

ПУНИ НОСАЧИ

53. Обликовање попречних пресека пуних лимених носача

Опште:

Примењују се у мостоградњи и зградарству.

Статички системи: гредни систем, оквирни носачи, системи са косим затегама, viseћи системи.

Основне предности пуних лимених носача у односи на ваљане:

- мања тежина конструкције
- велике могућности обликовања попречног пресека
- савладавање великих распона и прихватање великих оптерећења
- варирање димензија попречног пресека и прилагођавање димензија пресека стварним потребама (покривање дијаграма момената)
- могућност оптимизације попречног пресека

Недостатак:

- већа јединична цена

Пуни лимени носачи могу да буду:

- једнозидни - отвореног попречног пресека (бисиметрични или моносиметрични I)
- вишезидни - отвореног или затвореног - сандучастог попречног пресека (једноћелијски или вишећелијски)

Могу да буду у завареној или закованој изради.

Примена сандучастих пуних лимених носача:

- када није могуће бочно придржавање (имају велику торзиону крутост и крутост на савијање око слабије осе инерције)
- када је ограничена грађевинска висина, односно висина конструкције
- у случају великих распона и оптерећења
- у случају значајних торзионих утицаја.

ОБЛИКОВАЊЕ

➤ Ребро

Висина носача (ребра) зависи од распона носача, интензитета оптерећења и деформацијских критеријума:

- у високоградњи $h = L/20 - L/35$
- код друмских мостова $h = L/15 - L/25$
- код железничких мостова $h = L/10 - L/15$

За просте греде препоручују се веће, а за континуалне носаче мање висине у оквиру наведених опсега. Ако су деформацијски услови строги, носачи морају да поседују велику крутост на савијање, што се најједноставније постиже повећањем њихове висине.

Дебљина ребра треба да буде што је могуће мања, јер се њеним повећањем не добија битан пораст носивости носача на савијање, а битно се повећава укупна тежина. Међутим, од површине ребра директно зависи отпорност носача на смицање, јер ребро прихвата готово целокупну смичућу силу. Дакле, дебљина ребра треба да буде минимална, али ипак довољна да са задовољавајућим фактором сигурности прихвати смичуће силе. Осим тога дебљина доминантно утиче и на отпорност ребра на избочавање услед смичућих и нормалних напона.

У функцији висине ребра и интензитета оптерећења:

$$t_w [\text{mm}] = \begin{cases} 8 + 2h_w [\text{m}] & \text{за мања оптерећења} \\ 9 + 2,5h_w [\text{m}] & \text{за веће оптерећења} \end{cases}$$

У функцији висине ребра:

$$t_w = \begin{cases} h_w / 120 & \dots (S235) \\ h_w / 100 & \dots (S355) \end{cases}$$

➤ Појасне ламеле

Највећи део момената савијања се прихвата помоћу појасних ламела - ножица. Стога се појасеви обликују тако да имају што већу површину, како би се постигла што већа носивост пресека на савијање.

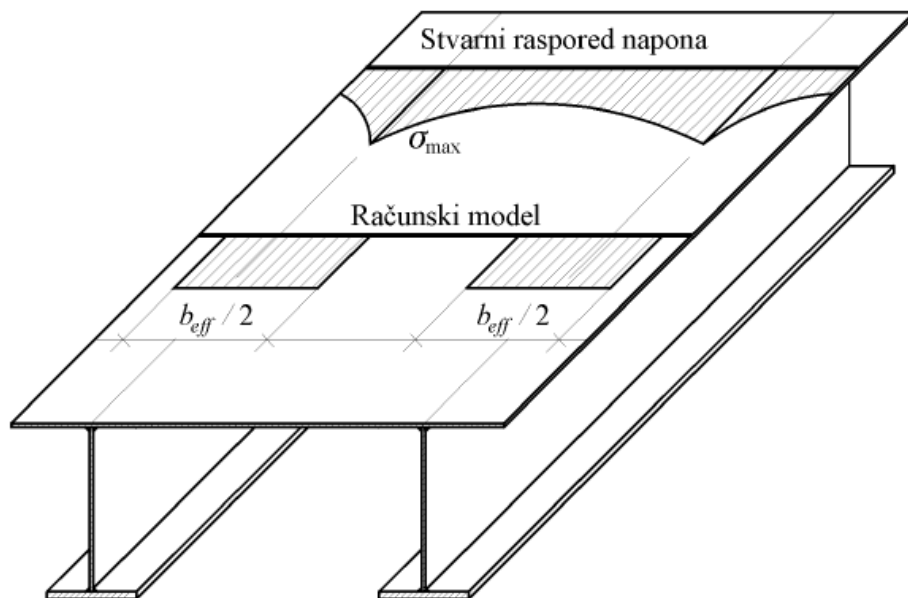
Ширина појасних ламела зависи од типа носача, интензитета оптерећења, намене носача итд. Максимална ширина појасне ламеле условљена је виткошћу конзолног препуста ($\lambda_k = c / t_f$). Да би комплетна појасна ламела била ефективна, неопходно је да буде испуњен услов: $c / t_f < 14 \epsilon$, односно $t_f > c / 14 \epsilon$, где је c референтна дужина конзолног препуста појасне ламеле.

При заваривању појасних ламела велике дебљине може доћи до појаве вишеосног напонског стања са ламеларним цепањем појасева, чиме се значајно смањује отпорност динамички оптерећених конструкција на замор и крти лом.

Дебљина појасних ламела је из овог разлога ограничена на:

- 50mm за S235
- 30mm за S355.

Примена квалитетних челика омогућава коришћење лимова веће дебљине без редукције механичких својстава (f_y и f_u) и проблема са заваривањем. При прорачуну сандучастих носача са широким појасевима обавезно треба одредити ефективну ширину појаса с обзиром на неравномерну расподелу нормалних напона услед утицаја смицања познатог као *shear lag* ефекат.



Потребна површина појасне ламеле A_f :

→ услов (за пресеке класе 3):

$$W_{y,el} \geq \frac{M_{y,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} - \text{potreban otpor}$$

$$I_y = \frac{1}{12} h_w^3 t_w + 2A_f \left(\frac{h_w}{2} \right)^2$$

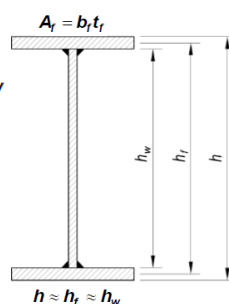
$$W_{y,el} = \frac{I_y}{h_w / 2} = \frac{1}{6} h_w^2 t_w + A_f h_w$$

$$A_f \geq \frac{M_{y,Ed} / h_w}{f_y / \gamma_{M0}} - \frac{1}{6} h_w t_w$$

→ алтернативно:

$$A_f \approx \frac{M_{y,Ed} / h_w}{f_y / \gamma_{M0}} - 0,15 h_w t_w$$

$$A_f \approx 0,9 \frac{M_{y,Ed} / h_w}{f_y / \gamma_{M0}}$$



54. Контроле граничних стања код пуних лимених носача

Гранична стања носивости - ULS:

1. Контрола носивости попречних пресека (V_{Rd} , M_{Rd})
2. Контрола носивости носача на бочно-торзионо извијање ($M_{b,Rd}$)
3. Контрола локалног напрезања (нпр. од притиска точка код кранских носача и мостова) и интеракција са глобалним напонима
4. Контрола носивости на избочавање (услед нормалних напона притиска и смицања, или локалних попречних концентрисаних сила)
5. Контрола носивости на замор (динамички оптерећене конструкције)

Гранична стања употребљивости - SLS:

1. Контрола деформација (угиба и обртања)
2. Контрола вибрација (ако је потребно)
3. Контрола напона (ако је потребно)

Контроле носивости попречних пресека треба спровести у свим меродавним пресецима, за све потенцијалне критичне комбинације утицаја.

*Пита: разлика између носивости према ULS и SLS је око 40%.

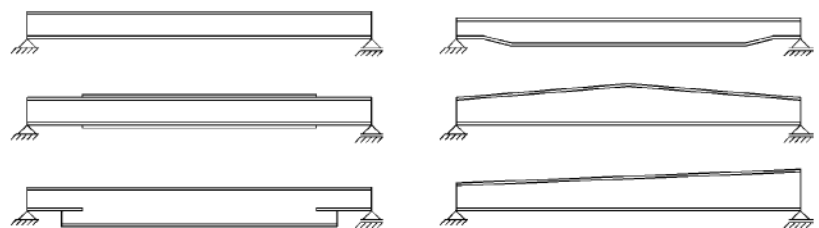
55. Облици пуних лимених носача и покривање дијаграма момената (стварни и теоријски почетак ојачања)

При прорачунавању пуних лимених носача пружају се велике могућности за њихово обликовање, па се геометријске карактеристике, а самим тим и носивост носача, могу ускладити са променом статичких утицаја (пре свега момента савијања) дуж носача. На овај начин се челични материјал дуж носача распоређује сходно стварним потребама, уз значајно смањење укупне тежине носача.

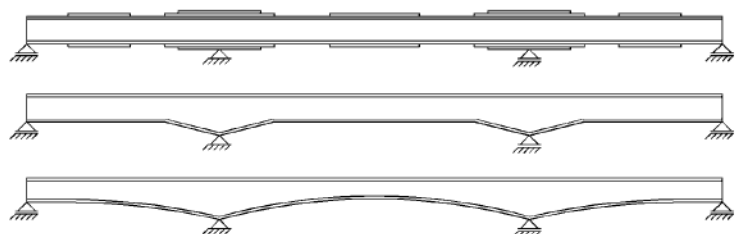
Промена геометријских карактеристика носача може да се оствари:

- променом висине ребра
- променом површине појасних ламела.

Промена попречног пресека дуж носача има сврхе само код носача значајних распона. Носачи просте греде најчешће се израђују са константном висином ребра, јер је такав облик ребра најједноставнији за израду. Код оваквих носача промена носивости се постиже варирањем површине појасних ламела дуж носача.



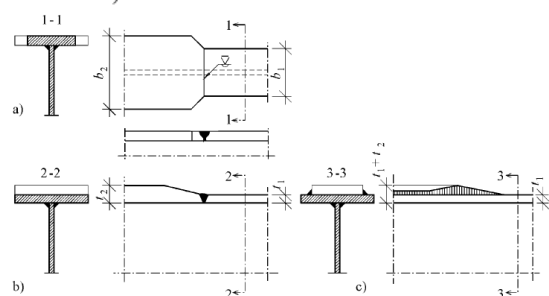
a) Proste grede



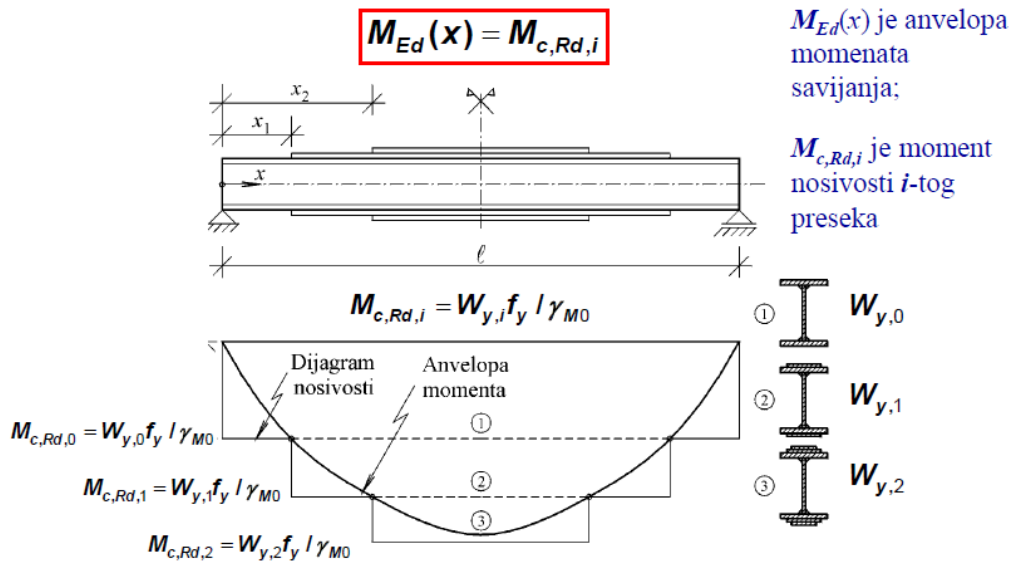
b) Kontinualni nosači

Промена површине појаса може да се оствари:

- a) променом ширине појасне ламеле
- b) променом дебљине појасне ламеле
- c) додавањем једне или више додатних појасних ламела.



Разликују се пресек који има минималну носивост (тј. основни пресек) и један или више ојачаних пресека. Положај почетка и завршетка ојчања зависи од анvelope момента савијања и носивости основног и ојчаног пресека. Одређивање теоријског почетка ојчања се назива покривање дијаграма момената савијања и може да се изврши графичким или нумеричким путем. Графичко одређивање теоријског почетка ојчања врши се тако што се на једном цртежу у истој размери нанесу анvelope момента савијања и хоризонталне линије које представљају носивост основног и ојчаних пресека. Пресеци ових линија са анvelopом момента представљају теоријске почетке и завршетке ојчања појасних ламела.



Проста греда оптерећена једнакоподељеним оптерећењем:

Uslovna jednačina:

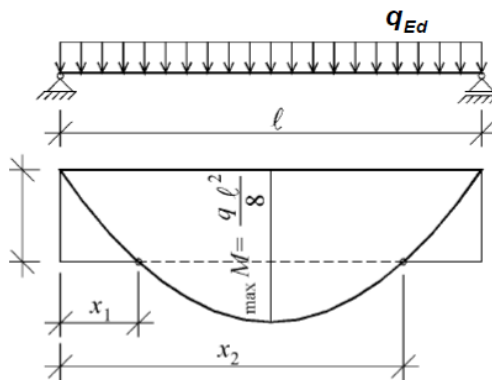
$$M_{Ed}(x) = \frac{q_{Ed} l}{2} x - \frac{q_{Ed}}{2} x^2 = M_{c,Rd,0}$$

Теоријски почетак ојчања:

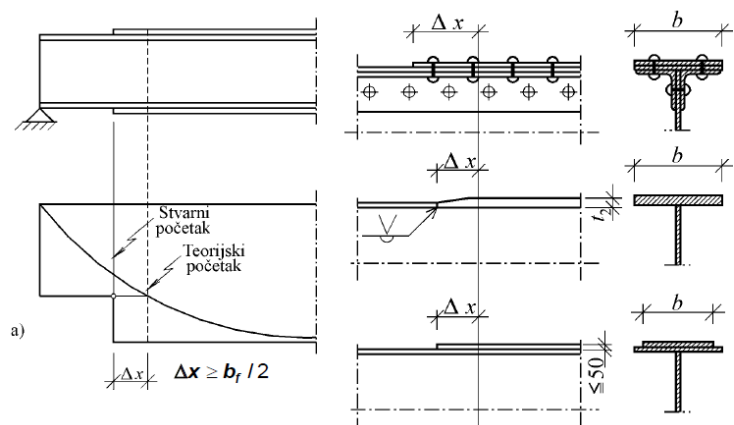
$$x_{1,2} = \frac{l}{2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{c,Rd,0}}{\max M_{Ed}}} \right)$$

$$M_{c,Rd,0} = W_{y,0} f_y / \gamma_{M0}$$

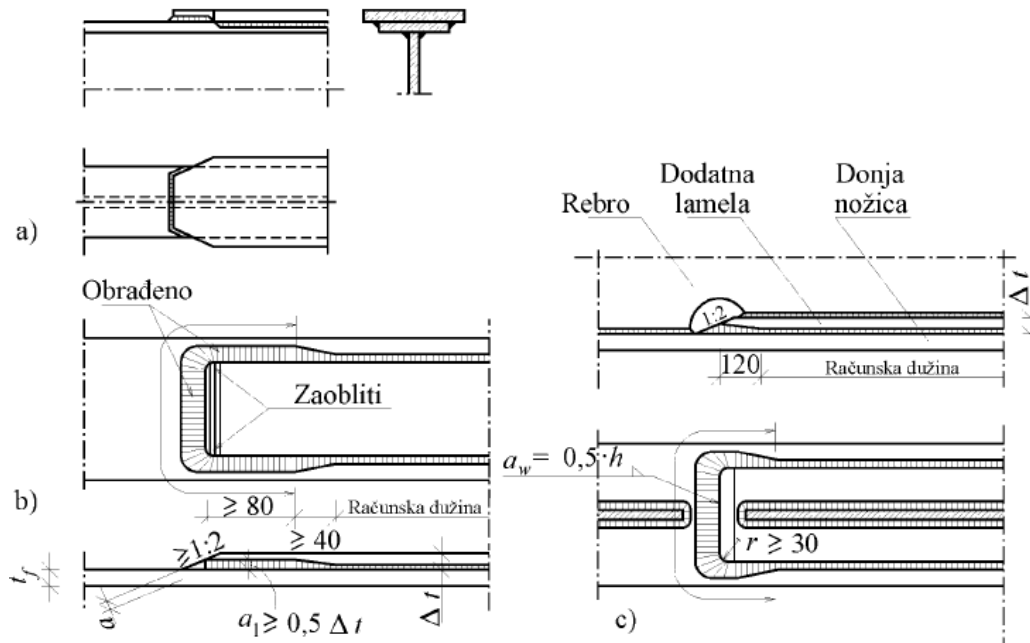
$$\max M_{Ed} = q_{Ed} l^2 / 8$$



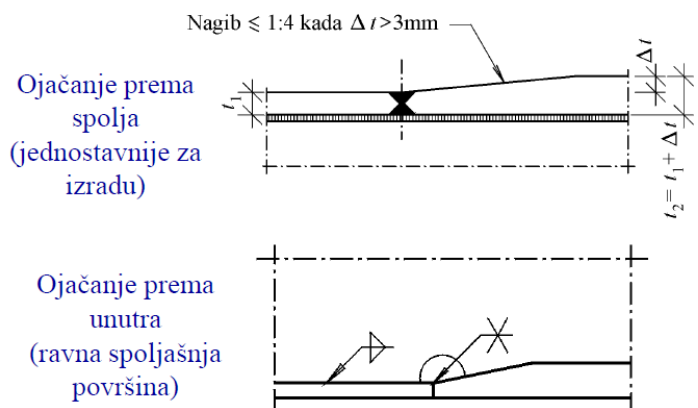
Место стварног ојчања ламела не поклапа се са теоријским. Ради обезбеђења правилног активирања ојчаног пресека потребно је да се стварни почетак помери нешто испред теоријског.



Обликовање везе додатне ламеле:

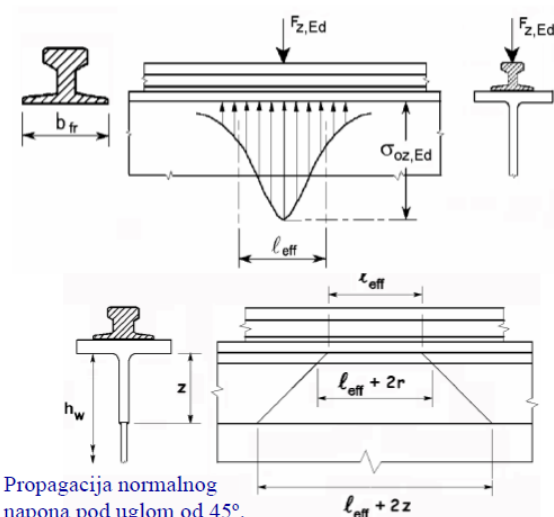


Када се ојачање појаса постиже повећањем дебљине ламеле, веза ламела се остварује сучеоним шавовима. Уколико је разлика дебљина сучеоних ламела које се заварују већа од 3mm, потребна је посебна обрада дебљине ламеле, како би се остварио благ прелаз (а). При спајању појасних ламела уобичајено је да се равнају унутрашње ивице, како би висина ребра остала константна. Ако се равнају спољашње ивице обавезно треба предвидети отвор на ребру, како би се избегло нагомилавање шавова.



56. Локална напрезања ребра пуног носача услед локалних концентрисаних сила. Интеракција напрезања

- Крански носач услед притиска точка



Propagacija normalnog napona pod uglom od 45°.

Напони у ребру, непосредно испод гонје ножице:

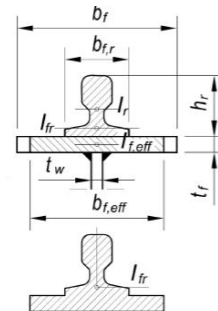
$$\sigma_{oz,Ed} = \frac{F_{z,Ed}}{l_{eff} t_w}$$

$$\tau_{oxz,Ed} = 0,2 \sigma_{oz,Ed}$$

Normalni napon по висини ребра:

$$\sigma_{oz,Ed}(z) = \frac{F_{z,Ed}}{(l_{eff} + 2z) t_w}$$

- $l_{eff} = 3,25 \sqrt[3]{(I_R / t_w)}$ - када је шина круто везана (заварена) за ножицу
- $l_{eff} = 3,25 \sqrt[3]{((I_R + I_{f,eff}) / t_w)}$ - када шина није круто везана за ножицу
- $l_{eff} = 4,25 \sqrt[3]{((I_R + I_{f,eff}) / t_w)}$ - када је шина ослоњена преко подметача



$$b_{f,eff} = b_{fR} + h_R + t_f \leq b_f$$

I_R - момент инерције шине око хоризонталне тежишне осе
 $I_{f,eff}$ - момент инерције еквивалентног дела ножице $b_{f,eff}$ око хоризонталне тежишне осе
 I_{fR} - момент инерције заједничког пресека шине и ефективног дела ножице око хоризонталне тежишне осе

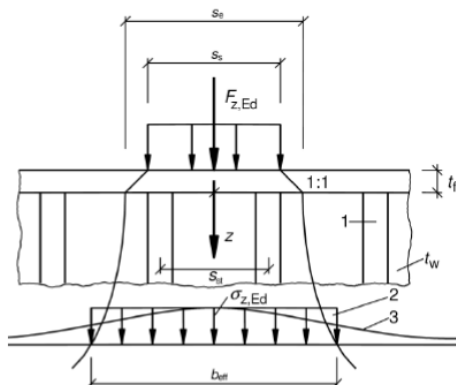
- Локална напрезања ребра услед попречног притиска

$$\sigma_{z,Ed} = \frac{F_{z,Ed}}{b_{eff}(t_w + a_{st,1})}$$

$$b_{eff} = s_e \sqrt{1 + \left(\frac{z}{s_e n}\right)^2}$$

$$n = 0,636 \sqrt{1 + \frac{0,878 a_{st,1}}{t_w}}$$

$$s_e = s_s + 2 t_f$$



$a_{st,1}$ - бруто површина попречног пресека укрућења размазана на дужини s_e .
 Може се усвојити као површина укрућења подељена са s_{st} .

z - растојање до ножице

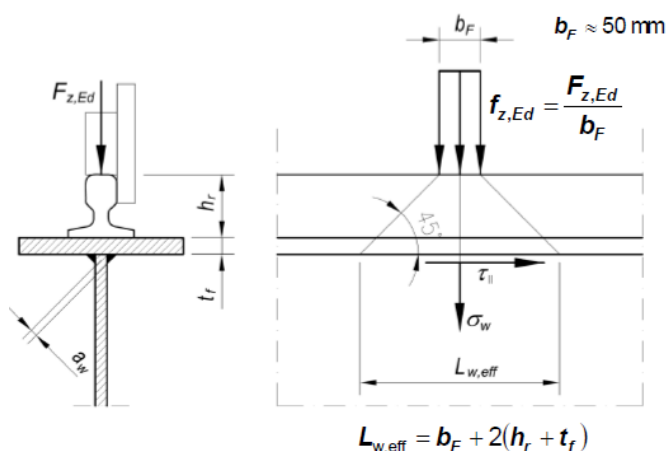
- Контрола интеракције напрезања у ребру носача

$$\sqrt{\sigma_{x,Ed}^2 + \sigma_{oz,Ed}^2 - \sigma_{x,Ed} \sigma_{oz,Ed} + 3(\tau_{xz,Ed} + \tau_{oxz,Ed})^2} \leq f_y / \gamma_{M0}$$

$\sigma_{x,Ed}$ - прорачунска вредност нормалног напона услед глобалних утицаја у носачу ($M_{y,Ed}$, N_{Ed})
 $\tau_{xz,Ed}$ - прорачунска вредност смичућег напона услед глобалних утицаја у носачу ($V_{z,Ed}$)
 $\sigma_{oz,Ed}$ - прорачунска вредност нормалног напона услед локалног притиска
 $\tau_{oxz,Ed}$ - прорачунска вредност смичућег напона услед локалног притиска

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{N_{Ed}}{A} + \frac{M_{y,Ed}}{I_y} z \quad \tau_{xz,Ed} = \frac{V_{Ed} S_y}{I_y t_w}$$

57. Прорачун шавова за везу ребра са ножицом код кранских носача



$$\tau_{||} = \frac{\max V_{Ed} S_y^o}{I_y 2 a_w}$$

$$\sigma_w = \frac{F_{z,Ed}}{2 L_{w,eff} a_w}$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_w}{\sqrt{2}} = \frac{F_{z,Ed}}{2\sqrt{2} L_{w,eff} a_w}$$

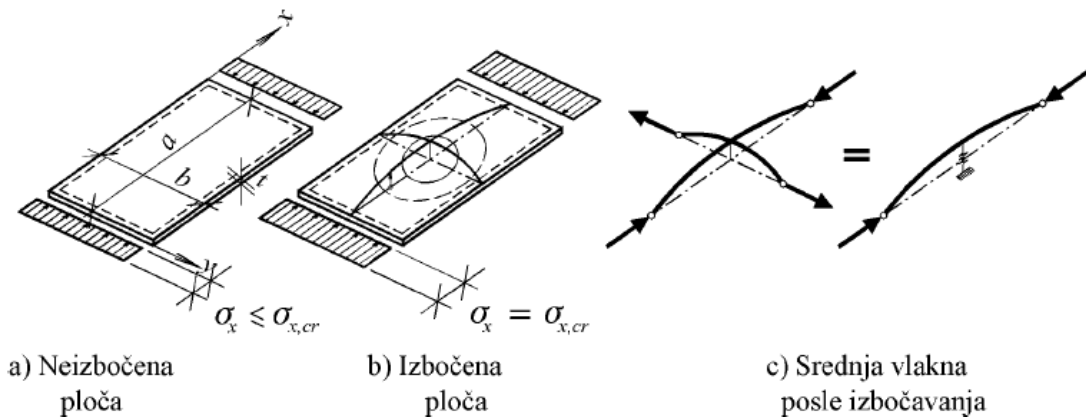
$$L_{w,eff} = b_f + 2(h_r + t_f)$$

Контрола напона у угаоним шавовима

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{||}^2 + \tau_{\perp}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}}$$

58. Избочавање правоугаоне плоче (теоријске основе)

Избочавање је феномен локалне нестабилности танких плоча оптерећених у својој равни. Како се пуни лимени носачи формирају спајањем челичних лимова - плоча, самостални елементи (појасне ламеле и ребро) представљају површинске носаче оптерећене у својој равни. Проблем стабилности не избочавање посебно је изражен кроз ребра пуних лимених носача, јер им је виткост велика. Ако се посматра плоча зглобно ослоњена на све четири стране, која је оптерећена нормалним напоном притиска (σ_x) дуж две паралелне ивице, може се уочити да при јако малим напрезањима нема деформација управно на раван плоче. При нешто већим напонима плоча се деформише управно на своју раван, а настале деформације су еластичне природе. Ако се оптерећење и даље повећава, у једном тренутку ($\sigma_x = \sigma_{x, cr}$) долази до трајне деформације (избочавања) која се задржава и након уклањања оптерећења. Плоча прелази у друго равнотежно стање, а напон при којем долази до избочавања назива се критичан напон еластичног избочавања ($\sigma_{x, cr}$).

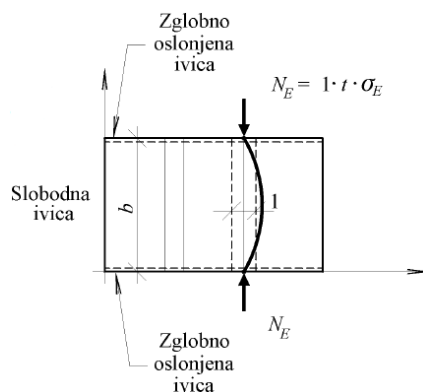


Већ избочена плоча може да пренесе извесно додатно оптерећење, пре самог лома. Дакле, избочавање представља губитак локалне стабилности површинских елемената и не мора увек да проузрокује нестабилност носача као целине.

Проблем избочавања може да се објасни на основу унутрашњег линијског модела у виду роштиља образованог од подужних и попречних средњих влакана. *Подужна влакна* су притиснута али не могу слободно да се извију јер их спречавају попречна затегнута влакна. *Попречна влакна* на неки начин представљају еластичан ослонац подужним.

Ојлеров критичан напон извијања за траку јединичне ширине:

$$\sigma_E = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2} = \pi^2 \frac{E}{(b/(\sqrt{12} \cdot t))^2} = \frac{\pi^2 E}{12} \left(\frac{t}{b}\right)^2$$



Ојлеров критичан напон избочавања:

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

Овим се обухвата утицај попречних деформација, јер трака не може да се деформише самостално.

У општем случају, код танких плоча оптерећених у својој равни јављају се нормални напони σ_x и σ_y и смичући напон τ_{xy} .

До избочавања може да дође услед:

- нормалног напона притиска σ_x или σ_y
- смичућег напона τ_{xy}
- комбинације нормалног напона притиска и смичућег напона
- локалне попречне силе притиска.

Основе линеарно-еластичне теорије избочавања

Основне претпоставке:

- материјал је идеално еластичан
- нема почетних геометријских имперфекција
- оперећење делује у средњој равни плоче
- деформације управно на раван плоче (w) су мале.

Диференцијална једначина избочавања:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \sigma_x \frac{t}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$$

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad \text{- крутост плоче на савијање}$$

σ_x - нормални напон притиска у средњој равни плоче
 t - дебелина плоче
 w - непозната померања, управна на раван плоче

Претпоставља се решење у облику двоструког Фуријеовог реда:

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin \frac{m\pi}{a} x \sin \frac{n\pi}{b} y$$

$$A_{mn} \left\{ \pi^4 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right]^2 - \pi^2 \left(\frac{m}{a} \right)^2 \sigma_x \frac{t}{D} \right\} = 0$$

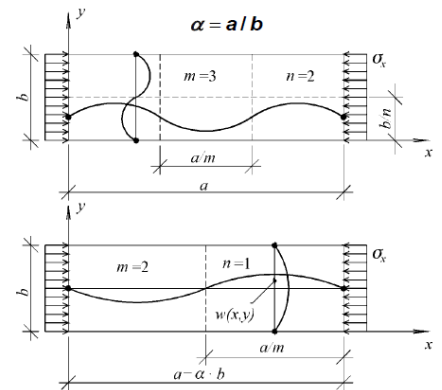
$A_{mn} \neq 0$ (netrivijalno rešenje)

$$\sigma_x = \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right]^{-2} \pi^2 \left(\frac{a}{m} \right)^2 \frac{D}{t}$$

$$\sigma_x = \left(\frac{m}{a} + n^2 \frac{a}{m} \right)^2 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2$$

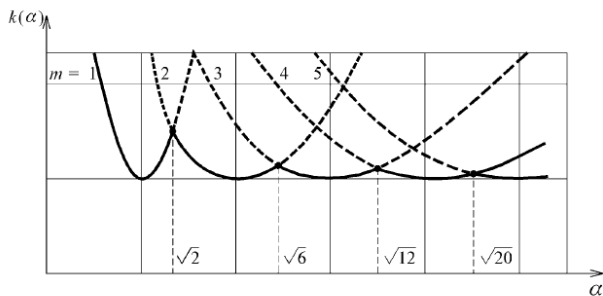
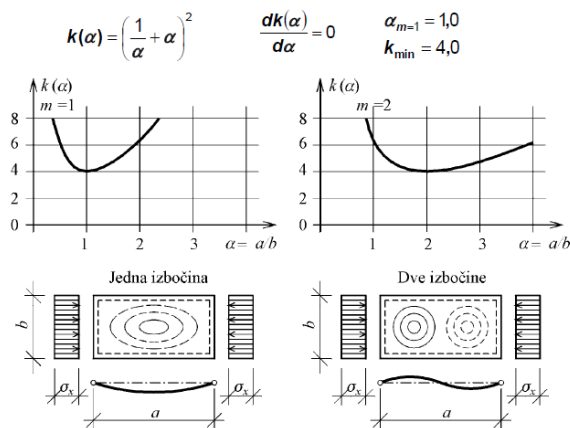
$$\sigma_x = \left(\frac{m}{a} + n^2 \frac{a}{m} \right)^2 \sigma_E = k(\alpha) \sigma_E$$

$$k(\alpha) = \left(\frac{m}{a} + n^2 \frac{a}{m} \right)^2$$



Критичан напон еластичног избочавања представља минимум напонске функције σ_x . σ_x је минимално када је k минимално. k има минималне вредности за $n = 1$, то јест када се по ширини плоче јавља само један талас, односно избочина.

У том случају:



$$\sigma_{x,cr} = k_{min} \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 = k_{\sigma} \sigma_E = 4 \sigma_E$$

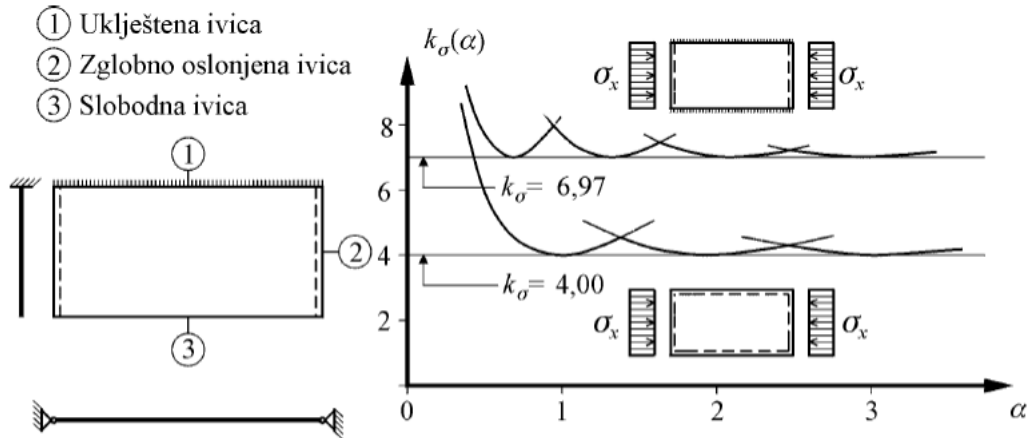
$$k_{min} \equiv k_{\sigma}$$

59. Критичан напон еластичног избочавања - параметри од утицаја

Параметри који утичу на вредност критичног напона:

- димензије плоче (дебљина t , дужина a , ширина b)
- услови ослањања плоче - уводи се у прорачун преко k (k_σ или k_τ)
- начин напрезања плоче - уводи се преко ψ (k_σ или k_τ)

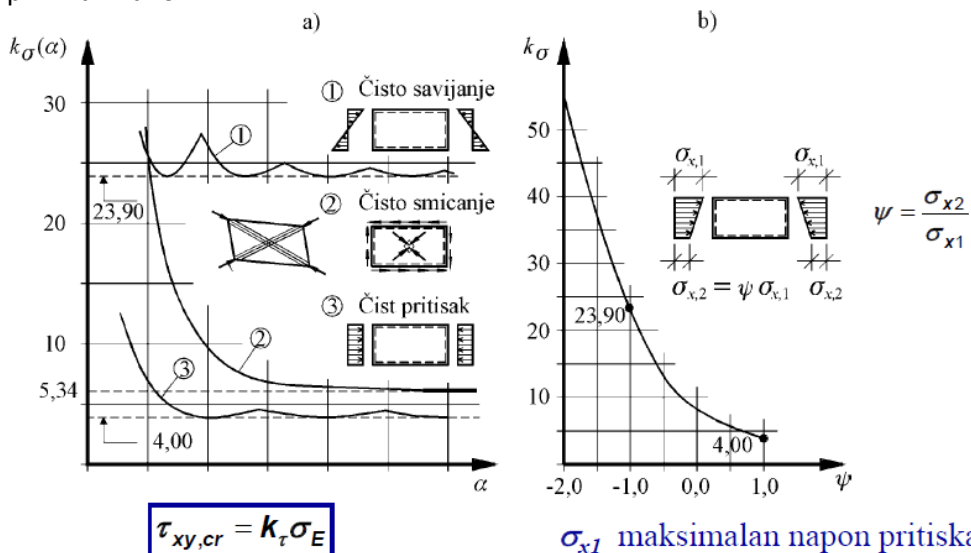
Код плоча чије су ивице укљештене, вредност критичног напона је већа него код зглобно ослоњених. Ивице могу бити укљештене, зглобно ослоњене, слободне.



Начин напрезања знатно утиче на вредност критичног напона еластичног избочавања. Код плоча оптерећених нормалним напонам затезања, нема опасности од појаве избочавања. Међутим, ако је бар део плоче оптерећен нормалним напонам притиска, постоји реална опасност од појаве избочавања. Према томе, плоча која је по читавој висини оптерећена константним напонам притиска ($\sigma_x = \text{const.}$) представља најнеповољнији случај са становишта избочавања.

Проблем избочавања јавља се и код плоча оптерећених чистим смицањем. До избочавања плоча смицањем долази услед дејства главног напона притиска, који делује у дијагоналном правцу.

Критичан напон:



σ_{x1} максималан напон притиска

Ребра пуних лимених носача, због своје велике виткости посебно су осетљива на избочавање. Услови ослањања ребра су такви да се, са задовољавајућом тачношћу, као прорачунски модел може користити плоча зглобно ослоњена на све четири стране.

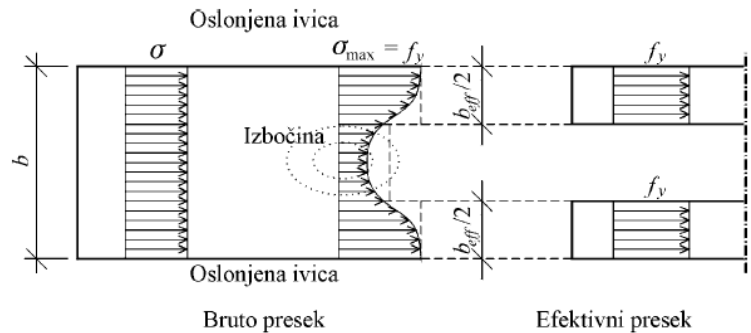
Притиснута појасна ламела код I носача може да се третира као плоча која је са три стране зглобно ослоњена, док је четврта ивица, паралелна са правцем напрезања, слободна. Може се сматрати да је нормалан напон притиска у средњој равни појасне ламеле константан. Због мале дебљине ламеле у односу на висину носача, линеарна промена напона по дебљини ламеле може да се занемари.

Ребра пуних лимених носача су најчешће изложена истовременом дејству нормалних и смичућих напона.

60. Носивост правоугаоне плоче на избочавање - концепт ефективног пресека

Посматрањем граничног стања носивости могу да се уоче две различите фазе понашања. У првој, еластичној фази, напрезања су мања од критичног, а распоред напона по висини пресека равномеран. Друга пост-критична фаза обухвата понашање плоче након еластичног избочавања. У овој фази дијаграм нормалних напона није више константан. Како је подужна деформација плоче константна по читавој ширини, а дужина влакана плоче након избочавања варира, јасно је да се дилатације, а самим тим и напони, мењају по ширини пресека. Највећи напони јављају се у ивичним влакнима, док у средњем избоченом делу плоче нормални напон има минималну вредност.

Према овом концепту понашање плоче у пост-критичној фази може да се опише прорачунским моделом који подразумева константан распоред напона на ефективној ширини b_{eff} . Ефективна ширина је ширина плоче која остаје активна и након еластичног избочавања. Она може да се одреди из услова да је критични напон еластичног избочавања за плочу ефективне ширине (b_{eff}) једнак напону на граници развлачења.



$$f_y = \sigma_{x,cr}(b_{eff}) = k_\sigma \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b_{eff}} \right)^2$$

$$f_y = \sigma_{x,cr}(b_{eff}) = k_\sigma \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \left(\frac{b}{b_{eff}} \right)^2 = \sigma_{x,cr} \left(\frac{b}{b_{eff}} \right)^2$$

$$b_{eff} = b \sqrt{\frac{\sigma_{x,cr}}{f_y}}$$

Одређивање ефективне ширине:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{x,cr}}} \quad - \quad \text{релативна виткост плоче на избочавање}$$

$$b_{eff} = \frac{1}{\bar{\lambda}_p} b = \rho b \quad - \quad \text{општа формула за } b_{eff}$$

$$\rho = \frac{1}{\bar{\lambda}_p} \quad - \quad \text{Карманова хипербола - теоријско решење (нема имперфекција, идеално еластичан материјал...)}$$

$$\rho = \rho(\bar{\lambda}_p) \leq 1 \quad - \quad \text{коэффициент редукције за реалне плоче, треба да узме у обзир структурне и геометријске имперфекције}$$

Поступак прорачуна:

- на овај начин може да се спроведе прорачун стабилности на избочавање услед дејства нормалних напона притиска (попречни пресеци класе 4)
- срачунавају се ефективне ширине појасних, притиснутих делова попречног пресека
- неефективни делови попречног пресека третирају се као „рупе“
- одређују се геометријске карактеристике ефективног попречног пресека (A_{eff} , I_{eff} , W_{eff} , ...) и врши контрола носивости: $M_{Ed} \leq M_{C,Rd}$
- носивост се може повећати постављањем подужних укрућења.

61. Ефективне ширине конзолних и унутрашњих делова пресека

→ за унутрашње притиснуте делове попречног пресека:

$$\rho = 1,0 \quad \text{za } \bar{\lambda}_p \leq 0,5 + \sqrt{0,085 - 0,055\psi}$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,055(3 + \psi)}{\bar{\lambda}_p^2} \leq 1,0 \quad \text{za } \bar{\lambda}_p > 0,5 + \sqrt{0,085 - 0,055\psi}$$

→ за конзолне притиснуте делове попречног пресека:

$$\rho = 1,0 \quad \text{za } \bar{\lambda}_p \leq 0,748$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,188}{\bar{\lambda}_p^2} \leq 1,0 \quad \text{za } \bar{\lambda}_p > 0,748$$

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{x,cr}}} = \sqrt{\frac{f_y}{k_\sigma \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{\bar{b}}\right)^2}} = \frac{\bar{b}/t}{28,4\epsilon\sqrt{k_\sigma}}$$

→ Ефективне ширине конзолних делова попречног пресека:

Dijagram napona (pritisk je pozitivan)		Efektivna širina b_{eff}			
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho c$			
		$\psi < 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho c l(1 - \psi)$			
$\psi = \sigma_2/\sigma_1$	1	0	-1	$1 \geq \psi \geq -3$	
Koeficijent izvijanja k_σ	0,43	0,57	0,85	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho c$			
		$\psi < 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho c l(1 - \psi)$			
$\psi = \sigma_2/\sigma_1$	1	$1 > \psi > 0$	0	$0 > \psi > -1$	-1
Koeficijent izvijanja k_σ	0,43	$0,578 / (\psi + 0,34)$	1,70	$1,7 - 5\psi + 17,1\psi^2$	

→ Ефективне ширине унутрашњих делова попречног пресека:

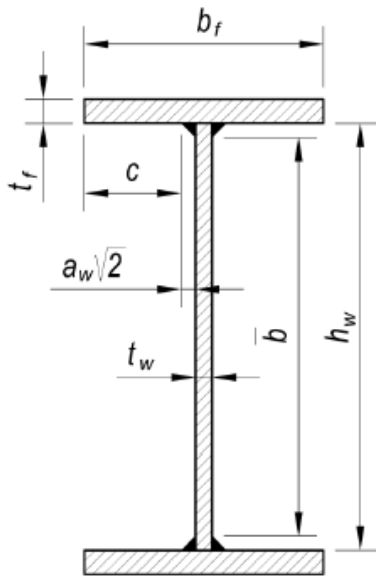
Dijagram napona (pritisk je pozitivan)		Efektivna širina b_{eff}			
		$\psi = 1$: $b_{eff} = \rho \bar{b}$ $b_{e1} = 0,5 b_{eff} \quad b_{e2} = 0,5 b_{eff}$			
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho \bar{b}$ $b_{e1} = \frac{2}{5 - \psi} b_{eff} \quad b_{e2} = b_{eff} - b_{e1}$			
		$\psi < 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho \bar{b} l(1 - \psi)$ $b_{e1} = 0,4 b_{eff} \quad b_{e2} = 0,6 b_{eff}$			
$\psi = \sigma_2/\sigma_1$	1	$1 > \psi > 0$	0	$0 > \psi > -1$	-1
Koeficijent izvijanja k_σ	4,0	$8,2/(1,05 + \psi)$	7,81	$7,81 - 6,29\psi + 9,78\psi^2$	
				23,9	$5,98(1 - \psi)^2$

Референтне ширине притиснутих делова попречног пресека:

c - чиста дужина конзолног дела ножице (без шавова или заобљења)

\bar{b} - чиста висина ребра (без шавова или заобљења)

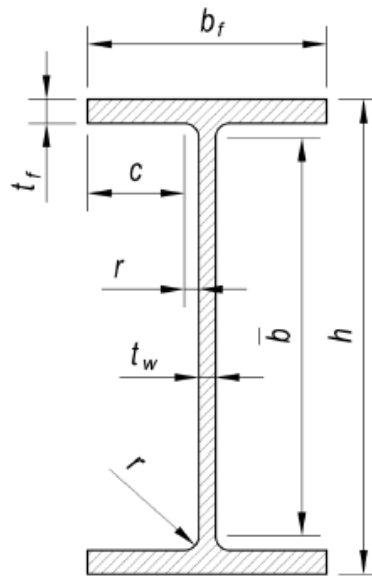
Zavareni I presecki



$$c = (b_f - t_w) / 2 - a_w \sqrt{2}$$

$$\bar{b} = h_w - 2a_w \sqrt{2}$$

Vrućevaljani I profili



$$c = (b_f - t_w) / 2 - r$$

$$\bar{b} = h - 2(t_r + r)$$

Граничне виткости притиснутих делова попречног пресека:

→ за ножице (притиснуте):

$$(k_\sigma = 0,426; \psi = 1):$$

$$\bar{b} / t \leq 14 \varepsilon$$

→ за ребра (чисто савијање):

$$(k_\sigma = 23,9; \psi = -1):$$

$$\bar{b} / t \leq 124 \varepsilon$$

→ за ребра (чист притисак):

$$(k_\sigma = 4,0; \psi = 1):$$

$$\bar{b} / t \leq 42 \varepsilon$$

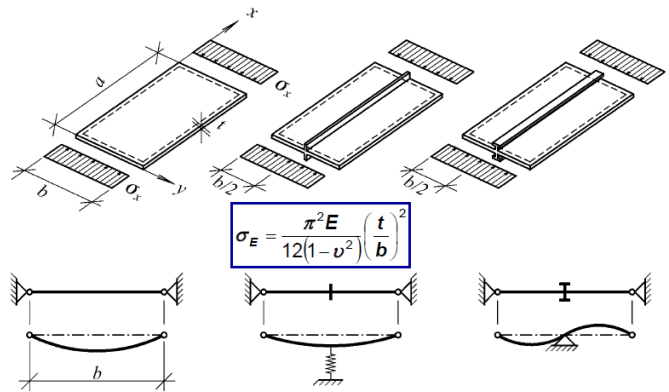
62. Ефективни попречни пресек. Повећање носивости применом укрућења

Вредност критичног напона код плоча задате геометрије може да се повећа:

- повећањем дебљине плоче;
- постављањем укрућења.

Повећањем дебљине плоче се знатно повећава утрошак материјала. Исти ефекат може да се постигне постављањем укрућења уз много мањи утрошак материјала. Ако се подужно укрућење постави у средину притиснуте плоче, оно представља додатни ослонац и дели плочу на два једнака дела. Уколико је укрућење довољно круто, на овај начин се стабилност на избочавање читаве плоче своди на проблем стабилности појединачних плоча. Како је Ојлеров напон обрнуто пропорционалан квадрату ширине плоче, јасно је да се смањењем ширине плоче повећава Ојлеров, а самим тим и критичан напон избочавања $\sigma_{x,cr} = k_{\sigma} \sigma_E$.

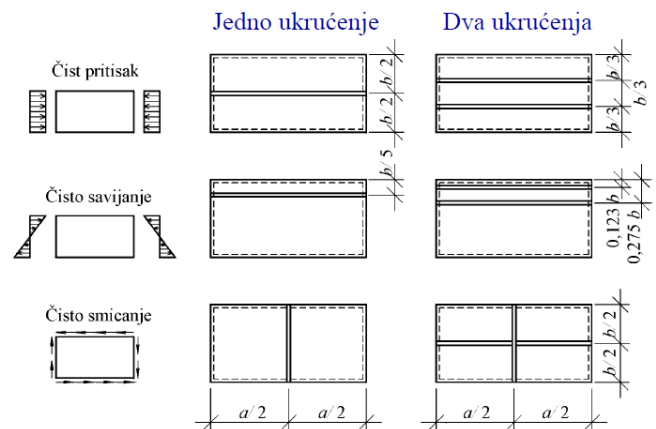
Да би се обезбедило адекватно ослањање плоче дуж укрућења, потребно је да укрућења имају довољну крутост на савијање. Мека укрућења не могу у потпуности да спрече померање плоче, па представљају еластичан ослонац. Може се сматрати да је плоча непомерљиво зглобно ослоњена дуж подужног укрућења само уколико оно поседује одговарајућу крутост. Његова релативна крутост γ_s мора да буде већа или једнака од минималне релативне крутости γ_s^* .



$$\gamma_s = \frac{\text{крутост укрућења}}{\text{крутост плоче}} = \frac{E I_s}{D b}$$

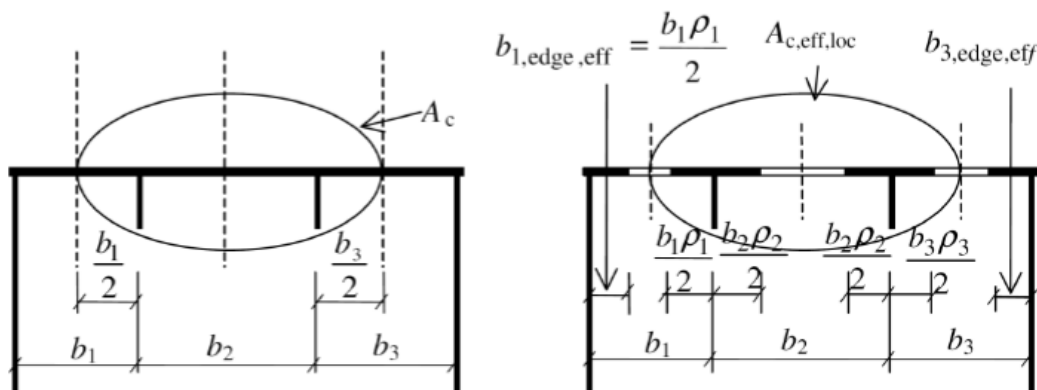
Вредност критичног напона за плоче са еластичним укрућењем налази се између критичног напона за укрућену и неукрућену плочу.

Вредност минималне крутости укрућења зависи од начина напрезања, услова ослањања и положаја укрућења. Подужна укрућења се по правилу постављају у притиснуту зону плоче уколико је она изложена дејству нормалних напона. Код плоча оптерећених чистим смицањем ефикасније је постављање попречних укрућења.



Укрућења могу да буду подужна и попречна!

63. Избочавање укрућене плоче услед нормалних напона притиска (ефективни пресек, редукована дебљина)



За плоче (ножице или ребра) са подужним укрућењима разматра се избочавање између укрућења ρ_{loc} и избочавање укрућене плоче ρ_c .

Примењује се концепт ефективне површине.

Алтернативно, може да се користи метода редукованог напона.

$$A_{c,eff} = \rho_c A_{c,eff,loc} + \sum b_{edge,eff} t$$

$$A_{c,eff,loc} = A_{s_i,eff} + \sum_c \rho_{loc} b_{c,loc} t$$

$$\beta_{A,c} = \frac{A_{c,eff,loc}}{A_c}$$

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\beta_{A,c} f_y}{\sigma_{cr,p}}}$$

A_c - бруто површина притиснутог дела укрућеног лима, изузимајући делове који су ослоњени на друге пуне лимене носаче

$A_{c,eff,loc}$ - ефективна површина истог дела плоче, узимајући у обзир одбитак услед избочавања појединачних поља и укрућења

$\sigma_{cr,p}$ - критичан напон избочавања укрућене плоче

$\bar{\lambda}_p$ - релативна виткост

Коефицијент редуције услед избочавања ρ се одређује у функцији релативне виткости, према изразима за неукрућену плочу.

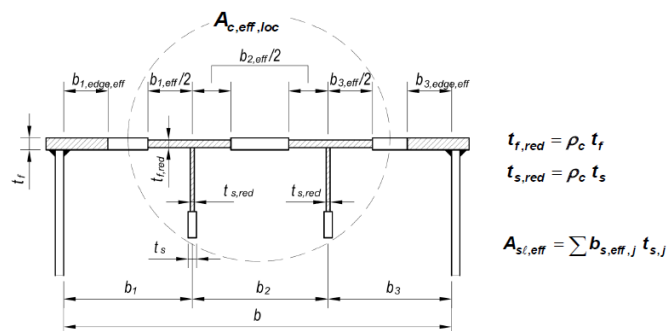
$$\sigma_{cr,p} = k_{\sigma,p} \sigma_E$$

- еластичан критични напон избочавања на ивици поља у коме се јавља максималан напон притиска

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E t^2}{12(1-\nu^2) b^2} = 190000 \left(\frac{t}{b}\right)^2 \text{ [Nmm}^2\text{]}$$

$k_{\sigma,p}$ - одређује се из литературе, за одговарајући распоред укрућења и дијаграма нормалних напона

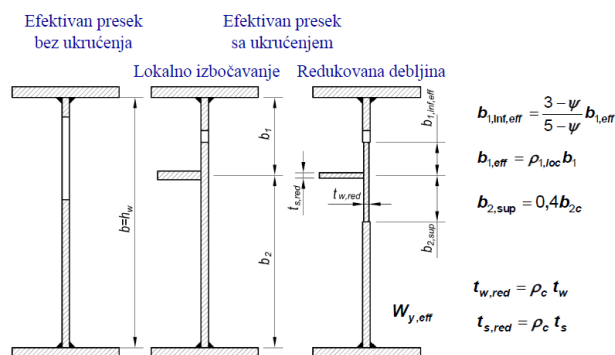
Редуковане дебљине у зони укрућења - притиснути појас:



$$A_{c,eff} = \rho_c (A_{s_i,eff} + \sum \rho_{loc,i} b_i t_f) + \sum b_{edge,eff} t_f$$

$$A_{c,eff} = \sum b_{s,eff,j} t_{s,red,j} + \sum \rho_{loc,i} b_i t_{f,red} + \sum b_{edge,eff} t_f$$

Ефективан попречни пресек укрућеног ребра носача:



$$b_{1,int,eff} = \frac{3-\psi}{5-\psi} b_{1,eff}$$

$$b_{1,eff} = \rho_{1,loc} b_1$$

$$b_{2,sup} = 0,4 b_{2c}$$

$$t_{w,red} = \rho_c t_w$$

$$t_{s,red} = \rho_c t_s$$

64. Чисто извијање, чисто избочавање и њихова интеракција

1. Чисто избочавање - површинско понашање

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\beta_{A,c} f_y}{\sigma_{cr,p}}} \quad \beta_{A,c} = \frac{A_{c,eff,loc}}{A_c}$$

A_c - бруто површина притиснутог дела укрупњеног лима, изузимајући делове појединачних поља који су ослоњени на суседне пуне лимене елементе

$A_{c,eff,loc}$ - ефективна површина истог дела плоче, узимајући у обзир одбитак услед избочавања појединачних поља и укрупњења

$\sigma_{cr,p}$ - критичан напон избочавања укрупњене плоче

$\bar{\lambda}_p$ - релативна виткост

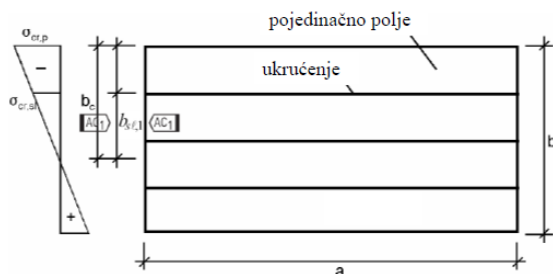
Коефицијент редукције услед избочавања ρ се одређује у функцији релативне виткости, према изразима за неукрупњену плочу [ПБ1.].

$$\sigma_{cr,p} = k_{\sigma,p} \sigma_E \quad - \quad \text{еластичан критични напон избочавања на ивици поља у коме се јавља максималан напон притиска}$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E t^2}{12(1-\nu^2)b^2} = 190000 \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad [\text{N/mm}^2]$$

$k_{\sigma,p}$ - зависи од распореда укрупњења и дијаграма нормалних напона

– Ребро носача са подужним укрупњењима:



$$\sigma_{cr,p} = \sigma_{cr,sl} \frac{b_c}{b_{sl,1}}$$

a - размак између попречних укрупњења

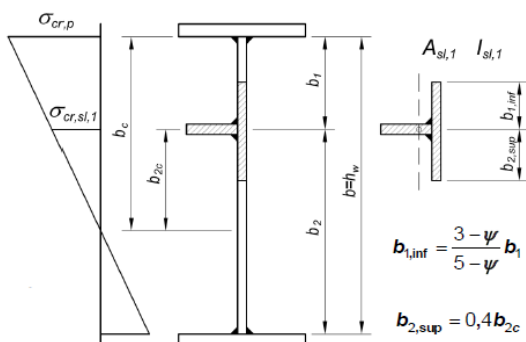
b - висина лима (ребра) $b = h_w$

b_c - висина притиснутог дела ребра

$b_{sl,1}$ - растојање од неутралне осе до укрупњења 1 (најоптерећенијег)

Критичан напон укрупњене плоче $\sigma_{cr,p}$ добија се екстраполацијом критичног напона избочавања најоптерећенијег подужног укрупњења у зони притиска $\sigma_{cr,sl}$.

– Ребро носача са једним подужним укрупњењем:



$$\sigma_{cr,p} = \sigma_{cr,sl} \frac{b_c}{b_{sl,1}} \quad b_{sl,1} = b_{2c}$$

$$\sigma_{cr,sl} = \frac{1,05 E \sqrt{I_{sl,1} t^3 b}}{A_{sl,1} b_1 b_2} \quad \text{за } a \geq a_c$$

$$\sigma_{cr,sl} = \frac{\pi^2 E I_{sl,1}}{A_{sl,1} a^2} + \frac{E t^3 b a^2}{4 \pi^2 (1-\nu^2) A_{sl,1} b_1 b_2^2} \quad \text{за } a \leq a_c$$

$$a_c = 4,33 \sqrt{\frac{I_{sl,1} b_1^2 b_2^2}{t^3 b}}$$

$A_{sl,1}$ - бруто површина еквивалентног стуба кога чине укрућења и садејствујући делови лима
 $I_{sl,1}$ - момент инерције еквивалентног стуба око његове тежишне осе
 b_1, b_2 - растојања од подужних ивица ребра до укрућења ($b_1 + b_2 = b$)

2. Чисто извијање - стубно понашање

- за неукрућене лимове $\bar{\lambda}_c = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{cr,c}}}$ $\sigma_{cr,c} = \frac{\pi^2 E t^2}{12(1-\nu^2)a^2}$
- за укрућене лимове $\bar{\lambda}_c = \sqrt{\frac{\beta_{A,c} f_y}{\sigma_{cr,c}}}$ $\sigma_{cr,c} = \sigma_{cr,sl} \frac{b_c}{b_{sl,1}}$

$$\beta_{A,c} = \frac{A_{sl,1,eff}}{A_{sl,1}} \quad \sigma_{cr,sl} = \frac{\pi^2 E I_{sl,1}}{A_{sl,1} a^2}$$

$A_{sl,1,eff}$ - ефективна површина попречног пресека укрућења са садејствујућим деловима лима
 $I_{sl,1}$ - момент инерције бруто попречног пресека укрућења са садејствујућим деловима лима

- Коэффициент редукције услед извијања χ_c

$$\chi_c = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \lambda c^2}} \quad ???$$

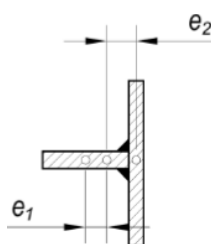
$$\Phi = 0,5 [1 + \alpha (\lambda c - 0,2) + \lambda c^2] \quad ???$$

- за неукрућене лимове $\alpha = 0,21$ (крива извијања **a**)

- за укрућене лимове $\alpha_e = \alpha + \frac{0,09}{i/e}$

$$i = \sqrt{\frac{I_{sl,1}}{A_{sl,1}}}$$

$$e = \max(e_1, e_2)$$



e_1 - растојање од тежишта укрућења до тежишта еквивалентног стуба

e_2 - растојање од тежишта лима до тежишта еквивалентног стуба

$\alpha_1 = 0,34$ (крива b) за укрућења затвореног попречног пресека

$\alpha_2 = 0,49$ (крива c) за укрућења отвореног попречног пресека

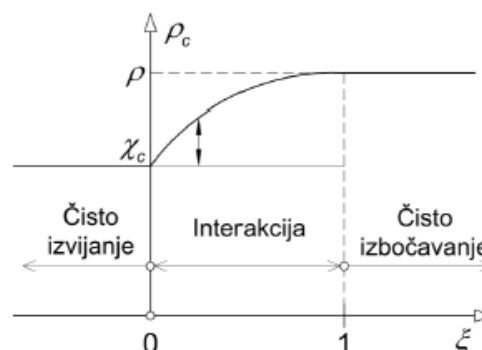
3. Интеракција извијања и избочавања

$$\rho_c = (\rho - \chi_c) \xi (2 - \xi) + \chi_c$$

$$\xi = \frac{\sigma_{cr,p}}{\sigma_{cr,c}} - 1 \quad \text{ali} \quad 0 \leq \xi \leq 1$$

$$\xi = 0 \Rightarrow \rho_c = \chi_c$$

$$\xi = 1 \Rightarrow \rho_c = \rho$$



$\sigma_{cr,p}$ - еластичан критичан напон избочавања

$\sigma_{cr,c}$ - еластичан критичан напон извијања

χ_c - коэффициент редукције услед извијања

ρ - коэффициент редукције услед избочавања

**Контрола избочавања услед нормалних напона притиска

$$\eta_1 = \frac{N_{Ed}}{f_y A_{eff}} + \frac{M_{y,Ed} + N_{Ed} e_{y,N}}{f_y W_{y,eff}} + \frac{M_{z,Ed} + N_{Ed} e_{z,N}}{f_y W_{z,eff}} \leq 1,0$$

A_{eff} - ефективна површина попречног пресека

N_{Ed} - прорачунска аксијална сила

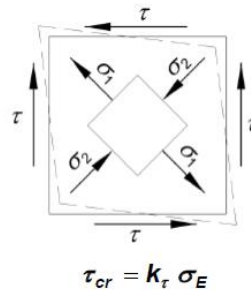
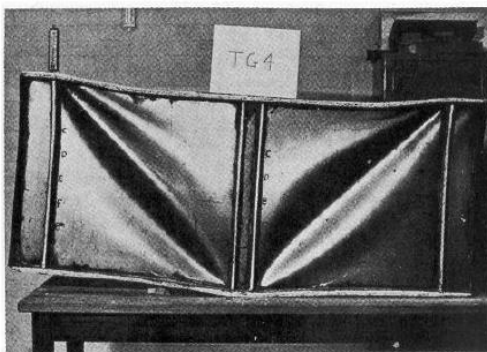
$M_{y,Ed}, M_{z,Ed}$ - прорачунски momenti савијања за осе y-y и z-z

$e_{y,N}, e_{z,N}$ - ексцентрицитети у односу на неутралну осу бруто пресека

$W_{y,eff}, W_{z,eff}$ - еластични отпорни momenti ефективног попречног пресека

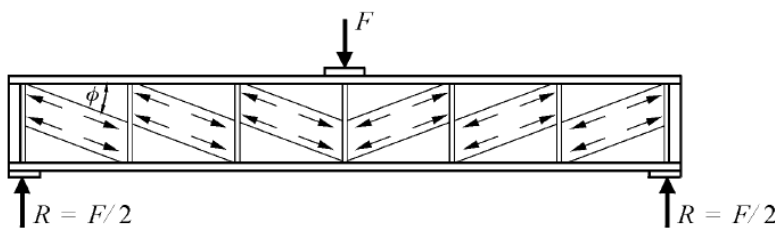
γ_{M0} - парцијални коефицијент

65. Избочавање смицањем



Kod nosača kod kojih je vitkost rebra h_w/t_w veća od $72\varepsilon/\eta$ za neukrućena rebra, odnosno $31\varepsilon/\eta k_\tau^{0.5}$ za ukrućena rebra, treba da se proverí izbočavanje smicanjem, a na osloncima treba predvideti ukrućenja. ($\eta=1,0!$)

Пријем трансверзалних сила код пуних носача остварује се помоћу ребра. Укупна носивост ребра на смицање представља збир еластичне и пост-критичне носивости:



V_u - гранична смичућа сила

V_{cr} - сила при избочавању

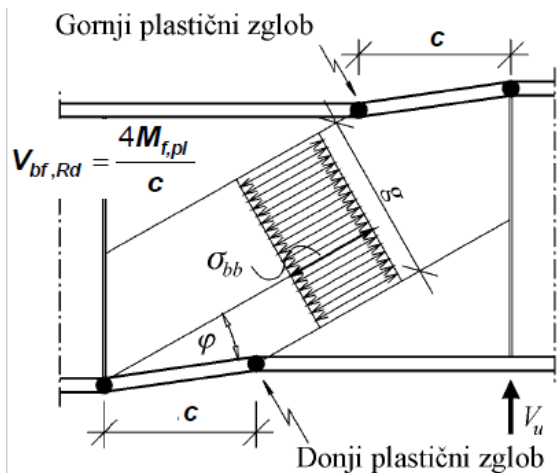
V_b - пост-критична резерва носивости

$$V_u = V_{cr,\tau} + V_\sigma$$

Након достизања критичног напона еластичног избочавања, у правцу главног напона притиска формира се дијагонално затегнута трака која је способна да пренесе додатно оптерећење.

Отпорност ребра на избочавање није дефинисана појавом еластичног избочавања услед главног напона притиска, већ пластификацијом затегнуте траке, односно поља. У пост-критичној фази, затегнута поља и попречна укрућења пуних лимених носача се понашају као дијагонале и вертикале решеткастог носача. Дакле, понашање пуног носача у овој фази одговара, на неки начин, понашању решеткастог носача кога сачињавају појасне ламеле, затегнута поља и вертикална попречна укрућења.

→ Метода затегнутог поља - ЕС 3
Рокијев модел



Овај модел се огледа у томе што се уводи утицај крутости појасних ламела на отпорност ребра на избочавање. Према Рокијевом моделу, механизам лома ребра изложеног смичућим силама настаје пластификацијом затегнутог поља и формирањем пластичних зглобова на појасним ламелама.

$$V_{b,Rd} = V_{bw,Rd} + V_{bf,Rd} \leq \frac{\eta f_{yw} h_w t_w}{\sqrt{3} \gamma_{M1}}$$

Контрола носивости на избочавање смицањем:

$$\eta_3 = \frac{V_{Ed}}{V_{b,Rd}} \leq 1,0$$

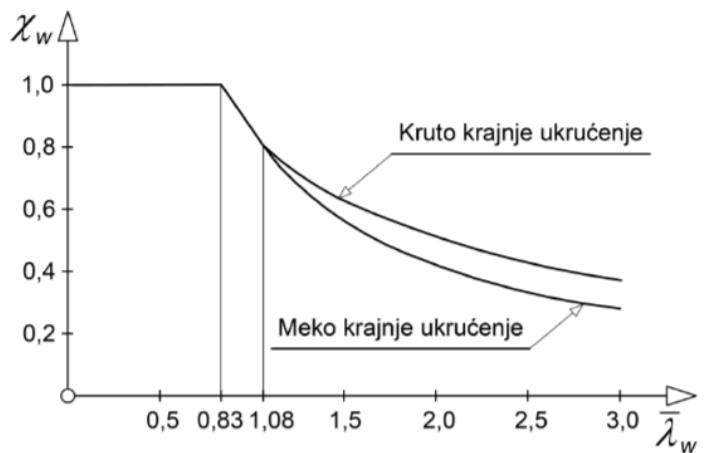
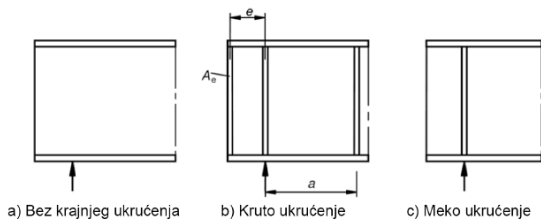
$V_{b,Rd}$ - прорачунска носивост носача на избочавање смицањем
 $V_{bw,Rd}$ - допринос ребра (доминантан)
 $V_{bf,Rd}$ - допринос ножица

Допринос ребра:

$$V_{bw,Rd} = \frac{\chi_w h_w t_w f_{yw}}{\sqrt{3} \gamma_{M1}}$$

χ_w - коефицијент редукације

	Круто крајње укрућење	Мeko крајње укрућење
$\bar{\lambda}_w < 0,83/\eta$	η	η
$0,83/\eta \leq \bar{\lambda}_w < 1,08$	$0,83/\bar{\lambda}_w$	$0,83/\bar{\lambda}_w$
$\bar{\lambda}_w \geq 1,08$	$1,37/(0,7 + \bar{\lambda}_w)$	$0,83/\bar{\lambda}_w$



$\bar{\lambda}_w$ - релативна виткост ребра на избочавање

$$\bar{\lambda}_w = 0,76 \sqrt{\frac{f_{yw}}{\tau_{cr}}}$$

$$\tau_{cr} = k_r \sigma_E \quad \sigma_E = 190000 \left(\frac{t_w}{h_w} \right)^2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$k_r = 5,34 + 4/\alpha^2 + k_{rsl} \quad \text{за } \alpha \geq 1$$

$$k_r = 4 + 5,34/\alpha^2 + k_{rsl} \quad \text{за } \alpha < 1$$

коефицијент избочавања смицањем

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_w / t_w}{86,4 \varepsilon} \quad - \quad \text{за попречна укрућења само на ослонцима}$$

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_w / t_w}{37,4 \varepsilon \sqrt{k_r}} \quad - \quad \text{за попречна укрућења на ослонцима и међуукрућења}$$

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_{wi} / t_w}{37,4 \varepsilon \sqrt{k_{ri}}} \quad - \quad \text{за ребра са попречним и подужним укрућењима}$$

Допринос ножица:

$$V_{bf,Rd} = \frac{b_f t_f^2 f_{yf}}{c \gamma_{M1}} \left(1 - \left(\frac{M_{Ed}}{M_{f,Rd}} \right)^2 \right) \quad c = a \left(0,25 + \frac{1,6 b_f t_f^2 f_{yf}}{t_w h_w^2 f_{yw}} \right)$$

b_f и t_f се узима за ножицу која има најмању аксијалну крутост

$M_{f,Rd} = M_{f,k} / \gamma_{m0}$ - момент носивости пресека кога чине само ефективне површине ножица

Допринос ножица је знатно мањи од доприноса ребра.

Допринос ножица може да се узме у обзир само ако оне нису у потпуности искоришћене за прихватање момента савијања ($M_{Ed} < M_{f,Rd}$).

66. Избочавање услед дејства локалне попречне силе

$$F_{Rd} = \frac{\chi_F \ell_y t_w f_{yw}}{\gamma_{M1}}$$

$$\eta_2 = \frac{F_{Ed}}{F_{Rd}} \leq 1,0$$

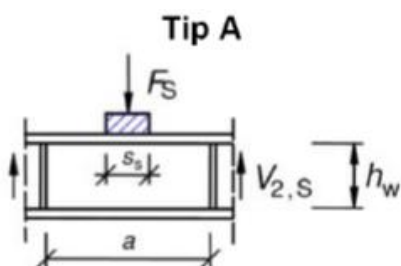
ℓ_y - оптерећена дужина која одговара дужини крутог ослонца s_s

χ_F - коефицијент редукције за локално избочавање

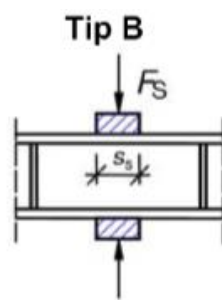
$$\chi_F = \frac{0,5}{\bar{\lambda}_F} \leq 1,0$$

$$\bar{\lambda}_F = \sqrt{\frac{\ell_y t_w f_{yw}}{F_{cr}}}$$

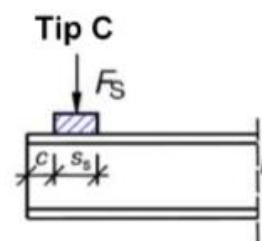
$$F_{cr} = 0,9 k_F E \frac{t_w^3}{h_w}$$



$$k_F = 6 + 2 \left(\frac{h_w}{a} \right)^2$$



$$k_F = 3,5 + 2 \left(\frac{h_w}{a} \right)^2$$



$$k_F = 2 + 6 \left(\frac{s_s + c}{h_w} \right) \leq 6$$

K_F за ребра са подужним укрућењима:

$$k_F = 6 + 2 \left(\frac{h_w}{a} \right)^2 + \left(5,44 \frac{b_1}{a} - 0,21 \right) \sqrt{\gamma_s}$$

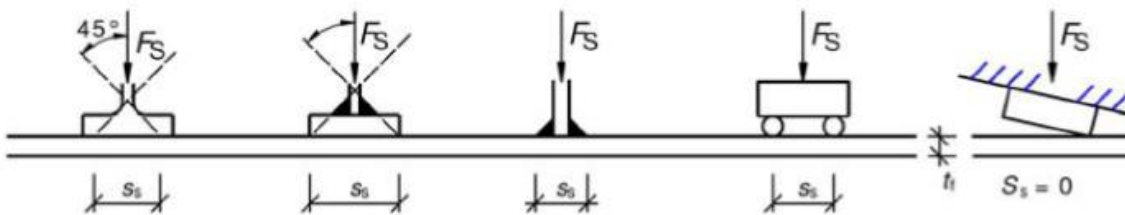
b_1 растојanje između opterećene (gornje) nožice i prvog ukrućenja;

$$\gamma_s = 10,9 \frac{I_{s1,1}}{h_w t_w^3} \leq 13 \left(\frac{a}{h_w} \right)^3 + 210 \left(0,3 - \frac{b_1}{a} \right)$$

$I_{s1,1}$ moment inercije ukrućenja (uključujući sadejstvjujuće delove rebra) koje je najbliže opterećenoj nožici;

Дужина крутог ослонца S_s :

- ширина на којој локална концентрисана сила (F_{Ed}) делује на површину горње ножице носача.



67. Интеракција избочавања (1. услед нормалних и смичућих напона; 2. услед нормалних напона и попречне силе)

1. Интеракција избочавања услед нормалног и смичућег напона:

Ако је $\bar{\eta}_3 > 0,5$, комбиновани утицаји савијања и смицања у ребру I или сандучастог носача треба да задовоље услов:

$$\bar{\eta}_1 + \left(1 - \frac{M_{f,Rd}}{M_{pl,Rd}} \right) (2\bar{\eta}_3 - 1)^2 \leq 1,0 \quad \text{za} \quad \bar{\eta}_1 \geq \frac{M_{f,Rd}}{M_{pl,Rd}}$$

$M_{f,Rd}$ - прорачунски пластични момент носивости попречног пресека кога чине само ефективне површине ножица

$M_{pl,Rd}$ - прорачунски пластични момент носивости попречног пресека кога чине ефективне површине ножица и читаво ребро без обзира на класу његовог попречног пресека

$$\bar{\eta}_1 = \frac{M_{Ed}}{M_{pl,Rd}} \quad \bar{\eta}_3 = \frac{V_{Ed}}{V_{bw,Rd}}$$

Пластични момент носивости $M_{f,Rd}$ може да се усвоји као производ границе развлачења, ефективне површине ножице која има најмању вредност $A_f f_y / \gamma_{M0}$ и растојања између тежишта ножица.

2. Интеракција услед нормалних напона и попречне силе:

Ако је носач изложен дејству концентрисане попречне силе F_{Ed} која делује на притиснутој ножици, поред појединачних контрола носивости на избочавање треба да се провери и интеракција:

$$\eta_2 + 0,8 \eta_1 \leq 1,4$$

$$\eta_1 = \frac{N_{Ed}}{f_y A_{eff}} + \frac{M_{y,Ed} + N_{Ed} e_{y,N}}{f_y W_{y,eff}} + \frac{M_{z,Ed} + N_{Ed} e_{z,N}}{f_y W_{z,eff}} \quad \eta_2 = \frac{F_{Ed}}{F_{Rd}}$$

Ако концентрисана сила F_{Ed} делује на затегнутој ножици, врши се само контрола носивости на избочавање услед локалне силе и контрола упоредног напона у ребру носача.

68. Прорачун и конструисање укрућења код пуних лимених носача

Применом укрућења повећава се носивост на избочавање.

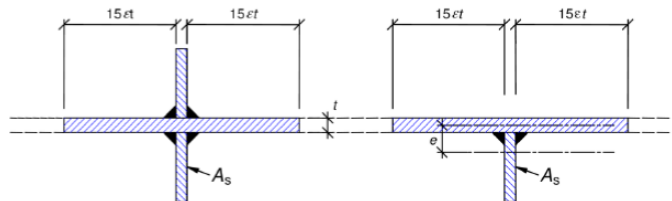
Укрућења се према свом положају могу поделити на:

- подужна (или хоризонтална)
- попречна (или вертикална)

Према начину обликовања:

- отвореног попречног пресека (раван лим, L, T)
- затвореног попречног пресека

При контроли носивости укрућења усваја се пресек са садејствујућим делом ребра носача $15et$ са сваке стране укрућења.



- **Попречна укрућења ребра**

Повећавају носивост ребра на избочавање.

Обезбеђују правилно уношење концентрисаних сила и ослоначких реакција у ребро носача.

Могу да буду:

- ослоначка укрућења
- унутрашња укрућења (међуукрућења)

- Унутрашња укрућења

Имају двоструку улогу:

- прихватају силу притиска која се јавља у пост-критичној фази
- обезбеђују геометрију ребра носача и представљају ослонце за подужна укрућења уколико их има

Унутрашња укрућења треба димензионисати као притиснуте елементе.

Уколико укрућења нису постављена симетрично у односу на средњу раван ребра, утицај ексцентричности ефективног пресека мора се узети у обзир, па се укрућења проверавају на заједничко дејство силе притиска F_s и момента савијања $M = F_s e$.

$$A_s^* = \frac{F_s}{\chi f_{y,s}} \eta$$

η - фактор ексцентричности, зависи од облика и положаја укрућења
 χ - одређује се на основу криве χ са дужином извијања $l_i = 0,75 h_w$

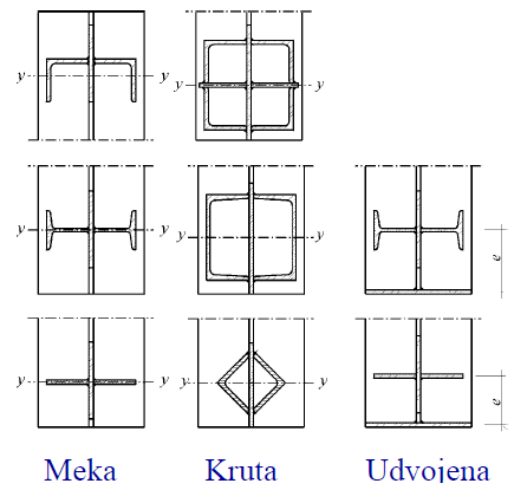
Унутрашња укрућења најчешће се израђују у виду плештих лимова који се заварују управно на раван ребра.

- Ослоначка укрућења

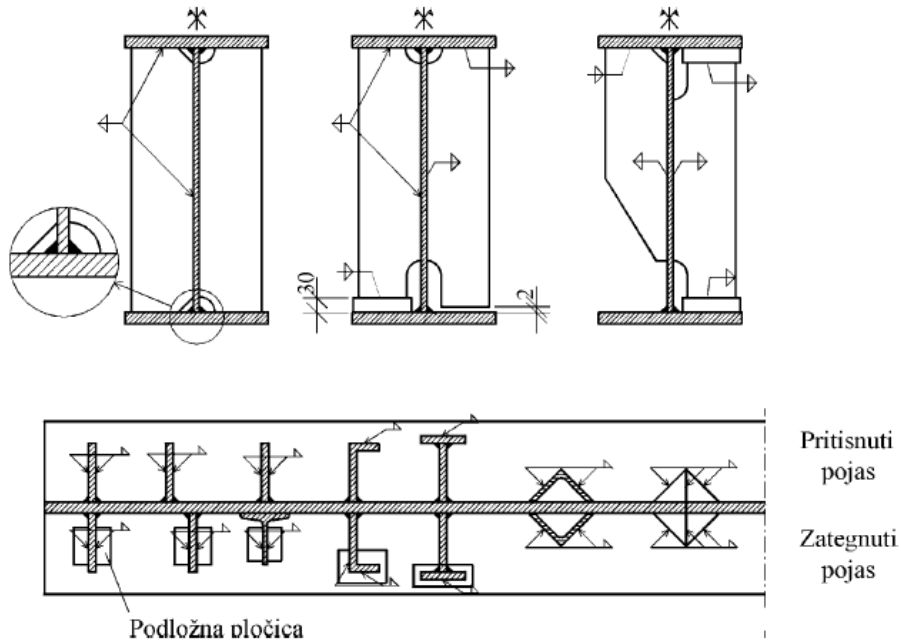
Основна функција ослоначких укрућења је да обезбеде правилно уношење ослоначке реакције у ребро носача.

Осим тога, ослоначка укрућења код система просте греде и континуалних носача морају да обезбеде анкеровање последњег затегнутог поља.

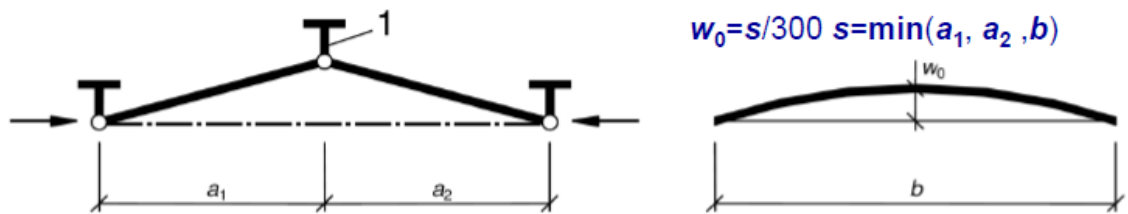
Услед хоризонталне компоненте силе у затегнутом пољу долази до савијања ослоначког укрућења. Укрућење је изложено комбинованом дејству аксијалне силе притиска и момента савијања. Са становишта анкеровања затегнутог поља, најповољније је коришћење удвојених укрућења.



Обликовање попречних укрућења:



Прорачун крутости попречних укрућења:



Применом еластичне анализе другог реда треба доказати да:

- максималан напон у укрућењу није већи од f_y / γ_{m1}
- додатни угиб укрућења није већи од $b/300$.

Може се сматрати да су оба услова задовољена ако је:

$$I_{st} > \frac{\sigma_m}{E} \left(\frac{b}{\pi} \right)^4 \left(1 + w_0 \frac{300}{b} u \right)$$

Када се не спроводи прецизна анализа, следећи услов треба да буде задовољен:

$$\frac{I_T}{I_p} \geq 5,3 \frac{f_y}{E} \quad \text{или} \quad \sigma_{cr} \geq \theta f_y \quad \theta = 2$$

I_p - поларни момент инерције укрућења око ивице спојене са лимом

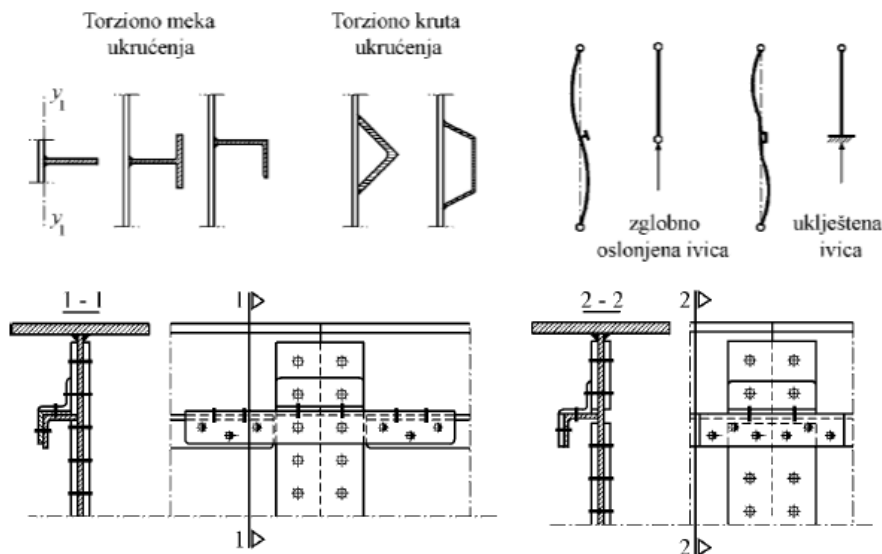
I_T - Сен Венанова торзиона константа за укрућење

σ_{cr} - критичан напон торзионог извијања укрућења

Поред тога, због избочавања смицањем, ефективни пресек међуукрућења које делује као крути ослонац за поља ребра треба да има минимални момент инерције I_{st} :

$$\begin{aligned} I_{st} &\geq 1,5 h_w^3 t_w^3 / a^2 & \text{за} & \quad a / h_w < \sqrt{2} \\ I_{st} &\geq 0,75 h_w^3 t_w^3 & \text{за} & \quad a / h_w \geq \sqrt{2} \end{aligned}$$

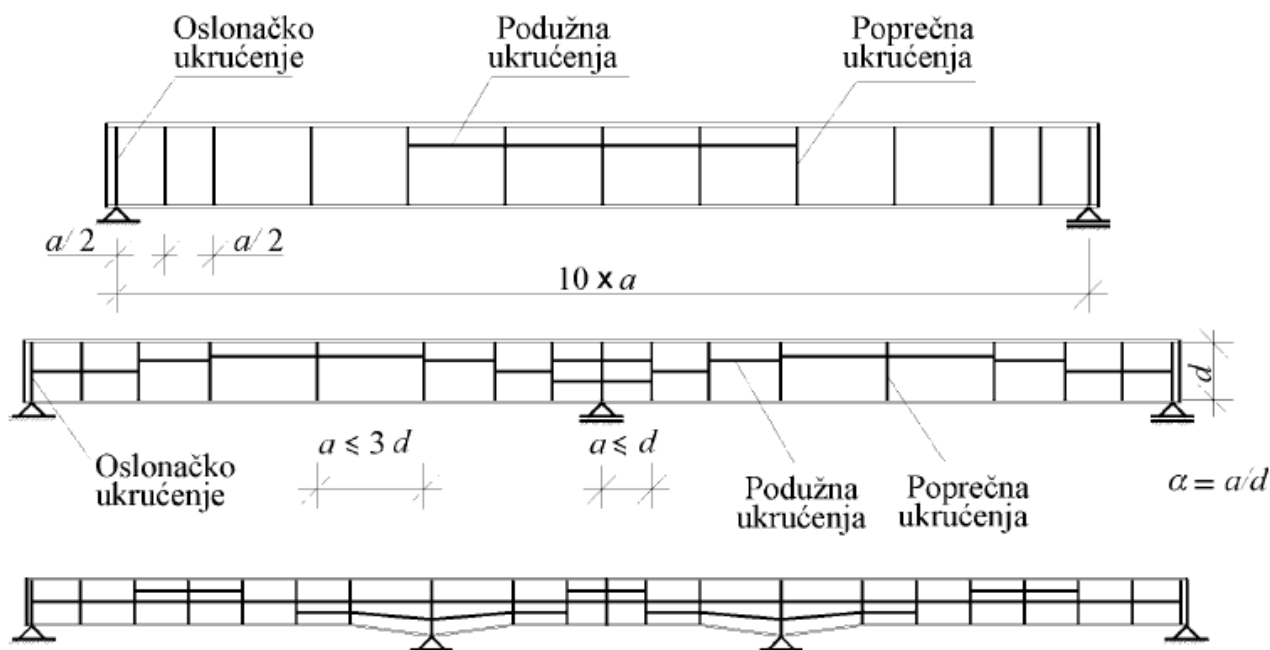
- Подужна укрућења



Захтевана крутост подужних укрућења треба да буде као у случају попречних укрућења.

Подужна укрућења се постављају у притиснутом делу ребра у зонама максималних момената савијања. Њиховим постављањем се смањује виткост ребра и, самим тим, повећава отпорност ребра на избочавање.

Диспозиција укрућења:



Диспозиција укрућења пре свега зависи од статичког система и оптерећења.

Попречна укрућења постављају се углавном на једнаким растојањима и то најчешће у осминама или десетинама распона.

У ослоначким зонама, где смичући напони достижу максималне вредности, понекад је потребно прогустити попречна укрућења.

Код континуалних носача, над средњим ослонцима се истовремено јављају максимални моменти и смичуће силе, па су ове зоне посебно осетљиве на избочавање. С тога је неопходно постављање више подужних и попречних укрућења.