

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: 44/2009

Драган Владан Станисављевић

Прорачун и конструисање закованих лимених носача

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Весна Марјановић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да напише:

- Увод
- Прорачун закованих веза
- Димензионисање и конструктивно обликовање лимених носача
- Ток прорачуна стабилности вертикалног лима против избочавања и начин његовог укрућивања
- Сигурност носача против бочног извијања
- Пример задатка закованог лименог носача
- Закључак

Препоручена литература:

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

Крагујевац, 29.03.2012. ментор:

Др. Весна Марјановић, доцент

Резиме

На дату тему '' Прорачун и конструисање закованих лимених носача'' одговорили смо најпре уводом у коме смо укратко дефинисали његову функцију и карактеристике. У следећим тачкама говорили смо о њиховој примени и правилима којих треба да се придржавамо приликом конструисања. Затим о прорачуну и облику закованих лимених носача, који смо сваки посебно дефинисали, дали примере и скице. Урадили смо конкретан задатак у коме смо прорачунали и конструисали заковани лимени носач и све то апроксимирали и уредили закључком.

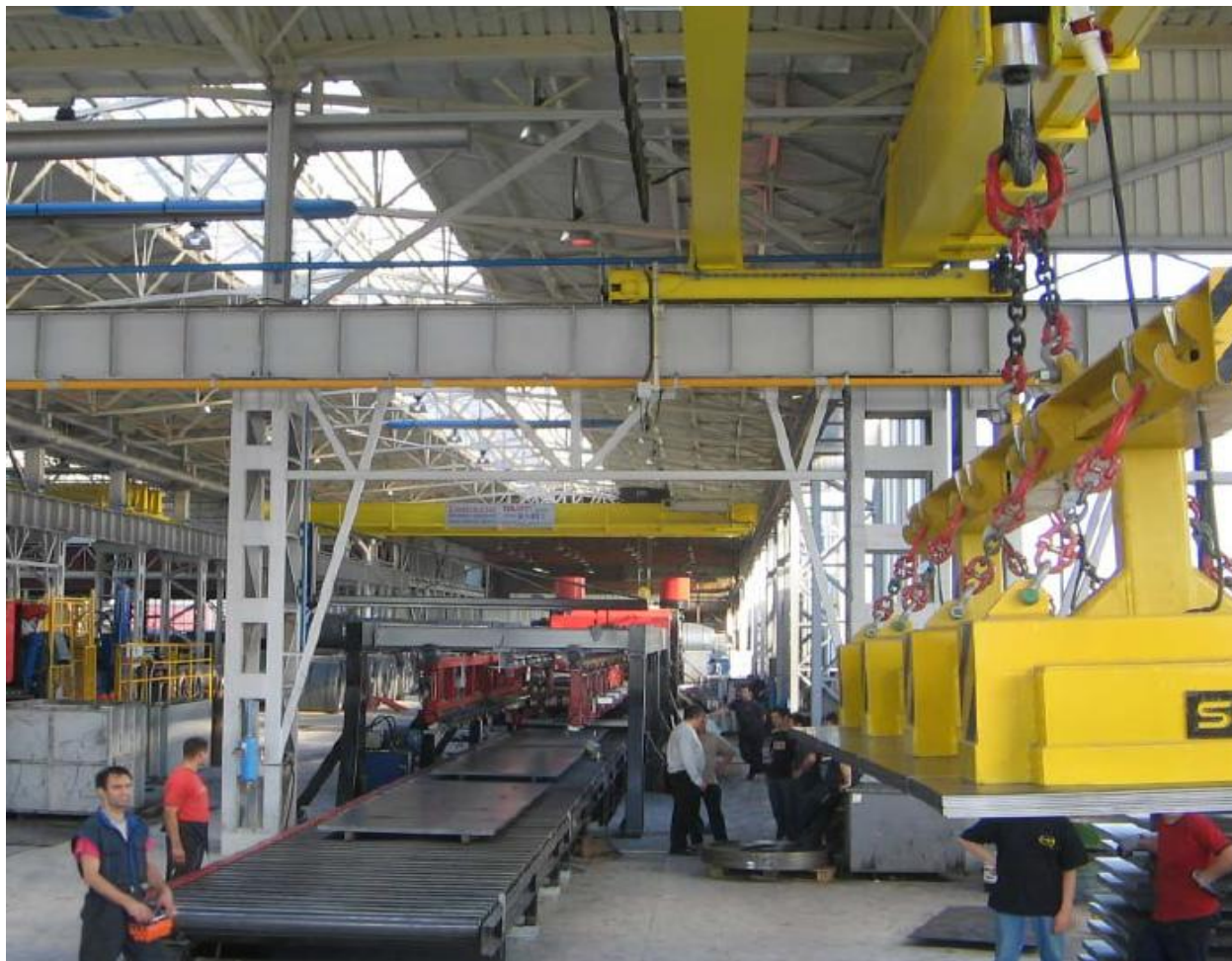
Abstract:

On the topic" The calculation and design of plate girders riveted" we responded first with an introduction in which we briefly define its functions and features. In the following paragraphs, we talked about their use and the rules they are expected to adhere to during construction. Then the form of the Budget and the riveted plate girders, which are respectively defined, provided examples, and sketches. We've done a specific task, in which we calculate and construct riveted metal bracket and all that approximated the conclusion.

Садржај

1. Увод	5
1.1 Подела носача	6
1.2 Пуни носачи израђени од ваљаних профила	7
1.3 Ојачавање носача израђених од ваљаних профила	9
1.4 Пуни лимени носачи.....	11
2. Прорачун закованих веза	13
2.1 Рад заковане везе.....	14
2.2 Закивци	16
2.3 Прорачин носивости закивака	18
2.4 Носивост закивка у смичућим спојевима	20
2.5 Носивост закивака на смицање.....	21
2.6 Носивост закивка на притисак по омотачу рупе	22
2.7 Носивост закивка на затезање.....	23
2.8 Обележавање закивака	24
3. Димензионисање и конструктивно обликовање лимених носача	25
3.1 Димензионисање вертикалног лима	26
3.2 Димензионисање појасних ламела.....	31
4. Ток прорачуна стабилности вертикалног лима против избочавања и начин његовог укрућивања	33
4.1 Прорачун стабилности лима на избочавање	34
4.2 Одређивање критичног оптерећења p_{cr}	39
4.3 Укрућења вертикалног лима.....	40
4.2.1 Начини укрућивања вертикалног лима.....	43
5. Сигурност носача против бочног извијања	46
5.1 Бочно изијање носача у границама еластичности	47
5.2 Бочно извијање носача изложеног чистом савијању	49
5.3 Коефицијент сигурности ν_{kr}	52
5. Пример прорачуна закованог лименог носача	53
6. Закључак	68
7. Литература	69

1. Увод



Слика 1.

Под појмом металне конструкције подразумевају се конструкције које су претежно или потпуно израђене од метала. Сама конструкција састоји се од делова, који уграђени у конструкцију сачињавају функционалну целину. Конструкције се деле према конструисању, изради и примени на:

- мостове
- зграде
- транспортна средства (бродови, авиони, шинска возила, друмска возила)
- конструкције индустријских постројења (дизалице, претоварни мостови, транспортери, копаци, резервоари, постоља и сл.)

Као материјал израде се у металним конструкцијама у највећој мери примењује се челик, па онда алуминијум и др.

Што се специфичности израде тиче, металне конструкције карактеришу врло мала фабричка дорада (бушење рупа) те спајање готових облика добивених ваљањем (лимени код лимених конструкција и штапни профили код штапних решеткастих конструкција) Облик пресека употребљених делова (елемената) конструкције и решење општег облика конструкције чине поделу металних конструкција на:

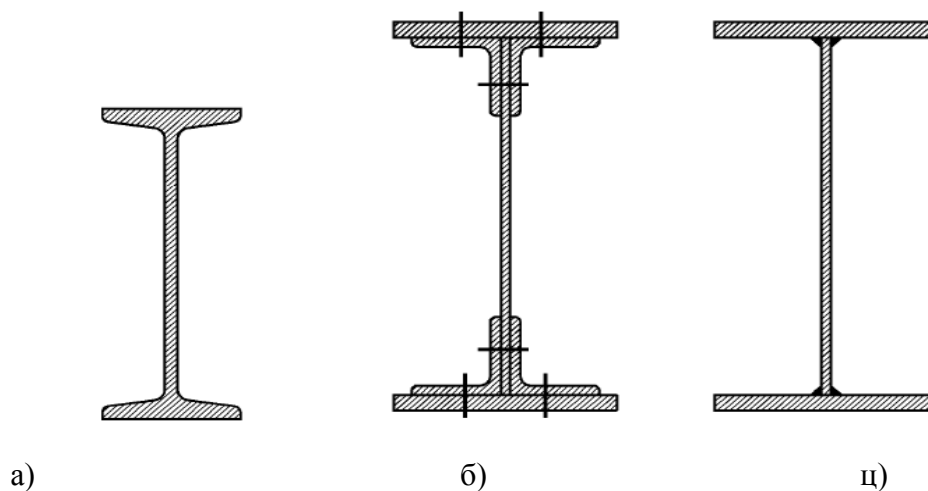
- а) решеткасте конструкције
- б) лимене конструкције

У свакој конструкцији циљ је постићи најекономичније искоришћење материјала уз истовременим задовољењем намене и преношења оптерећења. Избор конструкције ипак зависи о низу чиниоца као што је врста напрезања која се у конструкцији јавља. Осим намене, пројект мора задовољити и архитектонске и естетске захтеве. Свако решење служи уједно као и извор података и идеја за нова решења. Пројект конструкције мора садржати довољне податке за конструкцијску разраду и детаљан прорачун, усвојене технолошке поступке и само извђење конструкције. Треба осигурати лак приступ свим деловима (ради подмазивања, заштите од корозије), омогуцити отицање воде са конструкције и задовољити све захтеве заштите на раду (ограде, скеле и сл).

1.1 Подела носача

Конструктивни елемент који претежно трпи напрезања на савијање називамо носачем. Основна подела носача је на пуне и решеткасте носаче. Пуни носачу су носачи чије су појасеви међусобно повезани на читавој дужини јеним пуним зидом, док су код ресеткастих носача појасеве повезани само у појединим тачкама. Ресеткасти носачи се састоје од извесног броја стапова који су аксијало или притиснути или затегнути. Групу пуних носача можемо поделити на сва основна типа а то су ваљани и лимени. Ваљани носачи добијају се готови ваљањем а лимени спајањем више елемената помоћу закивака или завртњева. Према томе лимене носаче делимо за заковане и заварене.

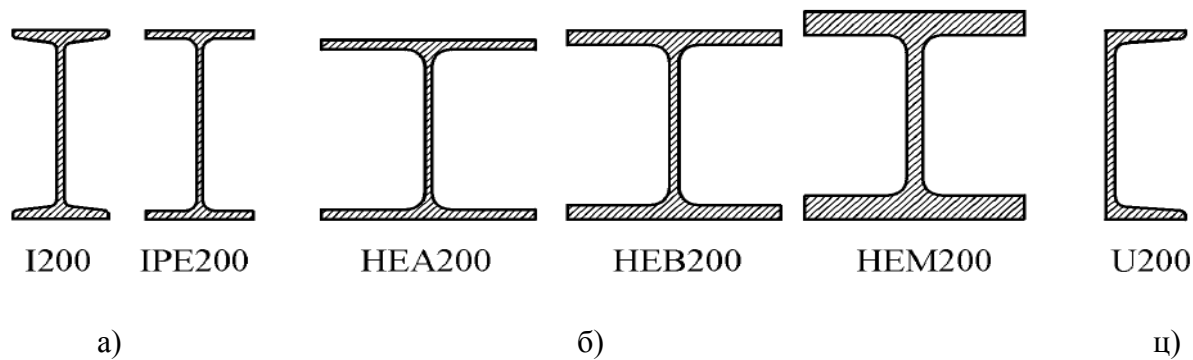
Пре него што је заваривање узело маха као веома рационалан и ефикасан технолошки начин спајања челичних елемената, пуни лимени носачи извођени су искључиво у закованој изради. На овај начин изведен је велики број објеката, нарочито у области мостоградње. Данас је, због реконструкција многобројних постојећих објеката, углавном мостова, неопходно познавање основних правила за прорачун и конструисање пуних лимених носача у закованој изради. Као пуни носачи углавном се користе стандардни ваљани профили (слика 2.1а) и профиле образовани спајањем равних челичних лимова помоћу прикључних угаоника и закивака (слика 2.1б) или директним заваривањем (слика 2.1ц).



Слика 2.1. - Различити облици попречних пресека пуних носача

1.2 Пуни носачи израђени од ваљаних профила

Пуни носачи израђени од ваљаних профила имају велику примену у зградарству где су распони релативно мали, а оптерећења мирна и умереног интензитета. Предност ваљаних у односу на пуне лимене носаче огледа се, пре свега, у минимализацији радионичких захвата, па самим тим и трошкова. Међутим, ваљани профили имају већу тежину од еквивалентних лимених носача, чије се димензије могу ускладити уз оптимално искоришћење напона. Њихова већа јединична тежина је последица недовољно усавршене технологије ваљања. Наиме, технологија производње, то јест ваљања, условљава минималне дебљине ребра ваљаних профила, које би са становишта економичности, односно оптималног искоришћења пресека, требале да буду значајно мање. На тај начин, смањењем дебљине ребра смањује се и тежина носача уз незнатно смањење његове носивости, јер, као што је познато, дебљина ребра веома мало утиче на вредност отпоног момента и момента инерције попречног пресека, па самим тим и на његову носивост и крутост. Од широке палете ваљаних профила најчешће се као носачи користе I-профили са уским (слика 3.1.а) или широким ножицама (слика 3.1.б) и ређе U-профили (слика 3.1.ц).



Слика 3.1 Различити типови ваљаних профила који се користе као носачи: а) I-профили са уским ножицама (I и IPE); б) I-профили са широким ножицама (HEA, HEB и HEM); ц) U-профили

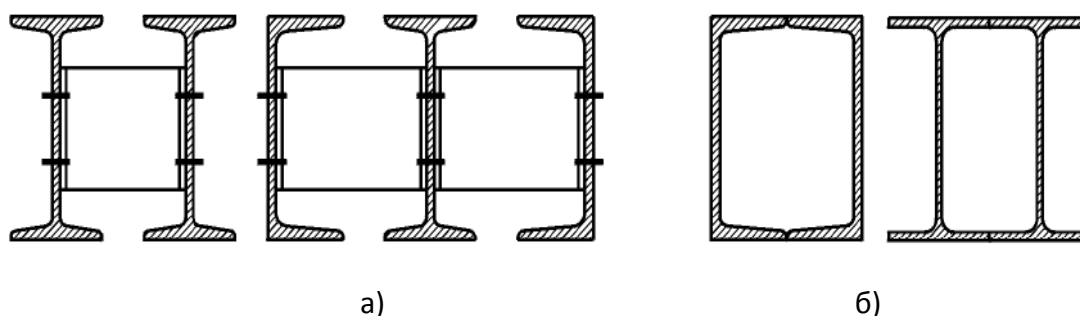
Употреба ваљаних I-профила са уским ножицама је рационална када је носач изложен само савијању око јаче осе инерције, или ако је савијање око слабије осе инерције веома мало. Предност оваквих носача у односу на остале ваљане профиле је у мањој тежини, а недостатак је велика конструктивна висина и релативно мала отпорност на савијање око слабије осе инерције, па самим тим и на бочно-торзионо извијање.

Примена ваљаних профила са широким ножицама препоручује се када је носач изложен косом савијању, затим, када носач није бочно придржан и када је ограничена грађевинска висина. Пожељно је користити HEA и HEB профиле, док HEM-профиле треба избегавати због њихове велике тежине. У поређењу са I-профилима са уским ножицама ови профили захтевају мању конструктивну висину, али су знатно тежи.

За секундарне елементе мањих распона, изложене дејству оптерећења умереног интензитета, могу се употребити и ваљани U-профили. Недостатак ових профила је што им се тежиште и центар смицања не поклапају, па се при деловању попречног оптерећења дуж тежишне осе јавља момент торзије као секундаран, али не и занемарљив утицај. Носачи израђени од U-профила стога се ретко користе као самостални носачи, већ се користе као елементи сложеног пресека у комбинацији са ваљаним I-профилима (слика).

1.3 Ојачавање носача израђених од ваљаних профила

Сви ваљани профили производе се у стандардним серијама и њихове геометријске карактеристике, а самим тим и носивост, су ограничене. У случају носача већих распона, или оптерећења већег интензитета, захтева се већа носивост од оне коју поседују стандардни ваљани профили. Овај проблем може се превазићи на два начина: усвајањем два или више међусобно спојених ваљаних профила (слика 4.1.а) или ојачањем ваљаног профила (слика 4.1.б).

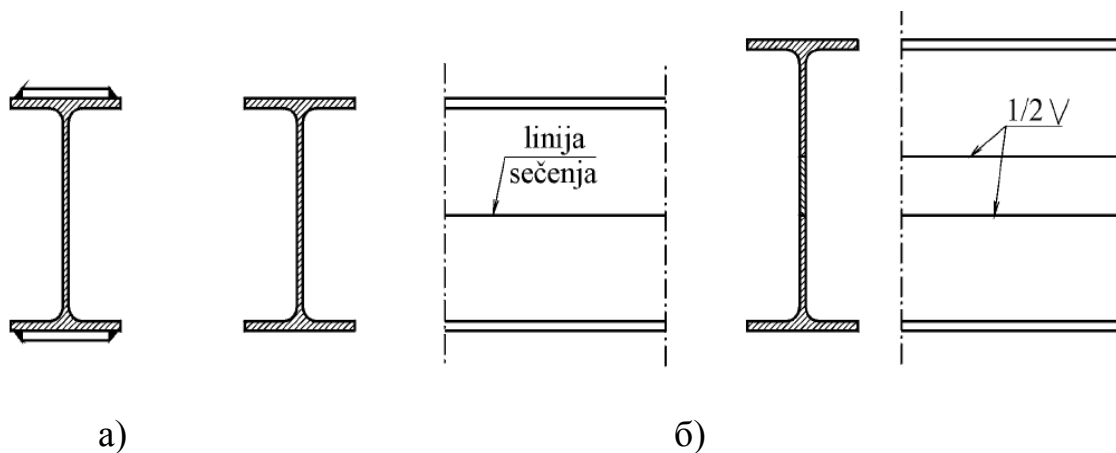


Слика 4.1. - Пуни носачи образовани од два или више ваљаних профила

Примена два или више међусобно спојених профила оправдана је само у случају изузетно мале грађевинске висине, или ако се ради о ојачању, односно реконструкцији или санацији постојећег објекта. Носачи морају бити повезани међусобно на растојању од 0,8 до 1,5 m како би се обезбедио њихов заједнички рад. Везе се остварују преко U или I-профила помоћу завртњева или закивака (слика 4.1.а), или заваривањем (слика 4.1.б)

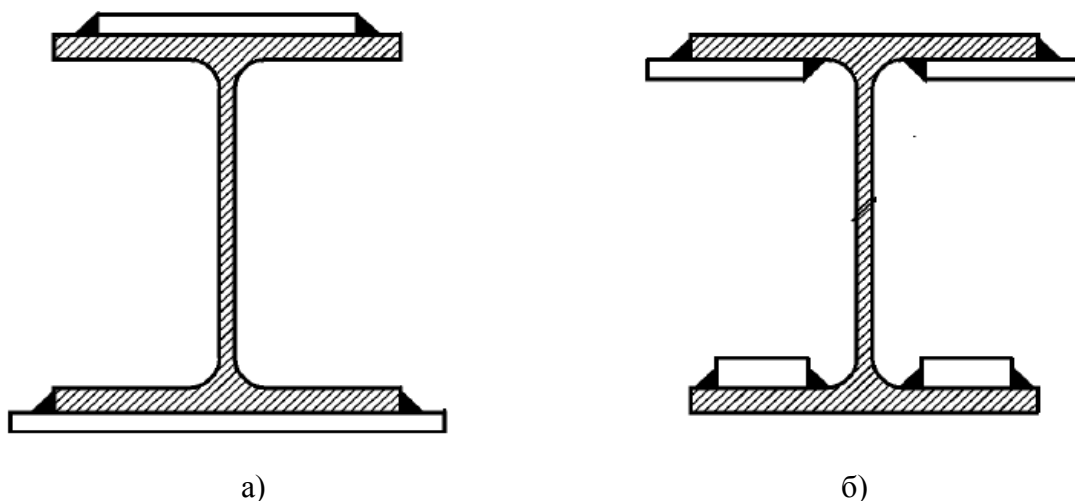
Повећање носивости ваљаних профила може се остварити на два начина:

- Додавањем појасних ламела (слика 5.1.а)
- Подужним расецањем ребра и његовим спајањем заваривањем са уметнутим вертикалним лимом исте или мање дебљине (слика 5.1.б)



Слика 5.1. - Повећање носивости ваљаних профила: а) додавањем појасних ламела; б) расецањем ребра и уметањем завареног вертикалног лима

У оба случаја повећавају се геометријске карактеристике пресека (момент инерције и отпорни момент), а самим тим и његова носивост. Предност ојачања расецањем ребра је, пре свега, у мањем утрошку материјала, јер је тежина уметнутог вертикалног лима свакако мања од тежине две додатне појасне ламеле. Међутим, ојачање додавањем појасних ламела захтева мањи рад, а овакви носачи имају већу отпорност на бочно-торзионо извијање и мању грађевинску висину. Додатне ламеле се могу поставити са спољашње стране ножица, као што је приказано на (сликама 5.1.а и 6.1.а), или са унутрашње стране (слика 6.1.б).



Слика 6.1. - Ојачање ваљаних профила додатним ламелама

Ојачања са унутрашње стране (слика 6.1.b) су знатно компликованија што се саме израде тиче, захтевају двоструко више заваривања, па се препоручују само када се врши накнадно ојачање - санација, уз услов да се задржи иста висина носача. Наравно, ова варијанта је остварљива само код И-профила са широким ножицама, код којих су унутрашње стране ножица хоризонталне и имају довољну ширину да омогуће смештање додатних ламела. Повећање носивости стандардних ваљаних профила, без обзира о којој је варијанти реч, свакако има границе рационалне примене. Наиме, уз коректно конструкцијско обликовање може се повећати носивост ваљаних профила за 70-80%. За носаче веће носивости далеко је рационалнија примена пуних лимених носача.

1.4 Пуни лимени носачи

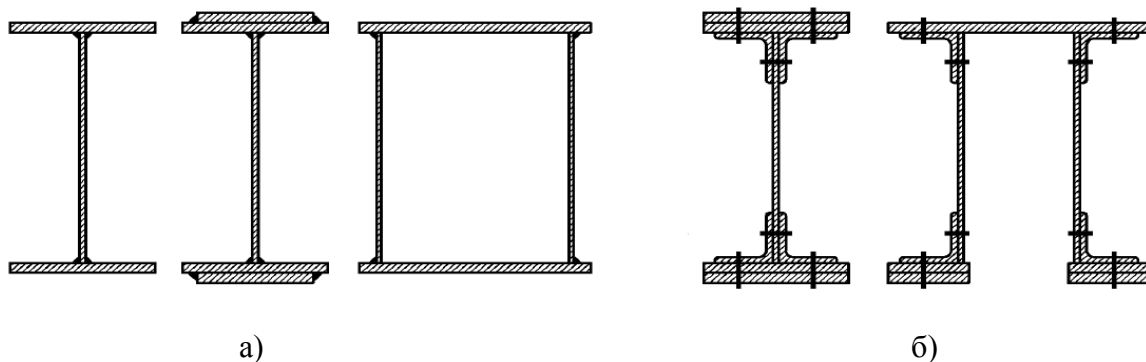
Као што је већ поменуто, пуни лимени носачи се користе када су распони и оптерећења толико велики да је исцрпљена носивост ојачаних ваљаних профила, али и у свим другим случајевима када њихова примена има економску оправданост. Они имају низ предности у односу на ваљане профиле, а то су пре свега:

- мања тежина,
- слобода у избору облика и димензија попречног пресека,
- савлађивање великих распона и оптерећења,
- могућност израде носача променљиве висине,
- могућност покривања дијаграма момента,
- могућност оптимизације попречног пресека итд.

Пуни лимени носачи имају нешто већу јединичну цену од ваљаних, што је последица већег обима радова неопходних за њихову израду. Наиме, повезивање челичних лимова у целину и формирање јединственог попречног пресека захтева додатне радионичке операције (сечење и заваривање или закивање), па самим тим и трошкове. Међутим, имајући у виду горе наведене предности, а посебно мањи утрошак челика, пуни лимени носачи у великом броју случајева представљају најјекономичније решење, па стога и имају веома велику примену у зградарству, а нарочито у мостоградњи.

Облици попречних пресека пуних лимених носача који се најчешће примењују приказани су на слици 7.1. Пуни лимени носачи углавном имају једно (једнозидни носачи)

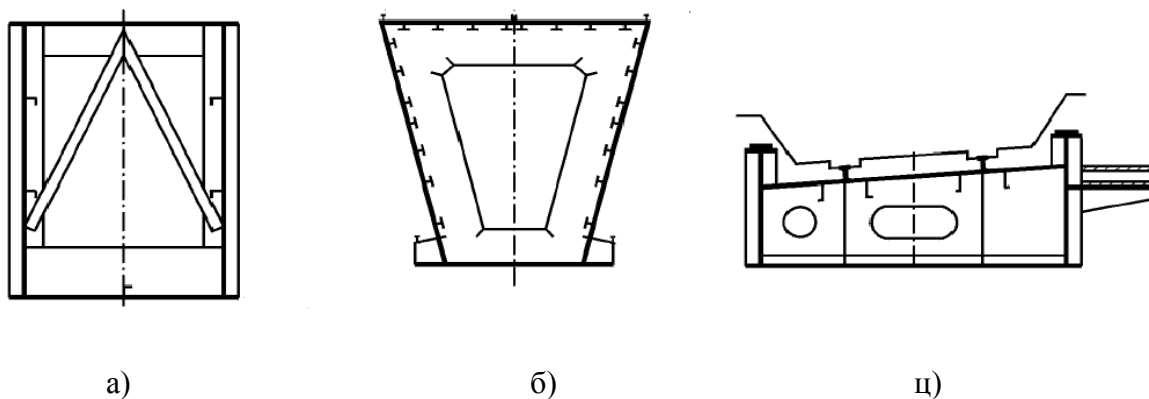
или два ребра(двозидни носачи). У мостоградњи се за главне носаче користе и вишезидни пуни лимени носачи са више од два ребра.



Слика 7.1. - Попречни пресеци пуних лимених носача: а) у завареној изради;

б) у закованој изради

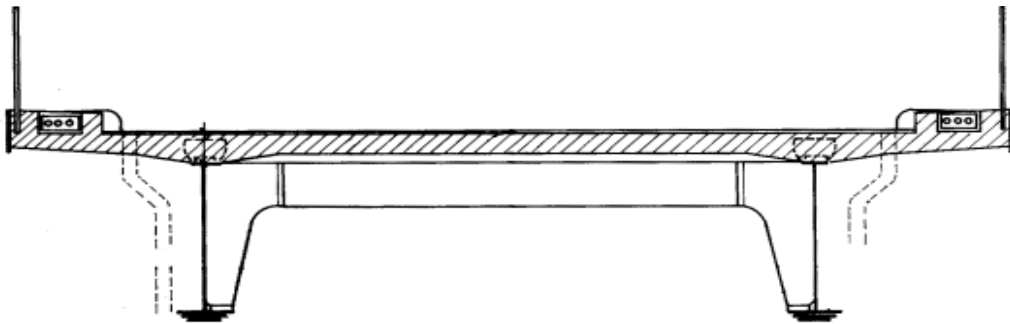
Примена двозидних или сандучастих носача слика 8.1 оправдана је када нема могућности за бочно придржавање носача, па стабилност на бочно-торзионо извијање има кључни утицај на димензионисање. Такође се примењују када је ограничена грађевинска висина, када је носач изложен дејству значајног бочног савијања, и у случајевима великих распона и оптерећења, као на пример за кранске стазе са тешким режимом рада. Сандучасти носачи имају велику торзиону крутост, стабилност на бочно-торзионо извијање је такође повећана, као и крутост на савијање око слабије осе инерције. Међутим, сандучасти носачи изискују већи утршак челика. Код оваквих, сандучастих носача, неопходно је предвидети попречна укрућења, која обезбеђују жељену геометрију и торзиону крутост, као и садејство свих елемената попречног пресека. У супротном, попречни пресек би изгубио свој облик услед торзионе деформације.



Слика 8.1. Облици сандучастих носача: а) главни носач хале б) портални кран

ц) железнички мост

У мостоградњи се искључиво користе пуни лимени носачи, што је последица великих распона и оптерећења, која се са индустријским развојем друштва из године у годину повећавају. Облици попречних пресека савремених мостовских носача су разноврсни и зависе од распона моста, статичког система, ширине коловоза, врсте коловозне табле, аеродинамичности и захтеване торзионе крутости. Неки карактеристичан пример попречни пресека пуних лимених носача који се примењује у мостоградњи приказан је на слици 9.1



Слика 9.1. - Попречни пресек пуних лимених носача у мостоградњи

2.Прорачун закованих веза

Конструкцијски систем неког објекта сачињава више различитих елемената који чине јединствену целину, способну да преноси пројектом предвиђено оптерећење. У случају челичних конструкција, конструкцијски систем није монолитан, већ се састоји од делова одређених димензија, који се појединачно израђују у радионици, а потом међусобно повезују на градилишту. Стога се при изградњи челичних конструкција разликују следеће фазе: израда елемената (делова) конструкције у радионици, њихов транспорт и монтажа на градилишту. Том приликом се примењује низ поступака и операција неопходних за израду елемената конструкције од ваљаоничких производа, као и за њихово настављање и међусобно повезивање. Потреба за настављањем елемената произилази из чињеница да димензије конструкцијских елемената често превазилазе стандардне дужине ваљаоничких производа и габарите уобичајених транспортних

средстава. Настављање и повезивање елемената челичних конструкција може да се оствари помоћу механичких спојних средстава (закивци, завртњевци, чепови итд.), или технолошким поступцима (заваривањем или лепљењем).

Данас се монтажни наставци, због брзине извођења, квалитета наставка у градилишним условима и обезбеђења пројектоване геометрије конструкције, најчешће изводе помоћу закивака, а ређе заваривањем. Помоћу закивака се изводе монтажни наставци штапова и носача, наставци стубова и ригли код оквирних носача, зглобне и круте везе подужних и попречних носача, везе решеткастих носача са ослоначким конструкцијама, итд. Монтажни наставци у завареној изради, изводе се углавном код статички оптерећених конструкција (у зградарству) за повезивање, слабије или средње напругнутих, елемената. У мостоградњи се овакви наставци примењују код ортотропних плоча.

2.1 Рад заковане везе

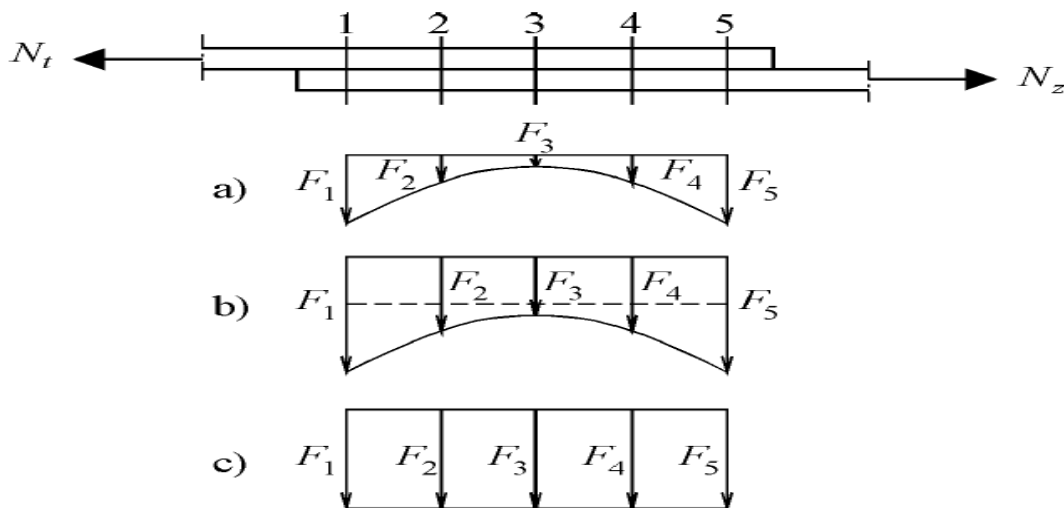
Познавање понашања везе и закивака у њој, под оптерећењем, представља предуслов за одређивање потребног броја закивака у вези и сигурности везе. На рад закивка у вези утиче технолошки поступак уградње закивка. Наиме, када се уграђени, усијани закивак охлади до температуре испод 600°C , долази до његовог скупљања. Како је пакет лимова нестишљив, то се у закивку јавља значајна сила затезања којом његове главе притискају пакет лимова. Ова сила затезања изазива у закивку напоне веће од границе развлачења. Такође, хлађењем закивка долази до његовог радијалног скупљања, чиме се ствара зазор у рупи између закивка и лимова. Рад закивка је сложен и може да се разматра кроз три фазе.

У првој фази рада везе, при малом оптерећењу, услед силе затезања у закивку јавља се трење између спојних елемената које је веће од силе смицања. Веза ради као монолитна (нема проклизавања), па се јављају само еластичне деформације као последица напрезањалимова. Даље повећање оптерећења проузрокује савладавање трења и појаву померања на рачун зазора између рупе и врата закивка, па долази до директног налагања врата закивка на лимове. Померања су реда величине $1/100\text{ mm}$. Даљи пренос сила се одвија путем смицања закивка и притиска по омотачу рупе, тако да трење не учествује у укупном капацитету носивости везе.

У другој фази рада везе долазе до изражаја еластичне деформације везе услед савијања И смицања закивка и гњечења лимова у контакту са закивком. Та померања износе око $0,10\text{--}0,15\text{ mm}$. Напрезања закивка у овој фази рада се повећавају све до појаве напона течења у врату закивка.

У трећој фази рада везе долази до знатних деформација у вези услед течења челика у врату закивка, које при лому достижу вредност од око $5\text{--}6\text{ mm}$. Врста лома везе зависи од начина израде рупе и дужине закивка. Ако се рупа израђује бушењем челичних лимова

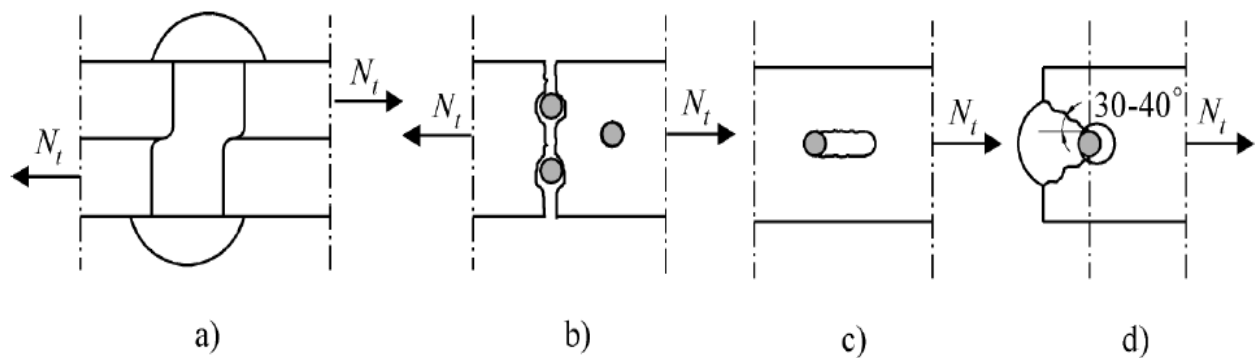
нормалне тврдоће и ако је закивак веће дужине, тада у вези долази до савијања закивка и гњечења ивица лимова по обиму рупе, чиме се ствара знатна сила затезања у закивку, тако да до његовог лома обично долази откидањем главе.



Слика 10.1 - Распоред сила у закивцима у све три фазе рада везе

До лома везе остварене закивцима може да дође на четири различита начина:

- Лом закивка услед смицања врата закивка настаје исцрпљењем носивости тела закивка на смицање. До лома долази по равни смицања (равни споја елемената) која је управна на осу врата закивка (слика 11.1а).
- Код елемената напрегнутих на затезање, уколико је носивост закивака већа од носивости елемената (лимова) који се спајају, долази до лома лимова на месту најслабијег пресека у вези (слика 11.1б).
- Ако је пречник врата закивка знатно већи од дебљине спојних лимова, или ако је закивакизрађен од квалитетнијег челика него лимови, може да дође до гњечења лимова услед притиска по омотачу рупе. Врат закивка притиска површину лимова на месту рупе и изазива велику концентracију напона(слика 11.1ц).
- Код ивичних завртњева, када је растојање од осе закивка до ивице лима мало, долази до лома смицањем лима (слика 11.1д).



Слика 11.1 - Могући видови лома код веза са закивцима

2.2 Закивци

Закивци као спојно средство се примењују од тридесетих година деветнаестог века и до данас су се показали као ефикасно и поуздано спојно средство. Везе изведне закивцима се добро понашају, како при статичком тако и при динамичком напрезању, јер закивци врше равномерни пренос силе дуж везе. Рупе у вези су добро испуњене материјалом закивка, па везе имају мала проклизавања и малу деформабилност. Данас се закивци примењују само за реконструкцију и ојачање постојећих конструкција израђених закивцима и ређе за израду динамички напрегнутих конструкција. Заваривање је последњих деценија, осим у специјалним случајевима, скоро потпуно потиснуло примену закивака за израду радионичких наставака, док су их завртњеви, због брзог и једноставног извођења наставака, заменили код израде монтажних наставака.

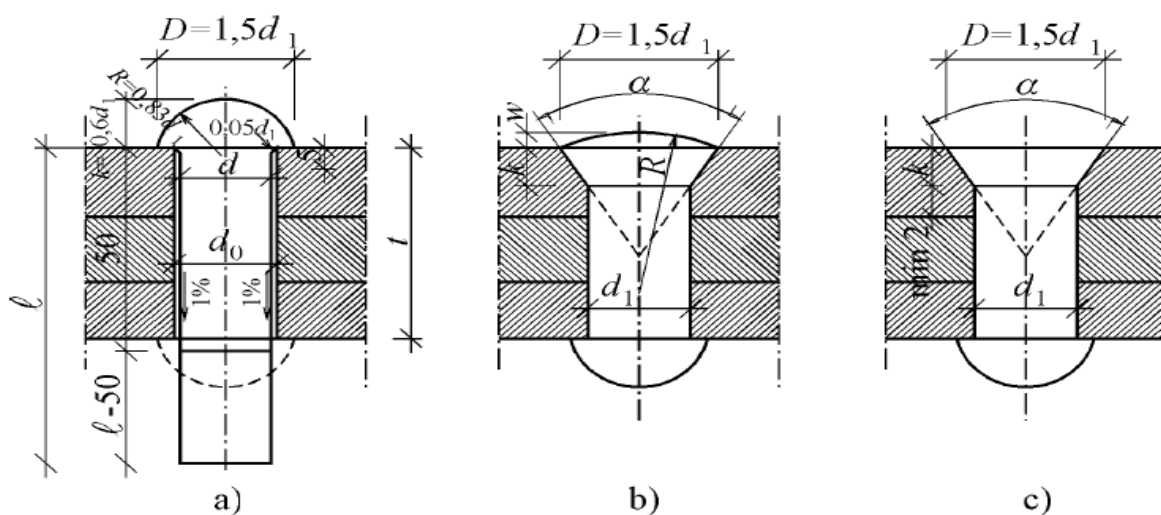
Закивак се састоји од цилиндричног тела (врата закивка) и главе закивка. У зависности од облика главе, разликују се:

- закивци са полукружном главом (слика 12.1а),
- закивци са полуупуштеном главом (слика 12.1б) и
- закивци са упуштеном главом (слика 12.1ц).

У табели 2.1 дати су основни геометријски подаци за закивак са полукружном главом, који је приказан на слици 2.1а. Најмањи пречник рупе закивка за челичне конструкције у зградарству је 13 mm, а у мостоградњи 17 mm.

Prečnik zakivka d	mm	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33
Prečnik rupe d_0	mm	13	15	19	19	20	23	25	28	31	34
D	mm	19	22	25	28	32	36	40	43	48	53
K	mm	7,5	9	10	11,5	13	14	16	17	19	21
R	mm	9,5	11	13	14,5	16,5	18,5	20,5	22	24,5	27
r	mm	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1	1,2	1,2	1,6	1,6

Табела 1.1 - Димензије закивака са полукружном главом

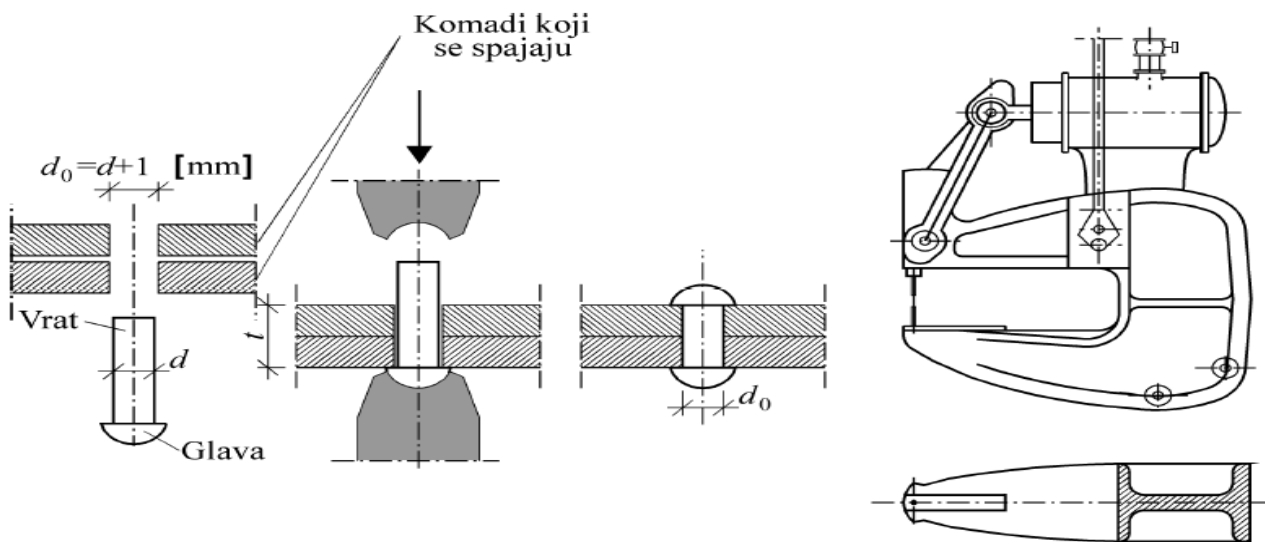


Слика 12.1 - Различите врсте закивака: а) са полукружном главом;
б) са полуупуштеном главом; ц) са упуштеном главом

Закивци се израђују машинским путем од округлог челика квалитета С0255, С0355 и С0455, најчешће се примењују закивци са полукружном главом чији је врат конусан на дужини од 50 mm од главе закивка, са нагибом изводнице од 1% (слика 12.1а), а цилиндричан на преосталој дужини. Пречник рупе за уградњу закивака (d_0) је за 1 mm већи од пречника закивка (d), то јест $d_0 = d + 1$. Дужина врата закивка (l) зависи од пречника закивка (d), дебљине пакета лимова који се спајају (m) и од начина израде друге главе закивка (слика 12.1а):

$$l = t + 4/3d_0 - \text{за машинско закивање}; \quad l = t + 7/3d_0 - \text{за ручно закивање}$$

Закивци се уграђују у претходно избушене рупе, загрејани до температуре која је погодна за ковање. Затим се поставља преса за закивање и врши се притисак на главу и врат закивка чиме се прво испуњава рупа у споју, а затим се обликује друга глава (слика 12.2).



Слика 12.2 - Израда друге главе закивка и преса за закивање

Избор пречника закивка зависи од дебљине пакета који се закива, због доброг испуњења рупе и спречавања кривљења усијаног врата закивка. Пракса је показала да дебљина пакета не би смела да пређе вредност:

$t \leq 4,5d_0$ - за закивке са полукружном главом

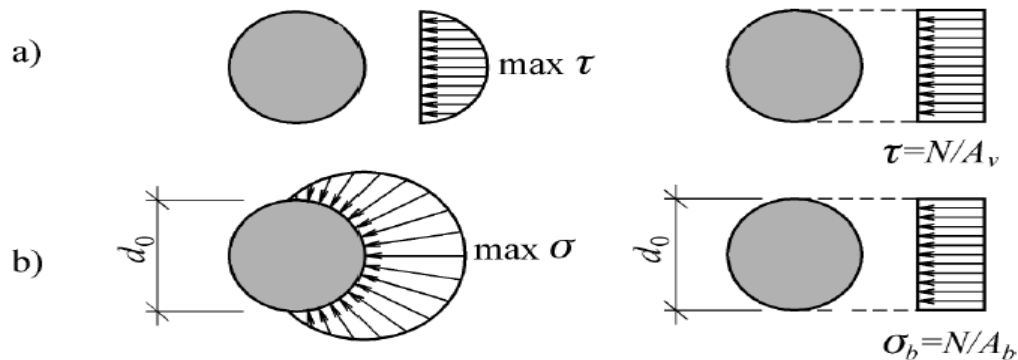
$4,5d_0 < t < 6,5d_0$ - за закивке са полуупуштеном главом

2.3 Прорачин носивости закивака

Обухватање свих сложених феномена у напругнутој вези са закивцима је дуготрајан и, са инжењерског аспекта, нецелисходан посао. Носивост закивака у вези, међутим, са довољном поузданошћу, може да се одреди уз увођење следећих претпоставки:

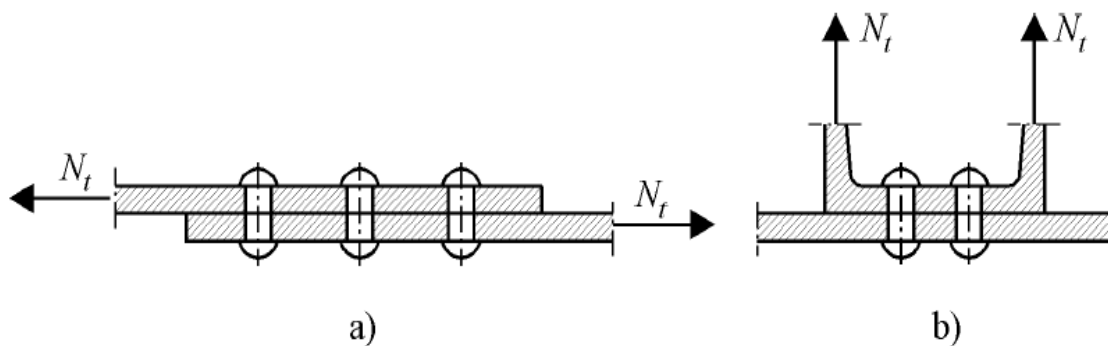
- занемарује се трење између лимова изазвано силама затезања у закивцима и његов
- позитиван утицај на повећање носивости закивака,
- сви закивци у вези учествују подједнако у преносу оптерећења,

- услед смичуће силе у врату закивка се јавља константан напон смицања (слика 12.3а),
- притисак по омотачу рупе, односно контактни напон између закивка и лимова
- равномерно распоређен по површини пројекције контактне површине закивка и лимова
- на раван управну на правац силе (слика 12.3б),
- занемарује се савијање и затезање закивка код смичућих спојева



Слика 12.3 - Стварни и прорачунски дијаграми напона
а) напон смицања; б) притисак по омотачу рупе

Закивци се најчешће користе у смичућим спојевима (слика 12.4а) у којима услед спољашњег оптерећења долази до смицања врата закивка и притиска по омотачу рупе, док се, због мале носивости на затезање у правцу своје подужне осе, избегава њихова употреба у затезућим спојевима (слика 12.4б).



Слика 12.4 - Закивци у: а) смичућем споју; б) затезућем споју

Vrsta napona	I slučaj opterećenja			II slučaj opterećenja		
	za spajanje delova od čelika					
	Č0361	Č0451	Č0561	Č0361	Č0451	Č0561
	Č0362	Č0452	Č0562	Č0362	Č0452	Č0562
	Č0363	Č0453	Č0563	Č0363	Č0453	Č0563
τ_{dop} smicanje	$0,8 \cdot \sigma_{dop}^I$			$0,8 \cdot \sigma_{dop}^{II}$		
	130	150	190	145	165	210
$\sigma_{b,dop}$ pritisk po omota- ču rupe	$2,0 \cdot \sigma_{dop}^I$			$2,0 \cdot \sigma_{dop}^{II}$		
	320	370	480	360	410	530
$\sigma_{t,dop}$ zatezanje	$0,3 \cdot \sigma_{dop}^I$			$0,3 \cdot \sigma_{dop}^{II}$		
	50	55	70	55	60	80

Табела 2.2 - Допуштени напони за закивке [МПа]

2.4 Носивост закивка у смичућим спојевима

Имајући у виду природу рада везе са закивцима и усвојене прорачунске претпоставке може се сматрати, под условом да је веза правилно конструисана, да носивост закивака у смичућим спојевима зависи од носивости закивка на смицање и носивости закивка на притисак по омотачу рупе, односно да је:

$$F_{v,dop} = \min F_v, F_b$$

Где су:

$F_{v,dop}$ - носивост закивка у смичућем споју

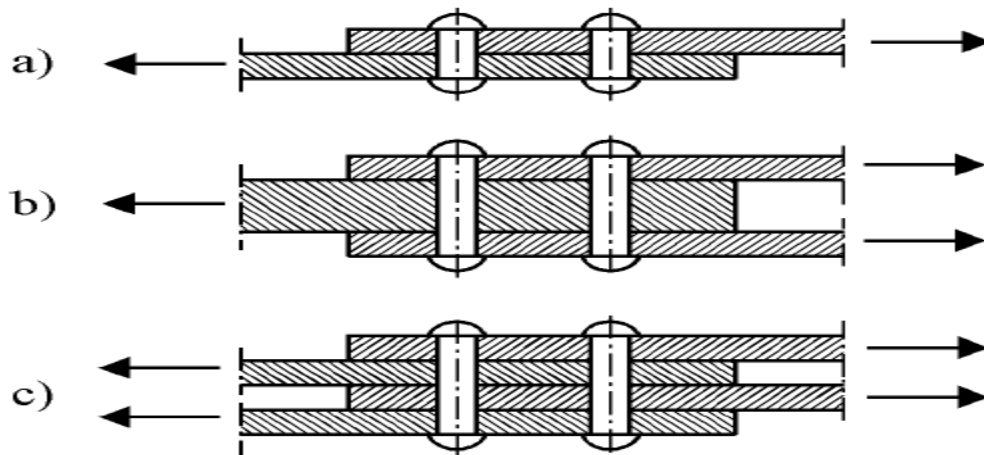
F_v - носивост закивка на смицање

F_b -носивост закивка на притисак по омотачу рупе

2.5 Носивост закивака на смицање

Код веза механичким спојним средствима, преношење силе са једног на други елемент везе је дисконтинуално (тачкасто). Прелазак силе са једног на други елемент се врши смицањем закивка. Смицање се одвија у равни споја лимова (раван смицања) по читавој површини врата закивка. У зависности од броја лимова који преносе силу у једном правцу, односно од броја равни смицања, закивци могу да буду:

- једносечни ($m=1$), ако у вези постоји само једна раван смицања (слика 12.5а)
- двосечни ($m=2$), ако у вези постоје две равни смицања (слика 12.5б)
- вишесечни ($m>2$), ако у вези постоји више од две равни смицања (слика 12.5ц)



Слика 12.5 - Број смичућих равни - сечност закивака

Носивост закивка на смицање може да се одреди на следећи начин:

$$F_v = m \cdot A_{v,1} \cdot \tau_{dop} = \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{dop}$$

Где су:

m - број равни смицања

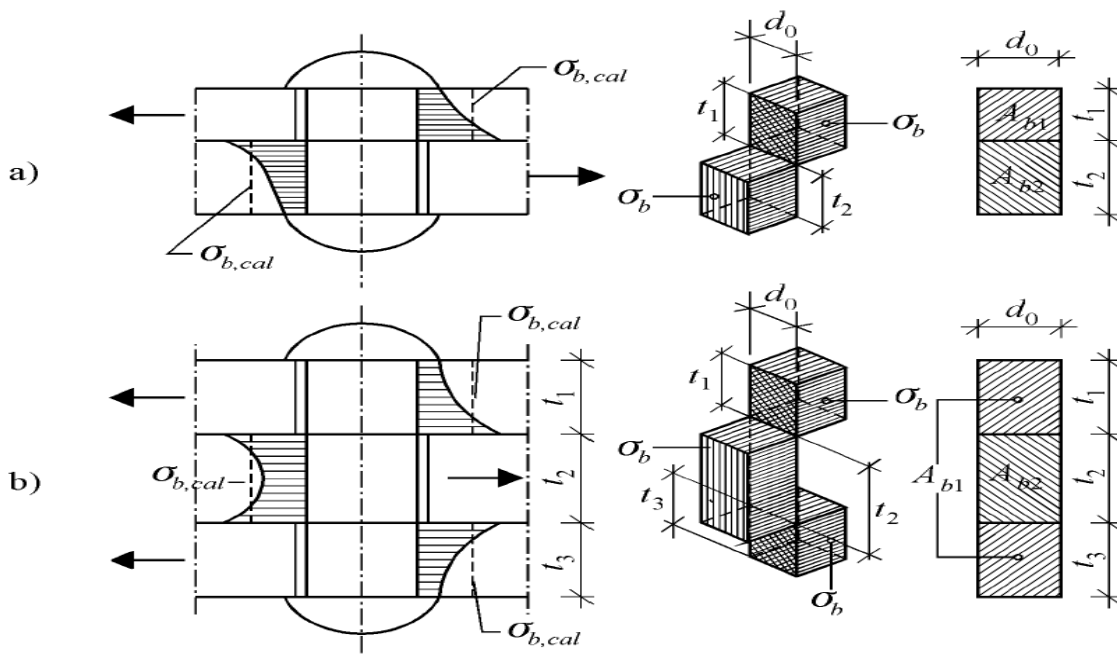
$A_{v,1}$ - допуштени напон смицања за закивке

τ_{dop} - површина врата закивка,

d_0 - пречник рупе за закивак.

2.6 Носивост закивка на притисак по омотачу рупе

На контакту врата закивка и површине рупе у лиму се јавља контактни напон, тзв. Притисак по омотачу рупе. Његова расподела је нелинеарна, како по радијусу рупе (слика 12.3б), тако и по висини лима (слика 12.6). Максимална вредност напона достиже доста већу вредност од просечне вредности, са којом се врши димензионисање закивака. Услед локалне пластификације у лиму и врату закивка долази до прерасподеле напрезања и до изједначавања вредности напона дуж врата закивка. То омогућава прорачун носивости закивака на притисак по омотачу рупе са константним, просечним напонам ($\sigma_b = const$). Површина преко које се преноси сила из закивка на лим (A_b) једнака је збиру контактних површина свих лимова у вези који су напрегнути у истом правцу, односно који при оптерећењу належу на врат закивка са исте стране.



Слика 12.6 - Напрезања веза са закивцима: а) једносечне везе; б) двосечне везе

Носивост закивка на притисак по омотачу рупе, у општем случају, може да се одреди на основу следећег израза:

$$F_b = A_{b,min} \cdot \sigma_{b,dop}$$

Где су:

$A_{b,min}$ - минимална контактна површина закивка у вези

$\sigma_{b,dop}$ - допуштени напон притиска по омотачу рупе

Минимална контактна површина $A_{b,min}$ се одређује на следећи начин:

$$A_{b,min} = \min A_{b,1}, A_{b,2}$$

Где су $A_{b,1}, A_{b,2}$ контактне површине лимова које належу на исту страну закивка

Будући да су ове контактне површи правоугаоног облика, са константном ширином која је једнака пречнику рупе d_0 , носивост закивака на притисак по омотачу рупе може да се одреди и на основу следећег израза:

$$F_b = \min t \cdot d_0 \cdot \sigma_{b,dop}$$

Где је мин t - минимална дебљина свих лимова који преносе силу у истом правцу:

$$\min t = \min \frac{t_1}{t_2} \quad \text{за једносечне завртњеве}$$

$$\min t = \min \frac{t_1 + t_3}{t_2} \quad \text{за двосечне завртњеве}$$

2.7 Носивост закивка на затезање

У затезућим спојевима закивци су напрегнути на затезање у правцу своје подужне осе. Носивост закивка на затезање (F_{dop}) одређује се на основу следећег израза:

$$F_{t,dop} = \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{t,dop}$$

где је $\sigma_{t,dop}$ допуштени напон закивка на затезање

Како је закивак услед термичког скупљања преднапрегнут, у њему се од оптерећења јавља додатна сила затезања тек након савладавања ове силе преднапрезања. И поред те чињенице, допуштена напрезања за закивак су мала, тако да треба избегавати оваква напрезања у закивцима, или применом ефикаснијих спојних средстава (нпр. применом завртњева) или конструктивним мерама избећи појаву силе затезања у закивку.

2.8 Обележавање закивака

На радионичким цртежима се, ради прегледности и избегавања грешака, закивци представљају посебним ознакама. Ознаке су стандардизоване и дате су у табели 2.2, за закивке код којих се и рупа и уградња врше у радионици.

Prečnik d_0	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31	34
Oznaka											
Dopunske oznake zakivaka				a)	b)			c)	d)		

Табела 3.1 - Ознаке закивака

Поред ових ознака уведене су и допунске ознаке, које детаљније дефинишу уграђени закивак. Уколико је рупа за закивак избушена у радионици, а закивак је уграђен на монтажи, тада се стандардној ознаци додаје једна заставица. Две заставице се додају основној ознаци уколико се и рупа буши на монтажи. У случају закивака са полуупуштеном главом, изнад или испод основне ознаке, додаје се полукруг у зависности од тога да ли је полуупуштена глава горе или доле. На цртежима у размери 1:10 и ситнијој, величина ознаке је једнака пречнику главе закивка ($D = 1,5 \cdot d_0$), а на цртежима у размери 1:5 и крупнијој, величина ознаке одговара пречнику рупе за закивке (d_0).

3. Димензионисање и конструктивно обликовање лимених носача

Једна од важних предности пуних лимених носача у односу на ваљане профиле је могућност слободног обликовања попречног пресека, чиме се могу постићи значајне уштеде у материјалу. Основни циљ пројектанта при обликовању попречног пресека је да добије носач захтеване носивости, уз минималан утрошак челика. Како је носивост носача управо пропорционална отпорном моменту попречног пресека W , а тежина његовој површини A , однос W/A треба да буде максималан. Рационално обликовани пуни лимени носачи имају знатно већи однос W/A од стандардних ваљаних профила, јер дебела ребра ваљаних профила знатно повећавају тежину, без великог ефекта на повећање носивости. Пуни лимени носачи пројектују се са витким ребрима минималне дебљине и робусним појасевима, чиме се постиже жељена ефикасност пресека. Највећи однос W/A имају I-пресеци, па стога представљају најрационалније решење са становишта обликовања попречног пресека. У табlici 3.1. приказана су три попречна пресека са геометријским карактеристикама, на основу којих се може уочити неприкосновена ефикасност I-пресека у односу на квадратни и правоугаони.

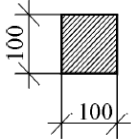
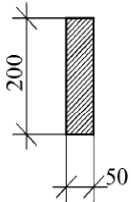
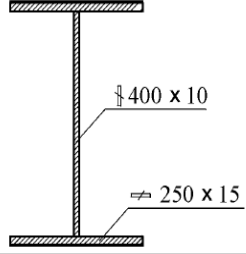
Попречни пресек			
$A \text{ [cm}^2\text{]}$	100	100	100
$W \text{ [cm}^3\text{]}$	166	333	1450
$W/A \text{ [cm]}$	1,66	3,33	14,50

Таблица 4.1. Анализа ефикасности попречних пресека

Осим I-пресека, и сандучасти пресеци имају повољне односе W/A , па и они представљају једно од економичних решења. Највећи утицај на вредност односа W/A имају димензије ребра (висина и дебљина), па се њиховим варирањем могу постићи изузетно економични пресеци.

Треба истаћи да је осим рационалног обликовања попречног пресека, код пуних лимених носача, такође могућа његова промена дуж носача, чиме се носивост носача прилагођава стварним напрезањима, уз знатну уштеду материјала.

3.1 Димензионисање вертикалног лима

Пуни лимени носачи образују се од једног или више ребара и појасних ламела - ножица. Положај ребра је углавном вертикалан сем у неким случајевима код сандучастих или вишезидних мостовских носача, код којих се због побољшања аеродинамичности и смањења распона конзолног дела горњег појаса, ребро поставља косо (слика 4.57). Висина ребра пуних лимених носача варира у релативно широком опсегу од $l/10$ до $l/35$, где је l распон носача. У високоградњи се висина креће од $l/20$ до $l/35$, код друмских мостова од $l/15$ до $l/25$, а код железничких мостова од $l/10$ до $l/15$. Висина носача осим од распона, свакако, зависи и од интензитета оптерећења и статичког система носача. За просте греде препоручују се веће, а за континуалне носаче мање висине у оквиру наведених опсега. Ако су деформацијски услови строги (нпр. дозвољен угиб $l/1000$) носачи морају да поседују велику крутост на савијање, што се најједноставније постиже повећањем њихове висине (до $l/8$ код тешких кранских стаза или железничких мостова). Осим ових, постоје и друге емпиријске препоруке за одређивање потребне висине ребра пуних лимених носача. Оптимална висина ребра (d) у функцији максималног момента савијања може да се одреди на следећи начин:

$$d_{otp} = k_w \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{\sigma_{dop}}}$$

M_{max} — максимални момент савијања

Gде је k_w параметар који зависи од нацина покривања дијаграма момента и има следеће вредности :

- $k_w = 4,3$ за dobro pokrivanje dijagrama
- $k_w = 4.7$ за umereno pokrivanje dijagrama
- $k_w = 5,3$ за nosace nepromenljivog poprecnog preseka

Једна од предности пуних лимених носача у односу на ваљане је и то што се код њих могу варирати димензије елемената попречног пресека (ребара и ножица) како би се добио пресек који омогућава истовремено задовољење напонског и деформацијског услова.

Дакле, висина ребра пуног лименог носача може бити одређена из услова да нормални напон и угиб истовремено достижу допуштене вредности. Овај услов за носач оптерећен једнакоподељеним оптерећењем q може да се напише на следећи начин:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^2}{W} = \sigma_{\text{dop}}$$

$$f = k_2 \cdot \frac{q \cdot l^4}{EI} = f_{\text{dop}} = 1/m$$

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

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

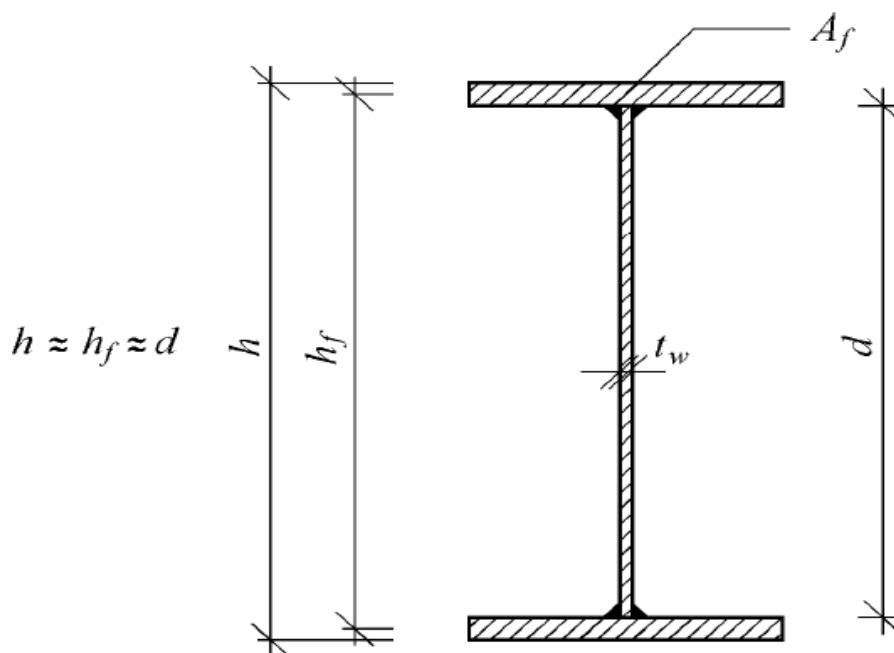
Где је h висина носача, која је приближно једнака висини његовог ребра ($h \approx d$). Када се момент инерције дат претходним изразом уврсти у једначину, добија се:

$$d = 2 \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot m \cdot \frac{\sigma_{\text{dop}}}{E} \cdot l = K \cdot m \cdot \frac{\sigma_{\text{dop}}}{E} \cdot l$$

На овај начин одређена је висина носача уз истовремено искоришћење допуштеног напона и угиба. Параметри k_1 и k_2 зависе од статичког система носача. За случај просте греде износе: $k_1=1/8$ и $k_2=5/384$, па је $K = 80/384$. У табели 4.2. дате су вредности за висине ребра према једначини (3.1.5) за различите врсте челика и допуштене угибе.

	Допуштени угиб ($f_{\text{dop}} = \ell / m$)			
	$\ell / 300$		$\ell / 500$	
Vrsta čelika	Č0361	Č0561	Č0361	Č0561
$h \approx d$	$\ell / 21$	$\ell / 14$	$\ell / 12,6$	$\ell / 8,4$

Табела 4.2. - Висина носача при истовременом искоришћењу нормалног напона и угиба



Слика 14.1. Шематски приказ попречног пресека носача са ознакама

Што се дебљине ребра тиче, са економског аспекта она 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, односно напоне. Осим тога, дебљина ребра доминантно утиче и на отпорност ребра на избочавање услед смичућих и нормалних напона. Носивост шавова, односно закивака за везу ребра са појасним ламелама, као и увођење концентрисаних сила великих интензитета преко ножице директно у ребро (нпр. код кранских носача), такође могу утицати на избор дебљине ребра. На основу дугогодишњег искуства у пројектовању челичних конструкција, а имајући у виду све поменуте чиниоце који утичу на избор дебљине ребра, изведене су емпиријске формуле помоћу којих се једноставно може одредити оријентациона дебљина ребра t_w . Према немачким пропорукама за дебљину ребра треба да се усвоји највећа од следећих вредности:

$$t_w = \begin{matrix} d/120 \dots (\check{C}0361) \\ d/100 \dots (\check{C}0561) \end{matrix}$$

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

$$t_w = \begin{matrix} 0,15 \cdot V/d \dots (\check{C}0361) \\ 0,10 \cdot V/d \dots (\check{C}0561) \end{matrix}$$

V - је трансверзална сила у KN

t_w и d висина и дебљина ребара у cm

Треба напоменути да изложени емпиријски критеријуми за одређивање висине и дебљине ребра представљају само полазну тачку, а да ће правилност избора димензија ребра бити потврђена тек након контроле носивости и стабилности носача. Дебљина ребра, због корозионе и пожарне отпорности, не би требало да буде мања од 6 mm за челичне конструкције у зградарству, односно 8 mm у мостogradњи. Ово не важи за металне конструкције од хладно обликованих профила.

3.1.1. Монтажни наставци за спајање вертикалног лима

Висина ребра код мостовских носача великих распона може да буде и до 10 метара, па је, због немогућности транспорта тако великих комада, неопходно предвидети подужни монтажни наставак ребра (слика 4.1). Монтажни наставци се остварују или закивањем, код закованих носача, или помоћу завртњева, код пуних лимених носача у завареној изради. Наставак мора да буде способан да прихвати смичућу силу која се јавља на месту прекида. Линијски смичући напон τ који делује на месту хоризонталног наставка ребра је:

$$\tau = \frac{V \cdot S_y}{I_y}$$

V - трансверзална сила

S_y - статички момент дела пресека до монтажног наставка

I_y - момент инерције посматраног попречног пресека

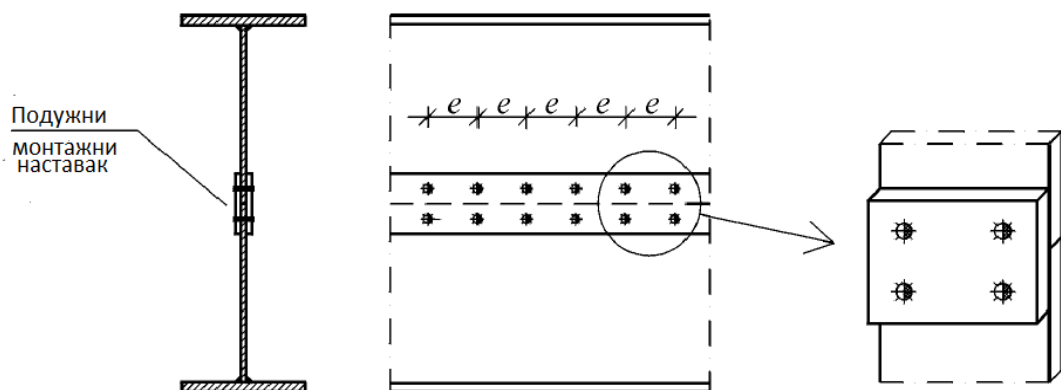
Пошто се трансверзална сила мења дуж носача, а и геометријске карактеристике (S_y и I_y) могу да варирају дуж осе носача, линиски смичући напон τ није константан дуж осе носача већ се мења од пресека до пресека у функцији положајне координате x . Укупна хоризонтална сила која делује на један завртањ или закивак може се одредити на основу следећег израза:

$$H_1 = \int_0^e \frac{Vx \cdot S_y}{I_y} dx$$

e - растојање између суседних завртњева, односно закивака

Растојање између суседних завртњева је веома мало у поређењу са распоном носача, па се с правом може занемарити промена трансверзалне силе и карактеристика попречног пресека на тако блиском растојању. Претходни израз, под оваквим претпоставкама, добија знатно једноставнији облик:

$$H_1 = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \cdot e$$



Слика 15.1. Подужни монтажни наставка

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

$$F_{dop} \geq H_1$$

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

$$e_{max} = \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y}$$

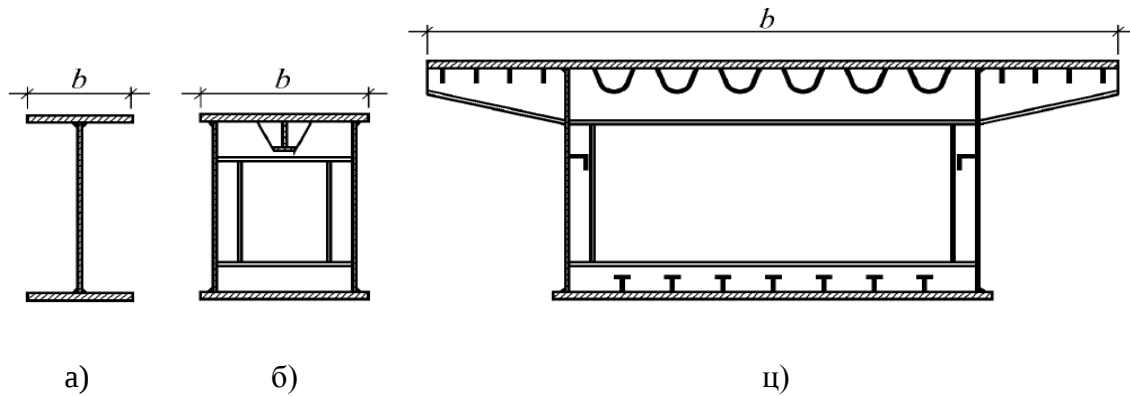
Ако из предходног израза добијемо мале вредности $e_{max} \leq d_0$, неопходно је предвидети два реда завртњева са сваке стране и узимамо следећи образац:

$$e_{max} = 2 \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y}$$

Растојање спојних средстава, без обзира на вредности добијене на основу израза, не сме да буде веће од максималног растојања спојних средстава ($8 \cdot d_0$ односно $15 \cdot t_{min}$)

3.2 Димензионисање појасних ламела

Пријем трансверзалних сила код пуних лимених носача доминантно се поверава на ребру, док се највећи део момента савијања 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 (једнозидни, двозидни или вишезидни), интензитета оптерећења, могућности бочног придржавања, намене носача итд. При димензионисању двозидних и вишезидних носача, ширина појасева је знатно већа него код једнозидних носача. Ово посебно важи за мостовске носаче са ортотропном плочом код којих је ширина горњег појаса приближно једнака ширини моста. Стога се код оваквих носача велика површина појасних ламела може постићи са релативно малом дебљином лима. Минимална дебљина лима коловозне табле код мостовских носача са ортотропном плочом углавном износи 12 mm, а у зависности од интензитета оптерећења она може бити и преко 20 mm.

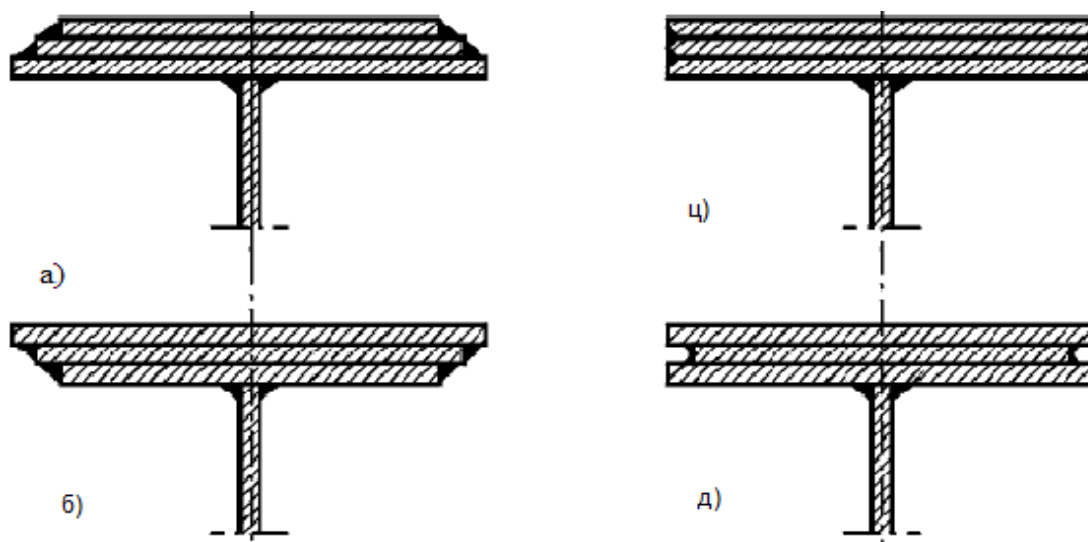


Слика 16.1. Ширина појасних ламела а) једнозидних носача б)сандучастог носача тешке кранске везе ц) сандучастог носача друмског моста

Код једнозидних пуних лимених носача који се најчешће изводе као симетрични или моносиметрични И-пресеци, ширина појасних ламела је ограничена због феномена локалног избочавања конзолног препуста, па се потребна површина појаса постиже повећањем дебљине лима. Међутим, технологија заваривања не дозвољава примену појасних ламела неограничене дебљине. Наиме, приликом заваривања појасних ламела велике дебљине, због присуства велике масе метала, брже се одводи топлота при заваривању ламеле за ребро, па се самим тим повећава и брзина хлађења шавова. То може да проузрокује појаву вишеосног напонског стања са ламеларним цепањем појасева. На овај начин се значајно смањује отпорност динамички оптерећених конструкција на замор и крти лом. Дебљина појасних ламела је, из ових разлога, ограничена на 50 mm за Č0361, односно 30 mm за Č0561. Осим тога, при заваривању лимова дебљина већих од 30 mm треба обавезно предвидети предгревање, како би се обезбедио пројектован квалитет шавова и избегле поменуте нежељене последице. Потребна површина појаса може се постићи и постављањем више тањих појасних ламела које се међусобно повезују заваривањем образујући јединствени појасни пакет. Дебљина једне ламеле обично се креће од 10 до 20 mm, а ређе и до 30 mm (нпр. у мостоградњи). При томе треба водити рачуна да, због локалног избочавања, виткост притиснутих ламела $(b / t)_{max}$ не треба да буде већа од граничних, које су дате табличним вредностима. Не препоручује се примена више од три појасне ламеле. Применом пакета појасних ламела избегавају се проблеми скопчани са технологијом заваривања (није потребно предгревање) и истовремено смањује опасност од појаве кртог лома. Међутим, обликовање појасних ламела на овакав начин захтева више радова при заваривању (већи број шавова).

Конструкцијско обликовање појасних ламела може се остварити на више начина. Неки од њих приказани су на слици 17.1. Решење са слике 17.1а, је повољно што се тиче саме технике заваривања. Подужни и чеони угаони шавови могу да се изведу у једном потезу око читаве појасне ламеле. У односу на ово решење, решење дато на слици 17.1б је статички повољније, јер се са истом површином појасних ламела добија већи момент инерције, па је самим тим и носивост таквог пресека већа. Међутим, подужни и чеони

шавови не леже у истој равни, па је прелаз са једног на други компликован за извођење и представља потенцијално место зареза. Естетски најприхватљивије је решење са слике 17.1ц, али оно изискује посебну обраду ивица појасних ламела, чиме се повећавају трошкови израде. Примена појасних ламела приказаних на слици 17.1д представља најлошије решење, јер је могућност заваривања лоша, бојење отежано, а жљеб омогућава скупљање прашине и прљавштине чиме се смањује корозиона отпорност.



Слика 17.1. Обликовање појасних ламела код заварених носача

4. Ток прорачуна стабилности вертикалног лима против избочавања и начин његовог укрућивања

Лимени носачи употребљавају се за велике распоне као греде за укрућење лучних мостова и као континуални носачи и достижу велику висину, у неким изведеним мостовима чак преко 9 m. Упоредо са применом ових носача са све већом висином, постојала је потреба да се развије контрола еластичне стабилности тако високих лимова. Вертикални лимови између појасева и попречних укрућења, представљају танке правоугаоне плоче, ослоњене на све четири стране и оптерећене у својој равни силама која потичу од нормалних и смицајућих напона. Под дејством ових сила оваква правоугаона плоча може да доживи избочавање, ако ове силе достигну одредјену

величину. Проблем избочавања лимова спада у групу проблема еластичне стабилности и има значаја за прорачун лимених носача, јер критичне вредности напона при којима наступа избочавање могу бити у извесном случају и испод величине дозвољених напона са којима је носач димензионисан. Медјутим за стабилност лименог носача потребно је да постоји један одређен степен сигурности према појави избочавања. Због тога је у прорачуну лимених носача неопходна, поред контроле напона, још и контрола еластичне стабилности при којима наступа избочавање вертикалног лима.

4.1 Прорачун стабилности лима на избочавање

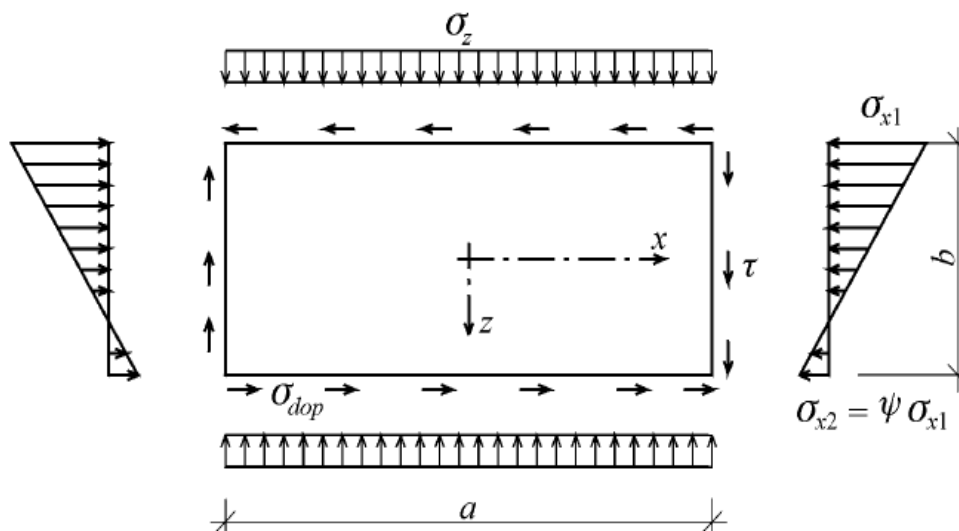
Овим стандардом је обухваћен прорачун отпорности лимова на избочавање услед појединачног и интерактивног дејства нормалних и смичућих напона. Заснован је на линеарној теорији избочавања, уз корекције које се односе на пост-критичну резерву носивости и структурне и геометријске имперфекције. Пост-критична резерва, која је карактеристична за гранично стање носивости лима на избочавање, не може да се оствари у домену допуштених напона, па се прорачун отпорности лимова на избочавање, врши према теорији граничних стања. Стога, при провери стабилности лима на избочавање, напоне треба помножити са коефицијентом сигурности за посматрани случај оптерећења.

За први случај оптерећења рачунски (радни) где се сумирају напони услед свих основних оптерећења (стално, корисно, снег итд.). На исти начин се одређују и смичући напони τ , као и нормални напони σ_z , уколико постоје. Овако срачунати радни напони треба да буду мањи од одговарајућих граничних напона.

$$\sigma_x = 1,5 \cdot \sigma_{x,i}$$

У општем случају ребро пуног лименог носача може да буде изложено нормалним и смичућим напонима, као што је приказано на слици 18.1. Услед дејства момента савијања и аксијалне силе, јавља се подужни нормални напон σ_x , док је попречни нормални напон σ_z углавном последица директног уношења спољашњег оптерећења у ребро носача. Напон σ_z је најчешће локалног карактера и углавном потиче од концентрисаних сила великог интензитета (нпр. притисак точка кранског носача, возила или воза). Како је код покретних концентрисаних сила њихов положај на носачу променљив, правилно уношење сила не може да се оствари постављањем попречних укрућења директно испод места њиховог деловања. У том случају ребро носача треба да се провери и на избочавање услед локалног напона притиска σ_z . У зградарству су, међутим, оптерећења таквог карактера да се најчешће јављају само подужни нормални

напон σ_x и смичући напон τ , док се нормални напон услед локалног притиска σ_z јавља углавном у мостоградњи и код кранских носача.



Слика 18.1. Оптерећење лима

Сматра се да је отпорност на избочавање лима, оптерећеног нормалним и смичућим напонима према слици 2 задовољена, ако су испуњени следећи напонски услови:

$$\sigma_x \leq \sigma_{ux}$$

$$\sigma_z \leq \sigma_{uz}$$

$$\tau \leq \tau_u$$

Где су :

σ_x , σ_z , τ - радни напони у лиму

σ_{ux} , σ_{uz} , τ_u - гранични напони избочавања, који не могу да буду већи од напона на граници развлачања f_y , односно τ_{pl} за напон смицања ($\tau_{pl} = f_y \cdot \sqrt{3}$).

Претходни услови важе само за појединачно деловање једног од три напона. У случају истовременог дејства сва три компонентална напона, поред поменутих услова, потребно је задовољити и следећи интерактивни критеријум:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{ux}}^2 + \frac{\sigma_z}{\sigma_{uz}}^2 - \frac{\sigma_x \cdot \sigma_z}{\sigma_{ux} \cdot \sigma_{uz}} + \frac{\tau}{\tau_u}^2 \leq 1$$

Преко граничних напона избочавања уводи се у прорачун пост-критична резерва која повољно утиче на отпорност лима на избочавање, али и неповољан утицај структурних и геометријских имперфекција. Вредности граничних напона добијају се на основу следећих израза:

$$\sigma_{ux} = C_\sigma \cdot \overline{\sigma_{ux}} \cdot f_y$$

$$\sigma_{uz} = C_\sigma \cdot \overline{\sigma_{uz}} \cdot f_y$$

$$\tau_u = C_\tau \cdot \overline{\tau_u} f_y \cdot \sqrt{3}$$

Где су :

C_σ , C_τ - корекциони фактори којима се обухвата пост-критична носивост лима

$\overline{\sigma_{ux}}$, $\overline{\sigma_{uz}}$ - релативне граничне носивости лима на избочавање услед дејства нормалних напона притиска

$\overline{\tau_u}$ - релативна гранична носивост лима на избочавање смицањем

У зависности од облика напонског дијаграма, корекциони фактор који се односи на нормалне напоне C_σ , одређује се на следећи начин:

$$C_\sigma = 1,25 - 0,25 \cdot \Psi \leq 1,25$$

Утицај распореда нормалног напона притиска уводи се преко параметра Ψ који се у претходни израз уноси са све знаком (+ или -). Корекциони фактор за смичућа напрезања има константну вредност: $C_\tau = 1,25$. Како је напон притиска σ_z константан ($\psi = 1$), корекциони фактор и у овом случају има константну вредност $C_\sigma = 1$.

На основу великог броја испитивања утврђено је да се гранична носивост плоче налази негде између доње границе, која је дефинисана једнодимензионалним проблемом чистог извијања и горње границе, када је омогућено дводимензионално деформисање

плоче – чисто избочавање. Код кратких плоча ($\alpha < 1$) доминантан је утицај извијања, па се оне, при достигању граничног стања, понашају слично као притиснути штапови. Дводимензионални проблема бива све израженији са порастом дужине плоче, па је код дугих плоча доминантан. Интерполација између чистог извијања и чистог избочавања плоче може да се изврши помоћу корекционог фактора f , дефинисаног на следећи начин:

$$f = 2 - \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_c}$$

σ_{cr} - критичан напон еластичног избочавања плоче ($\sigma_{cr} = k_\sigma \cdot \sigma_E$)

σ_c - критичан напон еластичног извијања плоче

Имајући у виду да је дужина извијања једнака дужини посматраног поља ($l_i = a$) и да је момент инерције плоче за извијање изван средње равни:

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$$

Овај израз може да се модификује:

$$\sigma_c = \frac{\pi \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \frac{t}{b}^2 \cdot \frac{b}{a}^2 = \frac{\sigma_E}{\alpha^2}$$

Коначно, имајући у виду модификован израз за критичан напон еластичног извијања и израз за критичан напон еластичног избочавања, корекциони фактор f може да се одреди, како следи:

$$f = \begin{array}{ll} 1 & \text{за } k_\sigma \cdot \alpha^2 \leq 1 \quad \text{чисто извијање} \\ 2 - k_\sigma \cdot \alpha^2 & \text{за } 1 < k_\sigma \cdot \alpha^2 < 2 \\ 0 & \text{за } 2 < k_\sigma \cdot \alpha^2 \quad \text{чисто савијање} \end{array}$$

Релативна гранична носивост плоче на избочавање услед дејства нормалних напона притиска, може да се одреди према следећем изразу:

$$\overline{\sigma_{ux}} = 1 - f^2 \cdot x_p + f^2 \cdot x_c$$

Где су :

x_p - бездимензионални коефицијент избочавања плоче

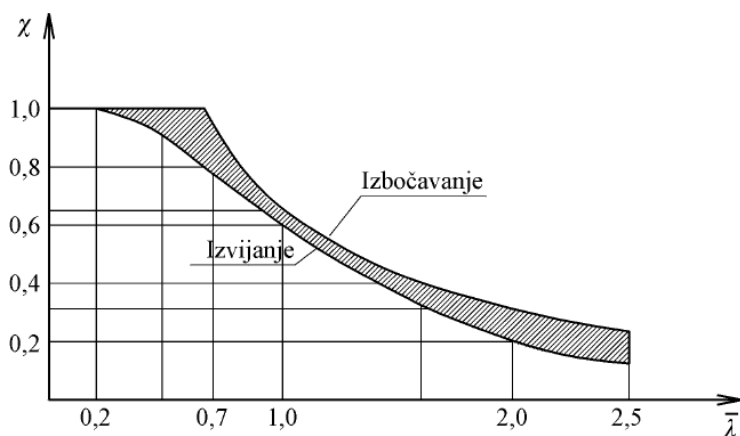
x_c - бездимензионални коефицијент извијања за криву извијања B

Бездимензионални коефицијент избочавања зависи од релативне виткости плоче $\overline{\lambda}_p$. Што се тиче бездимензионалног коефицијента извијања x_c у зависности од $\overline{\lambda}_p$, он се одређује према кривој извијања B прописано стандардима.

$$x_p = \begin{cases} 1 & \lambda_p \leq 0,7 \\ \frac{1}{\overline{\lambda}_p^{0,13}} & \lambda_p > 0,7 \end{cases}$$

$$\overline{\lambda}_p = \frac{\overline{f}_y}{\sigma_c} = \alpha \cdot \frac{\overline{f}_y}{\sigma_E}$$

Дакле, релативна гранична носивост плоче представља бездимензиону величину која зависи од релативне виткости, а налази се измеђ криве извијања B и криве избочавања дефинисане изразом, како је приказано на слици 3. Корекционим фактором f одређује се положај релативне граничне носивости унутар ове области, која је шрафирана на слици 3.4.



Слика 3.4. Област релативне граничне носивости плоче

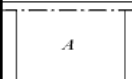
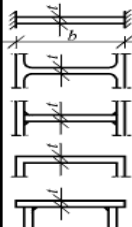
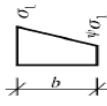
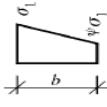
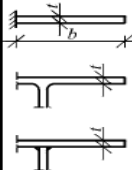
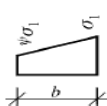
Način osla- njanja	Dijagram napona	α	Koeficijenti izbočavanja k_σ				
			$\psi = 1$	$0 < \psi < 1$	$\psi = 0$	$-1 < \psi < 0$	$\psi = -1$
		> 1	4	$\frac{8,4}{\psi + 1,1}$	7,64	$7,64 - 6,26\psi + 10\psi^2$	23,9
		< 1	-	$\left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \frac{2,1}{\psi + 1,1}$	-	-	-
		> 1	0,43	$\frac{0,578}{\psi + 0,34}$	1,70	$7,64 - 6,26\psi + 10\psi^2$	23,8
		> 1		$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	0,57	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	0,85

Таблица 5.1. Вредности коефицијента избоčавања у зависности од начина ослањања

4.2 Одређивање критичног оптерећења p_{cr}

Основни образац за одређивање критичног оптерећења гласи:

$$p_{cr} = k_p \frac{\pi^2 \cdot D}{b}$$

У зависности од вредности коефицијента α , постоје три врсте случајева:

За $0,5 \leq \alpha \leq 1,8$

$$k_p = \frac{5,8 \cdot \delta + 2,8 \cdot \delta - 7 - \alpha \cdot 6 \cdot \delta^2 - 1,4\delta + 8,1}{1 + \alpha \cdot 2,7\delta - 5,7}$$

За $1,8 \leq \alpha \leq 4$

$$k_p = \frac{\alpha - 1,8 \cdot k_2 - k_1}{2,2 + k_1}$$

Где су:

$$k_1 = \frac{5 \cdot \delta^2 - 5,3 \cdot \delta + 21,6}{9,3 - 4,9 \cdot \delta}$$

$$k_2 = \delta^2 \cdot 11 - 6 \cdot \delta + 2,1$$

За $\alpha > 4$ и $m \leq 1$

$$k_p = k_3 \frac{1 + \frac{k_3}{3}}{1 + \frac{\alpha \cdot k_3}{12}}$$

Где је :

$$k_3 = \frac{m^2}{16} \cdot 11 - 1,5 \cdot m + 2,1$$

За све обрасце важи да је:

$$\alpha = \frac{a}{b}; \quad \delta = \frac{c}{a}; \quad 0 \leq \delta \leq 1; \quad m = \frac{c}{b}$$

На основу овако срачунатог критичног оптерећења, може једноставно да се одреди и критичан напон:

$$\sigma_{z,cr} = \frac{p_{cr}}{t_w} = k_p \cdot \frac{\pi^2 \cdot D}{b \cdot t}$$

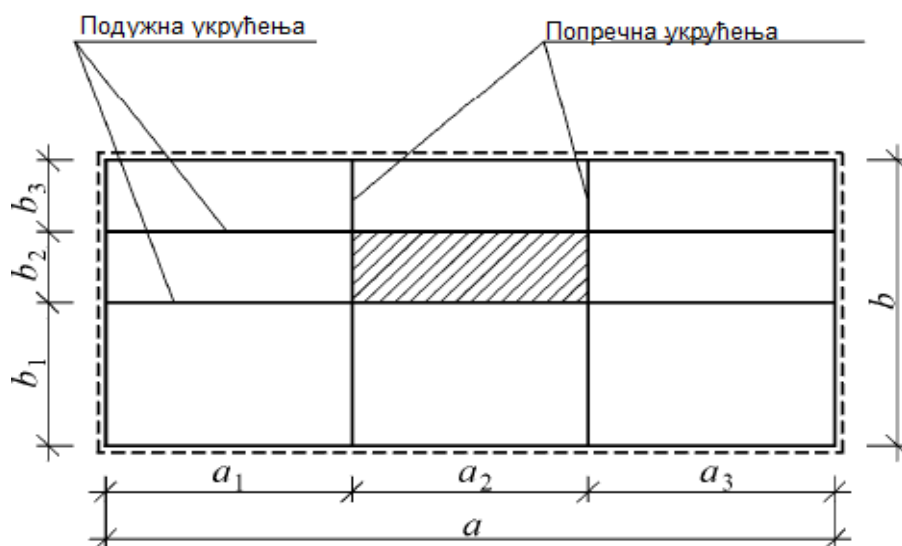
D - крутост плоче на савијање

b - њена ширина

t - њена дебљина

4.3 Укрупњења вертикалног лима

Југословенски стандард за прорачун лимова на избочавање проучава и проблематику стабилности укрупњених плоча. Наиме, у овом стандарду су дате смернице за прорачун плоча које су снабдевене подужним и попречним укрупњењима (слика 4.4). У челичним конструкцијама се укрупњене плоче најчешће јављају као ребра пуних лимених носача и ортотропне коловозне плоче мостовских носача.



Слика 4.4.Геометрија укрућене плоче

Као што је приказано на слици 4.4 код укрућених плоча се разликују:

- укупно поље избочавања $a \cdot b$
- делимично поље избочавања $a_i \cdot b$
- појединачно поље избочавања $a_i \cdot b_i$

Како свако од наведених поља може независно да се извије, неопходно је доказати стабилност сваког од њих. Појединачна поља се рачунају као неукрућене плоче димензија $a_i \cdot b_i$, док се при одређивању граничне носивости делимичних и појединачних поља мора узети у обзир ортотропно понашање укрућене плоче. Наиме, код укрућене плоче крутост на савијање се разликује за два међусобно ортогонална правца. Ова разлика се јавља због присуства укрућења, која имају знатно већу крутост на савијање од саме плоче. Код делимичног поља избочавања, услед присуства подужних укрућења знатно се повећава крутост на савијање у подужном правцу. Укупна крутост делимичног поља може да се одреди као збир крутости подужних укрућења и ефективног дела плоче. Момент инерције за овај правац савијања може да се одреди на следећи начин:

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \gamma_s$$

где је γ_s релативна крутост укрућења, а сумирање се односи на сва подужна укрућења, уколико их има више.

На сличан начин може да се одреди и површина поља:

$$A = b \cdot t \cdot 1 + \delta_s$$

где је δ_s релативна површина укрућења

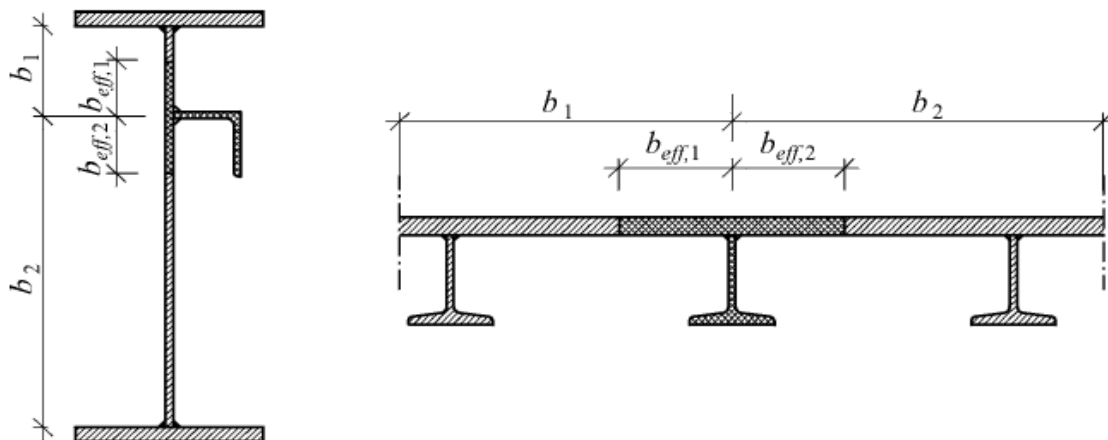
Имајући у виду претходна два израза, полупречник инерције на основу којег се одређује виткост плоче, може да се напише у следећем облику:

$$i^2 = \frac{t^2}{12 \cdot 1 - \nu^2} \cdot \frac{1 + \gamma_s}{1 + \delta_s}$$

Како је виткост једнака количнику дужине извијања и полупречника инерције, критичан напон еластичног извијања може да се одреди на следећи начин:

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 \cdot E}{\frac{a}{i}^2} = \frac{\sigma_E}{\alpha^2} \cdot \frac{1 + \gamma_s}{1 + \delta_s}$$

Треба истаћи и то да при прорачуну релативне крутости γ_s и релативне површине укрућења δ_s треба узети у обзир и део плоче садејствујуће ширине (слика 5.4).



Слика 19.1. Ефективна површина укрућења

$$b_{eff} = 0,665 \cdot \frac{t}{2} \cdot \sqrt{k_{\sigma 1} \cdot \frac{E}{f_y}} \leq \frac{b_1}{2}$$

$$b_{eff} = 0,665 \cdot \frac{t}{2} \cdot \sqrt{k_{\sigma 2} \cdot \frac{E}{f_y}} \leq \frac{b_2}{2}$$

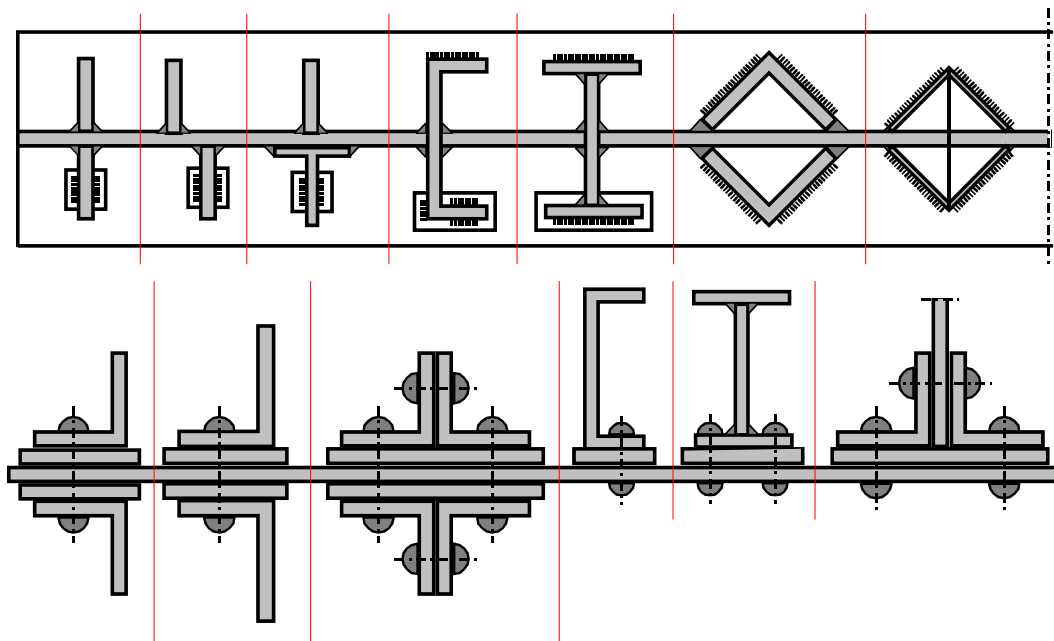
Где су $k_{\sigma 1}$ и $k_{\sigma 2}$ одговарајући коефицијенти избочавања за суседна појединачна поља између којих се налази посматрано подужно укрућење, а b_1 и b_2 ширине ових појединачних поља.

4.2.1 Начини укрућивања вертикалног лима

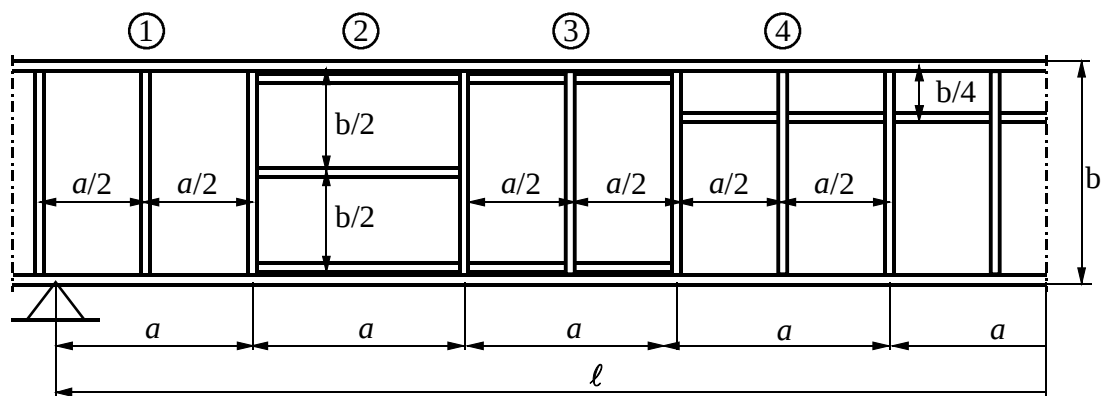
Укрућењима се на рационалан начин повећава стабилност вертикалног лима против избочавања. Кад се за једно поље вертикалног лима одређених димензија a и b добије мањи коефицијент сигурности него сто се прописује, онда се мора или појачати дебелина лима, сто свакако није рационално, или се лим мора укрутити посебним ребрима, која могу по свом положају бити :

- Попречна
- Подужна
- Коса

Ова ребра се краће зову укрућења и изводе се од различитих ваљаних профила слика 6.4., најчешће од профила као сто су $\perp$, $\sqsubset$, L . Подужна укрућења су нарочита ефикасна кад је у питању избочавање лима од момента савијања и нормалних сила. Док је за поље оптерећено претежно трансверзалним силама косо укрућење најбоље, само се због неповољног изгледа избегава, нарочито са спољне стране носача.



Слика 20.1 Врсте укрућења вертикалних лимова



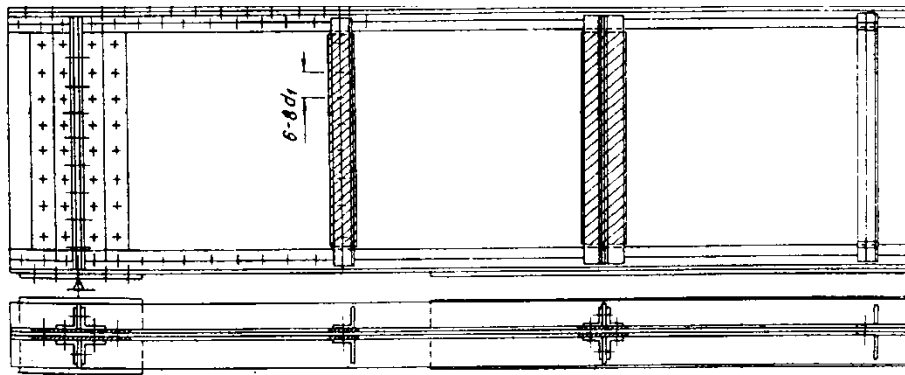
Слика 21.1. Распоред укрућења вертикалног лима носача

У односу на вертикални лим, укрућења могу бити:

- Симетрична
- Постављена са обе стране лим
- Постављена само са једне стране лим

Главна попречна укрућења, на местима где се попречни носачи везују са главним лименим носачем, обично се изводе као симетрична, док се међуукрућења попречна и подужна из естетских разлога изводе најчешће као несиметрична и постављају са унутрашње стране носача. Ово последње нарочито се односи на подужна укрућења која би естетски неповољно деловала ако би се поставила са видљиве стране лименог носача.

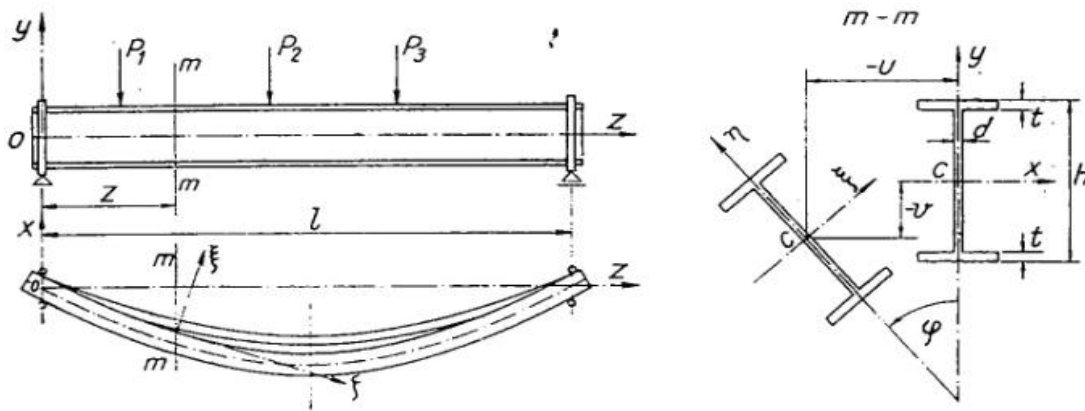
У конструктивном погледу попречна укрућења се простиру по целој висини носача. Да би могла, код закованих веза. Употребљавају се подметаци од плъстег целика испод укрућења на висини лима измедју појасних угаоника, или се укрућење преводи преко клинастих подметаца са вертикалног лима на појасне угаонике, или се постиже превијањем укрућења. На ослонцима, где се у носач уводе велике концентрисане силе, премењују се јака симетрична попречна укрућења комбинована од угаоника И плъстег целика. Подметац на тим местима узима се веће ширине него сто је укрућење. Да би се са сваке стране ставио по једна ред закивака. Ова уруцења изводе се обрађена у појасеве за горе И доле, док су остала попречна уруцења неупасована, осим на местима где се преко појаса преносо на носач И директно велики концентрисани терети. Подужна укрућења се прекидају испред попречних, или се укрстају са попречним међуукрућењима ако лезе на супроној страни вертикалног лима, у којем случају образују са њима ростиљ. И једна И друга уруцења везују се са носачем закивицама на рамаку 6 до 8 d_1 .



Слика 6.5. Конструкција лименог закованог носача

5. Сигурност носача против бочног извијања

Гредни носачи (ваљани, лимени заварени или заковани) оптерећени у својој равни савијања произвољно попречним оптерећењима, могу да постану нестабилни кад то оптерећење достигне једну одређену вредност при којој се бочно извијају као сто је приказано на слици 1.5.



Слика 1.5 Бочно извијање носача

Појава бочне нестабилности носача проучава се у Теорији еластичне стабилности као проблема бочног извијања носача. Оптерећење под којим наступа бочно извијање носача назива се критично оптерећење. Бочно извијање праћено је увек бочним савијањем и торзијом носача и може да буде од практичног значаја, нарочито у случају кад је притиснути појас на већој дужини слободан т.ј кад није бочно подупрт каквим спрегом. То је нарочито значајно за носаче који обично имају много већу крутост за савијање у равни ребра од крутости за бочно савијање. У таквом случају носач се може бочно извити и срушити пре него што напони од савијања у равни ребра достигну границу пластичног течења материјала.

Све дотле док је интезитет оптерећења испод вредности критичног оптерећења у било којем попречном пресеку носача постоји само момент савијања и трансверзална сила у равни смицања. Оса носача, која је пре наношења оптерећења била права линија, прелази у криву линију у равни савијања, названу еластичном линијом и она представља стабилан равнотежни положај носача под оптерећењем. Међутим, ако интезитет оптерећења достигне одређену вредност, онда носач, слично као и штап може да има два равнотежна положаја. Првобитни савијени положај равнот носача није више под тим оптерећењем стабилан, и зато се оптерећење под којим су могућна два равнотежна

положаја назива критично оптерећење. Под тим условима проблема бочног извијања своди се на линеаризирани проблема бифуркације равнотежних стања, слично проблему извијања притиснутих штапова. У математичком погледу и овде постоји проблема сопствених вредности. Сопствене вредности нам служе, као и код проблема извијања, да одредимо критично оптерећење, док сопствене функције нам показују слику о облику бочног извијеног носача, који одговара појединој сопственој вредности.

5.1 Бочно извијање носача у границама еластичности

Као пример како се решава проблем бочног извијања, узећемо случај носача I пресека који је слободно ослоњен на крајевима и изложен чистом савијању. Ослонци носача се замишљају у облику виљушке која спречава окретање пресека на крајевима носача у њиховој равни, али допуштају слободно окретање тих пресека у равни носача и у хоризонталној равни. За спрегове на крајевима носача, који изазивају чисто савијање, претпоставља се да задржавају своју раван дејства и за време бочног извијања носача.

Деформацију бочно извијеног штапа посматраћемо у непомичном координатном систему са осама x, y, z чији су смерови приказани на слици 1.5. У тежисту произвољног попречног пресека $m-m$ узећемо систем координатних оса ξ, η, ζ од којих су ξ и η осе симетрије, па према томе и главне осе инерције пресека, а ζ оса тангента на еластичну лињу бочно извијеног носача. Компоненте померања тежиста u и v у правцу x и y осе и угао ротације пресека φ дефинишу деформацију носача. Угао φ узима се позитиван за ротацију око z осе са смером од осе x према y , а померања u и v су позитивна у позитивном правцу одговарајућих оса x и y . По начину који је користио Тимошенко унапред се уочавају и занемарују мале величине вишег реда и исписују диференцијалне једначине равнотеже непосредно. У том случају може се унапред да су, за мале деформације, кривине еластичне линије носача у xz и yz равни d^2u/dz^2 и d^2v/dz^2 и да с обзиром на јединицу дужине средње линије носача $d\varphi/dz$.

Према томе, диференцијалне једначине за савијање носача могу се исписати на уобичајен начин:

$$EJ_{\xi} \frac{d^2v}{dz^2} = M_{\xi} \qquad EJ_{\eta} \frac{d^2u}{dz^2} = M_{\eta}$$

Где су J_{ξ} и J_{η} главни моменти инерције попречног пресека носача за ξ и η осу, а M_{ξ} и M_{η} моменти савијања за одговарајуће осе.

Диференцијална једначина за торзију носача отвореног пресека и са танким зидовима, у какав спада и носач I пресека, за случај да је спречено слободно кривљење пресека гласи:

$$C \frac{d\varphi}{dz} - C_1 \frac{d^3\varphi}{dz^3} = M_\xi$$

У којој је :

$C = GJ_D$ - торзиона крутост

$C_1 = EC_M$ - крутост против кривљања пресека

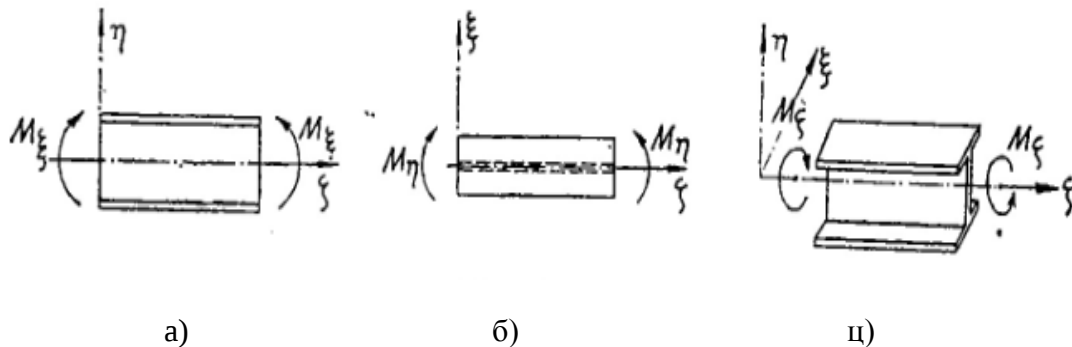
$J_D = \frac{1}{3} 2bt^3 + h_1d^3$ - торзиона константа

$C_M = \frac{tb^3}{12} \cdot \frac{h_1}{2} \approx \frac{J_\eta}{2} \cdot \frac{h_1^2}{2}$ - константа кривљења

$h_1 = h - t$ = размак тежиста спојева

b = ширина појаса

За моменте савијања M_ξ и M_η усваја се да су позитивни смерови они који су приказани на слици 2.5 а,б., док је позитивни торзиони момент M_ζ усвојен смер приказан сликом 2.5 ц.

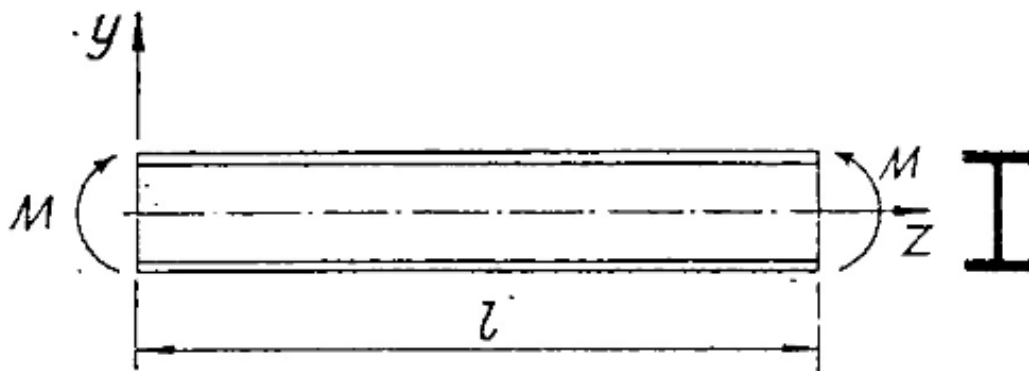


Слика 22.1. Усвајање смерова

Последње три диференцијалне једначине представљају услове равнотеже за бочно извијени носач и из њих се може доћи до диференцијалне једначине проблема бочног извијања за посебне случајеве отерећења.

5.2 Бочно извијање носача изложеног чистом савијању

Ако један носач I пресека савијају два спрега са моментом M , који дејствује у равни ребра на крајевима носача према слици 3.5, онда се у неком пресеку бочно извијеног носача момент савијања и торзиони момент добијају као пројекције вектора M , на осе ξ, η и ζ . Узимајући у обзир да су за мали угао φ косинуси углова између позитивних праваца осе x и осе ξ, η и ζ : $\cos(x, \xi)=1$, $\cos(x, \eta)=-\varphi$, $\cos(x, \zeta)=du/dz$ и водећи рачуна о усвојеним позитивним смеровима момената, добијају се у посматраном пресеку за моменте ове вредности:



Слика 22.1. Дејство момената на крајевима носача

$$M_{\xi} = M; \quad M_{\eta} = \varphi M \quad \text{и} \quad M_{\zeta} = -\frac{du}{dz} M$$

Замењујући ове изразе у једначине, добијају се следеће три једначине равотеће:

$$EJ_{\xi} \frac{d^2 v}{dz^2} - M = 0$$

$$EJ_{\eta} \frac{d^2 u}{dz^2} - \varphi M = 0$$

$$C \frac{d\varphi}{dz} - C_1 \frac{d^3 \varphi}{dz^3} + \frac{du}{dz} M = 0$$

Диференцирајући последњу једначину по z и замењујући у њој $d^2 u/dz^2$ из друге једначине, добија се једначина:

$$C_1 \frac{d^4 \varphi}{dz^4} - C \frac{d^2 \varphi}{dz^2} - \frac{M^2}{EJ_{\eta}} \varphi = 0$$

$$\frac{d^4\varphi}{dz^4} - \frac{1}{a^2} \frac{d^2\varphi}{dz^2} - \frac{1}{d^4} \varphi = 0$$

$$\text{u kojoj je } \frac{1}{a^2} = \frac{c}{c_1} \text{ i } \frac{1}{d^4} = \frac{M^2}{c_1 E J \eta}$$

Са коренима

$$r_1 = +im; \quad r_2 = -im; \quad r_3 = n; \quad r_4 = -n$$

При коме су n и m позитивне и реалне величине дате изразима:

$$m = \sqrt{-\frac{1}{2a^2} + \sqrt{\frac{1}{4a^2} + \frac{1}{d^4}}} \quad \text{i} \quad n = \sqrt{\frac{1}{2a^2} + \sqrt{\frac{1}{4a^2} + \frac{1}{d^4}}}$$

Опште решење диференцијалне једначине је:

$$\varphi = aA_1 \sin mz + A_2 \cos mz + A_3 e^{nz} + A_4 e^{-nz} \quad (5.1.9)$$

Интеграцијом константе A_1, A_2, A_3, A_4 могу се одредити из услова на крајевима носача. Ако се има у увид да је ослоњањем носача са лежистима у виду виљушке спречено окретајне пресека над ослонцима око z -осе, онда на крајевима носача постоје услови:

$$\varphi = 0 \text{ i } \frac{d^2\varphi}{dz^2} = 0 \quad \text{za } z = 0 \text{ i } z = l$$

Из услова за $z=0$ може се закључити да је :

$$A_2 = 0 \quad \text{i} \quad A_3 = -A_4$$

Услови који постоје за $z=l$ доводе до ове две једначине:

$$A_1 \sin ml - 2A_4 \sinh nl = 0$$

$$A_1 m^2 \sin ml + 2A_4 n^2 \sinh nl = 0$$

Да би постојало решење за A_1 и A_4 различито од тривијалног, мора детерминанта система ових двеју (5.1.10), (5.1.11) једначина бити једнака нули:

$$\sin ml \quad n^2 \sinh nl + m^2 \sinh ml = 0 \quad (5.1.12)$$

Пошто су m и n познате величине и различите од нуле, може се закључити из последње једначине (5.1.12) да је:

$$\sinh ml = 0$$

Па следи да је :

$$m = \frac{\pi}{l} = \sqrt{-\frac{1}{2a^2} + \frac{1}{4a^4} + \frac{1}{d^4}}$$

Замањујући раније вредности за ознаке $1/a^2$ и $1/d^4$, добија се најмања вредност за M која представља критичну вредност:

$$M_{kr} = \pi \sqrt{\frac{EJ_\eta}{l^2} \cdot \left(1 + \frac{\pi^2}{l^2} \cdot \frac{C}{C_1}\right)} = k_1 \sqrt{\frac{EJ_\eta C}{l}}$$

$$k_1 = \pi \sqrt{1 + \frac{\pi^2}{l^2} \cdot \frac{C}{C_1}}$$

Коефицијент k_1 зависи од односа C_1/Cl^2 и срачунате вредности k_1 за поједине вредности односа Cl^2/C_1 дате су у табlici 1.5.

$l^2 C/C_1$	0	0,1	1	2	4	6	8	10	12
k_1	∞	31,4	10,36	7,66	5,85	5,11	4,70	4,43	4,24
$l^2 C/C_1$	16	20	24	28	32	36	40	100	∞
k_1	4,00	3,83	3,73	3,66	3,59	3,55	3,51	3,29	π

Таблица 6.1. Вредности коефицијента k_1

Кад се зна вредност критичног момента савијања, онда се може одредити и вредност критичног напона на уобичајен начин по обрасцу :

$$\sigma_{kr} = \frac{M_{kr}}{W_{\xi}}$$

Где је W_{ξ} отпорни момент пресека за ξ -осу. На тај начин срачунате вредности вазе само за бочно извијање у границама еластичности тј. За $\sigma_{kr} \leq \sigma_p$, где је σ_p граница пропорционалности материјала.

5.3 Коефицијент сигурности v_{kr}

За контролу стабилности носача против бочног извијања потребно је усвојити вредности коефицијента сигурности.

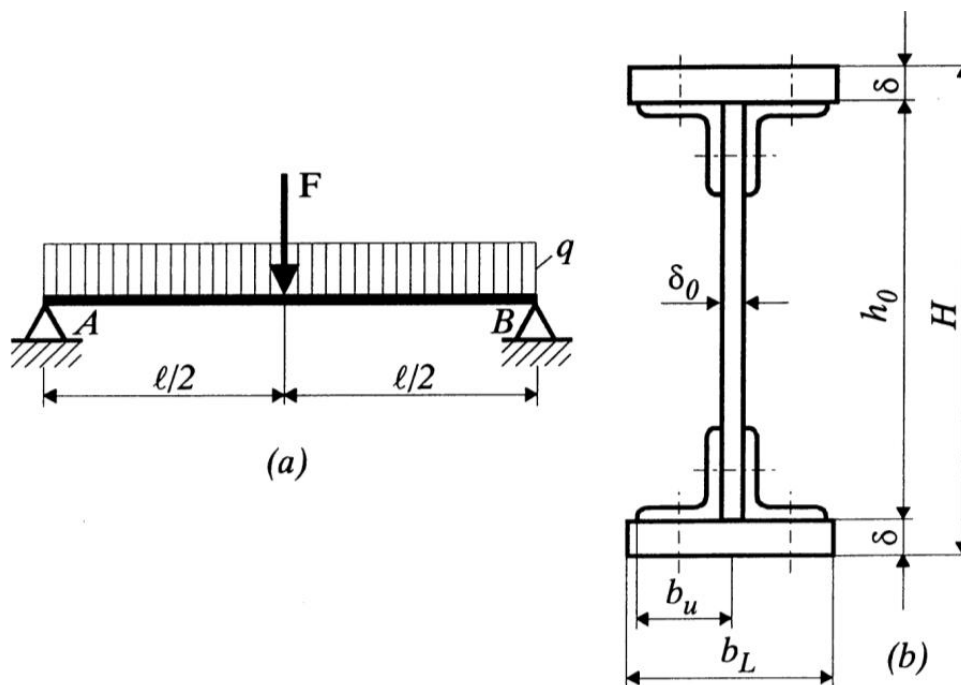
$$v_{kr} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{krdop}}$$

У прописима је установљено да се за бочна извијања носача захтевају исте вредности коефицијента сигурности као и за извијање притиснутих штапова.

5. Пример прорачуна закованог лименог носача

Прорачунати лимени заковани носач распона $l = 12\text{ m}$. Носач је оптерећен једнако подељеним теретом $q = 140\text{ kN/m}$, као што је приказано на слици 24.1а. На слици 24.1б приказан је попречни пресек носача. Допуштени напони су :

- За основни материјал : $\sigma_{dop} = 150\text{ MPa}$
- За закивке : $\tau_{dop} = 120\text{ MPa}$; $\sigma_{bdop} = 300\text{ MPa}$



Slika 24.1. Поставка задатка

Потребна висина носача

Висина основног пресека бира се у границама

$$h_0 = \frac{l}{8} \dots \frac{l}{12}$$

$$h_0 = \frac{l}{10} = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ m}$$

Димензије вертикалног лима

На избор дебљине вертикалног лима, δ_0 , утичу следећи фактори:

- Економичност конструкције захтева да дебљина лима буде што мања
- Дебљина лима мора бити довољна да издржи дати максимални напон

$$\tau_{max} = \frac{Q \cdot S_x}{I_x \cdot \delta_0}$$

Обично се дебљина вертикалног лима креће од 6 mm до 20 mm .

$$\delta_0 = 9 + 2,5 \cdot h_0 = 9 + 2,5 \cdot 1,2 = 12 \text{ mm}$$

Избор појасних угаоника

Појасни угаоници морају бити равнокраки или разнокраки са ширим крацима да би се обезбедио економичнији пресек, већа ширина појаса, а тиме и већа стабилност притиснутог појаса од извијања. Препоруке за ширину крака су :

- $b_u = 60 + 25 \cdot h_0$ - за слабије оптерећене носаче
- $b_u = 75 + 25 \cdot h_0$ - за јаче оптерећене носаче

$$b_u = 75 + 2,5 \cdot h_0 = 75 + 25 \cdot 1,2 = 105 \text{ mm}$$

За ширину крака појасних угаоника усваја се : $b_u = 130 \text{ mm}$. За дебљину појасног угаоника усваја се иста или нешто већа дебљина од дебљине вертикалног лима. Према томе за појасне угаонике се усвоја разнокраки L- profil $L 90 \times 130 \times 12$

Избор појасних ламела

Да би се олакшало конструисање закованих монтажних наставака препоручује се да се узме једнака дебљина свих ламела у појасу, и то приближно као што је дебљина појасних угаоника, а код јаче оптерећених носача може да буде и нешто већа. Што се тиче ширине ламела, постоје практична правила којих се треба придржавати:

- Најмања ширина ламела треба да је већа од ширине појасног угаоника са сваке стране за по 5 mm до 10 mm, да би ивице угаоника увек биле покривене ламелама
- Да не би дошло до извијања, препуштање ламела преко угаоника је максимално $4d_1$ мерено од осе закивака на угаонику
- Ако је потребан већи препуст ламела мора да се употреби један ред закивака који везује ламеле ван угаоника, да би се спречило витоперење
- Број ламела у једном појасу закованог носача је од 1 до 4

$$b_L = 2 \cdot b_u + 2 \cdot \delta_u + \delta_0 + 5 \cdots 10 \text{ mm}$$

$$b_L = 2 \cdot 130 + 12 + (5 \div 10) = 282 \text{ mm}$$

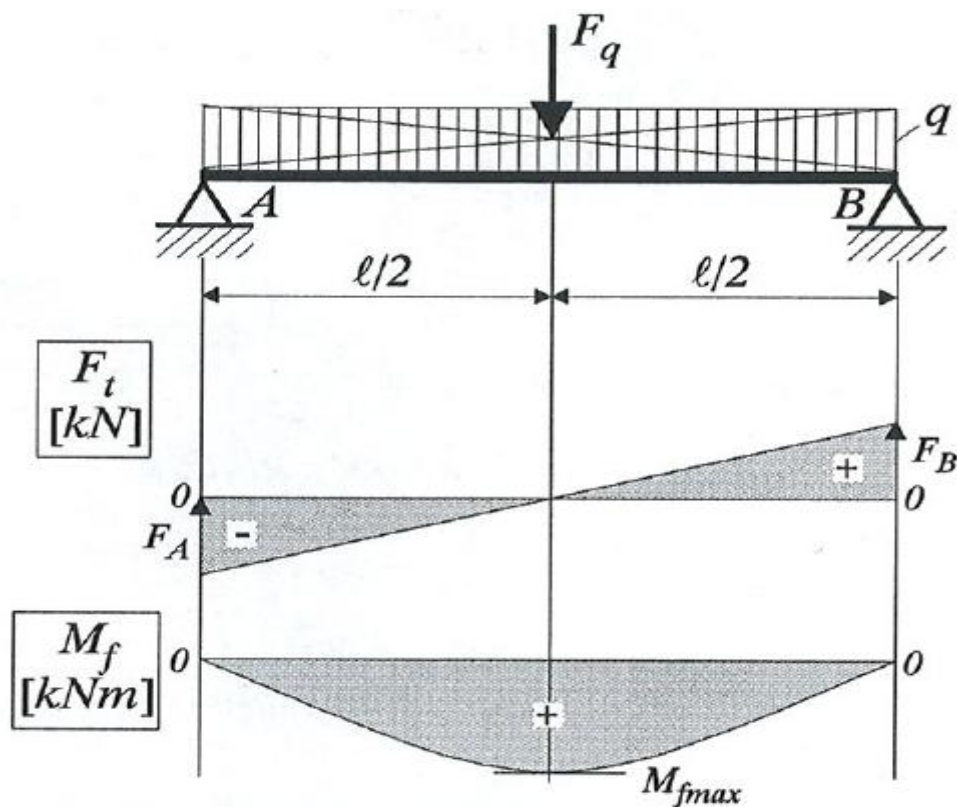
За ширину ламеле усваја се $b_L = 300 \text{ mm}$.

Појачавање основног пресека ламелама

Отпори ослоња су :

$$F_i = 0 \rightarrow F_A = F_B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{140 \cdot 12}{2} = 840 \text{ kN}$$

$$M_{f,max} = \frac{q \cdot l^2}{8} = 2520 \text{ kNm}$$



Слика 25.1. Статички дијаграм

Потребан отпорни момент нето пресека у средини распона, јер је то пресек са највећим моментом савијања

$$W_n = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{dop}} = \frac{2520 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^6} = 16800 \text{ cm}^3$$

Поредна површина нето пресека ламела у једном појасу је:

$$A_P = \frac{W_P}{h_0} - \frac{W_{0n}}{H} + d_1 \cdot \delta$$

Где је W_{0n} - отпорни момент отвора за закивке , $H = h_0 + 2\delta$

Ако се усвоје три ламеле ширине 300 mm і пречник закивака за везу ламела са основним пресеком $d_1 = 23 \text{ mm}$ и дебљина једне ламеле $t = 12 \text{ mm}$, добија се:

$$A_p = \frac{16800}{120} - \frac{8709.3}{(120 + 6 \cdot 1.2)} + 2,3 \cdot 3,6 = 79.8 \text{ cm}^2$$

Где је : $\delta = 3t = 36 \text{ mm}$;

Са друге стране:

$$A_p = 3 \cdot b_L \cdot t = 3 \cdot 35 \cdot t \rightarrow t = \frac{A_p}{3 \cdot 30} = \frac{79.8}{90} = 0.886 \text{ cm}$$

Дакле усвојене ламеле $3 \neq 300 \times 12$ задовољавају

Redni broj	Skica poprečnog preseka	Dimenzije	Podaci za površine			Podaci za statičke momente			Podaci za momente inercije						Podaci za otporne momente i momente nosivosti		
			Bruto presjek	Čelik	Čelik	Površina presjeka pojedinih čelika	(Dokazivanje težine čelika od težišta)	Statički moment čelika	I_x bruto površine presjeka	Suma I_x čelika nula presjeka	Moment inercije nula za zatezke	I_{pn} neta presjeka čelika	Suma I_{pn} neta presjeka čelika	V_{sina}	$W_{n, neta}$ presjeka	$W_{n, čelik}$	Najveći napun
1		3	1144	0,15,144 =33,6	72	30	2160	127800									
1		Vertikalni lim 2 1200x12	110	2,2,3-1,2 =5,52	55	57,74	3175,7	369234	542034	19477	349757	522557		120	8709	1306,4	
2		Pojasni ugaonik 4L 90x130x12 2L 90x130x12	72	2,2,3-1,2 =5,52	36	60,6	2181,6	264410	806444	20271	244139	766696		122,4	12528	1879,2	150
3		I lamela 2 300x12 1 300x12	72	2,2,3-1,2 =5,52	36	61,8	2224,8	274985	1081429	21082	253903	1020599		124,8	16356	2453,4	
4		II lamela 2 300x12 1 300x12	72	4,2,3-1,2 =5,52	36	63	2268	285768	1367197	21909	263859	1284458		127,2	20196	3030	
5		III lamela 2 300x12 1 300x12	72	4,2,3-1,2 =5,52	36	63	2268	285768	1367197	21909	263859	1284458		127,2	20196	3030	
6	Svega		470		235		12010		1367197			1284458					

Tabela 7.1 Statičke vrednosti za zakovani limeni nosač

Контрола напона у носачу

Ивични нормални у средини напона

У средини распона је максимални момент, па су и три ламеле.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{W_{3n}} = \frac{2520 \cdot 10^3}{20196 \cdot 10^{-6}} = 125 \text{ MPa} < \sigma_{dop} = 150 \text{ MPa}$$

Смицуци напона у пресеку десно од ослонца

Максимална трансверзална сила је $F_T = F_A = F_B = 840 \text{ kN}$. У пресеку десно од ослонца, $z = 0$ нема ламела. Па је смицуци напон :

$$\tau_{max} = \frac{F_A \cdot S_X}{I_X \cdot \delta_0} = \frac{840 \cdot 7541}{542034 \cdot 12} = 68.9 \text{ MPa} < 0,6 \cdot \sigma_{dop} = 90 \text{ MPa}$$

С обзиром на то да су оба напона мања од одговарајућих допустених, нопона усвојени носач задовољава.

Одредјивање теоријских дужина ламела

Моменти носивости носача одредјени су са $\sigma_{max} \cdot W_n$ и табlici 7.1. Изједначавањем момената носивости са моментима савијања добија се образац за одређивање положаја почетка и крајева појединачних ламела. Моментна линија као, обвојница максималних момената, има у средини распона зараван у дужини $0,12l$, па је:

$$M_{nosiv} = \frac{4 \cdot M_{max} \cdot x \cdot 0,88l - x}{0,88l}$$

$$x = \frac{0,88l}{2} \cdot 1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{nosiv}}{M_{max}}}$$

Основни пресек

$$x = \frac{0,88 \cdot 12}{2} \cdot 1 - \sqrt{1 - \frac{1306,39}{2700}} = 1,487 \text{ m}$$

Теоријска дужина прве ламеле је : $l - 2x_1 = 12 - 2 \cdot 1,487 = 9,026 \text{ m}$

Основни пресек и једна ламела:

$$x_2 = \frac{0,88 \cdot 15}{2} \cdot 1 - \sqrt{1 - \frac{1879,15}{2700}} = 2,369 \text{ m}$$

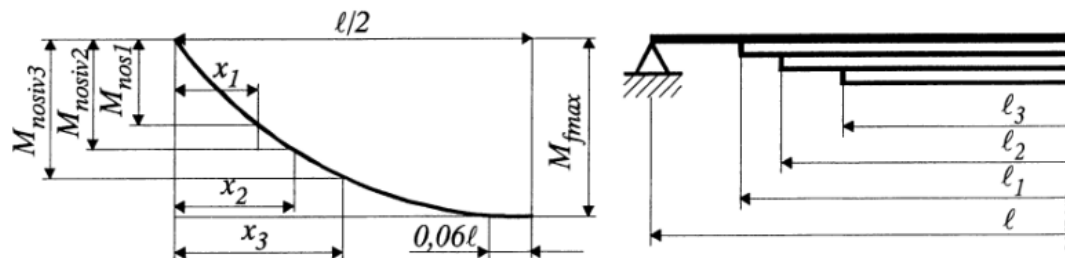
Теоријска дужина друге ламеле је : $l - 2x_2 = 12 - 2 \cdot 2,617 = 6,766 \text{ m}$

Основни пресек и две ламела:

$$x_3 = \frac{0,88 \cdot 15}{2} \cdot 1 - \sqrt{1 - \frac{2453,35}{2700}} = 3,684 \text{ m}$$

Теоријска дужина треће ламеле је : $l - 2x_3 = 12 - 2 \cdot 4,42 = 4,632 \text{ m}$

Поглед теоријских дужина ламела дат је на слици 26.1.



Слика 26.1

Контрола упоредног напона у висини линије ламеле заквака на појасним угаоницима

У пресеку $a = x = 1.61 \text{ m}$ од ослоња (теоријски почетак прве ламеле)

$$Q^a = \frac{q \cdot l}{2} - q \cdot a = \frac{140 \cdot 12}{2} - 140 \cdot 1.61 = 614.6 \text{ kN}$$

$$\sigma = \sigma_{max}^{3L} \cdot \frac{2 \cdot y}{h_0} = 125 \cdot \frac{2 \cdot 55}{120} = 114.6 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Q^a \cdot S_x^a}{I_x^0 \cdot \delta_0} = \frac{614.6 \cdot 3175.7 + 345}{542034 \cdot 1.2} = 33.26 \text{ MPa}$$

Gде је: I_x - момент инерције основног пресека,

$S_x^a = S_x^u - S_x^{VL}$; S_x^u – статички момент основног пресека иза таблице 7.1 $S_x^{VL} = 5.5 - 1.2 \cdot 57.5 = 345 \text{ cm}^2$ -статички момент за део вертикалног лима изнад линије закивака

Упоредни напон је:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{114.6^2 + 3 \cdot 33.26^2} = 128.3 \text{ MPa} < \sigma_{dop} = 150 \text{ MPa}$$

У пресеку $b = x_2 = 2.617 \text{ m}$ од ослоња (теоријски почетак друге ламеле):

$$Q^b = \frac{q \cdot l}{2} - q \cdot b = \frac{140 \cdot 12}{2} - 140 \cdot 2.617 = 473.62 \text{ kN}$$

$$\sigma = \sigma_{max}^{3L} \cdot \frac{2 \cdot y}{h_0 + 2 \cdot t} = 125 \cdot \frac{2 \cdot 55}{120 + 2 \cdot 1.2} = 112.3 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Q^b \cdot S_x^b}{I_x^{1L} \cdot \delta_0} = \frac{473.62 \cdot 3175.7 + 2181 + 345}{806444 \cdot 1.2} = 27.9 \text{ MPa}$$

Gде је: I_x^{1L} – момент инерције пресека са једном ламелом; $S_x^b = S_x^u \cdot S_x^{1L} \cdot S_x^{VL}$; S_x^u – статички момент основног пресека; S_x^{1L} – статички момент са једну ламелу; $S_x^{VL} = 5.5 \cdot 1.2 \cdot 57.5 = 345 \text{ cm}^3$ – статички део вертикалног лима изнад линије закивака.

Упоредни напон је:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{112.3^2 + 3 \cdot 27.9^2} = 122.26 \text{ MPa} < \sigma_{dop} = 150 \text{ MPa}$$

Контрола напона на почетку треће ламеле не мора да се ради је је очигледно да ће бити мања од $\sigma_{dop} = 150 \text{ MPa}$.

Прорачун растојања закивака за везу појаса са вертикалним лимом

За почетак закивака усваја се $d_1 = 23 \text{ mm}$.

У првом пољу ослонца (основни пресек)

$$e = \frac{F_{min} \cdot I_x^0}{Q \cdot S_x^u} = \frac{82.8 \cdot 542034}{840 \cdot 3175.7} = 16.8 \text{ cm}$$

Где је: $F_{min} = d_1 \cdot t_{min} \cdot \sigma_{bdop} = 2.3 \cdot 1.2 \cdot 30 = 82.8 \text{ kN}$

$Q = F_A = 840 \text{ kN}$; I_x^0 – момент инерције основног пресека; S_x^u
– статички момент инерције основног пресека из таблице.

На растојању $a = 1.61 \text{ m}$ од ослонца (пресек са једном ламелом)

$$e_1 = \frac{F_{min} \cdot I_x^{1L}}{Q^a \cdot S_x^{1L}} = \frac{82.8 \cdot 806444}{614.6 \cdot 5357.3} = 20.3 \text{ cm}$$

Где је: $F_{min} = d_1 \cdot t_{min} \cdot \sigma_{bdop} = 2.3 \cdot 1.2 \cdot 30 = 82.8 \text{ kN}$

$Q^a = Q - q \cdot a = 614.6 \text{ kN}$

I_x^{1L} – момент основног пресека; S_x^{1L} – статички момент основног пресека из таблице.

На растојању $b = 2.617 \text{ m}$ од ослонца (пресек са две ламеле)

$$e_2 = \frac{F_{min} \cdot I_x^{2L}}{Q^b \cdot S_x^{2L}} = \frac{88.32 \cdot 1081429}{473.62 \cdot 7582.1} = 24.9 \text{ cm}$$

Где је: $F_{min} = d_1 \cdot t_{min} \cdot \sigma_{bdop} = 2.3 \cdot 1.2 \cdot 32 = 88.32 \text{ kN}$

$Q^b = Q - q \cdot b = 473.62 \text{ kN}$

I_x^{2L} – момент инерције оновног пресека; S_x^{2L}
– статички момент основног пресека из таблице

На растојању $c = 4.42 \text{ m}$ од ослонца (пресек три ламеле)

$$e_3 = \frac{F_{min} \cdot I_x^{3L}}{Q^c \cdot S_x^{3L}} = \frac{82.8 \cdot 1367197}{212.2 \cdot 9850} = 54.1 \text{ cm}$$

Где је: $F_{min} = d_1 \cdot t_{min} \cdot \sigma_{bdop} = 2.3 \cdot 1.2 \cdot 32 = 82.8 \text{ kN}$

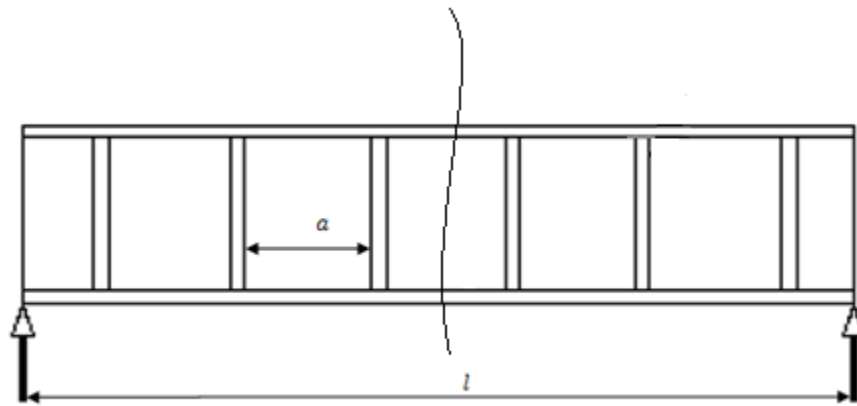
$Q^c = Q - q \cdot c = 212.2 \text{ kN}$

I_x^{3L} – статички момент инерције; S_x^{3L} – статички момет основног пресека из таблице.

Пошто су рачунска растојања хоризонталних закивака у појасу већа од максималног допушеног размака који износе $\max e_1 = (6 \div 8)d_1$, те се на целој дужини појаса усваја да је растојање између закивака:

$$e = 6 \cdot d_1 = 6 \cdot 23 = 138 \text{ mm усваја се } e = 140 \text{ mm}$$

Контрола стабилности вертикалног лима против избочавања



a -размак попречних укрућења

$$a = 120 \text{ cm}$$

$$b = h_0 - 2e \rightarrow b = 120 - 2 \cdot 5 = 110 \text{ cm}$$

10.1 Прво поље до ослонца

Може се сматрати да је у овом пољу оптерећење чисто смицање:

$$Q = F_A = \frac{ql}{2} = 840 \text{ kN}; \quad M \approx 0$$

$$\alpha = \frac{a}{b} = \frac{120}{110} = 1,09$$

За $\alpha = 1,09 \geq 1$ и за чисто смицање је :

$$k = 5,34 + \frac{4,60}{\alpha^2} = 8,71$$

$$k = 5,34 + \frac{4,60}{1,09^2} = 8,71$$

$$\sigma_e = 1898 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot \frac{d_0^2}{b} = 186193,8 \cdot \frac{1,2^2}{110} = 22,16 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_1} = k_1 \cdot \sigma_e = 8,71 \cdot 22,16 = 193,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{uk_1} = \tau_{k_1} \cdot \bar{3} = 193,01 \cdot \bar{3} = 334,3 \text{ MPa} > \sigma_p = 188,35 \text{ MPa}$$

Смањена вредност упоредног напона према табlici је:

$$\sigma_{uk} = 2278 \cdot \frac{kp}{cm^3} = 2278 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 223,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sr} = \frac{\frac{q \cdot l}{2}}{b \cdot \delta_0} = \frac{840 \cdot 10^3}{110 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}} = 63,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = \tau_{sr} \cdot \bar{3} = 63,63 \cdot \bar{3} = 110,21 \text{ MPa}$$

Степен сигурности против избочавања:

$$\nu_b = \frac{\sigma_{uk}}{\sigma_u} = \frac{223,5}{110,21} = 2,02 > \nu_b = 1,35$$

10.2 Поље до средине распона

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{2} = \frac{12}{2} - \frac{1,2}{2} = 5,4 \text{ м}$$

Момент у пресеку x је:

$$M_x = F_A \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} = 840 \cdot 5,4 - \frac{140 \cdot 5,4^2}{2} = 6577,2 \text{ kNm}$$

Трансверзална сила у пресеку x је:

$$Q = F_A - q \cdot x = 840 - 140 \cdot 5,4 = 84 \text{ kN}$$

$$\sigma_{1ki} = k_2 \cdot \sigma_e = 23,9 \cdot 22,16 = 529,62 \text{ MPa}$$

$k_2 = 23,9$ - за чисто савијање

$$\sigma_e = 22,16 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ki} = k_1 \cdot \sigma_e = 8,71 \cdot 22,16 = 193,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{M_x}{I_{xbruto}} \cdot I_{max} = \frac{6577,2 \cdot 10^3}{1367197 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{1,1}{2} = 264,6 \text{ MPa}$$

$$I_{max} = \frac{b}{2}$$

$$\tau_{sr} = \frac{Q}{b \cdot \delta_0} = \frac{84 \cdot 10^3}{110 \cdot 1,2 \cdot 10^2} = 6,36 \text{ MPa}$$

Тангенцијални напон је занемарљив у односу на нормални али ипак радимо са следећим обрасцима (постоји и $i \sigma$).

Упоредни напон избочавања :

$$\sigma_{uki} = \frac{\frac{\sigma_1^2}{\sigma_{1ki}^2} + \frac{3\tau_{sr}^2}{\tau_{ki}^2}}{\frac{264,6^2}{529,62} + \frac{3 \cdot 6,36^2}{193,01}} = 528,93 \text{ MPa}$$

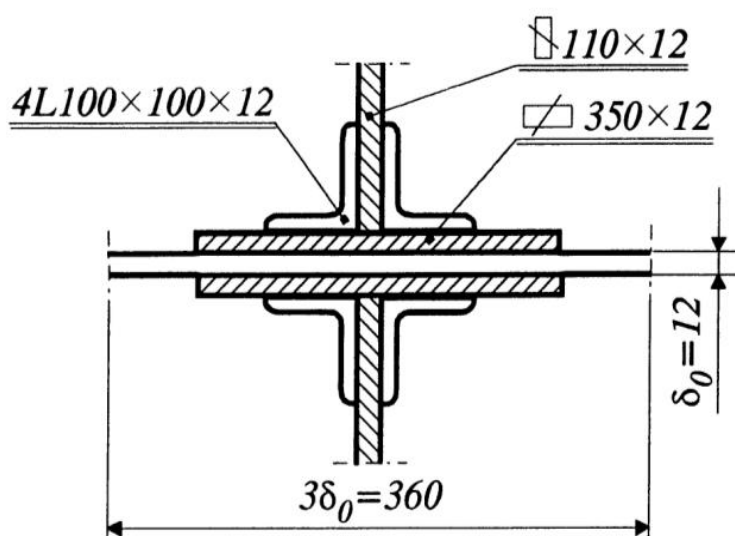
$$\sigma_{uki} = 528,93 \text{ MPa} > \sigma_p = 188,35 \text{ MPa}$$

Смањена вредност упоредог напона:

$$\sigma_{uki} = \frac{528,93}{9,81} = 5188,8 \frac{kP}{cm^2} ; \text{ интеграцијом } \sigma_{uk} = 230,34 \text{ MPa}$$

Прорачун попречног укрућења изнад ослонца

Пресек укрућења је приказан на слици 27.1.a



Slika 27.1.

$$Q_x = F_A = 840 \text{ kN}$$

Слободна висина укрућења је:

$$l_k = 118 \text{ cm}$$

Момент инерције пресека укрућења је:

$$I_x = 4 \cdot 207 + 22.7 \cdot 4.7^2 + 2 \cdot 133 + 13.2 \cdot 7.3^2 + 2 \cdot 35 + 1.2 \cdot 1.2^2 = 2832 + 1672 + 121 = 4625 \text{ cm}^4$$

Површина пресека је:

$$A = 4 \cdot 22.7 + 2 \cdot 13.2 + 2 \cdot 35 \cdot 1.2 + 36 \cdot 1.2 = 244.4 \text{ cm}^2$$

Полупречник инерције је:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{4625}{244.4}} = 4.35 \text{ cm}$$

Виткост је:

$$\lambda_x = \frac{l_k}{i_x} = \frac{118}{4.35} = 34 \text{ usvaja se } \omega_x = 1.05$$

Напон извијања:

$$\sigma = \frac{Q_x}{A} \cdot \omega_x = \frac{840 \cdot 10^3}{244.4 \cdot 10^{-4}} \cdot 1.05 = 36.09 \text{ MPa}$$

6. Закључак

У свакој конструкцији циљ је постићи најекономичније искоришћење материјала уз истовремено задовољење намене и преношења оптерећења. Избор конструкције ипак зависи од низа чиниоца као што је врста напрезања која се у конструкцији јављају. Осим намене, пројект мора задовољити и архитектонске и естетске захтеве. Свако решење служи уједно као и извор података и идеја за нова решења.

При конструкцији закованих лимених носача постоји велика могућност комбиновања профила при њиховом предходном прорачуну. Међутим, најчешће су у примени комбинације (I, U, L) профила, због геометриских карактеристика тих профила, као и могућност постављање спољних лимова на њих.

Данас се монтажни наставци, због брзине извођења, квалитета наставка у градилишним условима и обезбеђења пројектоване геометрије конструкције, најчешће изводе помоћу закивака, а ређе заваривањем. Помоћу закивака се изводе монтажни наставци штапова и носача, наставци стубова и ригли код оквирних носача, зглобне и круте везе подужних и попречних носача, везе решеткастих носача са ослоначким конструкцијама, итд. Везе изведне закивцима се добро понашају, како при статичком тако и при динамичком напрезању, јер закивци врше равномерни пренос силе дуж везе

У прорачуну смо димензионисали носач, показали деловање критичних напона, проверавали да ли постоји избочавање носача, и поставили укрућивање носача. Усвајали смо прилагодљиве профиле, у зависности од критичног напона.

Основни циљ пројектанта при димензионисању и конструктивног обликовања је да добије носач захтеване носивости, уз минимални утрошак челика. Треба истаћи да је осим рационалног обликовања попречног пресека носача, такође могућа његова промена дуж носача, чиме се носивост носача прилагођава стварним напрезањима, уз знатну уштеду материјала.

7. Литература

1. **Металне конструкције** - Буђевац Д., Марковић З. и др, Грађевинска књига, Београд, 2007.
2. **Металне конструкције** - Бабин Н., Бркљач Н., Шостаков Р., ФТН издаваштво, Нови Сад, 2006.
3. **Основи челичних конструкција** - Милосављевић М., Радојковић М. И Кузмановић Б.
4. **Металне конструкције у машинорадњи** - Петровић З., Острић Д., Институт за механизацију Машинског факултета у Београду, Београд, 1996.
5. **Металне конструкције**- Приручник за прорачуне - Николић Р., Марјановић В., Машински факултет, Крагујевац, 1998.