximoa kg-mm-tan

Kasu honetan ardatz hau biraketa bat leku batetik bestera transmititzeko denez eta biraketa hori transmititzeko erabiltzen den momentu bihurtzailea berma puntuetan, zorroetan, aplikatuta dagoenez, ez du kanpoko indarririk aplikatuta izango. Beraz, bere kalkulurako torloju amaigabeek transmititzen dioten momentu bihurtzailea kontsideratuko da soilik, azkenengo emaitza handituz, ardatzaren berezko pisuak ekar ditzaken desbiderapenak ekidinez.



3.3.80 Irudia

Balioak ordezkaturik:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1,5}{0,5 \times 4000 \times \pi} \times \sqrt{(2 \times 0)^2 + (1,5 \times 128)^2}} = 0,9 \text{ cm} = 9 \text{ mm}$$

Lehen aipatu den bezala ardatzaren berezko pisuagatik sortu litezken desbiderapenak ekiditeko $d = 17 \text{ mm}$ aukeratu izan da.

3.3.4.8. Torloju amaigabeko errodamenduen aukeraketa

Jarraian torloju amaigabeen errodamenduen kalkulu eta aukeraketa egingo da. Errodamenduak aukeratzeko orduan hainbat puntu hartuko dira kontutan, esate baterako dimentsioak, karga estatikoak jasateko ahalmena edota neke kargak jasateko ahalmena.



3.3.81 Irudia



3.3.82 Irudia

Errodamenduengan aplikatuta dauden kargen kalkulurako CETA norma jarraituko da, bertan torloju amaigabe eta hortz helikoidaldun gurpiletan sortzen diren indarren adierazpenak aipatzen direlako.

Hasierako datuak:

$$F_a = \text{Torloju amaigabe bakoitzaren indar axiala kg-tan} = 35,31 \text{ kg}^*$$

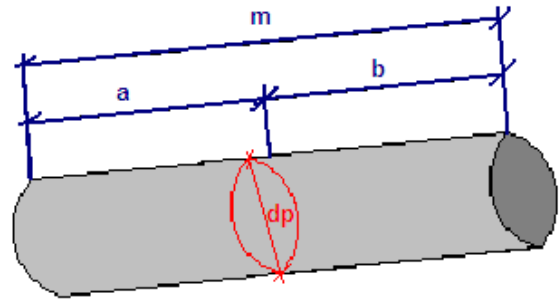
$$F_{a,\text{totala}} = \text{Indar axial totala} = 70,62 \text{ kg}^*$$

$$F_r = \text{Torloju amaigabe bakoitzaren indar erradiala kg-tan} = 3,69 \text{ kg}^*$$

$$F_{r,\text{totala}} = \text{Indar erradial totala} = 7,38 \text{ kg}^*$$

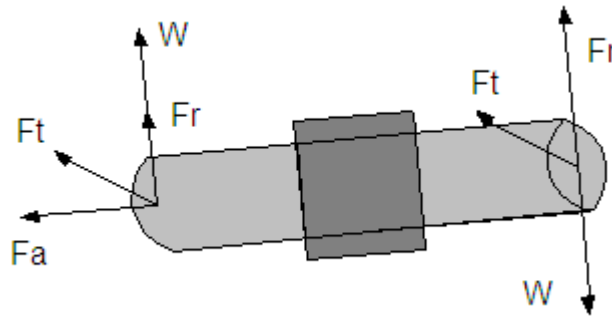
(*“3.3.4.4. Koroa eta torloju amaigabearen arteko indarrak” atalean lortutako emaitzak)

$b = 100 \text{ mm}$
 $m = 200 \text{ mm}$
 $a = 100 \text{ mm}$
 $r = d_p/2 = 36,42/2 = 18,125 \text{ mm}$



3.3.83 Irudia

Agertzen diren indarrak:



3.3.84 Irudia

- 2. eta 4. errodamenduak:

$$F_{t_{2,4}} = Ft \times \frac{b}{m} = 70,62 \times \frac{100}{200} = 35,31 \text{ kg}$$

$$Fr_{2,4} = Fr \times \frac{b}{m} = 7,38 \times \frac{100}{200} = 3,69 \text{ kg}$$

$$W_{2,4} = Fa \times \frac{r}{m} = 20,24 \times \frac{18,25}{200} = 1,834$$

Erradiala

$$Fra_{2,4} = \sqrt{F_{t_{2,4}}^2 + (Fr_{2,4} - W_{2,4})^2} = \sqrt{35,31^2 + (3,69 - 1,834)^2} = 35,36 \text{ kg}$$

Axiala

$$Fax_{2,4} = 0 \text{ kg}$$

- 1 eta 3 errodamenduak:

$$F_{t3,1} = Ft \times \frac{a}{m} = 70,62 \times \frac{100}{200} = 35,31kg$$

$$Fr_{3,1} = Fr \times \frac{a}{m} = 7,38 \times \frac{100}{200} = 3,69kg$$

$$W_{3,1} = Fa \times \frac{r}{m} = 20,24 \times \frac{18,125}{200} = 1,834$$

Erradiala

$$Fra_{3,1} = \sqrt{F_{t3,1}^2 + (Fr_{3,1} + W_{3,1})^2} = \sqrt{35,31^2 + (3,69 + 1,834)^2} = 35,74kg$$

Axiala

$$Fax_{3,1} = Fa = \frac{Ft}{tg\beta} = \frac{70,62}{3,487} = 20,24kg$$

konposatua

$$\sqrt{Fra_{3,1}^2 + Fax_{3,1}^2} = \sqrt{35,74^2 + 20,24^2} = 41,073kg$$

Lortutako emaitzekin errodamenduen aukeraketa egingo da:

- 2. eta 4. errodamenduak:

Erabilitako fidagarritasuna %90ekoa izango da eta bizi irupena iraupena berriz 8000 ordukoa, azpiko taula jarraituz:

Clase de máquina	L _{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos periodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos periodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000

3.3.13 Taula

Beraz egoera honetan dauzkagun datuak:

$$L_{10H} = 8000 \text{ milioi bira}$$

$$n = 140 \text{ bira}^{-1}$$

$$a = 3 \text{ (boladun errodamendua)}$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1 \cdot 10^6} = \frac{60 \cdot 315 \cdot 8000}{1 \cdot 10^6} = 151,2 \text{ milioi bira}$$

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

Formula honekin L_{10} (milioi biratan emandako bizi iraupena) kalkulatu da, eta hemendik kasu honetarako beharrezkoa den karga dinamikoa (C).

Jasango dituzten kargak:

$$F_{\text{radial}} = 35,36 \text{ kg} = 346,8816 \text{ N}$$

$$F_{\text{axial}} = 0 \text{ kg} = 0 \text{ N}$$

Dinamikaren araberako frogapena:

$$C_{2,4} = H_{2,4} \cdot (L_{10})^{1/a} = 346,88 \cdot (151,2)^{1/3} = 1847,98 \text{ N} = 1,84798 \text{ KN}$$

$$C_{\text{katalogoa}} = 4360 > 1847,98 \text{ denez, baliogarria izango da.}$$

Estatikaren araberako frogapena:

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

3.3.14 Taula

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

Karga axiala zero denez, $P_0 = Fr = 35,36 \text{ kg}$

$S_0 = 2$, Talka haundiko kargentzat (3.3.14 Taula)

Beraz:

$$C_0 = 70,72kg = 693,76N$$

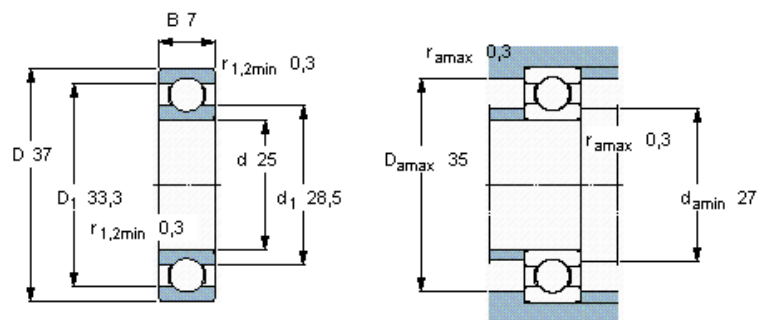
$$C_{0\text{katalogoa}} = 2600N > 693,76N \text{ denez, baliogarria izango da.}$$

SKF-ren katalogotik 61805, d = 25 mm-ko boladun errodamendu zurruna aukeratuta, diseinuak behartzen gaituelako. Boladunak aukeratu dira nahiz eta karga erradialak bakarrik jasango dituzten, etorkizunean arazoak ekiditeko bolazko errodamenduak muntatzea erabaki da. Aukeratutako errodamenduen karga gaitasun dinamikoak eta estatikoak kalkulaturakoak baino handiagoak dira eta, jasan dezaketen biraketa abiadura ere lanekoa baino askozaz handiagoa da ($n_{\text{max}} = 4500 \text{ rpm}$). Beren ezaugarriak:

Mota	Barneko diametroa mm	Kanpoko diametroa mm	Karga dinamikoa C kN	Karga estatikoa C ₀ kN	Masa kg
61805	25	37	4,36	2,6	0,022

3.3.15 Taula

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022



3.3.85 Irudia

- 1. eta 3. errodamenduak:

$$\begin{cases} F_{radial} = 35,74kg = 350,61N \\ F_{axial} = 20,24kg = 198,55N \end{cases} \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 0,57$$

Erabilitako fidakortasuna %90-ekoa izango da eta bizi irupena iraupena berriz 8000 ordukoa, 1. eta 3. errodamenduen atalean 3.3.13 taulatik hautatutako da bizi iraupena.

Beraz egoera honetan dauzkagun datuak:

$$L_{10H} = 8000 \text{ milioi bira}$$

$$n = 140 \text{ bira}^{-1}$$

$$a = 3 \text{ (boladun errodamendua)}$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1 \cdot 10^6} = \frac{60 \cdot 315 \cdot 8000}{1 \cdot 10^6} = 151,2 \text{ milioi bira}$$

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

Formula honekin L_{10} (milioi biratan emandako bizi iraupena) kalkulatzen da, eta hemendik kasu honetarako beharrezkoa den karga dinamikoa (C). Jasango dituzten kargak:

F_d/C_0	e	$F_d/F_r \leq e$		$F_d/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0,014*	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1,00	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1,00	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1,00	0	0,56	1,71
0,070	0,27	1,00	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1,00	0	0,56	1,55
0,110	0,30	1,00	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1,00	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1,00	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1,00	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1,00	0	0,56	1,00

*Utilize 0,014 si $F_d/C_0 < 0,014$.

3.3.16 Taula

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{198,55}{2600} = 0,076 \Rightarrow \text{iteratzen: } e = 0,278 \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 0,57 > e$$

3.3.16 Taulan $\frac{Fa}{C_0} = 0,076$ ez daukagunez, 0,070 eta 0,084 arteko balioen

$$\text{arten iterazioa egiten badugu} \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,58 \end{cases}$$

Beraz balioak ordezkatur: $P = (0,56 \times 35,74) + (1,58 \times 20,24) = 51,99kg$

Karga dinamikoaren araberako frogapena:

$$C_{1,3} = H_{1,3} \cdot (L_{10})^{1/a} = 346,88 \cdot (151,2)^{1/3} = 1847,98 \text{ N} = 1,84798 \text{ KN}$$

$C_{katalogoa} = 23400N > 1847,98N$ denez, baliogarria izango da.

Karga estatikaren araberako frogapena:

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

3.3.17 Taula

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{350,61}{2600} = 0,13485 \Rightarrow \text{iteratzen: } e = 0,14 \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 0,57)e$$

3.3.16. Taulan $\frac{Fa}{C_0} = 0,13485$ ez daukagunez, 0,070 eta 0,084 arteko balioen

$$\text{arten antzekotasun erlazioa egiten badugu} \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,43 \end{cases}$$

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 868,08kg = 8515,76N$$

$$P_0 = X_0 \times Fr + Y_0 \times Fa = (0,56 \times 35,74) + (1,43 \times 20,24) = 434,04kg$$

$S_0 = 2$, Talka haundiko kargentzat (3.3.17.Taula)

Beraz :

$$C_0 = 619,29N$$

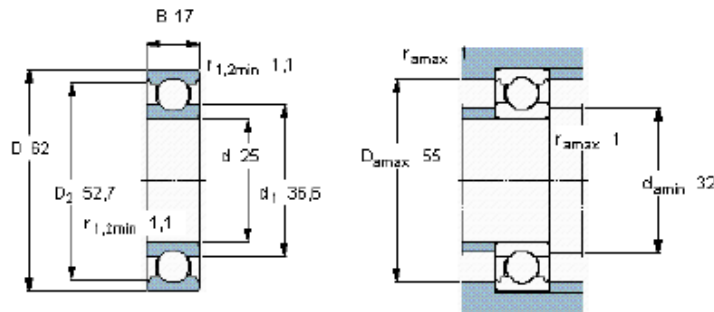
$C_{0katalogoa} = 11600N > 8515,76N$ denez baliogarria izango da.

SKF-ren katalogotik 61805, $d = 25$ mm-ko boladun errodamendu zurruna aukeratuta, diseinuak behartzen gaituelako. Boladunak aukeratu dira hauek karga erradial eta axialak jasateko ahalmena dutelako. Aukeratutako errodamenduen karga gaitasun dinamikoak eta estatikoak kalkulaturakoak baino handiagoak dira eta, jasan dezaketen biraketa abiadura ere lanekoa baino askozaz handiagoa da ($n_{max} = 4500$ rpm). Beren ezaugarriak:

Mota	Barneko diametroa mm	Kanpoko diametroa mm	Karga dinamikoa C kN	Karga estatikoa C_0 kN	Masa kg
61805	25	37	23,4	11,6	0,23

3.3.18 Taula

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
25	37	7	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23



3.3.86 Irudia

3.3.4.9. Ardatz nagusiaren kalkulua

Ardatzarentzat ASME kodea eta Spotts, M. eta Shoup, J.-en “Elementos de máquinas” liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko da. Kode honek kargen aldapenak kontsideratzen ditu nekearen arriskua agertu ez dadin. F-1250 altzairuarekin egingo da.

$$\tau_{\max} = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \quad ; \quad \tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz zurruntzat:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d^3} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Azkenik:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times S.K.}{0,5 \times \sigma_{flu} \times \pi} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}}$$

Non; d = Ardatzaren diametroa mm-tan

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2,0

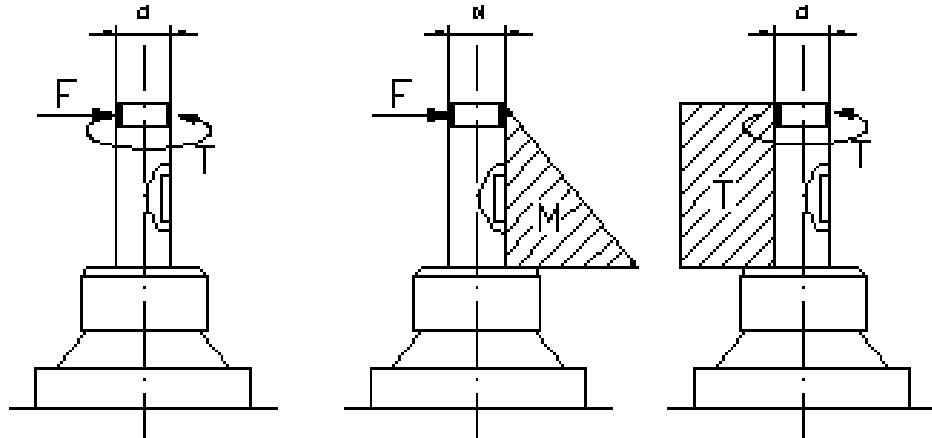
σ_{flu} = Materialaren fluentzizko tentsioa kg/mm²-tan = 60 kg/mm²

C_m eta C_t = Asme kodearen koefizienteak nekea eta karga aldarapenak kontutan hartzeko = C_m = 2,0 eta C_t = 1,5

T = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu bihurtzaile maximoa kg·mm-tan

M = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu makurtzaile maximoa kg·mm-tan

Ardatz honetan bere diseinua dela eta apurketa arriskua daukan gunea koroarekiko lotura gunea izango da. Bertan motor elektrikoak koroaren bitartez momentu bihurtzaile bat transmitituko dio eta gainera momentu makurtzaile bat sortuko duen indar tangenzial bat egongo da baita ere:



3.3.87 Irudia

$$T = 716,2 \times \frac{N}{n} = 716,2 \times \frac{0,25}{24} = 7,46 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad ; \quad F = \frac{T}{r} = \frac{7,46}{\frac{d}{2}} = \frac{14,92}{d} \text{ m}$$

Beraz momentu makurtzailea, gune hori mentsula bat moduan kontsideratuz:

$$M = F \times \text{dist} = \frac{14,92}{d} \times 2,75 = \frac{41,03}{d} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Aurreko formularen balioak ordezkatzuz:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2}{0,5 \times 6000 \times \pi} \times \sqrt{\left(2 \times \frac{4103}{d}\right)^2 + (1,5 \times 746)^2}}$$

Iterazioak burutuz $d = 20 \text{ mm}$ lortzen da.

Ardatzaren kalkuluekin jarraituz, orain gilbordura aztertuko da. Aurretik azaldu den moduan ardatzak konpresio indarra jasango du, azken honek gilbordura deritzon fenomenoaren eragin dezakeelarik. Fenomenoaren ondorioz, piezek kurbadura bat pairatzen dute eta zenbait kasutan elementua apurtu daiteke kalte larriak ekar eraginez.

Gilbordura aztertzean ez da momentu makurtzailerik aintzat hartzen indar axialak baino.

Hau saihesteko elementuak luzera maximo bat edukiko du eta hori da, Gere, J. eta Timoshenko, S.-en “Mecánica de materiales” liburuan azaltzen diren adierazpenak jarraituz kalkulatu da:

$$\sigma_{krit.} = \frac{P_k}{A} \ll \sigma_{on\ arg.} \quad \text{Non; } \sigma_{krit.} : \text{Karga kritikoak eragindako tentsioa}$$

P_k : Karga kritikoa

A_{min} : Ardatzaren azalera

$\sigma_{on\ arg.}$: Materialaren tentsio onargarria

Karga kritikoaren balioa kalkulatzeko prozedura desberdinak erabili dira, ondoren adierazten den moduan

Adierazpen zehatzaren baieztapena:

Prozedura honetan hurrengo ekuazioa egiaztatu behar da:

$$\frac{L_{ardatza}}{i} > 40 \quad \text{Non; } L_{ardatza} : \text{Ardatzaren luzera}$$

$$i : \text{Biraketa erradioa. Non, } i = \sqrt{\frac{I}{A_{sektzioa}}}$$

I : Zehar sektzioaren inertzi momentua

$A_{sektzioa}$: Ardatzaren sektzioaren azalera

Ardatzaren luzera diseinua: $L_{ardatza} = 63mm$

Luzera atera ostean biraketa erradioa behar da, horretarako adierazpenean ezezagun diren ardatzaren zeharkako sektzioaren inertzi momentua eta azalera kalkulatu beharko dira:

$$I = \pi \cdot \frac{d_{ardatza}^4}{64} = \pi \cdot \frac{2^4}{64} = 0,78(cm^4)$$

$$A_{sektzioa} = \frac{\pi \cdot d_{ardatza}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,1415[cm^2]$$

Lorturiko emaitzak hasieran biraketa erradio definitzeko erabilitako adierazpenean ordezkatzuz:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_{\text{sezioa}}}} = \sqrt{\frac{0,78}{3,1415}} = 0,498[\text{cm}]$$

Azkenik, adierazpena baieztatzen dela frogatzea baino ez da gelditzen. Hona hemen:

$$\frac{L_{\text{ardatza}}}{i} < 40 \Rightarrow \frac{6,3(\text{cm})}{0,498(\text{cm})} = 12,65 < 40 \quad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, prozedura egokia dela esan daiteke.

• Euler-en metodoa:

Prozedura honetan karga kritikoren balioa ondorengo adierazpenaren bitartez definitzen da:

$$P_k \cdot (S.K.) = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{L_p} \quad \text{Non;}$$

P_k : Karga kritikoa.

E : Elastikotasun modulua.

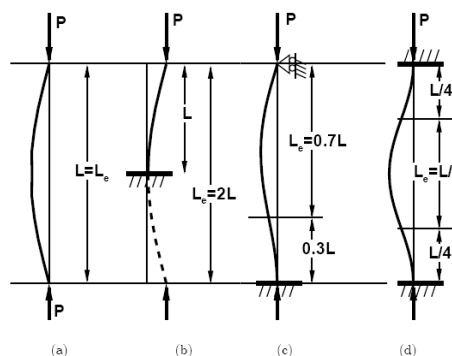
I_{\min} : Inertzi minimoa.

L_p : Gilbordura luzera. Non;

$L_p = \beta \cdot L_{\text{kirtena}}$ den.

SK : Segurtasun koefizientea

Muturren loturaren arabeko gilbordura luzeraren kalkulurako beharrezkoa den β -ren balioak ondorengoak dira:



3.3.88 Irudia

- a) $\beta = 1$ Bi muturretan giltzadurak
- b) $\beta = 2$ Mutur bat aske eta bestea landatua
- c) $\beta = 0,7$ Mutur bat landaturik eta bestea giltzadura
- d) $\beta = 0,5$ Bi muturrak landaturik

Gilbordura luzera zehazteko orduan kontserbadoreak izateko, egoerarik desegokiena aukeratuko da, mutur bat landatuta eta bestea muturra aske dagoeneko artikulazio aukeratuko da. Honela, kasu honetan gilbordura luzera, zurtoinarekin luzeraren bikoitza izango da hariaren zatia kenduta.

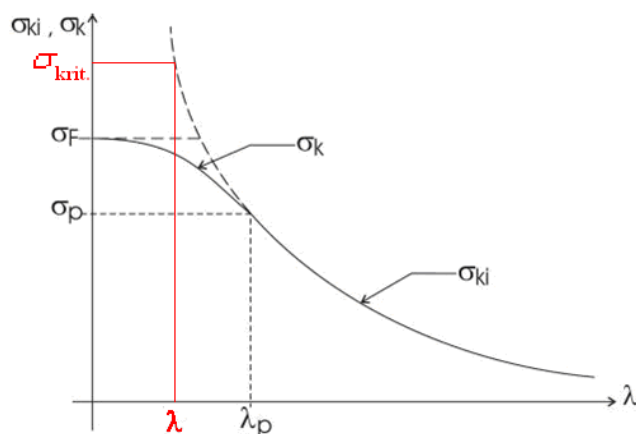
$$L_p = k \cdot L_{ardatza} = 2 \cdot 63 = 126 [mm]$$

Karga kritikoa kalkulatzeko bi era desberdin daude, Tetmajer-en edota Euler-en prozedurak. Bietan, lehendabizi lerdentasunak zehaztu beharko dira, ondoren adierazpen matematikoetan ordezkatzeko.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{L_p}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{126}{4,98} = 25,30 [-]$$

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_E}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{3770 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}} = 74,14 [-]$$

Hona hemen Euler-en hiperbolaren adierazpen grafikoa:



3.3.89 Irudia

$\sigma_{ki} = f(\lambda)$ funtzio horretan ondokoa ikusten da, λ -ren balioak zerorantz hurbiltzen direnean Euler-en tentsio kritikoak infiniturako joera duela. Beraz, Euler-en formulak baliagarriak izateko Hooke-n legearekin erlazionaturako hurrengo hipotesia bete behar da:

$$\lambda < \lambda_p \quad \Rightarrow \quad 25,3 = \lambda < \lambda_p = 74,14$$

Emaitzei begirada bat eman ondoren, argi ikusten da metodo hau ezin daitekeela erabili, Euler-en hiperbolaren tartetik at baitago, zeren $\lambda < \lambda_p$ dela, eta ondorioz, $\sigma_{krit.} > \sigma_p$.

Hala ere, Tetmajer-en adierazpena aztertuz karga kritikoaren balioa zehaztearen saiaketa egingo da, hots, kiritenak jasan dezakeen indar handiena lortuko da, hauxe zilindroak garatu beharrekoa baino handiagoa izan beharko delarik, ardatza gilbordu ez daiten.

$$P_{krit} = \frac{d_{ardatza}^2 \cdot \pi(315 - \lambda)}{4 \cdot S.K} \quad \text{Non; } P_k : \text{Karga kritikoa}$$

$d_{ardatza}$: Ardatzaren diametroa

λ : Ardatzaren lasaitasuna

$S.K.$: Segurtasun koefizientea

Lortutako balioak karga kritikoaren adierazpenean ordezkatur:

$$P_{krit} = \frac{d_{ardatza}^2 \cdot \pi(315 - 25,3)}{4 \cdot S.K} = \frac{20^2 (mm^2) \cdot \pi \cdot (315 - 25,3)}{4 \cdot 3,5} = 26002,64(N) = 255085,94(kg)$$

Jarraian, hurrengo baldintza egiaztatzen den aztertuko da:

$$F_{zilindro} < P_{kritikoa}$$

$$40.000(kg) < 255.085,94(kg) \quad \text{Onargarria}$$

Lortutako balioari so eginez, ardatzaren diseinua egokia dela frogatuta geratzen da.

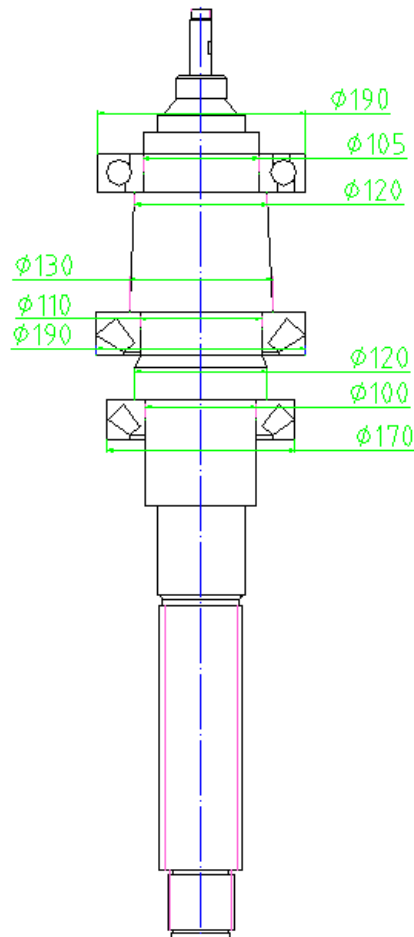
Azkenik errodamenduen berma puntuetan agertzen diren tentsioak aztertuko dira. Zilindroak topearekin jotzen duenean 40.000 kg-ko indarra eragiten dio ardatzari. Indar hau errodamendu axialen bitartez jasango da konpresiozko tentsio axialak jasan ahal izateko:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{40.000}{\left(\frac{\pi \times (13^2 - 11^2)}{4}\right) + \left(\frac{\pi \times (12^2 - 10^2)}{4}\right)} = 553,58 \text{ kg/cm}^2$$

Gune horietan sortutako tentsioak arriskutsuak ez direla frogatzen da.

3.3.4.10. Ardatz nagusiko errodamenduen aukeraketa

Ardatzaren ezaugarri bereziek, karga egoera desberdinek, errodamendu ezberdinen erabilera baldintzatzen dute. Kasu honetan hiru errodamendu erabiliko dira: kontaktu angeluarreko boladun errodamendu bat eta errotuladun errodilozko errodamendu axial bi.



3.3.90 Irudia

Bolazko errodamendu angeluarra

Bolazko errodamendu angeluarrak indar axialak eta erradialak jasan beharko ditu. Indar erradiala **3.3.3.4. Koroaren eta torloju amaigabearen arteko indarrak** atalean dago kalkulatuta:

$$F_{erradiala} = 3,69kg \Rightarrow 36,19N$$

Indar axiala kalkulatzeko indar hidraulikoa hala nola ardatzaren pisua kontsideratu dira. Bi indar hauek axialak izanda, tentsio axialak eragingo dituzte:

a) $F_a = 40.000 + 35 = 40.035kg \Rightarrow 4061,04N$ izango da hiru errodamenduen artean jasan behar duten indar axiala.

b) Errodilodun errodamendu konikoek indar axial totalaren %75a xurgatuko dute eta boladunak berriz gainontzekoa. Beraz boladunak jasango duen indarra:

Diseinuagatik 105 mm eta 190 mm-ko kanpoko diametrodun errodamendua erabiliko da, beti ere karga jasateko gai izango delarik. Laburbilduz jasan beharreko kargak:

$$\begin{cases} F_{radial} = 3,69kg = 36,19N \\ F_{axial} = 220,94kg = 2167,05N \end{cases} \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 59,88$$

Erabilitako fidakortasuna %90-ekoa izango da eta bizi irupena iraupena berriz 8000 ordukoa, 3.3.19 taulatik hautatutako da bizi iraupena.

Clase de máquina	L _{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos periodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos periodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000

3.3.19 Taula

Beraz egoera honetan dauzkagun datuak:

$$L_{10H} = 8000 \text{ milioi bira}$$

$$n = 140 \text{ bira}^{-1}$$

$$a = 3 \text{ (boladun errodamendua)}$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1 \cdot 10^6} = \frac{60 \cdot 315 \cdot 8000}{1 \cdot 10^6} = 151,2 \text{ milioi bira}$$

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

Formula honekin L_{10} (milioi biratan emandako bizi iraupena) kalkulatzen da, eta hemendik kasu honetarako beharrezkoa den karga dinamikoa (C).

F_d/C_0	e	$F_d/F_r \leq e$		$F_d/F_r > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0,014*	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1,00	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1,00	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1,00	0	0,56	1,71
0,070	0,27	1,00	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1,00	0	0,56	1,55
0,110	0,30	1,00	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1,00	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1,00	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1,00	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1,00	0	0,56	1,00

*Utilize 0,014 si $F_d/C_0 < 0,014$.

3.3.20 Taula

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{2167,05}{137000} = 0,015 \Rightarrow \text{iteratzen: } e = 0,195 \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 59,88)e$$

3.3.20 Taulan $\frac{Fa}{C_0} = 0,015$ ez daukagunez, 0,014 eta 0,021 arteko balioen

arten iterazioa egiten badugu $\begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 2,28 \end{cases}$

$$\text{Bera balioak ordezkatzuz: } P = (0,56 \times 36,19) + (2,28 \times 2167,05) = 4961,14kg$$

Karga dinamikoaren araberako frogapena:

$$C = H \cdot (L_{10})^{1/a} = 36,19 \cdot (151,2)^{1/3} = 192,8 \text{ N} = 0,192 \text{ KN}$$

$$C_{\text{katalogoa}} = 148KN > 0,192KN \text{ denez, baliogarria izango da.}$$

Karga estatikaren araberako frogapena:

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

3.3.21 Taula

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{2167,05}{137000} = 0,015 \Rightarrow \text{iteratzen: } e = 0,195 \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 59,88)e$$

3.3.20 Taulan $\frac{Fa}{C_0} = 0,015$ ez daukagunez, 0,014 eta 0,021 arteko balioen arten

antzekotasun erlazioa egiten badugu $\begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 2,28 \end{cases}$

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 9922,28kg = 97337,57N$$

$$P_0 = X_0 \times Fr + Y_0 \times Fa = (0,56 \times 36,19) + (2,28 \times 2167,05) = 4961,14kg$$

$$S_0 = 2, \text{ Tarka haundiko kargentzat (3.3.21Taula)}$$

Beraz :

$$C_0 = 97,37KN$$

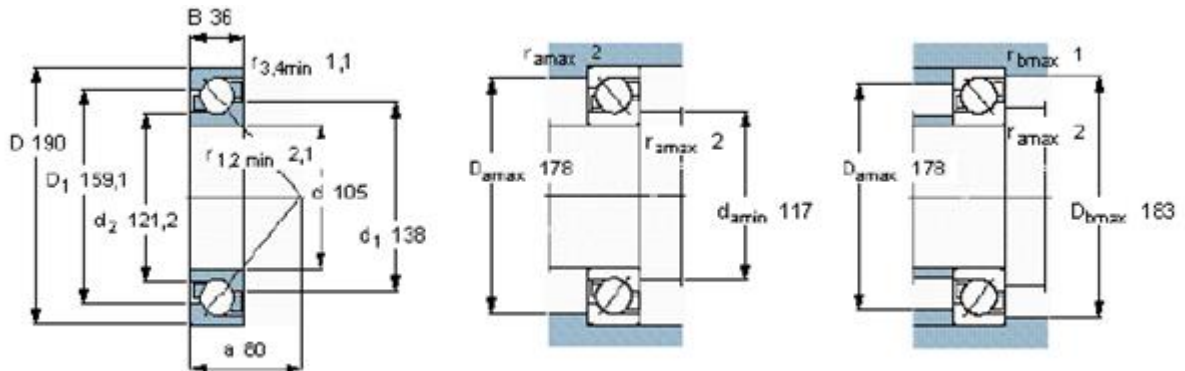
$$C_{0katalogoa} = 148KN > 97,37KN \text{ denez baliogarria izango da.}$$

SKF-ren katalogotik 7221 BEP boladun eta kontaktu angeluardun errodamendu zurruna aukeratuta, diseinuak behartzen gaituelako. Aukeratutako errodamenduen karga gaitasun dinamikoak eta estatikoak kalkulaturakoak baino handiagoak dira eta, jasan dezaketen biraketa abiadura ere lanekoa baino askozaz handiagoa da ($n_{max} = 3800 \text{ rpm}$).

Beren ezaugarriak:

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_f	Velocidades		Masa
d	D	B	dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
105	190	36	148	137	4,8	3800	3800	3,82

3.3.22 Taula



3.3.91 Irudia

Errodilozko errodamendu zilindrikoak

Errodilozko errodamendu zilindrikoek indar axialak jasango dituzte. Boletako errodamenduetan aipatu bezala, errodilozkoak indar axial totalaren %75-a xurgatuko dute, eta erradialarena ezertxo ere ez. Beraz:

a) $F_a = 0,75 \times 4.061,04N = 3045,78N$ jasan beharko dituzte bi errodamenduen artean.

b) $F_a = \frac{3045,78}{2} = 1522,89N$ errodilozko errodamendu bakoitzak jasan beharko duen indar axiala.

Diseinu baldintzak direla eta, errodamendu baten diametroak: barnekoa 110 mm eta 190 mm-koa kanpoko eta besteara, barnekoa 100 mm eta 170 mm-ko kanpoko. Nahiz eta diseinuko neurriak kontutan izan behar diren kargak jasateko gai izango dira.

110-190 errodamendua

Erabilitako fidakortasuna %90-ekoa izango da eta bizi irupena iraupena berriz 8000 ordukoa, 3.3.23 Taulatik hautatutako da bizi iraupena.

Clase de máquina	L _{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por cortos periodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos periodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embaladoras, etc.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000

3.3.23 Taula

Beraz egoera honetan dauzkagun datuak:

$$L_{10H} = 8000 \text{ milioi bira}$$

$$n = 140 \text{ bira}^{-1}$$

$$a = \frac{10}{3} \quad (\text{errodilozko errodamendua})$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1 \cdot 10^6} = \frac{60 \cdot 315 \cdot 8000}{1 \cdot 10^6} = 151,2 \text{ milioi bira}$$

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

Formula honekin L₁₀ (milioi biratan emandako bizi iraupena) kalkulatzen da, eta hemendik kasu honetarako beharrezkoa den karga dinamikoa (C).

SKF etxearen arabera errodamendu zilindrikoetan:

$$- e = 0,43$$

$$- X = 0$$

$$- Y = 1,4$$

$$- Y_0 = 0,8$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\text{Beraz balioak ordezkatzuz: } P = (0 \times 0) + (1,4 \times 1522,89) = 2132,05N$$

Karga estatikaren araberako frogapena:

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

3.3.24 Taula

SKF etxearen arabera errodamendu zilindrikoetan:

$$- e = 0,43$$

$$- X = 0$$

$$- Y = 1,4$$

$$- Y_0 = 0,8$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

$$\text{Beraz balioak ordezkatzuz: } P = (0 \times 0) + (1,4 \times 1522,89) = 2132,05N$$

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 2132,05 \times 2 = 4264,1N$$

$$S_0 = 2, \text{ Tarka haundiko kargentzat (3.3.24 Taula)}$$

Beraz :

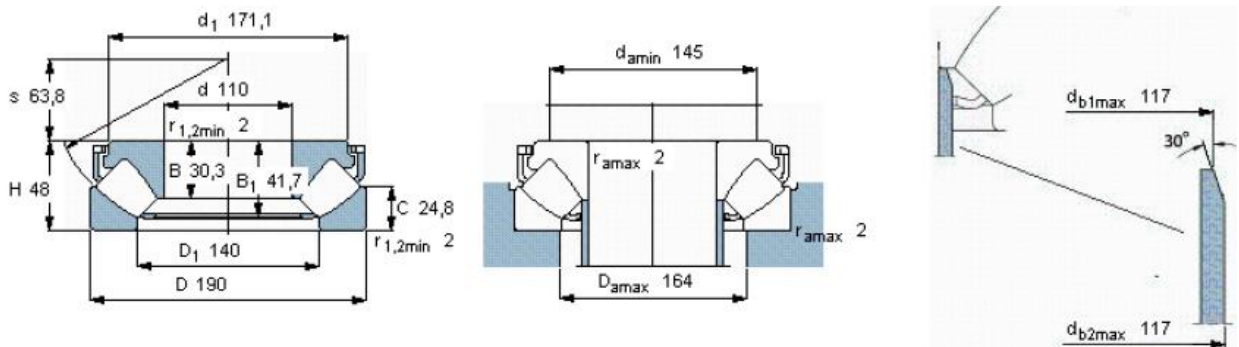
$$C_0 = 9,1KN$$

$$C_{0 \text{ katalogoa}} = 1730KN > 9,1KN \text{enez baliogarria izango da.}$$

SKF-ren katalogotik 29322 E errotuladun errodilozko errodamendu axiala aukeratu da, diseinuak behartzen gaituelako. Aukeratutako errodamenduen karga gaitasun estatikoak kalkulaturakoak baino handiagoak dira eta, jasan dezaketen biraketa abiadura ere lanekoa baino askozaz handiagoa da ($n_{max} = 1900$ rpm). Beren ezaugarriak:

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima	Velocidades	
d	D	H	C	estática C_0			Velocidad de referencia	Velocidad límite
mm			kN		kN	-	rpm	
110	190	48	610	1730	204	0,28	1900	3200

3.3.25 Taula



3.3.92 Irudia

100-170 errodamendua

Erabilitako fidakortasuna %90ekoa izango da eta bizi irupena iraupena berriz 8000 ordukoa, 3.3.23 Taulatik hautatutako da bizi iraupena.

Beraz egoera honetan dauzkagun datuak:

$$L_{10H} = 8000 \text{ milioi bira}$$

$$n = 140 \text{ bira}^{-1}$$

$$a = \frac{10}{3} \quad (\text{errodilozko errodamendua})$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1 \cdot 10^6} = \frac{60 \cdot 315 \cdot 8000}{1 \cdot 10^6} = 151,2 \text{ milioi bira}$$

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

Formula honekin L_{10} (milioi biratan emandako bizi iraupena) kalkulatzen da, eta hemendik kasu honetarako beharrezkoa den karga dinamikoa (C).

SKF etxearen arabera errodamendu zilindrikoetan:

- $e = 0,43$
- $X = 0$
- $Y = 1,4$
- $Y_0 = 0,8$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Beraz balioak ordezkatzuz: $P = (0 \times 0) + (1,4 \times 1522,89) = 2132,05N$

Karga estatikaren araberako frogapena:

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

3.3.26 Taula

SKF etxearen arabera errodamendu zilindrikoetan:

- $e = 0,43$
- $X = 0$
- $Y = 1,4$
- $Y_0 = 0,8$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Beraz balioak ordezkatzuz: $P = (0 \times 0) + (1,4 \times 1522,89) = 2132,05N$
 $C_0 = S_0 \times P_0 = 2132,05 \times 2 = 4264,1N$

$S_0 = 2$, Talka haundiko kargentzat (3.3.26Taula)

Beraz :

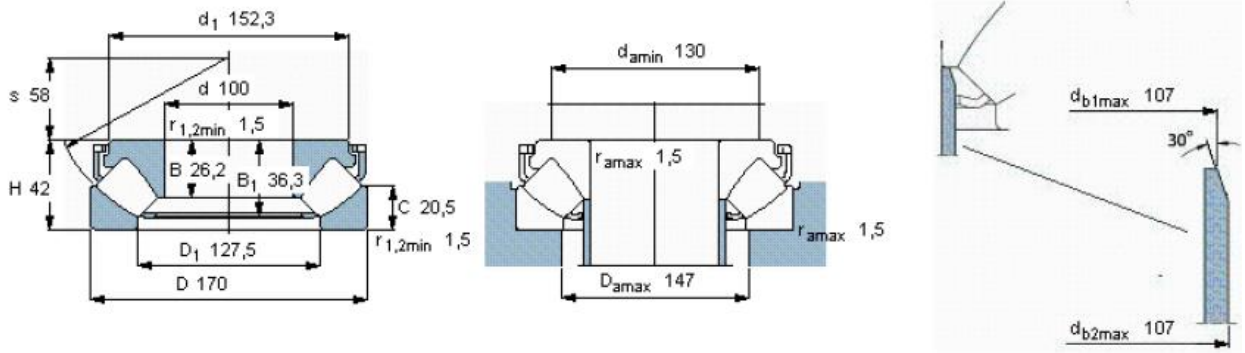
$$C_0 = 9,1KN$$

$C_{0\text{ katalogoa}} = 1290KN > 9,1KN$ enez baliogarria izango da.

SKF-ren katalogotik 29320 E errotuladun errodilozko errodamendu axiala aukeratu da, diseinuak behartzen gaituelako. Aukeratutako errodamenduen karga gaitasun estatikoak kalkulaturakoak baino handiagoak dira eta, jasan dezaketen biraketa abiadura ere lanekoa baino askozaz handiagoa da ($n_{max} = 2200$ rpm). Beren ezaugarriak:

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima	Velocidades	
d	D	H	dinámica	estática C_0			Velocidad de referencia	Velocidad límite
mm			kN		kN	-	rpm	
100	170	42	465	1290	156	0,16	2200	3600

3.3.27 Taula



3.3.93 Irudia

Ardatz nagusiko errodamenduei buruz argibide gehiago nahi izanez gero ikusi plano orokorra.

3.3.4.11. Torloju amaigabearen eta transmisio ardatzaren lotura zorroaren kalkulua

Lotura zorroarentzat ASME kodea erabiliko da. Kode honek karga aldakorak kontsideratzen ditu nekearen arriskua agertu ez dadin.

$$\tau_{\max} = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \quad ; \quad \tau_{\max} = \sqrt{\left(C_m \times \frac{\sigma}{2}\right)^2 + (C_t \times \tau)^2}$$

Ardatz hutsentzat:

$$\tau_{\max} = \frac{r_{kanpo}}{J} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Azkenik:

$$\frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} = \frac{r_{kanpo}}{J} \times \sqrt{(C_m \times M)^2 + (C_t \times T)^2}$$

Non; r_{kanpo} = Ardatzaren kanpoko erradioa cm-tan = 1,15 cm

S.K. = Segurtasun koefizientea

Ardatzaren materiala: F-1140

σ_{flu} = Materialaren fluentzizko tentsioa kg/mm²-tan = 40 kg/mm²

C_m eta C_t = ASME kodearen koefizienteak nekea eta karga aldarapenak kontutan hartzeko = $C_m = 2,0$ eta $C_t = 1,5$

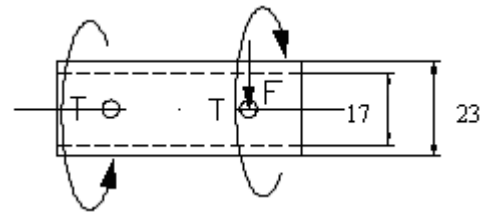
J = Ardatzaren inerti polarra mm⁴

T = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu bihurtzaile maximoa kg×mm-tan

M = Ardatzarengan aplikatuta dagoen momentu makurtzaile maximoa kg×mm-tan

Aplikaturako dagoen momentu bihurtzaileak motor elektrikoak eragiten diona da eta momentu bihurtzaile honek sortzen duen indar tangentialak momentu makurtzaile bat sortuko du baita ere:

$$T = 64 \text{ kg}\cdot\text{cm} \quad ; \quad M = 158,6 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$



Aurreko formulak datuak ordezkaturik:

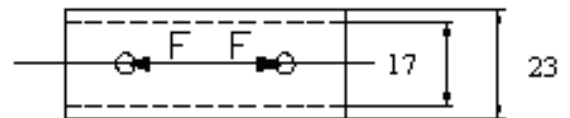
3.3.94 Irudia

$$\frac{0,5 \times 4000}{S.K.} = \frac{1,15}{\frac{\pi}{32} \times (2,3^4 - 1,7^4)} \times \sqrt{(2 \times 158,6)^2 + (1,5 \times 64)^2} \Rightarrow S.K. = 10,11$$

S.K. > 1 denez frogatuta geratzen da ez dela arriskurik egongo.

Jarraian zorroen trakzioarekiko erresistentzia konprobatuko da. Honetarako torloju amaigabearen hortzetan sortzen diren indar axialak kontutan izango dira:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2 \times 10,12}{\frac{\pi \times (2,3^2 - 1,7^2)}{4}} = 10,74 \text{ kg/cm}^2$$



3.3.95 Irudia

Frogatzen da sortzen diren tentsio axialak oso txikiak direla eta ez dutela apurketa arriskurik sortuko.

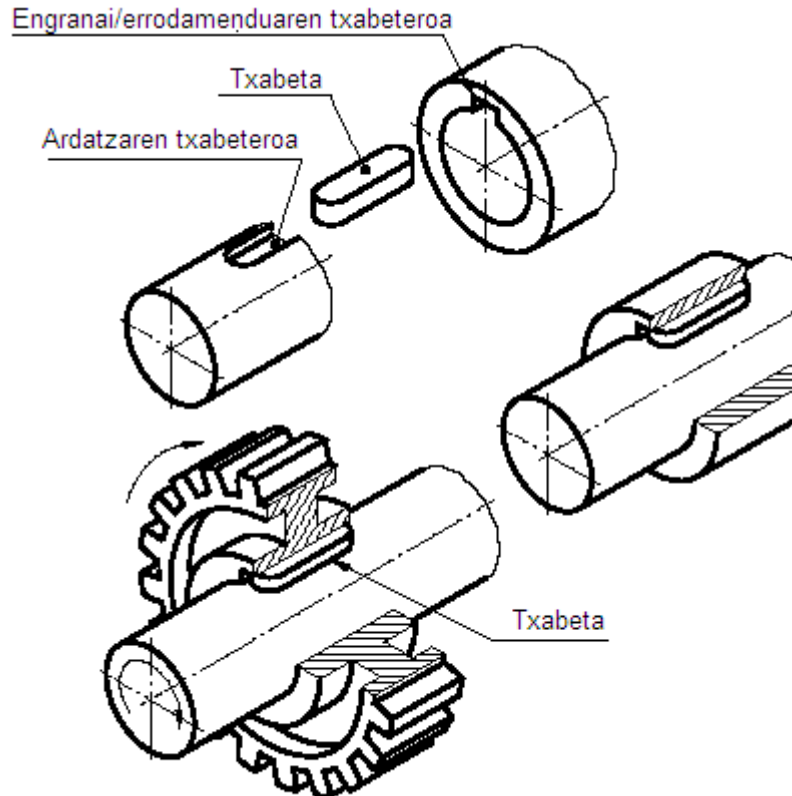
Orain zorroa eta transmisio ardatza, edo zorroa eta torloju amaigabeak lotzen dituzten ziriak kalkulua burutuko da. Kasu honetan ziriak tentsio ebakitzailak jasango dituzte:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{64}{1,15} = 55,65 \text{ kg} \quad ; \quad \tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau}} = 1,33 \text{ mm}$$

Segurtasunagatik d = 4 mm eta l = 8 mm-ko ziriak aukeratu dira.

3.3.4.12. Txabeten kalkulua

Tolesgailuak bi lotura izango ditu txabeta matadera bidez. Lehenengoa, koroa eta ardatz nagusiaren artekoa izango da eta bigarrena berriz, torloju amaigabe eta motor elektrikoaren artekoa. Kalkuluetarako Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de máquinas” liburuan agertzen den irizpidea jarraituko da.



3.3.96 Irudia

- Torloju amaigabea eta motor elektrikoaren arteko txabeta:

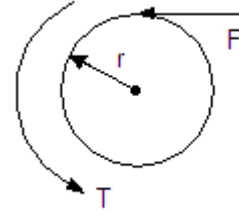
Lehenengo eta behin motor elektrikoak eragiten duen momentu bihurtzailea jakin behar dugu, txabetak transmititu beharreko momentua jakin beharra dagoelako. **“3.3.3.6. Motor erreduktorearen eta akoplamenduaren aukeraketa”** atalean kalkulatu daukagu motorrak eragiten duen momentu bihurtzailea:

$$M_{\text{motorea}} = 716 \times \frac{Pot}{n}$$

Non; M_{motorea} = Motor elektrikoak ematen duen momentua kg·m-tan
 Pot = Motorrak ematen duen potentzia CV-tan = 0,25 CV
 n = Motorraren biraketa abiadura bira minutuko = 140 bira/min

Balioak ordezkatzuz:

$$M_{\text{motorea}} = 716 \times \frac{0,25}{140} = 1,28 \text{ kg} \cdot \text{m}$$



3.3.97 Irudia

Beraz torloju amaigabearen aplikatutako indarra:

Non; F = Torlojuak jasango duen indarra kg-tan
 T = Motorrak ematen duen momentu bihurtzailea kg·m-tan
 r = Torloju amaigabearen erradioa m-tan

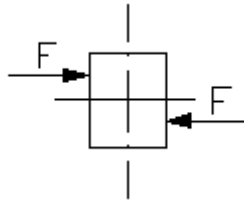
$$F = \frac{T}{r} = \frac{1,28}{8,5 \cdot 10^{-3}} = 150,59 \text{ kg}$$

Behin aplikatutako indarra eta torloju amaigabearen diametroa jakinda $d = 17$ mm (“**3.3.3.2 Torloju amaigabearen dimentsioak**” atalean kalkulatuta), txabetaren luzera aukeratuko da, honetarako txabeta eta txabeteroaren erresistentzia landapenera eta txabetaren erresistentzia tentsio ebakitzailera konprobatuko direlarik.

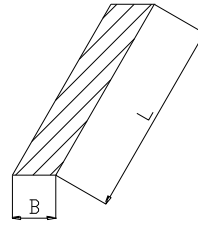


3.3.98 Irudia

1) Txabetaren erresistentzia tentsio ebakitzailera:



3.3.99 Irudia



3.3.100 Irudia

$$\frac{\tau_{\max}}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{ebaki}}} \quad A_{\text{ebaki}} = l \times b \quad \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{b \times \tau_{\max}}$$

Non;

l = Txabetaren luzera cm-tan

F = Txabetarengan aplikatutako indarra kg-tan = 150,59kg

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2

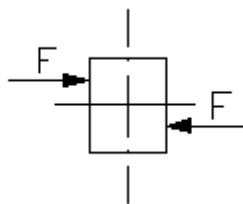
b = Txabetaren zabalera cm-tan = 0,6 cm

τ_{\max} = Txabetak jasan dezakeen tentsio ebakitzailera maximoa kg/cm²-tan = 0,5 x 3600 kg/cm²

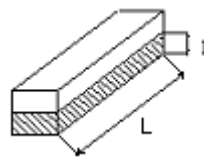
Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{b \times \tau_{\max}} = \frac{150,59 \times 2,0}{0,6 \times 0,5 \times 4000} = 0,278 \text{ cm}$$

2) Txabetaren erresistentzia konpresiora:



3.3.101 Irudia



3.3.102 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{enpotramendua}}} \quad ; \quad A_{\text{enpotramendua}} = l \times h \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non; l = Txabetaren luzera cm-tan

F = Txabetaren landapen indarra kg-tan = 150,59 kg

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2,0

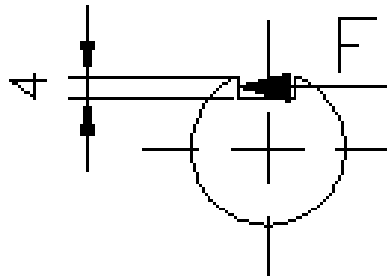
h = Txabetaren landapen altuera cm-tan = 0,4 cm

σ = Txabetak jasan dezakeen landapen tentsio maximoa kg/cm-tan = 3600 kg/cm²

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma} = \frac{150,59 \times 2,0}{0,4 \times 3600} = 0,209 \text{ cm}$$

1) Txabeteroaren erresistentzia konpresiora:



3.3.103 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{zapaltze}}} \quad ; \quad A_{\text{zapaltze}} = l \times h \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non; l = Txabetaren luzera cm-tan

F = Txabeteroaren aplikatutako indarra kg-tan = 150,59 kg

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2,0

h = Txabeteroaren altuera cm-tan = 0,4 cm

σ = Txabeteroak jasan dezakeen landapen tentsio maximoa kg/cm²-tan = 7300 kg/cm²

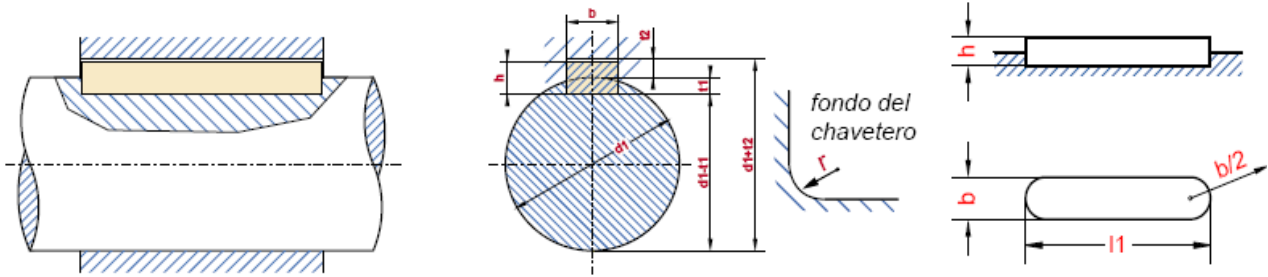
Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma} = \frac{150,59 \times 2,0}{0,4 \times 7300} = 0,103 \text{ cm}$$

Lortutako hiru emaitzetatik kaltegarriena aukeratzen da l' = 2,51 mm, hau da luzera handiena aukeratzen duena. Neurri honen arabera OPAC etxeko katalogoko txabeta bat aukeratzen da. DIN 6885 motako txabeta paraleloa da eta hauek dira bere txabetaren eta txabeteroen dimentsioak:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b	2	3	4	5		6		
		Altura h	2	3	4	3	5	4	6	
Para diámetro del eje d1 3)		más de	6	8	10	12		17		
		hasta	8	10	12	17		22		
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988		5,988	
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958		5,958	
		asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5		6,000	
			Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97		5,97	
	Profundidad t1 5)	con juego en el lomo o aprieto		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5
			dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		+0,1	+0,2
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998		5,998	
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958		5,958	
		asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015		6,015	
			Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985		5,985	
	Profundidad t2 5)	con juego en el lomo		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5
			dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		+0,1	
	con aprieto		0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1		-0,1		
Redondeado del fondo del chavetero		r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4		
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2		
longitud l1 5) 6)	Dif. adm.		Peso par							
	Macho	Hembra								
6	-0,2	+0,2	0,188							
8			0,251	0,565						
10			0,314	0,707	1,25					
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35			
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75			
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52	
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09	

3.3.28 Taula



3.3.104 Irudia

3.3.105 Irudia

- Txabetaren dimentsioak: $l = 16 \text{ mm}$; $h = 6 \text{ mm}$; $b = 6 \text{ mm}$
- Torloju amaigabearen txabeteroaren dimentsioak: $b = 5,998 \text{ mm}$ $h = 3,5 \text{ mm}$

- Ardatza eta koroaren arteko txabeta:

Motor erreduktoreak sortzen duen momentu bihurtzailea, ardatz eta koroaren arteko transmisiorako beharrezkoa den txabetaren diseinurako aurrerago kalkulatu dugu:

$$T = 746 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

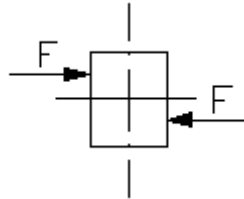
Beraz ardatzean aplikatutako indarra:

- Non; $F =$ Ardatzak jasango duen indarra kg-tan
- $T =$ Koroak ematen duen momentu bihurtzailea kg·m-tan
- $r =$ Ardatzaren diametroa m-tan

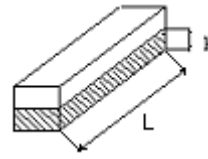
$$F = \frac{T}{r} = \frac{746}{1,1} = 678,22 \text{ kg}$$

Behin aplikatutako indarra eta ardatzaren diametroa jakinda, $d = 22 \text{ mm}$ (“3.3.3.9. Ardatz nagusiaren kalkulua” atalean kalkulatuta), landapena, tentsio ebakitzzaileak eta txabeteroaren landapenaren arabera txabeta aukeratuko da.

1) Txabetaren erresistentzia tentsio ebakitzailera:



3.3.106 Irudia



3.3.107 Irudia

$$\frac{\tau_{\max}}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{ebaki}}} ; A_{\text{ebaki}} = l \times b \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{b \times \tau_{\max}}$$

Non;

l = Txabetaren luzera cm-tan

F = Txabetarengan aplikatutako indarra kg-tan = 678,22 kg

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2,0

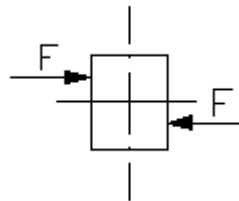
b = Txabetaren zabalera cm-tan = 0,8 cm

τ_{\max} = Txabetak jasan dezakeen tentsio ebakitzailera maximoa kg/cm²-tan
= 0,5 x 3600 kg/cm²

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{b \times \tau_{\max}} = \frac{678,22 \times 2,0}{0,8 \times 0,5 \times 3600} = 1,25 \text{ cm}$$

2) Txabetaren landapena kontutan izanda:



3.3.108 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{enpotramendu}}} ; A_{\text{enpotramendu}} = l \times h \Rightarrow l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non;

l = Txabetaren luzera cm-tan

F = Txabetaren zapalketa indarra kg-tan = 678,22 kg

S.K. = Segurtasun koefizientea = 2,0

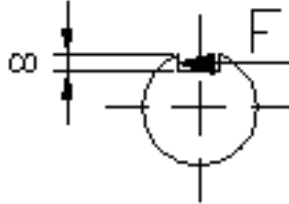
h = Txabetaren zapaltze altuera cm-tan = 0,4 cm

σ = Txabetak jasan dezakeen landapen tentsio maximoa kg/cm-tan =
3600 kg/cm²

Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma} = \frac{678,22 \times 2,0}{0,4 \times 4000} = 0,848 \text{ cm}$$

3) Txabeteroaren landapena kontutan izanda:



3.3.109 Irudia

$$\frac{\sigma}{S.K.} = \frac{F}{A_{\text{enpotramendu}}} \quad ; \quad A_{\text{enpotramendu}} = l \times h \quad \Rightarrow \quad l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma}$$

Non: l = Txabetaren luzera cm-tan
 F = Txabeteroarengan aplikatutako indarra kg-tan
 $S.K.$ = Segurtasun koefizientea = 2,0
 h = Txabeteroaren altuera cm-tan = 0,4 cm
 σ = Txabeteroak jasan dezakeen zapaltze tentsio maximoa kg/cm²-tan = 7300 kg/cm²

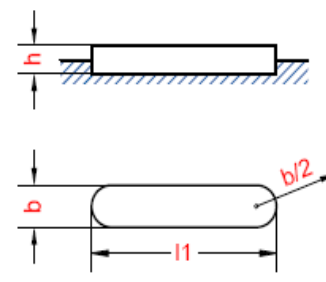
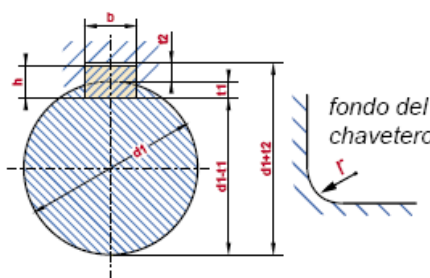
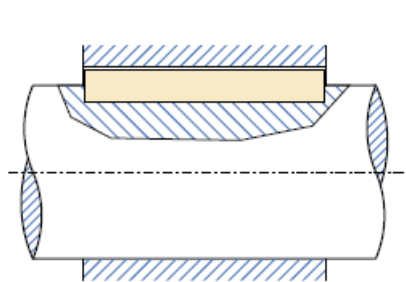
Balioak ordezkatzuz:

$$l = \frac{F \times S.K.}{h \times \sigma} = \frac{678,22 \times 2,0}{0,4 \times 7300} = 0,464 \text{ cm}$$

Lortutako hiru emaitzetatik kaltegarriena aukeratzen da $l' = 12,5$ mm, hau da luzera handiena aukeratzen duena. Neurri honen arabera OPAC etxeko katalogoko txabeta bat aukeratzen da. DIN 6885 motako txabeta paraleloa da eta hauek dira txabetaren eta txabeteroen dimentsioak:

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)			Anchura b	2	3	4	5		6		8		
			Altura h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	
Para diámetro del eje d1 3)			más de	6	8	10	12		17		22		
			hasta	8	10	12	17		22		30		
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988		5,988		7,985		
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958		5,958		7,949		
		asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5		6,000		8,000		
			Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97		5,97		7,964		
	Profundidad t1 5)	con juego en el lomo o aprieto			1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1
				dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		+0,1	+0,2	+0,2	
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998		5,998		7,985		
			Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958		5,958		7,949		
		asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015		6,015		8,018		
			Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985		5,985		7,982		
	Profundidad t2 5)	con juego en el lomo			0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9
				dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		+0,1	+0,1		
		con aprieto			0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5
				dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1		-0,1	-0,1		
Redondeado del fondo del chavetero			r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4		0,4		
			dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2		-0,2		
longitud l 5) 6)	Dif. adm.		Peso para forma B kg										
	Macho	Hembra											
6	-0,2	+0,2	0,188										
8			0,251	0,565									
10			0,314	0,707	1,25								
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35						
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75						
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52				
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09				
20			0,628	1,14	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8		

3.3.29 Taula



3.3.110 Irudia

i

3.3.111 Irudia

- Txabetaren dimentsioak: $l = 20 \text{ mm}$; $h = 7 \text{ mm}$; $r = 6 \text{ mm}$
- Ardatzaren txabeteroaren dimentsioak: $b = 7,985 \text{ mm}$ $h = 4,1 \text{ mm}$

3.3.5. Bastidorearen kalkulua

Atal honetan bastidorea osatzen duten elementu ezberdinen kalkulua egingo da. Elementu hauek faldoia, hegalak eta olio biltegiaren gordailuaren bermatzea izango dira eta guztiak soldaduraren bitartez lotuta joango dira.

3.3.5.1. Faldoiaren kalkulua

Faldoiaren kalkulurako makurduraren eraginez sortuko diren tentsioak hartuko dira kontutan. Egoera kaltegarriena aztertzeko tolesgailuaren indar osoa (80 Tn), tolesketa gunearen erdian ematen dela kontsideratu dugu. Kalkulurako Gere, J. eta Timoshenko, S.-en "Mecánica de materiales" liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira horretarako.

Lehendabizi momentu makurtzaileak eta tentsio ebakitzzaileak kalkulatuko dira, jarraian punturik arriskutsuenean "Von Mises-Hencky"-ren teorema aplikatuko delarik.

Hasierako datuak:

Tolestatze luzera: $L = 5003 \text{ mm}$

Berma puntuen arteko distantzia: $l = 4492 \text{ mm}$

Faldoiarekiko karga: $F = 80 \text{ Tn}$

Goiko takoaren zabalera: $B = 160 \text{ mm}$

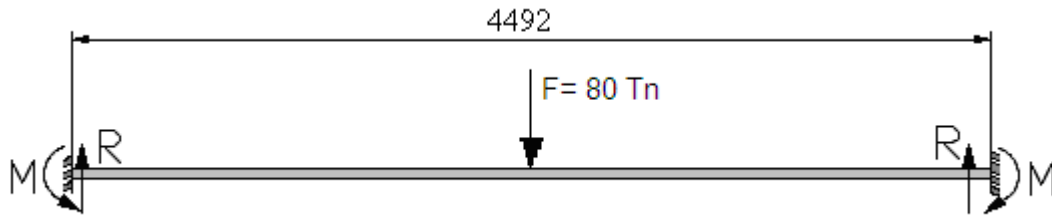
Faldoiaren zabalera: $b = 100 \text{ mm}$

Goiko takoaren altuera: $h = 100 \text{ mm}$

Faldoiaren altuera: $H = 750 \text{ mm}$

- Momentu makurtzaile eta tentsio ebakitzzaileen kalkulua:

Faldoia alde bietatik soldatuta egongo denez, landatuta dagoela kontsideratuko da. Gainera aukeratu den hipotesian indarra faldoiaren erdialdean aplikatuta dagoenez, alde bietan egongo diren erreakzioak, indarrak eta momentuak, berdinak izango dira. Horrela gorputz librearen diagrama aztertuz eta hauen tauletan agertzen diren formula arinak erabilia, erreakzioak kalkulatu dira:



3.3.112 Irudia

Erreakzioen formulak:

$$R = \frac{F}{2} \quad ; \quad M = \frac{F \times l}{8}$$

Beraz:

$$R = \frac{F}{2} = \frac{80}{2} = 40Tn$$

$$M = M_{\max} = \frac{F \times l}{8} = \frac{40 \times 4,492}{8} = 22,46Tn \times m$$

Ondoren erresistentziaren kalkulurako momentuagatik eta indar erresultanteagatik agertuko diren tentsio ezberdinak kalkulatu dira, eta azkenik, "Von Mises-Hencky"-ren teorema erabiliko da segurtasun arriskua dagoen kalkulatzeko.

Indar erresultantea maximoa izango da baita ere $F_R = 40 Tn$ eta erdialdean emango da non momentu makurtzailea ere maximoa den.

Hasteko zeharkako azaleraren lerro neutroa topatu beharko da, takoa eta faldoiaren beheko geometriak desberdinak direlako:

$$G_y = \frac{G_{y1} \times A_1 + G_{y2} \times A_2}{A_1 + A_2}$$

Hasierako datuak erabiliz:

$$G_y = \frac{800 \times 160 \times 100 + 375 \times 100 \times 750}{160 \times 100 + 100 \times 750} = 449,72 \text{ mm}$$

Steinner-en formula erabilita azalera bakoitzaren inerti momentua lerro neutroarekiko kalkulatu da, inerti hauen batuketa azalera osoaren inerti momentua izango delako.

$$I_{LN} = \frac{b \times h^3}{12} + A \times d^2$$

Non; I_{LN} = Azalera bakoitzaren inerti momentua lerro neutroarekiko.

b = Azalaren oinarria mm-tan

h = Azalaren altuera mm-tan

A = Azalera mm^2 -tan

d = Azalaren L.N-tik azalera osoaren L.N-ra dagoen distantzia mm-tan

$$I_{LN1} = \frac{160 \times 100^3}{12} + 160 \times 100 \times (800 - 449,72)^2 = 19,76 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

$$I_{LN2} = \frac{100 \times 750^3}{12} + 100 \times 750 \times (375 - 449,72)^2 = 39,34 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Inerti momentu osoa azalera bien inertzien batura eginez lortzen da:

$$I_{LN} = I_{LN1} + I_{LN2} = 19,76 \times 10^8 + 39,34 \times 10^8 = 59,1 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Jarraian tentsioen kalkulua egingo da:

- Tentsio ebakitzailak:

Badakigu tentsio ebakitzaila maximoa lerro neutrotik igaroko dela.

$$\tau_{\max} = \frac{V \times Q}{b \times I_{LN}} = \frac{40000 \times 44,972 \times 10 \times \frac{44,972}{2}}{10 \times 59,1 \times 10^4} = 68,44 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsio axialak:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{2246000 \times 44,972}{59,1 \times 10^4} = 170,91 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{170,91}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{170,91}{2}\right)^2 + 68,44^2}$$

$$\sigma_1 = 194,94 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -24,03 \text{ kg/cm}^2$$

Azkenik, apurketa arriskurik dagoen jakiteko “Von Mises-Hencky”-ren teorema aplikatu behar da.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \times \sigma_2)}{2}} = \sqrt{\frac{194,94^2 + (-24,03)^2 - (194,94 \times (-24,03))}{2}}$$

$$\sigma' = 147,08 \text{ kg/cm}^2 \Rightarrow \sigma' = \frac{\sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma'} = \frac{3000}{147,08} = 20,4$$

S.K.>1 denez, faldoian apurketa arriskurik ez dela egongo frogatzen da. Beraz hautatutako diseinurako dimentsioak egokiak dira. S.K. oso handia dugunez dimentsio eta materialaren hautaketan soberan ibili garela ikusten da. Hortaz norbaiten gauzak aldatu beharko balira, hemendik hasi genezake.

Ondoren takoa eta faldoiaren arteko soldadura kalkulatu da. Tolesgailuak kolpeka lan egiten duenez eta bere aplikazio indarra konstantea ez denez, hau da karga aldakorra denez, Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de máquinas” liburuan agertzen den “Soderberg”-en ekuazioa erabili da lotura hau kalkulatzeko orduan.

$$\tau_d = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e}$$

Non; τ_d = Soldaduraren tentsio zuzena kg/mm²-tan

τ_{av} = P_{av} kargak sortuko dituen tentsioak kg/mm²-tan

τ_r = P_r kargak sortuko dituen tentsioak kg/mm²-tan

k_t = Tentsioen kontzentrazio koefizientea = 2

σ_{flu} = Soldaduraren fluentsia tentsioa kg/mm²-tan = 46,89 kg/mm²

σ_e = Soldaduraren nekeko tentsio muga kg/mm²-tan = 17 kg/mm²

Diseinuko datuak:

$$P_{\max} = 80.000\text{kg}$$

$$P_{\min} = 3200 \text{ kg (puntzoi eroalearen pisua)}$$

$$\text{Soldaduraren luzera} = 5003 \text{ mm}$$

$$\text{Segurtasun koefizientea} = 2,5$$

$$A_{\text{tot}} = 2 \times 0,707 \times e \times 5003 = 6433,7 \times e \text{ mm}^2$$

$$P_{\text{av}} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} = \frac{80.000 + 3.200}{2} = 41.600\text{kg}$$

$$P_r = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{80.000 - 3.200}{2} = 38.400\text{kg}$$

$$\tau_{\text{av}} = \frac{P_{\text{av}}}{A_{\text{tot}}} = \frac{41600}{6433,7 \times e} = \frac{6,466}{e}$$

$$\tau_r = \frac{P_r}{A_{\text{tot}}} = \frac{38400}{6433,7 \times e} = \frac{5,569}{e}$$

“Soderberg”-en ekuazioa aplikatuz:

$$\tau_d = \tau_{\text{av}} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{\text{flu}}}{\sigma_e} = \frac{6,466}{e} + 2 \times \frac{5,569}{e} \times \frac{46,89}{17} = \frac{37,187}{e}$$

Azkenik tentsio ebakitzaille maximoaren teorema erabilia soldaduraren lodiera lortuko da:

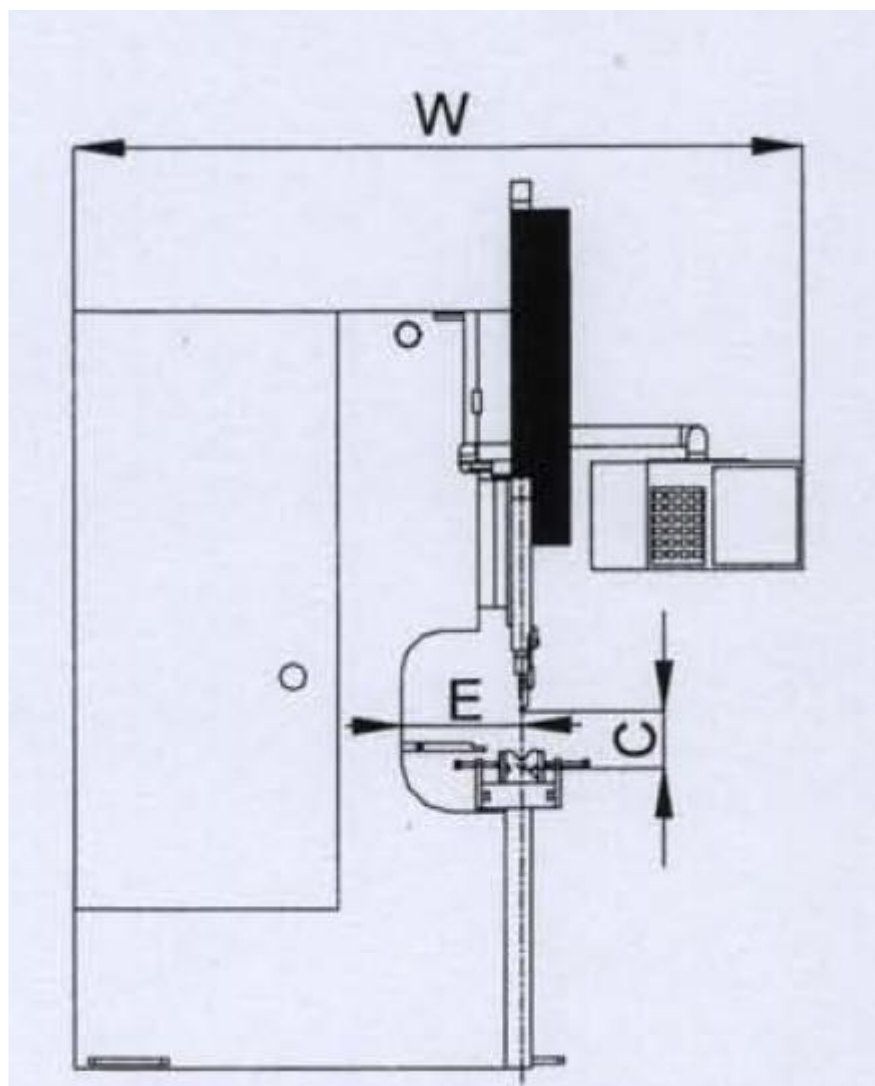
$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{\text{flu}}}{S.K.} \text{ aurreko ekuazioan lortutako emaitzarekin berdinduz}$$

$$\frac{37,187}{e} = \frac{0,5 \times 46,89}{2,5} \Rightarrow e = 3,97\text{mm}$$

Segurtasun handiagoa izateko soldaduraren lodiera $e = 10 \text{ mm}$ hartuko da.

3.3.5.2. Hegoen kalkulua

Hegoen kalkulurako hasiera batean merkatuan dauden tolesgailu desberdinak gainbegiratu dira, eta gure tolesgailu hidraulikoaren ezaugarri antzekoak dituztenak aztertu dira. Guztietan aipatzen da bastidorea gaindimentsionatuta dagoela deformazio minimoenak ekiditeko asmoz. Guzti hau kontuan izanda DURMA etxeko dimentsio berdineko tolesgailua aukeratu da, baina honek 80 Tn-ko indar hidraulikoa izan ezik, 90 Tn-koa du, honekin, deformatzeko aukerak oraindik eta gehiago murriztuko direlarik. Etxe honetako tolesgailuaren hegoentzako lodiera hartuko da, $e = 70$ mm hain zuzen ere.



3.3.114 Irudia

Ondoren faldoia eta hegalak lotzen dituen soldaduraren kalkulua egingo da. Aurreko kasuan bezala kargak aldakorak izango dira eta "Soderberg" aplikatuko da berriro. Indarragatik sortuko diren tentsio ebakitzzaileak kontutan izango dira, hala nola, momentu bihurtzaileak sortuko dituenak.

$$\tau_d = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} \quad ; \quad \tau_T = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e}$$

- Non;
- T_d = Soldaduraren tentsio zuzena kg/mm²-tan
 - T_T = Soldaduraren bihurturaren tentsioa kg/mm²-tan
 - T_{av} = P_{av} kargak sortuko dituen tentsioak kg/mm²-tan
 - T_r = P_r kargak sortuko dituen tentsioak kg/mm²-tan
 - k_t = Tentsioen kontzentrazio koefizientea = 2
 - σ_{flu} = Soldaduraren fluentsia tentsioa kg/mm²-tan = 46,89 kg/mm²
 - σ_e = Soldaduraren nekeko tentsio muga kg/mm²-tan = 17 kg/mm²

Hasierako datuak:

$$P_{max} = 40.000\text{kg}$$

$$P_{min} = 1.600 \text{ kg (Puntzoi eroalearen pisuaren erdia, hegal bakoitzarena)}$$

$$\text{Soldaduraren luzera} = 750 \text{ mm}$$

$$\text{Soldaduraren lodiera} = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Segurtasun koefizientea} = 2$$

$$A_{tot} = 2 \times 0,707 \times 30 \times 750 = 31850 \text{ mm}^2$$

r = soldaduraren grabitate zentrotik multzoaren grabitate zentrorra dagoen distantzia = 35 (hegalaren lodieraren erdia) + 15 (soldaduraren lodieraren erdia) = 50mm

$$J_p = A_{tot} \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 31850 \times \left(\frac{750^2}{12} + 50^2 \right) = 15,7 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

$$P_{av} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = \frac{40.000 + 1600}{2} = 20800 \text{ kg}$$

$$P_r = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} = \frac{40000 - 1600}{2} = 19200 \text{ kg}$$

$$\tau_{av} = \frac{P_{av}}{A_{tot}} = \frac{20800}{31850} = 0,653 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_r = \frac{P_r}{A_{tot}} = \frac{19200}{31850} = 0,603 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{av} = \frac{T \times r}{J_p} = \frac{20800 \times 2208,5 \times 50}{15,7 \times 10^8} = 1,463 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_r = \frac{T \times r}{J_p} = \frac{19200 \times 2208,5 \times 50}{15,7 \times 10^8} = 1,35 \text{ kg/mm}^2$$

* 2208,5 mm = puntzoi eroalearen erditik hegalerara arteko distantzia. "Sodeberg"-en ekuazioa aplikatuz:

$$\tau_d = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} = 0,653 + 2 \times 0,603 \times \frac{46,89}{17} = 3,98 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_T = \tau_{av} + k_t \times \tau_r \times \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_e} = 1,463 + 2 \times 1,35 \times \frac{46,89}{17} = 8,91 \text{ kg/mm}^2$$

Tentsio erresultantea topatzeko aurreko tentsio bien batuketa bektoriala egin beharko da.

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_T^2} = \sqrt{3,98^2 + 8,91^2} = 9,76 \text{ kg/mm}^2$$

Azkenik tentsio ebakitzaille maximoaren teorema erabilia:

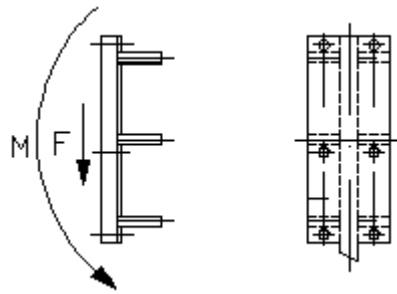
$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{0,5 \times 46,89}{9,76} = 2,4$$

S.K.>1 denez, frogatuta geratzen da hegoen kalkuluaren diseinua egokia dela.

3.3.5.3. Zilindro eta bastidorearen arteko lotura

Zilindroa eta bastidorearen arteko lotura hegoari soldatuta doan xafla baten bidez egingo da, non xafla honi torlojuen bitartez zilindroa lotuko zaion.

Lehendabizi sortuko diren tentsioak jasateko gai diren torlojuen diametroa kalkulatu da. Ondoren xaflaren eta hegoaren arteko soldaduraren segurtasun koefizientea kalkulatu da. Kalkuluak Spotts, M. eta Shoup, T.-en “Elementos de maquinas” liburuan agertzen den irizpidea jarraitu da.



3.3.115 Irudia

- Torlojuen kalkulua:

Torlojuengan aplikatuta egongo den tentsiorik kaltegarriena ebakitzaila izango da, beraz tentsio honen arabera kalkulatu ditugu torlojuak.

$$A = \frac{F}{\tau} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times A}{n \times \pi}}$$

Non; A = Torlojuen zeharkako azalera cm²-tan

F = Torlojuengan aplikatutako indarra kg-tan = 40.000 kg

τ = Torlojuen jasaten duten tentsio ebakitzaila kg/cm²-tan = 3200 kg/cm²

d = Torlojuen diametroa cm-tan

n = Torloju kopurua = 6

Badakigu tentsio ez-zuzena, τ_t , soldadura multzoko puntu txarretetik G.Z.-ra dagoen lerroarekiko perpendikularra izango dela.

Beraz:

$A = 12 \times (0,707 \times 5 \times 180) = 7211,4 \text{ mm}^2$ = Hegaleko albo bietan dauden soldaduren azalera (3 nerbio daude hegalaren alde bakoitzean => hegal bakoitzak 2 soldadura)

$$J_{p_1} = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 1201,9 \times \left(\frac{180^2}{12} + 336,5^2 \right) = 138,98 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$J_{p_2} = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 1201,9 \times \left(\frac{180^2}{12} + 296,5^2 \right) = 108,55 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$J_{p_3} = \Sigma A \times \left(\frac{l^2}{12} + r^2 \right) = 1201,9 \times \left(\frac{180^2}{12} + 20^2 \right) = 3,375 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Hegaleko albo baten soldadura guztiak kontutan izanda:

$$J_p = J_{p_1} \times 2 + J_{p_2} \times 2 + J_{p_3} \times 2 = 501,81 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Hegaleko bi alboetako soldadura guztiak kontutan izanda:

$$J_{p_{tot}} = J_p \times 2 = 501,81 \times 10^6 \times 2 = 1003,62 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{40000}{7211,4} = 5,547 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{T \times r}{J_p} = \frac{40000 \times 303,9 \times 346,152}{1003,62 \times 10^6} = 4,193 \text{ kg/mm}^2$$

*303,9 = zilindroaren erditik soldaduren G.Z.-ra dagoen distantzia.

**346,152 = G.Z.-tik soldadura multzoaren punturik txarrenera dagoen distantzia.

Azkenik soldadurarengan sortuko den tentsioa lortzeko batuketa bektoriala egin beharko da:

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_d + \bar{\tau}_t = \sqrt{(\tau_t \times \sin \alpha)^2 + (\tau_d + \tau_t \times \cos \alpha)^2}$$

$$\bar{\tau} = \sqrt{(5,547 \times \sin 78)^2 + (4,193 + 5,547 \times \cos 78)^2} = 7,617 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio ebakitzaille maximoaren teoria aplikatuz:

$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0,5 \times 50,97}{7,617} = 3,345$$

Lortutako S.K.>1 denez, egindako diseinua egokia dela frogatzen da.

2) Hegalak eta xaflaren arteko soldadura:

Soldadura honek tentsio ebakitzaile eta makurdurak sortuko dituen tentsio axialak jasango ditu:

$$\tau_d = \frac{F}{A} \quad ; \quad \tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}}$$

Non; $F =$ Soldaduraren aplikatutako indarra kg-tan = 40.000 kg

$I =$ Soldadura kordoen luzerak gune ezberdinetan = 65 eta 270 mm

$h =$ Soldadura kordoen altuera mm-tan = 15 mm

$\sigma_{flu} =$ Soldaduraren fluentzia tentsioa kg/mm²-tan = 50,97 kg/mm²

Balioak ordezkatzuz:

$$A = 2 \times (2 \times 0,707 \times 15 \times 65) + 2 \times (2 \times 0,707 \times 15 \times 270) = 14210,7 \text{ mm}^2$$

$$I_{LN} = \frac{1}{12} \times x \times y^3 + A \times \bar{y}_{gz}^2$$

$$I_{LN} = 2 \times I_{LN1} + 2 \times I_{LN2} = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 15 \times 62,5^3 + 937,5 \times 405,25^2 \right) +$$

$$2 \times \left(\frac{1}{12} \times 15 \times 321,5^3 + 4822,5 \times 178,25^2 \right) = 69,8 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$I_{LNtot} = 2 \times I_{LN} = 2 \times 69,8 \times 10^7 = 139,6 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{40.000}{14210,7} = 2,8148 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{40.000 \times 226,376 \times 421,25}{139,6 \times 10^7} = 2,732 \text{ kg/mm}^2$$

*226,376 = Zilindroaren erditik soldaduren G.Z.-ra dagoen distantzia

**421,25 = Lerro neutrotik hertzera dagoen distantzia

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_f^2} = \sqrt{2,8148^2 + 2,732^2} = 3,923 \text{ kg/mm}^2$$

Tentsio ebakitzaile maximoaren teoria aplikatuta:

$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0,5 \times 50,97}{3,93} = 6,5$$

Lortutako segurtasun koefizientearekin S.K.>1 denez, ez da egongo apurketa arriskurik.

3.3.5.4. Olio gordailuaren bermatze habeen kalkulua

Elementu hauen funtzio nagusia olio gordailuaren pisua jasatea izango da. Elementu hauek deposituaren azpian joango dira kolokaturik eta bastidorearen hegala batetik bestera joango dira honen zurruntasuna ziurtatzeko. Hauen kalkulurako, makurdurak sortzen duen tentsioaren adierazpena erabiliko da. Azkenik habeak hegaletara lotzeko erabiliko den soldaduraren kalkulua egingo da. Kalkulurako Gere, J. eta Timoshenko, S.-en "Mecánica de materiales" liburuan agertzen diren adierazpenak erabiliko dira.

Hasierako datuak:

F = Habe bakoitzak jasango duen karga kg-tan = 500 kg

L = Habeen luzera mm-tan = 4492 mm

Habearen, hodi errektangeluarra, neurriak mm-tan: 90x50x5 mm

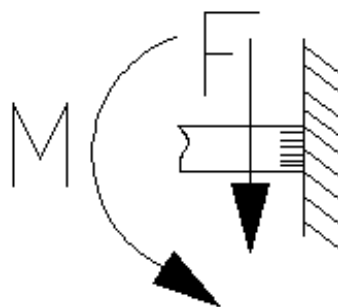
W = Habearen modulu erresistentea cm^3 -tan = 30,03 cm^3

Datu hauekin eta makurduraren tentsioarekin sortuko diren tentsio axialak kalkulatu dira:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{500 \times (449,7 / 2)}{30,03} = 2344,36 \text{ kg} / \text{cm}^2 < 2600 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

Tentsio egoera aztertuta, arriskurik ez dagoela frogatzen da.

Jarraian habeak eta hegala lotuko dituzten soldaduren kalkulua egingo da. Kasu honetan indarraren kokapena eta soldaduraren zentzuagatik tentsio ebakitzailak eta makurdurak sortuko dituen tentsioak agertuko dira:



3.3.117 Irudia

Non; $F =$ Soldadurarekiko karga kg-tan $= 250$ kg
 $h =$ Soldadura kordoiazen zabalera mm-tan $= 5$ mm
 $l_h =$ Soldadura horizontalen luzera mm-tan $= 90$ mm
 $l_b =$ Soldadura bertikalen luzera mm-tan $= 50$ mm

Balioak ordezkatzuz:

$$A = 2 \times (0,707 \times 0,5 \times 9) + 2 \times (0,707 \times 0,5 \times 5) = 9,898 \text{ cm}^2$$

$$I_{LN} = \frac{1}{12} \times b \times y^3 + A \times \bar{y}_{gz}^2 = 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 0,5 \times 5^3 \right) + 2 \times \left(\frac{1}{12} \times 9 \times 0,5^3 + (9 \times 0,5) \times 2,75^2 \right) = 70,85 \text{ cm}^4$$

$$\tau_d = \frac{F}{A} = \frac{250}{9,898} = 25,26 \text{ kg/cm}^2 \quad ; \quad \tau_f = \frac{M \times y}{I_{LN}} = \frac{250 \times 127 \times 2,75}{70,85} = 1232,36 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_f^2} = \sqrt{25,26^2 + 1232,36^2} = 1232,62 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio maximoen teoria aplikatuta:

$$\tau = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{S.K.} \Rightarrow S.K. = \frac{0,5 \times \sigma_{flu}}{\tau} = \frac{0,5 \times 4689,01}{1232,62} = 1,9$$

S.K.>1 denez, frogatzen da ez dela apurketa arriskurik egongo.

3.4. ERANSKINAK

3.4.1. Tolesgailuaren indarra

T	V	4	6	7	8	10	12	14	16	18	20	25	32	10	50	63	81	100
	B	2,8	4,0	5,0	5,5	7,0	8,5	10	11	13,5	14	17,5	22	28	35	45	55	71
	Ri	0,7	1,0	1,1	1,3	1,6	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3	4,0	5,0	6,5	8	10	13	16
0,5	6	4,5																
0,6	9	6,5	6	6														
0,8		11	11	8	6													
1,0			17	15,5	12,5	11	9											
1,2				22	19	16	12,5	11	9									
1,4					23	20	17	16	14	12,5								
1,6						11	23	20	17	16	14							
2,0							34	30	26	23	20	17						
2,3								39	36	30	26	23	18,5					
2,6									43	39	34	28	22					
3,0										53	46,5	37	29,5	23				
3,2											53	42	34	26	22			
3,5												51	40	31	25	20		
4,0													67	53	42	33	26	
4,5														68	53	42	33	
5															80	65	51	40
6																93	74,5	59
7																	81	64
9																		104
																		84

Taula 65-75 kg/mm²-ko erresistentzia duen altzairu herdoilgaitzarentzako da (AISI 304).

3.4.3. Diseinu koefizienteak

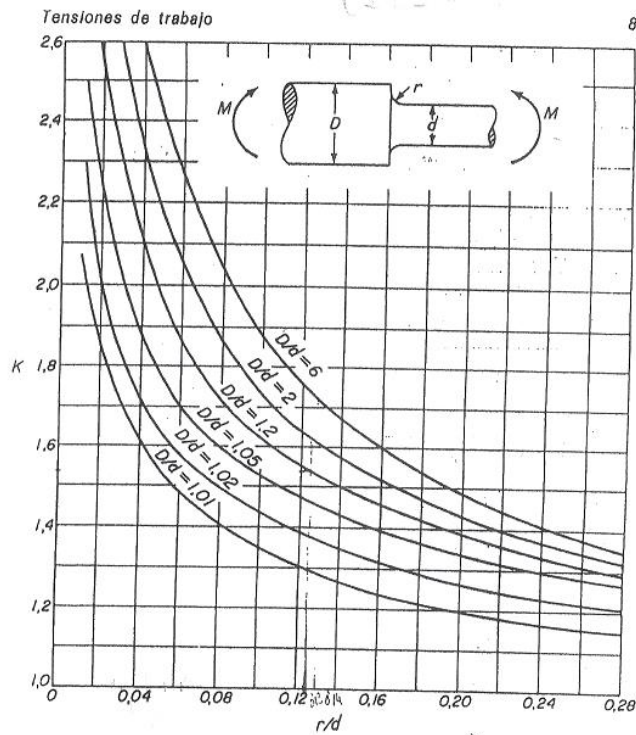
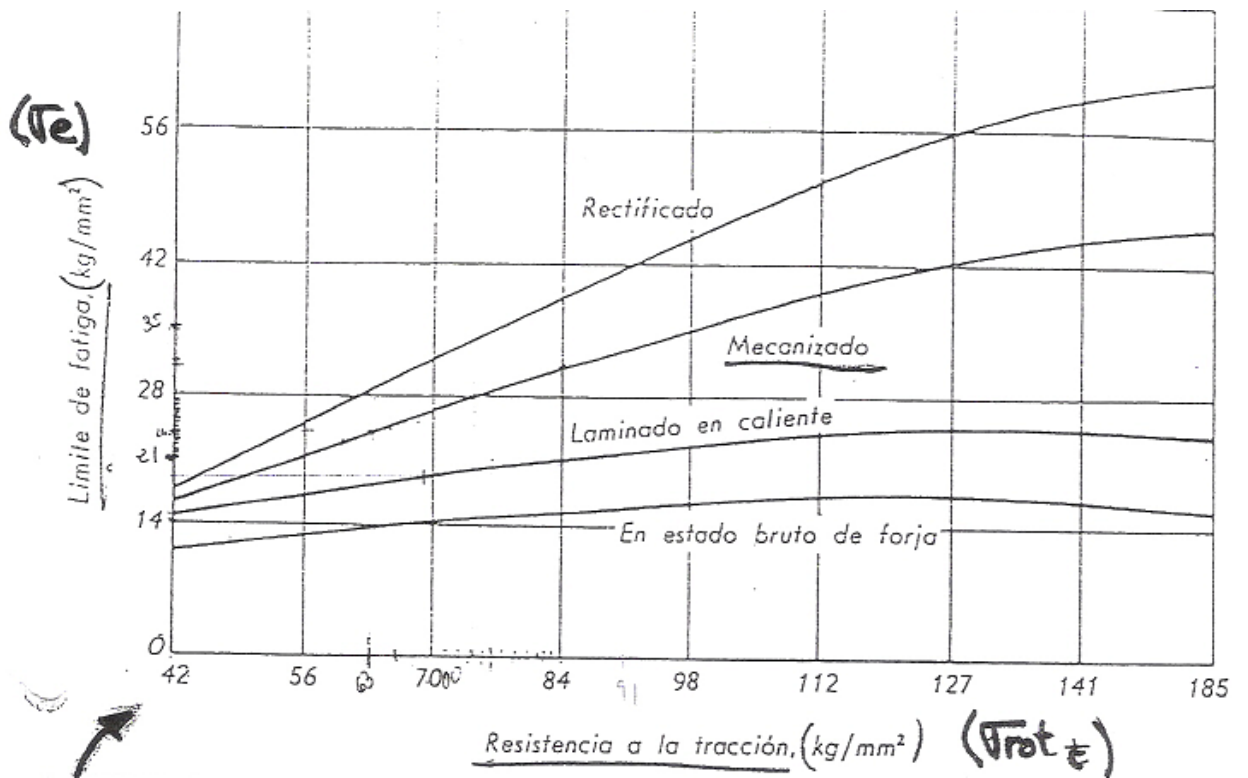
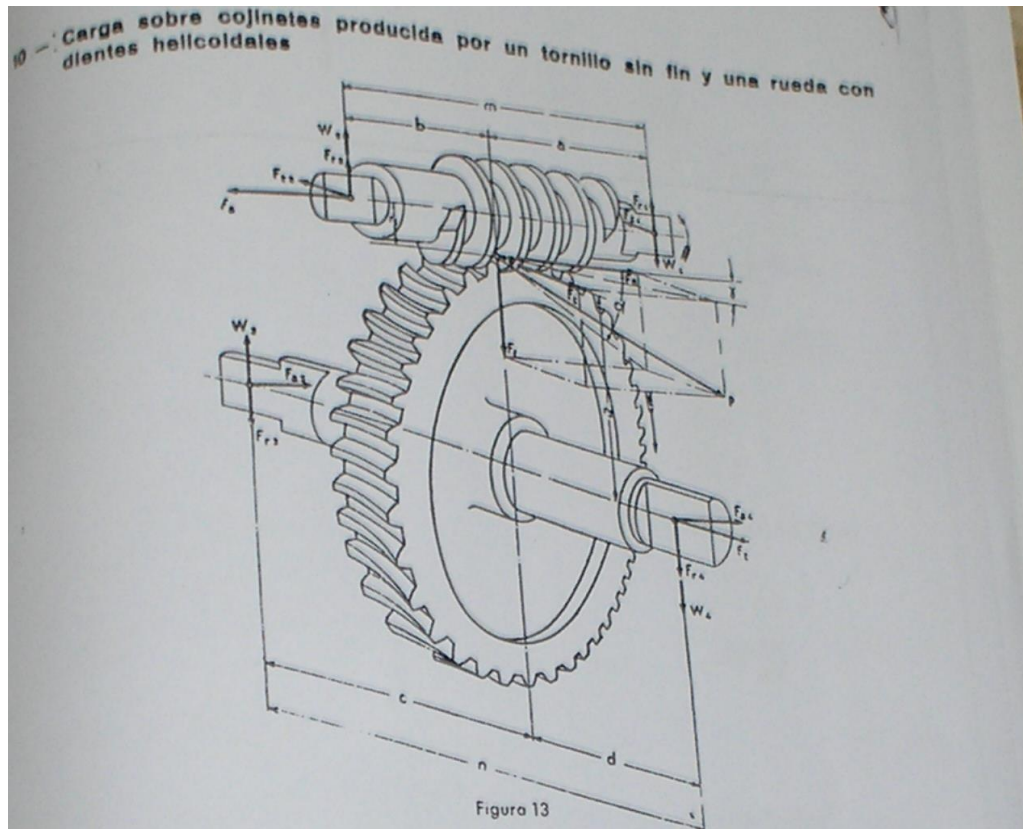


Fig. 2-7. Coeficientes de concentración de tensión K para diferentes valores del radio r para barra redonda en flexión al aplicar la tensión en la sección de diámetro d.

Ejemplo 1. Supongamos que la anchura mínima de la barra de la figura 2-2 sea 3 cm y la mayor 5,5 cm y el radio del acuerdo 0,6 cm.
 (a) Encontrar el valor del coeficiente de concentración de tensiones cuando la barra está cargada en tracción.

3.4.4. Engranajeak



FUERZA EXTERIOR	CARGA SOBRE LOS COJINETES			
	Cojinete I	Cojinete II	Cojinete III	Cojinete IV
F _t TANGENCIAL (*) DE VUELCO (**)	F _{t1} = F _t $\frac{b}{m}$	F _{t2} = F _t $\frac{a}{m}$	W ₃ = F _t $\frac{r_2}{n}$	W ₁ = W ₂ = F _t $\frac{c}{n}$
FR RADIAL	F _{r1} = F _r $\frac{b}{m}$	F _{r2} = F _r $\frac{a}{m}$	F _{r3} = F _r $\frac{d}{n}$	F _{r4} = F _r $\frac{c}{n}$
F _a DE VUELCO (*) TANGENCIAL (**)	W ₁ = F _a $\frac{r_1}{m}$	W ₂ = W ₁ = F _a $\frac{r_1}{m}$	F _{a3} = F _a $\frac{d}{n}$	F _{a4} = F _a $\frac{c}{n}$
	CARGA RADIAL RESULTANTE			
	$\sqrt{F_{t1}^2 + (F_{r1} - W_1)^2}$	$\sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2 + W_2^2} = R_2$	$\sqrt{F_{a3}^2 + (W_3 - F_{r3})^2}$	$\sqrt{F_{a4}^2 + F_{r4}^2 + W_4^2} = R_4$
	CARGA AXIAL			
AXIAL Fa para el tornillo Ft para la rueda	—	F _a	—	F _t
	CARGA COMPUESTA			
	—	$\sqrt{R_2^2 + F_a^2}$	—	$\sqrt{R_4^2 + F_t^2}$

(*) Para el tornillo.
(**) Para la rueda.

$Mt = 716 \frac{CV}{n_1}$ en mkg

$Ft = \frac{Mt}{r_1}$ en kg.

$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \gamma}$ en kg.

$F_a = \frac{F_t}{\operatorname{tg} \gamma}$ en kg.

Momento motor

CV = potencia transmitida, en caballos.

n_1 = revoluciones por minuto del tornillo.

Esfuerzo tangencial del tornillo, paralelo al eje de la rueda.

r_1 = radio primitivo del tornillo sin fin, en m.

r_2 = radio primitivo de la rueda

r_3 = número de dientes de la rueda X paso axial del tornillo.

r_4 = $\frac{2\pi}{\alpha}$

Esfuerzo radial dirigido según la normal común al eje del tornillo y al de la rueda

α = ángulo de presión del diente.

γ = inclinación de la hélice.

Esfuerzo axial paralelo al eje del tornillo y, a la vez, esfuerzo tangencial útil para el movimiento de la rueda

Relación de velocidades: $n_2 = n_1 \frac{\text{Número de entradas del tornillo}}{\text{Número de dientes de la rueda}}$

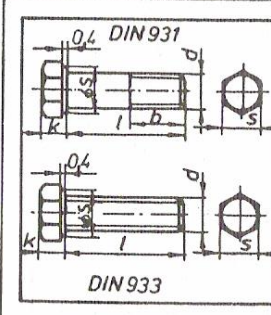
CETA-1

3.4.5. Torloju hexagonalak

Sistemas de Fijación Desmontables

Tornillos de cabeza hexagonal: Su forma queda reflejada en las normas DIN 933.

La designación de un tornillo de cabeza hexagonal con rosca es: Tornillo I M 8 x 40 DIN 931 - 8.8



d	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
b 1)	12	15	18	20	22	25	28	32
b 2)	15	18	22	25	28	30	35	40
k	3,5	4,5	5,5	7	8	9	10	13
s	8	10	13	17	19	22	24	30
l DIN desde	18	20	25	28	30	30	40	40
931 hasta	80	90	110	160	180	180	220	220
l DIN desde	6	6	8	8	10	12	12	15
933 hasta	80	90	110	150	150	150	150	200

1) Para longitud hasta 125 cm
2) Para longitud de más de 125 hasta 200

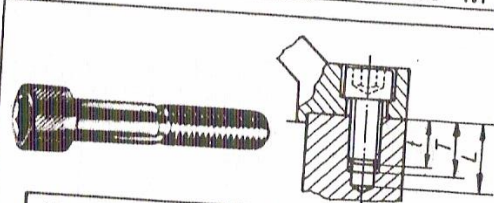
Aumento progresivo de las longitudes del vástago l: 20, 22, 25, 28, 30, 35, 40, 45... 90, 100, 110... 250.

3.4.6. Torloju zilindrikoak

Tornillos cilíndricos con hexágono interior (Allen):

Su utilización es adecuada cuando se desea que la cabeza quede oculta o el lugar de alojamiento es estrecho.

Su designación es: Tornillo cilíndrico M 12 x 25 DIN 912 - 8.8



L = longitud de taladro
T = longitud de rosca
t = longitud de atornillado

UNE 17087	DIN 912	d	d ₅	k	t ₂	s	e	b ¹⁾
M 8	13	8	4,5	6	7	22		
M 10	16	10	6	8	9,4	26		
M 12	18	12	7	10	11,7	30		
M 16	24	16	9	14	16,3	38		
M 20	30	20	11	17	19,8	46		
M 24	36	24	13,5	19	22,1	54		

Ejecución: m

Longitudes del vástago l = 15, 18, 20, 22, 25, 30... 75, 80, 90... 240, 250
Hasta la medida de 22 mm de longitud, inclusive, va todo el vástago roscado.

Tornillos de cabeza tipo Allen

3.4.7. Azkoinak

Tuercas exagonales Rosca métrica. Rosca métrica fina. Ejecución m y mg			DIN 934		
Diámetro rosca d_1	Distancia entre caras e/c	Anchura tuerca m	Diámetro rosca d_1	Distancia entre caras e/c	Anchura tuerca m
M 3	55	24	M 48	75	38
M 3.5	6	28	M 52	80	42
M 4	7	32	M 56	85	45
M 5	8	4	M 64	95	51
M 6	10	5	M 68	100	54
M 7	11	55	M 72 x 6	105	58
M 8	13	65	M 76 x 6	110	61
M 10	17	8	M 80 x 6	115	64
M 12	19	10	M 85 x 6	120	68
M 14	22	11	M 90 x 6	130	72
M 16	24	13	M 95 x 6	135	76
M 18	27	15	M 100 x 6	145	78
M 20	30	16	M 105 x 6	150	82
M 22	32	18	M 110 x 6	155	85
M 24	36	19	M 115 x 6	165	90
M 27	41	22	M 120 x 6	175	95
M 30	46	24	M 125 x 6	180	98
M 33	50	26	M 130 x 6	185	102
M 36	55	29	M 135 x 6	190	105
M 39	60	31	M 140 x 6	200	110
M 42	65	34	M 145 x 6	210	115
M 45	70	36	M 150 x 6	210	115

3.4.8. Zirrindolak

ELEMENTOS NORMALIZADOS

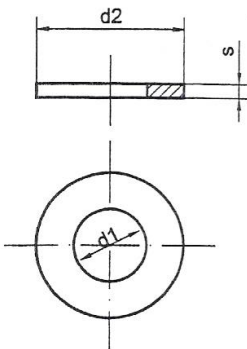
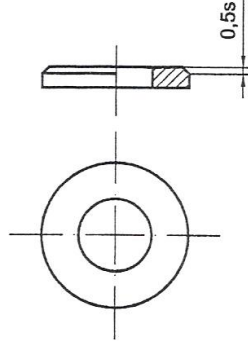
ARANDELAS				DIN 125 UNE 17065 - 17066			
<p>Forma A sin bisel</p> 				<p>Forma B con bisel</p> 			
Diámetro tornillo	Diámetro interior arandela d ₁	Diámetro exterior arandela d ₂	Anchura S	Diámetro tornillo	Diámetro interior arandela d ₁	Diámetro exterior arandela d ₂	Anchura S
3	3.2	7	0.5	36	37	66	5
3.5	3.7	8	0.5	38	39	72	6
4	4.3	9	0.8	39	40	72	6
5	5.3	10	1	40	41	72	6
6	6.4	12.5	1.6	42	43	78	7
7	7.4	14	1.6	45	46	85	7
8	8.4	17	1.6	48	50	92	8
10	10.5	21	2	50	52	92	8
12	13	24	2.5	52	54	98	8
14	15	28	2.5	55	57	105	9
16	17	30	3	56	58	105	9
18	19	34	3	58	60	110	9
20	21	37	3	60	62	110	9
22	23	39	3	64	66	115	9
24	25	44	4	68	70	120	10
26	27	50	4	72	74	125	10
27	28	50	4	76	78	135	10
28	29	50	4	80	82	140	12
30	31	56	4	85	87	145	12
32	33	60	5	90	93	160	12
33	34	60	5	95	98	165	12
35	36	66	5	100	104	175	14

Tabla 3.20. Arandelas planas

3.4.9. Ukondoak

Part No. Metric Seal-Lok™ Tube Fittings and Conversion Adapters

90° Metric Straight Thread Elbow C87OMLO

ORFS tube end / Metric straight thread
O-ring - ISO 6149
ISO 8434-3 SDE SAE 52M0287
Part Number Information
C87ML — Body only
C87OMLO — Assembled with O-rings

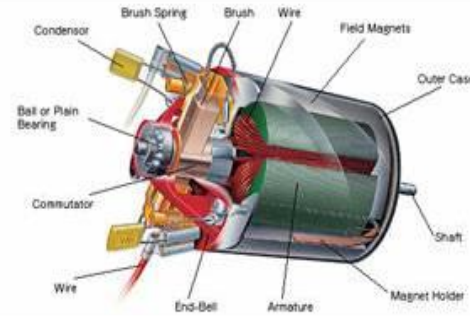
Dimensions in millimeters

TUBE FITTING PART #	TUBE O.D. (mm)	TUBE O.D. (inch)	D TUBE END UN/UNF-2A	M PORT THD ISO 261	D1 (mm)	D20 DRILL (mm)	L7 (mm)	L10 (mm)	L11 REF# (mm)	S2 (mm)	S3 HEX (mm)	STANDARD MATERIAL FROM STOCK		
												S	SS	B
08M12C87OMLO	6	1/4	9/16-18	M12X1.5	5.0									
08M14C87OMLO	6	1/4	9/16-18	M14X1.5	5.0	4	21.5	33.0	22.0	14	17	*		
08M12C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M12X1.5	6.5	6	24.0	36.5	24.5	17	19	*		
08M14C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M14X1.5	6.5	4	25.0	35.5	24.5	17	17	*		
08M16C87OMLO	8, 10	3/8	11/16-16	M16X1.5	6.5	6	25.0	35.5	24.5	17	19	*		
08M18C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M18X1.5	9.5	7	25.0	37.5	25.0	17	19	*		
08M20C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M20X1.5	9.5	6	28.0	38.0	25.0	19	19	*		
08M22C87OMLO	12	1/2	13/16-16	M22X1.5	9.5	9	28.0	41.0	27.0	19	24	*		
08M24C87OMLO	14, 15, 16	5/8	1-14	M24X1.5	12.5	12	31.0	49.0	34.0	27	27	*		
08M26C87OMLO	14, 15, 16	5/8	1-14	M26X1.5	12.5	9	33.5	47.5	33.5	37	24	*		
08M28C87OMLO	18, 20	3/4	1 3/16-12	M28X1.5	15.5	12	33.5	49.0	34.0	27	27	*		
08M30C87OMLO	18, 20	3/4	1 3/16-12	M30X2	15.5	15	37.5	49.5	34.5	27	27	*		
08M32C87OMLO	22, 25	1	1 7/16-12	M32X2	20.5	20	41.5	55.5	37.0	27	32	*		
08M34C87OMLO	28, 30, 32	1 1/4	1 11/16-12	M34X2	26.0	26	44.5	62.0	43.0	41	46	*		
08M36C87OMLO*	28, 30, 32	1 1/4	1 11/16-12	M36X2	26.0	26	44.5	63.0	44.0	41	50	*		
08M38C87OMLO	35, 38	1 1/2	2-12	M38X2	32.0	32	49.0	71.5	50.0	50	55	*		

See pages I34-I35 for information on replacement face seal and ISO 6149 O-rings.

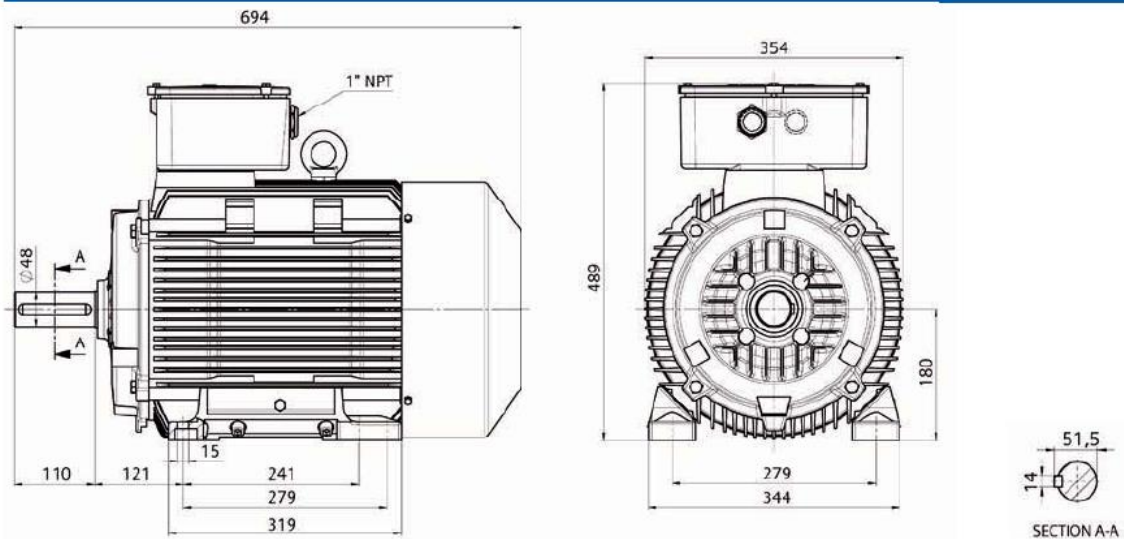
* For special M38x2 (ISO 6149-1 style) port; the current ISO 6149 does not include the M38 size. For pressure ratings, please contact the Tube Fittings Division.

3.4.10. Motore printzipala



Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz														
Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	Corriente nominal [A]			Eficiencia η %	Factor de potencia Cos ϕ	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Corriente de arranque Iarr / In	Peso kg
		HP	kW		220V	380V	440V							
1LA3 090-4YA80	90L	2,0	1,5	1,15	7,0	4,05	3,5	69,1	0,81	1681	8,48	2,4	4,7	20,3
1LA3 096-4YA80	90L	3,0	2,2	1,15	9,6	5,5	4,8	74,6	0,82	1662	12,86	2,8	4,8	22,6
1LA3 111-4YA80	112M	4	3,0	1,15	13	7,5	6,5	74,4	0,81	1743	16,35	2,5	6,5	39,3
1LA3 112-4YA80	112M	5,0	3,7	1,15	15,8	9,1	7,9	77,4	0,80	1739	20,48	2,3	6,5	40,5
1LA3 113-4YA80	112M	6,6	4,9	1,05	19,6	11,3	9,8	80,4	0,82	1724	27,27	2	6	43
1LA3 114-4YA80	112M	7,5	5,6	1,15	23,2	13,4	11,6	76,3	0,83	1714	31,17	2,2	5,6	45,0
1LA3 131-4YA80	132 M	10	7,5	1,15	28,8	16,6	14,4	80,0	0,85	1745	40,82	2,3	6	72,1
1LA3 134-4YA80	132 M	15,0	11,2	1,15	43,0	24,83	21,5	81,3	0,84	1745	61,24	1,8	5,0	83,5
1LA3 164-4YA80	160 L	20	14,9	1,15	56,8	32,8	28,4	87,3	0,79	1757	81,09	1,8	6,3	120,2
1LA3 167-4YA80	160 L	25,0	18,7	1,15	66,0	38,1	33,0	91,6	0,81	1757	101,36	1,8	5,4	128,1
1LA6 183-4YA80	180 M/L	30	22,4	1,05	78	45	39	87,6	0,86	1749	122,19	2	4,9	173,5
1LA6 187-4YA80	180 M/L	40,0	29,8	1,05	104,0	60,0	52,0	89,6	0,84	1746	163,20	2,0	5,6	186,7
1LA6 207-4YA80	200 L	50	37,3	1,15	126	72,7	63	91,4	0,85	1762	202,15	2,7	6,6	252,5
1LA6 220-4YA80	225 S/M	60,0	44,8	1,15	148,0	85,4	74,0	93,3	0,85	1765	242,17	2,7	6,6	300,0
1LA6 224-4YC80	225 S/M	75,0	56,0	1,15	188,0	108,5	94,0	94,0	0,83	1780	300,16	2,0	5,1	325

Dimensiones 1LA6 tamaño constructivo 180 (mm)



3.4.11. Motore erreduktorea

9 - Programa de fabricación (motorreductores)
 9 - Programme de fabrication (motorréducteurs)



P_1 kW	n_2 min ⁻¹	P_2 kW	M_2 daN m	ξ	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	l
1)						
2)						
0,18	10	0,12	11	1,32	MR IV 50 - 63 B 4	3,5 x40
	11,1	0,12	10,1	0,9	MR IV 40 - 71 A 6	2,54x32
	11,1	0,12	10,3	1,7	MR IV 50 - 71 A 6	2,54x32
	12,3	0,13	10,3	0,95	MR 2IV 40 - 63 B 4	7,11x16
	12,5	0,12	9,1	1	MR IV 40 - 63 B 4	3,5 x32
	12,5	0,12	9,2	1,8	MR IV 50 - 63 B 4	3,5 x32
	14,2	0,12	8,3	1,18	MR IV 40 - 71 A 6	2,54x25
	14,3	0,11	7,2	0,71	MR V 40 - 71 A 6	63
	14,2	0,13	8,4	2,12	MR IV 50 - 71 A 6	2,54x25
	14,3	0,11	7,5	1,32	MR V 50 - 71 A 6	63
	16,9	0,12	6,8	0,71	MR IV 32 - 63 B 4	2,59x32
	16	0,12	7,4	1,25	MR IV 40 - 63 B 4	3,5 x25
	16	0,13	7,6	2,36	MR IV 50 - 63 B 4	3,5 x25
	17,7	0,13	6,8	1,5	MR IV 40 - 71 A 6	2,54x20
	18	0,12	6,2	1,08	MR V 40 - 71 A 6	50
	17,7	0,13	7	2,65	MR IV 50 - 71 A 6	2,54x20
	18	0,12	6,3	2	MR V 50 - 71 A 6	50
	20	0,13	6,1	1,6	MR IV 40 - 63 B 4	3,5 x20
	21,6	0,13	5,5	0,9	MR IV 32 - 63 B 4	2,59x25
	22,2	0,14	6	1,5	MR IV 40 - 71 A 6	2,54x16
	22,2	0,11	4,99	1	MR V 40 - 63 B 4	63
	22,5	0,12	5,2	1,4	MR V 40 - 71 A 6	40
	22,2	0,12	5,1	1,9	MR V 50 - 63 B 4	63
	25	0,14	5,3	1,7	MR IV 40 - 63 B 4	3,5 x16
	27	0,13	4,59	1,12	MR IV 32 - 63 B 4	2,59x20
	28	0,12	4,05	0,8	MR V 32 - 63 B 4	50
	28,1	0,12	4,24	1	MR V 32 - 71 A 6	32
	28	0,12	4,16	1,4	MR V 40 - 63 B 4	50
	28,1	0,13	4,33	1,8	MR V 40 - 71 A 6	32
	28	0,13	4,28	2,65	MR V 50 - 63 B 4	50
	33,8	0,14	3,98	1,18	MR IV 32 - 63 B 4	2,59x16
	35	0,12	3,4	1,08	MR V 32 - 63 B 4	40
	36	0,13	3,47	1,32	MR V 32 - 71 A 6	25
	35	0,13	3,48	1,9	MR V 40 - 63 B 4	40
	36	0,13	3,51	2,36	MR V 40 - 71 A 6	25
	43,8	0,13	2,84	1,32	MR V 32 - 63 B 4	32
	45	0,13	2,86	1,6	MR V 32 - 71 A 6	20
	43,8	0,13	2,9	2,5	MR V 40 - 63 B 4	32
	56	0,14	2,31	1,7	MR V 32 - 63 B 4	25
	56	0,14	2,34	3,15	MR V 40 - 63 B 4	25
	70	0,14	1,9	2,12	MR V 32 - 63 B 4	20
	87,5	0,15	1,61	2,24	MR V 32 - 63 B 4	16
	108	0,15	1,34	2,65	MR V 32 - 63 B 4	13
	140	0,15	1,05	3,15	MR V 32 - 63 B 4	10
	175	0,15	0,84	3,35	MR V 32 - 63 A 2	16
	200	0,16	0,76	3,75	MR V 32 - 63 B 4	7
	215	0,16	0,69	4	MR V 32 - 63 A 2	13
	280	0,16	0,54	4,75	MR V 32 - 63 A 2	10
0,25	1,49	0,14	90	0,67	MR 2IV 80 - 71 B 6	12,1 x50
	1,49	0,14	90	0,75	MR 2IV 81 - 71 B 6	12,1 x50
	1,86	0,15	77	0,9	MR 2IV 80 - 71 B 6	12,1 x40
	1,86	0,15	77	0,95	MR 2IV 81 - 71 B 6	12,1 x40
	2,32	0,15	60	0,95	MR 2IV 80 - 71 A 4	12,1 x50
	2,32	0,15	60	1,05	MR 2IV 81 - 71 A 4	12,1 x50
	2,33	0,16	64	1,12	MR 2IV 80 - 71 B 6	12,1 x32
	2,33	0,16	64	1,25	MR 2IV 81 - 71 B 6	12,1 x32
	2,98	0,16	51	0,8	MR 2IV 63 - 71 B 6	12,1 x25
	2,89	0,15	51	1,25	MR 2IV 80 - 71 A 4	12,1 x40
	2,89	0,15	51	1,4	MR 2IV 81 - 71 A 4	12,1 x40
	2,98	0,16	52	1,5	MR 2IV 80 - 71 B 6	12,1 x25
	2,98	0,16	52	1,6	MR 2IV 81 - 71 B 6	12,1 x25
	3,62	0,16	41	0,85	MR 2IV 63 - 71 A 4	12,1 x32
	3,62	0,16	41	0,9	MR 2IV 64 - 71 A 4	12,1 x32
	3,56	0,16	43,2	0,9	MR 2IV 63 - 71 B 6	10,1 x25
	3,62	0,16	41,9	1,6	MR 2IV 80 - 71 A 4	12,1 x32

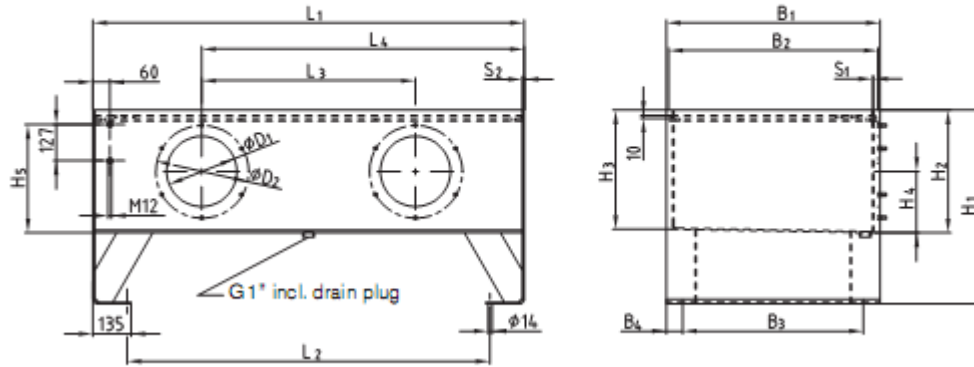
1) Potencias para servicio continuo S1; para servicios S2 ... S10 si es posible aumentarias (cap. 2b); proporcionalmente F_3 , M_2 aumentan y f_s disminuye.
 2) Para la designación completa para el pedido, ver el cap. 3.

P_1 kW	n_2 min ⁻¹	P_2 kW	M_2 daN m	ξ	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	l
1)						
2)						
0,25	3,62	0,16	41,9	1,8	MR 2IV 81 - 71 A 4	12,1 x32
	3,56	0,16	44,1	1,7	MR 2IV 80 - 71 B 6	10,1 x25
	3,56	0,16	44,1	1,9	MR 2IV 81 - 71 B 6	10,1 x25
	3,76	0,14	35,8	0,71	MR IV 64 - 71 B 6	3,8 x63
	3,76	0,15	37,1	1,19	MR IV 80 - 71 B 6	3,8 x63
	3,76	0,15	37,1	1,32	MR IV 81 - 71 B 6	3,8 x63
	4,63	0,16	33,6	1,12	MR 2IV 63 - 71 A 4	12,1 x25
	4,63	0,16	33,6	1,18	MR 2IV 64 - 71 A 4	12,1 x25
	4,74	0,15	30,4	0,9	MR IV 63 - 71 B 6	3,8 x50
	4,74	0,15	30,4	1	MR IV 64 - 71 B 6	3,8 x50
	4,63	0,17	34,2	2,12	MR 2IV 80 - 71 A 4	12,1 x25
	4,63	0,17	34,2	2,36	MR 2IV 81 - 71 A 4	12,1 x25
	4,74	0,16	31,4	1,7	MR IV 80 - 71 B 6	3,8 x50
	4,74	0,16	31,4	1,9	MR IV 81 - 71 B 6	3,8 x50
	5,13	0,16	29,7	0,67	MR 2IV 50 - 63 C 4	10,9 x25
	5,69	0,16	27,6	0,75	MR 2IV 50 - 71 B 6	7,91x20
	5,53	0,16	28,4	1,32	MR 2IV 63 - 71 A 4	10,1 x25
	5,53	0,16	28,4	1,4	MR 2IV 64 - 71 A 4	10,1 x25
	5,85	0,15	24,3	0,85	MR IV 63 - 71 A 4	3,8 x63
	5,85	0,15	24,3	0,95	MR IV 64 - 71 A 4	3,8 x63
	5,92	0,16	25,7	1,12	MR IV 63 - 71 B 6	3,8 x40
	5,92	0,16	25,7	1,25	MR IV 64 - 71 B 6	3,8 x40
	5,85	0,15	25	1,7	MR IV 80 - 71 A 4	3,8 x63
	5,85	0,15	25	1,9	MR IV 81 - 71 A 4	3,8 x63
	6,41	0,17	24,6	0,85	MR 2IV 50 - 63 C 4	10,9 x20
	7,08	0,16	21,9	0,9	MR 2IV 50 - 71 A 4	7,91x25
	7,1	0,15	20,2	0,71	MR IV 50 - 71 B 6	2,54x50
	6,88	0,16	22,5	1,4	MR 2IV 63 - 71 A 4	6,36x32
	6,88	0,16	22,5	1,6	MR 2IV 64 - 71 A 4	6,36x32
	7,37	0,16	20,5	1,18	MR IV 63 - 71 A 4	3,8 x50
	7,37	0,16	20,5	1,4	MR IV 64 - 71 A 4	3,8 x50
	7,4	0,17	21,4	1,5	MR IV 63 - 71 B 6	3,8 x32
	7,4	0,17	21,4	1,7	MR IV 64 - 71 B 6	3,8 x32
	7,88	0,16	19,8	1	MR 2IV 50 - 63 C 4	7,11x25
	8	0,15	18,1	0,8	MR IV 50 - 63 C 4	3,5 x50
	8,85	0,17	18,1	1,12	MR 2IV 50 - 71 A 4	7,91x20
	8,87	0,16	17,1	0,9	MR IV 50 - 71 B 6	2,54x40
	9,21	0,17	17,2	1,6	MR IV 63 - 71 A 4	3,8 x40
	9,21	0,17	17,2	1,8	MR IV 64 - 71 A 4	3,8 x40
	9,85	0,17	16,4	1,25	MR 2IV 50 - 63 C 4	7,11x20
	10	0,16	15,3	1	MR IV 50 - 63 C 4	3,5 x40
	11,1	0,16	14	0,67	MR IV 40 - 71 B 6	2,54x32
	10,9	0,17	14,7	1,25	MR 2IV 50 - 71 A 4	5,15x25
	11	0,16	13,6	1	MR IV 50 - 71 A 4	2,54x50
	11,1	0,17	14,3	1,18	MR IV 50 - 71 B 6	2,54x32
	11,5	0,17	14,3	2	MR IV 63 - 71 A 4	3,8 x32
	12,5	0,16	12,6	0,75	MR IV 40 - 63 C 4	3,5 x32
	12,5	0,17	12,8	1,32	MR IV 50 - 63 C 4	3,5 x32
	13,8	0,16	11,1	0,71	MR IV 40 - 71 A 4	2,54x40
	14,2	0,17	11,5	0,85	MR IV 40 - 71 B 6	2,54x25
	13,6	0,17	12,2	1,6	MR 2IV 50 - 71 A 4	5,15x20
	13,8	0,17	11,5	1,25	MR IV 50 - 71 A 4	2,54x40
	14,2	0,17	11,7	1,5	MR IV 50 - 71 B 6	2,54x25
	14,3	0,16	10,4	0,95	MR V 50 - 71 B 6	63
	13,8	0,18	12,2	2,24	MR IV 63 - 71 A 4	3,18x32
	14,3	0,16	11	1,7	MR V 63 - 71 B 6	63
	14,3	0,16	11	1,9	MR V 64 - 71 B 6	63
	16	0,17	10,3	0,9	MR IV 40 - 63 C 4	3,5 x25
	17	0,19	10,6	1,7	MR 2IV 50 - 71 A 4	5,15x16
	16	0,18	10,5	1,7	MR IV 50 - 63 C 4	3,5 x25
	17,3	0,17	9,4	0,9	MR IV 40 - 71 A 4	2,54x32
	17,7	0,18	9,5	1,08	MR IV 40 - 71 B 6	2,54x20
	18	0,16	8,5	0,75	MR V 40 - 71 B 6	50
	17,3	0,17	9,6	1,7	MR IV 50 - 71 A 4	2,54x32
	17,7	0,18	9,7	1,9	MR IV 50 - 71 B 6	2,54x20
	18	0,17	8,8	1,4	MR V 50 - 71 B 6	50
	18	0,17	9,2	2,24	MR V 63 - 71 B 6	50
	20	0,18	8,5	1,18	MR IV 40 - 63 C 4	3,5 x20
	20	0,18	8,7	2,12	MR IV 50 - 63 C 4	3,5 x20

1) Puissance pour service continu S1; pour services S2 ... S10 si est possible de les augmenter (chap. 2b); F_3 , M_2 augmentent et f_s diminue de façon proportionnelle.
 2) Pour la désignation complète dans la commande, voir chap. 3.

3.4.12. Olio Biltegia

as from NG 250



Series BNK Form A, NG 63-1250																										
Order description	Avail. vol.	Weight	Tank dimensions [mm]																	Cleaning cover		Tank completely available from stock				
			NG	Litres	kg	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	D ₁	D ₂	S ₁	S ₂	No.	Type	Cover design E	Cover design C
BNK 63	59	47	508	308	-	-	375	365	285	45	660	410	403	205	360	248	324	3	3	1	V 324-6	●				
BNK 100	92	77	633	393	-	-	474	460	360	57	660	407	399	205	357	248	324	4	4	1	V 324-6	●				
BNK 160	152	112	810	570	-	-	604	590	490	57	660	410	400	205	360	248	324	4	4	1	V 324-6	●				
BNK 250	235	148	1010	770	410	710	704	690	590	57	680	430	418	215	380	248	324	4	4	2	V 324-6	●	on request			
BNK 400	375	245	1514	1274	750	1132	749	735	635	57	680	430	417	215	380	248	324	4	7	2	V 324-6	●				
BNK 630	595	366	1514	1274	750	1132	959	945	845	57	770	520	504	265	470	383	449	4	7	2	V 449-6	●				

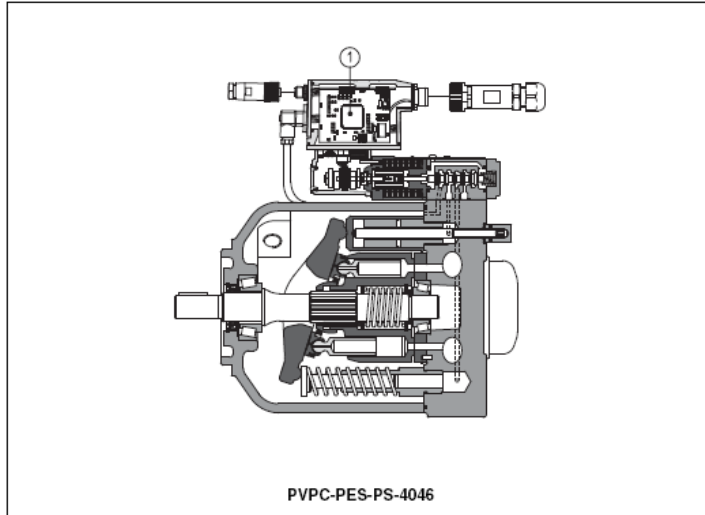
3.4.13. Bonba



Table A170-4/E

Proportional electrohydraulic controls for PVPC pumps

pressure-flow combined P/Q controls, analog or digital



The variable displacement axial piston pump type PVPC, can be supplied with advanced electrohydraulic proportional controls:

- open loop pressure control;
 - load sensing control of the flow;
 - P/Q controls, a complete range with open or closed loop regulation of pressure and flow.
- These controls perform high dynamics and fine regulations, directly commanded from PC or from the machine controller. They are available with separated driver or with integral electronics (1).

New PES digital controllers, integrated to the pump, realize combined closed loop controls of pressure, flow and max power limitation and they are also available with optional sequence module (PERS version) that allows to operate the pump with minimum pressure in the circuit close to zero. Following communication interfaces are available for the digital PE(R)S execution, see section 2:

- -PS: RS232 serial communication interface
- -BC: CANbus interface
- -BP: PROFIBUS-DP interface

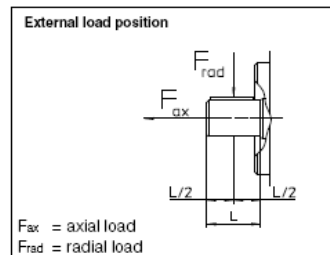
For technical characteristics and features of the PVPC pumps, see table A160.

1 MODEL CODE

PVPC	X2E	- PERS	- BC	- 4	046	/31044	/ *	/1	D	/ 18	10	/*
Variable displacement axial piston pump	Additional suffix for double pumps X2E = with a fixed displacement pump type PFE (see tab. A005)	Type of control (see section 2, 3 and 4): CZ = proportional pressure compensator LQZ = proportional flow control (load sensing) LZQZ = proportional pressure & flow control (load sensing) LZQZR = as LZQZ plus sequence module PES = closed loop integral digital P/Q controller PERS = as PES plus sequence module	Communication interface, only for PES and PERS versions PS = RS232 serial BP = PROFIBUS-DP BC = CAN-Bus	Size: 3 = for displacement 029 4 = for displacement 046 5 = for displacement 073 and 090	Max displacement of axial piston pump: 029 = 29 cm ³ /rev 046 = 46 cm ³ /rev 073 = 73 cm ³ /rev 090 = 88 cm ³ /rev	Type of PFE (for double pumps), see tab. A005	Pressure setting (only for PERS): 200 = 200 bar 250 = 250 bar 280 = 280 bar	1) pumps with ISO 3019/2 mounting flange and shaft (option /M) are available on request	Synthetic fluids: WG = water-glycol PE = phosphate ester See notes, section 2	Options, see sections 2 and 4: 18 = with 18 VDC coil instead of standard 12 VDC coil (only for CZ, LQZ, LZQZ) for versions PES and PE(R)S: C = predisposed to receive 4 ± 20 mA feedback signal from the remote pressure transducer X = with integral pressure transducer (only for PERS) S = additional closed loop pressure control with multiple PID parameters set - only for -PS Z = as S but with double power supply, enable and fault - only for -BC and -BP	Direction of rotation (viewed at the shaft end) D = clockwise S = counterclockwise	Shaft (SAE Standard): 1 = keyed (7/8" for 029 - 1" for 046 - 1 1/4" for 073 and 090) 5 = splined (13 teeth for 029 - 15 for 046 - 14 for 073 and 090)

2 OPERATING CHARACTERISTICS

Pump model	PVPC-3029	PVPC-4046	PVPC-5073	PVPC-5090
Displacement [cm ³ /rev]	29	46	73	88
Theoretical max flow at 1450 rpm [l/min]	42	66,7	105,8	127,6
Max working pressure / Peak pressure [bar]	280/350	280/350	280/350	250/315
Min/Max inlet pressure [bar abs.]	0,8 / 25	0,8 / 25	0,8 / 25	0,8 / 25
Max pressure on drain port [bar abs.]	1,5	1,5	1,5	1,5
Power consumption at 1450 rpm and at maximum pressure and displacement [kW]	19,9	31,6	50,1	54,1
Max torque on the first shaft [Nm]	Type 1 155 Type 5 190	Type 1 220 Type 5 330	Type 1 400 Type 5 620	Type 1 400 Type 5 620
Max permissible load on drive shaft [N]	F _{ax} 1000 F _{rad} 1500	1500 1500	2000 3000	2000 300
Speed rating [rpm]	600 ± 3000	600 ± 2600	600 ± 2200	600 ± 1850



Notes: For speeds over 1800 rpm the inlet port must be under oil level with adequate pipes. Maximum pressure for all models with option /WG is 160 bar, with option /PE is 190 bar. Max speed with options /WG and /PE is 2000/1900/1600/1500 rpm respectively for the four sizes.

3.4.14. Hodiak



TUBOS FLEXIBLES

4SP



Norma: DIN 20023
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: 4 capas en espiral de alambre de acero de alta resistencia
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4430060	6	1/4"	6,4	17,8	450	1800	150
4430100	10	3/8"	9,5	21,4	445	1780	180
4430120	12 (13)	1/2"	12,7	24,6	415	1660	230
4430160	16	5/8"	16,0	28,5	350	1400	250
4430200	20	3/4"	19,0	32,1	350	1400	300
4430250	25	1"	25,4	39,7	280	1120	340
4430320	32	1 1/4"	31,8	50,8	210	840	460
4430400	40	1 1/2"	38,1	57,1	172	688	560
4430500	50	2"	50,8	70,6	172	688	660

4SH



Norma: DIN 20023
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: 4 capas en espiral de alambre de acero de alta resistencia
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4435200	20	3/4"	19,0	32,2	420	1680	280
4435250	25	1"	25,4	38,7	380	1520	340
4435320	32	1 1/4"	31,8	45,5	325	1300	460
4435400	40	1 1/2"	38,1	53,5	290	1160	560
4435500	50	2"	50,8	68,1	250	1000	700

TUBOS FLEXIBLES



Norma: DIN 20022
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: Un trenzado de alambre
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

1 ST



CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min, Curva. mm
4400050	5	3/16"	4,8	12,7	250	1000	90
4400060	6	1/4"	6,4	15,9	225	900	100
4400080	8	5/16"	8,0	17,5	215	850	115
4400100	10	3/8"	9,5	19,8	180	720	130
4400120	12 (13)	1/2"	12,7	23,0	160	640	180
4400160	16	5/8"	16,0	26,2	130	520	200
4400200	20	3/4"	19,0	30,2	105	420	240
4400250	25	1"	25,4	38,1	88	350	300
4400320	32	1 1/4"	31,8	46,0	63	250	420
4400400	40	1 1/2"	38,1	52,4	50	200	500
4400500	50	2"	50,8	66,7	40	160	630

Norma: DIN 20022
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: Dos trenzados de alambre
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

2ST



CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min, Curva. mm
4410050	5	3/16"	4,8	15,9	415	1650	90
4410060	6	1/4"	6,4	17,5	400	1600	100
4410080	8	5/16"	8,0	19,1	350	1400	115
4410100	10	3/8"	9,5	21,4	330	1320	130
4410120	12 (13)	1/2"	12,7	24,6	275	1100	180
4410160	16	5/8"	16,0	27,8	250	1000	200
4410200	20	3/4"	19,0	31,8	215	850	240
4410250	25	1"	25,4	39,7	165	650	300
4410320	32	1 1/4"	31,8	50,8	125	500	420
4410400	40	1 1/2"	38,1	57,2	90	360	500
4410500	50	2"	50,8	69,8	80	320	630





TUBOS FLEXIBLES

1 TE



Norma: DIN 20021
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: Un trenzado textil
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4440050	5	3/16"	4,8	10,8	25	65	35
4440060	6	1/4"	6,4	12,4	25	65	45
4440080	8	5/16"	8,0	13,9	20	50	65
4440100	10	3/8"	9,5	15,5	20	50	75
4440120	12 (13)	1/2"	12,7	18,7	16	40	90
4440160	16	5/8"	16,0	22,9	16	40	115
4440200	20	3/4"	19,0	26,0	12	32	135

2 TE



Norma: DIN 20021
Tubo int. y ext.: Caucho sintético
Refuerzo: Un trenzado textil
Temperatura: De -40°C hasta +100°C
Aplicaciones: Conducción fluidos hidráulicos

CÓDIGO	DN	Ø Nominal Pulgadas	Ø Interior mm	Ø Exterior mm	Presión Trabajo-BAR	Presión Rotura-BAR	Radio min. Curva. mm
4445050	5	3/16"	4,8	11,8	80	320	35
4445060	6	1/4"	6,4	13,4	75	300	40
4445080	8	5/16"	8,0	14,9	68	270	50
4445100	10	3/8"	9,5	16,5	63	250	60
4445120	12 (13)	1/2"	12,7	19,7	58	230	70
4445160	16	5/8"	16,0	23,9	50	200	90
4445200	20	3/4"	19,0	27,0	45	180	110
4445250	25	1"	25,4	34,4	40	160	130

110

3.4.15. Akoplamendua

COUPLINGS

Rotex® Torsionally Flexible Coupling 7.5 - 4800Nm, 0 - 90mm Bores

e-cad
Drawings
Available

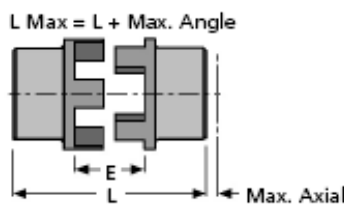
RTE



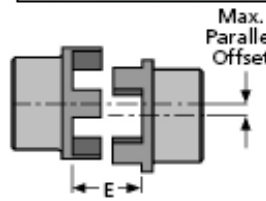
Discounts: 6+ -5% | 20+ -10% | 40+ -20% | 60+ -25%

Insert Part Number Size	Torque Tk (Nm)		Torsion Angle Rated Tkn	Torsion Angle Rated Tkn Max.	Max. Axial	Max. Parallel Offset at 1500 Rpm	Max. Angular Offset	Max. Angular Offset at 1500 Rpm Spare	Yellow Elements Price Each 1- 5
	Tkn Rated	Tk max.							
RTE-14-YELL (will suit 19 or 19/24)	7.5	15	6.40°	10°	1.0	0.17	1.2°	0.67°	£9.74
RTE-19-YELL (will suit 24 or 24/28)	10	20	3.20°	5°	1.2	0.20	1.2°	0.82°	£11.10
RTE-24-YELL (will suit 28 or 28/38)	35	70	3.20°	5°	1.4	0.22	0.9°	0.85°	£14.74
RTE-28-YELL (will suit 38 or 38/45)	95	190	3.20°	5°	1.5	0.25	0.9°	1.05°	£20.25
RTE-38-YELL (will suit 45 or 45/55)	190	380	3.20°	5°	1.8	0.28	1.0°	1.35°	£40.20
RTE-42-YELL	265	530	3.20°	5°	2.0	0.32	1.0°	1.70°	£49.61
RTE-48-YELL	310	620	3.20°	5°	2.1	0.36	1.1°	2.00°	£56.16
RTE-55-YELL	410	820	3.20°	5°	2.2	0.38	1.1°	2.30°	£70.21
RTE-65-YELL	625	1250	3.20°	5°	2.6	0.42	1.2°	2.70°	£97.02
RTE-75-YELL	975	1950	3.20°	5°	3.0	0.48	1.2°	3.30°	£120.02
RTE-90-YELL	2400	4800	3.20°	5°	3.4	0.50	1.2°	4.30°	£163.44

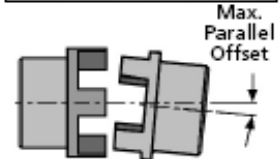
Standard Ends:
Blank Both Ends
e.g. RTE-x-X



Standard Ends:
Bored & Keywayed Both
Ends e.g. RTE-X-X



Small & Large End:
Large End Pre Bored/Small
End Blank e.g. RTE-x-X/X



Performance

Operating Temperature Range: -40°C to +90°C (short term max. -50°C to +120°C) using standard Yellow 92 Shore element.

Other Info.

Power transmission with torsional vibration damping. Axial plug-in. Easy assembly. Maintenance free. Compensation of shaft misalignment -> axially - radially - angular.

Basic range available with finish-bores according to ISO - fit H7 : keyway according to DIN 6885, sheet 1 - JS9, as well as taper bores and bores in inches for hydraulic pumps. Spline bores according to DIN and SAE on request.

Without bore = blank hub. Can be pre bored. Please specify bores and keyways required in each end when ordering.

+44 (0)1246 455500
+44 (0)1246 455522

ondrives

sales@ondrives.com
www.ondrives.com

Product information updated 1st April 2009 and subject to change. Please contact Sales for an accurate price and delivery.

3.4.16. Segurtasun eraztuna

ELEMENTOS NORMALIZADOS

Anillos de seguridad para ejes					DIN 471				
Diámetro eje d	Anillo		Ranura		Diámetro eje d	Anillo		Ranura	
	s	d ₃	d ₂	m		s	d ₃	d ₂	m
10	1	9.3	9.6	1.1	56	2	51.8	53	2.15
11	1	10.2	10.5	1.1	58	2	53.8	55	2.15
12	1	11	11.5	1.1	60	2	55.8	57	2.15
13	1	11.9	12.4	1.1	62	2	57.8	59	2.15
14	1	12.9	13.4	1.1	63	2	58.8	60	2.15
15	1	13.8	14.3	1.1	65	2.5	60.8	62	2.65
16	1	14.7	15.2	1.1	68	2.5	63.5	65	2.65
17	1	15.7	16.2	1.1	70	2.5	65.5	67	2.65
18	1.2	16.5	17	1.3	72	2.5	67.5	69	2.65
19	1.2	17.5	18	1.3	75	2.5	70.5	72	2.65
20	1.2	18.5	19	1.3	78	2.5	73.5	75	2.65
21	1.2	19.5	20	1.3	80	2.5	74.5	76.5	2.65
22	1.2	20.5	21	1.3	82	2.5	76.5	78.5	2.65
24	1.2	22.2	22.9	1.3	85	3	79.5	81.5	3.15
25	1.2	23.2	23.9	1.3	88	3	82.5	84.5	3.15
26	1.2	24.2	24.9	1.3	90	3	84.5	86.5	3.15
28	1.5	25.9	26.6	1.6	95	3	89.5	91.5	3.15
29	1.5	26.9	27.6	1.6	100	3	94.5	96.5	3.15
30	1.5	27.9	28.6	1.6	105	4	98	101	4.15
32	1.5	29.6	30.3	1.6	110	4	103	106	4.15
34	1.5	31.5	32.3	1.6	115	4	108	111	4.15
35	1.5	32.2	33	1.6	120	4	113	116	4.15
36	1.75	33.2	34	1.85	125	4	118	121	4.15
38	1.75	35.2	36	1.85	130	4	123	126	4.15
40	1.75	36.5	37.5	1.85	135	4	128	131	4.15
42	1.75	38.5	39.5	1.85	140	4	133	136	4.15
45	1.75	41.5	42.5	1.85	145	4	138	141	4.15
48	1.75	44.5	45.5	1.85	150	4	142	145	4.15
50	2	45.7	47	2.15	155	4	146	150	4.15
52	2	47.8	49	2.15	160	4	151	155	4.15
55	2	50.8	52	2.15	165	4	155.5	160	4.15

Tabla 3.30 Anillos de seguridad para ejes

3.4.17. Materialak

Valores de K_{adm} [kg/cm²] para una duración de servicio de 5000 horas

Piñón o rueda de	Dureza Brinell DB [kg/mm ²]	Revoluciones/minuto del piñón o rueda										$k_{min.}$	
		10	25	50	100	250	500	750	1000	1500	2500		
GG-18.....	170	32	24	19	15	11	8,8	7,7	—	—	—	3,5	5.00
GG-26.....	220	60	44	35	28	21	16,5	14,4	13	11,5	—	7	—
GS o bien St 42....	125	35	26	20	16	12	9,5	8,3	7,5	6,6	5,6	4,3	—
St 50.....	155	53	39	31	25	18	14	12,5	11,5	10	8,5	5,3	6.6
St 60.....	180	73	53	42	34	25	20	17	16	14	11	6,7	9.7
St 70.....	210	98	72	57	45	33	27	23	21	18,5	15,5	9,0	12
Acero mej. al Mn 80-95 kg/mm ²	230	—	87	69	55	41	32	28	26	22	19	22	15
Acero mej. al Mn... 90-105 kg/mm ²	260	—	—	89	70	52	41	36	33	28	24	30	19
Acero aleado mej. (templado).....	450	—	—	—	210	155	120	105	95	83	70	60	5.6
Acero aleado cement. (templado)	600	—	—	—	370	270	215	190	170	150	125	80	6.0

* Este valor corresponde a $p \approx 0,75 \sigma_s$ (σ_s = límite de fluencia) que, según la experiencia, no es necesario reducir ni aun para elevadas velocidades, si en el cálculo se pone el momento de giro real.

!! Notas:

Los valores arriba indicados son válidos para el caso de que el material correspondiente trabaje apareado con acero o fundición de acero. Si se aparea con fundición gris, los valores de la tabla deben multiplicarse por (1,5)

Para un valor de h diferente de 5000 horas, el valor de K_{adm} se hará $= \varphi \cdot K_{5000}$ (los valores de φ se sacan de la tabla auxiliar que acompaña).

TABLA 26
(Cont.) Valores de φ

$K_{adm} = \varphi \cdot K_{5000}$

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

Propiedades mecánicas de los materiales para ruedas dentadas

En la zona hor.

Material	Designación DIN	Tratamiento	Resistencia a trac. σ_B T _{0.2}	Límite de fluencia mínimo σ_s T _{0.1}	Dureza Brinell DB	Resist. fatiga flexión alternat. σ_{bIV} ≈ T _{0.1}	Solicitación adm. para velocidades me-dias y elevadas σ_{bIVadm} ≈ T _{0.2}
			kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/cm ²
Fund. gris	GG-18		IV 18		150-170	± 8,5	350-450
	GG-22		IV 22		180-200	± 11	450-550
	GG-26		IV 26		200-220	± 12	550-650
<i>como fundido</i> Acero mold.	GS-45	recoc.	IV 45	22	125-160	± 20	650-750
	GS-52	recoc.	IV 52	25	145-190	± 22	750-900
Acero para máquinas sin alear	St 50		50-60	27	145-174	± 24	850-1100
	St 60		60-70	30	174-205	± 28	1000-1250
	St 70		70-85	35	205-248	± 33	1200-1400
Ac. cement sin alear	Ck 15	templ.	50-65 ¹⁾	30	600 ²⁾	± 25	1000-1250
Ac. mejora-do sin alear <i>mejorado → templado y revenido</i>	Ck 45	mej.	65-80	40	190-230	± 30	1100-1300
	Ck 60	mej.	75-90	49	217-265	± 35	1300-1500
Ac. mejora-do al Mn	30Mn5	mej.	80-95	55	230-270	± 38	1500-2000
	37MnSi5	mej.	90-105	65	260-300	± 45	2000-3000
	42MnV7	mej.	100-120	80	290-350	± 50	3000-4000
Ac. cement. aleado	15CrNi6	templ.	90-120 ¹⁾	65	600 ²⁾	± 45	2000-3000
	18CrNi8	templ.	120-145	80		± 50	3000-4000
	16MnCr5	templ.	80-110	60		± 43	1900-3000
	20MnCr5	templ.	100-130	70		± 47	2200-3400
Ac. mejora-do aleado	34Cr4	templ.	130-155 ³⁾	100	380-450	± 50	3000-4000
	41Cr4	templ.	155-180 ³⁾	130			
	50CrV4	templ.	150-175 ⁴⁾	130			
	50CrMo4	templ.	150-174 ⁴⁾	130			

1) Resistencia del núcleo.
 2) Estos valores son válidos para la capa superficial templada.
 3) Templado en baño de cianuro.
 4) Templado en aceite.
 Los materiales sintéticos de elevada calidad, como tejidos endurecidos y chapa de madera prensada pueden ser solicitados como la GG-18.

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 - BARCELONA - 2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS	TIPOS DEL IHA	CALIDADES BOFORS	DESIGNACION DEL MATERIAL	COMPOSICION APROXIMADA								EQUIVALENCIAS OFICIALES APROXIMADAS											
				C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V	W	Co	Otros	ESPAÑA		ALEMANIA DIN	SAE/AISI EE. UU.	FRANCIA AFNOR FN	INGLATERRA BS	ITALIA UNI	SUECIA SIS		
														TNA	INTA							TIPO	N.º
ACEROS DE CONSTRUCCION																							
CARBONO	F-111	B3	Acero al carbono extra suave	0,13	0,30	0,5									F-2 F-3	111110	St 37-3	0116	1012	—	En 2B	C-20	1350
	F-112	B4	Acero al carbono suave	0,20	0,30	0,5									F-3	111120	Ck22	1151	1020	XC18F	En 3	C-30	1450
	F-113	B7	Acero al carbono semisuave	0,35	0,30	0,5									F-4	111130	Ck35	1181	—	XC32F	S 71	C-40	1550
	F-114	B10	Acero al carbono semiduro	0,50	0,30	0,7									F-5	111140	Ck45	1191	1045	XC48F	En 43	C-50	1650
	F-115	B12	Acero al carbono duro	0,60	0,30	0,5									F-6	111150	Ck60	1221	1055	XC55	En 9	C-60	1655
		B14	—	0,70	0,30	0,40								—	—	Ck70	1249	—	XC70F	3524	—	—	—
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752	Acero al Cr-Mo de 90 Kgs/mm. ²	0,35	0,30	0,8		1,1	0,2					E-8	111250	34CrMo4	7220	4135	35CD4	DTD167A	32CD4	2234	
	F-125	RO952	—	0,40	0,30	0,8		1,1	0,2					E-8	111250	42CrMo4	7225	4140	42CD4	En 19 A	32CD4	2244	
	F-128	CROB61	Acero de baja aleación de 100 Kgs/mm. ²	0,35	0,30	0,7	1,4	1,4	0,2					—	—	34CrNiMo6	6582	4337	35NCD6	En 110	35NCD7	2541	
	F-132	KR73	Acero al Cr-Ni de autotemple	0,35	0,30	0,5	4,2	1,2						B-1	111320	35NiCr18	5864	—	35NC15	En 30 A	—	2536	
	F-222	RO653	Acero al Cr-Mo soldable	0,25	0,30	0,7		1,1	0,2					E-8	112220	25CrMo4	7218	4130	25CD4	DTD167A	25CD4	2225	
F-411	N82	Acero al Mn de 80 Kgs/mm. ²	0,40	0,30	1,3								E-4	111430	20Mn4	5038	1041	40M5	En 15 B	525CV5	2120		
MUELLES	F-131	R206	Acero para cojinetes	1,0	0,35	0,35	1,5							B-2	111310	100Cr6	2067	52100	—	En 31	100C5 100C6	2258	
	F-143	RP1152	Acero al Cr-Va para muelles	0,50	0,30	0,9		1,1	0,15					E-4	111430	50 CrV4	8159	6150	50CV4	En 47	525CV5	2230	
F-144	S145	Acero al Mn-Si para muelles	0,55	1,7	0,7								E-6	111440	55Si7	0904	9255	55S7	En 45	4855	2090		
CEMENTACION	F-151	B4V	Acero al carbono de cementación de temple en agua.	0,15	0,30	0,7								F-1	111510	Ck15	1141	1016	XC12F	En 32 B	C-10	1370	
	F-154	HR33	Acero al Cr-Ni de cementación de 95 Kgs/mm. ²	0,12	0,30	0,5	3,0	0,7						D-2	111540	14NiCr10	5732	3310	10NC12	En 36 A	15NC11	2514	
	—	DR34	Nueva aleación que sustituye a la anterior.	0,15	0,30	0,7	1,5	0,8						—	—	—	—	—	16NC6	En 352	—	2511	
NITRURACION	F-171	ROP63	Acero para nitruación al Cr-Mo de 95 Kgs/mm. ²	0,30	0,30	0,7	0,5	2,5	0,3	0,3				N-4	111710	30CrMoV9	2307	—	—	—	—	30CD10	2240
	F-174	ARO75	Acero para nitruación al Cr-Al-Mo de 95 Kgs/mm. ²	0,35	0,35	0,7		1,1	0,3		Al 1,1			—	—	34CrAlMo5	8507	—	42CAD 7-12	En 41	—	2940	
INOXIDABLES	F-312	2R47	Acero inoxidable al Cromo	0,20	0,35	0,40	0,5	12						C-2	113120	X20Cr13	4021	51420	Z20C13	En 56 C	X25C13 X32C13	2303	
	F-313	RE39	Acero inoxidable al Cr-Ni	0,20	0,30	0,5	2	18						—	113130	X22CrNi17	4057	51431	Z20CN17	En 57	X20CrNi17 X20CrNi18	2321	
	F-314	RIM29	Acero inoxidable al Cr-Ni (18-8)	0,08	0,40	1,8	9	18						C-1	113140	X17CrNi18-8	4300	30302	Z8CN17-08	En 58 A	X17CrNi18-8 X19CrNi18-8	2330	
	—	RLH2	Acero austenítico inoxidable al 18-8	0,10	0,40	1,8	8	18			5 0,25			—	—	X19CrNi18-8	4305	30303	—	En 58 M	—	2346	
VALVULAS	F-321	RCT	Acero de válvulas 12-12	0,45	2,3	1,3	12	15		3,0				C-4	113210	X45CrNi18-9	4943	—	Z42CNWS 14-12	En 54	—	—	
	F-322	SRO	Acero silicóum	0,45	2,8	0,45		9	0,3					C-5	113220	X45CrSi9	4718	—	Z45CSD9	En 52	—	18-10	
REFRACTARIOS	—	SIR	Acero refractorio al Cr	0,10	0,6	0,7		25						—	—	X15CrNi25-20	51446	—	—	—	—	2322	
	F-331	REB210	Acero refractorio al Cr-Ni	0,18	1,0	1,8	21	25						—	—	X15CrNi25-20	4841	30310	—	Z18CN 24-20	—	Z18CN24-20	2361
	F-332	RIM294	Acero refractorio 18-8 estabilizado	0,07	0,40	1,8	11	18			0,4			—	—	X10CrNi18-8	4541	30321	Z6CNT 17-10	En 58 C	X10CrNi18-8	2337	
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																							
CARBONO	F-513	B15T	Acero al carbono	0,75	0,30	0,40								F-7	—	—	—	—	—	—	UCB0	—	
	F-514	B15V	—	0,80	0,20	0,30								F-8	—	C85W1	1530	W1(0,80)C	—	—	—	UC90	1780
	F-515	B20V	—	1,0	0,20	0,30								F-9	—	C100W1	1540	W1(1,00)C	—	—	—	UC100	1880
	F-516	B24V	—	1,20	0,20	0,30								U-44	—	C115W2	1650	W1(1,20)C	—	—	—	UC120	1885
	F-517	B28V	—	1,40	0,20	0,30								—	—	C130W2	1660	W1(1,40)C	—	—	—	UC140	—
INDEFORMABLES	—	RT60	Acero indeformable al Cr-W	2,00	0,30	0,7		13		1,2				—	—	X210CrW12	2436	D3	Z200C W13	—	—	2312	
	F-521	R60	Acero indeformable al Cromo	2,00	0,30	0,6		13						U-12	—	—	—	—	—	—	UX200 C13	—	
	F-522	RT1733	Acero indeformable al Cr-Mn-W	0,90	0,30	1,2		0,6		0,1	0,6			U-13	—	80W CrV3	2511	O1	80M08	—	—	U85MVB	2140
	F-523	R206	Acero indeformable bajo al Cromo	1,0	0,35	0,35		1,5						B-2	111310	100Cr6	2067	52100	—	En 31	100C5 100C6	2258	
	—	SR1855	Acero indeformable al Cr-Si	1,0	1,5	0,8		1,0						—	—	125CrSi5	2109	—	100C4	—	—	2092	
ENDURE	F-524	RTOP12	Acero para buriles	0,50	1,0	0,35		1,2	0,3	0,2	2,5			U-21	—	45WCv7	2542	S1, Cr-W	—	—	—	50Wc20	2710
ESTAMPACION	—	HR01243	Acero para estampación en frío y caliente Cr-Ni-Mo	0,55	0,30	0,40	3,0	1,0	0,3					—	—	—	—	—	—	—	—	—	2550
	F-528	DR01133	Acero para matrices en caliente al Cr-Ni-Mo	0,55	0,30	0,7	1,6	0,6	0,3					U-34	—	55NiCrMoV6	2713	—	50ND6	—	—	—	55NiCrMo6
TRABAJOS CALIENTE	—	ROP19	Acero para fundición inyectada hasta 700°C Cr-Mo-Va	0,40	1,0	0,40		5,3	1,4	1,0				—	—	X38CrMoV51	3243	H13	Z40CDV5	—	—	—	2242
	—	QRO45	Acero para fundición inyectada de más de 700°C Cr-Ni-Mo	0,30	0,30	0,6		2,8	2,8	0,5	2,8			—	—	—	—	—	30CDKV11	—	—	—	—
RAPIDOS	F-534	PO2	Acero rápido resistente a la fisión	0,85	0,20	0,30		4	5	2,0	6,5			—	—	DMe5	3343	M 2	Z85WDV 06-05	—	—	—	2722
	F-532	P15	Acero rápido al 18% W	0,80	0,20	0,30		4	1	1,5	18	2		R-2	—	E18Ca3	3245	T 2	Z80WK V18	—	—	UX18W18	2752
	F-533	Q5	Acero extra-rápido al 5% Co	0,85	0,20	0,30		4	1	1,7	18	5		R-3	—	E18Ca5	3255	T 4	Z85WK 18-05	—	—	UX80 WK185	2754
	F-534	Q10	Acero extra-rápido al 10% Co	0,85	0,20	0,30		4	1	1,7	18	10		R-4	—	E18Ca10	3265	T 5	Z85WK 18-10	—	—	UX80 WK1810	2756
	—	QX2	Nueva aleación extra-rápida al Cr-Mo-W-Co-Va	1,0	0,20	0,30		4	5	2,5	6,5	9,5		—	—	EW9Co10	3207	M 36	Z110KW 9-05	—	—	—	—

Los datos que figuran en estas tablas, recopiladas y coordinadas por D. Juan José Ribes, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS.

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 - BARCELONA - 2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS	TIPOS DEL IHA	CALIBRES BOFORS	TRATAMIENTOS TERMICOS				CARACTERISTICAS MECANICAS						OBSERVACIONES					
			FORJA °C	NORMALIZADO °C	RECOCIDO °C	TEMPLE °C	REVENIDO °C	RECOCIDO HB	TEMPLEADO Y REVENIDO HB	RESISTENCIA kg/cm²	ELASTICIDAD kg/cm²	ALONGAMIENTO %		REDUCCION DE AREA %				
ACEROS DE CONSTRUCCION																		
CARBONO	F-111	B 3	1150-900	900-940	680	900	Agua	—	—	—	—	40-50	20-25	24	50-40	24-18	Sin recocer: Dureza: 120-150	
	F-112	B 4	1150-875	875-920	680	880	Agua	—	—	—	—	44-52	23-25	24	50-40	18-13	Sin recocer: Dureza: 120-150	
	F-113	B 7	1150-850	850-870	680	830-840 860-890	Agua Aceite	550-650	—	170-250	—	50-60	25-28	22	50-40	13-10	Sin recocer: Dureza: 140-180	
	F-114	B 10	1100-800	840-870	680	820-850 840-870	Agua Aceite	550-650	210	200-290	—	60-70	29-32	18	50-40	10-7	Elementos de máquinas, herrajes, piezas de resistencia de menor responsabilidad, etc.	
	F-115	B 12	1100-800	830-850	680	810-840 830-850	Agua Aceite	550-650	240	200-300	—	70-80	32-35	15	50-35	10-7		
		B 14	1000-750	830-850	680	790-810 810-830	Agua Aceite	550-650	250	250-310	—	75-85	35-40	13	50-35	8-3		
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752	1100-800	840-870	700-730	840-870	Aceite	500-650	220	235-340	—	78-100	58-95	13-7	50-55	12-6		
	F-125	RO952	1100-850	840-870	700-730	840-870	Aceite	500-650	220	245-340	—	80-110	62-98	12-6	50-55	12-6	Elementos de máquinas, piezas de gran resistencia y buena tenacidad, como ejes, cigüeñales, bielas, reductores de velocidad etc. Piezas de alta resistencia con buena templabilidad.	
	F-128	CRO861	1100-850	840-870	700-730	830-860	Aceite	550-650	240	250-370	—	70-120	75-100	10-5	45-50	10-5		
	F-132	KR75	1050-850	—	740-760	880-830	Aceite o Aire	200-250	270	475-525	310-365	175-190	150-165	7-5	25-30	6-4		
	F-222	RO653	1100-800	840-870	700-730	820-850 840-870	Agua Aceite	500-600	210	270-340	—	90-115	70-90	12-7	50-55	12-6		
	F-411	N82	1100-800	840-870	680-710	820-850 840-870	Agua Aceite	550-650	180	170-190	—	78-90	50-60	17-15	45-50	10-6		
MUELLER	F-131	R206	1000-800	—	780-810	800-810 820-840	Agua Aceite	100-300	210	—	63-53	—	—	—	—	—	Acero indeformable especial para cajinetes a bolas, rodillos y agujas.	
	F-143	RP1152	1050-800	820-860	750-765	820-860	Aceite	400-450	240	385	—	140-160	130-150	5-3	20-35	4-3	Muelles espirales, balistas, flejes, cuerda de piano, resortes, etc.	
CEMENTACION	F-151	B4V	1150-800	890-920	—	—	—	—	160	—	60-64	40-50	20-25	13-6	35-45	17-15	CEMENTACION: En cajas a gas: 880-920°C Baños sales: 850-900°C	
	F-154	HR33	1100-800	860-890	640-670	—	—	—	200	—	60-64	90-120	50-75	13-10	50-40	10-5	Temple único: B4V, 770-800°C HR33 y DR34: 780-830°C	
		DR34	1100-800	860-890	640-670	—	—	—	200	—	60-64	90-120	50-75	14-10	50-40	12-6	Revenidos: 150-200	
MILN MILION	F-171	ROP63	1100-850	900-930	730-760	900-930	Aceite	600-625	230	295-330	—	95-110	75-95	12-10	40-50	8-7	Piezas de elevada resistencia y gran dureza superficial.	
	F-174	ARO75	1100-850	900-930	730-760	900-930	Aceite	600-700	220	250-300	—	85-100	65-85	15-10	40-50	5-4		
INOXIDABLES	F-312	2R47	1150-900	990-1010	820-850	970-1000	Aceite	300-775	200	255-400	—	60-80	50-70	15-10	30-40	14-10	Martensítico.	
	F-313	RE39	1150-900	—	730-780	975-1000	Aceite	150-725	250	250-300	—	85-100	60-70	15-12	30-40	12-10	Ferrítico - Martensítico	
	F-314	RIM29	1150-900	—	1040-1060	—	—	—	—	160-200	—	50-60	20-30	60-50	40-70	35-30	Austenítico	
		RLH2	1175-950	—	1040-1060	—	—	—	—	160	—	50-60	20-30	60-50	40-45	9-8	Austenítico	
VAL VILAS	F-321	RCT	1100-900	—	—	950-1000	Agua	—	—	240	—	60-70	30-40	30-25	40-35	5-4	Austenítico	
	F-322	SRC	1100-900	—	850-880	1040-1060	Aceite	—	—	230	330-350	—	90-100	80-90	16-12	30-40	3-2	Martensítico
BERBIC TARIOS		SIR	1050-700	—	800-850	—	—	—	—	170	170-190	—	60-70	40-50	25-20	40-30	2-1	Ferrítico
	F-331	REB210	1150-900	—	—	1040-1060	Agua	—	—	—	180-200	—	45-55	20-30	40-30	12-10	12-10	Austenítico
	F-332	RIM294	1150-900	—	—	1040-1060	Agua	—	—	—	160-165	—	50-60	20-30	45-40	10-40	18-15	Austenítico
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																		
CARBONO	F-513	B15T	950-750	820-830	710	780-800	Agua	150-225	180	—	64-55	—	—	—	—	—	Matrices de corte y embutición - Cuchillos	
	F-514	B15V	950-750	—	710	780-800	Agua	150-225	180	—	64-55	—	—	—	—	—	Brocas - Escariadores - Fresas - Rasquetos	
	F-515	B20V	950-750	—	750	770-800	Agua	150-225	180	—	65-55	—	—	—	—	—	Trepanos - Buriles - Traqueles - Punzones	
	F-516	B24V	950-750	—	750	770-800	Agua	150-225	180	—	66-55	—	—	—	—	—	Escoplos - Limas - Sierras - Hileras	
	F-517	B28V	900-700	—	750	760-780	Agua	150-225	180	—	67-55	—	—	—	—	—	Instrumentos de medición. Hojas de afilar - Navajas - Herramientas para madera.	
INDEFORMABLES		RT60	1100-900	—	875	960-1000	Aceite o aire	200-300	250	—	63-59	—	—	—	—	—	Matrices de corte del máximo rendimiento.	
	F-521	R60	1100-900	—	850	930-950	Aceite o aire	200-300	220	—	63-58	—	—	—	—	—	Especiales para corte de chapa magnética.	
	F-522	RT1733	1000-800	—	765	790-830	Aceite	100-300	200	—	63-53	—	—	—	—	—	Matrices de corte y estampación de metales.	
	F-523	R206	1000-800	—	790	800-840	Agua Aceite	100-300	210	—	63-53	—	—	—	—	—	Matrices de gran rendimiento.	
		SRI855	1000-800	—	810	850-880	Aceite	150-450	220	—	64-58	—	—	—	—	—		
F-524	RTO912	1000-800	—	750	860-900 880-920	Agua Aceite	150-200 300-350	240	—	—	58-53	—	—	—	—	—	Especial para butaneras neumáticas y manuales.	
ESTAMPACION		HD043	1100-850	—	750	810-830 830-850	Aceite Aire	150-250 450-650	230	—	58-48	—	—	—	—	—	Para matrices de estampación en caliente y en frío.	
	F-528	DRO1133	1100-850	—	750	830-850	Aceite	180-250 400-650	210	—	58-48	—	—	—	—	—		
MOLDES CALIENTE		ROPI9	1050-850	—	875	1000-1050	Aceite o aire	500-600	190	—	55-44	—	—	—	—	—	Moldes para fundición inyectada de metales. Herramientas para trabajos en caliente.	
		QRO45	1050-900	—	875	1025-1075	Aceite o aire	500-650	175	—	52-46	—	—	—	—	—		
CAPILLOS	F-534	PO2	1150-900	—	875	1220-1240	Temple en aceite	540-570	230	—	65-63	—	—	—	—	—	Herramientas de corte para altas velocidades.	
	F-552	P15	1150-900	—	875	1260-1280	Temple en aceite	540-570	260	—	65-63	—	—	—	—	—	Al tratar térmicamente los aceros rápidos hay que calentar lentamente hasta el color rojo y después rápidamente hasta la temperatura de temple.	
	F-553	Q5	1150-900	—	875	1260-1280	Temple en aceite	540-570	260	—	65-63	—	—	—	—	—	Para obtener el máximo rendimiento conviene efectuar dos revenidos después del temple.	
	F-554	Q10	1150-900	—	875	1260-1820	Temple en aceite	540-570	280	—	66-63	—	—	—	—	—		
		QX2	1150-900	—	875	1220-1240	Temple en aceite	540-570	270	—	67-63	—	—	—	—	—		

Los datos que figuran en estas tablas, recopilados y coordinados por D. Juan Bosch Ribes, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS. Para el empleo de materiales de otras fábricas deben atenderse a los caracteres que faciliten las casas suministradoras. Sinus in reverso

SCHRÖDER & CIA Plaza Medinaceli, 4 - BARCELONA-2

TABLAS DE EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES DE ACEROS

GRUPOS	TIPOS DEL IHA	EQUIVALENCIA APROXIMADA CON DIVERSAS ACERERIAS																																
		ALEMANIA		FRANCIA		INGLATERRA		SUECIA		ALEMANIA		FRANCIA		INGLATERRA		SUECIA																		
		BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)	BOFORS (SUECIA)																
ACEROS DE CONSTRUCCION																																		
CARBONO	F-111	B3	F3H	CS	F-2	LC-2		RM2				BD	VAR				A5	1350	—	2L5, 3L5	—	3	—											
	F-112	B4	F3X	EC-1	F-3	LC-3		RM3				BM25	W7				MEDC	1450	—	5L	—	4	—											
	F-113	B7	F4H	EC-2	F-4	LC-4		RM4				BM35	W6W				A10 HTC	1550	M35	7L	—	7	—											
	F-114	B10	S5	EC-4 EC-5	F-5	LC-5		RM5				BM45	W6H				A	1650	M45	9L	—	9	—											
	F-115	B12	TM	EC-7 EC-8	F-6	LC-6		RM6				BM60	T5 Extra				A-51	1655	—	11L	1	12	—											
		B14	T	EC-10	F-7	LC-7		RM7																										
GRAN RESISTENCIA	F-125	RO752						FK40 FK44	MO35	GMCA	S200h	LT4 CMY2					UM7	H24		C643	252H	—	—	Stato 7	93									
	F-125	RO952						FK44	MO40	GMCA	S200h	LT4 CMY2					UM8	H24		C345	253H	—	—	Stato 8	195									
	F-128	CRO861	291					MOX115	MOX115											K825	372HJ	—	136	Nitro 812	178									
	F-132	KR75	DTA		B-1	N5CR		EF62	RA66		ZMN										K669	372S	6N4C2	—	148									
	F-222	RO653	AKOM	URKO-D	E-8	MO		FK340	MO25		GMCA	S200w	CM4								C642	252H	5C2 Mo	—	Stato 5	192								
F-411	N82						VM100	VM100												B805	123H	BLM	—	BM10	52									
INFORMALES	F-131	R206	CB	URKO-2				FI06P	RW31		KK		CRK	RBA	RAD					C220	SKF-3	17C3	11	20C15	80									
	F-143	RP1152	MCV ME MSA	CROMA SIMA	E-5	CRUM		FM1041 SIRO BM SIM	F2K				CV5	CV4							Y300	KVR			C424	264HF	10C2V	46	Tirring 3	356				
	F-144	SI45			E-4	RAL			REF				AS	ES							RM52 SS DUR	MCS			Si Mo (Yo175)	S310	134HF	10L52	43	Tirring 1	—			
	F-151	B4V	CC	EC-0	LC1C	A3P	RA2						FS F5h	LM1	TEM																			
	F-154	HR33	CNC	CN	D-2	LN	REC1																											
INDIFORMES	F-171	ROP63	EG																															
	F-174	ARO75	CAN																															
	F-312	2R47	HI	INOX-0	LNO	V3M	RNOh																											
	F-313	RE39	IN	INOX-3	C-1	LN-8	(V2AN)																											
	F-314	RIM29	LCH	INOX-2	C-1	LN-8	(V2AN)																											
VALVULAS	F-321	RCT	V-14	INOX-A	C-4	WF100	RYCW																											
	F-322	SRO	V5C	INOX-Y	C-5	LV	Silicio 1	RVE																										
			SIR																															
	F-331	REB210	Temal	INOX-4																														
	F-332	RIM294		INOX-Ti																														
ACEROS PARA HERRAMIENTAS																																		
CARBONO	F-513	B15T	T	EC-10	F-7	LC-7		RT8	Alpha																									
	F-514	B15V	TD	IRATI-8	F-8	LC-8	HM4	RT9	Balined																									
	F-515	B20V	DS	IRATI-10	F-9	LC-9	BS3	RT10	X-10																									
	F-516	B24V	D	IRATI-11	F-9	LC-11	HM3	RT11	X-12																									
	F-517	B28V	DM	IRATI-11	U-44	LC-13 H	HM2	S712																										
INFORMALES		RT60																																
	F-521	R60	FC	AYA	U12	CRC	F2048 DF158C	RCC	NN	Special X	TRUMFADOR	2002																						
	F-522	RT1733	QTM	ARRATE	U13	IWY IND	BFC F4048	RUS	SAWALLI BODGER	Extra MG	FAVORITO	STABIL																						
	F-523	R206	CB	UDALA				RW31																										
		SR1855																																
ESPAÑOLA	F-524	RT0912	BN BT1	ERNIO	U-21	NEU-2	BDF56	RTW2h RB12	FALCON 6	MYExtra	U3	TEXAS NB	CW2 Special MD																					
		HE0243																																
	F-528	BRO133	EST	AMOTO	U-34		HSK	RG52	Ultimo 6	GNM NBSN	SPK ARG	TBM																						
		ROPI9																																
		QRO 45																																
RAPILOS	F-534	P02	Velaz	R-2	R-2																													
	F-552	P15	Super Base	R-2	R-2																													
	F-553	Q05	Escabe	R-3	R-3																													
	F-554	Q10	XKW	R-4	R-4																													
		QX 2																																

Los datos que figuran en estas tablas, recopilados y coordinados por D. Juan Bosch Ribas, se refieren a características y resultados que se obtienen con el empleo de los ACEROS BOFORS.

Bilbon, 2018ko Otsailak 1

Sinatua:

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'JOSU OZKORTA', written over a rectangular stamp or box.

Josu Ozkorta Escribano. Ingeniaritza Mekanikoan Graduatua