

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: 77/2009

Александар Перица Стокић

Прорачун и конструисање заварених лимених носача

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Весна Марјановић - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да напише:

- Увод
- Прорачун заварених 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 завареног 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 заварених 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 заварених лимених носача, које смо дефинисали, дали примере и скице. Урадили смо конкретан задатак у коме смо прорачунали и конструисали заварени лимени носач и све то апроксимирали и уредили закључком.

Кључне речи: носач, шавови, вертикални лим.

Prevod

On the topic "The calculation and design of welded plate girders" 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 we should follow during construction. Then on the calculation and form of welded plate girders, which are in particular defined, provided examples, and sketches. We've done a specific task, in which we calculated and constructed of welded plate girders and all that approximated the conclusion.

Садржај:

1. Увод	5
1.2 Подела и примена носача	7
1.3 Пуни носачи израђени од ваљаних профила	9
1.4 Ојачавање носача израђених од ваљаних профила	11
1.5 Пуни лимени носачи	13
2. Прорачун заварених веза	16
2.1 Прорачун шавова сучеоних спојева	18
2.2 Прорачун угаоних шавова	21
3. Димензионисање и конструктивно обликовање лимених носача	22
3.1 Димензионисање вертикалног лима	24
3.1.1. Монтажни наставци за спајање вертикалног лима	26
3.2 Димензионисање појасних ламела	28
4. Ток прорачуна стабилности вертикалног лима против избочавања и начин његовог укрућивања	29
4.1 Прорачун стабилности лима на избочавање према JUS-у	34
4.2 Укрућења вертикалног лима	36
4.2.1 Начини укрућивања вертикалног лима	38
5. Сигурност носача против бочног извијања	39
5.1 Бочно извијање носача у границама еластичности	40
5.2 Бочно извијање носача изложеног чистом савијању	42
5.3 Коефицијент сигурности v_{kr}	43

6. Пример прорачуна завареног лименог носача.....	44
7. Закључак.....	52
8. Литература.....	53

Увод



Слика 1. 1 Лимене конструкције

Елементи конструкције код којих савијање представља доминантан вид напрезања називају се носачи. Ови елементи под дејством спољашњег оптерећења подлежу деформацији савијања. Са становишта отпорности материјала, савијање носача може бити последица следећих случајева напрезања: чистог правог савијања, савијања силама, косог савијања, косог савијања силама и ексцентричног притиска или затезања. Према начину израде носачи се могу поделити на пуне и решеткасте. Код пуних носача појасеви су спојени пуним зидом - ребром, док је код решеткастих носача повезивање горњег и доњег појаса остварено штаповима испуне - вериткалама и дијагоналама. Иако имају исту функцију и супротстављају се сличном или чак истом оптерећењу, пуни и решеткасти носачи се битно разликују, како по начину напрезања, тако и по конструкцијском обликовању. И пуни и решеткасти носачи имају своје предности и мане, па избор једног од ова два типа носача зависи од низа чинилаца, као што су: распон носача, интензитет оптерећења, цена рада и материјала, предвиђена корозиона заштита итд. Генерално, пуни носачи су тежи од решеткастих, али су знатно једноставнији за израду, монтажу и одржавање, па у зависности од односа цене рада и челика често могу да буду економичнији. 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.

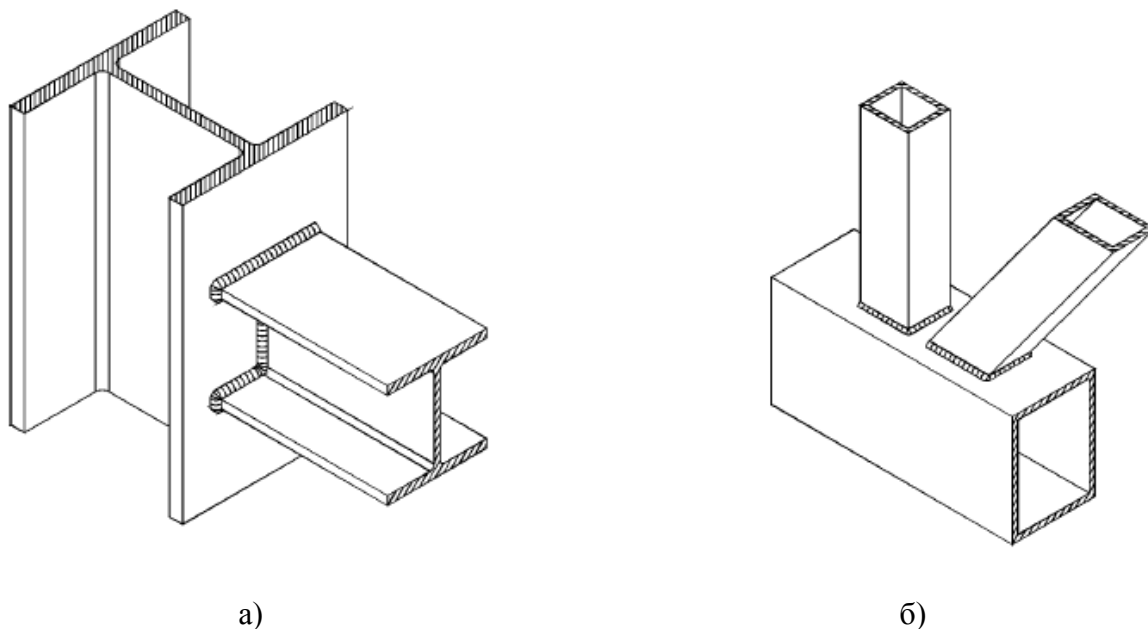
За спајање носача користе се:

- Забивци
- Заваривање

Заваривање је технолошки поступак за спајање истих или сличних метала. Спајање елемената се остварује уз помоћ високе температуре која изазива топљење додатног и основног материјала на месту споја. Растопи основног и додатног материјала (електроде или жице за заваривање) се међусобно мешају и долази до њиховог физичког и хемијског сједињавања. Након хлађења долази до очвршћавања, чиме се ствара шав, као физички континуитет материјала. На овај начин се остварује континуалан спој елемената који се заварују.

Основни појмови који су карактеристични за заваривање:

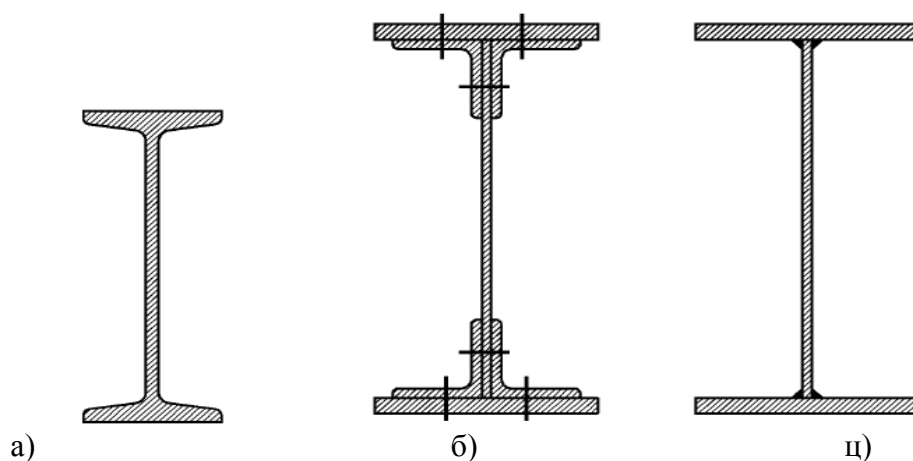
- Основни материјал је материјал од кога су израђени елементи који се спајају заваривањем.
 - Додатни материјал је материјал (најчешће жица за заваривање или електрода) који се при заваривању топи
 - Спој одређује међусобни положај делова који се спајају.
 - Жлеб је простор предвиђен за депоновање додатног материјала приликом заваривања
 - Завар је део шави добијен топљењем додатног материјала у једном пролазу
- Примери заваривања у металним конструкцијама слика 1.1.



Слика 2.1 Примери примене заваривања у металним конструкцијама а) Веза греде са стубом б) Чвор решеткастог носача

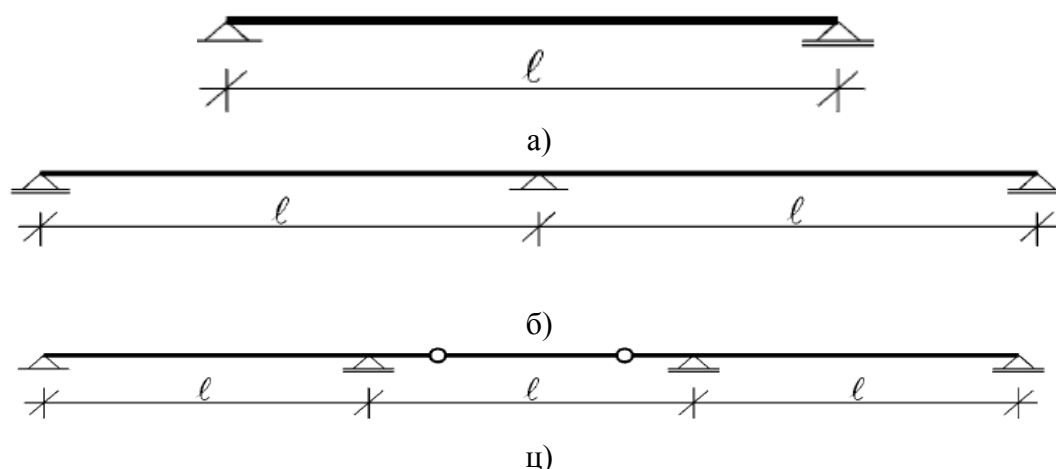
1.1 Подела и примена носача

У зависности од начина на који се спајају лимови и остварује њихов заједнички рад, носачи се деле на заковане носаче и носаче у завареној изради. Заједнички назив за ова два типа носача је пуни лимени носачи. 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 се пуни лимени носачи изводе искључиво у завареној изради, али је због санација и 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 3.1а) и профиле образовани спајањем равних челичних лимова помоћу прикључних угаоника и закивака (слика 3.1б) или директним заваривањем (слика 3.1ц).



Слика 3.1. - Различити облици попречних пресека пуних носача

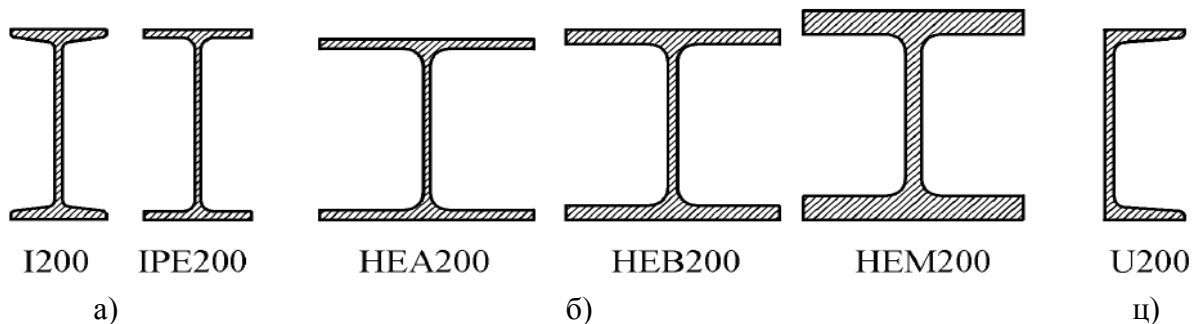
Што се тиче статичког система најчешће се примењују гредни носачи (просте греде, континуални носачи и ређе Герберови носачи), мада се, такође, не ретко примењују и оквирни и лучни носачи. На слици 4.1. приказани су карактеристични статички системи пуних носача.



Слика 4.1. 2 Облици гредних носача а) просте греде б) континуални носач
ц) Герберови носач

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 ваљних 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 И-профили са уским (слика 5.1.а) или широким ножицама (слика 5.1.б) и ређе U-профили (слика 5.1.ц).



Слика 5.1 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

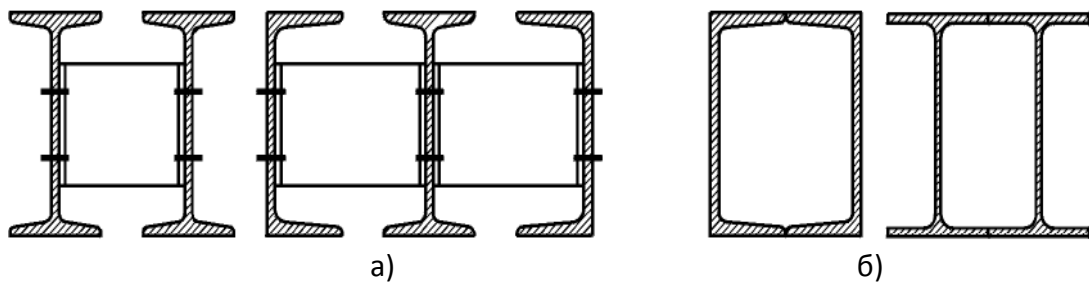
Употреба ваљаних I-профила са уским ножицама је рационална када је носач изложен само савијању око јаче осе инерције, или ако је савијање око слабије осе инерције веома мало. Предност оваквих носача у односу на остале ваљане профиле је у мањој тежини, а недостатак је велика конструктивна висина и релативно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

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 6.1.а) или ојачањем ваљаног профила (слика 6.1.б).

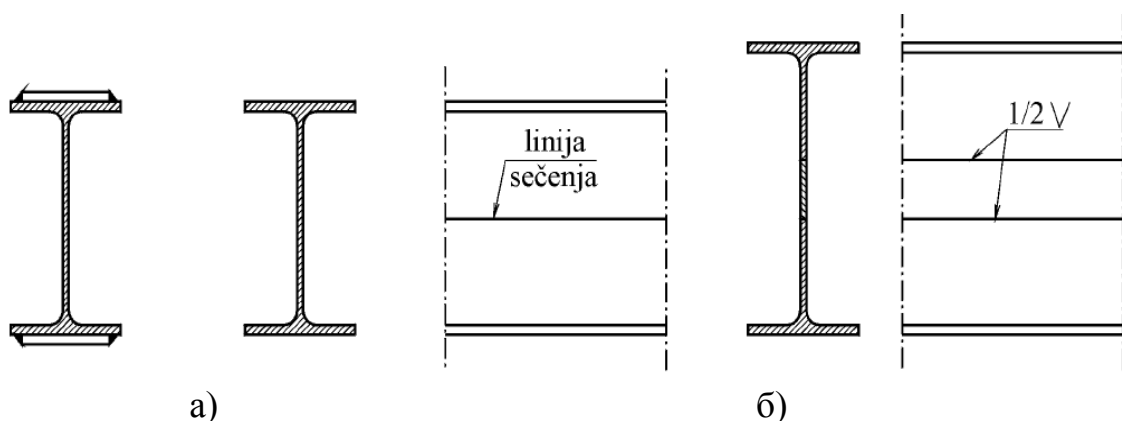


Слика 6.1. - Пуни носачи образовани од два или више ваљаних профила

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 6.1.а), или заваривањем (слика 6.1.б)

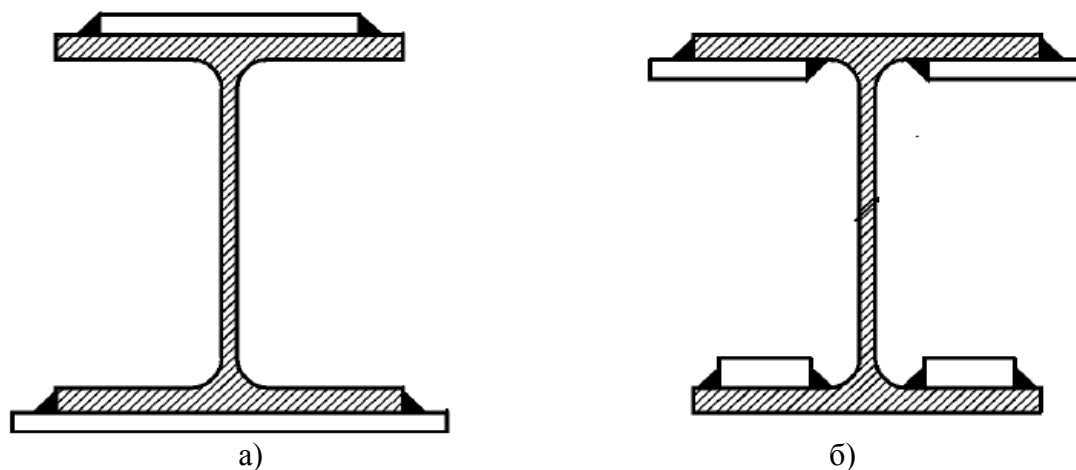
Повећање носивости ваљаних профила може се остварити на два начина:

- Додавањем појасних ламела (слика 7.1.а)
- Подужним расецањем ребра и његовим спајањем заваривањем са уметнутим вертикалним лимом исте или мање дебљине (слика 7.1.б)



Слика 7.1. - 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 7.1.а и 8.1.а), или са унутрашње стране (слика 8.1.б).



Слика 8.1. - Ојачање ваљаних профила додатним ламелама

Ојачања са унутрашње стране (слика 8.1.б) 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.

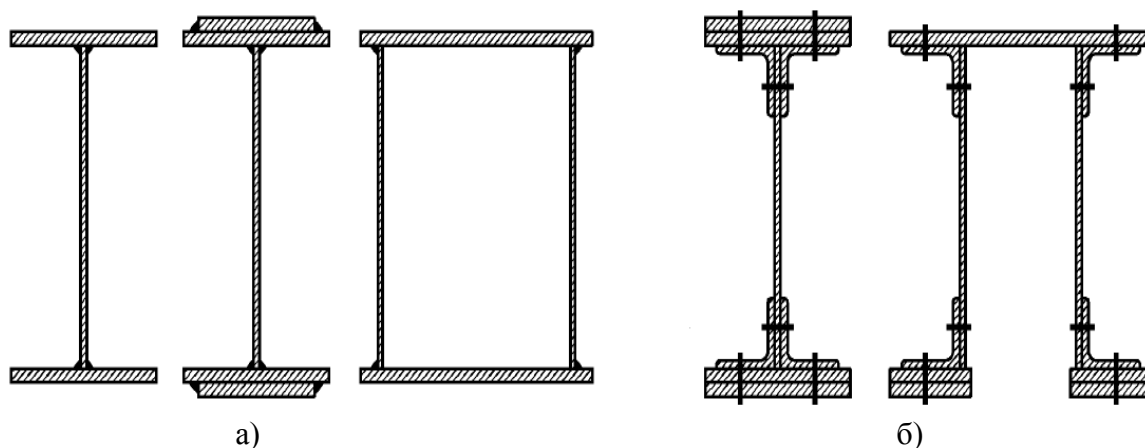
1.4 Пуни лимени носачи

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 9.1. 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.



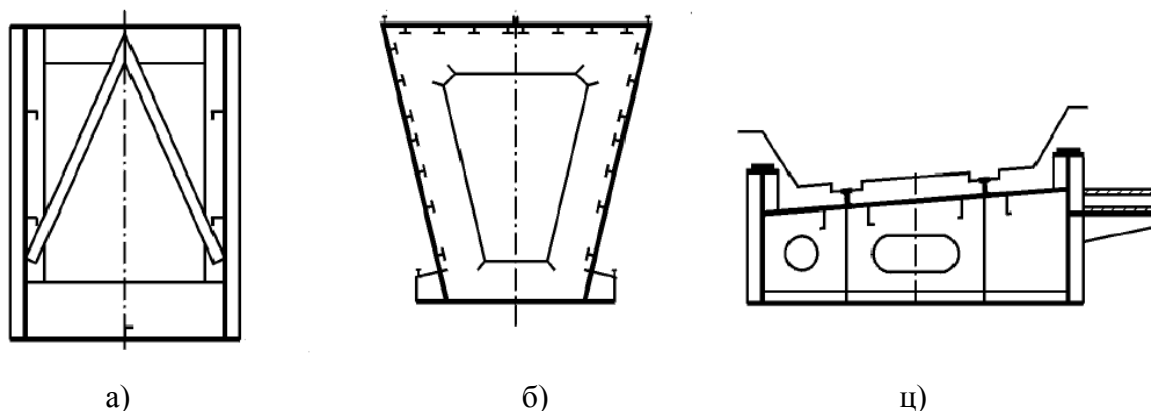
Слика 9.1. - Попречни пресеци пуних лимених носача: а) у завареној изради;
б) у закованој изради

Код заварених носача појасне ламеле се директно заварују за ребро, док се код закованих њихова веза остварује помоћу појасних угаоника и закивака. Појасни угаоници осим што омогућавају повезивање међусобно управних лимова, учествују и у раду попречног пресека, па се при прорачуну узимају у обзир при одређивању геометријских карактеристика сложеног пресека. Пуни лимени носачи у завареној изради имају низ предности у односу на заковане, а најважније су:

- мања тежина
- бржа и једнставнија израда
- мања јединична цена
- једноставније настављање и бржа монтажа
- лакше одржавање
- јефтинија антикорозиона заштита итд.

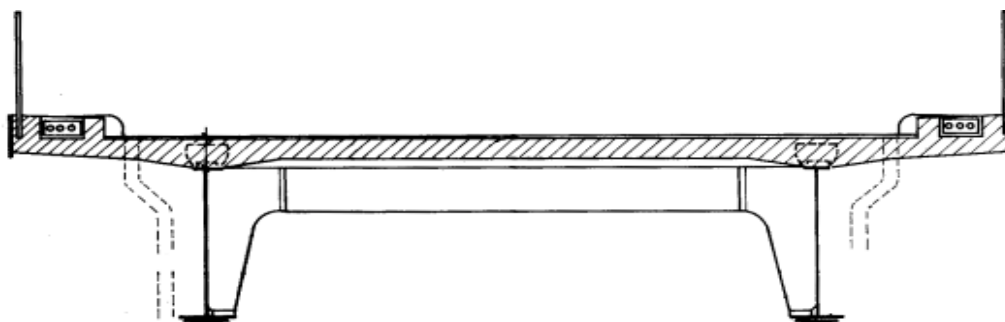
Због свих ових предности пуни лимени носачи у завареној изради у потпуности су потиснули заковане носаче, па се данас пуни лимени носачи изводе скоро искључиво у завареној изради.

Примена двозидних или сандучастих носача слика 10.1 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 утрошак 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.



а) б) ц)
Слика 10.1. 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 11.1



Слика 11.1. - Попречни пресек пуних лимених носача у мостоградњи

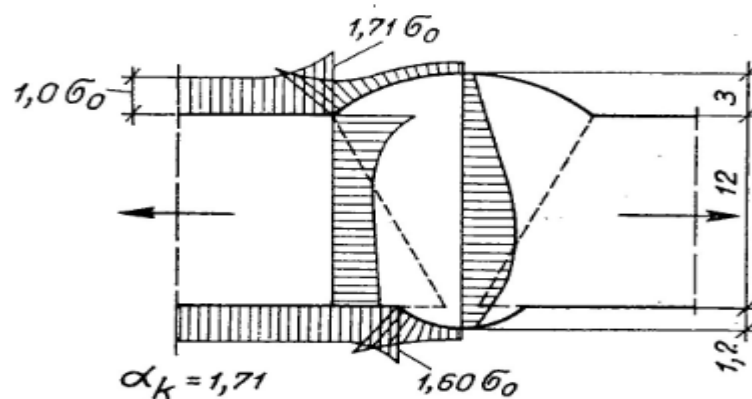
2. Прорачун заварених веза

Заварени спојеви остварују континуитет материјала на месту спајања. За разлику од закованих конструкција, утицаји који се преносе на споју са једног дела на други не иду скоковито, већ ток линија сила на ширем или сасвим широком фронту прелази са једног дела на други. То међутим, не значи да је ток линија сила код заварених спојева равномеран или без концентрације напона. И код ових спојева постоје поремећаји тока линија сила, па према томе и конструкције напона. Концентрације напона наступају, дакле, увек када ток линија сила трпи скретање или да се у унутрашњости тог тела јављају неки дисконтинуитети. Појава концентрације напона услед ових узрока назива се ефекат зареза. Однос највећег напона при идеално еластичном понашању и средњег рачунског напона срачунатог према елементарној отпорности материјала, називамо којефицијентом концентрације напона и обележавамо га обично са α_k .

$$\sigma_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_0} = \frac{\text{највећи напон при идеално еластичном понашању}}{\text{средњи рачунски напон}} \quad (2.1)$$

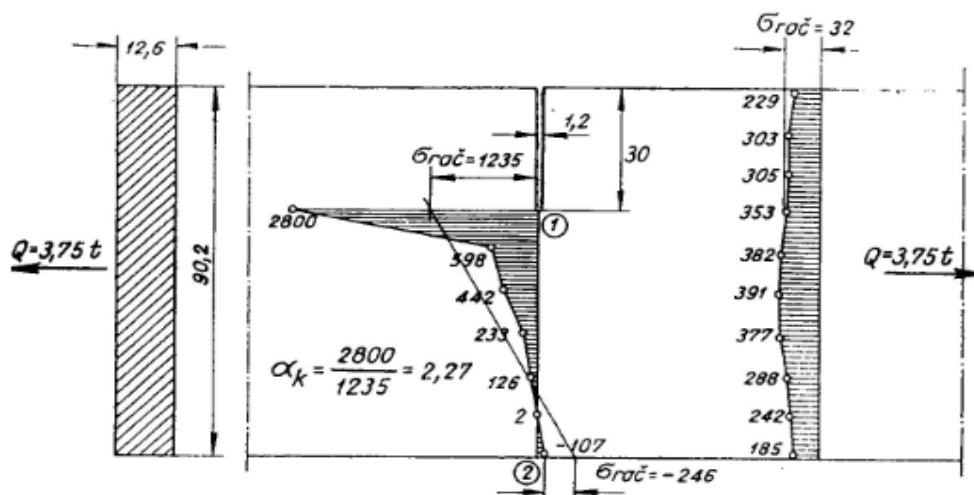
Ове концентрације напона нису толико неповољне при сатаичким оптерећеним конструкцијама, у којих се ти напонски врхови настајањем течења затупљују и на крају, при преласку целог пресека у стање пластичног течења изравњају са средњим напоном у пресеку слика 1.2. Друкчије стоји ствар у динамички напрегнутим конструкцијама. Ту материјал нема могућности да изврши адаптацију и да путем течења смањи напонске врхове, већ на местима концентрације напона, где постоје напонски врхови, долази до

почетка лома, долази до почетка лома. Зато се каже да су динамички напрегнуте конструкције осетљивије према дејству зареза.



Слика 1.2. Распоред напона у напрегнутом шаву

Слика 1.2 приказује аксијално напрегнут сучеои спој са провереним кореном, али са доста знатним надвишењем. На местима почетака тих надвишења, где се контура више или нагло мења, настају веће или мање концентрације; у средини шаву, на месту повећања пресека, напони на контурама су знатно мањи. На слици је основни напон приказан као јединица, тако да је коефицијент концентрације одмах видљив. Коефицијент концентрације напона може, дакле, да се спусти на јединицу ако се површине шаву обраде и надвишење скине; тако се за случај динамички напрегнутих конструкција и поступа. На слици 2.2 приказане су мерене вредности напона једног затегнутог штапа са дубоким зарезом (једна трећина ширине), такође су и уцртане су и вредности срачунате на основу елементарне отпорности материјала.

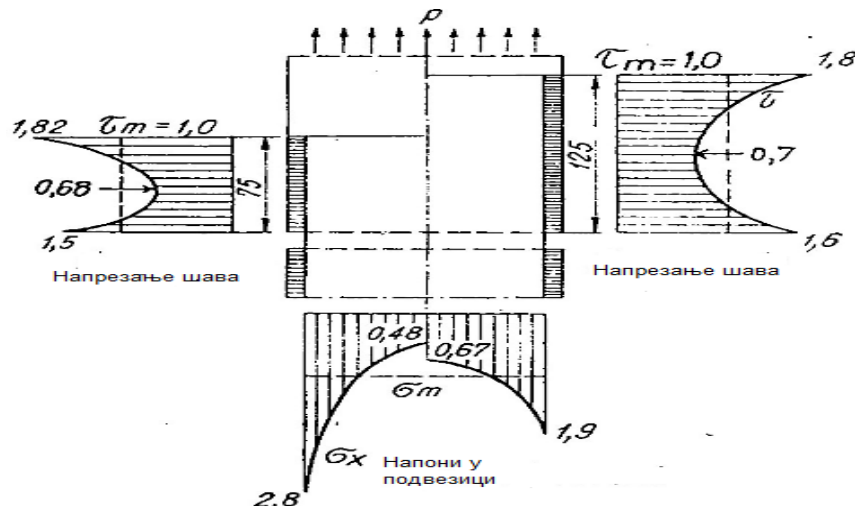


Слика 2.2. Распоред напона у затегнутом шаву са дубоким зарезом

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{F_0} + \frac{M}{W} \quad (2.2)$$

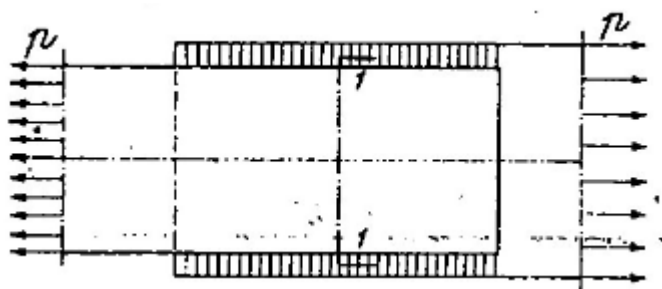
Као што се из података види, распоред напона у пресеку није праволинијски како се то обично предпоставља, већ се они у близини дна зареза нагло пењу. Коефицијент концентрације напона расте са порастом дубине зареза и са смањењем полупречника кривине у дну зареза. Овакве концентрације напона настају при шавовима сучеоних спојева ако корен није проварен.

На слици 3.2 приказана је расподела напона у преклопном споју, са бочним угаоним шавовима. Овде се види неравномерност расподеле напона и дуж шавова. Највећи напони су на крајевима шавова, а најмањи у средини. Слика показује спој са краћом и дужином подвезицом; види се да и дужина бочног шавова игра улогу у расподели напона. Из слике се даље види да је и напрезање подвезице неравномерно (ближе ивици напони су знатно већи него у основи штапа). Коефицијенти концентрације напона су утолико већи уколико су шавови дужи. Ова слика вреди за напоне у еластичном подручју.



Слика 3.2 Распоред напона у еластичном подручју

У пластичном подручју долази до изравњања напонских врхова (видети слику 4.2); при повећању напрезања слика напона остаје слична само се паралелно помера све до тренутка када напонски врх не достигне границу течења. При даљем порасту напрезања напони у крајним тачкама не могу даље расти, али остају на тој величини, док напони у средњој области расту, тако да се контура слике напона исправља све док цео шав не пређе у стање течења. Ова слика уједно показује сву неподобност оваквих веза са динамички напрегнуте спојеве код којих као што је речено не може доћи до пластичног изравњања напона.



Слика 4.2. Распоред напона у преклопном споју у еластичном и пластичном стању

2.1 Прорачун шавова сучеоних спојева

Прорачун сучеоних спојева врши се на исти начин као и прорачун делова који се спајају. То значи да се сучеони спој врло ретко рачуна, јер су његове димензије дате димензијама делова које треба спојити, па су и све статичке величине исте. Поставља се једино питање дозвољених напона таквог споја, односно његове моћи ношења или, како је то уобичајено у прорачуну заварених спојева, питање величине коефицијента k . Коефицијент k је однос јачине материјала шава према јачини материјала шава према јачини основног материјала:

$$k = \frac{\sigma_{\text{šava}}^{\text{lom}}}{\sigma_{\text{osn.mat}}^{\text{lom}}} \quad (2.1.1)$$

Па је :

$$\sigma_{\text{rač}} \leq \sigma_{\text{dop}} = k \cdot \sigma_{\text{dop}} \quad (2.1.2)$$

Ако је $k \leq 1$, аксијално напрегнути штап са оваквим спојем не може бити еквивалентан штапу без наставка; у носача који су савијени, то значи да се наставак не може налазити на местима пуног искоришћења носача већ га треба померити у зону где су напони једнаки или мањи од $k \cdot \sigma_{\text{max}}$. Треба учинити још неколико напомена о величини коефицијента k т.ј. о односу јачине шава и основног материјала.

Вредност $k=1$ може се усвојити и за динамички оптерећене спојеве под условом да су проваривањем корена и обрадом лица и наличија шава уклоњени сви зарези и да је прозрачивањем на целој дужини доказано да нема грешака ни у унутрашњости споја.

Према условима израде шавова и степену извршене контроле, шавове делимо на три квалитетне класе:

- Специјални кавалитет
- Квалитет I класе
- Кавалитет II класе

Шавови специјалног квалитета морају бити:

1. Једри –без напрслина, грешака, уваривања и у корену; изузетно се дозвољавају појединачне, незнатне укључине троске и поре
2. Без грешака на почетку и крају шавова
3. Са кореном који је (длетом, брушењем или жлебљењем гориоником) очишћен и поново заварен
4. Без зареза и надвишења било на лицу или на наличију шава. Уколико ових има , морају се обрадом (у правцу тока линија сила) odstraniti
5. Прозрачени на целој дужини (скраћено обележено: 100 %) да би се доказао тражени кавалитет.

Шавови класе квалитета I морају задовољити захтеве под 1) 2) 3); у случају заваривања делова код којих је рад могућ само са једне стране, мора се одговарајућим средствима, као на пример као на пример подметањем бакарне подлоге са жљебом, омогућити беспрекорно проваривање корена. Захтев под 4) са ове шавове је ублажен утолико сто лице и наличје шав не мора бити обрађено ако надвишење није велико и нагло, већ је тај прелаз благ и без зареза. Захтев 5) је ублажен утолико да шав може бити прозрачен на 10 % до 50% дужине, у зависности од налаза, и да је том приликом доказано испуњење постављених захтева.

Шавови класе квалитета II треба да задовољи углавном све услове за квалитет I, осим што се не врши прозиравање.

Вредности k -бројева за различите врсте напрезања и различите квалитете израде шавова могу се, према данашњој техници заваривања, изразити као што је то учињено у табели 1.2.

Kvalitet šava	Vrsta naprezanja	Vrednosti k -brojeva	
		ČN 24	ČN 36
Specijalni kvalitet (specijal)	Zatezanje ili savijanje	1,0	1,0
	Pritisak	1,0	1,0
	Smicanje	0,6	0,6
Kvalitet I (prima)	Zatezanje ili savijanje	0,8	0,8
	Pritisak	1,0	1,0
	Smicanje	0,6	0,6
Kvalitet II (običan)	Zatezanje ili savijanje	0,72	0,65
	Pritisak	1,0	0,8
	Smicanje	0,55	0,50

Таблица 1.2. Вредности k -бројева

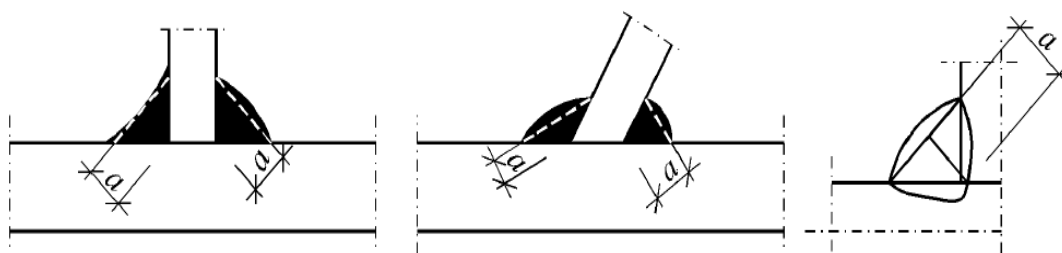
У случају да се из ма којих разлога сучеони спој рачуна, за његов прорачун вреде сва правила за димензионисање које даје отпорност материјала, са следећим напоменама:

1. Локални напонски врхови који проистичу из уобичајених конструкцијских облика не узимају се у обзир
2. Сопствени напони не узимају се у обзир
3. Упоредни напон одређује се по хипотези деформационог рада за промену облика

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel} + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq k \cdot \sigma_{\text{doz}} \quad (2.1.3)$$

2.2 Прорачун угаоних шавова

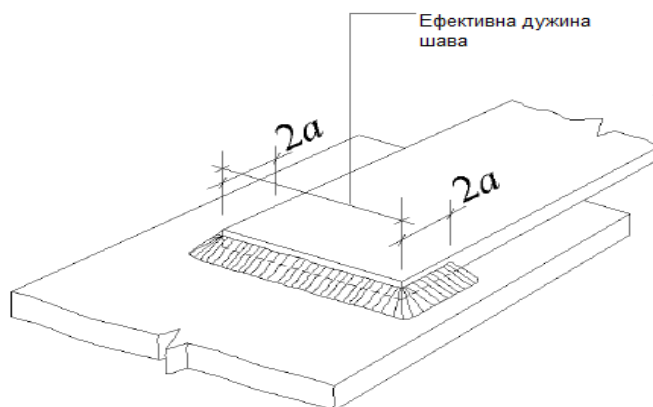
Основне димензије угаоних шавова које се користе при прорачуну су дебљина шавва a и дужина шавва l_w . Дебљина угаоног шавва је једнака висини највећег троугла који се може уписати у шав (слика 5.2). Ова висина се увек мери управно на страну троугла уз лице шавва. Код угаоних шавова изведених ЕРР-поступком долази до дубоке пенетрације додатног материјала у корену шавва, па је дебљина шавва једнака висини једнакокраког троугла између основног материјала и лица шавва увећаној за 20%, а максимално за 2 mm. Угао између елемената који се спајају се креће у распону од 60-120°. Уколико је угао већи од 120°, угаони шавови се не сматрају подобним за преношење сила.



Слика 5.2. Дебљина угаоних шавова

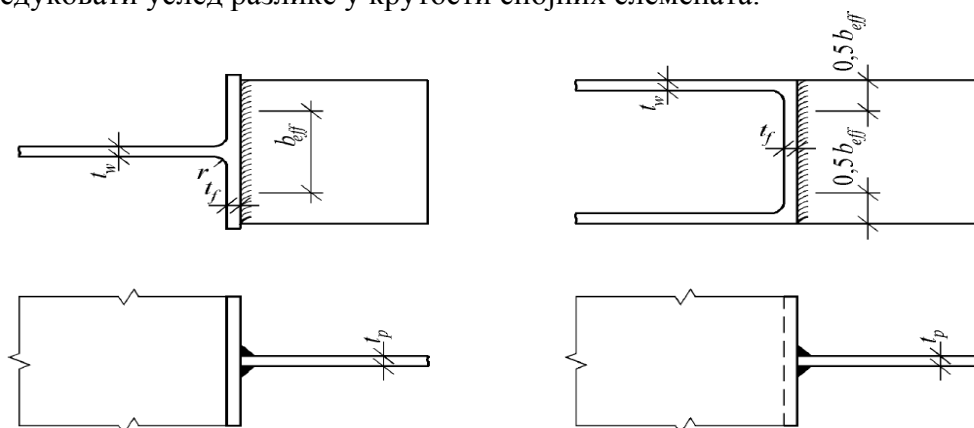
Дебљина угаоног шавва не треба да је мања од 3,0 mm. Највећа дебљина шавва зависи од дебљине најтањег елемента у споју (t_{min}) и износи највише $a = 0,7 t_{min}$. У изузетном случају, код танких елемената, може да се одступи од овог правила и да се усвоји $a = t_{min}$. Такође постоје ограничења у погледу дужине угаоних шавова. Према нашим прописима максимална дужина угаоних шавова је: $\max l_w = 100a$, а минимална дужина је $\min l_w = 6a$ или 40 mm.

Код чеоних шавова (слика 6.2) заокретањем се могу елиминисати утицаји кратера на оба краја, па је ефективна, рачунска дужина угаоног шавва једнака целокупној ширини елемента који се спаја ($l_w' = l_w = b$). У случају бочних шавова заокретање се врши само на једном крају, па рачунску дужину шавова треба одредити тако што се од укупне дужине шавва одузме једна дебљина шавва ($l_w' = l_w - a$). Уколико ни са једне стране није могуће извести заокретање шавва, тада се рачунска дужине одређује тако што се од укупне дужине шавва одузме двострука дебљина шавва због кратера на почетку и крају ($l_w' = l_w - 2a$). Код шавова изведених око елемента без прекида (шавови у круг), не треба умањивати дужину шавва.



Слика 6.2. Ефективна дужина шавва

Код угаоних спојева без укрућења (слика 7.2), као што су на пример везе лимова за неукрућене ножице I, H, U или сандучастих пресека, ефективну ширину шавова треба редуковати услед разлике у крутости спојних елемената.



Слика 7.2. Ефективна ширина код шавова

Ефективна ширина шавова b_{eff} код угаоних спојева са елементима без укрућења треба да се одреди на следећи начин:

За I и H профиле:

$$b_{eff} = t_w + 2 \cdot r + 7 \cdot t_f \quad (2.2.1)$$

При чему је:

$$b_{eff} \leq t_w + 2 \cdot r + 7 \cdot \frac{t_f^2}{t_p} \frac{f_y}{f_{y,p}} \quad (2.2.2)$$

Где су:

f_y - граница развлачења за I и H профиле

$f_{y,p}$ - граница развлачења лима који се прикључује

За сандучасте U профиле:

$$b_{eff} = 2 \cdot t_w + 5 \cdot t_f \quad (2.2.3)$$

При чему је:

$$b_{eff} \leq 2 \cdot t_w + 5 \cdot \frac{t_f^2}{t_p} \frac{f_y}{f_{y,p}} \quad (2.2.4)$$

Ако је b_{eff} мање од 70% ширине споја, треба да се поставе укрућења.

Максимална напрезања у угаоном шаву се јављају у меродавној равни. У општем случају у њој се могу јавити следеће компоненте напона :

- σ_{II} нормални напон који делује у правцу осе шавва,
- σ_{∞} нормални напон који делује управно на меродавну раван шавва,
- τ_{II} смичући напон који делује у правцу осе шавва,
- τ_{∞} смичући напон који делује управно на осу шавва.

Нормални напон σ_{II} зависи од односа еластичних својстава материјала шави и основног материјала. Делује на попречни пресек шави и не утиче на упоредни напон у меродавној равни. На основу осталих компонената напона може се, на основу различитих хипотеза одредити упоредни напон у меродавној равни.

$$\sigma_u = \sqrt{n^2 + V_{\perp}^2 + V_{II}^2} \leq \sigma_{w,dop} \quad (2.2.5)$$

n - нормални напон који делује на раван споја

$V_{\perp}$ -напон смицања који делује управно на шав

V_{II} -напон смицања који делује у правцу шави

Допуштени напон у угаоним шавовима ($\sigma_{w,dop}$) се одређује у зависности од чврстоће на затезање основног материјала (f_u) и од коефицијента сигурности (v), према изразу:

$$\sigma_{w,dop} = 0,5 \cdot \frac{f_u}{v} \quad (2.2.6)$$

Вредности допуштеног напона за угаоне шавове дате су у табели 2.2 у функцији врсте основног материјала и случаја оптерећења.

Slučaj opterećenja	Vrsta osnovnog materijala		
	Č0361, Č0362, Č0363	Č0451, Č0452, Č0453	Č0561, Č0562, Č0563
I	120	145	170
II	135	160	190

Таблица 2.2. Вредности допуштених напона

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.

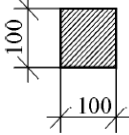
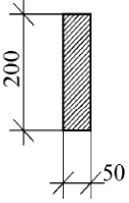
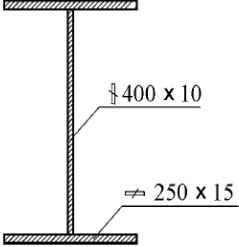
Попречни пресек			
$A \text{ [cm}^2\text{]}$	100	100	100
$W \text{ [cm}^3\text{]}$	166	333	1450
$W/A \text{ [cm]}$	1,66	3,33	14,50

Таблица 1.3. 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:

$$d_{отр} = k_w \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{\sigma_{доп}}} \quad (3.1.1)$$

M_{max} — максимални момент савијања

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

- $k_w = 4,3$ за добро покривање дијаграма
- $k_w = 4,7$ за умерено покривање дијаграма
- $k_w = 5,3$ за носаче непромениљивог попречног пресека

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:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^2}{W} = \sigma_{доп} \quad (3.1.2)$$

$$f = k_2 \cdot \frac{q \cdot l^4}{EI} = f_{доп} = 1/m \quad (3.1.3)$$

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

$$I = W \frac{h}{2} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^4}{\sigma_{доп}} \cdot \frac{h}{2} \quad (3.1.4)$$

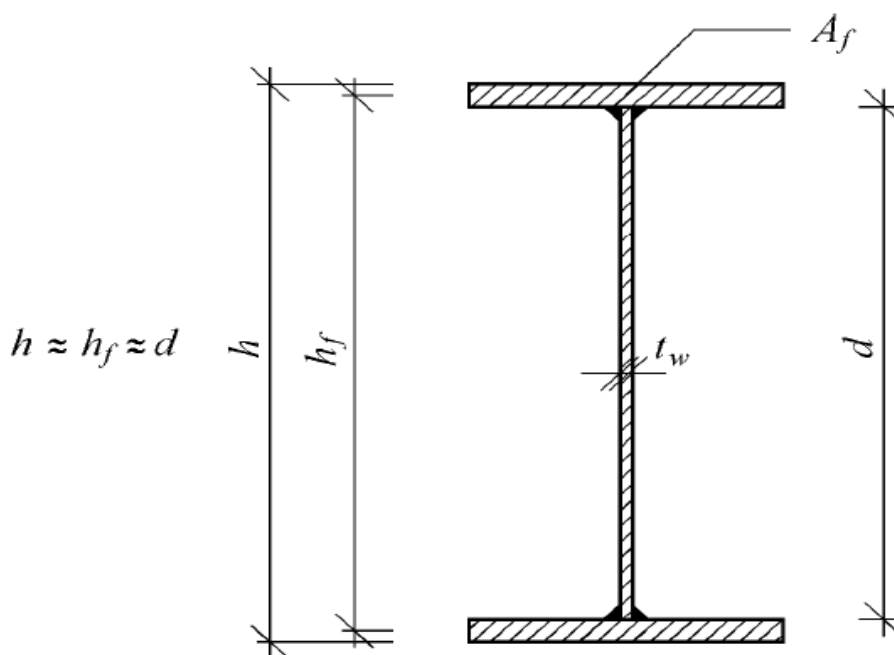
Где је h висина носача (видети слику 3.1), која је приближно једнака висини његовог ребра ($h \approx d$). Када се момент инерције дат претходним изразом (3.1.4) уврсти у једначину (3.1.3), добија се:

$$d = 2 \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot m \cdot \frac{\sigma_{dop}}{E} \cdot l = K \cdot m \cdot \frac{\sigma_{dop}}{E} \cdot l \quad (3.1.5)$$

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 2. дате су вредности за висине ребра према једначини (3.1.5) за различите врсте челика и допуштене угибе.

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

Табела 2.3. - Висина носача при истовременом искоришћењу нормалног напона и угиба



Слика 1.3. 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 директо 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:

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

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

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

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 мостоградњи. 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:

$$\tau = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \quad (3.1.1.1)$$

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, линијски смичући напон τ није константан

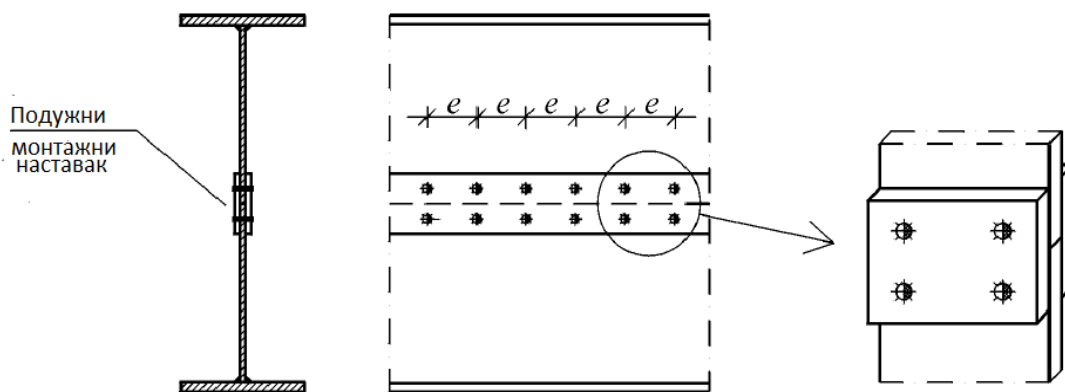
дуж осе носача већ се мења од пресека до пресека у функцији положајне координате x . Укупна хоризонтална сила која делује на један завртња или закивак може се одредити на основу следећег израза:

$$H_1 = \int_0^e \frac{Vx \cdot S_y x}{I_y x} dx \quad (3.1.1.2)$$

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:

$$H_1 = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \cdot e \quad (3.1.1.3)$$



Слика 2.3. Подужни монтажни наставка

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

$$F_{dop} \geq H_1 \quad (3.1.1.4)$$

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

$$e_{max} = \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y} \quad (3.1.1.5)$$

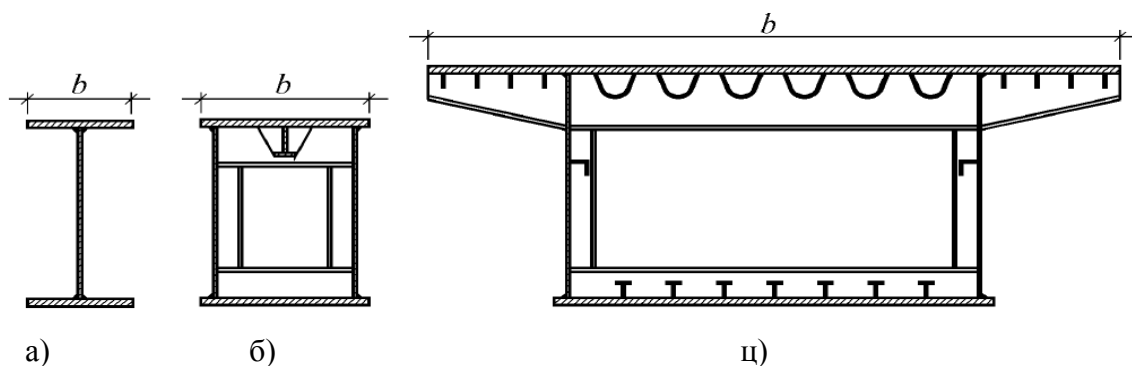
Ако из предходног израза добијемо мале вредности ($e_{max} \leq d_0$), неопходно је предвидети два реда завртњева са сваке стране и узимамо следећи образац:

$$e_{max} = 2 \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y} \quad (3.1.1.6)$$

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 дебелином лима. Минимална дебелина 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.

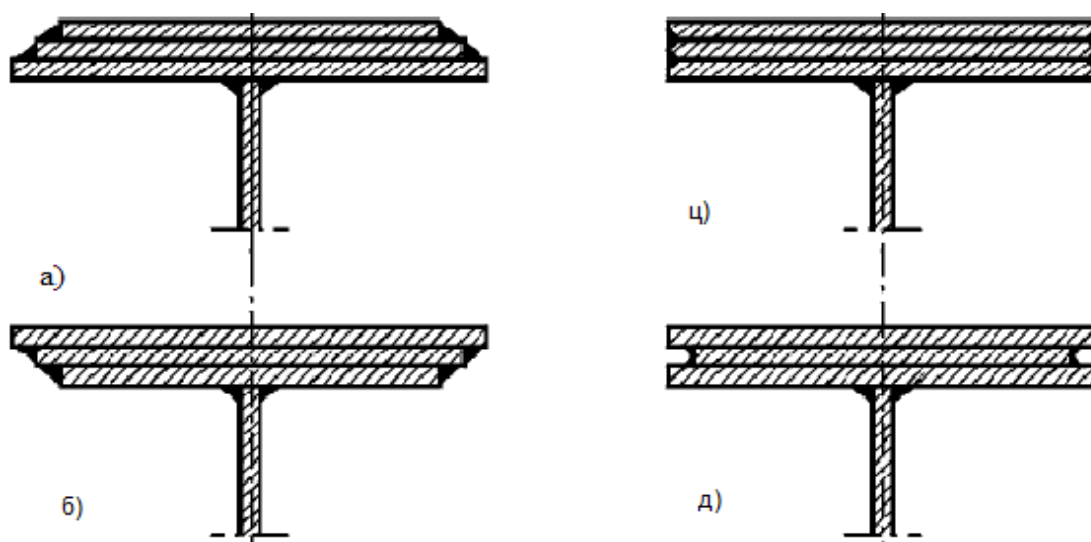


Слика 3.3. Ширина појасних ламела а) једнозидних носача б)сандучастог носача тешке кранске везе ц) сандучастог носача друмског моста

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 дебелине лима. Међутим, технологија заваривања не дозвољава примену појасних ламела неограничене дебелине. Наиме, приликом заваривања појасних ламела велике дебелине, 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. Дебелина појасних ламела је, из ових разлога, ограничена на 50 mm за Č0361, односно 30 mm за Č0561. Осим тога, при заваривању лимова дебелина 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. Дебелина 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 4.3. Решење са слике 4.3а, 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 4.3б 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 4.3ц, али оно изискује посебну обраду ивица појасних ламела, чиме се повећавају трошкови израде. Примена појасних ламела приказаних на слици 4.3д представља најлошије решење, јер је могућност заваривања лоша, бојење отежано, а жљеб омогућава скупљање прашине и прљавштине чиме се смањује корозиона отпорност.



Слика 4.3. 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 (слика 1.4), представљају танке правоугаоне плоче, ослоњене на све четири стране и оптерећење 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. Међутим 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.



Слика 1.4

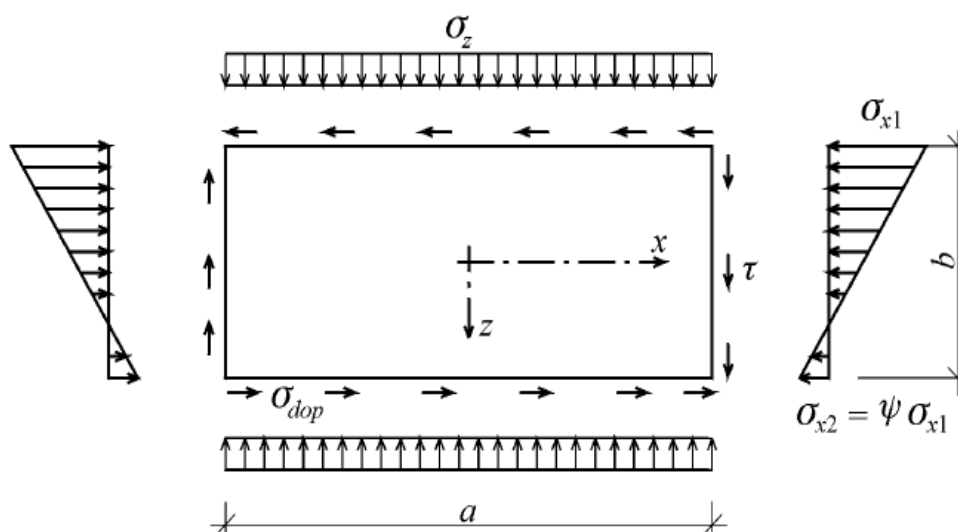
4.1 Прорачун стабилности лима на избочавање према JUS-у

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.

$$\sigma_x = 1,5 \cdot \sum \sigma_{x,i} \quad (4.1.1)$$

У општем случају ребро пуног лименог носача може да буде изложено нормалним и смичућим напонима, као што је приказано на слици 2.4. 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 2.4 . 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

$\sigma_{ux}, \sigma_{uz}, \tau_u$ - 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:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{ux}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_z}{\sigma_{uz}}\right)^2 - \frac{\sigma_x \cdot \sigma_z}{\sigma_{ux} \cdot \sigma_{uz}} + \left(\frac{\tau}{\tau_u}\right)^2 \leq 1 \quad (4.1.1)$$

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:

$$C_\sigma = 1,25 - 0,25 \cdot \Psi \leq 1,25 \quad (4.1.2)$$

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 достизању 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:

$$f = 2 - \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_c} \quad (4.1.3)$$

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:

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \quad (4.1.4)$$

Овај израз може да се модификује:

$$\sigma_c = \frac{\pi \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{b}\right)^2 \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^2 = \frac{\sigma_E}{\alpha^2} \quad (4.1.5)$$

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:

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

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

$$\overline{\sigma_{ux}} = (1 - f^2)x_p + f^2 \cdot x_c \quad (4.1.6)$$

Где су :

x_p - бездимензионални коефицијент избочавања плоче

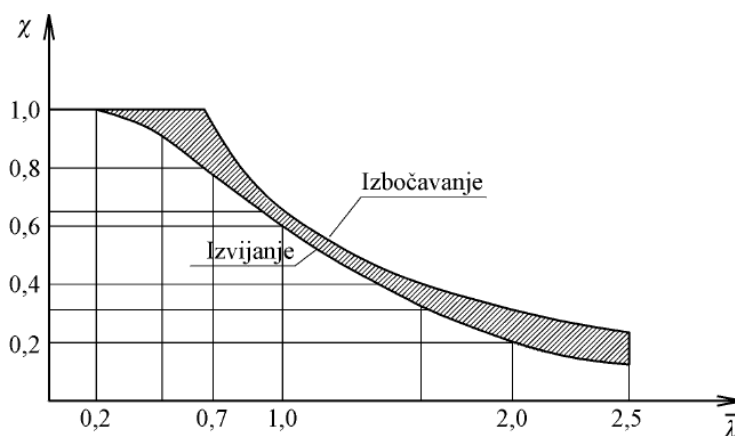
x_c - бездимензионални коефицијент извијања за криву извијања B

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

$$\chi_p \begin{cases} 1 & \lambda_p \leq 0,7 \\ \frac{1}{\sqrt{\lambda_p - 0,13}} & \lambda_p > 0,7 \end{cases}$$

$$\overline{\lambda}_p = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_c}} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_E}} \quad (4.1.7)$$

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	Koefficienti 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	0,43	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	0,57	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	0,85

Таблица 1.4. Вредности коефицијента избочавања у зависности од начина ослањања

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:

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

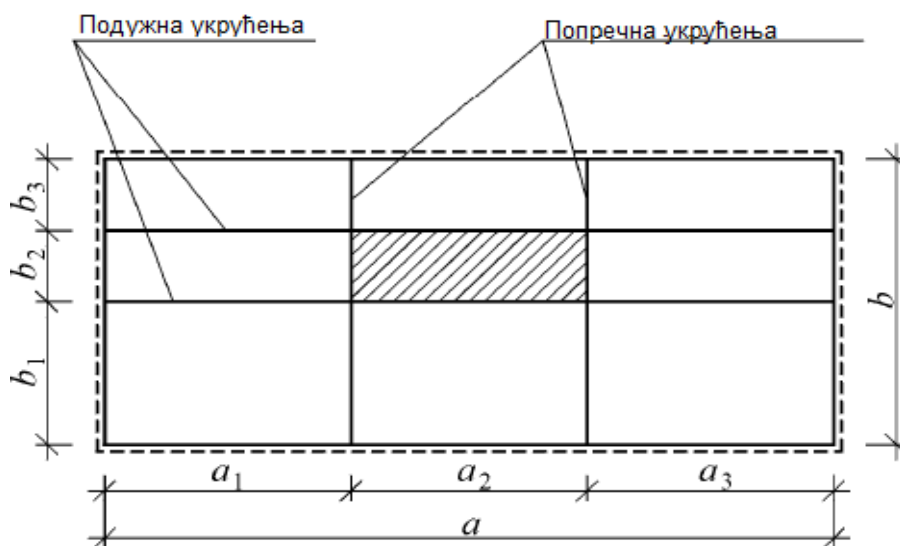
D - крутост плоче на савијање

b - њена ширина

t - њена дебљина

4.2 Укрућења вертикалног лима

Југословенски стандард за прорачун лимова на избочавање проучава и проблематику стабилности укрућених плоча. Наиме, у овом стандарду су дате смернице за прорачун плоча које су снабдеване подужним и попречним укрућењима (слика 4.4). У челичним конструкцијама се укрућене 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:

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \sum \gamma_s \quad (4.2.1)$$

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:

$$A = b \cdot t(1 + \sum \delta_s) \quad (4.2.2)$$

где је δ_s релативна површина укрућења

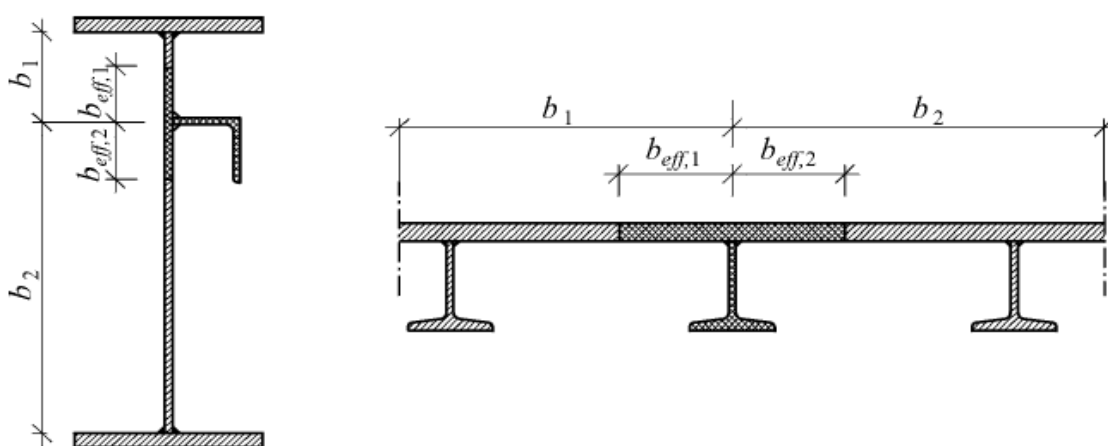
Имајући у виду претходна два израза (4.2.1) и (4.2.2), полупречник инерције на основу којег се одређује виткост плоче, може да се напише у следећем облику:

$$i^2 = \frac{t^2}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \frac{1 + \sum \gamma_s}{1 + \sum \delta_s} \quad (4.2.3)$$

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

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{a}{i}\right)^2} = \frac{\sigma_E}{\alpha^2} \cdot \frac{1 + \sum \gamma_s}{1 + \sum \delta_s} \quad (4.2.4)$$

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 5.4. Ефективна површина укрућења

$$b_{eff} = 0,665 \cdot \frac{t}{2} \cdot \sqrt{k_{\sigma 1} \cdot \frac{E}{f_y}} \leq \frac{b_1}{2} \quad (4.2.5)$$

$$b_{eff} = 0,665 \cdot \frac{t}{2} \cdot \sqrt{k_{\sigma 2} \cdot \frac{E}{f_y}} \leq \frac{b_2}{2} \quad (4.2.6)$$

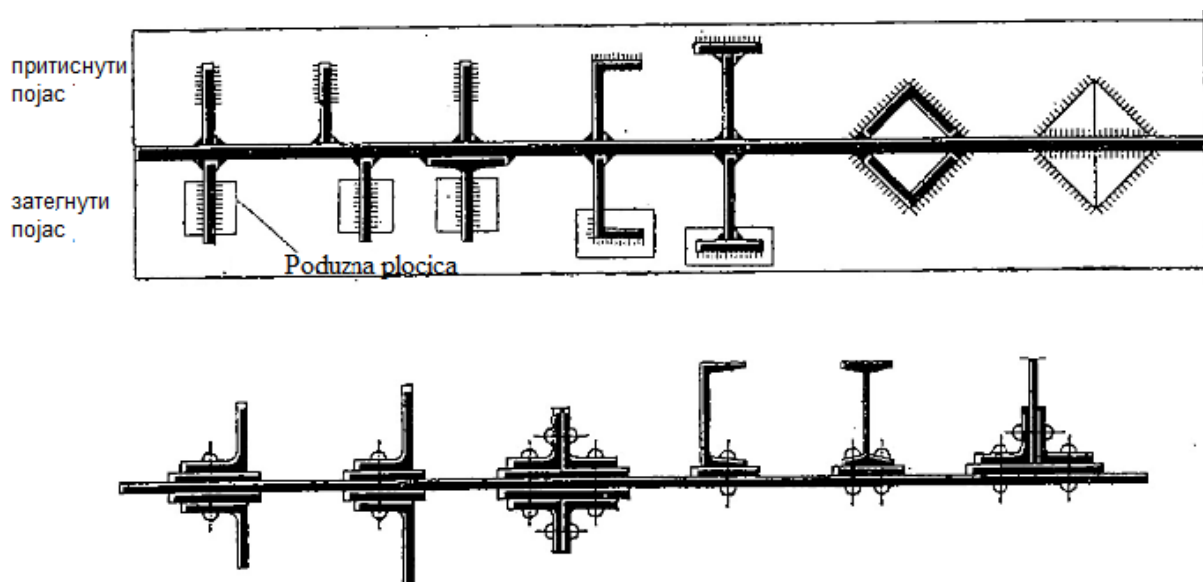
Где су $k_{\sigma 1}$ и $k_{\sigma 2}$ одговарајући коефицијенти избочавања за суседна појединачна поља између којих се налази посматрано подужно укрућење, а b_1 и b_2 ширине ових појединачних поља.

4.2.1 Начини укрупњавања вертикалног лима

Укрупњењима 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 што се прописује, онда се мора или појачати дебелина лима, што свакако није рационално, или се лим мора укруптити посебним ребрима, која могу по свом положају бити :

- Попречна
- Подужна
- Коса

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



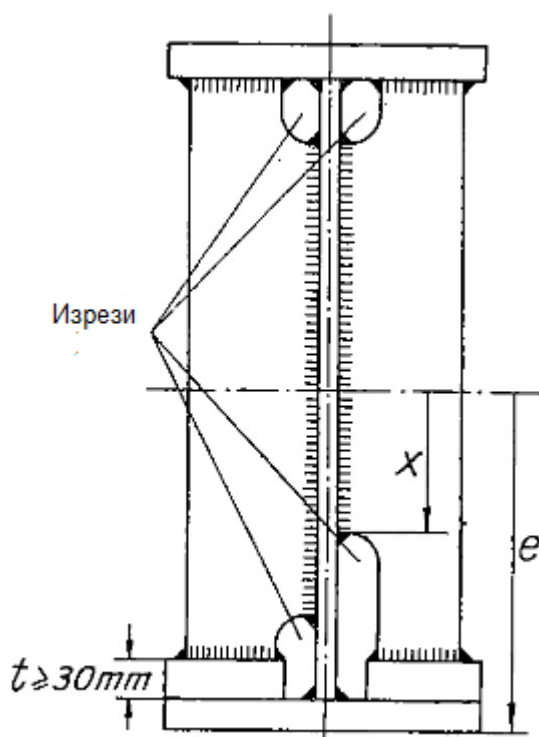
Слика 6.4. Врсте укрупњења вертикалних лимова

У односу на вертикални лим, укрупњења могу бити:

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

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

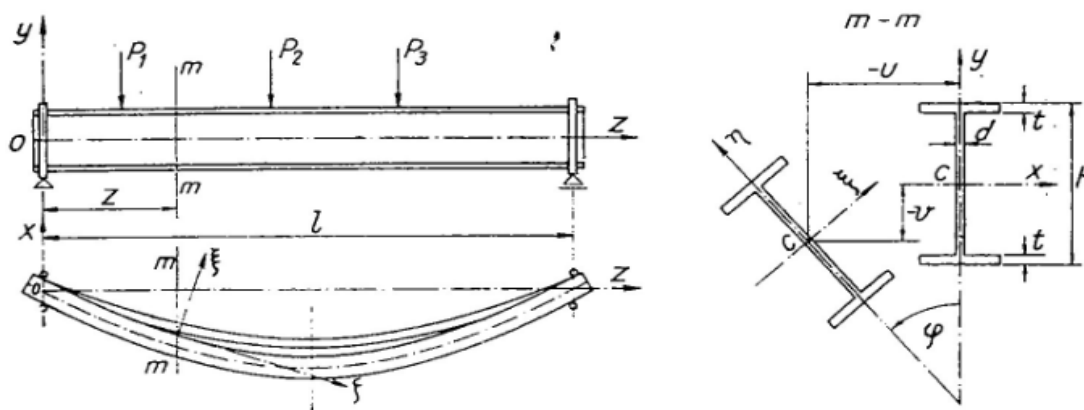
У завареним конструкцијама вази исто. Међутим, заваривање укрућења за затегнути појас, услед просецања тока линија сила, знатно умањује јачину замора појаса. Да се ова незгода избегне примењује се детаљ приказан на слици 7.4, укрућење се завари за подложну плочицу која је чврсто приљубљена уз ножицу. Дебљина ових ножица треба да буде најмање 30 mm. Добро приљубљивање укрућења за ножицу треба обезбедити још пре заваривања укрућења за подложну плочицу. За притиснути појас се укрућење може директно заварити. Дужина изреза служи смањивању концентрације напона услед заваривања и треба да омогући приступачност угаоном шаву између вертикалног лима и ножице. У случају јако напрегнутих конструкција, висина зареза се одређује тако да носач може да поднесе критичан напон σ_z .



Слика 7.4. Укрућивање заваривањем

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 могућа 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 изијање носача у границама еластичности

Као пример како се решава проблем бочног изијања, 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 хосризонталној равни. За спрегове на крајевима носача, који изазивају чисто савијање, предпоставља се да задржавају своју раван дејства и за време бочног изијања носача.

Деформацију бочно изијеног штапа посматраћемо у непомићном координатном систему са осама x, y, z чији су смерови приказани на слици 1.5. У тежисту произвољног попречног пресека m -м 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 лију бочно изијеног 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:

$$EJ_{\xi} \frac{d^2v}{dz^2} = M_{\xi} \quad (5.1.1)$$

$$EJ_{\eta} \frac{d^2u}{dz^2} = M_{\eta} \quad (5.1.2)$$

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:

$$C \frac{d\varphi}{dz} - C_1 \frac{d^3\varphi}{dz^3} = M_{\xi} \quad (5.13)$$

У којој је :

$C = GJ_D$ - торзиона крутост

$C_1 = EC_M$ - крутост против кривљања пресека

За симетричан I пресек са ознакама димензија слика 1.5:

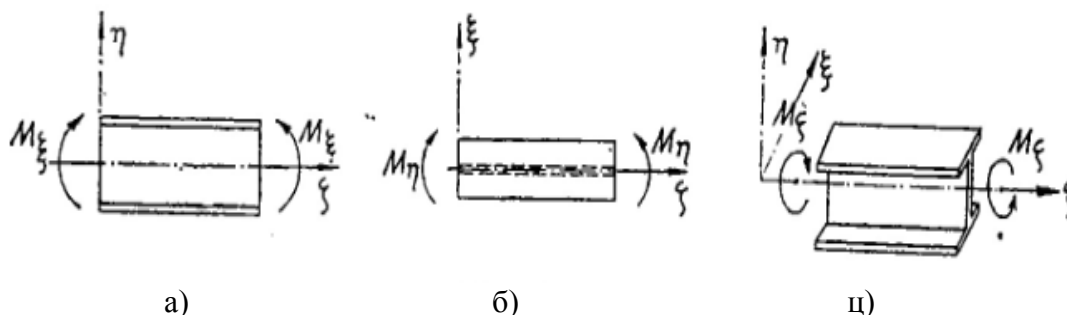
$$J_D = \frac{1}{3}(2bt^3 + h_1d^3) - \text{торзиона константа}$$

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

$h_1 = h - t$ = 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.

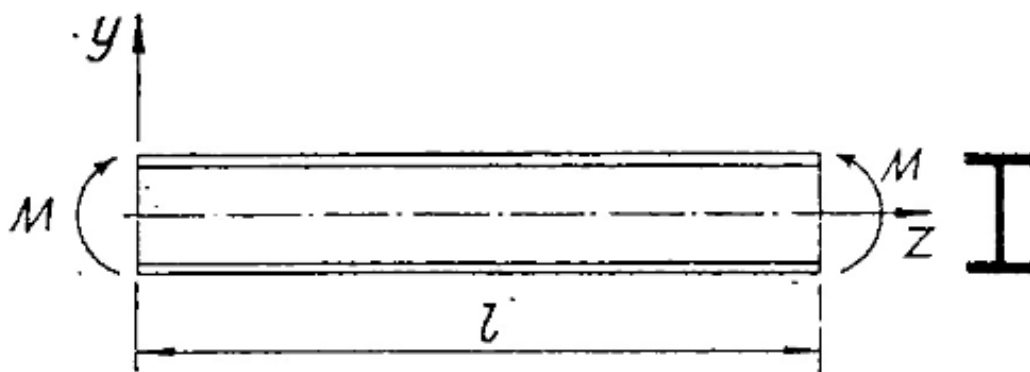


Слика 2.5. Усвајање смерова

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. (5.1.1), (5.1.2), (5.1.3).

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 оса 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 3.5. 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 ((5.1.1), (5.1.2), (5.1.3)), добијају се следеће три једначине равотеће:

$$EJ_{\xi} \frac{d^2 v}{dz^2} - M = 0 \quad (5.1.4)$$

$$EJ_{\eta} \frac{d^2 u}{dz^2} - \varphi M = 0 \quad (5.1.5)$$

$$C \frac{d\varphi}{dz} - C_1 \frac{d^3 \varphi}{dz^3} + \frac{du}{dz} M = 0 \quad (5.1.6)$$

Диференцирајући последњу једначину (5.1.6) по z и замењујући у њој $d^2 u/dz^2$ из друге једначине (5.1.5), добија се једначина:

$$C_1 \frac{d^4 \varphi}{dz^4} - C \frac{d^2 \varphi}{dz^2} - \frac{M^2}{EJ_{\eta}} \varphi = 0 \quad (5.1.7)$$

$$\frac{d^4 \varphi}{dz^4} - \frac{1}{a^2} \frac{d^2 \varphi}{dz^2} - \frac{1}{d^4} \varphi = 0 \quad (5.1.8)$$

$$\text{у којој је } \frac{1}{a^2} = \frac{C}{C_1} \text{ и } \frac{1}{d^4} = \frac{M^2}{C_1 EJ_{\eta}}$$

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:

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

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:

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

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

$$A_2 = 0 \text{ и } A_3 = -A_4$$

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

$$A_1 \sin ml - 2A_4 \sinh nl = 0 \quad (5.1.10)$$

$$A_1 m^2 \sin ml + 2A_4 n^2 \sinh nl = 0 \quad (5.1.11)$$

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:

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

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 :

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

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

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

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

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 1.5. 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.

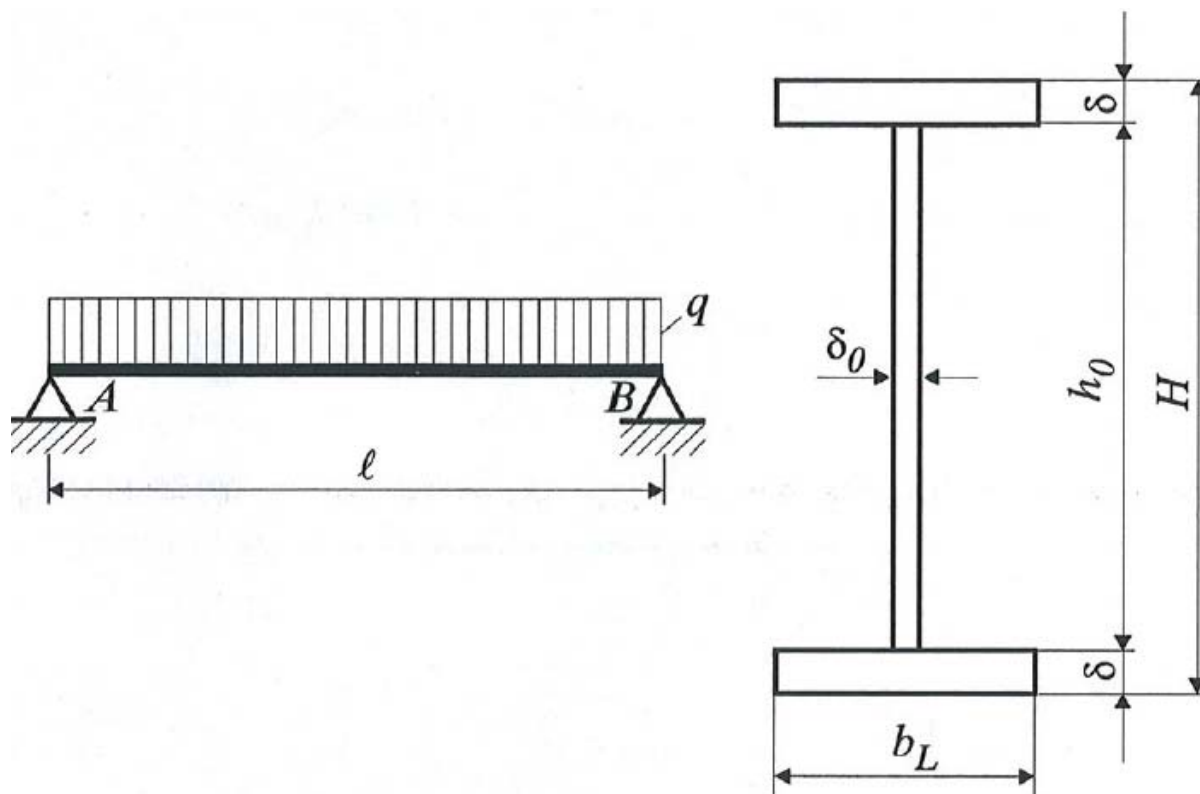
$$v_{kr} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{krdop}}$$

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

6. Пример прорачуна завареног лименог носача

Прорачунати лимени носач распона $l=150$ m. Носач је оптерећен једнако подељеним теретом $q=130$ kN/m, као што је приказано на слици 6.1. Попречни пресек носача 6.1.

Допустени напон је: $\sigma_{dop} = 140$ MPa, $\sigma_{u,dop} = 105$ MPa



Слика 6.1 Поставка задатка

1. Потребна висина носача

За посматрани проблем усваја се да је висина основног пресека:

$$h_0 = \frac{l}{10} = \frac{15}{10} = 1,5 \text{ m}$$

2. Димензије вертикалног лима

За посматрани проблем је:

$$\delta_0 = 9 + 2,5 \cdot h_0 = 9 + 2,5 \cdot 1,5 = 12,75 \text{ mm}$$

За дебљину вертикалног лима усваја се $\delta_0 = 12$ mm

3. Отпорни момент вертикалног лима

$$W_0 = \frac{h_0^2 \cdot \delta_0}{6} = \frac{150^2 \cdot 1,2}{6} = 4500 \text{ cm}^3$$

4. Појачање основног пресека ламелама

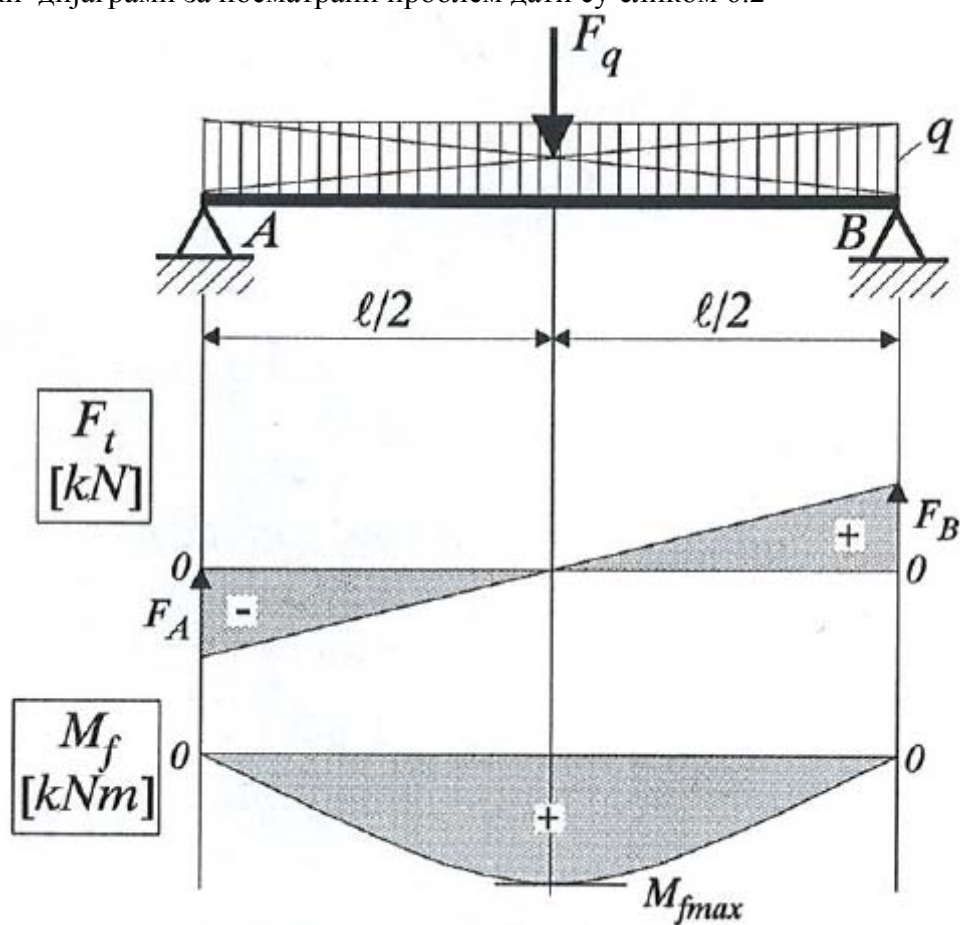
Отпори ослонца су:

$$\sum F_i = 0 \Rightarrow F_A = F_B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{130 \cdot 15}{2} = 975 \text{ kN}$$

Максимални момент савијања је за $z=l/2$ и износи:

$$M_f = M_{f,max} = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{130 \cdot 15^2}{8} = 3360 \text{ kNm}$$

Статички дијаграми за посматрани проблем дати су сликом 6.2



Слика 6.2 Статички дијаграм

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

$$W_n = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{dop}} = \frac{3360 \cdot 10^3}{140 \cdot 10^6} = 26200 \text{ cm}^3$$

Потребна површина пресека ојачаног ламелама је:

$$A_p = \frac{W_n}{h_0} - \frac{W_0}{H} = \frac{26200}{150} - \frac{4500}{157} = 145,9 \text{ cm}^2$$

Где је :

W_0 - отпорни момент вертикалног лима

$H = h_0 + 2t = 1500 + 70 = 157 \text{ cm}$

$t = 35 \text{ mm}$ –укупна дебљина свих ламела на највећем делу

Дакле, усвојене димензије су $\neq 420 \times 35$. Статичке вредности за заварени лимени носач дате су у табlici 6.1.

5. Контрола напона у носачу

Ивични нормални напон у средини распона

$$\sigma_{max} = \frac{M_{f,max}}{W_{3n}} = \frac{3360 \cdot 10^3}{26400 \cdot 10^{-6}} = 138,6 < \sigma_{dop} = 140 \text{ МПа}$$

Смичући напон у пресеку десно од ослонца

Максимална трансверзална сила је $F_T = F_A = F_B = 975 \text{ kN}$. У пресеку десно од ослонца, $z=0$, нема ламела. Смичући напон је:

$$\tau_{max} = \frac{F_A \cdot S_x}{I_x \cdot \delta_0} = \frac{975 \cdot 9760}{1307900 \cdot 1,2} = 60,6 \text{ МПа} < 0,6 \cdot \sigma_{dop} = 84 \text{ МПа}$$

С обзиром на то да су оба напона мања од одговарајућих допуштених напона усвојени носач задовољава.

6. Одређивања теоријских дужина ламела

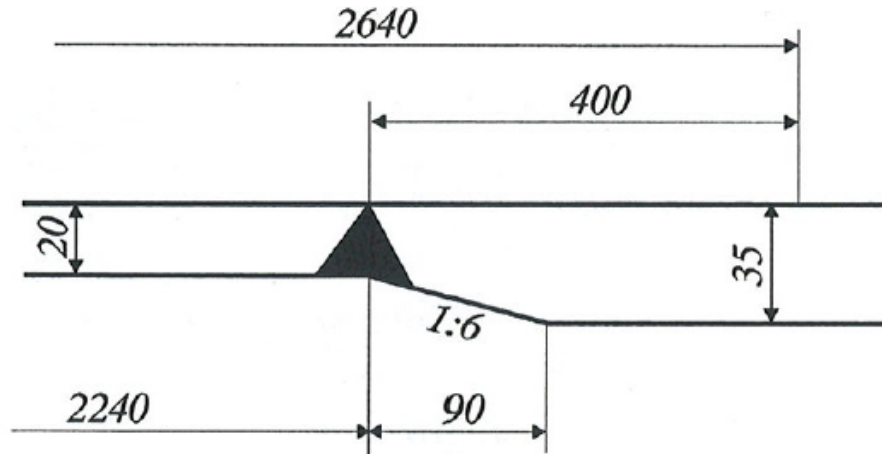
$$x = \frac{0,88 \cdot l}{2} \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{nosiv}}{M_{max}}} \right)$$

$$x = \frac{0,88 \cdot 15}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2350}{3660}} \right) = 2,64 \text{ m}$$

Теоријска дужина средње ламеле је: $l - 2x = 15 - 2 \cdot 2,64 = 9,72 \text{ m}$

7. Контрола упоредог напона у шавовима са везу вертикалног лима и ламеле

Најостељивије место у конструкцији биће на месту почетка средње дебеле ламеле. Ту је исцрпена моћ ношења пресека са првом ламелом, а попречна сила која изазива смичући напон је знатна тако да упоредни напон може прећи границу дозвољеног. Због тога се место наставка помера ка ослоњу за ширину ламеле, овом случају за 0,4 m слика 6.3.



Слика 6.3. Теоријски почетак дебље ламеле

На том месту трансверзална сила биће:

$$F_T = F_A - qx = 975 - 130 \cdot 2,24 = 683,8 \text{ kN}$$

Напон на месту наставка у шавовима за везу ребра и подвезе:

$$\sigma_u = V_{II} = \frac{F_T \cdot S_x}{I_x \cdot 2a} = \frac{683,8 \cdot 9760}{1307900 \cdot 2 \cdot 0,6} = 42,6 \text{ MPa}$$

I_x - момент инерције основног пресека

S_x - статички момент основног пресека

a - дебљина шав

Упоредни напон је:

$$\sigma_u = 42,6 \text{ MPa} < \sigma_{u,dop} = 105 \text{ MPa}$$

Контрола напрезања шавова у пресеку непосредно поред ослоња :

На том месту трансверзална сила је:

$$F_T = F_A = 975 \text{ kN}$$

Па је упоредни напон :

$$\sigma_u = V_{II} = \frac{F_T \cdot S_x}{I_x \cdot 2a} = \frac{975 \cdot 9760}{1307900 \cdot 2 \cdot 0,6} = 61 \text{ MPa} < \sigma_{u,dop} = 105 \text{ MPa}$$

8. Провера стабилности вертикалног лима против избочавања за заварени носач

Прво поље до ослонца:

$$a = 150 \text{ mm} \quad b = 150 \text{ mm}$$

$$Q_x = F_A = 975 \text{ kN}$$

$$M_x \approx 0$$

$$\alpha = \frac{a}{b} = \frac{150}{150} = 1$$

Критичан напон је:

$$\tau_{ki} = k \cdot \sigma_e$$

$$k = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2} = 5,34 + \frac{4}{1^2} = 9,34$$

$$\sigma_e = 1898 \cdot \left(\frac{\delta_0}{b}\right)^2 = 1898 \left(\frac{1,2}{150}\right)^2 = 12 \text{ MPa}$$

Заменом се добија:

$$\tau_{ki} = 9,34 \cdot 12 = 112,1 \text{ MPa}$$

Упоредни напон избочавања је:

$$\sigma_{uk} = \tau_{ki} \sqrt{3} = 112,1 \cdot \sqrt{3} = 194 \text{ MPa} \approx \sigma_p = 192 \text{ MPa}$$

Редуковани упоредни напон у овом случају износи:

$$\sigma_{uk} = \sigma_{uki} = 194 \text{ MPa}$$

Напон од оптерећења:

$$\tau_{sr} = \frac{Q_x}{b \cdot \delta_0} = \frac{975 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}} = 54,2 \text{ MPa}$$

Упоредни напон је:

$$\sigma_u = \tau_{sr} \sqrt{3} = 54,2 \cdot \sqrt{3} = 93,7 \text{ MPa}$$

Степн сигурности против избочавања:

$$v_b = \frac{\sigma_{uk}}{\sigma_u} = \frac{194}{93,7} = 2,07 > 1,35$$

Поље до средине распона

$$\alpha = 1$$

Момент савијања у пресеку $x = \frac{l}{2} - \frac{a}{2} = 7,5 - 0,75 = 6,75 \text{ m}$

$$M_{x=6,75} = F_A x - q \frac{x^2}{2} = 975 \cdot 6,75 - 130 \frac{6,75^2}{2} = 3620 \text{ kNm}$$

Трансвезална сила у истом пресеку је:

$$Q_{x=6,75} = F_A - qx = 975 - 130 \cdot 6,75 = 97,5 \text{ kN}$$

Критични напони:

$$\tau_{ki} = k \cdot \sigma_e$$

$$k = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2} = 5,34 + \frac{4}{1^2} = 9,34$$

$$\sigma_e = 1898 \cdot \left(\frac{\delta_0}{b}\right)^2 = 1898 \left(\frac{1,2}{150}\right)^2 = 12 \text{ M}$$

Заменом се добија:

$$\tau_{ki} = 9,34 \cdot 12 = 112,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1ki} = k \cdot \sigma_e = 23,9 \cdot 12 = 286,8 \text{ MPa}$$

Напони од оптерећења су:

$$\sigma_1 = \frac{M_{x=6,75}}{W_x^{3L}} = \frac{3620 \cdot 10^3}{26400 \cdot 10^{-6}} = 137,1 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Q_{x=6,75}}{b\delta_0} = \frac{97,5 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}} = 5,4 \text{ MPa}$$

Упоређи напон је:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2} = \sqrt{137,1^2 + 3 \cdot 5,4^2} = 137,4 \text{ MPa}$$

Упоредни напон избочавања:

$$\sigma_{uki} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1ki}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{ki}}\right)^2}} = \frac{137,4}{0,7805} = 285,9 \text{ MPa} > \sigma_p = 192 \text{ MPa}$$

Редуковани упоредни напон је таблична вредност:

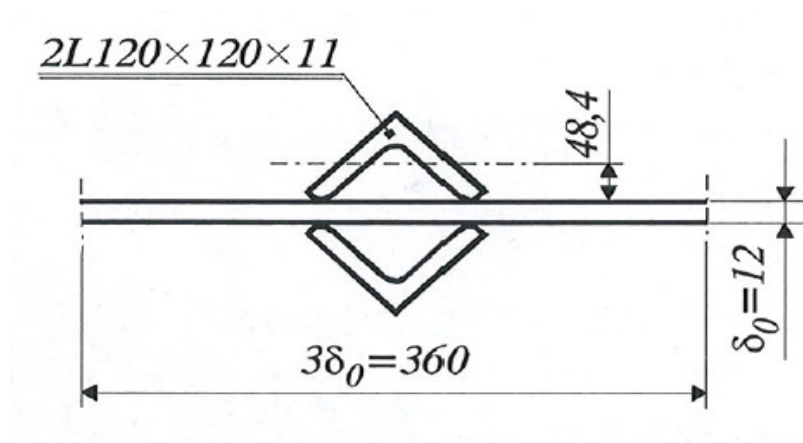
$$\sigma_{uk} = 22,3 \text{ MPa}$$

Степен сигурности против избочавања је:

$$v_b = \frac{\sigma_{uk}}{\sigma_u} = \frac{222,3}{137,4} = 1,62 > 1,35$$

9. Прорачун попречног укрућења изнад ослонца

Пресек укрућења приказан је на слици 6.4



Слика 6.4. Попречно укрућење изнад ослонца

Слободна висина укрућења је:

$$l_k = 150 \text{ cm}$$

Момент инерције пресека укрућења је:

$$I = 2 \cdot (140 + 25,4 \cdot 4,84^2) = 1460 \text{ cm}^4$$

Површина пресека је:

$$A = 2 \cdot 25,4 + 36 \cdot 1,2 = 50,8 + 43,2 = 94 \text{ cm}^2$$

Момент инерције је:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{1460}{94}} = 3,95 \text{ cm}$$

Виткост је :

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{150}{3,95} = 38 \xrightarrow{\text{усваја се}} \omega = 1,1$$

Напон извијања је:

$$\sigma = \frac{F_A}{A} \cdot \omega_x = \frac{975 \cdot 10^3}{95 \cdot 10^{-4}} \cdot 1,1 = 103,7 \text{ MPa}$$

Закључак

При конструкцији заварених 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.

При конструкцији заварених лимова носача нарочито треба обратити пажњу и детаљно дефинисати оптерећења којима је штап изложен. Треба дефинисати величину, то јест да ли је штап центрично или ексцентрично оптерећен. Када је то могуће, треба избегавати ексцентрично оптерећење, због појаве момента савијања и додатног напона у пресеку. Такође треба извршити анализу начина ослањања носача на његовим крајевима.

Због примене заваривања потребно је познавати примену температуре околине којој је штап изложен. Због склоности штапа крутом лому. Шав је веома осетљива и одговорна зона конструкције па због тога захтева пажњу и анализу. Заварени спојеви треба да буду одређеног квалитета с обзиром на :

- Материјал
- Припрему
- Додатни материјал
- Врста контроле
- Поступак и класификација

У прорачуну смо димензионисали штап, показали деловање критичних напона , проверавали да ли постоји избочавање штапа, и поставили укрућивање штапа. 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.

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.