

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Методе конструисања

Број индекса: 350/2011

Јован З. Богићевић

**Конструкција трицикла за рекреацију и
релаксацију
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Ненад Марјановић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

Изврши конструисање трицикла за рекреацију и релаксацију са приказом целокупног процеса конструисања од идеје до финалне конструкције и на основу израђеног модела изврши потребне анализе критичних делова конструкције. Како би што боље текао процес конструисања на самом почетку неопходно је дефинисати редослед којим ће процес конструисања тећи.

Препоручена литература:

[1] Марјановић, Н. : *Методe конструисања*, Машински факултет, Крагујевац , 1998

[2] Јанићијевић, Н., Јанковић, Д., Тодоровић Ј. : *Конструкција моторних возила*, Универзитет у Београду, Београд, 1979.

[3] Николић В. : *Машински елементи*, Машински факултет, Крагујевац, 2004.

Крагујевац, 2013

ментор:

Др Ненад Марјановић, ред. проф.

КОНСТРУКЦИЈА ТРИЦИКЛА ЗА РЕКРЕАЦИЈУ И РЕЛАКСАЦИЈУ

DESIGNING OF THE TRICYCLE FOR RECREATION AND RELAXATION

Јован З. Богићевић

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Резиме: Овим радом приказан је целокупни процес конструисања трицикла од саме идеје па до коначног модела.

У раду су извршени неопходни прорачуни за рад конструкције. После извршене разраде конструкције такође су извршене и анализе које дају представу понашања конструкције при деловању одређених оптерећења. Модел конструкције, као и анализа одређених елемената конструкције је одрађена применом методе коначних елемената и анализе рамова у CAD софтверу. Рад садржи технички цртеж као и техничко упутство у коме је описан начин коришћења и одржавања конструкције. На самом крају приказан је фотореалистички приказ конструкције.

Кључне речи: трицикл,, конструисање, анализа, CAD

Abstract: This thesis gives the complete process of designing a tricycle from the initial idea to the final model.

The thesis covers the calculations necessary for operation. After the completed construction development, analyses of the design behavior under specified stresses using finite element analysis, and frame analysis in CAD software. In addition technical drawings are provided as well as technical instructions which explain the use and maintenance of the design. Finally a photorealistic view of the design is given.

Key words: tricycle, designing, analysis, CAD

САДРЖАЈ

ЛИСТА СЛИКА	3
ЛИСТА ТАБЕЛА	7
УВОД	9
1.1 Задатак	9
1.2. Историјски развој	9
1.3 Процес конструисања	10
2. ТЕХНИЧКИ ЗАДАТАК	13
2.1 Функција	15
2.2 Подаци битни за извршење функција	15
2.3 Радна својства	16
2.4 Ергономска својства	16
2.5 Технолошка својства	17
2.6 Економски услови	17
3. КОНЦИПИРАЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ	18
3.1 Општа функција система	18
3.2 Парцијалне функције	18
3.3 Елементарне функције	19
3.4 Извршиоци елементарних функција	20
4. ПРОРАЧУН ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНАТА	26
4.1 Прорачун потребне силе за кретање	26
4.2 Прорачун потребне снаге	28
4.3 Прорачун броја обртаја	30
5. РАЗРАДА КОНСТРУКЦИЈЕ	32
5.1 Рам	32
5.2 Погон и кретање система	34
5.3 Педале	35
5.4 Предњи ланчани преносници	36
5.5 Вратила	41
5.6 Мењач	42
5.6.1 Прорачун зупчаника мењача	46
5.6.2 Први пар зупчаника	46
5.6.3 Други пар зупчаника	50

5.6.4	Трећи пар зупчаника	52
5.6.5	Конични пар зупчаника	54
5.7	Задњи ланчани преносник	56
5.8	Управљачки систем	60
5.9	Систем ослањања	63
5.10	Кретачи	69
5.10.1	Пнеуматик	70
5.10.2	Наплатак	70
5.11	Кочиони систем	71
5.12	Стем за седење и шанк	75
5.13	Уређаји за осветљење пута и светлосна сигнализација	76
5.14	Кров	78
5.15	Опрема за точење пива и складиштење пића	79
5.16	Транспортирање система	82
5.17	Осветљење	83
5.18	Остали системи и елементи	83
6.	АНАЛИЗА ЕЛЕМЕНАТА КОНСТРУКЦИЈЕ	87
6.1	Анализа рама конструкције у окружењу <i>frame analysis</i>	87
6.2	Анализа појединих делова у окружењу <i>stress analysis</i>	91
6.2.1	Метода коначних елемената	91
6.2.2	Задње раме	92
6.2.3	Уши	97
6.2.4	Носач седишта	102
7.	ТЕХНИЧКА ДОКУМЕНТАЦИЈА	107
7.1	Технички цртежи	107
7.2	Техничко упутство	108
7.2.1	Основне техничке карактеристике	108
7.2.2	Начин коришћења	108
7.2.3	Одржавање и практичне инструкције	108
7.2.4	Важне напомене	109
7.3	Фотореалистички приказ	109
	ЗАКЉУЧАК	114
	ЛИТЕРАТУРА	116

ЛИСТА СЛИКА

Слика 1.1 - Првобитни трицикл ручно погођен	9
Слика 1.2 - Трицикл у 19. веку	10
Слика 1.3 - Претеча аутомобила	10
Слика 1.1 - Блок дијаграм процеса конструисања	11
Слика 3.1 - Варијанта I	25
Слика 4.1 - Силе отпора које дејствују на возило у кретању	26
Слика 4.2 - Отпор кретању еластичног точка по тврдом тлу	26
Слика 4.3 - Разлагање силе тежине на успону	27
Слика 4.4 - Илустрација нагиба од 7%	28
Слика 5.1 - Варијанте рамова	33
Слика 5.2 - Коначни изглед рама конструкције са деловима	34
Слика 5.3 - Шема елемената трансмисије	35
Слика 5.4 - Делови педала	36
Слика 5.5 - Изглед педала конструкције	36
Слика 5.6 - Неправилно постављање ланаца и ланчаника	34
Слика 5.7 - Варијанта са два вратила	37
Слика 5.8- Основне мере ланца код ланчаног преносника	38
Слика 5.9 - Профил погонског ланчаника	40
Слика 5.10 - Профил гоњеног ланчаника	41
Слика 5.11 - Спојнице	41
Слика 5.12. - Вратила са зупчаницима	41
Слика 5.13 - Шема педала, ланчаника и зупчаника	42
Слика 5.14 - Положај касете и ускочног прстена	42
Слика 5.15 - Мењач	43
Слика 5.16 - Конусни отвори на гоњеним зупчаницима	43
Слика 5.17 - Конус и вратило	44
Слика 5.18 - Озубљење на носачу конуса и вратилу	44
Слика 5.19 - Различити положаји конуса	45
Слика 5.20 - Коначни изглед мењача	45
Слика 5.21 - Основне мере зупчаника	46
Слика 5.22 - Задњи ланац	57
Слика 5.23 - Дијаграм зависности снаге од броја обртаја усвојеног ланца	58
Слика 5.24 - Профил погонског ланчаника	59
Слика 5.25 - Профил гоњеног ланчаника	59
Слика 5.26 - Коначна верзија трансмисије	60

Слика 5.27 - Скица управљачког система	61
Слика 5.28 - Структурна шема система за управљање	62
Слика 5.29 - Модел управљачког система са деловима	62
Слика 5.30 - Илустрација функционисања управљачког система	63
Слика 5.31 - Зупчаник и зупчаста летва	63
Слика 5.32 - Шема система ослањања код предњих точкова	64
Слика 5.33 - Шема задњег ослањања	64
Слика 5.34 - Раме предњих точкова	65
Слика 5.35 - Носач главчине	65
Слика 5.36 - Амортизер	65
Слика 5.37 - Двокрако раме са осовином и лежајевима	66
Слика 5.38 - Ограничење и оптерећење осовине	66
Слика 5.39 - Дијаграм радијалних сила	67
Слика 5.40 - Дијаграм момента савијања	67
Слика 5.41 - Дијаграм померања	68
Слика 5.42 - Дијаграм напона савијања	68
Слика 5.43 - Дијаграм смичућих напона	68
Слика 5.44 - Дијаграм редукованог напона	68
Слика 5.45 - Прорачуном препоручени пречник	69
Слика 5.46 - Изглед предњег и задњег ослањања	69
Слика 5.47 - Главни елементи пнеуматика	70
Слика 5.48 - Делови наплата	71
Слика 5.49 - Изглед коначног модела предњих точкова	71
Слика 5.50 - Модел задњег точка	71
Слика 5.51 - Структура система за кочиње	72
Слика 5.52 - Систем радне кочнице	72
Слика 5.53 - Команда кочнице и главни кочиони цилиндар са елементима	73
Слика 5.54 - Делови извршиоца механизма кочења	74
Слика 5.55 - Модел предњих и задњих кочнице	74
Слика 5.56 - Ручна кочница	75
Слика 5.57 - Седиште	75
Слика 5.58 - Шанк	76
Слика 5.59 - Седиште возача	76
Слика 5.60 - Уређаји светлосне сигнализације	77
Слика 5.61 - Акумулатор са саставним деловима	77
Слика 5.62 - Инструмент табла са деловима	78
Слика 5.63 - Брзиномер, радио и звучник	78

Слика 5.64 - Кровна конструкција	79
Слика 5.65 - Носач са точићима	79
Слика 5.66 - Шемацки приказ опреме за истакање пива из бурета	80
Слика 5.67 - Модел система за пиво	81
Слика 5.68 - Остава	82
Слика 5.69 - Приколица за транспорт	83
Слика 5.70. - Кука за вучу	83
Слика 5.71 - Неонска светла	83
Слика 5.72 - Светлосни ласери	83
Слика 5.73 - Ретровизор, блатобран против пожарни апарат, прва помоћ, дизалица, остава и електрични роштиљ	84
Слика 5.74 - Роштиљ спреман за употребу	84
Слика 5.75 - Претворац напона	85
Слика 5.76 - Електрични генератор (алтенатор)	85
Слика 5.77 - Позиције појединих елемената конструкције	85
Слика 5.78 - Коначни изглед модела конструкције	86
Слика 5.79 - Коначни изглед модела конструкције	86
Слика 5.80 - Коначни изглед модела конструкције	86
Слика 6.1 - Места фиксирања конструкције	87
Слика 6.2 - Померање рама - приказ 1	89
Слика 6.3 - Померање рама - приказ 2	90
Слика 6.4 - Нормални напон	90
Слика 6.5 - Ограничење задњег рамена	93
Слика 6.6 - Задато оптерећење	93
Слика 6.7 - Највећи напон у равни XX	95
Слика 6.8 - Највећи напон у равни XY	95
Слика 6.9 - Највећи напон у равни XZ	95
Слика 6.10- Највећи напон у равни YY	95
Слика 6.11 - Највећи напон у равни YZ	96
Слика 6.12 - Највећи напон у равни ZZ	96
Слика 6.13 - Укупни Вон Мизесов напон	96
Слика 6.14 - Фактор сигурности	96
Слика 6.15 - Померање по X правцу	97
Слика 6.16 - Померање по Y правцу	97
Слика 6.17 - Померање по Z правцу	97
Слика 6.18 - Укупно померање	97
Слика 6.19 - Ограничење	98

Слика 6.20 - Задато оптерећење	98
Слика 6.21 - Највећи напон у равни XX	99
Слика 6.22 - Највећи напон у равни XY	99
Слика 6.23 - Највећи напон у равни XZ	100
Слика 6.24 - Највећи напон у равни YY	100
Слика 6.25 - Највећи напон у равни YZ	100
Слика 6.26 - Највећи напон у равни ZZ	100
Слика 6.27 - Вон Мизесов напон	100
Слика 6.28 - Фактор сигурности	100
Слика 6.29 - Померање по X правцу	101
Слика 6.30 - Померање по Y правцу	101
Слика 6.31 - Померање по Z правцу	101
Слика 6.32 - Укупно померање	101
Слика 6.33 - Ограничење задњег рамена	102
Слика 6.34 - Задато оптерећење	103
Слика 6.35 - Највећи напон у равни XX	104
Слика 6.36 - Највећи напон у равни XY	104
Слика 6.37 - Највећи напон у равни XZ	104
Слика 6.38 - Највећи напон у равни YY	104
Слика 6.39 - Највећи напон у равни YZ	105
Слика 6.40 - Највећи напон у равни ZZ	105
Слика 6.41 - Вон Мизесов напон	105
Слика 6.42 - Фактор сигурности	105
Слика 6.43 - Померање по X правцу	106
Слика 6.44 - Померање по Y правцу	106
Слика 6.45 - Померање по Z правцу	106
Слика 6.46 - Укупно померање	106
Слика 7.2 - Трицикл испред споменика V3	110
Слика 7.3 - Трицикл испред споменика V3	110
Слика 7.4 - Трицикл на благој узбрдици	111
Слика 7.5 - Трицикл испред спомен - музеја 21 октобар	111
Слика 7.6 - Трицикл на низбрдици	112
Слика 7.7 - Трицикл	112
Слика 7.8 - Трицикл	113
Слика 7.9 - Трицикл	113

ЛИСТА ТАБЕЛА

Табела 2.1 - Листа захтева	13
Табела 3.1 - Структура елементарних функција	19
Табела 3.2 - Извршиоци елементарних функција	21
Табела 3.3 - Број комбинација извршиоца елементарних функција	24
Табела 4.1 Потребна снага за постизање одређене брзине	29
Табела 4.2 - Однос улазног броја обртаја и излазног и угаона брзина за прву брзину	30
Табела 4.3- Однос улазног броја обртаја и излазног и угаона брзина за другу брзину	31
Табела 5.1 - Резултати анализа рамова	34
Табела 5.2 - Карактеристике усвојеног ланца	38
Табела 5.3 - Параметри потребни за прорачун ланца	39
Табела 5.4- Резултати анализе ланчаног преносника	39
Табела 5.5 - Улазни подаци	46
Табела 5.6 - Геометрија зупчаника	47
Табела 5.7 - Оптерећење зупчаника	48
Табела 5.8 - Материјал зупчаника	48
Табела 5.9 - Фактори контакта	49
Табела 5.10. - Степени сигурности	49
Табела 5.11 - Улазни подаци	50
Табела 5.12 - Геометрија зупчаника	50
Табела 5.13 - Оптерећење зупчаника	51
Табела 5.14 - Степени сигурности	52
Табела 5.15 - Улазни подаци	52
Табела 5.16 - Геометрија зупчаника	52
Табела 5.17 - Оптерећење зупчаника	53
Табела 5.18 - Степени сигурности	54
Табела 5.19 - Улазни подаци	54
Табела 5.20 - Геометрија зупчаника	55
Табела 5.21 - Оптерећење зупчаника	56
Табела 5.22 - Степени сигурности	56
Табела 5.23 - Карактеристике усвојеног ланца	57
Табела 5.24 - Параметри потребни за прорачун ланца	57
Табела 5.25 - Резултати анализе ланчаног преносника	58

Табела 5.26 - Однос броја обртаја и брзине	60
Табела 5.27 - Карактеристике усвојеног материјала	66
Табела 5.28 - Вредност оптерећења	66
Табела 5.29 - Реакције ослонаца	67
Табела 5.30 - Резултати анализе вратила	67
Табела 6.1- Задато континуално оптерећење на главним носачима	88
Табела 6.2 - Задато континуално оптерећење на кровним носачима	88
Табела 6.3 - Задата сила на местима где су седишта	88
Табела 6.4 - Резултати анализе	89
Табела 6.5 - Параметри мреже	92
Табела 6.6 - Параметри усвојеног материјала	93
Табела 6.7 - Резултати извршене анализе	94
Табела 6.8 - Резултати извршене анализе	94
Табела 6.9 - Параметри мреже	97
Табела 6.10 - Параметри усвојеног материјала	98
Табела 6.11 - Резултати извршене анализе	98
Табела 6.12 - Резултати извршене анализе	99
Табела 6.13 - Параметри мреже	102
Табела 6.14 - Параметри усвојеног материјала	102
Табела 6.15 - Резултати извршене анализе	103
Табела 6.16 - Резултати извршене анализе	103

1. УВОД

1.1. Задатак

Тема овог мастер рада подразумева постављање техничког задатка за конструисање трицикла на људски погон, преко извођења концепције, прорачуна са решавањем проблема око концепције до коначне израде и анализе модела у 3D CAD софтверу.

1.2. Историјски развој

Сматра се да је конструкција слична трициклу прво направљена 1665. године од стране једног Немачког инвалида, Стефана Фарфелера (Stephan Farffler), који је желео да после несреће која му се догодила задржи своју могућност кретања. Пошто је он био сајдија, направио је мобилно возило које се погони снагом руку (слика 1).



Слика 1.1 - Првобитни трицикл ручно погођен

1789. године су Француски проналазачи направили трицикл који се погони снагом ногу, тј. педалама.

1818. британски проналазач Денис Џонсон (Denis Johnson) је патентирао свој приступ у дизајнирању трицикала. 1876. године Џејмс Старлеи (James Starley) је направио трицикл са два мала задња точка и једним великим предњим точком који се погони снагом мишића руку. 1877. године исти проналазач прави трицикл који први у историји трицикала има погон педалама који се на задњу осовину преноси преко ланца (слика 1.2). Већ 1884. се јавља велика експанзија трицикала у Енглеској, где су се трицикли могли наћи у преко 120 различитих модела од 20 произвођача. 1881. године је направљен и први трицикл на расклапање.

1929. године такође у Енглеској произвођачи трицикала долазе на идеју да побољшају ергономију трицикала тако што ће трицикли да буду израђивани са сва три једнака точка и њихова вожња да буде далеко удобнија. Овим потезом су привукли и жене на тржиште трицикала и тако удвостручили продају [1].



Слика 1.2 - Трицикл у 19. веку

Иако нема тачних података, сматра се да је модел трицикла „дајмлера" (слика 1.3) на моторни погон који је произведен 1886 године претеча савремених аутомобила.



Слика 1.3 - Претеча аутомобила

Трицикли се током времена категорисали на неколико начина:

- према функцији,
- према броју возача,
- према начину конструисања,
- према додатној опреми или
- начину покретања или погона.

1.3. Процес конструисања

Конструисање представља стваралачки првенствено интелектуални рад чији је крајњи производ техничка документација - пројекат који чине склопни и радионички цртежи, анализе стања радне способности појединих делова и прорачуни, упутства за израду и експлоатацију [2].

Процес конструисања започиње идејом о конструкцији одређених карактеристика за обављање одређене функције. Процес конструисања је један веома комплексан процес

чија правилна и усмерена реализација доводи до импресивних решења која се уграђују у конструкцију и којима конструкција поприма жељени облик у функцију. Како би се што боље одвијао процес конструисања конструктор би трбало да се води неким већ дефинисаним редоследом који води до исправних и што бољих решења. На Слици 2.1 је приказана шема са главним сегментима процеса конструисања.



Слика 2.1 - Блок дијаграм процеса конструисања

Поред ових сегмената постоје и други пратећи сегменти који нису уопште занемарљиви и који су међусобно уско повезани и испреплетани, а неки од њих су:

- Истраживање,
- Стварање идеја,
- Скицирање,
- Анализа и синтеза (прорачун),
- Испитивања и провере,
- Цртање.

Према садржају процеса конструисања разликују се:

- нове конструкције,
- варијантне конструкције,
- прилагођене конструкције (реконструкције),
- поновљене конструкције.

Нове конструкције заснивају се на новом принципу рада које се разликује од постојећих или представља техничко решење различито од постојећих. Овде се спроводе све фазе процеса конструисања.

Варијантне конструкције имају исти принцип, а варира се величина и размештај појединих компоненти унутар система.

Прилагођење конструкције – реконструкције – добија се прилагођавањем познатих конструкционих решења новом задатку (функцији) који треба извршити. Подразумева нова конструкциона решења за поједине делове.

Поновљене конструкције се израђују у новој серији без икаквих измена. Искључују се све фазе процеса конструисања осим мањих измена на техничкој документацији .

Више од половине лансираних конструкција у свету спада у групу прилагођених, нешто више од четвртине су нове, а остале су варијантне.

Конструкција која је описана у овом раду представља нову конструкцију.

2. ТЕХНИЧКИ ЗАДАТАК

На самом почетку процеса конструисања неопходно је дефинисати технички задатак као прву одредницу шта би финални производ требало да задовољи.

Технички задатак представља улаз у процес конструисања и настаје услед техничких потреба и планирања производа са циљем да се постојеће техничко стање промени и обогати у корист човека. Технички захтев се углавном у пракси формира у договору са наручиоцем конструкције чиме се дефинише сврха конструкције са основним геометријским особинама како главних тако и помоћних елемената. Понекад је веома тешко усагласити жеље поручиоца са могућностима реализације конструкције, али уз добро разматрање, разумевање, договор, мале измене у зависности од потребе и стрпљења, квалитетна и функционална конструкција не изостаје. Полазећи од техничког задатка треба стваралачким радом и стрпљењем доћи до целокупне конструкције тежећи да она буде оптимална с обзиром на постављене техничке и економске захтеве.

Резултат разраде техничког задатка треба да буде спецификација, односно детаљан опис захтева, који се обично изводи у облику листе захтева. Листа захтева (табела 2.1) приложен у наставку садржи захтеве потребне за реализацију конструкције у оквиру овог рада.

Табела 2.1 - Листа захтева

Корисник: ВАЈБ		ЛИСТА ЗАХТЕВА Трицикл за рекреацију и релаксацију	Идентификација:	
			Лист:1	
			Листова:1	
Редни број	ЗАХТЕВ		Чврст захтев	Жеља
1.	ФУНКЦИЈА			
	• Превоз људи		+	
	• Рекреација корисника		+	
	• Уживање корисника у испијању пића		+	
2.	ПОДАЦИ БИТНИ ЗА ИЗВРШЕЊЕ ФУНКЦИЈЕ			
	• Покретање да се врши уз помоћ педала		+	
	• Управљање да врши једно лице		+	
	• Покретање може да врши максимално 10 особа,			+
	• Максималан број особа 15			+
	• Место за складиштење најмање два бурета			+
	• Точилице		+	
	• Кров (лако демонтирајући)		+	
	• Могућност шлепања		+	
	• Светлосни уређаји		+	
	• Светлосна сигнализација		+	
				+

	• Маса не већа од 0,6t • Димензије не веће од 2 x 5 x 2,8m • Могућност промене броја обртаја(мењач) • Са аспекта безбедности да буду задовољени сви услови • Систем за ослањање • Кочиони систем • Напајање светлосних уређаја и сигнализације	+	
3.	РАДНА СВОЈСТВА • Употреба у саобраћају • Савладавање нагиба од max 7 % • Мах брзина од 30km/h • Заокретање у радијусу од max15m	+	+
4.	ЕРГОНОМСКА СВОЈСТВА • Лако руковање • Седишта подесива по висини • Специјално дизајниран шанк • Рукохват на шанку • Фиксирана теста за чаше • Могућност да једна особа доставља пиће • Безбедно руковање	+	+
5.	ТЕХНОЛОШКА СВОЈСТВА • Израда у било којој бољој радионци • Шанк да буде израђен од дрвета • Кров израђен од лаких материјала • Коришћење доступних делова • Што једноставнија монтажа	+	+
6.	ИСПОРУКА • Једна година • Одрађен атест	+	
7.	ЕКОНОМСКИ УСЛОВИ • Коришћење јефтинијих делова • Цена (конструисање + материјал + израда) не већа од 3000 €	+	+
Израдио			Замењено са:
Одобрио (оверио)			
Датум	Име	Потпис	

У листи захтева се може видети да се захтеви деле на:

Чврсте захтеве који морају бити у потпуности испуњени, па се њихово испуњење не квантификује при вредновању појединих решења.

- *Жеље* представљају захтеве које треба испунити у што је могуће већој мери. Оне се могу користити, у каснијем вредновању конкретних решења, као упоредне оцене појединих варијанти. При томе је погодно да се жеље класификују по важности.

2.1 Функција

Пре свега првобитна функција ове конструкције је да омогући добру забаву. Трицикл за рекреацију и релаксацију на људски погон је мултифункционално возило на људски погон, потпуно еколошко. Покретање врше његови путници окретањем педала као на обичном бициклу, док управљање и кочење је под контролом возача који не учествује у покретању. Поред рекреације које омогућава окретање педала, путници могу да уживају и у испијању пића. Трицикл за рекреацију и релаксацију служи за коришћење свих особа старијих од 16 година било мушких или женских.

2.2 Подаци битни за извршење функција

Да би се извршило покретање и кретање ове конструкције неопходно је да се врши окретање педала. Педале се налазе на сваком од 10 седишта намењеном за путнике. Педале су исте као на стандардним бициклама. Снага која је потребна за покретање и кретање не сме да ствара велики замор код корисника. За покретање ове конструкције потребно је да окретање педала врши минимум 5 особа, а покретање може да врши највише 10 особа. Ова конструкција је намењена за превоз највише 15 особа и једног возача.

Управљање овом конструкцијом врши једно лице (возач) које једино има контакт са управљачким системом и кочионим системом конструкције. Возач ове конструкције је особа која једина не сме да конзумира алкохол из безбедносних разлога.

Испред корисника који окрећу педале, са обе стране, налазе се два шанка. У шанковима се налазе места где корисници могу оставити чаше. Шанк је израђен од дрвета како би био аутентичан са шанковима који се налазе у пабовима.

На возилу се налазе више складишта за смештање пића. У једном се налазе два стандардна бурета од 50l која су повезана са точилицама које се налазе на шанковима.

Маса конструкције без путника износи 600kg. А што се тиче габаритних димензија оне се крећу у следећим величинама:

- ширина 1,80m,
- дужина 5m,
- висина 2,8 m.

На задњој страни конструкције се налазили светлосна сигнализација која омогућава уочљивост конструкције и која друге учеснике у саобраћају обавештава о промени правца кретања (светлосни мигавци).

Осветљење конструкције се врши уз помоћ разних светлосних уређаја који се налазили у њему и који се пале само за ноћну вожњу.

Превоз конструкције од тачке А до тачке Б се врши шлепањем или превозом на неко од возила које врши транспорт сличних конструкција. Ради лакшег обављања ове функције на конструкцији се налазила кука и сајле.

Ради заштите од временских услова на конструкцији се налази покретни кров.

Да би се извршило смањење брзине или заустављање на бициклу за рекреацију и релаксацију налази се кочиони систем који је ради на принципу хидрауличних кочница као код већине аутомобила. Једини који може да делује на овај систем је возач.

На конструкцији се налази и систем за ослањање, како би се омогућила што удобнија вожња.

2.3 Радна својства

Ова конструкција је намењана за употребу у парковима, шеталиштима и у нормалном градском саобраћају. Конструкција је тако конципирана да може да задовољи услове саобраћаја.

Системи за пренос снаге до погонских кретања кога чине ланаци, вратила и мењач је тако пројектован да обезбеди одговарајућу брзину возила на одређеним деловима пута, а да се притом утроши што мање људске снаге. Погон се преноси на задњи точак који представља једини погонски точак. Максимални нагиб које возило може да савлада са минималном брзином, а максималном уложеном снагом корисника представља 7% .

Брзина кретања зависи од преносног односа у мењачу, односно да ли се мењач налази у режиму за постизање малих обртаја, а великих момената на излазу или обрнуто, ако се налази у режиму за постизање великих обртаја, а малих момената на излазном вратилу. Максимална брзина која се постиже по равном путу је око 30km/h.

Управљачки систем који је засебан систем омогућава заокретање система у радијусу од 15m. Он се налази на предњим точковима који нису погонски већ независни један од другог. Заокретање точкова врши возач уз помоћ волана.

2.4 Ергономска својства

Трицикл за рекреацију и релаксацију је тако конципиран да буде што лакши за руковање и да не представља било којој врсти корисника.

Удобност корисника је један од приоритета ове конструкције. Седишта корисника треба да омогуће што удобније седење и на дужим релацијама.

Естетика конструкције треба да буде на високом нивоу како би привлачило што више потенцијалних корисника.

Дуж шанка се налази држач који омогућава придржавање путника током кретања.

2.5 Технолошка својства

Технологија израде шасије ове конструкције се своди углавном на повезивање кутијастих профила. Израда конструкције се може вршити у било којој, мало боље опремљеној, радионици. Спајање делова се врши у главном електролучним или гасним заваривањем, завртњевима и клиновима. после спајања делова најважније је извршити површинску заштиту истих.

Саставне делове конструкције чине углавном стандардни делови који се користе на сличним конструкцијама.

Посебни захтеви постављени су при изради шанка и крова. Шанк је израђен од дрвета, а кров од лаких материјала како не би вршио велико оптерећење на конструкцију.

2.6 Економски услови

За израду конструкције потребно је да буде што једноставнија монтажа. Како би могле лако да се изведу неке нове преправке и сервис. За израду користе се доступни делови и што јефтинији, како би ремонт и замена делова била што ефикаснија и наравно конструкција што јефтинија.

Коначну цену производње могу да сниже још и следећи фактори:

- набавка материјала мора да буде спроведена у договореном року;
- набавка стандардних делова мора да буде спроведена у договореном року;
- сечење и чишћење делова мора да буде са што мање грешака и шкартова;
- механичка обрада после евентуалних деформација од заваривања би требала да буде сведена на минимум;
- механичка обрада стандардних профила (цеви и сл.) би требала да буде сведена на минимум
- грешке приликом механичке обраде, услед грешака при изради документације за производњу, би требале да се сведу на минимум;

Веома је тешко утицати на све ове факторе. Међутим, довољним утицањем на њих добили би се следећи резултати:

- квалитетнији производ;
- испорука у договореном року;
- уштеда материјала, времена а самим тим и новца.

3. КОНЦИПИРАЊЕ КОНСТРУКЦИЈЕ

Конципирање (лат. *conspicere* - замислити; саставити, схватити) идејног решења машинског система представља утврђивање глобалног размештаја делова и компонената ради остваривања задате функције. Ова фаза конструисања се често назива и пројектовањем и обухвата пут од идеје преко описа функције до идејног решења конструкције. Конципирање захтева доста знања о извршавању функција машинског система и о функцијама нижег нивоа, па је то најчешће посао инжењера уско специјализованих за поједине области.

Машински систем представља материјализовани производ људског рада који самостално врши одређену функцију. У апстрактном смислу машински систем се представља структуром функција којом су дефинисане врсте функција и њихове међусобне везе. Полази се од опште (укупне) функције система која се рашчлањује на подфункције (парцијалне и елементарне функције), различитих нивоа сложености при чему се остварују узајамне хијерархијске везе. У листи захтева дефинише се шта машински систем треба да ради, а структура функција дефинише како машински систем треба да ради.

3.1 Општа функција система

Општа (глобална) функција машинског система може се рашчланити на парцијалне функције, а ове пак на елементарне функције. Почев од елементарне, преко парцијалне до опште, функције су хијерархијски и међусобно повезане, тако да чине структуру функција.

Слободно се може рећи да је општа функција ове конструкције омогућавање добре забаве уз рекреацију.

3.2 Парцијалне функције

На одређеном нивоу апстрактности појављује се потреба за разлагањем опште функције на парцијалне са мањим степеном сложености. Разлагање настаје обично у тренутку када је установљен радни принцип функционисања машинског система. Процес рашчлањавања опште функције финијих функционалних структура спроводи се до одређеног нивоа. Процес траје све дотле док рашчлањење функције не буду тако ниског степена комплексности да је за сваку поједину могуће пронаћи одговарајући принцип решења. Поред основне радне функције у парцијалним функцијама су и помоћне функције: припреме, опслуживања, управљања, регулисања и усклађивања.

Парцијалне функције трицикла за рекреацију и релаксацију су:

1. Обједињавање свих система,
2. Погон и кретање система,
3. Управљање системом,
4. Ослањање система,
5. Веза између система и подлоге,

6. Заустављање, успоравање система,
7. Смештање путника,
8. Осветљење, уочљивост и давање сигнализације у саобраћају,
9. Заштита од временских услова,
10. Складиштење и точење пића,
11. Осветљење и светлосни ефекти,
12. Транспортирање система,

3.3 Елементарне функције

Најједноставнији је случај када је сложеност парцијалне функције таква да за њу постоје готова решења. Најчешће је функционална структура за извршење опште функције таква да за поједине парцијалне функције постоје готова решења, а за друге се мора поћи од тражења могућих принципа.

У табели 3.1 је приказана структура елементарних функција.

Табела 3.1 - Структура елементарних функција

	ПАРЦИЈАЛНЕ ФУНКЦИЈЕ	ЕЛЕМЕНТАРНЕ ФУНКЦИЈЕ
1.	Обједињавање свих система	- Смештање извршиоца функција
2.	Погон и кретање система	-Претварање људске снаге у погонску снагу (снага за покретање) -Пренос од конвертора до елемента за пренос снаге -Промена броја обртаја -Остваривање контакта између система и подлоге -Пренос на погонске кретање
3.	Управљање системом	-Заокретање управљачким системом лево и десно -Управљање заокретањем -Веза између управљања и заокретања -Смањење отпора заокретањем
4.	Ослањање система	-Ублажавање ударних оптерећења -Обезбеђивање потребне стабилности система
5.	Веза између система и подлоге	- Остваривање контакта између система и подлоге

6.	Заустављање, успоравање	-Управљање кочионим системом -Успоравање кретања -Веза између кочионих система и команди -Паркирна кочница
7.	Смештање путника	-Седање путника (корисника) -Подешавање седишта по висини - Седање возача
8.	Осветљење, уочљивост и давање сигнализације у саобраћају	-Осветљење пута -Светлосни сигнали за скретање -Веза између светлосних уређаја -Напајање светлосних уређаја -Пуњење напајања -Алтернатива за напајање сигнализације -Укључивање уређаја
9.	Заштита од временских услова	- Заштита од кише и сунца - Брзо монтирање и демонтирање
10.	Складитење и точење пића пића	-Позиционирање-фиксирање складишта пива -Точење -Позиционирање боце за азот -Достава пива до точилице -Фиксирање боце -Складиштење осталих пића
11.	Осветљење и светлосни ефекти	-Осветљење система -Постизање светлосних ефеката -Веза напајања и система - Укључивање и искључивање система
12.	Транспортирање система	-Качење система за транспорт -Складиштење прибора за транспорт

3.4 Извршиоци елементарних функција

Једна од фаза конципирања конструкције је проналажење и комбиновање принципа извршења појединих функција. Принцип извршења елементарне функције мора да задовољи физички смисао те функције и он дефинише особине формиране конструкције. у већини случајева није неопходно налазити оригиналне физичке принципе за извршење функције.

Извршиоци елементарних функција машинских система су машински елементи. Машински елемент може бити машински део, машински подсклоп, склоп или машинска група уколико извршава елементарну функцију. На пример, осовина и лежај су машински елементи, јер извршавају елементарну функцију. Осовина је међутим машински део, а лежај машински склоп.

За избор извршиоца елементарних функција погодно је користити каталоге у којима се дају принципи извршења функције и велики број извршилаца. Поред тога у каталогу су за сваки од извршилаца функције дати и подаци битни за функционисање, предности и недостатке што конструктору олакшава избор извршилаца.

У табели 3.2. приказани су извршиоци елементарних функција. Извршиоци елементарних функција су детаљно изанализирани и о њима ће бити речи у наставку рада.

Табела 3.2 - Извршиоци елементарних функција

ПФ	Елементарне функције	Извршиоци елементарних функција			
Обједињавање свих система	Смештање извршиоца функција	Рам 1	Рам 2	Рам 3	
Погон и кретање система	Претварање људске снаге у погонску снагу (снага за покретање)	Педала	Трака	Коленасто вратило	
	Пренос од конвертора до елемента за пренос снаге	Вратило	Ланац	Каишни	Кардански пренос
	Промена броја обртаја	Редуктор	Варијатор	Мењач	
	Положај погонских точкова	Напред	Позади		
	Пренос на погонске кретање	Погонски мост	Ланац	Каиш	
	Заокретање управљачким системом лево и десно	Зупчаста летва	Кулисни механизам	Управљачки систем са вијком и навртком	

Управљање системом	Управљање заокретањем	Волан	Ручица		
	Веза између управљања и заокретања	Вратило	Кардан		
	Смањење отпора заокретањем	Серво	Зупчасти пар		
	Позиција управљања	Напред	Позади		
Ослањање система	Ублажавање ударних оптерећења	Лиснате опруге (гибњеви)	Завојне опруге	Торзионе опруге	Хидраулични ослонци
	Обезбеђивање потребне стабилности система	Лиснате опруге (гибњеви)	Завојне опруге	Торзионе опруге	Хидраулични ослонци
Веза између система и подлоге	Остваривање контакта између система и подлоге	Гусенице	Точак аутомобила	Точак бицикла	
Зауштавање, успоравање	Управљање кочионим системом	Педала	Ручица	Полуга	
	Успоравање кретања	Добош кочнице	Диск кочнице		
	Веза између кочионих система и команди	Сајла	Пнеуматика	Вакум	Хидраулика
	Паркирна кочница	Ручна кочница	Хидраулична кочница		
Смештање путника	Седење путника	Седиште	Клупа		
	Подешавање седишта по висини	Хидраулика	Клинови		
	Осветљење путева	Светла			
	Светлосни сигнали за скретање	Мигавци			

	Осветљење пута	Светла			
Осветљење, уочљивост и давање сигнализације у саобраћају	Светлосни сигнали за скретање	Мигавци			
	Веза између светлосних уређаја	Светлосне инсталације			
	Напајање светлосних уређаја	Акумулатор	Батерије		
	Пуњење напајања	Алтернатор			
	Укључивање уређаја	Прекидач			
Заштита од временских услова	Заштита од кише и сунца	Кров			
	Брзо монтирање и демонтирање	Сајла	Витло	Ручица	
Складитење и точење пића	Позиционирање-фиксирање складишта пива	Траке	Лежиште		
	Точење	Точилица			
	Позиционирање боце за азот	Траке	Лежиште		
	Достава пива до точилице	Црева			
	Складиштење осталих пића	Складиште	Гајбице		
Осветљење и светлосни ефекти	Осветљење система	Диоде	Лампе	Сијалице	
	Постизање светлосних ефеката	Светлосни ласери	Стробоскопи		
	Веза напајања и система	Светлосне инсталације			
	Укључивање и искључивање система	Прекидач			

Транспортовање система	Функција качења возила за транспорта	Кука	Витло		
	Функција складиштења прибора за вучу и шлепање	Гепек (остава)	Витло		

Дефинисањем структуре функције општа функција је рашчлањена на парцијалне функције, а свака од парцијалних функција је рашчлањена на елементарне функције, за сваку елементарну функцију могуће је обезбедити више извршилаца елементарних функција.

Након одабира извршиоца елементарних функција, на ред долази састављање варијанти конструкција које представљају целине састављене од елемената. Комбинацијом извршиоца елементарних функција добија се већи број решења парцијалних функција, тј више концепција(варијанти) конструкције. Један од најбољих начина сагледавања и приказивања тих варијанти јесте морфолошка матрица. Број свих могућих комбинација извршиоца елементарних функција за извршење једне парцијалне функције добија се као производ бројева извршиоца за сваку елементарну функцију.

За овај систем број комбинација је дат у табели 3.3

Табела 3.3 - Број комбинација извршиоца елементарних функција

РБ	Парцијалне функције	Број комбинација	УБ
1.	Обједињавање свих система	3	3
2.	Транспортовање система	$3 \times 2 = 6$	6
3.	Смештање путника	$2 \times 2 \times 1 = 4$	4
4.	Погон и кретање система	$3 \times 4 \times 3 \times 3 \times 3 = 324$	324
5.	Ослањање система	$4 \times 4 = 16$	16
6.	Управљање системом	$3 \times 3 \times 2 \times 2 = 36$	36
7.	Заустављање, успоравање	$3 \times 2 \times 4 \times 2 = 48$	48
8.	Осветљење, уочљивост и давање сигнализације у саобраћају	$1 \times 1 \times 1 \times 2 \times 1 = 2$	2
9.	Складиштење пића	$2 \times 1 \times 2 \times 1 \times 2 = 8$	8
10.	Осветљење и светлосни ефекти	$3 \times 2 \times 1 \times 1 = 6$	6
11.	Заштита од временских услова	$1 \times 2 = 2$	2
12.	Веза између система и подлоге	3	3

Код неких парцијалних функција укључен је велики број могућих решења (као што је 4.) па се код оваквих случајева приступа испитивању компатибилности извршиоца елементарних функција.

При одабиру извршиоца функција за морфолошке матрице гледано је да се они покlope по неким принципима као што су економски (цена самих извршиоца), технологија (могућност израде на доступним машинама) менаџерски (могућност набавке). У овом делу одбацују се све комбинације које су сасвим неприхватљиве, зато у обзир долазе три варијанте концепције.

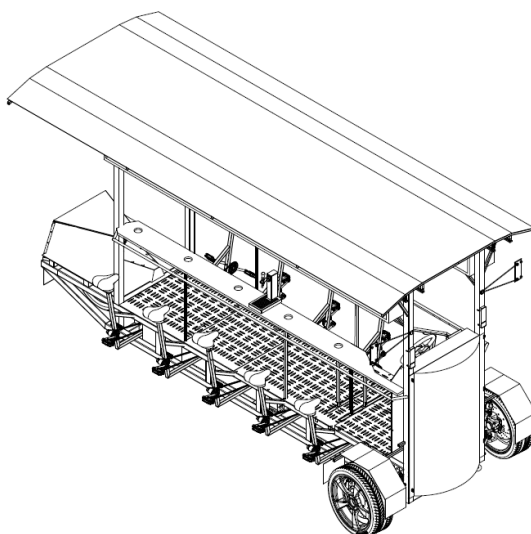
Варијанта I: рам 1, кука, гепек, седиште, клинови, седиште, педала, ланац, мењач, точак аутомобила, ланац, хидраулични ослонци, хидраулични ослонци, зупчаста летва, волан, зупчасти пар, напред, полуга, диск кочнице, хидраулика, ручна кочница, светла, мигавци, светлосне инсталације, акумулатор, алтенатор, прекидач, траке, точилица, траке, црева, складиште, сијалице, стробоскопи, светлосне инсталације, прекидач, кров, ручица.

Варијанта II: рам 2, витло, витло, седиште, хидраулика, седиште, педала, вратило, варијатор, точак аутомобила, погонски мост, хидраулични ослонци, хидраулични ослонци, полуга, диск кочнице, хидраулика, ручна кочница, светла, мигавци, светлосна инсталација, акумулатор, алтенатор, прекидач, траке, точилица, траке, црева, гајбице, сијалице, стробоскопи, светлосна инсталација, прекидач, кров, сајла.

Варијанта III: рам 3, витло, витло, клупа, клинови, седиште, коленасто вратило, каишник, варијатор, точак аутомобила, погонски мост, лиснате опруге, хидраулични ослонци, зупчаста летва, волан, вратило, зупчасти пар, напред, полуга, добош и диск кочнице, пнеуматика, идраулична кочница, светла, мигавци, светлосна инсталација, акумулатор, алтенатор, прекидач, траке, точилица, траке, црева, гајбице, сијалице, стробоскопи, светлосна инсталација, прекидач, кров, витло.

Оптимална варијанта концепције конструкције је она која у највишем степену задовољава постављене захтеве, критеријуме и ограничења.

Одређивањем укупне оцене вредности према препорукама VDI 2225 добијена је мера поређања појединих варијанти. Као оптимално решење се узима оно које има највећу укупну оцену вредности, што је у овом случају варијанта I (слика 3.1).



Слика 3.1 - Варијанта I

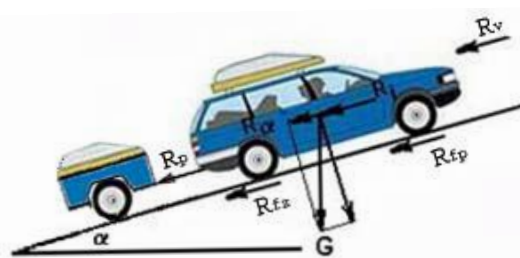
4. ПРОРАЧУН ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНАТА

4.1 Прорачун потребне силе за кретање

У најопштијем случају силе отпора које дејствују на возило у кретању могу се поделити на унутрашње и спољашње силе отпора. Под унутрашњим силама отпора подразумевају се све силе које дејствују при преносу снаге од извора снаге до точка, како инерционе тако и силе трења елемената трансмисије. Стога се ове силе отпора и зову унутрашњим силама. Њихово дејство се може са довољном тачношћу апроксимирати степеном корисности трансмисије, тако да ће се у даљем разматрању узимати као ефективна сила вуче, она која се добија на погонским точковима [3].

Кретању возила устаљеном брзином супротстављају се следеће силе (слика 4.1):

- силе отпора при котрљању R_f
- силе отпора ваздуха R_v
- силе отпора при успону R_α

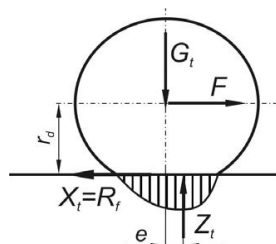


Слика 4.1 - Силе отпора које дејствују на возило у кретању

Пошто се систем креће малом брзином и није затвореног типа сила отпора ваздуха сматра се занемарљивом као и сила отпора вуче приколице. Дакле посматра се само сила отпора при успону и сила отпора котрљању. Па је укупни отпор кретању једнак:

$$R_u = R_f + R_\alpha \quad (1)$$

Сила отпора котрљању точка по коловозу зависи пре свега од врсте точка и врсте и квалитета коловоза. Сматра се да се точак са пнеуматиком еластично деформише, стварајући "отисак" у тлу, при чему се сила реакције на тежину измешта из центра точка (слика 4.2) у правцу кретања због деформације пнеуматика и појаве губитака од хистерезиса пнеуматика.



Слика 4.2 - Отпор кретању еластичног точка по тврдом тлу

Јасно је да се тангенцијална сила X_t може налазити у границама

$$0 \leq X_t \leq Z_t \cdot \mu \quad (2)$$

где је μ коефицијент приањања точка о коловоз, који се са довољном тачношћу може узети да је једнак коефицијенту клизања.

Према слици 4.2 следи да је:

$$F \cdot r_d = Z_f \cdot e \rightarrow F = X_t = Z_f \cdot \frac{e}{r_d} \quad (3)$$

где је однос e/r_d сматра коефицијентом отпора котрљању " f ". за квалитетан асфалтни коловоз узима се вредност између 0,01 и 0,02.

Како је сила реакције на тежину $Z_t = G_t$, онда следи да је отпор котрљању једнак:

$$R_f = G_t \cdot f \quad (4)$$

где је G_t - тежина возила на једном точку

Пошто је маса пуног возила $m=2000\text{kg}$ имамо да је

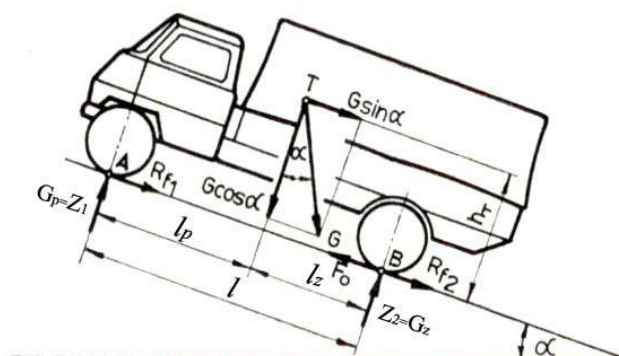
$$G_t = m \cdot g = 2000 \cdot 9.81 = 19620\text{N} \quad (5)$$

Приближно $G_t \approx 20000\text{N}$

Ако се узме да је $f=0,01$ следи да је отпор котрљању точка једнак:

$$R_f = 20000 \cdot 0,01 = 200\text{N} \quad (7)$$

Приликом израчунавања силе отпора возилу услед успона, потребно је силу тежине возила, која дејствује из тежишта, разложити на компоненте - једна у правцу управном на подлогу и другу паралелној са подлогом (слика 4.3).

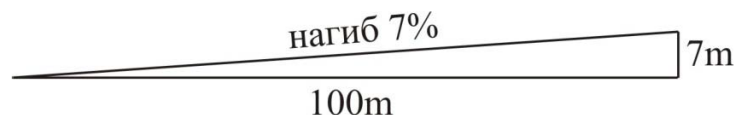


Слика 4.3 - Разлагање силе тежине на успону

Управо та сила, која је паралелна са подлогом представља отпор возила на успону, односно

$$R_{\alpha} = G \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

Пошто је овај систем пројектован да секреће уз максимални нагиб 7% потребно је израчунати угао α за тај нагиб. Угао α код нагиба се рачуна као $\tan \alpha$ где је наспрамна страница правоуглог троугла вредност нагиба у метрима, а налегла да је једнака вредности од 100м (слика 4.4)



Слика 4.4 - Илустрација нагиба од 7%

Следи да је:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{7}{100} = 4^{\circ} \quad (10)$$

затим добијамо да је:

$$R_{\alpha} = G \cdot \sin \alpha = 20000 \cdot \sin 4^{\circ} = 1395,13N \quad (11)$$

$$R_{\alpha} \approx 1400 N \quad (12)$$

Из претходног се може добити да је укупна сила отпора кретању једнака:

$$R_u = R_f + R_{\alpha} = 200N + 1400N = 1600N \quad (13)$$

4.2 Прорачун потребне снаге

На основу познате релације између снаге и силе, аналитички израз за израчунавање снаге за савлађивање појединих отпора гласи:

$$P = \vartheta \cdot R_u = \vartheta \cdot (R_f + R_{\alpha}) \quad (14)$$

Где су:

ϑ - брзина кретања возила.

У табели 4.1 дате су вредности потребне снаге за постизање одређене брзине на равном и при узбрдици од 7% нагиба при максималном броју путника. Прорачуната снага је потребна снага на улазу у мењач.

Табела 4.1 - Потребна снага за постизање одређене брзине

Брзина возила[км/h]	Потребна снага за раван пут [W]	Потребна снага за нагиб [W]
1	54.44	488.67
2	108.89	977.34
3	163.33	1466.01
4	217.78	1954.69
5	272.22	2443.36
6	326.67	2932.03
7	381.11	3420.70
8	435.56	3909.37
9	490.00	4398.04
10	544.44	4886.72
11	598.89	5375.39
12	653.33	5864.06
13	707.78	6352.73
14	762.22	6841.40
15	816.67	7330.07
16	871.11	7818.74
17	925.56	8307.42
18	980.00	8796.09
19	1034.44	9284.76
20	1088.89	9773.43
21	1143.33	10262.10
22	1197.78	10750.77
23	1252.22	11239.45
24	1306.67	11728.12
25	1361.11	12216.79
26	1415.56	12705.46
27	1470.00	13194.13
28	1524.44	13682.80
29	1578.89	14171.48
30	1633.33	14660.15

Из табеле 4.1 може се закључити да потребна снага како би се постигла минимална брзина при максималном броју путника и равном терену износи 54,44 W, а потребна снага за максималну брзину износи 1633.33 W. Такође, може се видети да потребна снага за постизање минималне брзине при успону износи 488.67 W.

Према претходном и знању да човек окретањем педала може да постигне без умарања снагу од 60 W може се закључити да конструкција може да постигне задате критеријуме. Услов томе је и да при пројектовању система за пренос снаге се води рачуна о губицима снаге.

4.3 Прорачун броја обртаја

Коришћење мењача у систему преноса снаге омогућава промену броја обртаја. мењач (о коме ће о начину конструисања и раду бити више речи у другом делу рада) има две брзине којима се регулише број обртаја и обртни момент.

Прва брзина служи за савладавање нагиба и у њој се постиже већи обртни момент, а мањи број обртаја. Друга брзина служи за постизање већег броја обртаја, а мањег обртног момента.

Укупан преносни однос који се остварује је једнак производу преносног односа свих елемената који учествују у преносу обртног момента.

$$i_u = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \quad (15)$$

где су i_1 , i_2 , i_3 и i_4 преносни односи елемената који учествују у преносу обртног момента.

За прву брзину преносни однос је једнак:

$$i_{u1} = 0,5 \cdot 2 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \Rightarrow i_{u1} = 1,95 \quad (16)$$

Излазни број ортаја једнак је:

$$n_{iz} = n_{ul} / i_u \quad (17)$$

где су: n_{iz} - излазни број обртаја трансмисије
 n_{ul} - улазни број обртаја

Угаона брзина на излазу се рачуна по следећем обрасцу:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (18)$$

Однос улазног броја обртаја и излазног приказан је у табели 4.2.

Табела 4.2 - Однос улазног броја обртаја и излазног и угаона брзина за прву брзину

Улазни број обртаја	Излазни број обртаја	Угаона брзина	Брзина у km/h
60	30.76	3.22	3.47
80	41.02	4.29	4.63
100	51.28	5.37	5.79
120	61.53	6.44	6.95

За другу брзину преносни однос се рачуна исто као по обрасцу 15 и он је једнак:

$$i_{u2} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \Rightarrow i_{u2} = 0,5$$

Однос улазног и излазног броја обртаја код трансмисије дат је у табели 4.3

Табела 4.3 - Однос улазног броја обртаја и излазног и угаона брзина за другу брзину

Улазни број обртаја	Излазни број обртаја	Угаона брзина	Брзина у km/h
60	123.07	12.88	13.91
80	164.10	17.18	18.55
100	205.12	21.48	23.19
120	246.13	25.77	27.83

5. РАЗРАДА КОНСТРУКЦИЈЕ

За израду 3D модела коришћен је CAD софтвер *Autodesk Inventor*. Коришћени софтвер, као и многи други CAD софтвери данашњице, претставља моћно оруђе за израду 3D модела који у многоструку убрзавају и олакшавају рад инжењера чиме се долази до што бољих решења при конструисању и изради реалних конструкција.

На већ израђеним 3D моделима се врло лако могу извршити и одређене преправке уз стални приказ извршених промена и уз уочавање предности, или мана, учињених преправки, тако да је у сваком тренутку могуће усавршавање имплементираних решења до најбоље могућег.

У данашње време један од честих изазова претставља комуникација између наручиоца конструкције или дизајнера и конструктора. Често се дешава да је у исто време потребно објединити атрактивни дизајн и функционалност конструкције што се на први поглед и не чини као велики проблем. Како би се дошло до што бољег решења овог проблема, примена 3D софтвера игра велику улогу јер у исто време дозвољава како физички и естетски тако и функционални приказ конструкције чиме се решавају велике несугласице везане за „лепо и корисно“.

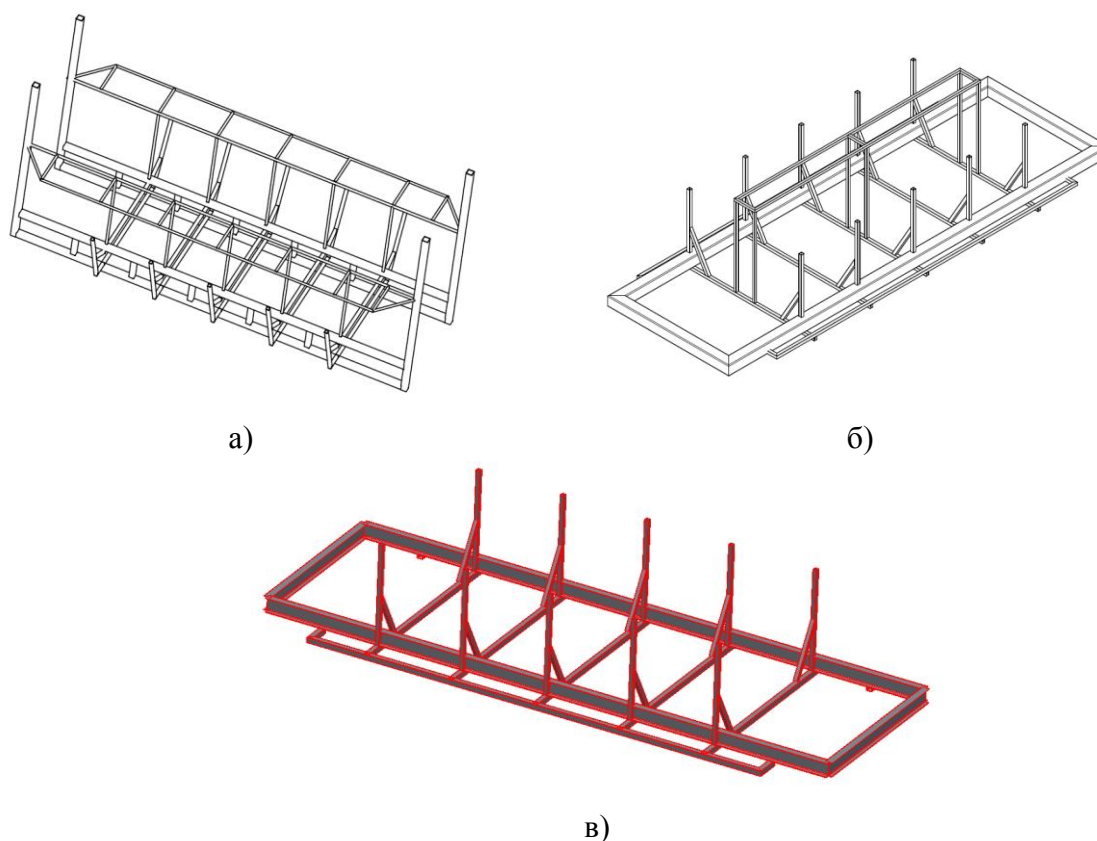
На основу обављеног конципирања и изабраних решења која у највишој мери задовољавају тражене особине конструкције, приступа се изради 3D модела као веродостојни приказ будуће реалне конструкције.

5.1 Рам

Обједињавање свих склопова, механизма и система, уз истовремено обезбеђивање њихове намене, односно функционалности за одређене услове експлоатације, остварује се посебним конструкцијском целинама - рамом.

Под рамом подразумева се систем елемената који има основни задатак да обезбеди крутост и омогући причвршћивање осталих склопова. Рам треба да буде лак, да омогући задржавање облика при дејству сила насталих вожњом у екстремно тешким али унапред предвиђеним условима. Из тих разлога рам се израђује по принципима лаке челичне конструкције.

Облик рама зависи пре свега од варијанте конструкције која је усвојена. Неке од варијанти рамова приказане су на слици 5.1



Слика 5.1 - Варијанте рамова

Варијанта а) рама је израђен од кутијастих профила који су међусобно спојени завареним спојевима. Састоји се од четири подужна профила који су сврстани у две групе које су међусобно спојене попречним профилима. Сваку групу чине два профила, такође, међусобно спојена попречним профилима. У таквој конструкцији подужни носачи дају чврстоћу на савијање раму, а попречни носачи додатну чврстоћу на увијање.

Варијанта б) рама је израђена такође од кутијастих профила који су међусобно спојени завареним спојевима. Састоји се из једног главног дела који представља правоугаоник, а кога чине два подужна профила на крајевима спојени попречним профилима. Дуж правугаоника налазе се још 5 попречних профила који дају додатну крутост.

Варијанта в) је израђена комбинацијом I - профила и кутијастих профила. као и у претходној варијанти рам се састоји из правоугаоника који чине I - профили и попречних кутијастих профила.

На свим рамовима се налазе и претпостављена места за седење која су израђена од кутијастих профила.

Све варијанте рама су детаљно сагледане и анализиране у CAD софтверу. На основу задатог оптерећења (претпостављено оптерећење комплетне конструкције и силе које се јављају у току саме експлоатације конструкције) добијени су резултати који су детаљно размотрени. Прелиминарни резултати анализе рамова дати су у табели 5.1,

они укључују масу рама, максимална померања која се јављају и максимални напони који се јављају на рамовима.

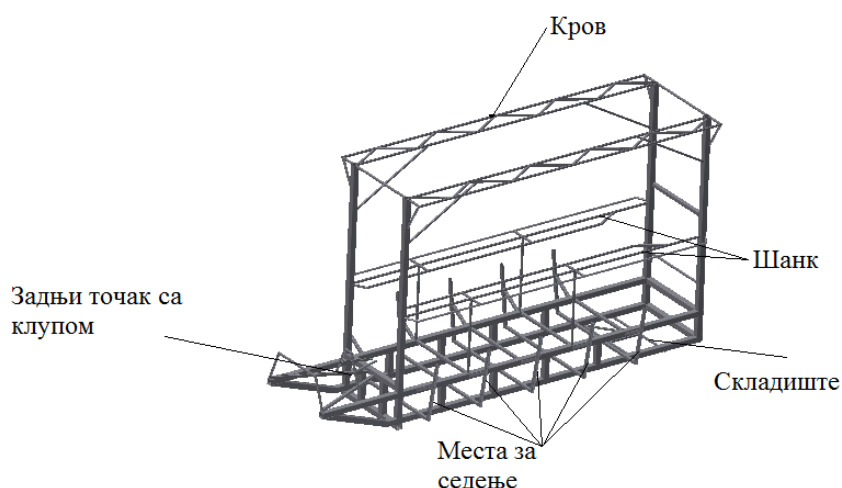
Табела 5.1 - Резултати анализа рамова

	Маса рама	Максимална померања	Максимални напони
а)	198kg	2.47mm	94MPa
б)	206kg	6,73mm	107MPa
в)	179kg	3,4mm	90MPa

Резултати показују да су рамови релативно међусобно слични.

Даљим разрађивањем конструкције, решавањем проблема преноса снаге и обртног момента, погона, управљања и ослањања дошло се до закључка да варијанта а) највише одговара одабраној концепцији конструкције. Варијанте б) и в) могу бити корисне у некој другој варијанти конструкције (где извор погона не би била људска снага или где се користи диференцијал).

Коначана васријанта разрађене концепције рама дата је на слици 5.2



Слика 5.2 - Коначни изглед рама конструкције са деловима

Рам је израђен од челичних кутијастих профила. Попречни пресеци главних носача су димензија 60x60x4. У раму су коришћени и кутијасте профили димензија попречних пресека 40x40x2.5, 30x30x2 и 20x20x2, коришћени су профили правоугаоних попречних пресека 50x30x2,9 и 60x40x4, такође коришћени су и профили кружног попречног пресека димензија 21,3x2. Детаљна анализа рама дата је у наставку рада.

5.2 Погон и кретање система

Погон и кретање система се врши уз помоћ људске снаге која се преноси од човека до погонских кретања системом за пренос снаге.

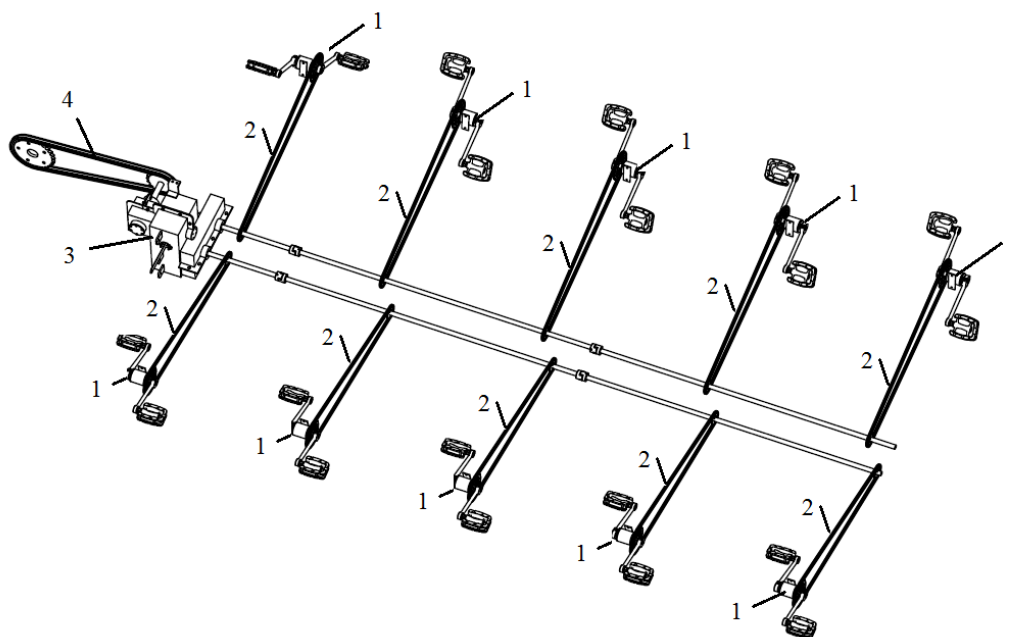
Систем преноса снаге и трансформације обртног момента код конструкције имају основни задатак да пренесу снагу педала до погонских точкова, уз одговарајућу

трансформацију обртног момента. Циљ је да систем преноса снаге у свим условима рада обезбеди потпуно искориштење добијене снаге.

Елементи који чине трансмисију из усвојене варијанте концепције конструкције су:

- педале
- прењи ланчани преносници,
- вратила,
- мењач,
- задњи ланчани преносник.

На слици 5.3 приказана је шема елемената који чине трансмисију.

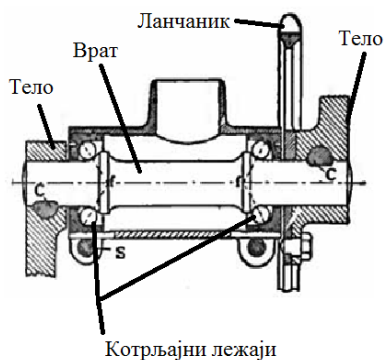


Слика 5.3 - Шема елемената трансмисије

1. педале, 2. предњи ланчани преносници, 3. мењач, 4. задњи ланчани преносник

5.3 Педале

Педала је у општем смислу подножица или подножије које се притиска како би се вршио користан рад. Места за седење имају две педале на којима корисник ногама преноси снагу. Снага се даље преноси преко ланца и осталих делова трансмисије. Састоји се из темена (врата), лежаја помоћу којих педала ротира у лежишту и тела које обезбеђује везу са ногом бициклисте, слика 5.4 [4]. Педале се постављају на носач седишта.



Слика 5.4 - Делови педала

Изглед модела педала приказан је на слици 5.5



Слика 5.5 - Изглед модела педала

На педалама налази се плоча са отворима уз помоћ којег се педале постављају на носач седишта.

5.4 Предњи ланчани преносници

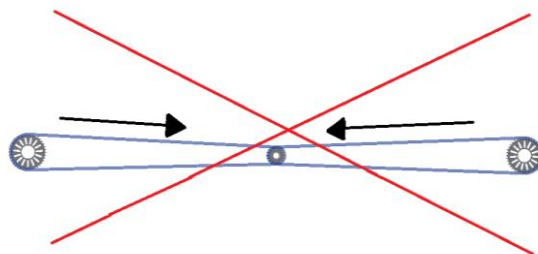
Ланчани преносници су механички преносници код којих се пренос снаге остварује гибким елементима - ланцима. У састав ланчаног преносника улазе и ланчаници [5].

Улога ланчаних преносника у овој концепцији конструкције је да пренесу снагу од педала на вратила уз одговарајући преносни однос. Као и повезивање излазног вратила мењача са погонским точком.

Разлози због којег су за ову конструкцију изабрани ланчани преносници леже у њиховим особинама:

- једноставна конструкција,
- мали габарити
- висок степен корисног дејства
- константна вредност средњег преносног односа,
- висока поузданост
- једноставна монтажа и
- једноставно одржавање и надгледање.

Развијено је више варијанти преноса снаге ланцима. Према распореду седишта постављање гоњених ланчаника на једно вратило представља велики проблем, јер је немогуће постићи окретање педала корисника са леве и десне стране у истом смеру ако се гоњени ланчаници налазе на истом вратилу, слика 5.6.

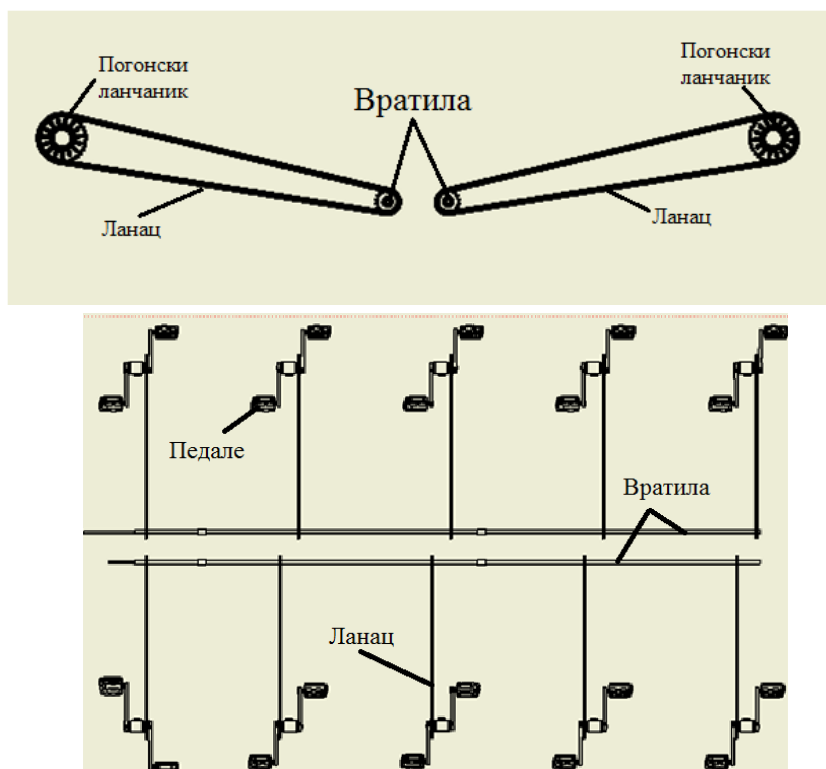


Слика 5.6 - Неправилно постављање ланаца и ланчаника

Да би се решио овај проблем мора да се промени смер окретања једног ланца. Укрштање ланца није конвенционалан поступак и није препоручљив увек, а у овом случају захтевао би додатне делове које би отежали конструкцију, поскупело и представљало би велики проблем за одржавање и сервисирање.

Као неко идејно решење намеће се варијанта да се гоњени ланчаници постављају на два вратила која би била повезана са два зупчаника на њиховим крајевима.

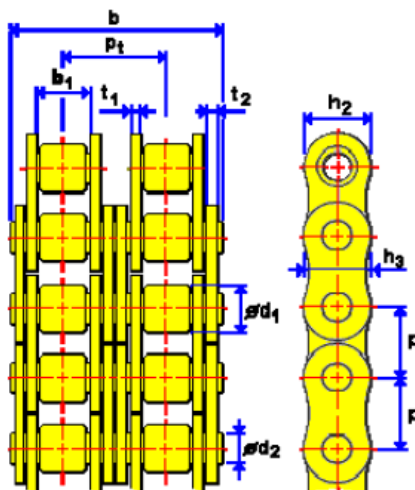
Варијанта са два вратила се јавља као идеално решење (слика 5.7), јер није компликовано за израду, једноставно је за одржавање и сервисирање и не поскупљује конструкцију.



Слика 5.7 - Варијанта са два вратила

Прорачун ланчаника је изведен на основу преносног односа за ланчани преносник који је претходно израчунат. Прорачун ланчаног преносника је извршен у софтверском пакету *Autodesk Inventor*, резултати извршених анализа биће даље у тексту приказани у табелама уз одговарајуће графике.

На слици 5.8 дате су основне мере ланца код ланчаног преносника. У табелама које следе дати су подаци и резултати извршене провере.



Слика 5.8- Основне мере ланца код ланчаног преносника

За ланчани преносник изабран је ланац који се ради по DIN стандарду, ознаке 05B-1-194. Први број 05B је ознака ланца, док број 1 значи да је у питању једноредни ланац.

У табели 5.1 су приказане карактеристике усвојеног ланца.

Табела 5.2 - Карактеристике усвојеног ланца

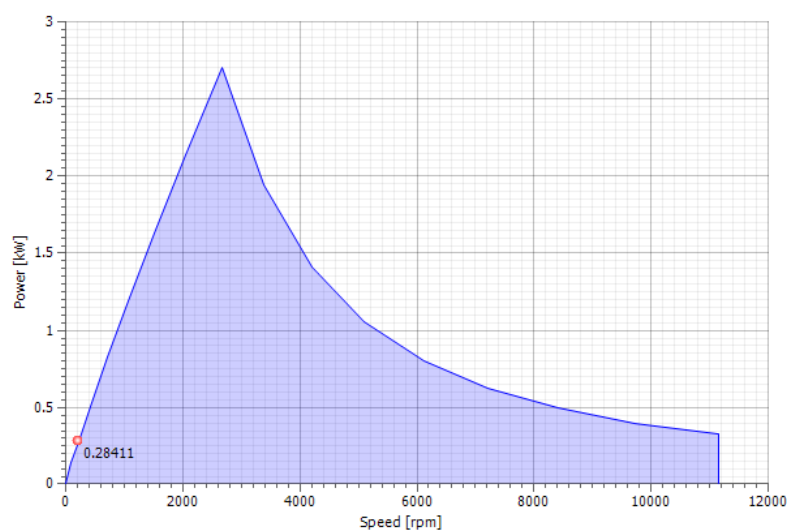
Chain : DIN 8187:1984 - Short-pitch transmission precision roller chains (EU)		
Chain size designation	05B-1-194	
Pitch	p	8.000 mm
Number of Chain Links	X	194.000 ul
Number of Chain Strands	k	1.000 ul
Minimum width between inner plates	b ₁	3.000 mm
Maximum Roller Diameter	d ₁	5.000 mm
Maximum pin body diameter	d ₂	2.310 mm
Maximum inner plate depth	h ₂	7.110 mm
Maximum outer or intermediate plate depth	h ₃	7.110 mm
Maximum width over bearing pins	b	8.600 mm
Maximum inner plate width	t ₁	0.750 mm
Maximum outer or intermediate plate width	t ₂	0.750 mm

Chain bearing area	A	11.000 mm ²
Tensile Strength	F _u	4400.000 N
Specific Chain Mass	m	0.200 kg/m
Chain construction factor	φ	1.000 ul

У табели (Табела 5.3) су приказани параметри за прорачун ланца , односно услови у којима се ланчаник налази приликом елсплоатације.

Табела 5.3 - Параметри потребни за прорачун ланца

Power	P	0.400 kW
Torque	T	19.099 N m
Speed	n	200.000 rpm
Efficiency	η	0.980 ul
Required service life	L _h	10000.000 hr
Maximum chain elongation	ΔL _{max}	0.030 ul
Application	Smooth running	
Environment	Clean	
Lubrication	Recommended (see notes below)	



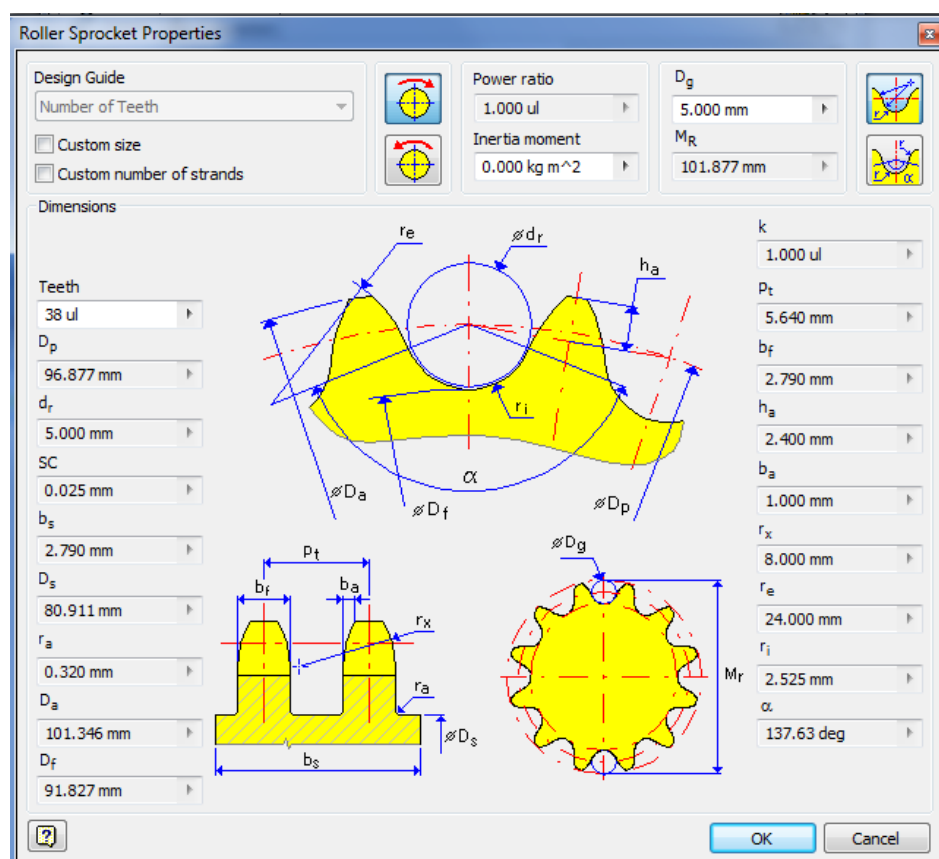
Слика 5.8 - Дијаграм зависности снаге од броја обртаја усвојеног ланца

Табела 5.4 - Резултати анализе ланчаног преносника

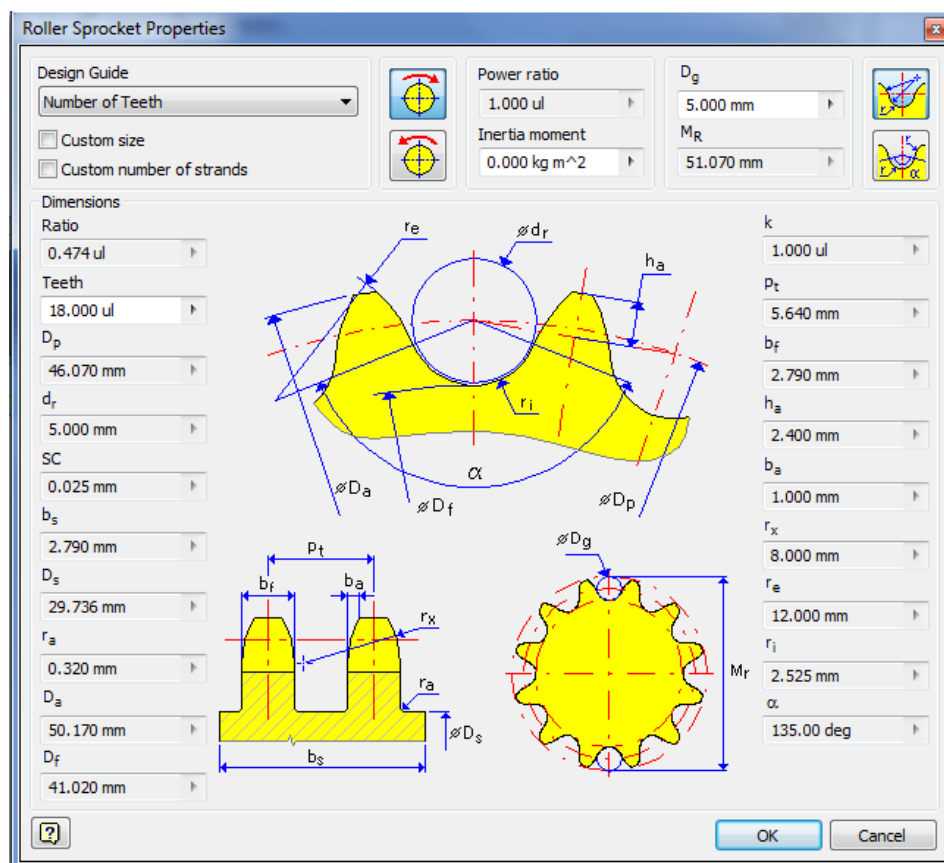
Chain Speed	v	1.014 mps
Effective pull	F _p	394.287 N
Centrifugal force	F _C	0.206 N

Maximum tension in chain span	F_{Tmax}	394.493 N
Static safety factor	$S_S > S_{Smin}$	11.154 ul > 7.000 ul
Dynamic safety factor	$S_D > S_{Dmin}$	11.154 ul > 5.000 ul
Bearing pressure	$p_B < p_0 * \lambda$	35.863 MPa
Permissible bearing pressure	p_0	25.855 MPa
Specific friction factor	λ	1.408 ul
Design power	$P_D < P_R$	0.284 kW
Chain power rating	P_R	0.514 kW
Chain service life for specified elongation	$t_h > L_h$	289009 hr
Chain link plates service life	$t_{hL} > L_h$	29625 hr
Roller and bushing service life	$t_{hr} > L_h$	444372 hr

На сликама 5.9 и 5.10 дата су профили ланчаника.



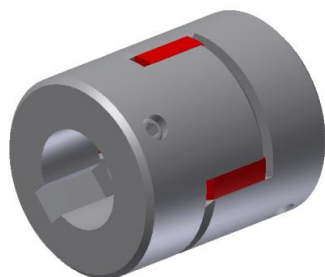
Слика 5.9 - Профил погонског ланчаника



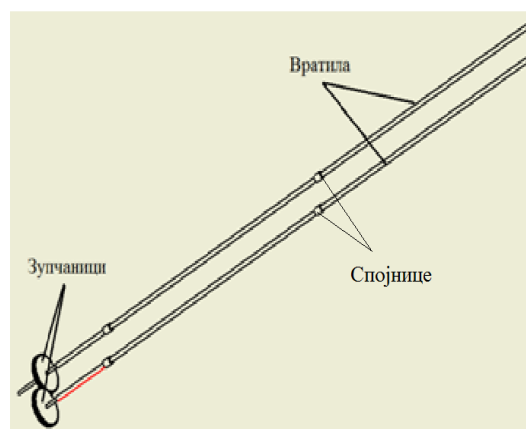
Слика 5.10 - Профил гоњеног ланчаника

5.5 Вратила

Вратила су носачи машинских делова као што су: ланчаници и зупчаници. Вратила омогућавају њихово обртање и преношење обртног момента и снаге. Она су са основом конструкције повезана котрљајним лежајевима. Због потребне дужине и могућности лаке монтаже и демонтаже, вратила су међусобно спојена канцастим спојницама (слика 5.5.11). Ове спојнице су погодне за спајање дугих вратила са дилетацијама. Веза између вратила и спојнице се осигурава клиновима [6].



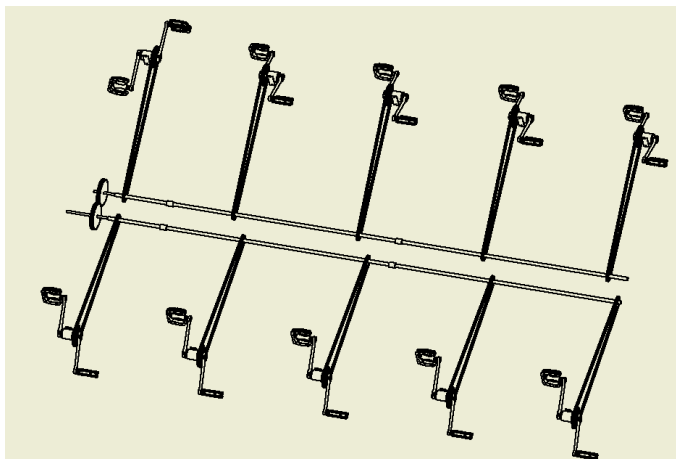
Слика 5.11 - Спојнице



Слика 5.12. - Вратила са зупчаницима

На крају вратила налазе се зупчаници истих димензија како би се постигла једнакост у преносу снаге између леве и десне стране корисника (слика 5.12).

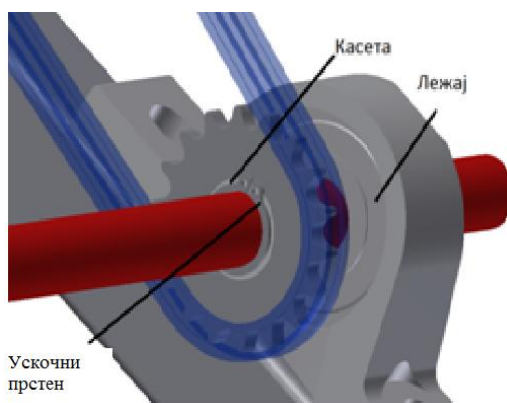
На слици 5.13 дата је шема педала, ланчаника и зупчаника.



Слика 5.13 - Шема педала, ланчаника и зупчаника

Због лакшег паковања и одржавања зупчаници се налазе у склопу мењача.

Сви гоњени ланчаници су спојени са вратилима уз помоћ касете (слика 5.14) који је стандардни део сваке бицикле са брзинама. Она спречава окретање ланчаника када то није потребно и омогућава му окретање у супротном смеру без остваривања преноса на вратилу. Касета је спојена са вратилом клиновима.



Слика 5.14- Положај касете и ускочног прстена

Фиксирање свих ланчаника врши се уз помоћ спољних ускочних прстенова са обе стране ланчаника, слика 5.14.

5.6 Мењач

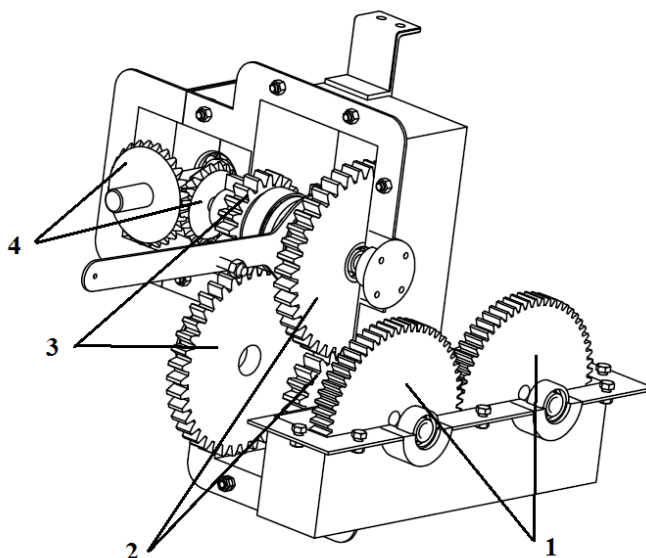
Основни задатак мењачког преносника је да при преносу снаге изврши промену њених параметара (обртног момента и броја обртаја), доводећи их на нивое који одговарају отпорима које треба да савладају кретачи.

Мењач се састоји из две брзине:

1. Споре, где је преносни однос $i=1,95$
2. Брзе, где је преносни однос $i=0,5$

Зависно од врсте терена, да ли треба да се постигне већи или мањи обртни момент, возач врши регулацију брзина.

Мењач се састоји из три пара цилиндричних зупчаника (1, 2 и 3 на слици 5.15) и једног пара коничних (4 на слици слици 5.15).

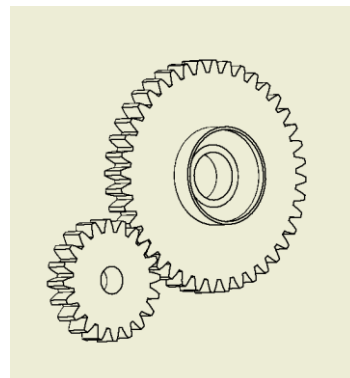
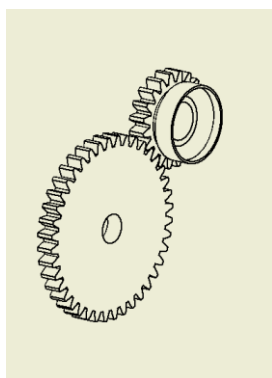


1, 2 и 3 цилиндрични зупчаници 4 конични

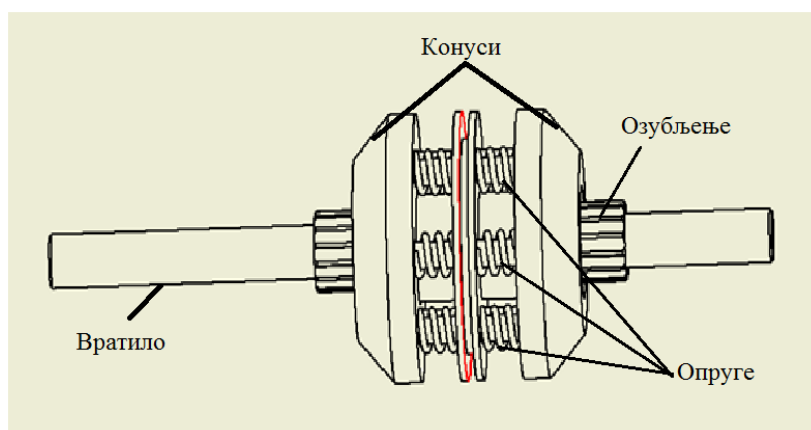
Слика 5.15. - Мењач

Први пар цилиндричних зупчаника (1 на 5.15) има улогу спајања снаге погонских вратила и о њему је било речи у претходном делу.

Остасли цилиндрични зупчаници (2 и 3 на слици 5.15) имају улогу промене обртног момента и броја обртаја. Преношење обртног момента на гоњено вратило врши се трењем уз помоћ конуса који се налазе на зупчаницима и на делу који се налази на вратилу. На гоњеним зупчаницима зупчастог пара 2 и 3 налазе се конусни отвори, слика 5.16, у које улази конус који је у спрези са вратилом, слика 5.17.



Слика 5.16 - Конусни отвори на гоњеним зупчаницима



Слика 5.17. - Конус и вратило

Између конуса и делова који носи конусе налазе се опруге како би се постигло што веће пријањање при трењу. Део који носи конусе и вратило су озубљени што омогућава преношење обртног момента на гоњено вратило, слика 5.18.



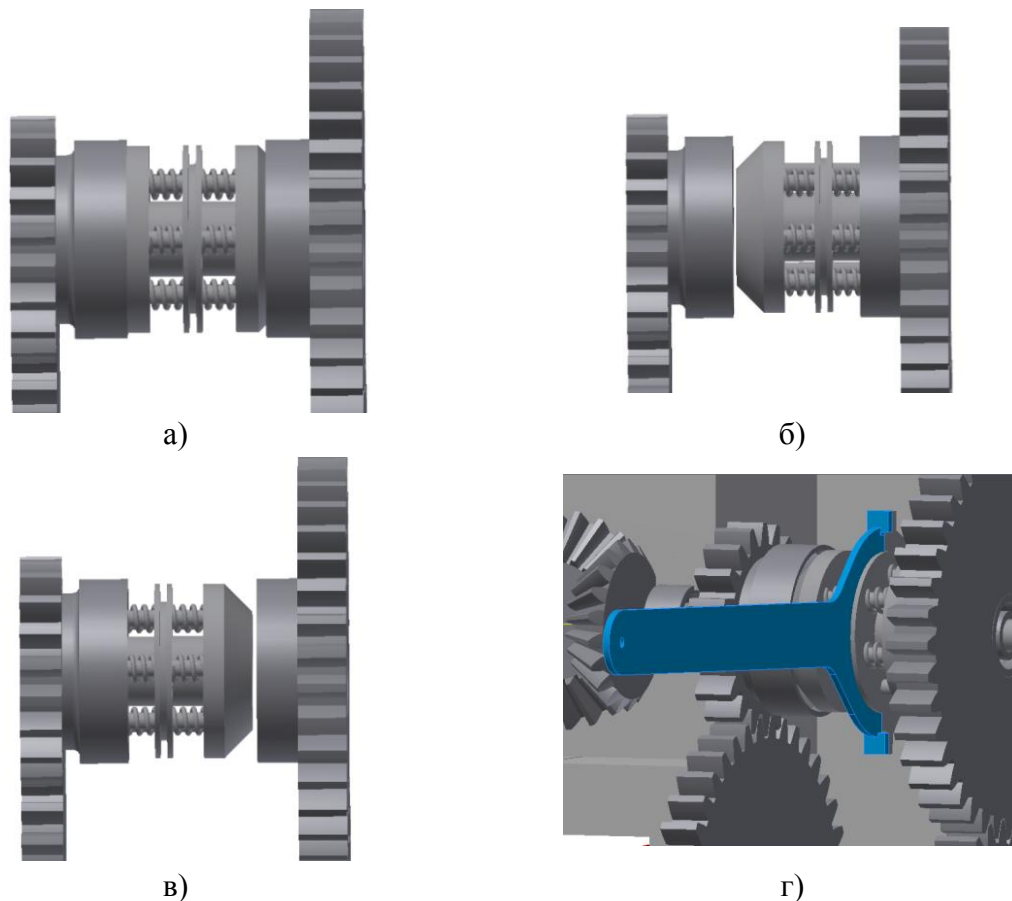
Слика 5.18 - Озубљење на носачу конуса и вратилу

Носач конуса може да се налази у три положаја:

1. Неутралном, не преноси обртни момент на гоњено вратило, слика 5.19 а).
2. Положај у првој брзини, тада се постиже већи обртни момент на гоњеном вратилу, преносни однос $i=1.95$, слика 5.19 б).
3. Положај у другој брзини, тада се постиже мањи обртни момент на гоњеном вратилу, преносни однос $i=0,5$, слика 5.19 в).

Положај конуса се регулише ручицом, слика слика 5.19 г). Ручица је спојена са низом полука које воде до возача.

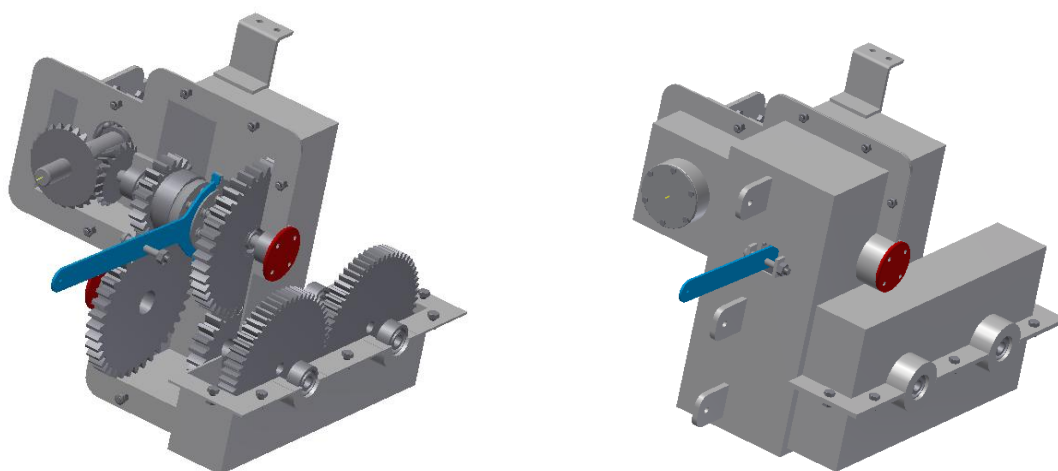
Гоњени зупчаници су са гоњеним вратилом повезани лежајевима како би се спречило директно окретање гоњеног вратила. Остали зупчаници су са вратилима спојени клиновима.



Слика 5.19 - Различити положаји конуса
а) неутрални, б) положај у 1. брзини, в) положај у 2. брзини и г) ручица за регулацију положаја

Конични зупчаници се налазе на излазу мењача (4. слика 5.15). Они омогућавају да се промени пренос трансмисије за 90° и тиме настави њен даљи ток. Преносни однос који они остварују износи $i=1.3$.

На слици 5.20 приказана је коначна верзија мењача.



Слика 5.20 - Коначни изглед мењача

Преносни однос који се остварује у мењачу износи $i=2,6$ у спорој брзини и $i=0,65$ у брзој брзини.

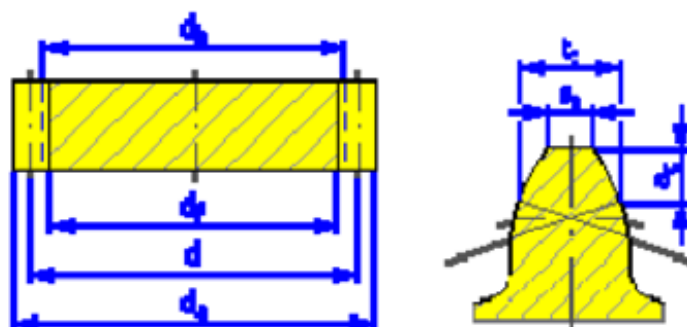
Избор броја зуба и модула, као и преносног односа за овакав механички преносник је веома тежак задатак. Највећи проблем ствара ограниченост простора веома малим габаритима кућишта преносника. Прорачун броја зуба, међуосног растојања и модула зупчаника вршен је у окружењу за прорачун зупчаника софтверског пакета *Autodesk Inventor*. Резултати су приказани у следећим табелама и сликама.

4.4.3 Први пар зупчаника

Табела 5.5 - Улазни подаци

Gear Ratio	i	1.0000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	1.0000 ul
Module	m	2.000 mm
Helix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a_w	120.000 mm
Product Center Distance	a	120.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	6.283 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	5.904 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.7847 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0110 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0.0055 mm

На слици (Слика 5.21) су приказани основни пречници зупчаника и мрере профила зуба зупчаника у општим бројевима док су мере добијене прорачуном дате у табели (Табела 5.6).



Слика 5.21 - Основне мере зупчаника

У табели 5.6 приказани су резултати из окружења *Design*, програмског пакета *Autodesk Inventor*. Избором улазних параметара као што су број зуба зупчаника, међуосно растојање и модул зупчаника, програм сам прорачунава све остале геометријске и динамичке величине.

Табела 5.6 - Геометрија зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	60 ul	60 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	120.000 mm	120.000 mm
Outside Diameter	d_a	124.000 mm	124.000 mm
Root Diameter	d_f	115.000 mm	115.000 mm
Base Circle Diameter	d_b	112.763 mm	112.763 mm
Work Pitch Diameter	d_w	120.000 mm	120.000 mm
Facewidth	b	15.000 mm	15.000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0.1250 ul	0.1250 ul
Addendum	a^*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c^*	0.2500 ul	0.2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	s	3.142 mm	3.142 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	3.142 mm	3.142 mm
Chordal Thickness	t_c	2.774 mm	2.774 mm
Chordal Addendum	a_c	1.495 mm	1.495 mm
Chordal Dimension	W	40.058 mm	40.058 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	7.000 ul	7.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	125.031 mm	125.031 mm
Wire Diameter	d_M	3.500 mm	3.500 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0110 mm	0.0110 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0210 mm	0.0210 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0075 mm	0.0075 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0070 mm	0.0070 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	60.000 ul	60.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	120.000 mm	120.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	124.000 mm	124.000 mm

Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	112.763 mm	112.763 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	-0.7657 ul	-0.7657 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-2.4896 ul	-2.4896 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-2.6596 ul	-2.6596 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7857 ul	0.7857 ul
Tip Pressure Angle	α_a	24.5802 deg	24.5802 deg

У табели 5.7 дата су динамичка оптерећења зупчаника, број обртаја и обртни момент. Силе, брзине и степени искоришћења добијени су прорачуном по немачком стандарду DIN.

Табела 5.7 - Оптерећење зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	3.000 kW	2.940 kW
Speed	n	200.00 rpm	200.00 rpm
Torque	T	119.366 N m	116.979 N m
Efficiency	η	0.980 ul	
Radial Force	F_r	724.096 N	
Tangential Force	F_t	1989.437 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	2117.114 N	
Circumferential Speed	v	1.257 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	4728.402 rpm	

За материјал зупчаника изабран је челик DIN 14NiCr18, који је у великом проценту легиран хромом. Ако би се изабрао слабији материјал зупчаника, са садашњом геометријом, не би могао да поднесе прорачуната оптерећења. Овај материјал се користи за израду свих зупчаника. Карактеристика материјала дата је у табели 5.8.

Табела 5.8 - Материјал зупчаника

		Gear 1	Gear 2
		DIN 14NiCr18	DIN 14NiCr18
Ultimate Tensile Strength	S_u	1130 MPa	1130 MPa
Yield Strength	S_y	885 MPa	885 MPa

Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0.300 ul	0.300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	740.0 MPa	740.0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1330.0 MPa	1330.0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	650 ul	650 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F	9.0 ul	9.0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10.0 ul	10.0 ul
Type of Treatment	type	4 ul	4 ul

Табела 5.9 - Фактори контакта

Elasticity Factor	Z_E	189.812 ul
Zone Factor	Z_H	2.495 ul
Contact Ratio Factor	Z_{ϵ}	0.859 ul
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1.000 ul 1.000 ul
Life Factor	Z_N	1.000 ul 1.000 ul
Lubricant Factor	Z_L	0.967 ul
Roughness Factor	Z_R	1.000 ul
Speed Factor	Z_v	0.957 ul
Helix Angle Factor	Z_{β}	1.000 ul
Size Factor	Z_X	1.000 ul 1.000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1.000 ul

Табела 5.10 - Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1.561 ul	1.561 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	3.438 ul	3.438 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	3.296 ul	3.296 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	6.568 ul	6.568 ul
Check Calculation		Positive	

4.4.4 Други пар зупчаника

Табела 5.11 - Улазни подаци

Gear Ratio	i	2.0000 ul
Desired Gear Ratio	i _{in}	2.0000 ul
Module	m	3.000 mm
Helix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a _w	90.000 mm
Product Center Distance	a	90.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	9.425 mm
Base Circular Pitch	p _{tb}	8.856 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.6352 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _x	0.0026 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _y	0.0013 mm

Табела 5.12 - Геометрија зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	20 ul	40 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	60.000 mm	120.000 mm
Outside Diameter	d _a	66.000 mm	126.000 mm
Root Diameter	d _f	52.500 mm	112.500 mm
Base Circle Diameter	d _b	56.382 mm	112.763 mm
Work Pitch Diameter	d _w	60.000 mm	120.000 mm
Facewidth	b	15.000 mm	15.000 mm
Facewidth Ratio	b _r	0.2500 ul	0.1250 ul
Addendum	a*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c*	0.2500 ul	0.2500 ul
Root Fillet	r _f *	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	s	4.712 mm	4.712 mm

Tangential Tooth Thickness	s_t	4.712 mm	4.712 mm
Chordal Thickness	t_c	4.161 mm	4.161 mm
Chordal Addendum	a_c	2.243 mm	2.243 mm
Chordal Dimension	W	22.981 mm	41.534 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	3.000 ul	5.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	69.828 mm	130.117 mm
Wire Diameter	d_M	6.000 mm	6.000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0026 mm	0.0026 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0055 mm	0.0055 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0021 mm	0.0021 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0020 mm	0.0020 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	20.000 ul	40.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	60.000 mm	120.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	66.000 mm	126.000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	56.382 mm	112.763 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0.4578 ul	-0.1588 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-0.1501 ul	-1.3198 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0.3200 ul	-1.4898 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.6949 ul	0.7607 ul
Tip Pressure Angle	α_a	31.3213 deg	26.4986 deg

Табела 5.13 - Оптерећење зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	3.000 kW	2.940 kW
Speed	n	240.00 rpm	120.00 rpm
Torque	T	95.493 N m	187.166 N m
Efficiency	η	0.980 ul	
Radial Force	F_r	1158.553 N	
Tangential Force	F_t	3183.099 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	3387.383 N	
Circumferential Speed	v	0.754 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	21622.584 rpm	

Табела 5.14 - Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1.150 ul	1.204 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	3.560 ul	3.891 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2.331 ul	2.477 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	7.249 ul	7.854 ul
Check Calculation	Positive		

4.4.5 Трећи пар зупчаника

Табела 5.15 - Улазни подаци

Gear Ratio	i	0.5000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	0.5000 ul
Module	m	3.000 mm
Helix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a_w	90.000 mm
Product Center Distance	a	90.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	9.425 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	8.856 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.6352 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0026 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0.0013 mm

Табела 5.16 - Геометрија зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	40 ul	20 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	120.000 mm	60.000 mm
Outside Diameter	d_a	126.000 mm	66.000 mm
Root Diameter	d_f	112.500 mm	52.500 mm

Base Circle Diameter	d_b	112.763 mm	56.382 mm
Work Pitch Diameter	d_w	120.000 mm	60.000 mm
Facewidth	b	15.000 mm	15.000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0.1250 ul	0.2500 ul
Addendum	a^*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c^*	0.2500 ul	0.2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	s	4.712 mm	4.712 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	4.712 mm	4.712 mm
Chordal Thickness	t_c	4.161 mm	4.161 mm
Chordal Addendum	a_c	2.243 mm	2.243 mm
Chordal Dimension	W	41.534 mm	22.981 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	5.000 ul	3.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	130.117 mm	69.828 mm
Wire Diameter	d_M	6.000 mm	6.000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0026 mm	0.0026 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0055 mm	0.0055 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0021 mm	0.0021 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0020 mm	0.0020 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	40.000 ul	20.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	120.000 mm	60.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	126.000 mm	66.000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	112.763 mm	56.382 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	-0.1588 ul	0.4578 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-1.3198 ul	-0.1501 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-1.4898 ul	-0.3200 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7607 ul	0.6949 ul
Tip Pressure Angle	α_a	26.4986 deg	31.3213 deg

Табела 5.17 - Оптерећење зупчаника

		Gear 1	Gear 2
Power	P	3.000 kW	2.940 kW
Speed	n	240.00 rpm	480.00 rpm

Torque	T	159.155 N m	77.986 N m
Efficiency	η	0.980 ul	
Radial Force	F_r	965.461 N	
Tangential Force	F_t	2652.582 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	2822.819 N	
Circumferential Speed	v	1.508 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	10811.292 rpm	

Табела 5.18 - Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1.281 ul	1.206 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	4.630 ul	4.235 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2.699 ul	2.540 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	9.344 ul	8.625 ul
Check Calculation	Positive		

4.4.6 Конични пар зупчаника

Табела .19 - Улазни подаци

Gear Ratio	i	1.3000 ul
Tangential Module	m_{et}	3.500 mm
Helix Angle	β	0.00 deg
Tangential Pressure Angle	α_t	20.0000 deg
Shaft Angle	Σ	90.00 deg
Normal Pressure Angle at End	α_{ne}	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.6698 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0110 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0.0055 mm
Virtual Gear Ratio	i_v	1.690 ul
Equivalent Center Distance	a_v	101.815 mm
Virtual Center Distance	a_n	101.815 mm
Pitch Cone Radius	R_e	57.404 mm
Pitch Cone Radius in Middle Plane	R_m	49.204 mm

Табела 5.20 - Геометрија зупчаника

Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	20.000 ul	26.000 ul
Unit Correction	x	0.000 ul	-0.0000 ul
Tangential Displacement	x_t	0.0000 ul	-0.0000 ul
Pitch Diameter at End	d_e	70.000 mm	91.000 mm
Pitch Diameter in Middle Plane	d_m	60.001 mm	78.001 mm
Outside Diameter at End	d_{ae}	75.548 mm	95.268 mm
Outside Diameter at Small End	d_{ai}	53.965 mm	68.051 mm
Root Diameter at End	d_{fe}	63.342 mm	85.878 mm
Vertex Distance	A_e	43.366 mm	32.226 mm
Vertex Distance at Small End	A_i	30.977 mm	23.019 mm
Pitch Cone Angle	δ	37.5686 deg	52.4314 deg
Outside Cone Angle	δ_a	41.0577 deg	55.9205 deg
Root Cone Angle	δ_f	33.3840 deg	48.2468 deg
Facewidth	b	16.400 mm	
Facewidth Ratio	b_r	0.2857 ul	
Addendum	a^*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c^*	0.2000 ul	0.2000 ul
Root Fillet	r_f^*	0.3000 ul	0.3000 ul
Whole Depth of Tooth	h_e	7.700 mm	7.700 mm
Tooth Thickness at End	s_e	5.498 mm	5.498 mm
Chordal Thickness	t_c	4.855 mm	4.855 mm
Chordal Addendum	a_c	2.617 mm	2.617 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0110 mm	0.0110 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0210 mm	0.0210 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0085 mm	0.0085 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0080 mm	0.0080 mm
Equivalent Number of Teeth	z_v	25.233 ul	42.643 ul
Equivalent Pitch Diameter	d_v	75.699 mm	127.931 mm
Equivalent Outside Diameter	d_{va}	81.699 mm	133.931 mm
Equivalent Base Circle Diameter	d_{vb}	71.134 mm	120.216 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	0.2771 ul	-0.2564 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-0.4732 ul	-1.4915 ul

Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-0.6403 ul	-1.6586 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7208 ul	0.7652 ul

Табела 5.21 - Оптерећење зупчаника

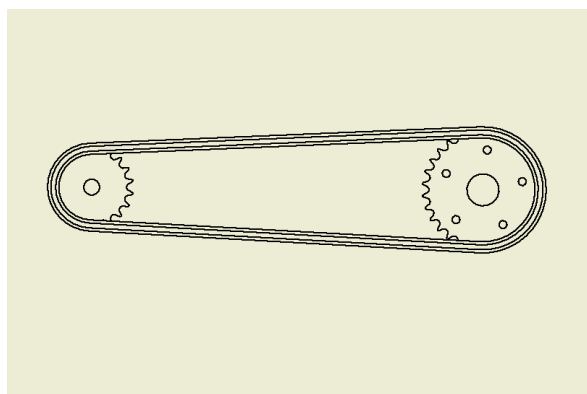
Power	P	3.000 kW	2.940 kW
Speed	n	120.00 rpm	92.31 rpm
Torque	T	190.986 N m	243.316 N m
Efficiency	η	0.980 ul	
Tangential Force	F_t	6366.119 N	
Normal Force	F_n	6774.682 N	
Radial Force (direction 1)	F_{r1}	1836.571 N	1412.747 N
Radial Force (direction 2)	F_{r2}	1836.571 N	1412.747 N
Axial Force (direction 1)	F_{a1}	1412.747 N	1836.571 N
Axial Force (direction 2)	F_{a2}	1412.747 N	1836.571 N
Circumferential Speed	v	0.377 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	24613.238 rpm	

Табела 5.22 - Степени сигурности

Factor of Safety from Pitting	S_H	1.273 ul	1.192 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	1.982 ul	2.080 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2.007 ul	2.075 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	3.987 ul	4.147 ul
Check Calculation		Positive	

5.7 Задњи ланчани преносник

Задњи ланац има улогу спајања излазног вратила и погонског точка. На гоњеном ланчанику (слика 5.22) се налазе отвори уз помоћ којих се он поставља на погонски точак и тиме омогућава његово покретање.



Слика 5.22 - Задњи ланац

Прорачун Задњег ланчаног преносника извршен је као и код предњих ланчаних преносника. Резултати су приказани у следећим табелама и дијаграмима.

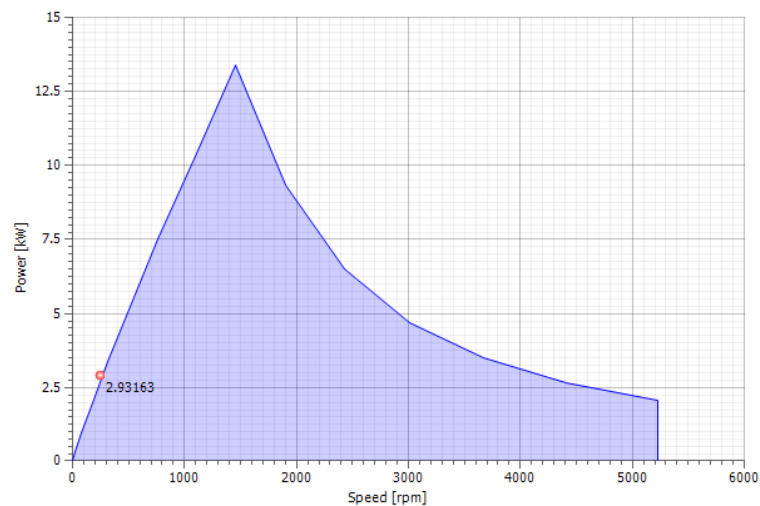
Табела 5.23 - Карактеристике усвојеног ланца

Chain : DIN 8187:1984 - Short-pitch transmission precision roller chains (EU)		
Chain size designation	10B-1-86	
Pitch	p	15.875 mm
Number of Chain Links	X	86.000 ul
Number of Chain Strands	k	1.000 ul
Minimum width between inner plates	b ₁	9.650 mm
Maximum Roller Diameter	d ₁	10.160 mm
Maximum pin body diameter	d ₂	5.080 mm
Maximum inner plate depth	h ₂	14.730 mm
Maximum outer or intermediate plate depth	h ₃	13.720 mm
Maximum width over bearing pins	b	19.600 mm
Maximum inner plate width	t ₁	1.500 mm
Maximum outer or intermediate plate width	t ₂	1.500 mm
Chain bearing area	A	67.000 mm ²
Tensile Strength	F _u	22200.000 N
Specific Chain Mass	m	0.900 kg/m
Chain construction factor	φ	1.000 ul

Табела 5.24 - Параметри потребни за прорачун ланца

Power	P	3.000 kW
Torque	T	91.673 N m

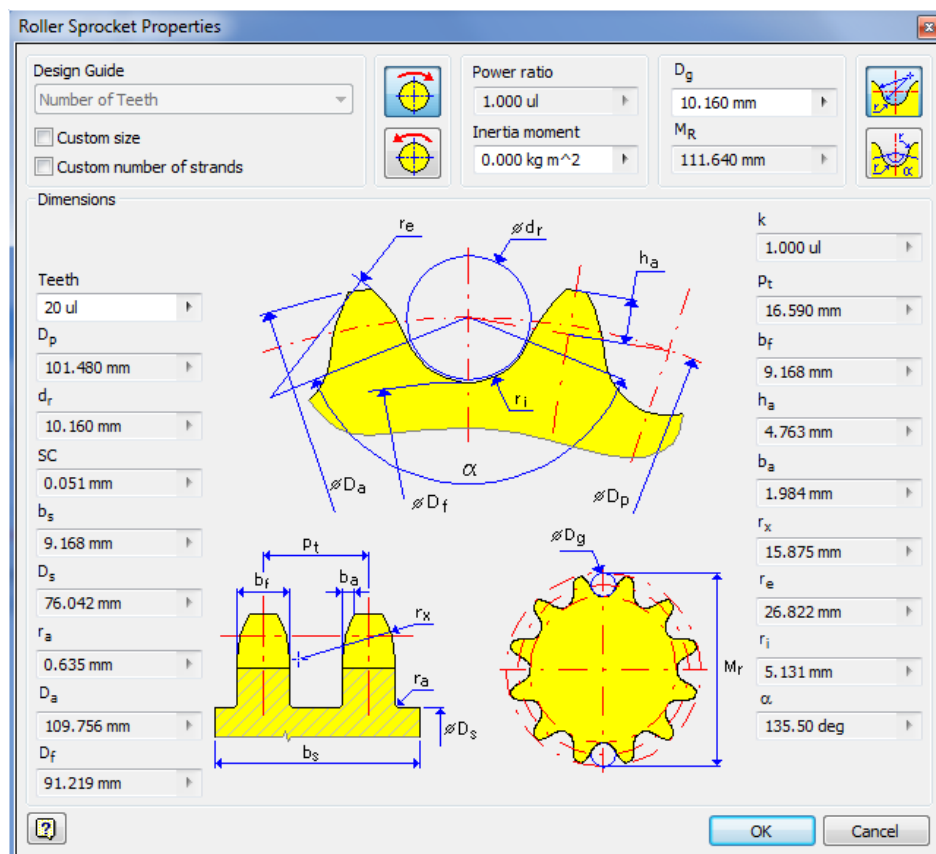
Speed	n	250.000 rpm
Efficiency	η	0.980 ul
Required service life	L_h	15000.000 hr
Maximum chain elongation	ΔL_{max}	0.030 ul
Application	Smooth running	
Environment	Clean	
Lubrication	Recommended (see notes below)	



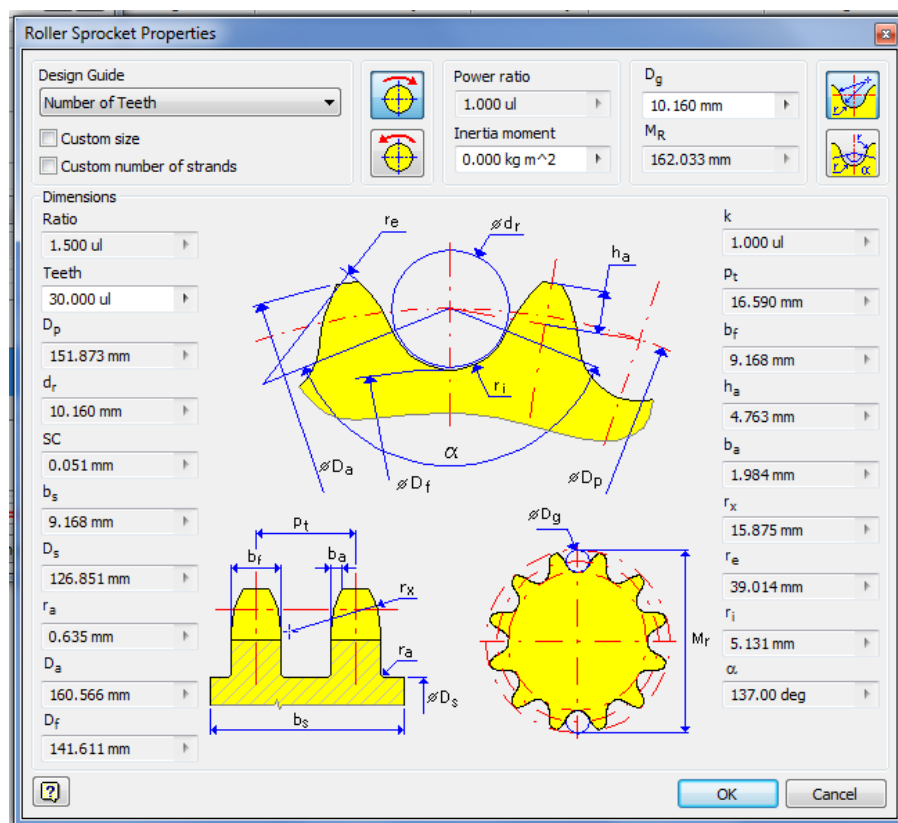
Слика 5.23 - Дијаграм зависности снаге од броја обртаја усвојеног ланца

Табела 5.25- Резултати анализе ланчаног преносника

Chain Speed	v	1.328 mps
Effective pull	F_p	1806.722 N
Centrifugal force	F_C	1.588 N
Maximum tension in chain span	F_{Tmax}	1808.310 N
Static safety factor	$S_S > S_{Smin}$	12.277 ul > 7.000 ul
Dynamic safety factor	$S_D > S_{Dmin}$	12.277 ul > 5.000 ul
Bearing pressure	$p_B < p_0 * \lambda$	19.854 MPa
Permissible bearing pressure	p_0	25.327 MPa
Specific friction factor	λ	0.819 ul
Design power	$P_D < P_R$	2.932 kW
Chain power rating	P_R	2.739 kW
Chain service life for specified elongation	$t_h > L_h$	122626 hr
Chain link plates service life	$t_{hL} > L_h$	59227 hr
Roller and bushing service life	$t_{hr} > L_h$	236028 hr

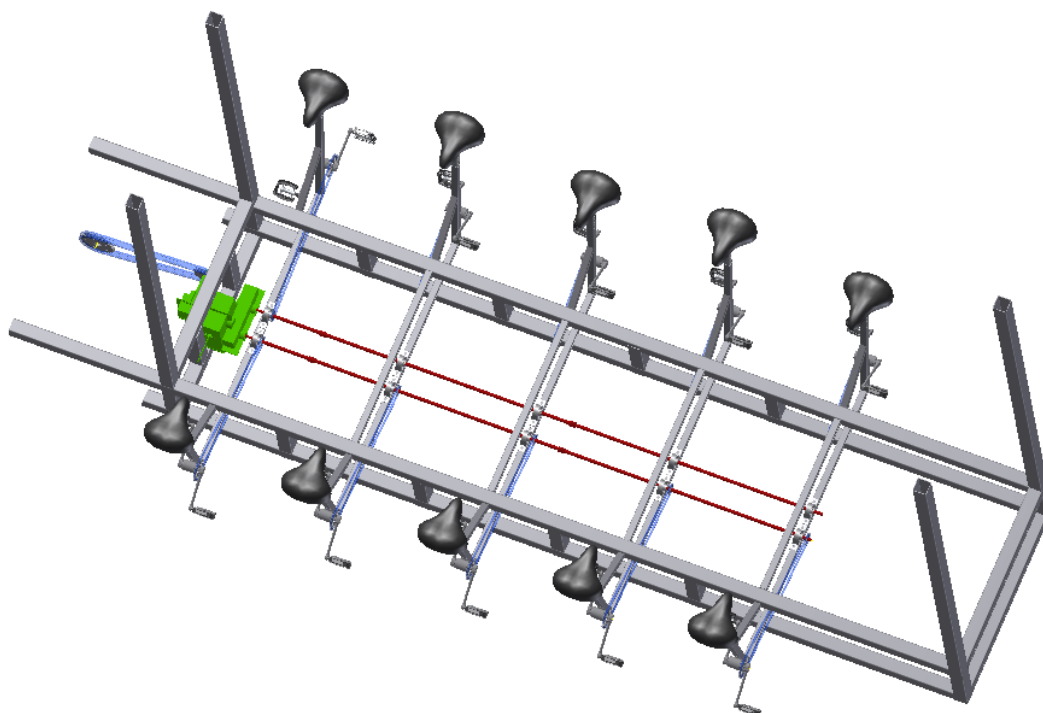


Слика 5.24 - Профил погонског ланчаника



Слика 5.25 - Профил гоњеног ланчаника

Коначни изглед трансмисије дат је на слици 5.26



Слика 5.26 - Коначна верзија трансмисије

Укупни преносни однос који се постиже трансмисијом у спорој брзини износи $i=1,95$, а у брзој $i=0,5$. У табели 5.26 дат је приказ брзине у односу на број обртаја.

Табела 5.26 - Однос броја обртаја и брзине

Број обртаја	Брзина	
	Спора	Брза
60	3,47km/h	13.9km/h
80	4.6km/h	18.55km/h
120	7km/h	27.83km/h

Постизање 60 обртаја у минути на обичној бицикли када је преносни однос $i=0,47$ (код стандардног бицикла ланац се налази на другом зупчанику који се налази на предњем вратилу, а на четвртом зупчанику на задњем вратилу) не представља велики напор. У испитивању је учествовало више различитих особа резултати добијени испитивањем су сви слични.

5.8 Управљачки систем

Систем за управљање има основни задатак да обезбеди кретање у одређеном правцу. Систем за управљање мора да испуни следеће захтеве [7]:

- Стабилно кретање трицикла приликом вожње у правцу. Точак управљача у положају праволинијског кретања треба да има минималан слободан ход.
- Кинематика механизма за управљање мора бити таква да приликом кретања у кривини осигура котрљање свих управљачких точкова возила без клизања како би се спријечило брзо трошењепнеуматике.
- Механизам мора ублажити ударе изазване неравнинама пута, тако да се на точак управљача пренесу само незнатне силе које неће замарати возача и тиме смањити сигурност кретања возила.
- Одржавање пропорционалног односа силе на волану и момента заокреће точак, за добро "осећање" пута.

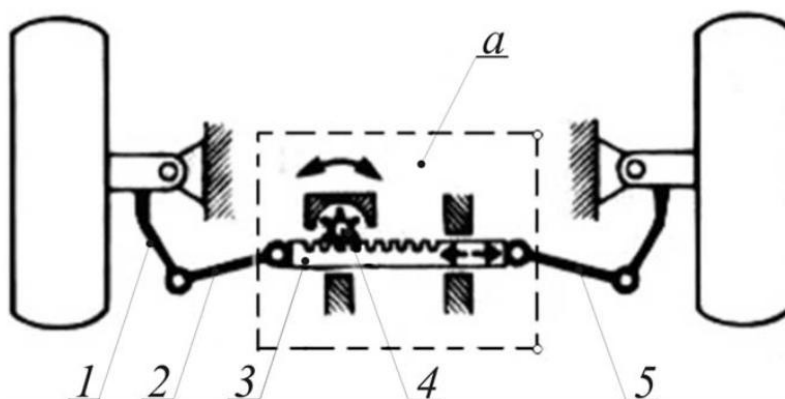
Према начину конструкцијског извођења, управљачки механизми могу бити:

1. Зупчasti управљачки механизми
2. Управљачки механизми са завојницом и навртком
3. Управљачки механизми са кулисом
4. Пужни управљачки механизми
5. Комбиновани управљачки механизми

За ову концепцију конструкције одабрана је варијанта са зупчастим преносом. Основни разлози за ово су:

- једноставна конструкција,
- погодност и једноставност производње,
- повољан и висок степен корисности,
- непосредан спој зупчaste летве и спона
- мање габаритне димензије,
- искључивање међуполуга из конструкције

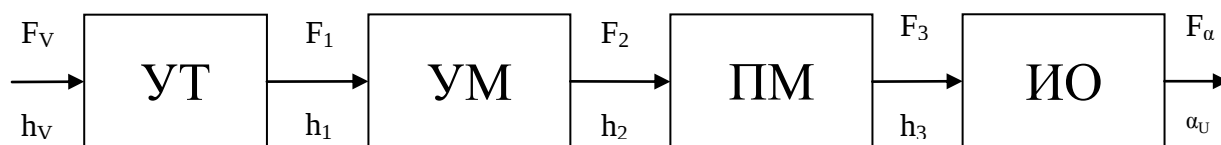
На слици 5.27 приказана је скица изгледа управљачког система



Слика 5.27 - Скица управљачког система

1. Полуга рукавца точака, 2. Спона, 3. Зупчаста летва, 4. Зупчаник, 5. Спона

На слици 5.28 приказана је шема склопова који чине систем за управљање:



УТ - Управљачки точак,

УМ - управљачки механизам,

ПМ - преносни механизам,

ИО - извршни орган,

F_V - сила на управљачком точку,

F_α - сила на точку возила,

h_V - одговарајући помак управљачког точка

α_U - угао заокретања возила

Слика 5.28 - Структурна шема система за управљање

Модел управљачког механизма са основним деловима дат је на слици 5.29.

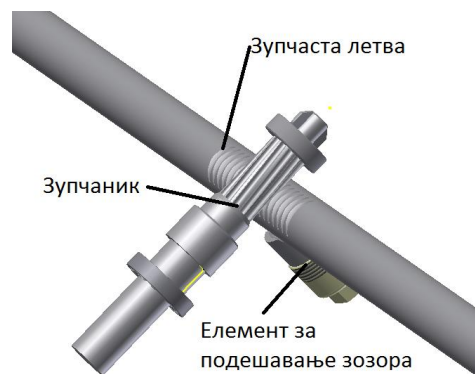


Слика 5.29 - Модел управљачког система са деловима

Функционисање управљачког система са зупчастом летвом илустрован је на слици 5.30. Окретањем точка волана возач задаје силу на точку која се преноси као окретни момент на осовину волана која је спојена са точком управљача, окретни моомент се даље преноси на карданску осовину волана, а затим на зупчаник који је у спрези са зупчастом летвом, слика 5.31.



Слика 5.30 - Илустрација функционисања управљачког система



Слика 5.31 - Зупчаник и зупчаста летва

Зупчаста летва је на крајевима зглобно спојена са спонама које врше померање носача главчине чиме се остварује померање управљачких точкова.

Аксијални лежаји се налазе на вратилу зупчаника, омогућавају окретање вратила. Подмазивање зупчастог пара остварује се једним трајним пуњењем управљачког механизма, док се заптивање остварује бочно постављеним, набораним манжетним заптивачима. Управљачки систем је причвршћен за предњи део рама конструкције на два места завртњевима.

5.9 Систем ослањања

Под системом ослањања се подразумевају механизми и елементи који имају задатак да све реактивне силе и моменте који се појављују између точкове и тла у разним условима кретања пренесу на рам уз што је могуће веће ублажавање ударних оптерећења, као и обезбјеђење потребне стабилности конструкције посебно при кретању у кривинама [8].

Систем ослањања у општем случају представља један врло сложен систем који се састоји из три посебна система или механизма и то:

- механизма за вођење точка;
- еластичних ослонца и
- елемената за пригушење осциловања

Механизам за вођење точка има задатак да обезбеди што повољније њихово релативно померање у односу на рам конструкције. Елементи за вођење морају, такође, да обезбеде и преношење хоризонталних реактивних сила и реактивних момената са самог точка на рам конструкције.

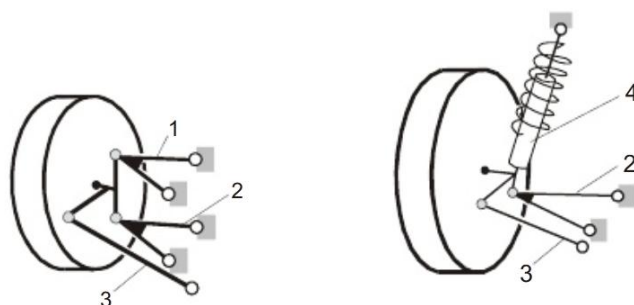
Еластични ослонци (еластични елементи) у суштини имају задатак да пренесу на рам вертикалне реактивне силе, уствари, њихов суштински задатак је да при преношењу ових вертикалних сила обезбеде њихово што веће ублажавање, односно да се оствари што веће смањивање величина ударних оптерећења.

Елементи за пригушивање имају основни задатак да пригушују осцилације еластичних ослонаца, односно система вешења и конструкције у целини, као и смањивање ударних оптерећења.

Првобитна идеја је била да конструкција има четири точка, два напред два позади, и да задњи точкови буду погонски. Да би се ова идеја остварила потребно је поставити задње точкове на погонском мосту, да би конструкција могла да скреће и улзи у кривине. Коришћењем погонског моста конструкција добија на маси. Пошто се ова конструкција не креће великим брзина долази се на идеју да се она ослања на три точка, од којих би се два налазила напред и била независна и управљива, а задњи точак био био погонски и неуправљив.

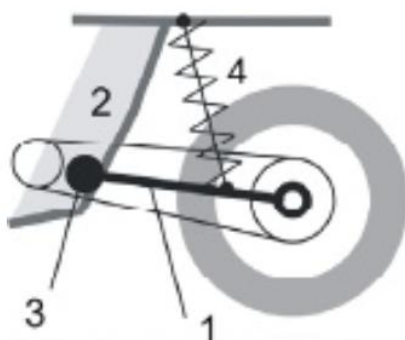
Ослањање код ове концепције конструкције решено је тако што су предњи точкови независно ослоњени, као код аутомобила, а ослањање задњег точка решено је слично као ослањање код моторцикла.

Шема полазне идеје за систем ослањања код предњих точкова и задњих дата је на сликама 5.32 и 5.33.



Слика 5.32 - Шема система ослањања код предњих точкова

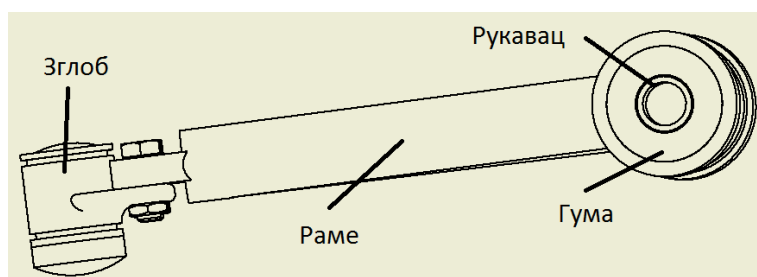
1. горње раме, 2. доње раме, 3. управљачка спона и 4. хидраулични амортизер са опругом



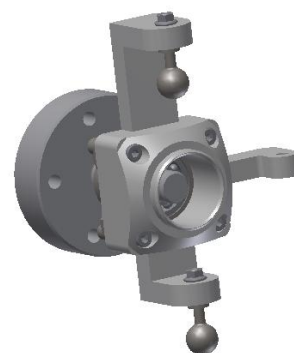
Слика 6.33 - Шема задњег ослањања

1. Раме, 2. Рам конструкције, 3. Осовина и 4. Амортизер

Уз помоћ рамена носачи главчине предњих точкова је спојен са рамом конструкције, слика 5.34.



Слика 5.34 - Раме предњих точкова

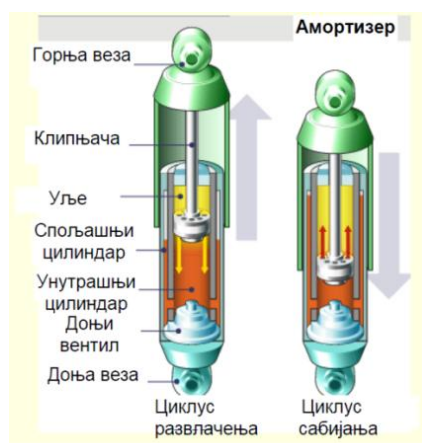


Слика 5.35 - Носач главчине

Носач главчине је спојен са спонама управљачког система чиме се уз помоћ њега врши његово заокретање. Носач главчине је сличан као код стандардних аутомобила приказан је на слици 5.35. За рам конструкције везан је раменима. У њему се налазе лежајеви који омогућавају окретање точка.

Рамена су са рамом конструкције спојена ушима која дозвољавају њихова померања у вертикалној равни. Да би се смањила ударна оптерећења на крају рамена, где се спаја са ушима, налази се проширени прстен у коме се налази гума и рукавац.

Како је појава осцилација непријатна не само за путнике већ могу да изаову и озбиљнија динамичка оптерећења и ударе, задатак система за ослањење је да обезбеди то је могуће веће њихово пригушивање. Овај задатак добијају елементи система ослањања, тзв. пригушивачи или амортизери, слика 5.36.



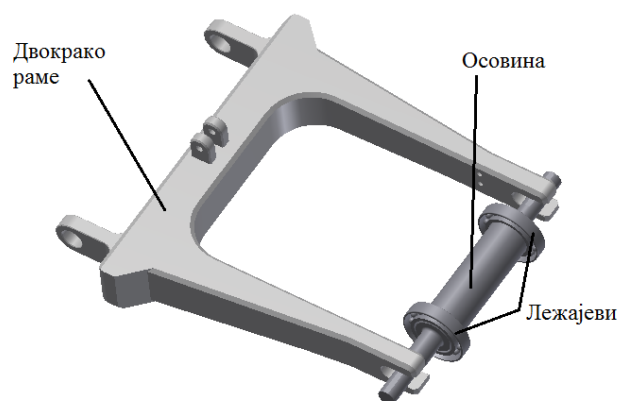
Слика 5.36 - Амортизер



Принцип рада амортизера заснива се на претварању кинетичке енергије осциловања у топлотну. При томе се овај ефекат постиже унутрашњим трењем у флуиду, односно дејством уља које се налази у амортизеру.

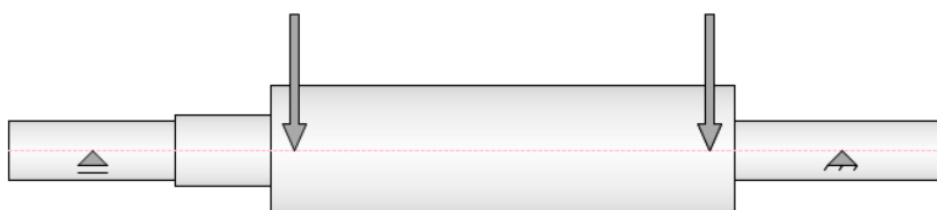
Задње ослањење је решено слично вешању на мотору. Систем ослањања задњег точка представља двокрако раме које има могућност обртања око осовинице којом је везано за рам конструкције. Због лакшег одржавања, смањења додатних делова, и појефтињења конструкције погонски ланчаник задњег ланца се налази у оси осовиница

виљушке, тиме се постиже да се виљушка и ланац окрећу око исте осе чиме се избегава додатно коришћење шпанера и додатних делова како би се снага пренела до погонског точка. Задњи точак се налази на осовини која је фиксирана на крејевима двокраког рамена. Окретање точка око осовине омогућавају два лежаја који се налазе са обе стране точка, слика 5.37



Слика 5.37 - Двокрако раме са осовином и лежајевима

Прорачун осовине је извршен применом Shaft Component Generator-а (слика 5.38).



Слика 5.38 - Ограничење и оптерећење осовине

Табела 5.27 - Карактеристике усвојеног материјала

Material		User material
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa
Modulus of Rigidity	G	80000 MPa
Density	ρ	7860 kg/m ³

Табела 5.28 - Вредност оптерећења

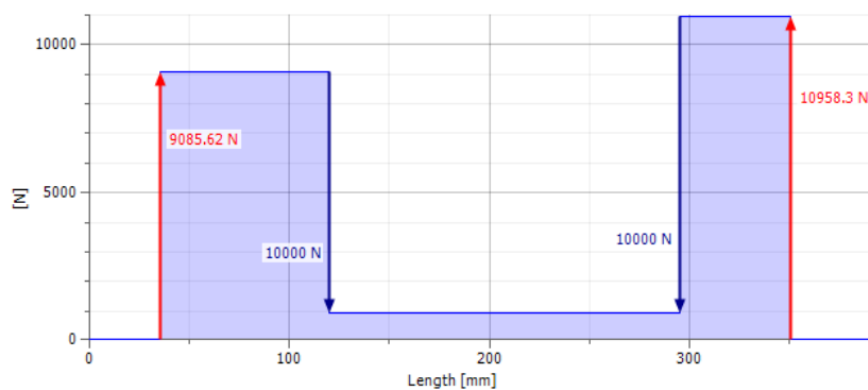
Index	Location	Radial Force				Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	
1	120 mm	10000.000 N		10000.000 N		-224.296 microm		224.296 microm	180.00 deg	0.02 deg
2	295 mm	10000.000 N		10000.000 N		-160.563 microm		160.563 microm	180.00 deg	0.06 deg

Табела 5.29 - Реакције ослонаца

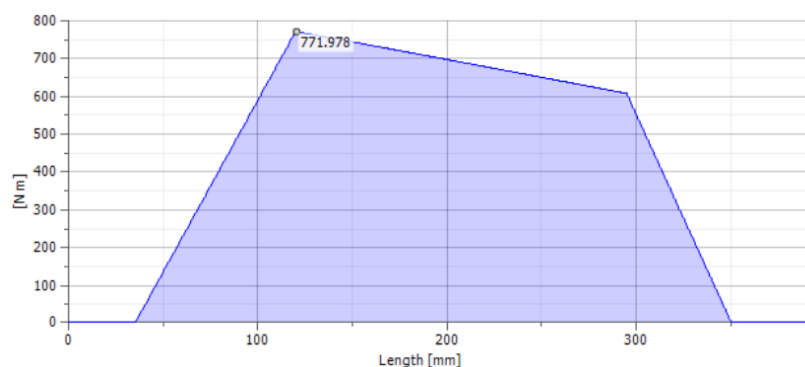
Index	Type	Location	Reaction Force					Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Axial Force			Y	X	Size	Direction	
1	Free	35 mm	9085.615 N	9085.615 N					User	-0.000 microm	0.000 microm	180.00 deg	0.24 deg	
2	Fixed	350.5 mm	10958.328 N	10958.328 N					User	-0.001 microm	0.001 microm	180.00 deg	0.24 deg	

Табела 5.30 - Резултати анализе вратила

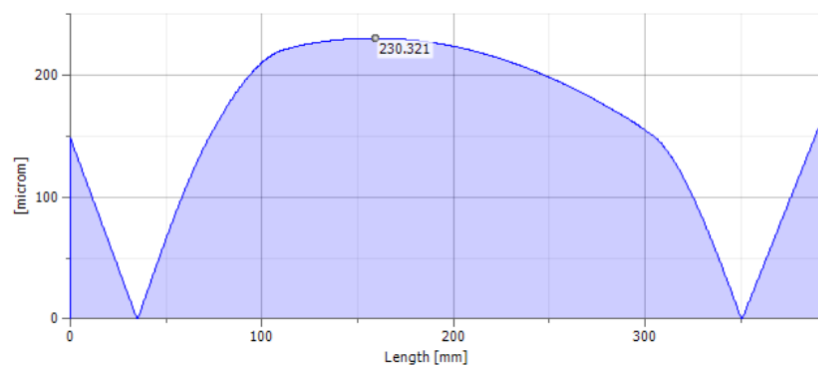
Length	L	395.000 mm
Mass	Mass	4.481 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	324.939 MPa
Maximal Shear Stress	τ_s	22.321 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	0.000 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0.000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	327.230 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	230.321 microm
Angle of Twist	φ	0.00 deg



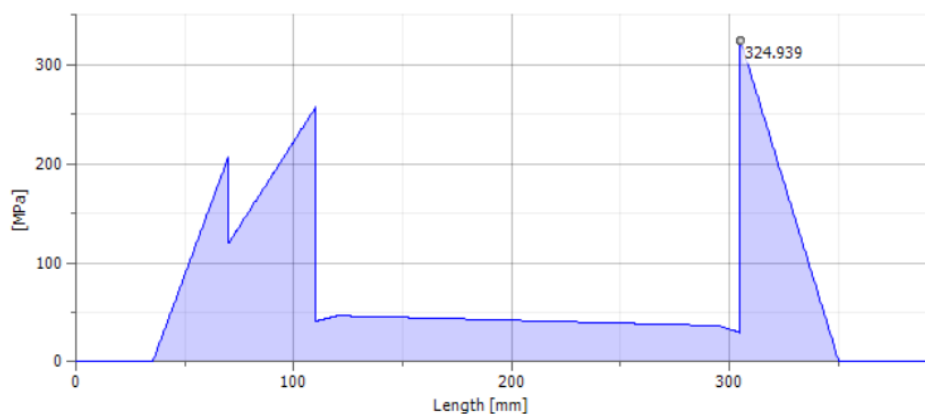
Слика 5.39 - Дијаграм радијалних сила



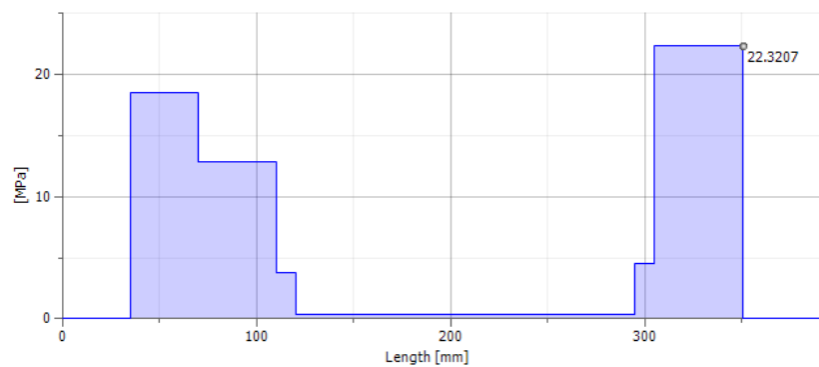
Слика 5.40 - Дијаграм момента савијања



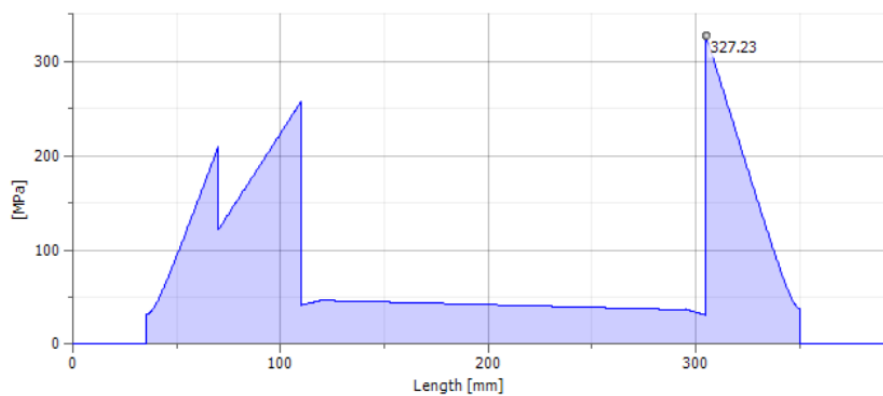
Слика 5.41 - Дијаграм потерања



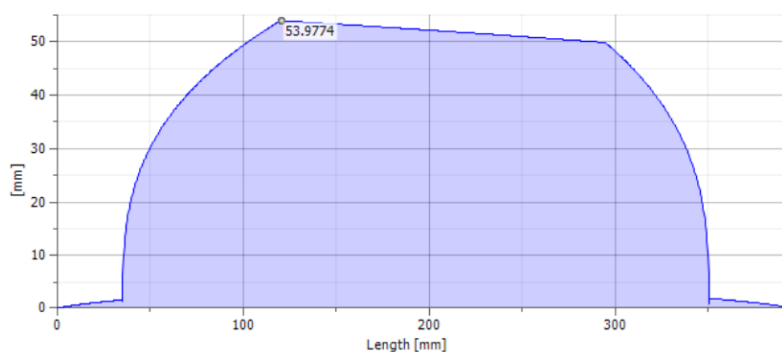
Слика 5.42 - Дијаграм напона савијања



Слика 5.43 - Дијаграм стичућих напона



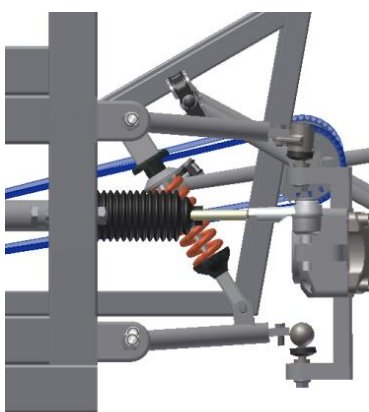
Слика 5.44 - Дијаграм редукованог напона



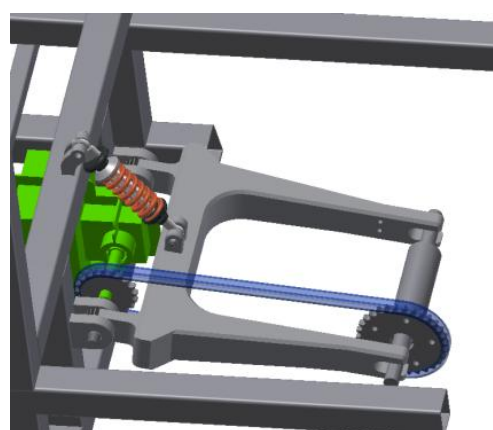
Слика 5.45 - Прорачуном препоручени пречник

На дијаграму идеалних пречника који је добијен применом прорачуна вратила у Shaft Generator-у види се као највећи предложени пречник од 53.9774 mm, на основу тога усвајамо пречник осовине од 55mm.

На слици 5.46 дат је изглед предњег и задњег ослањања конструкције



Предње ослањање



Задње ослањање

Слика 5.46 - Изглед предњег и задњег ослањања

5.10 Кретачи

Точкови као кретачи имају основну улогу да приме и пренесу на подлогу целокупну тежину конструкције и да омогуће кретање и маневрисање конструкције. Такође, они имају улогу да пригуше ударе који се јављају услед неравнина на путу.

Точак се састоји од пнеуматика и наплатака. Пнеуматик је постављен на наплатак, који са завртњевима причвршћује за главчину.

5.10.1 Пнеуматик

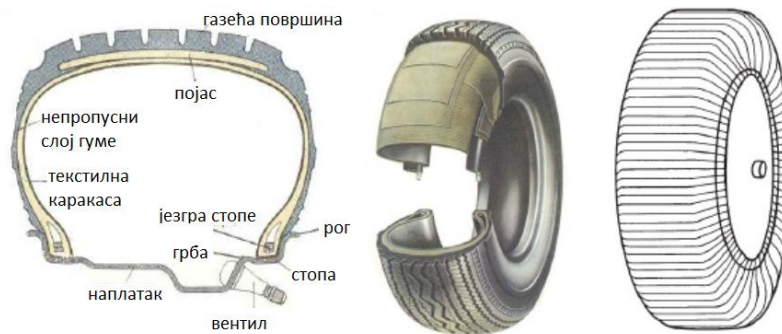
Пнеуматици су еластични напалци точкова. Нагли развој пнеуматика утицао је да он постане готово неопходан део опште концепције возила која се крећу по друму.

Задаци пнеуматика:

- ублажавање и пригушивање побуде и удара од подлоге,
- добро пријањање за подлогу ради преношења обимних, уздужних и бочних сила.

Главни елементи пнеуматика су, слика 5.47:

- гума (мешавина вештачких и природних састојака),
- каракаса - носећа структура пнеуматика (израђена је углавном од нити вештачког материјала),
- појас - ојачање испод газеће површине (израђује се од челичних нити) и
- челично ојачање на месту стопе пнеуматика.



5.47 - Главни елементи пнеуматика

5.10.2 Наплатак

Наплатак носи пнеуматик и причвршћен је завртњевима за главчину точка. Услови које треба наплатак да задовољи:

- довољна чврстоћа, еластичност и способност задржавања облика,
- добро хлађење кочница и одвођење топлоте,
- обруч мора да обезбеди заптивеност
- лака монтажа и демонтажа пнеуматика.

Стандардни напалаци могу бити израђени од пресованог челичног лима или изливени од лаке легуре. Наплати могу бити:

- растављиви и nerастављиви- према томе да ли се обруч може или не може одвојити од средњег дела,
- једноделни и вишеделни.

За конструкцију изабрани су једноделни наплати израђени од лаких легура. Делови наплатка дати су на слици 5.48. Изглед коначног модела предњих точкова дат је на слици 5.49, а на слици 5.50 приказан је модел задњег точка.

За систем ослањања задњи точак се причвршћује преко задње осовине. Главчина точка садржи лежачење точка. На наплатку се налазе отвори на које се постављају ланчаник, са једне стране, који преноси обртно кретање на точак и диск кочнице са друге стране који служи за кочење тог точка.



Слика 5.48 - Делови наплатка



Слика 5.49 - Изглед коначног модела
предњих точкова



Слика 5.50 - Модел задњег точка

5.11 Кочиони систем

Кочење је процес који се врши са циљем да се конструкција успори или заустави. Уређај којим се врши кочење је уствари цео низ склопова, елемената и посебних уређаја, тако да сви укупно чине систем за принудно смањење брзине односно кочење. Уколико дејствује нека пропульзивна погонска сила, кочење може да буде и при константној брзини, на пример кочење на низбрдици, где је гравитациона сила уствари та пропульзивна погонска сила.

Систем за кочење је уједно и уређај безбедности конструкције, тако да се кочне особине могу да посматрају и са тог аспекта.

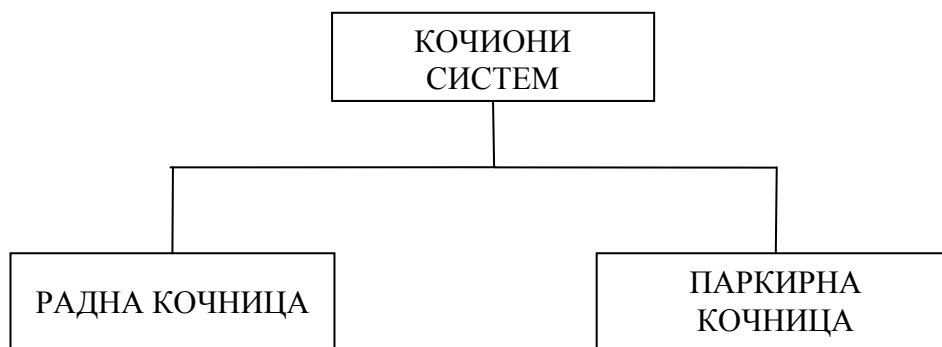
Основни задатак система за кочење је смањење брзине кретања трицикла до заустављања или до неке потребне брзине кретања, и то са одређеним и контролисаним успорењем. Значи, кочиони систем осим максималних успорења (наглог заустављања услед неке опасности), треба да обезбеди и благо краткотрајно планирано кочење (кочење ради заустављања или смањења брзине), благо дуготрајно кочење на дугим низбрдицама (ради контроле брзине кретања).

Осим свог основног задатка, система за кочење мора да испуни и следеће посебне захтеве:

- обезбеђење стабилности конструкције при кочењу,
- добро одвођење топлоте са кочионих површина,
- могућност лаког руковања, односно кочења, са што мањим замором возача,

За ову конструкцију систем за кочење представља сложени систем састављен од више подсистема (слика 5.51):

- радне кочнице и
- паркирне кочнице.



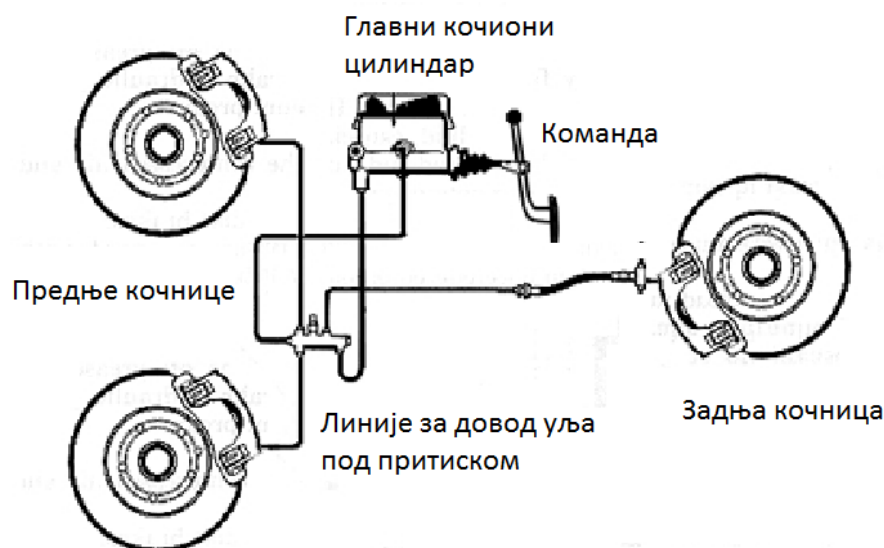
Слика 5.51 - Структура система за кочиње

Због кретања веома малим брзинама није потребно извођење неких помоћних или додатних кочница већ су довољна ова два система.

Радна кочница преузима извршење најважнијих задатака кочионог система, односно кочење конструкције максималним успорењима и сва блажа, краткотрајна кочења у нормалним условима кретања.

Систем радне кочнице решен је према шеми на слици 5.52, он укључује следеће компоненте:

- команду
- преносни механизам (линије за довод уља под притиском)
- кочницу (извршни механизам).



Слика 5.52 - Систем радне кочнице

Команда кочнице служи за активирање система. Она је постављена тако да возач може лако да је активира. Она је изведена као папучица папучица која је постављена непосредно испред седишта возача, а испод волана, тако да возач може да је активира не скидајући руке са волана.

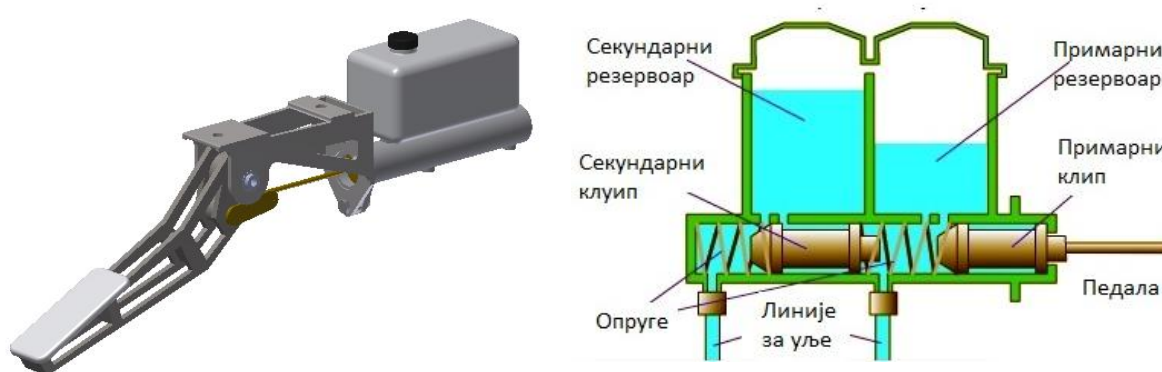
Преносни механизам има задатак да добијени импулс од команде пренесе до извршних органа – кочница. Ово је битна функција кочног система, која значајно утиче на укупне перформансе у погледу кочења. За овау концепцију система изабран је хидраулични преносни механизам.

За разлику од других концепција система за кочење, које су разматране, ова концепција је за разлику од других поузданија, лака за одржавање, практичнија, јефтинија, једноставнија итд.

Основне предности хидрауличног система за активирање кочионог механизма су:

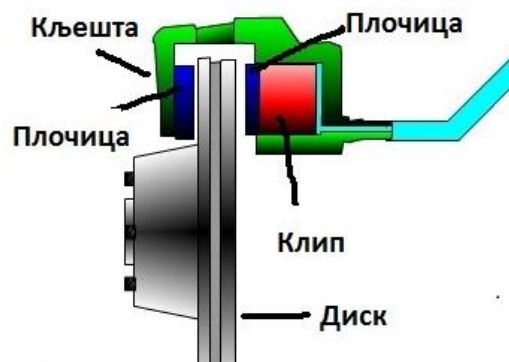
1. Истовремено кочење свих точкова уз жељену расподелу кочионих сила како међу мостовиматако и међу папучама.
2. Висок коефицијент корисног дејства.
3. Једноставна конструкција система за активирање и мало време одзива система.

Код овог система пренос силе од педале ножне кочнице ка кочионим механизмима иде преко стуба течности који је затворен у цевоводима при чему је течност практично нестишљив флуид. Рад система се базира на законима хидростатике, а састоји се од главног кочионог цилиндра (слика 5.53), радних цилиндара и цеви, слика 5.53. Ако се делује одређеном силом на педалу ножне кочнице, то се на све радне цилиндре преноси исти притисак и у зависности од пречника клипа у радном цилиндру, ствара се сила која врши размицање кочионих папуча.



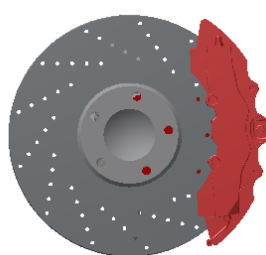
Слика 5.53 - Команда кочнице и главни кочиони цилиндар са елементима

Извршиоце механизма чине фрикционе кочнице са диском. Оне су постављене на свим точковима конструкције. Делови извршиоца механизма кочења дати су на слици 5.54.

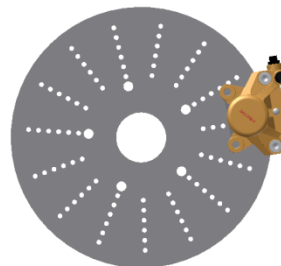


Слика 5.54 - Делови извршиоца механизма кочења

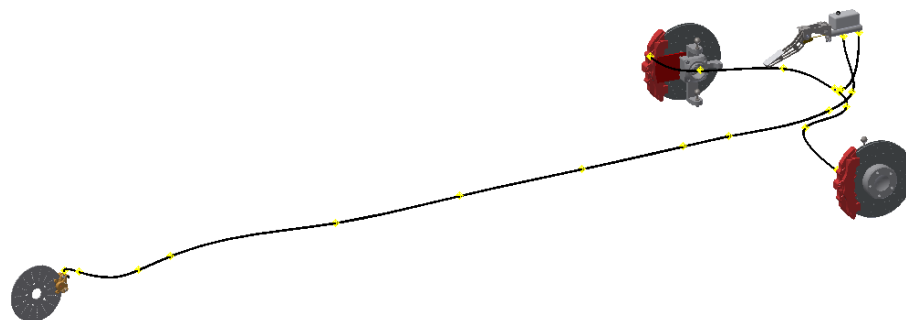
Диск кочнице непосредно је повезан са точком док је стега непокретна, односно везана за рам конструкције. Стега представља јарам, који на делу површина обухвата диск. У стеги се налази потискивач којим се преко фрикционе плочице, остварује притисак на диск. Модел предњих и задње кочнице дат је на слици 5.55.



Предње кочнице



Задње кочнице

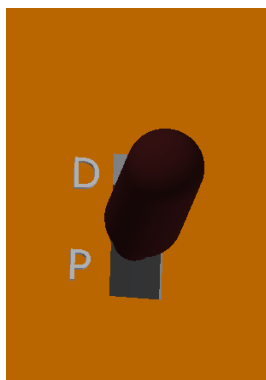


Слика 5.55 - Модел предњих и задњих кочнице

Паркирна кочница, као што и име говори, има задатак да обезбеди трајно кочење возила у месту, тј. паркирно кочење. Уколико се ова кочница реши тако да се може активирати и при кретању, што је и урађено за овај систем, паркирна кочница може да преузме и задатке помоћне кочнице. Према томе помоћна и паркирна кочница су један исти подсистем.

Да би диск кочница остварила функцију паркирне кочнице за пренос силе користи се посебан механички механизам, који је увек потпуно независан од радне кочнице, код кога се механизам активира хидраулички. Паркирна кочница је повезана са задњим шапама хидрауличне кочнице и са њом се управља ручицом која се налази на

инструмент табли (слика 5.56). Од ручице до задње шапе кочница је спојена челичним ужетом.



Слика 5.56 - Ручна кочница

Поред ручице налазе се ознаке D и P. Када се полуга налази у положају D (од енглеске речи *drive*) паркирна кочница није у функцији, а свако померање кочнице ка положају P (од енглеске речи *park*) активира кочницу. Свој максимум јачине постиже у положају P.

5.12 Систем за седење и шанк

Систем за седење треба да омогући што удобније седење путника. Седиште покретача конструкције је слично седиштима на стандардним бициклама. Седиште се састоји из шина, основе и тапацирунга. Шине седишта представљају његову везу са штицном. Помоћу шина може се подесити позиција седишта. Подешавања угла се врше помоћу механизма на штици. Штицна је цев која повезује рам са седиштем, слика 5.57.

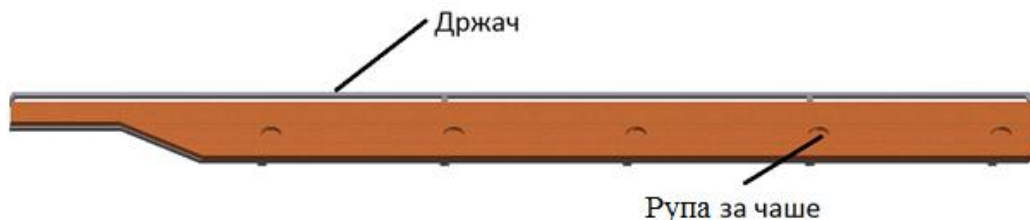
На штици се налазе отвори истог пречника на одређеном растојању који служе за подешавања седишта по висини. На сваком држачу налази се отвор који омогућава да посебан завртањ прође кроз њега и штицну како би се седиште фиксирало на одређеној висини. Са друге стране се ставља навртка како би се све то учврстило.



Слика 5.57 - Седиште

На конструкцији се налазе десет седишта, по пет са обе стране шанка, за особе које окрећу педале. Седишта су тако конципирана да особе разне висине могу да седе на њима и окрећу педале без проблема.

Испред седишта налази се шанк (слика 5.58).

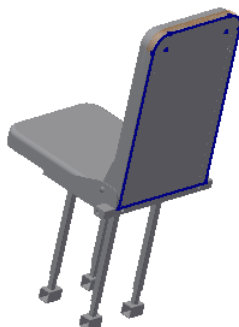


Слика 5.58 - Шанк

На њему се налазе отвори за кригле, чаше или флаше. Дуж њега се налази држач који је округлог полупречника и служи за придржавање корисника. Шанк је израђен од дрвета, а држач је део рама.

Седоште за возача је тако дизајнирано да пре свега буде удобно за возача, а онда функционално (слика 5.59).

Пошто се испред седишта налази простор за смештање буради, седиште је тако конципирано да када није у употреби може да се пресавије и помери у једну страну.



Слика 5.59 - Седиште возача

Оно се на поду налази на два попречна носача по којима се креће, на њема постоје отвори за фиксирање седишта у положај за вожњу.

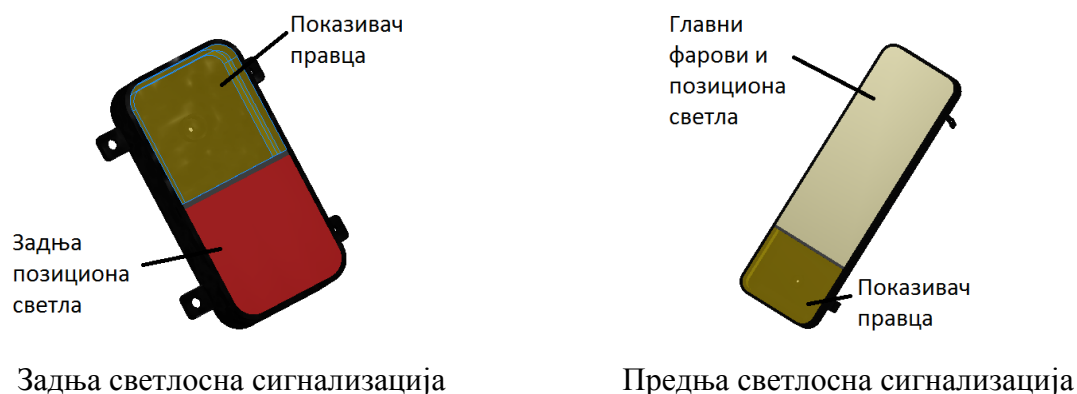
5.13 Уређаји за осветљење пута и светлосна сигнализација

Под уређајима за осветљење пута и светлосном сигнализацијом подразумевају се (Слика 5.60):

- уређаји за осветљење пута и означавање конструкције,
- уређаји за давање светлосних сигнала.

Уређаје за осветљење пута и означавање чине предња и задња позициона светлаа уређаје за давање светлосних сигнала чине показивачи правца кретања.

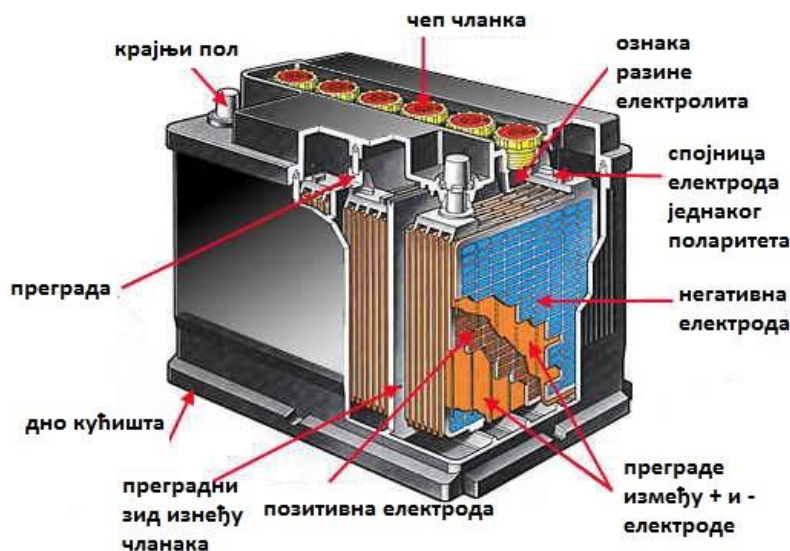
Главна светла служе за осветљење пута. Они се састоје од металног тела, рефлектора, стакленог заштитника и улежиштења за сијалицу. Позициона светла су постављена напред и позади ради уоћавања. Сви уређаји се напајају струјом са акумулатора.



Слика 5.60 - Уређаји светлосне сигнализације

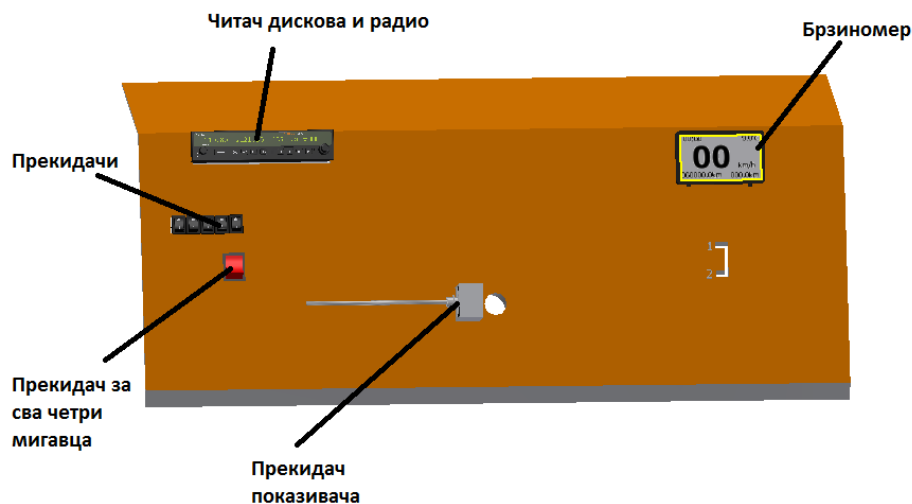
Акумулатор (слика 5.61) је уређај који служи за складиштење (цување) и прозводњу електричне енергије непосредним претварањем хемијске енергије у електричну а физикално се темељи на принципу рада галванске ћелије (батерије) који се у најједноставнијем облику састоји од две електроде и електролита (електролит је раствор дестиловане воде и сумпорне киселине).

Акумулатор спада у секундарне галванске ћелије, тј. оне у којима су промене реверзибилне, што значи да се поступцима пуњења акумулатор враћа у почетно стање и тако поново чини способним за давање струје.



Слика 5.61 - Акумулатор са саставним деловима

Паљење и гашење светлосних уређаја врши се уз помоћ прекидача који се налазе на инструмент табли, слика 5.62.



Слика 5.62 - Инструмент табла са деловима

Инструмент табла се налази испред возача и на њој се поред прекидача за светлосне уређаје налази брзиномер и читач дискова и радио.

Брзиномер (Слика 5.63) је дигитални и показује тренутну брзину, пређени пут, температуру и време.



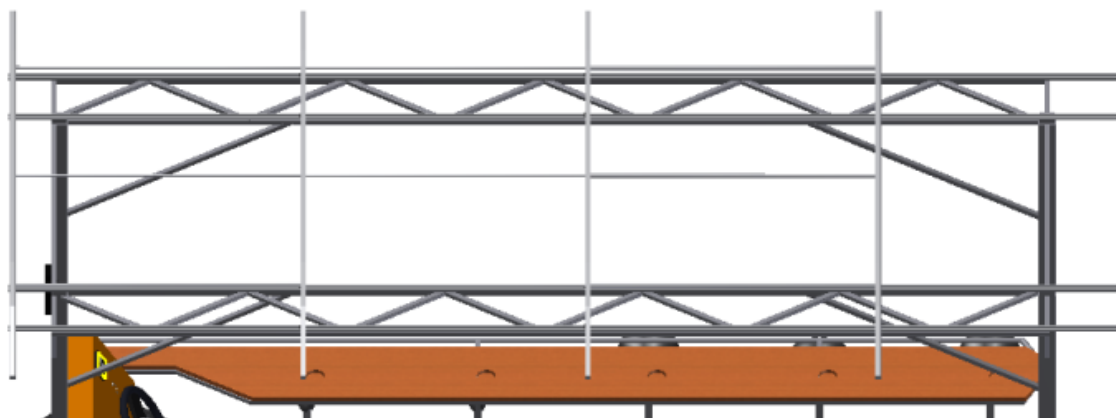
Слика 5.63 - Брзиномер, радио и звучник

Радио и читач дискова (Слика 5.63) су спојени са четири звучника (Слика 5.63) који се налазе на доњој страни полица за ствари. Напајање свих уређаја врши се уз помоћ акумулатора.

5.14 Кров

Кров конструкције (слика 5.5.64) има улогу да заштити њене кориснике од временских услова као што су сунце и киша. Кров је у овој концепцији конструкције покретног типа.

На држачима крова налазе се точкићи који се крећу по U - профилима и тако омогућавају његово скупљање и ширење (слика 5.65). Носачи крова су међусобно спојени осовинама које улазе једна у другу када се кров скупља.



Слика 5.64 - Кровна конструкција



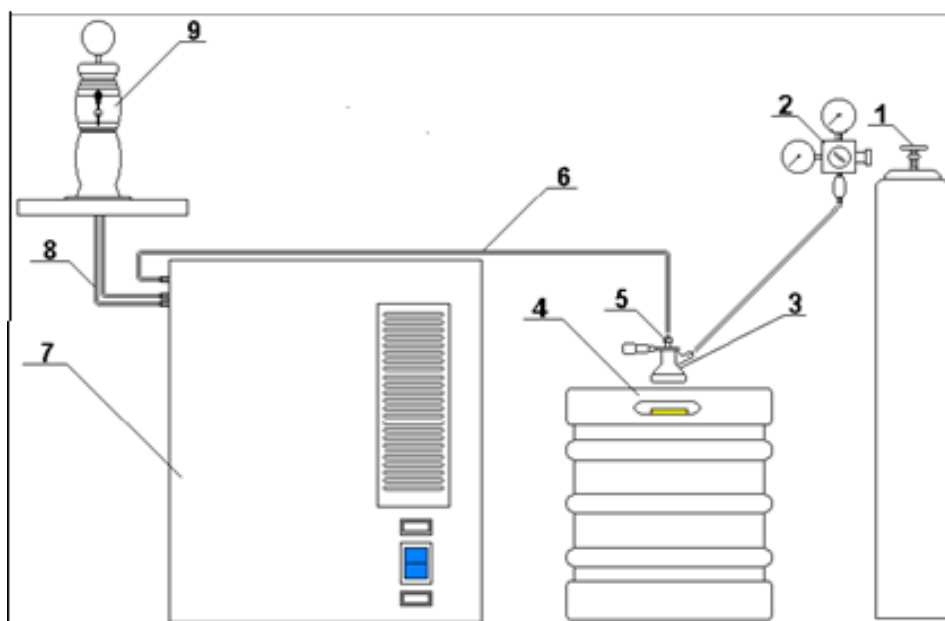
Слика 5.65 - Носач са точићима

Материјал који се користи за прекривач крова је Шотекс водонепропусно платно.

5.15 Опрема за точење пива и складиштење пића

Пиво је слабо алкохолно пиће, које се производи у процесу алкохолног врења из слада, хмеља, воде и пивског квасца. Вода је основа овог напитка и служи као растварач. Пиво се може служити као точено или флаширано [9].

Пиво за точење испоручује се у бурадима од 30 и 50l под притиском, у овом случају су упитању два бурета од по 30l. Како би се пиво источило, потребно је бурету довести додатни притисак CO₂, којим се пиво истискује из истог. Шема система за истакања пива из бурета дата је на слици 5.66.



Слика 5.66 - Шемацки приказ опреме за истакање пива из бурета

Принцип рада се састоји у следећем: CO_2 из боце (1, слика 5.66) пролази кроз редукцијски вентил (2, слика 5.66) и цревом за CO_2 води на прикључну главу (3, слика 5.66) која је чврсто прикључена на буре (4, слика 5.66). Повећањем притиска CO_2 изнад притиска у бурету пиво се потискује кроз вентил прикључне главе (5, слика 5.66) и цревом за пиво (6, слика 5.66) води до хладњака (7, слика 5.66). Након хлађења протицањем кроз хладњак пиво цревом за пиво (8, слика 5.66) иде до славине за точење пива (9, слика 5.66) и истаче се у чаше.

Буре је опремљено са сондом кроз коју се пуни, празни и пере и која гарантује да је буре херметички затворено. На сонди се налази заштитни пластични поклопац (чеп) са ознакама сваке пиваре и ако је поклопац неоштећен знак је да се у бурету налази стерилан производ чиме се осигурава максимална заштита квалитета, укуса и трајности.

Пиво се у бурету налази под притиском и може се источити само на апарат за точење, односно прикључивањем предвиђене прикључне главе и потискивањем са CO_2 . Пиво се у бурету налази под притиском како би се задржао отопљени угљен диоксид у пиву. Стога се пиво из бурад истискује кроз сонду довођењем повећаног притиска угљен диоксида из боце са угљен диоксидом.

Боца садржи CO_2 под притиском па се са њом мора поступати пажљиво и увек мора да буде усправна. Боца се спаја са буретом путем прикључне главе (3, слика 5.66), а притисак се регулише помоћу редукцијског вентила с манометром (2, слика 5.66) којим се CO_2 у буре спроводи под точно одређеним притиском који осигурава стабилан проток пива од бурад до хладњака (7, слика 5.66), односно славине за точење (9, слика 5.66). Притисак је потребно регулисати зависно о условима точења, највише зависно од температуре.

Повећањем температуре пива у бурету под једнаким притиском долази до ослобађања угљен диоксида отопљеног у пиву, који се издваја у облику ситних мехурића који ланчано потичу даље издвајање отопљеног угљен диоксида и услед

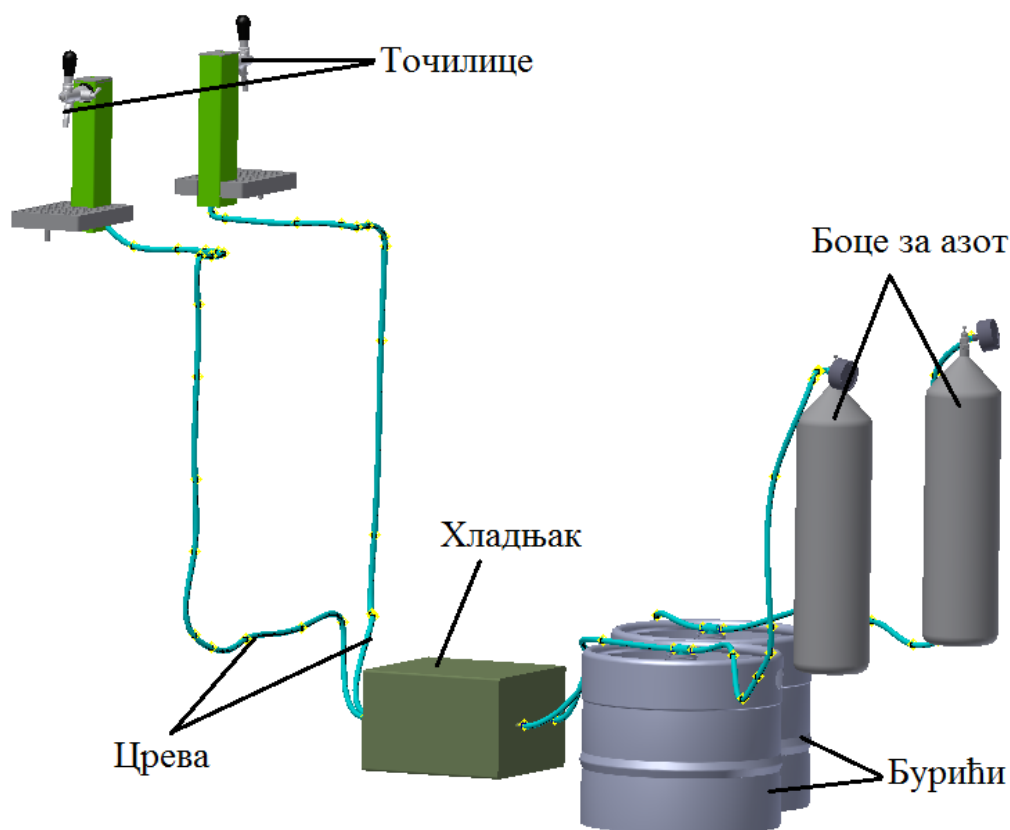
тога долази до "узнемирења" пива и његова отежаног точења. Стога је при повећању температуре пива у бурету потребно повећати притисак угљен диоксида на редукцијском вентилу. Минимални притисак угљен диоксида може се одредити према једноставној формули:

$$\text{температура пива у бурету (}^{\circ}\text{C)} / 10 = \text{потребан притисак CO}_2 \text{ (bar)}$$

Пиво се расхлађује на температуру точења (до 10°C) проласком кроз спиралну цев хладњака уроњену у ледом хлађену каду хладњака при 0°C. Капацитет хлађења одређује се зависно о спољашњој температури, а на препоруку овлаштеног сервисера апарата за точење.

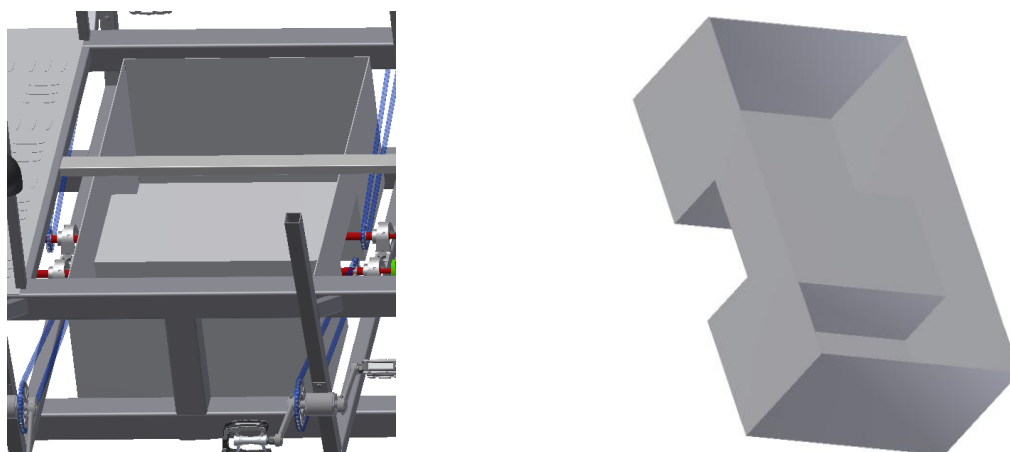
Посуда за воду хладњака мора увек бити пуна пре прикључивања апарата у струју (220 V AC). Након прикључивања потребно је 2 до 2,5 сата да се у хладњаку створи довољно леда након чега је хладњак спреман за употребу. Хладњак мора бити стално укључен како би се одржао потребни капацитет хлађења. Избор капацитета хлађења одређује се на прекидачу за избор режима хлађења одабиром положаја лето – зима.

Модел система за пиво приказан је на слици 5.67.



Слика 6.67 - Модел система за пиво

На конструкцији, у задњем делу испод пода, се налази и остава у којој су смештена и остала пића (слика 5.68). Отварање се врши подизањем плоча пода.



Слика 5.68 - Остава

Остава је израђена од чврсте пластике. Њен облик је прилагођен месту на коме се налази, Односно на средини је сужена како би испод ње неометано функционисала вратила.

5.16 Транспортивање система

Под транспортом подразумева се премештај конструкције до жељеног места. Транспорт се може вршити на више начина:

1. Уз помоћ приколице и вучног возила за који је закачена приколица и
2. Уз помоћ вучног возила и средства за вучу.
3. Камионом који је посебно дизајниран за те намене

Да би се омогућио транспорт било којим начином на конструкције постављена кука како би се уз помоћ ње, у зависности од начина транспорта, конструкција закачила за уже .

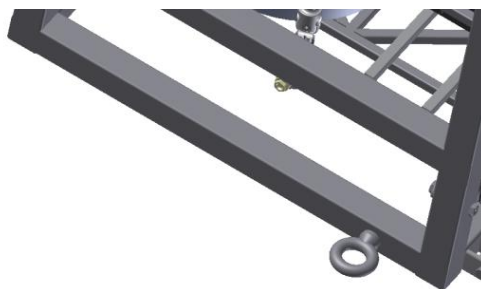
Први начин транспортовања се врши тако што се конструкција постави у посебну приколицу која служи за транспорт возила, а потом се та приколица закачи за неко возило које њу покреће (слика 5.69). Постављање се врши уз помоћ челичног ужета које се на једној страни закачи за куку, а друга страна ужета се намотава док се возило не постави у жељени положај

Други начин транспортовања система се врши вучом које врши неко возило. Помућу куке која се налази на предњем делу рама конструкције поставља се сајла за вучу или крута руда која се на другом крају поставља на вучно возило (слика 5.70).

Трећи начин је најпрактичнији, врши се постављањем конструкције на камион намењен за транспорт сличних конструкција. Постављање конструкције се врши као у првом случају.



Слика 5.69 - Приколица за транспорт



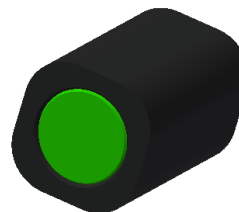
Слика 5.70 - Кука за вучу

5.17 Осветљење

За освешћење целе конструкције користе се неонска светла (слика 5.71) која се налазе са доње стране оставе. Осветљење врши две групе неонки. Она се напајају струјом са акумулатора.



Слика 5.71 - Неонска светла



Слика 5.72 - Светлосни ласери

За светлосне ефекте задужени су светлосни ласери (слика 5.72). Они се налазе на крају конструкције усмерени ка конструкцији тако да немају негативне ефекте на околину.

5.18 Остали системи и елементи

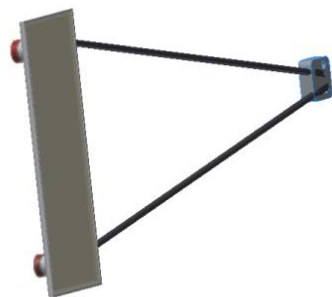
Ретровизори су огледала која помажу возачу да види шта се дешава иза његових леђа, слика 5.73. Постављени су испред возача са леве и десне стране. Зглобови који се налазе у њима омогућавају да их возач постави у жељеном положају. Ретровизори су причвршћени на предњој страни рама. На ретровизорима се налазе и габаритна светла, пошто су најистуренији делови конструкције.

Блатобрани служе да заштите кориснике од прскања течности са асвалта узроковане окретањем точкова, слика 5.73. Блатобрани се налазе на предњим точковима и причвршћени су за рам конструкције, направљени су од лаксих пластика.

Остава која се налази испод крова служи за остављање ствари корисника. Направљена је од дрвета.

На конструкцији се налазе и против пожарни апарат који служи за локализовање и гашење мањих пожара. Такође, на конструкцији налази се и кутија са првом помоћу која служи санирање лакших повреда, слика 5.73.

Дизалица служи за подизање конструкције, слична је као дизалице за неке врсте аутомобила (слика 5.73) механичког је типа.



Ретровизор



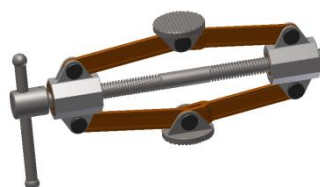
Блатобран



Против пожарни апарат



Прва помоћ



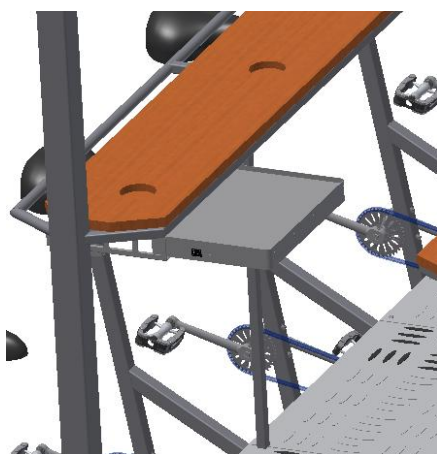
Дизалица



Електрични роштиљ

Слика 5.73 - Ретровизор, блатобран против пожарни апарат, прва помоћ, дизалица, остава и електрични роштиљ

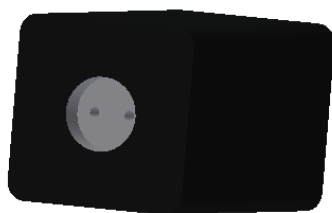
Електрични роштиљ служи за роштиљање, када није у употреби роштиљ се налази испод шанка на клизним вођицама које омогућавају његово извлачење за употребу (слика 7.54), и увлачење када није у употреби. Напаја се струјом и на себи има прекидач који служи за паљење и гашење, прекидач је тако постављен да када се не користи, односно када је испод шанка, да не може да се упали



Слика 5.74 - Роштиљ спреман за употребу

На конструкцији се налази и претварач напона са 12V DC на 220V AC (слика 5.75). Овај претварач служи да претвори напон струје са акумулатора на напон који је потребан за рад расхладног уређаја, који припада систему за пиво, и роштиља.

Пуњење акумулатора се врши помоћу електричног генератора (алтенатор, слика 5.76), он опслужује струјом све електричне уређаје аутомобила и пуни акумулатор. Генератор је мала електрана која се покреће снагом са излазног вратила; када се не врши окретање педала, електричну енергију даје акумулатор. Акумулатор може опслуживати бројне потрошаче од којих је некимa потребно много струје само краће време.

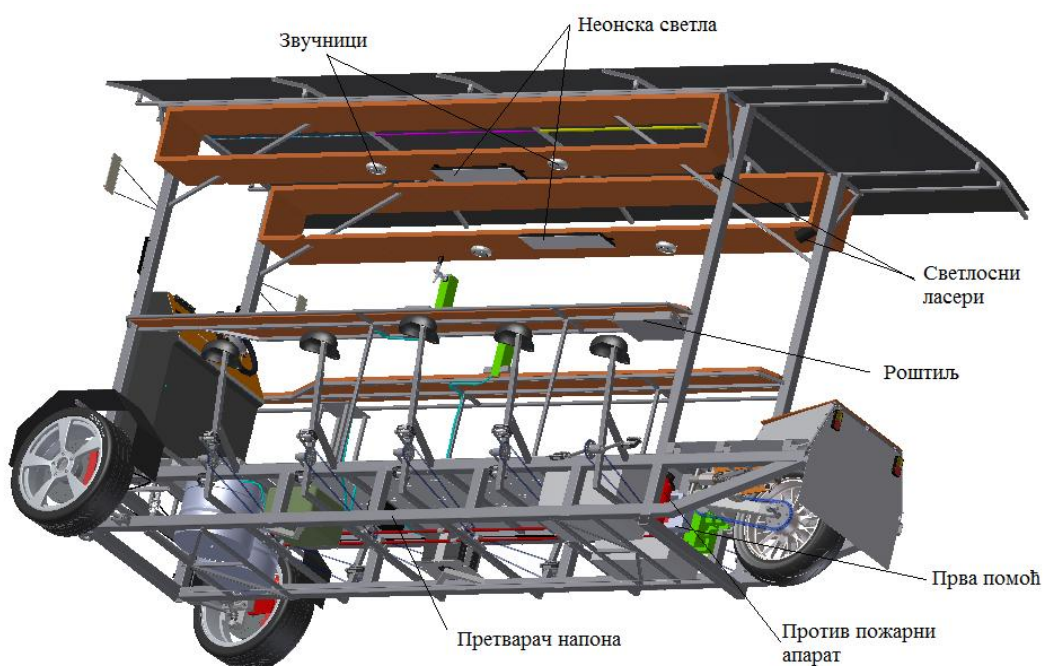


Слика 5.75 - Претварач напона



Слика 5.76 - Електрични генератор
(алтенатор)

На слици 5.77 могу се видети позиције појединих елемената конструкције.



Слика 5.77 - Позиције појединих елемената конструкције

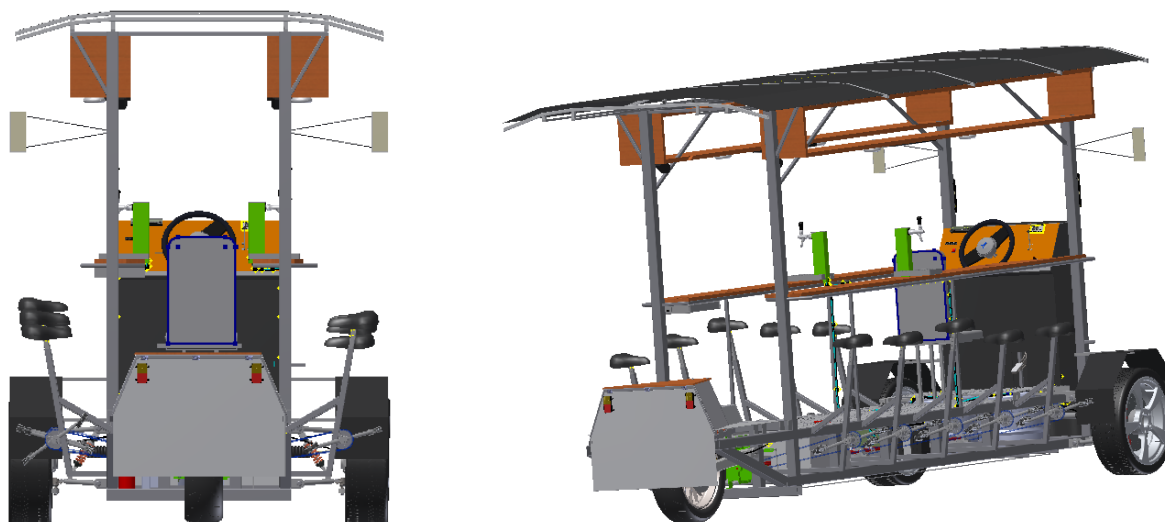
Коначни изглед модела конструкције приказан је на следећим сликама.



Слика 5.78 - Коначни изглед модела конструкције



Слика 5.79 - Коначни изглед модела конструкције



Слика 5.80 - Коначни изглед модела конструкције

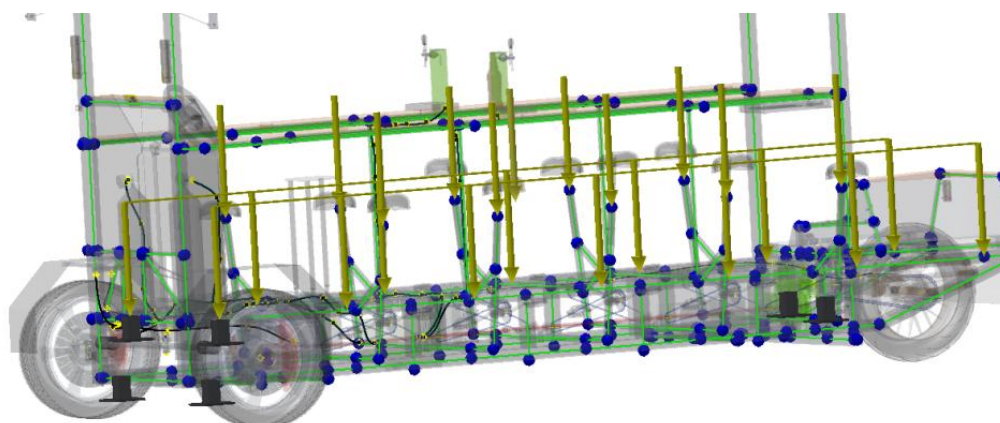
6. АНАЛИЗА ЕЛЕМЕНАТА КОНСТРУКЦИЈЕ

6.1 Анализа рама конструкције у окружењу *frame analysis*

Овај прорачун базиран је на анализи рама односно у овом случају профилних носача, ова анализа даје могућност постављања континуалног оптерећења дуж носећих профила, што је реалније за резултате него постављање једне силе и њено апроксимирање у једној тачки.

Frame Analysis, као издвојени начин анализе носећих профила, пружа велики опсег могућности са којима се може радити. Поред постављања материјала на делове, постављања сила и момената који се могу дефинисати тачно по координатама, могуће је поставити и континуално оптерећење које представља најреалнију ситуацију оној која се одиграва у реалним условима при експлоатацији конструкције. Зато се изабрала ова метода као меродавнија у односу на друге које су коришћене при анализи.

Пре почетка постављања сила, програм задаје кориснику задатак да укрути елементе који се испитују. У овом случају конструкција се фиксира на местима где се точкови везују за рам конструкције. Ограничење рама приказано је на слици 6.1.



Слика 6.1 - Места ограничења и оптерећења рама

Оптерећење конструкције представљају:

1. Сила усред дејства земљине теже,
2. Континуално оптерећење,
3. Сила на седишту услед тежине корисника.

Сила земљине теже зависи од укупне масе рама, њено тежиште одређује програм на основу димензије рама.

Континуално оптерећење је задато дуж рамних носача и оно представља тежину делова који притискају рам. Сила код ове врсте анализе се задаје у јединици N/mm . Максимална збир маса система конструкције износи 600kg. Та маса је континуално распоређена дуж главних носача. Задата оптерећења се могу видети на слици 6.1.

Табела 6.1- Задато континуално оптерећење на главним носачима

Load Type	Continuous Load
Magnitude	0.600 N/mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	270.00 deg
Angle in Plane	90.00 deg
Qx	0.000 N/mm
Qy	-0.600 N/mm
Qz	0.000 N/mm
Offset	0.000 mm
Length	4400.003 mm
End Magnitude	0.600 N/mm

На кровним носачима је такође задато континуално оптерећење које настаје услед масе кровне конструкције и масе оставе која се налази под кровом. Претпоставља се да са пуним стварима остава и кров не прелазе 60kg (табела 6.2).

Табела 6.2 - Задато континуално оптерећење на кровним носачима

Load Type	Continuous Load
Magnitude	0.040 N/mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	270.00 deg
Angle in Plane	90.00 deg
Qx	0.000 N/mm
Qy	-0.040 N/mm
Qz	0.000 N/mm
Offset	0.000 mm
Length	3490.000 mm
End Magnitude	0.040 N/mm

Сила на седиштима настаје услед масе корисника, претпоставља се да је просечна маса сваког корисника 120kg и на основу тога се на сваком носачу задаје сила која одговара претпостављеној маси(табела 6.3).

Табела 6.3 - Задата сила на местима где су седишта

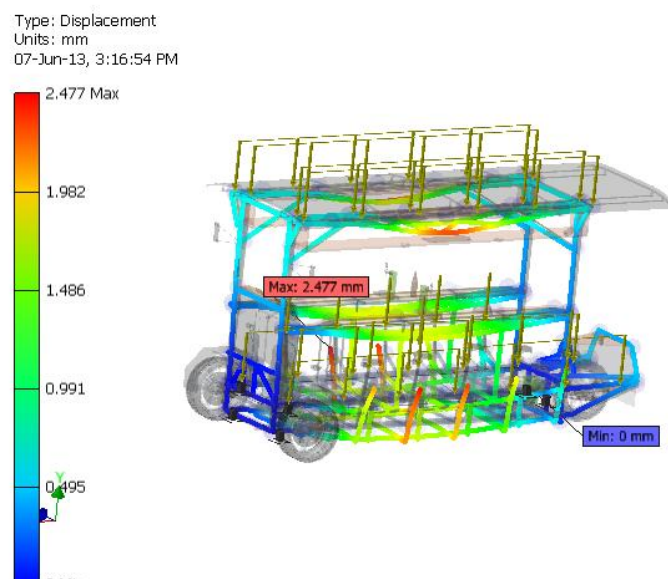
Load Type	Force
Magnitude	1200.000 N
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	270.00 deg
Angle in Plane	90.00 deg

F _x	0.000 N
F _y	-1200.000 N
F _z	0.000 N

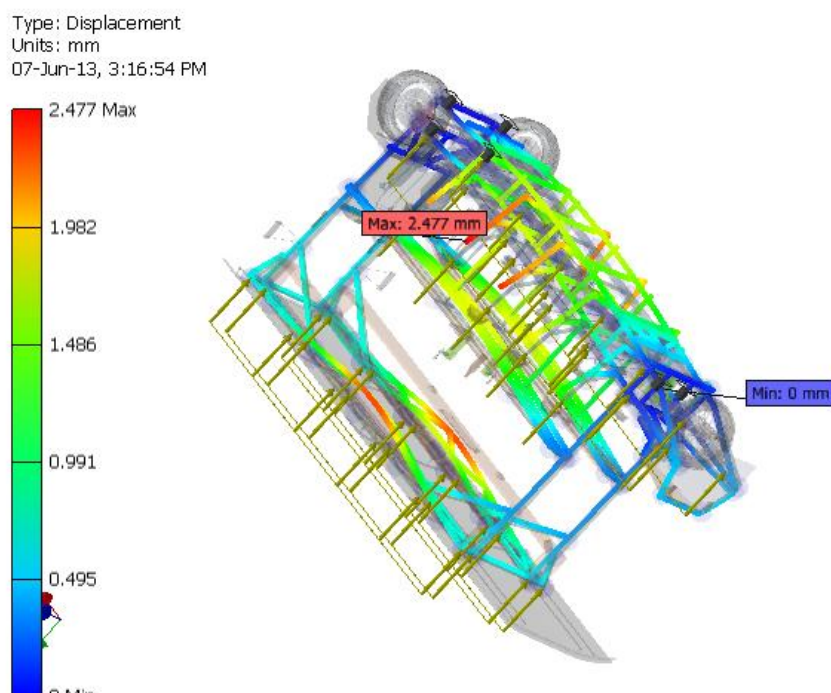
Као резултат се добија вредност угиба, односно померање носећег рама и максимални напони који се јављају код њега. Резултати су приказани у сликама и табелама.

Табела 6.4 - Резултати анализе

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0.000 mm	2.477 mm
Forces	F _x	-5922.870 N	5994.486 N
	F _y	-2933.731 N	2900.891 N
	F _z	-8984.916 N	8690.521 N
Moments	M _x	-345039.932 N mm	332590.009 N mm
	M _y	-872867.553 N mm	744695.094 N mm
	M _z	-183426.246 N mm	169382.842 N mm
Normal Stresses	S _{max}	-9.270 MPa	79.011 MPa
	S _{min}	-85.205 MPa	8.582 MPa
	S _{max} (M _x)	0.000 MPa	77.405 MPa
	S _{min} (M _x)	-77.405 MPa	-0.000 MPa
	S _{max} (M _y)	-0.000 MPa	67.019 MPa
	S _{min} (M _y)	-67.019 MPa	0.000 MPa
	S _{axial}	-10.006 MPa	10.345 MPa
Shear Stresses	T _x	-19.780 MPa	19.543 MPa
	T _y	-11.402 MPa	11.398 MPa
Torsional Stresses	T	-9.570 MPa	10.363 MPa

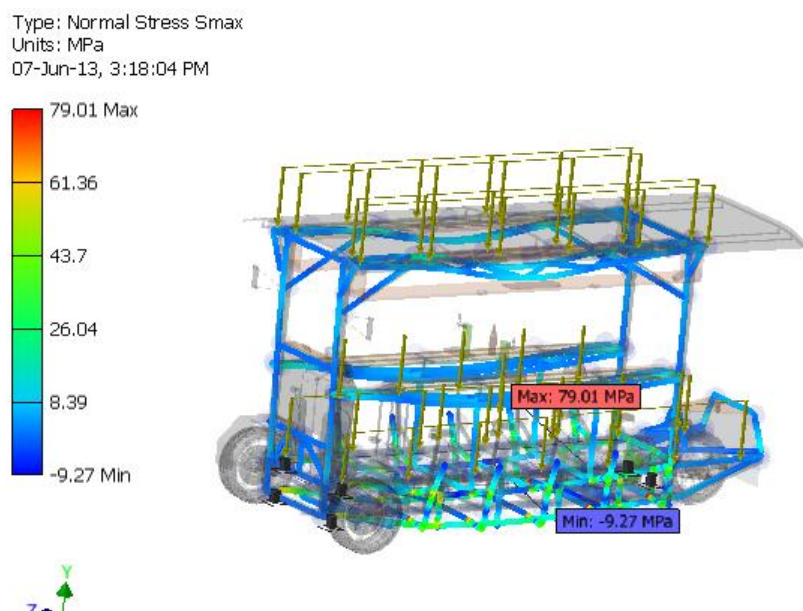


Слика 6.2 - Померање рама - приказ 1



Слика 6.3 - Померање рама - приказ 2

На крају анализе добијен је резултат померања рама од 2.477 mm што је занемарљиво у односу на дужину рама и масе коју носи.



Слика 6.4 - Нормални напон

Максимални нормални напон који се јављају након оптерећења износе $\sigma_{max} = 79,01$ МПа што је у дозвољеним границама у односу на затезну чврстоћу материјала.

Овом анализом је показано стање конструкције при пуној експлоатацији. Такође ови резултати указују да рам може да носи веће оптерећење од предвиђеног, што значи да у на неким местима може доћи до олакшања рама.

6.2 Анализа појединих делова у окружењу *stress analysis*

Анализа делова вршена је у софтверу *Autodesk Inventor* коришћењем радног окружења *Stress Analysis*. Ово окружење као вид анализе користи нумеричку методу коначних елемената (МКЕ) и даје визуелну претставу напонско-деформационих стања анализираних елемената услед деловања оптерећења која се задају на основу реалних услова рада.

6.2.1 Метода коначних елемената

Метода коначних елемената спада у савремене методе нумеричке анализе. Њена примена је прво почела у области прорачуна инжењерских конструкција. Основна идеја о такозваној физичкој дискрецији континуума, на којој се заснива МКЕ је врло стара, одприлике колико и људска жеља да се тешко решиви проблеми замене једноставнијим, за која се решења лакше налазе

Метод коначних елемената (МКЕ) спада у методе дискретне анализе. Заснива се на физичкој дискретизацији посматраног домена. Посматрани континуум са бесконачним бројем степени слободе се апроксимира дискретним моделом међусобно повезаних коначних елемената са коначним бројем степени слободе. Суштина апроксимације континуума по МКЕ се састоји у следећем:

- Посматрани домен континуума се дели на поддомене коначних димензија који се називају коначним елементима и заједно чине мрежу коначних елемената
- Коначни елементи су међусобно повезани у коначном броју тачака које се налазе на контури елемената и називају се чворови
- Стање променљиве поља у сваком коначном елементу се описује помоћу интерполационих функција (или функција облика)
- Интерполационе функције су унапред задате функције за један тип коначног елемента и представљају везу између вредности променљиве поља у било којој тачки коначног елемента и вредности променљиве поља у чворовима.

Управо начин превођења континуалних физичких система у дискретне, односно начин формирања система алгебарских једначина помоћу којих се апроксимира одређени контурни задатак, одређује варијанту МКЕ, која се разликује од осталих само у погледу формалног приступа. Постоје четири основна вида МКЕ: директна метода, варијациона метода, метода резидуума и метода баланса енергије. За основну формулацију у МКЕ, због своје општости и једноставности примене, сматра се варијациона формулација, која се заснива на варијационим принципима механике континуума (принцип о минимуму потенцијалне енергије, принцип о минимуму комплементарне енергије и Рајснеров варијациони принцип). Када се полази од принципа о минимуму потенцијалне енергије за основне непознате се усвајају кинематичке (деформацијске) величине, а по другом принципу о минимуму комплементарне енергије основне непознате су статичке величине. Рајснеров принцип као основне непознате усваја и статичке и кинематске величине. На тај начин су

добита три облика варијационе формулације МКЕ, под називом: метода деформација, метода сила и мешовита метода.

Функције помоћу којих се представља поље променљивих у елементу, називају се интерполационе функције, функције облика или апроксимативне функције. Помоћу интерполационих функција се успоставља непосредна веза између вредности функције у било којој тачки елемента и основних непознатих параметара у чворовима. Вредност функције у некој тачки се интерполира између њених вредности у чворовима. Помоћу ових функција одређена је само квалитативно промена функције у елементу, што значи да је дефинисан само њен облик док је интезитет те промене одређен вредностима параметара у чворовима. Од избора интерполационих функција зависи испуњење континуитета између појединих елемената. Према томе да ли су, или нису, задовољени услови континуитета односно компатибилности на границама између појединих елемената, елементи могу бити компатибилни и некомпатибилни односно конформни или неконформни. Елементи са вишим степеном континуитета дају тачнија решења од оних са нижим, али је њихово дефинисање знатно сложеније. Да би се разумеле основне поставке анализе МКЕ, није потребно детаљно познавати различите дисциплине теоријске и примењене механике, али је неопходно разумети неке основне појмове механике непрекидних средина. То су пре свега појмови напона и деформације, као и односи између ових величина, који се називају конститутивним релацијама. Процедура решавања проблема методом коначних елемената састоји се из пет специфичних корака:

1. Идентификација проблема
2. Дефинисање елемената
3. Формирање једначина за елемент
4. Повезивање једначина елемената
5. Нумеричко решавање глобалних једначина [10]

У овом раду приказане су само анализе појединих делова за које се сматра да важношћу своје функције заслужују да буду анализиране у овом раду.

6.2.2 Задње раме

Да би се извела анализа коришћењем окружења Stress Analysis потребно дефинисати одговарајуће услове и параметре при којима се анализа изводи и они су:

Табела 6.5 - Параметри мреже

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No

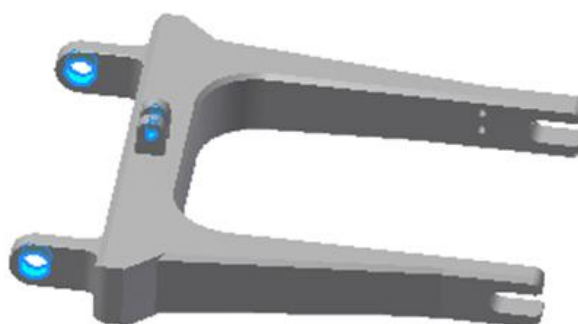
Use part based measure for Assembly mesh	Yes
--	-----

Табела 6.6 - Параметри усвојеног материјала

Name	Steel	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0.000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)	viljuska3	

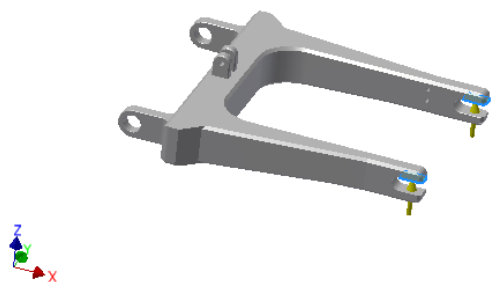
Приликом извођења анализа напонско-деформационог стања на 3D моделу, један од највећих проблема је како на што бољи начин поставити ограничења и оптерећења која би што је реалније могуће симулирала реална оптерећења приликом експлоатације испитиваног елемента у реалним условима.

Пре било које симулације, потребно је ограничити модел и његове степене слободе, слика 6.2.



Слика 6.2 - Ограничење задњег рамена

Задата оптерећења могу се видети на слици 6.3.



Load Type	Force
Magnitude	10000.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-10000.000 N

Слика 6.3 - Задато оптерећење

Резултати урађених анализа су приказани на следећим табелама и сликама:

Табела 6.7 - Резултати извршене анализе

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	10000 N	0 N	4648.96 N m	-32.0976 N m
		0 N		-4648.85 N m
		10000 N		0 N m

Табела 6.8 - Резултати извршене анализе

Name	Minimum	Maximum
Volume	4094540 mm ³	
Mass	32.1422 kg	
Von Mises Stress	0.00943082 MPa	200.4 MPa
1st Principal Stress	-47.6191 MPa	270.374 MPa
3rd Principal Stress	-222.493 MPa	73.7652 MPa
Displacement	0 mm	1.07799 mm
Safety Factor	1.03293 ul	15 ul
Stress XX	-186.372 MPa	199.212 MPa
Stress XY	-66.3441 MPa	69.3863 MPa
Stress XZ	-86.5373 MPa	69.7706 MPa
Stress YY	-69.9105 MPa	116.734 MPa
Stress YZ	-72.5971 MPa	62.6457 MPa
Stress ZZ	-150.942 MPa	228.248 MPa
X Displacement	-0.102992 mm	0.0953199 mm
Y Displacement	-0.119974 mm	0.118434 mm
Z Displacement	-1.07055 mm	0.028388 mm
Equivalent Strain	0.0000000438713 ul	0.000898648 ul
1st Principal Strain	0.0000000032234 ul	0.00107635 ul
3rd Principal Strain	-0.000910707 ul	0.00000000647834 ul
Strain XX	-0.000864777 ul	0.000903028 ul
Strain XY	-0.000410701 ul	0.000429534 ul
Strain XZ	-0.000535707 ul	0.000431913 ul
Strain YY	-0.000336019 ul	0.000338475 ul
Strain YZ	-0.000449411 ul	0.000387807 ul
Strain ZZ	-0.00062342 ul	0.000951906 ul

Пошто се изврши анализа, добијају се резултати величине напона и померања. Напони који су најреалнији и најбитнији за ову анализу су Вон Мизесови напони. Величине напона су приказане бојама и то свака боја поседује своју величину напона.

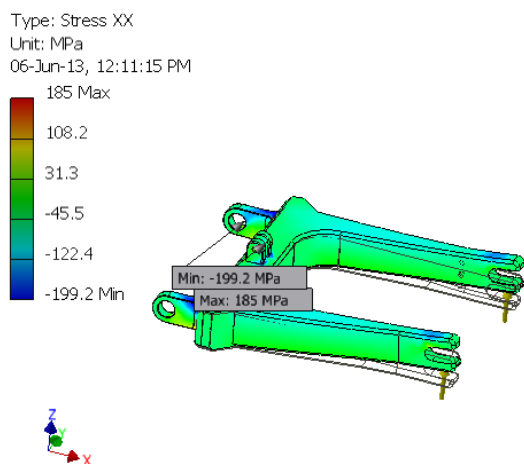
Тако се боје крећу од плаве (најповољнији услови у којима су напони минимални) па све до критичне црвене (најнеповољнији услови са максималним напонима).

Хипотеза ових напона гласи: критично стање у тачки напрегнутог тела при сложенем стању напрезања настаје онда када густина дисторзије енергије постигне критичну вредност исте при једноосном стању напрезања.

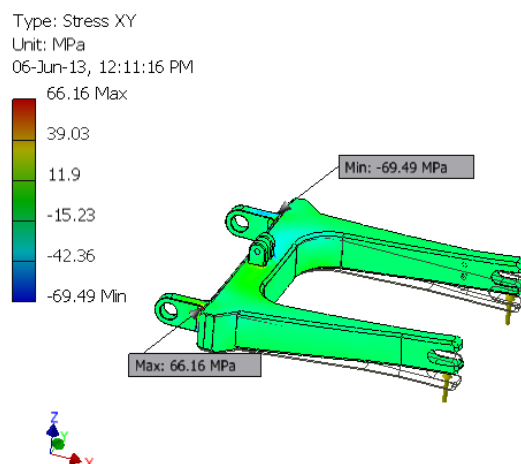
Померање представља расподелу вектора померања за све тачке на неком елементу који су измештени из једне области у другу.

Као што и сама дефиниција каже, улогу у овој области имају вектори који након задатог оптерећења врше своје измештање из почетне тачке у положај еквивалентан величини оптерећења елемента. Добија се резултат који се читава као максимално померање неког елемента након извршеног оптерећења. И у овом случају боје фигуришу величину померања која се јавља на неком елементу. Тако је плава боја одређена за најповољнији услов, када су померања минимална, док се за најнеповољнији услов примењује црвена боја са највећим померањима у елементу.

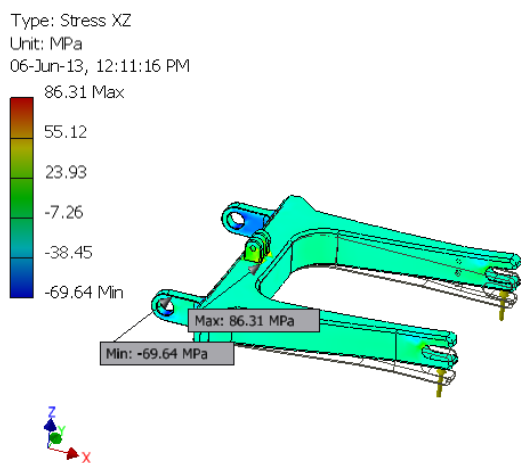
На следећим сликама приказани су резултати анализе.



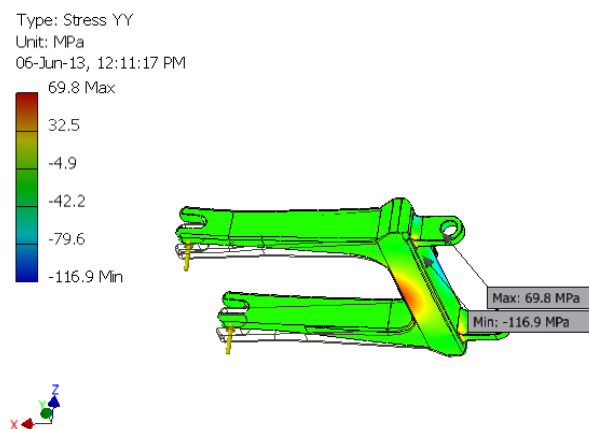
Слика 6.4 - Највећи напон у равни XX



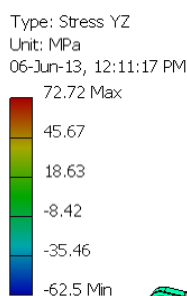
Слика 6.5 - Највећи напон у равни XY



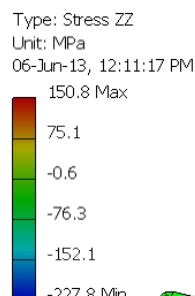
Слика 6.6 - Највећи напон у равни XZ



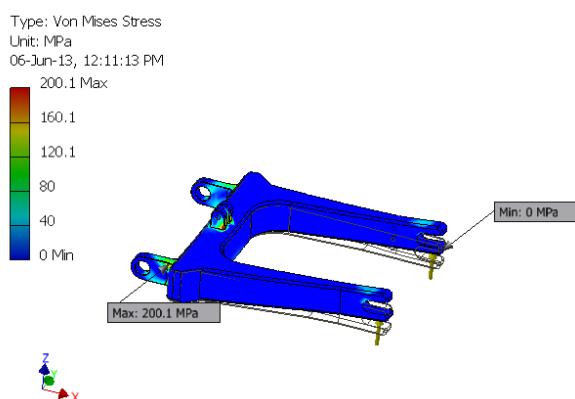
Слика 6.7 - Највећи напон у равни YY



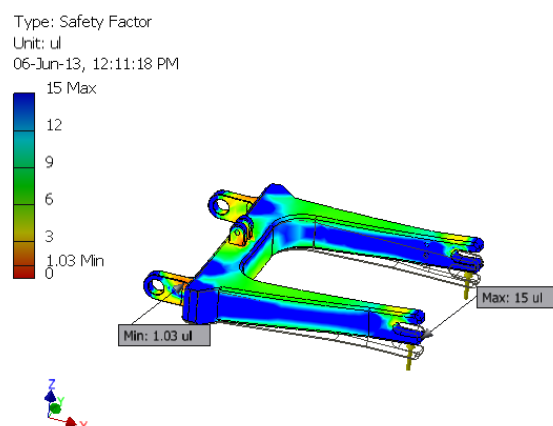
Слика 6.8 - Највећи напон у равни YZ



Слика 6.9 - Највећи напон у равни ZZ



Слика 6.10 - Укупни Вон Мизесов напон



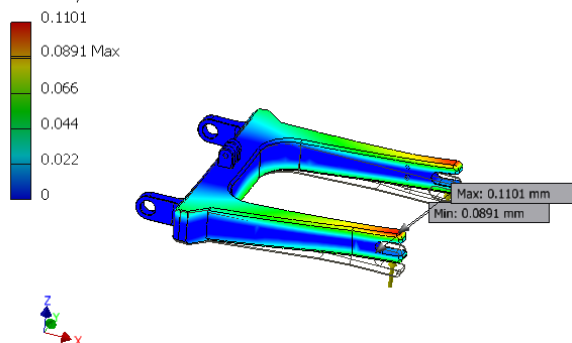
Слика 6.11 - Фактор сигурности

На основу извршене анализе за максимално оптерећење које се јавља, долази се до резултата који се налазе у границама највишег дозвољеног напона материјала. Приказани резултати напона по равнима пружа увид у највише напоне који се јављају на рамену. Тако је најмањи напон који је приказан у резултатима смештен у раван YY и износи свега 66,9 МПа, док се највећи напон јавља у равни XX и износи 185 МПа. Овако велики напон је узрок деловања оптерећења по равни Z. Иако је овај напон веома велик, задовољава границу максималне затезне чврстоће материјала.

У утицај оптерећења рамена улазе све вредности које су максималне по равнима, тако да се њиховом апроксимацијом добија средња вредност напона носећих профила која се назива и Вон Мизесов напон. Вредност овог напона је такође у границама затезне чврстоће и износи 200,1 МПа, па се као меродавна вредност узима у обзир при анализи и конструкцији рамена.

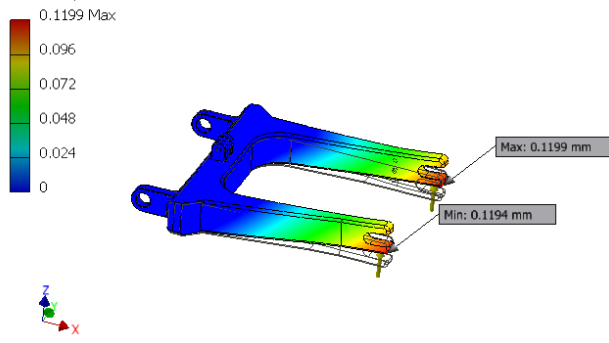
Када је померање у питању, такође је могуће вршити преглед свих угиба који се јављају у моделу, али са том разликом да се оно врши по правцима деловања оптерећења.

Type: X Displacement
Unit: mm
06-Jun-13, 12:11:19 PM



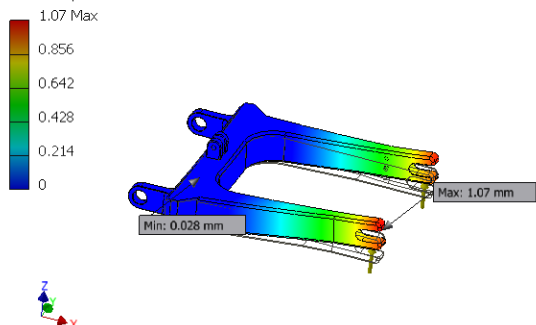
Слика 6.12 - Померање по X правцу

Type: Y Displacement
Unit: mm
06-Jun-13, 12:11:19 PM



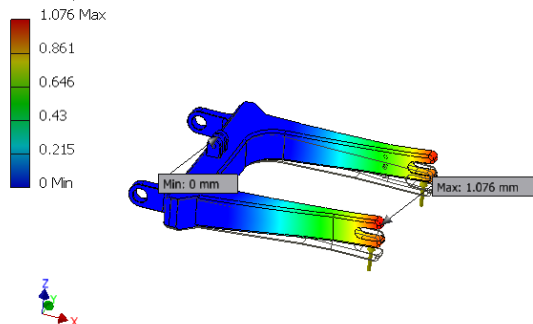
Слика 6.13 - Померање по Y правцу

Type: Z Displacement
Unit: mm
06-Jun-13, 12:11:20 PM



Слика 6.14 - Померање по Z правцу

Type: Displacement
Unit: mm
06-Jun-13, 12:11:18 PM



Слика 6.15 - Укупно померање

На основу извршене анализе на померања по правцима услед дејства оптерећења, долази се до максималних вредности померања рамена у оквиру једног правца. Добијени резултати показују да се најмањи угиб јавља по оси Z и износи 1,07 mm, док се највећи угиб јавља у оси Y и вредности је 0,1199 mm. Апроксимирањем све три величине угиба по правцима X, Y и Z, добија се вредност која је меродавна за анализу и конструисање и она износи 1,076 mm.

6.2.3 Уши

Као и у претходним анализама тако и у овој прво је потребно дефинисати параметре мреже, параметре материјала, ограничење и оптерећење.

Параметри који су дефинисани за ову анализу су дати у следећим табелама, такође, резултати су приказани у табелама и сликама.

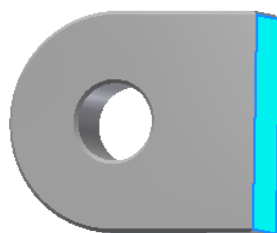
Табела 6.9 - Параметри мреже

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5

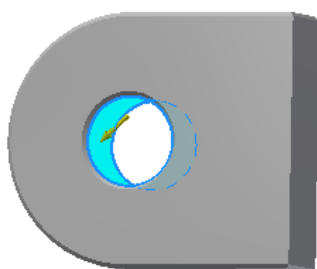
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes

Табела 6.10 - Параметри усвојеног материјала

Name	Steel	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	80.7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0.000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)	Usi	



Слика 6.16 - Ограничење



Load Type	Force
Magnitude	5000.000 N
Vector X	3708.546 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-3353.608 N

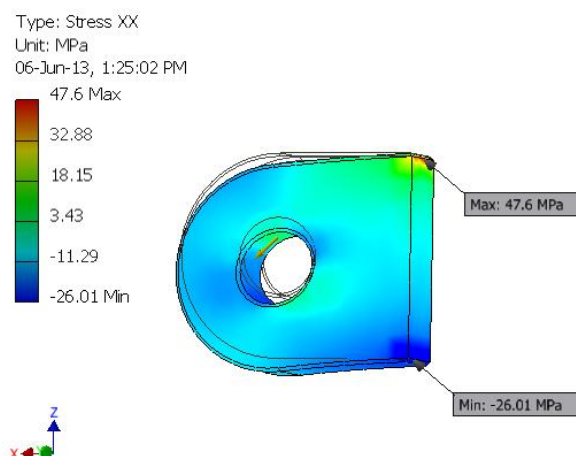
Слика 6.17 - Задато оптерећење

Табела 6.11- Резултати извршене анализе

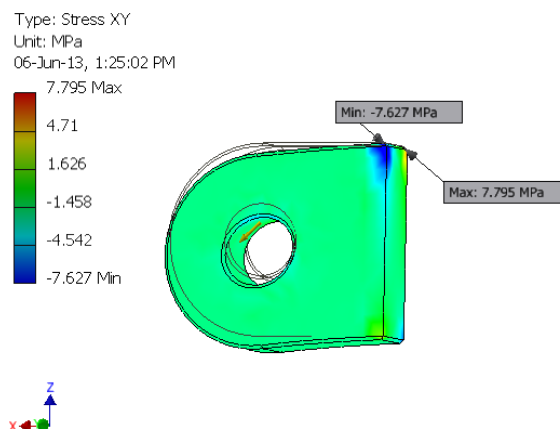
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	5000 N	-3708.55 N	134.145 N m	0 N m
		0 N		-134.145 N m
		3353.61 N		0 N m

Табела 6.12 - Резултати извршене анализе

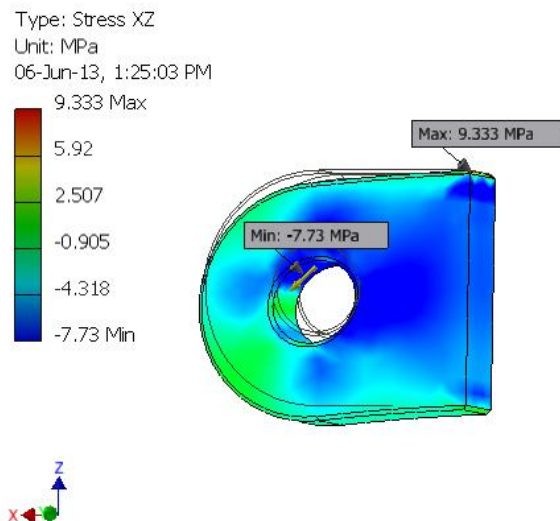
Name	Minimum	Maximum
Volume	69087.2 мм ³	
Mass	0.542334 kg	
Von Mises Stress	0.119219 MPa	36.4019 MPa
1st Principal Stress	-4.78393 MPa	47.7028 MPa
3rd Principal Stress	-26.177 MPa	9.16787 MPa
Displacement	0 мм	0.00460637 mm
Safety Factor	5.68652 ul	15 ul
Stress XX	-26.0105 MPa	47.5979 MPa
Stress XY	-7.62665 MPa	7.79454 MPa
Stress XZ	-7.73049 MPa	9.33252 MPa
Stress YY	-9.26273 MPa	17.0647 MPa
Stress YZ	-2.79963 MPa	2.68752 MPa
Stress ZZ	-9.1937 MPa	10.1169 MPa
X Displacement	-0.000999123 mm	0.00189409 mm
Y Displacement	-0.000176613 mm	0.000176493 mm
Z Displacement	-0.00456346 mm	0 mm
Equivalent Strain	0.000000519701 ul	0.000159922 ul
1st Principal Strain	0.000000414504 ul	0.000189664 ul
3rd Principal Strain	-0.000104707 ul	-0.000000331428 ul
Strain XX	-0.000103676 ul	0.000189015 ul
Strain XY	-0.0000472126 ul	0.0000482519 ul
Strain XZ	-0.0000478554 ul	0.0000577727 ul
Strain YY	-0.0000285989 ul	0.0000135994 ul
Strain YZ	-0.000017331 ul	0.000016637 ul
Strain ZZ	-0.0000647143 ul	0.0000489532 ul



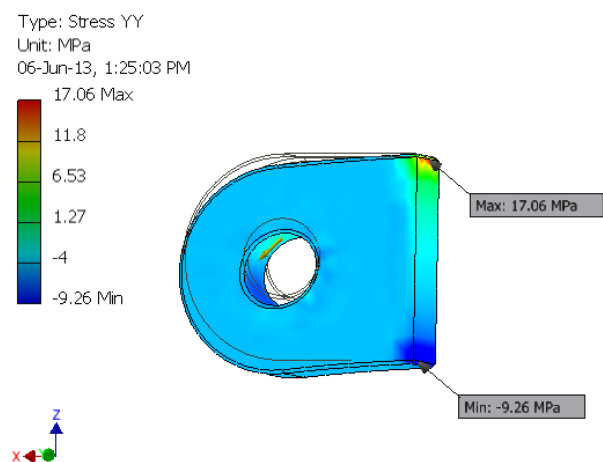
Слика 6.18 - Највећи напон у равни XX



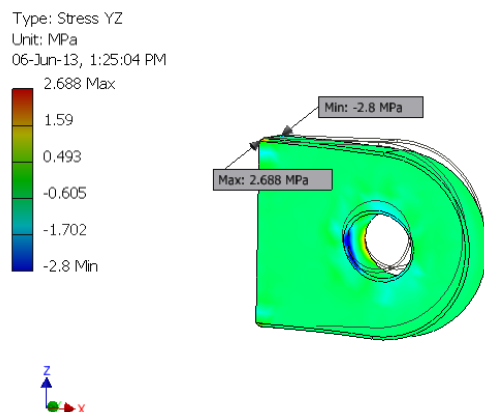
Слика 6.19 - Највећи напон у равни XY



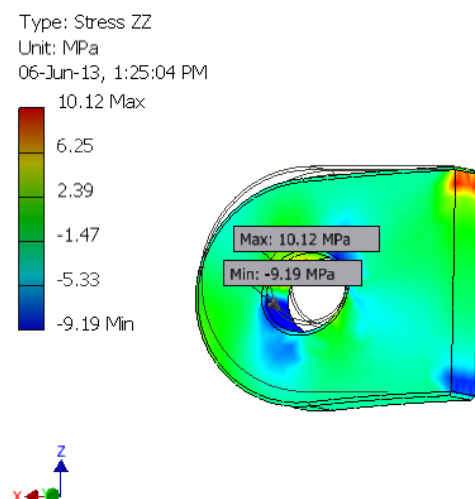
Слика 6.20 - Највећи напон у равни XZ



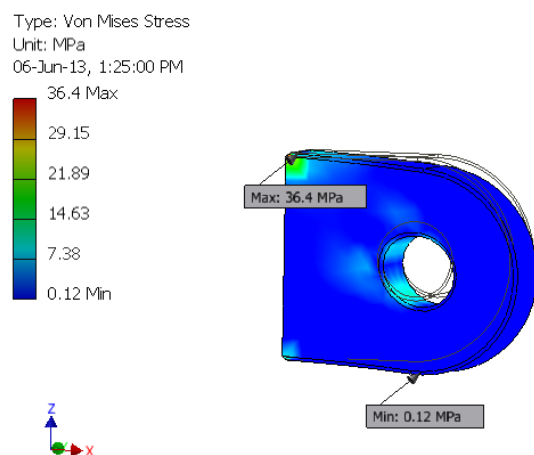
Слика 6.21 - Највећи напон у равни YY



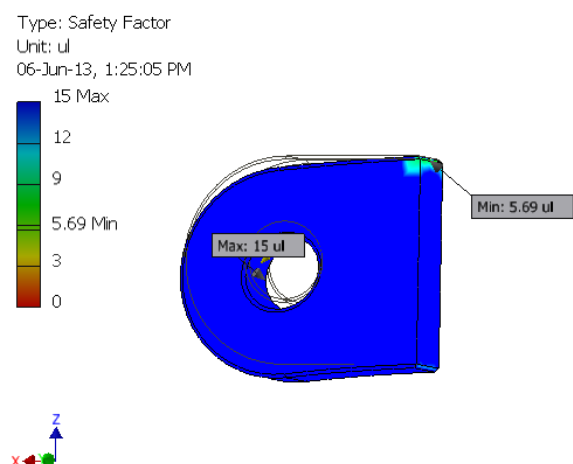
Слика 6.22 - Највећи напон у равни YZ



Слика 6.23 - Највећи напон у равни ZZ



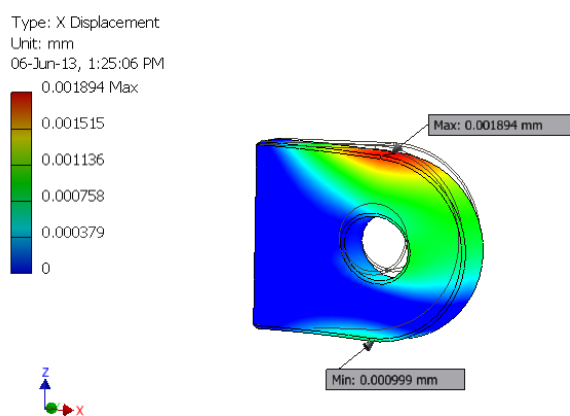
Слика 6.24 - Вон Мизесов напон



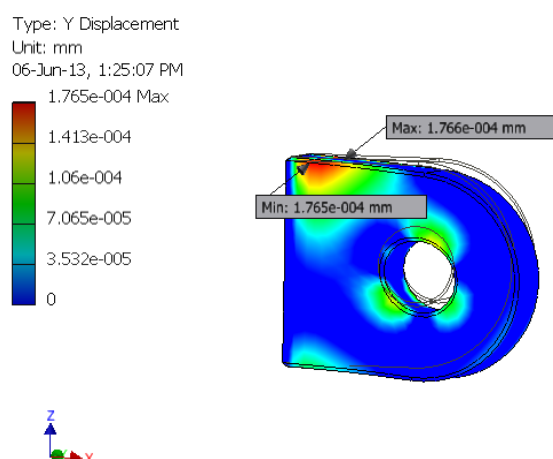
Слика 6.25 - Фактор сигурности

За максимално оптерећење које се јавља, доводи до резултата који су приказани у претходном делу. Приказани резултати напона по равнима пружа увид у највише напоне који се јављају на ушима. Тако је најмањи напон који је приказан у резултатима смештен у раван YZ и износи 2,688 МПа, док се највећи напон јавља у равни XX и износи 47,6 МПа. Овај напон је веома мали, задовољава границу максималне затезне чврстоће материјала.

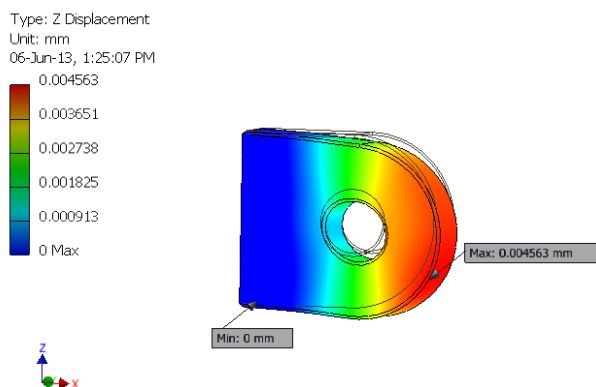
Вредност Вон Мизесовог напона је такође у границама затезне чврстоће и износи 36,4 МПа, па се као меродавна вредност узима у обзир при анализи и конструкцији уши.



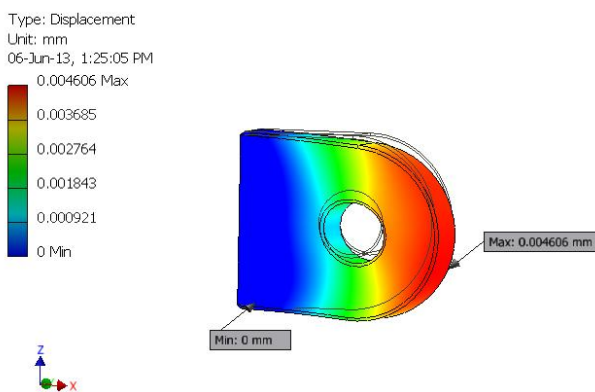
Слика 6.26 - Померање по X правцу



Слика 6.27 - Померање по Y правцу



Слика 6.28 - Померање по Z правцу



Слика 6.29 - Укупно померање

На основу извршене анализе на померања по правцима услед дејства оптерећења, долази се до максималних вредности померања ушију у оквиру једног правца. Добијени резултати показују да се најмањи угиб јавља по оси Y и износи 1, 765e-004 mm, док се највећи угиб јавља у оси Z и вредности је 0,004563 mm. Апроксимирањем све три величине померања по правцима X, Y и Z, добија се вредност која је меродавна за анализу и конструисање и она износи 0,004606 mm.

6.2.4 Носач седишта

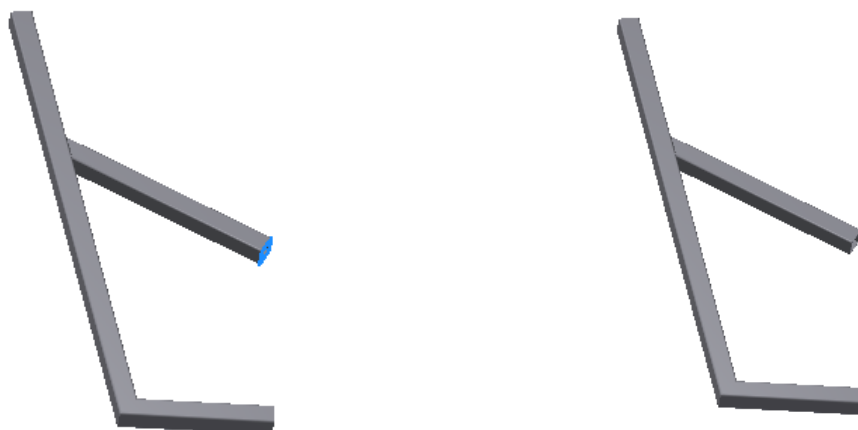
И у овој анализи су прво задати параметри, који се могу видети у табелама, и приказани су резултати у табелама и помоћу слика.

Табела 6.13 - Параметри мреже

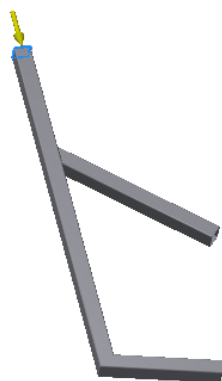
Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Табела 6.14 - Параметри усвојеног материјала

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7.86 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
	Shear Modulus	86.2745 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0.000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)	DIN 30 x 30 x 2 00000001 DIN 30 x 30 x 2 00000002 DIN 30 x 30 x 2 00000003	



Слика 6.30 - Ограничење задњег рамена



Load Type	Force
Magnitude	1200.000 N
Vector X	1181.769 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-208.378 N

Слика 6.31 - Задато оптерећење

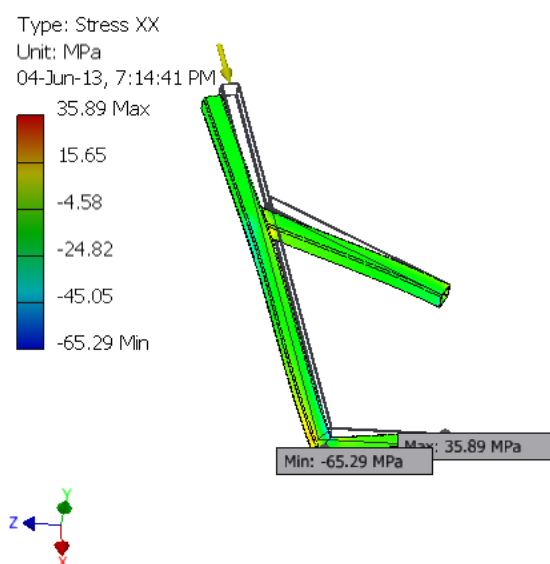
Табела 6.15 - Резултати извршене анализе

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	391.701 N	-374.47 N	74.0969 N m	-0.33968 N m
		0 N		-74.0961 N m
		-114.899 N		0 N m
Fixed Constraint:2	873.345 N	-811.507 N	117.085 N m	-0.192232 N m
		0 N		-117.085 N m
		322.78 N		0 N m

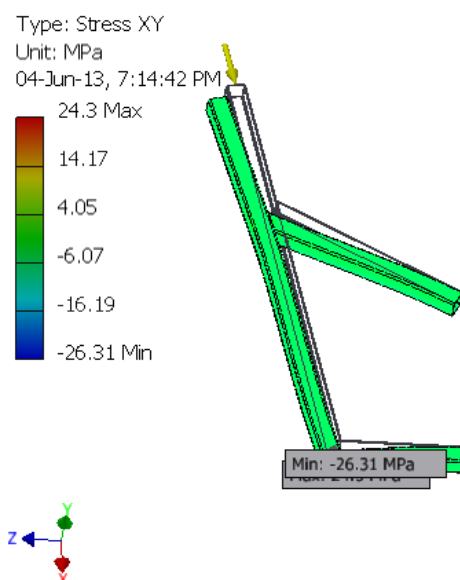
Табела 6.16 - Резултати извршене анализе

Name	Minimum	Maximum
Volume	261762 mm ³	
Mass	2.05745 kg	
Von Mises Stress	0.123691 MPa	79.7599 MPa
1st Principal Stress	-30.022 MPa	102.135 MPa
3rd Principal Stress	-107.499 MPa	28.6097 MPa
Displacement	0 mm	0.426358 mm
Safety Factor	2.59529 ul	15 ul
Stress XX	-65.2883 MPa	35.8907 MPa
Stress XY	-26.3108 MPa	24.2957 MPa
Stress XZ	-19.7791 MPa	23.4708 MPa
Stress YY	-37.7708 MPa	35.8907 MPa
Stress YZ	-34.8228 MPa	37.6361 MPa
Stress ZZ	-99.5772 MPa	94.6206 MPa
X Displacement	-0.0000538794 mm	0.301064 mm
Y Displacement	-0.00476851 mm	0.00316074 mm
Z Displacement	-0.0221002 mm	0.305283 mm
Equivalent Strain	0.000000479703 ul	0.000332074 ul

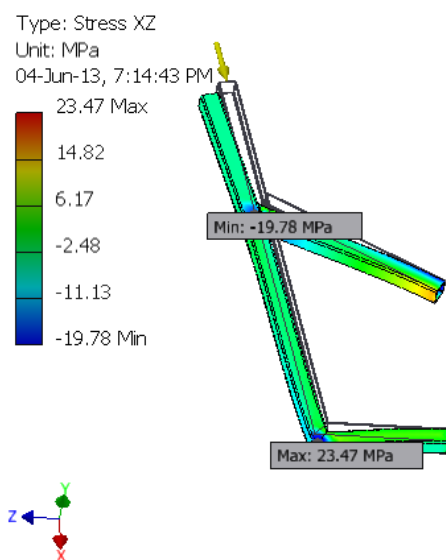
1st Principal Strain	-0.000000799991 ul	0.000383915 ul
3rd Principal Strain	-0.000404106 ul	0.00000716367 ul
Strain XX	-0.000222254 ul	0.000123684 ul
Strain XY	-0.000152483 ul	0.000140804 ul
Strain XZ	-0.000114629 ul	0.000136024 ul
Strain YY	-0.000154222 ul	0.000168893 ul
Strain YZ	-0.000201814 ul	0.000218118 ul
Strain ZZ	-0.000358197 ul	0.000340367 ul
Contact Pressure	0 MPa	349.919 MPa
Contact Pressure X	-208.93 MPa	100.705 MPa
Contact Pressure Y	-54.0889 MPa	40.0392 MPa
Contact Pressure Z	-280.367 MPa	176.277 MPa



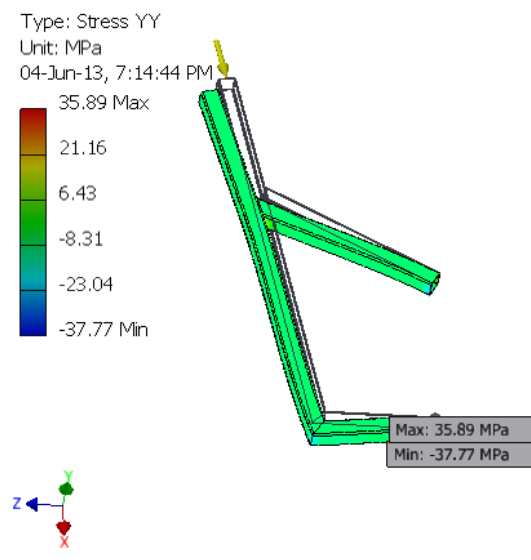
Слика 6.32 - Највећи напон у равни XX



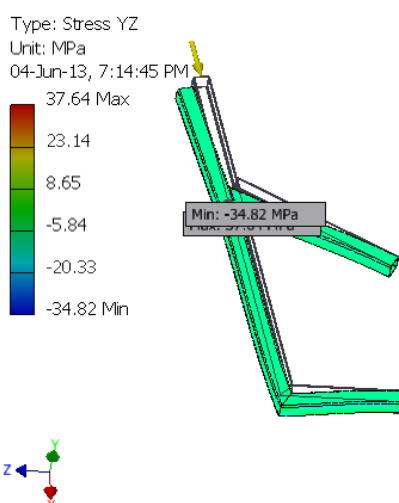
Слика 6.33 - Највећи напон у равни XY



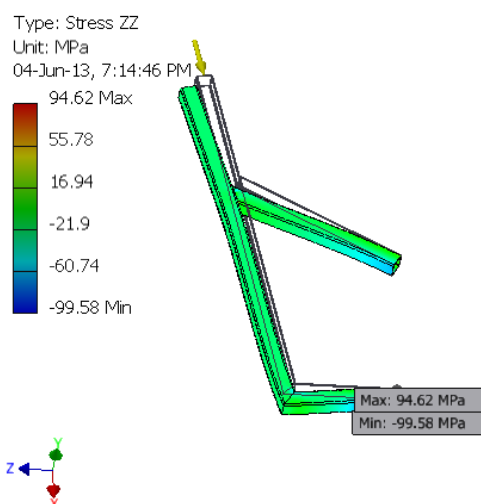
Слика 6.34 - Највећи напон у равни XZ



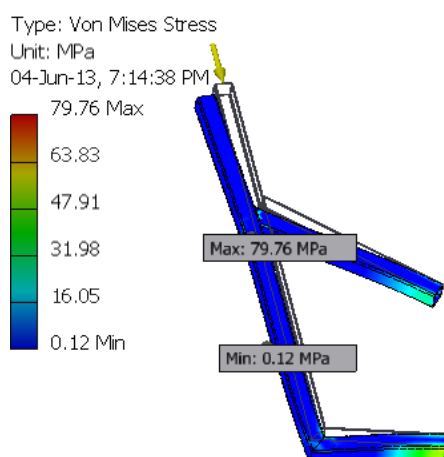
Слика 6.35 - Највећи напон у равни YY



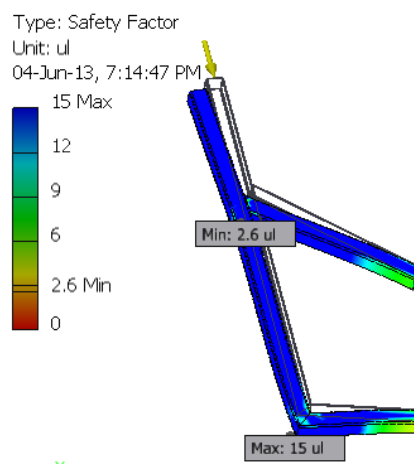
Слика 6.36 - Највећи напон у равни YZ



Слика 6.37 - Највећи напон у равни ZZ



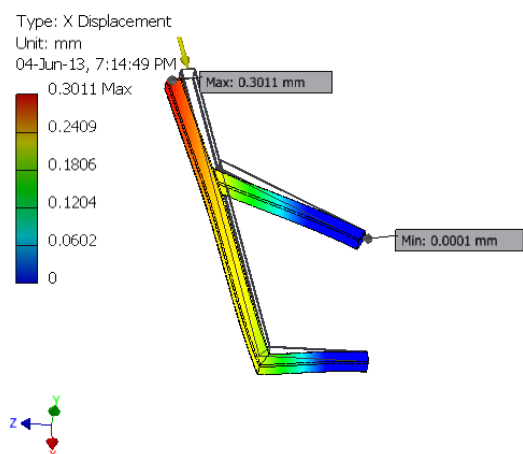
Слика 6.38 - Вон Мизесов напон



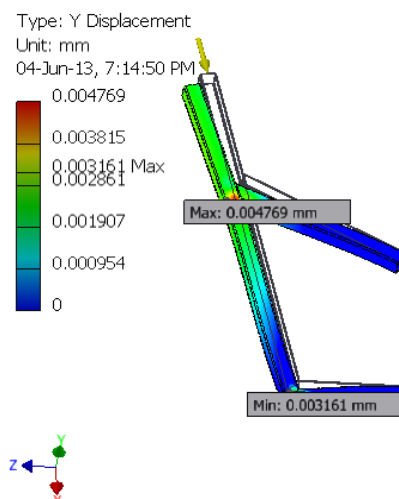
Слика 6.39 - Фактор сигурности

Извршена анализа за максимално оптерећење које се јавља, доводи до резултата битних за анализирање конструкције. Оптерећење је задато на месту где належе штицна седишта. Приказани резултати напона по равнима пружа увид у највише напоне који се јављају на раму седишта. Тако је најмањи напон који је приказан у резултатима смештен у раван XZ и износи 23,47 МПа, док се највећи напон јавља у равни ZZ и износи 94,62 МПа. Овај напон је веома мали, задовољава границу максималне затезне чврстоће материјала.

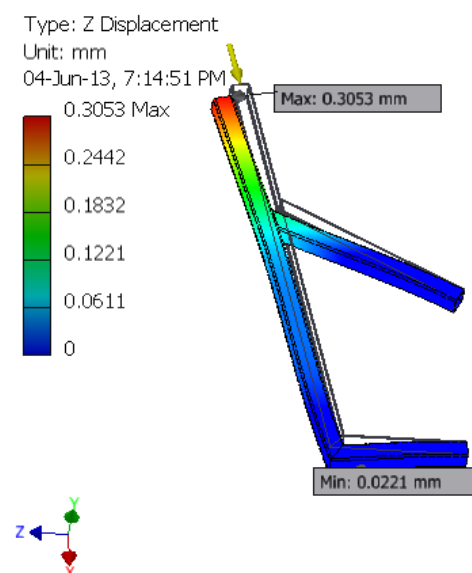
Вредност Вон Мизесовог напона је такође у границама затезне чврстоће и износи 79,76 МПа.



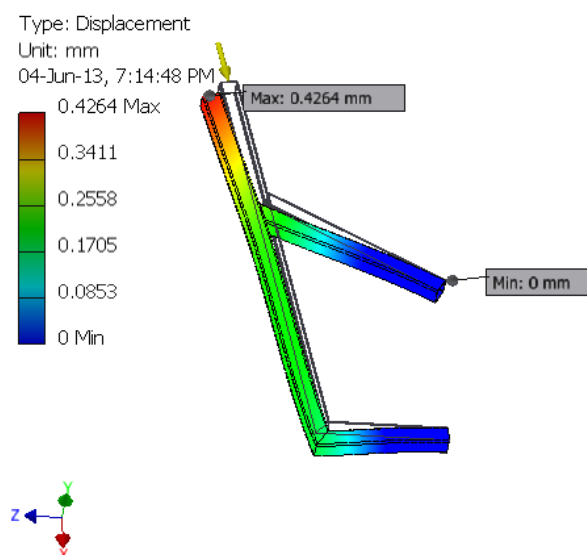
Слика 6.40 - Померање по X правцу



Слика 6.41 - Померање по Y правцу



Слика 6.42 - Померање по Z правцу



Слика 6.43 - Укупно померање

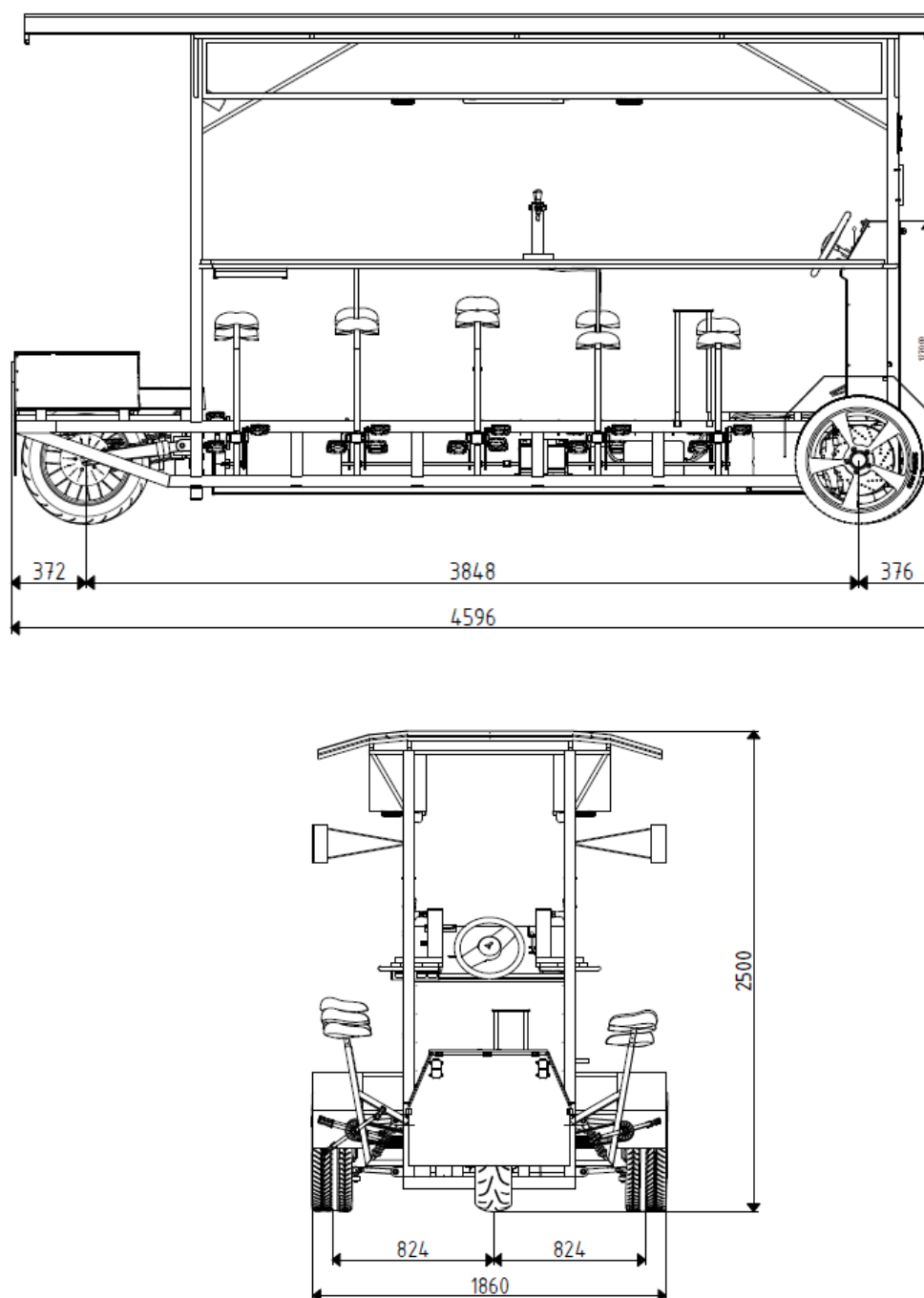
Добијени резултати показују да се најмањи угиб јавља по оси Y и износи 0,00476 mm, док се највећи угиб јавља у оси Z и вредности је 0,3053 mm. Апроксимирањем све три величине померања по правцима X, Y и Z, добија се вредност која је меродавна за анализу и конструисање и она износи 0,4264 mm.

Спроведене анализе су показале да испитани елементи могу да издрже задата оптерећења.

7. ТЕХНИЧКА ДОКУМЕНТАЦИЈА

7.1 Технички цртежи

У прилогу овог рада је дат технички цртеж конструкције. Због обимности уз рад нису приложени саставница као и техничка документација саставних делова. Габаритне димензије трицикла су приказане на слици 7.1.



Слика 7.1 - Димензије трицикла

7.2 Техничко упутство

7.2.1 Основне техничке карактеристике

Трицикл је врста возила која је намењана за уживање и рекреацију његових корисника. Пре свега је нарављен за коришћење у парковима и местима где је интезитет саобраћаја смањен на минимум или га уопште и нема.

Погон врше корисници који окретањем педала стварају снагу за његово покретање. Максималан број људи који може да учествује у покретању је 10. Максимална брзина којом може да се креће је 30 km/h.

Гасбаритне димензије и међуосовинско растојање приказано је на слици 7.1.

Маса празног трицикла износи 600kg. Укупна маса коју може да понесе је 1400 kg

Максималну снагу коју треба постизати на педалама не треба да прелази величину већу од 0,24 kW.

Максимални нагиб који може трицикл да савлада уз минималну брзину је 7%. Пожељно је да се креће по равном терену, а узбрдице избегавати.

7.2.2 Начин коришћења

Да би конструкција била покренута, неопходно је да њени корисници заузму своја места.

При заузимању места неопходно је да **за воланом трицикла седи особа која не конзумира алкохол!** неопходно је да та особа познаје основна правила саобраћаја (да поседује минимум дозволу за PSP) и да је пунолетна особа.

Места која служе за покретање, односно на којима се налазе педале, пожељно је да буду равноправно попуњена са једне и са друге стране (на пример ако има осам особа које покрећу, пожељно је да буду четири са једне стране четири са друге, а не рецимо пет са једне, три са друге). При заузимању места пожељно је да најтеже особе заузимају места ближе осовинама конструкције.

Свако седиште је подесиво по висини, препорука је да се седиште подеси на такву висину да када је педала у доњем положају нога буде права. Важно је чврсто причврстити клин који служи за подешавање седишта.

Особа која би опслуживала заузима место између два шанка.

7.2.3 Одржавање и практичне инструкције

Пре сваке употребе потребно је проверити (визуалан преглед):

- ниво уља у кочионом систему,
- да ли је притисак у гумама у границама дозвољеног,
- да ли функционишу сва светла и сигнали,
- да ли је притисак у боци за азот у границама дозвољеног,
- провера количине пива и азота у боцама,

- проверити како су боце причвршћене

Повремено је потребно проверити:

- хидрауличну инсталацију кочница,
- заварене спојеве рама,
- везу точкова са рамом конструкције,
- вратила и лежајеве
- везу између мењача и рама.

Ниво уља у кочионом систему мора да је увек изнад преградног зида који се налази у посуди кочионог система.

Замену боце са азотом и буради са пивом врши одређено лице, корисницима строго је забрањен конакт са системом за пиво осим са точилицом.

Пре сваке замене боце са пивом неопходно је извршити испирање система за пиво.

Трицикл није намењен за вожњу зими, па је неопходно пре почетка коришћења сваке сезоне извршити замену уља у кочницама, извршити подмазивање ланчаних преносника и проверу мазива у лежајевима. Пре сваког дужег паркирања треба извадити боце са азотом и систем за пиво. Такође, треба конструкцију заштитити од корозије.

7.2.4 Важне напомене

- Сервис и поправке потребно је да врше искључиво овлашћена лица за то.
- Строго забрањено конзумирање алкохола особе које управља системом.
- Конзумирање алкохола у великим количинама је забрањено!
- Видно пијаним особама забрањено седање на седиштима намењена за окретање педала!
- У току вожње забрањено је вршити неке преправке на конструкцији и поправке без овлашћеног лица.
- Боца са CO₂ мора увек бити учвршћена и постављена у усправном положају!
- Није дозвољено прикључивати буре са пивом директно на боцу са CO₂ без коришћења редукцијског вентила!
- Прикључено буре не скидати без потребе док се не источи.

7.3 Фотореалистички приказ

У овом делу рада приказани су слике конструкције у природи. Сlike су урађене у окружењу *Inventor Studio* програмског пакета *Autodesk Inventor*.

Сlike од 7.2 до 7.9 приказују конструкцију у Спомен - парку „Крагујевачки октобар“ (познат и под именом Спомен-парк „Шумарице“) који се налази у Крагујевцу.



Слика 7.2 - Трицикл испред споменика V3



Слика 7.3 - Трицикл испред споменика V3



Слика 7.4 - Трицикл на благој узбрдици



Слика 7.5 - Трицикл испред Спомен - музеја „21 октобар“



Слика 7.6 - Трицикл на низбрдици



Слика 7.7 - Трицикл



Слика 7.8 - Трицикл



Слика 7.9 - Трицикл

ЗАКЉУЧАК

На основу овог мастер рада, који даје увид у читав процес конструисања једне конструкције, може се закључити да процес конструисања није баш тако једноставан процес и да поред техничког знања захтева један активан период проучавања и упознавања са различитим решењима и идејама.

Први део овог рада претставља увод у процес конструисања, од саме идеје до имплементације те идеје. Идеја је од самог почетка па до краја пролазила кроз све фазе конструисања.

Пре разраде конструкције направљене су три варијанте концепције. Свака од могућих варијанти конструкције је детаљно анализирана како би се дошло до оптималне варијанте.

Наравно, да би се почело са израдом модела потребно је пре свега извршити одређена димензионисања конструкције чиме би се обезбедио исправан рад у одређеним условима. На самом почетку извршени прорачун потребне силе за њено покретање. Затим је извршен прорачун потребне снаге које треба произвести за њено покретање и постизање одређених брзина, као и димензионисање одређених елемената који уествују у преносу снаге.

Као прва препрека и највећи проблем при разради ове конструкције представљао је пренос снаге. Овај проблем је захтевао измене многих система на конструкцији, па чак и самог рама који је основа. Пре усвајања самог рама извршене су анализе и тежило се да се при пројектовању добије конструкција рама која је може да обезбеди потребну крутост и да омогући обједињавање свих елемената конструкције, а да притом буде што лакша.

Концепција систем за ослањање са два точка напред и једним погонским позади је помогла у олакшавању саме конструкције и што бољег искоришћења снаге. Избегавањем коришћења погонског моста на задњим точковима знатно се добило на уштеди масе конструкције и безбедности путника.

Систем за кочење је један од важних делова конструкције, можда и најважнији, чији рад ни једног тренутка се не сме довести у питање. Из тог разлога поред радне кочнице конструкција има и паркирну кочницу која је тако пројектована да када је то потребно може послужити као и помоћна кочница.

Сви остали системи мање више служе за што удобнију, сигурнију и забавнију вожњу кориника.

Применом знања стечених истраживањем и упознавањем са разним деловима конструкције долази се до одређених закључака који у даљем раду читав процес усмеравају у смеру ка добијању најбољег решења.

Да би се направила једна поуздана конструкција, читав процес од идеје до израђеног модела био је испраћен одређеним пропратним анализама како би се стекао увид у могућности изабраних решења.

Као велику олакшицу процесу конструисања дате конструкције чини примена CAD софтвера, чији широки спектар алата процес конструисања диже на један напредни

ниво. С тога се може закључити да је инжењерима данас дато широко поље развијања креативности кроз брзу могућност визуелизације и анализе израђиване конструкције, што је показао и овај рад.

Акценат на анализама је стављен само на критичним елементима конструкције чији отказ може имати велике последице по конструкцију.

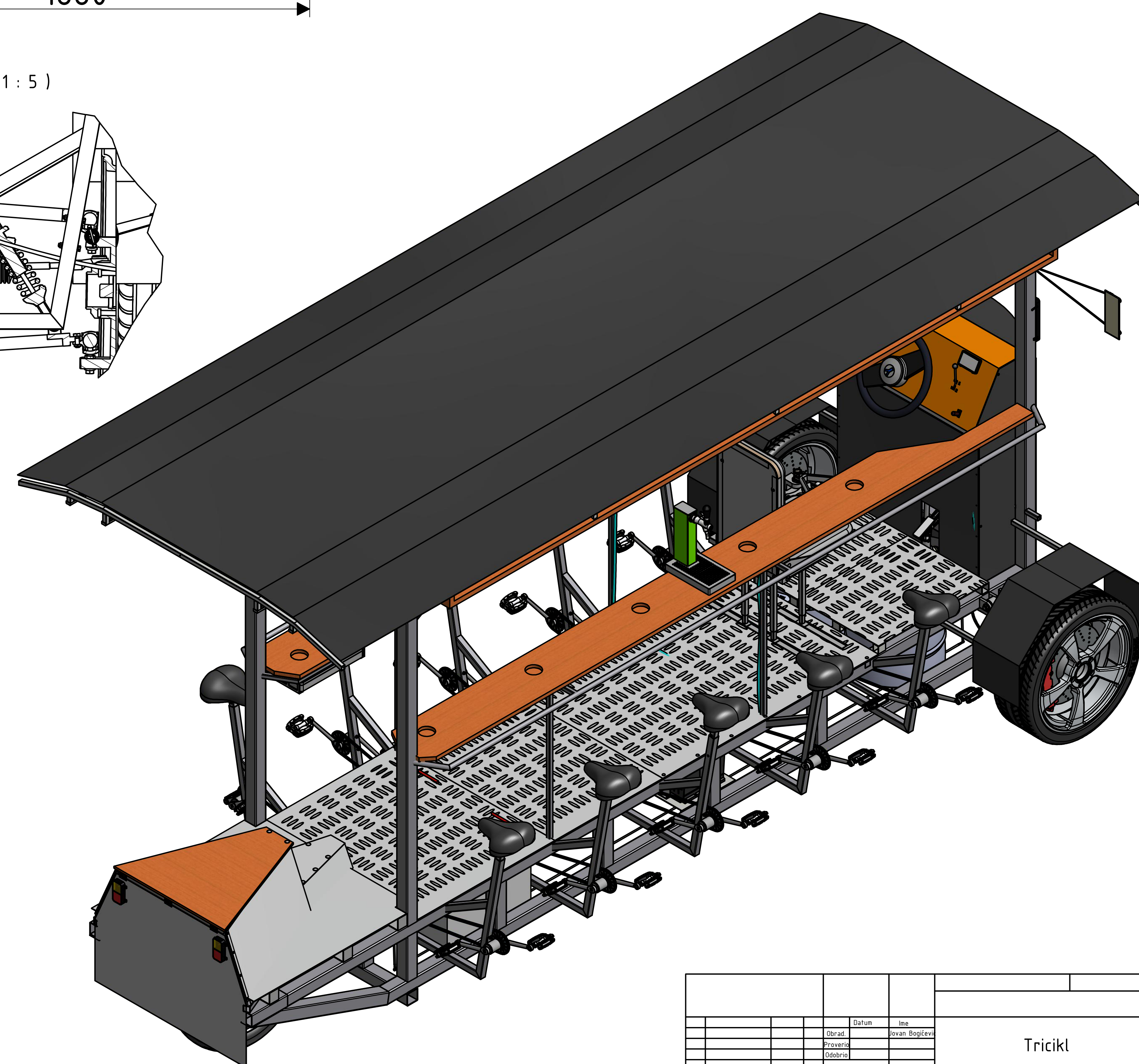
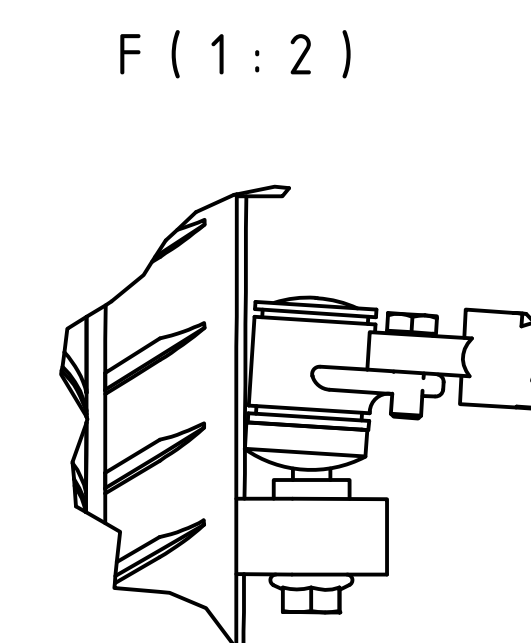
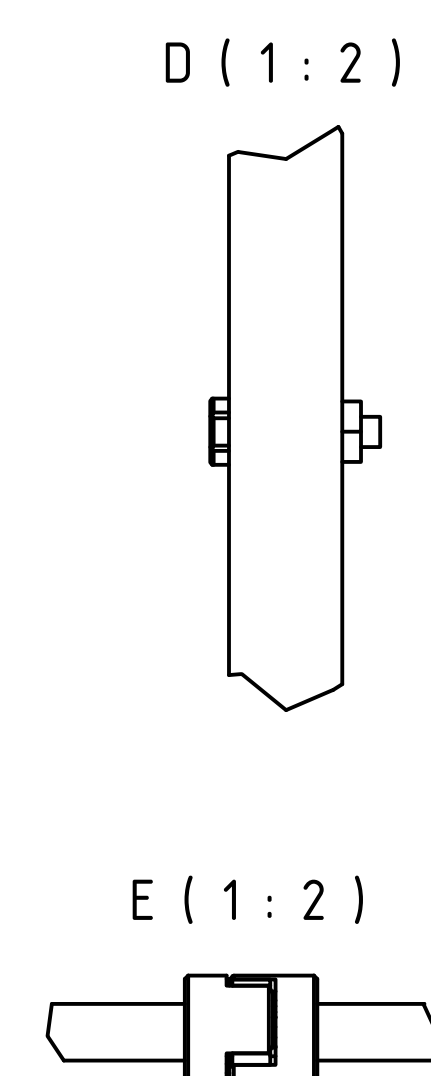
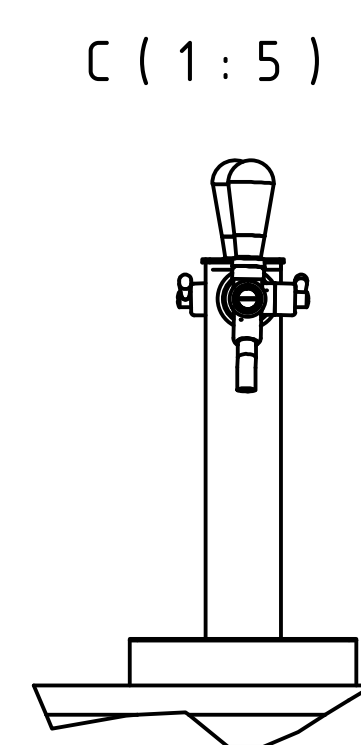
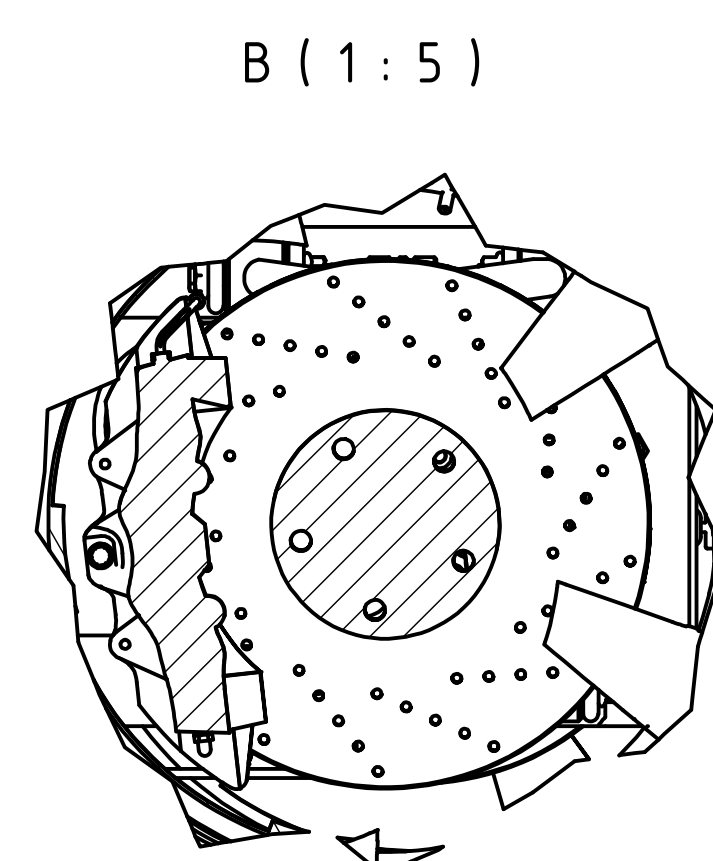
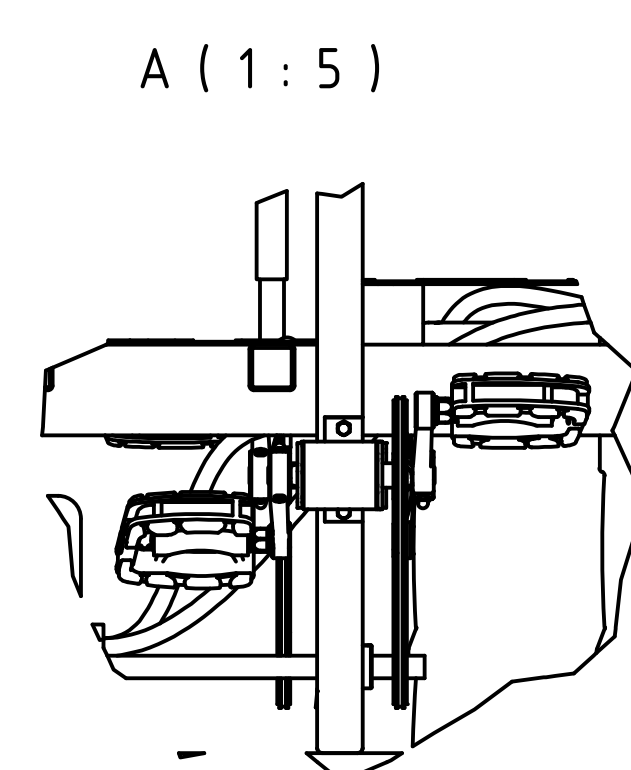
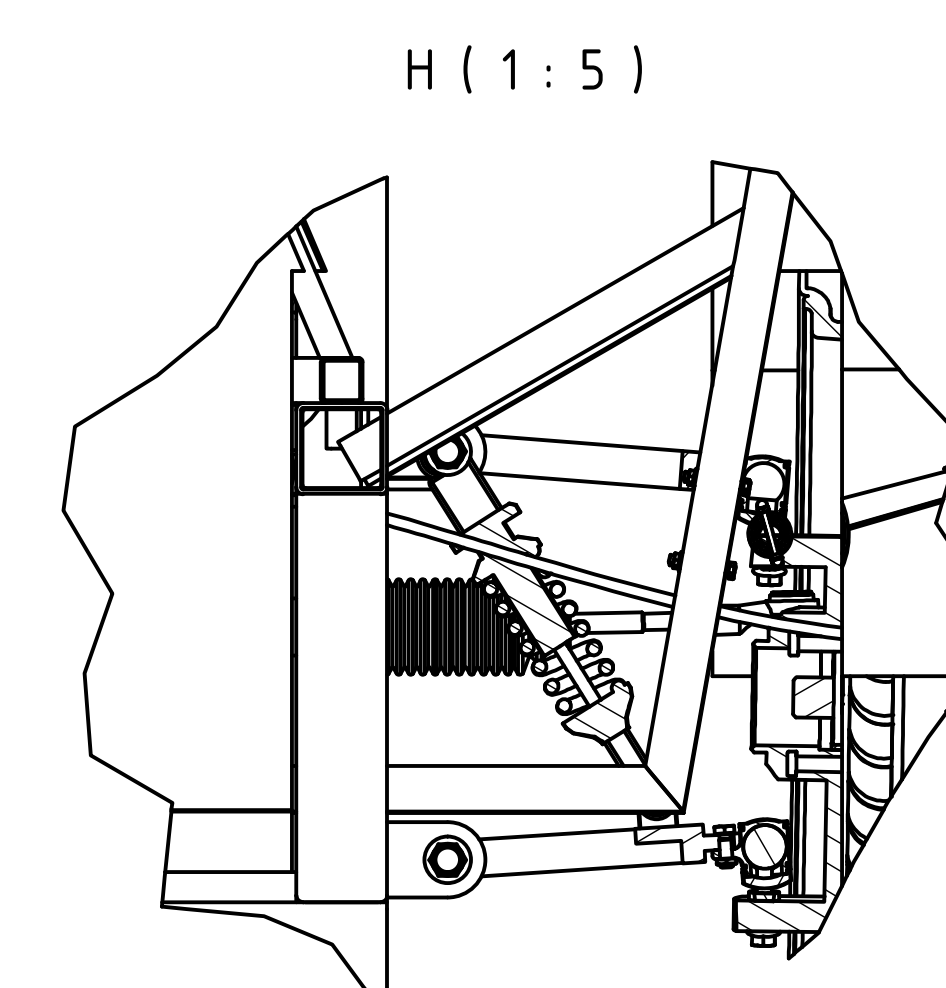
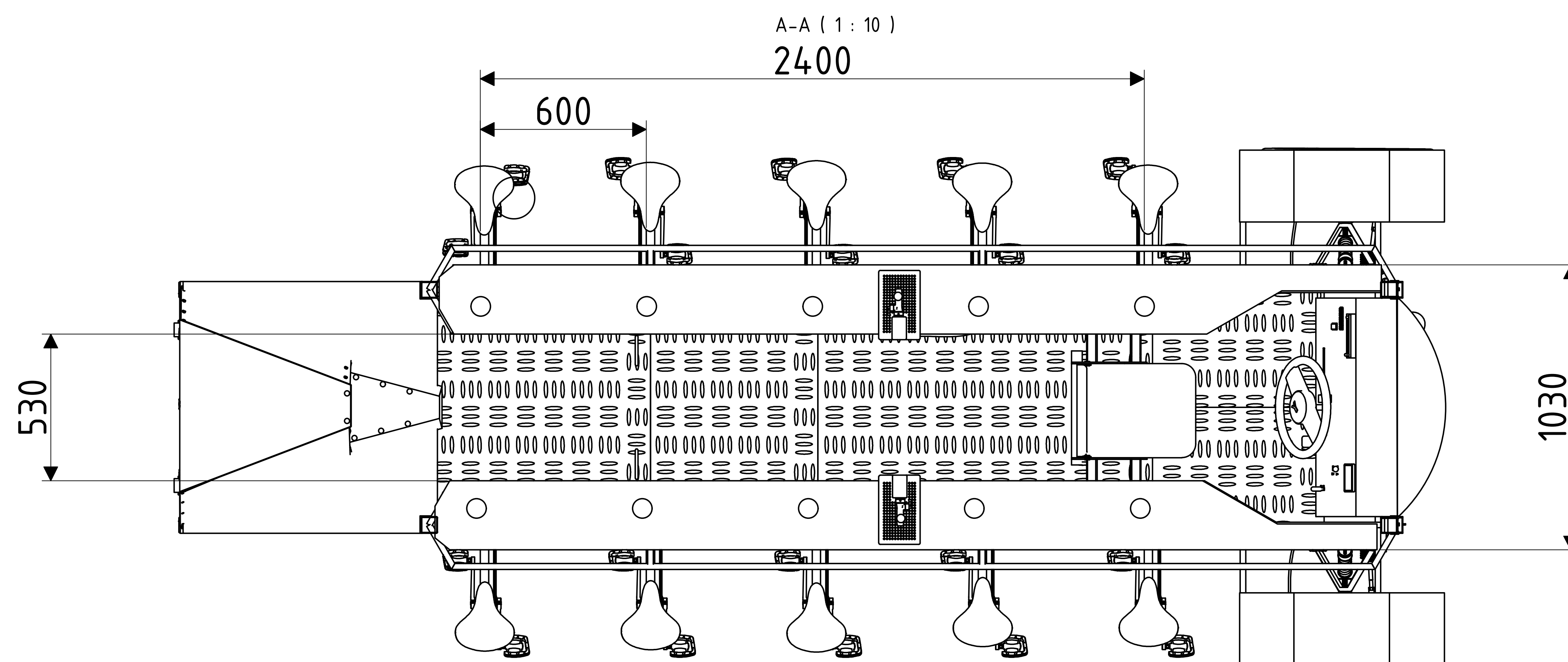
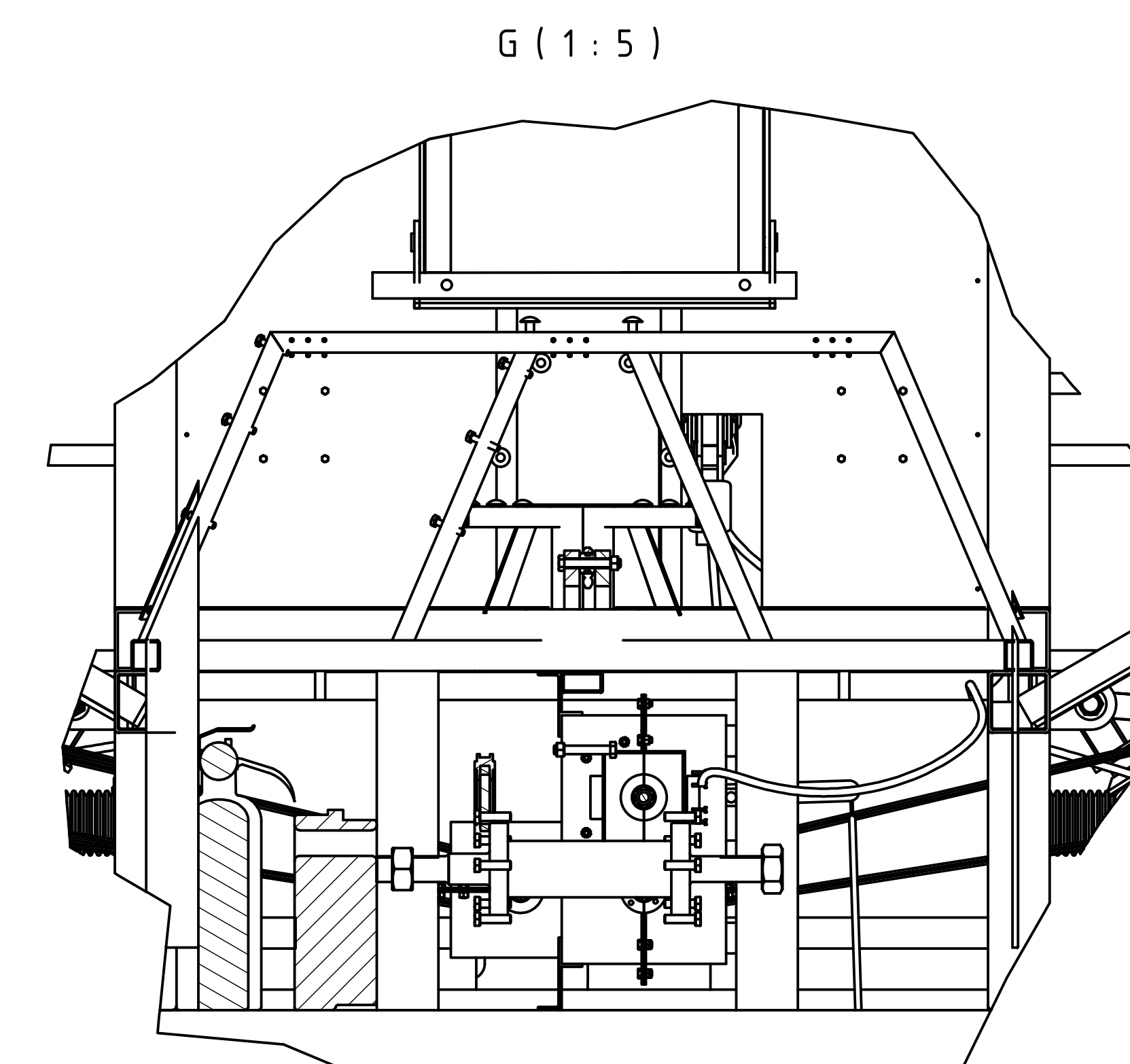
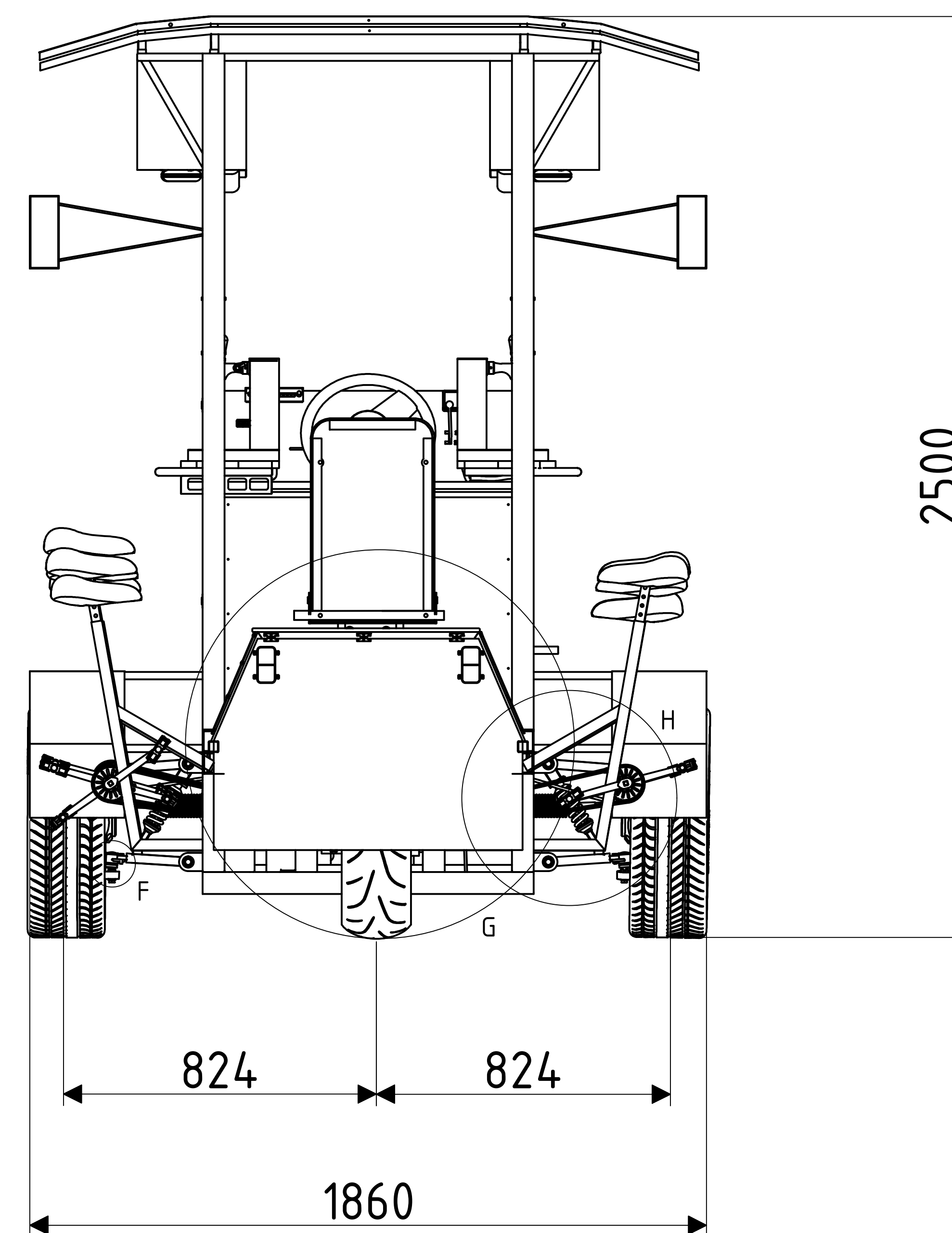
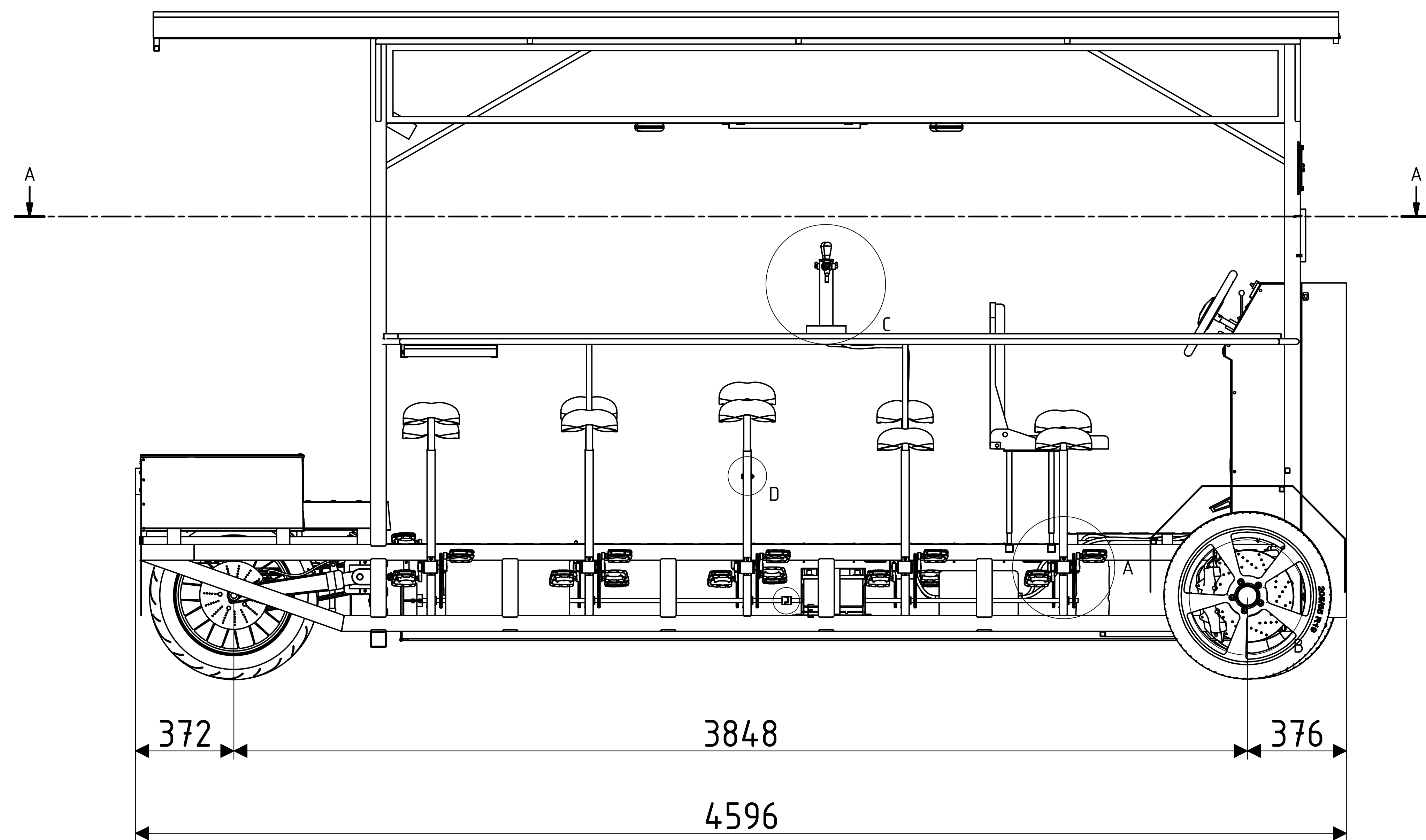
На основу урађених прорачуна критичних делова долази се до закључка да је конструкција способна да врши своју функцију и у најнеповољнијим условима који се могу поставити пред њом.

Такође за безбедно руковање и дужи век трајања конструкције као и смањење ризика од појаве отказа неопходно је придржавати се техничког упутства.

Конструкција је пројектована тако да осим постизања функционалности и економичности, буде естетски боље обликована, а да не дође до нарушавања њених експлоатационих могућности.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Steve Greene (2011). *Free on Three: The Wild World of Human Powered Recumbent Tadpole Tricycles*. iUniverse.
- [2] Марјановић, Н. : *Методe конструисања*, Машински факултет, Крагујевац , 1998.
- [3] Стефановић, А. : *Друмска возила, -основи конструисања-*, Центар за моторе и моторна возила машинског факултета у Нишу и центар за безбедност саобраћаја машинског факултета у Крагујевцу, Ниш 2010.
- [4] <http://www.serbiaoutdoor.com/anatomija%20bicikla/tekstovi>, приступљено 11/05/2013
- [5] Танасијевић С. : *Механички преносници*, Машински факултет Крагујевац, 1994.
- [6] Николић В. : *Машински елементи*, Машински факултет, Крагујевац, 2004.
- [7] Филиповић, И. : *Мотори и моторна возила*, Машински факултет универзитета у тузли, Тузла, 2006.
- [8] Јанићијевић, Н., Јанковић, Д., Тодоровић Ј. : *Конструкција моторних возила*, Универзитет у Београду, Београд, 1979.
- [9] <http://www.coolbeer.rs/files/images/toceno-pivo-uputstvo.pdf>, приступљено 12/05/2013
- [10] Благојевић, М. : *Предавања из предмета Конјутерска анализа конструкција*, школске 2012/2013, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2013.



				Osturm	ima
				Ubrad	Ivan Bogićević
				Povremeno	
				Osobno	
Sr i	Izmena	Datum	Ime		

Tricikl

--	--

[illegible]