

9. GAIA: ARDATZAK

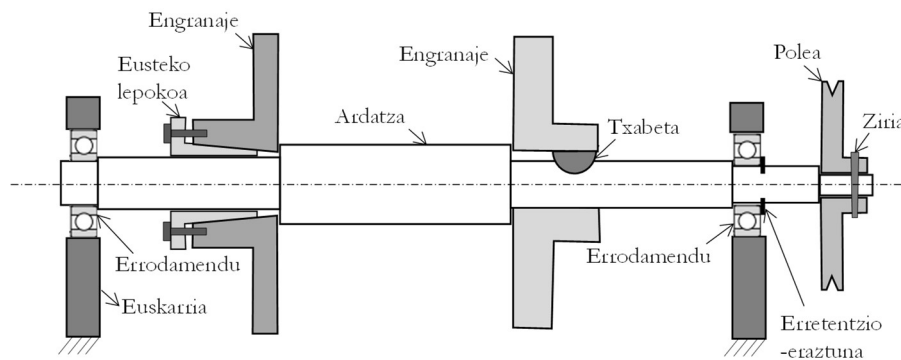
1. SARRERA

Bihurdura momentu bat w biraketa-abiadurarekin transmititzean P potentzia transmititzen duten elementu birakariak dira ardatzak (kasu gehienetan):

$$P = T \cdot w \quad (1)$$

Orokorrean, sekzio zirkularrekoak izaten dira, eta engranajeak, poleak, bolanteak eta abar bezalako elementuen euskarri eta errotazio-ardatz gisa erabiltzen dira; alde horretatik, ardatzak mailakatuta egon ohi dira (zenbait diametro ezberdin dituzte) elementu horietara egokitzeko, 1. irudiko adibidean ageri den moduan. Diametro-aldaketa horiek eta bestelako sekzio-irregulartasunek hala nola mataderak, euste-eraztunentzako artekak edo ziri edo larakoentzako zuloak (horiek guztiak beharrezkoak dira elementuak ardatzean kokatzeko eta finkatzeko) tentsio-kontzentrazio eremuak sortzen dituzte, eta horien eragin kaltegarria ahal den neurrian minimizatu egin behar da.

Oro har, komeni da ardatzak bi euskarritan jartzea, nahiz eta ardatz oso luzeetan ezinbestekoa den bi euskarri baino gehiago izatea. Ildo berean, hobe da euskarrien arteko ardatzen luzerak ahal bezain laburrenak erabiltzea, abantailak dakartzalako: lehenik, ardatzeko momentu makurtzailea murrizten da, ondoriozko tentsioak eta deflexioak minimizatuz; bigarrenik, euskarrien arteko luzera laburrak ardatzaren abiadura kritikoa handitzen du (abiadura kritikoaren kontzeptua aurrerago azaltzen da). Azkenik, ardatzaren hegalkin-indarrak saihesten saiatu behar da.



1. irudia. *Potentzia-transmisioko ardatz baten ohiko muntaketa baten eskema sinplifikatua. Egileen irudia.*

Ardatzaren gainean muntatutako elementuen (engranajeak, poleak, bolanteak...) euskarri eta errotazio-ardatz direnez, ardatzaren diseinu-prozesuak elementu horiekiko mendekotasuna du. Ardatz bat diseinatzeko urratsak hauek dira:

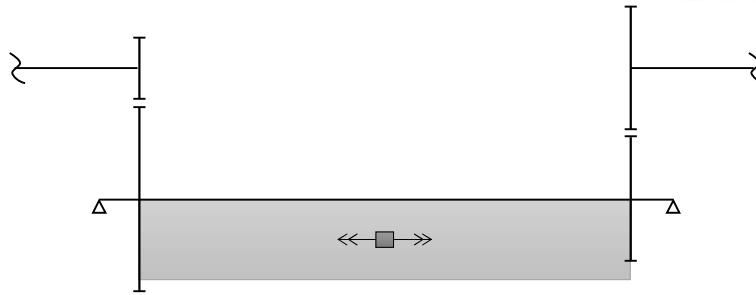
- 1) Ardatzaren sekzio kritikoak tentsioen arabera dimentsionatzea, estatika eta/edo nekea jasan dezaten.
- 2) Ardatzaren gainerako sekzioen neurriak ezartzea, ardatzaren gainean muntatutako elementuek ezarritako muntaia-baldintzak betetzeko.
- 3) Egiaztatu aurreko puntuen arabera dimentsionatutako ardatzaren deflexioak, maldak eta abiadura kritikoa onargarriak direla; hala ez bada, berdimentsionatu ardatza.

2. ARDATZAREN DISEINUA TENSIOETAN OINARRITUTA

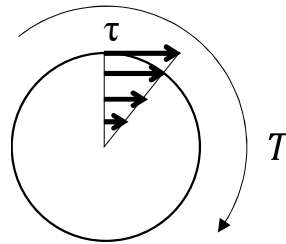
Beste edozein elementutan bezala, ardatzean gehien eskatzen den puntuaren tentsio-egoera aztertu behar da; tentsio-egoera hori onargarria bada, ez da ardatzaren hutsegitea gertatuko.

Ardatzean muntatutako elementuek (engranajeak, poleak, bolanteak...) egindako esfortzuek eragiten dituzte ardatzeko tentsioak. Esfortzu horiek honelakoak izan daitezke:

- a) Momentu tortsorea: oro har, ardatzaren zati batean baino ez dago (ikus 2. irudia), potentziaren sarrera eta irteera puntuen artean. Momentu tortsoreak sortutako tentsio tangenziala (3. irudia) hau da:



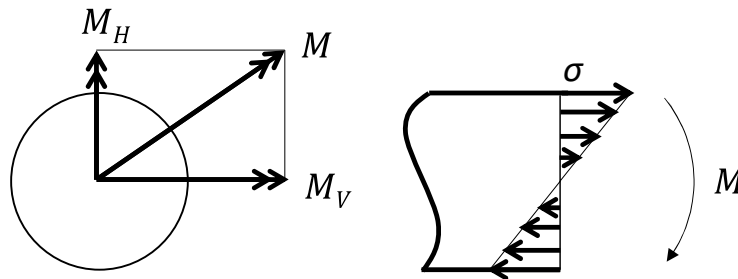
2. irudia. Tortsorepean dagoen ardatza. Egileen irudia.



3. irudia. Momentu tortsore batek sortutako tentsio-egoera. Egileen irudia.

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (2)$$

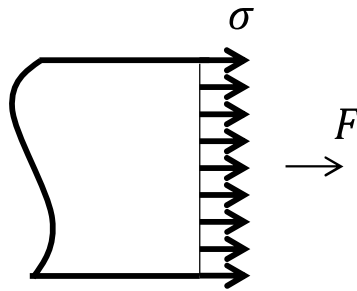
b) Momentu makurtzailea: oro har, ardatz batek flexio-momentuak izaten ditu zenbait planotan. Kasu horretan, momentu makurtzaile guztiak plano bertikalean eta horizontalean (M_V eta M_H) deskonposatu behar dira, eta horietatik abiatuta kalkulatu dira M_{TOT} momentu makurtzaile totala eta ondoriozko tentsio normala (4. irudia):



4. irudia. Momentu makurtzaile batek sortutako tentsio-egoera. Egileen irudia.

$$M_{TOT} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} \rightarrow \sigma = \frac{M \cdot r}{I} \quad (3)$$

c) Karga axiala: normalean engranaje helikoidalen eta/edo arrabol konikodun errodamenduen ondorioz sortzen da, eta karga axialak sortutako tentsio normalaren balioa (5. irudia) baztergarria izaten da flexioak eta bihurturak eragindako tentsioen aldean, nahiz eta hau ere kalkulatu behar izan.

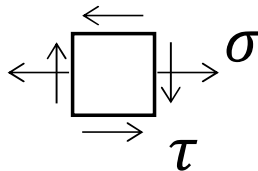


5. irudia. Karga axial batek sortutako tentsio-egoera. Egileen irudia.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Ardatz batean ere badaude esfortzu ebakitzailak eragindako tentsio tangentialak, baina ardatzak lerdenak direnez, tentsio horiek mespretxagarriak izaten dira.

Azken finean, ardatz baten punturik kaltetuen esfortzuen eraginarengatik tentsio-egoera 6. irudian ageri da.



6. irudia. Ardatz baten punturik kaltetueneko tentsio-egoera. Egileen irudia.

σ eta τ tentsioak konstanteak edo aldakorrak izan daitezke denboran zehar.

Kasurik sinpleenetik konplexuenera joanda, karga axialeko tentsio normalaren izaera aztertuko da lehenik. Tentsio horren adierazpena $\sigma = F/A$ da, (4) ekuazioaren arabera; beraz, F denboran zehar aldatzen bada ($F(t)$), $\sigma(t) = F(t)/A$ tentsio normala aldatu egiten da $F(t)$ -ren eredu beraren arabera, A azalera ez baita denborarekin aldatzen. Hau da:

- a) F konstantea bada, σ konstantea da.
- b) F alfernoa bada, σ alfernoa da.
- c) F beste edozein patroiren arabera aldatzen bada, σ -k eredu berari jarraitzen dio.

Ardatza biratzen ari den ala ez kontuan hartu gabe betetzen da hori.

Momentu tortsorea eta honek sortutako tentsio tangentialarekin gauza bera gertatzen da. Tentsio horren adierazpena $\tau = T \cdot r/J$ da; beraz, T denboran zehar ($T(t)$) aldatzen bada, $\tau(t) = T(t) \cdot r/J$ tentsioa aldatu egiten da $T(t)$ -k egiten duen moduan, r erradioa eta J inertzia polarra ez baitira denborarekin aldatzen. Hau da:

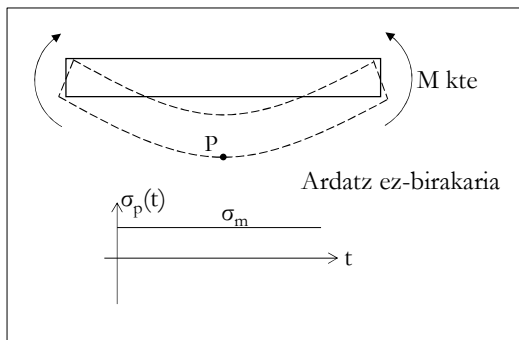
- a) T konstantea bada, τ konstantea da.
- b) T alfernoa bada, τ alfernoa da.

- c) T beste edozein patroiren arabera aldatzen bada, τ eredu berari jarraitzen dio.

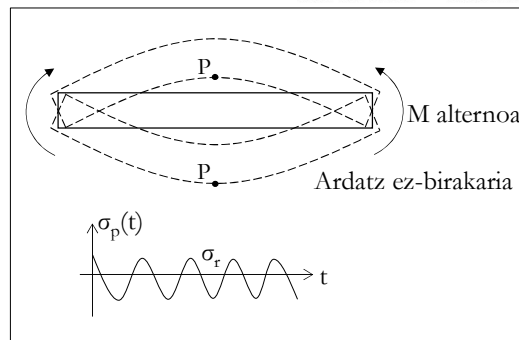
Berriro ere, ardatza biratzen ari den ala ez kontuan hartu gabe betetzen da hori.

Momentu makurtzailea eta tentsio normala aztertzea zailagoa da. Tentsio horren adierazpena $\sigma = M \cdot y / I$ da. Kasu horretan, M -ren aldagarritasunaz gain, kontuan hartu behar da biratzen ari bada ardatza, “ y ” distantzia (tentsioa aztertzen ari garen puntuaren eta ardatzeko zuntz neutroaren arteko distantzia) aldatu egingo dela ardatza biratu ahala. Hau da, tentsioa $\sigma(t) = M(t) \cdot y(t) / I$ da (inertzia da denborarekin aldatzen ez den bakarra). Hala, ardatzak bira egiten duen ala ez, kasu hauek gerta daitezke:

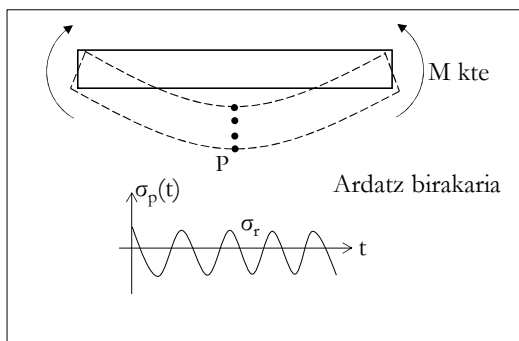
- a) Ardatzak ez badu biratzen, “ y ” ez da aldatzen denboran zehar, eta, beraz, $\sigma(t) = M(t) \cdot \eta / I$ tentsioa aldatu egiten da $M(t)$ egiten duen modu berean. Hau da:
 - a.1. M konstantea bada, σ konstantea da (7a irudia).
 - a.2. M alternoa bada, σ alternoa da (7b irudia).
 - a.3. M beste edozein patroiren arabera aldatzen bada, σ eredu horri jarraitzen dio.
- b) Ardatzak bira egiten badu, “ y ” aldatu egiten da denboran zehar $y(t)$; beraz, $\sigma(t) = M(t) \cdot \eta(t) / I$ tentsioa aldatu egiten da $M(t) \cdot y(t)$ konbinazioak egiten duen modu berean. Hau da:
 - b.1. M konstantea bada, σ alternoa da (“ y ” alternoa baita ardatzaren biraketaren ondorioz) (7c irudia).
 - b.2. M alternoa bada, orokorrean σ forma konplexua izango du, 7d irudikoa bezalakoa ($M(t) \cdot \eta(t)$ produktuen arabera).



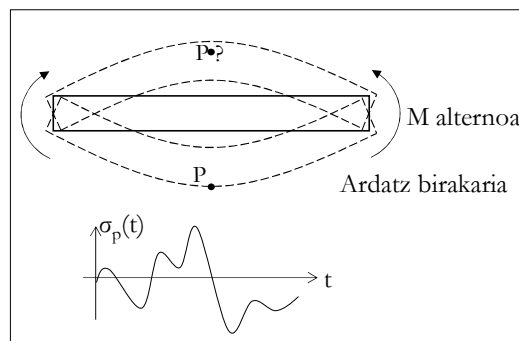
a)



b)



c)



d)

7. irudia. Ardatzean flexio bidezko tentsio normala, egoera desberdinetan. Egileen irudia.

Aurreko gaietan azaldu den bezala, esfortzuen eraginarengatik ardatzeko punturik kaltetuenaren tentsio-egoera denboran konstantea bada, egin beharreko analisiak estatikoa izan behar du; tentsio-egoera denboran aldakorra bada, ardatzaren azterketa nekekoa izan behar du.

Oro har, ardatzak material harikorrekin egiten dira; beraz, ondoren azaltzen diren kalkulu estatikoak eta nekea material harikorrekin lotuta daude.

2.1 Ardatzen kalkulu estatikoa

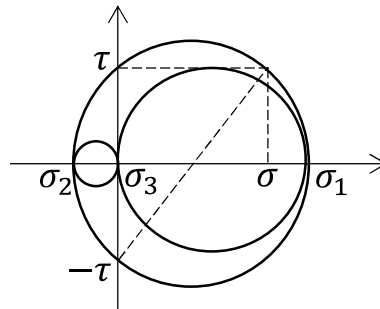
6. irudiko σ (flexio eta/edo axial bidez) eta τ (torsore bidez) tentsioak denboran konstanteak direnean, ardatza estatika bidez kalkulatu behar da. Tentsio-egoera multiaxiala denez, hutsegite teoriak erabiliz egiten da analisisa.

3. gaian adierazi den bezala, material harikorreterako esfortzu ebakitzailen maximoaren teoria (Tresca) edo distortsio maximoko energiaren teoria (von Mises) erabiltzen dira orokorrean:

$$\sigma_{eq} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_1 - \sigma_3|, |\sigma_2 - \sigma_3|) < \sigma_{yp} \text{ (Tresca)} \quad (5a)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} < \sigma_{yp} \text{ (von Mises)} \quad (5b)$$

6. irudiko tentsio-egoeran, hauek dira tentsio nagusiak:



$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (6a)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (6b)$$

$$\sigma_3 = 0 \quad (6c)$$

(6) adierazpenak (5) adierazpenean ordezkatzuz, ardatzaren hutsegite estatikoa gerta ez dadin, hau bete behar da:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} < \sigma_{yp} \text{ (Tresca)} \quad (7a)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} < \sigma_{yp} \text{ (von Mises)} \quad (7b)$$

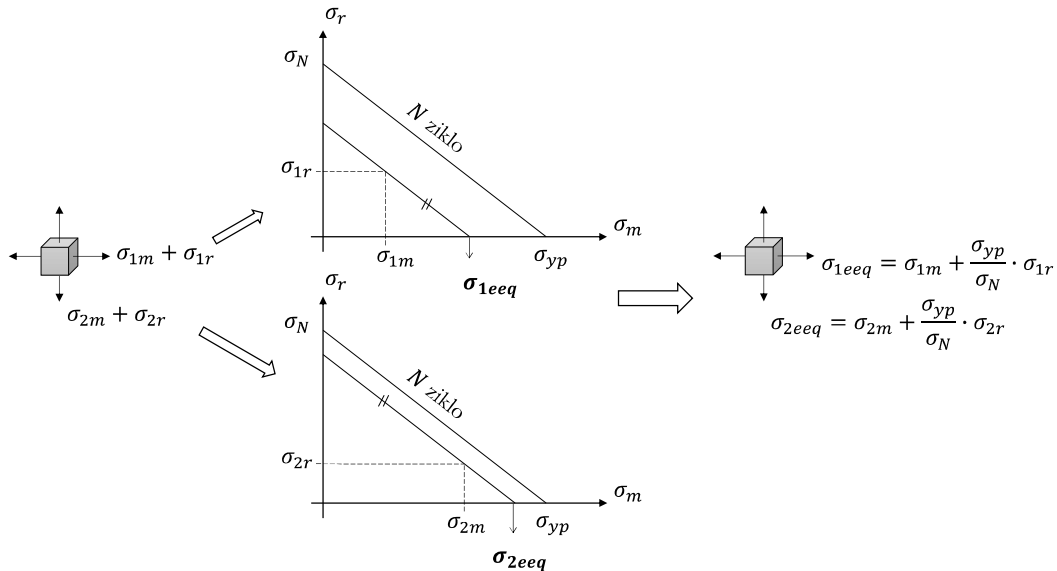
Material harikorreko ardatzak direnez, eta 2. gaian azaldutakoaren arabera, kalkulu estatiko horrek ez ditu kontuan hartzen ardatzean egon daitezkeen tentsio-kontzentrazioak, adibidez, sekzio-aldaletengatik.

2.2 Ardatzen neke kalkulua

2. irudiko σ (flexioaren eta/edo axialaren bidezkoa) edo τ (torsoreak eragindakoa) tentsioetako bat denboran aldakorra denean, ardatza nekearen arabera kalkulatu behar da. Tentsio-egoera multiaxiala denez, analisia 7. gaian azaldutako prozedurari jarraituz egiten da; kasu orokorrago gisa, tentsioaren batez besteko osagaia nulua ez den kasua aztertzen da. Gai horretan azaltzen denez, tentsio-egoera multiaxial batek N ziklo jasan ditzakeen egiaztatze, bi urratseko prozedura erabiltzen da.

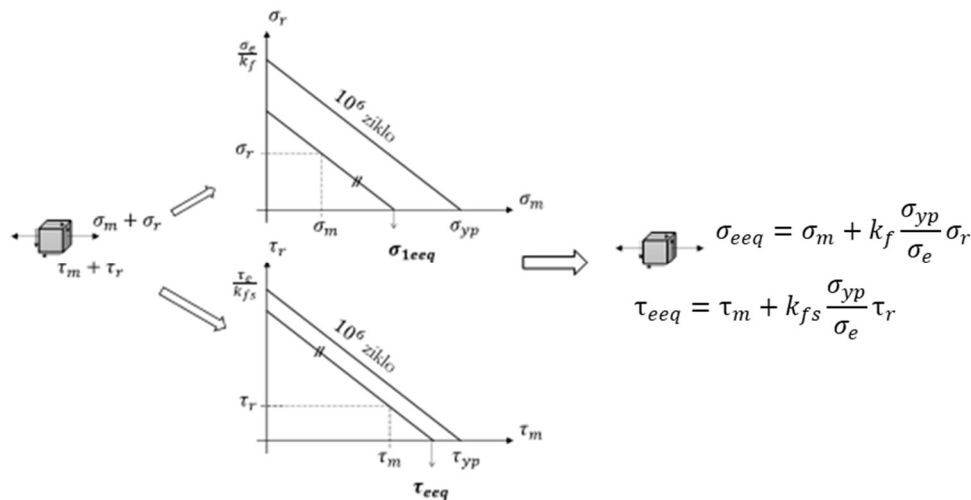
Lehenik eta behin, σ_{1eq} eta σ_{2eq} tentsio nagusien maila multiaxial estatiko baliokidea lortzen da Soderberg edo Goodman zuzenen bidez (material harikor edo hauskorrerako, hurrenez

hurren). σ_{1eq} eta σ_{2eq} balioak 8. irudiko formulen bidez kalkulatzeko dira (7. gaitik ateratako irudia, honen azpian dauden kontzeptuak sakon azaltzen dituen).



8. irudia. Tentsio estatiko baliokide nagusiak (material harikorra). Egileen irudia.

Ardatzak bizitza infiniturako kalkulatzeko dira, eta, beraz, $N=10^6$ ziklorako; gainera, oro har, ardatzean gehien eskatzen diren sekzioak tentsioen kontzentrazio-eremu bat dutenak dira (diametro-aldaketa, matadea...). Hori dela eta, σ_N -ren balio gisa σ_e/k_f hartzen da. Bestalde, tentsio nagusiekin lan egin beharrean, ardatzetan zuzenean lan egingo da σ tentsio normalarekin eta τ tentsio tangentialarekin. Hala, 8. irudia erabili beharrean, 9. irudia erabiltzen da, non σ_{eq} eta τ_{eq} tentsio estatiko baliokideak lortzen baitira. Kontuan izan behar da, ordea, σ_{yp}/σ_e -ren ordez τ_{yp}/τ_e formularen agertu behar lukeela, baina $\tau_{yp}/\tau_e = \sigma_{yp}/\sigma_e$ betetzen da.

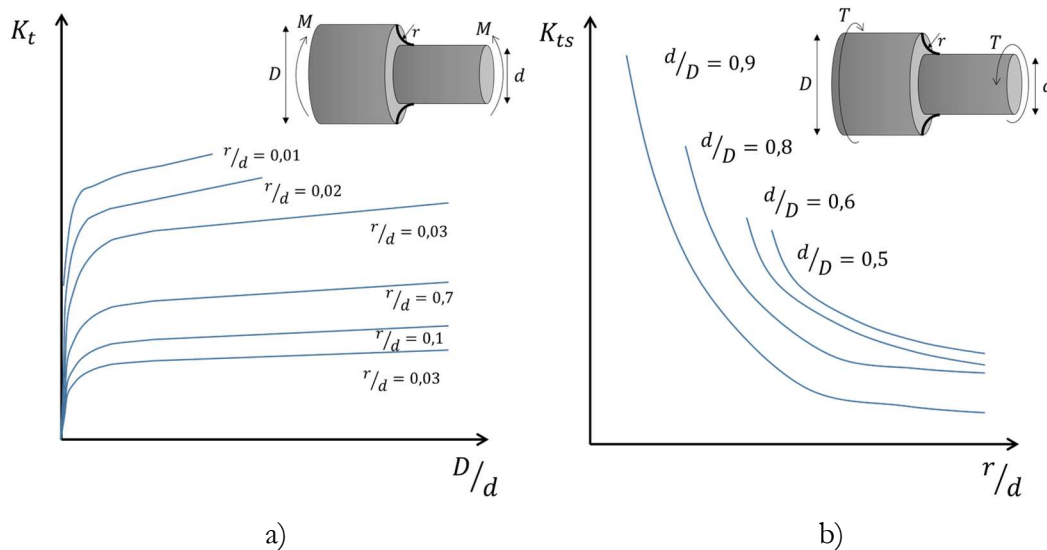


9. irudia. Tentsio estatiko baliokideak (material harikorra) ardatzen nekea kalkulatzeko.

Egileen irudia.

σ_{eeq} eta τ_{eeq} erabiltzeak abantaila hauek ditu σ_{1eeq} eta σ_{2eeq} –en erabileraren aurrean:

- Ez da kalkulatu eta lan egin behar tentsio nagusiekin. Horrek sinplifikatu egiten du kalkulua.
- σ_{eeq} eta τ_{eeq} adierazpenetan ageri diren “ k_f ” terminoak zuzenean daude adierazita momentu makurtzaileari eta torsoreari, hurrenez hurren: tentsio normala momentu makurtzaileak sortzen du (oso txikia izan ohi den karga axial batek eragindako tentsioa mespretxatzen da), eta, beraz, σ_{eeq} -ren formulako “ k_f ”-ren balioa 10a iruditik ateratzen da (irudiko sekzio aldaketa baterako). σ_{1eeq} eta σ_{2eeq} erabili izan balira, k_f -ren balioek tentsio nagusiei buruzkoak izan beharko lukete, eta ez dago tentsio nagusiei dagokien 10. irudiko grafikorik.



10. irudia. Formula hauetan k_f kalkulatzeko erabiltzen diren k_t faktoreak: a) σ_{eq} (flexioa) b) τ_{eq} (bihurdura). Egileen irudia.

Tentsio estatiko baliokideak kalkulatu ondoren, ardatzak bizitza infinituan duen balioa egiaztatzen da von Misesen hutsegite-teoriaren bidez (Trescaren teoria ere erabil daiteke). Lehenago garatu denez, von Misesen adierazpena honako hau litzateke:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + 3\tau_{eq}^2} < \sigma_{yp} \quad (8)$$

Beraz, baldintza hori betetzen bada, ardatzak bizitza infinitua izango du.

10. irudiko grafikoak ardatzaren tentsio-egoera kaltetuena (esfortzuen eraginarengatik) ardatzaren diametro-aldaketako sekzio batean gertatzen denean erabiltzen dira. Hala ere, tentsio-egoera hori matadera batean, larakoarentzako zuloan, euste-eraztunean edo tentsioak kontzentratzeko beste gune batean gertatzen bada, k_f -balioak dagozkien k_t -tauletatik abiatuta kalkulatu behar dira.

Azaldutako prozedurak aukera ematen digu zehazteko ea guztiz dimentsionatutako ardatz batek (bere diametroekin, sekzio-aldaketekin, mataderak...) bizitza infinitua izango duen edo ez; hau da, ardatzak nekera aztertze balio du. Hala ere, kontrakoa gertatu ohi da: diseinatzaileak ardatza (zerotik hasita) dimentsionatzeko eskatzen zaigu, bizitza infinitua izan dezan. Ardatz baten diseinua iterazio-prozesu bat da, eta urrats hauek ditu:

- a) Lehenengo iterazioan, “begiz” neurtzen da ardatza, haren diametroekin, sekzio-aldaketekin, mataderak eta abarrekin, haren gainean muntatuko diren elementuetara

egokitzeko (engranajeak, poleak...). Kontserbakorrak izateko, tentsio-kontzentrazioko eremu horietako k_f -ren kalkuluan 1. taulakoen antzeko k_t balioak erabiltzen dira.

	Makurdura	Bihurdura
Diametro aldaketa zakarra ($r/d=0,02$)	2,7	2,2
Diametro aldaketa leuna ($r/d=0,1$)	1,7	1,5
Txabeteroa	2,0	3,0
Euste-eraztuna	5,0	3,0

1. taula. k_t faktoreen balio kontserbadoreak; horietatik abiatuta kalkulatzen da k_f , ardatzaren dimentsionamenduaren lehen iteraziorako. Egileen taula.

b) “Asmatutako” ardatz horrekin, ardatzaren neke-analisia egiten da, eta haren bizitza infinituko balioa zehazten da. Anlisi horren emaitzen arabera, ardatza birdimentsionatu egiten da.

c) Bigarren iterazioan, lehenengo iteraziotik lortutako ardatza hartzen da abiapuntutzat, eta prozesu osoa errepikatzen da berriro. Iterazio-prozesuak aurrera egin ahala, ardatzaren dimentsioak gero eta doituagoak izango dira, azken diseinu ezin hobea lortu arte.

2.3 Ardatzen kalkulua ASME kodearen bidez

Aurreko ataletan azaldutako prozedura teorikoetatik haratago, ASME bezalako arau edo kodeak daude, ardatza askoz modu erraz eta kontserbakorragoan diseinatzeko. Metodo hori Trescaren hutsegite estatikoaren teorian oinarritzen da, eta, lehenago aurkeztu den moduan, adierazpen hau du:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} < \sigma_{yp} \quad (9)$$

Trescaren σ_{eq} tentsio baliokidea bigatik zatituta, teoriari izena ematen dion τ_{max} tentsio ebakitzailerik maximoa lortzen da (ikus 3. gaia):

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{eq}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} < \frac{\sigma_{yp}}{2} = \tau_{yp} \quad (10)$$

Ordezkatuz $\sigma=Mr/I$ eta $\tau=Tr/J=Tr/(2I)$:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} < \tau_{yp} \quad (11)$$

ASME kodeak adierazpen hau hartzen du oinarri (11). Hala ere, Trescaren teoria hutsegite estatikoaren teoria da eta ez neke-hutsegitearen teoria; hori gutxi balitz, adierazpen horrek ez ditu kontuan hartzen ardatzean egon daitezkeen tentsio-kontzentrazioak. Bi faktore horiek kontuan hartzeko, ASME kodeak M eta T momentuen balioak handitzen ditu C_m eta C_t koefizienteen bidez, hurrenez hurren (ikus 2. taula). Tentsioen aldakortasunaz eta tentsio-kontzentrazio posiblez gain, koefiziente horiek M eta T esfortzu eragileen eragin-maila ere hartzen dute kontuan. ASME kodearen formula, beraz, honela geratzen da:

$$\tau_{max} = \frac{r}{J} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} < \tau_{yp} \quad (12)$$

	C_m	C_t
ARDATZ FINKOAK (EZ BIRAKORRAK):		
Karga gradualki aplikatua (konstantea)	1,0	1,0
Bat-batean aplikatutako karga	1,5-2,0	1,5-2,0
ARDATZ BIRAKORRAK:		
Karga gradualki aplikatua (konstantea)	1,5	1,0
Bat-batean aplikatutako karga, talka txikiak bakarrik	1,5-2,0	1,0-1,5
Bat-batean aplikatutako karga, talka handiak	2,0-3,0	1,5-3,0

2. taula. ASME kodearen bidez ardatzak kalkulatzeko C_m eta C_t -en balioak. Egileen taula.

Adierazpen horretatik, bizitza infiniturako ardatzaren sekzio kritikoak izan behar duen r erradioa lortzen da. Hortik aurrera, ardatza erabat dimentsionatzen da (sekzio-aldaketekin, mataderak...), eta kalkulua kontserbakorra dela onartzen, dagozkion tentsio-kontzentrazioak inplizituki jaso baitira C_m eta C_t koefizienteen bidez.

ASME kodearen adierazpena ulertzeko, demagun ardatz batek ez duela biratzen (ardatz finkoa), eta M eta T karga batzuk dituela, pixkanaka aplikatzen direnak. Baldintza horietan, ondoriozko tentsioak konstanteak dira, eta, beraz, egin beharreko analisia estatikoa da. Horretarako, Trescaren hutsegite-teoria erabiltzen da, M eta T handitzatu gabe, hau da, 1. taularen arabera 1 balio duten C_m eta C_t koefizienteekin. Gainera, ardatzak tentsio-kontzentrazioarik badu, ez dira kontuan hartzen, material harikor baten hutsegite estatikoa baita.

Demagun, orain, ardatz hori bera, pixkanaka aplikatzen diren M eta T kargen mende (konstanteak, ondorio praktikoetarako), biraka ari dela (ardatz birakaria). Kondizio horietan, τ tentsio tangenziala konstantea da, eta σ tentsio normala, berriz, alternoa. Hori dela eta,

Trescaren adierazpena aplikatzean, ASME kodeak M momentu makurtzailea handitzen du, 1,5 koefizientearekin, tentsio arruntaren izaera alternoa kontuan hartzeko; T momentu torsortzailea, berriz, ez da maioratzen. Gainera, handitze-koefizienteak tentsio-kontzentrazioaren eragina ere jasotzen du (metodo klasikoan kf faktorearen bidez hartzen da kontuan), baldin eta ardatzak diámetro-aldaketa, matadera edo antzeko aldaketaren bat badu sekzio kritikoan.

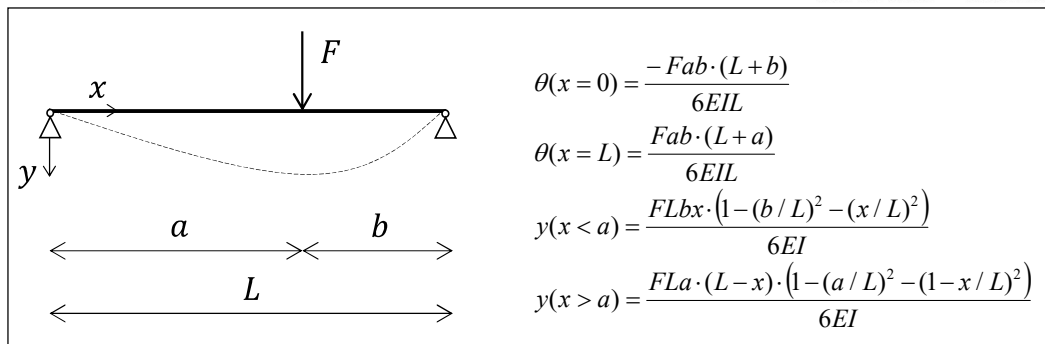
3. ARDATZAREN DISEINUA DEFLEXIOETAN OINARRITUTA

Ardatzaren geometria tentsioetan oinarrituta guztiz dimentsionatu ondoren, egiaztatu egin behar da esfortzu eragileek sortutako deflexioak eta maldak ez direla gehiegizkoak. Horiek gehiegizkoak badira, ardatzaren gainean muntatutako elementuen (engranajeak, poleak...) edo haien gainean bermatzen diren errodamenduen funtzionamendu okerra eragin dezakete, elementu horien bizitza erabilgarria nabarmen murriztuz. Alde horretatik, bibliografian, elementu horiek muntatzen diren ardatzaren sekzioetan onargarriak diren gehieneko deflexio eta malden gutxi gorabeherako balioak aurki daitezke (ikus 3. taula adibide gisa).

	GEHIENEZKO MALDA ONARGARRIA ($\theta_{\max}$)
Errodillo konikodun errodamenduak	0,0005-0,0012 rad
Errodillo zilindrikodun errodamenduak	0,0008-0,0012 rad
Artezka sakoneko boladun errodamenduak	0,001-0,003 rad
Kontaktua angelu arduraz boladun errodamenduak	0,026-0,052 rad
Hortz zuzendun engranaje zilindrikoa	0,026-0,052 rad
	GEHIENEZKO GEZI ONARGARRIA ($y_{\max}$)
Hortz zuzendun engranaje zilindrikoa (<10 hortzdun/diámetroaren hozkada)	0,01 pulg
Hortz zuzendun engranaje zilindrikoa (10-15 hortzdun/diámetroaren hozkada)	0,005 pulg
Hortz zuzendun engranaje zilindrikoa (15-20 hortzdun/diámetroaren hozkada)	0,003 pulg

3. taula. Ardatzen malda eta deflexioen ohiko balio onargarriak. Egileen taula.

Deflexioen eta malden balioak kalkulatzeko, materialen erresistentziaren formulak erabiltzen dira. 11. irudian, karga puntualpean diametro konstantea duen eta bi euskarri dituen ardatzaren kalkulu-adierazpenak ageri da adibide gisa.



11. irudia. Karga puntual baten eraginpean dagoen ardatz baten maldak eta deflexioak. Egileen irudia.

Ardatzaren sekzio bateko “y” deflexioa (11. irudia) “ $y_{\max}$ ” balio onargarria (2. taula) baino handiagoa bada, berriz dimentsionatu behar da ardatza. Ardatzak diametro desberdineko zenbait zati baditu, berdimentsionatzeko alternatiba azkar, erraz eta kontserbakor bat diametro guztiak eta bakoitza proportzio berean handitzea da. Deflexioak inertziaren mende daudenez, hau da, diametroa ber lau (diámetroa⁴) (ikus 11. irudia), $y < y_{\max}$ baldintza bete dadin, nahikoa izango da (d_{berria}) diametro berriak $(y/y_{\max})^{1/4}$ aldiz handiagoa izatea d_{aurrekoa} aurreko diametroa baino.

$$d_{\text{berria}} = d_{\text{aurrekoa}} \cdot \left(\frac{y}{y_{\text{adm}}} \right)^{1/4} \quad (13)$$

Maldak inertziaren mende ere badaude (ikus 11. irudia); beraz, atal bateko “ θ ” maldak “ $\theta_{\max}$ ”, balio onargarria gainditzen badu, ardatzaren diametro berriek honelakoak izan behar dute:

$$d_{\text{berria}} = d_{\text{aurrekoa}} \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_{\text{adm}}} \right)^{1/4} \quad (14)$$

Diametro guztiak proportzio berean handituz gero, eta erradioak ere proportzio berean handituz gero, sekzio-aldaketen arabera, tentsio-kontzentrazioak ez aldatzea lortzen da (k_f ez da aldatzen D/d eta r/d ez direlako aldatzen, ikus 10. irudia), eta, hala, ez da berriro kalkulatu behar ardatza tentsioen arabera.

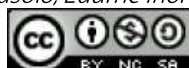
Azkenik, deflexioaz eta maldaz gain, ohikoa da ardatzaren biraketaren gehieneko balio onargarriak ere izatea, momentu tortsorea dela eta.

4. ARDATZAREN DISEINUA BIBRAZIOETAN OINARRITUTA

Aurreko ataleko deflexio estatikoez gain, ardatzaren bibrazioak gehiegizkoak ez direla Makinen Diseinua

Mikel Abasolo, Edurne Iriondo eta Javier Corral

14



egiaztatutako behar da.

Ardatzak bira egiten duenean, haren gainean muntatutako elementuen grabitate-zentroen eszentrikotasun txiki batek indar zentrifugoak sortzen ditu. Biraketa-abiadura ardatzaren lehenengo flexio-maiztasun naturalarekin bat badator (abiadura kritikoa izendatua), indar zentrifugoek bibrazio-modu hori kitzikatzen dute eta ardatza erresonantzian sartzen da. Egoera horretan, deflexio estatikoak nabarmen handitzen dira (ikus 4. gaiaren 2. irudia), eta, beraz, maldak, ardatzeko tentsioak eta euskarrietako erreakzioak ere handitu egingo dira. Horrek guztiak sistemaren hutsegite katastrofiko bat eragin dezake: ardatzak berak, bere artean muntatutako elementuek, errodamenduek, euskarriek... huts egin dezakete. Fenomeno hori saihesteko, ardatzak dimentsionatu egiten dira abiadura kritikoa bere biraketa-abiadura baino askoz handiagoa izan dadin (gutxienez biraketa-abiadura bikoitza edo hirukoitza), horrela ardatzak eremu kuasiestatikoan lan egiten du, eta, beraz, deflexio estatikoa ez da anplifikatzen (anplifikazio dinamikoa $D(\hat{w})=1$, ikusi 4. gaiko 2. irudia). Alegia, diseinatutako ardatzak baldintza hau bete behar du (bi euskarrietako ardatzentzat balio duen formula):

$$w_{eje} \ll w_{critica} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum(m_i \cdot y_i)}{\sum(m_i \cdot y_i^2)}} \quad (15)$$

$w_{kritikoa}$ abiadura kritikoa adierazpen (rad/s-tan), g grabitatearen azelerazioa da (m/seg²-tan), m_i ardatzean muntatutako elementu bakoitzaren masa da (kg-tan) (engranajeak, poleak...), eta, azkenik, y_i ardatzaren deflexio estatikoa da (m-tan), i masako i elementu bakoitza muntatzen den sekzioan (flexio estatikoaren balioa eta 11. iruditik lortzen da). Formula horrek ez du kontuan hartzen ardatzaren pisua propioa, eta, beraz, soilik balio du pisu hau mespretxagarria denean ardatzean muntatutako elementuen pisuarekin konparatuz.

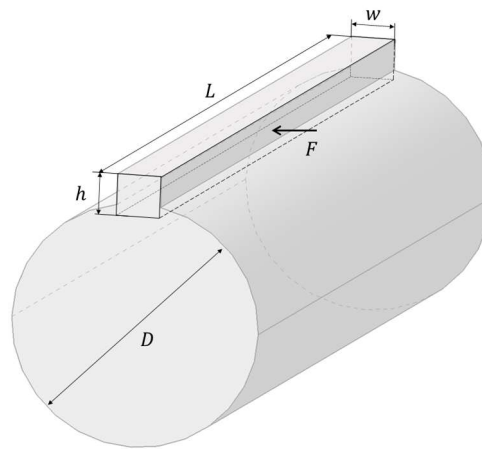
5. ARDATZARI LOTUTAKO ELEMENTUEN DISEINUA

Ardatzaren gainean zenbait elementu muntatzen dira, hala nola engranajeak, enbrageak, poleak, errodamenduak, bolanteak eta abar. Hala, ardatzaren diseinu-prozesuak elementu horiekin duen mendekotasuna ikus daiteke aurreko ataletan.

Ardatzari lotutako elementu gehienek azterketa berezia merezi dute, duten konplexutasunagatik eta garrantziagatik, eta sakonki aztertuko dira ikasmaterial honen ondorengo gaitan. Hala ere, elementu osagarri sinpleagoak daude, hala nola, txabetak, larakoak, ardatz ildaskatuak edo euste-eraztunak. Horiek aztertuko ditugu ondoren.

5.1 Txabetak

Txabetek momentu torsorea ardatzaren eta gainean muntatutako elementuaren artean transmititzeko balio dute. Txabeta-mota asko daude (zirkularrak, trapezoidalak, Woodruff...). Horien artean, ohikoenak zeharkako sekzio karratukoak edo angeluzuzenekoak dira (12. irudikoa, adibidez), non w eta h zabalera normalizatuta baitaude ardatzaren diametroaren arabera (ikus 4. taula); hala, diseinatzaileak ardatzaren eta haren gainean muntatutako elementuaren artean transmititzeko T momentua izan behar duen L luzera baino ez du kalkulatu behar.



12. irudia. Sekzio karratuko txabeta. Egileen irudia.

ARDATZEREN NEURRIAK		TXABETAREN NEURRIAK		
-tik	-ra	w	h	Mataderaren altuera totala(h/2)
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
		1/8	1/8	1/16
9/16	7/8	3/16	1/8	1/16
		3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/4	1/4	3/16	3/32
		1/4	1/4	1/8
1 1/4	1 3/8	5/16	1/4	1/8
		5/16	5/16	5/32
1 3/8	1 3/4	3/8	1/4	1/8
		3/8	3/8	3/16
1 3/4	2 1/4	1/2	3/8	3/16
		1/2	1/2	1/4
2 1/4	2 3/4	5/8	7/16	7/32
		5/8	5/8	5/16
2 3/4	3 1/4	3/4	1/2	1/4
		3/4	3/4	3/8

4. taula. Sekzio karratuko eta angeluzuzeneko txabeten neurri normalizatuak (hazbetetan).

Egileen taula.

Kalkulua egiteko, txabetaren gainean $F=T/R$ indar batek eragiten duela jotzen da, 12. irudian ageri den bezala. Sinplifikazio bat da, noski; izan ere, txabetaren eta mataderaren arteko lasaiaren eta lotutako elementuen zurruntasunen arabera da indarraren banaketa erreala.

Modu sinplean esan daiteke, F indar horren eraginez, txabetak ebakitzailera huts egingo duela (azalera ebakitzailera = $w \cdot L$) edo zapalketara (zapalketa-eremua = $h \cdot L/2$). Ondorioz, hutsegiterik gerta ez dadin, tentsio ebakitzailera eta zapaltzaileek balio onargarrien azpitik egon behar dute:

$$\tau = \frac{T/R}{wL} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \text{ (Ebakidurara)} \quad (16a)$$

$$\sigma = \frac{T/R}{hL/2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \text{ (Zapalketara)} \quad (16b)$$

Bi ekuazio horiek ebatzita, txabetak izan behar duen L luzera lortzen da. Luzera hori:

a) Ezin izango da elementuaren luzera baino handiagoa izan, ez nabarmentzeko.

- b) Ardatzaren diametroa 1,5 aldiz ez gainditzea gomendatzen da, txabeta ardatzaren bihurturagatik gehiegi deforma ez dadin.

Kalkulatutako L luzera gehiegizkoa bada eta bi baldintza horietako bat ere betetzen ez badu, $L/2$ luzerako bi txabeta erabiltzen dira, bata bestetik 90° -ra edo 180° -ra jarrita.

Azkenik, formulatan erabiltzen den CS segurtasun-koefizienteari dagokionez, oso balio handiak erabiltzea ez da gomendatzen, gainkarga izanez gero txabetak fusible mekanika izateko. Beste era batera esanda, gehiegizko esfortzua gertatzen denean, txabetak hausteko diseinatu behar dira; txabeta apurtzen denean, gainkarga gertatu den elementua gainerako makinatik deskonektatuta geratzen da, gainkarga hori beste pieza mekaniko garrantzitsu batzuetara iristea eragotziz, hala nola motorrera, poleetara, engranajeetara eta abarretara, eta hauen huts egitea. Sistema konpontzeko, txabeta ordezkatu besterik ez da egin behar, beste elementurik ez baita hondatuko.

5.2 Beste elementu batzuk: pasadoreak, atxikitze-eraztunak

Beste elementu osagarri batzuen kalkulua txabetena bezalakoa da, baina ez da hemen azalduko. Hala ere, gailu horien funtzioari eta ezaugarriei buruzko ideia orokor batzuk zerrendatuko dira.

- a) Larakoek momentu eragilea transmititzen dute (txabetek baino gutxiago) eta axialki finkatzen dute (ikus 1. irudia eta 13a irudia).
- b) Ardatz ildaskatuek momentu pare handiak transmititzeko balio dute, eta, askotan, ardatz-gidariaren funtzioak betetzen dituzte, adibidez, enbrageetan (ikus 13b irudia). Txabeten kalkuluaren antzekoa da.
- c) Euste-eraztunak elementuak axialki finkatzeko erabiltzen dira (ikus 1. irudia eta 13c irudia).

Sistema horiek guztiek, txabetak barne, ardatzean tentsioen kontzentrazio-eremuak sartzen dituzte, eta horiek kontuan hartu behar dira ardatza lehen aipatu den bezala nekera diseinatzeko orduan (ikus 11. irudia euste-eraztunen arteketarako k_t balioetarako). Alde horretatik, elementuak ardatzera lotzeko modurik “garbiena” presio-doikuntza bat egitea da, baina tentsio-kontzentrazio txikiak ere sortzen ditu, eta, gainera, fretting-arazoak ere sor daitezke; zoritxarrez, presio-doikuntza baten momentuaren transmisio eta finkatze-ahalmen axiala askoz txikiagoa da aipatutako elementuena baino.



a)

b)

c)

**13. irudia. Ardatzari lotutako elementuak: a) larakoa b) ardatz ildaskatua c) euste-
eraztunak. Egileen irudia.**