

## AURKIBIDEA

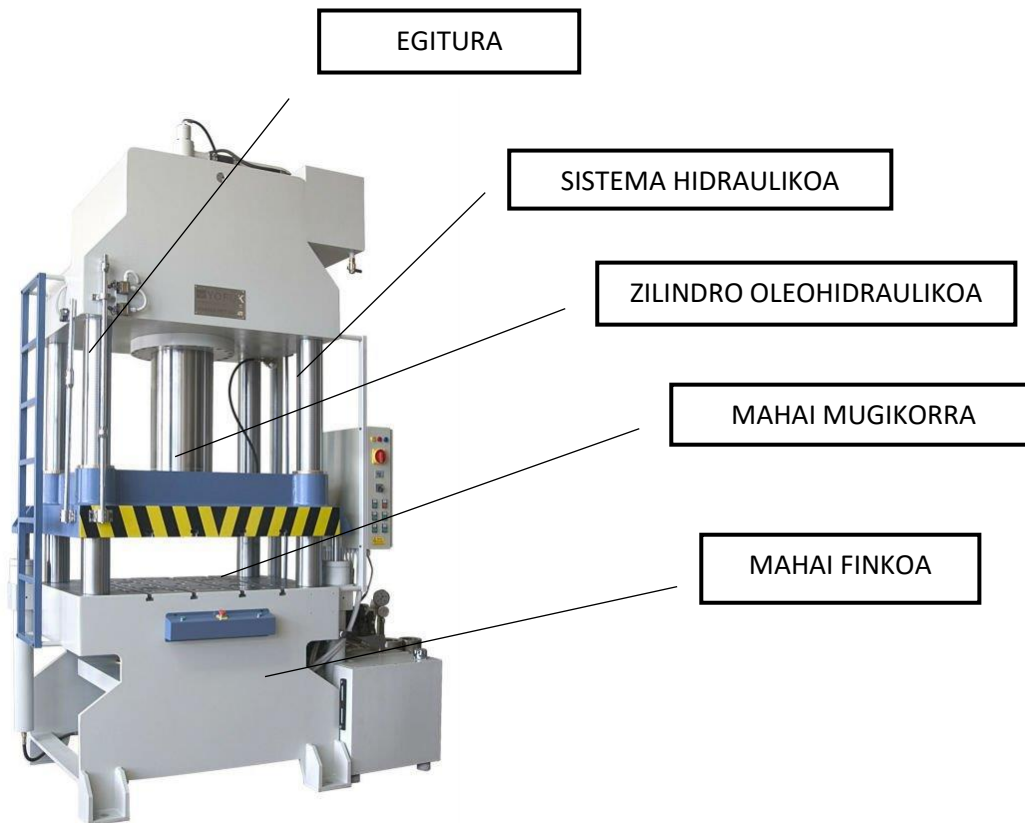
3.1 Sarrera.....	3
3.1.1 Hasierako Baldintzak.....	4
3.2 Zilindro Oleohidraulikoa.....	4
3.2.1 Atorra .....	4
3.2.1.1 Atorraren barne diametroa.....	4
3.2.1.2 Atorraren lodiera.....	8
3.2.2 Kirtena.....	15
3.2.2.1 Kirtenaren Diametroa.....	15
3.2.2.2 KIRTENAREN MUTURRA .....	23
3.2.3 ESTALKIA.....	27
3.2.3.1 ESTALKIAREN LODIERA .....	28
3.2.3.2 ESTALKIAREN HARIA.....	28
3.2.4 GIDARIA.....	30
3.2.4.1 GIDARI HARIA .....	30
3.2.4.2 GIDARIAREN LODIERA .....	31
3.2.5 PISTOIA.....	31
3.2.6 BRIDA.....	32
3.2.6.1 BRIDAREN ETA ZILINDROAREN ARTEKO LOTURA .....	33
3.2.7 TORLOJUAK .....	34
3.2.7.1 Torloju bidezko loturak .....	34
3.2.8 JUNTA, GIDA ERAZTUNAK ETA ARRASPA .....	38
3.2.8.1 GIDARIA.....	38
3.2.8.2 ARRASPA.....	39
3.2.8.3 GIDARI JUNTA.....	40
3.2.8.4 GIDA ERAZTUNA.....	41
3.2.8.5 JUNTA TORIKOA .....	42
3.2.8.6 ESTALKIA.....	44
3.2.8.7 PISTOIA.....	44
3.2.8.8 KIRTENA.....	47
3.3 Sistema Hidraulikoa.....	48
3.3.1 Ponpa Hidraulikoa .....	48
3.3.2 MOTOR ELEKTRIKOA .....	49
3.3.3 SISTEMA HIDRAULIKOAREN HODIERIA .....	51

3.3.4	ERRAKORRAK.....	54
3.3.5	ELEKTROBALBULA .....	56
3.3.6	Emariaren kontrolerako balbula .....	57
3.3.7	Presioaren kontrolerako balbula.....	60
3.3.8	SEGURTASUNA BALBULA .....	61
3.3.9	OLIOA .....	62
3.3.10	OLIO BILTEGIA .....	64
3.3.11	BERO TRUKAGAILUA .....	65
3.3.12	BALBULA TERMOESTATIKOA.....	66
3.3.13	BALBULA ITZULEZINA .....	67
3.3.14	PRESIO LERROKO IRAGAZKIA .....	68
3.3.15	Aspirazio lerroko iragazkia .....	69
3.3.16	Termometro-dun nibel adierazle optikoa .....	70
3.3.17	Nibelezko zunda .....	70
3.3.18	Aire iragazkia.....	70
3.3.19	Husteko Giltza .....	71
3.3.20	Tapoia.....	71
3.4	Egitura .....	71
3.4.1	Cross-en metodoa .....	71
3.4.2	GOIKO MUNTAIA.....	72
3.4.3	BEHEKO MUNTAIA .....	75
3.4.4	MUNTAGEN ARTEKO ZUTABEAK.....	77
3.4.5	GIDA SISTEMA .....	99
3.4.5.1	Gida ardatza .....	100
3.4.5.2	TOPEA.....	107
3.4.5.3	Mahai mugikorrekotura .....	107
3.4.5.4	Gidari junta.....	111
3.5	Loturak .....	112
3.5.1	Segurtasun koefizienteak .....	112
3.5.2	GOI MUNTAGA.....	117
3.5.3	BEHE MUNTAGA.....	122
3.5.4	Muntagen arteko zutabeak.....	128
3.5.5	Zutabe eta muntagen arteko lotura.....	129
3.5.6	Beste lotura batzuk .....	130
3.5.6.1	Muntagen estalkia.....	130
3.5.6.2	Gida sistemako ardatz eta tope arteko lotura .....	130

### 3.1 Sarrera

Alderdi honetan prentsa hidraulikoaren gain agerturiko faktore guztiak definitu eta dimentsionatzeko beharrezko dirazan kalkuluak burutuko dira. Kalkuluak arlo mekaniko eta hidraulikoaren ingurukoak dira. Horretarako, eranskinak lau atal desberdinetan banandurik aztertuko dira: zilindro oleohidraulikoa, sistema hidraulikoa, egitura eta erabilitako soldadura.

Kalkuluekaz hasteko zilindro oleohidraulikoaren osagaiak aztertuko dira. Behin kalkulu horreek burututa, kalkuluak sistema hidraulikoarentzako egingo dira. Kalkuluekaz jarraituz, zilindro oleohidrauliko eta sistema hidraulikoa bere gain izanda egitura definitu egingo da, hau da, egitura gai izan behar beharko da sortzen diran indarrak eusteko.



3.1 Irudia

Eta prozesuagaz amaitzeko, lotura hobeko bermatzeko egituraren soldadurak agertuko dira.

### 3.1.1 Hasierako Baldintzak

Prentsa hidraulikoa honek hotzean lan egingo dau. Prentsaren indarra xafla baten gain egingo da deformatuko dan pieza xafla bat lortu arte.

Prentsaren diseinuagaz hasi ahal izateko lehenik eta behin lan indarrekaz erlazionaturiko hainbat ezaugarri aurredefinitu behar dira.

Honeek izango dira proiektuaren diseinuagaz hasteko erabiliko diran hasierako datuak:

- Prentsa Indarra: 200000Kg
- Ibilbidea: 750mm
- Mahai neurriak: 2000 x 1100 mm
- Lan abiadura: 15 mm/s
- Beherazko abiadura: 80 mm/s
- Igoera abiadura: 100 mm/s
- Xafla metalikoaren lodiera: 2mm

## 3.2 Zilindro Oleohidraulikoa

### 3.2.1 Atorra

Atal honetan zilindro oleohidraulikoagaz hasteko lehen kalkuluak burutuko dira.

#### 3.2.1.1 Atorraren barne diametroa

Zilindro baten kalkulua osatzeko, kanpoaldeko gorputza osatzen dauan barne diametroan eta honen lodieran datza. Horretarako jariakinen mekanikan erabilgarri dan presioaren ekuazioa erabili egingo da, non, presioa, indarra eta azalera lotzen diran.

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

non, A: Atorraren barne azalera minimoa

F: Zilindroak garatuko dauan indarra, 200Tn.

P: Presioa

Kalkulekaz hasteko presioaren balioa jakina izan behar da, horretarako erabili egiten da normalizaturik dagoan balio bat, arau honetatik ateratakoa: UNE 101362-1986.

### 5 PRESIONES NOMINALES

El valor de la presión nominal debe ser recogido de entre las presiones siguientes expresadas en bar:

6,3 – 10 – 16 – 25 – 40 – 63 – 100 – 160 – 250 – 315 – 400

### 3.1 Taula

Lan presioa: 315 bar

Presio max: 400 bar

Presioaren balioa zein dan aukeraturik, atorraren azalera minimoa kalkulatu egingo da.

Goiko adierazpena erabilita, Azalera minimoak lortuko dira, bai lan presiorako zein presio maximorako.

$P_1$  bezala 315 bar erabilita:

$$A_1 = \frac{F}{P_1} = \frac{200000}{321.1} = 622,8589 \text{ cm}^2$$

$$315 \text{ bar} = 315 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{1\text{Kg}}{9,81\text{N}} \cdot \frac{1\text{m}^2}{10^4\text{cm}^2} = 321,1 \text{ Kg/cm}^2$$

$P_2$  bezala 400 bar erabilita:

$$A_2 = \frac{F}{P_2} = \frac{200000}{407.74} = 490,5086 \text{ cm}^2$$

$$400 \text{ bar} = 400 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{1\text{Kg}}{9,81\text{N}} \cdot \frac{1\text{m}^2}{10^4\text{cm}^2} = 407,74 \text{ Kg/cm}^2$$

Behin adierazpen horren bitartez azalerak kalkulatzeko lortuta, barne diametroaren balioa ebatzi daiteke.

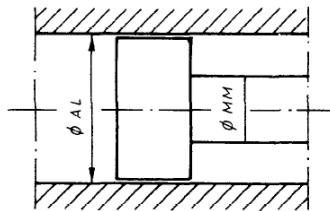
Horretarako erabiliko dan adierazpena honako hau izango da:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \longrightarrow \phi = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

$$\phi_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 622,8589}{\pi}} = 28,1611 \text{ cm} = 281,611 \text{ mm}$$

$$\phi_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 490,5086}{\pi}} = 24,99069 \text{ cm} = 249,9069 \text{ mm}$$

Aukeratu beharreko diametroa determinatzeko, presioekin bezala diametroek be normalizaturik egon behar dira, horregatik UNE 101860-1986 arautegia erabiliko da.



AL – diámetro interior cilindro  
MM – diámetro vástago pistón

Fig. – Identificación diámetros

### 3.2 Irudia

**Tabla 1**  
**Diámetros de cilindros<sup>1)</sup>**

		Medidas en milímetros										
AL		8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
	(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250	(280)	
	320	(360)	400	(450)	500							

1) Una extensión hacia mayores valores de esta gama puede desarrollarse, si fuese necesario, usando las series de números normales R10 para los diámetros AL ≤ 100 mm y la serie R20 para los diámetros AL > 100 mm. Los valores entre paréntesis son valores no preferenciales y deben usarse únicamente en aplicaciones especiales.

### 3.2 Taula

320mm-tako diametroa erabili beharko litzateke, gure lan presioak daukan diametroa baino handiagoa izan behar dalako.

Kasu honetan, 315 bar-eko lan presioagaz 281, 611mm-tako diametro lortzen denez, hori baino handiagoa dan diametroa behar izango da. Beraz taula normalizatu horretan aurki daitekeen balioa 320mm da.

Beraz, barne diametroa ezaguna izanda, aurretik aukeratutako bi presioekaz prensa indarrak eragin daiken indar maximoa kalkulatu da, 200 Tn-ra gehien hurbiltzen dana aukeratzuz.

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$F_1 = P_1 \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = 321.1 \cdot \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 258243 \text{ Kg}$$

$$F_2 = P_2 \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = 407.74 \cdot \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 327923 \text{ Kg}$$

Lehenengo zein bigarren kasuetarako barne diametro bera erabiliko da, cm-ra pasatzen dana.

Bi balio indar honeetatik 200 Tn-ra gehien hurbiltzen dan emaitza lehen presioa erabiliz lortuko dana da.

Horregatik honeek izango dira xafla prozesu honetarako erabiliko diran balioak:

- P = 315 bar
- $\phi = 320$  mm
- A = 622, 8589 cm<sup>2</sup>

### 3.2.1.2 Atorraren lodiera

Atorraren lodiera kalkulatzeko faktore batzuk kontsideratuko dira. Lehenik eta behin atorraren materiala definitu. Ondoren, tentsioa fluenta limitean eta trakzioarekiko erresistentzia zehaztuko dira. Hau kontuan izanda, zilindro oleohidraulikoetarako erabilpena daben hodi lapeatu baten enpresaren katalogora jo eta ST-52 materialdun datuak aukeratuko dira DIN-2391/94 arauaren arabera.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS					
TIPO DE ACERO	NORMA	Rm (N/mm <sup>2</sup> )	Re mín (N/mm <sup>2</sup> )	A mín.%	Condic. Sumin.
ST-52.0	DIN-2391/94	580 mín	420 mín	10	BK+S
E-355	EN-10305-1	580 mín	450 mín	10	SR

3.3 Taula

Tentsio fluenta limitean (Re): 420 N/mm<sup>2</sup>

Trakzioarekiko erresistentzia (Rm): 580N/mm<sup>2</sup>

Kalkuluekaz hasteko, aztertu beharreko hodia paretaren lodiera dirala suposatuko da.

$$e < 0,1 \cdot d \rightarrow \text{pareta txikia}$$

$$e \geq 0,1 \cdot d \rightarrow \text{pareta lodia}$$

non,

e= hodiaren paretaren lodiera

d= hodiaren barne diametroa

Pareta txikiko hodiaren agerturiko tentsioa egoera biaxialean agertzen da. Tentsioa paretaren guztian zehar konstante mantentzen da, normalean presio txikietarako erabiltzen dalarik.

Hala ere, presio handietan lan egiten danean, paretaren lodiera hormak erabiltzen dira. Kasu honetan, tentsio egoera triaxiala da eta tentsioa ez da konstantea hodiaren lodiera osoan zehar.



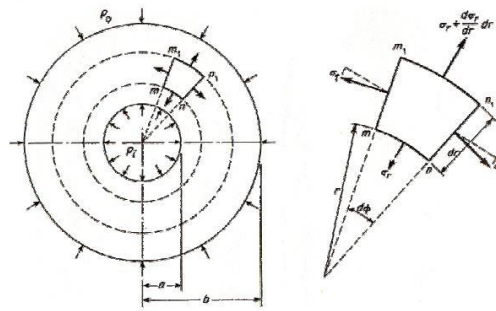


Fig. B.5 Tensiones en un cilindro de paredes gruesas

### 3.3 Irudia

Aurreko irudian tentsio aldakuntza azter daiteke lodiera desberdinetan. Hori aztertuz ikusi daiteke hodiaren barne diametroan ematen dirala tentsio handienak. Beraz, hodiaren lodiera zehazteko barne diametroak sorturiko tentsioak aztertuko dira.

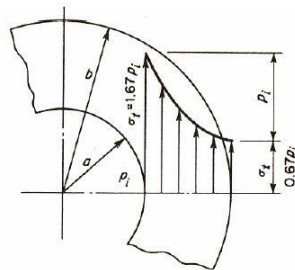


Fig. B.6 Variación de la tensión tangencial a través de la pared de un cilindro grueso,  $K = b/a = 2$

### 3.4 Irudia

Tentsioaren kalkuluak burutzeko Lamé-ren ekuazioak erabiliko dira:

$$\sigma_{bal} = \sigma_t + \sigma_r$$

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} - \frac{(p_i - p_o) \cdot a^2 \cdot b^2}{r^2 \cdot (b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} + \frac{(p_i - p_o) \cdot a^2 \cdot b^2}{r^2 \cdot (b^2 - a^2)}$$

non,

a= barne erradioa

b= kanpo erradioa

$p_i$  = barne presioa

$p_o$  = kanpo presioa

$r$  = aztertzen ari garan puntuko erradioa

$\sigma_r$  = tentsio erradiala

$\sigma_t$  = tentsio tangenziala

Ekuazio horreekaz jarraitzeko kanpo presioa nulutzat hartuko da, hau da,

$$p_0 = 0.$$

Behin tentsio erradiala zein tangenziala sinplifikaturik, Trescaren irizpidearen bitartez hutsegitea non emonga dan aztertuko da.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \geq \sigma_f$$

Irizpide honetatik tentsio baliokidea lortu daiteke:

$$\sigma_{bal} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Ekuazio eta balio guztiak elkar konbinaturik honak adierazpen hau lor daiteke:

$$\sigma_{bal} = \frac{R_e}{CS} = p_i \cdot \frac{2x^2}{x^2-1}$$

Non,

$$x = \frac{b}{a}$$

$$R_e = 420 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100 mm^2}{1cm^2} = 4281 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$p_i = 315 \text{ bar} = 321.1 \frac{Kg}{cm^2}$$

CS = Segurtasun koefizientea = 3

$$x = \sqrt{\frac{R_e}{R_e - 2 \cdot CS \cdot p_i}} = 1,34$$

Barne eta kanpo diametroak erlazonaturik dagoz. Hurrengoko adierazpenen bitartez, bi diametroak elkar erlazonaturik, lodiera kalkulatu ahal izango da.

$$x = \frac{\phi_{kanpo}}{\phi_{barne}} = 1,34 \rightarrow \phi_{kanpo} = 1,34 \cdot \phi_{barne} = 1,34 \cdot 320 \approx 430mm$$

$$e = \frac{\phi_{kanpo} - \phi_{barne}}{2} = \frac{430 - 320}{2} = 55mm$$

Atorraren dimentsioak honako honeek izango dira:

$$\begin{aligned}\phi_{barne} &= 320mm \\ \phi_{kanpo} &= 430mm \\ e &= 55mm\end{aligned}$$

### NEKEA

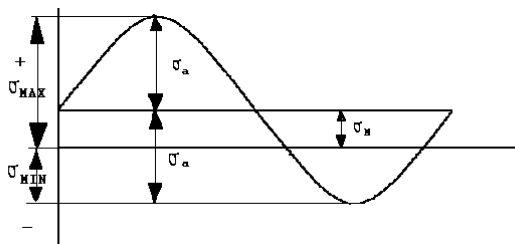
Atorraren barne diametroa eta lodiera jadanik definitu egin dira. Hori osaturik tentsio kalkuluak burutu dira. Onargarritzat hartu dira. Horregatik, egin beharrezko azken frogapenak neke ingurukoak izango dira.

Pieza bateri indar bat aplikatzen jago. Prozesu hori behin da berriro errepikatuz, azkenean pieza hori nekegatik huts egingo dau. Nekea, tentsio kontzentrazioa dagoan une batean hasiko da, pitzadura txiki bat sortuz. Denbora Aurrera joan ahala pitzadura handitu egingo da, zeharkako sekzioa txikituz. Azkenik, piezaren apurketa emango da.

Apikaturiko indarrak modu irregularrean jotzen dabe, forma sinusoidal bat hartuz, ziklo batzuen menpe dagoana.

Tentsio aldakor honeek itxura sinusoidala dauka.

Ziklo asimetrikoa:



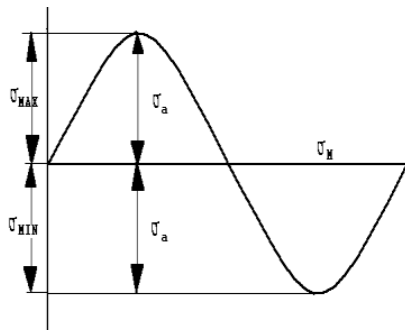
3.1 Grafikoa

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

$$\sigma_{max} > 0$$

$$\sigma_{min} < 0$$

Ziklo simetrikoa:



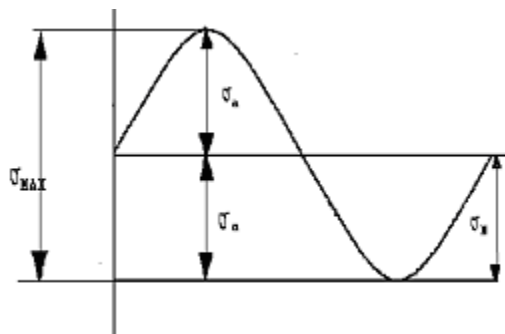
3.2 Grafikoa

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

$$\sigma_m = 0$$

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

Aldizkako zikloa:

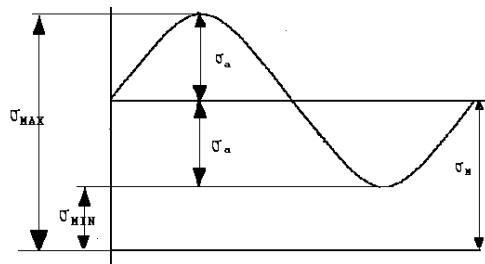


3.3 Grafikoa

$$\sigma_{min} = 0$$

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

Pultsazioko zikloa:



3.4 Grafikoa

$\sigma_{min}$  eta  $\sigma_{max}$  zeinu berdina dabe.

Prentsa hidraulikoari jagokon zikloa aldizkakoa izango da.

Jarraian, Soderberg-en ekuazioa erabiliko da kalkuluak burutzeko, ekuazio hau denboran zehar prentsa hidraulikoaren zilindroek kargen ondorioz pairatzen dituzten tentsioak aldakorrak diralako hautatu da.

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

non,

CS= segurtasun koefizientea

$\sigma_m$ = batezbesteko tentsioa

$\sigma_r$ = tentsio alferno

$\sigma_u$ = Nekearen tentsio limitea

$\sigma_{yp}$ = materialaren isurpen tentsioa

$\sigma_e$ = Piezaren neke muga tentsioa

$\sigma_e^l$  = Materialaren neke muga

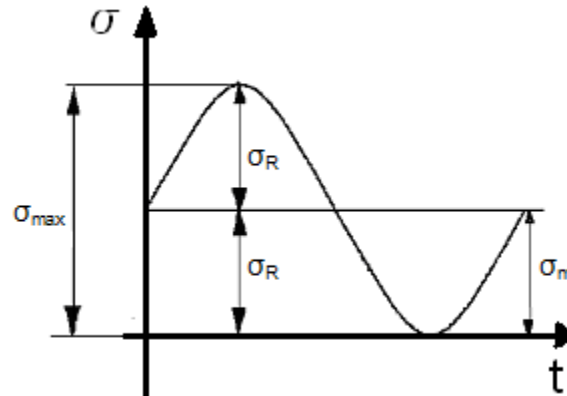
Jarraian  $\sigma_{max}$  eta  $\sigma_{min}$  kalkulatu dira. Kontutan hartu behar da prozesuan emandako egoera tentsional kritikoa atorraren barrualdeko puntuan emoten dala.

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Atorraren lodiera kalkulatu tako  $\sigma_{bal}$  erabilita:

$$\sigma_{bal} = p_i \frac{2x^2}{x^2 - 1} = 321,1 \cdot \frac{2 \cdot 1,34^2}{1,34^2 - 1} = 1450 \text{ Kg/cm}^2$$



3.5 Grafikoa

$$\sigma_{bal} = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

$$\sigma_{min} = 0 \rightarrow \sigma_{bal} = \sigma_{max}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max}}{2} = 725 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = 725 \text{ kg/cm}^2$$

Ondoren, piezaren nekearekiko azterketa burutzeko material horretako probeta birakorraren nekeगतiko tentsio limitea kalkulatu behar da.

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

Non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakziozko erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_u = 580 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1 \text{ Kg}}{9,81N} \cdot \frac{100\text{mm}^2}{1\text{cm}^2} = 5912 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot 5912 = 2956 \text{ kg/cm}^2$$

non,

$C_s$  = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,9$

$C_d$  = Dimentsio eta geometría koef.  $\rightarrow C_d = 0,75$

$C_t$  = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 0,8$

$C_v$  = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

$$\sigma_e = 2596 \cdot 0,9 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \cdot 1 = 1401 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak definituta CS kalkulatu da, 1 baino handiagoa izan beharko dalarik nekeagatik aurrean lan egiteko.

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{725}{4281} + \frac{725}{1401} = 0,686$$

$$CS = \frac{1}{0,686} = 1,4577$$

Dimentsionamendu egokia nekeagatik ez hutsegiteko.

### 3.2.2 Kirtena

Atal honetan, zilindro oleohidraulikoaren kirtena aztertuko da.

#### 3.2.2.1 Kirtenaren Diametroa

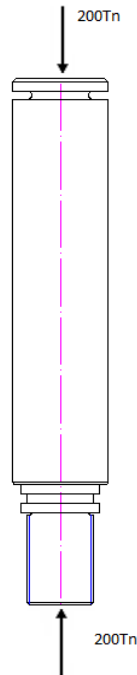
Mugimendua kirtenaren bidez transmititzen da.

Kirtenak konpresiozko tentsio baten pean lan egiten dau. Horregatik, konpresio eta gilbordura kalkuluak burutuko dira honen diametroa determinatzeko. Behin diametroa ezaguturik neke kalkulua egingo da hutsegiterik ematen ez dan ziurtatzeko.

Hala ere, erabili beharreko diametroa zehazteko UNE 101360-86 araudia erabili egingo da.

### KONPRESIOA

Prentsak zilindro oleohidraulikoen bidez mahai mugikorra mugitzen dau bi mahaien arteko kontaktua emon arte. Zilindroaren kirtena behearanzko mugimendua transmititzeaz arduratu egiten da eta akzio erreakzio printzipio aplikatuz kirtena konpresio indarra pairatzen dau. Kasu partikular honetan 200Tn-tako konpresio indarra aplikatuko jako.



3.5 Irudia

Kalkulu honek burutzeko erabiliko dan materiala F-114 da, DIN 2391 araudia kontuan harturik.

Material honek dituen ezaugarri mekanikoak honakoak dira:

Materiala= F-114 kromatua

F=200.000Kg

E<sub>altzairu</sub>= 2,1·10<sup>6</sup> Kg/cm<sup>2</sup>

#### Propiedades mecánicas de la barra cromada

Propiedad mecánica	Unidades	F-114	F-125
Resistencia	N/mm <sup>2</sup>	630-850	900-1300
Lim. Elástico	Re N/mm <sup>2</sup>	min. 370	min. 650
Alargamiento	A5 % Min.	14	10
Ens. de Impacto	J	25	30-35
Dureza	HB	207	241
Soldabilidad		Buena	Buena

3.3 Taula

$$\sigma_r = 370 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 3771 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_e = 750 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 7645 \text{ kg/cm}^2$$

Lehenik eta behin segurtasun koefizientea zehaztu behar da.

CS hori kalkulatu beharra dago tentsio onargarria kalkulatu ahal izateko.

Kasu berezi honetan erabiliko dan segurtasun koefizientea 6 izango da, hau da, CS=6.



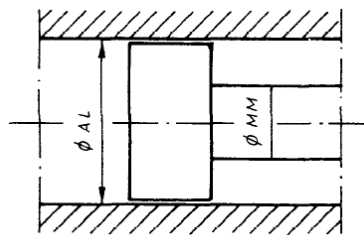
$$\sigma_{onarg} = \frac{\sigma_r}{CS} = \frac{3771}{6} = 628,5 \text{ kg/cm}^2$$

Materialaren tentsio onargarria eta zilindroak eragindako indarra ezagunak diranez, kirtenaren diametroa minimoa kalkulatu beharra dago.

$$\sigma_{onarg} = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{onarg}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 200000}{\pi \cdot 628,5}} = 20,128 \text{ cm} \rightarrow 201,28 \text{ mm}$$

d horren bitartez diametro normalizatua lortu daiteke.

Diametro normalizatu hori lortzeko UNE 101360-86 araudiak ematen duen taularen bitartez lortu daiteke.



AL – diámetro interior cilindro  
MM – diámetro vástago pistón

Fig. – Identificación diámetros

### 3.6 Irudia

Tabla 2  
Diámetros de vástagos de pistón<sup>1)</sup>

		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.

### 3.4 Taula

Hurrengo diametroetatik handiagoa dan eta arautua dagoan hurrengo diametroa 220mm-takoa da, aurretik lortutako 200mm baino handiagoa baita.

## **GILBORDURA**

Fenomeno hau konpresio indarretan agerturiko arrsikutsuetako bat da. Lerdentasun handiko piezetan agertzen da normalean, beti ere konpresioan lanean badago. Fenomeno hau aztertzeko indar axiala kontutan izango da. Barra batek zuzentasuna mantentzeko indar kritiko baten azpitik egon behar da lanean, indar kritiko hau gainditzen danean barra inertzia minimoa dauan ardatzetik deformatuko da eta barra ezegonkorra egingo dau aplikatzen diran indarren artean. Hainbat método dagoz eta kasu honetan Euler edo Tetmajer-en irizpidea erabiliko da.

Kalkuluekaz hasteko kirtenaren luzera definitu beharra dago. Hori burutzeko datu hurbildu batzuk aukertuko dira. Datu honeen batura kirtenaren luzera izango da.

- Ibiltartea: 750mm, kirtenak daukan ibilbide luzera.
- Kanpoaldea: 150mm, atorratik kanpo gelditutako kirten zatia
- Haria: 150mm, Pistoia kokatzeko kirtenak izan beharreko hari neurria.
- Gidaria: 100mm, atoretik gidari kanpoaldera emandako distantzia.

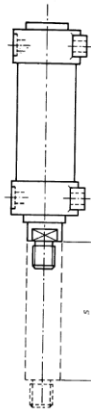


Fig. – Identificación de las carreras de pistón

### 3.7 Irudia

## **Tabla**

### **Carreras de pistón**

Medidas en milímetros

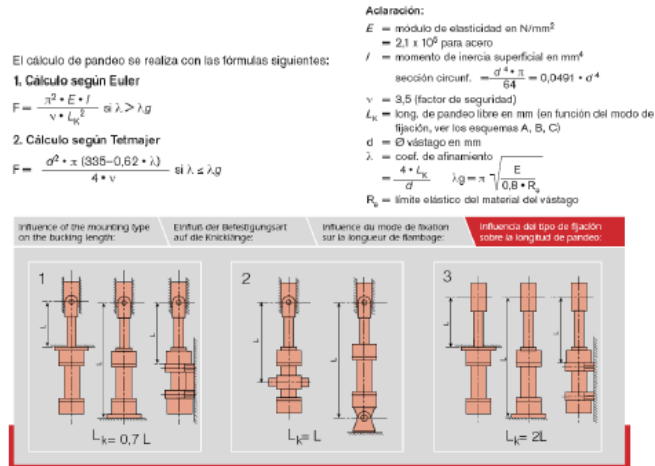
S	25	50	80	100	125	160	200	250	320	400	500
NOTA – En caso de necesitar carreras de pistón más largas que las indicadas en esta tabla, utilizar los valores redondeados de la serie R10.											

### 3.5 Taula

Aipatzeko lehenik definituriko ibiltartea UNE 101363-86 araudiaren arabera jarraitu da. Goiko taulan ageri diran balioak gainditutako R10 serie baloretan sartzen da.

EULER-TETMAJER

Behin kirten luzera definitu egin dala, irizpide honetan gilbordura koefiziente bat erabiliko da. Koefiziente hau lau kasutarako bereiziko da. Kasu propio honetan, azken kasu hori aztertuko da.



## 3.8 Irudia

Kasu honetan erabiliko dan gilbordura luzera,  $L_K = 2 \cdot L$  izango da. Egoera honek mutur bat aske eta bestea landaturik.

Luzera definitu ahal izateko, aurretik definituriko balioak erabiliko dira, hari luzera kontuan izan barik.

$$L = 750 + 150 + 100 = 1000mm$$

Horregatik, nahiz eta errealitatean gilbordura luzera txikiagoa izan, segurtasun aldetik honako hau gertatzen da:

Kasu hau joanerako bakarrik erabiltzen da. Interesatzen dan egoera, joan etorrikoa da, horregatik luzera hori bikoiztu egingo da.

$$L = 2 \cdot L = 2 \cdot 1000 = 2000mm$$

$$L_K = 2 \cdot L = 2 \cdot 2000 = 4000mm$$

Euler edota Tetmajer formulak erabiliko dira indar kritiko balioak lortzeko. Indar kritikoa lerdentasunagaz zerkusia dauka, horregatik balio handiena daukanak, indar kritikoen dala suposatuko da.

Zenbat eta lerdentasun balio handiagoa izan, orduan eta gilbordura hutsegite arrisku handiagoa.

$$\text{Euler} \rightarrow P_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{S.K \cdot L_p^2} \text{ baldin } \lambda > \lambda_E$$

$$\lambda_E = \frac{L_k}{i} = \frac{L_k}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{4000}{\sqrt{\frac{114.990.145,1}{38.013,27}}} = 72,72$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = \frac{\pi}{64} \cdot 220^4 = 114.990.145,1 \text{ mm}^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 220^2 = 38.013,27 \text{ mm}^2$$

Tetmajer  $\rightarrow P_{krit} = \frac{d_{kirtena}^2 \cdot \pi(315-\lambda)}{S \cdot K \cdot 4}$  baldin  $\lambda \leq \lambda_E$

$$\lambda_T = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_r}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6}{3771}} = 74,1$$

$$\lambda_T < \lambda_E$$

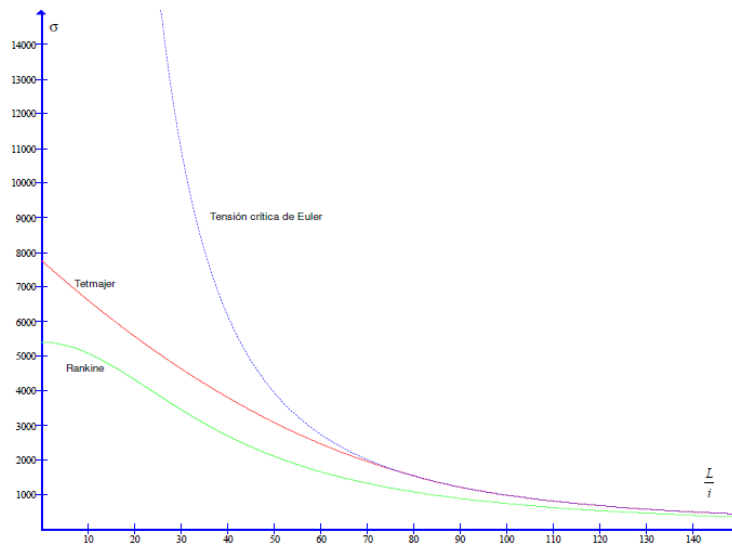


Fig. 4.4.1 Comparación gráfica Rankine-Tetmajer-Euler

### 3.6 Grafikoa

Euler-en adierazpena erabilita lerdentasun balio handiagoa da. Proposaturiko indar kritikoa kalkulatu zilindroak jasandako indar handiagoa da, eta horregatik zilindroak ez du gilbordura arazorik izango.

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S \cdot K \cdot L_k^2}$$

Ondorengo kalkulua burutzeko 4-ko segurtasun balioa aukeratuko da.

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S \cdot K \cdot L_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 11499,0145}{4 \cdot 400^2} = 372.391,5kg$$

$$F_{krit} > F$$

Goiko adierazpen hori betetzen danez ez da inolango gilbordura arazorik emango.

### NEKEA

Osagaiek denboran zehar karga desberdinak sufritzen dabez, aldakorrak. Makina edota abarretan karga ziklikoak emoten dira, eta honeek dituen elementuen diseinuan hausturak agertzen dira.

Prozesu edota zikloak aurrera joan ahala, nahiz eta piezek muga elastiko baten azpian diseinaturik egon, ziklo kantitate baten ostean puskatu egiten dira.

Nekeगतिक agertzen diran hausturak denbora eta zikloak handitu ahala propagatu egiten dira. Horregatik, geldituriko elkargunea modu harikor edota hauskorrean puska daiteke. Normalean, haustura tentsio hori kontzentrazio guneetan ematen dira gehien bat.

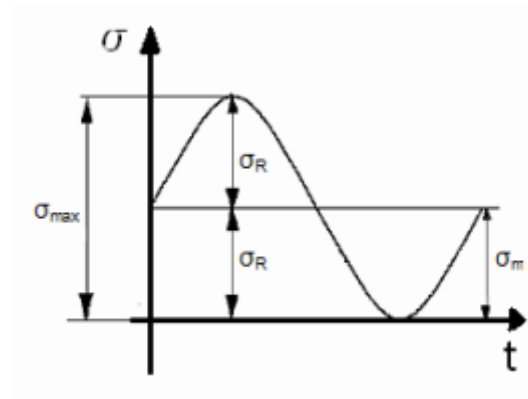
Prentsaren zilindro kirtanak aztertzean kontura gaitezke konpresiozko indar aldakorrak sufritzen dituela zikloak bete bitartean.

Prentsa hidraulikoen zilindroek aplikaturiko kargen ondorioz denboran zehar tentsio aldakorrak agertuko dira. Horregatik, nekeगतिकo hutsegite hori azertu ahal izateko SODERBERG ekuazioa aplikatu egingo da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$



3.7 Grafikoa

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} = \frac{200000}{A} = 526,13 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 22^2 = 380,13 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = 263 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max}}{2} = 263 \text{ kg/cm}^2$$

Batazbesteko zein tentsio alternoa kalkulatu eta gero, nekeagatiko tentsio limitea kalkulatu beharra dago, ondoko adierazpenak definitzen duena:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_e = 750 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 7645 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_e = 3822,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 3822,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \cdot 1 = 2064,15 \text{ kg/cm}^2$$

Formula hori bete eta gero, nekeagatikko segurtasun koefizientea kalkulatu beharra dago:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{263}{3771} + \frac{263}{2064,15} = 0,1971$$

$$CS = 5,0721$$

Lorturiko segurtasun koefizientea unitatea baino askoz handiagoa danez, hutsegitearekiko nekea egokia da.

### 3.2.2.2 KIRTENAREN MUTURRA

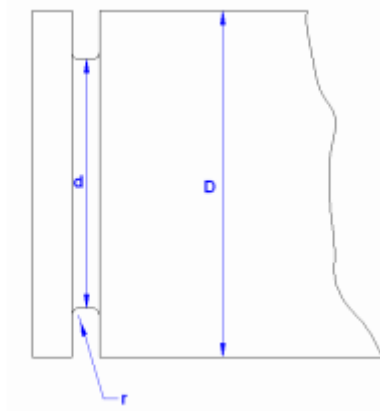
Kirtenaren muturrean, brida zatitu batez mahai mugikorrera finkatuta doan arteka bat agertuko da. Hori, zilindroak mugimenduak osatzean kolperik izan ez dezan mahai mugikorragaz burutzen da. Kirtena zein pistoia hasierako posiziora bueltatzean artekak trakzio indar bat jasaten dau. Horren ondorioz, arteka horretan tentsio kontzentrazioak agertu daitezke. Horretarako CS behar izango da eta horren bitartez, nekea kalkulatzeko posible izango da.

Horretarako hasierako datu batzuk erraztuko dira:

$$D = 220\text{mm}$$

$$d = 150\text{mm}$$

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

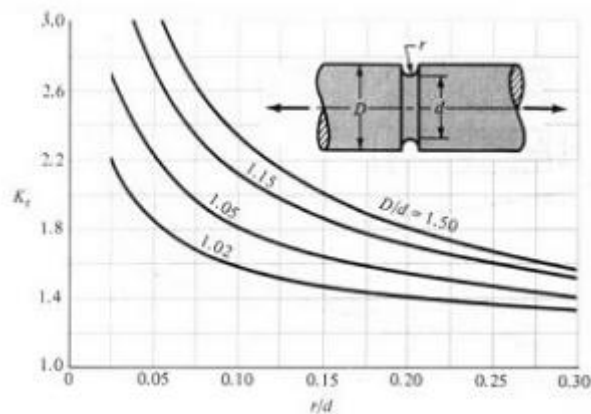


3.9 Irudia

Tentsio kontzentrazioen kalkuluek laguntzen bat izan ahal izateko ondorengo erlazioak izango dira kontutan:

$$\frac{D}{d} = \frac{220}{150} = 1,46$$

$$\frac{r}{d} = \frac{6}{150} = 0,04$$



3.8 Grafikoa

$$k_t = 2,86$$

Tentsio kontzentrazioaren koefizientea lortu eta gero, trakziozko tentsioa aztertuko da segurtasun koefizientea askatuz. Suposatuko da trakzioa lan egitean altxatu egingo dan mahai pisua 3000kg-koa izango dala.



$$\frac{\sigma_r}{CS} = \frac{k_t \cdot F}{A} \rightarrow CS = \frac{A \cdot \sigma_r}{k_t \cdot F}$$

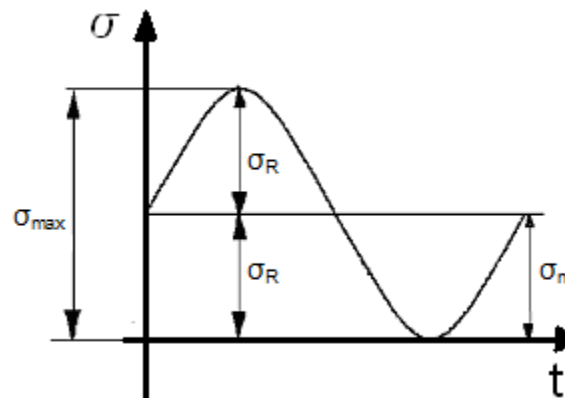
$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} = 17671,46 \text{ mm}^2 = 176,7146 \text{ cm}^2$$

$$CS = \frac{A \cdot \sigma_r}{k_t \cdot F} = \frac{176,7146 \cdot 3771}{2,86 \cdot 3000} = 77,67$$

Segurtasun aldetik ez da inolako arazorik aurkituko.

### NEKEA

Aplikaturiko indarrak modu irregular baten ematen dira, hala izanda be, modu sinusoidal baten forma hartzen dabe ziklo batzuen menpe.



3.9 Grafikoa

Tentsioa aztertzeko, Soderberg-en ekuazioa erabili beharra dago:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Behin aldagai horreek definituta izanda, honako adierazpenak kalkulatu:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Tentsio maximoa kalkulatu besterik aurreko adierazpenen bi tentsio horreek kalkulatu daitezke, bai batazbestekoa zein alternoa.

$$\sigma_{max} = \frac{k_t \cdot F}{A} = \frac{2,86 \cdot 3000}{176,7146} = 48,55 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 150^2}{4} = 17671,46 \text{ mm}^2 = 176,7146 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{48,55}{2} = 24,276 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_m$$

Nekearen tentsio limitea:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_e = 750 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1 \text{Kg}}{9,81 \text{N}} \cdot \frac{100 \text{mm}^2}{1 \text{cm}^2} = 7645 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_e = 3822,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 3822,5 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1 = 2201,76 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak kalkulatu eta gero  $C_s$  segurtasun koefizientea kalkulatu da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{24,276}{3771} + \frac{24,276}{2201,76} = 0,01746$$

$$CS = 57,27$$

Dimentsionamendu egokia egin da ez hutsegiteko.

### 3.2.3 ESTALKIA

Jariakinek presio bat sortzen dabe zilindroaren estalkian, horregatik, atortetik banatzeko tendentzia hartzen dau. Alde batetik, loturak aztertu behar dira, eta bestetik, zurrinak izan beharko dira deformazioei eusteko.

Kasu batzuetan ez da beharrezkoa estalkiaren lodiera lortzea, estalkiaren bidez jariakina ponpatzeko zuloak egin ohi dira eta. Kasu honetan, estalkiak jasandako indarra deformatzeaz gain, lodiera, hari nuerria eta soldadura zehaztuko dira.

Jasandako indarekin hasteko, presioa, indarra eta azalera erlazionaturiko formua edo adierazpen hau izango da kontutan:

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \cdot \varnothing^2}{4}$$

Non,

F: Loturan sorturiko banaketa indarra

P: Jariakinaren presio maximoa

$d_{\text{barne}}$ = Atorraren barne diametroa

A: Zilindroaren barne azalera

$d = 220\text{mm} \rightarrow 22\text{cm}$

$$P = 315 \text{ bar} = 321,1 \text{ kg/cm}^2$$

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi \cdot \varnothing^2}{4} = 321,1 \cdot \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 122060,61\text{kg}$$

### 3.2.3.1 ESTALKIAREN LODIERA

Estalkia, xafla leuna, zirkularra eta lodiera konstanteduna izan behar da, eta horretaz aparte, barne presioa dala eta karga uniformeki banatua egongo da.

Baldintza horreek kontuan harturik estalkiaren lodiera minimoa lor daiteke:

$$a = \frac{D - d}{2} \sqrt{\frac{P}{\sigma_{onarg}}}$$

non,

a = estalkiaren lodiera

D = Zilindroaren kanpo diametroa

d = Zilindroaren barne diametroa

P = Harilkatuaren gainazal presioa

$\sigma_{onarg}$  = Materialaren tentsio onargarria

$$\sigma_{onarg} = \frac{\sigma_{flu}}{2} = \frac{3771}{2} = 1885 \text{ kg/cm}^2$$

Estaldiaren lodiera minimoaren adierazpena:

$$a = \frac{D - d}{2} \sqrt{\frac{P}{\sigma_{onarg}}} = \frac{43 - 32}{2} \sqrt{\frac{321,1}{1885}} = 2,27 \text{ cm} \approx 23 \text{ mm}$$

### 3.2.3.2 ESTALKIAREN HARIA

Haria determinate ahal izateko, atorrari fluidoak sorturiko barne presio hori eusten duen hari bat determinatu beharra dago. Horretarako M330x3 aukeratu da. Hori egin eta gero, hariaren luzera kalkulatu da, Niemann metodoa erabiliz, segurtasun koefizientea 3 harturik:

$$\sigma = \frac{F}{i \cdot A_h}$$

non,

i= hari kopurua

$A_h$  = hari azalera ( $\text{mm}^2$ )

$$i = \frac{h}{m} \text{ eta } A_h = \pi \cdot d \cdot t$$

Hari kopuruaren ekuazioa eta hari bakoitzak daukan azaleraren adierazpenak ordezkatzuz:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{h}{m} \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

non,

h = hari luzera

m= hari neurria

$\sigma$ = hariaren gainazal tentsioa

d= hariaren batzbesteko diametroa(mm)

t= hariaren sakonera

F= prentsa indarra

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{3} = \frac{3771}{3} = 1257 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{1257 - 0}{2} = 628 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ cm}^2}{100 \text{ mm}^2} = 6,28 \text{ kg/mm}^2$$

Gainazal tentsioa lortu eta gero, hariaren batz besteko diametroa eta hariaren sakonera kalkulatu egingo da.

$$d = D_{torloju} - 0,65m = 330 - 0,65 \cdot 3 = 328,05 \text{ mm}$$

$$t = 0,6495m = 0,6495 \cdot 3 = 1,9485 \text{ mm}$$

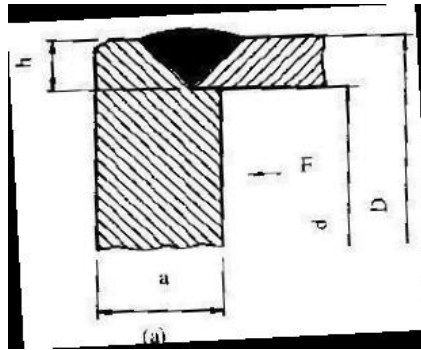
Aldagai guztiak definitzea lortu ondoren hariaren luzera kalkulatu da, goiko adierazpenean lagunduta:

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{200000 \cdot 3}{6,28 \cdot \pi \cdot 328,05 \cdot 1,9485} = 47,57 \text{ mm} \approx 48 \text{ mm}$$

### ESTALKIAREN SOLDADURA

Estalkiaren elementu guztien kalkuluak segurtasun koefizienteekaz burutu dira, prozesuaren segurtasuna izateko asmoz, horretarako be soldadura kordoi bat burutuko da, zilindro atorraren eta estalkiaren arteko loturan.

Aplikatu egingo dan soldadura mota "V" itxurakoa izando da, 45°-tara ezaguna dana.



3.10 Irudia

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot (D - d) \cdot h} \leq \sigma_{onar}$$

$$h = \frac{F}{\pi \cdot (D - d) \cdot \sigma_{onar}} = \frac{200000}{\pi \cdot (43 - 32) \cdot 1885} = 3,070\text{cm} \approx 31\text{mm}$$

### 3.2.4 GIDARIA

Gidak, bi funtzio beteko dauz. Alde batetik, kirtenari gida bezala lantzea, eta bestetik, atorraren estalki modura funtzionatzea. Hori dala eta, hari neurria jakitea nahitaezkoa da. Gidariak jariakinik ez ihes egiteko juntak eta eraztunak izango dauz.

Gidariak jasandako indarra:

$$F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot P = \frac{\pi \cdot (32^2 - 22^2)}{4} \cdot 321,1 = 136183,33\text{kg}$$

#### 3.2.4.1 GIDARI HARIA

Aurretik esan dan bezala, Niemann prozedura erabiliko da hariaren kalkuluak burutzeko:

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{200000 \cdot 3}{6,28 \cdot \pi \cdot 328,05 \cdot 1,9485} = 47,57\text{mm} \approx 48\text{mm}$$

$$\sigma = \frac{F \cdot m}{h \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{200000 \cdot 3}{60 \cdot \pi \cdot 328,05 \cdot 1,9485} = 4,9797\text{kg/mm}^2$$

Hurrengo atalean tentsio maximoa kalkulatu beharra dago, horretarako beharrezkoa da seguratsun kofizientearen balio jakitea.

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \rightarrow \sigma_{max} = \sigma \cdot 2 = 4,9797 \cdot 2 = 9,9595 \frac{kg}{mm^2} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2}$$

$$= 995,95 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{CS} \rightarrow CS = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_{max}} = \frac{3771}{995,95} = 3,7863$$

CS-a onargarria da.

### 3.2.4.2 GIDARIAREN LODIERA

Lodieraren alderdi hau kalkulatzeko erabili egingo dan segurtasun koefizientea 2-koa da. Horren bitartez, tentsio onargariia kalkulatzea ahal izango da, beti materialaren osagaiak jakinda beti. Erabilitako materiala F114 da, 3771kg/cm<sup>2</sup>-ko fluentzia tentsioa daukana.

$$\sigma_{onarg} = \frac{\sigma_{flu}}{2} = \frac{3771}{2} = 1885 \frac{kg}{cm^2}$$

Gidariaren lodiera minimoaren adierazpena:

$$a = \frac{D - d}{2} \sqrt{\frac{P}{\sigma_{onarg}}} = \frac{43 - 32}{2} \sqrt{\frac{321,1}{1885}} = 2,27 \text{ cm} \approx 23 \text{ mm}$$

### 3.2.5 PISTOIA

Zilindro oleohidraulikoaren atal garrantzitsu bat da. Pistoia funtzioa jariatzen pasatzen ez itxi, eta prensa jasan beharreko presioa pistoiak berak eusten dau.

Pistoiak zilindroaren barruan gehien aldatzen dan pieza da.

Kalkuluak burutzeko tentsio ebakitzailaren adierazpena jarraituko da:

$$\tau_{onarg} = \frac{\sigma_{onar}}{\sqrt{3}} = \frac{F}{A}$$

Tentsio ebakitzaila ezezaguna da, beraz, indar eta azalera erabilgarriak izango dira tentsio axial onargariagaz bat jartzeko.

$$\sigma_{onarg} = \frac{\sigma_{flu}}{6} = 628 \frac{kg}{cm^2}$$

$$A = \pi \cdot d \cdot L$$

Lodieraren kalkulua amaitutzat emateko:

$$\frac{\sigma_{onar}}{\sqrt{3}} = \frac{F}{A}$$

$$L = \frac{F \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot d \cdot \sigma_{onarg}} = \frac{200000 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 22 \cdot 628} = 7,98cm$$

### 3.2.6 BRIDA

Brida zilindroagaz lotura zuzena dauka, harilkatu eta sodadura bidez ematen dana. Brida goiko muntaira torloju bidez loturik dago.

Prentsak lanik egiten ez duenean, torloju horreek trakzion indarraren menpe egongo dira, pisuagatik, mahai mugikorragatik edota tresnen pisuagatik.

Funtzionamenduan, ostera, indar guztia soldadura gunek jasotzen dau.

Bridaren kalkulua burutu ahal izateko atal desbadin hauek bete behar dira:

Tentsio ebakitzailak baldintza hau bete:

$$\frac{\sigma}{2} < \tau \leq \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$$

$$1885 < \tau \leq 2177$$

Bridak jasan daiketen tentsio ebakitzaila 1885 kg/cm<sup>2</sup>- bada, hau izango da beharrezko segurtasun koefizientea:

$$\frac{\tau}{CS} = \frac{F}{A}$$

Zilindro hidraulikoak jasan daiketen indarrak jaso behar dauz bridak, hau da, 3000kg.

$$A = 2\pi \cdot r \cdot h = 2\pi \cdot 110 \cdot 24 = 16587,61mm^2 \cdot \frac{1cm^2}{100mm^2} = 165,876cm^2$$

Segurtasun koefizientea lortu ahal izateko azalera indarra eta tentsio ebakitzaila elkar konekatatu behar dira adierazpen berean:

$$\frac{\tau}{CS} = \frac{F}{A}$$

$$CS = \frac{\tau \cdot A}{F} = \frac{1885 \cdot 165,876}{3000} = 104,22$$

Segurtasun koefiziente aldetik onargarria dala esan daiteke.



### 3.2.6.1 BRIDAREN ETA ZILINDROAREN ARTEKO LOTURA

Lehen aipatu bezala, bridaren eta zilindroaren kontaktua harilkatuaren eta soldaduraren bidez emango da. Harilkatuari dagokionez aukeraturiko lotura M420x3 da.

Niemann metodoa erabilia honako adierazpen honen bitartez defini daiteke:

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

$$\sigma = \frac{F}{\frac{h}{m} \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

non,

m = Harilkatuaren pausua

h = Harilkatu luzera

d = hariaren batzbesteko diametroa

F = Luzetarako indar maximoa

t = hariaren sakonera

Lehencabizi parámetro batzuk zehaztu behar dira:

$$P = 100000kg$$

$$m = 3mm$$

Hori zehazturik, t eta d aldagaiak lortuko dira:

$$d = D_{torloju} - 0,65m = 420 - 0,65 \cdot 3 = 418,05mm$$

$$t = 0,6495m = 1,9485mm$$

Haria beraren sakonera eta hariaren batzbesteko diametroa definitu izan ondoren. Hariaren gainazal tentsioa kalkulatu da.

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{CS} = \frac{3771}{3} = 1257 kg/cm^2$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{1257 - 0}{2} = 628 kg/cm^2 \cdot \frac{1cm^2}{100mm^2} = 6,28 kg/mm^2$$

Kalkulatuko dan hurrengo gauza hariaren luzera izango da:

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{200000 \cdot 3}{6,28 \cdot \pi \cdot 417,05 \cdot 1,9485} = 37,4242\text{mm} \approx 38\text{mm}$$

Hari luzera kalkulatu izan ondoren, gainazal tentsioa kalkulatu da:

$$\sigma = \frac{F \cdot m}{h \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{200000 \cdot 3}{38 \cdot \pi \cdot 418,05 \cdot 1,9485} = 6,17 \text{ kg/mm}^2$$

Gainazal tentsioa kalkulatu izanda, tentsio maximoa kalkulatu egingo da. Hau lortuko da seguratsun koefizientea onargarria dan ikusteko.

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \rightarrow \sigma_{max} = \sigma \cdot 2 = 6,17 \cdot 2 = 12,34 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{100\text{mm}^2}{1\text{cm}^2} = 1234 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{CS} \rightarrow CS = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_{max}} = \frac{3771}{1234} = 3,056$$

CS segurtasun koefizientea 1 baino handiagoa denez, onargarria da.

### 3.2.7 TORLOJUAK

#### 3.2.7.1 Torloju bidezko loturak

Lehen esan bezala torlojuak brida goiko muntagara ikatzen laguntzen dabe, baina ez da ezagutzen erabilitako torloju kopurua.

Kasu honetarako 8 torloju nahikoak izango dirala suposatuta egingo da.

Aukeratuak torlojuen ezaugarri nagusiak honakoak dira:

	clases de resistencia	3.6	6.8	8.8		10.9	12.9
				d ≤ M16*	d ≥ M16*		
<b>Resistencia a la tracción **</b> R <sub>m</sub> en N/mm <sup>2</sup>	valor nominal	300		800		1000	1200
	mínimo	330	600	800	830	1040	1220
<b>Límite de fluencia **</b> R <sub>el</sub> en N/mm <sup>2</sup>	valor nominal	180	480	-	-	-	-
	mínimo	190	480	-	-	-	-
<b>Límite de alargamiento</b> (tensión en un límite fijo permanente) **	valor nominal			640	640	900	1080
	mínimo			640	660	940	1100
<b>Tensión y fuerza de ensayo S<sub>p</sub></b> N/mm <sup>2</sup>	Sp / Rei ó Sp / Rp 0,2	0.94	0.92	0.91		0.88	0.88
	Límite de fluencia inferior R <sub>el</sub> o + 100° C	180	440	580	600	830	970
		-	-	590		875	1090

3.6 Taula

$$\sigma_r = 830 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2} = 8460 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_e = 640 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ kg}}{9,81 \text{ N}} \cdot \frac{100 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2} = 6523 \text{ kg/cm}^2$$

Torloju guzti honeek jasan behar daben karga osoa 3000kg-koa dala estimatzen da. Lehenik eta behin, bridan dagoan torloju bakoitzak jazo beharreko indar balio kalkulatu egingo da.

$$F_{torloju} = \frac{F_{tot}}{n^o}$$

$F_{torloju}$  = Torlojuak jazandako indarra

$F_{total}$  = Guztira jazandako indarra

$n^o$  = Torloju kopurua

$$F_{torloju} = \frac{3000}{8} = 375 \text{ kg}$$

Indarra eta azalera elkar konbinatuz torloju bakoitzak sorturiko tenstio axiala kalkula daiteke:

$$\sigma_{torloju} = \frac{F_{torloju}}{A}$$

$\sigma_{torloju}$  = Torlojuak jazandako tentsioa

$F_{torloju}$  = torlojuak jazandako indarra

A = Torloju zeharkako azalera

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 254 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ cm}^2}{100 \text{ mm}^2} = 2,54 \text{ cm}^2$$

Jadanik azaleraren balio izanda, tentsio kalkula lei:

$$\sigma_{torloju} = \frac{F_{torloju}}{A} = \frac{375}{2,54} = 147,63 \text{ kg/cm}^2$$

Kalkulatu behar dan azkenengo atala CS segurtasun koefizientearena da:

$$CS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{torloju}} = \frac{6523}{147,63} = 44,185$$

NEKEA

Nekeगतिको hutsegitea emon ez dadin adierazteko Soderberg-en adierazpena erabili egiten da:

$$\frac{\sigma_{yp}}{CS} = \sigma_m + k_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e' \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_f \cdot C_t} = \sigma_m + k_f \cdot \sigma_r \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e}$$

Non,

CS = segurtasun koefizientea

$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ ; Batzbesteko tentsioa

$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ ; Tentsio alterno

$\sigma_e'$  = Materialaren neke muga

$\sigma_e$  = piezaren neke muga tentsioa

$C_s$  = Gainazal akabera koefizientea

$C_d$  = Dimentsio eta geometria koefizientea

$C_t$  = Lan era koefizientea

$C_f$  = fiakortasun koefizientea

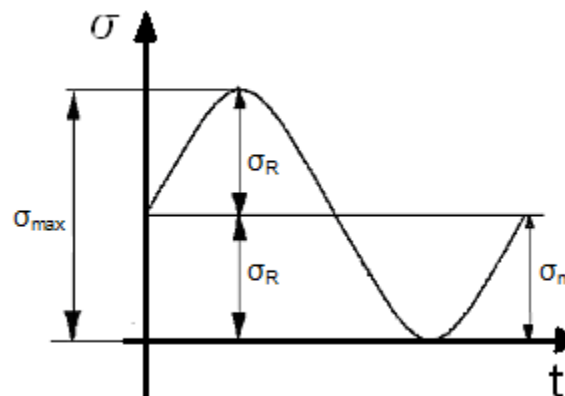
Tentsio nagusi edo printzipalak zehaztuko dira.

$$\sigma_{torloju} = \sigma_{max} = 147,63 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = 0$$

Egoera ziklikoa dala eta, ziklo bakoitzean tentsio alterno eta batzbestekoa agertuko dira.

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max}}{2} = 73,815 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_m$$



3.10 Grafikoa

Ondoren nekeak piezarekiko daukan esangura aztertu beharra dago:

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$ = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_e = 830 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1\text{Kg}}{9,81\text{N}} \cdot \frac{100\text{mm}^2}{1\text{cm}^2} = 8460 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_e = 4230 \text{ kg/cm}^2$$

Ondoren nekeagatik tentsio limitea kalkulatu da, hurrengo adierazpena erabiliz:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

Non,

$C_s$ = Gainazal akabera koefizientea  $\rightarrow C_s = 0.9$

$C_d$  = Dimentsio eta geometria koefizientea  $\rightarrow C_d = 0.85$

$C_t$ = Lan egoera koefizientea  $\rightarrow C_t = 0.8$

$C_v$ = Efektu anitzen koefizientea  $\rightarrow C_v = 1$

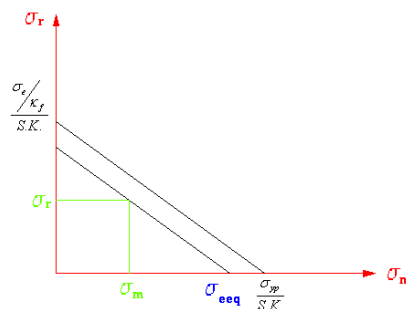
$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 4230 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 1 = 2588 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio egoerak aztertuta Soderberg ekuazioa burutuko da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{73,815}{6523} + \frac{73,815}{2588} = 0,03717$$

$$CS = 26,90$$

$CS$  segurtasun koefizientea unitatea baino handiagoa denez, onargarria da.



3.11 Grafikoa

### 3.2.8 JUNTA, GIDA ERAZTUNAK ETA ARRASPA

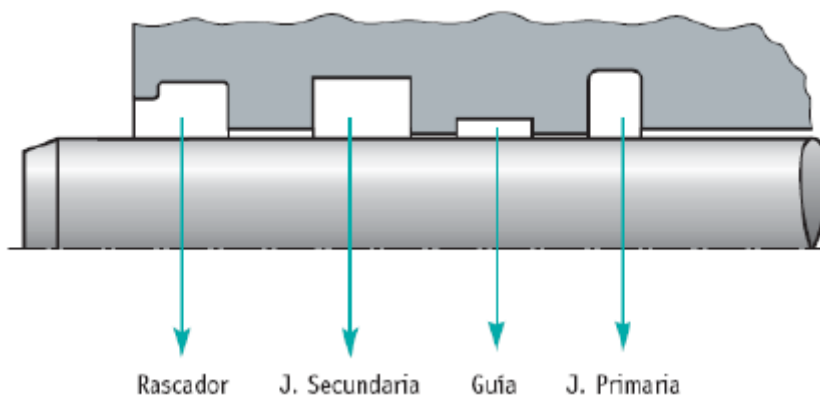
Junta Torikoa: eraztunak dira. Isolamendua baimendu egiten dabe gomaz osaturik. Zilindro hidrauliko, pneumatiko edo ur azpiko lanetan erabiltzen dira gehienbat. Ixte elementuetan kokatu egite dira, presioa jasateko aproposak baitira.

Arraspa: Nahiz eta olioizko kapa bat pasatzen itxi, elementu elastiko honek gainazal zikinkeria kentzen dau. Bere kokapenari gagokionez, gidariaren azken partean kokatzen da.

Gida eraztunak: Isolamendu elementuak deformazio txikiak agertuz, kargen ondorioz.

#### 3.2.8.1 GIDARIA

Atal honetan agertzen diran elementu garrantzitsuenak gidariak eta juntak dira, pieza honetatik atera daiteken neurri handi baten olioia kirtena eta gidariaren doiketa ona ez bada, hori ez da isolamenduzko elementu ugarira joko.



3.11 Irudia

### 3.2.8.2 ARRASPA

Arraspa gainzaleko zikinkeria garbitzeko balio dau, nahiz eta olio kapa fin bat pasatzen itxi. Kirtenagaz kontaktuan dagoanez "Epidor" katalogotik arraspa egokia aukeratuko da.

#### Información Técnica

##### ■ Material

Material: Caucho nitrílico NBR  
Denominación: 85 NBR B247  
Dureza: 85 Shore A

##### ■ Propiedades

Rascador doble con labio de estanqueidad adicional.

- Posibilidad de fabricar dimensiones intermedias sin la fabricación de molde.
- Elevado efecto rascador.
- Muy buen efecto estanqueizante de la película residual de aceite.
- Resistente al desgaste.

Para evitar una acumulación de presiones entre la junta y el rascador recomendamos prever un taladro de descarga.

##### · Ejemplos de aplicación

- Máquinas de inyección
- Cilindros estándar grandes
- Prensas

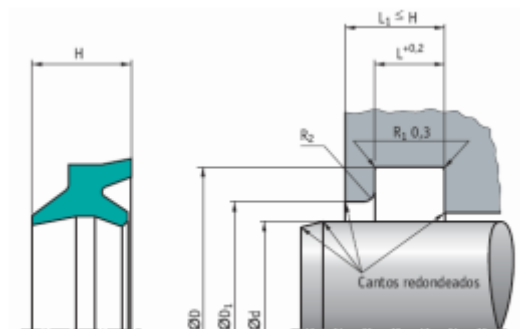
##### ■ Campo de aplicación

Velocidad: 2 m/s

#### 3.7 Taula

Arraspa motak 85 Shore A gogrtasun edukia aztertzetik lortzen da. Prentsa honek behar dauzan 315bar presioak jasateko gai izanez eta jazan beharreko abiadura maximoa 2m/s izanez eta 1,3m/s.

Arraspa egokia hautatzeko kirtenaren diametroagaz bat datorren bat aukeratu beharra dago. Kasu honetan kirtenaren diametroa 220 mm-takoa da.



3.12 Irudia

d	D (H11)	D1 (+0,2)	L	H	L1	R2	Código	d	D (H11)	D1 (+0,2)	L	H	L1	R2	Código
200	220	210	10,2	18	18	1,5	338.710*	530	560	545	18	27	27	3	338.731*
210	230	220	10,2	18	18	1,5	338.720	540	570	555	18	27	27	3	338.752
220	240	230	10,2	18	18	1,5	338.756	545	575	560	18	27	27	3	338.790*
225	245	235	10,2	18	18	1,5	338.778*	550	580	565	18	27	27	3	338.761*
230	250	240	10,2	18	18	1,5	338.730	560	590	575	18	27	27	3	338.751*
240	260	250	10,2	18	18	1,5	338.708	565	595	580	18	27	27	3	338.786*
250	275	262,6	16	22,5	22,5	2	338.705	570	600	585	18	27	27	3	338.742*
260	285	272,6	16	22,5	22,5	2	338.721	580	610	595	18	27	27	3	338.732*
265	290	277,6	16	22,5	22,5	2	338.762	585	615	600	18	27	27	3	338.785*
270	295	282,6	16	22,5	22,5	2	338.711	590	620	605	18	27	27	3	338.743*
280	305	292,6	16	22,5	22,5	2	338.707	600	630	615	18	27	27	3	338.726*
290	315	302,6	16	22,5	22,5	2	338.737	610	640	625	18	27	27	3	338.773*

3.8 Taula

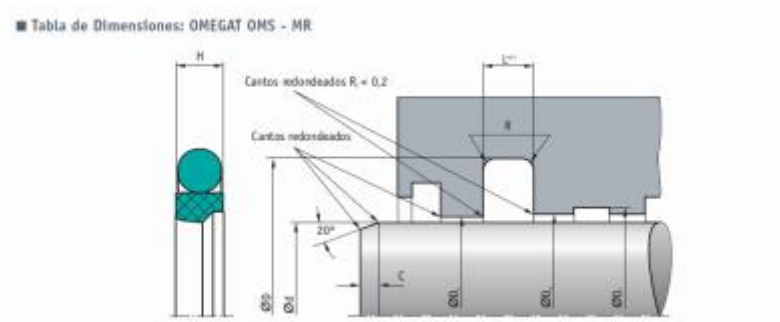
Kirtenaren baren diametroa 220 mm daukan nitrio kautxua NBR arraspa aukeratu egin da. "Epidor" P9 338.756

### 3.2.8.3 GIDARI JUNTA

Gidari junta honek lan printzipal zein sekundarioak betetzeko aukera dauka, "Epidor" katalogotik aukeratu dana. Kirtenaren diametroaren balioa izanda, presio eta abiadura balioak errespetatuz aukeratu da.

Información Técnica	
<p>■ Material</p> <p><b>Anillo de PTFE</b>                      Material: PTFE con carga de bronce                      Denominación: PTFE B 602                      o bien                      Material: PTFE con fibra de vidrio y MoS2                      Denominación: PTFE M 201</p> <p><b>Junta Tórica</b>                      Material: Caucho nitrílico NBR                      Denominación: 70 NBR B 276                      Dureza: 70 Shore A                      o bien                      Material: Caucho fluor FPM                      Denominación: 70 FPM K655                      Dureza: 70 Shore A</p> <p>■ Campo de aplicación</p> <p>Presión: 40 MPa                      Velocidad: 5 m/s</p>	<p>■ Propiedades</p> <p>Junta de vistago, diseñada especialmente para usarla como junta primaria en montajes en tándem.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Excelente resistencia a las presiones.</li> <li>• Buena conductibilidad térmica.</li> <li>• Muy buena resistencia a la extrusión.</li> <li>• Alta resistencia a la abrasión.</li> <li>• Poco rozamiento, exento de stick-slip.</li> </ul> <p>Ejemplos de aplicación</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Excavadoras</li> <li>• Máquinas agrícolas</li> <li>• Máquinas de inyección</li> <li>• Hidráulica naval</li> <li>• Aparatos de mando y regulación</li> <li>• Hidráulica móvil ligera</li> <li>• Grúas sobre camiones</li> <li>• Prensas</li> <li>• Trenes de laminación</li> </ul>

3.9 Taula



3.13 Irudia



d (F8)	D (H8)	H	L	C	R1	Perfil	Código		
							Bronce NBR	Bronce FKM	F. vidrio NBR
160	180,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	462.786		
170	185,1	5,9	6,3	6	1,2	7,55	532.330	440.004	337.053*
180	195,1	5,9	6,3	6	1,2	7,55	532.323	456.768	337.051*
190	205,1	5,9	6,3	6	1,2	7,55	417.296	477.529*	337.063*
200	220,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	532.324	449.204	337.052
210	230,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	417.297		337.008*
220	240,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	532.331	456.778	337.064*
225	245,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	462.785*		337.075*
230	250,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	417.298	477.530*	337.055*
240	260,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	417.300	463.680	336.996*
250	270,5	7,6	8,1	7,5	2	10,25	532.332	463.681*	337.057*
260	284	7,6	8,1	8	2	12	417.301	440.010	337.065*
270	294	7,6	8,1	8	2	12	417.302		
280	304	7,6	8,1	8	2	12	532.334	463.682	337.056*
290	314	7,6	8,1	8	2	12	417.304		

d (F8)	D (H8)	H	L	C	R1	Perfil	Código		
							Bronce NBR	Bronce FKM	F. vidrio NBR
580	604	7,6	8,1	8	2	12	435.726	463.701*	337.122*
590	614	7,6	8,1	8	2	12	435.720*	463.702*	337.096*
600	624	7,6	8,1	8	2	12	444.940	463.704*	337.083*
610	634	7,6	8,1	8	2	12	426.484*	463.705*	337.105*
620	644	7,6	8,1	8	2	12	435.705	463.706*	337.112*
630	654	7,6	8,1	8	2	12	426.476	463.708*	337.074*
640	664	7,6	8,1	8	2	12	435.718	463.709*	337.095*
650	673,3	8,7	9,5	11	2	13,65	444.930	463.710*	337.082*
660	687,3	8,7	9,5	11	2	13,65	426.485*	463.712*	337.104*
670	697,3	8,7	9,5	11	2	13,65	426.500	470.593*	337.111*
680	707,3	8,7	9,5	11	2	13,65	426.480	470.594*	337.121*
690	717,3	8,7	9,5	11	2	13,65	435.717*	470.595*	337.094*
700	727,3	8,7	9,5	11	2	13,65	444.938*	470.596*	337.081*
710	737,3	8,7	9,5	11	2	13,65	426.488	470.597*	
720	747,3	8,7	9,5	11	2	13,65	426.498*	470.598*	337.110*

3.10 Taula

Barne diametroa 220mm-takoa izanda PTFE motako gidari junta aukeratu da, "Epidor" OMEGA OMS-MR 532.331 hain zuzen be.

### 3.2.8.4 GIDA ERAZTUNA

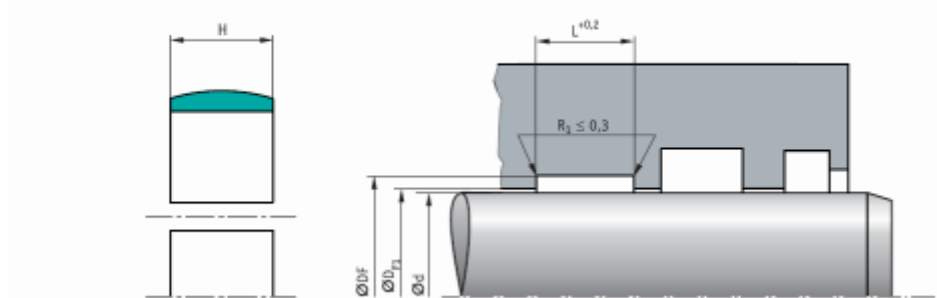
Gida eraztuna be "Epidor" motako katalogotik aukeratu egin da. Aurreko elementuentzako egin dan modu berean kontuan izan dira abiadura eta presio balioak. Horretaz aparte, falta behar ez dana, kirtenaren barne diametroa eraztunaren barne diametroagaz bat eman behar dau, horregatik 220mm-takoa erabili behar da.

Información Técnica	
<p>■ Material</p> <p>≤ 300 mm. Material: Tejido con resina Denominación: HGW HG517</p> <p>&gt; 300 mm. Material: Tejido con resina Denominación: HGW HG650</p> <p>■ Campo de aplicación</p> <p>Velocidad: En función del sistema de estanqueidad Cargas admisibles: Hasta 60° C p=80N/mm<sup>2</sup> Hasta 100° C p=40N/mm<sup>2</sup></p>	<p>■ Propiedades</p> <p>El anillo guía SBK de Merkel ofrece claras ventajas sobre los anillos guía convencionales. Es tá diseñado para los alojamientos estándar según ISO 107666.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Intercambiable con los ya existentes tipos SB y SF.</li> <li>• Altas cargas radiales.</li> <li>• Excelente reparto de cargas a lo largo de toda la longitud de la guía.</li> <li>• Lubricación mejorada debido a la mejor distribución de las cargas en la zona de contacto entre la guía y la superficie antagonista.</li> <li>• Menos tendencia al stick-slip.</li> <li>• Mejora la capacidad de deslizamiento con cortas distancias entre guías (sin agarrotamiento).</li> </ul>

3.11 Taula

Aukeraturiko gida eraztunak 60°C-ra heldu arte 80N/mm<sup>2</sup> jasan ahal izango dauz eta aldiz, 100°C-ra arte 40N/mm<sup>2</sup>. Eta presioari dagokionez, 315 bar jasateko arazorik ez da suertatuko.

■ Tabla de Dimensiones: Anillo Guía SBK



3.14 Irudia

d (h8)	DF (H8)	L	H	DF1 (H8)	Material	Código
55	60	15	15	56,6	HG517	373.625
60	65	15	15	61,6	HG517	374.203
65	70	9,7	10	66,6	HG517	374.275
65	70	15	14,8	66,6	HG517	*
70	75	9,7	10	71,6	HG517	598.164
75	80	9,7	9,6	76,6	HG517	*
75	80	15	14,8	76,6	HG517	*
80	85	9,7	10	81,6	HG517	377.955
80	85	15	15	81,6	HG517	378.372
80	85	25	24,5	81,6	HG517	*
85	90	15	15	86,6	HG517	378.416
90	95	15	15	91,6	HG517	378.425
90	95	25	24,5	91,6	HG517	*
90	95	35	34,5	91,6	HG517	*
90	98	20	19,5	92,5	HG517	*
95	100	15	14,8	96,6	HG517	*
100	105	15	15	101,6	HG517	378.619

d (h8)	DF (H8)	L	H	DF1 (H8)	Material	Código
200	205	35	34,5	201,6	HG517	*
200	208	40	39,5	202,5	HG517	*
210	215	15	14,8	211,6	HG517	*
210	218	25	24,5	212,5	HG517	*
220	225	15	15	221,6	HG517	381.374
220	225	25	24,5	221,6	HG517	*
220	228	40	39,6	222,5	HG517	*
230	235	15	14,8	231,6	HG517	*
230	235	25	24,5	231,6	HG517	*
240	245	15	14,8	241,6	HG517	*
240	245	25	24,5	241,6	HG517	*
240	248	40	39,6	242,5	HG517	*
250	255	15	15	251,6	HG517	381.486
250	255	25	25	251,6	HG517	381.556
260	268	40	39,6	262,5	HG517	*
270	275	25	24,5	271,6	HG517	*
280	285	15	14,8	281,6	HG517	*

3.12 Taula

Barne diametroa 220mm izanda HGW HG517 materialazko gida eraztuna erabiliko da. Kasu honetan, "Epidor" SBK 381.374 izango da.

### 3.2.8.5 JUNTA TORIKOA

Aurreko elementu guztiak kirtena eta gidariaren barnetik kokatuta agertuko dira, baina gidariaren kanpoko aldetik junta torikoa erabili egingo da. Hori horrela emanda, junta torikoa aukeratzeko irizpideak aldatu egin dira, presio eta abiadura balioak egokiak izanda be. Horregatik horren diametroa 320mm-takoa izango da, gidari eta atorrean kokatuta agertuko dana.

Presión (bar)	Dureza del material
≤ 160	70 Shore A
>160	90 Shore A

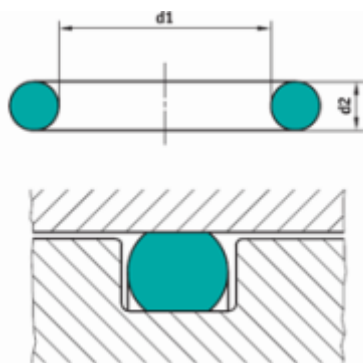
3.13 Taula

Junta torikoak jasan beharreko gogortasuna 3.14 taulan agertuko da, 90 Shore A-koa.

Denominación de los Materiales		
Referencia	Material	
OR	NBR70	Acrlinitrilo-Butadieno 70 Shore A
OR	NBR72	Acrlinitrilo-Butadieno 72 Shore A
OR	NBR88	Acrlinitrilo-Butadieno 88 Shore A
OR	NBR90	Acrlinitrilo-Butadieno 90 Shore A
OR AU	AU	Poliuretano
OR EP	EPDM70	Etileno propileno 70 Shore A
OR EP	EPDM70-V	Etileno propileno 70 Shore A (vapor)
OR EP FDA	EPDM-A	Etileno propileno (alimentación y agua potable)
OR FEP+SI	FEPVMQ	Silicona encapsulada
OR FEP+VI	FEPFPM	Fuorelastómero encapsulado
OR FFPM	FFPM	Perfluorelastómero
OR HNBR	HNBR	Acrlinitrilo - butadieno, hidrogenado
OR KZ	FFPM75-T	Perfluorelastómero para alta temperatura
OR SI	VMQ70	Silicona 70 Shore A
OR SI FDA	VMQ70-A	Silicona 70 Shore A (alimentación)
OR SIMRIZ	FFPM70	Perfluorelastómero 70 Shore A
OR TF	PTFE	Politetrafluoretileno teflón®
OR VI	FPM70-V	Fuorelastómero Viton® 80 Shore A (vapor)
OR-M		Junta tórica mecanizada
ORVI	FPM75	Fuorelastómero Viton® 75 Shore A
ORVI	FPM90	Fuorelastómero Viton® 90 Shore A

3.14 Taula

Beharrezkoa izango dan presioa jasateko 90 Shore A motako gogortasuna duen materiala aukeratuko da, NBR90 eta FPM90-koak izanik. Kasu honetan, bi material horreen artean 320mm-ko kanpo diametroa daukan junta torikoa aukeratuko da.



3.15 Irudia

Referencia	Material	d1	d2	Código
OR	NBR70	309,3	5,7	542.749
OR VI	FPM75	310	3	663.658
OR	NBR70	310	3	363.408
OR	NBR72	310	3	413.583
OR VI	FPM75	310	3,5	549.206
OR	NBR70	310	4	308.335
OR FEP+VI	FEPFPM	310	5	375.050
OR FEP+SI	FEPVMQ	310	5	369.030
<b>OR VI</b>	<b>FPM90</b>	<b>310</b>	<b>5</b>	<b>336.030</b>
OR	NBR70	310	5	512.806
OR SI	VMQ	310	5	431.207
OR VI	FPM80	310	6	800.586
OR	NBR70	310	6	324.361
OR FEP+SI	FEPVMQ	310	8	516.039
OR	NBR70	310	8	349.134
OR VI	FPM80	310,5	6,99	597.959
OR	NBR70	310,5	6,99	453.743
OR	NBR70	311	6	418.383
OR SI	VMQ75	311	7	653.089
OR	NBR70	312	4	686.170

3.15 Taula

FPM90 materialezko “Epidor” OR VI 336.030 kodigoduna aukeratu da gidari eta atorraren arteko isolamendua bermatzeko.

### 3.2.8.6 ESTALKIA

Estalkiaren isolamendua bezala junta torikoa erabili egingo da. Horretarako, gidarian junta torikoa aukeratzeko prozesu bardina eramango da aurrera, baina kanpo diametroa 330mm-koa izanik. Balio hori aukeratu da, berez kirten eta atorrak daukan barne diametroa 320mm dalako. Beraz, estalkiak, balio hori baino pixkatxo bat hartuko dau.

Referencia	Material	d1	d2	Código
OR	NBR70	315	4	361.749
OR	NBR72	315	4	413.609
OR	NBR70	315	5	340.373
OR	NBR72	315	5	413.617
OR SI	VMQ75	315	5	653.097
OR VI	FPM75	315	6	664.342
OR	NBR70	315	6	653.467
OR	NBR70	315	10	366.039
OR VI	FPM75	316	3,5	577.717
OR VI	FPM83	316,2	7	493.023
OR EP	EPDM70	316,87	6,99	365.141
OR FEP+VI	FEPFPM	316,87	6,99	423.054
OR VI	FPM70	316,87	6,99	509.539
OR VI	FPM70-V	316,87	6,99	358.797
OR	NBR70	316,87	6,99	416.587
OR	NBR88	316,87	6,99	569.004
<b>OR</b>	<b>NBR90</b>	<b>316,87</b>	<b>6,99</b>	<b>351.837</b>
OR	NBR70	317	3,5	306.082
OR	NBR70	319,2	3,53	386.107
OR EP	EPDM70	319,2	5,7	379.424

3.16 Taula

Kasu honetan estalkiaren isolamendurako erabiliko dan junta torikoaren kodigoa “Epidor” 351.837 izango da.

### 3.2.8.7 PISTOIA

Pistoiaren kasurako, gida eraztun zein juntak erabili egingo dira, gidarian egin dan modu berean. Baina kasu honetan, arraspa eta kanpo junta torikoa alde batean itxiko da.

#### Pistoi junta

Zilindro oleohidraulikoaren pistoian kanpo arteka baten pistoi junta ezarriko da. Pistoi junta hautatzeko zenbait aspektu izan behar dira kontutan, hala nola, abiadura, presioa eta diametroa.

Barne presio max.:  $P_{max} = 315$  bar

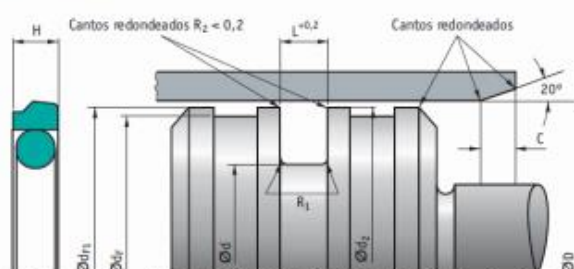
Abiadura =  $1,3_{m/s}$

Orain hobeto egokituriko pistoi junta bat aukeratuko da, Epidor katalogotik aukeratuta. Horregatik, kasu honetarako, NBR 337.332-dun kodiagoa aukeratu da.

- Materiala:
  - Irristatze eraztuna:  
Materiala; PTFE-bronze  
Izendapena: PTFE B602
  - Eraztun elastikoa:  
Materiala: Cauchonitrilico NBR  
Izendapena: 70 NBR B276  
Gogortasuna:70 Shore A
  - Ezaugarriak:  
Presio erresistentzia handia  
Marruskadura txikia  
Konduktibitate termiko ona  
Estuera indar altua

Behin junta egokia aukeratuta izan, 320mm-ko kanpo diametroa duen junta determinatuko da atorraren barne diametroagaz etortzeko.

Tabla de Dimensiones: OMEGAT OMK-E



3.16 Irudia

D (H8)	d (h7)	H	L	C	R1	Perfil	Códigos		
							Bronce NBR	Bronce FKM	F. vidrio NBR
190	169,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.342*		347.341*
190	174,9	5,9	6,3	9	1,2	7,55	337.343	336.897*	347.342*
200	179,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.332	336.898*	337.351*
210	189,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.273	336.899*	337.404*
220	199,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.304*	336.900*	337.349*
230	209,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.275*	336.901*	337.406
240	219,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.320	336.902*	337.447*
250	229,5	7,7	8,1	12	2	10,25	337.223	336.903*	337.354
260	236	7,7	8,1	14	2	12	337.306	336.904*	337.434*
270	246	7,7	8,1	14	2	12	337.279	336.905*	337.410*
280	256	7,7	8,1	14	2	12	337.328	336.869*	337.358*
290	266	7,7	8,1	14	2	12	337.281*	336.906*	337.412*
300	276	7,7	8,1	14	2	12	337.308	336.907*	337.436*
310	286	7,7	8,1	14	2	12	337.283	336.908*	337.414*
320	296	7,7	8,1	14	2	12	337.322	336.909*	337.449*
330	306	7,7	8,1	14	2	12	337.285	336.910*	337.416*
340	316	7,7	8,1	14	2	12	337.237	336.911*	337.373*
350	326	7,7	8,1	14	2	12	337.231*	336.912*	337.367*
360	336	7,7	8,1	14	2	12	337.241	336.913*	337.352*
370	346	7,7	8,1	14	2	12	337.232*	336.914*	337.368
380	356	7,7	8,1	14	2	12	337.233*	336.915*	337.369*
390	366	7,7	8,1	14	2	12	337.235*	336.916*	337.371*

3.17 Taula

Gida eraztuna

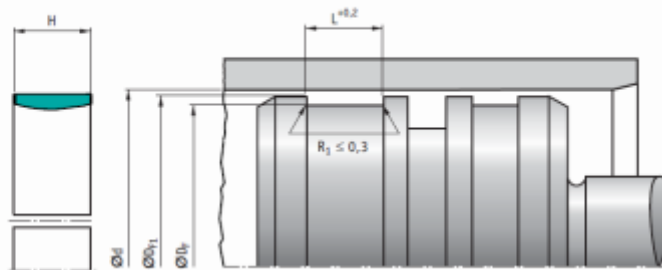
Pistoi gida eraztuna determinatzeko jarraitu beharreko irizpidea bardina da.

Información Técnica	
<p>■ Material</p> <p>≤ 300 mm. Material: Tejido con resina Denominación: HGW HG517</p> <p>o bien Material: Tejido con resina Denominación: HGW HG650</p> <p>&gt; 300 mm. Material: Tejido con resina Denominación: HGW HG650</p>	
<p>■ Propiedades</p> <p>El anillo guía KBK de Merkel ofrece claras ventajas sobre los anillos guía convencionales. Está diseñado para los alojamientos estándar según ISO 107666.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Intercambiable con los ya existentes tipos KB y KF</li> <li>• Altas cargas radiales</li> <li>• Excelente reparto de cargas a lo largo de toda la longitud de la guía.</li> <li>• Lubricación mejorada debido a la mejor distribución de las cargas en la zona de contacto entre la guía y la superficie antagonista.</li> <li>• Menos tendencia al stick-slip</li> <li>• Mejora la capacidad de deslizamiento con cortas distancias entre guías (sin agarrotamiento)</li> </ul>	
<p>■ Campo de aplicación</p> <p>Velocidad: En función del sistema de estanqueidad Cargas admisibles: Hasta 60° C p=80N/mm<sup>2</sup> Hasta 100° C p=40N/mm<sup>2</sup></p>	

3.18 Taula

Gidriuren kasu honetan kirtenaren diametroa erabili da gida determinatu ahal izateko, baina kasu honetan ator barne diametroa erabiliko da, hau da, 320mm-koa.

■ Tabla de Dimensiones: Anillo Guía KBK



3.17 Irudia

D (h8)	d <sub>f</sub> (h8)	L	H	d <sub>r1</sub> (h8)	Material	Código
268	263	15	14,8	266,4	HG517	*
270	265	25	24,5	268,4	HG517	<b>594.762</b>
280	275	25	24,5	278,4	HG517	*
290	282	30	29,5	287,5	HG517	*
300	295	25	24,5	298,4	HG600	*
300	295	35	34,5	298,4	HG600	*
305	310	15	14,8	303,4	HG600	*
310	302	40	39,5	307,5	HG600	*
310	305	15	14,8	308,4	HG600	<b>728.526</b>
320	312	25	24,5	317,5	HG600	*
<b>320</b>	<b>312</b>	<b>40</b>	<b>39,5</b>	<b>317,5</b>	<b>HG600</b>	<b>*</b>
330	322	25,2	24,7	328,4	HG600	*
330	325	25	24,5	328,4	HG600	<b>771.294</b>
340	332	25	24,5	337,5	HG600	*
340	332	30	29,5	337,5	HG600	*
340	332	40	39,5	337,5	HG600	*
350	342	25	24,5	347,5	HG600	*
360	352	30	29,5	357,5	HG600	<b>828.659</b>
360	352	40	39,5	337,5	HG600	*
360	352	40	39,6	357,5	HG600	<b>365.322*</b>

3.19 Irudia

Gida eraztunerako HGW HG600 materialdun "Epidor" KBK 728.526 kodigoa aukeratu da.

### 3.2.8.8 KIRTENA

Kirtenerako isolamendu moduan junta toriko deituriko elementua erabiliko da. Horretarako, gidarian eta estalkian junta torikoa aukeratzeko irizpide berdina jarraitu egingo da, baina orain kanpo diametro lez 220mm erabiliz.

Kasu honetan aukeraturiko isolamendudun elementuaren erreferentzia honakoa da: 90 SHORE A gogortasuna dueña NBR90 materialezko "Epidor" katalogotik harturiko OR 490.102 junta torikoa aukeratu egin da.

Referencia	Material	d1	d2	Código
OR FEP+VI	FEPFPM	215	4	404.744
OR VI	FPM75	215	4	440.951
OR	NBR70	215	4	495.737
OR FEP+VI	FEPFPM	215	5	375.048
OR FEP+SI	FEPVMQ	215	5	377.899
OR VI	FPM75	215	5	380.511
OR	NBR70	215	5	512.319
OR EP	EPDM70	215	6	661.270
OR FEP+VI	FEPFPM	215	6	600.225
OR VI	FPM75	215	6	373.175
OR	NBR70	215	6	436.595
OR	NBR70	215	7	352.174
OR	NBR72	215	7	413.096
<b>OR</b>	<b>NBR90</b>	<b>215</b>	<b>7</b>	<b>490.102</b>
OR VI	FPM80	215	8	306.973
OR	NBR70	215	8	362.234
OR	NBR70	215	10	371.660
OR EP FDA	EPDM70-A	215,27	5,33	338.885
OR KZ 371	FFPM75-T	215,27	5,33	308.213
OR VI	FPM70	215,27	5,33	307.051
OR	NBR70	215,27	5,33	512.327
OR	NBR90	215,27	5,33	652.215
OR SI	VMQ60	215,27	5,33	362.711
OR SI	VMQ70	215,27	5,33	325.755
OR EP	EPDM70	215,27	6,99	508.537

3.20 Taula

### 3.3 Sistema Hidraulikoa

#### 3.3.1 Ponpa Hidraulikoa

Ponpak zilindroari olio emateko beharra dauka, behar dan presioan eta emarian. Atal honetan, emari horren balioa kalkulatu da, zilindroaren kasuan presioa datu ezaguna izanda. Horretarako, bai emari zein presioaren bi balio horreek katalogo batean bilatu dira.

Sistema hidraulikoa erabilitako presioa 315bar-ekoa da eta ponpak daukan emari maximoa 627l/min.

Proiektu hau burutzeko, pistoi axiala daukan emari aldakorreko ponpa aukeratu egin da, "REXROTH Bosch Group" etxeko katalogotik aterata.

<b>Rexroth</b> Bosch Group		<b>Bomba variable A4VSG</b> Serie 1 y 2, circuito cerrado pistones axiales, sistema de plato inclinado						<b>RS</b> <b>92100/11.95</b>				
		TN 40...1000	Presión nominal 350 bar	Presión máxima 400 bar				Reemplaza 09.90				
<b>Tabla de valores (valores teóricos, sin considerar <math>\eta_{vm}</math> y <math>\eta_t</math>; valores redondeados)</b>												
Tamaño nominal		<b>40    71    125    180    250    355    500    750    1000</b>										
Cilindrada	$V_g$	cm <sup>3</sup>	40	71	125	180	250	355	500	750	1000	
Velocidad máx.	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	3700	3200	2600	2400	2200	2000	1800	1600	1600	
Caudal máx.	para $n_{max}$	$Q_{max}$	L/min	148	227	325	432	550	710	900	1200	1600
	para $n_t = 1500$ min <sup>-1</sup>		L/min	60	107	186	270	375	533	750	1125	1500
Potencia máx. ( $\Delta p = 350$ bar)	para $n_{max}$	$P_o$	kW	86	132	190	252	321	414	525	700	933
	para $n_t = 1500$ min <sup>-1</sup>		kW	35	62	109	158	219	311	438	656	875
Momento máx. ( $\Delta p = 350$ bar)	para $V_g$	$T_{max}$	Nm	223	395	696	1002	1391	1976	2783	4174	5565
Momento ( $\Delta p = 100$ bar)	para $V_g$	$T$	Nm	64	113	199	286	398	564	795	1193	1590
Momento de inercia sobre el eje		J	kgm <sup>2</sup>	0,0049	0,0121	0,03	0,055	0,0959	0,19	0,332	0,66	1,20
Volumen de llenado		L		2	2,5	5	4	10	8	14	19	27
Masa aprox. (variador E01 y bloque de válvulas)		m	kg	47	60	100	114	214	237	350	500	630
Carga axial admisible		$F_{ax,max}$	N	600	800	1000	1400	1800	2000	2000	2200	2200
Carga transversal admisible		$F_{q,max}$	N	1000	1200	1600	2000	2000	2200	2500	3000	3500

3.21 Taula

Aurreko taula aztertu eta gero, ponpak kontsumituriko potentzia zehaztu beharra dago. Horretarako, presio nominala erabiliz, xurgaturiko potentzia adierazi egingo da.

**Determinación del tamaño nominal**

Caudal	$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	[L/min]	$V_g$	= cilindrada geométrica [cm <sup>3</sup> ] por vuelta
Momento de giro	$T = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{vm}}$	[Nm]	$\Delta p$	= diferencia de presión [bar]
Potencia	$P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{T \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$	[kW]	$n$	= velocidad de rotación [min <sup>-1</sup> ]
			$\eta_v$	= rendimiento volumétrico
			$\eta_{vm}$	= rendimiento mecánico hidráulico
			$\eta_t$	= rendimiento total [ $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{vm}$ ]

3.22 Taula

Badakigun lez, presioaren balioa 315bar-ekoa da, eta aldiz, emaria, 625l/min-koa. Horregatik tauletan oinarrituz errendimendu totala lor daiteke. Kasu honetan, errendimendu totalaren balioa  $\eta=0,85$ .

Datu horreek izanda, eta ondorengo formula erabiliz, kontsumituriko potentzia lortu ahal izango da:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} = \frac{625 \cdot 315}{600 \cdot 0,85} = 386KW$$



### 3.3.2 MOTOR ELEKTRIKOA

Motore elektrikoak be zeregin garrantzitsua dauka zilindro hidraulikoaren barnean. Emaria ponpatzeko beharrezkoa dan energia adierazten dau. Horren ondorioz, motor elektrikoak aukeratzeko unean ponparen zenbait ezaugarri kontuan hartzea ezinbestekoa izango da:

- Momentu bihurtzailea: 2783N·m
- Potentzia:386kW
- Bira kopurua: 1800min<sup>-1</sup>

Goiko datuak aztertutik beheko orrian jarritako motor trifasikoaren taula aintzat hartuko da, beharrezko kalkuluak burutzeko.

1GG6, 1GH6, 1HS6 Size 280										
Rated speed $n_N$ rpm			Rated output $P_N$ kW	Rated torque $M_N$ Nm	Maximum field weakening speed <sup>1)</sup> $n_{max}$ rpm	Order No.	Rated current $I_N$ A	Efficiency $\eta$ %	Armature circuit Resistance at 120 °C $R_a$ mΩ	Inductance $L_a$ mH
at rated armature voltage 420 V 470 V 520 V 600 V 720 V 810 V										
Overall length B										
825			272	3150	1630		-1VV1	625	90	
	920		304	3160	1620		-7MV1	625	91	
		1070	352	3140	1630		-7NV1	625	92	
			426	3120	1630		-2XV1	625	93	
			480	3140	1630		-2YV1	625	94	
840			290	3300	1510	1 6 288-0NE	-1VV1	745	91	34 1.62
	945		328	3320	1510		-1VV1	750	91	
		1050	364	3320	1510		-7MV1	750	92	
			422	3300	1510		-7NV1	745	93	
		1480	510	3300	1510		-2XV1	745	94	
1010			344	3250	1500	1 6 288-0NF	-1VV1	875	92	24 1.24
	1130		386	3260	1510		-1VV1	875	92	
		1260	430	3260	1500		-7MV1	875	93	

3.23 Taula

Goian kokaturiko taulak emandako ondorioa da, bere egiakortasuna ez dala 100%, baizik eta %93-koa dala. Horregatik, motorra ponpara baliozkoa dan ala ez jakiteko ondorengo kalkuluak burutu behar dira:

$$P = P_N \cdot \eta = 422 \cdot 0,93 = 392kW$$

Bertatik lorturiko potentzia gurea baino handiagoa danez, onargarritzat har daiteke.

Adapt the speed if necessary		
$n = n_N$	$n < n_N$	$n > n_N$
Speed adaptation: not required	Speed adaptation: through armature control	Speed adaptation: through field weakening
	$U = U_N \cdot n / n_N$	$U = \text{constant}$
	$P = P_N \cdot n / n_N$	$P = \text{constant}$
	$M_N = \text{constant}$	$M = M_N \cdot n_N / n$

3.24 Taula

Ponpa hidraulikoaren bira kopurua  $\rightarrow n = 1800 \text{ min}^{-1}$

Motor elektrikoaren bira kopurua  $\rightarrow n_N = 1220 \text{ min}^{-1}$

$n > n_N$  danez, potentzia konstante mantenduko da baina momento makurtzailea aldatzen da.

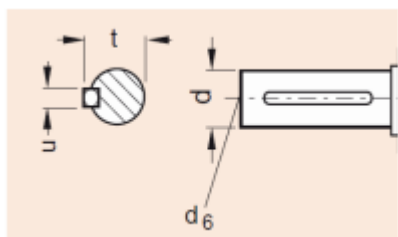
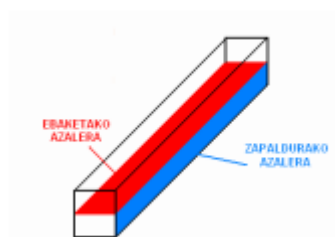
$$M = M_N \cdot \frac{n_N}{n} = 3300 \cdot \frac{1220}{1800} = 2236 N \cdot m$$

Potentzia aldetik onargarria dala ikusi daiteke. Hori konprobatu eta gero, motor elektrikoak daukan txabeta aztertu egingo da. Txabetak motor elektrikoak eragindako momento makurtzailea jasan beharko dau. Horretarako, txabetaren inguruan egin beharreko kalkuluak bi irizpideen arabera burutuko dira:

1. Ebaketa
2. Zapaldura

For motors	Dimensions acc. to																	Drive end shaft extension					
Size	Type	IEC	m	m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	n	α	P <sub>21</sub>	P <sub>22</sub>	P <sub>23</sub>	s	V	W <sub>1</sub>	W <sub>2</sub>	W <sub>3</sub>	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	d	l	s <sub>2</sub>	t	u
200	... 206		120	190	70	43	80	20	780	200	380	19	50	133	133	625	390	310	70	140	M 20	74.5	20
	... 208		120	190	70	43	80	20	780	200	380	19	50	133	133	705	470	310	70	140	M 20	74.5	20
225	... 226		140	200	50	49	85	50	965	225	515	19	50	149	175	720	475	360	80	170	M 20	85	22
	... 228		140	200	50	49	85	50	965	225	515	19	50	149	175	810	565	360	80	170	M 20	85	22
250	... 256		150	240	50	58	95	60	1030	250	530	24	75	168	183	811	530	360	90	170	M 24	95	25
	... 258		150	240	50	58	95	60	1030	250	530	24	75	168	183	911	630	360	90	170	M 24	95	25
280	... 286		160	230	80	50	100	60	1090	280	530	24	105	190	183	883	585	360	95	170	M 24	100	25
	... 288		160	230	80	50	100	60	1090	280	530	24	105	190	183	983	685	360	95	170	M 24	100	25

3.25 Taula



3.18 Irudia

Txabetak bi alderdi desberdinetan kokatzen da, alde batetik kanpoaldean, eta bestea, motorraren ardatzean. Funtzio honek, azalera ezagutzea ekarriko dau.

Tentsioak kalkulatu ahal izateko, txabetaren erdi gunean agerturiko indarra ezagutu beharra dago, momentua osatuz, indarra bidez distantzia:

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M}{d} = \frac{2 \cdot 2236}{0,95} = 4707 N \rightarrow 479 kg$$

$$\sigma_r = 370 N/mm^2 \cdot \frac{1 kg}{9,81 N} \cdot \frac{100 mm^2}{1 cm^2} = 3771 kg/cm^2$$

1- Ebaketa

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{479}{(0,25 \cdot 1,7)} = 1127 \text{ kg/cm}^2 \leq \frac{0,5 \cdot 3771}{CS} \rightarrow CS = \frac{0,5 \cdot 3771}{1127} = 1,67$$

2- Zapaldura

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{479}{\left(\frac{0,25}{2} \cdot 1,7\right)} = 2254 \text{ kg/cm}^2 \leq \frac{3771}{CS} \rightarrow CS = \frac{3771}{2254} = 1,67$$

Aukeraturiko motor trifasikoa "SIEMENS" 1GG6 280-ONE-7NV1 da.

### 3.3.3 SISTEMA HIDRAULIKOAREN HODIERIA

Parametro hau definitzeko hodiaren barne erradioa eta presioa definitu behar dira. Alde batetik, barneko erradioa definitu ahal izateko prentsaren lan momento desberdinetan emandako emaria aztertuko da. Bestetik, olioaren abiadura ezaguna izanda, presio determinatu batentzako beharrezko diametro minimoa zehaztu egingo da.

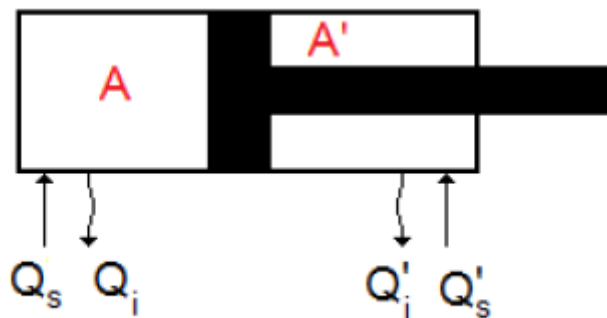
Emariaren kalkuluak burutzeko fluidoaren mekanikan erabilitako hurrengo adieazpen hau erabiliko da:

$$Q = v \cdot A$$

Non,

Q: emaria (l/min)

v: jariakinaren abiadura hodian (m/s)

A: jariakinagaz kontaktuan dagoan hodiaren azalera (m<sup>2</sup>)

3.19 Irudia

- A guneko azalera ( atorraren barne erradioarekiko azalera)

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804 \text{ cm}^2$$

- A'guneko azalera ( atorraren barne erradioarekiko azalera kirtenaren azalera kenduta)

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (32^2 - 22^2)}{4} = 424,11 \text{ cm}^2$$

Argi itxi behar da emaria errakor eta hodi berdinetatik igarotzen dala, horregatik emari hauek desberdinu dira,  $Q_s$  eta  $Q_i$ .

Nahiz eta kalkuletarako biak erabili, produktu aukeraketan bakarra erabiliko da, hau da, bietatik maximoena.

1.- Behe abiaduragaz sorturiko emaria (  $v=80\text{mm/s}$ )

$$Q_s = v \cdot A = 8 \text{ cm/s} \cdot 804 \text{ cm}^2 = 6432 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 385,92 \text{ l/min}$$

$$Q'_i = v \cdot A = 8 \text{ cm/s} \cdot 424,11\text{cm}^2 = 3392,88 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 203,57 \text{ l/min}$$

2.- Goranzko abiaduragaz sorturiko emaria (  $v=100\text{mm/s}$ )

$$Q'_s = v \cdot A = 10 \text{ cm/s} \cdot 424,11 \text{ cm}^2 = 4241,1 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 254,466 \text{ l/min}$$

$$Q_i = v \cdot A = 10 \text{ cm/s} \cdot 804\text{cm}^2 = 8040 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 482,4 \text{ l/min}$$

3.- Lan abiaduragaz sorturiko emaria (  $v=15 \text{ mm/s}$ )

$$Q_s = v \cdot A = 1,5 \text{ cm/s} \cdot 804 \text{ cm}^2 = 1206 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 72,36 \text{ l/min}$$

$$Q'_i = v \cdot A = 1,5 \text{ cm/s} \cdot 424,11\text{cm}^2 = 636,16 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \times \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \times \frac{1\text{dm}^3}{1000\text{cm}^3} = 38,1696 \text{ l/min}$$

Lan mugimenduaun osaturiko emariak aztertu eta gero hodiendimenzioak determinatu beharra dago. Hori burutzeko hodi baretik olio garraiatuko dau, abiadura maximoan. Horretarako ondorengo taularen laguntzagaz batera, olioak presio desberdinetan eramango dauan abiadura adieraziko dau.

tipo de tubería	margen de presión	velocidad de flujo
tubo de aspiración		1,0 m/s
conducto de retorno		3,0 m/s
tubería de presión	0 – 25 bar	3,0 m/s
	25 – 50 bar	4,0 m/s
	50 – 100 bar	4,5 m/s
	100 – 150 bar	5,0 m/s
	150 – 210 bar	5,5 m/s
	210 – 315 bar	6,0 m/s

3.26 Taula

Olio abiadura eta emari maximoak izango dauan presio tartea ezaguturik hodiaren dimentsioak lortu ahal izango dira.

A guneko hodiaren barne erradio minimoa

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8040}{\pi \cdot 600}} = 4,1305cm$$

A' guneko hodiaren barne erradio minimoa

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4241,1}{\pi \cdot 600}} = 3cm$$

Barne erradio minimoak lorturik, etxe bateko katalogora jo da, beharrezkoak izango diran dimentsioak definitzeko hodiaren inguruan.

Kasu honetan, erabilitako katalogoa "ManuliHydraulics" etxea izango da, 315 bar-eko presioa aukeratzuz.

## ROCKMASTER®/13

ABRASION, WEATHER & HEAT RESISTANCE



III								
PART. REF.	HOSE SIZE	R.O.D.	O.D.	MAX W.P.	BURST PRESSURE	MIN. BEND RADIUS	WEIGHT	FITTING
	DN dash inch	mm inch	mm inch	bar psi	bar psi	mm inch	g/m lb/ft	
H10035A06*	6 -04 1/4"	14,6 0,57	17,6 0,69	690 10000	3250 47130	120 4,72	660 0,44	*
H10035A10*	10 -06 3/8"	17,4 0,69	20,4 0,80	690 10000	2900 42060	150 5,91	830 0,56	*
H10035A12*	12 -08 1/2"	21,5 0,85	24,5 0,96	620 8990	2500 36250	200 7,87	1140 0,77	*
H10035019*	19 -12 3/4"	29,0 1,14	31,8 1,25	350 5070	1950 28280	240 9,45	1630 1,10	IP+ M01500-12
H10035025*	25 -16 1"	36,0 1,42	39,2 1,54	350 5070	1650 23930	300 11,81	2190 1,47	IP+ M01500-16
H10035032*	31 -20 1 1/4"	47,0 1,85	50,0 1,97	350 5070	1500 21750	420 16,54	3600 2,42	IP+ M01600-20
H10035040*	38 -24 1 1/2"	54,6 2,15	57,5 2,26	350 5070	1600 23200	500 19,69	4700 3,16	IP+ M01600-24
H10035051*	51 -32 2"	68,4 2,69	72,0 2,83	350 5070	1500 21750	630 24,80	6800 4,57	IP+ M01800-32

3.27 Taula

A gunerako ("ManuliHydraulics" ROCKMASTER/13 H10035032):

Barne erradioa: 47mm

Kanpo erradioa: 50mm

Presio maximoa: 350 bar

A´gunerako ("ManuliHydraulics" ROCKMASTER/13 H10035025):

Barne erradioa: 36mm

Kanpo erradioa: 39,2mm

Presio maximoa: 350 bar

### 3.3.4 ERRAKORRAK

Elementu honeek hodi eta zilindro hidraulikoen lotura bermatzeko erabili egiten dira. Lotura hori ematen dan gunean presio altuak jasateko posibilitaddea dago.

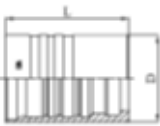
Errakorren kalkuluak burutzeko asmoz, katalogoetara jo beharra dago. Katalogo horreetatik barne erradioa, presio eta beste datu batzuk aukeratuko dira. Baina horreetaz aparte, "fitting" izeneko zutabe datua ere izan behar da kontuan, hodi arteko lotura aholkatzen dauana. Datu honeek erreferentzia bitartez agertu egiten dira. Erreferentzi horreek zorroa adierazten dabe.

A gunerako ondorengo katalogotik aukeratuko da:

Erreferentzia: IP + M01600-20

**M01600**

DOUBLE SKIVE FERRULE FOR HEAVY DUTY SPIRAL HOSES (6 PLY)  
CASQUILLOS DE PELADO INTERNO Y EXTERNO PARA MANGUERAS  
CON REFUERZO EN ESPIRAL (6 ESPIRALES)  
PRESSFASSUNG INNEN- UND AUSSENSCHÄLUNG FÜR HÖCHSTDRUCKSCHLÄUCHE (6-LAGIG)  
GHIERA PER TUBI SPIRALATI CON DOPPIA PELATURA (6 SPIRALI)



PART. REF.	HOSE BORE			DIMENSIONS mm	
	DN	inch	Size	D	L
M01600-20	31	1.1/4"	-20	60,0	85,0
M01600-24	38	1.1/2"	-24	68,0	96,0

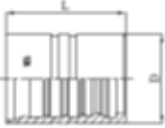
3.28 Taula

A´gunerako ondorengo katalogotik aukeratuko da:

Erreferentzia: IP + M01500-12

**M01500**

DOUBLE SKIVE FERRULE FOR HEAVY DUTY SPIRAL HOSES (4 PLY)  
CASQUILLOS DE PELADO INTERNO Y EXTERNO PARA MANGUERAS  
CON REFUERZO EN ESPIRAL (4 ESPIRALES)  
PRESSFASSUNG INNEN- UND AUSSENSCHÄLUNG FÜR HÖCHSTDRUCKSCHLÄUCHE (4-LAGIG)  
GHIERA PER TUBI SPIRALATI CON DOPPIA PELATURA (4 SPIRALI)



PART. REF.	HOSE BORE			DIMENSIONS mm			
	DN	inch	Size	D	L		
M01500-10	16	5/8"	- 10	35,0	40,9		
M01500-12	19	3/4"	- 12	40,0	51,4		
M01500-16	25	1"	- 16	48,0	64,5		
M01500-20	31	1.1/4"	- 20	57,0	84,0		
M01500-24	38	1.1/2"	- 24	64,3	94,0		
M01500-32	51	2"	- 32	83,5	107,0		

3.29 Taula

Arra aukeratzeko "hosebore" erreferentzia bilatuz:

**M30510**

BSP MALE PARALLEL 60° CONE SEAT - BS5200 / ISO 8434-6  
MACHO BSP PARALELO ASIEN TO A 60° - BS5200 / ISO 8434-6  
AGR 60° INNENKONUS - BS5200/ISO 8464-6  
MASCHIO GAS CILINDRICO CONO 60° - BS5200 / ISO 8434-6



PART. REF.	HOSE BORE			THREAD	DIMENSIONS mm			
	DN	inch	Size		T	B	A	C
M30510-12-12	19	3/4"	- 12	3/4" - 14	17,0	36,9	16,0	32
M30510-12-16	19	3/4"	- 12	1" - 11	22,5	43,0	19,0	41
M30510-16-16	25	1"	- 16	1" - 11	22,5	42,8	19,0	41
M30510-16-20	25	1"	- 16	1.1/4" - 11	29,0	47,5	20,0	50
M30510-20-20	31	1.1/4"	- 20	1.1/4" - 11	28,5	50,5	20,0	50
M30510-24-24	38	1.1/2"	- 24	1.1/2" - 11	33,5	54,4	22,0	55
M30510-32-32	51	2"	- 32	2" - 11	42,0	57,8	25,0	70

3.30 Taula

A gunean:

Zorroa → "ManuliHydraulics" INTERLOCK M01600-12

Arra → "ManuliHydraulics" INTERLOCK M30510-20-20

A' gunean:

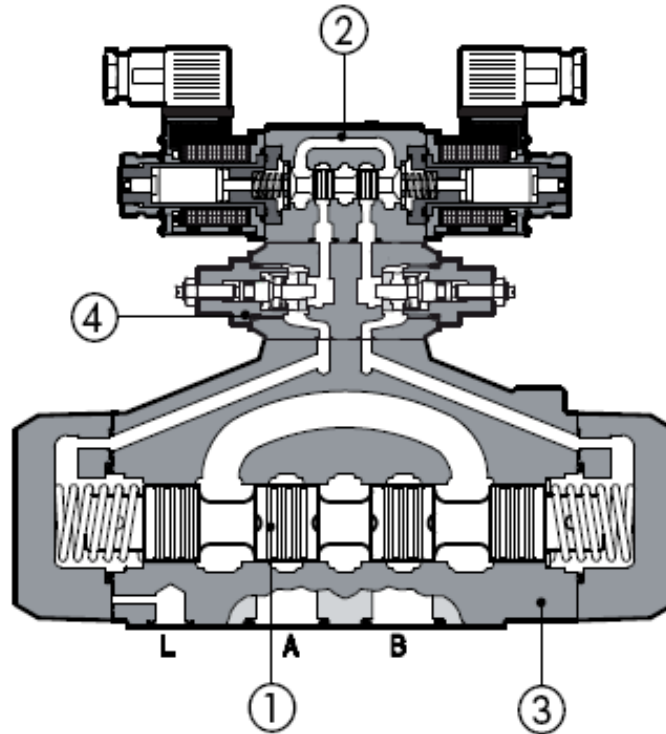
Zorroa → "ManuliHydraulics" INTERLOCK M01500-12

Arra → "ManuliHydraulics" INTERLOCK M30510-12-12

### 3.3.5 ELEKTROBALBULA

Balbula elektro-mekanikoa da. Jariakinaren norabidea bereizteko balio dauan elementua da. Kirtenaren goranzko zein beheranzko desplazatzea burutzen dau. Balbula honek bi atal nagusi dauka: balbula eta solenoidea. Solenoideak inputso elektrikoa mekanikoa bilakatu egiten dau eta aldiz, balbulak, mugiaratzeko aukera dauka, edozein posizioan egotekotan.

Elektro balbula egokia aukeratzeko asmoz aldagai batzuk izan behar dira kontuan. Alde batetik, honek jasan beharreko presioa eta barne emari maximoa, eta bestetik, elektrobalbula montaketa. "ATOS" etxeko katalogotk aukeratu da.



3.20 Irudia

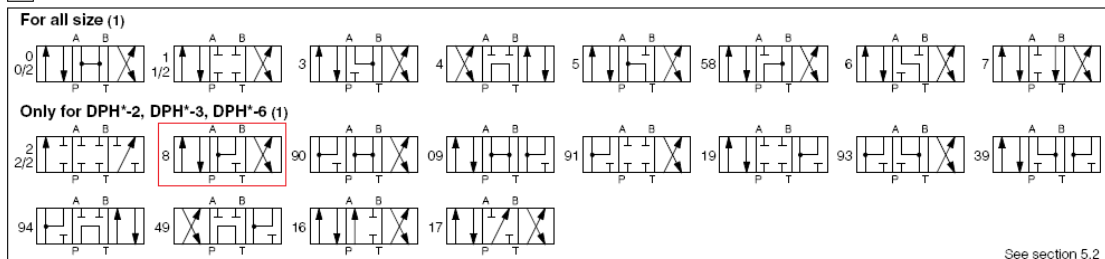


Table E080-6/E

## Solenoid directional valves type DPHI, DPHU

two stage, ISO 4401 size 10, 16, 25 and 32

3 SPOOLS - for intermediate passages, see tab. E001.



See section 5.2

(1) For DPH\*-6 following spools are not available: 0/2, 1/2, 16, 17, 39, 49, 09, 90, 93, 94

E080

3.31 Taula



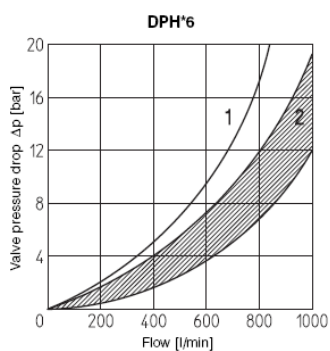
Katalogoan egin beharreko lehen gauza, sistema hidraulikoaren montaketa mota determinatzea da. Kasu honetan, 8a aueratu da.

Behin aukeraketa hori burutuz, tauletako balioak hartuko dira, hala nola, 350 bar-eko presioa eta 8a muntaketa posizioa.

#### 8 FLOW VERSUS PRESSURE DIAGRAMS

Based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Flow direction Spool type	P→A	P→B	A→B	TB→T	P→T
	4, 4/8	2	2	2	2
Other	2	2	2	2	-



#### 9 OPERATING LIMITS

The max recommended flow rates - l/min - for a correct operation are shown in the tables below for some typical spools and inlet pressure. For higher values the use of the hydraulic centering device is recommended.

Spool	Inlet pressure			
	70	140	210	350
1, 6, 7, 8	1000	950	850	700
0	950	900	800	650
4, 4/8, 5	850	800	700	450
0/1	950	850	650	450

E080

### 3.32 Taula

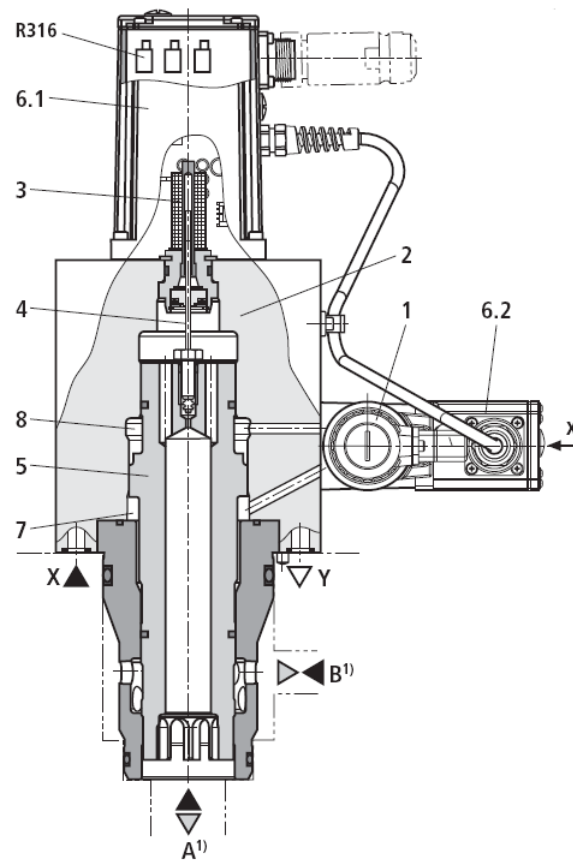
“ATOS” DPHI-6 718 elektrobalbula mota aukeratu egin da, 350bar-eko presio eta 700l/min-ko emariagaz.

#### 3.3.6 Emariaren kontrolerako balbula

Sistema hidraulikoetan oso garrantzitsua da emariaren control zorrotza, emariak kontrolaturik izanda prentsaren abiadurak kontrolatu ahal diralako. Horrek, aurrerapen, lan eta atzerapen abiadurak desberdinak izatea ahalbidetzen dau.

Balbula mota honek daukan berezitasuna, emari kopuru baliora iristean, ez dala emari gehiago pasatzen itxiko.

Horren bitartez emari maximo hori zein presiotan lan egiten dauan erraztuko dau.



3.21 Irudia

Aukeratutako balbula "REXROTH-Bosch Group" etxeko katalogotik aterata dago eta honako presio zein emariak izango dira kontutan:

P= 315 bar  
Q=625 l/min

**Datos técnicos: Tipo 2WRCE** (iPara utilización con valores diferentes, por favor consúltenos!)**generales**

Tamaños nominales	TN	32	40	50
Masa	kg	12,5	19,9	26,8
Masa con válv. cierre .....WK ó .../...WL...	kg	13,7	21,1	28
Tamaño nominal de la válv. de premando (piloto)	TN	6	6	6
Posición de montaje; puesta en marcha		opcional, preferentemente horizontal; según RE 07700		
Rango de temperatura de almacenamiento	°C	-20 hasta +80		
Rango de temperatura ambiente	°C	-20 hasta +50		

**hidráulicos** (medidos para HLP32,  $\vartheta_{\text{aceite}} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$ )

Tamaños nominales	TN	32	40	50
Presiones de servicio máx.				
- etapa principal conexiones A, B	bar	420		
- válvula de premando conexión X	bar	315		
- válvula de premando conexión Y	bar	210		
Presión de mando mín. en % de la presión del sistema				
- para pistón versión S...L	%	15		
- para pistón versión S...R	%	45		
Caudal nominal $q_{\text{vnom}} +10 \%$ con $\Delta p = 5 \text{ bar}$				
- versión ...S...L (lineal)	l/min	650	1000	1600
- versión ...S...R (lineal con rango de mando fino progresivo)	l/min	480	700	1100
Caudal máx. - para pistón ...S...L	l/min	1500	2200	3500
- para pistón ...S...R	l/min	2000	3000	4500
Caudal de mando en X e Y para señal de entrada en forma de salto de 0 a 100 % (315 bar)	l/min	37	45	60
Caudal cero de la etapa previa proporcional en función de la presión en conducto X	l/min	$q_{L\text{min}} = 0,0026 \frac{l}{\text{min bar}} \cdot p_x [\text{bar}]$ $q_{L\text{max}} = 0,0095 \frac{l}{\text{min bar}} \cdot p_x [\text{bar}]$		
Caudal de mando	cm <sup>3</sup>	4,52	8,48	17,3
Fluido hidráulico		aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524, otros fluidos según consulta		
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C	-20 hasta +80; preferentemente +40 hasta +50		
Rango de viscosidad	mm <sup>2</sup> /s	20 hasta 380; preferentemente 30 hasta 45		
Grado máx. admisible de suciedad del fluido hidráulico clase de pureza según ISO 4406 (c)		clase 20/18/15 <sup>1)</sup>		
- válv. premando + válv. principal				
Histéresis	%	≤ 0,2		
Margen de inversión	%	≤ 0,1		
Sensibilidad de respuesta	%	≤ 0,1		
Tiempo de cierre con empleo - válv. premando	ms	≤ 200		
(para pres. mando de 40 hasta 315 bar) - válv. de cierre placa intermedia	ms	≤ 200		

<sup>1)</sup> En los sistemas hidráulicos se deben mantener las clases de pureza indicadas para los componentes. Un filtrado efectivo evita disfunciones y aumenta simultáneamente la vida útil de los componentes.

Para la selección de los filtros, ver catálogos RS 50070, RS 50076, RS 50081, RS 50086 y RS 50088.

## 3.33 Taula

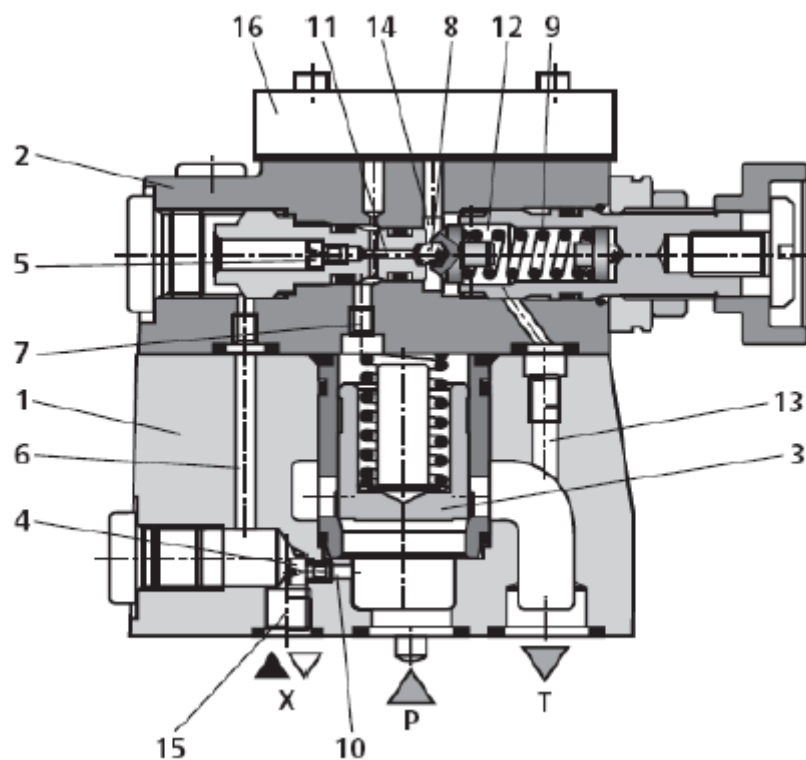
“REXROTH-Bosch Group” 2WRCE32 motako balbula aukeratu da, 420 bar-eko presio eta 650 l/min emari nominal daukana.

Datu bereizgarri lez esan behar litzateke, balbulan presioa 5 bar jaisten dala.

### 3.3.7 Presioaren kontrolerako balbula

Presioagaz arazo bera eman daiteke baina kasu honetan indarren aldaketa emanda suposatuko da, eta ez veste kasuetan bezala abiaduraren aldaketaren arabera. Presio kantidade kopuruaren balioa izatea beharrezkoa da, behar dan presioa baino gehio erabili ezkerro zilindro hidrauliko zein sistema hidraulikoko hainbat elementuk huts egiteko arriskua pairatuko dabe. Beste alde batetik, prentsak mahai mugikorrean eragingo dauan indarra desbardina izango da eta haustura edota deformazioak ekarriko dauz.

Aurreko atalean azaldutako zergaiti guztiengatik presio kontroleko balbula erabiliko da. Presio kantidadea berebiziko garrantzia dauka, presio gehiegi ez dagoenean balbula itxita mantenduko dalako, eta aldiz, gehiegizko presioa izanda, balbula itxiko da, balore nominaletara bueltatzeko asmoz.



3.22 Irudia

Balbula egokia aukeratzeko presio eta emari maximoak izan behar dira kontutan. Horreen balioak lorturik, katalogoetara jo daiteke balbula egokia aukeratzeko asmoz. Katalogotik lorturiko datuak honakoak dira:

P=315 bar  
Q=625l/min

**Características técnicas**

Generales		NG10	NG20	NG30
Tamaños nominal (NG)				
Posición de montaje		opcional		
Rango de temperatura ambiente	°C	-20...+80		
Rango de temperatura en almacén	°C	-20...+80		
Masa				
montaje sobre placa – DB...	kg	2,6	3,5	4,4
conexión de rosca – DB...G	kg	5,3	5,1	4,3
Protección de la superficie	estándar	barnizado, espesor de capa máx. 100 µm		
Hidráulicas				
Presión de servicio máxima				
– empalme P, X	bar	350		
– empalme T	bar	315		
Contrapresión máxima				
– empalme Y (DB)	bar	315		
– empalme Y, T (con válvula direccional de compuerta)	bar	ver las hojas de datos técnicos en la tabla de la página 11		
Presión de ajuste máxima <sup>1)</sup>	bar	50; 100; 200; 315; 350		
Presión de ajuste mínima <sup>1)</sup>		dependiente del caudal (ver curvas características, página 6)		
Caudal máximo				
– montaje sobre placa	l/min	250	500	650
– conexión de rosca	l/min	250	500	650
Líquido hidráulico		Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524, líquidos hidráulicos rápidamente biodegradables según VDMA 24568 (ver también RS 90221), HETG (aceite de colza); HEPG (poliglicoles); HEES (ésteres sintéticos) Temperatura de inflamación > 180 °C		
Rango de temperatura del líquido hidráulico	°C	-20...+80		
Rango de viscosidad	mm <sup>2</sup> /s	10...800		
Grado de ensuciamiento máx. admisible del líquido hidráulico				
Clase de pureza según ISO 4406 (c)		Clase 20/18/15 <sup>2)</sup>		

3.34 Taula

“REXROTH Bosch Group” DBNG30 kontrol presio balbula aukeratu da. Honek dituen balio bereizgarriak 350 bar-eko presio maximoa eta 650l/min-ko emaria dituela.

**3.3.8 SEGURTASUNA BALBULA**

Segurtasun arlorako segurtasun balbula arrunt bat erabiliko da. Balbula honek presio bitartez lan egiten dabe. Honen funtzionamendua presioaren araberakoa da. Sistema hidraulikoa presio tarte baten barnean lan egin behar dau, gehiegizko presio kantidade batek elementuak apurtzeko aukera sortzen daualako. Horregatik arrisku horreek ekiditeko, segurtasun balbulak erabiltzen dira. Bestela, goiko atalean azaldu bezala, beste aukera bat balbula zabaltzea presioa kanporatzeko asmoz, edota olio kantidadea jaitsi, biltegi batetara isuriz.

Lan edota helburu honetarako “Atos” etxeko balbulak erabiliko dira, honako ezaugarri bereizgarriak dituena:

P= 315 bar

Q= 625l/min

**2 HYDRAULIC CHARACTERISTICS**

Valve model	DH-0	DK-1	DPH-2	DPH-3	DPH-6
Max recommended flow [l/min]	50	160	300	650	1000
Max pressure on port P, A, B (also X for DP) [bar]	350	315	350		
Max pressure on port T [bar]	100	210	250		
Max pressure on port L and Y [bar]	-		null pressure		
Min. recommended oil pressure on piloting line [bar]	-		4; max recommended: 250 Pilot pressure can be internal or external (E) through port X. The device /R generates an additional pressure drop, in order to ensure the minimum pilot pressure, for correct operation of the valves with internal pilot		
Min/Max pneumatic pressure [bar]	2/12		2/12		
Operation	Acting the actuator on port A, the hydraulic connections are P→B, A→T, except for spool type 4 and 5 where the connections are P→A, B→T.		By activating the actuator on side A of the pilot valve the hydraulic connections are P→B, A→T, except for spool type 4 and 5 where the connections are P→A, B→T. By activating the actuator on side B of the pilot valve, opposite connections are performed. In the spring centered versions the spool is centered by the spring action when both the pilot chambers are unloaded.		

## 3.35 Taula

Segurtasun balbula bezala, "Atos" etxeko DP-3.8 erreferentziaduna aukeratu da.

## 3.3.9 OLIOA

Atal honetan prozesurako erabiliko dan olioa aukeratuko da. Olio mota aukeratzeko bi irizpide desberdinduko dira:

- **Helburu edo misioa**

1. Sistema olioztatzea:

Olioak sistema olioiz "buztitzeko" gaitasuna dauka. Olioak jeruza osoaren gainean olio jeruza fin bat eragiten dau. Geruza horren funtzioa argia da, ezaugarri metalikoen arteko labainketa egokia ematea, inolako marruskadura efekturik agertu gabe.

2. Beroa xahutu:

Piezek elkarrekin funtzionatzen dabenean geruzen artean beroa xurgatzen da, eta horrek ondorio negatiboak ekar leikez, horregatik, biltegira askatu behar dira olioaren bitartez.

3. Potentzitransmisioa:

Olio pieza guztietatik barneratu behar da, elementu edo pierza bakoitzaren potentzi transmizioa egokia izan dadin. Erresistentzi kantidad handiak badagoz karga galerak sortuko dira, horregatik lan berbera burutzeko potentzia handiagoa igorri beharko da. Hori dala eta, errendimendua jaitsiko da.

- **Ezaugarriak**

1. Egonkortasun kimikoa:

Olio ezaugarriak ezin dira aldatu denbora pasa ahala.

2. Hasteko temperatura minimoa:

Olioaren hasierako tenperaturak hurrengo baldintza normalizatuak bete behar dauz: Sistemara sarturiko aurre temperatura, beti izozte tenperaturatik 10°C –tik gora egon behar da.

3. Biskositatearen selekzio faktoreak:

Olioak hasieran piezetara sartzen dan tenperaturaren arabera eta balbulen ezaugarrien arabera definitu egingo da olioak izan beharreko biskositatea.

4. Kontaktuko elementuekin bateragarri:

Olio bateragarria izateko, ezin da inolango erreakzio kimikorik eman sistemako osagaien artean.

Olioak ez dau inolako eraginik izan behar junten aurrean, ezta iragaz edota beste ezaugarriekaz.

Beraz, ezaugarri guztiak aztertu eta gero, “CEPSA” HIDROMAX motako olioak aukeratu da:



## CEPSA HIDROMAX

### Niveles de Calidad

• DIN 51524 Parte 3 HVLP	• VICKERS I-286-S y M-2950-S	• ISO 6743-4 HV
--------------------------	------------------------------	-----------------

### Características Típicas

CARACTERÍSTICAS	NORMA ASTM	CEPSA HIDROMAX	
GRADO ISO		46	68
Densidad 15 oC, kg/l	D-4052	0,874	0,879
Punto de Inflamación V/A, °C	D-92	>190	>195
Punto de Congelación, °C	D-5950	-30	-30
Viscosidad a 40 oC, cSt	D-445	46	68
Índice de Viscosidad	D-2270	150	150

### 3.36 Taula

**CEPSA Hidromax****ESPECIFICACIONES**

DIN 51524 Parte 3 HVLP

VICKERS I-286-S y M-2950-S

ISO 6743-4 (HV)

**VISCOSIDAD Y PRESENTACIONES**

ISO 46:

Bidón de 185 Kgs. y contenedor de 1000 litros.

ISO 68:

Bidón de 185 Kgs. y contenedor de 1000 litros.

## 3.37 Taula

## 3.3.10 OLIO BILTEGIA

Olio biltegi honeek funtzio desberdinak betetzeko diseinatuta egon behar da, funtzio horreen artean hurrengoak izanik:

- Aire eta jariakina banatzea ahalbideratu
- Kutsatzaileak sedimentatzea baimendu
- Olioaren biltegitratzea
- Olioak barneratutako beroa xahutzea

Arauen arabera, olio kopurua zilindroaren lan egokirako beharrezkoa dan olio kopurua lau handitan handitu egiten dau. Horretarako zilindroak behar dauan olio kopurua zehaztu beharko da atorrak daukan barne sekzio eta kirtenak burututako ibilbideagaz.

$$V_{zilindro} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} \cdot 100 = 80424 \text{ cm}^3 = 80,4 \text{ L}$$

$$V_{biltegi} = 4 \cdot V_{zilindro} = 4 \cdot 80,4 \text{ L} = 321,6 \text{ L}$$



### 3.3.11 BERO TRUKAGAILUA

Olioia sisteman sartzean, lehen esan bezala, hasierako temperatura bategaz sartzen da. Prozesua aurrera joan ahala, temperatura igo egiten da. Horrek arazoak sor leikez sisteman, horregatik temperatura hori murrizteko asmoz bero trukagailuak erabiltzen dira. Temperatura jaitziera hau beharrezkoa da olioaren biskositate eta errendimendua jaitsi ez daiten.

Lehen aipatu bezala, gehiegizko presio batek hausturak sor leikez elementu desberdinetan, horregatik hori ez gertatzeko balbula itzulezin, by-pass, bero trukagailu batekiko paralelo kokatzen da.

Enpresa desberdinetan erabili egiten dira bero trukagailuak. Horreek aztertu eta gero, "Bowman" etxeko katalogoko bero trukagailua aukeratu da. Aukera hori erabaki da 625l/min-ko emaria izanez.



3.23 Irudia

TABLE 1 - Useful information

Type	* Maximum oil flow	Maximum sea water flow	Maximum fresh water flow	Internal oil volume	Internal water volume
	litre/min	litre/min	litre/min	litre	litre
GK190-1658-3	500	220	350	7.00	6.30
GK250-1658-4	470	..	..	9.00	7.50
GK320-1658-5	440	..	..	11.60	9.00
GK400-1658-6	420	..	..	14.60	10.60
GK480-1658-7	400	..	..	17.40	12.30
GK600-1658-8	360	..	..	22.10	14.70
JK190-1661-3	780	340	550	9.70	8.80
JK250-1661-4	740	..	..	12.50	10.40
JK320-1661-5	690	..	..	16.10	12.50
JK400-1661-6	660	..	..	20.30	14.70
JK480-1661-7	620	..	..	24.20	17.10
JK600-1661-8	560	..	..	30.70	20.40

3.38 Taula

Bero trukagailua “Bowman” etxeko katalogotik aterata, eta erreferentzia lez JK400-1661-6 duena erabiliko da.

Honen kontsumo eta datu esanguratsuenak beheko taulan ikusi daitezke:

**TABLE 2** - Typical examples of oil cooler performance with an oil outlet temperature of 50°C and a water inlet temperature of 25°C.

Type	Heat dissipated	Oil pressure drop	Water flow	Head loss
	Kw	kPa	litre/min	kPa
JK190-1661-3	108	44	230	10
JK250-1661-4	150	64	260	14
JK320-1661-5	190	90	280	19
<b>JK400-1661-6</b>	<b>248</b>	<b>110</b>	<b>300</b>	<b>25</b>
JK480-1661-7	290	115	280	29
JK600-1661-8	340	110	260	28

### 3.39 Taula

**Olio emaria:** 660l/min

**Barreiaturiko potentzia:** 248kW

**Ur emaria:** 300l/min

**Galdutako presioa:** 25kPa

### 3.3.12 BALBULA TERMOESTATIKOA

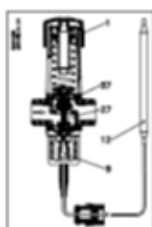
Balbula mota honeek burutzen daben funtzioa temperatura konstante mantentzea da. Horren ondorioz, jariakinaren biskositate balioa antzeko izan behar dau, errendimendu handia suposatuz.

Sistema hidraulikoarentza “Danfoss” etxeko balbula erregulatzailerak aukeratu da.

Balbula mota honek dituen bereizgarriak emari konstante mantentzea edota energiaren beharrik ez izatea izan daitezke, guzti hau tenperatura erregulatzeko erabilgarria izanik.



3.24 Irudia



- Dimensiones reducidas del sensor - Ø 9,5 x 180 mm
- Constante de tiempo corta
- El sensor debe estar más caliente que la válvula durante su instalación
- Máx. presión del sensor 25 bar

La carga es líquido o gas. Debido a las condiciones volumétricas, la superficie del líquido (punto de regulación) puede estar en el sensor o el fuelle, dependiendo de las condiciones de temperatura.

Conexión ISO 228	Rango de regulación [°C]	Máx.temp. del sensor [°C]	Valor $k_v$ (m <sup>3</sup> /h en $\Delta p = 1$ bar)	Longitud del tubo capilar [m]	Tipo	Código <sup>1)</sup>
G 1/2	+0 → +30	57	1.9	2.0	AVTA 15	003N0042
G 3/4			3.4		AVTA 20	003N0043
G 1/2	+25 → +65	90	1.9	2.0	AVTA15	003N0045
G 1/2			1.9	2.0 (revestido)	AVTA 15	003N0299
G 1/2			1.9	5.0	AVTA 15	003N0034
<b>G 3/4</b>			<b>3.4</b>	<b>2.0</b>	<b>AVTA 20</b>	<b>003N0046</b>
G 1			5.5	2.0	AVTA 25	003N0047

<sup>1)</sup> El código incluye la válvula completa junto con la empaquetadura del tubo capilar.

### 3.40 Taula

Balbula termostático honegaz olio temperatura 25-65°C- ko barnean mantentzea aukeratzen da. Erreferentzia bezala “Danfoss” AVTA 20 izanik.

#### 3.3.13 BALBULA ITZULEZINA

Balbula mota honeek presio bidez lan egiten dabe, presio erregulatzaille baten bidez hain zuzen be. Balbula honek daukan funtzioa kirtenaren abiadura kontrolatzea da. Mahai mugikorak daukan pisuaren eraginez, kirtenak abiadura oso altuetan biratzen dau eta hori ezin da inoz

bonbak emandako abiadura baino handiagoan ibili. Horregatik, arriskutsua izan daiteke. Hori ez gertatzeko balbula honeek erabiltzen dira.



3.25 Irudia

350 bar-eko presioa eta 625 l/min-ko emaria jasateko gai izan behar da.

#### Technical data

Design		Threaded cartridge valve		
Mounting position		Optional		
Ambient temperature		-40 ... +60		
MTTF <sub>0</sub> value		150		
Nominal size		NG16	NG25	NG32
Weight		0.25	0.5	1.2
Hydraulic		Port A to B		
Flow direction		Hydraulic oil as per DIN 51 524 ... 536		
Fluid				
Viscosity		recommended	[cSt] [mm <sup>2</sup> /s]	
		permitted	[cSt] [mm <sup>2</sup> /s]	
Fluid temperature		-20 ... +60		
Filtration		ISO 4406 (1999); 18/16/13		
Nominal pressure		350		
Opening pressure		0.1, 0.5, 1.6 and 4.0		
Flow		250	450	900

3.41 Taula

Aukeratutako balbula mota hau "Parker" etxeko katalogotik atera egin da eta erreferentzia bezala SP ZBE1010E NG32 da.

### 3.3.14 PRESIO LERROKO IRAGAZKIA

Prentsa hidraulikoaren sistema hidraulikoa ezpurutasunetatik libre egon behar da, hori dala eta, ponpa hidraulikoan presio lerroko iragazkia kokatu behar da.

Presio lerroko iragazkian hurrengo faktoreen menpe dago: emaria maximoa 625 l/min eta presioa 315 bar-ekoa.

UCC etxeko katalogotik aukeratu da iragazki mota hau, honako erreferentziagaz: HP43422.

- 5 conexiones desde G 1/2 hasta G 1 1/2 para caudales de hasta 650 l/min
- Controlado cíclico 0-350 bar
- Presión máxima de trabajo 350 bar.
- Elementos 3 $\mu$ , 10 $\mu$  y 25 $\mu$  Abs. Multipass controlado de acuerdo a ISO 4572.
- Elementos 3 $\mu$ , 10 $\mu$  y 25 $\mu$  Abs. de alta presión ( $\Delta P$  210 bar) están disponibles
- Opciones de indicadores Visuales, eléctricos o Visual/Eléctrico)
- Válvula de caudal inverso disponible

### ESPECIFICACIONES

Construcción:	Cabezal de Hierro SG y Bowl de Acero Bowl de Hierro SG (únicamente en el Tamaño 0)
Sellos:	Nitrilo
Presión máxima de Trabajo:	350 bar.
Presión de Apertura:	5 bar
Presión de operación del indicador de presión diferencial:	3.5 bar
Temperatura de Operación:	-30°C a +90°C
Máxima presión diferencial de trabajo del elemento:	15 bar
Medio de Filtrado:	3 $\mu$ Compuesto de Fibra de Vidrio. 10 $\mu$ Compuesto de Fibra de Vidrio. 25 $\mu$ Celulosa impregnada en Resina de Nitrato fenolico 3 $\mu$ , 10 $\mu$ y 20 $\mu$ Compuesto de Fibra de Vidrio de alto $\Delta P$

### 3.42 Taula

#### 3.3.15 Aspirazio lerroko iragazkia

Aspirazio olio iragazki hau olio kantitate minimoaren azpitik egon behar da bai edo bai. Horreak daukan helburua zikintasuna kentzea da, sistema oleohidraulikoa forma egokian mantentzeko asmoz, errendimendu handiz.

Horretarako katalogo desberdinak aztertu eta gero, "Internomen" etxeko katalogotik aukeratu da.



#### Technical data:

temperature range:	- 10 °C to + 80 °C (for a short time + 100 °C)
operating medium:	mineral oil, other media on request
max. operating pressure:	420 bar
test pressure:	546 bar
connection system	SAE-flange connection 6000 PSI
housing material:	EN-GJS-400-18-LT; C-steel
sealing material:	Nitrile (NBR) or Viton (FPM), other materials on request
installation position:	vertical

### 3.43 Taula

Aspirazio leeroko iragazki mota honen erreferentzia honako hau izango da: "INTERNOMEN" HP 170.

### 3.3.16 Termometro-dun nibel adierazle optikoa

Elementu hau biltegian kokatu egiten da. Adierazle optiko bat baino ez da, eta honek daukan funtzioa biltegiak daukan nivela eta temperatura adieraztea da. Aukeraturiko adierazle optikoa UCC etxekoa da, FLT 321 erreferentziaduna.

- Lente de poliamida de una pieza de alta visibilidad
- Entradas universales por delante o por detrás - Dos Entradas
- Roscas de M10 o M12.
- 3 tamaños con/sin termómetro - 76mm, 127mm y 254mm.
- Cuerpo de poliestireno negro de alta resistencia.
- Capacidad de uso en tanques presurizados de hasta 1 bar.
- Construido en materiales de alta resistencia libres de aluminio.
- Compatible con fluidos a base mineral y a base de petróleo.

#### ESPECIFICACIONES

##### Construcción

Lentes :	Poliamida Transparente
Base de los lentes :	nylon 66
Cuerpo :	Poliestileno de alto impacto Sin Contenido de Aluminio
Sellos :	Nitrilo
Presión Máxima de Trabajo :	1 bar
Temperatura de Trabajo :	-30°C a +90°C
Compatibilidad de Fluidos :	Fluidos a base mineral y a base de petróleo
Torque recomendado de Ajuste :	10 Nm Máximo
Rango de la escala del Termómetro :	30°C a 90°C
Indicador :	Alcohol Azul

#### 3.44 Taula

### 3.3.17 Nibelezko zunda

Beste elementu hau, adierazle optikoa bezala biltegi barnean kokatzen da, helburua olio volumen minimoko marka edo baliora heltzea izanik. Honen funtzionamendua burutzen da, nibel horretara heltzean argi bat piztean. Momentu horretan prensa geldiarazten da.

Funtzio honek burutzeko "GEMS sensors" etxeko trensa erabiliko da, ELS-950 M zunda erabiliz.

### 3.3.18 Aire Iragazkia

Elementu hau biltegian betetzen dau funtziorik nagusia. Hain zuzen ere, biltegi barnean aire bidezko ezpurutasunik ez sartzea, eta bestetik, biltegi barnean erreakziorik ez emotea. Horretarako UCC etxetik hautatuko da, "UCC" S340058 erreferentziaduna.

Elementu honek honak ezaugarri esanguratsu honek dauz:

- Emari altuko sistementzako
- 700 l/min emari ahamena
- Hari bidezko lotura
- 5 mikroko iragazki kalitatea

### 3.3.19 Husteko Giltza

Giltza honek daukan funtzio nagusia biltegia hustea da, garbiketarako erabiltzen dana. Giltza hau biltegiaren beheko aldean kokatzen da, bere neurria  $1/2$ " izanik.



3.26 Irudia

### 3.3.20 Tapoia

Bestetik, tapoi elementu honek biltegia betetzeko erabiltzen da. Tapoi honetan kokaturik egongo da aire iragazkia.

Tapoi honetarako "Atos" etxeko bat erabiliko da, TRV 20 erreferentziaduna.

## 3.4 Egitura

Azertzen arituriko prentsaren zilindro oleohidraulikoak zein sistema hidraulikoa egitura baten bitartez eutsirik egongo da. Prentsa honen egitura goiko muntai, behekoa eta bi zutabeek osatzen dabe. Horregatik, egitura hau eraikitzeke beharrezkoakdiran erresistentzia kalkuluak agertuko dira. Eta hori burutzeko Cross-en metodoa erabiliko da.

Metodo honegaz egitura hiperestatikoa zehaztasun handiagaz ezagutuko da. Hori egin eta gero, atal bakoitza banaka aztertuko da, eta azkenik gida sistema aztertu egingo da, baita horrek daukan lotura zilindro oleohidraulikoagaz.

### 3.4.1 Cross-en metodoa

Hiperestatikotasun maila handiko egiturak ezin dira oreka estatikoaren ekuazioekaz kalkulatu. Ekuazio gehiago erabili behar dira, horretarako bai deformazio eta bai indarrak erlazionatu egingo dira. Kalkulu hau burutzeko Cross metodoa erabili egingo da. Metodo hau hurbilpen metodo bat baino ez da, baina zehaztasun handiagaz lor daitezke ezezagun hiperestatikoak.

Metodo honegaz muturretan agertzen diran momentuak determinatu daiteke, banaketa koefizienteez lagunduta. Momentu makurtzaile honeei esker momento makurtzaileen tentsioak lor daitezke. Kalkuluak errazak izaten dira. Egituran jarri egiten diran indar ondorioak

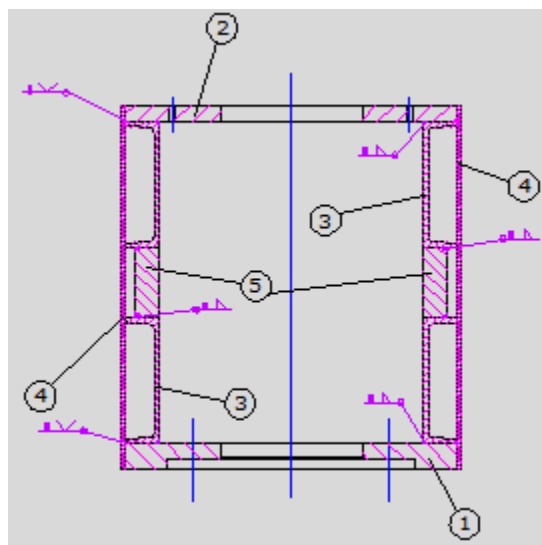
zehaztasun handiagaz deskribatuz. Metodo hau baliagarri da barren ardatzak lerro zuzenak diranean eta ebakidurak konstante diranean.

Cross metodoa lau etapetan banatzen da:

1. Barra bakoitza isolaturik eta bi aldeetatik landatuta dagoala suposatuz. Ez da inolako desplazamendurik eta biraketarik onartzen.
2. Mutur arteko lotura berreskuratu eta biraketak baimendu
3. Korapiloak biraketa aukerarik gabe desplazagarriak dira.
4. Hirugarren etapan biraketa aukerarik gabe finkatuta mantendu diran korapiloei barrirako biraketa aukera baimendu.

Cross-en metodoagaz hasteko, lehenik eta behin egituraren inertiak determinatu beharra dago.

### 3.4.2 GOIKO MUNTAIA



3.23 Irudia

Goiko muntaia honako elementuez osaturik dago:

1. Beheko xafla: 1000 mm x 75 mm
2. Goiko xafla: 1000 mm x 50 mm
3. UPN380; L=2000mm
4. 1100 mm x 15 mm x 2000mm xafla
5. 215mm x 80mm x 2000mm xafla
6. UPN380; L=2000mm



Kalkuluekaz hasteko, goiko muntagaren grabitate zentroa kalkulatu behar da. Kalkulu hau burutzen da x ardatzarekiko simetrikoa ez dalako. Horregatik, Steiner-en ekuazioa erabiliko da grabitate zentro hori kalkulatzeko:

$$y_{Gz} = \frac{\sum A_i \cdot y}{\sum A_i}$$

Non,

$A_i$  = goiko muntagaren elementu bakoitzaren zeharkako ebakidura

$y$  = elementu bakoitzaren grabitate zentrotik goiko muntagaren grabitate zentrorako distantzia.

Grabitate zentroa kalkulatu baino lehen aukeraturiko perfilaren datuak ezagutuko dira.

**Perfiles U de alas inclinadas**  
Dimensiones: DIN 1026-1: 2000, NF A 45-202: 1986  
 Tolerancias: EN 10279: 2000  
 Estado de la superficie: conforme a norma EN 10163-3: 2004, clase C, subclase 1

**European standard channels**  
Dimensions: DIN 1026-1: 2000, NF A 45-202: 1986  
 Tolerances: EN 10279: 2000  
 Surface condition: according to EN 10163-3: 2004, class C, subclass 1

**Profili U ad ali inclinate**  
Dimensioni: DIN 1026-1: 2000, NF A 45-202: 1986  
 Tolleranze: EN 10279: 2000  
 Condizioni di superficie: secondo EN 10163-3: 2004, classe C, sottoclasse 1

Denominación Designation Designazione	Dimensiones Dimensions Dimensioni							Dimensiones de construcción Dimensions for detailing Dimensioni di dettaglio					Superficie Surface Superficie	
	G	h	b	tw	tr	r1	r2	A	d	Ø	e <sub>min</sub>	e <sub>max</sub>	A <sub>L</sub>	A <sub>C</sub>
kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	mm		mm	mm	m <sup>2</sup> /m	m <sup>2</sup> /t
UPN 300	46,2	300	100	10,0	16,0	16,0	8,0	58,8	232	M 24	55	59	0,950	20,58
UPN 320*	59,5	320	100	14,0	17,5	17,5	8,8	75,8	246	M 22	58	62	0,982	16,50
UPN 350	60,6	350	100	14,0	16,0	16,0	8,0	77,3	282	M 22	56	62	1,05	17,25
UPN 380*	63,1	380	102	13,5	16,0	16,0	8,0	80,4	313	M 24	59	60	1,11	17,59
UPN 400*	71,8	400	110	14,0	18,0	18,0	9,0	91,5	324	M 27	61	62	1,18	16,46

Páginas de notaciones 199-203 / Notations pages 199-203 / Pagine di annotazioni 199-203

Denominación Designation Designazione	Propiedades del perfil / Section properties / Proprietà geometriche del profilo													Classification EN 1993-1-1: 2005				EN 10025-2:2004	EN 10025-4:2004	EN 10225:2001		
	eje fuerte y-y strong axis y-y asse forte y-y						eje débil z-z weak axis z-z asse debole z-z							Pure bending y-y		Pure compression						
	G	I <sub>y</sub>	W <sub>ely</sub>	W <sub>ply</sub>	I <sub>y</sub>	A <sub>z</sub>	I <sub>z</sub>	W <sub>elz</sub>	W <sub>plz</sub>	I <sub>z</sub>	s <sub>s</sub>	I <sub>t</sub>	I <sub>w</sub>	y <sub>s</sub>	y <sub>m</sub>	S235	S355				S235	S355
kg/m	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm	mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm	mm	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>6</sup> x10 <sup>6</sup>	mm	mm								
UPN 300	46,2	8030	535	632	11,7	31,8	495	67,8	130	2,90	37,3	37,4	69,1	2,70	5,41	1	1	1	1	✓		
UPN 320	59,5	10870	679	826	12,1	47,1	597	80,6	152	2,81	43,0	66,7	96,1	2,60	4,82	1	1	1	1	✓		
UPN 350	60,6	12840	734	918	12,9	50,8	570	75,0	143	2,72	40,7	61,2	114	2,40	4,45	1	1	1	1	✓		
UPN 380	63,1	15760	829	1010	14,0	53,2	615	78,7	148	2,77	40,3	59,1	146	2,38	4,58	1	1	1	1	✓		
UPN 400	71,8	20350	1020	1240	14,9	58,6	846	102	190	3,04	44,0	81,6	221	2,65	5,11	1	1	1	1	✓		

3.45 Taula

$$y_{Gz} = \frac{XXX}{XXX} = \frac{2 \cdot [(5 \cdot 50 \cdot 107,5) + (7,5 \cdot 3,75 \cdot 50) + (80,4 \cdot 86) + (21,5 \cdot 54,5 \cdot 8) + (26,5 \cdot 80,4) + (110 \cdot 55 \cdot 1,5)]}{2 \cdot [(5 \cdot 50) + (7,5 \cdot 50) + (80,4) + (8 \cdot 21,5) + (80,4) + (1,5 \cdot 110)]}$$

$$y_{Gz} = 49,4 \text{ cm}$$

Behin grabitate zentroa kalkulatu eta gero Steiner formulak erabiliz be, inertzi momentuak kalkulatu behar dira. Inertzi momentuak kalkulatu eta gero, haien arteko batura egingo da goiko muntagaren inertzi momentu osoa lortzeko asmoz.

$$I_i = I_o + A \cdot d^2$$

Non,

$I_o$ = ebakiduraren momento inerteia

A= elementuaren azalera

d= elementuaren grabitate zentrotik muntagaren grabitate zentrora dagoan distantzia

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 7,5^3 + 50 \cdot 7,5 \cdot (49,2 - 3,75)^2 = 783913 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 5^3 + 50 \cdot 5 \cdot (107,5 - 49,4)^2 = 843842 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = 15760 + 80,4 \cdot (86 - 49,4)^2 = 103740 \text{ cm}^4$$

$$I_4 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = 15760 + 80,4 \cdot (49,4 - 26,5)^2 = 57996 \text{ cm}^4$$

$$I_5 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 8 \cdot 21,5^3 + 8 \cdot 21,5 \cdot (54,5 - 49,4)^2 = 11064 \text{ cm}^4$$

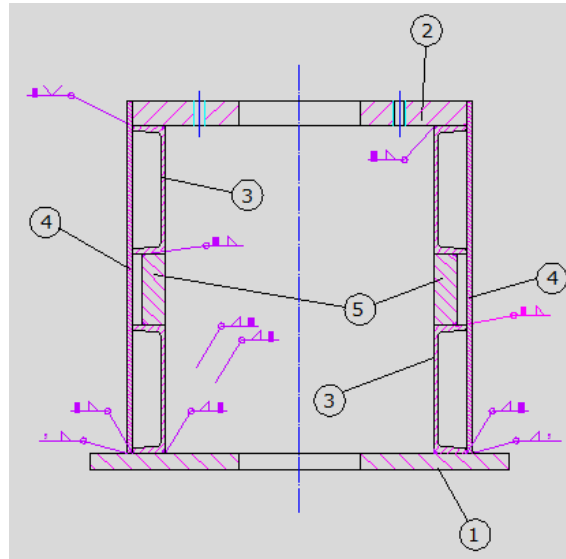
$$I_6 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = 15760 + 80,4 \cdot (49,4 - 26,5)^2 = 57996 \text{ cm}^4$$

Lehen aipatu dan bezala, elementu bakoitzaren inertzi momentua ezaguta danean, goiko muntagaren inertzi momento osoa determinatu ahal izango da. Hori burutzeko, kalkulaturako muntagaren erdiari dagokiona dala.

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 2 \cdot 1858551 = 3717102 \text{ cm}^4$$

### 3.4.3 BEHEKO MUNTAIA

Goiko muntaga osatzeko erabili dan prozesu bera erabiliko da beheko muntaia burutzeko.



3.24 Irudia

Beheko muntai honek ondorengo elementu dimentsio honeek daukaz:

1. Behe xafla: 1250mm x 50mm
2. Mahai finkoko xafla: 1000mm x 75mm
3. UPN380; L=2000mm
4. 1050mm x 15 mm x 2000mm xafla
5. 215 mm x 80mm x 2000mm xafla
6. UPN380; L=2000mm

Goi muntagan erabilitako prozedura bardina errespetatu eta errepikatuko danez, Steiner-en ekuazioa erabiliko da grabitate zentroa ezagutzeko:

$$y_{GZ} = \frac{\sum A_i \cdot y}{\sum A_i}$$

Non,

$A_i$ = goiko muntagaren elementu bakoitzaren zeharkako ebakidura

$y$  = elementu bakoitzaren grabitate zentrotik goiko muntagaren grabitate zentrorako distantzia.

Grabitate zentroa kalkulatu baino lehen aukeraturiko perfilaren datuak ezagutuko dira.

$$y_{GZ} = \frac{XXX}{XXX} = \frac{2 \cdot [(7,5 \cdot 50 \cdot 106,25) + (2,5 \cdot 5 \cdot 62,5) + (80,4 \cdot 83,5) + (21,5 \cdot 53,75 \cdot 8) + (24 \cdot 80,4) + (105 \cdot 57,5 \cdot 1,5)]}{2 \cdot [(7,5 \cdot 50) + (5 \cdot 62,5) + (80,4) + (8 \cdot 21,5) + (80,4) + (1,5 \cdot 105)]}$$

$$y_{GZ} = 57,4cm$$

Behin grabitate zentroa kalkulatu eta gero Steiner formulak erabiliz be, inertzi momentuak kalkulatu behar dira. Inertzi momentuak kalkulatu eta gero, haien arteko batura egingo da beheko muntagaren inertzi momentu osoa lortzeko asmoz.

$$I_i = I_o + A \cdot d^2$$

Non,

$I_o$ = ebakiduraren momento inerteia

A= elementuaren azalera

d= elementuaren grabitate zentrotik muntagaren grabitate zentrora dagoan distantzia

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 62,5 \cdot 5^3 + 62,5 \cdot 5 \cdot (57,4 - 2,5)^2 = 941157cm^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 7,5^3 + 50 \cdot 7,5 \cdot (106,25 - 57,4)^2 = 896368cm^4$$

$$I_3 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = 15760 + 80,4 \cdot (83,5 - 57,4)^2 = 70697cm^4$$

$$I_4 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 1,5 \cdot 105^3 + 105 \cdot 1,5 \cdot (57,5 - 57,4)^2 = 144706cm^4$$

$$I_5 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = \frac{1}{12} \cdot 8 \cdot 21,5^3 + 8 \cdot 21,5 \cdot (57,4 - 53,75)^2 = 8867cm^4$$

$$I_6 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A \cdot d^2 = 15760 + 80,4 \cdot (57,4 - 24)^2 = 105236cm^4$$

Lehen aipatu dan bezala, elementu bakoitzaren inertzi momentua ezaguta danean, beheko muntagaren inertzi momento osoa determinatu ahal izango da. Hori burutzeko, kalkulatuako muntagaren erdiari dagokiona dala.

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 2 \cdot 2167031cm^4 = 4334062cm^4$$

### 3.4.4 MUNTAGEN ARTEKO ZUTABEAK

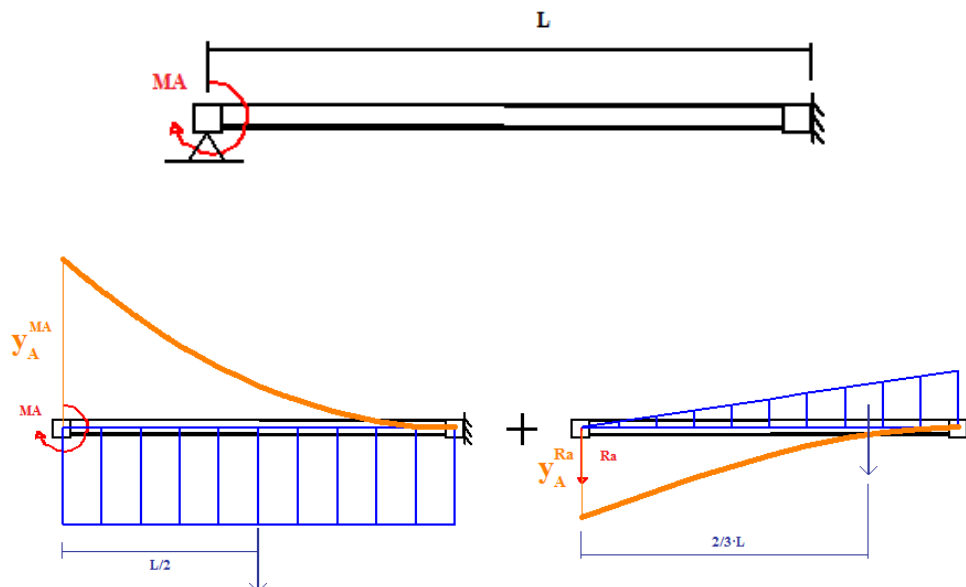
Prentsa hidrauliko guztien lau zutabe dabez, eta hau ez da desberdina izango. Bi zutabe alde bakoitzean. Zutabe bakoitzak bi perfil laminatu izango dauz hegoetatik soldaturik dauzenak. Zeregin honetarako zutabeen perfilak aukeratu beharko dira. Kasu honetarako erabiliko dan zutabe perfila UPN 380 izango da. Hori aukeratuta inerti momentuak kalkulatu dira:

$$I_i = 495 + 58,8 \cdot 14,04^2 = 12251 \text{ cm}^4$$

Zutabeen inerti momentua lau bider handiagoa izango da 4 zutabe agertzen diralako.

$$I_z = 4 \cdot I_1 = 4 \cdot 12251 = 49005 \text{ cm}^4$$

Behin muntai bien inerti momentuak kalkulatu izanda, banaketa koefizienteen bidez barren muturretan agerturiko erreakzioak kalkulatu egingo dira. Banaketa koefiziente hori lortzeko, barra luzera, inerti momentua eta elastikotasun modulua erlazionatzen dira. Barrak bi aldeetan dagoz bananduta, barra zuzen eta ebakidura konstantedunak izanda. Ondorengo banaketa hau suertatuko da:



3.

$$y_A^{Ma} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot Ma \cdot L \cdot \frac{L}{2} \cdot y_A^{Ra} = \frac{1}{E \cdot I} Ra \cdot L \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot L$$

$$y_A^{Ma} = y_A^{Ra} \rightarrow \frac{1}{E \cdot I} \cdot Ma \cdot \frac{L}{2} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot Ra \cdot \frac{L^3}{3} \rightarrow Ra = \frac{3 \cdot Ma}{2 \cdot L}$$

$$\varphi = \left( Ma \cdot L - \frac{1}{2} \cdot L \cdot \frac{3 \cdot Ma}{2L} \cdot L \right) \frac{1}{E \cdot I} = \frac{Ma \cdot L}{4 \cdot E \cdot I}$$

$$k = \frac{Ma}{\varphi} = \frac{4 \cdot E \cdot I}{L}$$

Banaketa koefizientea lorturik muntagen arteko distantzia defini egingo da eta jakinda barra guztiek elastikotasun modulu bardina dabela, banaketa koefizienteen kalkukuluak burutuko dira.



3.25 Irudia

A korapiloa aztertu egiten bada, 1 eta 4 barrek zenbateko indarrak ezartzen daben jakin ahal izango da.

$$R_{A1} = \frac{K_1}{K_1 + K_4} = \frac{\frac{4EI_1}{L_1}}{\frac{4EI_1}{L_1} + \frac{4EI_4}{L_4}} = \frac{\frac{I_1}{L_1}}{\frac{I_1}{L_1} + \frac{I_4}{L_4}} = \frac{\frac{3717102}{200}}{\frac{3717102}{200} + \frac{49005}{315}} = 0,9916 \cong 1$$

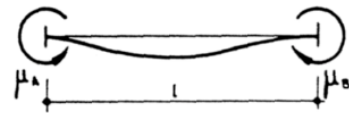
$$R_{A1} + R_{A4} = 1 \rightarrow R_{A4} = 0$$

### 1.ETAPA

Lehen etapa honetan barrak isolaturik agertzen dira. Barra horren muturrak landatuta dagoz. Korapiloak landapen perfektuak izango dira eta ez da inolango biraketarik agertuko. Horregatik, landapen perfektuaren momento batzuk ezartzen jakez barrei kanpotik.

Momentu honek tauletatik ateratakoak dira. Kasu honetan, indar bat agertu egiten da erdian. Horregatik ondorengo taula honek aztertu behar dira:

F, q y segmentos, en valor absoluto.



SOLICITACION	MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO	REACCIONES EN LOS APOYOS	DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
	$\mu_A = \frac{F a b^2}{l^2}$ $\mu_B = -\frac{F a^2 b}{l^2}$	$R_A = F \frac{b^2}{l^3} (3 - 2 \frac{b}{l})$ $R_B = F \frac{a^2}{l^3} (3 - 2 \frac{a}{l})$	
	$\mu_A = \frac{F l}{8}$ $\mu_B = -\frac{F l}{8}$	$R_A = \frac{F}{2}$ $R_B = \frac{F}{2}$	

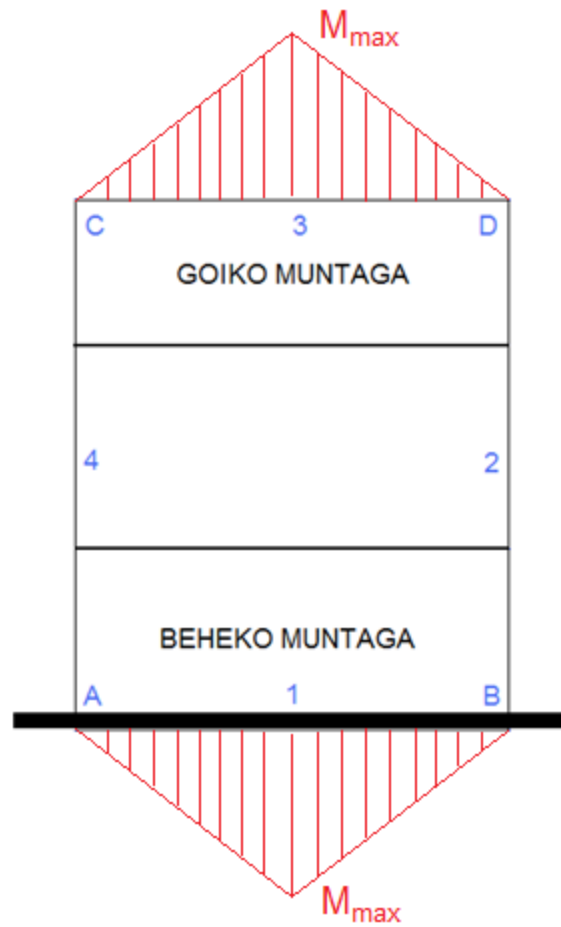
3.46 Taula

$$\mu_A = \frac{F \cdot L}{8} = \frac{200000 \cdot 200}{8} = 5000000 \text{ kg} \rightarrow R_A = \frac{F}{2} = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$\mu_B = -\frac{F \cdot L}{8} = \frac{200000 \cdot 200}{8} = -5000000 \text{ kg} \rightarrow R_B = \frac{F}{2} = 100000 \text{ kg}$$

## 2.ETAPA

Mutur arteko lotura berreskuratuz, mutur bakoitzean landapen perfektuaren momento batuketa burutuko da. Aztertutako kasu honetan, 1 eta 3 barren momentuak bakarrik kontsideratuko dira, 2 eta 4 barrek ez dutelako inolango indarren erreakziorik. Horregatik, 1 eta 3 barren momentuak izango dira korapiloetan agerturiko momentuak eta banaketa koefizienteen bidez 1 eta 3 barretara transmititu egingo da.



3.26 Irudia

$$M_{max} = \frac{R_A \cdot L}{2} = \frac{100000 \cdot 200}{2} = 10000000 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

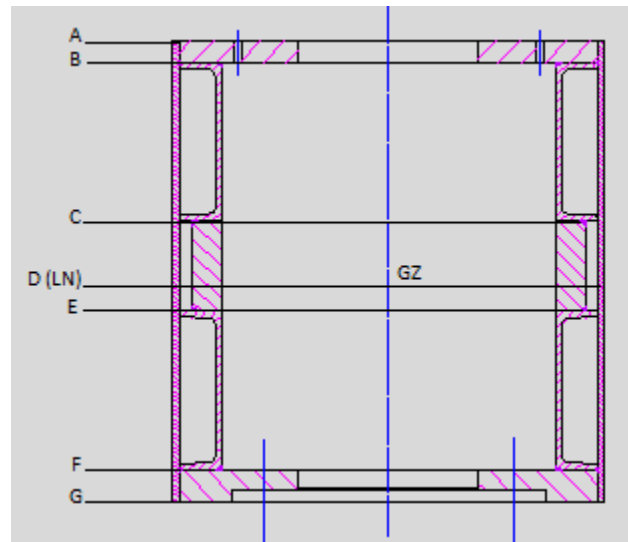
Azken pausu hau burutu eta gero ez da bestelako 3 eta 4 etapik burutu behar, Cross-en metodoaren inguruan.



GOIKO MUNTAGA

Atal honetan goiko muntagan agerturiko tentsioak aztertzen dira, bai normalak eta bai ebakitzaileak. Bi tentsioak lortu eta gero, haien arteko tentsio baliokide bat lortuko da. Kalkulu horrek betetzea lortu eta gero, muntagaren inguruko nekearen kalkuluak osatuko dira.

Tentsioen kalkulu honetarako muntagaren 7 puntu desberdin azertu egingo dira.



3.27 Irudia

- Tentsio Normalak.

Aurreko atalean momento maximoen balioak kalkulatu egin dira. Hori osatu eta gero Navier-en formuluaren bitartez muntagan agerturiko tentsio normal onargarrien balioak lortzea frogatuko da.

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}}$$

Goiko formularen bitartez arrisku gehien daukien puntuetan tentsio normalak aztertuko dira.

- A puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 60,58}{3717102} = 163 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 55,58}{3717102} = 149,5 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 17,58}{3717102} = 47,3 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 0}{3717102} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 3,92}{3717102} = 10,55 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 41,92}{3717102} = 112,8 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 49,42}{3717102} = 133 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsio ebakitzailak.

Tentsio ebakitzailak ondorengo formuluaren bitartez kalkulatu daiteke:

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}}$$

Non,

V= indar ebakitzailak ( $R_A$ )

b= zabalera

Q= Inertzia estatikoa ( $Q=A \cdot y'$ )

Goiko adierazpen horretan, puntu guztientzako konstante mantentzen dan aldagaia indar ebakitzailarena eta inertiarena izano dira:

- A puntua

$$\tau = \frac{100000 \cdot 0}{b \cdot 3717102} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua

$$b = 2 \cdot 10,2 + 2 \cdot 1,5 = 23,4 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 58,08] + 2[(1,5 \cdot 5) \cdot 58,08] = 29911 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 29911}{23,4 \cdot 3717102} = 34,39 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$b = 2 \cdot 8 + 2 \cdot 1,5 = 19 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 58,08] + 2[(1,5 \cdot 43) \cdot 39,08] + 2[(80,4) \cdot 36,58] = 39963 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 39963}{19 \cdot 3717102} = 56,58 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$b = 2 \cdot 10,2 + 2 \cdot 1,5 = 23,4 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 58,08] + 2[(1,5 \cdot 60,58) \cdot 30,29] + 2[(80,4) \cdot 36,58] + 2[(17,58 \cdot 8) \cdot 6,83] = 42348 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 42348}{19 \cdot 3717102} = 59,96 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$b = 2 \cdot 8 + 2 \cdot 1,5 = 19 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 45,67] + 2[(1,5 \cdot 45,5) \cdot 26,67] + 2[(80,4) \cdot 22,92] = 41578 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 41578}{19 \cdot 3717102} = 58,87 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$b = 2 \cdot 10,2 + 2 \cdot 1,5 = 23,4 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 45,67] + 2[(1,5 \cdot 7,5) \cdot 45,67] = 35280 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 35280}{23,4 \cdot 3717102} = 40,56 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$Q = 0 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{100000 \cdot 0}{b \cdot 3717102} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsio baliokideak.

Puntu bakoitzeko tentsio baliokidea ateratzeko Tresca-ren adierazpena erabiliko da.

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Goiko formula hau puntu guztietan aplikatuz, puntu kritikoena zein izango dan determinatu daiteke:

- A puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{163^2 + 3 \cdot 0^2} = 163 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{149,5^2 + 3 \cdot 34,39^2} = 160,93 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{47,3^2 + 3 \cdot 56,58^2} = 108,82 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 59,96^2} = 103,16 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{10,55^2 + 3 \cdot 58,87^2} = 102,51 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{112,8^2 + 3 \cdot 40,56^2} = 132,9 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{133^2 + 3 \cdot 0^2} = 133 \text{ kg/cm}^2$$

Emaitza guztiak lortu eta gero, aztertu da punturik kritikoena A puntua dela.

Orain tentsio horren balio izanda, segurtasun koefizientearen balioa lortuko da:

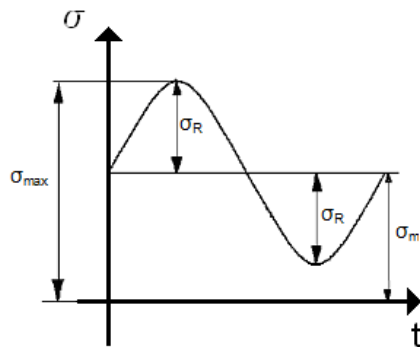
$$\sigma_{bal} \leq \frac{\sigma_{St} - 37}{CS} \rightarrow CS = \frac{2400}{163} = 14,73$$

Goiko adierazpenetik lortutako segurtasun koefizientearen balioa balio handia denez, A puntuak, goiko muntaian agerturiko kargen eraginezko tentsioak arazo barik jasaten dauz.

### NEKEA

Tentsio azterketa guztiak egin eta gero, eta A puntuan tentsio kritikoek agertzen dirala aditu eta gero nekearen inguruko kalkuluak burutuko dira. Nekeko prozedimenduak, beste atal askotan egindako formlua edota adierazpen bardinak erabiliko dira.

Goiko muntaga horretan sorturiko indarrak zilindro oleohidraulikoan eragina izango dabe. Indar horreek ez dira konstanteak izango, baizik eta denboran zehar aldatzen joango dira, zilindroa sartu edo irteten dan arabera. Horregatik, tentsio denbora grafikoan modu sinusoidala agertzen da, tentsioak alternoak izanez.



3.12 Grafikoa

Nekea aztertzerako orduan Soderberg-en adierazpena erabiltzea da egokiena:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Non,

CS= segurtasun koefizientea

$\sigma_m$ = batezbesteko tentsioa

$\sigma_r$ = tentsio alternoa

$\sigma_f$ = fluentziako tentsio limitea

$\sigma_U$ = Neke tentsio limitea

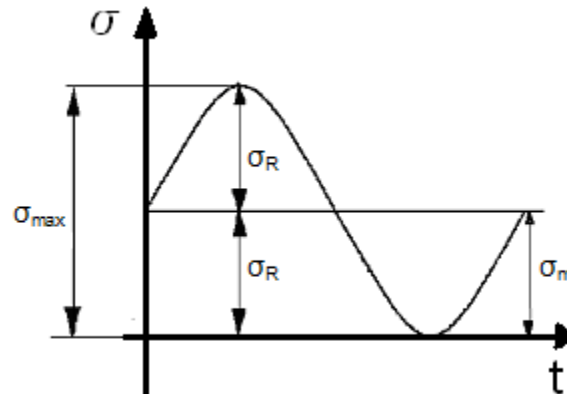
Behin aldagai guztiak definitu eta gero, honako kalkulu honeek burutuko dira:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Aurretik lortutako XX puntuaren tentsio baliokidea erabilita:

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \rightarrow \sigma_{bal} = \sqrt{163^2 + 3 \cdot 0^2}$$



3.13 Grafikoa

$$\sigma_{bal} = \sigma_r \rightarrow \sigma_m = 0$$

$$\sigma_r = \sigma_{bal} = 163 \text{ kg/cm}^2$$

Nekearen tentsio limitearen ekuazioa:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_u = 3700 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u = 1850 \text{ kg/cm}^2$$

$C_s$ = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,8$

$C_d$ = Dimentsio eta geometría koef.  $\rightarrow C_d = 1$

$C_t$ = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 1$

$C_v$ = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 1850 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1480 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak definitu eta gero segurtasun koefizientearen balioa lortu behar da. Balio hori 1 baino handiagoa baldin bada, nekeagatik aurrean lan egin dezake.

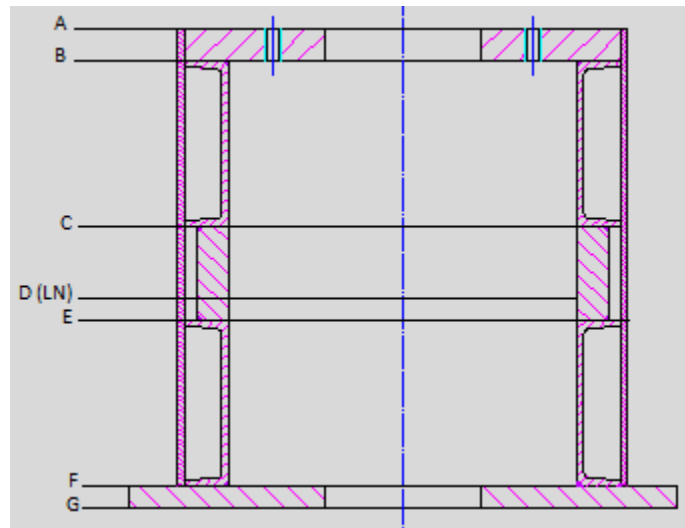
$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{163}{1480} = 0,11 \rightarrow CS = 9,09$$

Egindako dimentsionamendua egokia dala esan daiteke, 1 baino handiagoa dalako. Beraz, ez dau nekeagatik hutsegiten.

BEHEKO MUNTAGA

Behoko muntagan erabliko dan prozedura behekoan erabilitako bardina izango da. Lehenik burutuko dan pausua tentsio normal zein ebakitzaileak kalkulatzeko da. Ondoren, tentsio baliokideak lortuko dira. Eta, azkenik, nekearen azterketa burutuko da.

Tentsioen kalkuluak burutzeko muntagaren 7 puntu desberdin aztertuko dira.



3.27 Irudia

- Tentsio normalak.

Aurreko atalean lortu egin dirazan momentuak aztertuz, momento maximoa aukeratuko da Navier-en formula bitartez tentsio normal onargarriak burutzeko:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}}$$

Adierazpen hau erabiliz puntu arriskutsuenetan agerturiko tentsio normalak kalkulatu dira:

- A puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 52,64}{4334062} = 121,45 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua



$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 45,14}{4334062} = 104,15 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 7,14}{4334062} = 16,47 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 0}{4334062} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 14,36}{4334062} = 33,13 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 52,36}{4334062} = 120,81 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_{LN}} = \frac{10^7 \cdot 57,36}{4334062} = 132,35 \text{ kg/cm}^2$$

- Tentsio ebakitzailiak

Tentsio ebakitzailen kalkuluak burutzeko honako adierazpen hau erabiliko da:

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}}$$

Adierazpen hau burutzeko konstante mantendu egiten dira bai indar ebakitzailerean eta inertiaren balioak:

Non,

V= indar ebakitzaila ( $R_A$ )

b= zabalera

Q= Inertzi estatikoa ( $Q=A \cdot y^l$ )

- A puntua

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 0}{b \cdot 4334062} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua

$$b = 2 \cdot 10,2 + 2 \cdot 1,5 = 23,4 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 48,89] + 2[(1,5 \cdot 7,5) \cdot 48,89] = 37767 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 37767}{23,4 \cdot 4334062} = 37,24 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$b = 2 \cdot 8 + 2 \cdot 1,5 = 19 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 48,89] + 2[(1,5 \cdot 45,5) \cdot 29,89] + 2[(80,4) \cdot 26,14] = 44950 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 44950}{19 \cdot 4334062} = 54,6 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$b = 2 \cdot 8 + 2 \cdot 1,5 = 19 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 48,89] + 2[(1,5 \cdot 52,64) \cdot 26,32] + 2[(80,4) \cdot 26,14] + 2[(17,58 \cdot 8) \cdot 3,61] = 46042 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 46042}{19 \cdot 4334062} = 55,92 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$b = 2 \cdot 8 + 2 \cdot 1,5 = 19 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 54,86] + 2[(1,5 \cdot 43) \cdot 35,86] + 2[(80,4) \cdot 33,36] = 36130 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 36130}{19 \cdot 4334062} = 43,875 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$b = 2 \cdot 10,2 + 2 \cdot 1,5 = 23,4 \text{ cm}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 54,86] + 2[(1,5 \cdot 5) \cdot 54,86] = 28252 \text{ cm}^3$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 28252}{23,4 \cdot 4334062} = 27,86 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 0}{b \cdot 4334062} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

Tentsio baliokide guztiak lortu eta gero tentsio baliokideak lortu daitezke:

- Tentsio Baliokideak.

Puntu bakoitzeko tentsio baliokidea lortzeko adierazpen erabiliena Tresca-ren formula da:

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Goiko adierazpen hori puntu guztietan aplikatuko da, eta horren bitartez puntu kritikoena determinatuko da:

- A puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{121,45^2 + 3 \cdot 0^2} = 121,45 \text{ kg/cm}^2$$

- B puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{104,15^2 + 3 \cdot 37,24^2} = 122,51 \text{ kg/cm}^2$$

- C puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{16,47^2 + 3 \cdot 54,6^2} = 96 \text{ kg/cm}^2$$

- D puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 55,92^2} = 96,86 \text{ kg/cm}^2$$

- E puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{33,13^2 + 3 \cdot 43,875^2} = 82,90 \text{ kg/cm}^2$$

- F puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{120,81^2 + 3 \cdot 27,86^2} = 130,1 \text{ kg/cm}^2$$

- G puntua

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{132,35^2 + 3 \cdot 0^2} = 132,35 \text{ kg/cm}^2$$

Behe muntagan puntu kritikoak aztertu eta gero kritikoena determinatu da. Horregatik, G puntua aztertuko da tentsio baliokidearen bitartez. Hori bete eta gero, segurtasun koefizientea kalkulatu egingo da:

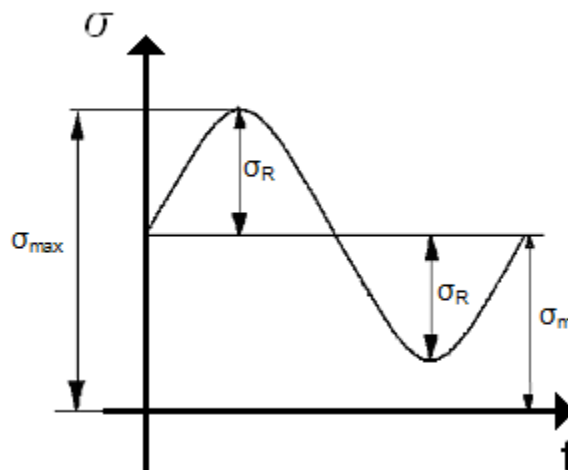
$$\sigma_{bal} \leq \frac{\sigma_{St} - 37}{CS} \rightarrow CS = \frac{2400}{132,35} = 18,13$$

Segurtasun koefizientearen balioa lortu eta gero ikus daiteke beheko muntagan agerturiko tentsioak eusteko gaitasuna dagoela.

### NEKEA

Tentsio azterketa guztiak egin eta gero, eta A puntuan tentsio kritikoak agertzen dirala aditu eta gero nekearen inguruko kalkuluak burutuko dira. Nekeko prozedimenduak, beste atal askotan egindako formlua edota adierazpen bardinak erabiliko dira.

Beheko muntaga horretan sorturiko indarrak zilindro oleohidraulikoan eragina izango dabe. Indar horreek ez dira konstanteak izango, baizik eta denboran zehar aldatzen joango dira, zilindroa sartu edo irteten dan arabera. Horregatik, tentsio denbora grafikoan modu sinusoidalak agertzen da, tentsioak alternoak izanez.



3.14 Grafikoa

Nekea aztertzerako orduan Soderberg-en adierazpena erabiltzea da egokiena:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Non,

CS= segurtasun koefizientea

$\sigma_m$ = batzbesteko tentsioa

$\sigma_r$ = tentsio alternoa

$\sigma_f$ = fluentsiako tentsio limitea

$\sigma_U$ = Neke tentsio limitea

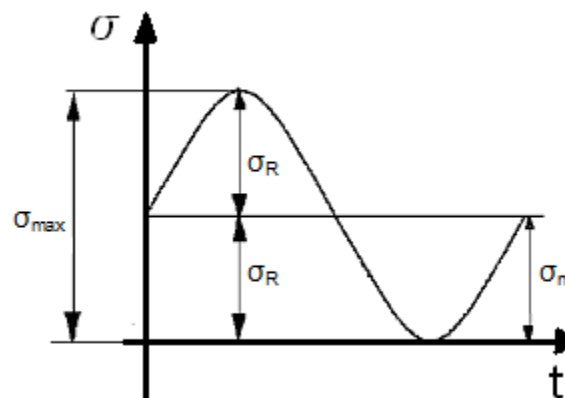
Behin aldagai gutziak definitu eta gero, honako kalkulu honeek burutuko dira:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Aurretik lortutako XX puntuaren tentsio baliokidea erabilia:

$$\sigma_{bal} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \rightarrow \sigma_{bal} = \sqrt{132,35^2 + 3 \cdot 0^2} = 132,35 \text{ kg/cm}^2$$



3.15 Grafikoa

$$\sigma_{bal} = \sigma_r \rightarrow \sigma_m = 0$$

$$\sigma_r = \sigma_{bal} = 132,35 \text{ kg/cm}^2$$

Nekearen tentsio limitearen ekuazioa:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_u = 3700 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u = 1850 \text{ kg/cm}^2$$

$C_s$  = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,8$

$C_d$  = Dimentsio eta geometria koef.  $\rightarrow C_d = 1$

$C_t$  = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 1$

$C_v$  = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 1850 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1480 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak definitu eta gero segurtasun koefizientearen balioa lortu behar da. Balio hori 1 baino handiagoa baldin bada, nekeagatik aurrean lan egin dezake.

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{132,35}{1480} = 0,089 \rightarrow CS = 11,236$$

Egindako dimentsionamendua egokia dala esan daiteke, 1 baino handiagoa dalako. Beraz, ez dau nekeagatik hutsegiten.

MUNTAGEN ARTEKO ZUTABEAK

Egitura honek lau zutabez osatua dago. Zutabe bakoitza hegoetatik soldaturik dago bi UPN 300 perfilez eraikita. Soldadura bategaz, bi barrak era egoki batetan bermaturik itxi egiten dira.

Lau zutabe horreek ondorengo egoeratan lan egiten dabe:

1. Trakzioan: prentsak moldatuko dan piezari konpresiozko indarra aplikatzean
2. Konpresioan: Laneko indarrak eragirik ez dauan gainontzeko momentuetan emandako egoera.

Atal honetan zutabeak bi egoera horreetan zelan lan egingo daben aztertuko da.

TRAKZIOA

Prensak piezari eragindako konpresio indarren eraginez, zutabeek trakzio bat jasango dabe. Beraz, prentsaren indarra 4 zutabeetan banandun egingo da, modu berebean:

$$F_Z = \frac{F_{p1}}{4} = \frac{200000}{4} = 50000kg$$

$$\sigma_Z = \frac{F_Z}{A} = \frac{50000}{58,8} = 850,34 \text{ kg/cm}^2$$

Behin zutabeek jasandako tentsioa kalkulatu eta ger, tentsio maximoagaz alderatuz, segurtasun koefizientearen balioa kalkulatu daiteke. Zutabeen materiala muntagen materialetan erabilitako bardina da, St-37.

$$\sigma_Z \leq \frac{\sigma_{st-37}}{CS} \rightarrow CS = \frac{2400}{850,34} = 2,822$$

- NEKEA.

Tentsio honek ez dira konstanteak izango ddenboran zehar, horregatik, aldakorrak diranez, Soderberg-en adierazpena erabiliko da nekegatiko hutsegitea kalkulatzeko:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Non,

CS= segurtasun koefizientea

$\sigma_m$ = batzbesteko tentsioa

$\sigma_r$ = tentsio alternoa

$\sigma_f$ = fluentziako tentsio limitea

$\sigma_U$ = Neke tentsio limitea

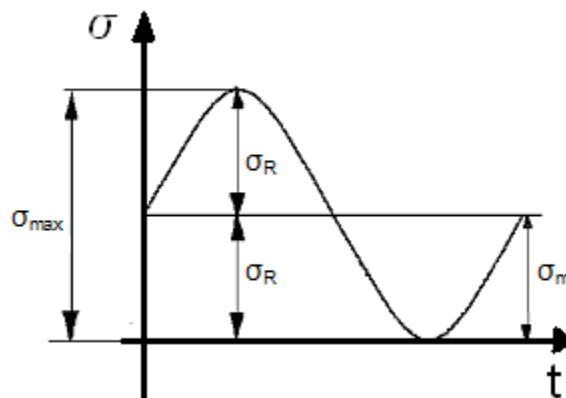
Behin aldagai gutziak definitu eta gero, honako kalkulu honeek burutuko dira:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Aurretik lortutako XX puntuaren tentsio baliokidea erabilita:

$$\sigma_z = 850,34 \text{ kg/cm}^2$$



3.16 Grafikoa

$$\sigma_{max} = \sigma_z \rightarrow \sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_r = \frac{850,34}{2} = 425,17 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_m$$

Nekearen tentsio limitearen ekuazioa:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$



non,

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u > 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_u$  = Trakzio erresistentzia ( aurretik  $R_e$  moduan definiturik)

$$\sigma_u = 3700 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u = 1850 \text{ kg/cm}^2$$

$C_s$  = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,8$

$C_d$  = Dimentsio eta geometria koef.  $\rightarrow C_d = 1$

$C_t$  = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 1$

$C_v$  = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 1850 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1480 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak definitu eta gero segurtasun koefizientearen balioa lortu behar da. Balio hori 1 baino handiagoa baldin bada, nekeagatik aurrean lan egin dezake.

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{425,17}{2400} + \frac{425,17}{1480} = 0,4644$$

$$\frac{1}{CS} = 0,4644 \rightarrow CS = 2,153$$

Segurtasun koefizientea unitatea baino handiagoa dala ikusirik esan daiteke, egindako dimentsionamendua neke hutsegitearekiko egokia dala.

- Konpresioa:

Konpresioa kalkulatu gura danean gilbordura aztertu beharra dago. Horretarako Euler-en adierazpenak erabili behar dira.

Indar prentsak zutabe bakoitzean eragindako 50000 kg- ak baino handiagoak izan behar dira, gilborduragatik huts egin ez dezan.

Horretarako honako formula hau erabili beharra dago:

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{CS \cdot L_K^2} \cdot F_{krit} > F$$

Non,

E= modulu elastikoa

I= Inertzi momentu minimoa

$L_k$ = gilbordura luzera

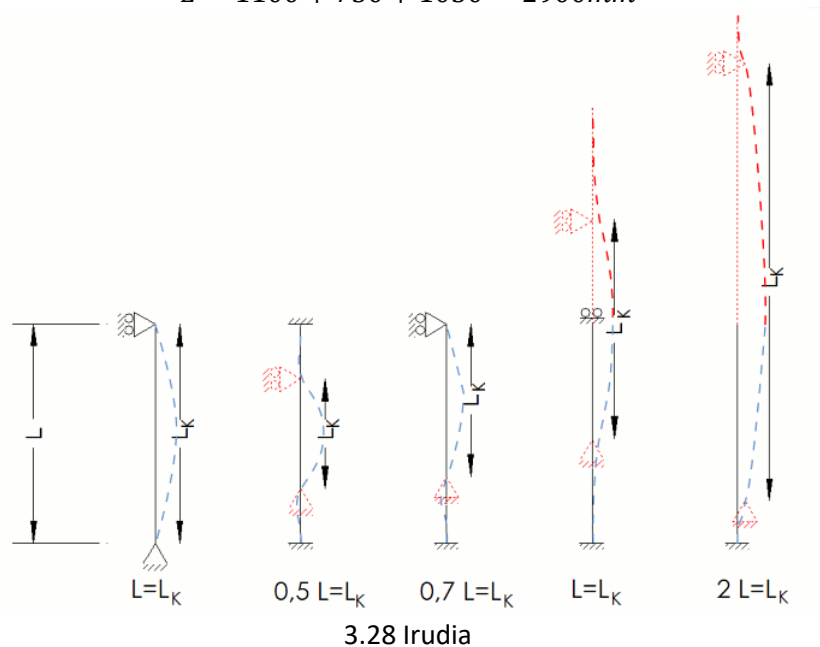
CS= Segurtasun koefizientea

Inertzi minimoaren balioa Cross metodoaren kalkulua burutuz kalkulatzen da, UPN 300 perfilen kasurako.

$$I_i = I_o + A \cdot d^2 \rightarrow I_i = 495 + 58,8 \cdot 14,04^2 = 12251 \text{ cm}^4$$

Gilbordura luzera jakiteko ondorengo irudietan oinarrituko da. Luzera adierazpen honen arabera kalkulatzen da.

$$L = 1100 + 750 + 1050 = 2900 \text{ mm}$$



$$L_k = 2 \cdot L = 2 \cdot 290 = 580 \text{ cm}$$

Behin datu hori lortuta, goiko adierazpenera jo daiteke baldintza betetzen dan baieztatzeko asmoz. Kasu honetan, segurtasun koefiziente bezala 6 erabiliko da.

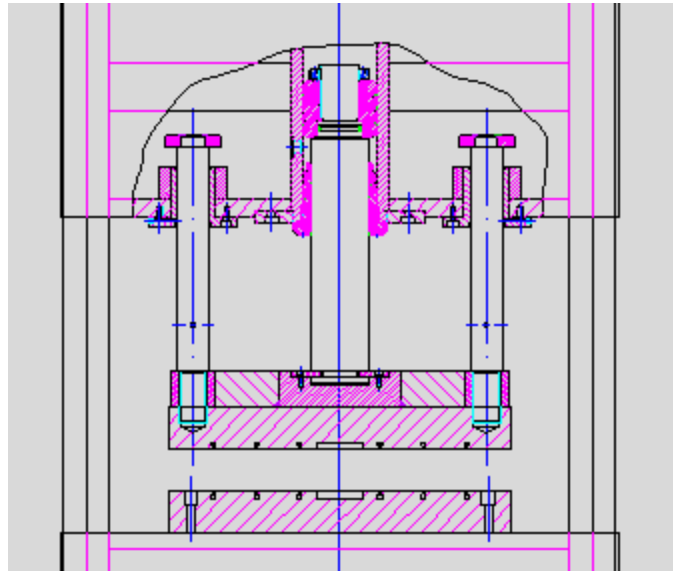
$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{CS \cdot L_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 12251}{6 \cdot 580^2} = 125801,8 \text{ kg}$$

$$125801,8 \text{ kg} > 50000 \text{ kg}$$

Gilbordura ikuspuntutik, erabilitako UPN 300 perfila egokia da.

### 3.4.5 GIDA SISTEMA

Prentsa hidraulikoaren gida sistema honek bi ardatz daukaz. Ardatz honeek zilindro oleohidraulikoaren alboetan kokaturik dagoz.



3.29 Irudia

Gida sistema honen helburua kirtenaren gora beherako mugiemendua modu egokian burutzea da. Mugimendu hau mahai finkoaren kokapenarekiko perpendikularra izan behar da. Helburu hori lortzeko gidari batzuk erabiliko dira.

Prentsa hidrauliko honetako gida sistema hiru atalez osaturik dago: gida ardatza, topea eta gidaria. Mahai mugikorra zuzeneko kontaktua dauka forma eman gura dan xafla metalikoagaz. Gida sistemak indar bat jasango dau, denbora tarte txiki batetan. Mahai mugikorrek 200000[kg]-tako indarra egiteko diseinaturik dago.

Mahaiak indar hori burutzean, bi gida sistemek eta kirtenak, akzio erreakzio printzipioaren eraginez, indar berdina jasango dabe vaina kontrako zentzuan. Hori dala eta, gida sistema bakoitzak indarraren laurdena jasango dabe, eta horregatik, indar hori eusteko diseinaturik izan beharko da. Atal honetan gida ardatza eta topearen inguruko kalkuluak burutuko dira, indarrak ez daukalako inolango eraginik gida inguruan.

Azkenik, aipaturiko 3 atalez aparte, olioztatze bat izango da ardatzerako, hori dala eta gidarian kokaturik joango diran arraspa egokiak aukeratu egingo dira.

### 3.4.5.1 Gida ardatza

Gida sistemaren gain dauden elementu danak konpresiozko indarrak jasango dabez. Horregatik, 3 kalkulu ezberdin burutuko dira elementu horreetan. Kalkulu horreetan frogapen desberdinak burutuko dira: konpresio tentsioa jasan ala ez, gilbordura fenomenoak agertu ala ez, eta nekea.

Konpresioaren ondorioz agerturiko gilbordura kalkuluak burutzeko lehenik eta behin gida ardatzak duen hari luzera balioa defini beharko da. Horretarako, Niemann-en adierazpena erabiliko da.

- Hariaren luzera

Hari luzera hori neurtzeko Niemann adierazpena erabiliko da:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{h}{m} \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

Lehenik eta behin, hariaren gainazal tentsioa kalkulatu behar da:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{CS} = \frac{3771}{3} = 1257 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{1257 - 0}{2} = 628 \text{ kg/cm}^2 \times \frac{1 \text{ cm}^2}{100 \text{ mm}^2} = 6,28 \text{ kg/mm}^2$$

Gainazal tentsioa kalkulatu etagero, hariaren batz besteko diametro eta hari sakonera kalkuluak burutuko dira, lehendik aipaturiko adierazpen orokorrean sartu aurretik.

$$d = D_{torloju} - 0,65m = 110 - 0,65 \cdot 3 = 108,05 \text{ mm}$$

$$t = 0,6495m = 0,6495 \cdot 3 = 1,9485 \text{ mm}$$

Aldagai guztiak defini eta gero. Hari luzera determina daiteke.

$$\sigma = \frac{F \cdot m}{h \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{100000 \cdot 3}{73 \cdot \pi \cdot 108,05 \cdot 1,9485} = 6,213 \text{ kg/mm}^2$$

$$h = \frac{F \cdot m}{\sigma \cdot \pi \cdot d \cdot t} = \frac{100000 \cdot 3}{6,28 \cdot \pi \cdot 108,05 \cdot 1,9485} = 72,22 \text{ mm} \approx 73 \text{ mm}$$

Behin gainazal tentsioa lortuta, tentsio maximoa kalkulatu da. Kalkulu hau fluentzi tentsioagaz erlazioaturik dago segurtasun koefizientea onargarria dan ala ez ikusteko.

$$\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \rightarrow \sigma_{max} = \sigma \cdot 2 = 6,213 \cdot 2 = 12,426 \frac{kg}{mm^2} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2}$$

$$= 1242,66 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{flu}}{CS} \rightarrow CS = \frac{\sigma_{flu}}{\sigma_{max}} = \frac{3771}{1242,66} = 3,0346$$

### KONPRESIOA

Lehendabizi tentsio onargarria kalkulatu egingo da. Horretarako segurtasun koefizientearen laguntza behar izango da. Horretarako, inolako arazorik egon ez dadin, 6-ko balioa hartuko da.

$$\sigma_{onar} = \frac{\sigma_r}{CS} = \frac{3771}{6} = 628,5 \frac{kg}{cm^2}$$

Behin tentsio onargarriaren balio izanda, konpresioaren adierazpenaz baliatuz diametroa kalkula daiteke.

$$\sigma_{onar} = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{200000}{3}}{\pi \cdot 628,5}} = 11,62cm \rightarrow 117mm$$

d	D (H10)	H	D1 (S10)	D2 (H10)	L	L1	L2	R3	Código	Código
100	108	8	106	103,5	4	6	8	0,5	90 NBR B283	338.247
105	117	11	114	110	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.257
110	122	11	119	115	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.248
115	127	11	124	120	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.256
120	132	11	129	125	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.249
125	137	11	134	130	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.234
130	142	11	139	135	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.250
140	152	11	149	145	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.251
150	162	11	159	155	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.255
160	172	11	169	165	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.252
170	182	11	179	175	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.254

d	D (H10)	H	D1 (S10)	D2 (H10)	L	L1	L2	R3	Código	Código
530	605	13	602	597	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.222*
600	615	13	612	607	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.212*
630	645	13	642	637	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.213*
650	665	13	662	657	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.223*
670	685	13	682	677	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.231*
680	695	13	692	687	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.214*
710	725	13	722	717	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.224*
750	765	13	762	757	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.225*
800	815	13	812	807	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.226*
900	915	13	912	907	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.227*
1000	1015	13	1012	1007	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.229*

UNE 101360-86 araudiko diametroak jarraituz 120mm koa izango da.

### GILBORDURA

Gilbordura fenomeno hau, konpresioan lan egiten daberen piezetan ematen da gehien bat. Nahiz eta konpresiozko P karga batean ematen dan, pieza batetan emandako balio kritikoa, tentsio onargarriarena baino txikiagoa izan behar da.

Fenomeno honen ondorioz, piezak kurbatzeko arriskua izango dabe, eta kasu askotan hausteko aukera be.

Gilborduran ez da momentu makurtzailerik agertzen, soilik indar axialak agertzen dira, piezaren norabide nagusian emandako indarrak hain zuzen ere. Indar axial honek karga kritikoa izatera pasa egiten da gilbordura fenomenoagertzean. Fenomeno horren hasiera,

karga kritikoa bezala definitu egiten da. Hainbat metodo edota adierazpen erabili daitezke gilbordura kalkuluak burutzeko baina normalean Euler edota Tetmajer irizpdeak erabiltzen dira.

Kalkuluekaz hasteko beharrezko da kirtenaren luzera definitzea. Horretarako honako balio honeek defini beharko dira:

- Ibiltartea: 750mm, kirtenak egindako ibilbide luzera
- Haria: 150mm, kirtenak izango dauan hari neurria Pistoia kalkulatzeko
- Topea: 100mm, topetik gidariaren kanpoaldera emandako distantzia

Aipatzeko lehen definitutako ibiltartea UNE 101363-86 araudiaren araberakoa, nahiz eta taulan agerturiko balioak gaintzen dituen R10 seriearen balioetan sartuz.

### EULER TETMAJER

Behin kirtenaren luzera definituz, irizpide honen bitartez gilbordura koefizientea erabiliko da. Koefiziente hau lau kasuetarako bereizten da, aztertzen diran kasu hau azkenengoa izanik.

El cálculo de pandeo se realiza con las fórmulas siguientes:

#### 1. Cálculo según Euler

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\nu \cdot L_k^2} \text{ si } \lambda > \lambda_g$$

#### 2. Cálculo según Tetmajer

$$F = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot \nu} \text{ si } \lambda \leq \lambda_g$$

Aclaración:

$E$  = módulo de elasticidad en N/mm<sup>2</sup>

= 2,1 x 10<sup>5</sup> para acero

$J$  = momento de inercia superficial en mm<sup>4</sup>

sección circunf. =  $\frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4$

$\nu$  = 3,5 (factor de seguridad)

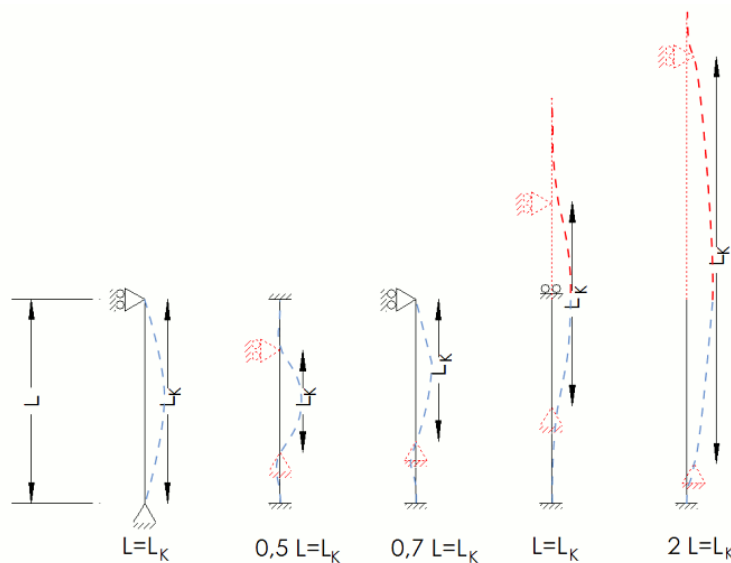
$L_k$  = long. de pandeo libre en mm (en función del modo de fijación, ver los esquemas A, B, C)

$d$  = Ø vástago en mm

$\lambda$  = coef. de afinamiento

$$= \frac{4 \cdot L_k}{d} \quad \lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_s}}$$

$R_s$  = límite elástico del material del vástago



3.30 Irudia

$$L_k = 2 \cdot L$$

Luzera definitzeko, aurretik definitu dan balio hurbilduak erabiliko dira,  $\lambda$  baina hari luzera kontuan izan barik.

$$L = 750 + 150 + 100 = 1000\text{mm}$$

Goian gehitutako balio horren emaitza joaneko mugimendua adierazten dau. Kasu honetan interesatu egiten dan mugimendua joan etorrikoa da, horregatik luzera hori bikoiztu beharko litzateke.

$$L = 2 \cdot 1000 = 2000\text{mm}$$

$$L_K = 2 \cdot L = 2 \cdot 2000 = 4000\text{mm}$$

Gilbordura luzera kalkulatu izanda, indar kritikoaren balioa kalkula daiteke Euler edo Tetmajer adierazpen aerabiliz. Ze formula erabiltzen dan definitzeko lerdentasuna zehaztu behar da lehenik eta behin. Lerdentasun handiena adierazitako kasuari indar kritikoa kalkulatuko jako.

Euler lerdentasuna

$$\lambda_E = \frac{L_K}{i} = \frac{L_K}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{4000}{\sqrt{\frac{10178760,2}{11309,74}}} = 133,33$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot 120^4 = 10178760,2\text{mm}^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot 120^2 = 11309,74\text{mm}^2$$

Tetmajer-en lerdentasuna

$$\lambda_T = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_r}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6}{3771}} = 74,13$$

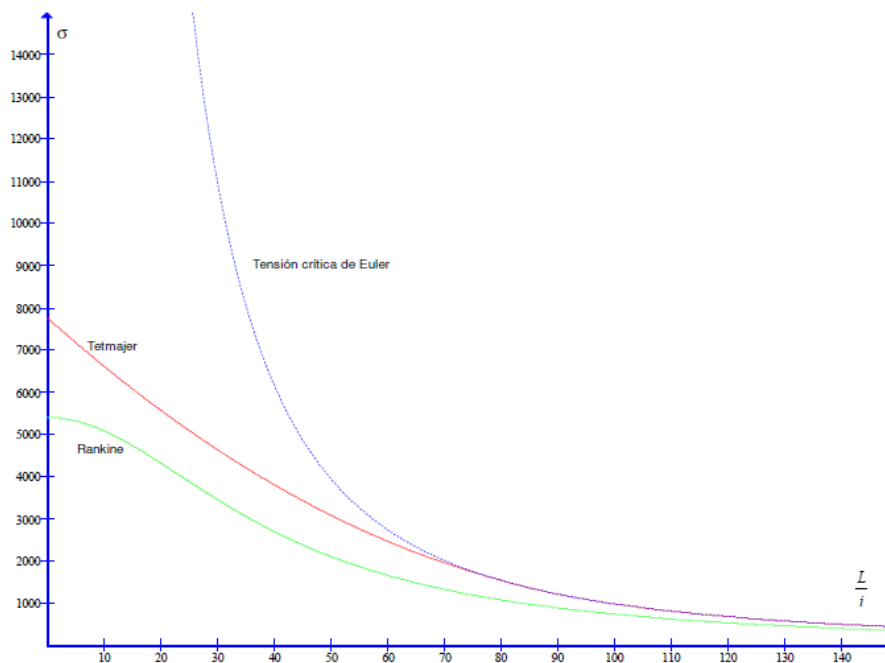


Fig. 4.4.1 Comparación gráfica Rankine-Tetmajer-Euler

### 3.17 Grafikoa

Lorturiko lerdentasun balioen artean Euler adierapenak adierazitakoa handiagoa izango da. Ikus daitekenez, Rankinen balioak veste baik baino azpirago dago, hau da, ez da Euler ezta Tetmajer bezain konterbakorra, baina bai zehatzagoa izango da. Hori horrela dala, kontserbakorren artean kontserbakorra aukertauko da segurtasun aldetik inolango arazoik izan ez dadin.

Euler-el proposaturiko indar kritiko kalkulua burutuko da, eta prentsak egindako indarraren azpitik egon beharko da inolango gilbordura fenomenorik ez gertatzeko. Harturiko segurtasun koefizientea 3,5 izaik, inerti eta gilbordura koefizienteak cm-ko unitateetara aldatu behar izango dira.

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{CS \cdot L_K^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 10178,7602}{4 \cdot 400^2} = 329.635,48kg$$

$$F_{krit} > F \rightarrow 329.635,48kg > 200000kg$$

Ikus daiteke indar kritikoa prentsak eragindako 200000kg-ko indarra baino handiagoa dala, gilbordura arazorik ez emateko.

### NEKEA

Aplikaturiko indarrak modu irregular baten jokatzen dabe, kasu askotan modu sinusoidal bat jarraituz, ziklo batzuen menpe lan eginez. Kirtenaren kasuan zikloka lanean dabil, horregatik ondorengo tentsio egoera mota agertzen da.



Azterturiko kirtanak ez dau tentsio konstanterik izango, ziklo sinusoidal bat jarraituko dau. Hori aztertzeko Soderberg-en ekuazioa erabili egingo da.

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Non,

CS= segurtasun koefizientea

$\sigma_m$ = batzbesteko tentsioa

$\sigma_r$ = tentsio alternoa

$\sigma_f$ = fluentziako tentsio limitea

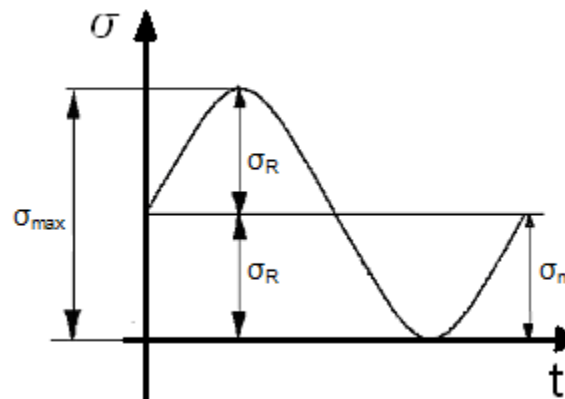
$\sigma_U$ = Neke tentsio limitea

Behin aldagai gutziak definitu eta gero, honako kalkulu honeek burutuko dira:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Tentsio maximoa kalkulatuaz batz besteko tentsio eta alternoa kalkula daitezke:



3.18 Grafikoa

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} = \frac{200000}{113,1} = 1768,35 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot 12^2 = 113,1 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{min} = 0$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max}}{2} = \sigma_m = 884,17 \text{ kg/cm}^2$$

Nekearen tentsio limitearen ekuazioa:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

$$\sigma_e = 750 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 7645 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_e = 3822,5 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$C_s$ = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,85$

$C_d$ = Dimentsio eta geometria koef.  $\rightarrow C_d = 0,9$

$C_t$ = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 0,9$

$C_v$ = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 3822,5 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1 = 2631,79 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak kalkulatu eta gero CS segurtasun koefizientea kalkulatu da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{884,17}{3771} + \frac{884,17}{2631,79} = 0,5704$$

$$CS = 1,75$$

Dimentsionamendu egokia egin da ez hutsegiteko.

### 3.4.5.2 TOPEA

Topearen kalkuluak burutzeko lehenik eta behin material bat aukeratu beharra dago.

Aukeraturiko materiala F-144 da. Honen  $\sigma_E = 3000 \text{ kg/cm}^2$  izango da. Material aukeratze honek hurrengoko soldaduraren funtzioetarako erabiliko da. Soldatu beharreko bi elementuak material berekoak izan behar dira.

Atal honetan topearen lodiera minimoa zein izan behar dan aztertuko da. Hori burutzeko erabiliko dan segurtasun koefizientearen balioa 6 da. Kalkulu hau burutzeko indar ebakitzailaren adierazpena erabili beharra dago:

$$\tau_{onar} = \frac{F_{max}}{A} = \frac{\sigma_{onar}}{\sqrt{3}}$$

$$\sigma_{onar} = \frac{\sigma_{max}}{CS} = \frac{3000}{6} = 500 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \pi \cdot d \cdot L$$

Hiru adierazpen eta tope bakoitzak jasan beharreko indarren adierazpenak kontuan izanda, mahai mugiko eta tresneri pisuaren erdia dala suposatuz, ondorengo adierazpenak erabili:

$$L = \frac{F_{max} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot d \cdot \sigma_{onar}} = \frac{\frac{3000}{2} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot (17,5 - 12) \cdot 500} = 3 \text{ cm}$$

### 3.4.5.3 Mahai mugikorrekotura

Zilindro hidraulikoak eta mahai mugikorrek elkarturik egon behar dira, batak bestari indarra transmititzen baitio. Lehendabizi, segurtasun koefizientearen kalkulua burutuko da, dimentsionamendua ondo burutu egin dan jakiteko.

Hasierako datuak ondorengo honek dira:

Material mota: F-1140 normalizatua.  $\sigma_E = 3000 \text{ kg/cm}^2$

Indarra: F=200000kg

Sekzio azalera(Kirtena):  $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380,13 \text{ cm}^2$

Goiko datuak ondorengo adierazpen honetan erabili behar dira:

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_E}{CS} \rightarrow CS = \frac{\sigma_E \cdot A}{F} = \frac{3000 \cdot 380,13}{200000} = 5,7019$$

Goiko adierazpenean kalkulaturiko segurtasun koefizientea 1 baino handiagoa danez, segurtasun neurriak betetzen dira.

### Torlojuak

Kirtenaren kanpoaldea, mahai mugikorrari brida zatitu eta zilindro ainguraketa bidez loturik dago, elkarketa hau gauzatzeko 10 torloju erabiltzen dira M16x55 (8.8 kalitatea)

	clases de resistencia	3.6	6.8	8.8		10.9	12.9
				d <= M16*	d =>M16*		
Resistencia a la tracción ** R <sub>m</sub> en N/mm <sup>2</sup>	valor nominal	300		800		1000	1200
	mínimo	330	600	800	830	1040	1220
Límite de fluencia ** R <sub>el</sub> en N/mm <sup>2</sup>	valor nominal	180	480	-	-	-	-
	mínimo	190	480	-	-	-	-
Límite de alargamiento (tensión en un límite fijo permanente) **	valor nominal			640	640	900	1080
	mínimo			640	660	940	1100
Tensión y fuerza de ensayo S <sub>p</sub> N/mm <sup>2</sup>	Sp / Rei ó Sp / Rp 0.2	0.94	0.92	0.91		0.88	0.88
		180	440	580	600	830	970
Límite de fluencia inferior R <sub>el</sub> o	+ 100° C	-	-	590		875	1090

3.46 Taula

$$\sigma_r = 830 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 8460 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_e = 640 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 6523 \text{ kg/cm}^2$$

Lehen aipatu bezala mahai mugikorrak badauz, pisu guztia torloju guztien artean banaduko da:

$$F_{torl} = \frac{F}{10} = 300kg$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 201,06mm^2 \times \frac{1cm^2}{100mm^2} = 2,0106cm^2$$

Torloju batek jasan beharreko indar eta azalera kalkulaturik, tentsioaren inguruko kalkuluak burutuko dira. Tentsio kalkulatu eta gero, segurtasun koefizientearen balioa be definituko da.

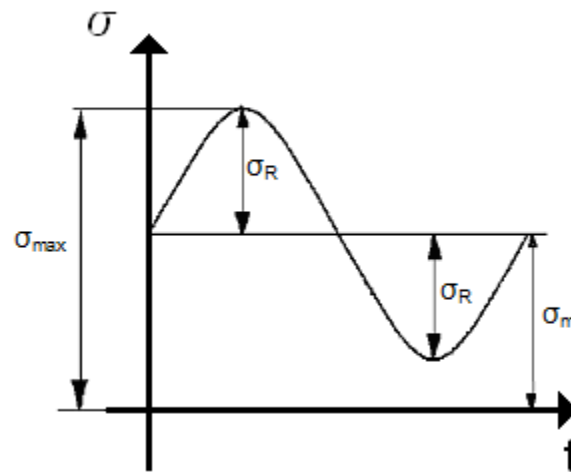
$$\sigma_{torloju} = \frac{F_{torl}}{A} = \frac{300}{2,01} = 149,25 \text{ kg/cm}^2$$

$$CS = \frac{\sigma_E}{\sigma_{torloju}} = \frac{6523}{149,25} = 43,7$$

Goiko segurtasun koefizientearen adierazpenean ikusi dan modu berean, ez dago inolako arriskurik torlojuak apurtzeko. Nahiz eta argi ikusi arriskurik ez dagoala, torlojuen nekearen ondorioz zelango arriskuak izan ahal dabezan aztertuko da.

Nekearen inguruko kalkuluak burutzeko, beti egin dan moduan, Soderberg-en irizpidea erabiliko da.

Esan beharra dago, torlojuak jasan behar daben tentsio egoera ez dala konstantea, aldakorra baizik. Horregatik, tentsio grafikoa aztertzean, itxura sinusoidala dala ikusi daiteke, trakzioetik konpresioa alternatuz.



3.19 Grafikoa

Soderberg-en ekuazio orokorra honako hau da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e}$$

Tentsio maximoaren balioak torlojuak jasandako tentsioa izanik, batzbesteko zein tentsio alternoak kalkula daitezke.

$$\sigma_{torl} = \sigma_{max} = 149,25 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max}}{2} = 74,625 \text{ kg/cm}^2 = \sigma_m$$

$$\sigma_{min} = 0$$

Nekearen tentsio limitearen ekuazioa:

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 700 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_u < 1400 \text{ MPa} \approx 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_r = 830 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1Kg}{9,81N} \cdot \frac{100mm^2}{1cm^2} = 8460 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_e = 4230 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$C_s$ = Gainazal akabera koef.  $\rightarrow C_s = 0,9$

$C_d$ = Dimentsio eta geometria koef.  $\rightarrow C_d = 0,85$

$C_t$ = Lan egoera koef.  $\rightarrow C_t = 0,8$

$C_v$ = Efektu anitzen koef.  $\rightarrow C_v = 1$

$$\sigma_e = \sigma_{e'} \cdot C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_v = 4230 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 1 = 2588 \text{ kg/cm}^2$$

Aldagai guztiak kalkulatu eta gero CS segurtasun koefizientea kalkulatu da:

$$\frac{1}{CS} = \frac{\sigma_m}{\sigma_f} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} = \frac{74,625}{6523} + \frac{74,625}{2588} = 0,0402$$

$$CS = 24,8$$

Torlojuek ez dabe nekearen ondorioz huts egingo segurtasun koefizientea 1 balioa baino handiagoa dalako.

### 3.4.5.4 Gidari junta

Lehen aipatu dan bezala, gidarian junta bat jarri egingo da gida ardatza olioztaturik egon behar dalako. Lan hau betetzeko gidari bakoitzeko bi arraspa kokatuko dira. Gida ardatzeko olioak daukan ezpurutasuna kentzea eta baita olio kapa fin bat pasatzen ustea dauka helburu bezala. Horretarako, zilindro oleohidraulikoaren kasuan egin dan bezala “Epidor” etxeko arraspa aukeratu da.

#### Información Técnica

##### ■ Material

Material:	Caucho nitrílico NBR
Denominación:	90 NBR B283
Dureza:	90 Shore A
o bien	
Material:	Caucho nitrílico NBR
Denominación:	85 NBR B247*
Dureza:	85 Shore A

\*A partir del diámetro 200 del rascador doble P 8 se suministra en 85 NBR B247.

##### ■ Propiedades

Rascador doble con labio de estanqueidad adicional.

- Alto efecto rascador contra la suciedad.
- Muy buen efecto estanqueizante contra los residuos de la película de aceite sobre el vástago.
- Resistente al desgaste.

El rascador doble P 8 se emplea preferentemente en combinación con juntas de PTFE como ejemplo de la junta de vástago OMS-MR. Para evitar la acumulación de presiones entre la junta y el rascador recomendamos prever un taladro de descarga.

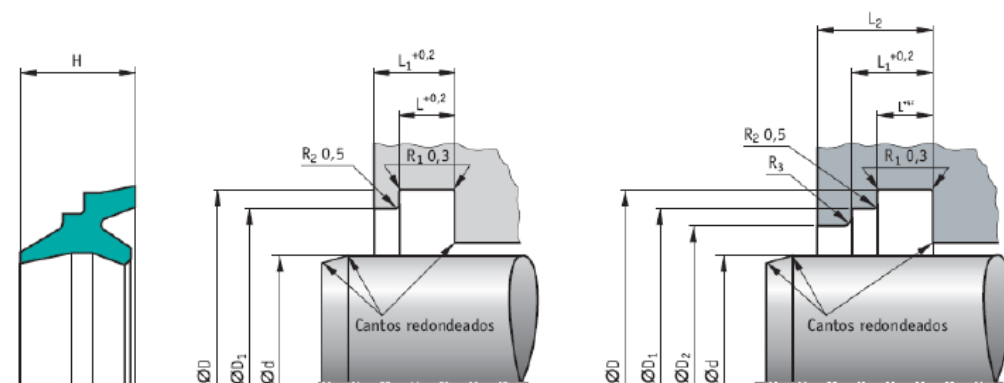
##### ■ Campo de aplicación

Velocidad: 1.5 m/s

#### 3.48 Taula

Kasu honetan baldintza lez ez da presioa erabiliko, gida ardatzak atmosferagaz kontaktuan dagoz eta. Horregatik erabiliko dan datua lan abiadura izango da. Aukeraturiko katalogotik 120mm arraspa mota aukeratu da.

##### ■ Tabla de Dimensiones: P 8



3.31 Irudia

d	D (H10)	H	D1 (S10)	D2 (H10)	L	L1	L2	R3	Código	Código
100	108	8	106	103,5	4	6	8	0,5	90 NBR B283	338.247
105	117	11	114	110	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.257
110	122	11	119	115	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.248
115	127	11	124	120	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.256
120	132	11	129	125	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.249
125	137	11	134	130	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.234
130	142	11	139	135	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.250
140	152	11	149	145	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.251
150	162	11	159	155	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.255
160	172	11	169	165	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.252
170	182	11	179	175	5,5	8,2	11,2	1	90 NBR B283	338.254

d	D (H10)	H	D1 (S10)	D2 (H10)	L	L1	L2	R3	Código	Código
590	605	13	602	597	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.222*
600	615	13	612	607	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.212*
630	645	13	642	637	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.213*
650	665	13	662	657	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.223*
670	685	13	682	677	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.231*
680	695	13	692	687	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.214*
710	725	13	722	717	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.224*
750	765	13	762	757	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.225*
800	815	13	812	807	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.226*
900	915	13	912	907	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.227*
1000	1015	13	1012	1007	6,5	9,5	12,5	1,5	85 NBR B247	338.229*

3.49 Taula

Katalogotik "Epidor" P8 338.249 aukeratu da.

## 3.5 Loturak

Prentsan agerturiko elementuak elkarren artean lotzen dira. Horretarako soldadura erabili egiten da. Soldadura honek egiturak osaturiko perfil laminatu eta xaflak elkar lotzen dauz. Soldadura puntuak egituraren agerturiko puntu kritikoenetan kalkulatu dira. Kalkuluek hasi baino lehenago segurtasun aldetik faktore batzuk determinatu behar dira.

### 3.5.1 Segurtasun koefizienteak

Karga diagraman agerturiko datu esanguratsuak honako honek dira: zerbitzu iraupen portzentuala eta kargaren maiztasun portzentuala.

Bi motatako zerbitzuak bereiztuko dira prozedura honetan: zerbitzu jarraitua eta ez jarraitua edota etenaldiduna.

Enpresa metalurgikoetan makinek daukien zerbitzua, zerbitzu jarrai astuna izaten da. Zerbitzu honetan gau eta egun funtzionamenduan ibiltzen da, temperatura nahiko altuetan.

Diseinatu behar dan makinaren karga diagramarik agertuko ez balitz, karga eta maiztasun portzentualaren balioak antzeko egituretatik estimazioz lortuko dan gauza bat izango da.

Egiturak jasan beharreko karga suposaturikoa danean, piezan emango dan tentsio anplitudearen inguruko kalkulua burutu behar da. Behin tentsio hor lorturik, tentsio onargarriaren anplitudeagaz alderatu beharra dago. Beste alde batetik, tentsio onargarriaren anplitudea ondoko magnitudeen arabera da:

Materiala, karga mota, jostura soldatuaren itxura eta eraketa mota eta kalkuluen oinarri gisa harturiko bizitza iraupena:

Kargak egoera honeetan handiagotuko da:

1. Kargaren magnitudean segurtasun falta. Egituraren aplikaturiko kargen balioak zehaztasun osoz ezezagunak badira, %20-%30 bitarteko gehigarri bat ezartzen jake.



Beraz, kargaren magnitudearen segurtasun faltagatik segurtasun koefizientea ondorengo da.

$$a_1 = 1,2 \div 1,3$$

2. Estrukturaren berezko garrantzia. Diseinatu egin dan estrukturan inolango haustura motarik eman ezkeru, eta persona baten bitzta arriskuan baldin badago, %20-tik %50-rako gehigarri bat ezarriko jako egiturari.

Horregatik, egituraren berezko garrantziagatik segurtasun koefizientea honako hau da:

$$a_2 = 1,2 \div 1,5$$

3. Talka eta Kolpeak. Makinaren zerbiztuan kolpe edota talkak ematen badira, karga horreek kolpe koefizienteekaz biderkatzen dira.

Koefiziente honen manitudea makina motaren arabera da, eta ondorengo taula honetatik ateratakoak izan dira:

Taldea	Talka mota	Makina mota	Koefizientea
I	Ahula	Turbina hidraulikoak eta baporedunak, konpresore birakorrak, makina elektrikoak, zuzentzaileak, etab.	1- 1,1
II	Erdi-gogorra	Enbolodun bonba eta konpresoreak, bapore makinak, tornuak, ...	1,2 - 1,5
III	Gogorra	Zerra bastidoreak, forjazko prentsak, zulatzaileak, ...	1,5 - 2
IV	Oso gogorra	mailu mekanikoak, laminazio makinak, etab.	2 - 3

3.50 Taula

Taulan agerturiko koefizientea deituriko zutabeak daukan ikurra  $\varphi$  da.

Beraz, kargaren magnitudea honela geldituko lirateke honako segurtasun koefiziente adierazpenak kontuan izanda:

- Indarrentzako:  $P = a_1 \cdot a_2 \cdot \varphi \cdot P'$
- Momentuentzako:  $M = a_1 \cdot a_2 \cdot \varphi \cdot M'$

Behin indar eta momentuak kalkulaturik izanda, egitura agerturiko ebakidura kritikoenetan dauden tentsioak kalkulatu dira, guzti hau materialen erresistentziako legeetatik abiatuz. Tentsio mota honeei tentsio nominal deritze, eta jostura soldatuetan emango diranak  $p_n$  bezala izendatu egiten dira eta elkartze sekziotan emango diran tentsio nominalei  $\sigma_n$  eta  $\tau_n$ .

Normalean ez dira "n" motako azpiindizeak erabiltzen baizik eta tentsio motaren arabera azpiindize bate do beste erabiliko da.

Honeek dira normalean erabili beharreko azpiindizeak.

- "z" = Trakziorako
- "d" = Konpresiorako
- "b" = Makurdurarako
- "s" = Ebakidurarako
- "t" = Tortsiorako

Egitura baten kalkuluak burutzeko ondorengo pausuak eman behar dira: lehenik eta behin, soldadura guneetako tentsioak jaso eta horren ostean, tentsio horreen baieztapena gauzatu.

Soldadurako ebakiduran tentsio normalak eta ebakidurazkoak agertu ezker, sekzio ezberdinetan emango diran tentsioak ondorengo balioak hartuko dabez:

- Jostura sekzioan:  $P_V = \sqrt{P_b^2 + P_s^2}$
- Elkartze sekzioan:  $\sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_s^2}$

Altzairuzko egituratan tentsio normal maximoa oinarri bezala hartzea normaltzat jotzen da:

$$P_V = \frac{1}{2} \sigma_b + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau_s^2}$$

Ondorengo pausuan definituko dan kalkulua soldadura sekzioaren neke erresistentzia izango da,  $p_n$ . Bertan, tentsio maximoa materialaren neke erresistentzia saiakuntzan soldaduraren koefizientean  $p_n$ , josturaren formaren koefizientean  $p_n$ , eta tamainaren influentziaren koefizientean  $p_n$  oinarritu egiten da:

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3$$

$\sigma_0$  = materialaren neke erresistentzia ( $\text{kg/cm}^2$ )

Koefiziente guzti honeen magnitudeen arrazoiak honako honeek dira:

**$b_1$  koefizientea:**

Soldaduraren kalitate koefizientea.

Soldadura loturaren kalitatea akaberako lanaren eta ondorengo puntuen arabera da:

- a) Materiala: soldadurarako jarreraren bermea.
- b) Prestaketa: esperientzia profesionalagaz bat eta kontrolpean izan.
- c) Soldadura prozedura: materialaren ezaugarriekaz eta piezaren lodieragaz bat egin.
- d) Soldadura materiala: aportaziozko materiala oinarritzko materialakaz bat etorri beharko da.
- e) Pertsonala: soldadore homologatu eta esperimentatuak.
- f) Egiaztapena: soldadura bidezko lotura egiterako orduan inolango akatsik eman ez danaren baieztapena.

Bi motatako  $b_1$  koefizientea bereizten dira:

- I kalitatea: puntu guztiak betetzean.
- II kalitatea: a) eta e) puntuak betetzean.

I kalitateari dagokion  $b_1$  koefizientea 1 izango da. Kalitate maila horretatik beheragokoei jagokion  $b_1$  koefizienteen balioa 1 eta 0 artean ibiliko dira.

Normalean, koefiziente honen balioa 1 izango da, **I kalitatea** aplikatzen dalako.

**$b_2$  koefizientea:**

Josturaren formari jagokion koefizientea da, eta ondoko balio hau hartzen dau:

$$b_2 = \frac{1}{\beta_{SN}}$$

$\beta_{SN}$  balioa, St-37 altzairuagaz buruturiko nekerako saiakuntzetan ateratako emaitzetatik deduzituta.

Koefiziente honen balioa zenbait tauletatik estimatuz lortutako balioa da, beti ere St-37 altzairuagaz lan egiten dan kasuetan.

**b<sub>3</sub> koefizientea:**

Tamainaren influentziari jagakon koefizientea da eta pieza handietan soilik izaten da kontutan.

Trakzio-kompresiozko nekerako erresistentzia zeharkako ebakiduraren magnitudeen balioekiko independente dan balioa da, kasu honeetan normalean 1-eko balioa hartuz.

Ostera, makurdura eta tortsio pean dagozan piezetan tamainaren influentziari jagakon koefizientea estimatuko da.

Beste alde batetik, barneko tentsioen eragina kontuan harturiko koefizientea be hartu behar dira kontutan. Koefizinte hori b<sub>4</sub> koefizientea da. Barneko tentsioen eragin hori handia izango ez denez, koefiziente hori ez da kontuan izango.

Ondorengo adierazpen matematikoa erabiliko da jostura soldatuan emango dan segurtasun faktorea ezagutzeko:

$$V_{\text{segur.}} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot \sigma_0}{p_0}$$

Bestetik, “beharrezko segurtasun faktorearen” balioa ondoko bi faktoreen arabera kalkulatu egiten da: alde batetik, makina edo elementu estrukturalaren zerbitzu mota adierazi egiten dau, eta beste alde batetik, aurretik ezarritako edota kalkulatu egin dan maiztasun portzentuala.

TABLA 29. Coeficientes b<sub>3</sub> para la forma de la cornisa y clase de carga\*. Material St 37

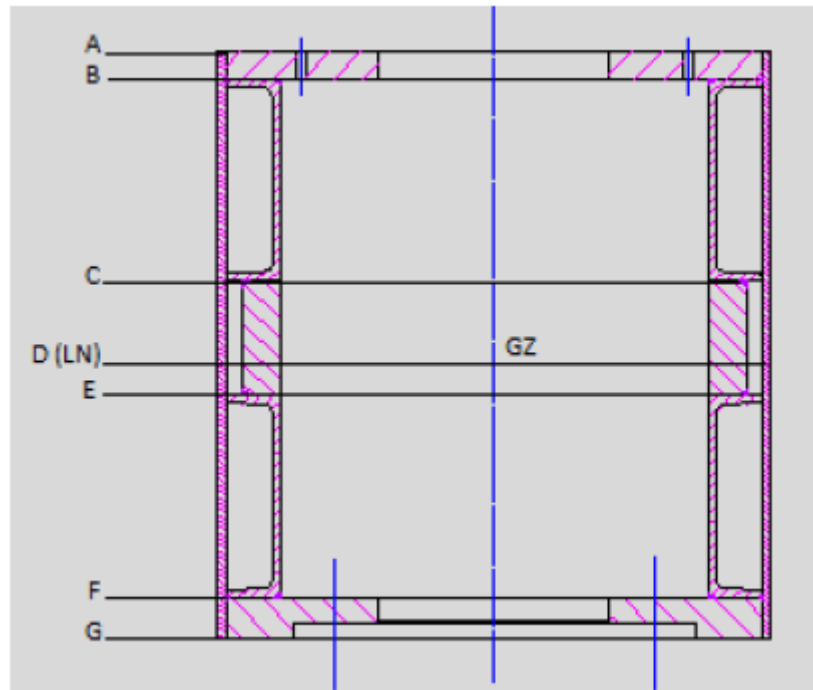
Clase de carga	Cornisa a tope		Cornisa de flanco		Cornisa en el centro						
	Remate de brida		Unión final		Formado (unión en T)		Cornisa huecos		Cornisa escalón anillo		
	Si	Con	Sin trabaja	Trabajado	Unilateral	Bilateral	Intermedia	Unilateral	Con junta	Intermedia	
	0	1	4	5	6	7	8	9	10	11	
Tracción-compresión	N	0,4 a 0,5	0,7 a 0,8**	0,65	0,65	0,25	0,3 a 0,4	0,45	0,6	0,4	0,7
	A	0,4 a 0,5	0,7 a 0,8*	0,4 a 0,45	0,5 a 0,6	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8
Flexión	N	0,5 a 0,6	0,8 a 0,9	—	—	0,15	0,6	0,8	—	—	—
	A	0,5 a 0,6	0,8 a 0,9	—	—	0,15	0,7	0,8	0,7	0,8	0,8
Cortadura	N	0,3 a 0,4	0,6 a 0,7	0,65	0,65	—	0,35	0,5	—	—	—
	A	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

3.51 Taula

Taula honetatik aterako dira b koefiziente horren balioak.

### 3.5.2 GOI MUNTAGA

Egituren kalkulan suposatu dan modu berean, muntagak tentsio desberdinak izango dauz puntu desberdinen arabera. Puntu horreen tentsioak aztertu egingo dira. Soldaduraren kalkuluak burutzeko tentsio honeek erabili egingo dira hertzetako eta grabitate zentroko puntuak kendurik, hau da B,C,E eta F puntuak.



3.32 Irudia

- **B puntua**

Gune honetan bi soldadura desberdin ezarriko dira. Alde batetik, goiko xaflaren eta UPN XXX arteko lotura bermatu egingo dauan soldadura “akanalatu enbutitu” bat gauzatuko da barneko aldean, 12[mm]-tako eztarriduna, eta kanpotik aldiz, hegoaren puntan, “V” motako josturagaz egindako 10[mm]-tako eztarriduna.

Flexioaren eraginpean aurretik kalkulatu egin dan tentsioa, soldaduraren tentsio normalaren bardina izango da. B gunean emango dan tentsio normalaren balioa ondoko izango da.

$$\sigma_{dB} = 149,5 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilita soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailearen kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{sB} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 29911}{4,4 \cdot 3717102} = 182,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot (10 + 12) = 44 \text{ mm} = 4,4 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 3717102$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 58,08] + 2[(5 \cdot 1,5) \cdot 58,08] = 29911 \text{ cm}^3$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

Tentsio normala eta ebakitzalea kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_{V=} = \sqrt{\sigma_{dB}^2 + \tau_{sB}^2} = \sqrt{149,5^2 + 182,9^2} = 236,23 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1 = 1320 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,6$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{1320}{236,23} = 5,6 > 1,8 \div 2,6$$

- **C puntua**

Goiko muntagan agerturiko erdiko xaflak 6x18-ko bi xafla dira. Xafla horreek UPN 380-etara 14[mm] soldadura akalanatu enbutitu bategaz bermatu egingo da. B gunean egin dan prozedura bardina erabiliko da C gunean burutuko diran soldadura egoki guztiak aztertzeko. Baina kasu honetan, C guneak honako tentsio normala izango dau:

$$\sigma_{dc} = 47,3 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilia soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailaren kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa  
3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{sc} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 39963}{2,8 \cdot 3717102} = 383,97 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot 14 = 28 \text{ mm} = 2,8 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 3717102$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 58,08] + 2[(43 \cdot 1,5) \cdot 39,08] + 2[(80,4) \cdot 36,58] = 39963 \text{ cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzaila kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dc}^2 + \tau_{sc}^2} = \sqrt{47,3^2 + 383,97^2} = 386,87 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,5$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{1100}{386,87} = 2,84 > 1,8 \div 2,6$$

- **E puntua**

Goiko muntagan agerturiko erdiko xaflak 6x18-ko bi xafla dira. Xafla horreek UPN XXX-etara 14[mm] soldadura akalanatu enbutituategaz bermatu egingo da. B gunean egin dan prozedura bardina erabiliko da E gunean burutuko diran soldadura egoki guztiak aztertzeko. Baina kasu honetan, E guneak honako tentsio normala izango dau:

$$\sigma_{dE} = 10,55 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilita soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzaillearen kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{SE} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 41578}{2,8 \cdot 3717102} = 399,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot 14 = 28 \text{ mm} = 2,8 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 3717102$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 45,67] + 2[(45,5 \cdot 1,5) \cdot 26,67] + 2[(80,4) \cdot 22,92] = 41578 \text{ cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzaillea kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dE}^2 + \tau_{SE}^2} = \sqrt{10,55^2 + 399,5^2} = 399,64 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100 \text{ kg/cm}^2$$



Non,

$$\sigma_0=2200$$

$$b_1=1$$

$$b_2=0,5$$

$$b_3=1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N\ max}}{p_0} = \frac{1100}{399,64} = 2,75 > 1,8 \div 2,6$$

- **F puntua**

Beste puntu guztietan gauzatu dan bezala, F puntuan be B gunean egindako soldadura prozedura bera burutuko da. Horregatik, beste kasuetan erabilitako soldadura balizkotasuna F puntuan erabiliko da. F gunean emandako tentsio normalaren balioa honakoa da:

$$\sigma_{dF} = 112,8 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilia soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailaren kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{SE} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 35280}{4,4 \cdot 3717102} = 215,71 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot (10 + 12) = 44\text{mm} = 4,4\text{cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 3717102$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000\text{kg}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 45,67] + 2[(7,5 \cdot 1,5) \cdot 45,67] = 35280\text{cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzaila kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dF}^2 + \tau_{SF}^2} = \sqrt{112,8^2 + 215,71^2} = 243,42 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N\ MAX} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1 = 1320 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,6$$

$$b_3 = 1$$

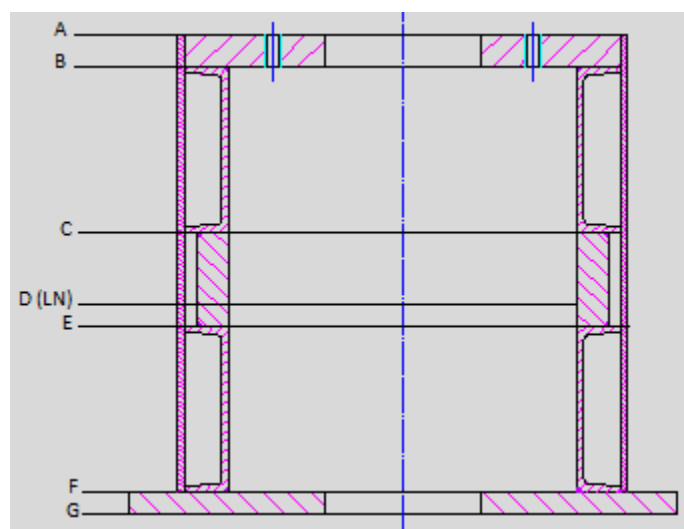
Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N\ max}}{p_0} = \frac{1320}{243,42} = 5,42 > 1,8 \div 2,6$$

Goiko azkenengo kalkulu hori burutu eta gero, goiko muntaga amaitutzat emango da.

### 3.5.3 BEHE MUNTAGA

Egituren kalkulan suposatu dan modu berean, muntagak tentsio desberdinak izango dauz puntu desberdinen arabera. Puntu horreen tentsioak aztertu egingo dira. Soldaduraren kalkuluak burutzeko tentsio honeek erabili egingo dira hertzetako eta grabitate zentroko puntuak kendurik, hau da B,C,E eta F puntuak. Jaraituriko irizpidea edo prozedura goiko muntagan erabilitakoaren bardina izango da.



3.33 Irudia

- B puntua

Gune honetan bi soldadura burutuko dira. Alde batetik, goiko xaflaren eta UPN380-ren arteko lotura bermatu egingo da soldadura "akanalatu enbutitu" baten bitartez. Soldadura mota horrek 12[mm]-ko eztarria dauka. Bestetik, ordea, kanpotik, hegoaren punta batean, "V" motako josturagaz eginiko 10[mm]-ko eztarria erabiliko da.

Flexioa dala eta aurretik kalkulatoriko tentsioa, soldadura tentsio normalaren bardina da. B gunean emango dan tentsio normalaren balioa ondokoa da:

$$\sigma_{dB} = 104,15 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilia soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailearen kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{SE} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 37767}{4,4 \cdot 4334062} = 198,04 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot (10 + 12) = 44 \text{ mm} = 4,4 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 4334062 \text{ cm}^4$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 48,89] + 2[(7,5 \cdot 1,5) \cdot 48,89] = 37767 \text{ cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzailea kalkulaturik izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dB}^2 + \tau_{SB}^2} = \sqrt{104,15^2 + 198,04^2} = 223,76 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1 = 1320 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,6$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N\ max}}{p_0} = \frac{1320}{223,76} = 5,9 > 1,8 \div 2,6$$

- **C puntua**

Beheko muntagan agerturiko erdiko xaflak 6x18-ko bi xafla dira. Xafla horreek UPN 380-etara 14[mm] soldadura akalanatu enbutitu bategaz bermatu egingo da. B gunean egin dan prozedura bardina erabiliko da C gunean burutuko diran soldadura egoki guztiak aztertzeke. Baina kasu honetan, C guneak honako tentsio normala izango dau:

$$\sigma_{dc} = 16,47\ kg/cm^2$$

Colignon-en teorema erabilita soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailaren kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{sc} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 44950}{2,8 \cdot 4334062} = 370,41\ kg/cm^2$$

$$b = 2 \cdot 14 = 28mm = 2,8cm$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 4334062cm^4$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000kg$$

$$Q = 2[(7,5 \cdot 50) \cdot 48,89] + 2[(45,5 \cdot 1,5) \cdot 29,89] + 2[(80,4) \cdot 26,14] = 44950cm^3$$

Tentsio normala eta ebakitzaila kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dc}^2 + \tau_{sc}^2} = \sqrt{16,47^2 + 370,41^2} = 370,78\ kg/cm^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N\ MAX} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100\ kg/cm^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,5$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \max}}{p_0} = \frac{1100}{370,78} = 2,97 > 1,8 \div 2,6$$

- **E puntua**

Beheko muntagan agerturiko erdiko xaflak 6x18-ko bi xafla dira. Xafla horreek UPN XXX-etara 14[mm] soldadura akalanatu enbutitu bategaz bermatu egingo da. B gunean egin dan prozedura bardina erabiliko da E gunean burutuko diran soldadura egoki guztiak aztertzeko. Baina kasu honetan, E guneak honako tentsio normala izango dau:

$$\sigma_{dE} = 33,13 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilita soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzailearen kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{sE} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 36130}{2,8 \cdot 4334062} = 297,72 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot 14 = 28 \text{ mm} = 2,8 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 4334062$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 54,86] + 2[(43 \cdot 1,5) \cdot 35,86] + 2[(80,4) \cdot 33,36] = 36130 \text{ cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzalea kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dE}^2 + \tau_{sE}^2} = \sqrt{33,13^2 + 297,72^2} = 299,56 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,5$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{1100}{299,56} = 3,67 > 1,8 \div 2,6$$

- **F puntua**

Beste puntu guztietan gauzatu dan bezala, F puntuan be B gunean egindako soldadura prozedura bera burutuko da. Horregatik, beste kasuetan erabilitako soldadura balizkotasuna F puntuan erabiliko da. F gunean emandako tentsio normalaren balioa honakoa da:

$$\sigma_{dF} = 120,81 \text{ kg/cm}^2$$

Colignon-en teorema erabilia soldaduraren ondorioz agerturiko tentsio ebakitzalearen kalkuluak burutu daitezke. Inertzi momentua eta momento estatikoa 3.4.1 Cross-en metodoan erabili zalarik.

$$\tau_{sF} = \frac{V \cdot Q}{b \cdot I_{LN}} = \frac{100000 \cdot 28252}{4,4 \cdot 4334062} = 148,15 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 2 \cdot (10 + 12) = 44 \text{ mm} = 4,4 \text{ cm}$$

$$I_{GM} = 2 \cdot \sum I_i = 4334062 \text{ cm}^4$$

$$V = \frac{200000}{2} = 100000 \text{ kg}$$

$$Q = 2[(5 \cdot 50) \cdot 54,86] + 2[(5 \cdot 1,5) \cdot 54,86] = 28252 \text{ cm}^3$$

Tentsio normala eta ebakitzalea kalkulatu izanda, B puntuko tentsio baliokidea kalkula daiteke:

$$P_V = \sqrt{\sigma_{dF}^2 + \tau_{sF}^2} = \sqrt{120,81^2 + 148,15^2} = 191,16 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1 = 1320 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,6$$

$$b_3 = 1$$

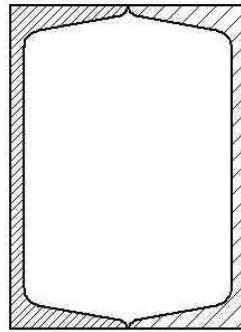
Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{1320}{191,16} = 6,9 > 1,8 \div 2,6$$

Goiko azkenengo kalkulu hori burutu eta gero, beheko muntaga amaitutzat emango da.

### 3.5.4 Muntagen arteko zutabeak

Prentsa hidrauliko honen egitura bi zutabez osaturik dago, aurreko kalkuluetan determina egin dan bezala. Zutabe bakoitzak, UPN380-ko bi perfil laminatuz eraiki egin da eta hegoetatik 12[mm]-tako "V" soldadura bategaz lotu da.



3.34 Irudia

Zutabe bakoitzak jasan behar dauan indarra zilindroak eragindako indarraren laurdena izango da, hau da, 50000kg, lau zutabe daukaz eta. Trakzio tentsioa kalkulatu ahal izateko zutabe bakoitzaren azalera kalkulatu beharko da. Honako adierazpen honen bitartez lortzen da azaleraren balioa:

$$A = 2 \cdot 58,8 = 117,6 \text{ kg/cm}^2$$

Trakzio tentsioaren adierazpena:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} = \frac{50000}{117,6} = 425,17 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N\text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,5$$

$$b_3 = 1$$



Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{Nmax}}{p_0} = \frac{1100}{425,17} = 2,587 > 1,8 \div 2,6$$

### 3.5.5 Zutabe eta muntagen arteko lotura

Muturretan agerturiko momento makurtzaileak eragiten daben esfortzuak arbuigarriak izango dira. Hau gertatzen da, muntagei jagoken esfortzu ebakitzaille eta momentu makurtzaile diagrama emaitzak lortzean. Horregatik, zutabe eta muntagen arteko soldadu loturak esfortzu ebakitzailleekaz soilik lan egiten dau.

Zutabe bakoitzak jasan behar izango dauan indarra, prentsak daukan indar osoaren laurdena jasango dau, hau da, 50.000kg-koa.

Muntagen eta zutabeen arteko lotura 10[mm] eta 7[mm]-tako “V” motako bi soldadura bidez gauzatu egiten da. Orduan, lehendabizi, soldadurek izango daben azalera kalkulatu behar da.

$$A = [(60 + 30) \cdot 1] + [(90 + 50) \cdot 0,7] = 188,98 \text{ kg/cm}^2$$

Trakzio tentsioaren adierazpena:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} = \frac{50000}{188,98} = 264,58 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{NMAX} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1100 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,5$$

$$b_3 = 1$$

Erabili egingo dan maiztasun portzentuala %80-koa zaingo da, horregatik erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N\ max}}{p_0} = \frac{1100}{264,58} = 4,157 > 1,8 \div 2,6$$

### 3.5.6 Beste lotura batzuk

#### 3.5.6.1 Muntagen estalkia

Egituraren zutabeen eta horreen artean kokaturiko UPN perfila begi bistara ez itxearren, xafla bat ezarriko da. Prentsari itxura egokiago bat eskainiko jako.

Xafla honeek bermatu ahal izateko zutabeen kanpoaldean dagoan alderdiagaz kontaktua egiten daben lerroan soldadura bate ezarriko da. Soldadura hau 5[mm]-tako eztarridun "V" motakoa izango da, eta honek daukan luzera xaflaren alderdi bakoitzean 10[mm]-tako izango da.

Lau ertzetan soldadura mota bardina gauzatuko da. Soldadura honek ez dabe inolango kargarik jasango, horretarako muntaga eta zutabeen erabilpena dabe eta. Soldadura honek jasan behareko karga, xafla beraren pisuak eragindakoa izango da. Soldadura honek karga hori erraztasun handiagaz eusteko gaitasuna daukanez, ez da inolango kalkulurik burutu behar.

#### 3.5.6.2 Gida sistemako ardatz eta tope arteko lotura

Tope eta ardatz artean soldadura bate gongo da. Soldadura hau "V" itxurakoa izango da, eta 15[mm]-tako eztarridun neurria izango dau. Orduan, indar ebakitzaila bat eragingo deusanez topeak ardatza eta berau beramturiko soldadurari, hurrengo ekuazioak erabili egingo dira. Jasango dauan indarra mahai mugikorraren eta tresneriaren pisuaren erdia izango da, bi ardatz eta bi tope ditu eta.

Hasierako datuak honako honeek izango dira:

- i. Ardatzaren txafanaren barne diametroa(d): 80mm
- ii. Topearen txafanaren kanpo diametroa(D): 120mm
- iii. Indarra(P):  $2200/2= 1100\text{kg}$
- iv. Maiztasun portzentuala( $h_b$ ): %80
- v. Kolpe koefizientea( $\varphi$ ): 1,3

Datuak ezarri eta gero, tentsioak kalkulatu egingo dira, trakziara:

$$\sigma_z = \frac{\varphi \cdot P}{A} = \frac{1,3 \cdot 1100}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 28,44 \text{ kg/cm}^2$$

Soldaduraren sekzioa:

$$F_{sold} = \frac{\pi}{4} \cdot (d + D)^2 = \frac{\pi}{4} (8 + 12)^2 = 314,15 \text{ cm}^2$$

Soldaduraren trakzio tentsioa ondoko ha izango da:

$$\rho_z = \frac{\varphi \cdot P}{A} = \frac{1,3 \cdot 1100}{314,15} = 4,55 \text{ kg/cm}^2$$

Behin datu honeek izanda nekearen erresistentzia erabilgarria kalkulatu daiteke.

$$P_{N \text{ MAX}} = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 = 2200 \cdot 1 \cdot 0,35 \cdot 1 = 770 \text{ kg/cm}^2$$

Non,

$$\sigma_0 = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 0,35$$

$$b_3 = 1$$

Maiztasun portzentuala %80-koa izanda, erabiliko dan segurtasun koefizientea 1,8 – 2,6 bitartekoa izango da.

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{770}{28,44} = 27 > 1,8 \div 2,6$$

$$v_{segur.} = \frac{p_{N \text{ max}}}{p_0} = \frac{770}{4,55} = 159 > 1,8 \div 2,6$$

Jon Iturregui Urrutia

Ingenieritza Mekanikoan Gradua

Bilbon, 2020ko urtarrilaren 15a

Sinatua: