

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Заварене и ливене конструкције

Број индекса: 382/2013

Светлана М. Стевић

**ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ЗАВАРЕНОГ
ЛИМЕНОГ НОСАЧА КОРИШЋЕЊЕМ
САВРЕМЕНОГ СОФТВЕРСКОГ ПАКЕТА**

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Весна Марјановић, ванр. проф.-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да одговори на задату тему редом:

1. Објашњење шта подразумевамо под пуним и решеткастим носачима
2. Начин прорачуна носача
3. Конструкција носача
4. Пример прорачуна завареног лименог носача на класичан начин према допуштеним напонима и деформацијама
5. Пример прорачуна по EVROCOD - у коришћењем програма AUTODESK ROBOT
6. Пример прорачуна и конструисања монтажних наставка помоћу AUTODESK ROBOT програма.

Препоручена литература:

- [1] Буђевац Д., Марковић З. и др., Металне конструкције, Грађевинска књига, 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, Грађевинска књига, Београд, 1984.
- [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, 2015

ментор:

Др Весна Марјановић, ванредни професор

Резиме

У оквиру задатка дат је кратак опис носача. Подељени су на пуне и решеткасте носаче. Пуну носачи су описани у виду основног облика, тј. како се спајају (заваривање, завртњеве), и како се прорачунавају. Затим су објашњени пуну носачи израђени од ваљаних профила. Посебно је дат опис пуних лимених носача, као и укрупњења вертикалних лимова. Извршено је димензионисање вертикалног лима (ребра), као и провера стабилности лима (избочавање, извијање). Приказане су, софтверски неке од могућности програма **Autodesk Robot Structural Analysis**. Детаљно је извршена анализа сила, напона и деформација за задату конструкцију, која је предходно израчуната класичном методом прорачуна. У програму је изабрана опција прорачуна по Еврокоду који примењује метод граничних стања, заснован на полу – пробабилистичком концепту прорачуна, уместо класичног детерминистичког који користи теорију допуштених напона.

Кључне речи: лимени носач, момент, софтвер, гранична стања, допуштен напон

Abstract

As part of the task a brief description of the beams is given. They were divided on the full and trusses. Full beams are described in the basic form ie. how to merge (welding, screws) and how to calculate. Then, the full beams made of rolled profiles are explained. In general consideration of the plane system calculation includes a force. Dimensioning of vertical panel (rib) is performed, as well as check of sheet stability (buckling, buckling). Some features of the software Autodesk Robot Structural Analysis are displayed. A detailed analysis of the forces, stresses and deformations for a given structure is done, which was previously calculated by the classical method of calculation. In the program, the calculation by Eurocode is selected which applies the boundary conditions method, based on the semi - probabilistic concept of the calculation, instead of the classical deterministic who uses the theory of allowable stress.

Keywords: sheet metal carrier, torque, software, limit state, permitted voltage

САДРЖАЈ

1	Увод	1
1.1.	Подела носача	2
1.2.	Пуни носачи.....	3
1.1.1	Основни облици и статички системи	3
1.1.2	Одређивање потребне висине носача према критеријумима нормалних вредности напона и угиба	6
1.3	Пуни носачи израђени од ваљаних профила.....	9
1.4	Пуни лимени носачи	11
1.5	Примена и статички системи пуних лимених носача	14
1.6	Општа разматрања прорачуна раванских система	15
1.7	Момент савијања.....	16
1.8	Нормални напони.....	18
1.9	Анализа израза за напон	22
1.10	Смицајни (тангенцијални) напон	24
1.11	Коњугованост смицајних напона	26
1.12	Правоугаони пресек.....	27
1.13	Троугласти пресек.....	30
1.14	Кружни пресек	30
1.15	Попречни пресеци чија се ширина нагло мења	31
1.16	Правци смицајних напона	32
1.17	Смицајни напон на контуру пресека.....	33
1.18	Димензионисање штапова при савијању	35
1.19	Димензионисање штапова од крутог материјала.....	36
1.20	Савијање	37
1.21	Контрола напона	41
1.22	Интеракција савијања и смицања.....	41
2	Димензионисање пуних лимених носача	44
2.1.	Димензионисање вертикалног лима (ребра)	44
2.2	Појасне ламеле	51
2.3	Димензионисање појасних угаоника	55
2.4	Облици носача и покривање дијаграма момента.....	56
3	Стабилности лима.....	59
3.1	Избочавање	59

3.2	Извијање	60
3.3	Бочно – торзионо извијање	61
3.4	Линеарно еластична теорија бочно – торзионог извијања	63
3.5	Извијање ексцентрично притиснутих елемената.....	66
4	Пример прорачуна и конструисања завареног лименог носача.....	68
5	AUTODESK ROBOT STRUCTURAL ANALYSIS	73
6	Моделирање и анализа конкретног носача	79
7	Закључак	114
8	Литература.....	116

САДРЖАЈ СЛИКА

Слика 1. Примена стубова са решеткастом испуном и лимених носача у фабричкој хали са мостном дизалицом

Слика 2. Напрезање пуних и решеткастих носача

Слика 3. Различити облици попречних пресека пуних носача: а) ваљани I- профил; б) пуни лимени носач у закованој изради; ц) пуни лимени носач у завареној изради

Слика 4. Ваљани и лимени профили I, IPB, "U"

Слика 5. Статички системи пуних носача

Слика 6. 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

Слика 7. Поређење карактеристика I и IPE- профила

Слика 8. Пуни носачи састављен од два или више ваљаних профила

Слика 9. Повећање носивости ваљаних профила: а) додавањем појасних ламела и б) расецањем ребра и уметањем завареног вертикалног лима

Слика 10. Пуни лимени носачи у завареној и закованој

Слика 11. Облици попречних укрућења код сандучастих носача: а) главни носач хале – спрег као укрућење; б) портални кран – рамовско укрућење; ц) железнички мост – укрућење у виду дијафрагме

Слика 12. Попречни пресеци пуних лимених носача у мостоградњи: а) и б) железнички; ц) и д) друмски

Слика 13. Облици пуних лимених носача

Слика 14. Приказ смера за унутрашње силе

Слика 15. Приказ смерова унутрашњих сила на примеру

Слика 16. Напони

Слика 17. Попречни пресеци

Слика 18. Деформисање елементарног исечка

Слика 19. Приказ савијање услед момента савијања

Слика 20. Кривљење попречних пресека

Слика 21. Бернулијева хипотеза о равном пресеку приказана сликом

Слика 22. Савијени елементи са кривљењним и равним пресецима

Слика 23. Неутрални слој

Слика 24. Нормални напон

Слика 25. Неутрални слој и неутрална линија

Слика 26. Тачке неутралне линије

Слика 27. Нормални напон греде

Слика 28. Расподела нормалног напона код греде

Слика 29. Исечак дужине dx

Слика 30. Смицајни напон τ

Слика 31. Резултанта смицајних напона τ

Слика 32. Смицајни напони

Слика 33. Правоугаони пресек

Слика 34. Правоугаони пресек

Слика 35. Правоугаони пресек

Слика 36. Троугласти пресек
Слика 37. Кружни пресек
Слика 38. Попречни пресеци
Слика 39. Правци смицајних напона код правоугаоног попречног
Слика 40. Правци смицајних напона код кружног попречног пресека
Слика 41. Правци смицајних напона код троугластог попречног пресека
Слика 42. Резултујући смицајни напон
Слика 43. Нормални и смицајни напон код савијања штапова
Слика 44. Тежишна оса
Слика 45. Приказ еластичне линије савијене греде
Слика 46. Кривљење осе услед савијања
Слика 47. Приказ еластичне линије, угиба и угао φ
Слика 48. Приказ угиба, и увећан приказ угиба
Слика 49. Савијање
Слика 50. Смицајни и нормални напони
Слика 51. Редуковани момент за класу 1 и 2
Слика 52. Приказ упоредног напона
Слика 53. Попречна – вертикална укрућења ребра
Слика 54. Облици попречних укрућења код: а) заварених и б) закованих носача
Слика 55. Попречна укрућења
Слика 56. Подужна укрућења
Слика 57. Заковани носач - веза укрућења за ребро носача
Слика 58. Подужни монтажни наставак
Слика 59. Појасне ламеле код једнозидних, двозидних и вишезидних носача
Слика 60. Ефективна ширина појасних ламела
Слика 61. Обликовање појасних ламела код заварених носача
Слика 62. Различити попречни пресеци појасева заварених носача
Слика 63. Шематски приказ попречног пресека са ознакама
Слика 64. Различите могућности повећања површине појасних ламела
Слика 65. Графичко одређивање теоријског почетка ојачања
Слика 66. Одређивање теоријског почетка код носача са континуалним оптерећењем
Слика 67. Диспозиција оптерећења лима
Слика 68. Различити видови извијања притиснутих елемената
Слика 69. Бочно – торзионо извијање конзолног носача
Слика 70. Бочно – торзионо извијање просте греде
Слика 71. Различити видови извијања ексцентрично притиснутих елемената
Слика 72. Изглед попречног пресека I профила
Слика 73. Група софтвера за грађевинске конструкције
Слика 74. Прозор за одабир нове конструкције
Слика 75. Радно окружење програма Autodesk Robot Structural Analysis
Слика 76. Одабир стандарда за прорачун конструкције
Слика 77. Подмодули
Слика 78. Приказ резултата

САДРЖАЈ ТАБЕЛА

Табела 1. Погонске класе дизалице

Табела 2. Дебљина појасних ламела

Табела 3. Условно нормирани допуштени напон

Табела 4. вредности коефицијента k

Табела 5. Висина носача уз истовремено искоришћење нормалног напона и угиба

1 Увод

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 правога савијања, савијање силама, косога савијања, косога савијања силама и ексцентричног притиска или затезања. Што се тиче ексцентричног притиска односно затезања, треба напоменути да се код носача јављају напрезања у области великих ексцентрицитета, то јест таква напрезања код којих су утицаји савијања знатно већи од оних изазваних аксијалним напрезањем, било да је реч о затезању или притиску. Ригле оквирних носача представљају карактеристичан пример носача са напрезањем у зони великих ексцентрицитета. Елементи код којих се јављају ексцентрични притисак или затезање у зони малих ексцентрицитета не спадају у носаче, јер је код њих доминантан утицај аксијалних сила. [1], [2]

Носачи по свом облику могу бити изведени тако да им уздужна оса буде права, изломљена (полигонална) права и крива линија. При томе најчешће се срећу прави носачи, ређе полигонални и криви носачи, због компликованије израде и прорачуна истих.

По конструктивном извођењу разликују се пуни и решеткасти носачи. У новије време (након Другог светског рата) развојем технологије заваривања примена пуних (кутијастих) носача постала је доминанта у односу на решеткасте носаче због:

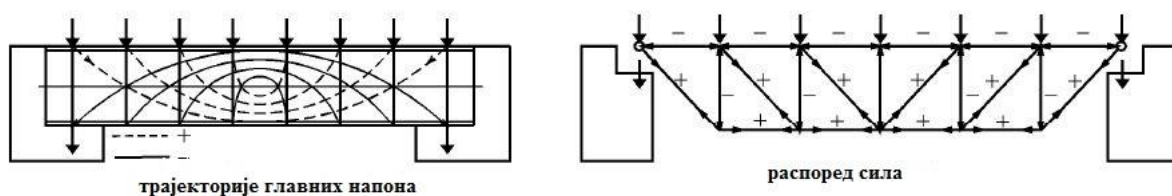
- једноставније израде и припреме,
- мање висине носача (предност нарочито у затвореним просторима).



Слика 1. Примена стубова са решеткастом испуном и лимених носача у фабричкој хали са мостном дизалицом

1.1. ПОДЕЛА НОСАЧА

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 повезивење горњег и доњег појаса остварено штаповима испуне – вертикалама и дијагоналама. Иако имају исту функцију и супростављају се сличном или чак истом оптерећењу, пуни и решеткасти носачи се битно разликују, како по начину напрезања, тако и по конструкцијском обликовању. Док се пријем момента савијања и код решеткастих и код пуних носача остварује на сличан начин, помоћу појасних штапова односно ламела, постоје значајне разлике у пријему трансвезалних (смицајних) сила. Код решеткастих носача пријем смицајних сила се остварује аксијалним напрезањем штапова испуне, док се код пуних носача трансвезалне силе преносе преко ребра изазивајући у њему смицајне напоне. Међутим, ипак се могу уочити сличности између трајекторија главних напона притиска и затезања у ребру носача и напрезања штапова испуне решеткастог носача (слика 2). [1]



Слика 2. Напрезање пуних и решеткастих носача [1]

И пуни и решеткасти носачи имају своје предности и мане, па избор једног од ова два типа носача зависи од низа чињеница, 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. Једноставне, равне површине и мањи обим по јединици дужине проузрокују јефтинију антикорозиону заштиту пуних носача. Због лакше израде пуни носачи могу бити јефтинији од решеткастих и када је њихова тежина већа за 10 до 20%. Такође, пуни носачи имају извесну резерву носивости, која се креће између 10 и 15%, а последица је пластификације попречног пресека, па се може рећи да имају већи степен сигурности од решеткастих носача. Међутим, за веће распоне и већа оптерећења пуни носачи постају тешки и неекономични, па се у таквим случајевима препоручује примена решеткастих носача. У погледу распона, граница економичности између пуних и решеткастих носача креће се у опсегу од 20 до 30 m, зависно од интензитета корисног оптерећења и статичког система. За распоне преко 30 m свакако су економичнији решеткасти носачи.

1.2. Пуни носачи

Носач је доминанто оптерећен на савијање. Ако конструкција садржи само линијске елементе, онда по својој геометријској форми може да буде изведена у облику: [2], [3].

- гредних конструкција од пуних носача,
- оквирних конструкција од пуних носача и
- решеткастих конструкција.

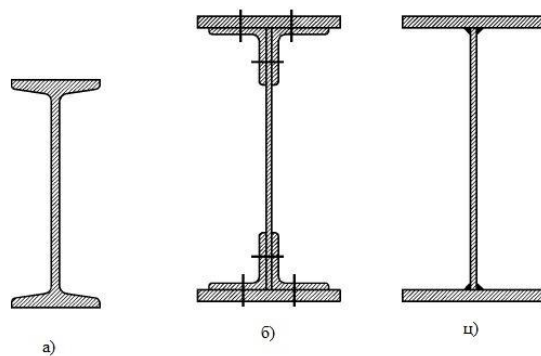
Носеће конструкције транспортних, рударских и грађевинских машина су углавном заступљене са овим облицима.

При формирању рачунских модела, неопходно је узети у обзир начин међусобног повезивања елемената у конструкцији. Места повезивања елемената се називају чворовима.

Код пуних носача појасеви профила су међусобно везани по целој дужини вертикалним зидом, па су по томе и добили назив. Облик носача условљен је пре свега његовом улогом у конструкцији, а битно зависи од начина израде, статичких и конструктивних услова, минималне цене израде, па и естетских захтева.

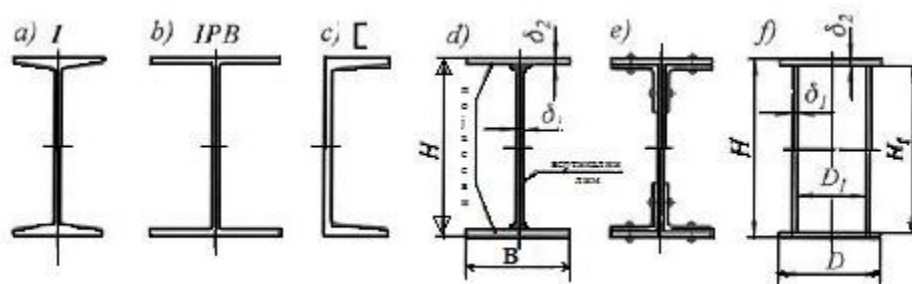
1.1.1 Основни облици и статички системи

Као пуни носачи углавном се користе стандардни ваљани профили (I, IPB, “U”(сл.4)) (слика 3 а) и профили образовани спајањем равних челичних лимова помоћу прикључних угаоника и закивака (слика 3 б) или директним заваривањем (слика 3 ц). 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. [1], [2], [3].



Слика 3. Различити облици попречних пресека пуних носача: а) ваљани I- профил; б) пуни лимени носач у закованој изради; в) пуни лимени носач у завареној изради [1]

Лимени заковани носачи (слика 3 б), састоје се од: појасних ламела, вертикалног лима и појасних угаоника. Лимени заварени носачи (слика 3 в), састоје се од: појасних ламела и вертикалног лима (ребра).



Слика 4. Ваљани и лимени профили [3]

Примена ваљаних носача је у погледу распона и оптерећења ограничена, тако да ће се главни акценат односити на заварене лимене носаче.

Емпиријске препоруке за избор димензија попречног пресека носача у првом приближењу су:

$$H = \frac{L}{14 \div 20}, \quad D = \frac{H}{2 \div 3}, \quad D_{\min} = \frac{L}{50}, \quad D_1 \geq 65\delta_2 R, \\ D_1 \geq 300 \text{ mm}, \leq (24 \div 30)\delta_2 R, \quad (1)$$

где су: L – распон носача као проста греда,

$$R = \sqrt{\frac{R_e}{R_{ei}}} \quad (2)$$

R_e – напон границе течења за Č. 0361 и одговарајуће (δ),

R_{ei} – напон границе течења примењеног квалитетнијег челика.

Дебљина вертикалног лима се усваја у дијапазону $\delta_1 = 5 \div 15 \text{ mm}$, и у првом приближењу се у зависности од погонске класе дизалице (JUS M. D1. 020), може усвојити према табели 1.

Табела 1. Погонске класе дизалице

$H \sim H_1$ [mm]	δ_1 [mm] за погонске класе			
	I	II	III	IV
До 500	5	5	6	8
>500 ÷ 1000	5	5	6	8
>1000 ÷ 1600	5	6	8	10
>1600	5	8	10	10

У условима повишене корозије $\delta_{1\min} = 8 \text{ mm}$.

Дебљина појасних ламела треба да буде: $\delta_2 \sim 1,3\delta_1$, односно могу се усвојити вредности из табеле 2.

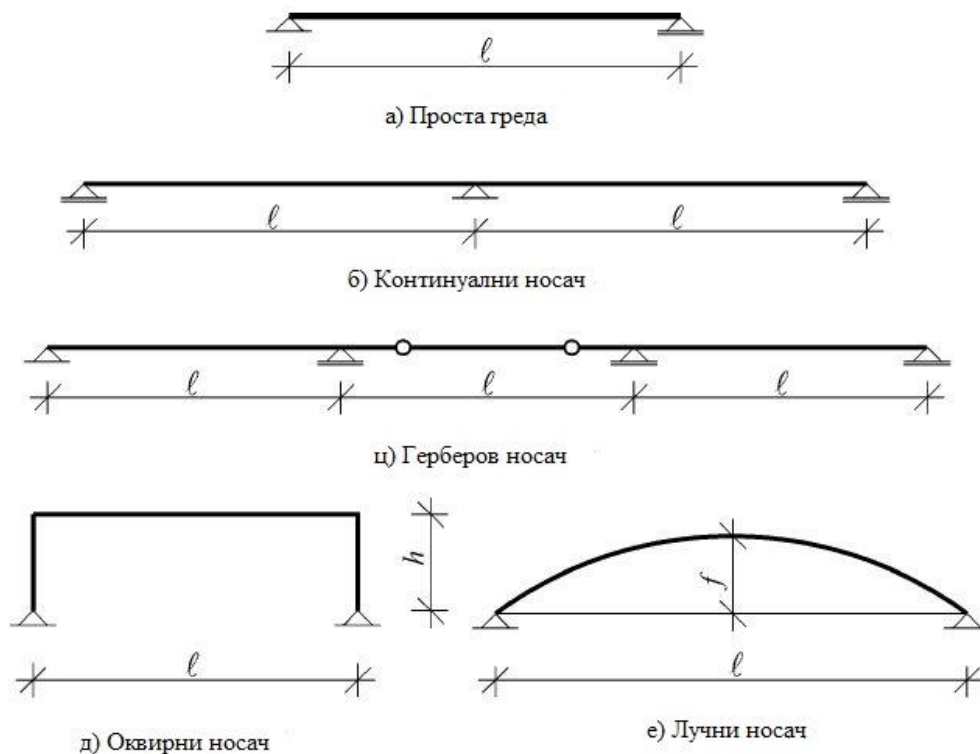
Табела 2. Дебљина појасних ламела

δ_1	5	6	7	8	10	12	15
δ_2	7	8	10	10	12	15	20

Препоруке у табели 1 представљају минималне вредности дебљине вертикалног лима према његовој висини ($H \sim H_1$), које захтевају адекватна укрућења, да би се постигла потребна стабилност против избочавања лима.

Што се тиче статичког система најчешће се примењују гредни носачи (просте греде, континуални носачи и ређе Герберови носачи), мада се, не ретко примењују и оквирни и лучни носачи. На слици 5 су приказани карактеристични статички системи пуних носача.

Облик носача зависи од облика елемента носача, начина израде, статичких и конструктивних услова, естетских захтева и економичности. За просту греду облик је најчешће правоугаоник, а у тежњи да се носач боље прилагоди статичким условима додаје му се трапезасти, параболични или полупараболични облик. За континуалне носаче облик такође може бити правоугаони, а појачање према моментима савијање постиже се додавањем ламела над ослонцима или се носач самим обликом прилагођава линији граничних вредности момента. За систем лучних носача се бира тако да средња линија што боље прилагоди отпорној линији да би се моменти савијања свели на што мању меру.



Слика 5. Статички системи пуних носача [1]

1.1.2 Одређивање потребне висине носача према критеријумима нормалних вредности напона и угиба

Да би се према критеријуму напона одредила потребна висина носача, потребно је са извесним упрошћењима написати израз за површину попречног пресека у функцији само од укупне висине носача ($A = f(H)$). [4]

Површина попречног пресека према ознакама (слика 6) износи:

$$A = 2 \cdot (H_1 \cdot \delta_1 + D \cdot \delta_2) = 2 \cdot (H_1 \cdot \delta_1 + A_p) \rightarrow A_p = \frac{1}{2}A - H_1 \cdot \delta_1 \quad (3)$$

Ако се занемаре сопствени моменти инерције појасних лимова, а сматрајући да је ($H_1 \sim H$), односно ($H - \delta_2 \sim H$), може се написати приближни израз за отпорни момент пресека:

$$W_x \cong \frac{2 \cdot I_x}{H} = A_p \cdot H + \frac{\delta_1 \cdot H^2}{3} \quad (4)$$

Заменом израза за површину појасева (A_p), може се добити вредност за површину пресека у облику:

$$A = \frac{2 \cdot W_x}{H} + \frac{4}{3} \cdot H \cdot \delta_1 \quad (5)$$

Екстрем ове функције од (H), у којој су W_x и δ_1 константе, износи:

$$\frac{dA}{dH} = -2 \cdot \frac{W_x}{H^2} + \frac{4}{3} \cdot \delta_1 = 0 \quad (6)$$

одакле се добија минимална висина носача према критеријуму чврстоће:

$$H_{\zeta} = H = \sqrt{\frac{3 \cdot W_x}{2 \cdot \delta_1}} = \sqrt{\frac{3 \cdot M_x}{2 \cdot [\sigma] \cdot \delta_1}} \quad (7)$$

где су :

M_x – максимални момент савијања носача у вертикалној главној равни,

δ_1 – претходно усвојена дебљина вертикалног лима према табели 1, а за претпоставку у првом приближавању ($H = L/17$),

$[\sigma]$ – условно нормирани допуштени напон за ово димензионисање који обухвата утицај угаоних шавова као и не узимање у обзир утицаја оптерећења у хоризонталној равни, а чије су вредности дате у табели 3.

Табела 3. Условно нормирани допуштени напон

	Ћ.0361 , Ћ.0363	Ћ.0451 , Ћ.0453	Ћ.0561 , Ћ.0563
$[\sigma]$ kN/cm^2	10	12,5	14,5

За одређивање минималне висине носача према критеријуму нормираног угиба користимо иста предходна упрошћења ($H_1 \sim H$, $H - \delta_2 \sim H$), усвајајући још препоручене вредности за ширину носача ($D = H/2,5$), као и дебљину лима појаса (δ_2) према табели 2. За усвајање дебљине вертикалног лима (δ_1) користи се вредност висине (H_{ζ}) према изразу (7). Приближан израз за момент инерције у функцији од висине носача гласи:

$$I_x \cong \left(\frac{\delta_1}{6} + \frac{\delta_2}{5} \right) \cdot H^3 \quad (8)$$

Угиб носача под дејством два међусобно повезана оптерећења (притисци точкова $F_1 > F_2$), када је F_1 у средини распона носача, износи:

$$f = \frac{F_1 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \cdot [1 + \alpha \cdot (1 - 6 \cdot \beta^2)] \leq f_{\max} \quad (9)$$

где су:

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1} \leq 1, \quad \beta = \frac{b}{L}$$

b – међусобно растојање оптерећења (точкова),

L – распон носача између ослонаца.

За усвојену нормирану вредност угиба $-f_{\max}$, минималана висина носача износи:

$$H_f = H = \sqrt[3]{\frac{F_1 \cdot L^3 \cdot [1 + \alpha \cdot (1 - 6 \cdot \beta^2)]}{48 \cdot E \cdot (0,166 \cdot \delta_1 + 0,2 \cdot \delta_2) \cdot f_{\max}}} \quad (10)$$

$$f_{\max} = k \cdot L \quad (11)$$

У зависности од начина управљања дизалицом, као и од погонске класе, вредности коефицијента (k) дати су у табели 4.

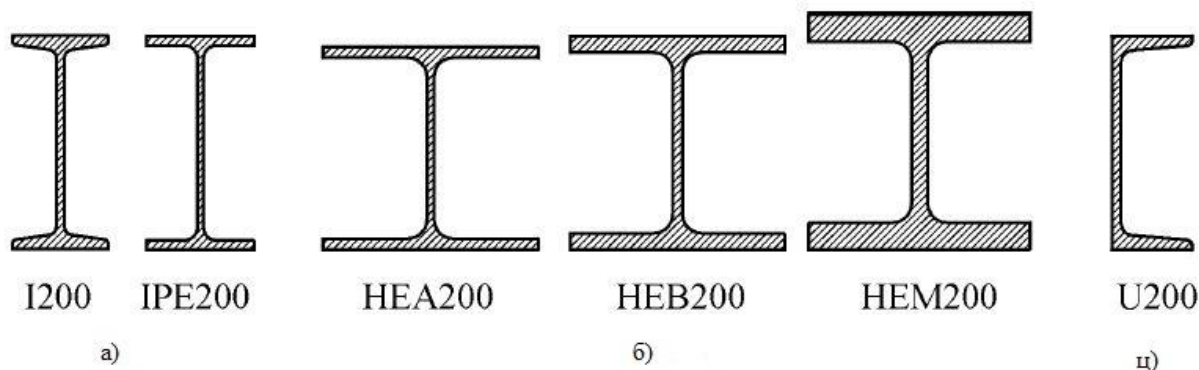
Табела 4. вредности коефицијента k

		Погонске класе			
		I	II	III	IV
k	управљање са пода хале	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{700}$	Није предвиђено
	управљање из кабине са стране моста	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{900}$
	управљање из кабине у средини распона моста	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$

Коначно, за даље доказе усваја се висина H (као већа вредност између предходно добијених) и према њој се даље, користећи препоруке, усвајају δ_1, δ_2 и D . Наредни критеријуми, који још утичу на одређивање димензије носача, зависе од места уградње шине на горњем појасу носача.

1.3 Пуни носачи израђени од ваљаних профила

Пуни носачи израђени од ваљаних профила имају велику примену у зградству где су распони релативно мали, а оптерећења мирна и умереног интензитета. Предност ваљаних у односу на пуне лимене носаче огледа се у минимализацији радионичких захтева, па самим тим и трошкова. Ваљани профили имају већу тежину од еквивалентних носача, чије се димензије могу ускладити уз оптимално искоришћавање напона. Њихова већа једначина 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 отпорног момента и момента инерције попречног пресека, па самим тим и на његову носивост и крутост. Овај недостатак на неки начин се компензује мањом јединичном ценом ваљаних профила. Од широке палете ваљаних профила најчешће се као носачи користе I- профил са уским (слика 6 а) или широком ножицама (слика 6 б) и ређе U- профили (слика 6 ц). [1]



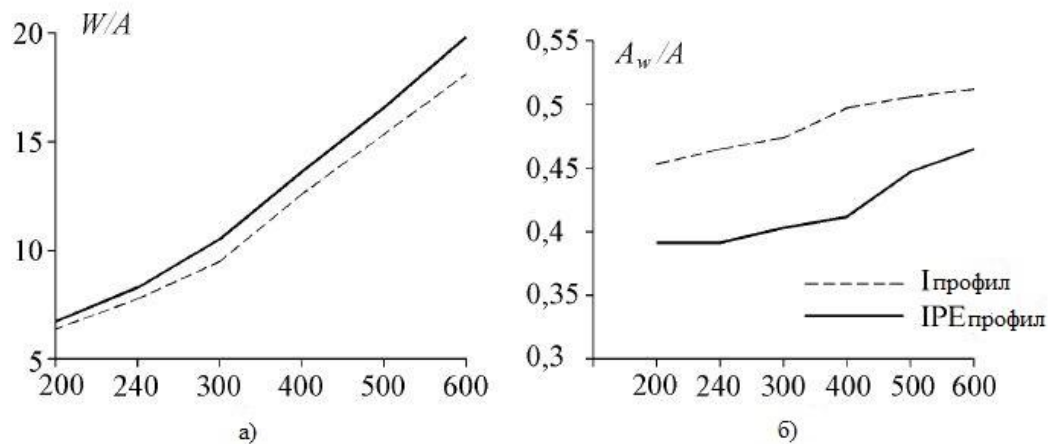
Слика 6. Различити типови ваљаних профила који се користе као носачи: а). I - профили са уским ножицама (I и IPE); б). I- профили са широком ножицама (HEA, HEB и HEM); ц). U- профили [1]

Употреба ваљаних I - профили 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. Нормалан ваљани I - профил, који је све до педесетих година овог века имао огромну примену, потиснут је од стране IPE – профила. Предности IPE – профила, на основу којих је готово у потпуности заменио класични I - профил, су следеће:

- Паралелне стране ножица не захтевају косе подложне плочице, а подвезице се могу поставити са обе стране,

- Однос отпорног момента и површине (W_y/A) који осликава рационалност попречног пресека, већи је него код класичног I - профила (слика 7 а),
- Ножице су шире, па је повећана носивост око слабије осе, а са тим и стабилност на бочно торзионо извијање,
- Дебљина ребра је маља него код класичног I - профила (слика 7 б).

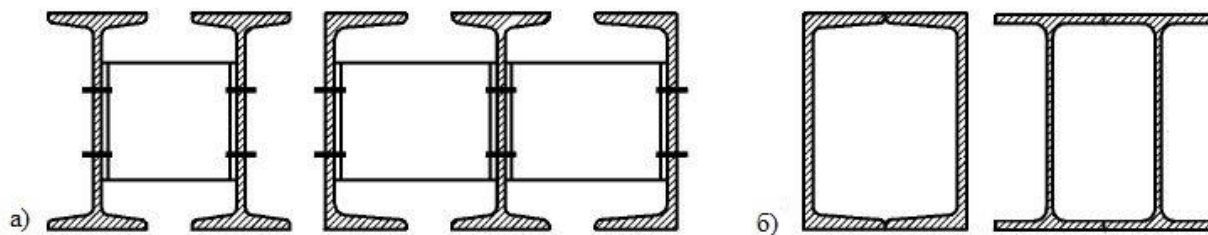
Примена ваљаних профила са широким ножицама (НЕА, НЕВ и НЕМ) препоручује се када је носач изложен косом савијању, затим, када носач није бочно придржан и када је ограничена грађевинска висина. Пожељно је користити НЕА и НЕВ профиле, док НЕМ-профиле треба избегавати због њихове велике тежине. У поређењу са I - профилима са уским ножицама ови профили захтевају мању конструктивну висину, али су знатно тежи. Опредељење за један од поменутих типова I - профила зависи од тога који од наведених услова је строжији, односно које решење је економичније. Применом профила са широким ножицама повећава се тежина, а самим тим и цена челичне конструкције, али се смањује грађевинска висина, па се код вишеспратних зграда могу остварити знатне уштеде на фасади. Осим тога ваљани I - профили са широким ножицама имају већу носивост од профила са уским ножицама, па се примењују и у случајевима када распон и оптерећење носача диктирају носивост већу од оне коју поседују I или IPE- профили.



Слика 7. Поређење карактеристика I и IPE- профила [1]

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 8) или
- ојачањем ваљаног профила (слика 9).



Слика 8. Пуни носачи састављени од два или више ваљаних профила [1]



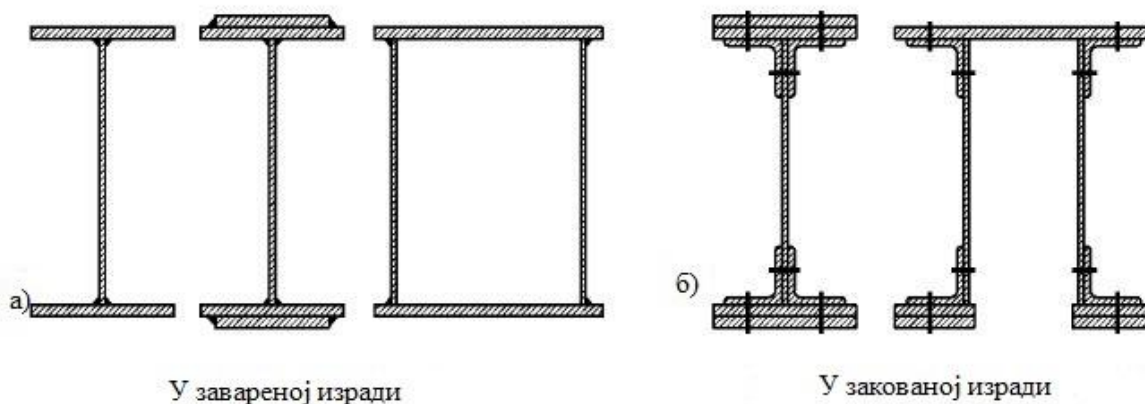
Слика 9. Повећање носивости ваљаних профила: а) додавањем појасних ламела и б) расецањем ребра и уметањем завареног вертикалног лима [1]

1.4 Пуни ЛИМЕНИ НОСАЧИ

Пуни лимени носачи могу да буду:

- једнозидни – отвореног попречног пресека (бисиметрични или моносиметрични I пресеци),
- вишезидни – отвореног или затвореног – сандучастог попречног пресека (једноћелијског или вишећелијског) [4]

Облици лимених носача могу бити најразличитији докле год је рационално искоришћен материјал, али у највећем броју случајева користи се свега пар конструкција (слика 10). [1]



Слика 10. Пуни лимени носачи у завареној и закованој изради [4]

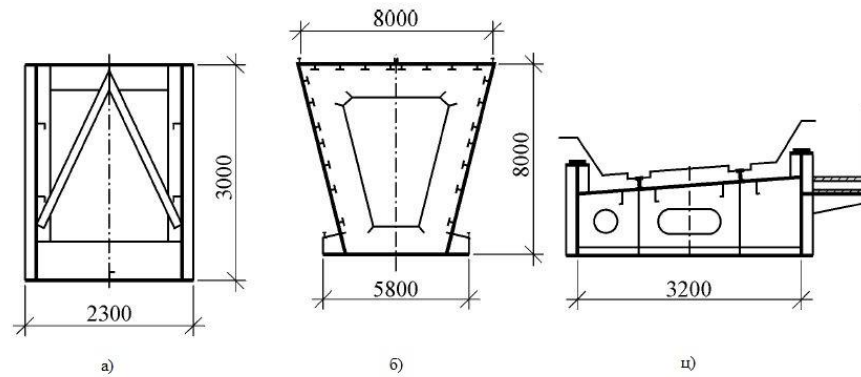
Предности пуних лимених носача: [4]

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

Недостатак пуних лимених носача:

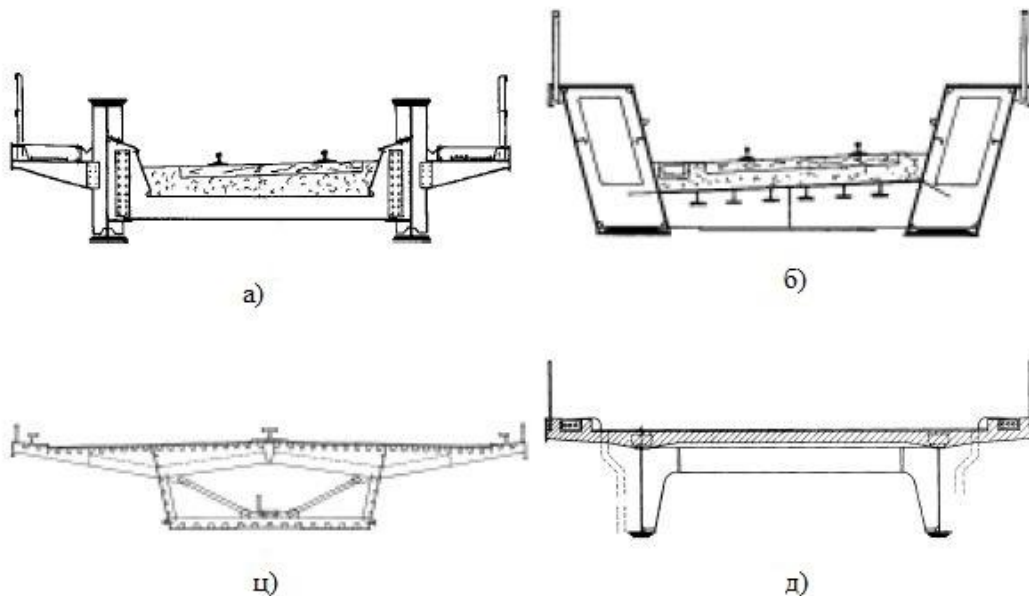
- већа јединична цена у односу на ваљане профиле.

Примена двозидних или сандучастих носача 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. Сандучасте носаче имају велику торзиону крутост, стабилност на бочно – торзионо извијање је такође повећана, као и крутост на савијање око слабије осе инерције. Сандучасте носаче изискују већи утрошак челика. Код 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. Попречна укрућења могу да се изведу у виду спрега (слика 11 а), оквира (слика 11 б) или пуног зида – дијафрагме (слика 11 ц). У случају када су попречни пресеци проходни, то јест када су унутрашње димензије носача (ширина/висина) веће од 650/900 mm, неопходно је предвидети отворе на дијафрагмама како би се обезбедио пролаз за особље за одржавање. Када су сандучасте носаче непроходни није потребна антикорозиона заштита унутрашњег дела сандука. Непроходни делови се херметички затварају, па је антикорозиона заштита унутрашњих површина непотребна. [1]



Слика 11. Облици попречних укрућења код сандучастих носача: а) главни носач хале – спрег као укрућење; б) портални кран – рамовско укрућење; ц) железнички мост – укрућење у виду дијафрагме [1]

Попречна укрућења такође имају функцију укрућења ребра против избочавања, а на ослонцима и местима деловања концентрисаних сила обезбеђују правилно уношење сила. У мостоградњи се искључиво користе пуни лимени носачи, што је последица великих распона и оптерећења, која се 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 карактеристични примери попречних пресека пуних лимених носача који се примењују у мостоградњи приказани су на слици 12.



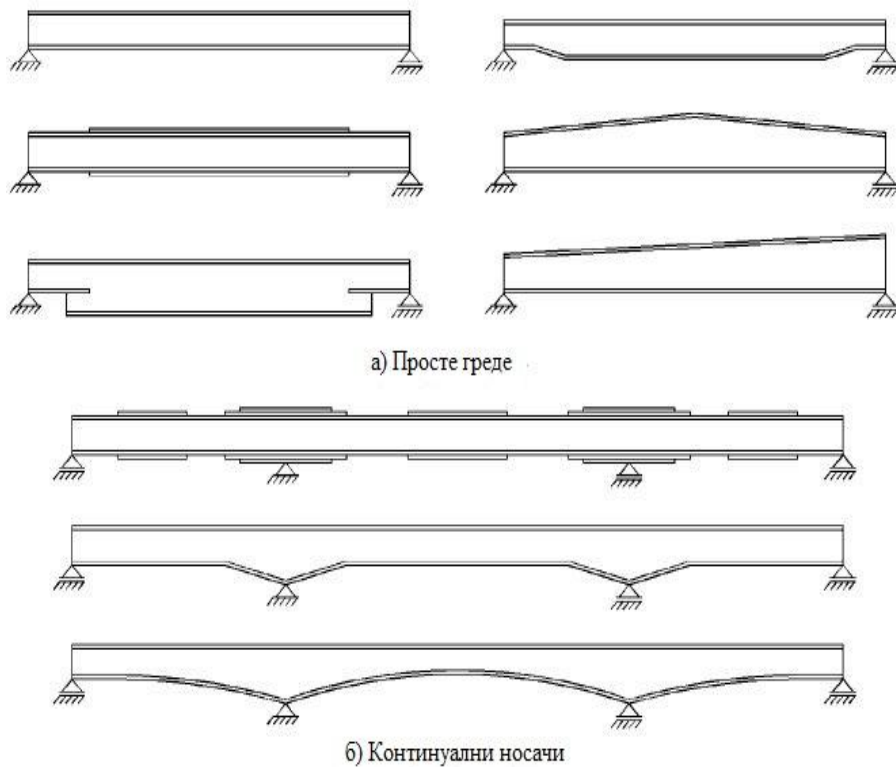
Слика 12. Попречни пресеци пуних лимених носача у мостоградњи: а) и б) железнички; ц) и д) друмски [1]

1.5 ПРИМЕНА И СТАТИЧКИ СИСТЕМИ ПУНИХ ЛИМЕНИХ НОСАЧА

Примена пуних лимених носача у мостоградњи су главни конзолни носачи, а у зградству крански носачи, подни носачи, подвлаке,...

Статички системи:

- гредни системи (проста греда и континуалан носач (слика 13));
- оквирни носачи,
- системи са косим затегама;
- viseћи системи.



Слика 13. Облици пуних лимених носача [1]

1.6 ОПШТА РАЗМАТРАЊА ПРОРАЧУНА РАВАНСКИХ СИСТЕМА

Спољне силе које потичу услед оптерећења, називају се “ активним силама ”. Спољне силе на ослонцима називају се “ реактивним силама ”. Услед дејства спољних сила, унутар еластичног тела постоје “ унутрашње силе ”. Активне силе могу да буду концентрисане и расподеле. Условно се предпоставља да концентрисане силе делују на конструкцију у тачки. Расподеле силе делују по целој или само делимичној дужини конструкције, равномерно или по неком задатом закону. [3]

Активне силе могу бити покретне или непокретне. Непокретне силе не мењају положај своје нападне линије, док покретне мењају свој положај по конструкцији.

Активне силе према карактеру деловања могу да делују статички или динамички. При статичком дејству, оне постепено током времена повећавају свој интензитет од нуле до своје коначне вредности. Ако сила мења свој интензитет у кратком временском интервалу, поготово ако је та промена периодична, онда се ради о динамичким силама које ће извести осциловање конструкције.

Конструкција је састављена од еластичних елемената, које се деформишу услед спољних сила, тако да се у њима јављају унутрашње силе или унутрашњи утицаји.

Понашање конструкције се посматра у области еластичних (веома малих) деформација, што омогућава коришћење принципа независности дејства сила.

Обзиром да конструкција представља просторни систем, у већини случајева може се разложити, при прорачуну, у раванске подсистеме.

Равански систем представља такав систем, у коме се геометријске осе елемената, као и правци свих спољних сила, леже у једној равни.

Код статички одређених раванских система, минималан потребан број веза је три степени слободе, постављених тако на конструкцију, да систем буде кинематички неизмењив. Аналитички изрази овог услова:

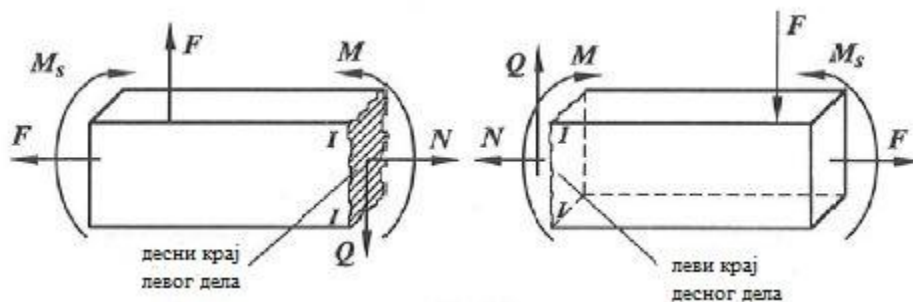
$$\sum X = 0 \quad (12)$$

$$\sum Y = 0 \quad (13)$$

$$\sum M = 0 \quad (14)$$

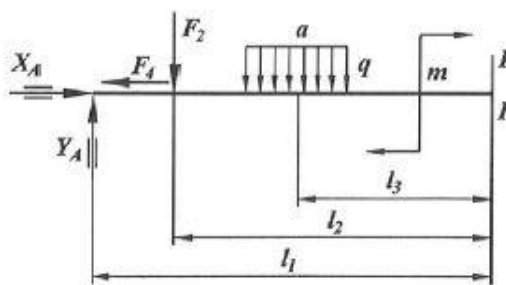
Једначине (12) и (13) доказују да неће доћи до трансляторног померања крутог тела у правцу одговарајућих оса, а једначина (14) указује да неће доћи до ротације крутог тела око било које тачке у равни.

При одређивању унутрашњих сила (утицаја), користи се смер као што је приказан на слици 14.



Слика 14. Приказ смера за унутрашње силе [3]

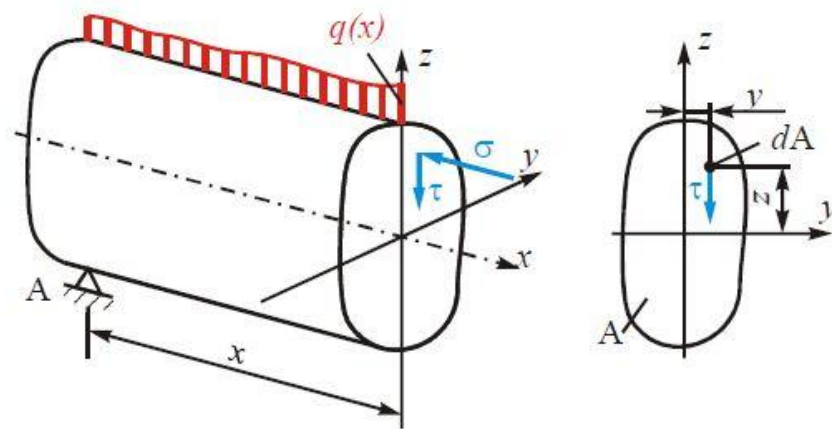
Ако је после замене вредности оптерећења резултујући знак вредности утицаја позитиван, смерови утицаја (M , N , Q) у пресеку се поклапају са смеровима приказаних на слици 15. Негативна вредност утицаја указује на супротан смер од оног који је приказан на слици 15.



Слика 15. Приказ смерова унутрашњих сила на примеру [3]

1.7 МОМЕНТ САВИЈАЊА

Напони, односно елементарне силе у пресеку своде се на резултујућу силу која је једнака трансверзалној сили F_t и резултујући момент који је једнак моменту савијања M . [9]



Слика 16. Напони [9]

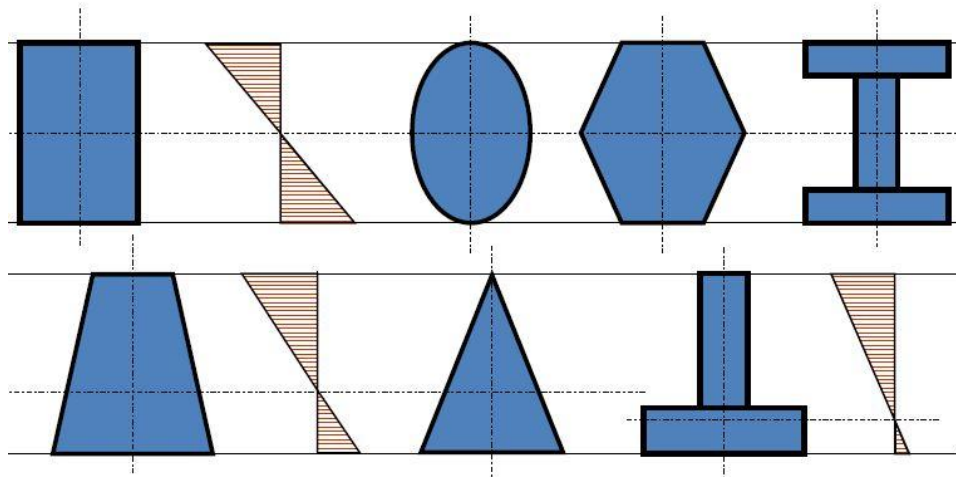
Услови равнотеже одсеченог дела греде су:

$$\sum F_x = 0 \quad - \int_A \sigma \cdot dA = 0 \quad ; \quad \sum M_x = 0 \quad - \int_A \tau \cdot \varphi \cdot dA = 0 \quad (15)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad M - \int_A \sigma \cdot z \cdot dA = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_z = 0 \quad F_T - \int_A \tau \cdot dA = 0 \quad ; \quad \sum M_z = 0 \quad \int_A \sigma \cdot y \cdot dA = 0 \quad (17)$$

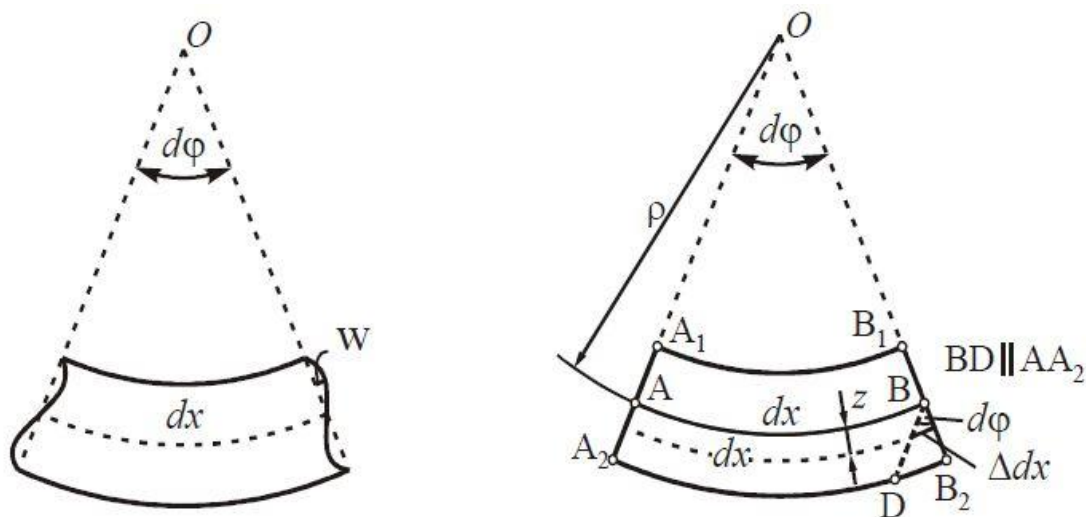
Облик попречног пресека не утиче на дијаграм нормалних напона, односно дијаграм има исти облик за све попречне пресеке – расподела је увек линеарна.



Слика 17. Попречни пресеци [9]

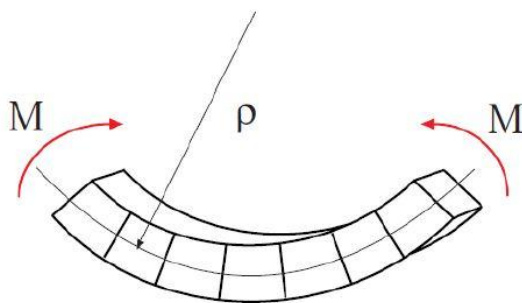
1.8 НОРМАЛНИ НАПОНИ

Посматра се деформисање елементарног исечка дужине dx издвојеног из греде. Попречни пресеци греде при савијању стварно не остају равни, већ образују нагнуте искривљене површи, приказани су на слици 18. [9]



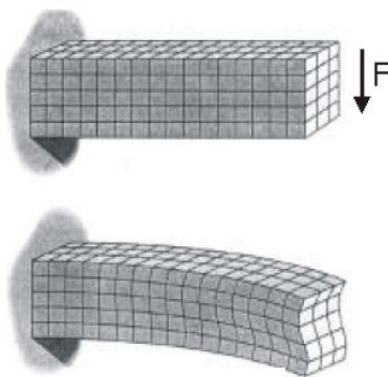
Слика 18. Деформисање елементарног исечка [9]

Релативно нагињање блиских попречних пресека јавља се као последица деловања момента савијања (слика 19).



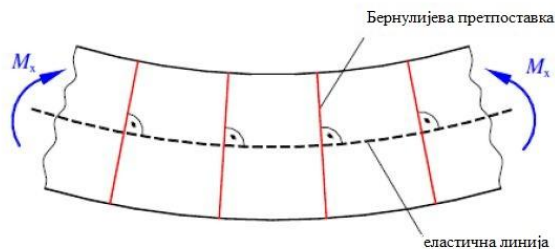
Слика 19. Приказ савијање услед момента савијања [9]

Кривљење (депланација w) попречних пресека последица је деловања трансверзалних сила (смицајних напона), приказано на слици 20.



Слика 20. Кривљење попречних пресека [9]

По Бернулијевој хипотези о равном пресеку попречни пресек се сматра равним (у питању су мале деформације), (слика 21). Влакна која не мењају своју дужину образују једну површ – неутралан слој. У тачкама тог слоја нормални напон једнак је нули ($\sigma = 0$), у противном, влакна неутралног слоја променила би своју дужину. Растојање тачака неутралног слоја од центра кривине O јесте полупречник кривине ρ .

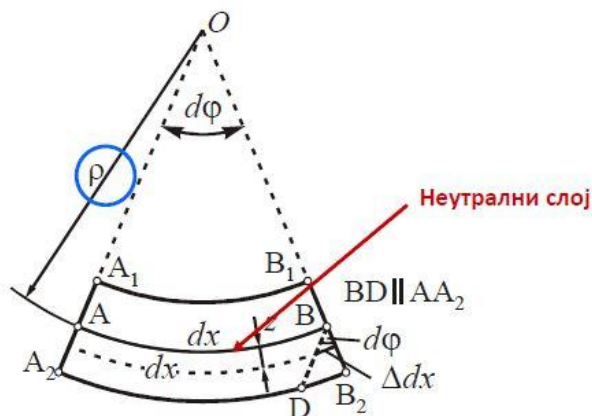


Слика 21. Бернулијева хипотеза о равном пресеку приказана сликом [9]

Пресечна линија нагнутих равни пролази кроз тачку O која представља центар кривине (слика 22).



Слика 22. Савијени елементи са кривљењним и равним пресецима [9]



Слика 23. Неутрални слој [9]

Влакна која не мењају своју дужину образују једну површ – неутрални слој. У тачкама тог слоја нормални напон једнак је нули $\sigma = 0$. Растојање тачака неутралног слоја од центра кривине O јесте полупречник кривине ρ , као што је и приказано на предходној слици.

У тачки B се повуче линија BD паралелна са линијом AA₂ (BD $\parallel$ AA₂). На растојању z од неутралног слоја налази се влакно које је променило своју дужину за $\Delta dx = B'C'$. Даље следе једначине за полупречник кривине:

$$\left. \begin{aligned} \Delta dx &= z \cdot d\varphi \\ dx &= \rho \cdot d\varphi \end{aligned} \right\} \Rightarrow \quad (18)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{\Delta dx}{dx} = \frac{z}{\rho} = k \cdot z \quad (19)$$

Из једначине (18) добијамо полупречник кривине, који се дефинише изразом:

$$k = \frac{1}{\rho} \quad (20)$$

$$\rho = \rho(z) ; k = k(z) \quad (21)$$

По Хуковом закону, нормалан напон је:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot k \cdot z \quad (22)$$

Дејство једног влакна на друго се занемарује, односно напон у попречном правцу не постоји ($\sigma_z = 0$), па се напрезање греде може сматрати једноосним.

Заменом израза за напон у прву једначину равнотеже, добија се:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow \int_A \sigma \cdot dA = \int_A E \cdot k \cdot z \cdot dA = E \cdot k \int_A z \cdot dA = E \cdot k \cdot S_y = 0 \quad (23)$$

$$E \cdot k \cdot S_y = 0 ; E \neq 0 \quad k \neq 0 \quad (24)$$

Статички момент за Y- тежишну оса гласи:

$$\Rightarrow S_y = 0 \quad (25)$$

Заменом израза за напон у шесту једначину равнотеже, добија се:

$$\int_A \sigma \cdot y \cdot dA = \int_A E \cdot k \cdot y \cdot z \cdot dA = E \cdot k \cdot \int_A y \cdot z \cdot dA = E \cdot k \cdot I_{yz} = 0 \quad (26)$$

$$E \cdot k \cdot I_{yz} = 0 ; E \neq 0 ; k \neq 0 \quad (27)$$

Центрифугални момент инерције, а Y и Z су главне тежишне осе:

$$\Rightarrow I_{yz} = 0 \quad (28)$$

Заменом израза за напон у пету једначину равнотеже, добија се:

$$M = \int_A \sigma \cdot z \cdot dA = \int_A E \cdot k \cdot z^2 \cdot dA = E \cdot k \int_A z^2 \cdot dA = E \cdot k \cdot I_y \quad (29)$$

На основу предходног израза можемо написати израз за кривину:

$$k = \frac{M}{E \cdot I_y} = \frac{M}{B} \quad (30)$$

Крутост савијања греде (савојна крутост):

$$B = E \cdot I_y \quad (31)$$

Нормални напон:

$$\sigma = E \cdot k \cdot z = E \cdot \frac{M}{E \cdot I_y} \cdot z = \frac{M}{I_y} \cdot z \quad (32)$$

1.9 АНАЛИЗА ИЗРАЗА ЗА НАПОН

Нормални напон гласи: [9]

$$\sigma = \frac{M}{I_y} \cdot z \quad (33)$$

Нормални напон линеарно зависи од растојања z .

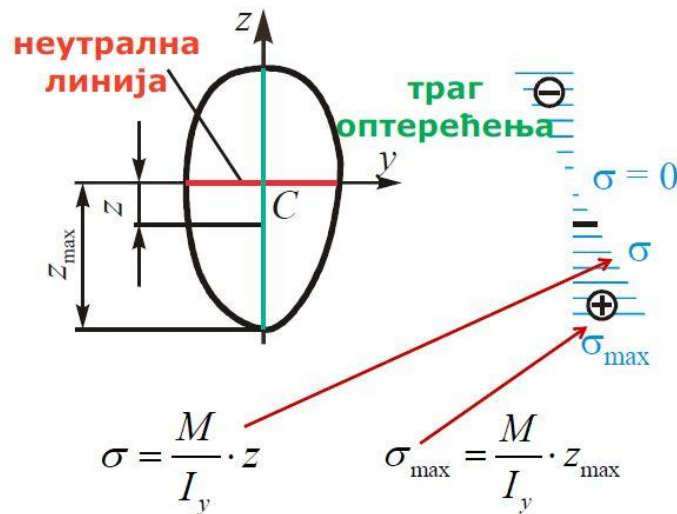
$$\frac{M}{I_y} = c = \text{const} \quad \Rightarrow \quad \sigma = c \cdot z \quad (34)$$

$$z = 0 \Rightarrow \sigma = 0 \quad (35)$$

z - неутрална оса.

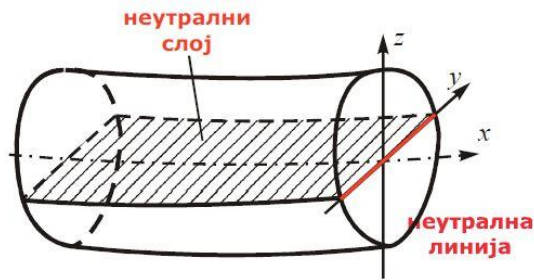
Неутрална оса је геометријско место тачака у којима је нормални напон једнак нули.

У тачкама на оси y (за $z = 0$) нема нормалног напона $\sigma = 0$. Ове тачке у попречном пресеку чине неутралну линију.



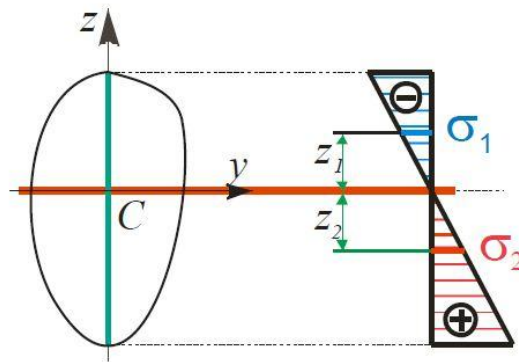
Слика 24. Нормални напон [9]

Транслаторним померањем неутралне линије дуж осе греде добија се површ позната као – неутрални слој. У свим тачкама тог слоја је $\sigma = 0$, као што је приказано на слици 26.



Слика 25. Неутрални слој и неутрална линија [9]

Тачке подједнако удаљене од неутралне линије, имају исту вредност нормалног напона (слика 26).

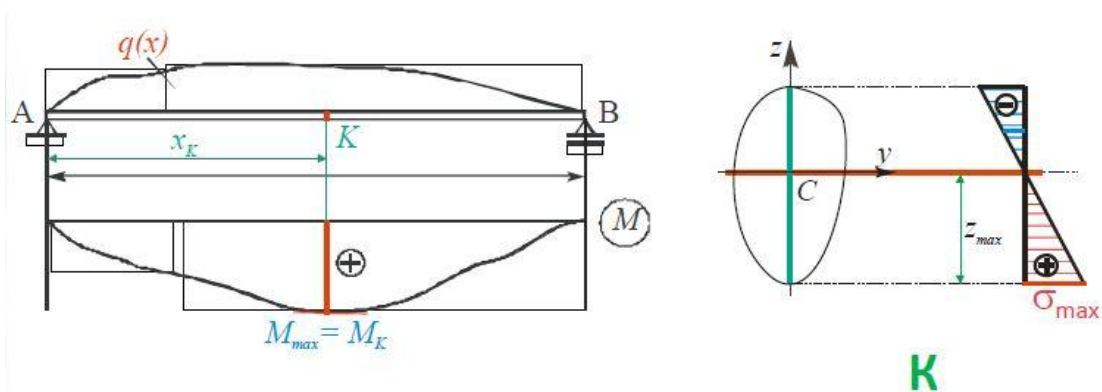


Слика 26. Тачке неутралне линије [9]

Са слике 26 можемо закључити следеће:

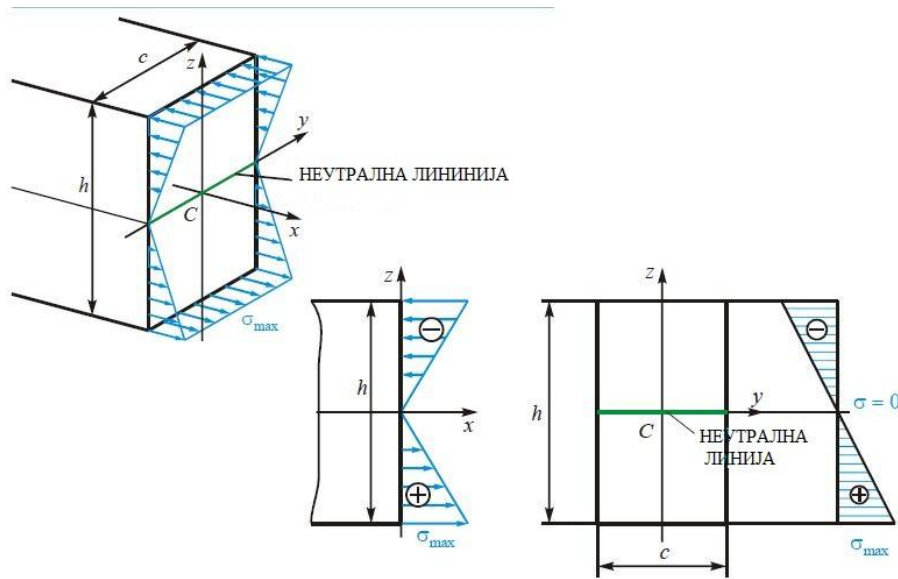
$$|z_1| = |z_2| \Rightarrow |\sigma_1| = |\sigma_2| \quad (36)$$

Највећи нормални напон греде делује у опасном пресеку, јер је ту момент савијања највећи, и то у најудаљенијим тачкама од осе савијања Y (слика 27).



Слика 27. Нормални напон греде [9]

Расподела нормалног напона код греде правоугаоног попречног пресека приказана је на слици 28.

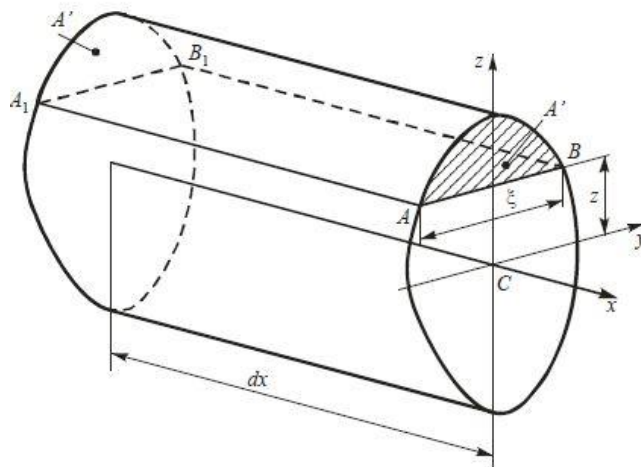


Слика 28. Расподела нормалног напона код греде [9]

Облик попречног пресека не утиче на дијаграм нормалних напона, односно дијаграм има исти облик за све попречне пресеке – расподела је увек линеарна (сл. 17).

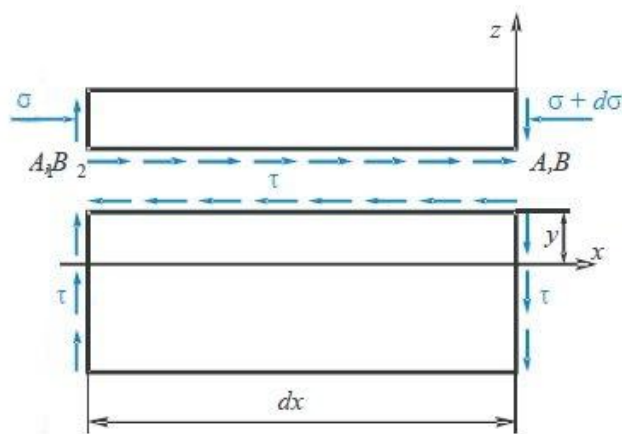
1.10 СМИЦАЈНИ (ТАНГЕНЦИЈАЛНИ) НАПОН

Смицајни напон τ греде изложене савијању силама не може се одредити из услова равнотеже. Из греде се исече елемент дужине dx између два блиска попречна пресека, као на следећој слици што је приказано [9] :



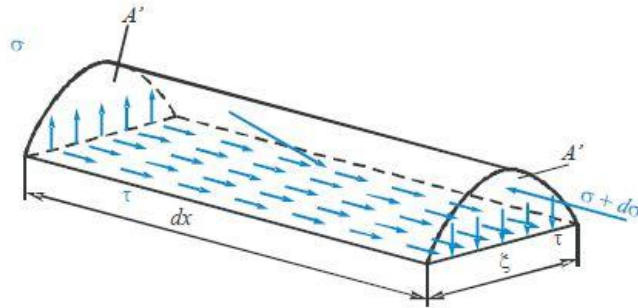
Слика 29. Исечак дужине dx [9]

Затим се тај елемент пресече равни ABB_1A_1 , на растојању z од неутралног слоја, то јест од равни xy и одвоји се горњи део елемента. У тој пресечној равни делује смицајни напон τ . На горњи одсечени део елемента делују нормални напони σ и $\sigma + d\sigma$ који се свode на неједнаке резултујуће силе од којих једна дејствује у смеру осе x , а друга у супротном смеру (слика 30).



Слика 30. Смицајни напон τ [9]

Ради уравнотежења ових сила, треба у хоризонталној пресечној површини да делује сила која представља резултанту смицајних напона τ (слика 31).



Слика 31. Резултанта смицајних напона τ [9]

Услов равнотеже елемента биће:

$$\sum F_x = \int_{A'} \sigma \cdot dA - \int_{A''} (\sigma + d\sigma) \cdot dA + \tau \cdot \xi \cdot dx = 0 \quad (37)$$

где је: ξ – ширина смицања

Смицајни напон:

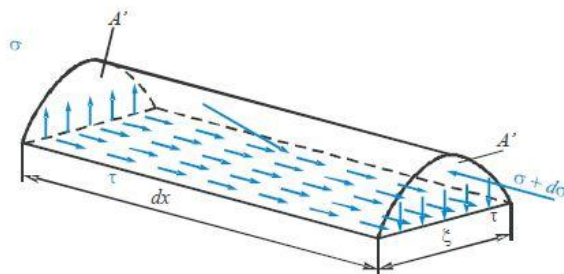
$$\tau \cdot \xi \cdot dx = \int_{A'} d\sigma \cdot dA \Rightarrow \tau = \frac{1}{\xi} \int_{A'} \frac{d\sigma}{dx} \cdot dA \quad (38)$$

Нормални напон:

$$\sigma = \frac{M}{F_y} \cdot z \Rightarrow \frac{d\sigma}{dx} = \frac{\frac{dM}{dx}}{I_y} \cdot z = \frac{F_T}{I_y} \cdot z \quad (39)$$

1.11 КОЊУГОВАНOST СМИЦАЈНИХ НАПОНА

Смицајни напони у два управна равнина (уздужном и попречном пресеку), дуж пресечне линије тих равни, међусобно су једнаки и делују ка пресечној линији или од ње (слика 32). [9]



Слика 32. Смицајни напони [9]

Са слике 32 можемо да закључимо да је смицајни напон гласи:

$$\Rightarrow \tau = \frac{1}{\xi} \int_{A'} \frac{F_T}{I_y} \cdot z \cdot dA \Rightarrow \tau = \frac{F_T}{I_y} \cdot \frac{\int_{A'} z \cdot dA}{\xi} \Rightarrow \tau = \frac{F_T}{I_y} \left(\frac{S'_y}{\xi} \right) \quad (40)$$

Статички момент одсечене површине:

$$S'_y = \int_{A'} z \cdot dA \quad (41)$$

Смицајни напон:

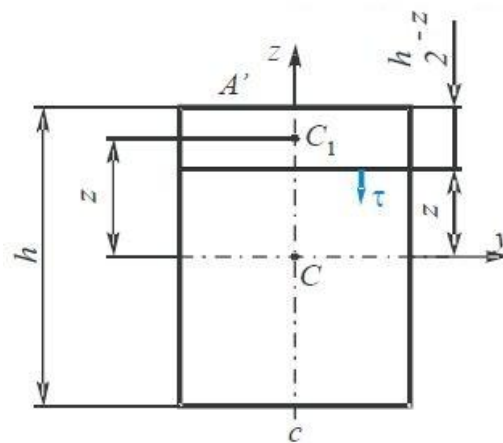
$$F_T = F_T(x) \quad \wedge \quad \frac{S'_y}{\xi} = f(z) \Rightarrow \tau = \tau(x, z) \quad (42)$$

Максимални смицајни напон:

$$\tau_{\max} = \frac{F_T}{I_y} \left(\frac{S'_y}{\xi} \right)_{\max} \quad (43)$$

Повећањем растојања z смањује се површина A' па самим тим смањује се и S'_y . При $z = z_{\max}$ биће $A' = 0$ и $S'_y = 0$ па је $\tau = 0$. Приближавањем доњој ивици попречног пресека, шрафирана површина се изједначи са целим пресеком $A' = A$, а за цео пресек је $S'_y = 0$, па је $\tau = 0$. Дакле, у најудаљенијим тачкама од осе у смицајни напони не постоје.

1.12 ПРАВОУГАОНИ ПРЕСЕК



Слика 33. Правоугаони пресек [9]

Површина правоугаоног пресека:

$$A' = c \cdot \left(\frac{h}{2} - z\right) = \frac{c}{2} \cdot (h - 2 \cdot z) \quad (44)$$

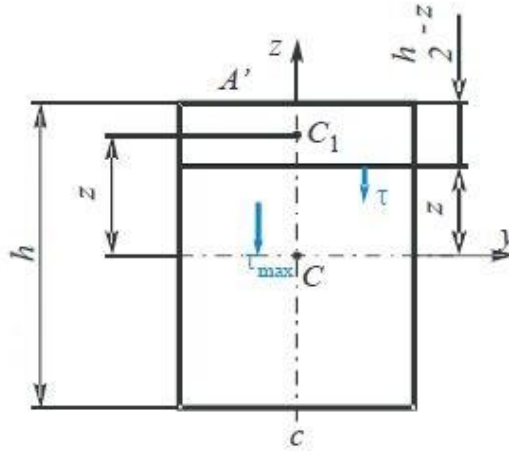
$$\bar{z} = z + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{h}{2} - z\right) = \frac{1}{4} \cdot (h + 2 \cdot z) \quad (45)$$

Статички момент површине:

$$S'_y = A' \cdot \bar{z} = \frac{c}{8} \cdot (h^2 - 4 \cdot z^2) \quad \xi = c \quad (46)$$

Аксијални момент инерције гласи:

$$\frac{S'_y}{\xi} = \frac{1}{8} \cdot (h^2 - 4 \cdot z^2) \quad I_y = \frac{c \cdot h^3}{12} \quad (47)$$



Слика 34. Правоугаони пресек [9]

Са слике 34 даље можемо закључити да је смицајни напон:

$$\tau = \frac{F_T}{I_y} \left(\frac{S'_y}{\xi}\right) = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_T}{c \cdot h^3} \cdot (h^2 - 4 \cdot z^2) \quad (48)$$

$$\tau(z) = \tau(-z) \quad z = \mp \frac{h}{2} \Rightarrow \tau = 0 \quad (49)$$

$$\frac{d\tau}{dz} = 0 \Rightarrow -12 \cdot \frac{F_T}{c \cdot h} \cdot z = 0 \Rightarrow z = 0 \quad (50)$$

На основу предходних израза следи максимални смицајни напон:

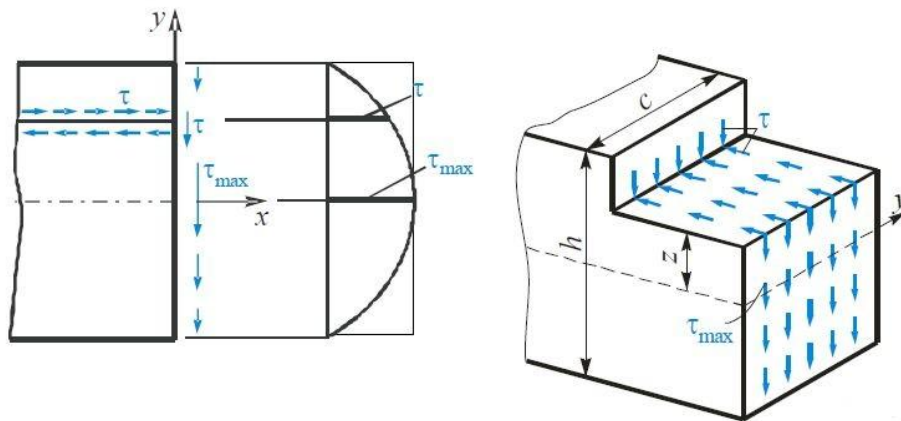
$$\Rightarrow \tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_T}{c \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_T}{A} \quad (51)$$

Да је напон равномерно распоређен по површини, било би:

$$\tau_0 = \frac{F_T}{A} = \frac{F_T}{c \cdot h} \quad (52)$$

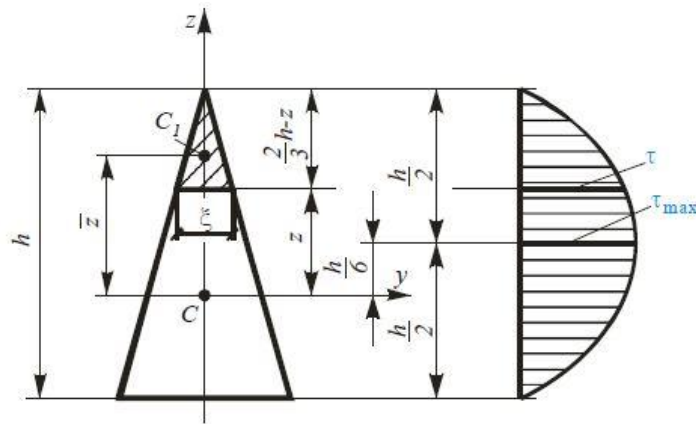
Пошто то није случај, следи:

$$\tau_{\max} = 1,5 \cdot \tau_0 \quad (53)$$



Слика 35. Правоугаони пресек [9]

1.13 ТРОУГЛАСТИ ПРЕСЕК



Слика 36. Троугласти пресек [9]

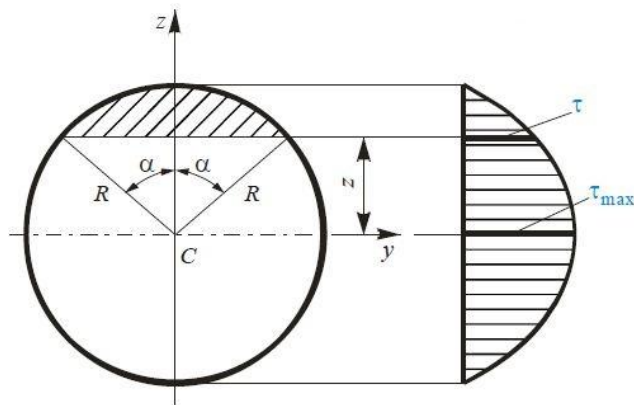
Смицајни напон:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_T}{c \cdot h^3} \cdot (2 \cdot h^2 + 3 \cdot h \cdot z - 9 \cdot z^2) \quad (54)$$

Максимални смицајни напон:

$$\tau_{\max} = 3 \cdot \frac{F_T}{c \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_T}{A} \quad (55)$$

1.14 КРУЖНИ ПРЕСЕК



Слика 37. Кружни пресек [9]

Статички момент површине и смицајни напон:

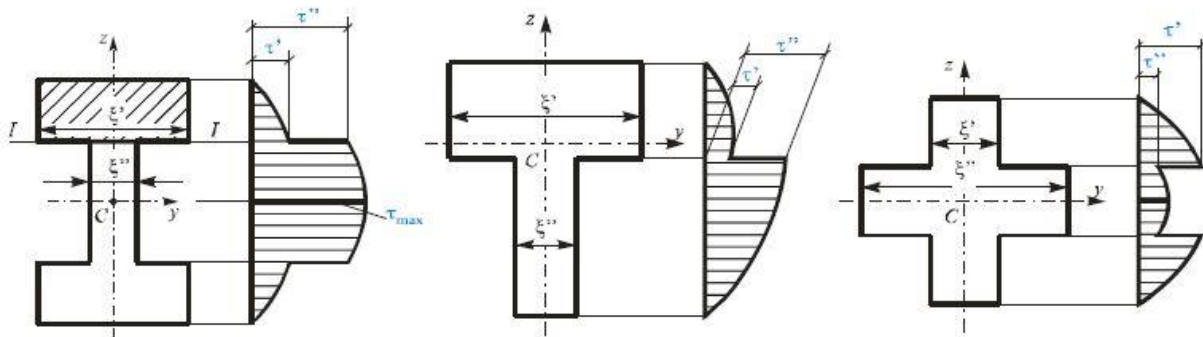
$$S'_y = \frac{2}{3} \cdot R^3 \cdot \sin^3 \alpha \quad ; \quad \xi = 2 \cdot R \cdot \sin \alpha \quad \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_T}{R^4 \cdot \pi} \cdot (R^2 - z^2) \quad (56)$$

$$S'_y = \frac{1}{3} \cdot R^2 \cdot \sin^2 \alpha = \frac{1}{3} \cdot (R^2 - z^2) \quad (57)$$

Максимални смицајни напон:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_T}{R^2 \cdot \pi} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_T}{A} \quad (58)$$

1.15 ПОПРЕЧНИ ПРЕСЕЦИ ЧИЈА СЕ ШИРИНА НАГЛО МЕЊА



Слика 38. Попречни пресеци [9]

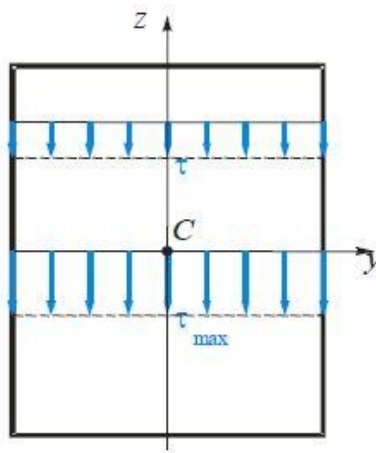
$$\tau' = \frac{F_T}{I_y} \cdot \left(\frac{S'_y}{\xi'} \right) \quad (59)$$

$$\tau'' = \frac{F_T}{I_y} \cdot \left(\frac{S''_y}{\xi''} \right) \quad (60)$$

$$\frac{\tau'}{\tau''} = \frac{\xi''}{\xi'} \quad (61)$$

1.16 ПРАВЦИ СМИЦАЈНИХ НАПОНА

Смицајни напон у свим тачкама правоугаоног попречног пресека има правац паралелан са трагом оптерећења, односно са осом у ако она лежи у равни оптерећења (слика 39). [9]

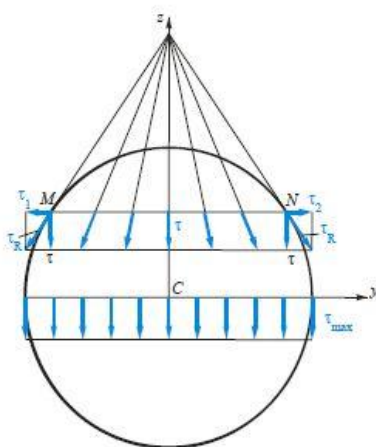


Слика 39. *Правци смицајних напона код правоугаоног попречног пресека [9]*

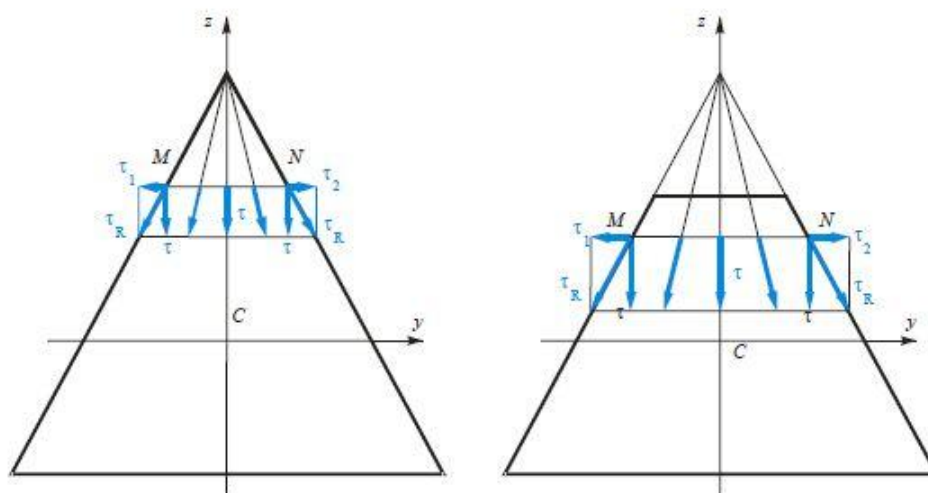
Смицајни напон:

$$\tau = \frac{F_T}{I_y} \cdot \left(\frac{S'_y}{\xi} \right) \quad (62)$$

Код неких других попречних пресека, смицајни напон у појединим тачкама има, поред вертикалне компоненте τ , и хоризонталну компоненту τ_1 . То је случај код кружног (слика 40), троугластог (слика 41), трапезног и неких других попречних пресека.



Слика 40. *Правци смицајних напона код кружног попречног пресека [9]*



Слика 41. *Правци смицајних напона код троугластог попречног пресека [9]*

Да би код таквих попречних пресека био задовољен први услов равнотеже, компоненте смицајног напона које делују у правцу осе z треба да буду самоуравнотежене, као једино делујуће у том правцу. То значи да компоненту у тачки M (која делује на лево), уравнотежава компонента у тачки N (која делује на десно).

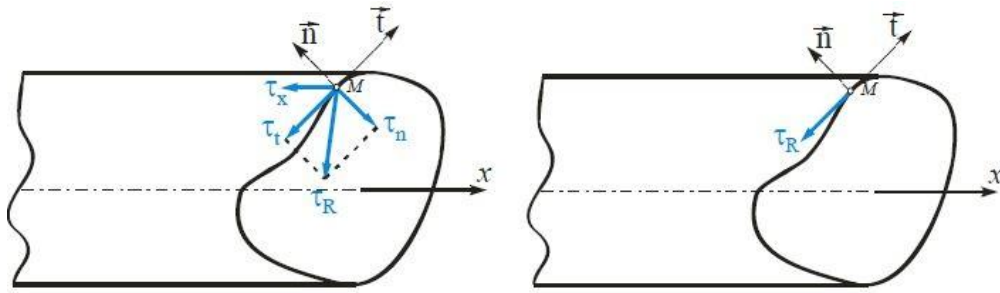
Претходним обрасцем и дијаграмима одређена је само вертикална компонента паралелна са осом z , док компонента у правцу осе y остаје неодређена, као и резултујући смицајни напон. Код кружног попречног пресека резултујући смицајни напони „падају” у правац паралелан са осом z само у тачкама на осам z и y , у другим тачкама то није случај. У периферним тачкама тог пресека резултујући смицајни напон има правац тангенте на контуру.

1.17 Смицајни напон на КОНТУРУ ПРЕСЕКА

Претпоставка: [9], [4]

У равни попречног пресека у периферној тачки M резултујући смицајни напон има компоненту у правцу нормале и компоненту у правцу тангенте на контуре пресека (слика 42):

$$\tau_R = \sqrt{\tau_t^2 + \tau_n^2} \quad (63)$$



Слика 42. Резултујући смицајни напон [9]

Због коњугованости напона:

$$\tau_n = \tau_x \quad (64)$$

Нема подужног оптерећења на површини:

$$\tau_x = 0 \quad (65)$$

Резултујући смицајни напон у попречном пресеку делује у правцу тангенте:

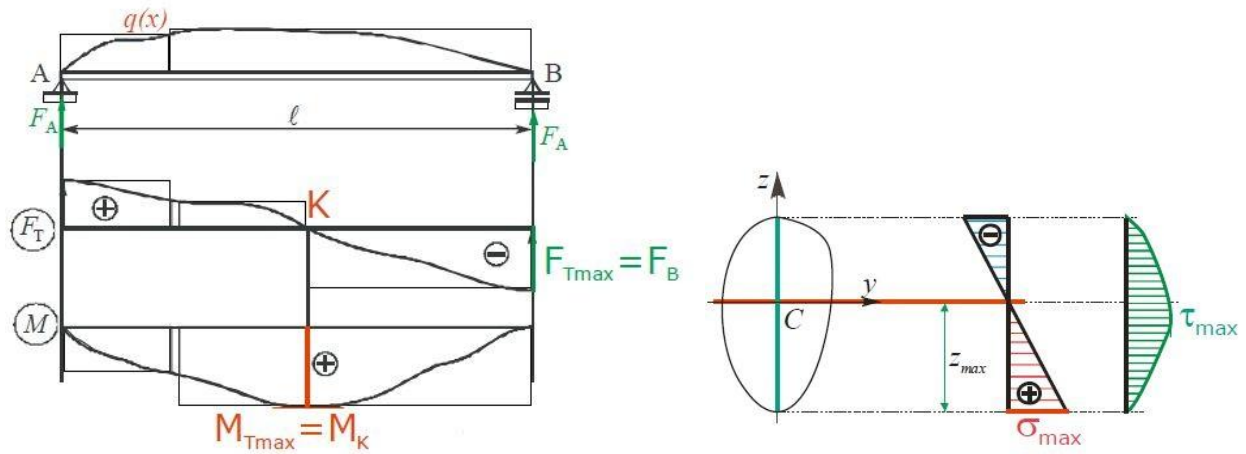
$$\Rightarrow \tau_n = 0 \Rightarrow \tau_R = \tau_t \quad (66)$$

Контрола носивости попречних пресека треба да се спроведе у свим попречним пресецима са максималним утицајима, као и на свим местима дисконтинуитета (промена геометрије пресека). Код пуних носача доминантни утицаји су: момент савијања M_{Ed} и смицајна (трансверзална) сила V_{Ed} . Неопходно је да се изврши контрола носивости пресека на савијање, смицање и по потреби на интеракцију савијања и смицања.

1.18 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ШТАПОВА ПРИ САВИЈАЊУ

У општем случају у попречном пресеку се могу јавити и нормални и смицајни напони. [9]

Нормални напонима највећу вредност у пресеку у коме делује максимални момент савијања и то у тачкама које су најудаљеније од неутралне линије. Највећа вредност смицајног напона јавља се у пресеку у коме је трансверзална сила највећа, а у тачкама које су на неутралној линији или ван ње. Нормални и смицајни напони обично не делују ни у истом попречном пресеку, ни у истим тачкама пресека.



Слика 43. Нормални и смицајни напон код савијања штапова [9]

Услов за димензионисање је:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_y} \cdot z_{\max} \leq \sigma_d \quad (67)$$

$$W_y = \frac{I_y}{z_{\max}} \Rightarrow \frac{M_{\max}}{W_y} \leq \sigma_d \quad (68)$$

$$\Rightarrow W_y \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_d} \quad (69)$$

1.19 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ШТАПОВА ОД КРУТОГ МАТЕРИЈАЛА

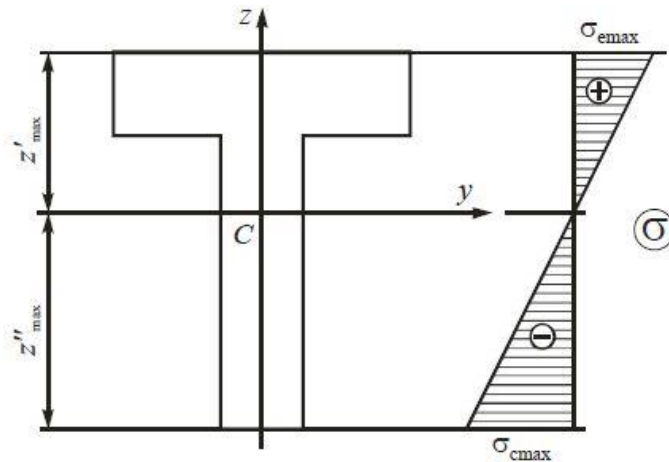
Крти материјали одликују се тиме што боље издржавају притискујуће напоне него затежуће, тј. за њих је: [9]

$$|\sigma_{dc}| > \sigma_{de} \quad (70)$$

Ако је попречни пресек симетричан у односу на осу савијања у, услов чврстоће је:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{de} \quad (71)$$

Ако тежишна оса у није симетрала попречног пресека, треба да буду задовољена два услова чврстоће (слика 44):



Слика 44. Тежишна оса [9]

Нормални напон и опорни момент:

$$\sigma_{emax} = \frac{M_{\max}}{W'_y} \leq \sigma_{de} \quad ; \quad \sigma_{cmax} = \frac{M_{\max}}{W''_y} \quad (72)$$

$$W'_y = \frac{I_y}{y'_{\max}} \quad ; \quad W''_y = \frac{I_y}{y''_{\max}} \quad (73)$$

1.20 САВИЈАЊЕ

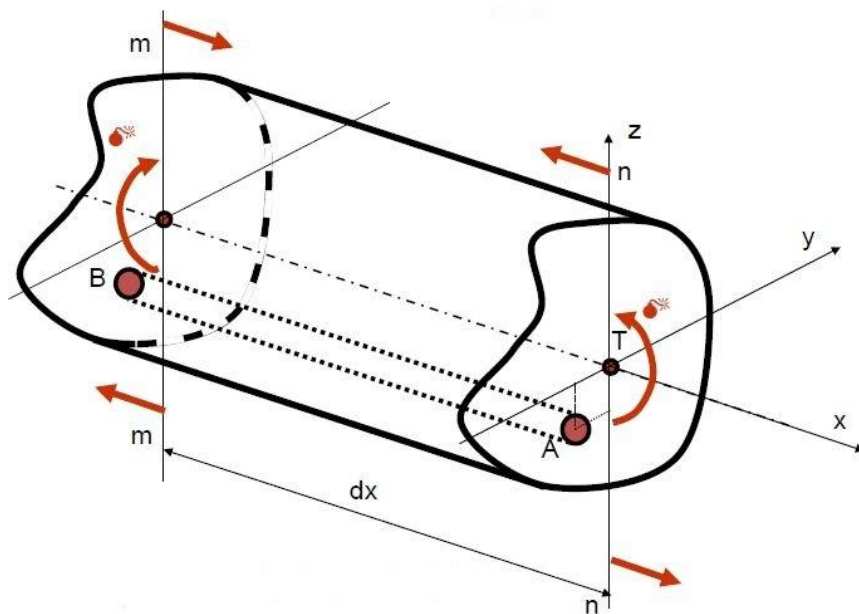
Савијање силама представља напрезање штапа при коме се у попречним пресецима јављају две унутрашње силе: момент савијања и трансверзална (попречна) сила. Постоје следеће врсте савијања: право чисто савијање, право савијање са силама, косо чисто савијање и косо савијање са силама. [4], [9]

Континуална оптерећења могу бити распоређена по различитим законима. А најчешће се јављају:

- равномерно континуално оптерећење - $q = \text{const}$,
- троугласто и
- трапезасто оптерећење.

Код косог савијања трансверзална сила изазива смицање, а момент савијања изазива савијање око попречне тежишне осе.

Момент савијања делује у равни xy , а обрће око осе y , приказано на слици 45.

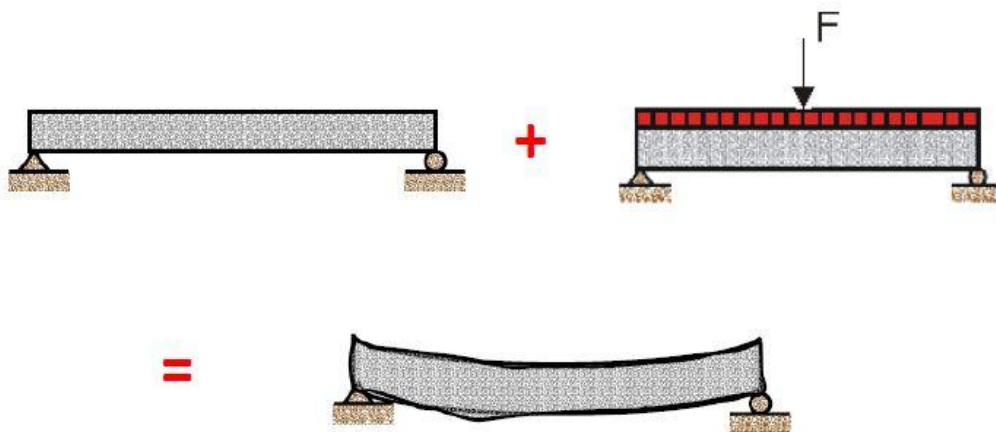


Слика 45. Приказ еластичне линије савијене греде [9]

Оса x се подударала са осом штапа. Оса y пролази кроз тежиште попречног пресека $\rightarrow S_y = 0$. Оса z пролази кроз тежиште попречног пресека $\rightarrow S_z = 0$. Осе y и z су тежишне осе попречног пресека. Раван деловања момента савијања пролази кроз осу штапа. Центрифугални момент инерције $I_{zy} = 0 \rightarrow$ осе y и z су главне осе попречног пресека. $S_z = S_y = 0 \rightarrow$ осе z и y су тежишне осе. $I_{zy} = 0 \rightarrow$ осе z и y су главне осе. $S_z = S_y = I_{zy} = 0 \rightarrow$ осе z и y су главне тежишне осе.

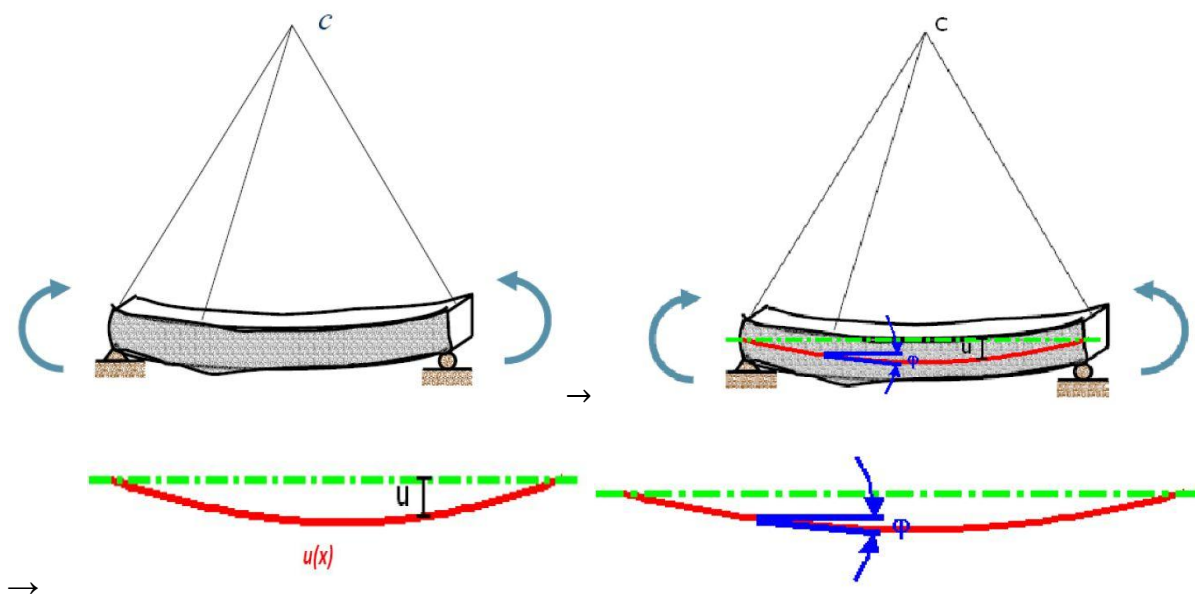
За случај правог савијања, раван деловања момента савијања мора се поклапати са једном од равни главних оса, xy или xz .

Под дејством попречног спољашњег оптерећења греда се савија - долази до кривљења њене осе, приказано је на слици 17.



Слика 46. Кривљење осе услед савијања [9]

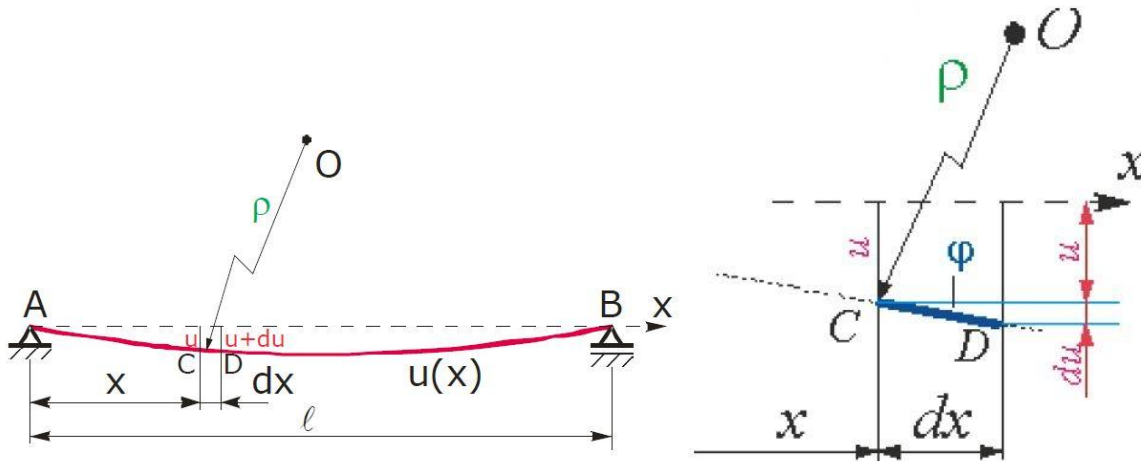
На слици 47 је приказана еластична линија. А еластична линија је геометријско место тежишта попречних пресека греде после деформисања.



Слика 47. Приказ еластичне линије, угиба и угао ϕ [9]

Угиб је померање тежишта произвољног попречног пресека управно на осу греде, и означен је са u на слици 47. Функција $u(x)$ представља једначину еластичне линије – савијене осе греде. Нагиб ϕ је угао који тангента на еластичну линију образује са првобитном осом греде.

На следећој слици је приказано u - угиб, du - прираштај угиба, ρ - полупречник кривине, k – кривина греде.



Слика 48. Приказ угиба, и увећан приказ угиба [9]

У отпорности материјала се разматрају само мале деформације, па су угиби и нагиби мале величине. Нагиб се зато можена писати као:

$$\varphi = \operatorname{tg} \varphi = \frac{du}{dx} = u' \quad (74)$$

Кривина:

$$k = \frac{1}{\rho} \quad (75)$$

→ а из математике је познат образац за кривину:

$$k = \frac{u''}{[1+(u')^2]} \quad (76)$$

$$\rightarrow u'' = \frac{d^2u}{dx^2} \quad (77)$$

$$u' \ll 1 \rightarrow k \approx u'' \quad (78)$$

Заменом израза за напон у једначину равнотеже добијамо следећи израз:

$$\sum M_y = 0 \quad M - \int_A \sigma \cdot z \cdot dA = 0 \quad (79)$$

Добијено је:

$$M = \int_A \sigma \cdot z \cdot dA = \int_A E \cdot k \cdot z^2 \cdot dA = E \cdot k \int_A z^2 \cdot dA = E \cdot k \cdot I_y \quad (80)$$

$$\rightarrow k = \frac{M}{E \cdot I_y} = \frac{M}{B} \quad - \text{кривина} \quad (81)$$

$$k \approx u'' \quad ; \quad k = -\frac{M}{B} \quad (82)$$

$$\rightarrow u'' = -\frac{M}{B} \quad (83)$$

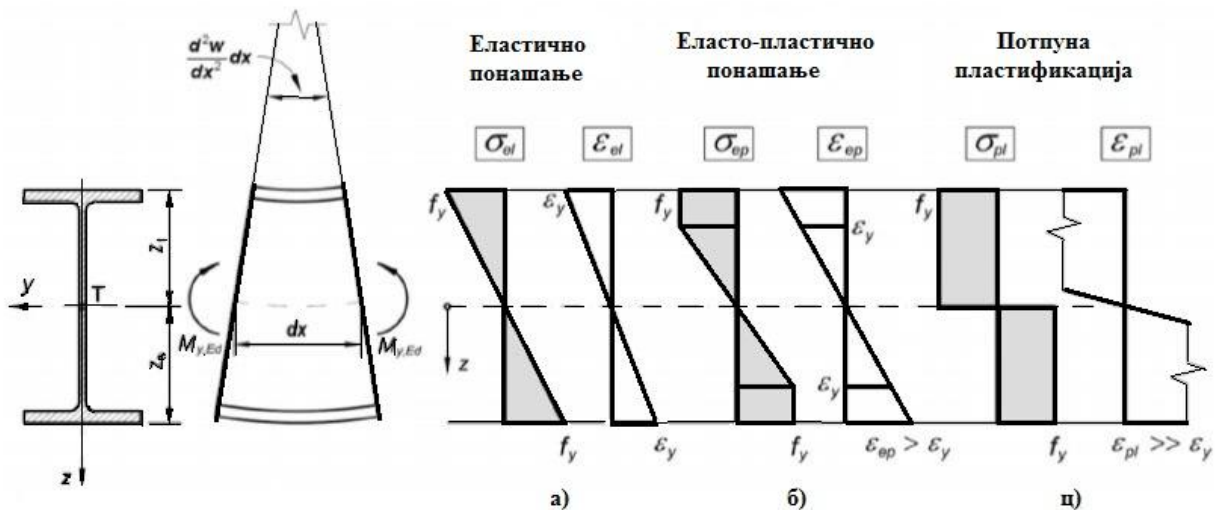
$$\rightarrow B \cdot u'' = -M \quad (84)$$

$$B \cdot u' = -\int M \cdot dx + C_1 \quad (85)$$

Једначина еластичне линије савијене линије:

$$B \cdot u = \int (-\int M \cdot dx) dx + C_1 \cdot x + C_2 \quad (86)$$

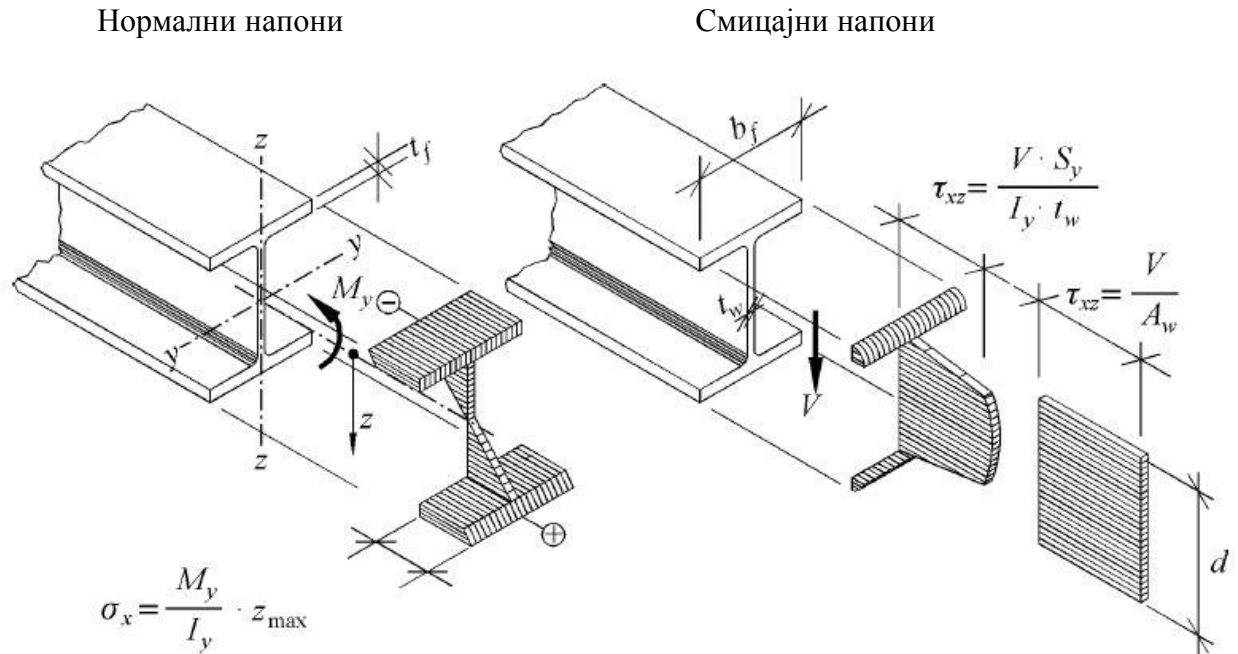
На следећој слици биће приказани еластично понашање, еласто - пластично понашање и потпуна пластификација код савијања I профила:



Слика 49. Савијање [4]

1.21 КОНТРОЛА НАПОНА

На слици 50 можемо видети дијаграм за нормални и смицајни напон. [9]



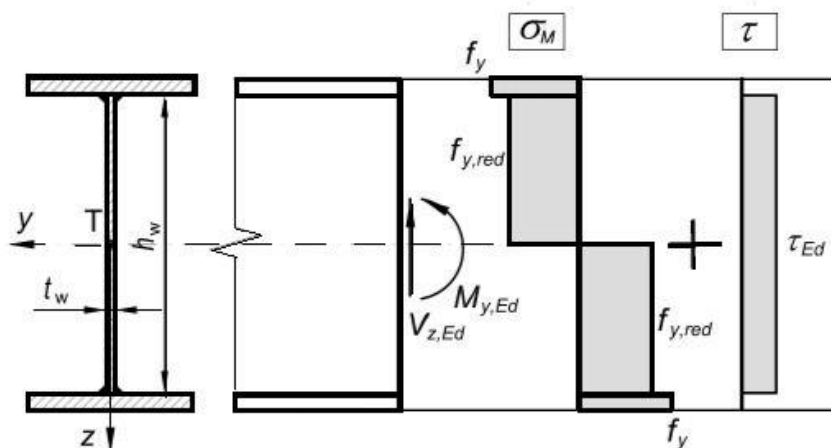
Слика 50. Смицајни и нормални напони [9]

1.22 ИНТЕРАКЦИЈА САВИЈАЊА И СМИЦАЊА

У случају истовременог деловања значајног момента савијања и смицајне силе у истом попречном пресеку потребно је проверити комбиновано деловање ова два напрезања (интеракција). Начин прорачуна зависи од класе попречног пресека. За класе 1 и 2 се одређује редуковани момент пластичне носивости попречног пресека - $M_{V,R}$. Редукција није потребна када је испуњен услов: [4]

$$V_{Ed} \leq 0,5 \cdot V_{Rd} \quad (87)$$

За класе 3 и 4 се врши контрола von Mises-овог напона.



Слика 51. Редуковани момент за класу 1 и 2 [4]

$$f_{y,red} = (1 - \rho) \cdot f_y \quad (88)$$

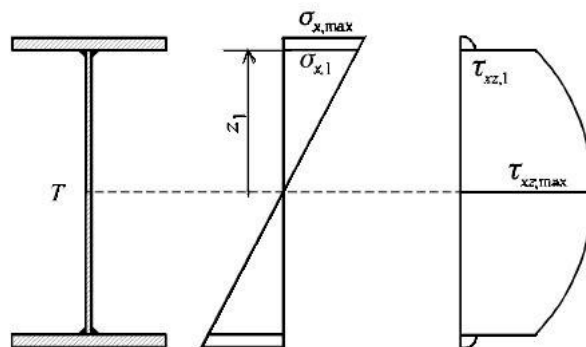
Фактор редукције:

$$\rho = \left(\frac{2 \cdot V_{Ed}}{V_{pl,Rd}} \right)^2 \quad (89)$$

Момент, изведен израз за I профиле и савијање око у-у осе:

$$M_{V,y,Rd} = \left(W_{pl,y} - \frac{\rho \cdot A_w^2}{4 \cdot t_w} \right) \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M0}} \quad ; \quad A_w = h_w \cdot t_w \quad (90)$$

За пресеке класа 3 и 4, пошто се прорачун врши према линеарно – еластичној теорији, интеракција се спроводи као контрола упоредног (еквивалентног) напона - σ_{eq} . Контрола упоредног напона приказана је на слици 52:



Слика 52. Приказ упоредног напона [4]

Нормални напон:

$$\sigma_{x,1} = \frac{M_y}{I_y} \cdot z_1 \quad (91)$$

Смицајни напон:

$$\tau_{xz,1} = \frac{V \cdot S_{y,1}}{I_y \cdot t_w} \quad (92)$$

Укупни напон:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_{x,1}^2 + 3 \cdot \tau_{xz,1}^2} \leq \sigma_{\text{dop}} \quad (93)$$

2 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ПУНИХ ЛИМЕНИХ НОСАЧА

2.1. ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ВЕРТИКАЛНОГ ЛИМА (РЕБРА)

Пуни лимени носачи образују се од једног или више ребра 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. Висина ребра варира, иде у 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 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 (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. [1], [8].

На избор дебљине вертикалног лима, δ_0 утичу следећи фактори:

- економичност конструкције захтева да дебљина лима буде што мања,
- дебљина вертикалног лима мора да буде довољна да напон:

$$\tau_{\max} = \frac{Q \cdot S_x}{I_x \cdot \delta_0} \quad \text{буде у дозвољеним границама;} \quad (94)$$

- да постоји потребан степен сигурности против избочавања и
- носивост закивака и шавова такође зависе од дебљине вертикалног лима.

Препоруке за дебљину вертикалног лима су:

$$\delta_0 [\text{mm}] = 8 + 2 \cdot h_0 [\text{m}] \quad \text{– за слабије оптерећене носаче,} \quad (95)$$

$$\delta_0 [\text{mm}] = 9 + 2,5 \cdot h_0 [\text{m}] \quad \text{– за јаче оптерећене носаче,} \quad (96)$$

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

Оптимална висина ребра $_{\text{opt}}d$ у функцији максималног момента савијања може да се одреди на следећи начин:

$$_{\text{opt}}d = k_w \cdot \sqrt[3]{\frac{\max M}{\sigma_{\text{доп}}}} \quad (97)$$

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

- $k_w = 4,3$ за добро покривање,
- $k_w = 4,7$ за умерено покривање и
- $k_w = 5,3$ за носаче непромењивог попречног пресека.

Предност пуних лимених носача у односу на ваљане је и то што се код њих могу варирати димензије елемента попречног пресека (ребара и ножица) како би се добио пресек који омогућава истовремено задовољење напонског и деформацијског услова. Висина ребра пуног лименог носача може да буде одређена из услова да нормални напон и угиб истовремено достижу допуштене вредности. У случају оптерећености носача једнако подељеним оптерећењем q овај услов гласи:

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

$$f = k_2 \cdot \frac{q \cdot l^4}{EI} = f_{\text{dop}} = 1/m. \quad (98)$$

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

$$I = W \cdot \frac{h}{2} = \frac{k_1 \cdot q \cdot l^2}{\sigma_{\text{dop}}} \cdot \frac{h}{2} \quad (99)$$

где је h висина носача, која је приближно једнака висини његовог ребра ($h \approx d$). Када се момент инерције уврсти у једначину за допуштен угиб, добије се једначина:

$$d = 2 \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot m \cdot \frac{\sigma_{\text{dop}}}{E} \cdot l. \quad (100)$$

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 5 дате су вредности за висине ребра према предходној једначини за различите врсте челика и допуштене угибе.

Табела 5. – Висина носача уз истовремено искоришћење нормалног напона и угиба

	Допуштени угиб ($f_{\text{dop}} = 1/m$)			
	1 / 300		1 / 500	
	Č0361	Č0561	Č0361	Č0561
Врста челика				
$h \approx d$	1 / 21	1 / 14	1 / 12,6	1 / 8,4

Са економског аспекта, дебљина ребра треба да буде што могуће мања, јер се њеним повећањем не добија битна пораст носивости носача на савијање, а битно се повећава

укупна тежина. Од површине ребра директно зависи отпорност носача на смицање, јер ребро прихвата готово целокупну смицајну силу. Дебљина ребра треба да буде минимална, али ипак довољна да са задовољавајућим фактором сигурности прихвати смицајне силе, односно напоне. Осим тога, дебљина ребра доминатно утиче и на отпорност ребра на избочавање услед смицајних и номалних напона. Носивост шавова, односно закивака за везу ребра са појасним ламелама, као и увођење концентрисаних сила великих интенитета преко ножица директно у ребро такође могу утицати на избор дебљине ребра.

Изведене су емпиријске формуле, на основу дугогодишњег искуства у пројектовању челичних конструкција, којима се може једноставно одредити оријентациона дебљина ребра t_w . Према немачким препорукама за дебљину ребра треба да се усвоји највећа вредност од следећих прорачунатих вредности:

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

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

$$t_w = \begin{cases} 0,15 \cdot V/d \dots (\check{C}0361) \\ 0,10 \cdot V/d \dots (\check{C}0561) \end{cases} \quad (101)$$

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

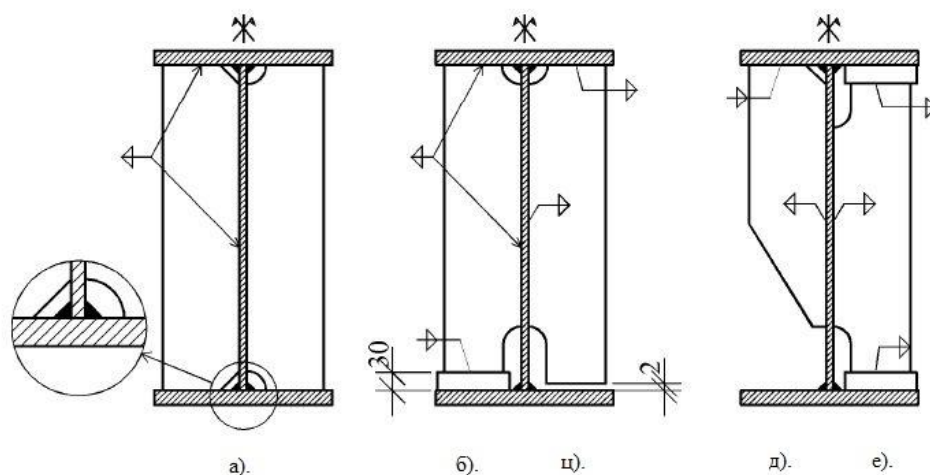
$$t_w [mm] = 8 + 2 \cdot d [m] \text{ за мања оптерећења} \quad (102)$$

$$t_w [mm] = 9 + 2,5 \cdot d [m] \text{ за веће оптерећење} \quad (103)$$

Изложени емпиријски критеријуми за одређивање висине и дебљине ребра представљају само полазну тачку, а избор димензије ребра биће потврђена тек након контроле носивости и стабилности носача. Због корозионе и пожарне отпорности дебљина ребра за челичне конструкције у зградству не би требала да буде мања од 6 mm, а за мостоградњу од 8 mm. Ово не важи за металне конструкције од хладно обликованих профила.

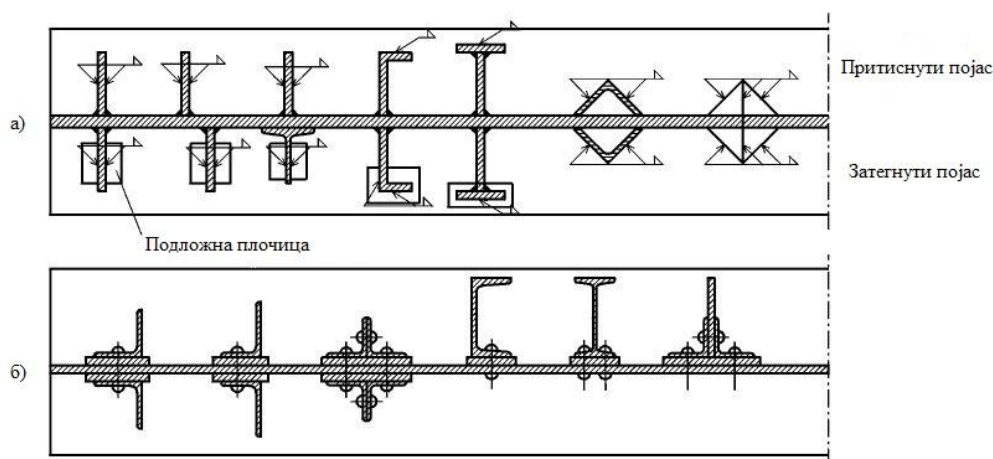
На ослонцима и местима уношења концентрисаних сила већег интензитета на ребру се постављају вертикална укрућења у виду челичних лимова или ваљаних L или T профила. Ова укрућења омогућавају правилно и равномерно уношење силе и истовремено повећавају отпорност ребра на избочавање. Код једнозидних I носача у зградству укрућења се заварују за ребро и обе ножице, а обликују се тако да омогуће несметан пролаз подужних шавова за везу ребра са ножицама (слика 53 а). Овакав приступ није оправдан код динамички оптерећених носача (мостови, кранске стазе,...), јер заваривање управо на ток сила затезања знатно смањује отпорност носача на замор. Може доћи до појаве зареза, који се услед динамичког оптерећења током експлоатације конструкције прогресивно шири и доводи до појаве прслина, чиме се нарушава трајност конструкције. На затегнутим ножицама треба избегавати попречне шавове. Ово се може постићи тако што се на контакту између укрућења затегнуте ножице поставља подложна плочица (слика 53 б). Након упасивања она се заварује за укрућење, али не и за затегнуту ножицу. Уколико се не предвиђају подножне

плочице мора се оставити зазор од минимално 2 mm између укрућења и затегнуте ламеле (слика 53 ц). Могу се користити и посебно обликована укрућења (слика 53 д), код којих услед редукције укрућења у зони затезања отпада потреба за заваривањем. Код континуалних носача изложених дејству покретног оптерећења јављају се моменти савијања алтернативног знака, па тако горња и доња ножица могу бити затегнуте у зависности од положаја оптерећења. У оваквим случајевима неопходно је постављање подложних плочица и уз горњу и уз доњу ножицу (слика 53 е).

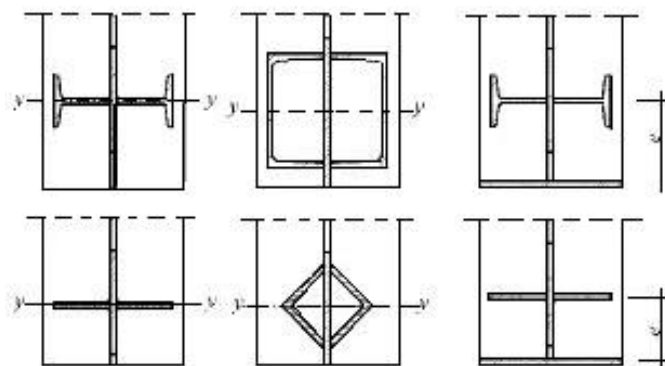


Слика 53. Попречна – вертикална укрућења ребра [1]

Најчешће се као укрућења користе равни челични лимови. На ослоначким пресецима је због веома великог оптерећења услед ослоначке реакције, понекад потербно усвојити укрућења у облику ваљаног L, Т или 1/2I профила. Код закованих носача углавном су као поперечна укрућења коришћени L профили у комбинацији са челичним лимовима. На сликама 54 и 55 су приказани облици поперечних укрућења.



Слика 54. Облици поперечних укрућења код: а) заварених и б) закованих носача [1]

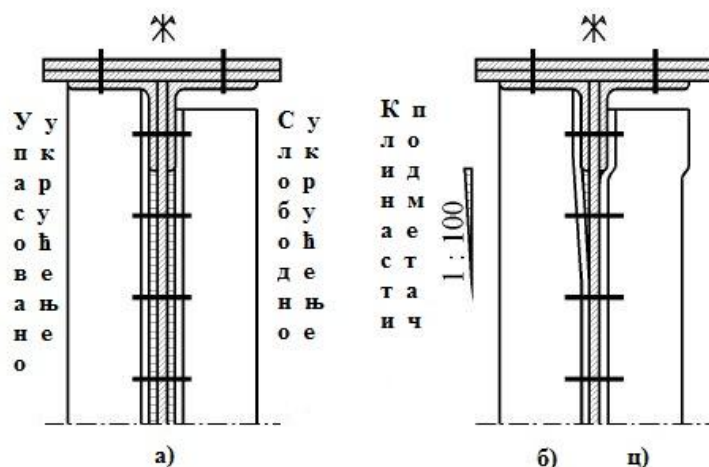


Слика 55. Попречна укрућења [4]



Слика 56. Подужна укрућења [4]

Код закованих носача се веза укрућења за ребро носача остварује закивцима. Како се укрућење читавом висином ребра, потребно је предвидети начин његовог обликовања и везивања за ребро на месту појасних угаоника. Ово се може постићи уметањем подметача између горњих и доњих појасних угаоника дуж читавог укрућења (сл. 57 а), постављањем клинских подметача непосредно уз прелаз са ребра на појасни угаоник (сл. 57 б), или савијањем укрућења (сл. 57 ц). За мање висине препоручује се примена решења са слике 57 а, док је код носача већих висина због мањег утрошка челика рационалнија примена решења без подметача (сл. 57 б и ц).



Слика 57. Заковани носач - веза укрућења за ребро носача [1]

Висина ребра код мостовских носача може да буде и до 10 метара, па је због лакшег транспорта великих комада предвиђен монтажни наставак ребра приказаног на слици 58. 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 смицајну силу која се јавља на месту прекида. Линијски смицајни напон τ који делује на месту хоризонталног наставка ребра је:

$$\bar{\tau} = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \quad (104)$$

где је:

V – смицајна (трансверзална сила),

S_y – статички момент дела пресека до монтажног наставка,

I_y – момент инерције посматраног попречног пресека.

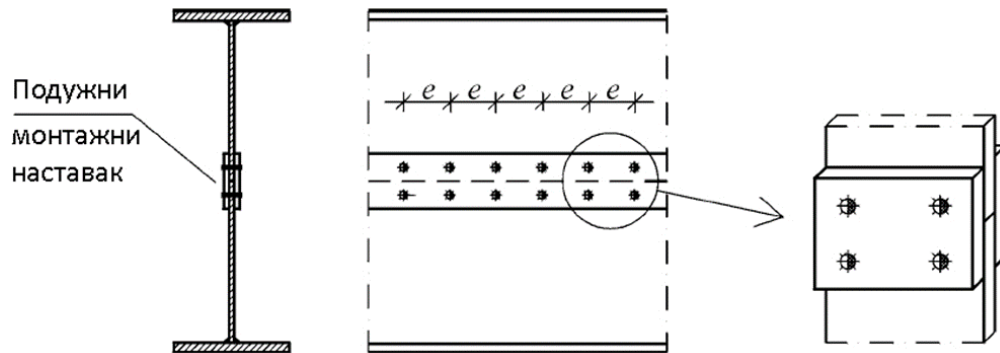
Трансверзална сила се мења дуж носача, а геометријске карактеристике (S_y и I_y) могу да варирају дуж осе носача, линијски смицајни напон τ није константан дуж осе носача већ се мења од пресека до пресека у функцији положајне координате x . Укупна хоризонтална сила која делује на један завртањ или закивак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

$$H_1 = \int_0^e \frac{V(x) \cdot S_y(x)}{I_y(x)} dx \quad (105)$$

где је e растојање између суседних завртњева, односно закивака. Растојање између суседних завртњева (закивака) је веома мало, па се може занемарити промена

трансверзалне силе и карактеристика попречног пресека на тако блиском растојању. Из овог закључка претходни израз добија следећи облик:

$$H_1 = \frac{V \cdot S_y}{I_y} \cdot e. \quad (106)$$



Слика 58. Подужни монтажни наставка [1]

Носивост завртња или закивка мора да задовољи следећи услов:

$$F_{dop} \geq H_1 \quad (107)$$

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

$$e_{max} = \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y} \quad (108)$$

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

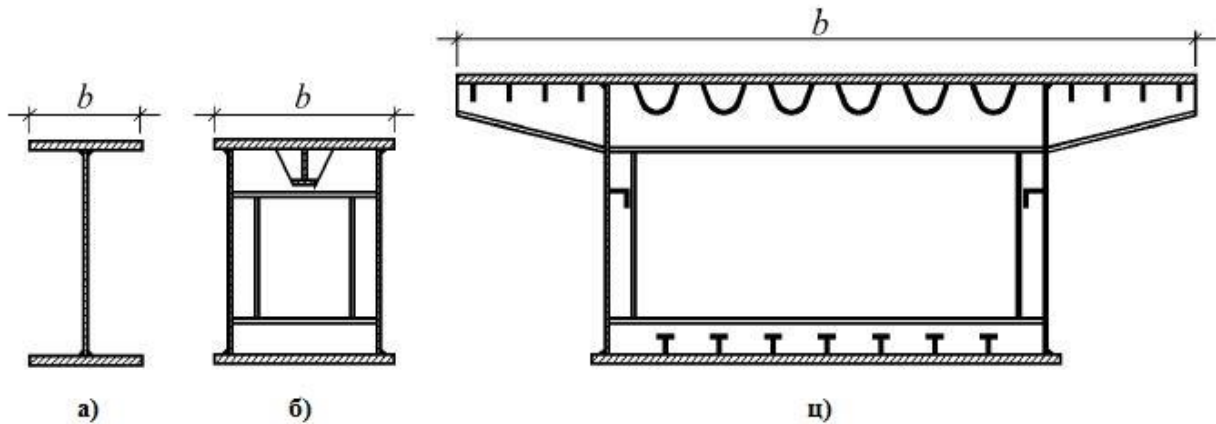
$$e_{max} = 2 \cdot \frac{I_y \cdot F_{dop}}{V \cdot S_y}. \quad (109)$$

Растојање спојних средства, без обзира на вредност добијене на основу предходна два израза не сме да буде већа од максималног растојања спојних средстава ($8 \cdot d_1$ односно $15 \cdot t_{min}$).

2.2 ПОЈАСНЕ ЛАМЕЛЕ

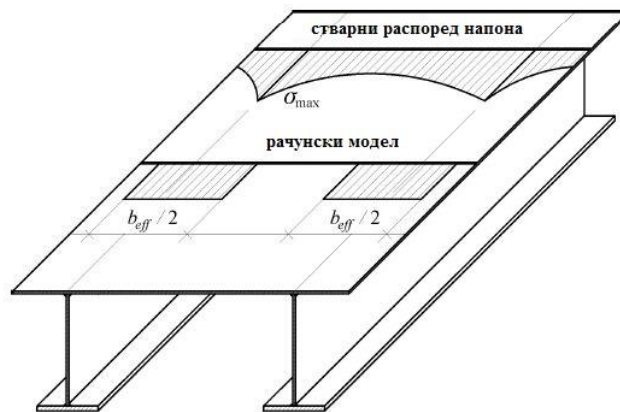
Пријем трансферзалне силе у највећој мери прима вертикални лим док се највећи део момента савијања прихвата помоћу појасних ламела (ножица). Из тог разлога се појасне ламеле обликују тако да имају што већу површину како би се пренела што већа носивост. Сврха додавања две или више ламела је у томе да уколико се посматра попречни пресек за који се рачуна момент инерције, сопствени момент инерције ламеле за осу која не пролази кроз ламелу није од великог утицаја али применом Штајнорове теореме која на сопствени момент инерције додаје вредност производа површине ламеле и квадрата растојања тежишта ламеле од осе за коју се рачуна момент инерције. На тај начин се, једноставно, повећава носивост.[1], [10].

Ширина појасних ламела зависи од типа носача (једнозидни, двозидни или вишезидни). Код двозидних и вишезидних носача ширина појасева је знатно већа од ширине појаса код једнозидних носача (слика 59).



Слика 59. Појасне ламеле код једнозидних, двозидних и вишезидних носача [1]

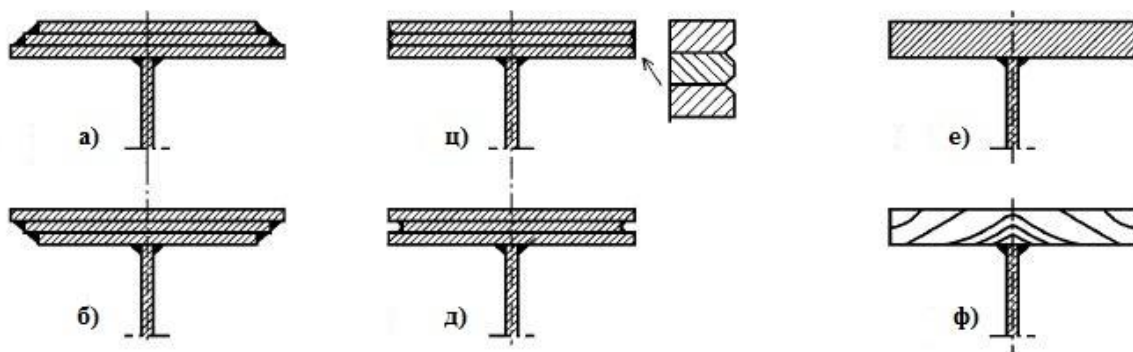
У случају широких појасних ламела, нпр. код носача моста, јављају се shear-lag ефекти (ефективна ширина појаса са обзиром на неравномену расподелу нормалних напона услед утицаја смицања). Расподела напона по ширини појасне ламеле није равномерна, па цела појасна ламела није у потпуности ефективна (слика 60).



Слика 60. Ефективна ширина појасних ламела [1]

Дебљина појасних ламела је ограничена на 50 mm за Š0361 , односно 30 mm за Š0561 . При заваривању лимова дебљина већих од 30 mm треба узети у обзир предгревање, како би се обезбедило пројектован квалитет шавова. Потребна површина појаса може се постићи и постављањем више тањих појасних ламела које се међусобно повезују заваривањем формирајући једнствени појасни пакет. Дебљина једне ламеле креће се од 10 до 20 mm, а ређе и до 30 mm (у мостоградњи). Не препоручује се примена више од три ламеле.

Конструкцијско обликовање појасних ламела може се остварити на више начина. Неки од начина су приказани на слици 61. На слици 61 а, је решење, које је повољно што се тиче саме технике заваривања. Подужни и чеони угаони шавови могу да се изведу у једном потезу око читаве појасне ламеле. Друго решење, које је приказано на истој слици под б, је статички повољније, јер се са истом површином појасних ламела добија већи момент инерције, па је самим тим и носивост таквог пресека већа. 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 решење је са исте слике под ц, али оно захтева посебну обраду ивица појасних ламела, чиме повећавамо трошкове израде. Примена појасних ламеле приказане на истој слици под д, представља најлошије решење, јер је могућност заваривања лоша, бојење отежано, а жљеб омогућава скупљање прљавштине и прашине чиме се смањује корозиона отпорност. Примена више танких појасних ламела је повољна са становишта отпорности конструкција на замор и крти лом, док примена дебљих ламела захтева мање трошкове израде.



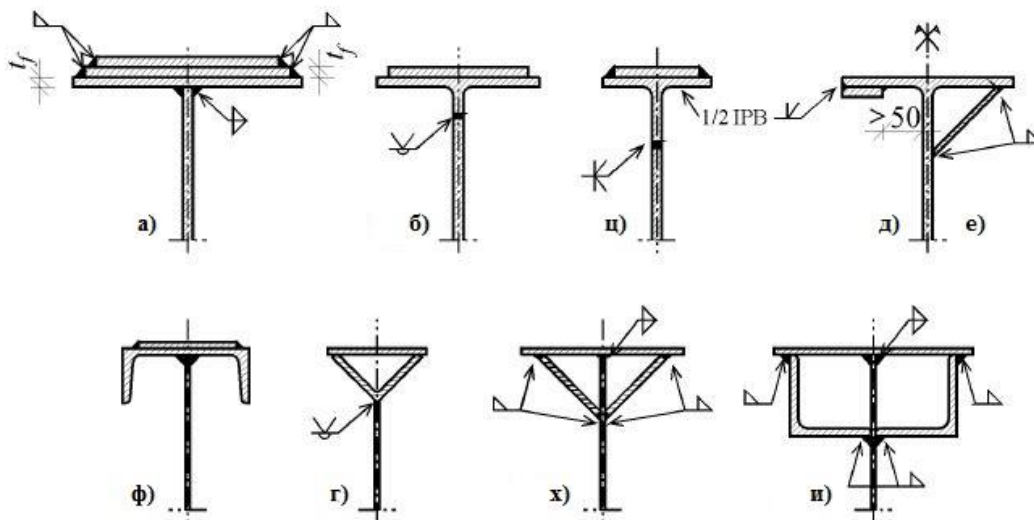
Слика 61. Обликовање појасних ламела код заварених носача [1]

За основну ламелу која је непосредно повезана са ребром могу се заменити уместо широког челичног лима специјални “ нос ” профили (слика 62 б) или преполовљени I профили (слика 63 ц). Овим се шав за везу ребра са појасном ламелом удаљава од велике челичне масе појаса, па се не хлади тако брзо, што битно утиче на побољшање његовог квалитета. Он је измакнут од најоптерећеније ивичне зоне, па је самим тим изложен мањим напрезањима.

Уколико је промена висине носача непожељна, додатне ламеле се могу поставити и са унутрашње стране, али се при томе мора обезбедити довољан простор (минимално 50 mm), да би подужни шавови могли коректно да се изведу (слика 62 д). Постављање косих ламела (слика 62 е) има смисла самоако је носач мањег распона, па се не мора настављати, јер је присуство косе ламеле знатно отежава израду монтажних наставка.

Када су изражени проблеми бочно – торзионог извијања потребно је повећати момент инерције око слабије, вертикалне осе. Ово се постиже усвајањем притиснуте појасне ламеле у виду U (слика 62 ф) или I профила. Стабилност на бочно–торзионо извијање може се побољшати формирањем затвореног појаса (слика 62 г, х, и), чиме се осим крутости на бочно савијање повећава и торзиона крутост носача. Недостаци оваквих решења су:

- компликовани монтажни наставци,
- немогућност контроле шавова за везу ребра са појасном ламелом по завршетку израде носача и
- компликована и скупа израда.

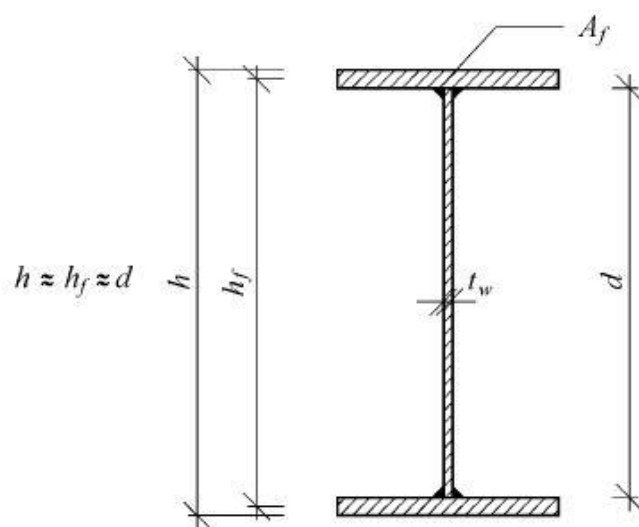


Слика 62. Различити попречни пресеци појасева заварених носача [1]

Одређивање потребне површине појасних ламела заснива се на обрасцу:

$$W_{y, \text{pot}} \geq \frac{M}{\sigma_{\text{dop}}} \quad (110)$$

У колико су дефинисана дебљина и висина ребра може се одредити површина појаса. Ради поједностављења израза али не претераног угрожавања тачности висина носача h , као и растојање тежишних појасева, једнака је висини ребра d (слика 63).



Слика 63. Шематски приказ попречног пресека са ознакама

Момент инерције и отпорни момент попречног пресека, уз наведене претпоставке, а у складу са ознака на слици могу се одредити на следећи начин:

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot d^3 \cdot t_w + 2 \cdot A_f \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (111)$$

$$W_y = \frac{I}{d/2} = \frac{1}{6} \cdot d^2 \cdot t_w + A_f \cdot d \quad (112)$$

Сада се потребна површина може одредити на следећи начин:

$$A_f \geq \frac{M/d}{\sigma_{\text{доп}}} - \frac{1}{6} \cdot d \cdot t_w \quad (113)$$

У колико није претходно одређена дебљина ребра:

$$A_f \geq 0,9 \cdot \frac{M/h}{\sigma_{\text{доп}}} \quad (114)$$

Претходно наведени обрасци изведени су за заварене носаче, па за заковане носаче потребно је повећати површину пресека за 10 - 15% због слабљења попречног пресека рупама за закивке. Треба напоменути да су добијене вредности путем ових образаца само оријентационе и да тек након контроле напона и деформација, доказа стабилности и, код динамички оптерећених конструкција, доказа замора, може се потврдити димензије пресека.

2.3 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ПОЈАСНИХ УГАОНИКА

Појасни угаоници могу бити равнокраки или разнокраки са ширим одстојећим крацима да би се добио економичнији пресек, већа ширина појаса а самим тиме и већа стабилност притиснутог појаса против бочног извијања. Да би се добила правилна оријентација при избору појасних угаоника, постоје такође емпиријски обрасци који дају ширину крака угаоника у функцији од висине вертикалног лима:[10]

$$b_{(\text{mm})} = 60 + 25 \cdot h_{0(\text{m})} \quad \text{за слабије оптерећене носаче} \quad (115)$$

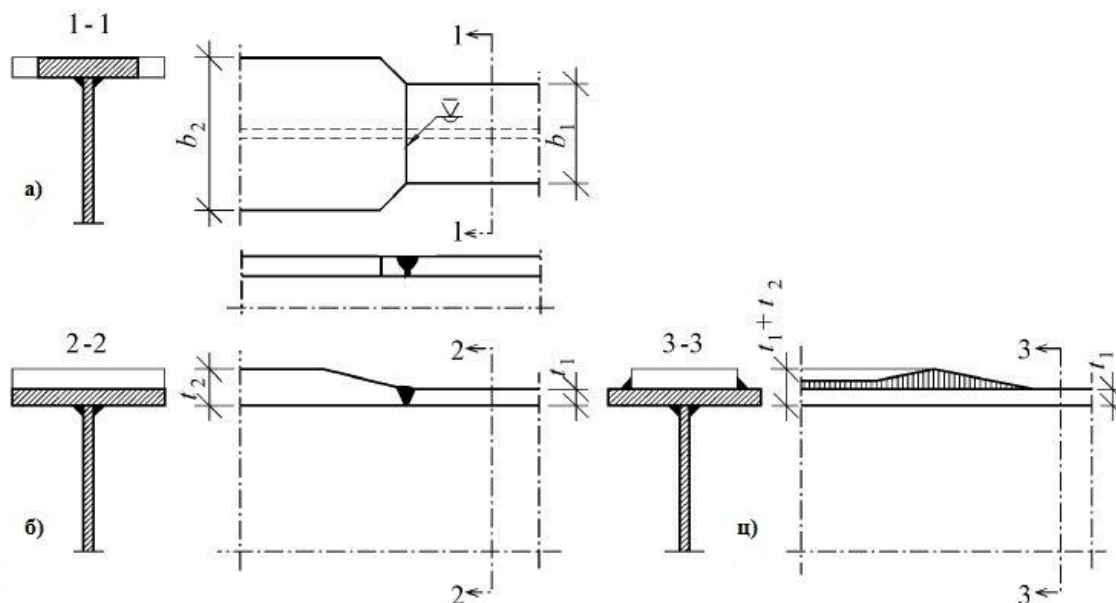
$$b_{(\text{mm})} = 75 + 25 \cdot h_{0(\text{m})} \quad \text{за јаче оптерећене носаче} \quad (116)$$

2.4 ОБЛИЦИ НОСАЧА И ПОКРИВАЊЕ ДИЈАГРАМА МОМЕНТА

Као што је претходно напоменуто, промена попречног пресека има за циљ повећање носивости. Ово се посебно односи на промену висине ребра. Код носача мањих распона овакав принцип није рационалан.[1]

Пуни лимени носачи у виду статичког система просте греде се готово увек израђују са константном висином ребра а варирање пресека се постиже постављањем ламела дуж носача. Промена површине појаса може се остварити на три начина:

- променом ширине појасне ламеле (слика 64 а),
- променом дебљине појасне ламеле (слика 64 б) и
- додавањем једне или више појасних ламела (слика 64 ц).



Слика 64. Различите могућности повећања површине појасних ламела [1]

Најважније је одредити почетак ламеле у односу на ослонац. Одређивање теоријског почетка ојачања назива се “покривање дијаграма момента савијања” и може се одредити на два начина: графички и нумерички.

Графичко одређивање теоријског почетка ојачања врши се тако што се на једном цртежу у истој размери нанесу анvelopа момента савијања и хоризонталне линије које представљају носивост основног и ојачаних пресека ($M_{nos,i} = W_i \cdot \sigma_{dop}$). Пресеци ових

линија са анvelopом момената представљају теоријске почетке и завршетке ојачања појасних ламела (слика 65).

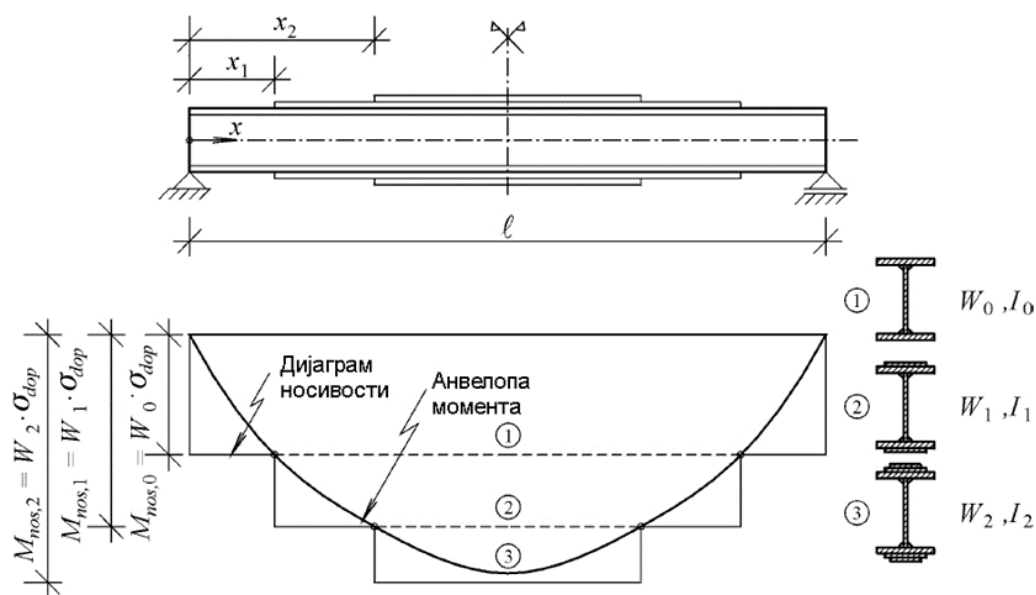
Нумеричко одређивање теоријског почетка ојачања заснива се на познавању аналитичког израза за анvelopу момената. Анvelopа момената је функција која зависи од једне променљиве, то јест од подужне координате x . Из услова:

$$M(x) = M_{nos,i} \quad (117)$$

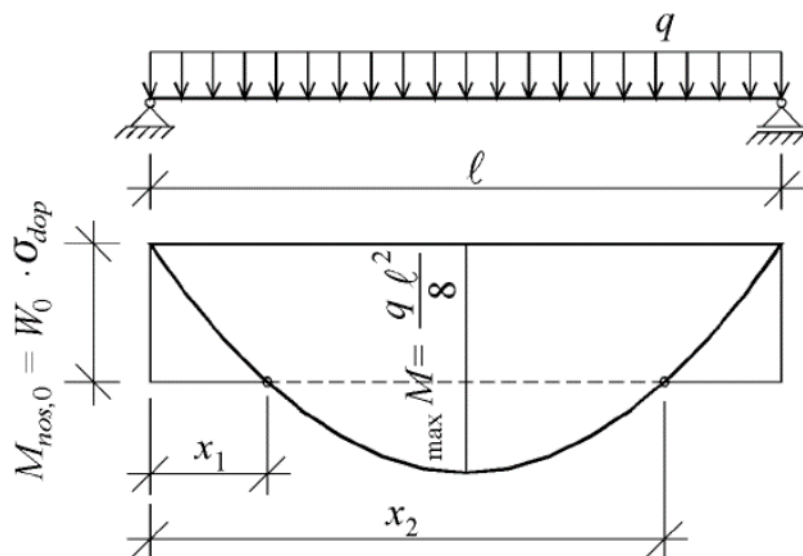
где је $M_{nos,i}$ носивост i -тог пресека, а $M(x)$ функција анvelope момената, може да се одреди теоријски почетак ојачања, односно почетак наредне ламеле ($i+1$).

За просту греду оптерећену једнако подељеним оптерећењем (слика 66), може се релативно једноставно одредити теоријски почетак ојачања. У овом случају анvelopа момената је позната квадратна функција, па се претходни услов трансформише на следећи начин:

$$M(x) = \frac{q \cdot l}{2} \cdot x - \frac{q}{2} \cdot x^2 = M_{nos,0} \quad (118)$$



Слика 65. Графичко одређивање теоријског почетка ојачања [1]



Слика 66. Одређивање теоријског почетка код носача са континуалним оптерећењем [1]

У општем случају, квадратна једначина има два решења, која представљају теоријски почетак и завршетак ојачања а добијају се у следећем облику:

$$x_{1,2} = \frac{l}{2} \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{nos,0}}{M_{max}}} \right) \quad (119)$$

Овај израз се може наћи и у нешто другачијем облику сматрајући да је на средини дијаграма момента постоји "зараван" од приближно 88% , онда израз гласи:

$$x_{1,2} = 0,44 \cdot l \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{M_{nos,0}}{M_{max}}} \right) \quad (120)$$

При покривању дијаграма момента, моменти носивости попречних пресека могу се, уместо на основу допуштених напона, одредити на основу максималних нормалних напона који се јављају у носачу:

$$M_{nos,i} = W_i \cdot \sigma_{max} \quad (121)$$

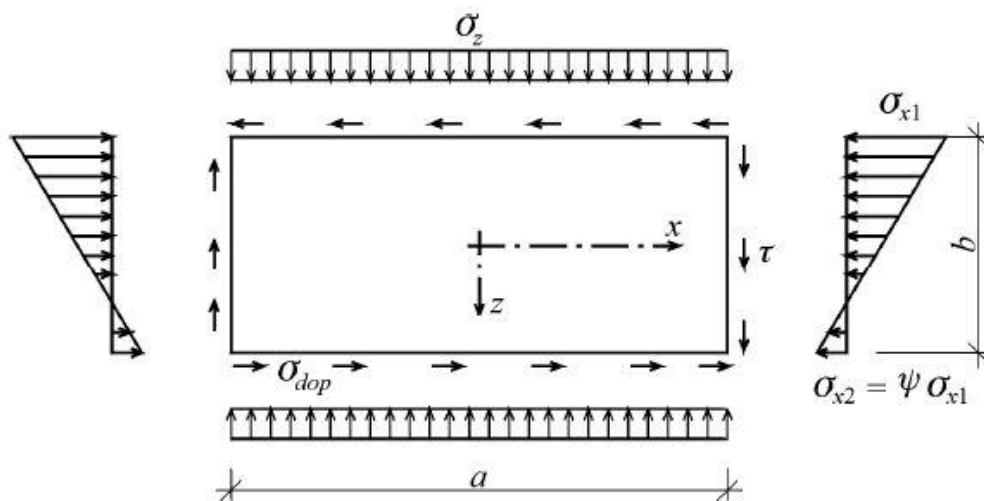
На тај начин се добија нешто већа дужина ојачања, што је на страни сигурности. Овакав поступак је уобичајен код пуних лимених носача код којих је меродаван утицај деформације, па је разлика између допуштених и максималних напона већа од уобичајне (нормални напони нису искоришћени).

3 СТАБИЛЬНОСТИ ЛИМА

3.1 ИЗБОЧАВАЊЕ

Стабилност лима је обухваћено прорачуном отпорности лимова на избочавање услед појединачног и интерактивног дејства нормалних и смицајних напона. Заснован је на 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. При провери стабилности лима на избочавање, напоне треба помножити са коефицијентом сигурности за посматрани случај оптерећења. Радни напон треба да буде мањи од одговарајућих граничних напона.[1], [11].

У општем случају ребро пуног лименог носача може да буде изложено нормалним и смицајним напонима, као што је приказано на слици 67. 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. 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 зградству су оптерећења таквог карактера да се најчешће јављају само подножни нормални напон σ_x и смицајни напон τ , док се нормални напон услед локалног притиска σ_z јавља у мостоградњи и код кранских носача.



Слика 67. Диспозиција оптерећења лима [1]

Сматра се да је отпорност на избочавање лима, оптерећеног нормалним и смицајним напонима према слици 67 задовољена, ако су испуњени следећи напонски услови:

$$\begin{aligned}\sigma_x &\leq \sigma_{ux} \\ \sigma_z &\leq \sigma_{uz} \\ \tau &\leq \tau_u\end{aligned}\tag{122}$$

где су:

σ_z , σ_x и τ радни напони у лиму,
 σ_{ux} , σ_{uz} и τ_u гранични напони избочавања, који не могу да буду већи од напона на граници развлачења f_y , односно τ_{pl} за напон смицања ($\tau_{pl} = f_y/3$).

3.2 ИЗВИЈАЊЕ

Извијање је проблем стабилности центрично притиснутих елемената. Услед силе притиска долази до деформације елемената управно на његову подужну осу и до губитка стабилности и пре достизања границе развлачења у попречном пресеку. Извијање може да буде:[11]

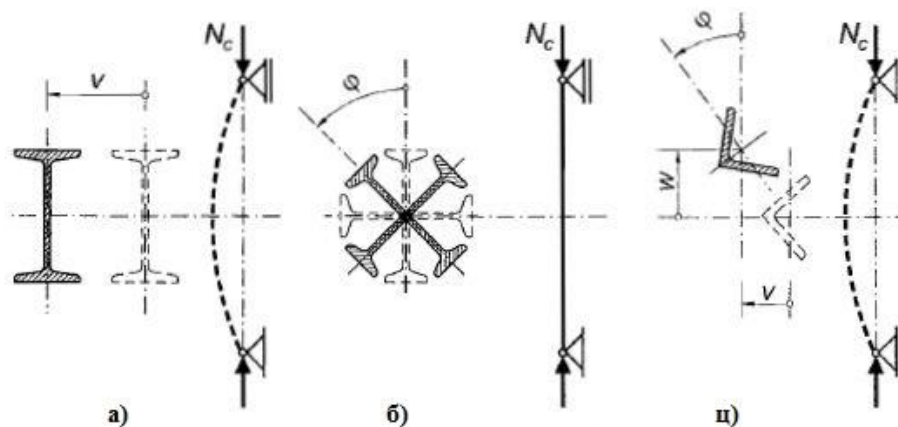
- флексионо,
- торзионо и
- торзионо – флексионо.

У зависности од начина напрезања разликују се следећи проблеми стабилности линијских елемената:

- Извијање центрично притиснутих елемената једноделног или вишеделног попречног пресека,
- Бочно – торзионо извијање елемената оптерећених на савијање - носача,
- Извијање ексцентрично притиснутих елемената, односно елемената који су истовремено оптерећени аксијалном силом притиска и моментом савијања око једне или обе осе инерције, са или без утицаја бочно – торзионог извијања.

На слици 68а је приказано флексионо извијање – је доминантан вид извијања за већину уобичајних облика попречних пресека као што су стандардни врућеваљани I или H профил и слични заварени пресеци, као и шупљи конструкцијски профили кружног и правоугаоног пресека и заварени сандучасти носачи. Код крстастих централно симетричних отворених попречних пресека (слика 68б) који имају значајну крутот на савјање око обе

главне осе инерције и малу торзиону крутост може доћи до торзионог извијања или извијања увијањем. Торзионо – флексионо извијање (слика 68ц) је комбинација предходна два вида извијања и карактеристично је за моносиметричне отворене попречне пресеке код којих се тежиште и центар смицања не поклапају.



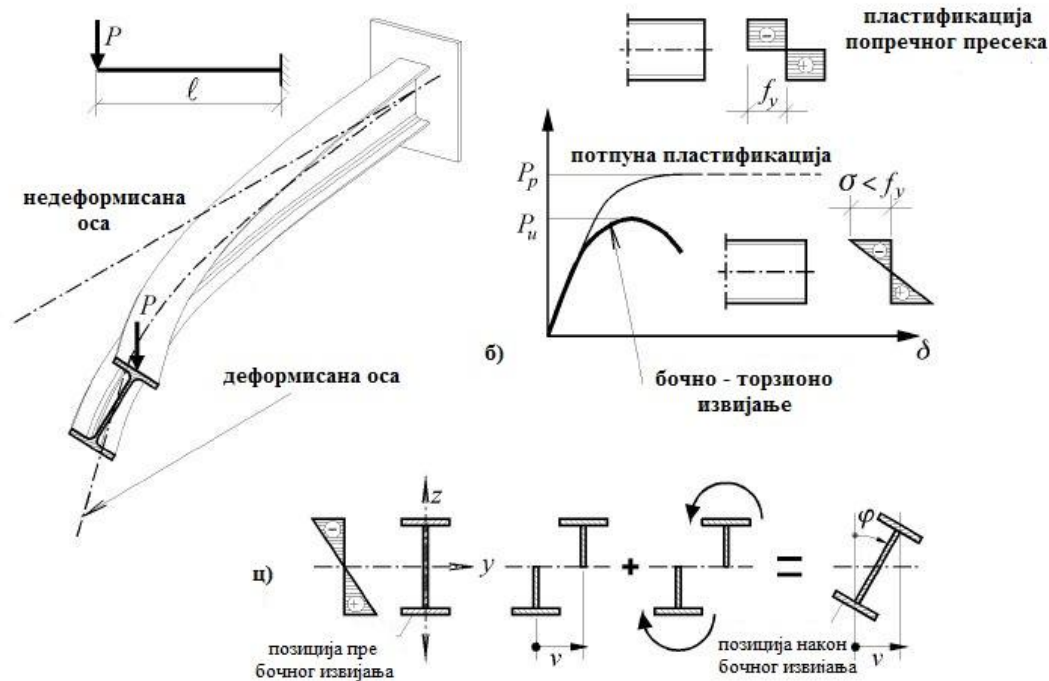
Слика 68. Различити видови извијања притиснутих елемената [11]

3.3 Бочно – торзионо извијање

Код носача отвореног попречног пресека који нису бочно придржани, а оптерећени су савијањем око јаче $y - y$ осе инерције ($M_{y,Ed}$), колапс може да наступи пре достизања граничне носивости попречног пресека на савијање ($M_{y,Rd}$). Када оптерећење достигне критичну вредност долази до деформације носача изван равни деловања оптерећења, праћене торзионом ротацијом. Ова појава губитка стабилности челичних носача назива се бочно – торзионо извијање. [1], [11]

Појава бочно – торзионог извијања може да се објасни на следећој слици, примеру конзолног носача I пресека оптерећеног концентрисаном силом на слободном крају (слика 69а). Услед оптерећења малог интензитета, долази до савијања носача у равни оптерећења, праћеног деформацијама у равни деловања оптерећења (угибом). Када оптерећење достигне граничну вредност, поред угиба у равни, долази до значајних деформација изван равни носача, односно до бочног померања и торзионе ротације (увијања), па носач доживљава лом услед бочно – торзионог извијања, а да носивост најоптерећенијег попречног пресека на савијање није искоришћена (слика 69б). Проблем бочно – торзионог извијања може се поистоветити са извијањем притиснутог дела носача управно на раван носача. Код елемената оптерећених на чисто савијање напонски дијаграм је линеаран, то значи да је само половина носача оптерећена на притисак. Пошто су носачи монолитни, притиснута половина носача не може самостално да се извије управно на слабију осу инерције.

Преостала, затегнута половина пресека спречава његово слободно извијање, па долази до ротације попречног пресека (слика 69ц). Проблем бочно – торзионог извијања не може се третирати као просто извијање притиснутог дела носача, већ се мора узети у обзир и утицај торзије на његову стабилност.



Слика 69. Бочно – торзионо извијање конзолног носача [1]

Основни циљ је да се одреди гранична (минимална) вредност оптерећења (P_u), односно момента савијања ($M_u = P_u \cdot L$ на примеру са слике 69), при којој долази до бочно – торзионог извијања. Као основ за прорачун носивости елемената на бочно – торзионо извијање у већини савремених прописа, па и у Еврокоду 3, користи се критичан момент M_{cr} , односно минимална теоријска вредност момента савијања у критичном пресеку, при којој долази до губитка стабилности елемента услед бочно – торзионог извијања, без обзира што је ова теоријска вредност значајно мања од стварне граничне носивости елемента на бочно – торзионо извијање. Према томе, може се рећи да постоји извесна паралела између критичног момента код носача и критичне силе код аксијално притиснутих елемената.

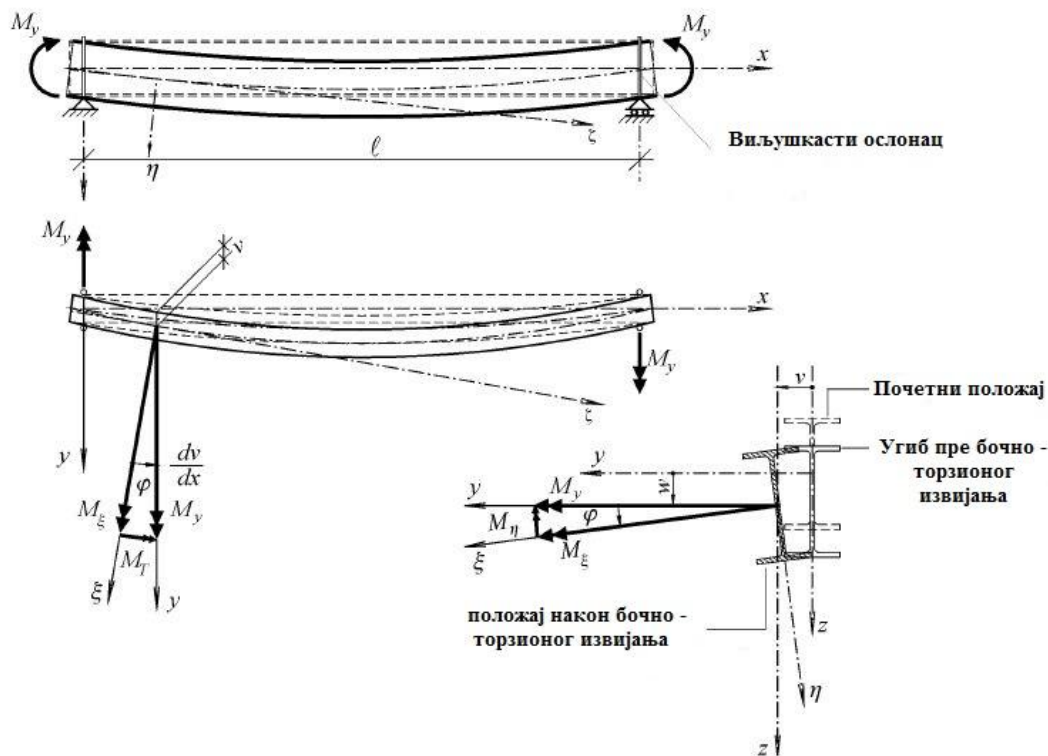
Можемо закључити да вредност критичног момента бочно – торзионог извијања зависи од дужине елемената (L), крутости на бочно савијање (EI_z) и торзионих крутости (GI_t и EI_w).

3.4 ЛИНЕАРНО ЕЛАСТИЧНА ТЕОРИЈА БОЧНО – ТОРЗИОНОГ ИЗВИЈАЊА

Проблем бочно – торзионог извијања први је обрадио Тимошенко, који је уједно и успоставио теорију линеарно еластичног бочног – торзионог извијања. Он је разматрао проблем бочно – торзионог извијања код носача система просте греде оптерећеног на чисто савијање (слика 70). [1], [11]

При одређивању критичног оптерећења, у овом случају момента савијања, услед којег долази до бочно – торзионог извијања, усвојене су следеће претпоставке:

- материјал је идеално еластичан,
- носач је идеално прав (нема почетних геометријских имперфекција),
- спречена је торзиона ротација ослонаца (виљушкасти ослонаци),
- попречни пресек задржава свој облик након деформације,
- попречни пресек је обострано симетричан и константан дуж читавог носача,
- носач је обострано симетричан I пресека, са моментом инерције око слабије $z - z$ осе који је знатно мањи од момента инерције око јаче $y - y$ осе ($I_z \ll I_y$),
- деформације су мале ($\sin \varphi = \varphi$ и $\cos \varphi = 1$),
- носач је оптерећен моментима савијања истог интензитета који делују на његовим крајевима (дијаграм момента савијања је константан).



Слика 70. Бочно – торзионо извијање просте греде [1]

Ако означимо координате са ξ и η , које представљају главне осе инерције попречног пресека у деформисаном положају (слика 70), момент савијања M_y може да се разложи на моменте који делују око ових нових главних оса попречног пресека:

$$M_\xi = M_y \cdot \cos \varphi = M_y \quad (123)$$

$$M_\eta = M_y \cdot \sin \varphi = M_y \cdot \varphi \quad (124)$$

Чисто право савијање носача у недеформисаном положају, при његовој деформацији прелази у косо савијање. Проблем савијања око главних оса инерције у деформисаном положају (ξ и η) може да се посматра независно:

$$M_\xi = M_y = -EI_y \cdot \frac{d^2 w(x)}{dx^2} \quad (125)$$

$$M_\eta = M_y \varphi = -EI_z \cdot \frac{d^2 v(x)}{dx^2} \quad (126)$$

Диференцијална једначина (125) представља класичан проблем савијања и она може да се реши самостално. Како се у диференцијалној једначини (126) фигурише торзиона ротација пресека φ , она се не може независно решети. Проблем савијања око слабије осе инерције (бочно савијање), спрегнут је дакле са торзионим напрезањем носача, па се решавањем овог сложеног проблема добија вредност критичног момента бочно – торзионог извијања M_{cr} .

Ако се посматра деформисан положај носача (слика 70), може да се уочи да торзија носача потиче од промене положаја равни попречног пресека. Вектор момента савијања M_y , који делује на крајевима носача у равни попречног пресека, у произвољном попречном пресеку задржава свој положај. Услед ротације носача раван посматраног попречног пресека није више паралелна са равни у којој лежи нападни момент M_y , па се вектор момента савијања разлаже на две компоненте. Једна компонента која лежи у равни попречног пресека деформисаног носача и другу која је управна на раван попречног пресека. Ова друга компонента у ствари представља момент торзије (M_T). Вредност торзионог момента може да се одреди на основу ротације подужне осе ζ на месту посматраног попречног пресека, уз претпоставку о малим деформацијама, на следећи начин:

$$M_\zeta = T = M_y \cdot \frac{dv}{dx} \quad (127)$$

Торзија носача је представљена следећом диференцијалном једначином:

$$M_T = M_y \cdot \frac{dv}{dx} = G I_t \cdot \frac{d\varphi}{dx} - E I_w \cdot \frac{d^3\varphi}{dx^3} \quad (128)$$

где су:

I_t – торзиони момент инерције попречног пресека,

I_w – секторски момент инерције попречног пресека,

E – модул еластичности и

G – модул клизања.

Проблем бочно – торзионог извијања може да се прикаже помочу три диференцијалне једначине, од којих је једнанезависна (125), а друге две спрегнуте (126) и (128). Ако се једначина (128) диференцира по x добија се:

$$E I_w \cdot \frac{d^4\varphi}{dx^4} - G I_t \cdot \frac{d^2\varphi}{dx^2} + M_y \cdot \frac{d^2v}{dx^2} = 0 \quad (129)$$

Непознато померање v може да се елиминише, ако се на основу диференцијалне једначине (126) изрази у функцији обртања φ . Тада се добија диференцијална једначина са једном променљивом (φ), која дефинише проблем бочно – торзионог извијања у следећем облику:

$$E I_w \cdot \frac{d^4\varphi}{dx^4} - G I_t \cdot \frac{d^2\varphi}{dx^2} - \frac{M_y^2}{E I_z} \cdot \varphi = 0 \quad (130)$$

Ако се имају у виду полазне претпоставке лако се уочава да је ово хомогена диференцијална једначина са константним коефицијентима, па је њена карактеристична једначина:

$$r^4 - \frac{1}{a^2} \cdot r^2 - \frac{1}{b^4} \cdot r = 0 \quad (131)$$

где су a и b константе и имају следеће вредности:

$$a^2 = E \cdot I_w \cdot I \cdot G \cdot I_t \quad (132)$$

$$b^4 = E \cdot I_w \cdot I_z \cdot I \cdot M_y^2 \quad (133)$$

Решење диференцијалне једначине:

$$\varphi(x) = A \sin(mx) + B \cos(mx) + C \sinh(nx) + D \cosh(nx) \quad (134)$$

A, B, C и D су непознате компоненте, а m и n параметри добијени на основу решења карактеристичне једначине у следећем облику:

$$m = \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4 \cdot a^4} + \frac{1}{b^4}} - \frac{1}{2 \cdot a^2}} \quad , \quad n = \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4 \cdot a^4} + \frac{1}{b^4}} + \frac{1}{2 \cdot a^2}} \quad (135)$$

Када се све среди добија се израз за критичан момент савијања при којем долази до губитка стабилности носача услед бочно – торзионог извијања:

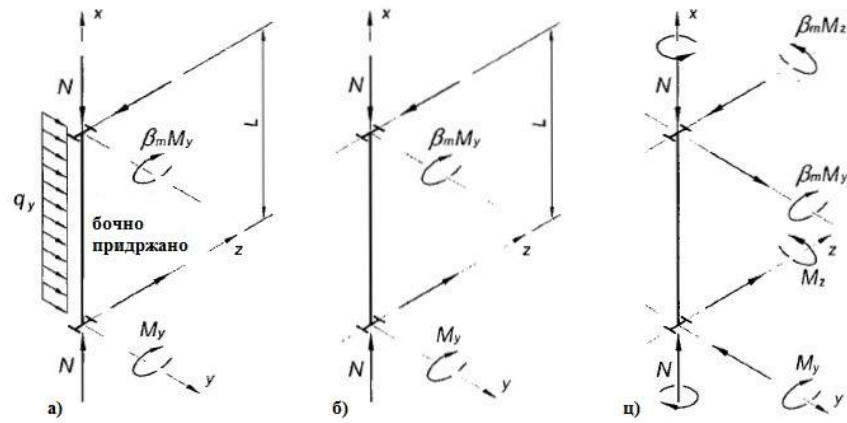
$$M_{cr} = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot I_z}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{I_w}{I_z} + \frac{L^2}{\pi^2} \cdot \frac{G I_t}{E I_z}} \quad (136)$$

3.5 ИЗВИЈАЊЕ ЕКСЦЕНТРИЧНО ПРИТИСНУТИХ ЕЛЕМЕНАТА

Код елемената који су изложени истовременом деловању аксијалне силе притиска и момента савијања проблеми стабилности су још израженији и сложенији у односу на појединачна напрезања. Код отворених попречних пресека какви се најчешће примењују у челичним конструкцијама, присутна је интеракција извијања, савијања и бочно – торзионог извијања. Савијање може да буде око једне или обе главне осе инерције попречног пресека. Са теоријског аспекта, разликују се три карактеристична случаја извијања ексцентрично притиснутих елемената: [11]

- Извијање у равни савијања које се јавља код елемената који су поред аксијалне силе притиска N_c оптерећени и моментом савијања око јаче у – у осе инерције M_y и код којих је спречено бочно и бочно – торзионо извијање. Карактеристично је и за ексцентрично притиснуте елементе оптерећене савијањем око слабије z – z осе инерције $N_c + M_z$ (слика 71a),
- Извијање изван равни савијања које настаје око слабије z – z осе инерције, услед деловања аксијалне силе притиска N_c и момента савијања M_y код елемената код којих није спречено бочно и бочно – торзионо извијање (слика 71b),

- Просторно извијање када на елементе код којих није спречено бочно и бочно – торзионо извијање, поред аксијалне силе притиска N_c , делују и оба момента савијања M_y и M_z (слика 71ц).



Слика 71. *Различити видови извијања ексцентрично притиснутих елемената [11]*

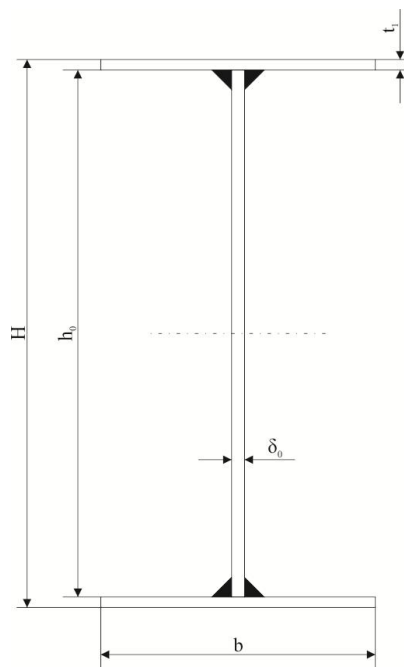
4 ПРИМЕР ПРОРАЧУНА И КОНСТРУИСАЊА ЗАВАРЕНОГ ЛИМЕНОГ НОСАЧА

Полазни подаци:

$$l = 10\text{m}$$

$$q = 120\text{ kN/m}$$

$$\text{Č0361 (S235)} \rightarrow \sigma_{\text{dop}} = 180\text{ MPa}, \tau_{\text{dop}} = 100\text{ MPa}$$



Слика 72. Изглед попречног пресека I профила

1. Одређивање пресека

- Потребна висина носача:

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

- Димензије вертикалног лима:

$$h_0 = 1000 \text{ mm} - \text{висина}$$

$$\delta_0 = 9 + 2,5 \cdot h_0 = 9 + (2,5 \cdot 1000 \cdot 10^{-3}) = 11,5 \text{ mm}$$

$$\text{Усвајам: } \delta_0 = 12 \text{ mm.}$$

- Димензије ламела:

Конструктивно усвајам 3 појасне ламеле.

$$b = 300 \text{ mm} - \text{ширина свих ламела}$$

$$t_1 = 12 \text{ mm} - \text{дебљина прве ламеле}$$

$$t_2 = 20 \text{ mm} - \text{дебљина друге ламеле}$$

$$t_3 = 30 \text{ mm} - \text{дебљина треће ламела}$$

- Отпорни момент вертикалног лима:

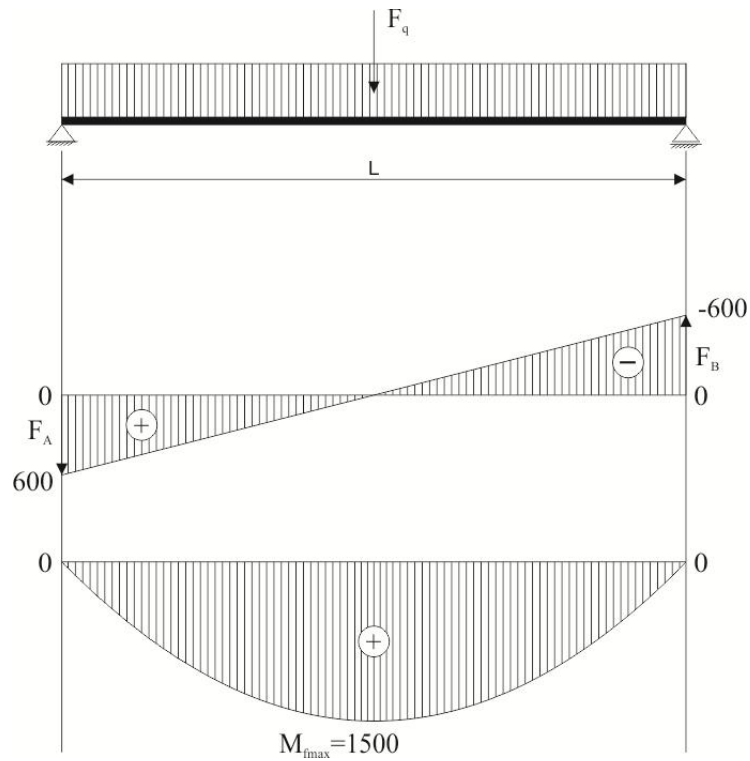
$$W_0 = \frac{l^2 \cdot \delta_0}{6} = \frac{100^2 \cdot 1,2}{6} = 2000 \text{ cm}^3$$

- Максимални момент савијања на средини носача:

$$M_{\text{fmax}} = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{120 \cdot 10^2}{8} = 1500 \text{ kNm}$$

- Отпори ослонаца:

$$\sum F_i = 0 \Rightarrow F_A = F_B = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{120 \cdot 10}{2} = 600 \text{ kN}$$



Графички приказ сила и момента

- Потребни отпорни момент на средини са најјачом ламелом:

$$W_3 = \frac{M_{fmax}}{\delta_{dop}} = \frac{150000}{18} = 8333,33 \text{ cm}^3$$

- Потребна површина попречног пресека:

$$H = h_0 + 2 \cdot t_1 = 100 + 2 \cdot 1,2 = 102,4 \text{ cm}$$

$$A_p = \frac{W_3}{h_0} - \frac{W_0}{H} = \frac{8333,33}{100} - \frac{2000}{102,4} = 63,8 \text{ cm}^2$$

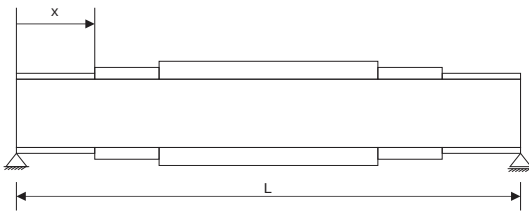
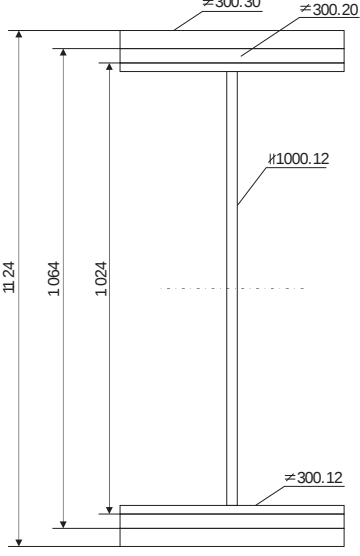
2. Контрола напона у носачу

- Ивични нормални напон у средини распона:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max}}{W_3} = \frac{1500 \cdot 10^6}{8333,33 \cdot 10^3} = 180 \text{ Мпа}$$

- Смичући напон у пресеку десно од ослонца:

$$\tau_{\max} = \frac{F_A \cdot S_x}{I_x \cdot \delta_0} = \frac{600 \cdot 1821,6}{284350 \cdot 1,2} = 32,031 \text{ Мпа}$$

Редни број	Подаци пресека		Подаци пресека носача		Подаци за статичке моменте			Подаци за момент инерције		Подаци за odporне моменте и моменте носивости			
			Делови појединачно	Укупно	Одстојање тежишта елемента од тежишта пресека	Статички момент пресека	Укупно	Појединачно	Укупно	Удаљење	Отпорни момент	Момент носивости	Напон
	Скица попречног пресека	Димензије	cm ²	cm ²	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm ³	kNm	MPa
1.		Вертикали лим #1000.12	120										$\sigma_{max} = \frac{201800}{11213} = 179 < 180 \text{ MPa}$
		Вертикали лим #500.12	60		25	1500		100000					
2.		Прва ламела 2 #300.12	36										
		Прва ламела #300.12	18	156	50,6	1821,6	3321,6	184350	284350	51,2	5620	1011	
3.		Друга ламела 2 #300.20	60										
		Друга ламела #300.20	30	180	52,2	3132	4632	312140	412140	53,2	8081	1455	
4.		Трећа ламела 2 #300.30	90										
		Трећа ламела #300.30	45	210	54,7	4923	6462	477472	577472	56,2	11213	2018	

5 AUTODESK ROBOT STRUCTURAL ANALYSIS

Компанија Autodesk настала је 1982. године и данас поседује велики број специјализованих софтвера које користе архитекте, грађевински и машински инжењери, дизајнери и многи други. Тренутно компанија располаже са 185 софтвера, а само неки од најпознатијих су:

- 3ds Max
- AutoCAD
- Inventor
- Maya
- Simulation Mechanical
- Moldflow
- Robot Structural Analysis.

На званичном сајту компаније извршена је подела софтвера према областима инжењерства. На слици 73 приказани су софтвери за грађевинске конструкције.[12]



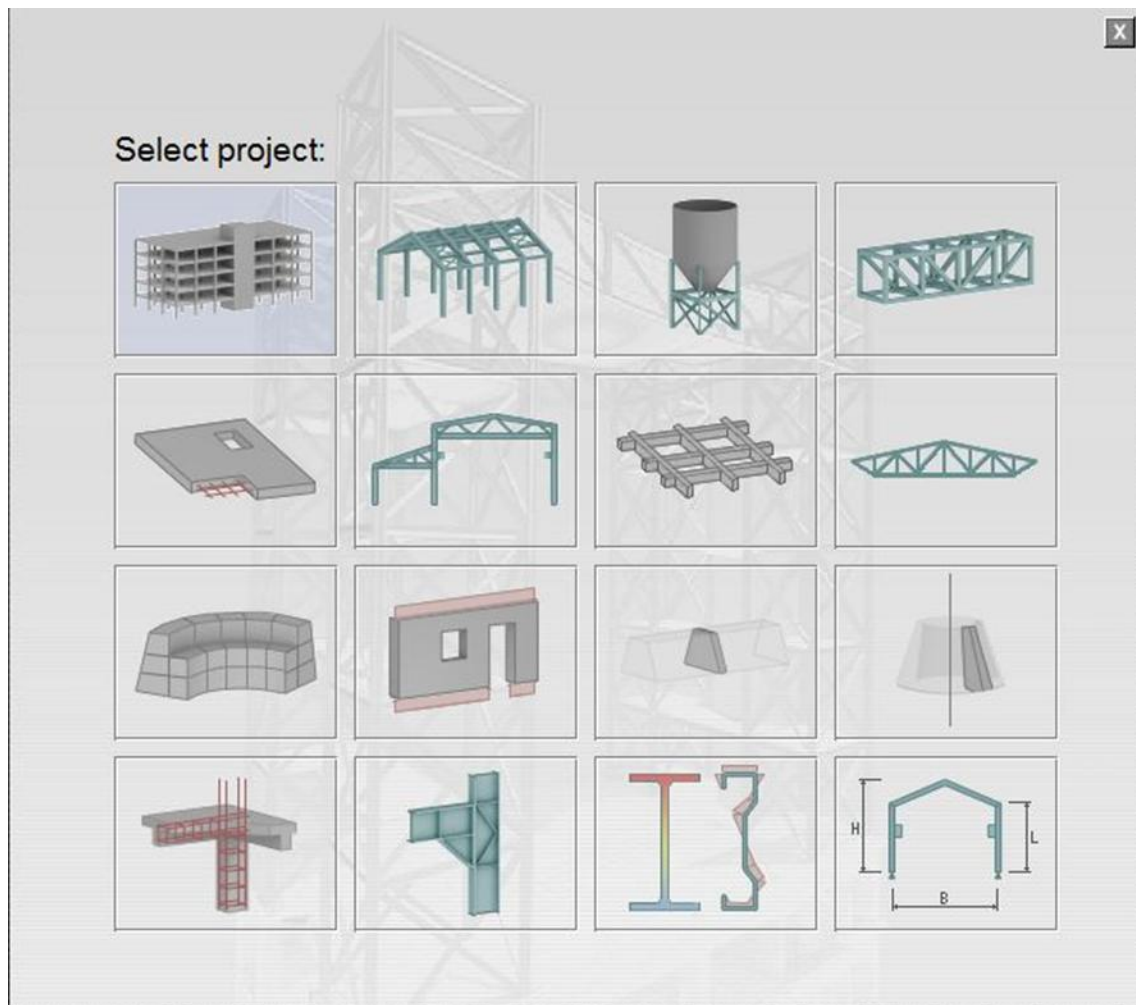
Слика 73. Група софтвера за грађевинске конструкције

Неки од софтвера као што је Inventor поседује широк спектар примене, па се може наћи у већем броју група.

За напредну структурну анализу креиран је софтвер Robot Structural Analysis. Осмишљен је тако да инжењерима пружа алате помоћу којих могу да разумеју понашање конструкције било ког типа и да изврше њено испитивање у складу са одређеним

стандардима. У склопу софтвера уграђен је BIM – Bilding Information Modeling, систем који омогућава размену иформација између чланова тима, па и читавих тимова који учествују у пројектовању. Било каква измена на пројекту прослеђује се свим члановима и остаје документована. На тај начин убрзано је пројектовање и читав процес пројектовања подложен је мањем броју грешака.[13]

При самом покретању софтвера условљен је одабир конструкције. Прозор за одабир пројекта приказан је на слици 74.

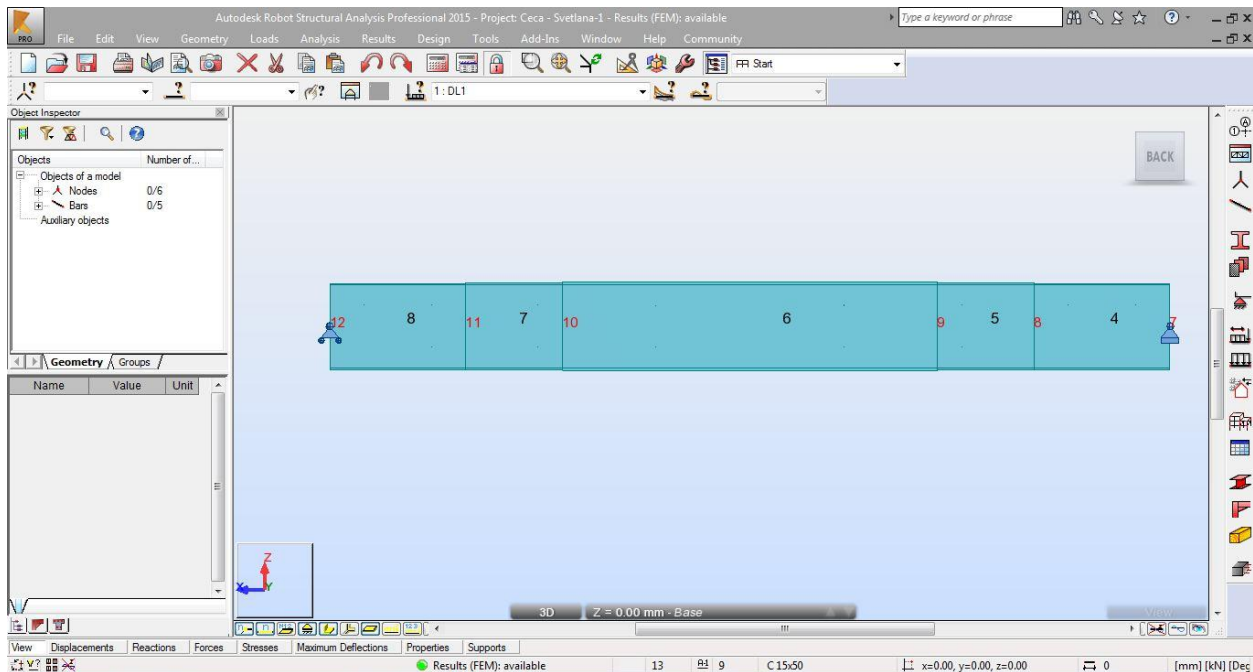


Слика 74. Прозор за одабир нове конструкције

У склопу прозора са слике 74 може се изабрати: *Building Design, Frame 3D Design, Shell Design, Truss 3D Design, Plate Design, Frame 2D Design, Grillage Design, Truss 2D Design, Volumetric Structure Design, Plane Stress Structure Design, Plane Deformation Structure Design, Axsymmetric Structure Design, RC Elements Design, Connection Design, Section Definition, Parametrized Structure Design.*

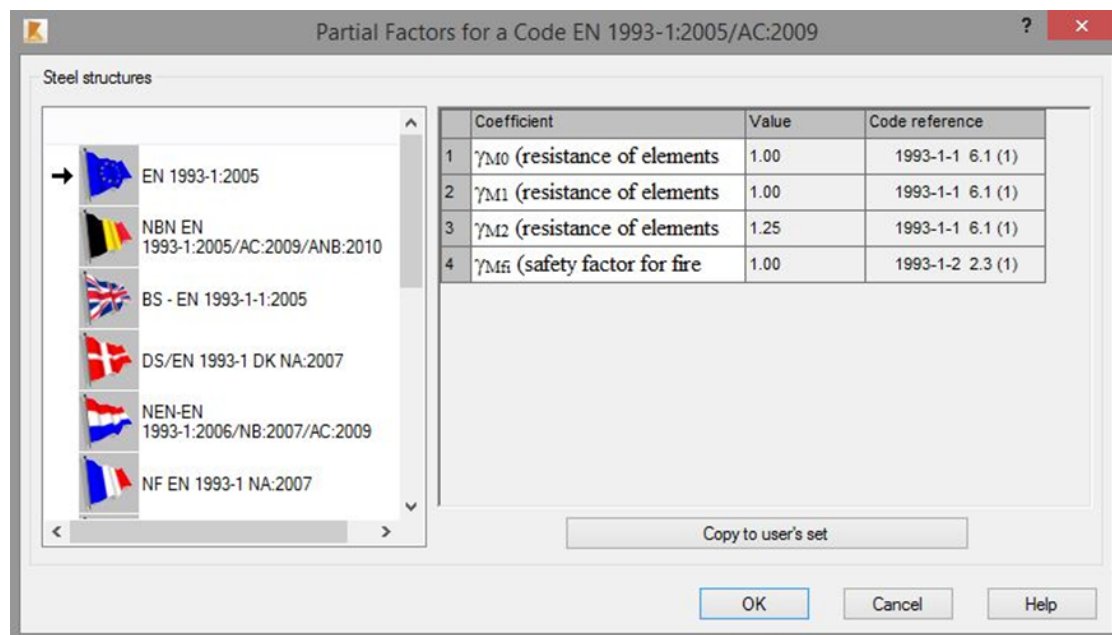
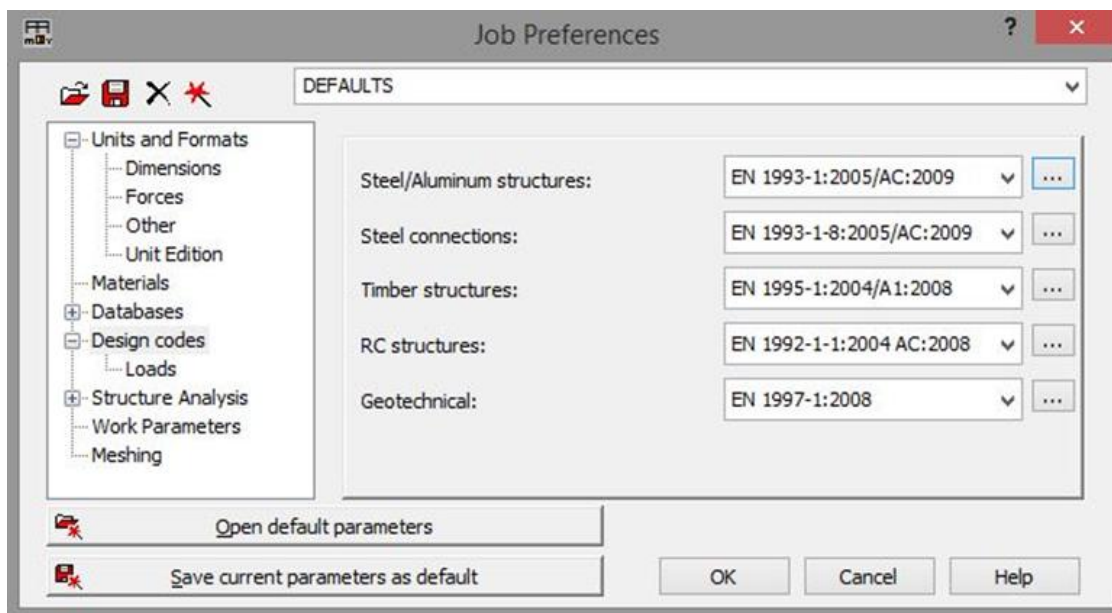
Одабиром новог пројекта Truss 3D Design отвара се прозор који је углавном исти за све друге пројекте.

Пример радног окружења приказан је на слици 75.



Слика 75. Радно окружење програма Autodesk Robot Structural Analysis

За боље пословање фирме Autodesk морало се приступити усклађивању прорачуна симулација са свим већим стандардима. На слици 76 приказана је опција *Job preferences...* за одабир стандарда по којима ће се вршити прорачун. На самом почетку треба извршити прави одабир стандарда, као и подешавања јединица које се користе у прорачуну које се може извршити у овом прозору.[15]



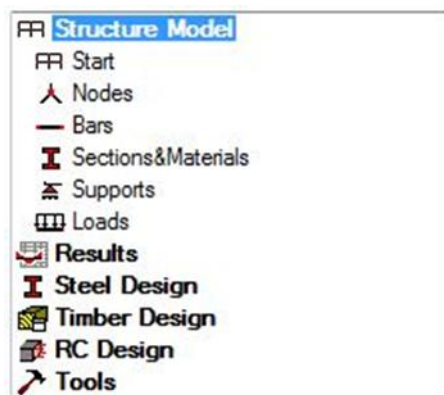
Слика 76. Одабир стандарда за прорачун конструкције

Једна од најважнијих особина овог програма је једноставан прозор у заглављу за одабир подмодула који је приказан на слици 77.[14]

Подмодули се могу разликовати од случаја до случаја у зависности који је тип пројекта на почетку одабран. Подмодули су подељени тако да је олакшано „кретање“ кроз конструисање, затим преглед резултата, одабира попречног пресека штапова конструкције и за посебне елементе, дрвену и бетонску грађу. Последњи подмодул *Tools* служи за корисничко дефинисање попречног пресека, прављење забелешки и за израду техничке документације. Најважнији подмодули су *Structure Model* и *Results*.

Structure Model подмодул служи за корисничко креирање конструкције. У њему се задају попречни пресеци претходно моделираних елемената (делова конструкције). Након тога следи задавање оптерећења. Пре било ког увођења оптерећења неопходно је програму задати сопствено оптерећење конструкције, јер у супротном остала оптерећења неће бити доступна.

У погледу оптерећења, посебна пажња је посвећена *Special Loads (Moving...) loads..* за задавање покретног оптерећења и *Wind and Snow* за задавање ветра и снега као оптерећења. Оптерећење ветром задаје се преко иконице *Wind loads simulation – Generate wind loads....* За задатак који сам решавала није имало потребе задавати ова оптерећења.



Слика 77. Подмодули

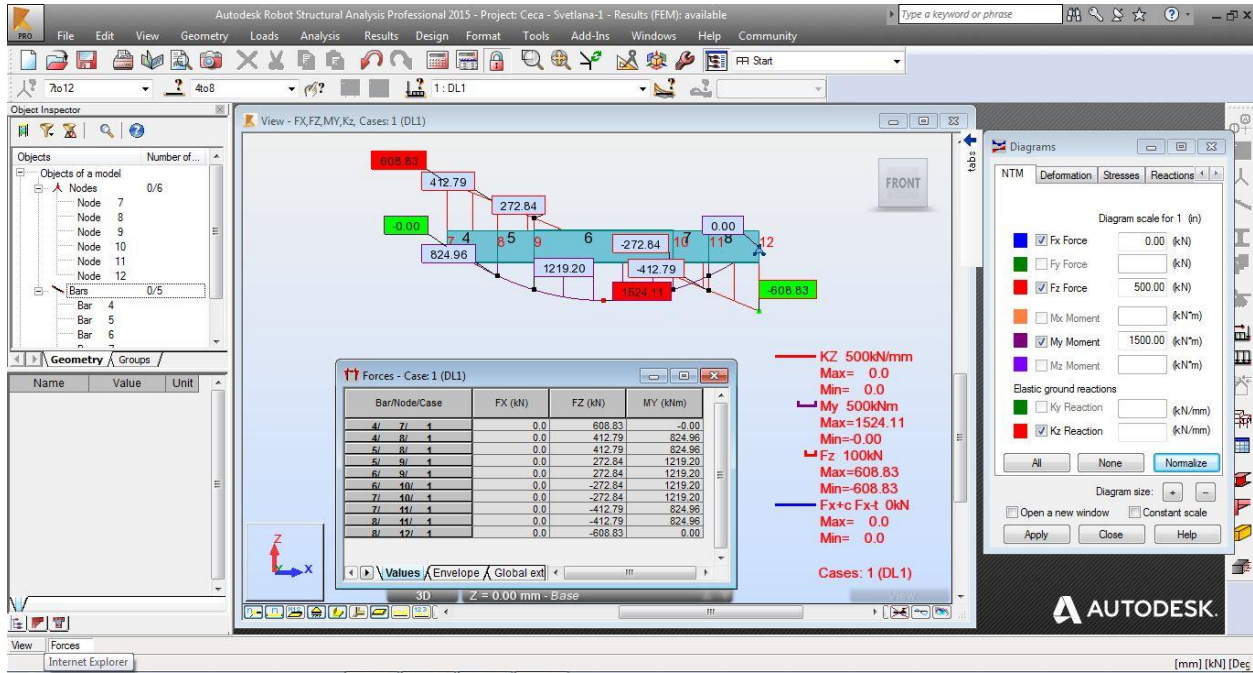
За приказ резултата користи се подмодул *Results* који у себи садржи опције *Result*, *Detailed Analysis*, *Stress Analysis – bars Stress u Analysis – structure*. Преласком на подмодул *Results* радно окружење поприма другачији изглед. Задржава се изглед модела, са тим да се на моделу приказују евентуални резултати. Поред модела налази се прозор за одабир резултата као што су: *NTM* (силе и моменти), *Deformation*, *Stressess*, *Reaction* и др. У картици *Parameters* врши се подешавање изгледа резултата, односно дијаграма. Резултати се могу приказивати у оквиру новог прозора и вредности резултата могу се скалирати како би њихов изглед био погоднији за преглед. Резултати се преводе у табеле које може отворити програм *Microsoft Excel*.

Само приказивање резулта није довољно ако се не може документовати на папиру. За ту потребу креирана је иконица *Printout Composition* која служи за стандардизовање приказа резултата. Активирањем ове иконице отвара се прозор који је подељен на два дела. На левом делу прозора налази се стандардна база резулта и појединачним селектовањем и кликом на иконицу *Open* преводи се у десни део прозора у коме се двокликом отварају резултати у програму *Microsoft Word*. Резултати се могу отварати и у *Microsoft Excele*-у или било ком интернет претраживачу.

У току прегледа резултата на моделу се могу директно фотографисати резултати који се јављају као кориснички у претходно поменутом прозору.

Резултати се приказују у стандардној форми, са оквиром и заглављем у које се уноси аутор пројекта, адреса, назив пројекта и у том смислу олакшава се њихово документовање.

Пример изгледа резултат у оквиру 3D модела приказан је на слици 78.



Слика 78. Приказ резултата

Резултати преведени у Word документ биће приказани у следећем поглављу. Биће приказана провера носача према Еурокоду. На самом почетку дат је опис попречног пресека носача.

Носач је подељен на три дела са обзиром да су конструктивно усвојене три ламеле. Неопходно је, најпре, формирати попречне пресеке према претходно усвојеним препорукама. Након тога врши се моделирање делова носача при том да сваки део има одређену дужину која је зависна од теоријске дужине појасне ламеле а чија је дужина установљена прорачуном приказаном у претходном поглављу. Самим тим носач је састављен из шест делова јер се само на тај начин може задати различит попречни пресек за исти носач и извршити анализа и симулирање носача.

Додатак 1.



Са тачкама 7, 8, 9, 10, 11, 12 означене црвеном бојом приказане су карактеристичне тачке у смислу почетка и краја појасних ламела док је са 13 приказана карактеристична тачка на средини распона носача у циљу приказивања резултата за ту тачку.

У додатку 2, у табели под називом Data - Section приказане су карактеристике претходно формираних порепчних пресека.

Додатак 2.

Data - Sections

Section name	Bar list	AX (cm2)	AY (cm2)	AZ (cm2)	IX (cm4)	IY (cm4)	IZ (cm4)
I-BISYM_V_1	4 8	180.000	60.000	120.000	85.093	253628.800	3139.400
I-BISYM_V_2	5 7	220.000	100.000	120.000	183.775	360133.333	5222.733
I-BISYM_V_3	6	270.000	150.000	120.000	473.132	497950.000	7826.900

Назив попречног пресека „I-BISYM“ програм генерички задаје и по потреби се може променити и сачувати у претходно креираној бази попречних пресека.

AX, AY, AZ – површине

IX – аксијални момент инерције за осу X

IY – момент инерције за осу Y

IZ – момент инерције за осу Z

Коришћени материјал је Č0361 по SRPS стандарду што је еквивалент челику S235 по Еврокоду. У додатку 3, у табели под називом Data – Materijal, приказане су основе карактеристике материјала S235.

Додатак 3.

Data - Materials

	Material	E (MPa)	G (MPa)	NI	LX (1/°C)	RO (kN/m3)	Re (MPa)
1	S 235	210000.00	81000.00	0.30	0.00	77.01	235.00

E – модул еластичности,
 ν – Поасонов коефицијент,
 α_k – коефицијент температурног ширења,
 ρ – густина материјала,
 σ – напон.

Поставком задатка задато је континуално оптерећење у вредности од $q = 120 \text{ kN/m}$ дуж целокупне дужине носача. Међутим, задавање било ког типа оптерећења условљено је задавањем оптерећења сопственом масом конструкције.

У додатку 4, у табели под називом Loads - Value, приказана су оптерећења која делују на носач.

Додатак 4.

Loads - Values

- Cases: 1

Case	Load type	List	Load values
1	self-weight	4to8	PZ Negative Factor=1.00
1	uniform load	4to8	PZ=-120.00(kN/m)

Self-weight – сопствено оптерећење конструкције,
 Uniform load – спољашње континуално оптерећење

Оба оптерећења су обухваћена једном групом (case: 1) под називом „DL1“.

Карактеристике ослонаца приказане су у табели додатка 5 под називом Data – Supports.

На основу задатог оптерећења програм табеларно даје вредности реакције ослонаца.

Додатак 5.

Data - Supports

Support name	List of nodes	List of edges	List of objects	Support conditions
Pinned	7			UX UZ
Support_1	12			UZ

Reactions:1 in the coordinate system: global - Case: 1 (DL1): Values: 1**in the coordinate system: global - Case: 1 (DL1)**

Node/Case	FX (kN)	FZ (kN)	MY (kNm)
7/1	0,0	608,78	-0,00
12/1	0,0	608,78	-0,00
Case 1	DL1		
Sum of val.	0,0	1217,57	-0,00
Sum of reac.	0,0	1217,57	-6087,84
Sum of forc.	0,0	-1217,57	6087,84
Check val.	0,0	0,00	-0,00
Precision	7,79132e-014	2,16808e-028	

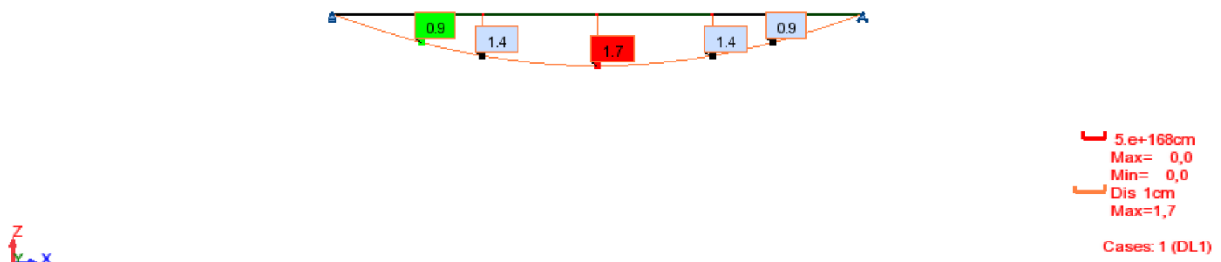
У табели додатка 6 под називом Displacement – Case приказане су вредности угиба и нагиба у претходно дефинисаним тачкама односно на почецима појасних ламела, ослонцима као и на средини носача. Такође, дат је и графички приказ дијаграма угиба.

Додатка 6.**Displacements - Case: 1 (DL1): Values: 1****- Case: 1 (DL1)**

Node/Case	UX (cm)	UZ (cm)	RY (Rad)
7/ 1	0,0	0,0	0,006
8/ 1	0,0	-0,9	0,005
9/ 1	0,0	-1,4	0,003
10/ 1	0,0	-1,4	-0,003
11/ 1	0,0	-0,9	-0,005
12/ 1	0,0	0,0	-0,006
13/ 1	0,0	-1,7	0,000

View - Exact deformation(s),Reaction moments(kN*m), Cases: 1 (DL1)

View - Exact deformation(s); Cases: 1 (DL1)



У табели додатка 7 под називом Force – Case приказане су вредности сила у претходно дефинисаним тачкама односно на почецима појасних ламела, ослонцима као и на средини носача. Такође, дат је табеларни приказ сила. Максимална вредност силе је у ослонцима и износи 608,78 kN.

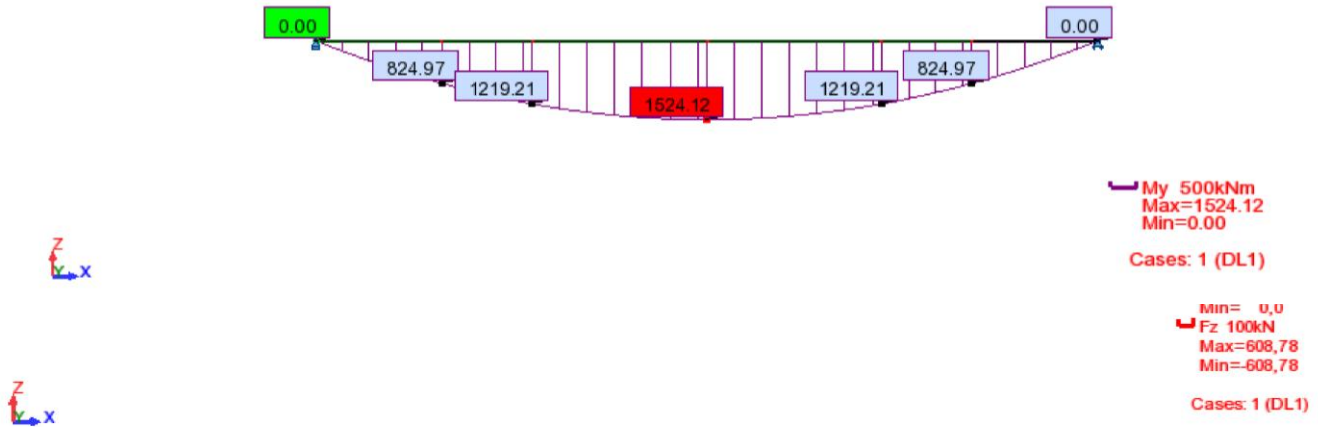
Додатак 7.

Forces - Case: 1 (DL1): Values: 1

- Case: 1 (DL1)

Bar/Node/Case			FX (kN)	FZ (kN)
4/	7/	1	0,0	608,78
4/	8/	1	0,0	403,76
5/	8/	1	0,0	403,76
5/	9/	1	0,0	264,30
6/	9/	1	0,0	264,30
6/	10/	1	0,0	-264,30
7/	10/	1	0,0	-264,30
7/	11/	1	0,0	-403,76
8/	11/	1	0,0	-403,76
8/	12/	1	0,0	-608,78

View - FZ; Cases: 1 (DL1)



Дијаграм момента дат је у додатку 7. Табеларни приказ момента дат је у табели под називом Moment – Case. Максимална вредност момента износи 1524 kNm у додатку 8.

Додатак 8.

Moment - Case: 1 (DL1): Values: 2

- Case: 1 (DL1)

Bar/Node/Case			MY (kNm)
4/	7/	1	-0,00
4/	8/	1	855,10
5/	8/	1	855,10
5/	9/	1	1237,90
6/	9/	1	1237,90
6/	10/	1	1237,90
7/	10/	1	1237,90
7/	11/	1	855,10
8/	11/	1	855,10
8/	12/	1	0,00

View - MY,Reaction moments(kN*m), Cases: 1 (DL1)

У додатку 9 напон је приказан табеларно, у табели под називом Stresses – Case.

Максимална вредности напона је у тачки 5 односно 7 где је извршен прелаз са друге на трећу ламелу и износи 178,74 MPa.

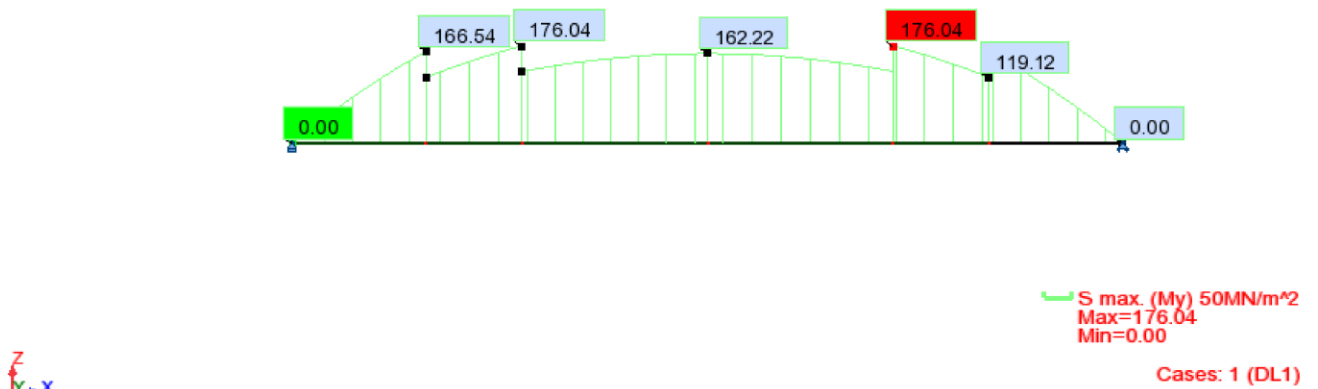
Додатак 9.

Stresses - Case: 1 (DL1): Values: 1

- Case: 1 (DL1)

Bar/Node/Case	S max (MPa)	S min (MPa)	S max(My) (MPa)	S min(My) (MPa)	Fx/Ax (MPa)
4/ 7/ 1	0,00	-0,00	0,00	-0,00	0,0
4/ 8/ 1	172,62	-172,62	172,62	-172,62	0,0
5/ 8/ 1	123,47	-123,47	123,47	-123,47	0,0
5/ 9/ 1	178,74	-178,74	178,74	-178,74	0,0
6/ 9/ 1	131,76	-131,76	131,76	-131,76	0,0
6/ 10/ 1	131,76	-131,76	131,76	-131,76	0,0
7/ 10/ 1	178,74	-178,74	178,74	-178,74	0,0
7/ 11/ 1	123,47	-123,47	123,47	-123,47	0,0
8/ 11/ 1	172,62	-172,62	172,62	-172,62	0,0
8/ 12/ 1	0,00	-0,00	0,00	-0,00	0,0

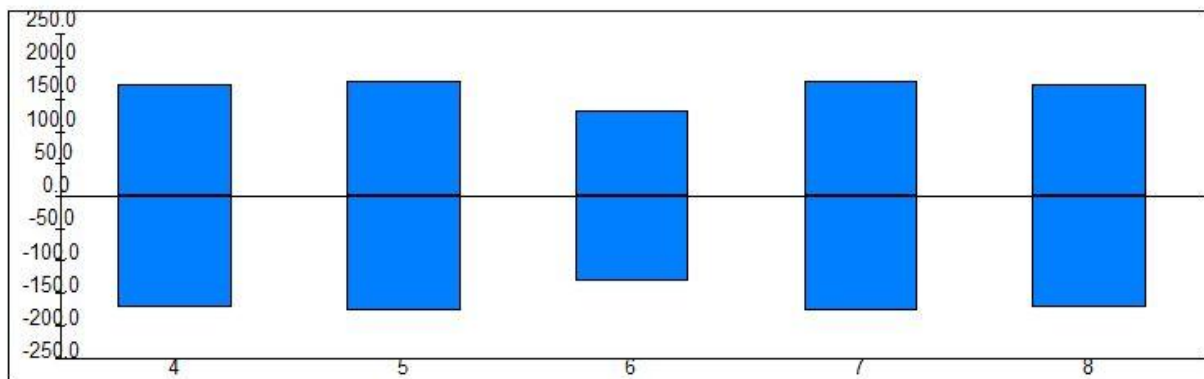
View - S max(My), Reaction moments(kN*m), Cases: 1 (DL1)



У додатку 10 дат је приказ глобалне анализе напона делова носача.

Додатак 10 .

Global Analysis - Bars:

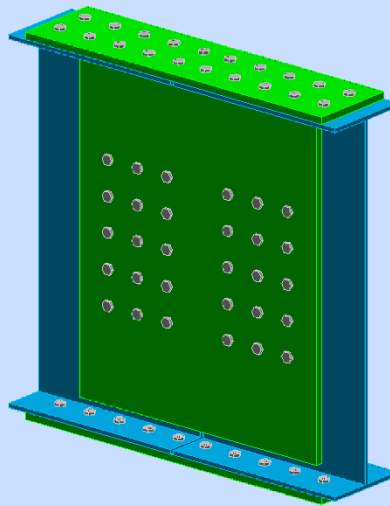


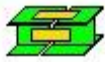
Label	Lower limit	Upper limit	Out of limit	Within limit	Color	Min	Max
Sigma (MPa)	-180,00	180,00		4to8		-178,74	178,74

У додатку 11 дат је монтажни наставак који је изведен закивањем. Извршено је настављање носача на ребру и стопицама, као показни пример. Истих је димензија, само је спајан закивцима а у следећем додатку биће приказан заваривањем.

Додатк 11.

Connection (1.1)





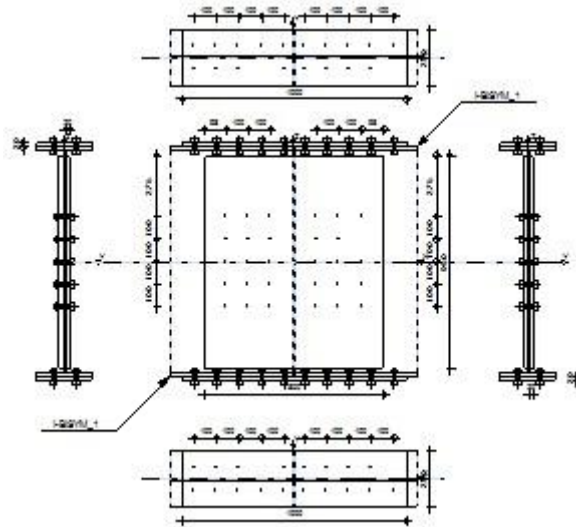
Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2015

Calculation of the beam-to-beam splice connection

EN 1993-1-8:2005/AC:2009



Ratio
0.96



GENERAL

Connection no.: 1

Connection name: Beam Splice

RIGHT BEAM

Section: I-BISYM_1

$h_{b1} = 1024$ [mm] Height of beam section
 $b_{fb1} = 250$ [mm] Width of beam section
 $t_{wb1} = 10$ [mm] Thickness of the web of beam section
 $t_{fb1} = 12$ [mm] Thickness of the flange of beam section
 $A_{b1} = 16000.000$ [mm²] Cross-sectional area of a beam
 $I_{yb1} = 2369621333.333$ [mm⁴] Moment of inertia of the beam section

Material: STEEL M-180A

$f_{yb1} = 344.74$ [MPa] Resistance

$f_{ub1} = 482.63$ [MPa]

LEFT BEAM

Section: I-BISYM_1

$h_{b2} = 1024$ [mm] Height of beam section
 $b_{fb2} = 250$ [mm] Width of beam section
 $t_{wb2} = 10$ [mm] Thickness of the web of beam section
 $t_{fb2} = 12$ [mm] Thickness of the flange of beam section
 $A_{b2} = 16000.000$ [mm²] Cross-sectional area of a beam
 $I_{yb2} = 2369621333.333$ [mm⁴] Moment of inertia of the beam section

$h_{b2} = 1024$ [mm] Height of beam section
 Material: STEEL M-180A
 $f_{yb2} = 344.74$ [MPa] Resistance
 $f_{ub2} = 482.63$ [MPa]

SPLICE PLATE

Type: bilateral
 $l_{pw} = 800$ [mm] Plate length
 $h_{pw} = 950$ [mm] Plate height
 $t_{pw} = 20$ [mm] Plate thickness
 Material: STEEL M-180A
 $f_{ypw} = 344.74$ [MPa] Design resistance
 $f_{upw} = 482.63$ [MPa] Tensile resistance

UPPER EXTERNAL PLATE

$l_{pe} = 1000$ [mm] Plate length
 $h_{pe} = 250$ [mm] Plate height
 $t_{pe} = 20$ [mm] Plate thickness
 Material: STEEL A53 Gr.B
 $f_{ype} = 241.32$ [MPa] Design resistance
 $f_{upe} = 413.69$ [MPa] Tensile resistance

LOWER EXTERNAL PLATE

$l_{pe} = 1000$ [mm] Plate length
 $h_{pe} = 250$ [mm] Plate height
 $t_{pe} = 20$ [mm] Plate thickness
 Material: STEEL A53 Gr.B
 $f_{ype} = 241.32$ [MPa] Design resistance
 $f_{upe} = 413.69$ [MPa] Tensile resistance

RIGHT SIDE

BOLTS CONNECTING A SPLICE PLATE WITH THE BEAM WEB

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class = A490 Bolt class
 $d = 16$ [mm] Bolt diameter
 $d_0 = 17$ [mm] Bolt opening diameter
 $A_s = 198.064$ [mm²] Effective section area of a bolt
 $A_v = 197.933$ [mm²] Area of bolt section
 $k_s = 1.00$ Coefficient for calculation of $F_{s,Rd}$
 $\mu = 0.90$ Friction coefficient
 $f_{yb} = 896.32$ [MPa] Yield strength of bolt
 $f_{ub} = 1034.21$ [MPa] Bolt tensile resistance
 $n_h = 3$ Number of bolt columns
 $n_v = 5$ Number of bolt rows
 $e_1 = 275$ [mm] Level of first bolt
 $p_2 = 100$ [mm] Horizontal spacing
 $p_1 = 100$ [mm] Vertical spacing

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM TOP FLANGE

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class =	A490		Bolt class
d =	16	[mm]	Bolt diameter
d ₀ =	17	[mm]	Bolt opening diameter
A _s =	198.064	[mm ²]	Effective section area of a bolt
A _v =	197.933	[mm ²]	Area of bolt section
k _s =	1.00		Coefficient for calculation of F _{s,Rd}
μ =	0.90		Friction coefficient
f _{yb} =	896.32	[MPa]	Yield strength of bolt
f _{ub} =	1034.21	[MPa]	Bolt tensile resistance
n _h =	1		Number of bolt columns
n _v =	5		Number of bolt rows
e ₁ =	40	[mm]	Level of first bolt
p ₁ =	100	[mm]	Vertical spacing

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM BOTTOM FLANGE

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class =	A490		Bolt class
d =	16	[mm]	Bolt diameter
d ₀ =	17	[mm]	Bolt opening diameter
A _s =	198.064	[mm ²]	Effective section area of a bolt
A _v =	197.933	[mm ²]	Area of bolt section
k _s =	1.00		Coefficient for calculation of F _{s,Rd}
μ =	0.90		Friction coefficient
f _{yb} =	896.32	[MPa]	Yield strength of bolt
f _{ub} =	1034.21	[MPa]	Bolt tensile resistance
n _h =	1		Number of bolt columns
n _v =	5		Number of bolt rows
e ₁ =	40	[mm]	Level of first bolt
p ₁ =	100	[mm]	Vertical spacing

LEFT SIDE

BOLTS CONNECTING A SPLICE PLATE WITH THE BEAM WEB

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class =	A490		Bolt class
d =	16	[mm]	Bolt diameter
d ₀ =	17	[mm]	Bolt opening diameter
A _s =	198.064	[mm ²]	Effective section area of a bolt
A _v =	197.933	[mm ²]	Area of bolt section
k _s =	1.00		Coefficient for calculation of F _{s,Rd}

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

$\mu =$	0.90	Friction coefficient
$f_{yb} =$	896.32 [MPa]	Yield strength of bolt
$f_{ub} =$	1034.21 [MPa]	Bolt tensile resistance
$n_h =$	3	Number of bolt columns
$n_v =$	5	Number of bolt rows
$e_1 =$	275 [mm]	Level of first bolt
$p_2 =$	100 [mm]	Horizontal spacing
$p_1 =$	100 [mm]	Vertical spacing

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM TOP FLANGE

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class =	A490	Bolt class
$d =$	16 [mm]	Bolt diameter
$d_0 =$	17 [mm]	Bolt opening diameter
$A_s =$	198.064 [mm ²]	Effective section area of a bolt
$A_v =$	197.933 [mm ²]	Area of bolt section
$k_s =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{s,Rd}$
$\mu =$	0.90	Friction coefficient
$f_{yb} =$	896.32 [MPa]	Yield strength of bolt
$f_{ub} =$	1034.21 [MPa]	Bolt tensile resistance
$n_h =$	1	Number of bolt columns
$n_v =$	5	Number of bolt rows
$e_1 =$	40 [mm]	Level of first bolt
$p_1 =$	100 [mm]	Vertical spacing

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM BOTTOM FLANGE

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Connection category C

Class =	A490	Bolt class
$d =$	16 [mm]	Bolt diameter
$d_0 =$	17 [mm]	Bolt opening diameter
$A_s =$	198.064 [mm ²]	Effective section area of a bolt
$A_v =$	197.933 [mm ²]	Area of bolt section
$k_s =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{s,Rd}$
$\mu =$	0.90	Friction coefficient
$f_{yb} =$	896.32 [MPa]	Yield strength of bolt
$f_{ub} =$	1034.21 [MPa]	Bolt tensile resistance
$n_h =$	1	Number of bolt columns
$n_v =$	5	Number of bolt rows
$e_1 =$	40 [mm]	Level of first bolt
$p_1 =$	100 [mm]	Vertical spacing

MATERIAL FACTORS

$\gamma_{M0} =$	1.00	Partial safety factor	[2.2]
$\gamma_{M2} =$	1.25	Partial safety factor	[2.2]
$\gamma_{M3} =$	1.25	Partial safety factor	[2.2]

LOADS

Case: Manual calculations.

ULTIMATE LIMIT STATE

$N_{Ed1} =$	100.00	[kN]	Axial force
$V_{z,Ed1} =$	600.00	[kN]	Shear force
$M_{y,Ed1} =$	800.00	[kN*m]	Bending moment
$N_{Ed2} =$	100.00	[kN]	Axial force
$V_{z,Ed2} =$	600.00	[kN]	Shear force
$M_{y,Ed2} =$	800.00	[kN*m]	Bending moment

RESULTS

Results for one side of connection (geometry and loads are symmetrical)

Axial force

Plate	A_i [mm ²]	EQUIVALENT FORCES N_i [kN]	EQUIVALENT FORCES $N_i(M_{y,Ed})$ [kN]	Resultant force $N_{Ed,i}$ [kN]
	$A_{pw} = 19000.000$	39.58	-	$N_{Ed,pw} = 79.17$
	$A_{pfue} = 5000.000$	10.42	381.34	$N_{Ed,pfue} = 391.75$
	$A_{pfle} = 5000.000$	10.42	-381.34	$N_{Ed,pfle} = -370.92$

$$N_i = (N_{Ed} \cdot A_i) / (2 \cdot A_{wp} + A_{pfue} + A_{pfle})$$

$$N_{Ed,i} = N_i + N_i(M_{y,Ed})$$

Shear force Z

Plate	A_i [mm ²]	$V_{z,Ed,i}$ [kN]
	$A_{z,pw} = 19000.000$	$V_{z,Ed,pw} = 237.50$
	$A_{z,pfue} = 5000.000$	$V_{z,Ed,pfue} = 62.50$
	$A_{z,pfle} = 5000.000$	$V_{z,Ed,pfle} = 62.50$

Bending moment Y

Plate	$I_{y,i}$ [mm ⁴]	EQUIVALENT FORCES $M_{y,i}$ [kN*m]	Resultant force $M_{y,Ed,i}$ [kN*m]
	$I_{y,pw} = 1428958333.333$	204.76	$M_{y,Ed,pw} = 204.76$
	$I_{y,pfue} = 1362586666.667$	195.24	-

Plate	$I_{y,i}$ [mm ⁴]	EQUIVALENT FORCES $M_{y,i}$ [kN*m]	Resultant force $M_{y,Ed,i}$ [kN*m]
	$I_{y,pfle} = 1362586666.667$	195.24	-

$$M_{y,i} = (M_{y,Ed} * I_{y,i}) / (2 * I_{pw} + I_{pfue} + I_{pfle})$$

BOLTS CONNECTING A SPLICE PLATE WITH THE BEAM WEB

BOLT CAPACITIES

$F_{v,Rd} =$	196.52	[kN]	Shear resistance of the shank of a single bolt	$F_{v,Rd} = 0.6 * f_{ub} * A_v * m / \gamma_{M2}$
$F_{p,c} =$	143.39	[kN]	Prestressing force in a bolt	$F_{p,c} = 0.7 * f_{ub} * A_s$
$F_{s,Rd} =$	206.48	[kN]	Slippage resistance of a bolt	$F_{s,Rd} = (k_s * m * \mu / \gamma_{M3}) * F_{p,c}$

Bolt bearing on the beam

Direction x

k _{1x} =	2.50	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}		k _{1x} = min[2.8*(e ₁ /d ₀)-1.7, 1.4*(p ₁ /d ₀)-1.7, 2.5]
k _{1x} > 0.0	2.50	> 0.00	verified	
α _{bx} =	1.00	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}		α _{bx} =min[e ₂ /(3*d ₀), p ₂ /(3*d ₀)-0.25, f _{ub} /f _u , 1]
α _{bx} > 0.0	1.00	> 0.00	verified	
F _{b,Rd1x} =	153.24	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	F _{b,Rd1x} =k _{1x} *α _{bx} *f _u *d*Σt _i /γ _{M2}

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$		$k_{1z}=\min[2.8*(e_2/d_0)-1.7, 1.4*(p_2/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50	> 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$		$\alpha_{bz}=\min[e_1/(3*d_0), p_1/(3*d_0)-0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	1.00	> 0.00	verified	
$F_{b,Rd1z} =$	153.24	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1z}=k_{1z}*\alpha_{bz}*f_u*d*\sum t_i/\gamma_{M2}$

Bolt bearing on the plate

Direction x

$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$		$k_{1x}=\min[2.8*(e_1/d_0)-1.7, 1.4*(p_1/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	2.50	> 0.00	verified	
$\alpha_{bx} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$		$\alpha_{bx}=\min[e_2/(3*d_0), p_2/(3*d_0)-0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	1.00	> 0.00	verified	
$F_{b,Rd2x} =$	612.94	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2x}=k_{1x}*\alpha_{bx}*f_u*d*\sum t_i/\gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z}=\min[2.8*(e_2/d_0)-1.7, 1.4*(p_2/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50	> 0.00	verified
$\alpha_{bz} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz}=\min[e_1/(3*d_0), p_1/(3*d_0)-0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	1.00	> 0.00	verified
$F_{b,Rd2z} =$	612.94	[kN]	Bearing resistance of a single bolt
			$F_{b,Rd2z}=k_{1z}*\alpha_{bz}*f_u*d*\sum t_i/\gamma_{M2}$

ULTIMATE LIMIT STATE

Bolt shear

$F_{x,N} =$	5.28	[kN Component force in a bolt due to influence of the longitudinal force on the x direction]	$F_{x,N} = N / n_b$
$F_{z,Vz} =$	40.00	[kN Component force in a bolt due to influence of the shear force V_z on the z direction]	$F_{z,Vz} = V_z / n_b$

$F_{x,N} = 5.28$	[kN]	Component force in a bolt due to influence of the longitudinal force on the x direction	$F_{x,N} = N /n_b$
$F_{x,My} = 142.5$	[kN]	Component force in a bolt due to influence of the moment M_y on the x direction	$F_{x,My} = M_y * z_i / \sum (x_i^2 + z_i^2)$
$F_{z,My} = 71.25$	[kN]	Component force in a bolt due to influence of the moment M_y on the z direction	$F_{z,My} = M_y * x_i / \sum (x_i^2 + z_i^2)$
$F_{x,Ed} = 147.7$	[kN]	Design total force in a bolt on the direction x	$F_{x,Ed} = F_{x,N} + F_{x,My}$
$F_{z,Ed} = 111.2$	[kN]	Design total force in a bolt on the direction z	$F_{z,Ed} = F_{z,Vz} + F_{z,My}$
$F_{Ed} = 184.9$	[kN]	Resultant shear force in a bolt	$F_{Ed} = \sqrt{(F_{x,Ed}^2 + F_{z,Ed}^2)}$
$F_{Rd,x} = 153.2$	[kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction x	$F_{Rd,x} = \min(F_{bRd1,x}, F_{bRd2,x})$
$F_{Rd,z} = 153.2$	[kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction z	$F_{Rd,z} = \min(F_{bRd1,z}, F_{bRd2,z})$
$ F_{x,Ed} \leq F_{Rd,x}$		$ 147.78 < 153.24$	verified (0.96)
$ F_{z,Ed} \leq F_{Rd,z}$		$ 111.25 < 153.24$	verified (0.73)
$F_{Ed} \leq F_{s,Rd}$		$184.98 < 206.48$	verified (0.90)

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM TOP FLANGE

BOLT CAPACITIES

$F_{v,Rd} = 98.26$	[kN]	Shear resistance of the shank of a single bolt	$F_{v,Rd} = 0.6 * f_{ub} * A_v * m / \gamma_{M2}$
$F_{p,c} = 143.39$	[kN]	Prestressing force in a bolt	$F_{p,c} = 0.7 * f_{ub} * A_s$
$F_{s,Rd} = 103.24$	[kN]	Slippage resistance of a bolt	$F_{s,Rd} = (k_s * m * \mu / \gamma_{M3}) * F_{p,c}$

Bolt bearing on the beam flange

Direction x

$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8*(e_1/d_0)-1.7, 1.4*(p_1/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bx} =$	0.79	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3*d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	0.79 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd1x} =$	145.29	[kN] Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1x} = k_{1x} * \alpha_{bx} * f_u * d * \sum t_i / \gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z}=\min[2.8*(e_2/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	0.79	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz}=\min[e_1/(3*d_0), p_1/(3*d_0)-0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	0.79 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd1z} =$	145.29	[kN] Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1z}=k_{1z}*\alpha_{bz}*f_u*d*\sum t_i/\gamma_{M2}$

Bolt bearing on the plate

Direction x

$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x}=\min[2.8*(e_1/d_0)-1.7, 1.4*(p_1/d_0)-1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$		2.50 > 0.00	verified
$\alpha_{bx} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx}=\min[e_2/(3*d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$		1.00 > 0.00	verified
$F_{b,Rd2x} = 262.69$	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2x}=k_{1x}*\alpha_{bx}*f_u*d*\sum t_i/\gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	1.00 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd2z} =$	262.69 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot \sum t_i / \gamma_{M2}$

ULTIMATE LIMIT STATE

Bolt shear

$F_{Ed} =$	39.18 [kN]	Shear force in a bolt	
$\beta_{Lf} =$	0.95	Reduction factor for long connections	$\beta_{Lf} = \max(0.75, \min(1, 1 - (L - 15 \cdot d)/(200 \cdot d)))$
$F_{Rd} =$	103.24 [kN]	Effective design capacity of a bolt	$F_{Rd} = \min(F_{s,Rd}, F_{b,Rd1}, F_{b,Rd2})$
$ F_{Ed} \leq \beta_{Lf} \cdot F_{Rd}$	39.18 < 97.98	verified	(0.40)

BOLTS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM BOTTOM FLANGE

BOLT CAPACITIES

$F_{v,Rd} =$	98.26 [kN]	Shear resistance of the shank of a single bolt	$F_{v,Rd} = 0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_v \cdot m / \gamma_{M2}$
$F_{p,c} =$	143.39 [kN]	Prestressing force in a bolt	$F_{p,c} = 0.7 \cdot f_{ub} \cdot A_s$
$F_{s,Rd} =$	103.24 [kN]	Slippage resistance of a bolt	$F_{s,Rd} = (k_s \cdot m \cdot \mu / \gamma_{M3}) \cdot F_{p,c}$

Bolt bearing on the beam flange

Direction x

$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8 \cdot (e_1/d_0) - 1.7, 1.4 \cdot (p_1/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bx} =$	0.79	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3 \cdot d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	0.79 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd1x} =$	145.29 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1x} = k_{1x} \cdot \alpha_{bx} \cdot f_u \cdot d \cdot \sum t_i / \gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	0.79	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	0.79 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd1z} =$	145.29 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot \sum t_i / \gamma_{M2}$

Bolt bearing on the plate

Direction x

$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8 \cdot (e_1/d_0) - 1.7, 1.4 \cdot (p_1/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bx} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3 \cdot d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	1.00 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd2x} =$	262.69 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2x} = k_{1x} \cdot \alpha_{bx} \cdot f_u \cdot d \cdot \sum t_i / \gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	1.00 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd2z} =$	262.69 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot \sum t_i / \gamma_{M2}$

ULTIMATE LIMIT STATE

Bolt shear

$F_{Ed} = 39.18$ [kN]	Shear force in a bolt	
$\beta_{Lf} = 0.95$	Reduction factor for long connections	$\beta_{Lf} = \max(0.75, \min(1; 1-(L-15*d)/(200*d)))$
$F_{Rd} = 103.24$ [kN]	Effective design capacity of a bolt	$F_{Rd} = \min(F_{s,Rd}; F_{b,Rd1}; F_{b,Rd2})$
$ F_{Ed} \leq \beta_{Lf} * F_{Rd} \quad 39.18 < 97.98 \quad \text{verified} \quad (0.40)$		

VERIFICATION OF THE SECTION DUE TO BLOCK TEARING - [3.10]

BEAM

Nr	Model	A_{nv} [mm ²]	A_{nt} [mm ²]	V_0 [kN]	$V_{eff,Rd}$ [kN]	$ V_0 /V_{eff,Rd}$	Status
1		6405.625	2578.125	600.00 (*1)	1772.66 (*)	0.34	verified
2		2578.125	9285.196	79.17 (*2)	2305.67 (*)	0.03	verified
3		2578.125	9285.196	79.17 (*2)	2305.67 (*)	0.03	verified
4		5156.250	3365.000	79.17 (*2)	2325.52 (**)	0.03	verified
5		4422.750	804.750	391.75 (*3)	2071.28 (***)	0.19	verified

(*1) $V_0 = V_{zEd1}$

(*2) $V_0 = N_{wEd}$

(*3) $V_0 = N_{fuEd}$

(*) $V_{effRd} = 0.5 * f_u * A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) * f_y * A_{nv} / \gamma_{M0}$

(**) $V_{effRd} = f_u * A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) * f_y * A_{nv} / \gamma_{M0}$

(***) $V_{effRd} = 2 * [0.5 * f_u * A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) * f_y * A_{nv} / \gamma_{M0}]$

SPLICE PLATE

Nr	Model	A_{nv} [mm ²]	A_{nt} [mm ²]	V_0 [kN]	$V_{eff,Rd}$ [kN]	$ V_0 /V_{eff,Rd}$	Status
1		12071.250	5156.250	300.00 (*1)	3398.03 (*)	0.09	verified
2		5156.250	12071.250	39.58 (*2)	3356.67 (*)	0.01	verified
3		5156.250	12071.250	39.58 (*2)	3356.67 (*)	0.01	verified
4		10312.500	6730.000	39.58 (*2)	4651.04 (**)	0.01	verified

(*1) $V_0 = V_{zEd1}$

(*2) $V_0 = N_{wEd}$

(*) $V_{effRd} = 0.5 * f_u * A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) * f_y * A_{nv} / \gamma_{M0}$

(**) $V_{effRd} = f_u * A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) * f_y * A_{nv} / \gamma_{M0}$

UPPER EXTERNAL PLATE

Nr	Model	A_{nv} [mm ²]	A_{nt} [mm ²]	V_0 [kN]	$V_{eff,Rd}$ [kN]	$ V_0 /V_{eff,Rd}$	Status
1		7671.250	3023.750	391.75 (*)	1569.14 (*)	0.25	verified
2		15342.500	1682.500	391.75 (*)	2694.40 (**)	0.15	verified

(*) $V_0 = N_{tueEd}$

(*) $V_{eff,Rd} = 0.5 \cdot f_u \cdot A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot A_{nv} / \gamma_{M0}$

(**) $V_{eff,Rd} = f_u \cdot A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot A_{nv} / \gamma_{M0}$

VERIFICATION OF SECTIONS WEAKENED BY OPENINGS - [5.4]

BEAM

$A_t = 8185.127$ [mm²] Area of tension zone of the gross section

$A_{t,net} = 7273.877$ [mm²] Net area of the section in tension

$0.9 \cdot (A_{t,net}/A_t) \leq (f_y \cdot \gamma_{M2}) / (f_u \cdot \gamma_{M0})$ $0.80 < 0.89$ **verified**

$W = 4628166.667$ [mm³] Elastic section modulus

$W_{net} = 4628166.667$ [mm³] Elastic section modulus

$M_{c,Rdnet} = 1595.50$ [kN*m] Design resistance of the section for bending

$M_{c,Rdnet} = W_{net} \cdot f_{yp} / \gamma_{M0}$

$|M_0| \leq M_{c,Rdnet}$ $|800.00| < 1595.50$ **verified** (0.50)

$A_v = 10240.000$ [mm²] Effective section area for shear

$A_v = h_p \cdot t_p$

$A_{v,net} = 9396.250$ [mm²] Net area of a section effective for shear

$A_{v,net} = A_v - n_v \cdot d_0 \cdot t_p$

$A_{v,net} \geq (f_{yp}/f_{up}) \cdot A_v$ $9396.250 > 7314.286$ **verified**

$V_{pl,Rd} = 2038.11$ [kN] Design plastic resistance for shear

$V_{pl,Rd} = (A_v \cdot f_{yp}) / (\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0})$

$|V_0| \leq V_{pl,Rd}$ $|600.00| < 2038.11$ **verified** (0.29)

SPLICE PLATE

$A_t = 9917.809$ [mm²] Area of tension zone of the gross section

$A_{t,net} = 8905.309$ [mm²] Net area of the section in tension

$0.9 \cdot (A_{t,net}/A_t) \leq (f_y \cdot \gamma_{M2}) / (f_u \cdot \gamma_{M0})$ $0.81 < 0.89$ **verified**

$W = 3008333.333$ [mm³] Elastic section modulus

$W_{net} = 3007192.829$ [mm³] Elastic section modulus

$M_{c,Rdnet} = 1036.69$ [kN*m] Design resistance of the section for bending

$M_{c,Rdnet} = W_{net} \cdot f_{yp} / \gamma_{M0}$

$|M_0| \leq M_{c,Rdnet}$ $|204.76| < 1036.69$ **verified** (0.14)

$A_v = 19000.000$ [mm²] Effective section area for shear

$A_v = h_p \cdot t_p$

$A_{v,net} = 17312.500$ [mm²] Net area of a section effective for shear

$A_{v,net} = A_v - n_v \cdot d_0 \cdot t_p$

$A_{v,net} \geq (f_{yp}/f_{up}) \cdot A_v$ $17312.500 > 13571.429$ **verified**

$V_{pl,Rd} = 3781.66$ [kN] Design plastic resistance for shear

$V_{pl,Rd} = (A_v \cdot f_{yp}) / (\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0})$

$|V_0| \leq V_{pl,Rd}$ $|300.00| < 3781.66$ **verified** (0.08)

UPPER EXTERNAL PLATE

$A = 5000.000$ [mm²] Area of tension zone of the gross section

$A = h_p \cdot t_p$

$A_{net} = 4325.000$ [mm²] Net cross-sectional area

$A_{net} = A - n_v \cdot d_0 \cdot t_{pf}$

$N_{net,Rd} = 1043.69$ [kN] Design tensile resistance of the section

$N_{net,Rd} = A_{net} \cdot f_y / \gamma_{M0}$

UPPER EXTERNAL PLATE

$A =$	5000.000	[mm ²]	Area of tension zone of the gross section	$A = h_p \cdot t_p$
$F_{Ed} =$	391.75	[kN]		$F_{Ed} = 0.5 \cdot N_{b,Ed} - M_{b,Ed}/h_b$
$ F_{Ed} \leq N_{net,Rd}$	391.75 < 1043.69			verified (0.38)

LOWER EXTERNAL PLATE

$A =$	5000.000	[mm ²]	Area of tension zone of the gross section	$A = h_p \cdot t_p$
$A_{net} =$	4325.000	[mm ²]	Net cross-sectional area	$A_{net} = A - n_v \cdot d_0 \cdot t_{pf}$
$N_{net,Rd} =$	1043.69	[kN]	Design tensile resistance of the section	$N_{net,Rd} = A_{net} \cdot f_y / \gamma_{M0}$
$F_{Ed} =$	-370.92	[kN]		$F_{Ed} = 0.5 \cdot N_{b,Ed} - M_{b,Ed}/h_b$
$ F_{Ed} \leq N_{net,Rd}$	370.92 < 1043.69			verified (0.36)

REMARKS

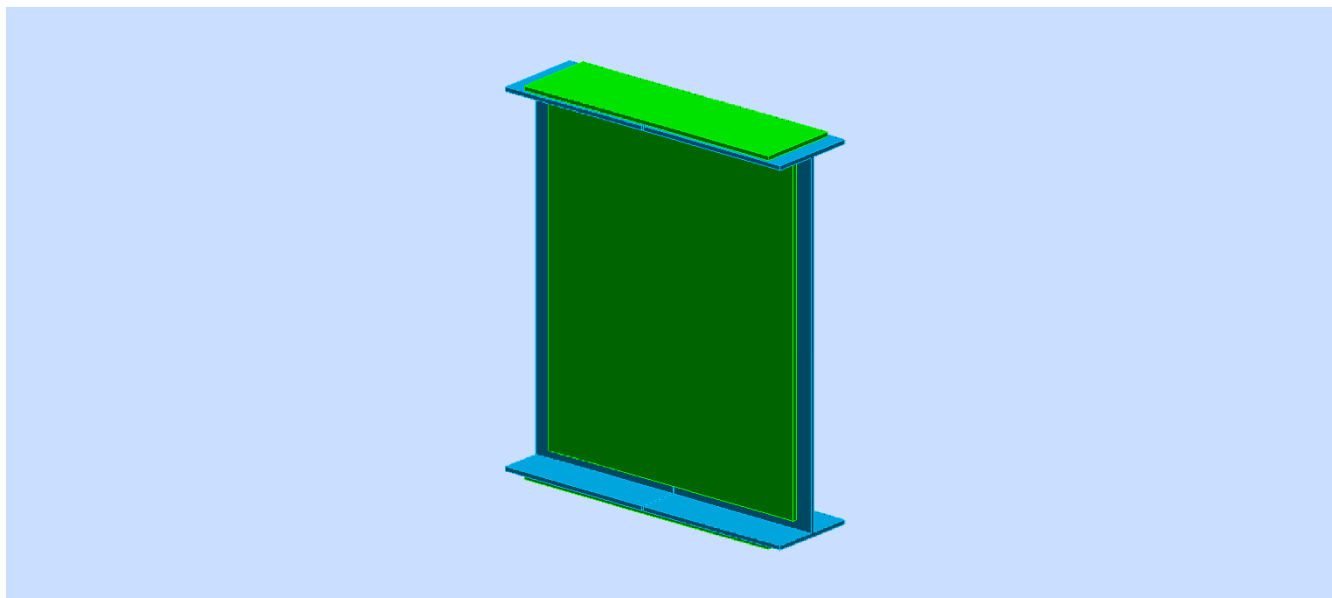
Distance between bolt and upper edge of the plate on the right beam is too large	275 [mm] > 80 [mm]
Distance between bolt and lower edge of the plate on the right beam is too large	275 [mm] > 80 [mm]
Distance between bolt and vertical edge of the plate on the right beam is too large	98 [mm] > 80 [mm]
Distance between bolt and upper edge of the plate on the left beam is too large	275 [mm] > 80 [mm]
Distance between bolt and lower edge of the plate on the left beam is too large	275 [mm] > 80 [mm]
Distance between bolt and vertical edge of the plate on the left beam is too large	98 [mm] > 80 [mm]

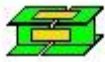
Connection conforms to the code	Ratio	0.96
---------------------------------	-------	------

У додатку 12 дат је монтажни наставак изведен заваривањем. Настављање носача је извршено на ребру и стопицама.

Додатак 12.

Connection (1.2)





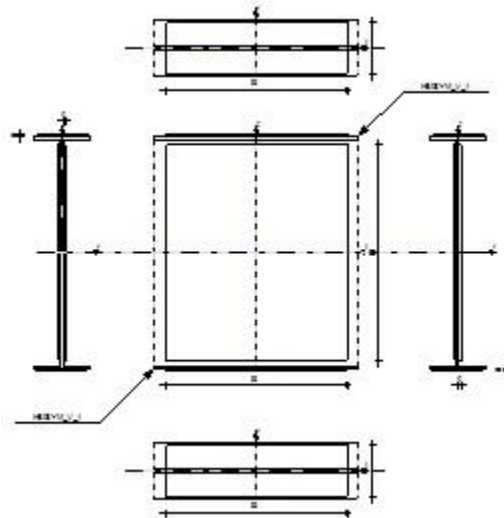
Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2015

Calculation of the beam-to-beam splice connection

EN 1993-1-8:2005/AC:2009



Ratio
0.83



GENERAL

Connection no.: 2

Connection name: Beam Splice

RIGHT BEAM

Section: I-BISYM_V_1

$h_{b1} = 1024$ [mm] Height of beam section

$b_{fb1} = 250$ [mm] Width of beam section

$t_{wb1} = 12$ [mm] Thickness of the web of beam section

$t_{fb1} = 12$ [mm] Thickness of the flange of beam section

$A_{b1} = 18000.000$ [mm²] Cross-sectional area of a beam

$I_{yb1} = 2536288000.000$ [mm⁴] Moment of inertia of the beam section

Material: STEEL A53 Gr.B

$f_{yb1} = 241.32$ [MPa] Resistance

$f_{ub1} = 413.69$ [MPa]

LEFT BEAM

Section: I-BISYM_V_1

$h_{b2} = 1024$ [mm] Height of beam section

$b_{fb2} = 250$ [mm] Width of beam section

$t_{wb2} = 12$ [mm] Thickness of the web of beam section

$t_{fb2} = 12$ [mm] Thickness of the flange of beam section

$A_{b2} = 18000.000$ [mm²] Cross-sectional area of a beam

$I_{yb2} = 2536288000.000$ [mm⁴] Moment of inertia of the beam section

Material: STEEL A53 Gr.B

$f_{yb2} = 241.32$ [MPa] Resistance
 $f_{ub2} = 413.69$ [MPa]

SPLICE PLATE

Type: bilateral
 $l_{pw} = 800$ [mm] Plate length
 $h_{pw} = 950$ [mm] Plate height
 $t_{pw} = 12$ [mm] Plate thickness
Material: STEEL A53 Gr.B
 $f_{ypw} = 241.32$ [MPa] Design resistance
 $f_{upw} = 413.69$ [MPa] Tensile resistance

UPPER EXTERNAL PLATE

$l_{pe} = 800$ [mm] Plate length
 $h_{pe} = 230$ [mm] Plate height
 $t_{pe} = 12$ [mm] Plate thickness
Material: STEEL A53 Gr.B
 $f_{ype} = 241.32$ [MPa] Design resistance
 $f_{upe} = 413.69$ [MPa] Tensile resistance

LOWER EXTERNAL PLATE

$l_{pe} = 800$ [mm] Plate length
 $h_{pe} = 230$ [mm] Plate height
 $t_{pe} = 12$ [mm] Plate thickness
Material: STEEL A53 Gr.B
 $f_{ype} = 241.32$ [MPa] Design resistance
 $f_{upe} = 413.69$ [MPa] Tensile resistance

RIGHT SIDE

WELDS

$a_w = 8$ [mm] Fillet welds connecting a splice plate with the beam web
 $a_{fue} = 8$ [mm] Fillet welds connecting a flange plate with the beam top flange
 $a_{fde} = 8$ [mm] Fillet welds connecting a flange plate with the beam bottom flange

LEFT SIDE

WELDS

$a_w = 8$ [mm] Fillet welds connecting a splice plate with the beam web
 $a_{fue} = 8$ [mm] Fillet welds connecting a flange plate with the beam top flange
 $a_{fde} = 8$ [mm] Fillet welds connecting a flange plate with the beam bottom flange

MATERIAL FACTORS

$\gamma_{M0} = 1.00$ Partial safety factor [2.2]
 $\gamma_{M2} = 1.25$ Partial safety factor [2.2]

LOADS

Case: Manual calculations.

ULTIMATE LIMIT STATE

$N_{Ed1} = 100.00$ [kN] Axial force
 $V_{z,Ed1} = 600.00$ [kN] Shear force
 $M_{y,Ed1} = 800.00$ [kN*m] Bending moment
 $N_{Ed2} = 100.00$ [kN] Axial force
 $V_{z,Ed2} = 600.00$ [kN] Shear force
 $M_{y,Ed2} = 800.00$ [kN*m] Bending moment

RESULTS

Results for one side of connection (geometry and loads are symmetrical)

Axial force

Plate	A_i [mm ²]	EQUIVALENT FORCES N_i [kN]	EQUIVALENT FORCES $N_i(M_{y,Ed})$ [kN]	Resultant force $N_{Ed,i}$ [kN]
	$A_{pw} = 11400.000$	40.25	-	$N_{Ed,pw} = 80.51$
	$A_{pfue} = 2760.000$	9.75	362.08	$N_{Ed,pfue} = 371.83$
	$A_{pfle} = 2760.000$	9.75	-362.08	$N_{Ed,pfle} = -352.34$

$$N_i = (N_{Ed} \cdot A_i) / (2 \cdot A_{wp} + A_{pfue} + A_{pfle})$$

$$N_{Ed,i} = N_i + N_i(M_{y,Ed})$$

Shear force Z

Plate	A_i [mm ²]	$V_{z,Ed,i}$ [kN]
	$A_{z,pw} = 11400.000$	$V_{z,Ed,pw} = 241.53$
	$A_{z,pfue} = 2760.000$	$V_{z,Ed,pfue} = 58.47$
	$A_{z,pfle} = 2760.000$	$V_{z,Ed,pfle} = 58.47$

Bending moment Y

Plate	$I_{y,i}$ [mm ⁴]	EQUIVALENT FORCES $M_{y,i}$ [kN*m]	Resultant force $M_{y,Ed,i}$ [kN*m]
	$I_{y,pw} = 857375000.000$	214.61	$M_{y,Ed,pw} = 214.61$
	$I_{y,pfue} = 740607360.000$	185.39	-
	$I_{y,pfle} = 740607360.000$	185.39	-

$$M_{y,i} = (M_{y,Ed} \cdot I_{y,i}) / (2 \cdot I_{pw} + I_{pfue} + I_{pfle})$$

WELD RESISTANCE

FILLET WELDS CONNECTING A SPLICE PLATE WITH THE BEAM WEB

e =	312 [mm]	Shear force eccentricity relative to the center of gravity of a weld group	
M ₀ =	616.21 [kN*m]	Real bending moment	M ₀ =0.5*(M _{b,Ed} + V _{b,Ed} *e)
A _s =	13960.000 [mm ²]	Area of welds	
I ₀ =	2256979321.9 [mm ⁴]	Polar moment of inertia of welds	
τ _N =	5.77 [MPa]	Component stress due to influence of the longitudinal force	$\tau = \sqrt{[(\tau_{x,N} + \tau_{x,My})^2 + (\tau_{z,Vz} + \tau_{z,My})^2]}$
τ _{z,Vz} =	42.98 [MPa]	Component stress due to influence of the transverse force	τ _{z,Vz} =V _z /A _w
τ _{x,My} =	84.40 [MPa]	Component stress due to influence of the moment on the x direction	τ _{x,My} =M _y *Z _i /I ₀
τ _{z,My} =	129.69 [MPa]	Component stress due to influence of the moment on the z direction	τ _{z,My} =M _y *X _i /I ₀
τ =	185.94 [MPa]	Resultant stress	$\tau = \sqrt{[(\tau_{x,N} + \tau_{x,My})^2 + (\tau_{z,Vz} + \tau_{z,My})^2]}$
β _w =	0.85	Correlation coefficient	[Table 4.1]
τ ≤ f _u /(√3*β _w *γ _{M2})		185.94 < 224.79	verified (0.83)

FILLET WELDS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM TOP FLANGE

A _s =	8200.000 [mm ²]	Area of welds	
F _{w,Ed} =	371.83 [kN]		F _{w,Ed} = N _{fu2,Ed} + M _{b2,Ed} /h _b
τ _{II} =	45.34 [MPa]	Tangent stress	τ _{II} = F _{w,Ed} /A _s
β _w =	0.85	Correlation coefficient	[Table 4.1]
τ _{II} ≤ f _u /(√3*β _w *γ _{M2})		45.34 < 224.79	verified (0.20)

FILLET WELDS CONNECTING A FLANGE PLATE WITH THE BEAM BOTTOM FLANGE

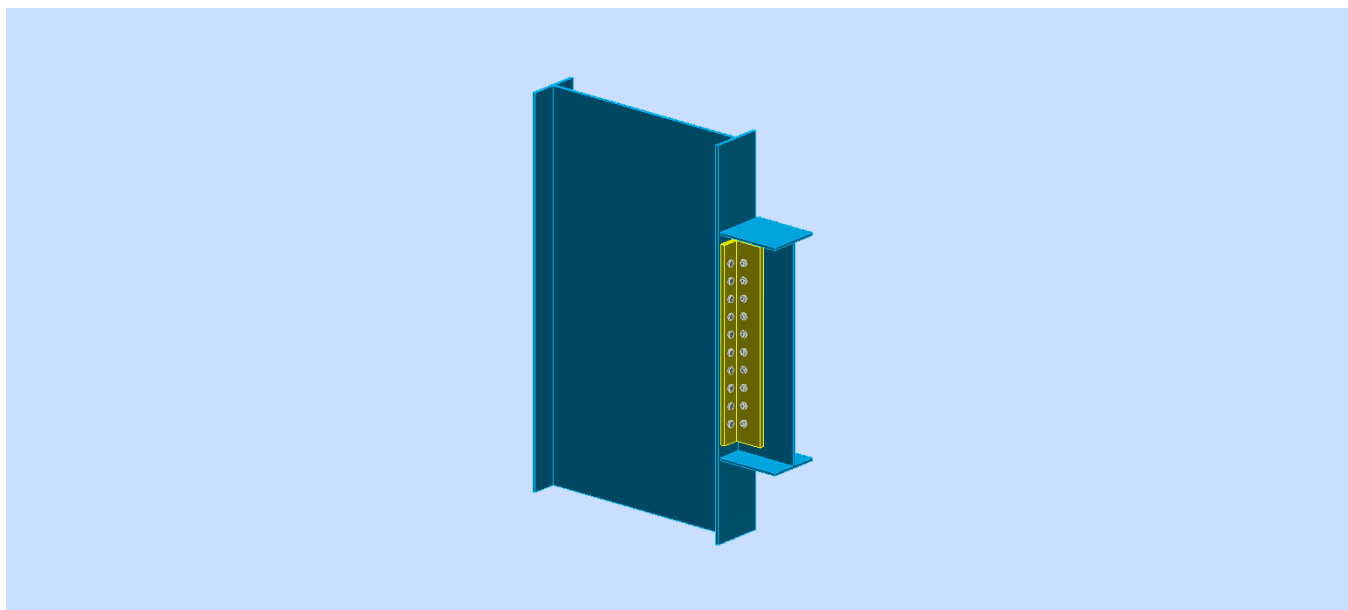
A _s =	8200.000 [mm ²]	Area of welds	
F _{w,Ed} =	0.00 [kN]		F _{w,Ed} = N _{fu2,Ed} + M _{b2,Ed} /h _b
τ _{II} =	0.00 [MPa]	Tangent stress	τ _{II} = F _{w,Ed} /A _s
β _w =	0.85	Correlation coefficient	[Table 4.1]
τ _{II} ≤ f _u /(√3*β _w *γ _{M2})		0.00 < 224.79	verified (0.00)

Connection conforms to the code	Ratio	0.83
---------------------------------	-------	------

У прилогу 13 дат је монтажни наставак изведен завртњевима.

Додатак 13.

Connection (2)





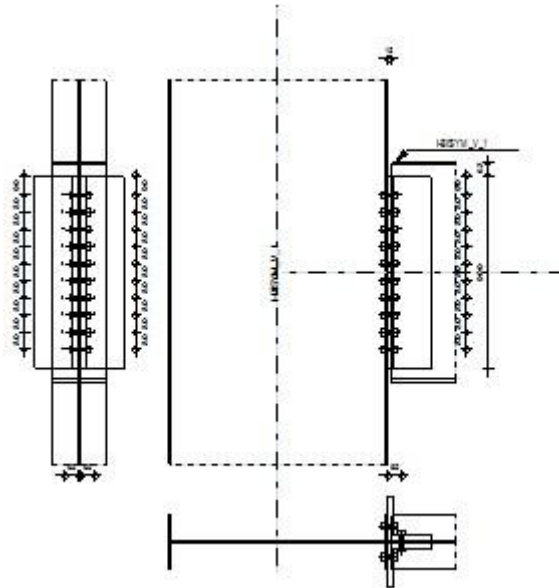
Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2015

Calculation of the beam-column (flange) connection

EN 1993-1-8:2005/AC:2009



Ratio
0.79



GENERAL

Connection no.: 3

Connection name: Beam-column (flange)

GEOMETRY

COLUMN

Section: I-BISYM_V_1

$\alpha = -90.0$ [Deg] Inclination angle

$h_c = 1024$ [mm] Height of column section

$b_{fc} = 250$ [mm] Width of column section

$t_{wc} = 12$ [mm] Thickness of the web of column section

$t_{fc} = 12$ [mm] Thickness of the flange of column section

$A_c = 180.00$ [cm²] Cross-sectional area of a column

$I_{yc} = 253628.80$ [cm⁴] Moment of inertia of the column section

Material: S 235

$f_{yc} = 235.00$ [MPa] Design resistance

$f_{uc} = 360.00$ [MPa] Tensile resistance

BEAM

Section: I-BISYM_V_1

α = 0.0 [Deg] Inclination angle

h_b = 1024 [mm] Height of beam section

b_b = 250 [mm] Width of beam section

t_{wb} = 12 [mm] Thickness of the web of beam section

t_{fb} = 12 [mm] Thickness of the flange of beam section

A_b = 180.00 [cm²] Cross-sectional area of a beam

I_{yb} = 253628.80 [cm⁴] Moment of inertia of the beam section

Material: S 235

f_{yb} = 235.00 [MPa] Design resistance

f_{ub} = 360.00 [MPa] Tensile resistance

ANGLE

Section: L 8x8x1

h_k = 203 [mm] Height of angle section

b_k = 203 [mm] Width of angle section

t_{fk} = 25 [mm] Thickness of the flange of angle section

r_k = 16 [mm] Fillet radius of the web of angle section

l_k = 900 [mm] Angle length

Material: S 235

f_{yk} = 235.00 [MPa] Design resistance

f_{uk} = 360.00 [MPa] Tensile resistance

BOLTS

BOLTS CONNECTING COLUMN WITH ANGLE

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Class = A307 Bolt class

d = 16 [mm] Bolt diameter

d_0 = 17 [mm] Bolt opening diameter

A_s = 1.98 [cm²] Effective section area of a bolt

A_v = 1.98 [cm²] Area of bolt section

f_{ub} = 413.69 [MPa] Tensile resistance

k = 1 Number of bolt columns

w = 10 Number of bolt rows

e_1 = 90 [mm] Level of first bolt

p_1 = 80 [mm] Vertical spacing

BOLTS CONNECTING ANGLE WITH BEAM

The shear plane passes through the UNTHREADED portion of the bolt.

Class = A307 Bolt class

d = 16 [mm] Bolt diameter

d_0 = 17 [mm] Bolt opening diameter

Class =	A307		Bolt class
$A_s =$	1.98	[cm ²]	Effective section area of a bolt
$A_v =$	1.98	[cm ²]	Area of bolt section
$f_{ub} =$	413.69	[MPa]	Tensile resistance
$k =$	1		Number of bolt columns
$w =$	10		Number of bolt rows
$e_1 =$	90	[mm]	Level of first bolt
$p_1 =$	80	[mm]	Vertical spacing

MATERIAL FACTORS

$\gamma_{M0} =$	1.00	Partial safety factor	[2.2]
$\gamma_{M2} =$	1.25	Partial safety factor	[2.2]

LOADS

Case: Manual calculations.

$N_{b,Ed} =$	608.00	[kN]	Axial force
$V_{b,Ed} =$	30.00	[kN]	Shear force
$M_{b,Ed} =$	0.00	[kN*m]	Bending moment

RESULTS

BOLTS CONNECTING COLUMN WITH ANGLE

BOLT CAPACITIES

$F_{v,Rd} =$	39.30	[kN]	Shear resistance of the shank of a single bolt	$F_{v,Rd} = 0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_v \cdot m / \gamma_{M2}$
$F_{t,Rd} =$	58.99	[kN]	Tensile resistance of a single bolt	$F_{t,Rd} = 0.9 \cdot f_u \cdot A_s / \gamma_{M2}$

Bolt bearing on the column flange

Direction x

k _{1x} =	2.50	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}	k _{1x} = min[2.8*(e ₁ /d ₀)-1.7, 1.4*(p ₁ /d ₀)-1.7, 2.5]
k _{1x} > 0.0	2.50 > 0.00	verified	
α _{bx} =	1.00	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}	α _{bx} =min[e ₂ /(3*d ₀), f _{ub} /f _u , 1]
α _{bx} > 0.0	1.00 > 0.00	verified	
F _{b,Rd1x} = 137.16	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	F _{b,Rd1x} =k _{1x} *α _{bx} *f _u *d*t/γ _{M2}

Direction z

k _{1z} =	2.50	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}		k _{1z} =min[2.8*(e ₂ /d ₀)-1.7, 2.5]
k _{1z} > 0.0	2.50 > 0.00	verified		
α _{bz} =	1.00	Coefficient for calculation of F _{b,Rd}		α _{bz} =min[e ₁ /(3*d ₀), p ₁ /(3*d ₀)-0.25, f _{ub} /f _u , 1]
α _{bz} > 0.0	1.00 > 0.00	verified		
F _{b,Rd1z} =	137.16	[kN]	Bearing resistance of a single bolt	F _{b,Rd1z} =k _{1z} *α _{bz} *f _u *d*t _i /γ _{M2}

Bolt bearing on the angle

Direction x			
$k_{1x} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8 \cdot (e_1/d_0) - 1.7, 1.4 \cdot (p_1/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bx} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3 \cdot d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	1.00 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd2x} =$	290.32 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2x} = k_{1x} \cdot \alpha_{bx} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

Direction z			
$k_{1z} =$	2.50	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	2.50 > 0.00	verified	
$\alpha_{bz} =$	1.00	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	1.00 > 0.00	verified	
$F_{b,Rd2z} =$	290.32 [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

FORCES ACTING ON BOLTS IN THE COLUMN - ANGLE CONNECTION

Bolt shear

$e =$	71 [mm]	Distance between centroid of a bolt group of an angle and center of the beam web	
$M_0 =$	1.06 [kN*m]	Real bending moment	$M_0 = 0.5 \cdot V_{b,Ed} \cdot e$
$F_{Vz} =$	1.50 [kN]	Component force in a bolt due to influence of the shear force	$F_{Vz} = 0.5 \cdot V_{b,Ed} / n$
$F_{Mx} =$	0.73 [kN]	Component force in a bolt due to influence of the moment	$F_{Mx} = M_0 \cdot z_i / \sum z_i^2$
$F_{x,Ed} =$	0.73 [kN]	Design total force in a bolt on the direction x	$F_{x,Ed} = F_{Nx} + F_{Mx}$
$F_{z,Ed} =$	1.50 [kN]	Design total force in a bolt on the direction z	$F_{z,Ed} = F_{Vz} + F_{Mz}$
$F_{Ed} =$	1.67 [kN]	Resultant shear force in a bolt	$F_{Ed} = \sqrt{(F_{x,Ed})^2 + (F_{z,Ed})^2}$
$F_{Rdx} =$	137.16 [kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction x	$F_{Rdx} = \min(F_{bRd1x}, F_{bRd2x})$
$F_{Rdz} =$	137.16 [kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction z	$F_{Rdz} = \min(F_{bRd1z}, F_{bRd2z})$
$ F_{x,Ed} \leq F_{Rdx}$		$ 0.73 < 39.30$	verified (0.01)
$ F_{z,Ed} \leq F_{Rdz}$		$ 1.50 < 39.30$	verified (0.01)
$F_{Ed} \leq F_{v,Rd}$		$1.67 < 39.30$	verified (0.04)

Bolt tension

$e =$	71 [mm]	Distance between centroid of a bolt group and center of column flange	
$M_{0t} =$	1.06 [kN*m]	Real bending moment	$M_{0t} = 0.5 \cdot V_{b,Ed} \cdot e$
$F_{t,Ed} =$	31.13 [kN]	Tensile force in the outermost bolt	$F_{t,Ed} = M_{0t} \cdot z_{max} / \sum z_i^2 + 0.5 \cdot N_{b2,Ed} / n$
$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$		$31.13 < 58.99$	verified (0.53)

Simultaneous action of a tensile force and a shear force in a bolt

$F_{v,Ed} =$	1.67 [kN]	Resultant shear force in a bolt	$F_{v,Ed} = \sqrt{(F_{x,Ed})^2 + (F_{z,Ed})^2}$
$F_{v,Ed}/F_{v,Rd} + F_{t,Ed}/(1.4 \cdot F_{t,Rd}) \leq 1.0$		$0.42 < 1.00$	verified (0.42)

BOLTS CONNECTING ANGLE WITH BEAM

BOLT CAPACITIES

$F_{v,Rd} = 78.61$ [kN] Shear resistance of the shank of a single bolt $F_{v,Rd} = 0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_v \cdot m / \gamma_{M2}$

Bolt bearing on the beam

Direction x

$k_{1x} = 2.50$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8 \cdot (e_1/d_0) - 1.7, 1.4 \cdot (p_1/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	$2.50 > 0.00$	verified
$\alpha_{bx} = 0.99$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3 \cdot d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	$0.99 > 0.00$	verified
$F_{b,Rd1x} = 135.47$ [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1x} = k_{1x} \cdot \alpha_{bx} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} = 2.50$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	$2.50 > 0.00$	verified
$\alpha_{bz} = 1.00$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	$1.00 > 0.00$	verified
$F_{b,Rd1z} = 137.16$ [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd1z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

Bolt bearing on the angle

Direction x

$k_{1x} = 2.50$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1x} = \min[2.8 \cdot (e_1/d_0) - 1.7, 1.4 \cdot (p_1/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1x} > 0.0$	$2.50 > 0.00$	verified
$\alpha_{bx} = 1.00$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bx} = \min[e_2/(3 \cdot d_0), f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bx} > 0.0$	$1.00 > 0.00$	verified
$F_{b,Rd2x} = 580.64$ [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2x} = k_{1x} \cdot \alpha_{bx} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

Direction z

$k_{1z} = 2.50$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$k_{1z} = \min[2.8 \cdot (e_2/d_0) - 1.7, 2.5]$
$k_{1z} > 0.0$	$2.50 > 0.00$	verified
$\alpha_{bz} = 1.00$	Coefficient for calculation of $F_{b,Rd}$	$\alpha_{bz} = \min[e_1/(3 \cdot d_0), p_1/(3 \cdot d_0) - 0.25, f_{ub}/f_u, 1]$
$\alpha_{bz} > 0.0$	$1.00 > 0.00$	verified
$F_{b,Rd2z} = 580.64$ [kN]	Bearing resistance of a single bolt	$F_{b,Rd2z} = k_{1z} \cdot \alpha_{bz} \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$

FORCES ACTING ON BOLTS IN THE ANGLE - BEAM CONNECTION

Bolt shear

$e = 71$ [mm]	Distance between centroid of a bolt group and center of column flange	
$M_0 = 2.13$ [kN*m]	Real bending moment	$M_0 = M_{b,Ed} + V_{b,Ed} \cdot e$
$F_{Nx} = 60.80$ [kN]	Component force in a bolt due to influence of the longitudinal force	$F_{Nx} = N_{b,Ed} /n$
$F_{Vz} = 3.00$ [kN]	Component force in a bolt due to influence of the shear force	$F_{Vz} = V_{b,Ed} /n$
$F_{Mx} = 1.45$ [kN]	Component force in a bolt due to influence of the moment on the x direction	$F_{Mx} = M_0 \cdot z_i / \sum (x_i^2 + z_i^2)$
$F_{Mz} = 0.00$ [kN]	Component force in a bolt due to influence of the moment on the z direction	$F_{Mz} = M_0 \cdot x_i / \sum (x_i^2 + z_i^2)$

Bolt shear

$e =$	71 [mm]	Distance between centroid of a bolt group and center of column flange		
$F_{x,Ed}$	62.25 [kN]	Design total force in a bolt on the direction x	$F_{x,Ed} = F_{Nx} + F_{Mx}$	
$F_{z,Ed}$	3.00 [kN]	Design total force in a bolt on the direction z	$F_{z,Ed} = F_{Vz} + F_{Mz}$	
F_{Ed}	62.32 [kN]	Resultant shear force in a bolt	$F_{Ed} = \sqrt{(F_{x,Ed}^2 + F_{z,Ed}^2)}$	
F_{Rdx}	135.47 [kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction x	$F_{Rdx} = \min(F_{bRd1x}, F_{bRd2x})$	
F_{Rdz}	137.16 [kN]	Effective design capacity of a bolt on the direction z	$F_{Rdz} = \min(F_{bRd1z}, F_{bRd2z})$	
$ F_{x,Ed} \leq F_{Rdx}$	62.25	< 135.47	verified	(0.46)
$ F_{z,Ed} \leq F_{Rdz}$	3.00	< 137.16	verified	(0.02)
$F_{Ed} \leq F_{v,Rd}$	62.32	< 78.61	verified	(0.79)

VERIFICATION OF THE SECTION DUE TO BLOCK TEARING**ANGLE**

$A_{nt} =$	32.96 [cm ²]	Net area of the section in tension		
$A_{nv} =$	165.02 [cm ²]	Area of the section in shear		
$V_{effRd} =$	2713.57 [kN]	Design capacity of a section weakened by openings	$V_{effRd} = 0.5 \cdot f_u \cdot A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot A_{nv} / \gamma_{M0}$	
$ 0.5 \cdot V_{b,Ed} \leq V_{effRd}$	15.00	< 2713.57	verified	(0.01)

BEAM

$A_{nt} =$	4.99 [cm ²]	Net area of the section in tension		
$A_{nv} =$	85.40 [cm ²]	Area of the section in shear		
$V_{effRd} =$	1230.54 [kN]	Design capacity of a section weakened by openings	$V_{effRd} = 0.5 \cdot f_u \cdot A_{nt} / \gamma_{M2} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot A_{nv} / \gamma_{M0}$	
$ V_{b,Ed} \leq V_{effRd}$	30.00	< 1230.54	verified	(0.02)

Connection conforms to the code	Ratio	0.79
--	-------	------

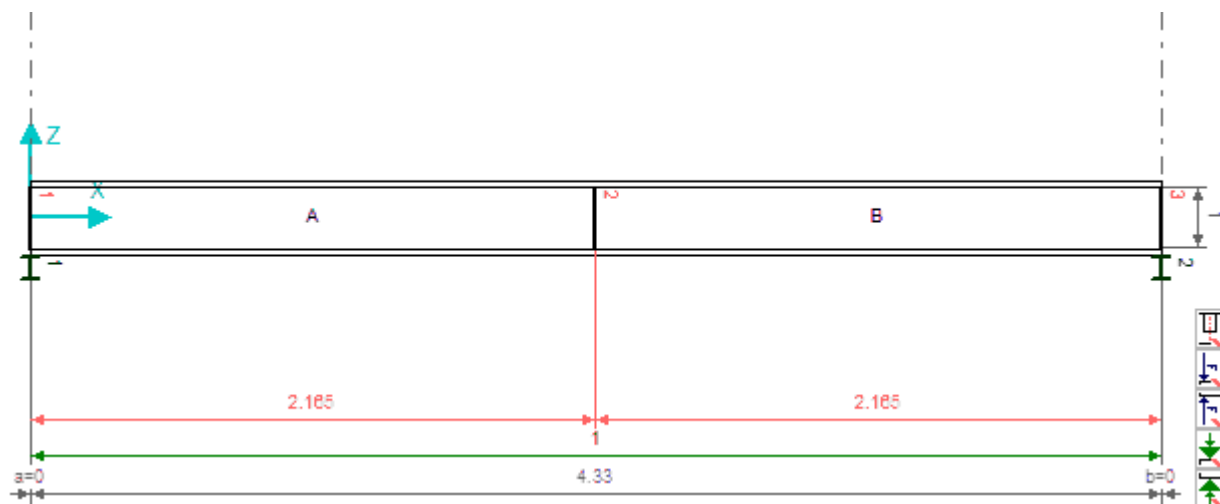
Уприлогу 14 дат је прорачун средишног дела (део 6) носача на извијање. Како за средишни део тако може и за остале делове носача да се уради прорачун.

Додатак 14.

DETAILED ANALYSIS according to Eurocode 3 (EN 1993-1-5:2005)

for member no. 6 Simple bar_6

OK



SECTION PARAMETERS: I-BISYM_V_3

ht=106.0 cm			
bf=25.0 cm	Ay=150.00 cm ²	Az=120.00 cm ²	Ax=270.00 cm ²
tw=1.2 cm	Iy=497950.01 cm ⁴	Iz=7826.90 cm ⁴	Ix=473.13 cm ⁴
tf=3.0 cm	Wely=9395.28 cm ³	Welz=626.15 cm ³	

TRANSVERSE STIFFENERS

Stiffener positions: 0.00; 2.17; 4.33 *real coordinates*

Translation: a = 0.00 m; b = 0.00 m

Stiffener 1	bilateral	ts = 1.2 cm	hs = 100.0 cm
Stiffener 2	bilateral	ts = 1.2 cm	hs = 100.0 cm
Stiffener 3	bilateral	ts = 1.2 cm	hs = 100.0 cm

CONCENTRATED FORCES

Force positions: *real coordinates*

SHEAR BUCKLING RESISTANCE (EC3 art. 5)

Symbols:

Lam_w	- relative web slenderness	[5.2.(5)]
kT	- local buckling coefficient for shear	[A.3.(1)]
Xw	- Influence factor for shear resistance (web)	[5.3.(1)]
Xf	- Influence factor for shear resistance (flange)	[5.4.(1)]
Xv	- Instability factor for shear	[5.2.(1)]

$M_{f,Rd}$	- Design resistance of section flanges	[5.4.(1)]
V_{Ed}	- Maximum shear force in a panel	[5.2.(1)]
$V_{b,Rd}$	- Design shear buckling resistance	[5.2.(1)]

Panel A	Panel coordinates A	$x = (0.00 ; 0.50)$
Point $x = 0.00$ m		
$kT = 6.19$	$Lam_w = 0.90$	$X_w = 0.93$
$X_v = 0.96$	$M_{f,Rd} = 1815.37$ kN*m	$V_{Ed} = 264.30$ kN
Governing load case: 1 DL1		$V_{b,Rd} = 1555.99$ kN
Check condition: $V_{Ed} = 264.30$ kN < $V_{b,Rd} = 1555.99$ kN		OK!

Panel B	Panel coordinates B	$x = (0.50 ; 1.00)$
Point $x = 4.33$ m		
$kT = 6.19$	$Lam_w = 0.90$	$X_w = 0.93$
$X_v = 0.96$	$M_{f,Rd} = 1815.37$ kN*m	$V_{Ed} = 264.30$ kN
Governing load case: 1 DL1		$V_{b,Rd} = 1555.99$ kN
Check condition: $V_{Ed} = 264.30$ kN < $V_{b,Rd} = 1555.99$ kN		OK!

RESISTANCE OF WEBS TO TRANSVERSE FORCES (EC3 art.5.7)

The beam check has not been performed because the concentrated force applied to web without stiffeners was not detected.

INTERACTION SHEAR/BENDING/AXIAL FORCE (EC3 art. 7.1)

Symbols:

$M_{y,Ed}$	- Design bending moment	
$M_{z,Ed}$	- Design bending moment	
N_{Ed}	- Design axial force	
V_{Ed}	- Design shear force	
$M_{f,Rd}$	- Design plastic moment resistance of a section consisting of flanges	[7.1.(1)]
$M_{y,pl,Rd}$	- Design beam resistance at bending	[7.1.(1)]
$V_{b,Rd}$	- Design shear buckling resistance	[5.2.(1)]

Panel A	Panel coordinates A	$x = (0.00 ; 0.50)$
Point $x = 0.00$ m		
According to [7.1.(1)] checking of NTM interaction is not necessary ($V_{Ed}/V_{b,Rd} < 0.5$);		

Panel B	Panel coordinates B	$x = (0.50 ; 1.00)$
Point $x = 4.33$ m		
According to [7.1.(1)] checking of NTM interaction is not necessary ($V_{Ed}/V_{b,Rd} < 0.5$);		

TRANSVERSE STIFFENER RESISTANCE (EC3 art. 9)

Symbols:

b_w	- Effective web width	[9.1.(2)]
A_{st}	- Stiffener area	[9.1.(2)]
I_{st}	- Moment of inertia of stiffener	[9.1.(2)]
$\sigma_{cr,c}$	- Critical Euler stress (column model)	[9.1.(5)]
$\sigma_{cr,p}$	- Critical Euler stress (plate model)	[9.1.(5)]
u	- Coefficient for calculations of $I_{st,min}$	[9.1.(5)]
σ_{gm}	- Stress due to lateral actions	[9.1.(5)]
$I_{st,min}$	- Minimum stiffness due to panel actions	[9.1.(5)]
I_p	- Polar moment of inertia of a stiffener	[9.1.(7)]
I_t	- Torsional moment of inertia of a stiffener	[9.1.(7)]
$N_{st,Ed}$	- Stiffener compressive force	[9.3.3.(3)]
$M_{st,Ed}$	- Additional moment due to lateral actions of panels	[9.1.(6)]
Lam_{st}	- Non-dimensional slenderness of stiffener due to buckling	[9.4.(2)]

X_{st}	- Stiffener buckling coefficient	[9.4.(2)]
$N_{st,b,Rd}$	- Stiffener buckling capacity	[9.1.(3)]
eN	- Eccentricity of a compressive force acting on unilateral stiffener	[9.4.(3)]
$M_{st,Rd}$	- Stiffener resistance for bending in the plane perpendicular to web	[9.4.(3)]

Stiffener 1

Point $x = 0.00$ m

Governing load case:

1 DL1

Lateral actions of panels (EC3 section 9.2.1.(5))

$b_w = 18.6$ cm	$A_{st} = 50.88$ cm ²	$I_{st} = 1565.01$ cm ⁴	$\sigma_{cr,c} = 5.83$ MPa
$\sigma_{cr,p} = 653.76$ MPa	$u = 3.67$	$\sigma_{m} = 0.00$ MPa	$I_{st,lim} = 0.08$ cm ⁴

Rigidity for torsion (EC3 section 9.2.1.(7))

$I_T = 6.85$ cm ⁴	$I_p = 170.23$ cm ⁴
------------------------------	--------------------------------

Check condition: (9.3)

$$((I_T/I_p)/(5.3 \cdot f_y/E)) = 0.15 < 1.0$$

OK!

Minimum stiffness (EC3 art. 9.3.3.(3))

Check condition: (9.6)

$$I_{st} = 1565.01 > 0.75 \cdot h_w \cdot t_w^3 = 129.60$$

OK!

Buckling resistance (EC3 art. 9.4.2)

$N_{st,Ed} = 264.30$ kN	$M_{st,Ed} = 0.00$ kN*m	$\lambda_{m,st} = 0.00$	$X_{st} = 1.00$
$N_{st,b,Rd} = 1195.68$ kN	$M_{st,Rd} = 29.42$ kN*m	$eN = 0.0$ cm	

Check condition: (EN 1993-1-1 & 6.3.3)

$$N_{st,Ed}/N_{st,Rd} + M_{st,Ed}/M_{st,Rd} = 0.22 < 1.0$$

OK!

Stiffener 2

Point $x = 2.17$ m

ATTENTION! According to the (5.63) formulae it is not necessary to check a stiffener subjected to buckling.

Stiffener 3

Point $x = 4.33$ m

Governing load case:

1 DL1

Lateral actions of panels (EC3 section 9.2.1.(5))

$b_w = 18.6$ cm	$A_{st} = 50.88$ cm ²	$I_{st} = 1565.01$ cm ⁴	$\sigma_{cr,c} = 5.83$ MPa
$\sigma_{cr,p} = 653.76$ MPa	$u = 3.67$	$\sigma_{m} = 0.00$ MPa	$I_{st,lim} = 0.08$ cm ⁴

Rigidity for torsion (EC3 section 9.2.1.(7))

$I_T = 6.85$ cm ⁴	$I_p = 170.23$ cm ⁴
------------------------------	--------------------------------

Check condition: (9.3)

$$((I_T/I_p)/(5.3 \cdot f_y/E)) = 0.15 < 1.0$$

OK!

Minimum stiffness (EC3 art. 9.3.3.(3))

Check condition: (9.6)

$$I_{st} = 1565.01 > 0.75 \cdot h_w \cdot t_w^3 = 129.60$$

OK!

Buckling resistance (EC3 art. 9.4.2)

$N_{st,Ed} = 264.30$ kN	$M_{st,Ed} = 0.00$ kN*m	$\lambda_{m,st} = 0.00$	$X_{st} = 1.00$
$N_{st,b,Rd} = 1195.68$ kN	$M_{st,Rd} = 29.42$ kN*m	$eN = 0.0$ cm	

Check condition: (EN 1993-1-1 & 6.3.3)

$$N_{st,Ed}/N_{st,Rd} + M_{st,Ed}/M_{st,Rd} = 0.22 < 1.0$$

OK!

STABILITY OF COMPRESSIVE FLANGE (EC3 art. 8.1)

Symbols:

k	- Factor depending on section class	[8.(1)]
A_w	- Area of stiffener	[8.(1)]
A_{fc}	- Area of compressive flange	[8.(1)]

$k = 0.40$	$A_w = 120.00$ cm ²	$A_{fc} = 75.00$ cm ²
------------	--------------------------------	----------------------------------

Check condition: (8.1)

$$D/t_w = 83.33 < k(E/f_y) \cdot [A_w/A_{fc}]^{0.5} = 452.14$$

OK!

Analyzed beam meets the Eurocode 3 requirements

Прорачун, прописи и пројектовање конструкције нису појмови са којима су били фамилијарни први градитељи и конструктори, што им није сметало да подигну велелепне грађевине којима се и данас дивимо. Они су углавном били вођени интуицијом, примерима из природе, пропорцијама и сличношћу, а потом и искуством. Крајем XIX века установљен је математички апарат за моделирање понашања челичних конструкција, наравно у домену линеарно – еластичног понашања. Имајући у виду да се челик до достизања границе развлачења понаша по Хуковом закону, као идеално еластичан материјал. Достизање напона на граници развлачења означено је као почетак лома конструкције, односно као критеријум за њено димензионисање. На овој претпоставци заснована је теорија допуштених напона која је, уз одређене модификације, била и остала незамењив ослонац свим конструктирама и окосница већине прописа за прорачун челичних конструкција.

Слободно можемо рећи да поузданост конструкције обухвата три појма: сигурност, функционалност и трајност. Конструкција, као прво треба да испуни све услове сигурности које су тесно повезани са њеном носивости, односно способности да се одупре свим дејствима за које се очекује да ће се јавити током њене изградње и експлоатације.

На крају треба истаћи да, поред испуњења свих поменутих услова, челичне конструкције морају да буду економичне и исплативе, односно конкуретне другим конструкционим материјалима. Јасно је да постоји директна веза између нивоа поузданости конструкције и количине уложеног новца.

Концепт допуштених напона је још увек присутан и у стандардима за прорачун носећих челичних конструкција у нашој земљи. Упркос дугогодишњој доброј пракси у пројектовању челичних конструкција у читавом свету, концепт допуштених напона је почео да се напушта. Нова ера припада пробабилистичким методама прорачуна које се ослањају на стохастичку природу случајних променљивих и теорију вероватноће. Већина променљивих величина које се фигуришу у прорачуну конструкција као што су оптерећења (снег, ветар, температура, људска навала, саобраћајно оптерећење,...) својства материјала и геометријски подаци, су стохастичке величине помоћу одговарајућих кривих расподеле, а крајњи је циљ да се покаже да је остварен одговарајући степен сигурности, односно да је вероватноћа да ће доћи до отказа, односно лома конструкције задовољавајуће мале. Еврокодovi представљају фамилију европских стандарда за прорачун грађевинских конструкција, којима су обухваћена дејства на конструкције, као и прорачун конструкција од различитих материјала. У Еврокоду се примењује метода граничних стања, заснована на полу-пробабилистичком концепту прорачуна. Примена оваквих метода прорачуна омогућава пројектовање рационалнијих челичних конструкција и био је један од разлога за увођење нових метода прорачуна и нових прописа.

Задатак конструктора је да добије одређену конструкцију, конкретно заварени лимени носач, уз минималан утрошак челика, а да испуни услов одговарајуће носивости. Могућа је промена попречног пресека дуж носача. Могућност промене попречног пресека је једно од најважнијих карактеристика лимених носача. Постављањем ојачања на местима већих вредности напона постиже се повећање попречног пресека, момента инерције и отпорног момента уз истовремено олакшање целе конструкције и економичније употребе материјала.

Што значи да је конструкција лакша и јефтинија, а стабилност и чврстоћа су задовољавајуће.

У раду је детаљно објашњена теорија пуних лимених носача. Димензионисан је заварен лимени носач. Одређивање стабилности вертикалног лима је детаљно објашњено. Одређене су све димензије вертикалног лима и ламела, на основу препорука и емпиријских образаца. Неке мере су и конструктивно усвојене након димензионисања. Прво је заварени лимени носач на класичан начин прорачунат према допуштеним напонима и помоћу неких емпиријских образаца, па је онда и софтверском анализом и провером у програмском пакету Autodesk Robot Structural Analysis израчунат. Све анализе вршене су према EVROCODE стандардима. Наведени су основни параметри завареног лименог носача. У додацима је комплетан извештај о силама, напонима, моментима, оптерећењу и тако даље.

Долазимо до закључка да нам је софтверска анализа неопходна, јер долазимо неупоредиво брже и то до поузданијих резултата.

8 ЛИТЕРАТУРА

- [1] Буђевац Д; Марковић З. и др; Металне конструкције, Грађевинска књига, Београд, 2007.
- [2] Бабин Н; Бркљач Н; Шостаков Р; Металне конструкције, ФТН Издаштво, Нови Сад, 2006.
- [3] Петровић З; Осторовић Д; Металне конструкције у машиноградњи 1, Институт за механизацију Машинског факултета у Београду, Београд, 1996.
- [4] Пуни носачи, Основи прорачуна и конструисања, предавање пдф
- [5] металне конструкције у зградству, пдф
- [6] ДЕО 2 УСМЕНИ ХАЛЕ, пдф
- [7] Николић Р; Марјановић В; Металне конструкције – Приручник за прорачуне, Машински факултет, Крагујевац, 1998.
- [8] Николић Р; Марјановић В; Металне конструкције – збирка решених задатака, Машински факултет, Крагујевац, 2013.
- [9] Николић Р; Марјановић В; Отпорност материјала, пдф
- [10] Милосављевић М., Рadoјковић М., и Кузмановић Б., Основи челичних конструкција, Грађевинска књига, Београд, 1986.
- [11] Златко Марковић, Гранична стања челичних конструкција према еврокоду, Београд, 2014.
- [12] <http://www.autodesk.com/products> , преузето 26.07.2015
- [13] <https://adaptsolutions.wordpress.com/rsa/> , преузето 27.07.2015
- [14] <http://help.autodesk.com/view/RSAPRO/2015/ENU/?guid=GUID-B07BC8A4-63BD-4602-AF32-3F45F7435E1D> , преузето 27.07.2015
- [15] Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2010 Training Manual – Metric Version