

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Металне конструкције

Број индекса: 218/2012

Јулија Р. Костић

Прорачун и конструкција закованог лименог носача

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Весна Марјановић-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да има:

- Увод
- Врсте носача у металним конструкцијама
- Лимене носаче
- Пример прорачуна и конструкције једног закованог лименог носача
- Закључак

Препоручена литература:

- [1] Буђевац Д., Марковић З. И др., Металне конструкције, Грађевинска књига, Београд, 2007. конструкција, Градјевинска књига, Београд, 1986.
- [2] Петковић З., Острић Д., Металне конструкције у машиноградњи, Институт за механизацију Машинског факултета у Београду, Београд, 1996.
- [3] Бабин Н., Бркљаћ Н., Шостаков Р., Металне конструкције, ФТН Издаваштво, Нови Сад 2006.
- [4] Милосављевић М., Радојковић М., и Кузмановић В.: Основи челичних конструкција, Грађевинска књига, Београд, 1984.
- [5] Николић Р., Марјановић В., Металне конструкције- Приручник за прорачуне, Машински факултет, Крагујевац, 1998.

Крагујевац,

Септембар, 2015.

ментор:

Др Весна Марјановић, ванредни професор

Резиме

Рад садржи дефиницију носача, улогу, значај и примену. Представљена су два начина спајања елемената носача: заваривањем и закивањем од којих је други начин детаљно објашњен.

Посебно поглавље рада посвећено је димензионисању делова носача. Одређене су све потребне димензије вертикалног лима, ламела, појасних угаоника.

На основу одређених димензија носача приказан је ток прорачуна стабилности вертикалног лима.

Анализирана је сигурност носача против избочавања према Еврокоду.

И коначно, урађен је пример прорачуна и конструисања закованог лименог носача.

Кључне речи: лим, лимени носач, закована веза

Abstract

The work contains a definition of a cantilever, its role, importance and usage. There are two ways of binding cantilever elements: welding and riveting, the latter is explained in details.

There is a chapter about dimensioning of cantilever parts. All required dimensions of vertical sheet metal, lamella, belted angle are determined.

On the basis of determined dimensions of a cantilever, the estimate of stability of vertical sheet metal is shown.

It is analyzed the safety of a cantilever against buckling according to Eurocode.

Finally, an example of an estimate and construction of riveting plate cantilever is done.

Key words: sheet metal, plate girder, riveted binding

Садржај

1. Увод	1
1.1 Подела носача	2
1.2 Облик носача	5
2. Лимени носачи	6
3. Димензионисање попречног пресека пунх лимених носача	9
3.1 Димензионисање вертикалног лима (ребра).....	9
3.2 Димензионисање појасних ламела	14
3.3 Димензионисање појасних угаоника.....	18
4. Проблем стабилности лима на избочавање	19
4.1 Избочавање услед нормалних напона притиска	19
4.1.1 Теорија линеарно еластичног избочавања	21
4.1.2 Гранична носивост неукрућене правоугаоне плоче на избочавање	25
4.1.3 Гранична носивост укрућене правоугаоне плоче.....	26
4.2 Избочавање смицањем.....	27
4.2.1 Гранична носивост ребра на избочавање смицањем	28
4.3 Избочавање услед дејства попречне силе	32
4.3.1 Гранична носивост на локало избочавање услед дејства попречне силе.....	33
5. Пример прорачуна и конструисања закованог лименог носача	34
6. Закључак	45
Литература.....	46

1. Увод

Конструктивни елементи код којих је савијање главни вид напрезања називају се носачи. Ови елементи су под дејством спољашњег оптрережења изложени деформацији савијања. Са аспекта отпорности материјала, савијање носача може бити узроковано следећим врстама напрезања: чисто правога савијања, савијања силама, косога савијања, косога савијања силама и ексцентричног притиска или затезања. Када је реч о ексцентричном притиску или затезању, код носача се јављају напрезања у области великих ексцентритета где су утицаји савијања знатно већи од оних изазваних аксијалним напрезањем, било да се ради о затезању или притиску. Ригле оваквих носача су карактеристичан пример носача са напрезањем у зони великих ексцентрицитета. Елементи код којих се јављају ексцентрични притисак или затезање у зони малих ексцентритета не спадају у носаче, јер је код њих доминантан утицај аксијалних сила. [1]

Пре него што је заваривање постало веома рационалан и ефикасан технолошки вид спајања челичних конструкција, пуни лимени носачи су извођени искључиво у закованој изради. На овај начин изведен је велики број објеката. Пуни лимени носачи најчешће налазе примену у:

- мостоградњи (главни и коловозни носачи...),
- зградарству (крански носачи, подни носачи, подвлаке...).

Статички системи ових носача су:

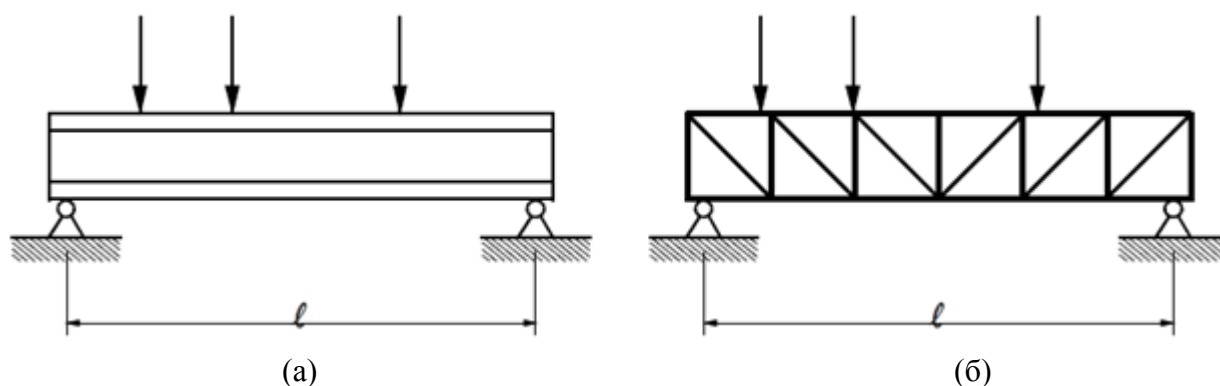
- гредни системи (проста греда и континуалан носач),
- оквирни системи,
- системи са косим затегама,
- viseћи мостови.



Слика 1.1- Примена пуних лимених носача код мостова [10]

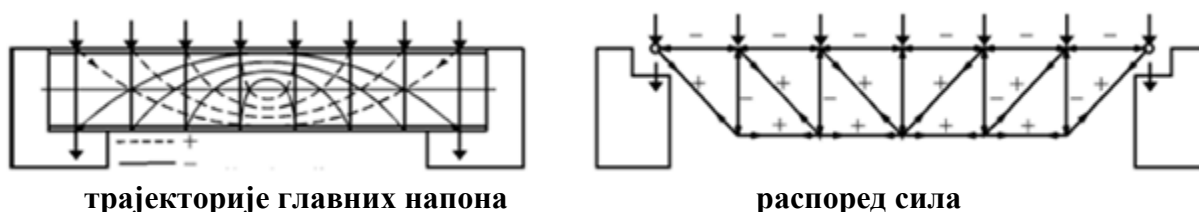
1.1 Подела носача

Према конструктивном извођењу носачи се могу поделити на пуне и решеткасте (слика 1.2). Код пуних носача појасеви профила су међусобно везани на целој дужини пуним зидом односно ребром па су одатле и добили назив. Код решеткастих носача појасеви су међусобно спојени само на појединим местима посредством штапова испуне (дијагонале и вертикале).



Слика 1.2- а) Пуни носачи; б) Решеткасти носачи. [1]

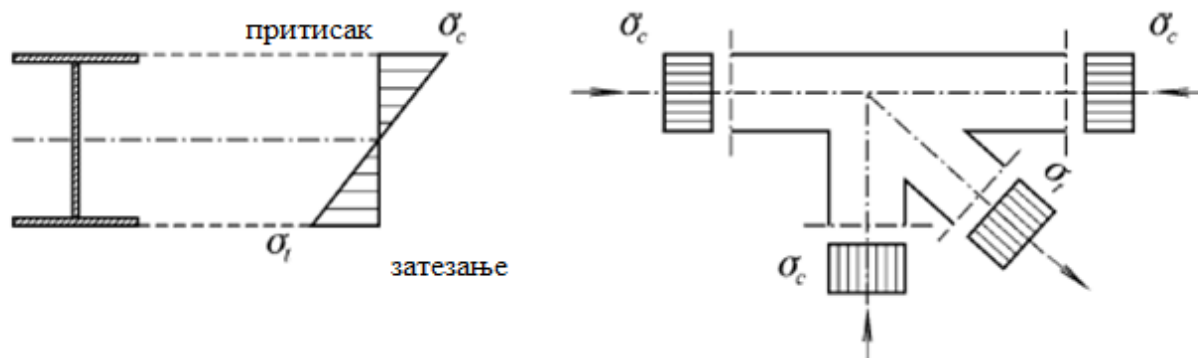
Иако се улога пуних и решеткастих носача не разликује пуно и супротстављају се готово истом оптерећењу, разлика постоји у начину напрезања и конструкцијском обликовању. Пријем момента савијања се врши помоћу појасних штапова односно ламела и код пуних и код решеткастих носача док се пријем трансверзалних (смичућих) сила врши другачије. Пријем трансверзалних сила код решеткастих носача врши се аксијалним напрезањем штапова испуне, док се код решеткастих носача оне преносе путем ребра и у њему изазивају смичуће напоне. На слици 1.3 се могу уочити сличности трајекторија главних напона притиска и затезања у ребру носача и напрезања дијагонала и вертикала решеткастог носача.



Слика 1.3–Напрезање пуних и решеткастих носача [1]

Ове сличности се нарочито могу уочити на примеру пуних носача са витким ребрима при граничном стању носивости на избочавање смицањем. У фази посткритичног понашања долази до појаве затегнутог поља које одговара затегнутој дијагонали решеткастог носача, па пун носач постаје решеткаст и састоји се од појасних ламела које представљају појасне штапове, где су затегнута поља дијагонале а укрућења вертикале.

Решеткасти носачи се састоје од међусобно повезаних појасних штапова и штапова испуне који чине најчешће троугаону структуру. Сви штапови решеткастих носача су аксијално оптерећени на притисак или затезање и нормални напон је константан у свим штаповима. За разлику од решеткастих, пуни носачи имају линеарну промену нормалног напона по висини попречног пресека (слика 1.4). Линеарна промена нормалног напона по висини попречног пресека пуног носача не дозвољава максимално искоришћење пресека, па се у томе огледа боље искоришћење материјала решеткастих носача. [1]



Слика 1.4 - Дијаграми нормалних напона пуног и решеткастог носача [1]

Предности и мане коришћења пуних и решеткастих носача зависе од многих фактора као што су: распон носача, интензитет оптерећења, цена рада и материјала, заштита од корозије итд.

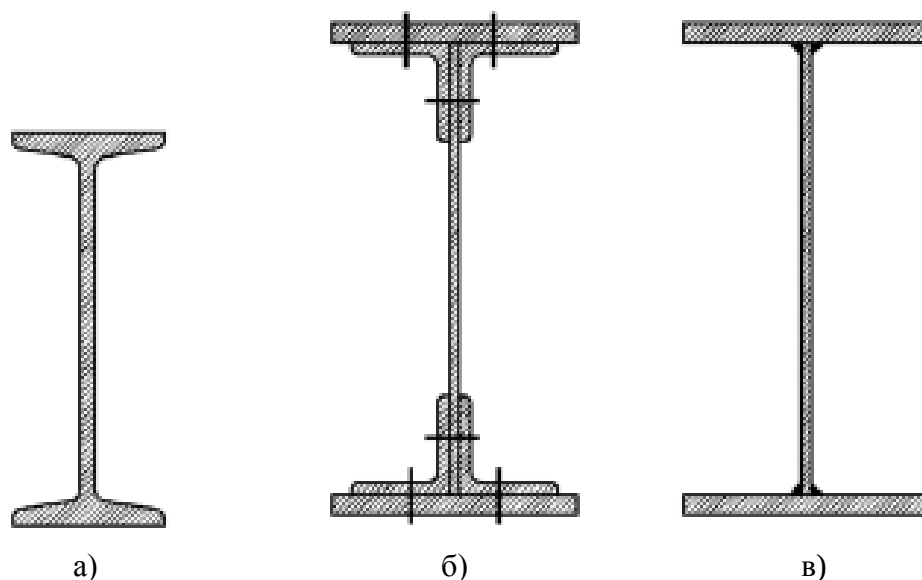
Предност коришћења решеткастих носача у се огледа у случајевима:

- великих распона који захтевају велику висину носача, већи је степен искоришћења код пуних лимених носача;
- када је коришћење пуних лимених носача нерационално због сложенијих услова за постизање стабилности лимова на избочавање;
- када су оптерећења мала, у погледу обезбеђења потребне крутости носача, побољшава се рационалост искоришћења материјала.

Пуни носачи имају својих предности у погледу једноставнијег прорачуна и конструисања, начина израде, монтаже и одржавања. У зависности од односа цене рада и челика, пуни носачи могу бити и економичнији. Пуни носачи су тежи од решеткастих, јер поједини делови попречног пресека нису напрегнути до дозвољеног напона, али и поред тога због лакше израде су јефтинији за распоне до 30м. Пластификацијом челика у попречном пресеку створена је и резервна носивост пуних носача, па је већи њихов степен сигурности. Због једноставних равних површина, и мањег обима по јединици дужине, антикорозиона заштита пуних носача је јефтинија од решеткастих.

Пуни носачи према начину израде могу бити ваљани и лимени носачи. Ваљани носачи се добијају готови ваљањем. Изводе се најчешће у облику I-профила (слика 1.5 а) или I-профила са широком ножицом (IB и IP). По потреби ваљани носачи се могу ојачавати ламелама, закованим или завареним на ножицама. Примена оваквих носача је ограничена у погледу распона и оптерећења.

Лимени носачи настају спајањем више челичних елемената закивцима односно закивањем или заваривањем у једну целину. На основу тога лимени носачи се деле на заковане и заварене (слика 1.5 б,в).



Слика 1.5 - Попречни пресеци носача: а) Ваљани носач;
б) Лимени заковани носач; в) Лимени заварени носач. [1]

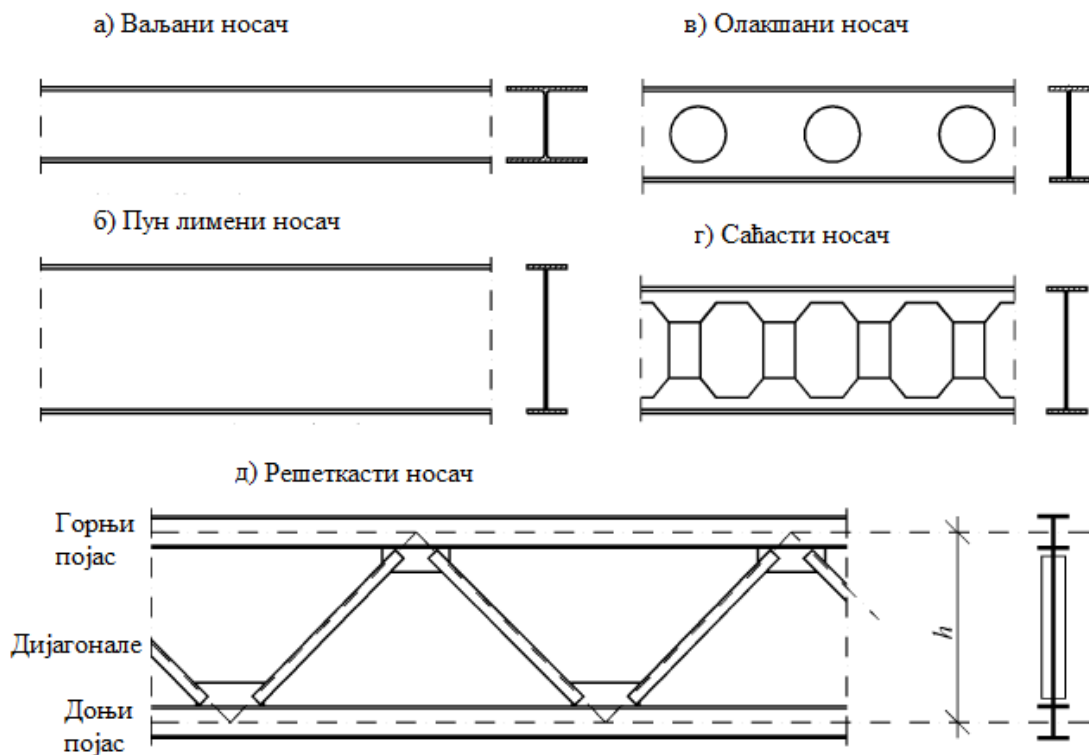
Лимени заковани носачи се састоје од појасних ламела, вертикалног лима (ребра), и појасних угаоника. Ови елементи су међусобно спојени закивцима у једну контруктивну целину.

Лимени заверени носачи се састоје од вертикалног лима односно ребра и појасних ламела које су спојене са ребром бочним угаоним шавовима.

Сви носачи морају имати ослонце како би се пренело оптерећење на друге конструктивне делове. Број и врста ових ослонаца зависи од статичког система носача. У статичком погледу носачи могу бити гредни или лучни, или сложени носачи састављени од греда и лукова.

За веће распоне уместо решеткастих носача могу се употребити пуни као континулани носачи или у комбинацији греде са луком, нарочито јер имају повољнији естетски изглед.

Прелаз између пуних и решеткастих носача представљају ошупљени (олакшани) и саћасти носачи (слика 1.6 в,г) . Ови носачи су настали као резултат потребе да се добију што лакши носачи, уз минимални утрошак рада. Праве се од ваљаних или заварених I-профила релативно једноставним операцијама резања и заваривања. Доста су лакши од пуних носача и примењују се најчешће у зградарству за носаче средњих распона (10-15м). Прорачун саћастих носача се не може упоредити са прорачуном пуних носача, јер се они морају рачунати као “Вирендел” оквирни носачи, при чему се морају узети у обзир све специфичности које они имају. [1]

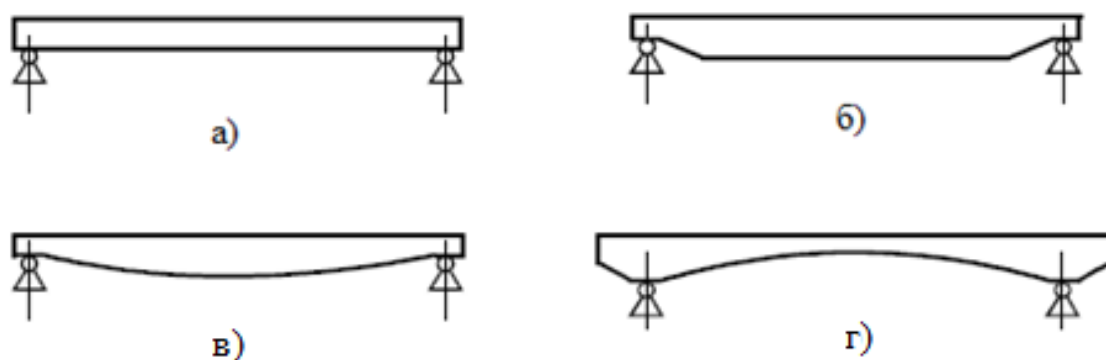


Слика 1.6 - Различите врсте носача: а) пуни носач-ваљани I- профил;
б) пун лимени носач; в) олакшани I-профил;
г) саћасти носач; д) решеткасти носач. [1]

1.2 Облик носача

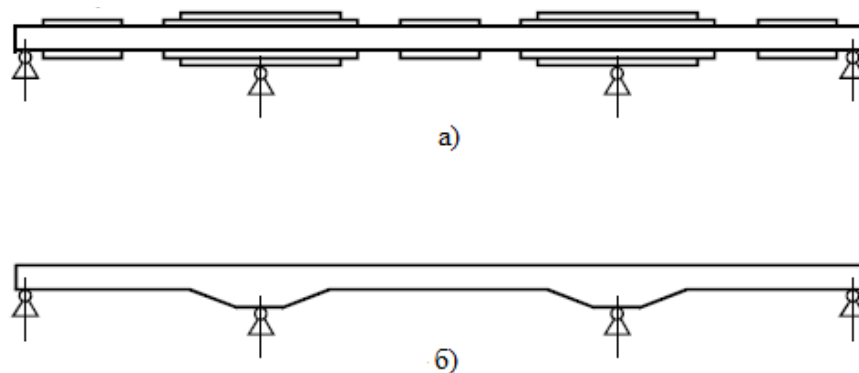
Облик носача зависи од облика елемената носача, начина израде, статичких и конструктивних услова, естетских захтева и економичности.

Код простих греда облик је најчешће правоугаони. У циљу што боље прилагодљивости носача статичким условима даје му се трапезасти, параболични или полупараболични облик (слика 1.7).



а) Прямоугольні; б) Трапеції; в) Параболічні; г) Полупараболічні; [9]

Облик континуалних носача такође може бити правугаони, а ојачање према моментима савијања постиже се додавањем ламела над ослоњцима или се носач својим обликом прилагођава линији граничних вредности момената. У овом случају се праволинијским или криволинијским вутама повећава висина носача над средњим ослоњцима (слика 1.8). [9]



Слика 1.8 - Облик континуалних носача;

а) Пун носач ојачан ламелама; б) Пун носач са вутама [9]

Облик лучних носача се бира тако да се средња линија што боље прилагоди отпорној линији, како би се моменти савијања свели на што мању меру. Оса лука може бити кружна или параболична крива линија. Ивице појасева могу да прате осу лука или не (слика 1.9).



Слика 1.9 - Лучни носачи: а) кружна оса лука; б) параболична оса лука. [9]

2. Лимени носачи

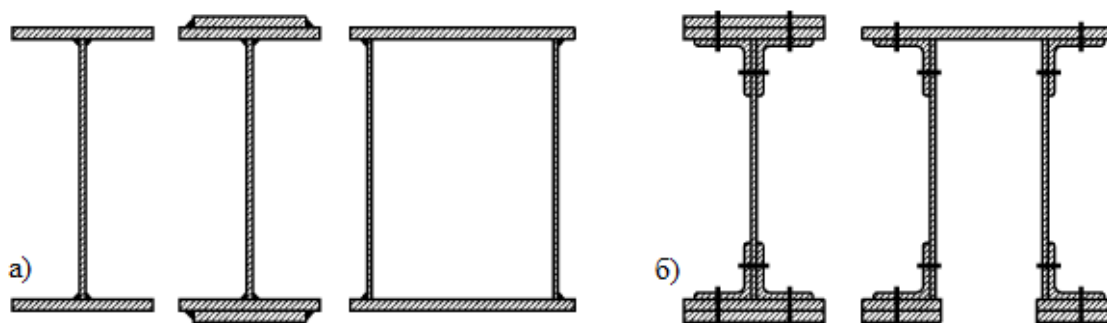
Пуни лимени носачи се користе за велике распоне и оптерећења, која превазилазе отпорни момент ојачаних ваљаних профила, и у случајевима када је њихова употреба економски исплатива. У поређењу са ваљаним профилима, пуни лимени носачи имају низ предности као што су:

- мања тежина,
- слободан избор облика и димензија попречног пресека,
- савладавање великих распона и оптерећења,

- могућност израде носача променљиве висине,
- могућност покривања дијаграма момента,
- могућност оптимизације попречног пресека итд.

Како је за израду пуних лимених носача потребан нешто већи утрошак рада, њихова цена је виша од ваљаних профила. За спајање челичних лимова у једну целину и добијање јединственог попречног пресека неопходне су додатне операције сечења заваривања или закивања што изискује и повећане трошкове израде. Сагледавајући бројне предности уз мању потрошњу материјала може се закључити да је употреба пуних лимених носача у већини случајева економски најповољније решење. Захваљујући томе, ови носачи налазе бројну примену у зградарству, а посебно у мостоградњи.

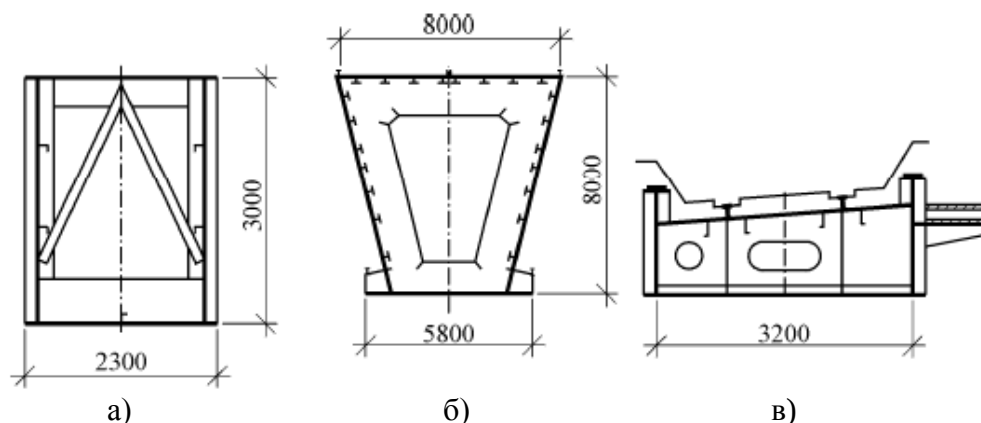
Попречни пресек пуних носача је најчешће у облику I-профила. Пуни лимени носачи могу бити једнозидни (једно ребро), двозидни односно сандучасти (два ребра), и вишезидни (имају више од два ребра). Израђују се у закованој или завареној изради (слика 2.1).



Слика 2.1 Облик попречног пресека пуних лимених носача у:
а) завареној изради; б) закованој изради. [1]

Појасне ламеле се код заварених носача директно заварују за ребро, док се код закованих везују помоћу појасних угаоника и закивака. У закованој изради једнозидни лимени носач састоји се од вертикалног лима, четири појасна угаоника и извесног броја појасних ламела (према потреби). Појасни угаоници осим што учествују у вези међусобно управних лимова, имају улогу и у раду попречног пресека, па се у прорачуну узимају у обзир при одређивању геометријских карактеристика сложеног пресека.

Двозидни или сандучасти носачи се користе када је због нагомилавања појасних ламела веза појаса са вертикалним лимом отежана. Примењују се у случајевима великих распона и оптерећења, при ограниченој конструктивној висини, и условима када нема могућности за бочно-торзионо придржавање носача. Сандучасти носачи имају велику торзиону крутост, стабилност на бочно-торзионо извијање, као и крутост на савијање око слабије осе инерције. Мана ових носача је велики утрошак материјала (челика). Да не би дошло до деорфмисања попречног пресека услед дејства торзије, за сандучасте носаче је неопходно предвидети попречна укрућења која ће обезбедити жељену геометрију и торзиону крутост, као и садејство свих елемената попречног пресека. Попречна укрућења могу бити у облику спрега, рама, или пуног зида односно дијафрагме (слика 2.2).



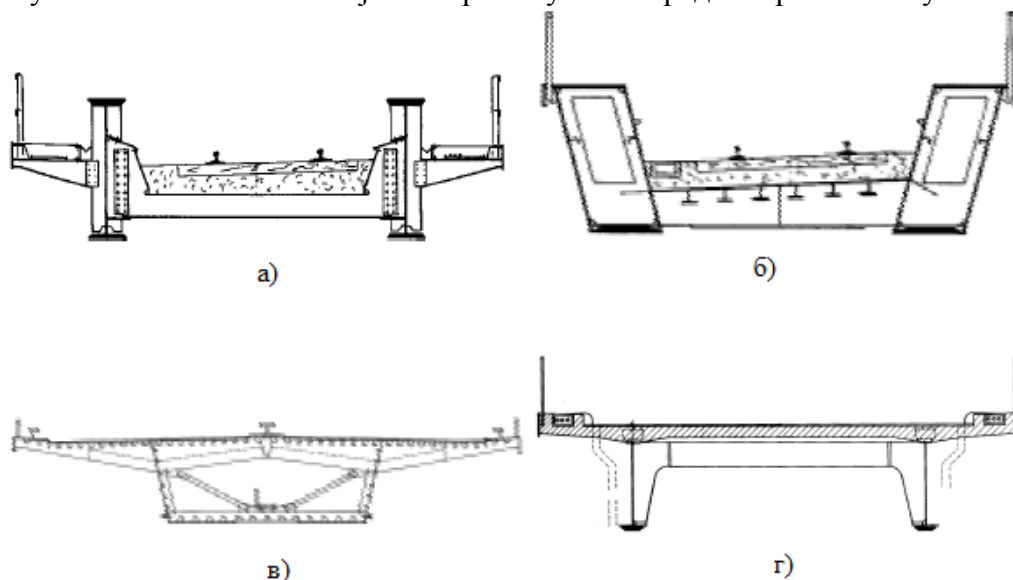
Слика 2.2 - Облици попречних укрућења сандучастих носача:

а) главни носач хале-спрег као укрућење; б) портални кран-рамовскоукрућење;
 в) железнички мост-укрућење у виду дијафрагме. [1]

Када унутрашње димензије попречног пресека носача (ширина/висина) прелазе 650/900мм, потребно је предвидети отворе на дијафрагмама носача како би се омогућио улаз радника на одржавању. Код непроходних сандучастих носача није потребна антикорозиона заштита унутрашњег дела сандука. Непроходни делови су херметички затворени, па заштита од корозије није потребна. [1]

Попречна укрућења имају функцију укрућења ребра против избочавања, а на ослонцима и местима деловања концентрисаних сила обезбеђују правилно уношење сила.

У мостоградњи се искључиво примењују пуни лимени носачи, што је последица великих распона и оптерећења која се са индустријским развојем друштва све више повећавају. Облици попречних пресека модерних носача мостова су разноврсни и зависе од распона моста, статичког система, ширине коловоза, врсте коловозне табле, аеродинамичности и захтеване торзионе крутости. Карактеристични примери попречних пресека пуних лимених носача који се користе у мостоградњи приказани су на слици 2.3.



Слика 2.3 - Различити облици попречних пресека
 пуних лимених носача у мостоградњи: а), б) железнички; в), г) друмски. [1]

3. Димензионисање попречног пресека пунх лимених носача

Пуни лимени носачи се добијају од једног или више ребара (вертикалних лимова) и појасних ламела односно ножица. Ребра најчешће заузимају вертикалан положај осим у случају сандучастих или вишезидних мостовских носача, када се због побољшања аеродинамичности и смањења распона конзолног дела горњег појаса постављају у кос положај.

3.1 Димензионисање вертикалног лима (ребра)

Висина ребра се креће у опсегу од $1/10$ до $1/35$, где l представља распон носача. У високоградњи висина варира од $1/20$ до $1/35$. Висина друмских мостова је од $1/15$ до $1/25$, а железничких од $1/10$ до $1/15$. Осим од распона, висина носача зависи и од интензитета оптерећења као и статичког система носача. Препорука за просте греде је већа висина у границама дефинисаног опсега, а за континуалне носаче мања. За строге деформацијске услове (дозвољен угиб $1/1000$), од носача се захтева да поседује велику крутост на савијање, а то се најлакше постиже повећањем њихове висине (до осмине распона за тешке кранске стазе или железничке мостове). Оптимална висина ребра (d) у функцији максималног момента савијања се одређује на следећи начин:

$$d_{opt} = k_w \cdot \sqrt[3]{\frac{\max M}{\sigma_{dop}}} \quad (1)$$

где је k_w параметар који зависи од начина покривања дијаграма момента и има следеће вредности:

$k_w = 4,3$ за добро покривање,

$k_w = 4,7$ за умерено покривање,

$k_w = 5,3$ за носаче непроменљивог попречног пресека.

У поређењу са ваљаним предност лимених носача је то што постоји могућност промене димензија елемената попречног пресека (ребара и ножица) у циљу добијања пресека који ће истовремено задовољити и напонски и деформацијски услов. Према томе, висина ребра пуног лименог носача се може одредити из услова да нормални напон и угиб у исто време достижу своје допуштене вредности. За носач оптерећен једнако подељеним оптерећењем овај услов се може написати као:

$$\sigma = \frac{\max M}{W} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^2}{W} = \sigma_{dop} \quad (2)$$

$$f = k_2 \frac{q \cdot l^4}{EI} = f_{dop} = l / m \quad (3)$$

Код симетричних попречних пресека момент инерције I може да се изрази у функцији отпорног момента W на следећи начин:

$$I = W \cdot \frac{h}{2} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^2}{\sigma_{dop}} \cdot \frac{h}{2} \quad (4)$$

при чему је h висина носача приближно једнака висини ребра ($h \approx d$). Када се момент инерције из претходне једначине убаци у једначину за допуштен угиб добија се:

$$d = 2 \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot m \cdot \frac{\sigma_{dop}}{E} \cdot I \quad (5)$$

На овај начин је одређена висина носача уз истовремено искоришћење допуштеног напона и угиба. Параметри k_1 и k_2 зависе од статичког система носача. Услучају просте греде износе: $k_1=1/8$ и $k_2=5/384$, па је $K=80/384$. У табели 1 представљене су вредности висине ребра према једначини (5) за различите врсте челика и допуштене угибе. [1]

Табела 3.1.- Висина носача при истовременом искоришћењу нормалног напона и угиба [1]

	Допуштени угиб ($f_{dop}=l/m$)			
	$l/300$		$l/500$	
Врста челика	Č0361	Č0561	Č0361	Č0561
$h \approx d$	$l/21$	$l/14$	$l/12,6$	$l/8,4$

Економичност конструкције захтева да дебљина ребра буде што мања, јер се повећањем дебљине ребра не добија већа носивост носача на савијање, а битно расте укупна тежина. Ребро прихвата целокупну смичућу силу и од површине ребра директно зависи отпорност носача на смицање. Дебљина ребра треба да буде минимална, а опет довољна да са задовољавајућим фактором сигурности прихвати смичуће силе, односно напоне. Дебљина ребра утиче и на отпорност ребра на избочавање услед смичућих сила и нормалних напона. На избор дебљине ребра утичу и носивост шавова, односно закивака за везу ребра са појасним ламелама, и увођење концентрисаних сила великих интензитета помоћу ножице директно у ребро.

Након дугогодишњег искуства у пројектовању челичних конструкција изведене су емпиријске формуле за одређивање оријентационе дебљине ребра t_w . На основу немачких препорука потребно је усвојити највећу вредност од следећих добијених прорачуном:

$$t_w = \begin{cases} d/120 \dots (\text{Č0361}) \\ d/100 \dots (\text{Č0561}) \end{cases}$$

$$t_w = 0,025 \cdot \sqrt[3]{V \cdot d}$$

$$t_w = \begin{cases} 0,15 \cdot V/d \dots (\text{Č0361}) \\ 0,10 \cdot V/d \dots (\text{Č0561}) \end{cases}$$

при чему је V трансверзална сила у kN, а d и t_w висина и дебљина ребра у cm. У домаћој пракси се користе следеће препоруке:

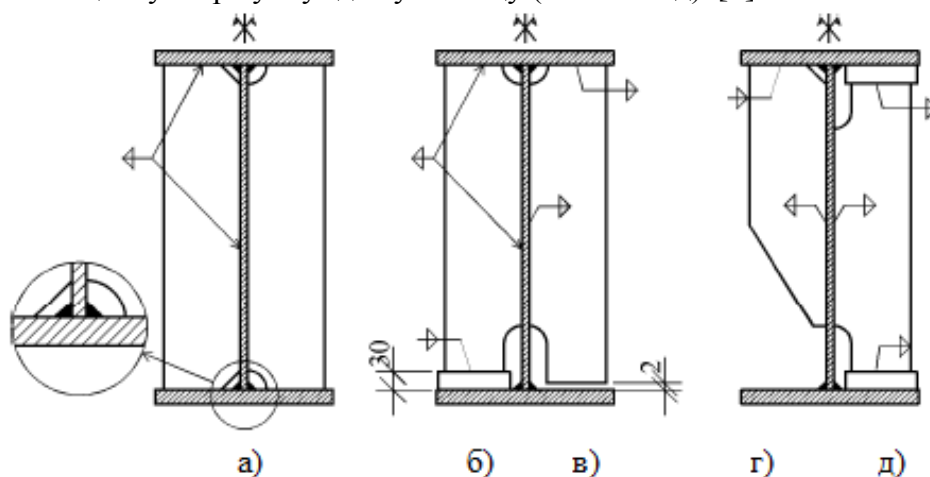
$$t_w [mm] = 8 + 2 \cdot d [m] \text{ за мања оптерећења}$$

$$t_w [mm] = 9 + 2,5 \cdot d [m] \text{ за већа оптерећења}$$

Ови емпиријски обрасци представљају полазну тачку у одређивању висине и дебљине ребра, а правилност избора димензија ребра ће бити потврђена тек након контроле носивости и стабилности носача.

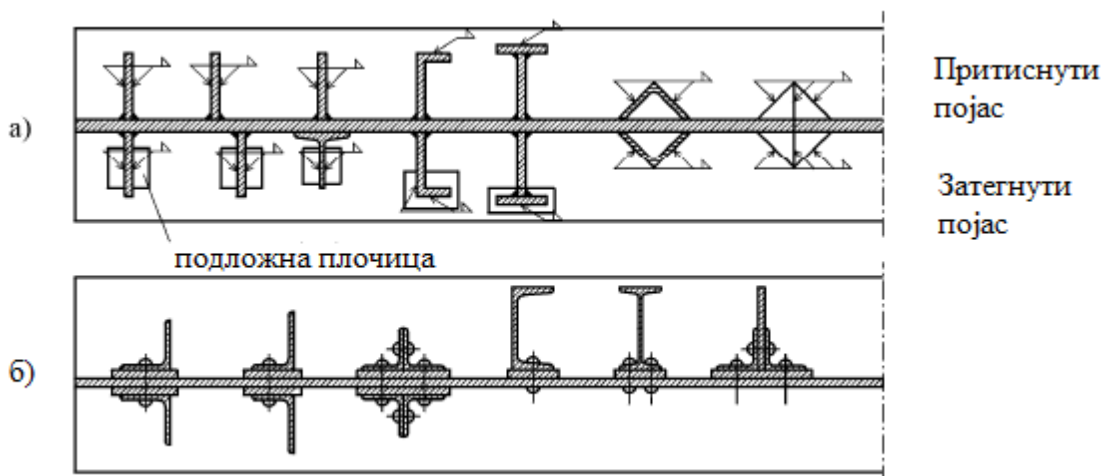
Обично се дебљина ребра узима у границама од 6mm до 20mm. С обзиром на опасност од корозије и пожара, доња граница дебљине ребра не би требало да буде испод 6mm за челичне конструкције у зградарству и 8mm у мостоградњи. За металне конструкције од хладно обликованих профила ово правило не важи. За велике распоне, стабилност ребра се постиже системом укрућења који омогућава коришћење знатно мањих дебљина ребра.

На местима уношења сила већег интензитета на ребру, као и на ослонцима, постављају се вертикална укрућења у облику челичних лимова или ваљаних Т или L-профила. Улога оваквих укрућења је правилно и равномерно уношење силе, као и повећање отпорности ребра на избочавање. У зградарству укрућења се директно заварују за ребро и обе ножице, а облик им је такав да подужни шавови за везу са ребром могу без проблема да прођу (слика 3.1 а). Код динамички оптерећених носача треба избегавати попречне шавове. Наиме, заваривање управно на ток сила значајно смањује отпорност носача на замор, па може доћи до појаве зареза. Током експлоатације зарез се услед динамичког оптерећења шири и долази до настанка прелина, на тај начин се угрожава трајност конструкције. Из тог разлога попречни шавови на затегнутим ножицама нису пожељни. Да би се избегли попречни шавови, на месту додира укрућења и затегнуте ножице могуће је поставити подложну плочицу (слика 3.1 б). Она се заварује за укрућење али не и за затегнуту ножицу. У случају да није предвиђено постављање подложне плочице, неопходно је оставити зазор од најмање 2mm (слика 3.1 в). Могу се користити и укрућења специјалног облика, код којих је због редукције укрућења смањена потреба за заваривањем (слика 3.1 г). Услед дејства покретног оптерећења код континуалних носача, јављају се моменти савијања алтернативног знака где и горња и доња ножица могу бити затегнуте у зависности од положаја оптерећења. Овакав случај захтева постављање подложних ножица и уз горњу и уз доњу ножицу (слика 3.1 д). [1]



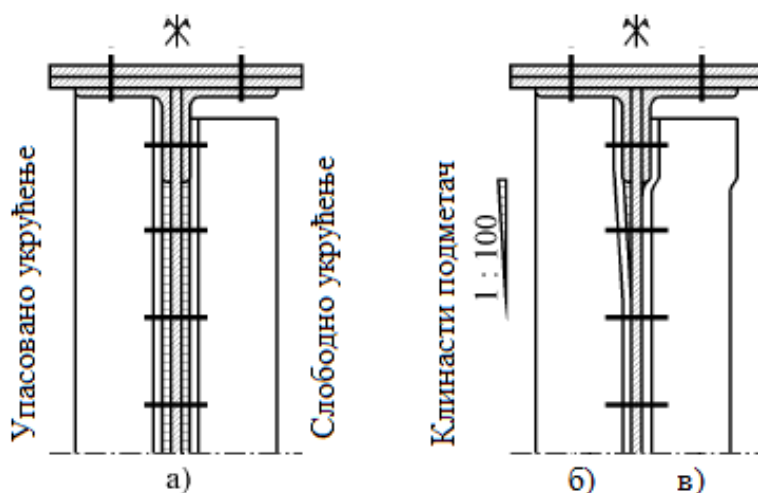
Слика 3.1- Попречна- вертикална укрућења ребра [1]

Као укрућења се углавном користе равни челични лимови. Понекад је на пресецима у ослонцу, због великог оптерећења услед реакције ослонца, неопходно усвојити укрућења у облику ваљаног L, Тили1/2I-профила. Код закованих носача најчешће се као попречна укрућења користе L-профили у комбинацији са челичним лимовима. На слици 3.2 су приказани различити облици попречних укрућења код заварених (слика 3.2 а) и закованих (слика 3.2 б) носача. [1]



Слика 3.2 - Попречни пресеци укрућења: а) заварени носач; б) заковани носач. [1]

Веза укрућења са ребром се код закованих носача остварује закивцима. С обзиром да се укрућење поставља по читавој висини ребра, неопходно је предвидети његово обликовање и везивање за ребро на месту где се налазе појасни угаоници. То се постиже уметањем подметача између горњих и доњих појасних угаоника дуж читавог укрућења (слика 3.3 а), постављањем клинастих подметача непосредно уз прелаз са ребра на појасни угаоник (слика 3.3 б) или савијањем укрућења (слика 3.3 в).



Слика 3.3- Веза попречних укрућења у закованој изради [1]

Како би се омогућио транспорт мостовских носача великих распона, који достижу и до 10 метара, потребно је предвидети подужни монтажни наставак ребра (слика 3.5). Наставци се монтирају закивањем код закованих или помоћу завртњева код заварених лимених носача. Улога наставка је да прихвати смичућу силу која се јавља на месту прекида. Линијски смицајни напон $\bar{\tau}$ који делује на месту хоризонталног наставка ребра је:

$$\bar{\tau} = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \quad (6)$$

где је:

V -смицајна (трансверзална сила),

S_y - статички момент дела пресека до монтажног наставка,

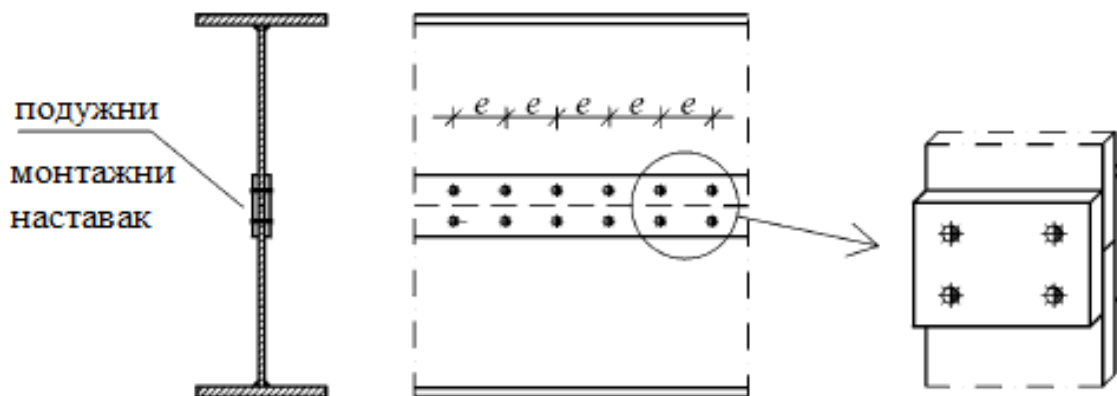
I_y – момент инерције посматраног попречног пресека

Како се трансверзална сила мења дуж носача тако се и геометријске карактеристике (S_y и I_y) могу мењати. Линијски смицајни напон $\bar{\tau}$ није константан дуж осе већ се мења од пресека до пресека и у функцији је положајне координате x . Укупна хоризонтална сила која делује на један завртањ или закивак може се одредити на основу следећег израза:

$$H_1 = \int_0^e \frac{V(x) \cdot S_y(x)}{I_y} dx \quad (7)$$

при чему је e растојање између суседних завртњева, односно закивака. Растојање између суседних завртњева је веома мало у односу на распон носача, па се промена трансверзалне силе и карактеристика попречног пресека може занемарити. Под оваквим претпоставкама, претходни израз се може поједноставити:

$$H_1 = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \cdot e \quad (8)$$



Слика 3.5 - Подужни монтажни наставак [1]

Носивост завртња (F_{dop}) односно закивка мора да задовољи следећи услов :

$$F_{dop} \geq H_1$$

За познату носивост спојног средства, може се добити максимална вредност растојања e :

$$e_{\max} = \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y} \quad (9)$$

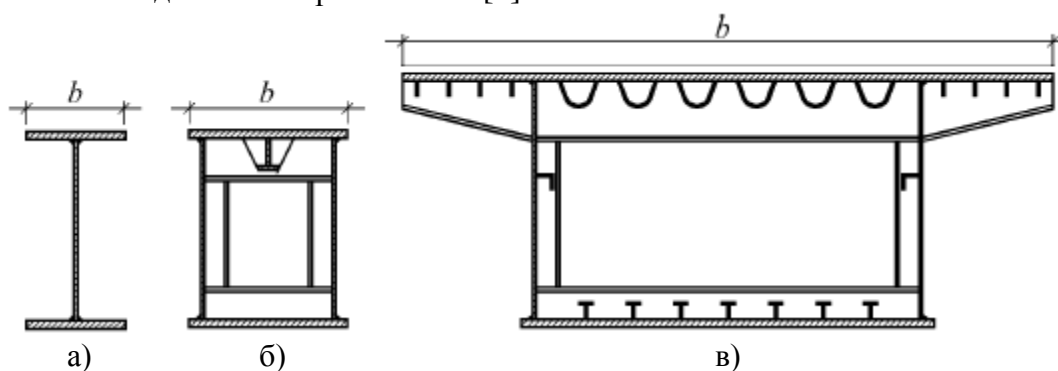
Ако претходни израз даје мале вредности ($e_{\max} \leq 3 \cdot d_0$) неопходно је предвидети по два реда завртњева са сваке стране наставка, па је тада максимално растојање двоструко веће:

$$e_{\max} = 2 \cdot \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y} \quad (10)$$

Растојање спојних средстава, без обзира на вредности добијене у претходним изразима не сме да буде већа од максималног растојања спојних средстава ($8 \cdot d_1$ односно $15 \cdot t_{\min}$).

3.2 Димензионисање појасних ламела

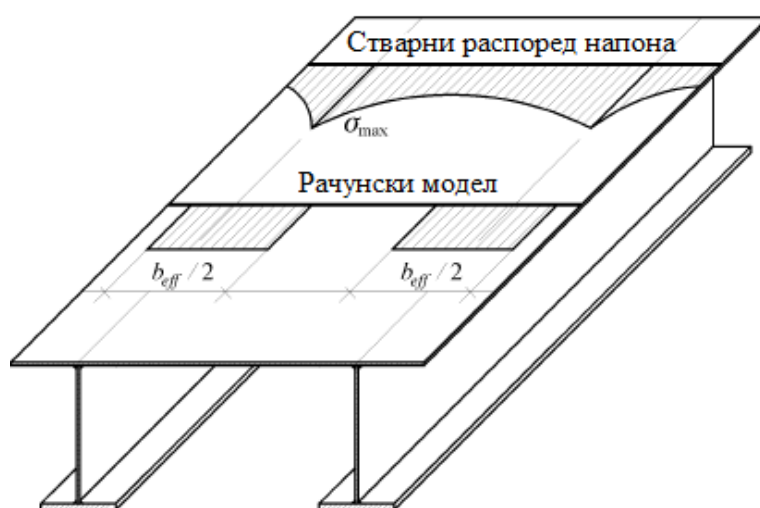
Пријем трансверзалних сила код пуних лимених носача се врши помоћу ребра док појасне ламеле (ножице) примају највећи део момента савијања. Појасеви се израђују тако да им површина буде што већа како би имали што већу носивост пресека на савијање. Ширина појасних ламела зависи од врсте носача, интензитета оптерећења, могућности бочног придржавања, намене носача итд. Ширина појасева једнозидних носача је много мања него код двозидних и вишезидних. Код мостовских носача са ортотропном плочом ширина горњег појаса је готово једнака ширини моста. Велика површина појасних ламела се код оваквих носача може постићи са релативно малом дебљином лима. Дебљина лима оваквих носача не би требало да буде испод 12mm, а у зависности од интензитета оптерећења може достићи и преко 20mm. [1]



Слика 3.6 Ширина појасних ламела у случају: а) једнозидних носача; б) сандучастог носача тешке кранске стазе; в) сандучастог носача друмског моста. [1]

У прорачуну сандучастих носача са широким појасевима, неопходно је одредити ефективну ширину појаса због неравномерне расподеле нормалних напона услед утицаја смицања познатог као *shear lag* ефекат (слика 3.7). Ово је карактеристично за широкопојасне носаче мањих распона. Код притиснутих појасних ламела потребно је проверити и локалну стабилност лима на избочавање, при чему се ефективна ширина одређује на основу интеракције избочавања и *shear lag* ефекта. [1]

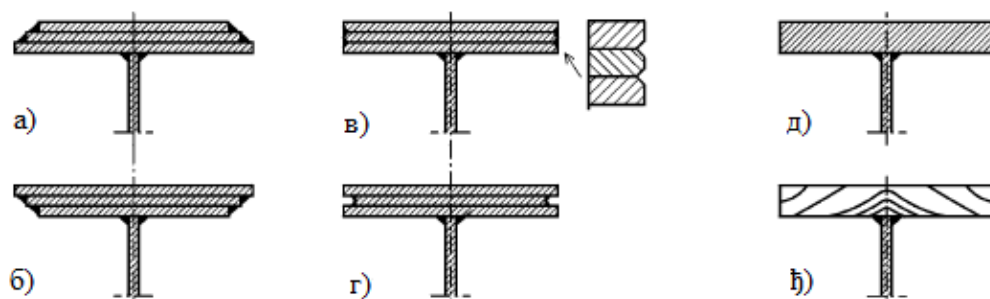
Проблем избочавања се најчешће решава постављањем подужних и попречних укрућења, чиме се постиже да цела појасна ламела буде активна.



Слика 3.7- Ефективна ширина појасних ламела. [1]

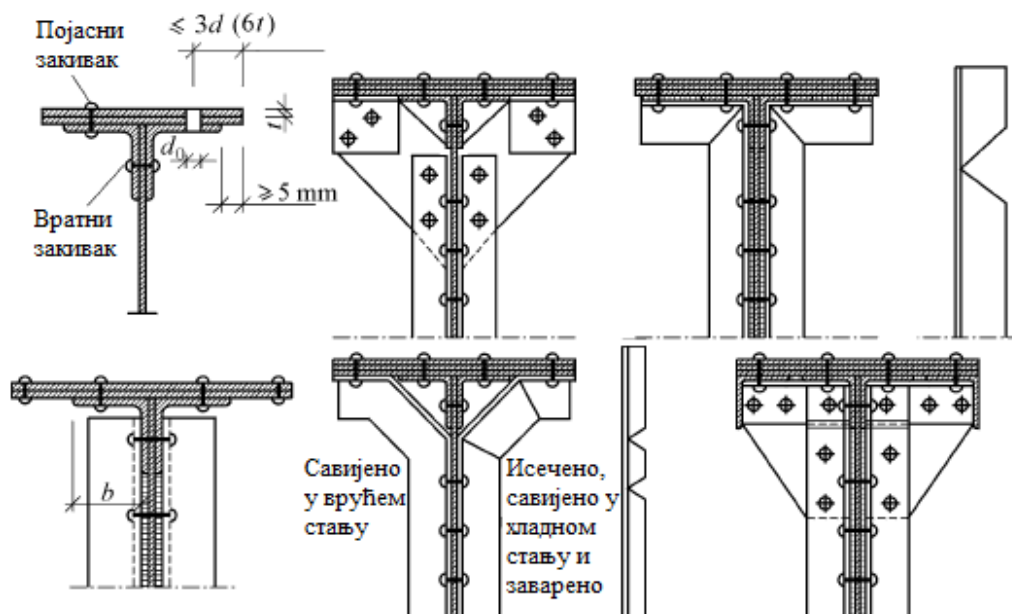
Дебљина појасних ламела је прописана за Č0361 на 50mmи Č0561 на 30 mm. При заваривању лимова дебљих од 30 mm треба прописати предгревање како би се постигао пројектован квалитет шавова. Да би се постигла потребна површина појаса могуће је више ламела мање дебљине заварити међусобно у једну целину. Дебљина ламеле се креће у границама од 10 до 20 mm, ретко и до 30 mm. Не препоручује се примена више од три појасне ламеле.

Облик појасних ламела се може извести на различите начине. Са аспекта технике заваривања облик ламеле са слике 3.8 а је добро решење. Подужни и чеони угаони шавови се могу извести око читаве појасне ламеле у једном потезу. За разлику од овог, решење под б је знатно прихватљивије са становништа статике. Носивост оваког пресека је већа јер се са истом површином појасних ламела добија већи момент инерције. Мана овог пресека је прелаз са подужног на чеопни шав јер не леже у истој равни, па може доћи до појаве зареза. Најбоље естетско решење је приказано на слици 3.8 в, али оно захтева веће трошкове израде због посебне обраде ивица појасних ламела. Најмање прихватљиво решење је под г, јер су услови за заваривање јако лоши, бојење је отежано, а жљеб представља место сакупљања прљавштине и прашине чиме се угрожава отпорност на корозију.



Слика 3.8 - Облици појасних ламела заварених носача [1]

На слици 3.9 приказане су неке могућности обликовања појасних ламела закованог носача.



Слика 3.9 - Облици појасних ламела закованих носача [1]

Уопштено гледано, коришћењем више танких ламела отпорност конструкције на замор и крти лом је боља, док примена дебљих ламела умањује трошкове, па при избору најбољег решења треба имати у виду оба ова услова.

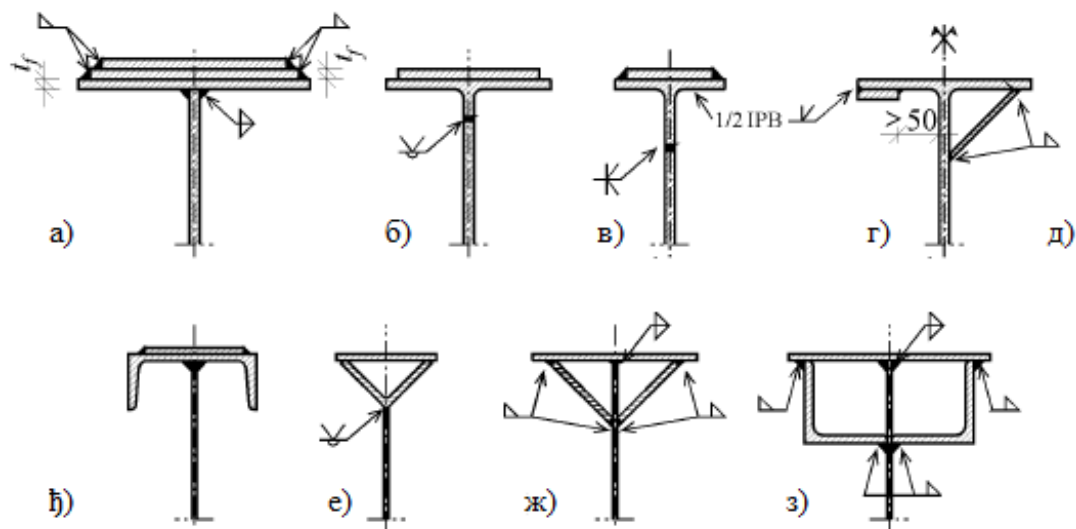
Уместо основне ламеле од широког челичног лима која је повезана са ребром могу се користити специјални “нос” (слика 3.10 б) профили или половине I-профила (слика 3.10 в). На овај начин се добија квалитетнији шав за везу појасне ламеле са ребром, а и удаљен је од најоптерећеније ивичне зоне па је изложен мањим напрезањима.

У случају да је постављање ламела по висини носача неповољно, оне се могу поставити и са унутрашње стране али се при том мора водити рачуна о коректном извођењу подужних шавова (слика 3.10 г). За носаче мањих распона могуће је постављање косих ламела (слика 3.10 д).

У случају нестабилности услед бочно-торзионог извијања неопходно је повећање момента инерције око слабије, вертикалне осе. То се може постићи усвајањем појасне ламеле у облику U (слика 3.10 ђ) или I-профила.

Проблем бочно торзионог извијања може се смањити образовањем затвореног појаса (слика 3.10 е,ж,з) чиме се повећава крутост на бочно савијање и торзиона крутост носача.

Мане оваквих решења су компликовани монтажни наставци, немогућност контроле шавова за везу ребра са појасним ламелама по завршетку израде носача и релативно компликована и скупа израда.

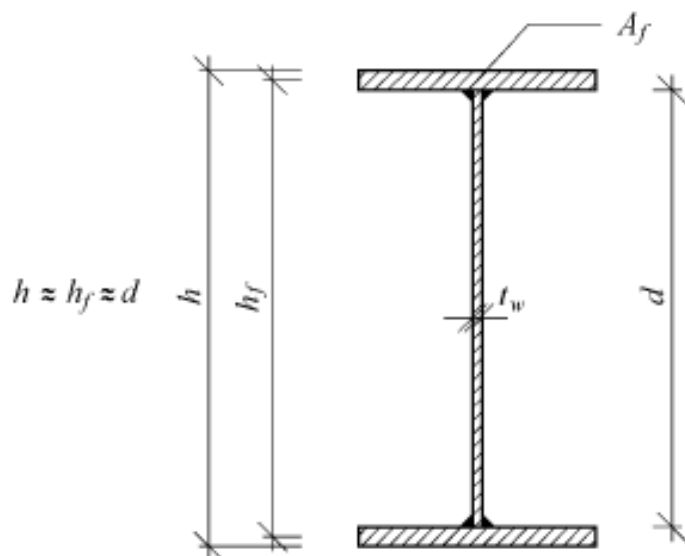


Слика 3.10 - Попречни пресеци појасева заварених носача. [1]

Одређивање потребне површине појасних ламела која служи као основ за даљи прорачун једног пуног лименог носача, се заснива на следећем изразу из Отпорности материјала:

$$W_{y, pot} \geq \frac{M}{\sigma_{dop}} \quad (11)$$

Уз претходно дефинисану висину и дебљину ребра (d и t_w) могуће је одредити површину појаса уз извесне претпоставке. Да би се добили што једноставнији изрази, претпоставља се да је висина носача h , као и растојање тежишта појасева, једнако висини ребра d (слика 3.11). Како је висина ребра много већа од дебљине појаса ова претпоставка неће променити тачност.



Слика 3.11- Шематски приказ попречног пресека са ознакама. [1]

Према томе момент инерције и отпорни момент попречног пресека могу се одредити на следећи начин:

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

$$W_y = \frac{I}{d/2} = \frac{1}{6} \cdot d^2 \cdot t_w + A_f \cdot d \quad (13)$$

Потребна површина појаса се добија на овај начин:

$$A_f \geq \frac{M/d}{\sigma_{dop}} - \frac{1}{6} \cdot d \cdot t_w \quad (14)$$

У литератури се могу наћи и слични изрази као нпр. :

$$A_f \geq \frac{M/d}{\sigma_{dop}} - 0,15 \cdot d \cdot t_w \quad (15)$$

у случају да претходно није усвојена дебљина ребра:

$$A_f \geq 0,9 \cdot \frac{M/h}{\sigma_{dop}} \quad (16)$$

Претходни изрази су изведени за заварене носаче, док се за заковане површина појасних ламела повећава за 10-15% због слабљења рупама за закивке. Ово представља само полазну тачку у одређивању димензија попречног пресека. Кроз даљи прорачун који обухвата контролу напона и деформација, доказ стабилности, и динамички оптерећених конструкција, доказа замора, се утврђује исправност претпостављеног пресека.

3.3 Димензионисање појасних угаоника

Појасни угаоници омогућавају повезивање међусобно управних елемената, и учествују у раду попречног пресека. Могу бити равнокраки или разнокраки са ширим одстојећим крацима како би се доибио економичнији пресек, већа ширина појаса а тиме и већа стабилност притиснутог појаса на бочна извијања. Оријентационе димензије појасних угаоника се могу добити на основу следећих емпиријских израза:

$$\begin{aligned} b &= 60 + d/40 \geq 80 \text{ mm} && \text{за слабије оптерећење} \\ b &= 75 + d/40 \geq 100 \text{ mm} && \text{за јаче оптерећење} \end{aligned}$$

Ови обрасци представљају смернице за добијање што складнијег пресека. Дебљина појасних угаоника је углавном већа или једнака дебљини ребра пуног лименог носача. Најчешће се примењују једнокраки угаоници, ређе разнокраки. [4]

4.Проблем стабилности лима на избочавање

Проблеми стабилности штапова челичних конструкција као што су извијање, бочно торзионо извијање и ексцентричан притисак, јављају се и код површинских плочастих елементата челичних конструкција као што су ножице и ребра пуних лимених носача али у другом облику. Витки делови попречног пресека пуних лимених носача (појасне ламеле и ребра), представљају површинске носаче оптерећене у својој равни. Услед дејства нормалног напона притиска на деловима пресека долази до губитка локалне стабилности и јавља се избочина. Појава локалног губитка стабилности плоча оптерећених у својој равни назива се избочавање. Избочавање се јавља код делова пресека велике виткости (однос ширина/дебљина), који су у потпуности или делимично изложени дејству нормалних напона притиска. Нормални напони притиска могу се јавити услед дејства аксијалне силе притиска, момента савијања, или комбинацијом ова два оптерећења.

До избочавања витких ребара пуних лимених носача може доћи и услед смичућих напона. При чистом смицању јављају се главни напони затезања и притиска који доводе до појаве избочина. У овом случају избочавање је такође последица дејства напона притиска, али с обзиром да је реч о главном напону, положај и облик избочине се потпуно разликује од оне изазване нормалним напоном притиска.

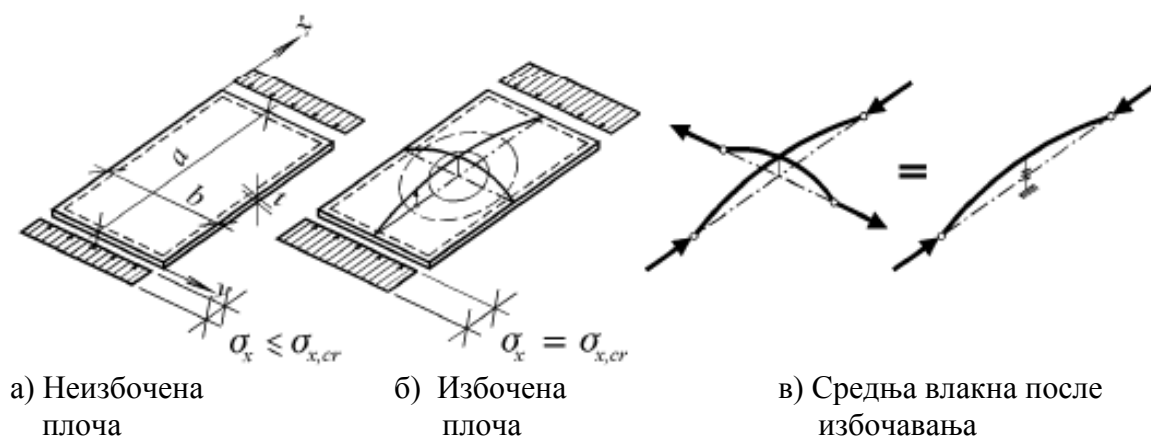
Избочавање ребра пуних лимених носача може настати и као последица деловања локалног притиска услед концентрисане силе или реакције ослонца. У овом случају није реч о подужним нормалним напонима σ_x паралелним са осом елемента, већ се ради о локалним попречним нормалним напонима σ_z који се јављају у ребру носача испод места деловања концентрисане силе или изнад ослонца.

У општем случају могу се јавити следеће појаве губитка стабилности:

- избочавање делова попречног пресека услед подужних нормалних напона притиска (σ_x) који настају као последица дејства аксијалних сила притиска N_{Ed} и/или момената савијања M_{Ed} ;
- избочавање ребра носача услед смичућих напона (τ_{xz}) који настају услед смичуће силе V_{Ed} ;
- избочавање ребра носача услед дејства концентрисане попречне силе F_{Ed} која изазива локалне попречне напоне притиска (σ_z);
- интеракције претходних случајева избочавања.

4.1 Избочавање услед нормалних напона притиска

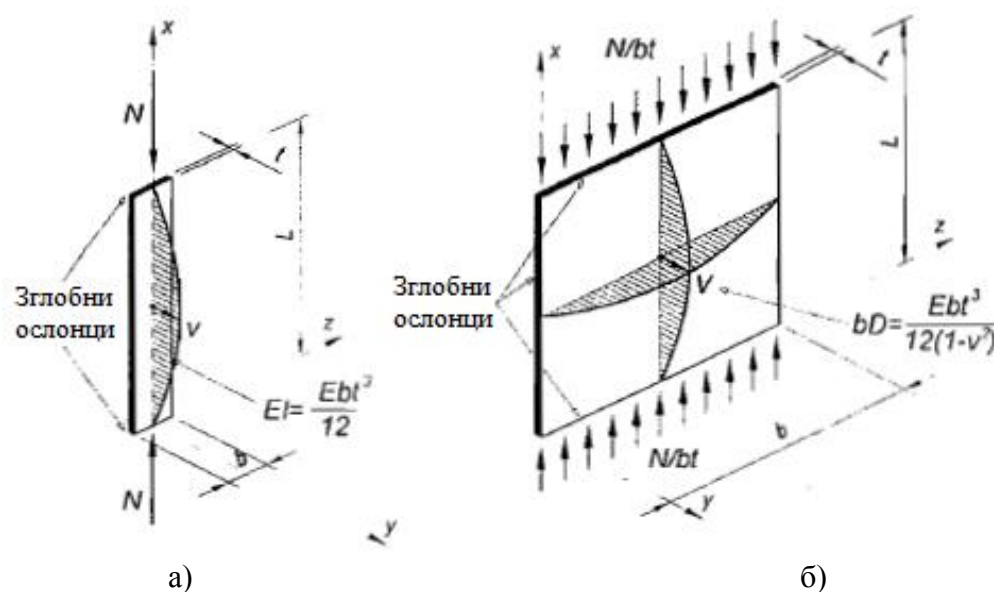
Посматрањем правоугане плоче зглобно ослоњене на све четири ивице и оптерећене нормалним напоном притиска (σ_x) дуж две паралелне ивице (слика 4.1 а), може се приметити да при малим напрезањима нема деформација управно на средњу раван плоче. Са порастом напона плоча се деформише управно на своју раван, а настале деформације су еластичног карактера јер се по престанку дејства оптерећења плоча враћа у свој првобитан положај. Уколико се оптерећење и даље повећава, плоча ће у неком тренутку достићи трајни степен деформације - избочина неће нестати након уклањања оптерећења (слика 4.1 б). Плоча је у индиферентном стању равнотеже, а напон који је довео до појаве избочавања се назива критичан напон еластичног избочавања $\sigma_{x, cr}$.



Слика 4.1- Избочавање правоугаоне плоче [8]

Проблем избочавања се може објаснити на упрошћеном линијском моделу у облику роштиља састављеног од подужних и попречних средњих влакана (слика 4.1 в). Подужна влакна су притиснута али не могу слободно да се извију, у томе их спречавају попречна затегнута влакна. Попречна затегнута влакна представљају еластичан ослонац подужним притиснутим влакнима. У случају да није омогућено ослањање подужних ивица плоче које су паралелне са правцем деловања силе, попречна влакна губе улогу у стабилизацији, па се проблем избочавања своди на извијање површинског елемента управно на своју раван. Па се за траку јединичне ширине исечене из плоче Ојлеров критичан напон извијања може одредити на основу следећег обрасца: [8]

$$\sigma_{cr} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2} = \pi^2 \frac{E}{\left(b/(\sqrt{12}t)\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{12} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad (17)$$



Слика 4.2 Ојлеров напон избочавања [8]

У случају да је правоугаона плоча зглобно ослоњена по целој контури (слика 4.2 б), она се не може извити самостално, без утицаја суседних попречних влакана. Утицај попречних деформација на вредност критичног напона се узима у обзир тако што се уместо модула еластичности E уводи члан $E/(1-\nu^2)$, па израз за Ојлеров критичан напон избочавања изгледа овако:

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu)^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2 = 189800 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)^2 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (18)$$

Влакна која су управна на правац деловања силе стабилизују плочу, а њихов утицај зависи од ширине плоче. Што је плоча ширасмањује се позитиван утицај влакана а понашање је све ближе извијању притиснутог елемента.

За разлику од извијања притиснутог штапа, еластичним избочавањем плоче не губи се њена носивост. Избочена плоча пре самог лома може да пренесе додатно, пост-критично оптерећење. Према томе избочавање не мора увек да узрокује нестабилност попречног пресека односно носача као целине. [8]

4.1.1 Теорија линеарно еластичног избочавања

Према линеарно еластичној теорији избочавања, одређивање критичног напона избочавања код правоугаоних плоча оптерећених у својој равни, заснива се на следећим претпоставкама:

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

Основни вид избочавања је избочавање правоугаоне плоче зглобно ослоњене на све четири стране, оптерећене константним напоном притиска (σ_x) дуж две супротне ивице. Полазећи од опште диференцијалне једначине савијања плоче по теорији другог реда, узимајући у обзир да нема попречног спољашњег оптерећења ($q_z=0$) и да је за посматрану диспозицију оптерећења $\sigma_x \neq 0$ и $\sigma_y = \tau_{xy} = 0$, добија се диференцијална једначина за основни случај избочавања у следећем облику:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = -\sigma_x \frac{t}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (19)$$

где је:

w деформација плоче управно на средњу раван,

t дебљина плоче, односно лима,

σ_x нормални напон притиска који делује дуж две паралелне ивице,

D крутост плоче на савијање, која је дефинисана следећим изразом,

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad (20)$$

Решење ове диференцијалне једначине може да се претпостави у облику двоструког Фуријеовог реда:

$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin \frac{m\pi}{a} x \sin \frac{n\pi}{b} y \quad (21)$$

при чему су **a** и **b** димензије правоугаоне плоче, **m** и **n** природни бројеви, а **x** и **y** текуће координате. Диференцирањем овако претпостављеног решења и његовим увођењем у диференцијалну једначину добија се:

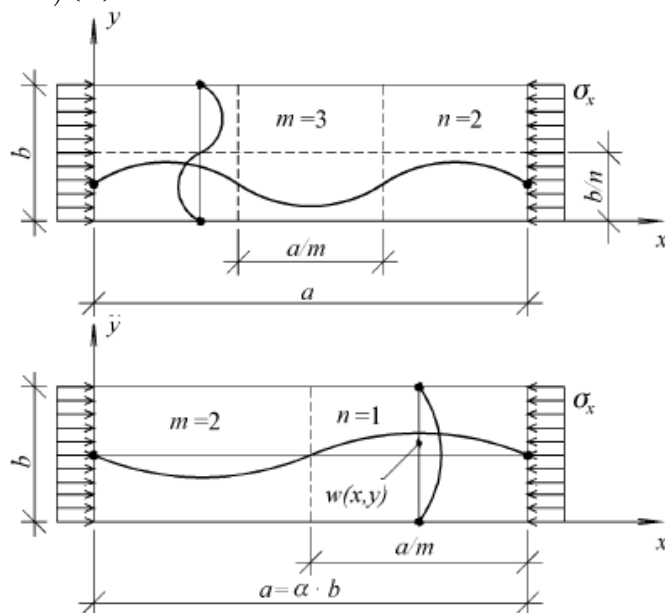
$$A_{mn} \left\{ \pi^4 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right]^2 - \pi^2 \left(\frac{m}{a} \right)^2 \sigma_x \frac{t}{D} \right\} = 0 \quad (22)$$

из услова о постојању нетривијалног решења ($A_{mn} \neq 0$), може да се одреди израз за нормални напон:

$$\sigma_x = \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \pi^2 \left(\frac{a}{m} \right)^2 \frac{D}{t} \quad (23)$$

Претходним изразом одређен је напон σ_x , при којем долази до избочавања, у функцији параметара m и n , који имају јасно физичко значење и представљају број полуталаса избочавања, односно број избочина у правцу x , односно у осе, редом (слика 4.3). Ако се са α означи однос дужине и ширине плоче ($\alpha = a/b$) и крутост плоче на савијање **D** замени изразом (21), претходни израз добија следећи облик: [8]

$$\sigma_x = \left(\frac{m}{\alpha} + n^2 \frac{\alpha}{m} \right)^2 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \quad (24)$$



Слика 4.3 Различити облици избочавања [1]

Може се уочити да у претходном изразу (24) други члан представља Ојлеров критичан напон (19), па може да се напише:

$$\sigma_x = \left(\frac{m}{\alpha} + n^2 \frac{\alpha}{m} \right)^2 \sigma_E = k \sigma_E \quad (25)$$

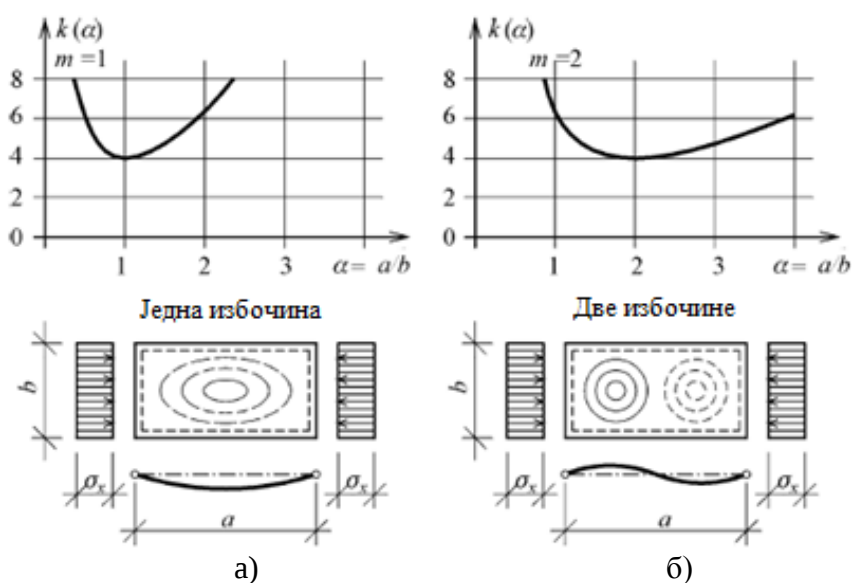
где је k параметар помоћу кога се узима у обзир зависност нормалног напона σ_x од целобројних величина m и n , а који може да се одреди на основу следећег изрази:

$$k = \left(\frac{m}{\alpha} + n^2 \frac{\alpha}{m} \right)^2 \quad (26)$$

Критичан напон еластичног избочавања представља минимум напонске функције дате изразом (26). Како је Ојлеров напон за задату геометрију плоче константан, вредност критичног напона еластичног избочавања добија се када параметар k има минималну вредност. Лако се може приметити да параметар k има минималне вредности за $n=1$, то јест када се по ширини плоче јавља само један полуталас односно полуизбочина. У том случају је:

$$k = \left(\frac{m}{\alpha} + \frac{\alpha}{m} \right)^2 \quad (27)$$

Имајући у виду физичко значење параметра m , он може да има само целобројне вредности од 1 до j где је j број полуталаса по дужини плоче. На тај начин добија се фамилија кривих за $m=1, 2, 3, \dots, j$.



Слика 4.4 - Избочавање плоче: а) у једном полуталасу б) у два полуталаса [1]

Свака појединачна крива је једнопараметарска функција $k=k(\alpha)$, а минимуми ових функција одређују се из следећег услова:

$$\frac{dk(\alpha)}{d\alpha} = 0 \quad (28)$$

За $m=1$ функција има следећи облик:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha} + \alpha \right)^2 \quad (29)$$

а параметар k има минималну вредност $k_{\min}=4,0$ за $\alpha=1,0$ (слика 4.4 а). Такође се може показати да је за $m=2$ минимална вредност параметра k такође $k_{\min}=4,0$, али за $\alpha=2,0$ (слика 4.4 б). Може се закључити кроз даљу анализу да све једнопараметарске криве имају исте минималне вредности ($k_{\min} = 4,0$), а да је положај минимума функције одређен бројем полуталаса избочавања: $\alpha(m)=m$. Минимална вредност коефицијента избочавања ($k_{\min}$) означава се са k_{σ} .

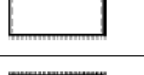
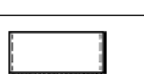
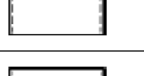
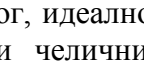
Критичан напон еластичног избочавања за правоугаону плочу зглобно ослоњену дуж све четири ивице и оптерећене константним нормалним напоном притиска може се одредити на основу следећег израза:

$$\sigma_{x,cr} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 = k_{\sigma} \sigma_E \quad (30)$$

Критичан напон еластичног избочавања зависи од услова ослањања и начина напрезања плоче. Ови утицаји се узимају у обзир помоћу коефицијента k_{σ} . У табели 2 дате су вредности коефицијента избочавања k_{σ} за неколико карактеристичних случајева напрезања и ослањања. У случају напрезања која нису дата табелом, коефицијент избочавања k_{σ} , за правоугаоне плоче које су зглобно ослоњене дуж све четири ивице, може да се одреди на следећи начин:

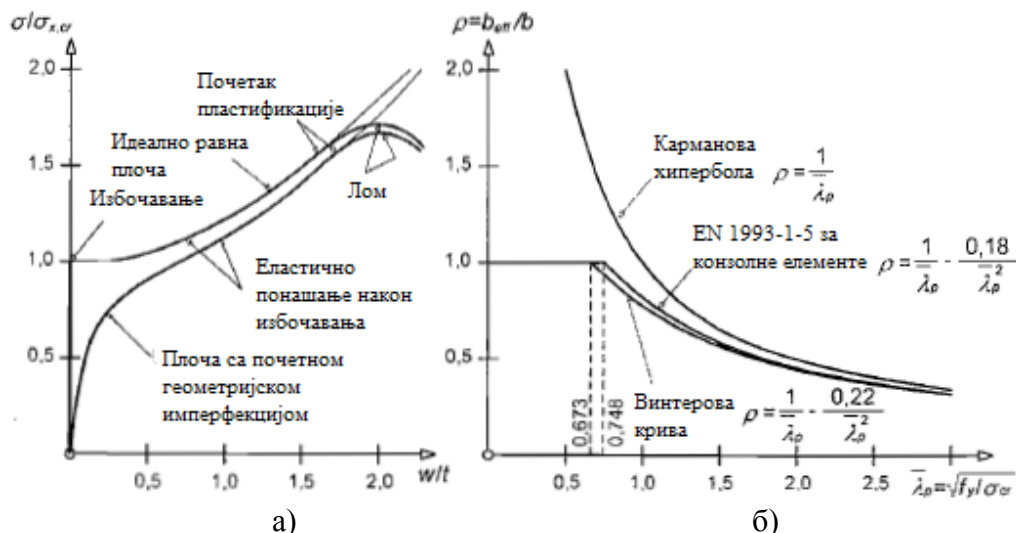
$$\begin{array}{lll} k_{\sigma}=8,2/(1,05+\psi) & \text{за} & 0<\psi<1 \\ k_{\sigma}=7,81-6,29\psi+9,78\psi^2 & \text{за} & -1<\psi<0 \\ k_{\sigma}=5,98(1-\psi)^2 & \text{за} & -3<\psi<-1 \end{array} \quad (31)$$

Табела 2. Коефицијенти за различите услове ослањања и начине напрезања [8]

Услови ослањања	Облик дијаграма нормалног напона				
	$\psi = 1$	$\psi = 0,5$	$\psi = 0$	$\psi = -0,5$	$\psi = -1$
					
	4,00	5,32	7,81	13,40	23,90
	6,97	9,27	13,54	24,50	39,52
	5,41	-	11,73	-	23,94
	5,41	-	9,54	-	
	1,28	-	5,91	-	2,134
	1,28	-	1,608	-	
	0,426	-	1,702	-	0,851
	0,426	-	0,567	-	

4.1.2 Гранична носивост неукрућене правоугаоне плоче на избочавање

Претходна разматрања о критичном напону еластичног избочавања односе се само на плоче од хомогеног, идеално еластичног материјала, без геометријских и структурних имперфекција. Равни челични лимови од којих се израђују челичне конструкције одступају од ових претпоставки, како у погледу својстава материјала тако и у погледу имперфекција. Заразлику од линијских елемената, геометријске и структурне имперфекције равних лимова, односно плоча не утичу много на смањење граничне носивости. Претходна тврдња се може јасно уочити на основу дијаграма напон-померање (у бездимензионалном облику) за плочу са и без почетних геометријских имперфекција (слика 4.5). Гранични напони σ_u при којима долази до лома плоче су приближно једнаки у оба случаја. На дијаграму се такође може уочити да је гранични напон при лому већи од критичног напона еластичног избочавања ($\sigma_u > \sigma_{x,cr}$). Након достизања критичног напона избочавања $\sigma_{x,cr}$ и појаве избочине, преостали део попречног пресека плоче је способан да прихвати додатне утицаје, односно поседује пост-критичну резерву носивости. [8]



Слика 4.5 - Везе напон-померање за правоугаоне плоче са и без почетних геометријских имперфекција; б) Веза релативна виткост-коэффициенти редуције. [8]

4.1.3 Гранична носивост укрућене правоугаоне плоче

Како критичан напон еластичног избочавања зависи од коефицијента избочавања k_{σ} Ојлеровог напона σ_E , повећање критичног напона се може остварити уз непромењене услове ослањања и начин напрезања, једино повећањем Ојлеровог напона. На основу израза (18) може се уочити да је Ојлеров напон директно пропорционалан квадрату дебљине лима (t), а обрнуто пропорционалан квадрату ширине плоче (b). Вредност критичног напона, а самим тим и носивости притиснуте плоче може се повећати на два начина:

- повећањем дебљине лима (t)
- смањењем ширине плоче (b), што се може постићи постављањем подужних укрућења.

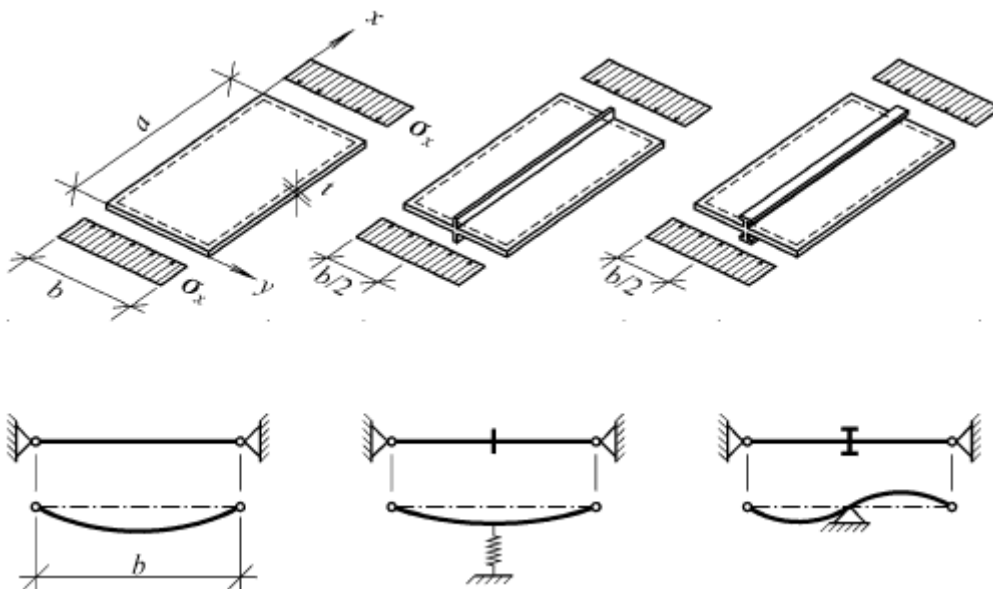
Са аспекта потрошње материјала, решење са подужним укрућењима је доста повољније. Постављање само једног подужног укрућења у средини притиснуте плоче има исти ефекат као двоструко повећање дебљине лима (слика 4.6). Неопходно је да укрућење има довољну крутост да обезбеди линијски ослонац укрућеном лиму. На овај начин проблем стабилности на избочавање читаве плоче своди се на проблем стабилности појединачних плоча. Појединачна поља ширине $b/2$ имају четвороструко већи Ојлеров, а самим тим и критичан напон избочавања. У случају "меких" укрућења, она представљају еластичан ослонац, а вредности Ојлеровог и критичног напона су између вредности за неукрућену плочу и плочу са крутим укрућењем. Тако се намеће питање колика је минимална крутост коју треба да поседује укрућење да би се обезбедио крут, непромерљив ослонац.

Минимална крутост укрућења, која је потребна да би се обезбедило непомерљиво ослањање плоче може да се одреди на основу модификоване диференцијалне једначине избочавања:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \sigma_x \frac{t}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + A_s \sigma_{x,s} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - EI_s \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \quad (32)$$

где је :

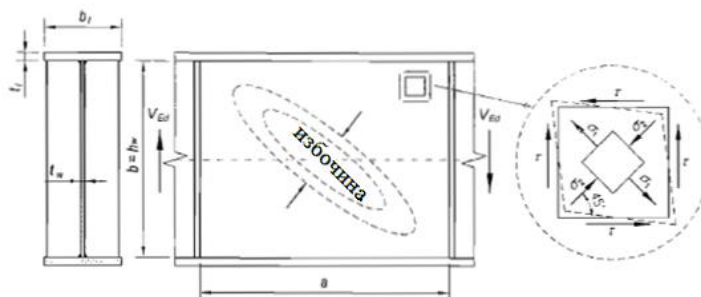
A_s површина попречног пресека укрућења,
 $\sigma_{x,s}$ нормални напон притиска на месту укрућења,
 I_s момент инерције укрућења у односу на средњу раван плоче.



Слика 4.6 - Ефекти подужног укрућења притиснутог лима [8]

4.2 Избочавање смицањем

Проблеми стабилности челичних конструкција углавном су везани за силе односно напоне притиска, било да се ради о линијским елементима код којих се јавља извијање или површинским где је доминантно избочавање. Избочавање се међутим јавља и код плоча оптерећених чистим смицањем. До избочавања долази услед дејства главног напона притиска σ_2 , који делује у правцу дијагонале под углом од 45° (слика 4.7). Облик и положај избочине је потпуно другачији у односу на избочавање услед нормалних напона притиска. Избочина је у виду једног или више издужених набора и формира се дијагонално у правцу деловања главног напона затезања σ_1 .



Слика 4.7 - Избочавање смицањем [8]

При избочавању смицањем након достигања критичног напона τ_{cr} и формирања избочине, не долази до губитка носивости целог елемента. Након достигања критичног напона τ_{cr} , симчуће поље је способно да прихвати додатне утицаје, односно може се рећи да постоји пост-критична резерва носивости која се остварује понашањем смичућег поља као фиктивног решеткистог носача са дијагонално затегнутим пољем.

4.2.1 Гранична носивост ребра на избочавање смицањем

Правила дата у SRPS EN 1993-1-5 за прорачун носивости ребра на избочавање смицањем, важе за правоугаоне плоче које задовољавају услове за избочавање услед нормалних напона притиска. Неопходна је контрола стабилности ребра на избочавање смицањем ребра пуних носача код којих је:

$$h_w / t_w \geq \frac{72}{\eta} \varepsilon \quad \text{за неукрућена ребра} \quad (33)$$

$$h_w / t_w \geq \frac{72}{\eta} \varepsilon \sqrt{k_\tau} \quad \text{за укрућена ребра} \quad (34)$$

где је:

$$\varepsilon = \sqrt{235 / f_y}$$

k_τ коефицијент избочавања смицањем за уркућену плочу,
 η параметар који треба да се дефинише у Националном прилогу.

Према претпоставкама EN 1993-1-5 $\eta=1,20$ за челике до S 460 (укључујући и S 460), а $\eta=1,00$ за челике вишег квалитета. Према Националном прилогу SRPS EN 1993-1-5/NA, као и у националним прилозима Велике Британије (BS) и Немачке (DIN), усвојено је $\eta=1,0$ за све квалитете челика. [8]

Прорачунска носивост укрућеног, или неукрућеног ребра на избочавање смицањем треба да се одреди на основу следећег израза:

$$V_{b,Rd} = V_{bw,Rd} + V_{bf,Rd} \quad (35)$$

где је:

$V_{bw,Rd}$ допринос ребра,

$V_{bf,Rd}$ допринос ножица.

При томе треба истаћи да прорачунска носивост ребра на избочавање смицањем не може да буде већа од пластичне носивости попречног пресека на смицање $V_{pl,Rd}$, односно:

$$V_{b,Rd} \leq V_{pl,Rd} = \eta A_w \tau_y / \gamma_{M1} \quad (36)$$

Допринос ребра носивости на избочавање смицањем за укрућена и неукрућена ребра, треба да се одреди на основу следећег израза:

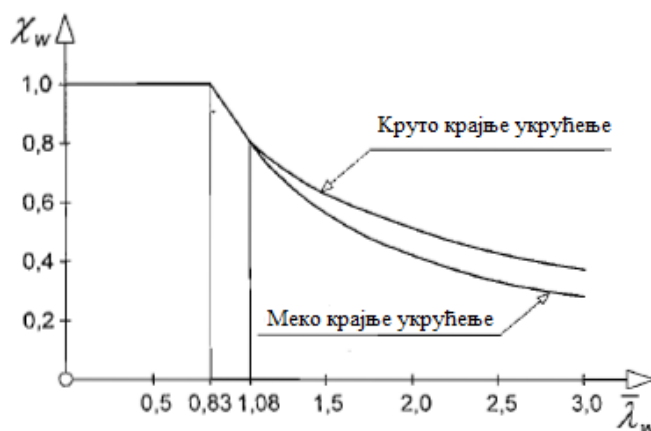
$$V_{bw,Rd} = \frac{\chi_w f_{yw} h_w t_w}{\sqrt{3} \gamma_{M1}} \quad (37)$$

где је:

χ_w коефицијент редукције за избочавање смицањем, видети табелу 3 и слику 4.8,
 f_{yw} граница развлачења ребра
 γ_{M1} парцијални коефицијент сигурности.

Табела 3. Коефицијент редукције χ_w за избочавање смицањем [8]

	Круто крајње укрућење	Меко крајње укрућење
$\bar{\lambda}_w < 0,83/\eta$	η	η
$0,83/\eta \leq \bar{\lambda}_w < 1,08$	$0,83/\bar{\lambda}_w$	$F_{Rd} = \frac{f_{yw} L_{eff} t_w}{\gamma_{M1}}$
$\bar{\lambda}_w \geq 0,8$	$1,37/(0,7 + \bar{\lambda}_w)$	
Напомена: Према SRPS EN 1993-1-5/NA $\eta = 1$		



Слика 4.8- Коефицијент редукције за избочавање смицањем χ_w (за $\eta = 1,0$) [8]

Коефицијент редукције χ_w зависи од релативне виткости ребра на избочавање смицањем $\bar{\lambda}_w$ и врсте крајњих ослоначких укрућења. У табели 3 су дати изрази на основу којих се одређује коефицијент редукције χ_w за ребра која имају попречна укрућења барем над ослонцима, а која могу имати и попречна међуукрућења и подужна укрућења. Изрази из табеле 3 не важе за ребра која немају крајња ослоначка укрућења код којих се због немогућности анкерисања силе F_h затегнутог поља не може развити значајна пост-критична резерва носивости. [8]

Графичка интерпретација коефицијента редукције χ_w у функцији релативне виткости $\bar{\lambda}_w$ је приказана на слици 4.8 за крута и мека крајња ослоначка укрућења (слика 4.9) и за $\eta = 1,0$ како је дефинисано у Националном прилогу SRPS EN 1993-1-5/NA.

Релативна виткост ребра на избочавање смицањем $\bar{\lambda}_w$ може да се одреди на следећи начин:

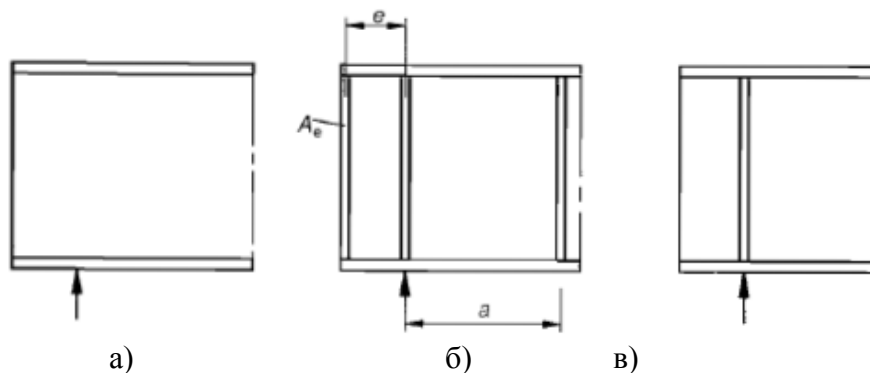
- за ребра носача са попречним укрућењима само на ослонцима ($\alpha < 1,0 \Rightarrow k_\tau = 5,34$):

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_w / t_w}{86,4\epsilon} \quad (38)$$

- за ребра носача која поред ослоначких имају и попречна међуукрућења или подужна укрућења, или и подужна и попречна укрућења:

$$\bar{\lambda}_w = \frac{h_w/t_w}{37,4\epsilon} \quad (39)$$

где је k_τ минималан коефицијент избочавања смицањем.



Слика 4.9 - Врсте ослањања на крајевима носача:

- а) без крајњег ослоначког укрућења; б) круто крајње ослоначко укрућење;
в) меко крајње ослоначко укрућење. [8]

Када се поред крутих попречних укрућења употребљавају и мека попречна укрућења, коефицијент редуције k_τ се усваја као минимум између вредности коефицијента избочавања за поље ребра између било која два попречна укрућења (на пример $a_2 \times h_w$ и $a_3 \times h_w$ са слике 4.10) и вредности за поље између два крута укрућења која садрже мека попречна укрућења (на пример $a_4 \times h_w$ са слике 4.10). Крути (непомерљиви) услови ослањања могу да се усвоје за поља оивичена ножицама и крутим попречним укрућењима. Анализа избочавања ребра се тада заснива на пољима између два суседна крута попречна укрућења (на пример $a_1 \times h_w$ са слике 4.10). За мека попречна укрућења минимална вредност коефицијента k_τ може да се одреди на основу следећих случајева:

- комбинације два суседна поља ребра са једним меком (флексибилним) укрућењем;
- комбинације три суседна поља ребра са два мека (флексибилна) укрућења.

При прорачуну k_τ , момент инерције подужног укрућења је неопходно редуковати на 1/3 његове стварне вредности.



Слика 4.10 - Ребро са попречним и подужним укрућењима [8]

Релативна виткост поља на избочавање смицањем $\bar{\lambda}_w$ код ребара са подужним укрућењима се усваја као максимална вредност између виткости за појединачна, неукрућена поља и виткости за укупно поље са подужним укрућењем, према изразу (39) са одговарајућим вредностима h_{wi} и k_{ti} . Највећу виткост од свих појединачних поља има појединачно поље са највећом висином ребра h_{wi} . Виткост поља са подужним укрућењем треба да се одреди за читаву висину ребра h_w и на основу коефицијента избочавања k_{tz} за укрућено поље.[8]

Допринос ножица носивости на избочавање смицањем, може да се узме у обзир када њихова носивост није у потпуности искоришћена за прихватање момента савијања око јаче главне осе инерције, односно када је $M_{y,Ed} < M_{y,f,Rd}$, и то на следећи начин:

$$V_{bf,Rd} = \frac{b_f t_f^2 f_{yf}}{c \gamma_{M1}} \left(1 - \left(\frac{M_{Ed}}{M_{f,Rd}} \right)^2 \right) \quad (40)$$

где је:

- b_f и t_f ширина и дебљина ножица која има мању аксијалну носивост (то је увек ножица са мањом површином, осим у случају хибридних носача); При томе за b_f не треба да се усвоји вредност већа од $15\epsilon t_f$ са обе стране ребра,
- M_{Ed} прорачунска вредност момента савијања око у-у осе који делује на посматрано поље,
- $M_{f,Rd}$ момент носивости попречног пресека кога чине само ефективне површине ножица
- c размак између пластичних зглобова, који треба да се одреди према следећем изразу:

$$c = a \left(0,25 + 1,6 \frac{b_f t_f^2 f_{yf}}{t_w h_w^2 f_{yw}} \right) \quad (41)$$

f_{yf} граница развлачења материјала од кога је израђена ножица која има мању аксијалну носивост,

f_{yw} граница развлачења материјала од кога је израђено ребро носача

Код моносиметричних попречних пресека, у општем случају момент носивости дела пресека ког чине само ножице може да се одреди на основу следећег израза:

$$M_{f,Rd} = \min(A_{f1} f_{yf1} h_f / \gamma_{M0}; A_{f2} f_{yf2} h_f / \gamma_{M0}) \quad (42)$$

где су:

A_{f1} и A_{f2} површине горње и доње ножице ($A_{f1} = b_{f1} t_{f1}$, $A_{f2} = b_{f2} t_{f2}$)

f_{yf1} и f_{yf2} границе развлачења материјала горње и доње ножице (у случају да се разликују)

h_f растојање између тежишта горње и доње ножице ($h_f = h_w + (t_{f1} + t_{f2})/2$)

Када је присутна и аксијална сила N_{Ed} вредност момента носивости ножица $M_{f,Rd}$ треба да се редукује множењем коефицијентом редукције који се одређује на основу следећег израза:

$$k_r = 1 - \frac{N_{Ed}}{A_{f1} f_{yf1} + A_{f2} f_{yf2}} \frac{\gamma_{M0}}{\gamma_{M0}} \quad (43)$$

Контролу стабилности ребра на избочавање смицањем је неопходно спровести за свако меродавно поље смицања на следећи начин:

$$\eta_3 = \frac{V_{Ed}}{V_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (44)$$

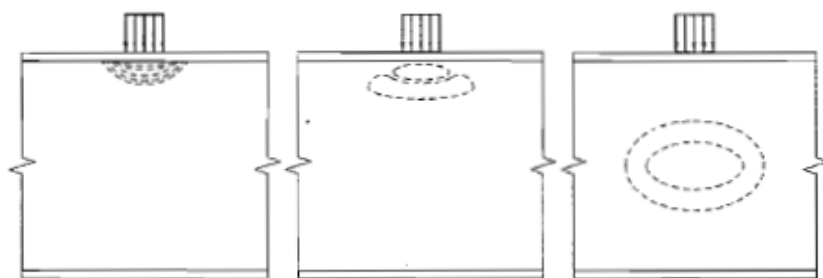
где је V_{Ed} прорачунска смичућа сила која укључује и утицај смичућих напона услед торзије, ако она постоји.

4.3 Избочавање услед дејства попречне силе

Попречне силе које делују у равни ребра пуних носача могу да проузрокују локални губитак стабилности ребра. Код покретних концентрисаних сила (оптерећења), на пример код кранских или мостовских носача приликом монтаже подужним лансирањем, због променљивог положаја покретног оптерећења није могуће постављање укрућења није могуће, па је потребно обезбедити захтевану носивост ребра на избочавање услед дејства локалних попречних сила.[8]

До исцрпљења носивости ребра пуног носача услед деловања концентрисане попречне силе моће доћи:

- пластификацијом ребра непосредно испод ножице уз локалну пластификацију ножице (слика 4.11 а),
- улубљењем ребра у облику локализованог избочавања и пластификације ребра непосредно испод ножице, праћеног пластификацијом ножице (слика 4.11 б),
- избочавањем ребра по читавој његовој висини (слика 4.11 в).



а) пластификација

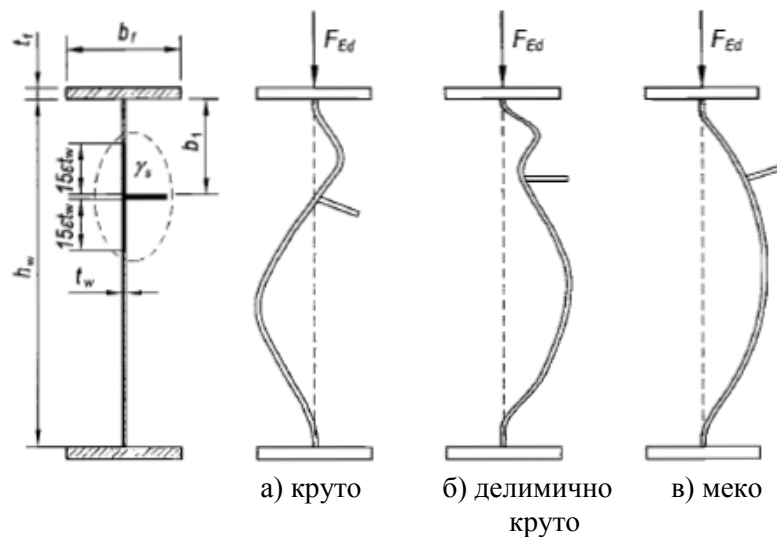
б) улубљење

в) избочавање

Слика 4.11- Врсте лома ребра носача услед дејства попречне концентрисане силе [8]

4.3.1 Гранична носивост на локало избочавање услед дејства попречне силе

На слици 4.12 су приказани облици лома ребра носача за крута, делимично крута и мека подужна укрућења.



Слика 4.12 - Утицај крутости подужног укрућења на облик лома ребра [8]

5. Пример прорачуна и конструисања закованог лименог носача

Носач распона $l=10m$,

оптерећен једнако подељеним теретом $q=170kN/m$

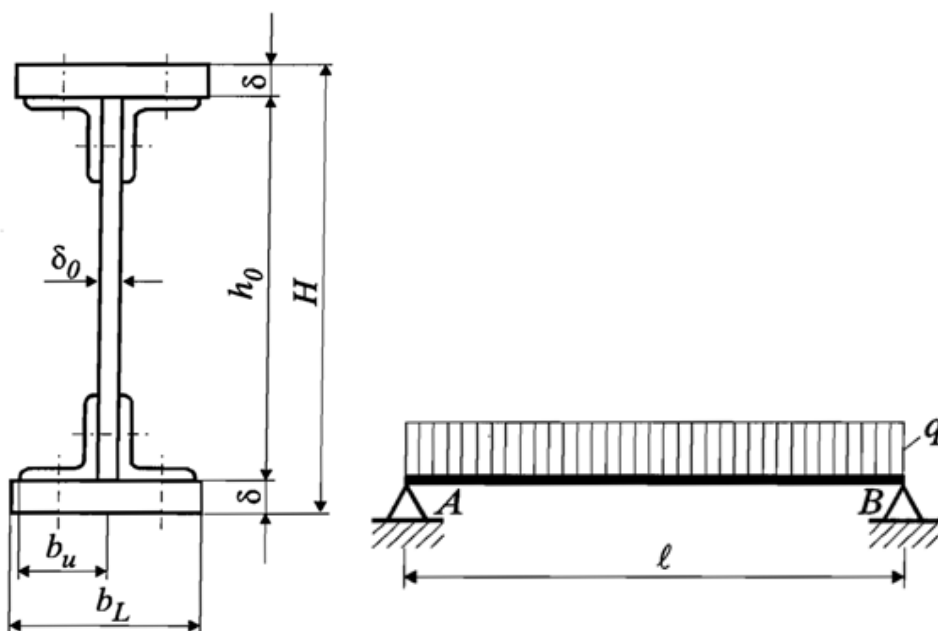
$$\sigma_{dop} = 160MPa$$

$$\tau_{dop} = 90MPa$$

Закивци: Č0361

$$\tau_{dop} = 130MPa$$

$$\sigma_{bdop} = 320MPa$$



1.0 Потребна висина носача

$$h_0 \approx \frac{l}{10} = \frac{10}{10} = 1m$$

2.0 Димензије вертикалног лима

$$\delta_0 = 9 + 2,5h_0 = 9 + 2,5 \cdot 1 = 11,5mm$$

Усвајам $\delta_0 = 12mm$

3.0 Избор појасних угаоника

3.1 Ширина крака

$$b_u = 75 + 25 \cdot h_0 = 75 + 25 \cdot 1 = 100 \text{ mm}$$

3.2 Дебљина угаоника

$$b_0 = 12 \text{ mm}$$

3.3 Усвојен разнокраки угаоник

L90×130×12

4.0 Појасне ламеле

$$b_l \approx 2 \times 130 + 12 + (5 \div 10) = 282 \text{ mm}$$

Усвајам ширину појасних ламела $b_l = 300 \text{ mm}$

5.0 Појачање основног пресека ламелама

5.1 Отпори ослонаца

$$F_A = F_B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{170 \cdot 10}{2} = 850 \text{ kN}$$

5.2 Максимални отпор савијања

$$M_{f \max} = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{170 \cdot 10^2}{8} = 2125 \text{ kNm}$$

5.3 Потребни отпорни момент нето пресека у средини распона је:

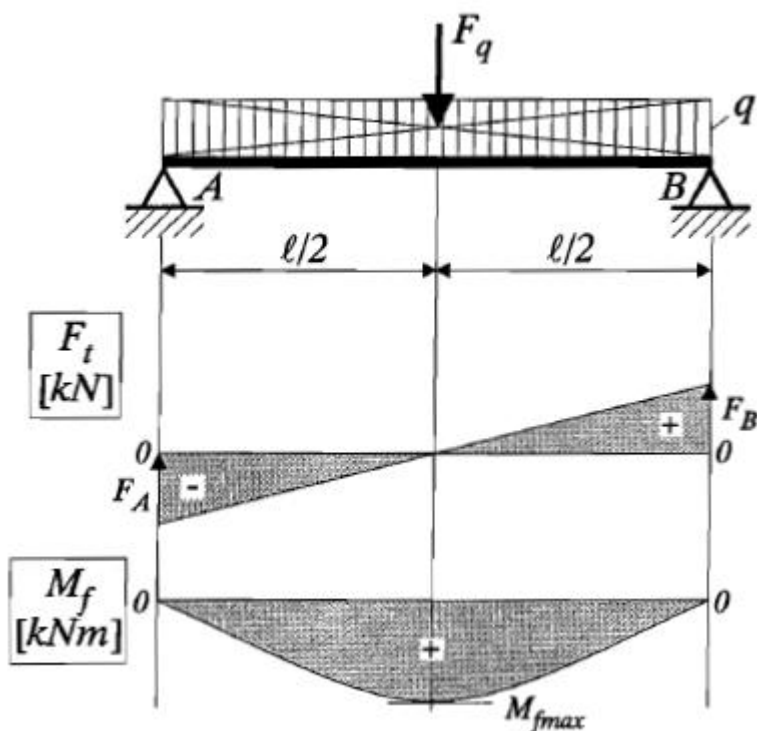
$$W_n = \frac{M_{\max}}{\sigma_{dop}} = \frac{2125 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,01328125 \text{ m}^3 = 13281,25 \text{ cm}^3$$

5.4 Потребна површина нето пресека ламела

$$A_p = \frac{W_n}{h_0} - \frac{W_{on}}{H} + d_1 \delta = \frac{13281,25}{100} - \frac{6757}{100 + 6 \cdot 1,2} + 2,3 \cdot (1,2 \cdot 3) = 132,8 - 63,03 + 8,28 = 61,49 \text{ cm}^2$$

Усвајајући три ламеле ширине $b=300\text{mm}$ и пречника закивка $d_1=23\text{mm}$ добија се

$$\text{дебљина ламеле : } \frac{61,49}{3} = 30 \cdot t \rightarrow t = 0,683\text{cm}$$



6.0 Контрола напона у носачу

6.1 Ивични нормални напон у средини распона

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{3n}} = \frac{2125 \cdot 10^3}{16290 \cdot 10^6} = 1,3044 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 130,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 130,4 \text{ MPa} < \sigma_{\text{dop}} = 160 \text{ MPa}$$

6.2 Смичући напон десно од ослонца

$$\tau_{\max} = \frac{F_A \cdot S_x}{I_x \cdot \delta_0} = \frac{850 \cdot 10^3 \cdot (1500 + 2625,7) 10^{-6}}{351362 \cdot 10^{-8} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}} = 83193676,9 \text{ Pa} = 83,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = 83,2 \text{ MPa} < \tau_{\text{dop}} = 90 \text{ MPa}$$

Пошто су оба напона мања од допуштених усвојени носач задовољава

7.0 Одређивање теоријских дужина ламела

Изједначавањем момента носивости са моментом савијаања добија се образац за одређивање положаја почетка и крајева појасних ламела. Моментна линија као обвојница максималних момената има у средини распона зараван у дужини $0,12 l$ па је:

$$M_{nos} = \frac{4 \cdot M_{max} \cdot x(0,88l - x)}{(0,88l)^2}, \quad x = \frac{0,88 \cdot l}{2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{nos}}{M_{max}}} \right)$$

$$x_1 = \frac{0,88 \cdot l}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1081}{2125}} \right) = 1,32m$$

7.1 Теоријска дужина прве ламеле

$$l - 2x_1 = 10 - 2 \cdot 1,32 = 7,36m$$

$$x_2 = \frac{0,88 \cdot 10}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{1588}{2125}} \right) = 2,19m$$

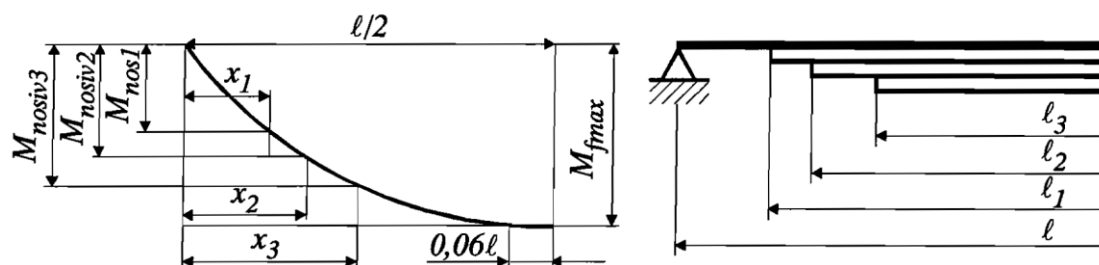
7.2 Теоријска дужина друге ламеле

$$l - 2x_2 = 10 - 2 \cdot 2,19 = 5,62m$$

$$x_3 = \frac{0,88 \cdot 10}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2096}{2125}} \right) = 3,89m$$

7.3 Теоријска дужина треће ламеле

$$l - 2x_3 = 10 - 2 \cdot 3,89 = 2,22m$$



8.0 Контрола упоредног напона у висини линије закивака на појасним угаонцима

$$8.1 \text{ У пресеку: } a = x_1 = 1,32m$$

Трансверзална сила у овом пресеку је:

$$Q = \frac{q \cdot l}{2} - qa = \frac{170 \cdot 10}{2} - 170 \cdot 1,32 = 477,7 \text{ kN}$$

$$\sigma = \sigma_{\max} \frac{y}{h_0 / 2} = 130,4 \cdot 10^6 \frac{45}{50} = 117360000 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 117,4 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Q \cdot S_p'}{I_x \cdot \delta_0} = \frac{625,6 \cdot 10^3 (2625,7 \cdot 10^{-6} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 57,5 \cdot 10^{-2})}{351362 \cdot 10^{-8} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}} = 44077758 \text{ Pa}$$

$$\tau = 44,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{117,4^2 + 3 \cdot 44,1^2} = 140,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 140,1 \text{ MPa} < \sigma_{\text{dop}} = 160 \text{ MPa}$$

8.2 У пресеку $b = x_2 = 2,19 \text{ m}$

Трансверзална сила у овом пресеку:

$$Q = \frac{q \cdot l}{2} - q \cdot b = \frac{170 \cdot 10}{2} - 170 \cdot 2,19 = 477,7 \text{ kN}$$

$$y = \frac{h_0}{2} - e = \frac{100}{2} - 5 = 45 \text{ cm}$$

$$\sigma = \sigma_{\max} \frac{y}{\frac{h_0}{2} + t} = 130,4 \cdot 10^6 \frac{45}{50 + 1,2} = 114609375 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 114,6 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Q \cdot S_p'}{I_x \cdot \delta_0} = \frac{477,7 (2625,7 \cdot 10^{-6} + 1821,6 \cdot 10^{-6} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 57,5 \cdot 10^{-2})}{535717 \cdot 10^{-8} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}}$$

$$\tau = 35,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{114,6^2 + 3 \cdot 35,6^2} = 130,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 130,1 \text{ MPa} < \sigma_{\text{dop}} = 160 \text{ MPa}$$

9.0 Прорачун растојања закивака за везу појаса са вертикалним лимом

Усвајају се закивци следећег пречника:

$$d_1 = 23 \text{ mm}$$

9.1 у првом пољу до ослонца

$$e = \frac{N_{\min} J_x}{Q \cdot S_p},$$

$$e = \frac{(2 \cdot 2,3 \cdot 1,2) 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 351362 \cdot 10^{-8}}{850 \cdot 10^3 \cdot 2625,7 \cdot 10^{-6}} = 0,1389 \text{ m}$$

$$e = 13,9 \text{ cm} > 6d_1 = 6 \cdot 2,3 = 13,8 \text{ cm}$$

$$N_{\min} = d_1 \cdot \delta_l \cdot \sigma_b \cdot \rho,$$

$$N_{\min} = 2 \cdot 2,3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 88320 \text{ N}$$

$$S_p = 2625,7 \text{ cm}^3,$$

$$Q = 850 \text{ kN}$$

9.2 На растојању $a = 1,32 \text{ m}$ од ослонца

$$e = \frac{N_{\min} J_x}{Q \cdot S_p}$$

$$e = \frac{(2 \cdot 2,3 \cdot 1,2) 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 535717 \cdot 10^{-8}}{625,6 \cdot 10^3 \cdot 4447,3 \cdot 10^{-6}}$$

$$e = 0,17009 \text{ m}$$

$$e = 17 \text{ cm} > 6d_1 = 6 \cdot 2,3 = 13,8 \text{ cm}$$

$$N_{\min} = 2 \cdot 2,3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 88320 \text{ N}$$

$$S_p = 2625,7 + 1821,6 = 4447,3 \text{ cm}^3$$

$$Q = F_a - q \cdot a = 850 - 170 \cdot 0,32 = 625,6 \text{ kN}$$

9.3 На растојању $b=2,19m$ од ослонца

$$e = \frac{N_{\min} J_x}{Q \cdot S_p}$$

$$e = \frac{88320 \cdot 728919 \cdot 10^{-8}}{477,7 \cdot 10^3 \cdot 6312,1 \cdot 10^{-6}} = 0,2135m$$

$$e = 21,3cm > 6d_1 = 6 \cdot 2,3 = 13,8cm$$

$$N_{\min} = 2 \cdot 2,3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 88320N$$

$$S_p = 2625,7 + 1821,6 + 1864,8 = 6312,1cm^3$$

$$Q = F_A - q \cdot b = 850 - 170 \cdot 2,19 = 477,7kN$$

9.4 На растојању $c=3,89m$ од ослонца

$$e = \frac{N_{\min} J_x}{Q \cdot S_p}$$

$$e = \frac{88320 \cdot 931176 \cdot 10^{-8}}{188,7 \cdot 10^3 \cdot 8220,1 \cdot 10^{-6}} = 0,530m$$

$$e = 53cm > 6d_1 = 6 \cdot 2,3 = 13,8cm$$

$$N_{\min} = 2 \cdot 2,3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 88320N$$

$$S_p = 2625,7 + 1821,6 + 1864,8 = 6312,1cm^3$$

$$Q = F_A - q \cdot c = 850 - 170 \cdot 3,89 = 188,7kN$$

Усваја се на целој дужини појаса: $e = 140mm$

10.0 Контрола стабилности вертикалног лима против избочавања

Усваја се размак попречних укрућења: $a = 100cm$

$$b = h_0 - 2e = 100 - 2 \cdot 5 = 90cm$$

10.1 Прво поље од ослонца

$$Q = 850 \text{ kN},$$

$$M \approx 0,$$

$$\alpha = \frac{a}{b} = \frac{100}{90} = 1,11,$$

за $\alpha = 1,11 > 1$ и за чисто смицање је:

$$k = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2}$$

$$k = 5,34 + \frac{4}{1,11^2} = 8,57$$

$$\sigma_e = 186193,8 \cdot \left(\frac{\delta_0}{b} \right)^2 = 186193,8 \cdot \left(\frac{1,2}{90} \right)^2 = 33,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k1} = k_1 \sigma_e = 8,57 \cdot 33,1 = 283,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{uk1} = \tau_{k1} \sqrt{3} = 491,4 \text{ MPa}$$

Смањена вредност упоредног напона према табlici VII[1]

$$\sigma_{uk} = 2344 \frac{Kp}{\text{cm}^2} = 3390 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 332,56 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sr} = \frac{F_A}{b \cdot \delta_0} = \frac{850 \cdot 10^3}{(90 \cdot 1,2) 10^{-4}} = 78,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = \tau_{sr} \sqrt{3} = 136,3 \text{ MPa}$$

$$\text{Степен сигурности против избочавања: } \nu_b = \frac{\sigma_{uk}}{\sigma_u} = \frac{332,6}{136,3} = 2,44 > 1,35$$

10.2 Поље до средине распона

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{2} = \frac{10}{2} - \frac{1}{2} = 4,5 \text{ m}$$

Момент у пресеку x је:

$$M_x = F_A \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} = 850 \cdot 4,5 - \frac{170 \cdot 4,5^2}{2} = 2103,75 \text{ kNm}$$

Трансверзална сила у пресеку x је :

$$Q = F_A - q \cdot x = 850 - 170 \cdot 4,5 = 400 \text{ kN}$$

$$\sigma_{1k1} = k_2 \cdot \sigma_e$$

$$k_2 = 23,9 \text{ (за чисто савијање)}$$

$$\sigma_e = 33,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1k1} = 23,9 \cdot 33,1 = 791,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1k1} = k_1 \sigma_e = 8,57 \cdot 33,1 = 283,7 \text{ MPa}$$

$$y_{\max} = \frac{b}{2} = \frac{0,9}{2} = 0,45 \text{ m}$$

$$\sigma_1 = \frac{M_x}{I_{xbruto}} y_{\max} = \frac{2103,75 \cdot 10^3}{931176 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,45 = 101665796,8 \text{ Pa} = 101,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sr} = \frac{Q}{b \cdot \delta_0} = \frac{400 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 0,012} = 37037037,04 \text{ Pa} = 37 \text{ MPa}$$

Упоредни напон избочавања:

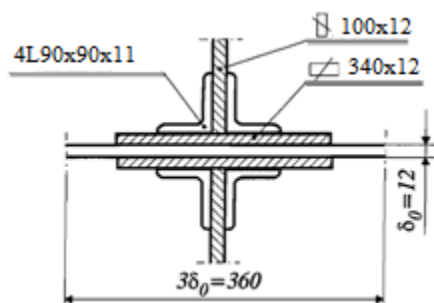
$$\sigma_{uk1} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_{sr}^2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{k1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sr}}{\tau_{k1}}\right)^2}} = \frac{\sqrt{101,7^2 + 3,37^2}}{\sqrt{\left(\frac{101,7}{971,1}\right)^2 + \left(\frac{37}{983,7}\right)^2}} = \frac{120,2}{0,18312746} = 656,37 \text{ MPa} > \sigma_p = 188,35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{uk1} = 656,37 \text{ MPa} > \sigma_p = 188,35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{uk1} = \frac{656,37}{9,81 \cdot 10^{-2}} = 6690,8 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{из табеле VII } \sigma_{uk1} = 3497,2 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2}$$

$$\sigma_{uk1} = 343,1 \text{ MPa}$$

11. Стабилност притиснутог појаса против бочног извијања



Ако се притиснути појас осигура против бочног померања попречним укрућењима на размаку од 4m спроводи се следећа контрола стабилности против бочног извијања по приближном поступку.

Средња вредност момента савијања на делу појаса између два попречна спрега у средини носача:

$$M_{sr} = \frac{M_{\max} + M_{z=4}}{2} = \frac{2125 + 2040}{2} = 2082 \text{ kNm}$$

$$M_{(z=4)} = F_A \cdot q + \frac{q \cdot z^2}{2} = 850 \cdot 4 + \frac{170 \cdot 4^2}{2} = 2040 \text{ kNm}$$

Момент инерције бруто пресека носача

$$I_x = 931176 \text{ cm}^4$$

Статички момент

$$S_p' = S_{pU} - S_{pVL} + S_{pDVL}$$

$$S_p' = 9720,1 - 1500 + 491,4 = 8711,5 \text{ cm}^3$$

Сила:

$$D = F_D = \frac{M_{sr}}{I_x} \cdot S_p' = \frac{2082}{931176 \cdot 10^{-8}} \cdot 8711,5 \cdot 10^{-6} = 1947,8 \text{ kN}$$

Слбодна дужина извијања притиснутог појаса:

$$l_k = 4 \text{ m}$$

$$I_y = I_{ylamela} + I_{yugaonika}$$

$$I_y = \frac{3 \cdot 1,2 \cdot 30^3}{12} + 2 \cdot (420 + (4,24 + 0,6)^2 \cdot 27,5) = 8100 + 2128,4$$

$$I_y = 10228,4 \text{ cm}^4$$

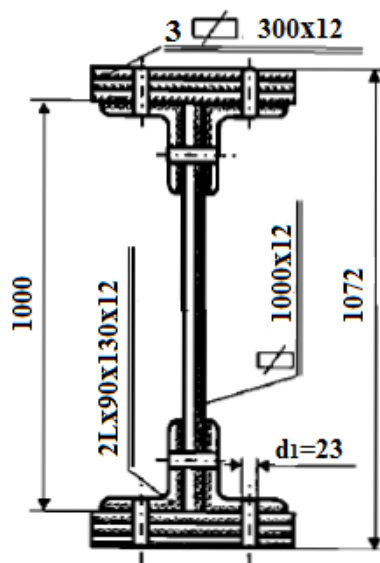
$$A_p = F_p = F_{pBR} - F_{pDVL} = 235 - ((50 - 9) \cdot 1,2) = 235 - 49,2 = 185,8 \text{ cm}^2$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A_p}} = \sqrt{\frac{10228,4}{185,8}} = 7,42 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{l_k}{i_y} = \frac{400}{7,42} = 54 \Rightarrow \text{таблица} \Rightarrow \omega = 1,33$$

$$\sigma = \omega \cdot \frac{F_D}{A_p} = 1,33 \cdot \frac{19 + 47,8 \cdot 10^3}{185,8 \cdot 10^{-4}} = 139428094,7 \text{ Pa} = 139,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 139,4 \text{ MPa} < \sigma_{dop} = 160 \text{ MPa}$$



Скица попречног пресека лименог носача

6.Закључак

Основни циљ при сваком пројетковању конструкције је постићи најповољније решење у погледу искоришћења материјала. Избор конструкције зависи од врсте напрезања која се у конструкцији јављају. Пројекат треба да задовољи намену али и архитектонске и естетске захтеве.

При конструисању закованих лимених носача могуће је комбиновање профила при њиховом претходном прорачуну. Најчешће се примењују I, U и L профили јер они поседују најбоље геометријске карактеристике и могуће је поставити спољне лимове на њих.

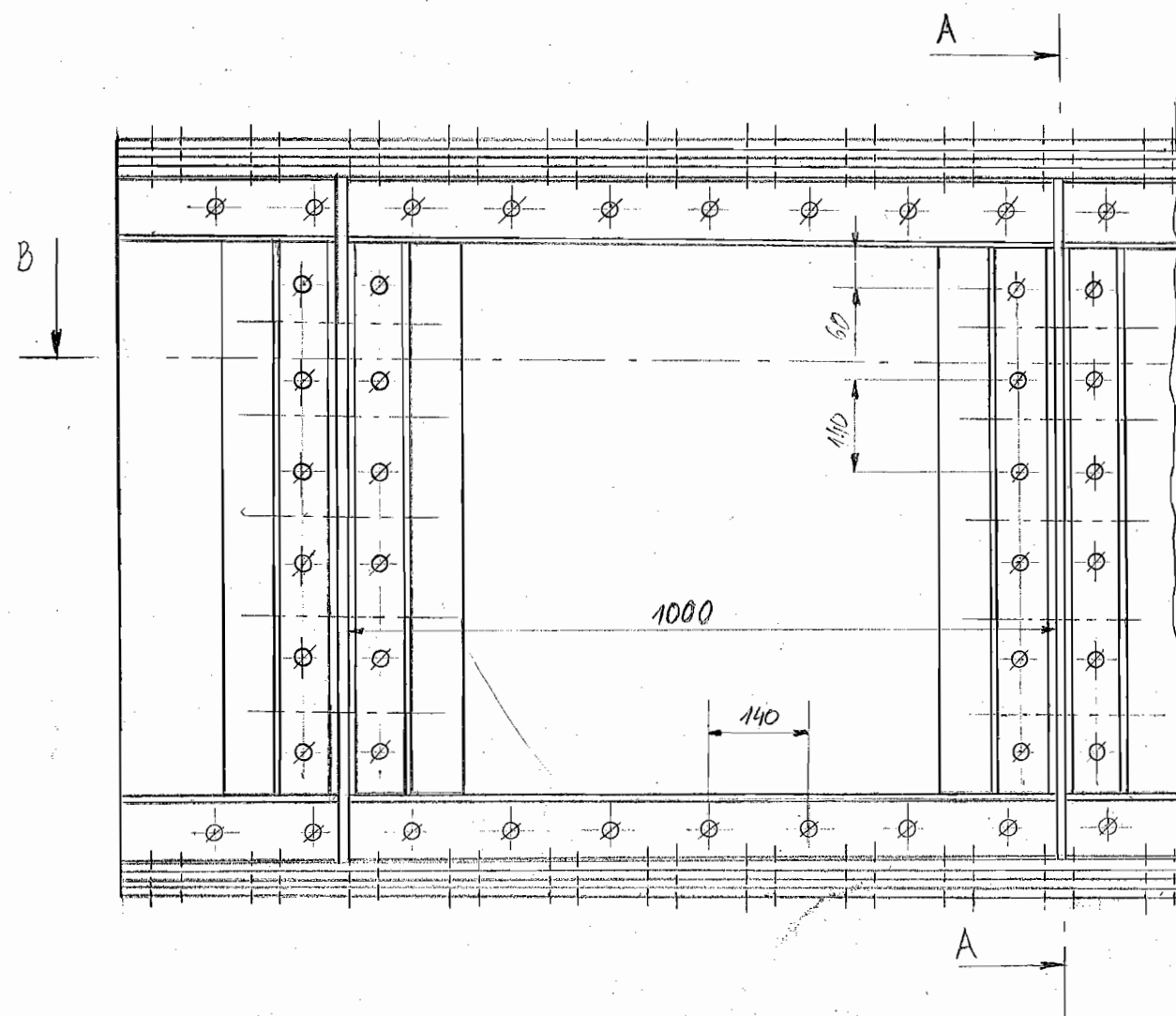
Задатак конструктора је да добије носач одређене носивости уз минимални утрошак челика што се постиже рационалним обликовањем попречног пресека. Такође постоји могућност промене попречног пресека дуж носача, што је једна од најважнијих карактеристика лимених носача. Постављањем ојачања на местима већих вредности напона постиже се повећање попречног пресека, момента инерције и отпорног момента уз истовремено олакшање целе конструкције и економичнију употребу материјала. Самим тим конструкција је лакша и јефтинија а при том није изгубила на чврстоћи и носивости.

Рад садржи теоријски део у коме је описан појам носача, његове врсте и карактеристике. Објашњени су пуни лимени носачи. Приакзан је начин одређивања димензија основног пресека пуних лимених носача. Детаљно је анализиран проблем избочавања. Након анализе теорисјких основа, детаљно је приказан пример прорачуна и конструисања закованог лименог носача. У оквиру прорачуна одређене су све димензије вертикалног лима и ламела на основу препорука и емпиријских образаца. Неке мере су конструктивно усвојене након димензионисања. Урађена је контрола стабилности вертикалног лима против избочавања. На крају је дата скица носача са укружењима и начин њиховог везивања.

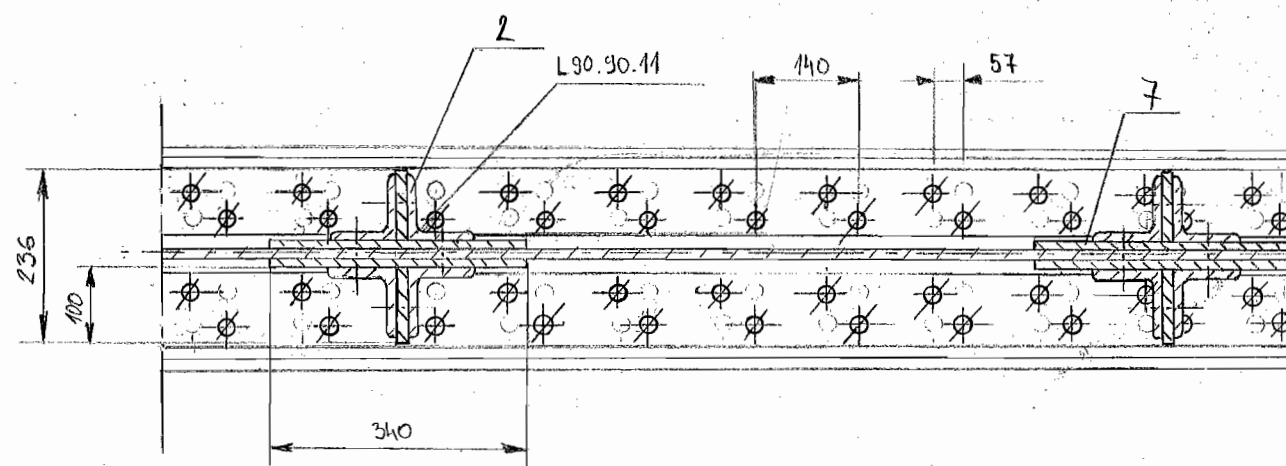
Сагледавајући бројне предности уз мању потрошњу материјала може се закључити да је употреба пуних лимених носача у већини случајева најповољније решење.

Литература

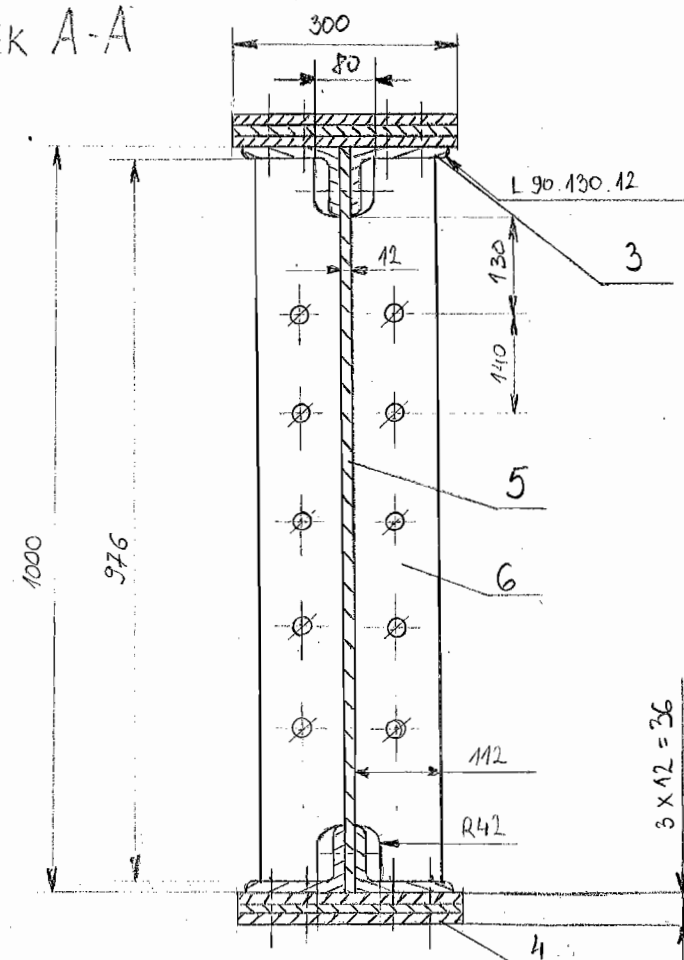
- [1] Буђевац Д., Марковић З. И др., Металне конструкције, Грађевинска књига, Београд, 2007. конструкција, Грађевинска књига, Београд, 1986.
- [2] Петковић З., Острић Д., Металне конструкције у машиноградњи, Институт за механизацију Машинског факултета у Београду, Београд, 1996.
- [3] Бабин Н., Бркљаћ Н., Шостаков Р., Металне конструкције, ФТН Издаваштво, Нови Сад 2006.
- [4] Милосављевић М., Радојковић М., и Кузмановић В.: Основи челичних конструкција, Грађевинска књига, Београд, 1984.
- [5] Николић Р., Марјановић В., Металне конструкције- Приручник за прорачуне, Машински факултет, Крагујевац, 1998.
- [6] Зарић Б., Стиппанић Б., Буђевац Д.: Челичне конструкције у грађевинарству, Грађевинска књига, Београд 1990.
- [7] Николић Р., Марјановић В., Металне конструкције-збирка решених задатака, Машински факултет, Крагујевац, 2013.
- [8] Марковић З., Гранична стања челичних конструкција према еврокоду, Београд, 2014.
- [9] Марјановић В., Димензионисање и конструисање носача, предавање пдф
- [10] http://www.johnweeks.com/river_stlouis/pages/stlU03.html, 20.09.2015

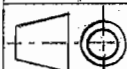


ПРЕСЕК В-В



ПРЕСЕК А-А



7	20	КОМ.	ЛИМ ЗА УКРУЂЕЊЕ	1000 × 340 × 12	
6	20	КОМ.	ЛИМ ЗА УКРУЂЕЊЕ	976 × 112 × 12	
5	1	КОМ.	ВЕРТИКАЛНИ ЛИМ	10000 × 1000 × 12	
4	6	КОМ.	ЛИМ ЗА ПОЛАСНЕ ЛАМЕЛЕ 300 × 12	7360 × 300 × 12, 5620 × 300 × 12, 2220 × 300 × 12	
3	40	КОМ.	ВАЉАНИ ПРОФИЛ	L 90 × 130 × 12	
2	40	КОМ.	ВАЉАНИ ПРОФИЛ	L 90 × 90 × 11	
1	560	КОМ.	ЗАКРЕПЦИ 23		
Поз.	Кол.	Јм.	НАЗИВ	СТАНДАРД - ИЗБРАНЕ КАРИКТЕРИСТИКЕ	ПРИМЕДБА
 Џ0361				МАСА:	РАЗМЕРА: 1:10
Датум Обрад. Цртао Ускл. Сверено ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА КРАГУЈЕВАЦ				НАЗИВ: ЛИМЕНИ НОСАЧ СА УКРУЂЕЊИМА	
Г.и. ИЗМЕНЕ Датум Име				ОЗНАКА:	Лист: 1
ИЗВ. ПОД.				ЗАМЕНА ЗА:	