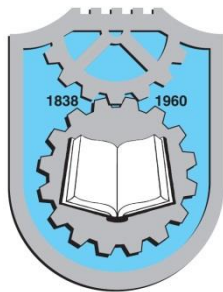


Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Војна академија Универзитета одбране у Београду



Назив студијског програма: Војноиндустријско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Напредна анализа и нумеричка симулација

Број индекса: 412/2015

Александар Б. Миљковић

Анализа кинематике и динамика система за ослањање студентске формуле

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. проф. др Мирослав Живковић, дипл. инж. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да исконструише све елементе система за ослањање студентске формуле и испита кинематику и динамику система софтверском анализом.

Препоручена литература:

- [1] М. Којић, Р. Славковић, М. Живковић, Н. Грујовић, „*Метод коначних елемената I*“, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет, Крагујевац 2010.
- [2] William F. Milliken, Douglas L. Milliken, „*Race Car Vehicle Dynamics*“, SAE International, 2003.
- [3] Carroll Smith, „*Tune to Win*“, Aero Publishers, inc. Fallbrook, CA, USA, 1978.
- [4] DiMaggio, S. J.; Beieniek, M. P.: „*Vehicle dynamics using a limit surface treatment of the tyre – road interface*“, Columbia University, New York, 1998.
- [5] Н. Марјановић, С. Јовичић, „*Основи конструисања*“, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2011.
- [6] Lotus Cars Ltd, „*Getting Started with Lotus Suspension Analysis*“, Lotus Cars Ltd, 2008.

Крагујевац, Новембар 2016.

Ментор
др Мирослав Живковић, дипл. инж.



Садржај

1.	Увод
.....	4
2. Основе система за ослањање	6
2.1. Пнеуматик.....	7
2.2. Маса и трансфер оптерећења.....	10
2.3. Геометрија система за ослањање.....	14
2.4. Скретање	17
3. Конструкција геометрије ослањања на формули студент	22
3.1. Концепт носећег система	28
3.1.1. Веза А рамена са носећим системом (рамом)	30
3.3. Геометрија А рамена (вођица).....	31
3.4. Избор везе између А рамена и амортизера.....	33
3.5. Геометрија клацкалице амортизера	35
3.6. Геометрија рукавца (носача главчине)	36
4. Симулација и анализа геометрије система за ослањање у софтверу „Lotus suspension analysis V5.1“	40
4.1. Увод у програм.....	40
4.2. Основе употребе програма.....	41
4.3. Симулација система за ослањање Формуле Студент	48
4.3.1. Предње ослањање	49
4.3.2. Задње ослањање	50
5. Динамика система за ослањање.....	52
5.1 Карактеристике динамике ослањања	52
5.1.2. Одређивање услова вожње.....	53
5.1.3. Одређивање спољашњих сила	54
5.1.4. Коментар добијених вредности	59
5.2. Оптерећење система за ослањање	60
5.2.1. Оптерећења у предњим А раменима – случај а).....	60
5.2.1.1. Одређивање сила у штаповима предњих А рамена.....	62
5.2.2. Оптерећења у задњим А раменима – случај б)	64
5.2.2.1. Одређивање сила у штаповима задњих А рамена	66
5.2.3. Оптерећење рукавца услед бочне силе и силе кочења.....	69
5.3 Контролни прорачун чврстоће	70
5.3.1 Оптерећење на савијање.....	71
5.3.2 Извијање цевних профила А рамена.....	73





5.3.3 Аксијално напрезање цевних профила А рамена	74
5.3.4 Димензионисање цевних профила А рамена и динамички степен сигурности	75
6. Анализа елемената ослањања методом коначних елемената	78
6.1 Резултати анализе предњег горњег А рамена	78
6.2 Резултати анализе задњег доњег А рамена	80
6.3 Резултати анализе предњег и задњег рукавца	81
6.4 Резултати анализе најоптерећеније ушице	88
7. Избор опруге и амортизера	91
8. Закључак	101
Литература	103





Резиме

У овом раду је изучена и детаљно описана проблематика развоја и анализа новог система ослањања возила намењена студентском такмичењу на светском нивоу, познатије под именом „Формула студент – ФСАЕ“. Први део рада се бави основним теоријским знањима везаним за геометрију ослањања без чијих познавања читав процес конструисања не би давао задовољавајуће резултате. Након њега следи усвајање геометрије система, односно његових елемената према упоредној анализи и унапред постављеној листи захтева. За усвојену геометрију, неопходно је испитати да ли ће кинематика задовољити унапред постављене услове, односно да ли ће се задржати одговарајуће карактеристике геометрије при динамичким условима, тј. вожњи. Тај део анализе је спроведен у софтверу „Lotus Suspension Analysis“ из којег су добијене графичке вредности резултата одговарајућих карактеристика. Након верификоване кинематике, односно усвојене геометрије елемената следи динамичка анализа система. У динамичкој анализи извршен је аналитички прорачун оптерећења елемената система ради њиховог димензионисања и провере отпорности према унапред задатим условима. Као услови су усвојена два карактеристична случаја. Први случај се заснива на наглom кочењу уз промену правца кретања како би интензитет оптерећења био максималан услед подужног трансфера оптерећења ка предњим точковима и бочног трансфера са унутрашњег на спољашњи точак у кривини, док се други случај заснива на убрзању возила при изласку из кривине како би, за разлику од претходног случаја, трансфер оптерећења био ка задњим точковима уз већ споменути бочни трансфер оптерећења са унутрашњег на спољашњи точак. Оба услова су гранична и узрокују максимално оптерећење система при вожњи. Након добијања вредности максималних оптерећења и потом димензионисања система према њима, следи испитивање виталних елемената система методом коначних елемената. У њој се посматра опсег напона и деформација добијен услед максималних оптерећења. Сви напони који се јаве у материјалу морају се наћи у области еластичности и задовољити унапред усвојене дозвољене напоне. Методом коначних елемената се такође врши оптимизација система, односно смањење масе елемената након чега следи прорачун крутости система и одабир амортизера, односно опруга према потребној крутости.





1. Увод

О такмичењу Формула Студент

Formula SAE, које организује SAE међународна организација (*Society of Automotive Engineers*), је такмичење у којем данас учествује преко пет стотина универзитетских тимова из целог света. Прво такмичење одржано је давне 1978. године у Сједињеним Америчким Државама. Циљ студента, који учествује у овом такмичењу, је да научи нове и усаврши већ постојеће вештине у техници, кроз пројектовање, конструисање и израду тркачког возила (формуле). Највећи подстицај напредовању студената даје динамички део такмичења, који се састоји из четири дисциплине: Тест убрзања, Тест ослањања, Брзи круг и Тест издржљивости. Такмичење се састоји и из статичког дела, у коме се врши одбрана, како изабраних и пројектованих техничких решења, тако и економских фактора (трошкови израде и тржишна одрживост).

Такмичења Формула Студент се одржавају на годишњем нивоу и на њима тимови треба да покажу целогодишњи рад на пројектовању и изради болида. Од самих почетака, такмичења су подржавана од стране најважнијих људи из ауто-мото индустрије, од којих су неки и судије на самим такмичењима.

Постоји седам званичних такмичења, која се одржавају у: Сједињеним Америчким Државама (*Michigan* и *Nebraska*), Аустралији, Бразилу, Италији, Велика Британији и Немачкој.

Од 2006. године *Ross Brawn*, бивши технички директор *Ferrari F1* тима и садашњи технички директор *Mercedes GP F1* тима, је главни промотер Формуле Студент. Већина младих инжењера запослених у Мерцедесовом тиму су дошли управо из Формуле Студент.

Улога система за ослањање

Систем за ослањање је један од најбитнијих подсистема на возилу, па самим тим возило пружа боље перформансе са квалитетнијим функционисањем овог система.

Основни задатак који се поставља пред систем за ослањање је да сва четири точка, а посебно погонске точкове, у свим условима кретања задржи у сталном и што бољем контакту са подлогом. Важно је да систем за ослањање обезбеди одговарајуће карактеристике понашања на путу, изолује возило од неравнина и удара са површине подлоге и обезбеди држање пута у целом опсегу преноса снаге и брзине кретања.

Развој система за ослањање захтева низ компромиса. Најтеже је постићи компромис између држања пута и удобности вожње. Ослањање је потпуно ефикасно само на савршено равној подлози. Неравна површина подлоге осетно смањује ефикасност сваког система за ослањање.

Један од главних циљева пројектаната система за ослањање је одржавање максималног контакта пнеуматика са подлогом. Најкраће речено, то подразумева усправност спољних точкова за време заокрета, при дејству великих бочних сила, и равномерност вертикалних сила којим точкови делују на подлогу. Под дејством бочних оптерећења при заокрету знатан део тежине возила се преноси на спољне точкове, због чега је задржавање положаја ових точкова у односу на подлогу далеко важније него код унутрашњих точкова. Неки аутори сматрају да код тркачких аутомобила могућност подизања предњег унутрашњег точка представља предност при преласку преко ниских ивичњака на стази, јер се тиме повећава ширина пута.





Раније се сматрало да је круто ослањање главна карактеристика конструкција возила високих перформанси. Тиме се ограничавало бочно и подужно нагињање. Међутим, коришћење јако крутих опруга проузрокује да су точкови само привремено у контакту са подлогом, посебно на неравној подлози и при већим брзинама. У већини случајева ће се боље показати решење са меким опругама у спрези са ефикасним амортизерима, јер омогућује значајан ход точка на неравним површинама, задржавајући пнеуматик у сталном контакту са подлогом.

У случају Формуле Студент, стазе по којима се возе трке су углавном равне без већих неравнина, тако да у овом случају нису неопходне мекане опруге, штавише круће опруге дају далеко боље перформансе.

Код свих возила, а нарочито код возила високих перформанси, неопходно је да се у свим ситуацијама очува стабилност, што је посебно значајно у граничним условима кретања. На стабилност возила утиче већи број фактора као што су: тежина возила, расподела тежине, однос ослоњене и неослоњене масе, висина тежишта, висине центра нагињања и њихов однос напред-назад, међуосовинско растојање, ширина трага точкова, концепт система за ослањање, крутост опруга, карактеристика стабилизатора, геометрија управљања, услови оптерећења, величина и карактеристике пнеуматика.

Основни задаци система за ослањање су:

- Да пренесе сва вертикална оптерећења која долазе од неравнина на подлози;
- Да пренесе сва хоризонтална оптерећења која су последица бочних и подужних убрзања;
- Пружи отпор нагињању шасије;
- Задржи пнеуматике у сталном контакту са подлогом уз што мање вибрације [1].



2. Основе система за ослањање

Систем за ослањање подразумева механизме и елементе који имају задатак да све реактивне силе и моменте, који се јављају између точкова и тла у току експлоатације, пренесу на оквир или каросерију возила уз што је могуће веће ублажавање ударних оптерећења као и обезбеђивање потребне стабилности возила посебно при кретању у кривинама.

Систем за ослањање представља један сложен систем који се састоји из три посебна система или механизма:

- механизма за вођење точка,
- еластичних ослонаца,
- елемената пригушивања.

Механизам за вођење точка треба да обезбеди што повољније релативно померање точкова у односу на оквир или каросерију возила. Поред тога, елементи овог механизма морају да обезбеде преношење хоризонталних реактивних сила и момената са самог точка на носећи систем возила.

Еластични ослонци имају основни задатак да пренесу на носећи систем возила вертикалне реактивне силе и да при томе обезбеде њихово што веће ублажавање односно смањивање ударних оптерећења.

Елементи за пригушење имају основни задатак да пригушују осцилације еластичних ослонаца, односно система за ослањање и возила у целини као и смањивање ударних оптерећења.

Поред наведених елемената у систему за ослањање се срећу и елементи за обезбеђивање што веће стабилности возила при његовом кретању у кривини – стабилизатори.

Основни захтеви које треба да испуни систем за ослањање су:

- ✓ Оптимална величина сопствених фреквенција осциловања одређених у зависности од статичког угиба.
- ✓ Довољан динамички ход, искључујући ударе, у зависности од ограничења нежељених угиба.
- ✓ Потребне кинематске карактеристике у циљу смањења хабања пнеуматика, стабилизације управљачких точкова, остварење правилне кинематике управљачког система и побољшање карактеристика понашања возила при кретању.
- ✓ Поуздан пренос сила и момената од точкова на носећи систем возила у сва три правца.
- ✓ Погодност конструкције возила и размештања елемената система ослањања.

Постављени задаци пред систем за ослањање се могу остварити на више различитих начина. Према врсти и карактеру механизма за вођење точка, системи за ослањање се деле на: **зависне и независне**.

Према врсти еластичних ослонаца, системи за ослањање се могу сврстати у следеће групе: са лиснатим опругама, са завојним опругама, са торзионим опругама, са гуменим ослонцима, са пнеуматским ослонцима, са хидрауличким ослонцима.



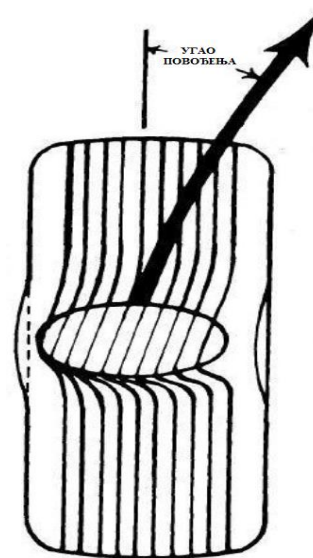


По врсти и начину дејства елемената за пригушење, системи ослањања се могу поделити на оне са: хидрауличким пригушењем, механичким пригушењем, пригушивачима једносмерног дејства, пригушивачима двосмерног дејства [2].

2.1. Пнеуматик

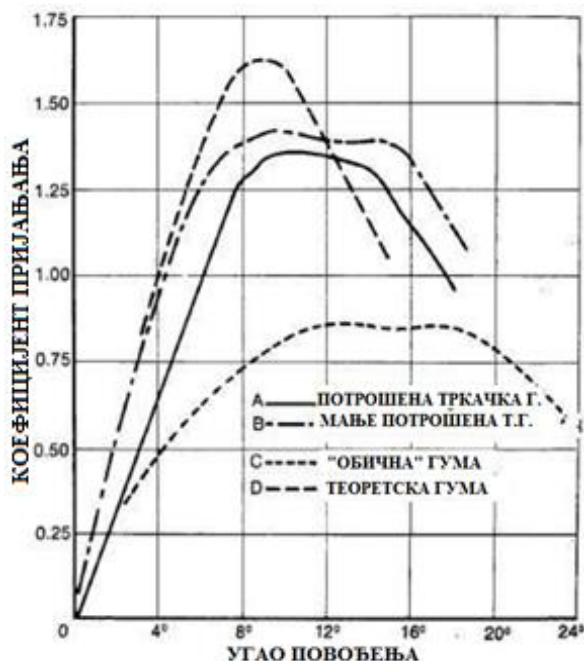
Највећа сличност, а у неким случајевима и једина, између данашње Формуле 1, путничког возила и нпр. картинга, је та да сви они своја кретања, убрзања, стабилност, контролу, управљање, а такође и све повратне информације према возачу добијају и остварују искључиво преко контакта четири пнеуматика са подлогом. На сваком пнеуматику јавља се одређена нормална сила која зависи од укупне масе возила, трансферу оптерећења при одређеним убрзањима, као и утицају аеродинамичког притиска. Она се готово константно мења у току вожње. Из нормалне силе се јавља сила пријањања која зависи од коефицијента трења, а он зависи од пуно фактора, као што су: врста пнеуматика, смеше и притиска у пнеуматику, температуре, врсте и храпавости подлоге, као и од повођења пнеуматика, који ће ускоро бити објашњен. Коефицијент пријањања се углавном претпоставља јер га је готово немогуће измерити за сваки поједини случај. У случају Формуле Студент, када је пнеуматик довољно загрејан и подлога по којој се вози квалитетна, коефицијент пријањања се креће од 1,5 до 2, док је коефицијент пријањања ког путничких пнеуматика далеко испод 1. У прорачунима се углавном узима мало већа вредност, како би се добило на сигурности конструкција.

Контактна површина између пнеуматика и подлоге је елипсоидног облика. Како се точак окреће, део пнеуматика који се налази у контакту са подлогом се константно мења. Иако је пнеуматик еластичан, и са обзиром да се у контакту јављају велике силе реакције, контактна површина се кроз кривину закреће у односу на правац по коме се точак креће. Тај угао, између симетрале пнеуматика у погледу одозго и правца по коме се преноси сила са подлоге, назива се угао повођења („*Slip angle*“). На **слици 2.1** се види како се пнеуматик готово линеарно деформише пре него што дође до контакта са подлогом, тада се цела контактна површина формира у правцу угла повођења, а када прође контакт са подлогом карактеристика пнеуматика је да се нагло опусти и врати у почетну позицију.



Сл. 2.1 Угао повођења

Коефицијент пријањања зависи од угла повођења. Дакле, коефицијент пријањања, а и количина бочног убрзања се повећава са повећањем угла повођења до одређене границе где достиже максималну вредност. Након што је максимална вредност коефицијента пријањања достигнута, даље повећање угла повођења резултира лаганим смањењем коефицијента пријањања до тачке када долази до губитка пријањања. Ако се направи дијаграм зависности коефицијента пријањања и угла повођења добија се график са **слике 2.2**. Максимална вредност коефицијента пријањања постигнута на кривој одређује колико бочног убрзања гума може остварити, а облик криве утиче на управљивост возила при вожњи на граници пријањања. Облик криве који се прижељкује требало би да буде што стрмији до отприлике 80 – 90 % од максималног коефицијента пријањања, да би временски период од када је возач почео да скреће до када пнеуматик стварно не успостави пријањање био што краћи. Након



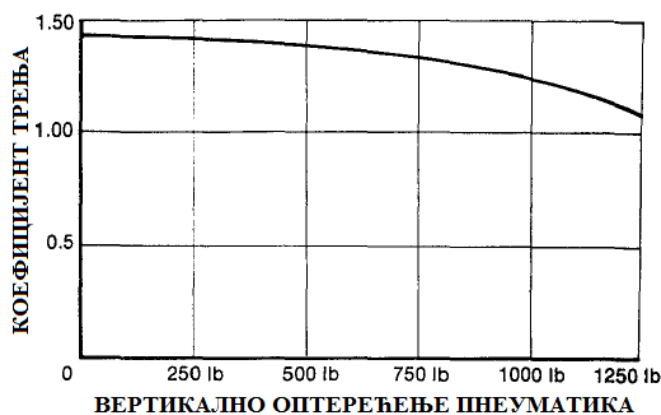
Сл. 2.2 График карактеристике пнеуматика

Док возило убрзава у кривини, са пнеуматиком дешава се следеће: Како је пнеуматик еластичан, он се у старту почне деформисати и повећавати трење. При врху где престаје линеарност пнеуматик почиње лагано клизати ка рубовима, али коефицијент трења још увек расте, само не толико стрмо као пре. Повећањем угла повођења мења се удео еластичне деформације контактне површине и количине проклизавања, све док кривуља не почне стрмо падати, а то значи да се комплетно оптерећење преноси трењем клизања. Негде између појаве клизања на контактної површини и комплетног клизања се јавља максимални износ коефицијента трења односно пријањања.

Још један фактор који значајно утиче на пнеуматике је њихова температура. Како је познато, сваки процес који укључује трење нужно производи и отпадну топлоту. У овом случају она се преноси већим делом на околни ваздух, али се део задржава и у пнеуматику. Тако да температура пнеуматика расте све до тачке где се успоставља температурна равнотежа. Она није константна, већ зависи од тренутног оптерећења и трења које пнеуматик у том тренутку производи. Већина тркачких пнеуматика постиже радну температуру на око 80°C , док се код пнеуматика за кишу радна температура постиже на око 60°C , из разлога што имају боље хлађење тј. мање топлоте произведене трењем се задржава у самом пнеуматику. Зато није препоручљиво

мање мења са променом угла повођења. Такво понашање пнеуматика је изузетно важно због поузданости возача у само возило и да не би дошло до излетања са стазе први пут када дође до максимума пријањања у кривини. Након одређеног угла повођења, крива почиње да стрмо пада и да губи пријањање, тако да се тад угао тачка управљача мора под хитно смањити како би се вратили на врх криве и вратити пријањање.

Коефицијент пријањања није линеарано завијан у односу на вертикални притисак тј. нормалну силу, већ лагано опада (приказано на слици 2.3). То се јавља из разлога што се са већом нормалном силом повећава и притисак на контактної површини. Због већег притиска се смањује еластична деформација, што директно утиче на смањење коефицијента пријањања. Та нелинеарност постоји, али ипак није толико изражена да се не би користила аеродинамика при већим брзинама кретања возила.



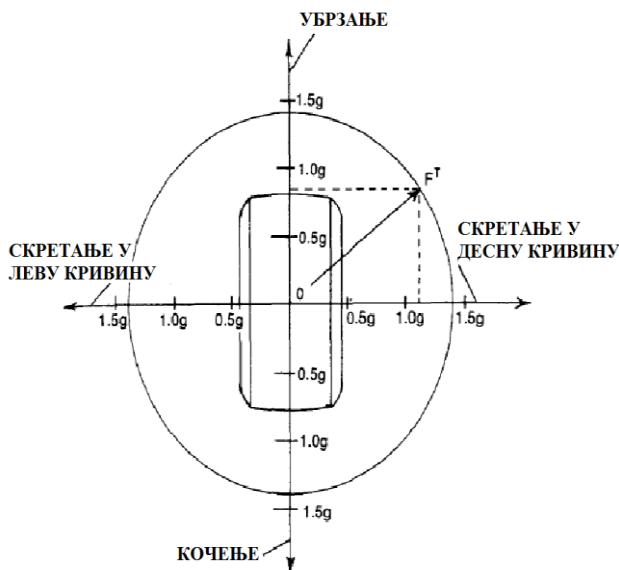
Сл. 2.3 График зависности од вертикалног притиска





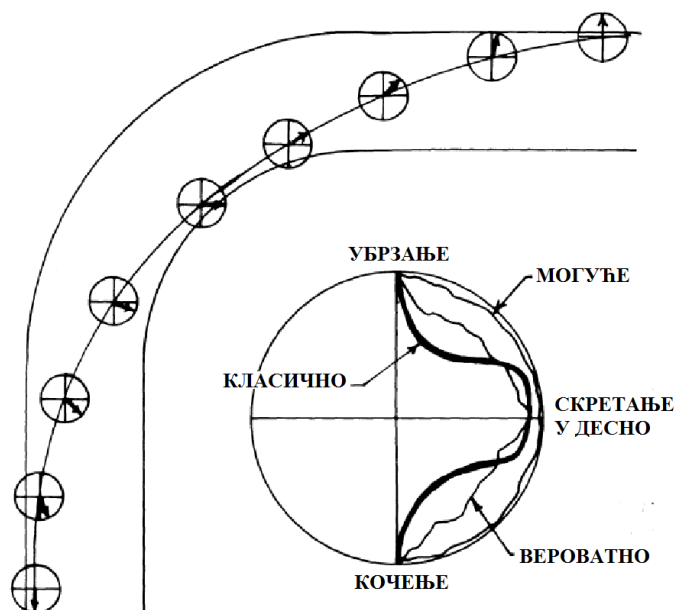
возити са кишним пнеуматичима по сувој стази. Пнеуматици за путничка возила су пројектовани за знатно веће температуре из разлога сигурности и непредвидљивих услова.

Последња ствар која је веома важна код карактеристике пнеуматика, је његова кружница пријањања. Пнеуматик, зависно од модела, врсте, примене итд, преноси готово једнаку силу трења у правцу убрзања, кочења и бочног убрзања, као што је приказано на **слици 2.4**. Приложени график приказује како анализирани пнеуматик може пренети $1,4 g$ убрзања у сва четири правца, али је такође очигледно да није могуће истовремено постићи два максимална убрзања. Уколико се истовремено и кочи и скреће, онда је потребно дозирати ове две компоненте како се не би „испало“ из кружнице пријањања и проклизало. Другим речима, након наглог кочења на уласку у кривину, команда кочнице се постепено попушта и точак управљача се лагано окреће у правцу кривине. На врху кривине, команда кочнице је искључена у потпуности, а бочно убрзање је максимално. Тада долази излазак из кривине где се лагано смањује бочно убрзање и такође лагано додаје гас, како би до краја изласка из кривине убрзање било на самој граници кружнице пријањања тј. највеће које се може пренети у том тренутку.



Сл. 2.4 Кружница пријањања

На **слици 2.5** приказано је читавање давача убрзања које приказује осцилације убрзања приликом проласка кроз кривину обичног и професионалног возача, као и пример шта је теоретски могуће урадити [3].



Слика 2.5 Поређење читавања давача убрзања и кружнице трења



2.2. Маса и трансфер оптерећења

У прошлом поглављу установљено је да скоро сваки аспект перформанси возила зависи од неке врсте убрзања. Сва убрзања подлежу Другом Њутновом закону, Закону силе, по коме је сила директно пропорционална производу масе и убрзања. Из овог закона се може закључити које факторе морамо променити, и у ком смеру, како би било потребно што мање времена за пролазак кроз одређену кривину тј. за што већу просечну брзину кретања кроз исту. Дакле, сила се мора повећати, а то је могуће једино повећањем силе пријањања која се јавља у контакту између пнеуматика и подлоге. Други начин је смањење масе болида. Следе неколико појмова везаних за масу и трансфер оптерећења под утицајем промене убрзања.

Обртна маса је она која својом инерцијом пружа највећи отпор промени кретања тј. убрзању. Ту се првенствено мисли на замајне масе у погонском агрегату, мењачком и диференцијалном преноснику снаге, полувртелима, наплатима, пнеуматикама итд. Код путничких возила тај аспект није толико значајан из разлога што је код њих важан миран рад при ниским режимима оптерећења, док је код тркачких возила сасвим супротно. У погледу перформанси возила, може се сматрати што лакше, то боље, све до границе где не долази до лома или мањка крутости одређених кључних делова тркачког возила.

Деловање нормалног убрзања се највише одражава на чињеницу да ће возило мање масе имати веће просечно убрзање кроз одређену кривину у односу на оно са већом масом, уколико се ради о истом или сличном типу возила. То значи, као што је већ закључено, да маса и сама расподела масе има велики утицај на укупне перформансе тркачког возила, и из тога следе следећи појмови.

Неослоњена маса је сва она маса која није ослоњена амортизерима. Дакле, точкови, кочнице и цели склоп система за ослањање, где се споне и полуосовине које су једним крајем спојене на шасију или неки други непомицни део на возилу рачунају са половином њихове масе. Неослоњена маса је, значи, сва она маса коју амортизери константно притискају на подлогу, тако да је њихова инерција и добра подешеност самих амортизера јако важна, како би се остварило што константније пријањање на неравној подлози или на преласку преко ивичњака, али такође и при наглој промени правца кретања, када систем за ослањање мора одреаговати на ту промену што брже.

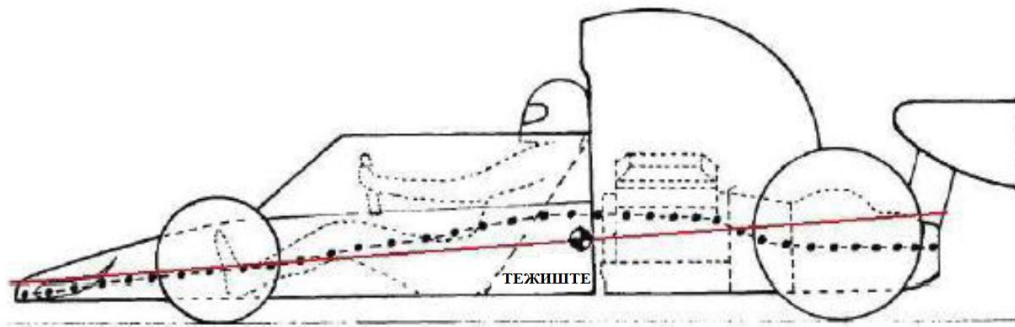
Ослоњена маса је сва она маса возила која не спада у горе наведену неослоњену масу. Дакле, шасија, погонски агрегат, систем за пренос снаге, возач итд. Однос укупне масе возила и максималне снаге је добар и једноставан показатељ способности возила при убрзању. Изражава се на различите начине, попут kg/KS где се укупна маса возила са возачем подели са максималном снагом погонског агрегата. Може се изразити и у KS/t где се максимална снага погонског агрегата подели са укупном масом возила израженом у тонама.

Центар масе је тачка тежишта целог возила са возачем. То је позиција на возилу дефинисана са три координате, те се може претпоставити да све инерцијалне силе у свим правцима пролазе кроз њу. Тежи се томе да се центар масе спусти што је могуће ближе подлози.





Оса центра масе је линија која представља расподелу масе у бочном погледу на возило. Може се добити тако што се цело возило са возачем расече на „кришке“ и да се свакој одреди позиција центра масе. Наравно, тако нешто се у стварности не може направити, али, уколико постоји комплетан CAD склоп возила, прилично је једноставно добити координате центра масе у сваком пресеку. Оса центра масе се добија линеарном регресијом криве које се добије спајањем центара масе у сваком пресеку, приказано на *слици 2.6*.



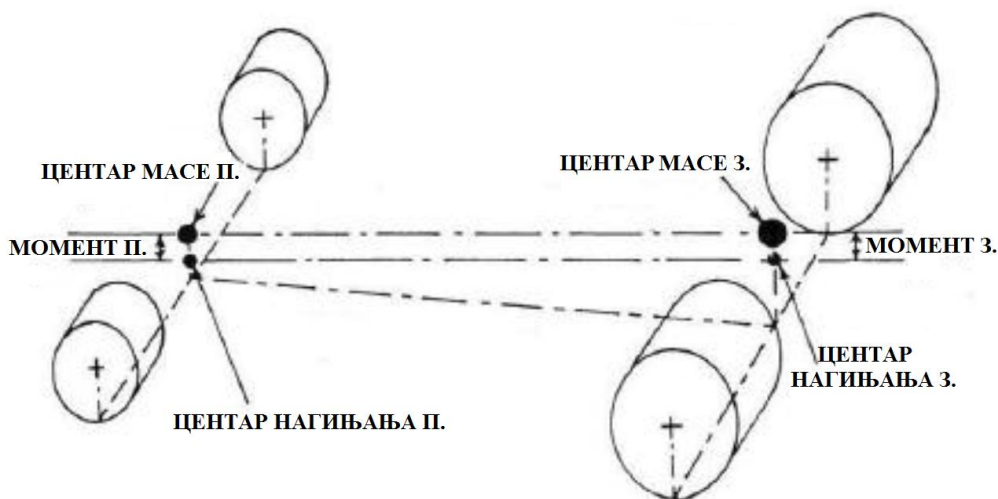
Слика 2.6 Оса центра масе

Центар нагињања (енг. Roll center (RC)) је она тачка у погледу од напред на возило око које се тај део возила нагиње под утицајем бочних убрзања. Центар нагињања се добија на начин као што је приказано на *слици 2.7*. Дакле, центар нагињања се налази на пресеку симетрале возила и линије која спаја средиште контактне површине пнеуматика са пресеком продужетка горње и доње вођице у погледу од напред.



Слика 2.7 Позиција центра нагињања

Момент нагињања је онај момент који ствара маса једног дела возила концентрисана у локалном центру масе око центра нагињања на истом делу возила. Тј. постоје предњи и задњи момент нагињања концентрисани око такође предњег и задњег центра нагињања, па је пожељно да они буду што приближнијих вредности, како би се возило понашало једнолико и мирно кроз кривину (*слика 2.8*). Када би моменти нагињања превише осцилирали, један у односу на другог, возило би се понашало донекле непредвидиво и предњи крај не би пратио задњи из разлога увијања шасије и различитог отпора нагињању возила на предњем и задњем крају [3].



Слика 2.8 Осе центра нагињања и центара масе и момент нагињања

Поларни момент инерције је такође један од фактора који треба свести на минимум из разлога што се тело са мањим поларним моментом инерције мање опире промени кретања, што је већ закључено да је једна од најважнијих ставки код тркачког возила. То значи да је пожељно готово сву масу задржати унутар међуосовинског растојања, дакле без или уз што мање препуста, те је пожељно сву масу концентрисати ближе центру масе и уздужно и попречно.

Статички распоред масе је показатељ колико масе подупире који точак у стању мировања. Ту је циљ добити отприлике 50-50% расподелу масе напред-назад уз одређене варијације од 2-3%. А дефинитивно је циљ да је возило апсолутно симетрично лево-десно по питању оптерећења на точковима.

Трансфер оптерећења на точковима се јавља као последица утицаја убрзања на центар масе, те се тако маса увек преноси у смеру деловања вектора убрзања. Требало би напоменути да се тиме не утиче на укупну тежину возила, већ само на његову тренутну расподелу у одређеној ситуацији.

Трансфер оптерећења се рачуна помоћу следеће формуле [3]:

$$F_{pren.} = \frac{a \cdot F' \cdot h_{cg}}{l} \quad (1)$$

где су:

$F_{pren.}$ – преносно оптерећење,

a – убрзање,

F' – укупна тежина,

h_{cg} – висина центра масе,

l – размак ослонаца.

Дакле, ту се може радити о трансферу оптерећења у уздужном правцу како при кочењу, тако и при убрзању, у попречном правцу проласком кроз кривину или дијагонално где постоји комбинација уздужног и попречног убрзања. Када се ради о бочном убрзању, онда је размак ослонаца (l) наведен у формули траг точкова тј. удаљеност између симетрале левог и десног точка у погледу од напред. Док се код подужног убрзања иста променљива сматра међуосовинско растојање, дакле удаљеност између центра предње и задње осовине.

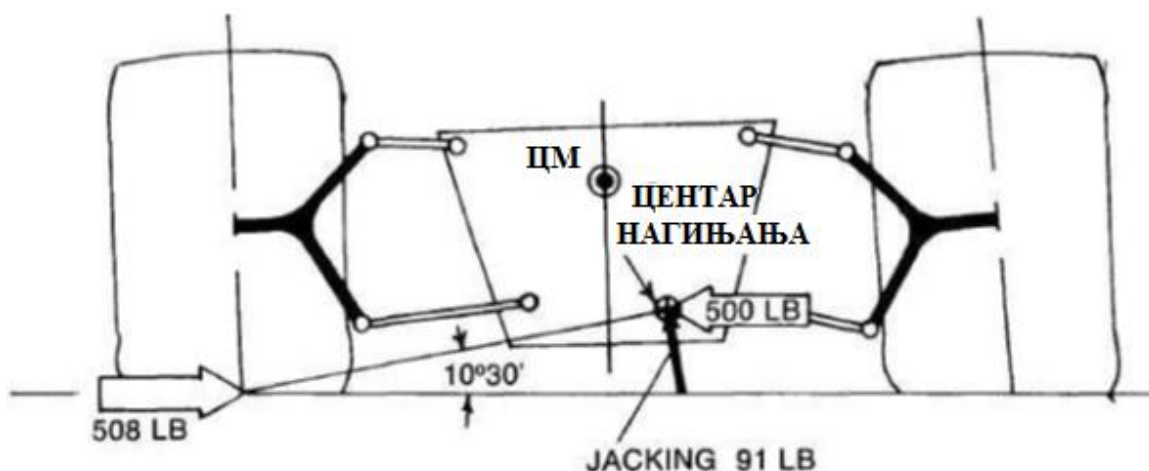




Трансфер оптерећења је нежељени резултат великих убрзања из два разлога. Први је тај што пнеуматик може пренети мање бочне силе са повећањем вертикалног оптерећења, тј. коефицијент пријањања се благо смањује са повећањем нормалног притиска. То значи да два пнеуматика која су подједнако вертикално оптерећена пренесу више него иста та два пнеуматика чија је сума вертикалног оптерећења иста као у претходном случају, али је то оптерећење расподељено у корист једне стране. Дакле, мање оптерећени пнеуматик преноси мање бочне силе из чистог разлога што има мање вертикалне силе, а други преноси више него у случају кад је расподела притиска равномерна, али не у том обиму колико је оптерећења пребачено на њега из разлога смањеног коефицијента пријањања. Други разлог је тај што се са великим убрзањима цело возило више нагиње, те долази до знатних осцилација ослабања (зависно од типа возила и подешавања), и уколико се не спречи долази до промена нагиба точкова преко жељених граница, што узрокује мањак пријањања.

Постоје неколико решења која спречавају нагињања у свим правцима, која ће бити објашњења касније, али ништа не спречава трансфер оптерећења. Стога је важно што више утицати на факторе из горње формуле како би се што више смањио трансфер оптерећења. При убрзању се не жели утицати из разлога што то значи спорија времена. Дакле, најважније је смањити масу, што је више могуће, а да не дође до лома виталних делова. Други битан фактор је смањење висине центра масе. Затим и размак између точкова, али су те димензије мање више дефинисане самом концепцијом возила и могу се извршити само мале варијације по том питању, у супротном се смањују перформансе у неким другим подручјима.

Већ је објашњено како се формира центар нагињања, те да његова висина и висина центра масе утичу на момент нагињања. Тај момент највише утиче на нагињање у бочном правцу као реакција на бочна убрзања, те се његовим смањењем може елиминисати то нагињање. Тада долази до врло негативног ефекта, који се назива JACKING ефекат, тј. ефекат код кога се точак жели сам подићи. Ефекат је мало боље приказан на *слици 2.9*.



Слика 2.9 Појава „jacking“ ефекта
(ЦМ- центар масе)

Дакле, сила на контактної површини која се јавља као реакција на бочно убрзање се пројектује у контактної површини и усмерена је кроз центар нагињања. У случају ако центар нагињања није у висини контактне површине, онда се та бочна сила може раставити на хоризонталну и вертикалну компоненту, где се хоризонтална одупире бочном убрзању, а вертикална делује на точак и жели га подићи. То се



највише осети на задњем унутрашњем точку при уласку у кривину где постоји екстреман случај наглог кочења и почетка бочног убрзања. Тада је оптерећење на том точку толико мало да га „*jacking*“ ефекат подиже у ваздух. Ово је разлог зашто се возило ипак мора нагињати (у прихватљивим вредностима) и упијати неравнине и промене правца кретања, јер би се у супротном понашало преагресивно и непредвидиво.

Може се закључити да су трансфер оптерећења и сви пропратни ефекти много компликованији од изложеног, те да би се могле постићи оптималне поставке, само у случају када би се тркачка возила кретала по савршеним подлогама са константним радијусима кривина и уз константне услове. Наравно, услови су врло непредвидиви и несавршени. То је разлог што су још увек управљивост и добар одазив на возачеве „наредбе“, као и пружање квалитетних повратних информација са стазе и возила много важније од максималног пријањања и савршене геометрије, јер то једноставно не постоји [3].

2.3. Геометрија система за ослањање

Циљ је одредити путање и углове заокрета точка при његовом ходу. Дакле, при кочењу или убрзању, наиласку на рупу, нагињању при проласку кроз кривину и скретању. Те путање условљавају дужине и закренутост вођица ослањања између точкова и шасије, као и наравно припадајућа крутост саме конструкције.

Превасходно је важно да систем за ослањање буде независан, тј. да сваки точак може да ради сам за себе и да не утиче на кретање другог точка. Друго је важно да точак има довољно вертикалног хода како би апсорбовао неравнине и ублажио убрзања, а да притом не мења подужни нагиб, тј. отвореност и затвореност точка. Треће, апсолутно је недопустиво да систем за ослањање или било који други неослоњени део при свом ходу дође до контакта са другим делом возила, што такође зависи од крутости свих елемената у склопу. Следеће је контрола нагиба точкова током његовог хода, где је пожељно да пнеуматик буде што нормалнији у односу на подлогу. Такође је пожељно имати што мањи померај точка у бочном правцу, тј. Минималну промену трага точкова (размак између симетрала точкова у погледу спреда), из разлога што та промена „гура“ точак по стази. Та појава је посебно неповољна на оптерећењу точку који је на граници пријањања, те би му таква промена унела додатни поремећај у контактну површину и врло вероватно би резултовало смањењем или чак губитком коефицијента пријањања. Важно је и пазити и на позицију центра нагињања, односно покушати одржати што константнију удаљеност између оси центра маса и центра нагињања. Последње што је важно, је да сила на точку управљача буде што мања тако да не умара возача, али да точак управљача пружа возачу повратне информације са подлоге, као и да омогућава одговарајуће скретање.

Тип система за ослањање који се користи је искључиво систем са дуплим попречним вођицама (*double wishbone / A arms*), из разлога што је то оно што је изашло као најбоље након преко 100 година развоја у аутомобилском спорту. Код овог типа система за ослањање се најбоље може контролисати промена нагиба при ходу ослањања, те је и најкрући систем код кога су све споне и вођице (уколико су правилно пројектоване) оптерећене искључиво на извијање, затезање и притисак. Тако компоненте могу бити релативно лакше од других система јер се избегава увек нежељено савијање.

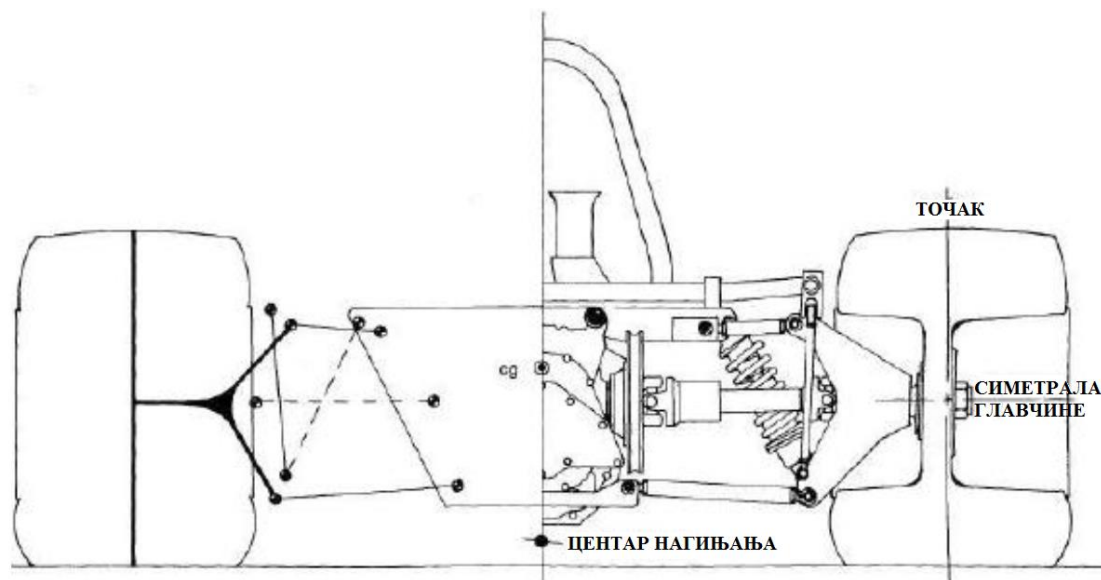
Ход система за ослањање се може поделити у две основне категорије. Ход који се јавља при кочењу, када шасија креће према доле под утицајем негативног убрзања и





сабијања предњих амортизера, и на ход који се јавља појавом бочног убрзања, када се шасија нагиње у смеру деловања убрзања.

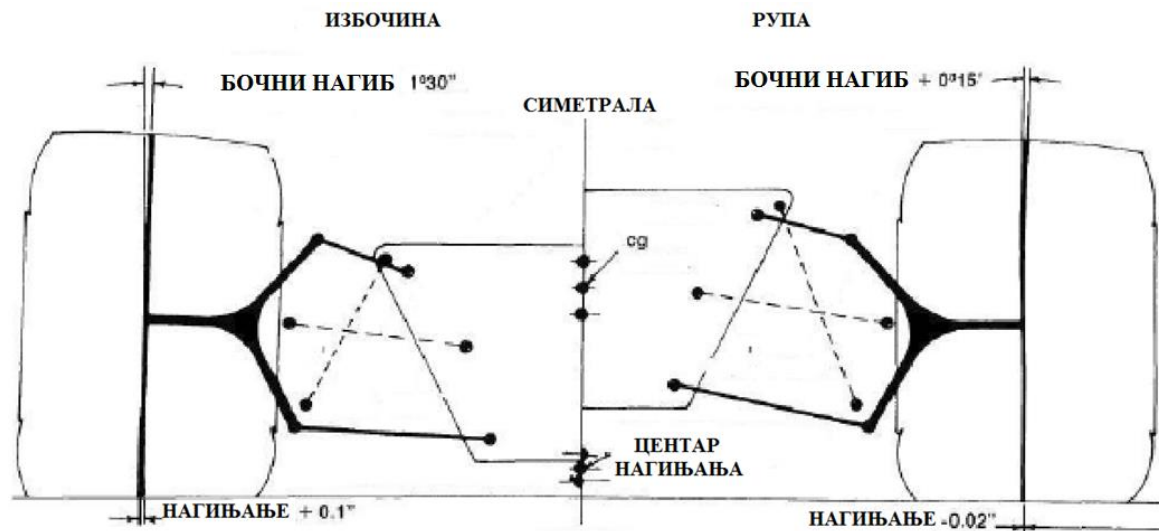
На **слици 2.10** приказано је возило (формула) у погледу од позади. На десној половини слике приказани су стварни делови попут спона ослањања, вођица, шасије, полувратила и точкова, а на левој је само геометријска илустрација шасије, ослањања и точкова.



Слика 2.10 Скица геометрије ослањања (лево) и илустрација ослањања (десно)

Стварни изглед једне вођице је у облику латиничних слова „V/A“, где су два слободна краја прихвати за шасију, а врх је прихват на носач главчине, који се у стручној терминологији назива „upright“. У симулацијама и геометријском приказу се користи само линијска апроксимација спона ослањања. Једна вођица се у овом погледу такође апроксимира са спољашњим и унутрашњим точком које су спојене линијом фиксне дужине. Тренутно није важан угао између предње и задње споне на једној вођици.

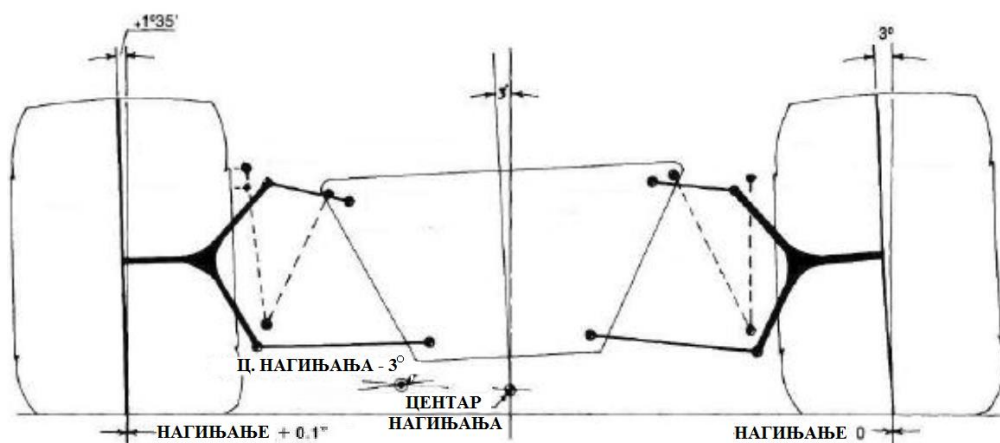
У првом случају, када се ход точкова одвија под утицајем кочења, тада шасија има вертикални померај према подлози (ако се гледа само предњи део, дакле искључиво предње ослањање и део шасије у контакту са њим). Исти померај ослањања и точка се деси када точак налети на избочину на путу или под утицајем аеродинамичког притиска, а друга страна тог хода се добија у случају убрзања, када се шасија креће вертикално навише (предњи амортизери се растегну) или у случају када точак упадне у рупу на путу када се точак креће на доле (еквивалентни померај као и да шасија иде навише). На **слици 2.11** је илустрован тај померај.



Слика 2.11 Вертикални ход шасије/точка

Са леве стране је приказан случај избочине, када се точак креће навише при ударцу или када се шасија креће на доле у случају негативног убрзања (кочења). Са десне стране је приказан случај рупе, где се дешава обрнуто, точак се креће наниже или се шасија креће навише у случају убрзања. Све у свему, померај точка у односу на шасију или на систем за ослањање није од неке важности, већ искључиво померај точка у односу на подлогу. Дакле, спољне тачке спона се крећу вертикално у једну страну, док се унутрашње крећу у другу. Из разлога коначне, а врло често и различите дужине спона, спољашње тачке добијају и хоризонталну компоненту кретања, те се из тог разлога мења бочни нагиб точка у односу на подлогу.

Други случај је нагињање шасије под утицајем бочног убрзања приликом проласка кроз кривину. Смер нагињања је увек (уколико је статички положај центра нагињања испод тежишта возила) у смеру у коме делује вектор убрзања. Дакле, проласком кроз десну кривину, возило због своје масе и инерције жели да продужи право и ту се тек јавља коефицијент пријањања и сила реакције на контактної површини која омогућава пролазак кроз исту кривину. У том случају возило се нагиње на леву страну са центром ротације у центру нагињања. **Слика 2.12** мало боље објашњава ситуацију.



Слика 2.12 Бочно нагињање шасије



Овде је случај мало компликованији јер свака спона добија одређени део ротације и транслације, па се могу постићи веома различите геометрије, које опет зависе од положаја тачака спона и положаја центра нагињања. На *слици 2.12* се види како се центар нагињања само у статичким условима налази на симетрали возила и на предефинисаној висини, док при бочном нагињању осцилује на леву и десну страну, те самим тим компликује претходно постављене услове о константном моменту нагињања и саму геометрију. Углавном унутрашње тачке спона на водећем точку (оном удаљенијем од центра кривине, спољашњем) остварују померај према спољашњој страни кривине у хоризонталном смеру тј. у смеру нагињања шасије (приказано на левом точку на *слици 2.12*). Слично се дешава на унутрашњем точку где се точак нагиње у негативном смеру тј. у смеру шасије. И у овом случају је важан искључиво однос точка и подлоге.

Иако има безброј могућих комбинација, систем за ослањање са двоструким попречним раменима (*double wishbone*) се може поделити у три основне категорије.

Паралелна А рамена (вођице) једнаких дужина, где постоје само два могућа решења, са дугачким и кратким вођицама. У оба случаја се при вертикалном ходу (кочење) нагиб точка не мења, али се при нагињању кроз кривину нагиб мења готово исто колико и сама шасија. А разлика је у томе, што се код кратких спона још додатно мења траг точка при ходу система за ослањање.

Паралелна А рамена (вођице) различитих дужина. У овом случају је краћа горња вођица. И због тога што при ходу точка описује мањи радијус, значи да има већи померај у хоризонталном смеру (приближује горњу тачку на „uprightu“ према шасији). Дакле, при вертикалном ходу шасије точкови се нагињу у негативну страну (зависно од разлике дужина спона), а при нагињању шасије, водећи (спољашњи) точак се нагиње мање у позитивну страну за разлику од првог случаја, док се унутрашњи точак нагиње још више у негативну страну него у претходном случају. Иако су вођице паралелне у почетном стању, чим дође до помераја ослањања оне због различитих дужина губе и своју паралелност. Позитивно је то, што центар нагињања не осцилује много као у претходном случају, тако да момент нагињања остаје релативно константан. Када се примењује овакав тип дуплих вођица, углавном се вођице постављају паралелно са подлогом у статичкој позицији, тј. оној у којој се возило најчешће налази када се вози по равном.

Непаралелна А рамена (вођице) различитих дужина. Овај тип система за ослањање је примењен на Формула Студент болиду „FIN Racing team“-а. Нагињањем једне вођице према другој може се доста утицати на нагиб спољашњег точка при проласку кроз кривину. Негативна ствар је та да центар нагињања „плеше“, па се треба потрудити да се „смири“ и доведе на разумну вредност. Друга негативна ствар је та да је ово најкомпликованији тип система, те се може постићи веома добра геометрија, али може и врло лоша [3].

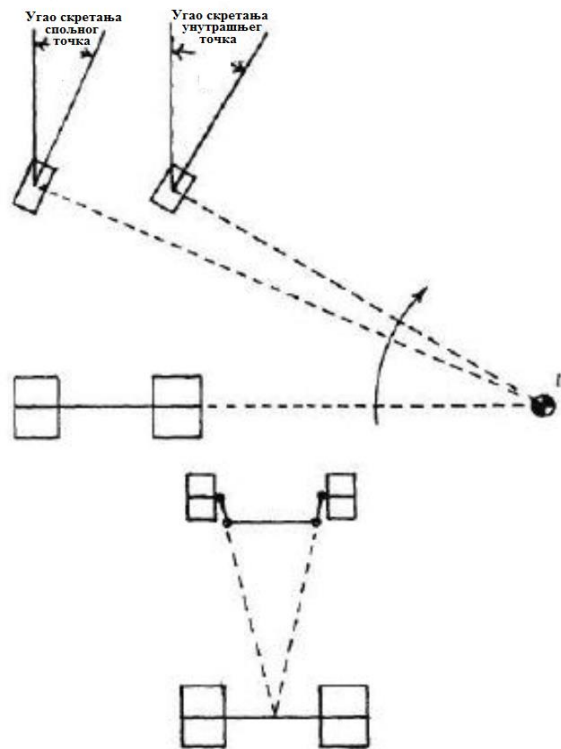
2.4. Скретање

Свака намера скретања и готово сво управљање возилом у динамичким условима вожње одвија се закретањем предњих точкова. Ако се занемари проклизавање и постојање угла повођења, при проласку кроз кривину центар радијуса те кривине се налази у продужетку симетрале задње осовине, гледано одозго, како је приказано на *слици 2.13*, а предњи точкови су закрнути толико да им симетрале пролазе кроз исти тај центар. То се назива „ackerman“ геометријом скретања или 100%

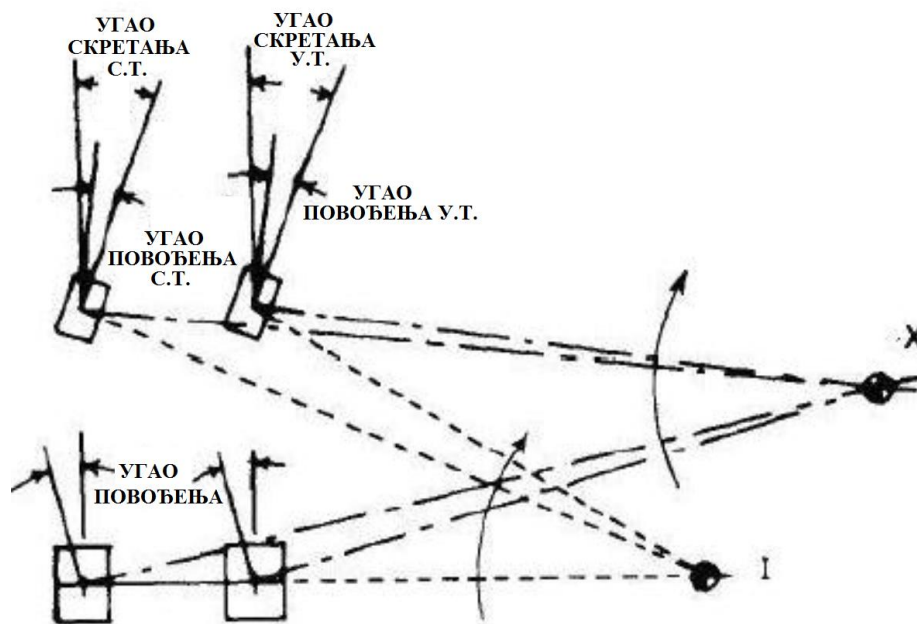




акерман, а он је постављен тако због разлике у радијусу који пролазе унутрашњи и спољашњи точак при проласку кроз кривину. Статички се 100% акерман постави на начин да се продужетак линије која спаја центар закретања предњих точова и тачка споне на носачу главчине сече са средином задње осовине. Такође приказано на *слици 2.13* доле. Такав начин скретања и размишљања је употребљив на кочијама и возилима искључиво при малим брзинама и готово статичким условима. Иако пнеуматици постоје на сва четири точка, те како се на сваком пнеуматику под утицајем бочних сила јавља одређени угао повођења, тада се мења акерман слика, те се углови скретања и позиција центра радијуса кривине морају кориговати у складу са вредношћу угла повођења на сваком пнеуматику. То је приказано на *слици 2.14*.



Сл. 2.13 Акерман и његова геометрија



Слика 2.14 Акерман проширен за вредност угла повођења

Као што је познато, проласком возила кроз кривину јавља се велики трансфер оптерећења са унутрашњег на спољашњи точак, па ће и сама контактна површина бити оптерећенија на спољашњем точку, и упркос томе што коефицијент пријањања лагано опада са порастом притиска на контактної површини, угао повођења бива мало већи на спољашњем точку него на унутрашњем. Такође, добијањем угла повођења на задњим



точковима, центар радијуса кривине се помера ближе предњој осовини (приказано на *слици 2.14*, са *I* на *X*). Све те промене утичу на то да већина трачких возила не користи акерманов принцип, него га углавном умањи на око 50% или паралелно закрећу точкове (*parallel steer* или 0% акерман).

Као што је видљиво, ова геометрија зависи од разних фактора, чије вредности је врло тешко добити тачно и они варирају у зависности од услова у којима се налазе. Паралелно скретање или чак анти-акерман (спољни точак има већи угао закретања од унутрашњег) задаје пуно потешкоћа при маневрисању возила по боксу и при гурању или чак и при вожњи малим брзинама. Једном када се оптерећење пренесе на спољашњи точак при проласку кроз кривину, релативно је занемарљива разлика у углу закретања предњих точкова, јер у тим условима унутрашњи точак не преноси готово никакву силу, те нема великог утицаја на динамику возила. Такође, није толико важна геометрија (акерман или анти-акерман) при изласку из кривине, јер су тада предњи точкови растерећени. Једино је при самом уласку у кривину, још док кочење заузима већи део капацитета пнеуматика, важна разлика између закренутости левог и десног точка. Опет, савршена геометрија веома много зависи од тренутних услова, од врсте возила, брзине кретања, смеше пнеуматика итд, али уопштено би се могло рећи да се 100% акерман користи при малим брзинама кретања, док се са повећањем брзине смањује тај проценат према анти-акерману. Велику улогу у одређивању ове геометрије има и испитивање које мора показати да ли су теоретске претпоставке тачне или не.

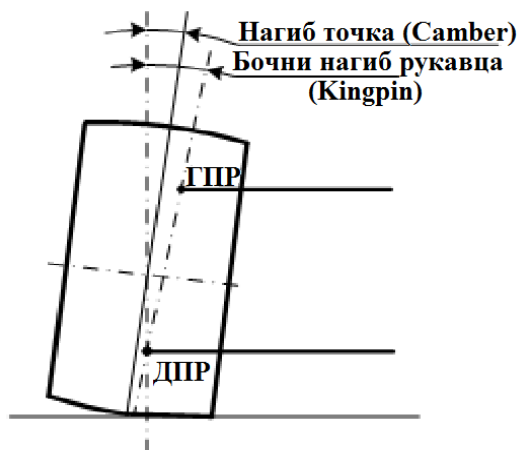
Други аспект са кога треба гледати на скретање је онај који се односи на саму крутост система, прецизност и повратни осећај према возачу, као и лакоћу управљања. Крутост система се решава квалитетним конструисањем компонената које учествују у скретању, избегавањем савијања на оптерећеним крајевима и свођењем зазора у зглобовима на минимум. Прецизност се добија употребом онаквог преносног односа на летви волана да сам точак управљача има оптималан број окрета од једног краја до другог за одређени случај (зависно од врсте аутомобилизма), те линеарним и предвидивим ходом целог система за управљање. У случају болида Формуле Студент највећи број окрета је мање од једног окрета (око 220 степени), где за тај померај точка управљача, точак мора прећи из крајњег левог у крајњи десни положај. Са смањењем броја окрета точка управљача, за исти ход точка, повећава се момент који возач мора да савлада на точку управљача.

Повратни осећај према возачу и сама тежина точка управљача у динамичким условима вожње су један од најважнијих фактора при скретању, уз довољан угао закретања точкова и предвидиво понашање. Тежина точка управљача зависи од више фактора, а то су бочни нагиб осовинице рукавца, крак стабилизације, затур као и самопоравнавајуће карактеристике пнеуматика на предњем ослањању. Ови појмови су тренутно непознати, па их је потребно дефинисати у следећем делу и самим тим завршити теоријски део рада и затворити геометријску слику система за ослањање болида Формуле Студент [4].

Линија која спаја горњу и доњу тачку вођица на носачу главчине се може сматрати просторном дијагоналом, која је дефинисана са два угла у односу на вертикале. То су бочни нагиб осовинице рукавца (*енгл. Kingpin*) и затур (*енгл. Castor*).



Бочни нагиб осовинице рукавца је линија која спаја горњи и доњи сферни зглоб на носачу главчине (рукавцу) у погледу спреда, као што је приказано на *слици 2.16*. Обично износи од шест до девет степени, зависно од конструкције, али га је пожељно смањити на минималну вредност. Последица овог нагиба је та да се при скретању точак жели подигнути, што додатно отежава волан возачу, па је због тога важно да се не прелазе препоручене вредности. Друга последица овог нагиба је та да се крак закретања точка може довести на што мању вредност без да се улази „предубоко“ са носачем главчине у наплатак.

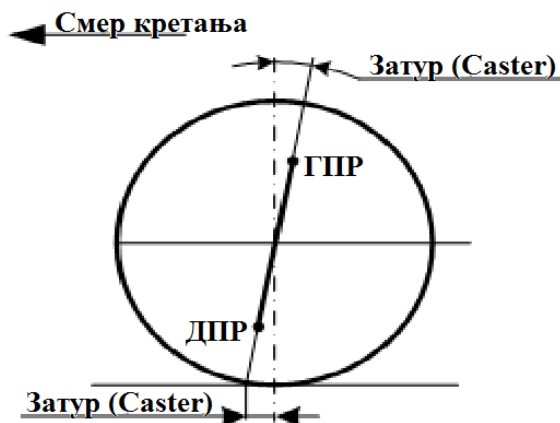


Слика 2.16 Бочни нагиб

ГПР – горња тачка прихвата А рамена
ДПР – доња тачка прихвата А рамена

Крак закретања точка (енгл. scrub radius) је удаљеност између пресека симетрале точка и подлоге (дакле, центра контактне површине) и пресека линије бочног нагиба осовинице рукавца и подлоге (дакле, тачке око које се окреће точак). Пожељно га је такође свести на што мању вредност из разлога што та удаљеност одређује величину момента који се преноси на управљачки систем. Али, не сме се довести у „нулу“ из разлога што би то проузроковало мањак осећаја на точку управљача, а то је итекако важно како би возач могао препознати када коефицијент пријањања, у зависности од угла повођења, почиње да опада тј. када пнеуматици губе пријањање.

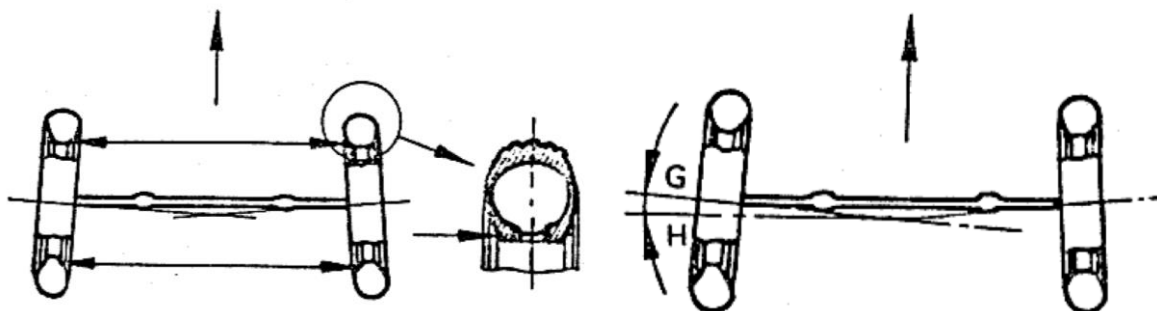
Затур је други угао који дефинише малопре поменути просторну дијагоналу. Дефинише се у погледу са стране, као линија која спаја горњи и доњи сферни зглоб (*слика 2.17*). Уобичајно износи од отприлике четири степена, па све до дванаест у неким случајевима. Он такође оптерећује точак управљача, из разлога што исто као и бочни нагиб осовинице рукавца жели подићи точак, али се тежина самог точка управљача може доста умањити ако се центар главчине постави изнад центра контактне површине. Последице овог нагиба су следеће. Приликом скретања, точак на спољашњој страни возила се нагиње на начин да му се нагиб повећава у негативном смеру, што је веома позитивно јер је управо у тим ситуацијама (приликом уласка у кривину када је цела тежина пребачена на предњи спољни точак) потребан додатан нагиб који се супротставља нагињању целе шасије. Друга последица је такође позитивна, а она делује на начин да увек жели изравнати точак, а поготово приликом изласка из кривине. Тако возач не мора значајно „враћати“ точак управљача приликом изласка из кривине, већ он то готово сам уради (зависно од угла затура) [5].



Слика 2.17 Затур



Подужни нагиб - усмереност точкова ϵ може бити изражен на два начина. Изражена дужином: Дужина је дефинисана на следећи начин – Крајеви хоризонталних пречника унутрашњих контура наплатака, који одговарају истој осовини возила, су темена трапеза. Разлика између дужина задње и предње основе трапеза је позитивна усмереност када је дужина предње основе мања од дужине задње основе, а негативна у супротном случају (*слика 2.18 лево*) Изражена углом: Угао који чине хоризонтални пречних точка и средња подужна равна возила, или оштар угао између вертикалне равни „G”, у којој се налази оса рукавца, и вертикалне равни „H”, управне на средњу подужну равна возила (*слика 2.18 десно*).



Слика 2.18 Усмереност точкова изражена дужином (лево) и углом (десно)

Постојање углова бочног нагиба точкова, изазива да точкови имају тежњу кретања по луковима, који се разилазе од возила. Да би се одстранио овај недостатак, практикује се „увлачење” предњих крајева управљајућих точкова, такозвана „усмереност точкова”, тако да они нису постављени паралелно са подужном осом возила, већ под такозваним углом конвергенције ϵ према њој. Другим речима, међусобно одстојање точкова испред рукавца (гледано у правцу вожње) је мање за 1 до 10 mm од одстојања иза рукавца. Величина увлачења точкова зависи од врсте и конструкције возила.

Последњи фактор који утиче на тежину волана и понашање пнеуматика/точка при скретању је само понашање пнеуматика. Сваки пнеуматик се деформише и при великим бочним силама центар контактне површине осцилује и самим тим повећава удаљеност од оса закретања точка. Као резултат се јавља промена момента на точку управљача. Док су затур, бочни нагиб осовинице рукавца и крак закретања релативно константни, ова појава није, те је на њу потребно рачунати као један од фактора који такође утиче на повратни осећај возачу [3].



3. Конструкција геометрије ослањања на формули студент

У самом почетку осмишљавања и анализирања система за ослањање потребно је претходно знати за које сврхе се возило користи. Не постоји најбољи, али ни најлошији систем ослањања возила јер је сваки за неку ситуацију довољно добар. Кад се каже „довољно добар“ мисли се да ће возило на задовољавајући начин, без угрожавања сигурности возача у возилу, као и на сигурност од неког техничког квара, савлађивати препреке на које наилази у вожњи. У овом раду је описано на који начин се пројектује спортски систем ослањања за Формулу Студент. Прво је потребно знати да ће се возило у већини случајева возити на стази намењеној искључиво у сврху вожње великим брзинама (картинг стазе, тркачке стазе). Исто тако од возила се захтева да буде сигурно и поуздано, што значи да техничке грешке (ломови, оштећења и деформације) морају бити минималне. Потребно је спречити да приликом вожње долази до заносења возила. На то утиче више ствари, а у групу најважнијих спадају способност возача за вожњу великим брзинама те физичка способност излагању великим убрзањима које делују на возило уздужно и попречно. Исто тако на заносење возила утиче и стање околине, а то су временски услови и квалитет стазе. За разлику од сувих услова који за собом могу везати и високу температуру ваздуха, али и стазе, што побољшава својства гумама (већи коефицијент трења) и саму динамику вожње односно могућност остваривања веће брзине и што бржих пролазака кроз кривине, то исто неће бити могуће уколико се ради о кишним временским условима. Тада ће до заносења возила и/или потпуног губитка контроле над истим доћи пуно пре него код претходно наведених сувих услова.

Што се тиче захтева које возило мора задовољавати, а која су прописана правилником ФСАЕ [6] треба истаћи једино да вертикални ход мора износити минимално 25,4 mm у једном, односно 50,8 mm у оба правца. Ради једноставности приликом израде и спајања делова система за ослањање на шасију болида пожељно је усвојити што већи вертикални ход из неколико разлога. **Први разлог** је гледан са сигурносног аспекта односно с аспекта чврстоће. Пожељно је да делови система за ослањање, доње и горње вођице (А рамена), никада не дођу својим профилима у контакт са везама на шасији. То значи да ослањање никада не сме бити у својим тзв. „**мртвим тачкама**“ јер би у том тренутку дошло до појаве додатних напрезања на савијање и могућност деформисања и лома. Појам „**мртва тачка ослањања**“ значи да би се профили А рамена ослањали на властите прихвате (ушице заварене на крајевима шасије) под пуним оптерећењем, а тај случај би А раме представљао као конзолу укљештену на једном крају и оптерећену спољашњом силом на другом крају повећавајући знатно момент савијања. **Други разлог** зашто ставити већи вертикални ход је тај што је крајњи износ коначан. Једноставније је постићи мањи вертикални ход повећавајући крутост опруге која је серијски везана са А раменима или повећавајући пригушење амортизера као и комбинацијом веће крутости и већег пригушења. Које год решење одаберемо оно за собом повлачи и неке лоше ствари. Ако поставка возила (почетни „**set-up**“) буде била што „тврђа“, тј. опруга високе крутости и што веће пригушење тада је возило поприлично неудобно, али има и боља својства у вожњи при већим брзинама, односно возило се брже умири након деловања спољашње побуде, а такође су мања нагињања возила при уласку у кривину за разлику када је возило подешено „мекше“. Тада постоји опасност од превеликог нагињања па чак и одвајања тачка од подлоге, што се никако не сме догодити. Осим тога возилу је потребно више времена да се умири, а постоји и могућност заносења, губитка контроле, приликом бржег наилаaska на могуће неравнине на стази.





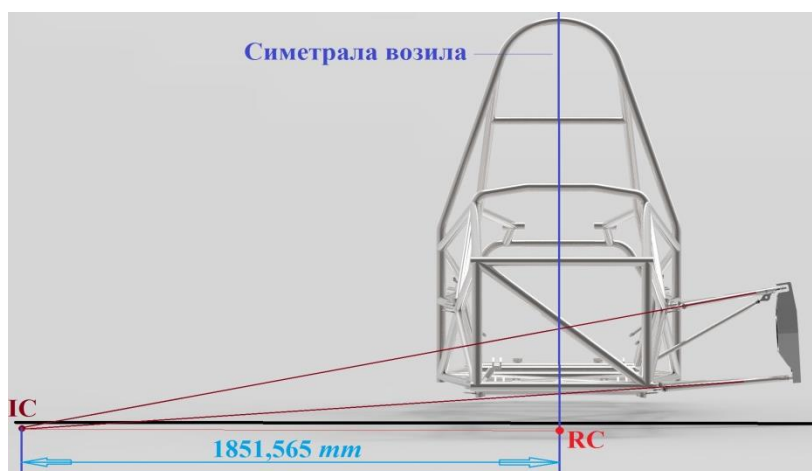
Код спортских аутомобила најважнија ставка је промена бочног нагиба (енгл. *camber*) точка услед брзе вожње у кривинама. Потребно је тако дизајнирати систем за ослањање да „губитак“ бочног нагиба буде што мањи, а то је лако извести код „wishbone“ везе. Читави један склоп ослањања, у што спадају горња и доња А рамена, рукавац итд по правилу имају свој **тренутни центар** (енгл. *Instant center* – **IC**), тј. тренутну тачку око које ротира читави склоп. За што мање промене у геометрији точка пожељно је да тренутни центар (даље у тексту „**IC**“) буде што даље од возила. **IC** се једноставно одређује, најједноставније и најчешће графичком методом, а представља тачку у предњој/задњој вертикалној равнини возила где се секу осе А рамена, а може бити смештен на унутрашњој или спољашњој страни возила што зависи од тога како и под којим углом су спојена А рамена. Из овог се може закључити да би најбоље за геометрију точка било када би А рамена била паралелна, тада би пресек две осе па тако и **IC** био у бесконачности. Но то није тако јер се возило састоји од тзв. ослоњене и неслоњене масе. Неослоњену масу представља управо горе споменути склоп ослањања, тј. сваки део, елемент возила, који се не налази унутар шасије возила која представља ослоњену масу. Као што неослоњена маса има свој тренутни центар ротације исто тако и ослоњена маса има свој **центар ротације/центар нагињања (ЦН)** (енгл. **Roll center**, даље у тексту **RC**), а он се такође најједноставније одређује графичким путем. Потребно је из већ одређене тачке **IC** повући правац према средини точка истог склопа ослањања и на пресеку са симетралом возила се налази **RC**. Формула Студент има два **RC**-а, на предњим и задњим точковима. Спајајући их правцем у вертикалној равнини, али гледано с бочне стране добија се оса ротације ослоњене масе. Што је ова оса ниже то је веће нагињање возила. Идеалан би био случај када би оса ротације пролазила кроз центар масе. Тада уопште не би долазило да нагињања возила, али би возило имало јако лоше перформансе и било би опасно за возача јер би могло доћи до заносења возила и потпуног губитка контроле над њим. Оно што се у овом случају догађа је да приликом вожње у кривинама долази до вертикалних сила које на возило делују тако да га настоје одвојити од површине, а силе су веће што је **RC** више изнад површине стазе. Ова појава (графички описана на **слици 2.9**) се може описати као подизање, познатије као поскакивање (енгл. *Jacking*), углавном оног дела возила који има већу масу и за последицу може имати потпуно одвајање возила од тла и бочно „премештање“ истог према спољној страни кривине. Зато је препоручљиво да **RC** буде смештен на „нули“, односно на самој површини стазе или јако близу саме површине. У овом случају неће бити подизне силе или ће бити јако малог износа, али ће долазити до нагињања возила. Ипак, ово је пуно погоднија ситуација јер се нагињање такође може смањити одабиром круће опруге или још једноставније подешавањем пригушења амортизера. Све претходно наведено било је битно да се схвати повезаност **IC** -а и **RC** -а јер иду једно с другим и није могуће радити сигурно возило рачунајући само са **IC** -ом или **RC** -ом.

За мала спортска возила као што је **Формула Студент** где је удобност скоро на последњем месту по важности због кратког боравка возача у возилу приликом такмичења (до 25 минута), али такође није потпуно занемарена, усвојени су следећи подаци: предњи **RC** ће бити смештен **8 mm** испод „нуле“, тј. **8 mm** испод површине стазе, а задњи ће бити нешто **5 mm** испод површине стазе како би се смањило пропињање односно понирање возила услед наиласка на неравнине на стази. Након старта возила, услед подизања предњег краја процена је да ће разлика од **3mm** нестати, односно да ће се и предњи **RC** налазити на **5 mm** испод површине стазе. Након одређених центара ротације (предњи и задњи) као и оси ротације шасије потребно је одредити и **IC**. Положај **IC** зависи и од димензија рукавца (*upright-a*). Једино ограничење за димензије рукавца је димензија фелне. Знајући да је такмичење под

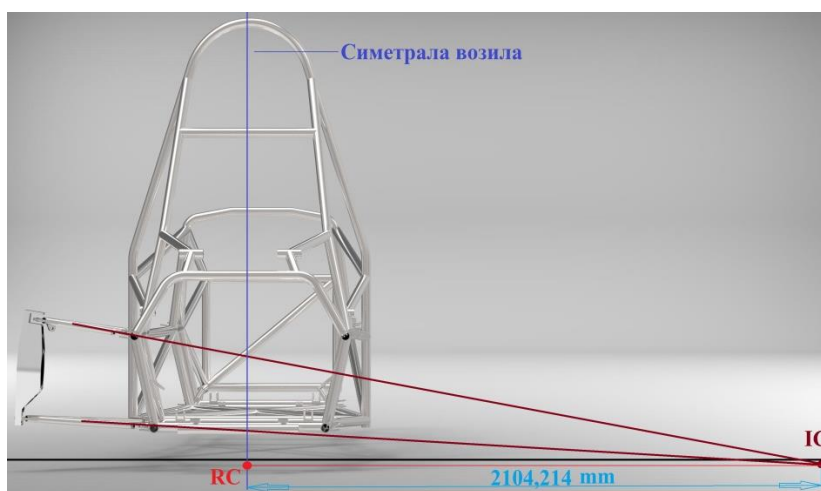




покровитељством организације „*SAE International*“ и да се непрестано одржава дуги низ година, произвођачи квалитетних спортских гума и фелни су се одлучили придружити пројекту „*Формула Студент*“ и правити производе намењене искључиво за ово такмичење. У већини случајева користе се фелне димензија $13'' \times 7j$ (ET22) направљене од легуре алуминија *AlSi7Mg* (EN-AB42000) што даје малу масу која износи свега 3,5 килограма по фелни. Још се производе и фелне величине $10''$ које имају мању масу, али поприлично мање простора за спајање А рамена са рукавцем што отежава саму израду јер је потребна већа прецизност, а и већа су оптерећења рукавца услед наглог кочења, као и настале деформације (ходови) при бржим проласцима кроз кривине. Још једна предност мањих фелни је и боља стартност за разлику од већих које остварују већу максималну брзину. Коришћењем фелни величине $13''$ одређене су и димензије рукавца са којим улазимо у следеће одређивање положаја **IC**-а као и положаја горњих и доњих А рамена. Познајући све димензије уз задовољавање постављених услова лако се може одредити геометрија ослањања. Геометрија предњег и задњег ослањања приказана је **сликама 3.1 и 3.2**.



Слика 3.1 Геометрија ослањања предњег точка

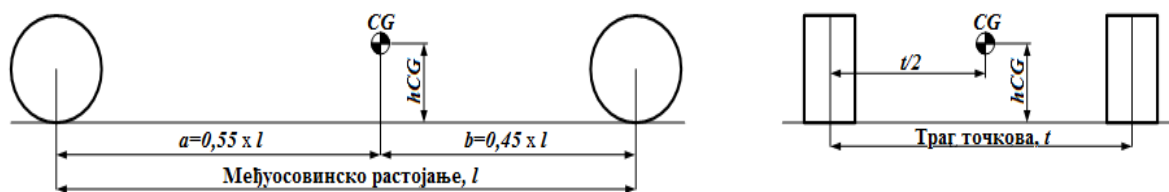


Слика 3.2 Геометрија ослањања задњег точка

Геометрија приказана на сликама нацртана је у програму CATIA и приказује изглед А рамена на предњој и задњој страни у склопу са рукавцем и рамом. Потребно је споменути и ограничење правилником да ширина трага точкова не сме бити мања од 75% износа међуосовинског растојања точкова. Минимални износ међуосовинског



растојања је 1525 mm, а из тога произлази и да је минимални траг точкова 1150 mm. Возило Формула Студент у изради **Fin Racing Team**-а има међуосовинско растојање од **1560 mm**, док предњи траг точкова износи **1250 mm**, а задњи **1180 mm**. Разлог због којег је предњи траг шири од задњег је због сигурносних разлога од добијања негативних бодова за време трајања самог такмичења. Наиме, једна од захтевнијих дисциплина како за возача тако и за возило на такмичењу је слаломска вожња међу препрекама које представљају гумени или пластични чуњеви. Ако се догоди да возило додирне или сруши чуњ добијају се негативни бодови. Углавном се догађа да возило задњим точковима дотакне или сруши препреку па је због тога задњи траг ужи. Осим тога мањи је и психолошки утицај на возача од опасности додира или рушења чуњева приликом такве вожње. У тим тренуцима возач ће се моћи водити мишљу „ако у датом тренутку пролазим предњим точковима без додиривања или рушења препреке, сигурно пролазим и задњим точковима без додиривања исте“. Осим тога на изглед геометрије ослањања утиче и ширина шасије. Потребно је направити шасију тако широку да се возач у њој не осећа стиснуто, али исто тако и да је могуће унутар и на простору шасије монтирати одређене делове неопходне за рад возила у целини. Тестирањем и упоређујући разне ширине шасије усвојена је спољашња максимална димензија ширине од 645 mm. Сада су позната сва ограничења и могуће је нацртати геометрију и предњих и задњих точкова.



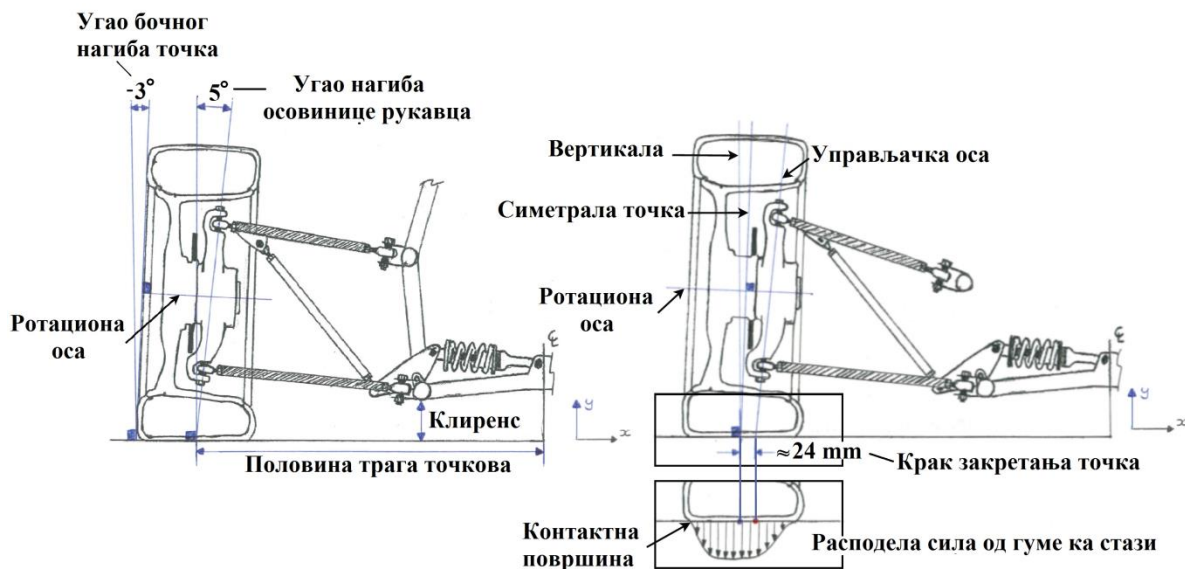
Слика 3.3 Основне димензије возила
($l=1560\text{mm}$; $t_p=1250\text{mm}$; $t_z=1180\text{mm}$)

За даље одређивање изгледа самих А рамена коришћене су препоруке већ постојећих тимова настале дугогодишњим тестирањима и закључци добијени упоредном анализом најбољих тимова из 2015-те године. Тако је једна од препорука да затур (енгл. *Caster*) износи од $+1^\circ$ до $+7^\circ$, а оса ротације точка приликом закретања у предњој вертикалној равнини (енгл. *Kingpin inclination*) износи $3 \div 9^\circ$. Затур је ротирање рукавца око његове средишње осе (иста оса око које ротира точак) према напред или назад. Када се рукавац ротира према назад тада је угао позитиван, а разлог због којег је потребно осигурати позитиван затур је смањивање вибрација точкова, а тиме се још уз комбинацију са бочним нагибом рукавца (*кингпин-ом*) побољшавају и возна својства возила. Једино ограничење код максималног износа угла затура је осигурати довољно закретање точка како се не би догодило да фелна својом унутрашњом ивицом удара у А рамена. За величину фелне 13" одабран је износ **затура $+5^\circ$** (слика 3.5 лево) под условом да се точак може закретати 26° , а да притом не долази до контакта фелне са А раменима. Уз већ споменуто закретање точка повезује се и бочни нагиб осовинице рукавца. Њиме се неће променити ништа гледано са аспекта техничке сигурности већ се тај угао користи искључиво да помогне возачу приликом управљања возилом. Бочни нагиб осовинице рукавца се мери у предњој вертикалној равнини, а то је угао између две осе. Једна оса је вертикална и пролази средином укупне ширине точка, а друга оса пролази кроз тачке спајања А рамена за рукавац. Користећи тај угао лакше се закрећу точкови у вожњи, а исто тако точкови се могу самостално вратити у почетни положај. Усвојена вредност за бочни нагиб осовинице

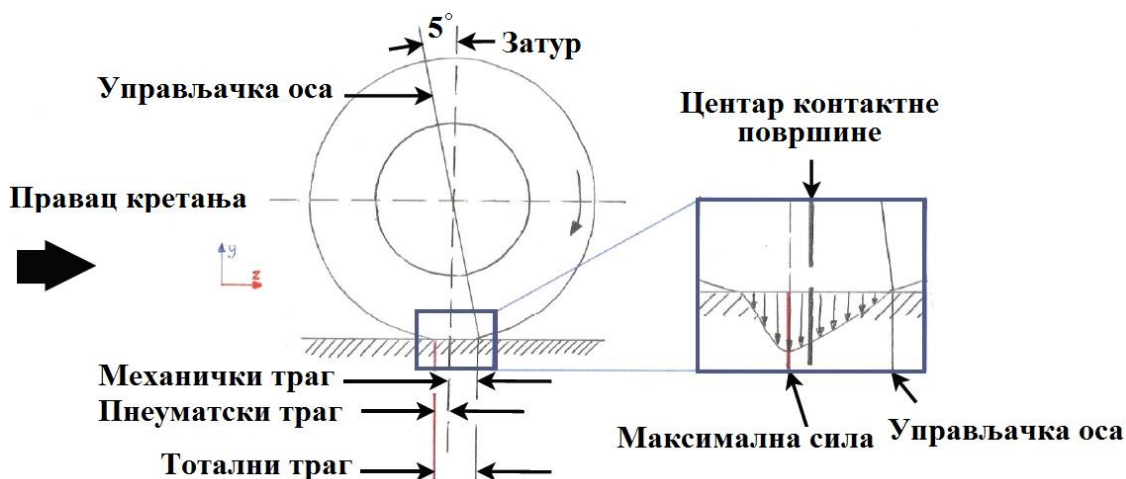




рукавца износи 5° . Крак закретања точка („*scrub radius*“) постављен је на приближно **24mm** (слика 3.4). На слици лево приказан је бочни нагиб точка (-3°) (енгл. *Camber*), нагиб осовине рукавца и крак заокретања точка. Негативни угао бочног нагиба точка онемогућава нагињање унутрашњег точка при кретању у кривини. У кривини се унутрашњи точка нагиње од возила, тј. угао његовог бочног нагиба постаје позитиван. Ако се он постави тако да при кретању на правцу буде негативан, онда у кривини постаје једнак нули и омогућава да газећа површина точка и његово пријањање буду највећи могући. Стога је пожељна вредност овог угла нула или негативна. Позитиван угао ствара проблеме у држању возила на путу, јер би се у кретању у кривини толико повећала да би точка са путем има контакт само ивицом пнеуматика.



Слика 3.4 Геометрија ослањања формуле и одабране вредности нагиба точка, нагиба осовине рукавца и крака закретања точка

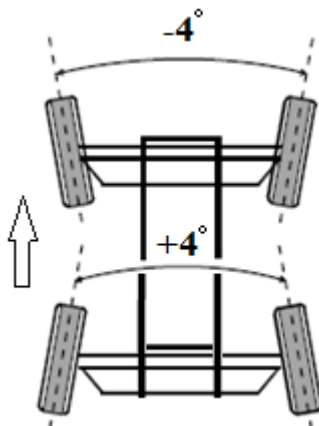


Слика 3.5 Геометрија ослањања формуле и одабрана вредност затура

Подужни нагиб може бити паралелан, позитиван (енгл. *toe in*) и негативан (енгл. *toe out*). На болиду су коришћени минимални негативни и позитивни али су приликом симулација у лотусу постављени на нулу да би се добило што тачније понашање болида. На мале вредности (2° по точку) су постављени преко одвијања и/или завијања спојева на спонама пре вожње. Карактеристика негативног подужног нагиба који се



поставља на предње точкове је олакшавање скретања јер сваки точак вуче у своју страну, али је битно не претерати јер ће се унети превелика напрезања у систем ослањања смањиће се угао скретања. Задњи точкови се постављају позитивно да би равнали кретање болида и тиме смањили проклизавање задњих точкова (слика 3.5).



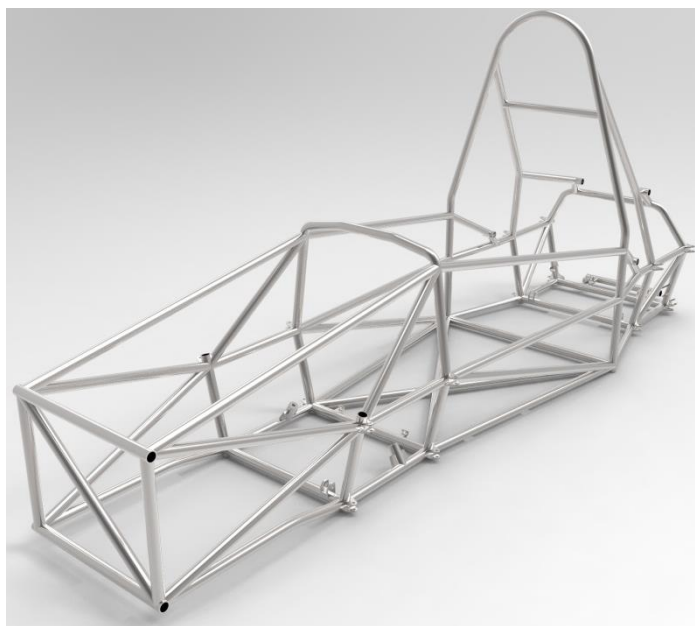
Слика 3.5 Подужни нагиб формуле *FRT*

Систем за ослањање се не може засебно пројектовати, без пажње на елементе на које утиче и на које се спаја, нити без обраћања пажње на технологичност саме израде конструкције. Дакле, конструктор система за ослањање мора радити у кооперацији са конструктором носећег система те се и један и други морају међусобно кориговати и допуњавати. Стога, након што су дефинисани основни параметри ослањања, потребно је кренути у концептуалну конструкцију носећег система.



3.1. Концепт носећег система

На *слици 3.6* приказан је носећи систем болида Fin Racing Team-а, а прављен је према концепту решеткасте просторне конструкције. Алтернатива њему је тзв. „топософче“ шасија која захтева скупе калупе и компликовану израду. Дакле, у тренутним условима једина је опција челична цевна просторна конструкција. Првенствено је потребно знати која се све правила морају задовољити у овом сегменту возила, попут димензија и позиција дефинисаних цеви, одређених висина и односа са другим елементима возила који утичу на димензије шасије. Следећи услов за добру шасију је задовољавајућа крутост услед увијања по уздужном правцу, где је нека граница у односу на конкуренцију, крутост од око **2500 Nm/°** увијања носећег система. Те наравно, што је већа крутост тим боље, али не на рачун додатне масе. Из тог разлога је позната наведена граница. Такође је важна једноставност и технологичност саме цевне конструкције, а изразито је пожељно да се све тачке на које делује оптерећење (попут прихвата вођица, амортизера, носаче погонског агрегата итд.) смештају у чворове носећег система. Тиме се избегава директно савијање цевних елемената носећег система. Одабрани челик за израду рама је челик **Ћ 0563 (S355 J2H) „D“** класе заварљивости. Челици из групе „D“ користе се за одговорне заварене конструкције, које се морају осигурати од кртог лома и које су изложене динамичким оптерећењима. Примењују се за спојеве компликоване за израду при постојању динамичких напрезања на истезање или истезање и смицање [7].

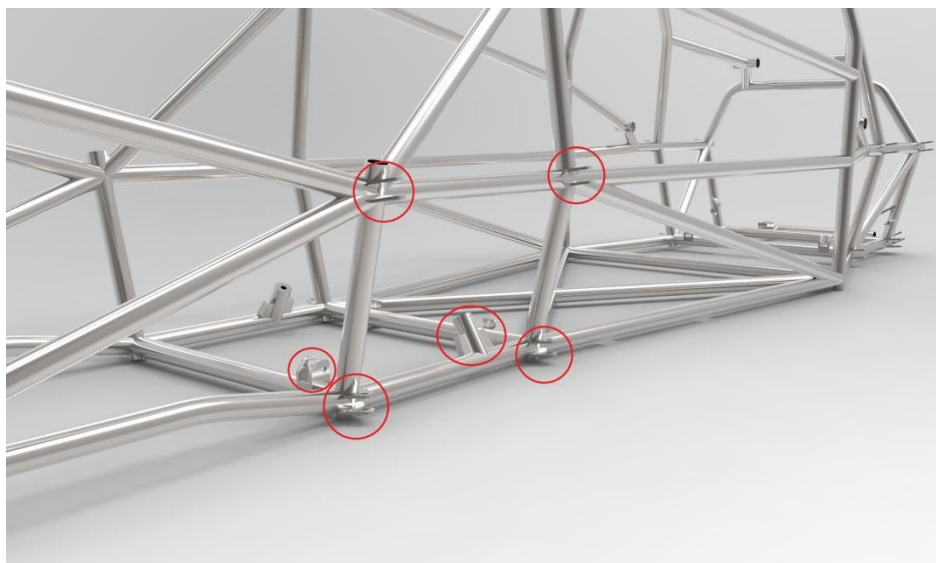


Слика 3.6 Цевна шасија FRT 2016

Оно што је потребно имати на уму је једноставност целог склопа и то да сваки прихват елемената система за ослањање има своје место које је елегантно укомпоновано у носећи систем. То значи да се већ постојећи чворови који су дефинисани правилником и они који се једноставно морају налазити на пресеку одређених цеви требају укомпоновати заједно са одређеном корекцијом система за ослањање на начин да прихват ослањања буде тачно у чвору носећег система без додавања непотребних цеви, отежавања и компликовања конструкције.

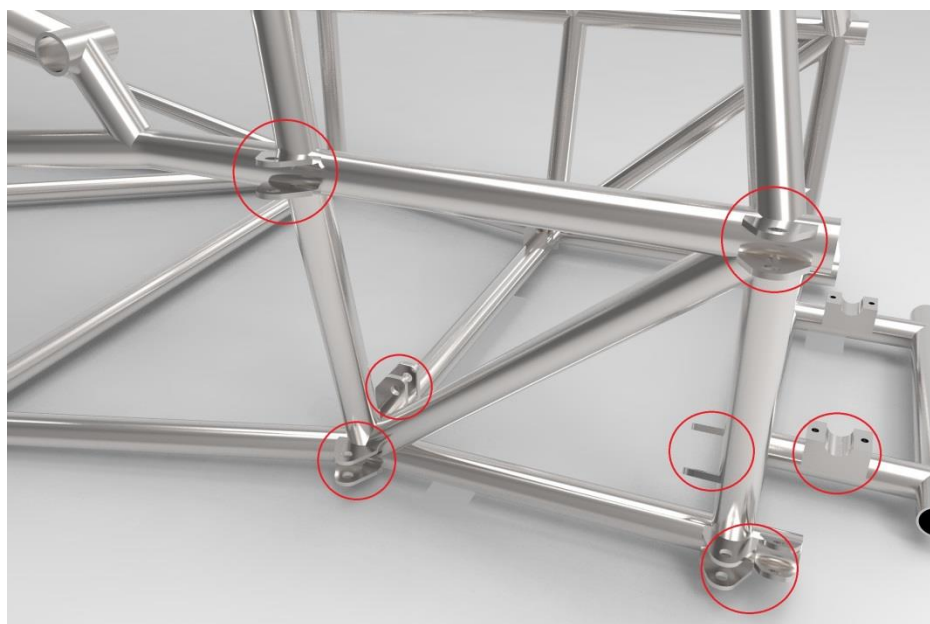


На *слици 3.7* приказан је начин како су прихвати предњег ослањања изведени на болиду *FRT 2016* где је то направљено како је малопре и описано, сваки прихват у свој чвор носећег система возила.



Слика 3.7 Прихвати предњег ослањања на болиду *FRT 2016*

Исто је приказано и на *слици 3.8* само што се ради о задњем крају болида *FRT 2016*.



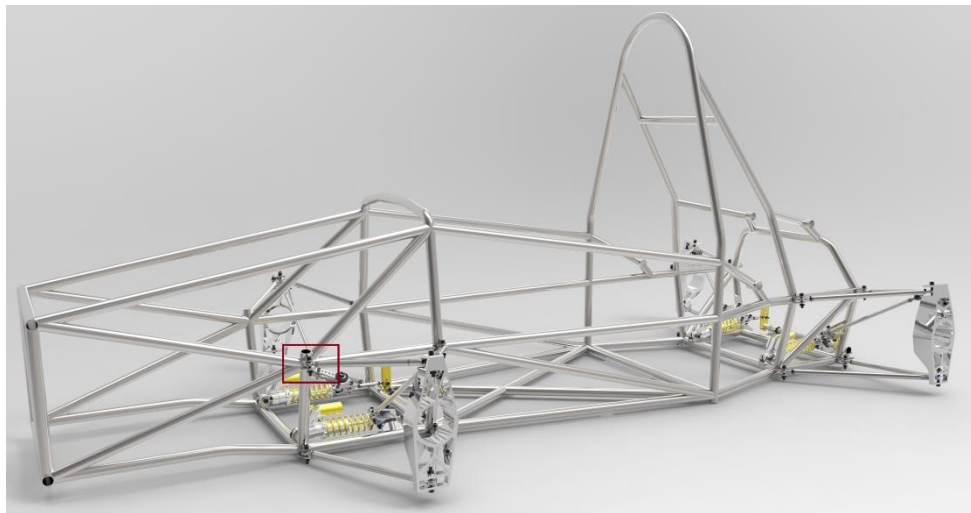
Слика 3.8 Прихвати задњег ослањања на болиду *FRT 2016*

Уколико је носећи систем унутар правила за ту класу и уколико задовољава одређене ергономске и критеријум крутости, може се рећи да је концептуално и геометријски носећи систем готов, те да више неће бити значајних промена. Ово је тренутак када се улази у симулацију где се покушава оптимизовати геометрија хода точка и контрола нагиба у различитим приликама према условима који су малопре изнесени.



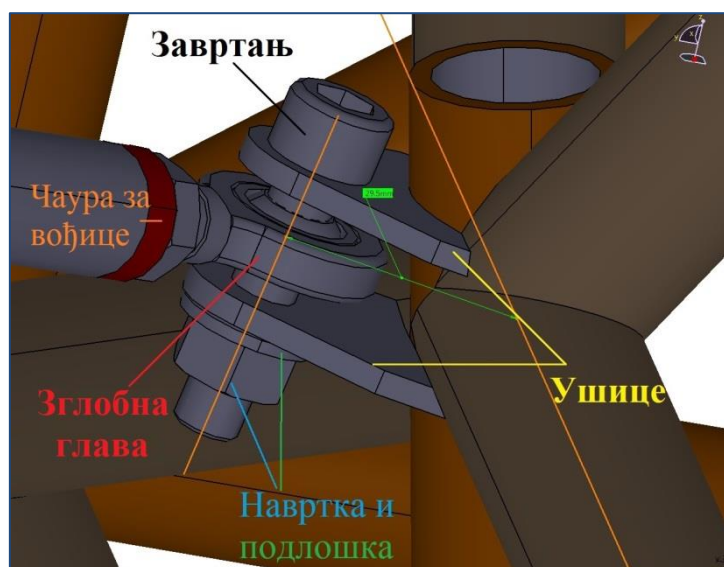
3.1.1. Веза А рамена са носећим системом (рамом)

На *слици 3.9* приказана је прва верзија склопа носећег система са системом за ослањање. Црвени правоугаоник представља везу која је приказана на *слици 3.10*.



Слика 3.10 Склоп рама са системом за ослањање

Веза А рамена са рамом остварује се на унапред предвиђеним местима преко зглобних глава. Циљ је да зглобна глава буде у што мањем могућем контакту са ушицама да не би долазило до њиховог савијања већ да су искључиво аксијално оптерећене (*слика 3.10*). Зато је потребно оставити што већи могући простор између горње и доње ушице. Према анализи већ постојећих решења, дебелина ушица се углавном креће од 2-5 mm. У нашем случају усвојена је њихова дебелина од 3mm како би се оставио што већи простор за потенцијално кретање зглобне главе и притом је испуњен услов да се све њихове деформације нађу у зони еластичности (*деталније у глави 6.*). Такође, растојање између осе цеви на коју се ушица делом заварује и осе завртња/сферног лежаја унутар зглобне главе (**29,5 mm**) сведен је на минимум како би, у случају контакта зглобне главе и ушице, савојна сила била што мања.



Слика 3.10 Веза А рамена (вођице) са рамом



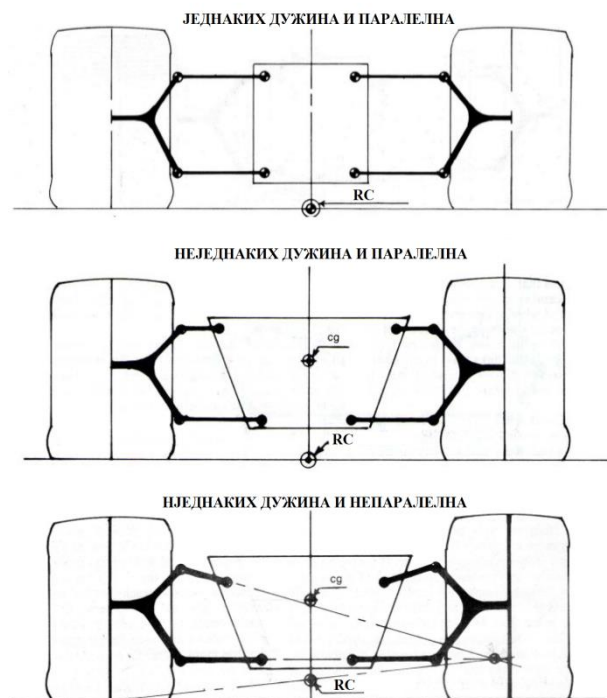
Усмереност ушица зависи од геометрије рукавца, положаја тренутног центра (енг. *Instant center – IC*) и центра нагињања (енг. *Roll Centre – RC*) унапред прорачунатог (слика 3.1 и 3.2) Ушице имају „троугаони“ облик како би линија по којој се остварује веза са рамом, односно по којој се заварује била што већа и самим тим ризик од деформације и кидања у самом вару и зони утицаја топлоте што мањи.

Пошто је сферни зглоб стандардни део, усваја се из каталога као и комплет завртањ/подлошка/навртка у зависности од сила које делују у контакту са рамом и између њих самих односно према потребном квалитету истих (нпр. завртањ $\varnothing 8$ квалитета 10.9).

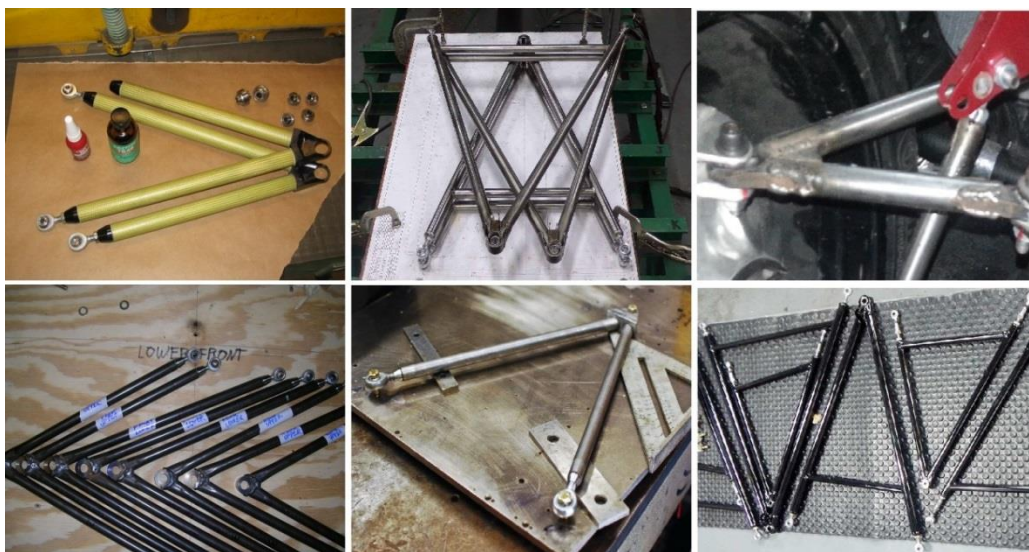
3.3. Геометрија А рамена (вођица)

На слици 3.11 могу се видети различити типови система за ослањање као и већ одабрани систем на болиду „FIN Racing team“-а - *Непаралелна А рамена (вођице) различитих дужина*. Одабрани тип је најпримењивији на такмичењу студентских формула и тркачких возила уопште због позитивног утицаја на нагиб спољног точка у кривини [3].

На слици 3.12 приказана су нека од већ постојећих конструкционих решења А рамена. Њиховом анализом, поштовајући прописана правила такмичења и сагледавањем својих економских и производних могућности усвојен је тип А рамена као на слици 3.13. где је уједно и приказано конструкционо решење предњег доњег и задњег доњег А рамена наше формуле.

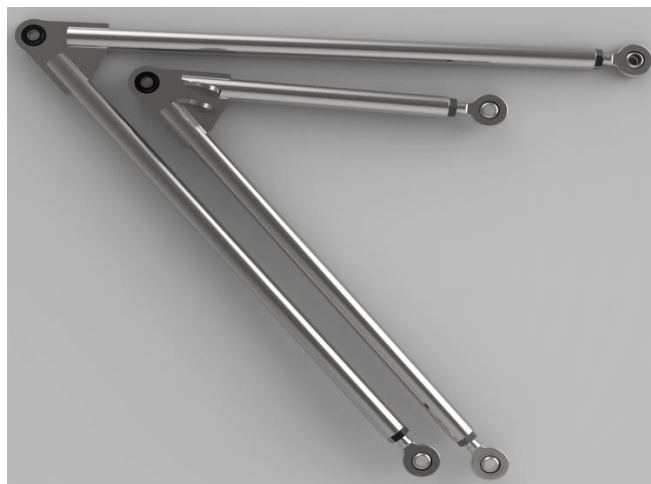


Слика 3.11 Типови система за ослањање



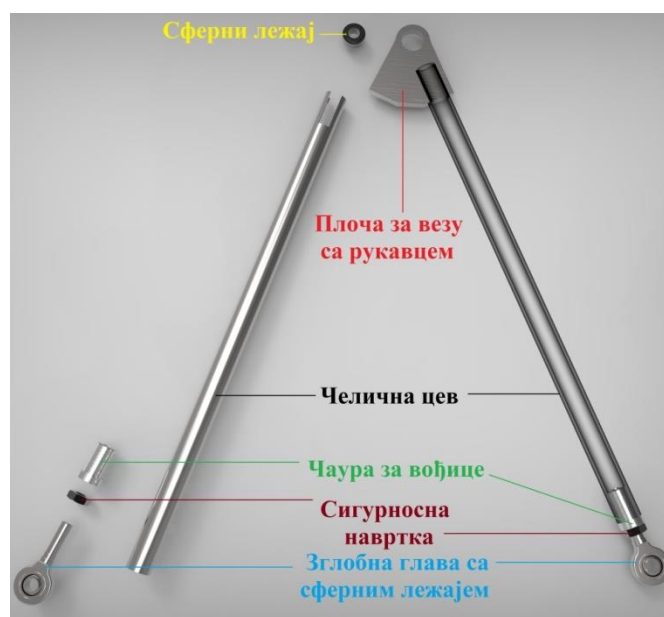
Слика 3.12 Постојећа решења А рамена студентских формула





Слика 3.13 Предње доње (на слици споља) и задње горње (изнутра) А раме

Предност оваквог типа А рамена у односу на остале се огледа у економичности и једноставности израде тј. технологичности. На **слици 3.14** приказани су елементи предњег доњег А рамена. Веза између њих се остварује на разне начине. Између цеви и плоче за везу, цеви и чаура за вођице остварује се заваривањем, сферни лежај и плоча за везу са рукавцем чине пресован склоп а зглобна глава и чаура за вођице навојни спој (најчешће М6 или М8).



Слика 3.14 Основни елементи А рамена

Геометрија као и поједине димензије елемената зависе од усвојених димензија рама, трага точкова, простора унутар фелне, тј. положаја рукавца (носача главчине), и осталих геометријских ограничења у склопу. Циљ је конструисати и изградити поуздана А рамена, што мање масе и што једноставније технологије израде. Самим тим, пожељно је користити економски доступне материјале што бољих механичких карактеристика попут челика за побољшање чији је напон на граници течења изнад 700 МПа (нпр. хром молибденски челик Č 4732).



3.4. Избор везе између А рамена и амортизера

Након дефинисане везе између точкова и шасије потребно је дефинисати тип везе између А рамена и амортизера, односно положај полуге амортизера. На **слици 3.15** приказана је скица врста повезивања А рамена и амортизера.



Слика 3.15 Везе између А рамена и амортизера

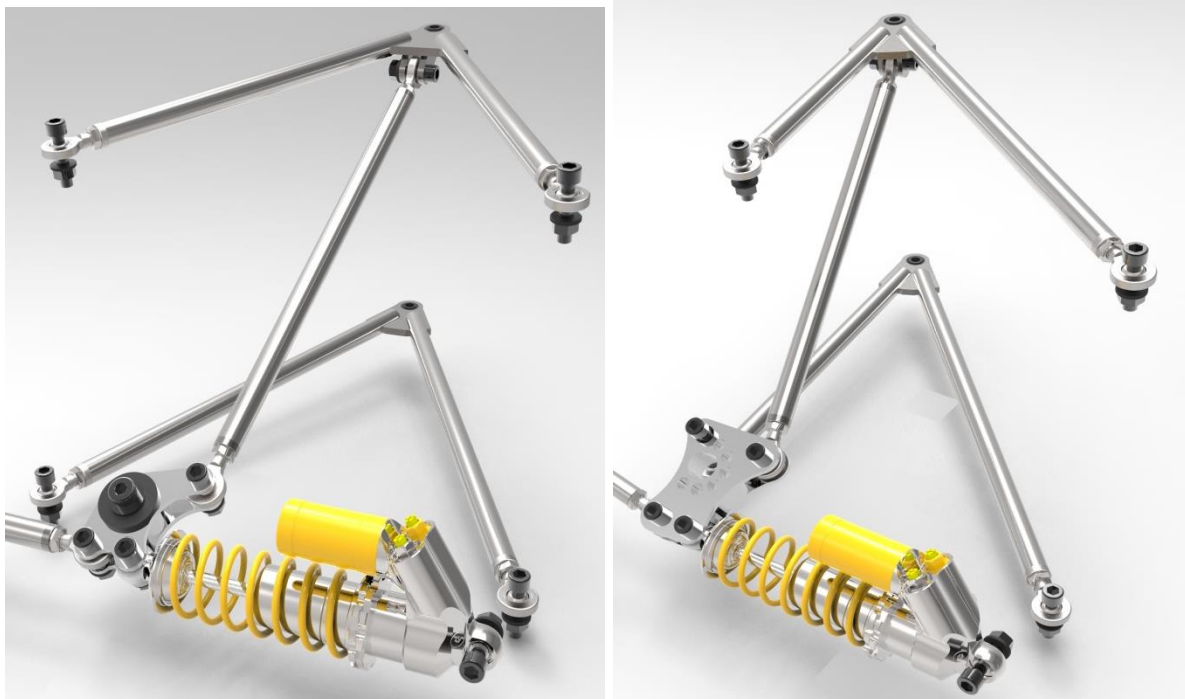
Табела 3.1 Предности и мане веза између А рамена и амортизера [1,3]

Врсте везе	Предности	Мане
„Push rod”	✓ Могућност да се конструише клацкалица тако да опруга буде нелинеарно оптерећена ствар је избора конструктора ✓ Клиренс се може подешавати варирањем дужине полуге ✓ Може се варирати коефицијент крутости опруге према конструкцији клацкалице	✓ Постоје више оса ротације него код директног качења амортизера ✓ Генерално, виши центар гравитације (према локацији опруге, амортизера, клацкалице) ✓ Полуга амортизера је увек оптерећена на притисак и самим тим мора бити чврстија (самим тим веће масе)
„Pull rod”	✓ Могућност да се конструише клацкалица тако да опруга буде нелинеарно оптерећена ствар је избора конструктора ✓ Клиренс се може подешавати варирањем дужине полуге ✓ Може се варирати коефицијент крутости опруге према конструкцији клацкалице ✓ Амортизер се налази унутар шасије што смањује могућност да буде ударен од стране чуња током вожње на такмичењу ✓ Овакава поставка система амортизера проузрокује најнижи центар гравитације од свих поставки ✓ Полуга је изложена истезању и самим тим може бити лакша у односу на предходни тип	✓ Постоје више оса ротације него код директног качења амортизера, више елемената у систему што га чини мање поузданим ✓ Веома је тешко поставити на задњем делу возила јер има много мање простора него напред



„Direct Mounted“	✓ Мање центара (оса) ротације и самим тим уређенији систем ✓ Мање компонената, самим тим потенцијално лакши систем	✓ Већа неослоњена маса јер је половина амортизера у директном контакту са А раменима ✓ Маса је удаљенија од центра гравитације и самим тим је повећана могућност превртања ✓ Дужа и чвршћа опруга је потребна да попуни простор између А рамена и шасије. ✓ Мала понуда потребних чврстоћа опруга на тржишту ✓ Амортизер је директно изложен опасностима у случају налетања на чуњ/камење
-------------------------	---	---

Према унапред постављеним захтевима за што нижим центром масе (центром гравитације), одржавању бочног нагиба точка у кривинама и поузданости система за ослањање са освртом на потенцијалну геометрију шасије (рама) одабран је тип где је полуа амортизера везана за горње А раме као што је приказано на **слици 3.16**.

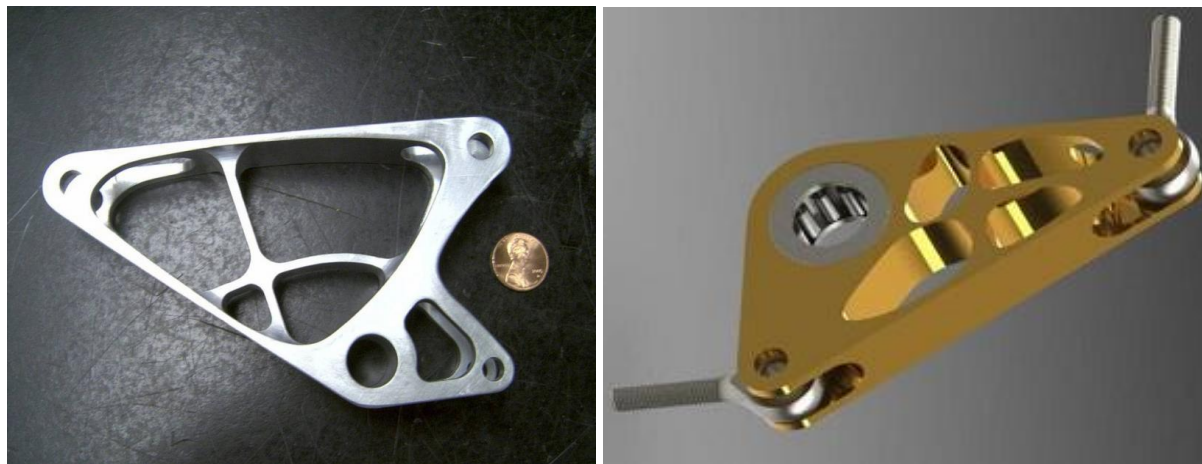


Слика 3.16. *Изабрана веза између педњих (лево) А рамена и амортизера и задњих А рамена и амортизера (десно)*



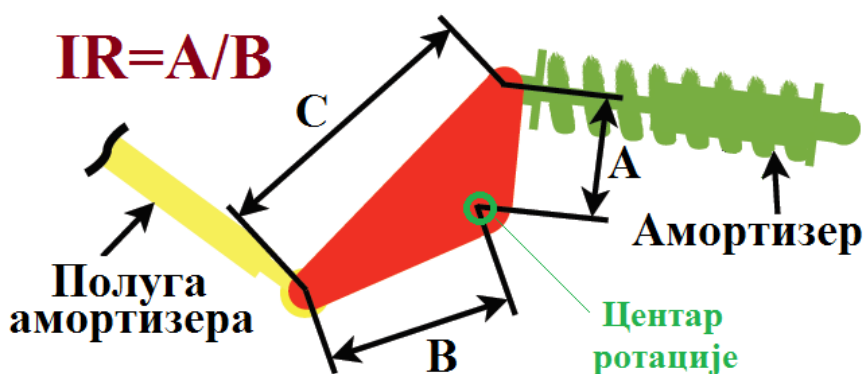
3.5. Геометрија клацкалице амортизера

Веза између полуга амортизера и амортизера се остварује посредно преко клацкалице амортизера (енгл. *Rocker/BellCrank*). Изглед клацкалице израђене од стране већ постојећих, афирмисаних тимова приказан је на **слици 3.17**.



Слика 3.17 Већ постојећи типови клацкалица амортизера

При конструисању клацкалице првенствено треба узети у обзир могући положај амортизера, полуге амортизера и осе ротације клацкалице, односно могућности везивања клацкалице за рам. Постоје више типова клацкалица, у зависности од жеља конструктора и врста система за ослањање. Углавном су у питању танкозидни профили са 3 или 4 отвора за везу са осталим елементима (у зависности од тога да ли се користи „*Anti-roll bar*“). Потом, са лежајем или без, са отворима за олакшање или без итд. Када се користе лежајеви, користе се углавном игличасти са што већом статичком моћи ношења јер је ротација читавог елемента у екстремним случајевима у рангу од $\pm 90^\circ$. Димензије готово у потпуности зависе од геометрије система за ослањање, положаја на шасији и најбитније око „инсталационог односа“ (енгл. *Instalation Ratio IR*) - приказаног на **слици 3.18**.



Слика 3.18 Инсталациони однос клацкалице амортизера

У зависности од већ поменутог односа одређује се крутост опруге и по потреби „*Anti-roll bar-a*“. Што је однос већи, већи је ход амортизера, потребније су круће опруге за неопходну амортизацију и кретање прихватне тачке амортизера по кружници, коју описује у односу на центар ротације, може довести до лома њене везе са шасијом. Што је однос мањи, мањи је ход амортизера, али је већа сила деловања на опругу амортизера. Циљ је исконструисати клацкалицу амортизера која на којој ће



моћи да се врше подешавања инсталационог односа (**IR**) у одређеном опсегу, мале масе, технолошки што једноставнију и чије ће деформације и напони остати у зони еластичности. Такође, њеном геометријом је могуће остварити кретање полуге амортизера и амортизера у оба правца за могућ ход точка. На *слици 3.20* приказана су прва конструкциона решења предње и задње клацкалице амортизера.

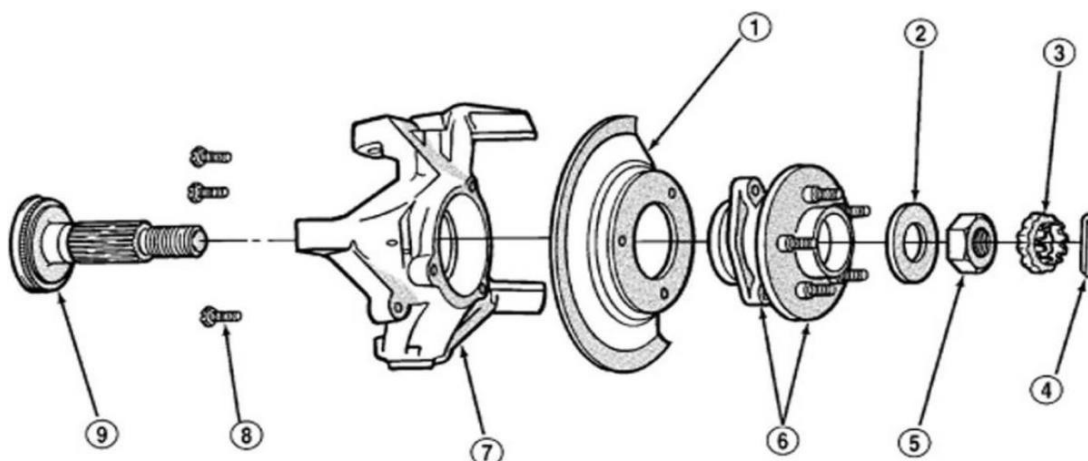


Слика 3.20 Прва конструкциона решења предње (црвене) и задње клацкалице и њихове модификације M1

Модификацијама M1 могуће је остварити различити инсталациони однос и испуњени су унапред постављени захтеви.

3.6. Геометрија рукавца (носача главчине)

Носач главчине (рукавац) представља део унутар склопа точка који служи да сједини шасију, точак и део система за кочење и управљање. Главчина је један од основних елемената сваког возила са точковима. Основна функција главчине је стварање покретне везе између точка и возила, односно да осигура положај точка у односу на возило, али истовремено и да омогући окретање точка. На *слици 3.21* приказан је подсклоп точка.



Слика 3.21. Подсклоп точка класичног возила [2]

1 – кочиони диск, 2 – подлошка, 3 – осигурач, 4 – игла, 5 – навртка,
6 – носач точка, 7- носач главчине, 8 – завртњеве, 9 – централни завртањ

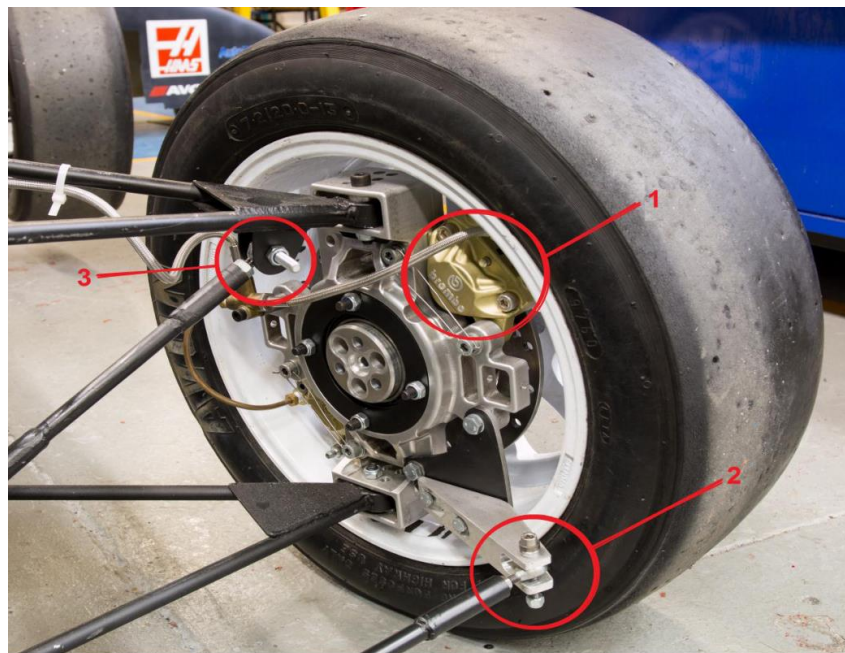


Улога носача главчине је да омогући везу између покретних точкова и непокретне шасије возила. Веза између главчине и шасије остварује се помоћу спона и сферних зглобова, а веза између главчине и носача точка врши се помоћу котрљајних лежајева.

Оно што чини овај систем сложеним је то што носач главчине такође представља саставни део:

1. система за кочење возила
2. управљачког система возила
3. система за ослањање возила.

У случају система за кочење, носач главчине има улогу да обезбеди одговарајуће место за качење кочионих чељусти које су у повременом контакту са кочионим диском. Приликом кочења, плочице кочионих чељусти (пакнови) долазе у додир са диском који се окреће, након чега се силом трења успорава и зауставља кретање диска а самим тим и точка. Услед наведене интеракције, при конструисању носача главчине потребно је узети у обзир и кочиони момент који делује на носач у тачкама качења чељусти. На *слици 3.22 и 3.23* приказана су нека од већ постојећих конструкционих решења носача главчине у склопу са елементима других система на возилу.



Слика 3.22 Носач главчине студентске формуле у функцији кочионог система (1), управљачког система (2) и система ослањања возила (3)

Са аспекта управљачког система возила, носач главчине је основни елемент који преноси ротационо кретање (у односу на вертикалну осу) на точак у току кретања. Кретање се у управљачком систему преноси са волана, преко вратила до зупчасте летве, а потом преко споне до носача главчине. Како је положај осе окретања точка одређен конструкцијом носача главчине, окретање главчине прати и жељено окретање точка. При конструисању носача главчине, потребно је предвидети и конструисати место качења управљачке споне, тако да се добије жељен управљачки однос.



Прегледањем постојећих носача главчине за формулу студент могу се издвојити два стандардна типа носача главчина који задовољавају све наведене услове. То су:

1. Носачи израђени из комада (углавном израђени од алуминијумских легура и већих димензија)
2. Модуларни носачи главчине (направљени углавном од челика и мањих димензија)

И један и други концепт имају својих предности и мана. На **слици 3.23** приказана су конструкцијска решења из обе групе.



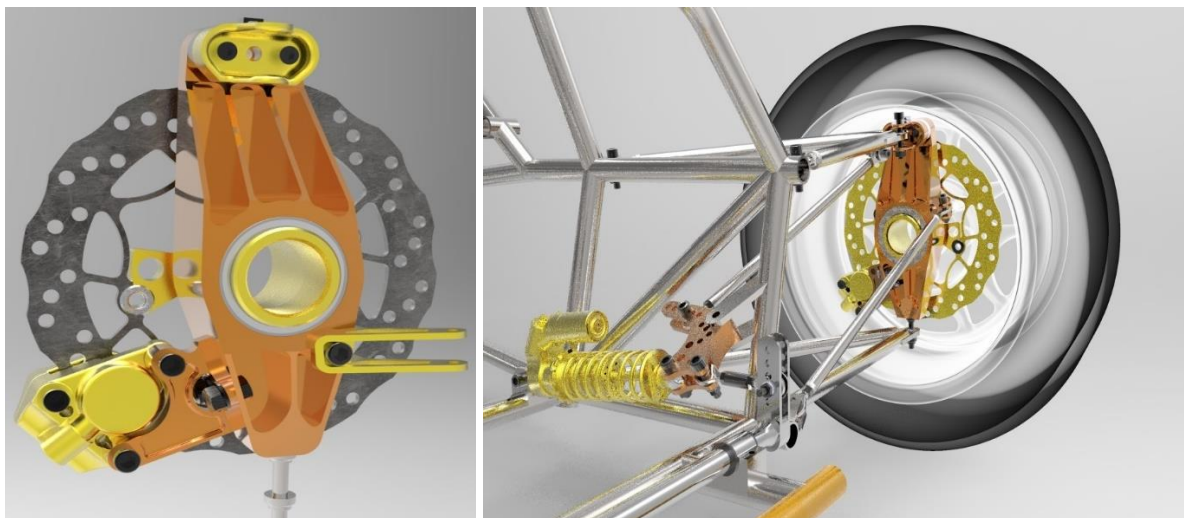
Слика 3.23. Основна два концепта носача главчине – алуминијумски носач добијен обрадом из комада и челични модуларни тип

Носач главчине добијен обрадом из комада подразумева низ предности. Најпре, омогућена је знатно већа слобода приликом конструисања и израде олакшања а како је носач већих димензија могуће је равномерније распоређивање оптерећења кроз материјал. У случају мањих, модуларних челичних носача, материјал преноси велико оптерећење и неопходне су веома тачне анализе како не би дошло до деформисања и отказа. Што се тиче олакшања код алуминијумске главчине, она могу бити изведена једноставним глодањем у плочи носача (када се добија решеткаста конструкција носача) или израдом две половине које се накнадно спајају (кутијаста конструкција). Алуминијумске легуре поред тога што су знатно лакше од челика (2 – 3 пута) показују и знатно боље карактеристике по питању обрадљивости, што даје доста већу слободу при конструисању и изради.

Још један проблем приликом коришћења модуларних носача главчине је и то што се на тај начин оптерећење са елемената на централни део носача преноси преко завртањске везе односно постоје локалне концентрације напона на местима спајања док се приликом коришћења носача добијеног из једног комада оптерећење преноси знатно равномерније кроз материјал. На **слици 3.24** (лево) приказан је склоп предњег точка студентске формуле ФИН без фелне и пнеуматика док је десно приказан

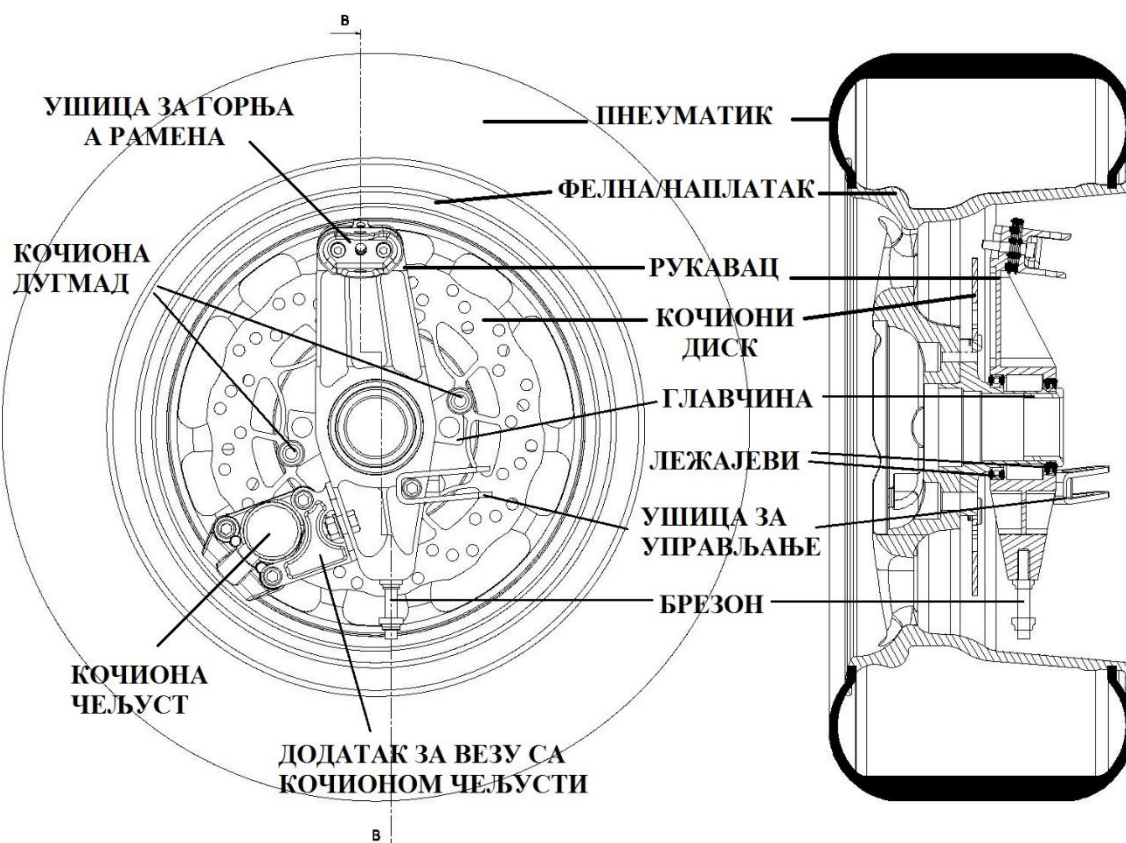


целокупан склоп задњег точка везан за шасију. У оба случаја, наранџастом бојом је обојен носач главчине.



Слика 3.24 Склоп предњег точка без фелне и пнеуматика (лево) и склоп задњег точка везан за шасију (десно)

На слици 3.25 приказан је полупресек са ознакама основних елемената у склопу предњег точка. Разлика између предњег и задњег је у делу за управљање.



Слици 3.25. Основни елементи склопа предњег точка

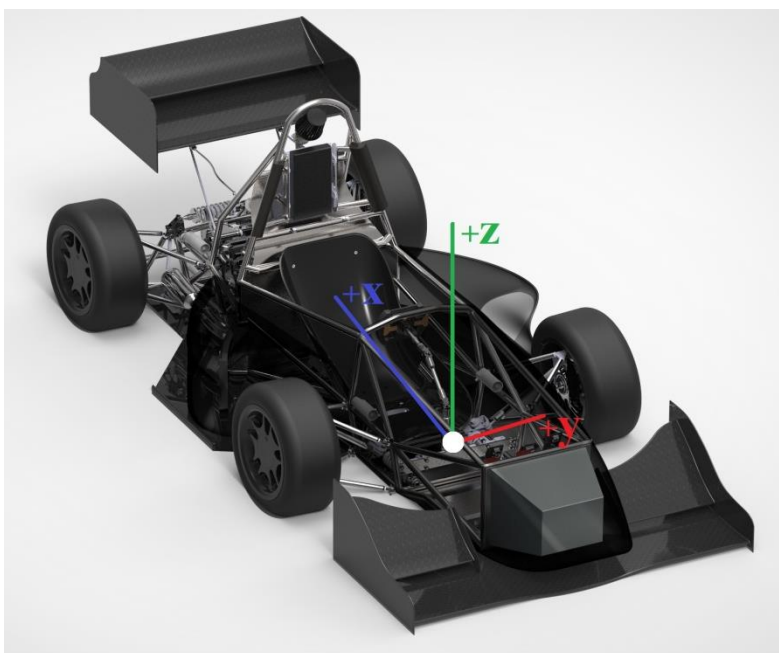


4. Симулација и анализа геометрије система за ослањање у софтверу „Lotus suspension analysis V5.1“

4.1. Увод у програм

„Lotus Suspension Analysis“ је алат за дизајн и анализу система за ослањање који се може користити како за сами почетни концептуални изглед ослањања, тако и за анализу постојећег и оптимизацију истог. Модел се креира и модификује кроз тродимензионалну околину која уз нумеричку оријентацију тачкова омогућава и да се динамички повлаче у простору. Такође пружа могућност приказа графичких и нумеричких резултата симулације који се активно мењају са променама у геометрији.

Програм се користи при конструкцији потпуно нових система ослањања, као и при анализи већ постојећих, где се покушава постићи одговарајућа жељена кинематика. Резултати могу приказати апсолутно сваку постојећу вредност која може бити од значаја на модерном систему за ослањање у односу на вертикални ход шасије/точка, нагињање и угао скретања. Координатни систем који се користи је десни правоугли координатни систем где је обичај почетак поставити у ниво подлоге и то тачно испод предње осовине. Позиција координатог система је приказана на *слици 4.1*.



Слика 4.1 Оријентација оса у Lotus Suspension Analysis програму

X-оса се поставља хоризонтално у правцу кретања возила и почетак јој је, како је већ речено, испод предње осовине. На тај начин X-оса означава међуосно растојање и удаљеност свих тачака од предње осовине. Позитиван смер је према задњем крају возила, а негативан према предњем.

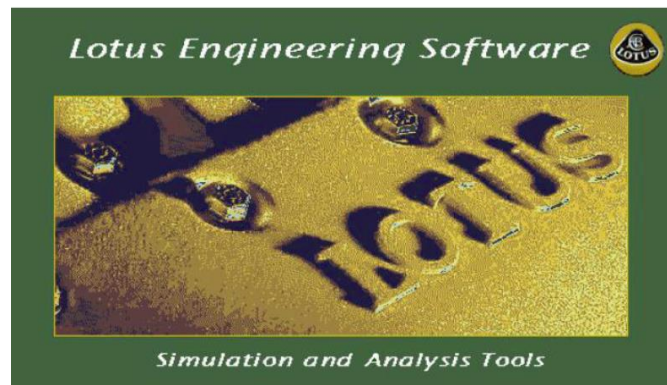
Y-оса се поставља хоризонтално, али нормално на правац кретања возила, те она одређује половину ширине између симетричних прихвата ослањања и трага тачкова. Позитиван смер је у десну страну, гледано у смеру кретања возила.

Z-оса означава висину свих тачака у односу на подлогу, стога јој је позитиван смер према горе.



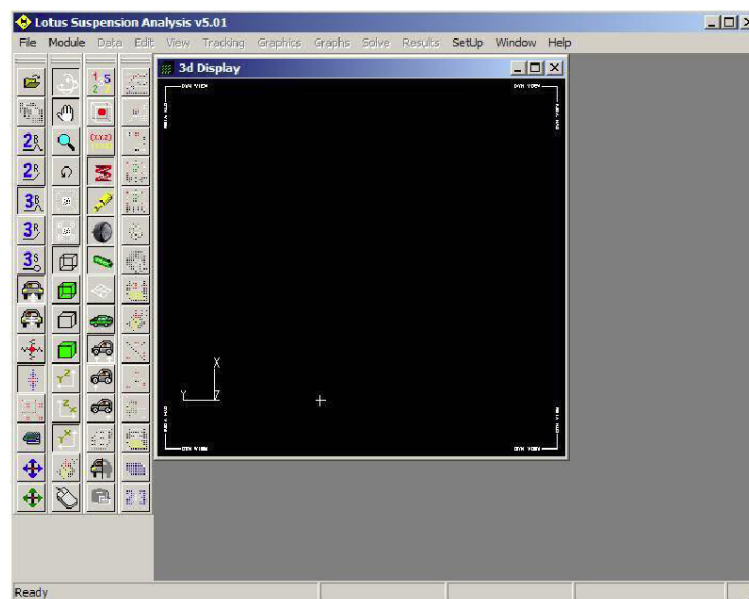
4.2. Основе употребе програма

Након правилне инсталације програма на радној површини се појављује нова пречица, коју треба покренути како би се покренуо сам програм. Тада се на екрану појављује позадина каква је приказана на *слици 4.2*.



Слика 4.2 Отварање Lotus Suspension Analysis програма

Након горње позадине, отвара се сам програм са почетним 3D приказивачем и иконама, који изгледа као на *слици 4.3*.

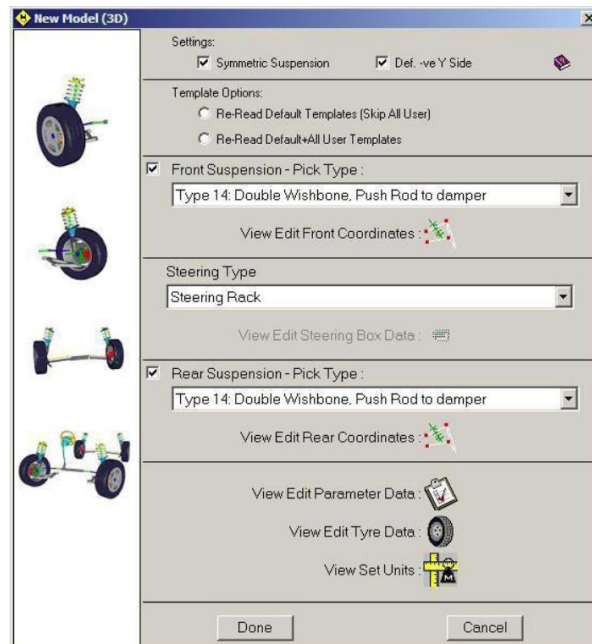


Слика 4.3 Почетно окружење

Креирање новог модела се започиње одабиром File/New... где се појављује нови прозор „New Model (3D)“ као на *слици 4.4*. У овом прозору се одабира опција која дефинише да је ослањање симетрично око уздужне осе возила, механизам управљања и врсту предњег и задњег ослањања. У тренутном случају болида Формуле Студент се одабира и на предњем и на задњем крају систем за ослањање са дуплим вођицама повезан са „push rod“-ом на амортизер (Double Wishbone, Push Rod to damper). Испод падајућих менија се налазе иконе (View Edit Front/Rear Coordinates) у којима се могу уписати координате свих тачака ослањања. Та опција је пожељна уколико имамо већ постојећу геометрију са тачним координатама свих тачака коју је потребно анализирати.

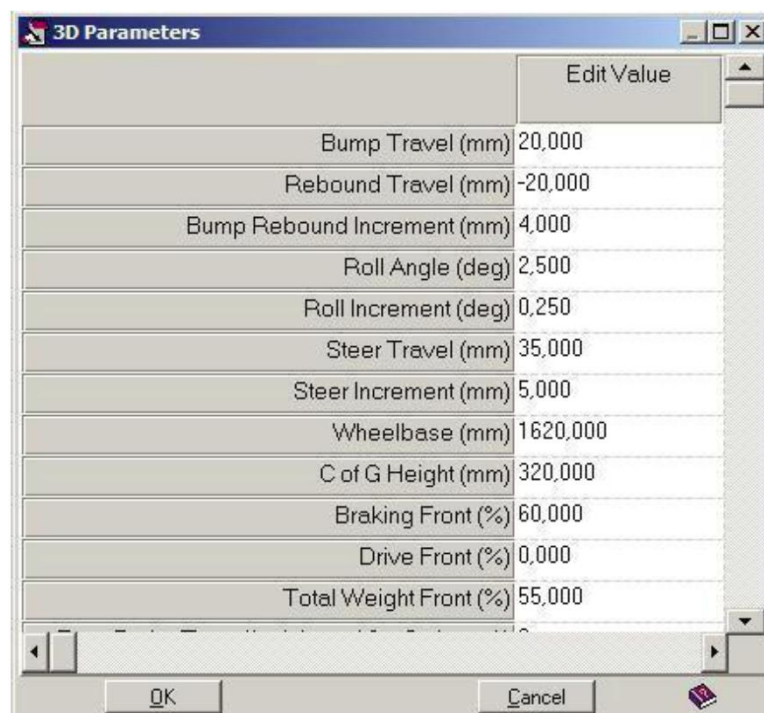


Тренутно нам те опције нису потребне, већ се тачке саме постављају на неку своју унапред задану геометрију.



Слика 4.4 Дефинисање типа ослањања

Под следећом иконом (View Edit Parameter Data) се појављује прозор „3D Parameters“ (слика 4.5) у којем се задају основни параметри новог система за ослањање и уписују амплитуде вертикалног хода, нагињања и скретања.



Слика 4.5 Дефинисање параметара

Дакле, прво се задају крајње вредности вертикалног хода точка које су у случају формуле студент око $\pm 50\text{mm}$, а правилником је дефинисано да мора бити омогућен ход тек од 25,4 mm у оба смера. То не значи да се и мора користити. Након вертикалног



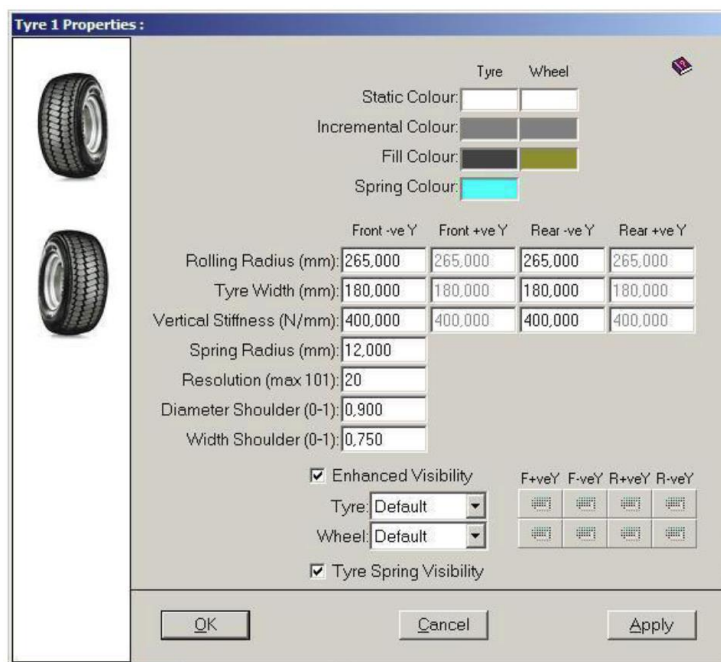
хода, дефинишу се крајње вредности бочног нагињања, а из разлога што је систем за ослањање симетричан, уноси се само једна вредност. Ту је могуће доста осциловати (од 1 до 4 степена), у зависности од висина центара нагињања и самог коефицијента пријањања стазе, али се може сматрати да се неће ићи преко 2,5 степена, те да у том распону треба тражити оптимум геометрије система за ослањање.

Скретање се дефинише тако да се одреди аксијални ход летве волана и то од нулте вредности до крајње. Тај податак зависи од механизма скретања који се планира уградити у болид (нпр. зупчаста летва волана). Након уношења вредности за сва три хода, дефинише се инкременент, односно подела на колико тачака желимо пратити резултат од једног до другог краја хода.

Након дефинисања амплитуда кретања ослањања и шасије, одређују се основни параметри попут међуосног растојања који је већ дефинисан на 1560 mm, затим висина тежишта и расподела масе који у овом случају нису важни јер за поставку геометрије система за ослањање није потребно уносити силе и масене вредности у програм. Само информативно, висина тежишта се налази у распону од 300 до 350 mm од тла на данашњим конкурентним Формула Студент болидима и наравно зависи од конструкције комплетног возила и позиције и масе возача.

Притиском на следећу икону (View Edit Tyre Data) на *слици 4.4*, јавља се прозор „Tyre 1 Properties“ (*слика 4.6*). У овом прозору се задају димензије и опружне карактеристике пнеуматика. Добављач пнеуматика (произвођач) би морао имати те податке тачно наведене за пнеуматике који се користе.

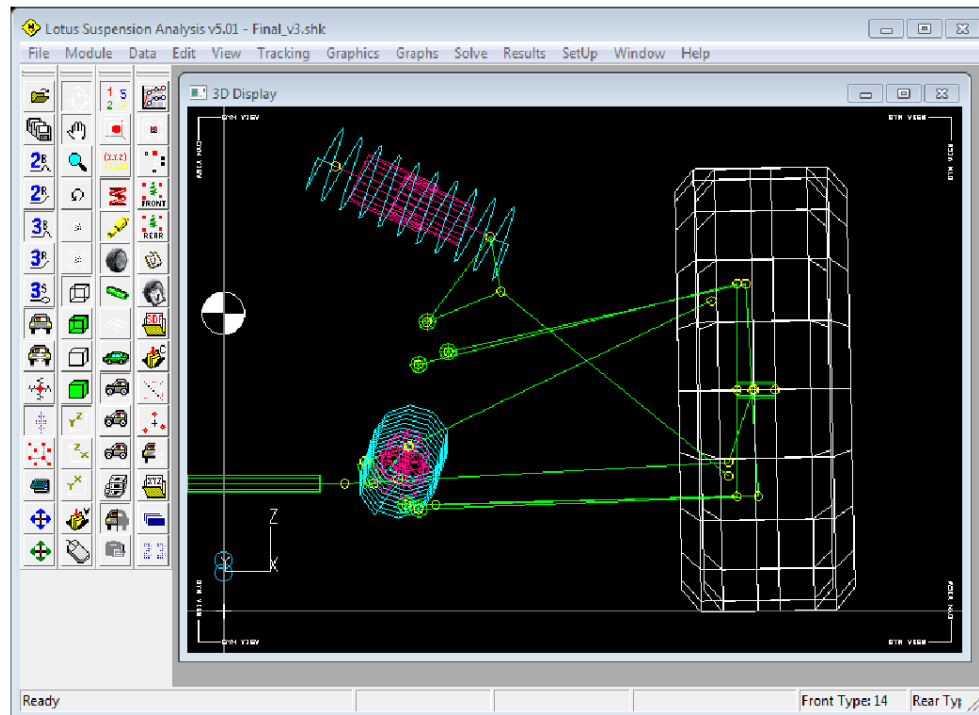
У овом случају пречник пнеуматика је 520,7mm, док је ширина око 177,8 mm, у зависности од притиска у пнеуматику и притиска на сам пнеуматик. Остале вредности су мање важне, али се у већини случајева могу набавити посетом веб страници произвођача. На последњој икони на *слици 4.4* (View Set Units) се постављају јединице које желимо користити. У овом случају се одабирају SI-јединице.



Слика 4.6 Димензије пнеуматика



Притиском на „DONE“ се завршава први корак према формирању жељене геометрије. Тренутно су једино пречници тачкова и међуосно растојање тачни. Остале тачке је потребно сместити у координатном систему уписивањем њихових координата у одређене табеле. Прозор Lotus Suspension Analysis-а тренутно изгледа као што је приказано на *слици 4.7*.

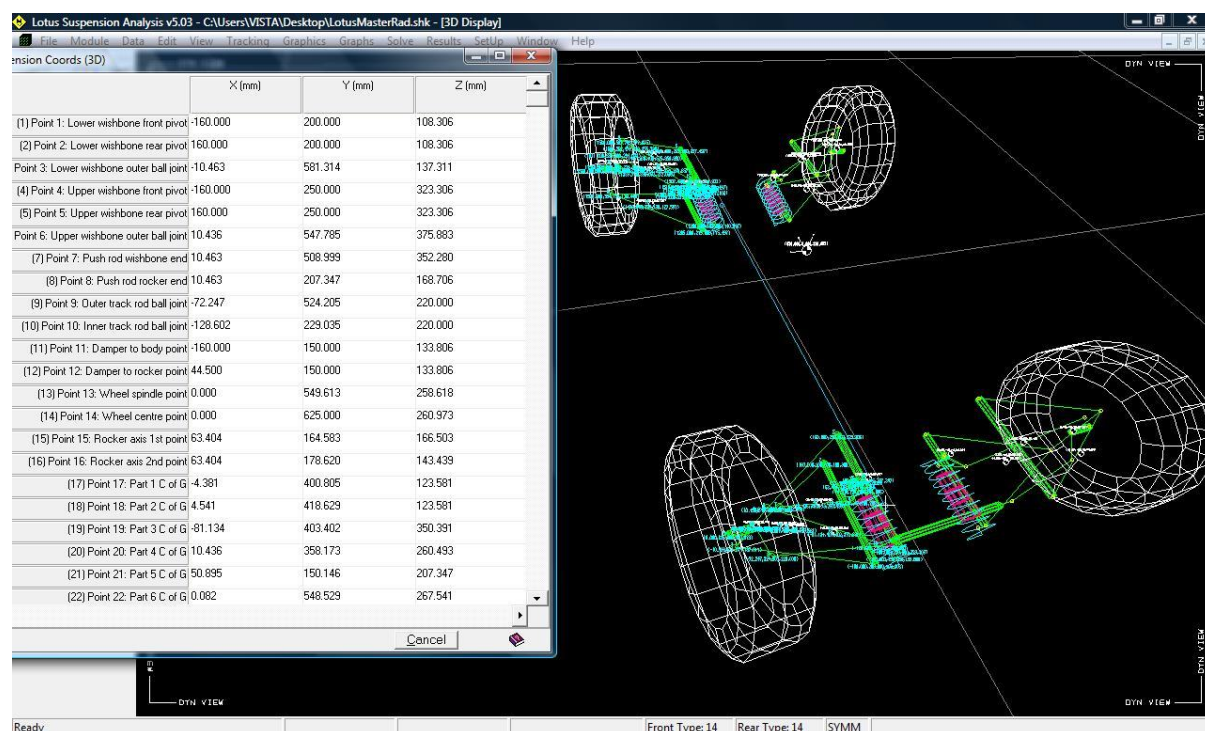


Слика 4.7 Основни приказ геометрије у програму

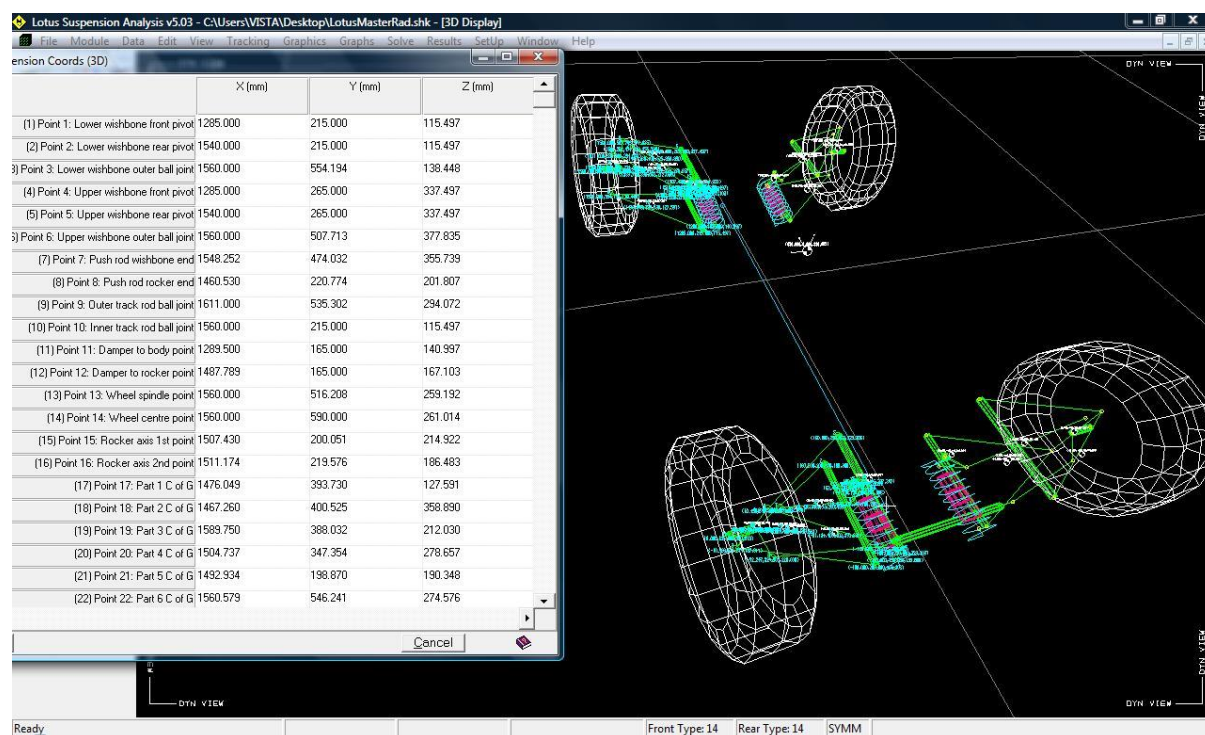
Притиском на икону „List Front Point Coordinates“  отвара се прозор са табелом где се налазе координате свих тачака предњег ослањања, како је приказано на *слици 4.8*. Сада се дефинишу координате на начин како је описано у прошлом поглављу, те се покушава добити прва конкретна верзија геометрије система за ослањање. Као што је отворен прозор за предње ослањање, на исти начин се поставља геометрија и на задње ослањање.

Пар напомена које је потребно нагласити.

Сви прихвати вођица на шасију се састоје од две тачке по вођици. Како се систем за ослањање у предњем погледу приказује у две димензије, једна спона са два краја представља вођицу која има један крај на спољашњој страни и два краја на унутрашњој. Тренутно је потребно та два прихвата вођице на шасији сместити у линију која је паралелна са уздужном осом возила. То значи да ће се оне разликовати једино у X координати, док ће им Y и Z бити једнаке.



Слика 4.8 Попис и промена координата тачака предњег ослањања



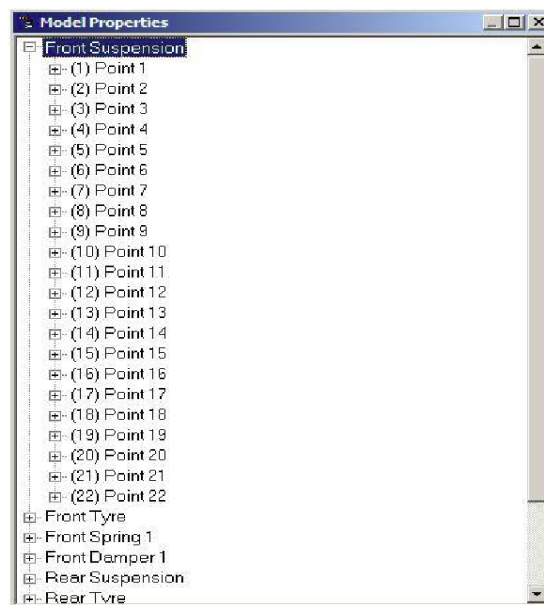
Слика 4.8 Попис и промена координата тачака задњег ослањања

Друга напомена је та да програм избацује „грешке“ све док геометрија улази у колизију. Дакле потребно је пазити на положај амортизера и клацкалица, те им омогућити жељени ход. Исто се односи и на избацивање чворова из њихових путања, то је могуће на тачки која спаја спону волана са носачем главчине (на краку скретања). Тамо се може направити геометрија на начин да се пре самог краја хода чвор избаци из путање и промени смер, тј. при повратку хода волана чвор би се наставио окретати попут летећег рукавца на коленастом вратилу.





Промену координата тачака је могуће направити и уписивањем у још један прозор који се отвара притиском на икону која се налази тачно изнад последње иконе (Open Model Property Display). Прозор је приказан *сликом 4.9.* овде су сложене према бројевима и подскуповима све тачке комплетног ослањања, те је понекад корисно проверити да ли се подударају координате тачака у овом прозору и на оном горе поменутом. Тренутно би на „3D Display“-у требало бити приказано нешто слично скицама из другог поглавља где је објашњена геометрија система за ослањање. За анализу тренутног стања и манипулисање самим моделом потребно је научити пар алата који то омогућавају.



Слика 4.9 – Алтернативни метод уноса

Први су алати за манипулисање моделом у „3D Display“-у, а састоје се из увеличавача,



руке и алата за ротирање који се једноставно мењају притиском десног клика на мишу док је курсор изнад самог дисплеја. Иконе на којима су



приказане координатне осе доводе модел у поглед описан нацртаним осама. Дакле, икона на којој су означене Z-оса и Y-оса означава поглед спреда (нацрт).



Још једна корисна икона је она која ради „autoscale“ модела, дакле, тренутну позицију модела увећава или умањује на начин да заузме позицију унутар габарита отвореног прозора „3D Display“-а.

Постоје још и иконе које приказују само одређене делове система за ослањање (попут предња лева страна) или приказују комплетан систем са свим припадајућим елементима. Те иконе су квалитетно илустроване, те их је врло лако препознати самим погледом на мени.

Речено је да Lotus Suspension Analysis може радити симулацију при вертикалном ходу точка/шасије (bump), при бочном нагињању (roll) и при скретању (steer). Одабир опције која се тренутно анализира врши се притиском на једну од икона заокружених на *слици 4.10.*



Слика 4.10 Иконе намењене управљању симулацијом у програму

Тренутно се разматра геометрија у 3 димензије, дакле иконе које означавају bump и roll у 2D нису од значаја. Иконе десно од заокружених одређују да ли се при



„bump“-у померају точкови или шасија, дакле наилазак на удубљење/рупу на коловозу или кочење. Већ је познато да је ход система за ослањање идентичан у оба случаја.

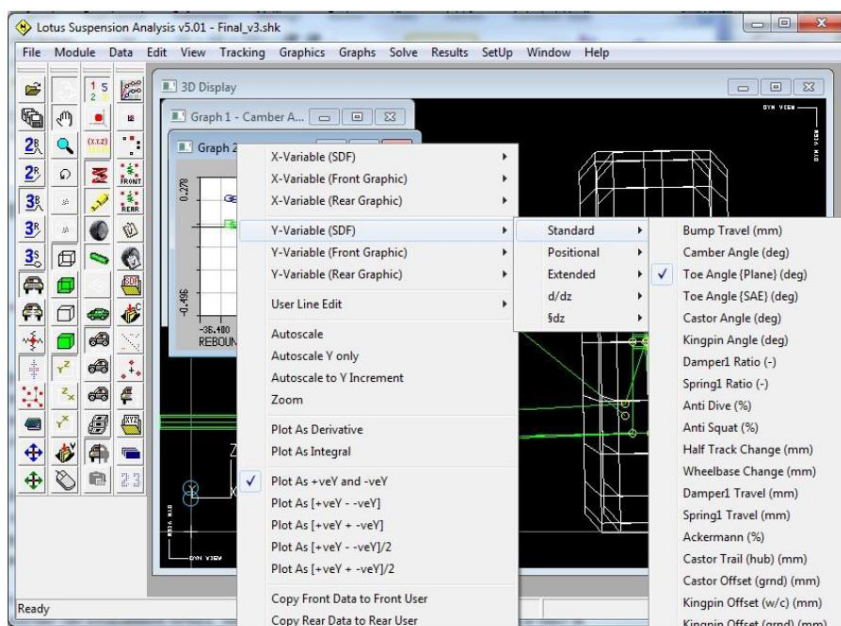
Прве две иконе на слици 4.10 су познате, док последње две омогућавају померање тачака у простору помоћу курсора. То је релативно непрецизна метода, али је са њом могуће „довести“ тачку у одређену позицију након чега је потребна само мала корекција координата. Последње алате које је важно споменути су они који приказују резултате. Први је онај који на „3D Display“-у визуелно покреће систем за



ослањање у осциловање од једне до друге крајње вредности bump-a, roll-a или скретања, у зависности од одабране иконе која се жели симулирати.



Други алат је онај који избацује прозор са графиком. График показује међусобни однос променљивих које су постављене на осама. Углавном се на апсциси поставља онај ход који се разматра, дакле bump, roll или скретање, док се на ординати постављају параметри чију вредност разматрамо у односу на ход ослањања. Приказано на слици 4.11.



Слика 4.11 Управљање графицима у програму

Десни клик на график који се жели изменити избацује падајући мени на којем се одабира оса графика која се жели променити и који параметар се разматра. Такође се на том падајућем менију налази опција „autoscale“ која скалира график у његовом координатном систему тако да заузме целу површину, а крајеви оса на графику приказују нумеричке крајње вредности разматраних параметара.



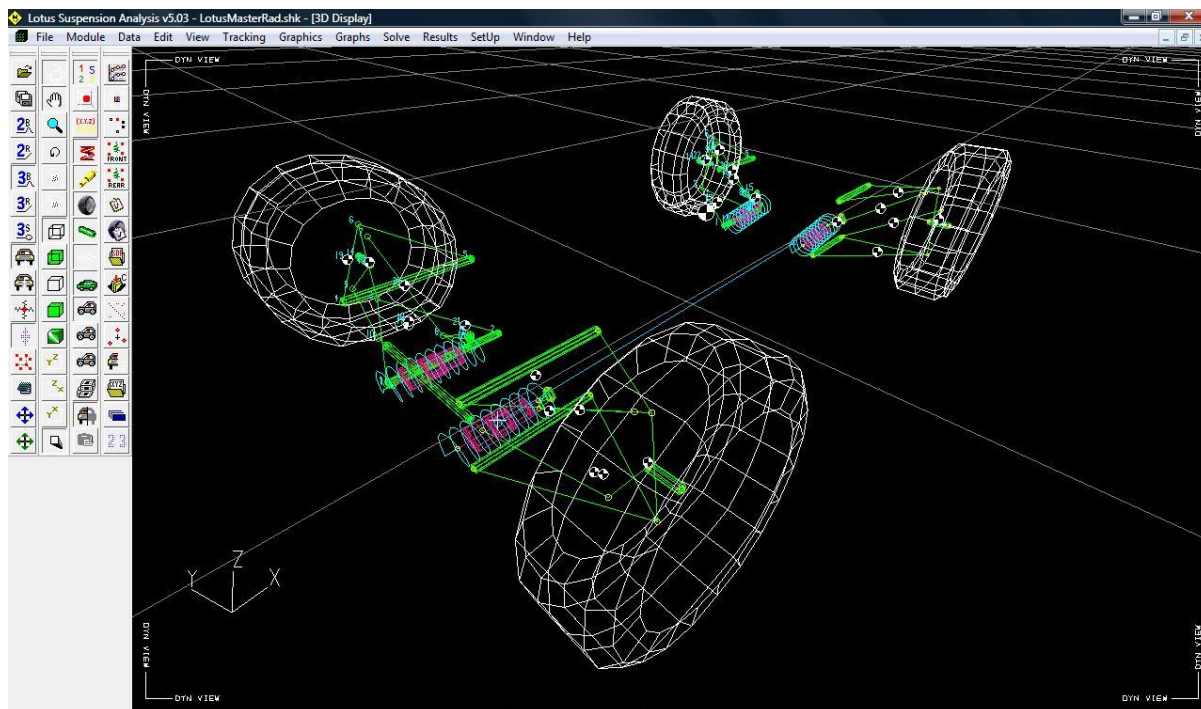
Трећи и последњи алат који је јако занимљив је онај који избацује прозор у коме се исписују апсолутно све координате тачака, зависности хода од свих утицајних фактора и тако за све могуће комбинације. Тј. избацује одређени извештај у текстуалном облику [8].



4.3. Симулација система за ослањање Формуле Студент

Након кратке обуке из основа коришћења Lotus Suspension Analysis програма на ред долази симулација и анализа система за ослањање на болиду Формуле Студент „FIN Racing Team-a“. Треба напоменути да је ова симулација резултат дуготрајног кориговања геометрије док се није дошло до задовољавајућег (оптималног) решења, а оне су утемељене на интензивном проучавању литературе тркачких возила, као и учењу на сопственим, а поготово, туђим грешкама.

Комплетан модел геометрије ослањања у изометријском погледу приказан је на слици 4.12.



Слика 4.12 Изометријски приказ геометрије Формуле Студент *FRT*

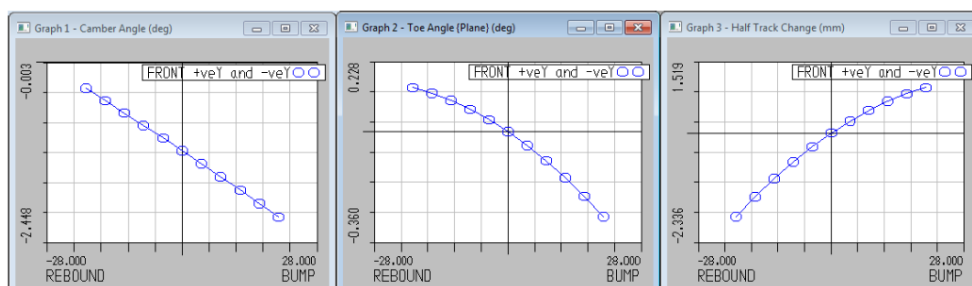
На слици су основни елементи система за ослањање који су геометријски интерпретовани тачкама спојева са другим елементима и линијама које их спајају. Дакле, ту су видљиви точкови, вођице, носачи главчина, споне точкова и амортизера (tie rod и pull rod), клацкалице амортизера, пригушни елементи са опругама, летва волана и осе које спајају предњи и задњи центар нагињања, те наравно, и осе координатног система.

Анализа симулације се спроводи на начин да се прво анализира предње ослањање, а потом и задње, и то за свако посебно за вертикални ход точка/шасије, за бочно нагињање и за скретање.



4.3.1. Предње ослањање

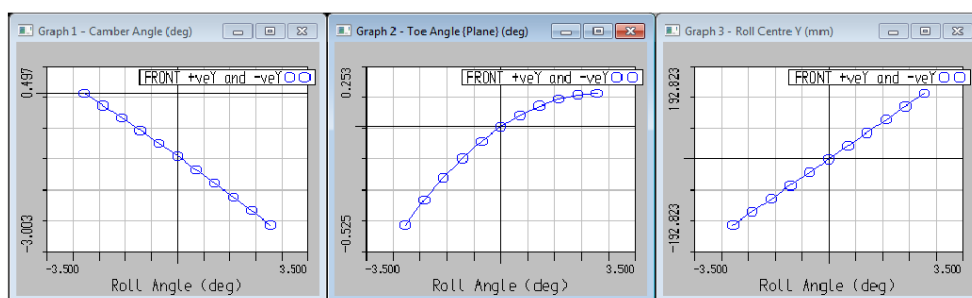
Графици бочног нагиба точка, усмерености и трага точка су приказани на *слици 4.13*.



Слика 4.13 Графички приказ кинематике предњег ослањања при вертикалном ходу

Из њих се може закључити да је промена бочног нагиба релативно линеарна, да је промена усмерености точкова могла бити мало мања, односно ближа експоненцијалној криви, али би се променом било ког параметра повећао угао заокрета. На трећем графику је видљиво да је геометријски било могуће добити мању промену трага точка, све док се такође не добије експоненцијална крива.

На *слици 4.14* су приказани графици нагиба точка, усмерености и помака центра нагињања по Y-оси.



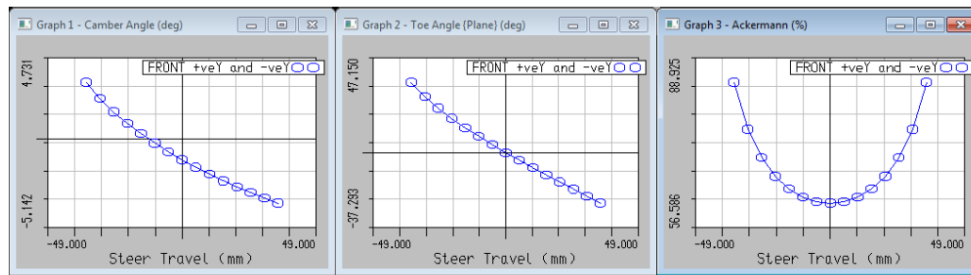
Слика 4.14 Графички приказ кинематике предњег ослањања при нагињању

Из приложеног се за прва два графика могу извући исти закључци као и у прошлом случају (нагињање), док се код трећег графика, који је највећи „проблем“ код овакве геометрије, може закључити да ће се линеарно са смањивањем нагињања шасије, смањити и осциловање центра нагињања.

4.3.1.1. Скретање

Последња анализа предњег ослањања се односи на геометрију скретања, те су из извештаја из *Lotus Suspension Analysis* софтвера извучене вредности угла закретања точкова, нагиба, процента „ackerman“-а и радијуса заокрета возила.

На *слици 4.15* су приказани графици бочног нагиба точка, угла закретања и процента „ackerman“-а.

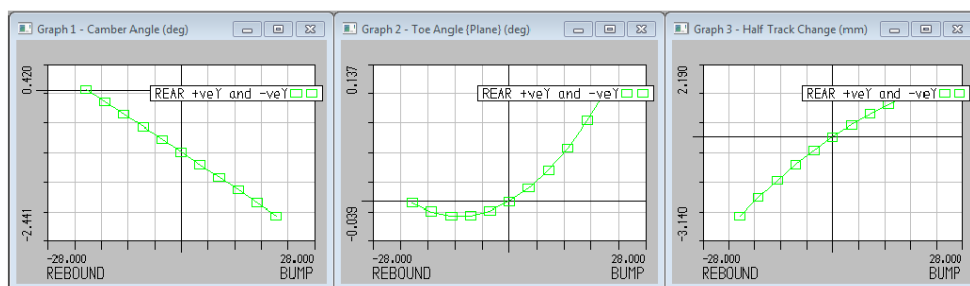


Слика 4.15 Графички приказ кинематике предњег ослањања при скретању

Може се приметити да се нагиб прогресивно мења са променом скретања, а исто се дешава и са процентом „ackerman“-а.

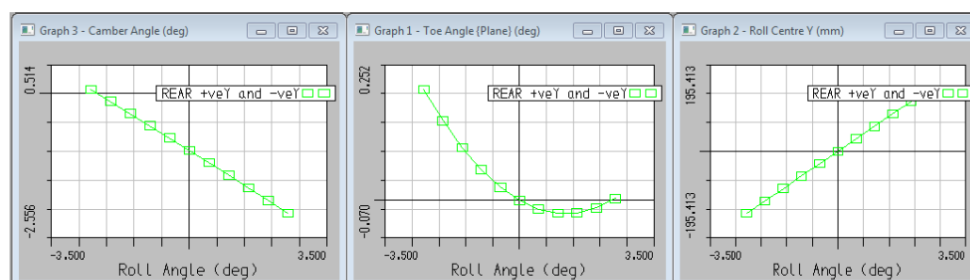
4.3.2. Задње ослањање

Аналогно као и код предњег ослањања приказани су подаци кривама на графицима на слици 4.16.



Слика 4.16 Графички приказ кинематике задњег ослањања при вертикалном ходу

Последњи подаци који се разматрају су они везани за бочно нагињање задњег ослањања, те су приказани у наставку (слика 4.17)



Слика 4.17 Графички приказ кинематике задњег ослањања при нагињању

4.4. Анализа симулације

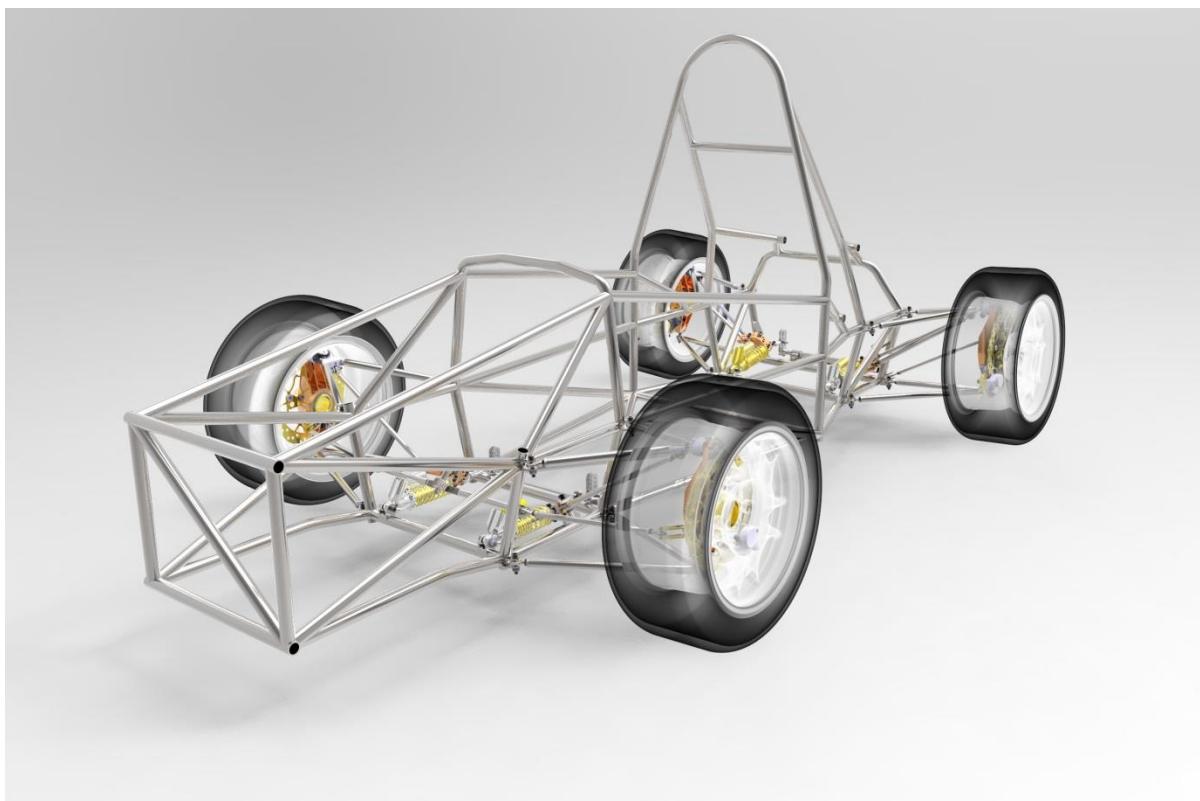
Анализа симулације на стварном моделу се може повезати са теоријом и увидети који се то компромиси морају направити при конструкцији система за ослањање. Главни компромис је онај где се јавља различити нагиб точка између вертикалног хода шасије и бочног нагињања. У овом примеру се види да нагиб точка не одлази у превелики „минус“ при вертикалном ходу, али је ипак потребно уградити торзионе шипке како би се ограничило нагињање. Други компромис је сама конструкција због које доње вођице не могу бити довољно дугачке да доведу промену трага точка на занемарљиву меру.





Може се приметити да на задњем ослањању има доста више слободе при конструкцији из разлога што се са задњим точковима не скреће. А геометрија је више усмерена на вертикални ход него на бочно нагињање из разлога што се убрзање врши на правом делу, а одређени недостатак пријањања на задњем крају се одражава појавом надуправљања, што је на тркачком возилу повољна ситуација.

Све у свему, да би се направила квалитетна геометрија система за ослањање, потребно је уложити пуно времена, симулирања и тестирања. Не постоји најбоље решење, већ зависи од жељених перформанси, слободе конструктора и наравно, времена.



Слика 4.18 Усвојена геометрија система за ослањање



5. Динамика система за ослањање

5.1 Карактеристике динамике ослањања

У начелу, динамика возила изучава кретање возила по вештачким и природним подлогама, у вертикалном, подужном и бочном правцу. Она разматра осцилације, убрзавање, кочење и скретање. У том контексту може се говорити о вертикалној, подужној и бочној динамици. Вертикална динамика разматра осцилације возила у различитим формама, и у принципу се бави проблемима комфора. Подужна динамика разматра проблеме вуче и кочења. Бочна динамика се бави управљањем, стабилношћу и управљивошћу.

Понашање возила при кретању одређено је његовим карактеристикама и силама које делују на возило. Силе потичу од гравитације, струјања ваздуха, (аеродинамичких дејстава), различитих поремећаја и команди возача и на подлогу (тло) се преносе преко кретања – точкова. Динамика анализира силе које производе различити извори при карактеристичним маневрима и начин на који возило одговара на ове силе.

Точкови као кретаачи на возилу имају основни задатак да приме и пренесу на подлогу целокупну масу возила и да омогуће кретање (покретни ослонац) и управљање возилом. Као део управљачких точкова који највише утиче на управљање свакако су пнеуматици. На сваком пнеуматику јавља се одређена нормална сила која зависи од укупне масе возила, трансфера оптерећења при одређеним убрзањима, као и утицају аеродинамичког притиска. Она се готово константно мења у току вожње.

Из нормалне силе се јавља сила приањања која зависи од коефицијента трења, а он зависи од пуно фактора, као што су: врста пнеуматика, смеше и притиска у пнеуматику, температуре, врсте и храпавости подлоге, као и од повођења пнеуматика. Коефицијент приањања се углавном претпоставља јер га је готово немогуће измерити за сваки поједини случај.

У случају Формуле студент, када је пнеуматик довољно загрејан и подлога по којој се вози квалитетна, коефицијент приањања се креће од 1,2 до 1,5. У прорачунима се углавном узима мало већа вредност, како би се добило на сигурности конструкције.

Такође је потребно знати интензитете оптерећења које делују на елементе система за ослањање. Њих добијамо из прорачуна или из софтвера „Lotus suspension analysis“.

Тркачко возило је динамички систем, и да би одредили тачна оптерећења у датим ситуацијама је јако тешко. Да би упростили калкулације, анализе оптерећења ће се састојити од оптерећења у статичким ситуацијама као што су: дуг и константан радијус кривине и константно успорење приликом кочења возила. Максималне силе кочења и силе у кривини не могу деловати истовремено, јер зависе од приањања пнеуматика.

Можемо остварити или максимум силу кочења без сила у кривини или обрнуто. Силе кочења и силе у кривини могу деловати истовремено, али ће максималне силе бити значајно мање. Тако да **приликом испитивања вршимо сваки случај засебно.**



5.1.2. Одређивање услова вожње

Одређивање радних услова вожње може представљати велики проблем при конструисању ослањања. Углавном се ради о „жељама и захтевима“. Ограничења у првом реду одређују квалитет и избор пнеуматика. На тржишту се продају пнеуматици намењени искључиво за такмичење „*Формула Студент*“, а међу најпознатијим, а уједно и најквалитетнијим произвођачима су *Hoosier*, *Avon* и *Goodyear*. Иако ће сваки произвођач за свој производ рећи да је најбољи, податак о томе који је пнеуматик најбољи може се добити једино тестирањем (статистичким подацима) и никако друкчије. Тестови наведених пнеуматика раде се у специјално опремљеним лабораторијама и сваки пнеуматик има исте услове тестирања. Под „исте услове“ се мисли на притисак у гуми, спољашњем оптерећењу, температури и влажности околине па и геометријским условима (првенствено поставке нагиба точка/гуме (*eng. camber*)). Након тестирања се цртају графици из којих постаје видљиво који је пнеуматик најбољи и који је најбољи за коришћење у задатим условима. Оно што је битно знати о пнеуматикима а највише је повезано са конструисањем ослањања су крутост пнеуматика и коефицијент трења, а разликују се бочни (попречни) и уздужни коефицијент трења. Попречни коефицијент трења је показатељ колику максималну бочну силу, тј. отпор може произвести гума оптерећена нормалним оптерећењем (тежином која припада једном точку након одређене расподеле масе возила), а то је важно јер тиме можемо одредити са коликим бочним убрзањем можемо управљати возилом у кривинама, а да не дође до заносења или у најгорем случају клизања целог возила према спољашњој ивици стазе док је уздужни коефицијент трења, не у толикој мери битан као попречни, показатељ с колико јаким кочењем можемо успоравати возило, а да притом возило не проклиза.

Статистички гледано свако возило у класи „Формула Студент“ се прорачунава на максимални износ убрзања у свим смеровима од 1,5g, тј. $14,72 \text{ ms}^{-2}$ и то за кочење, убрзање и бочно убрзање услед вожње у кривинама са тим да је реализација ових услова поприлично тешка и ретко када прелази 1,25-1,30g. Разлога је неколико због чега се не може остварити више од 1,30 g ($12,75 \text{ ms}^{-2}$). Првенствено је потребно знати да ће возилом управљати човек, односно студент који за вожњу у оваквим условима великих убрзања мора бити психички и физички спреман и имати навику вожње у овим условима. Други разлог мањих бочних и уздужних убрзања је генерално недостатак аеродинамичних пакета (предњих и задњих крила) на возилу чиме се зависно од брзине вожње додатно повећава нормално оптерећење котача, а тим се постиже и већа сила трења и могућност још бржег и оштријег проласка кроз кривину. Трећи разлог је тај што стање околине на стази никада неће бити исто као и стање околине у лабораторији приликом тестирања гума, унапред се зна где и на којим стазама ће се одржавати такмичење. Гледамо ли тако одржавање такмичења у Енглеској услови ће сигурно бити знатно лошији од оних у лабораторији. Могућност од лоших временских услова (киша и ветар) је врло велика, а коефицијент трења значајно опада услед пораста влажности стазе и опадања спољашње температуре ваздуха и стазе.

Но ипак, за најгоре услове вожње усвојиће се следећа два случаја:

а) кочење уз промену правца кретања. То значи да возач пре уласка у кривину нагло кочи чиме долази до уздужног трансфера оптерећења према напред, а тиме и додатног оптерећења на предњим точковима, а затим оштро улази у кривину са додатним оптерећењем на предњим точковима уз попречни трансфер оптерећења с унутрашњег на спољни точак. Треба знати да би овакав процес трајао јако кратко – максимално 5





секунди и то из два разлога. Први је тај што би се услед наглог кочења возило зауставило, а други разлог је што се за посматрани случај ипак ради о аутомобилској трци па би возило већ на половини кривине почело убрзавати и мењати правац кретања (из кружног у праволинијско) чиме би се предњи точкови растеретили додатног оптерећења. Исто тако потребно је усвојити и износе убрзања тако да се конкретни случај може реализовати, а да не дође до губитка контроле над возилом.

б) убрзање возила приликом изласка из кривине. То значи да ће за разлику од претходног случаја где је трансфер оптерећења био према напред, односно према предњим точковима, у овом разматрању проблема целокупни трансфер оптерећења ће бити на задњим точковима уз већ споменути трансфер оптерећења с унутрашњег на спољни точак. Износ уздужног трансфера оптерећења зависи у првом реду од уздужног убрзања, а оно пак зависи од снаге мотора којом се покреће возило. Како је ово исто тако у овим тренуцима непознаница јер је мотор потребно ускладити с правилником *ФСАЕ* и тестирати на „*моторној кочници*“ чиме би се сазнало колико је максимално убрзање мотора, за максимално убрзање мотора усваја се вредност износа 1,0 g (наиме овај износ убрзања је усвојен из каталога произвођача мотора – „Honda CBR 600 RR“ који при фабричким подешавањима има убрзање нешто изнад 11 ms^{-2} односно 1,12 g. Овај исти мотор смештен у возилу Формула Студент ће сигурно имати мањи износ убрзања због правилником прописане редукције износа **20,0 mm** смештене на усисној грани одмах иза ваздуха).

5.1.3. Одређивање спољашњих сила

Да би се могло кренути у прорачун одређивања сила које делују на А рамена (вођице) потребно је прво одредити нормална оптерећења точкова услед деловања тежине возила. Потребно је претпоставити оквирну вредност масе возила укључујући возача. Усвојена маса је 325 kg од чега је 75 kg маса возача. Расподела масе ће износити 45:55, тј. 45% укупне масе биће ослоњено на предње точкове, а преосталих 55% на задње. Висина центра масе, према моделу из 2015-те године, усваја се на 300 mm од површине стазе. Сви ови подаци морају бити усвојени јер се наведено не може тачно одредити, а да се не направе мерења потребна за тачно одређивање. Уз овакве претпоставке маса на предњим точковима износи:

$$m_f = 0,45 \cdot m_v = 0,45 \cdot 325 = 146,25 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Односно по једном точку:

$$m_{1f} = 0,5 \cdot m_f = 0,5 \cdot 146,25 = 73,125 \text{ kg} \quad (5.2)$$

Где је:

m_v – маса возила [kg],
 m_f – маса на предњим точковима [kg],
 m_{1f} – маса на једном предњем точку [kg].

Маса ослоњена на задњим точковима износи:

$$m_r = 0,55 \cdot m_v = 0,55 \cdot 325 = 178,75 \text{ kg} \quad (5.3)$$

односно по једном точку:

$$m_{1r} = 0,5 \cdot m_r = 0,5 \cdot 178,75 = 89,375 \text{ kg} \quad (5.4)$$





Где је:

m_r — маса на задњим точковима $[kg]$,

m_{1r} — маса на једном задњем точку $[kg]$.

Из овог произилази да нормална сила услед тежине возила на точковима износи:

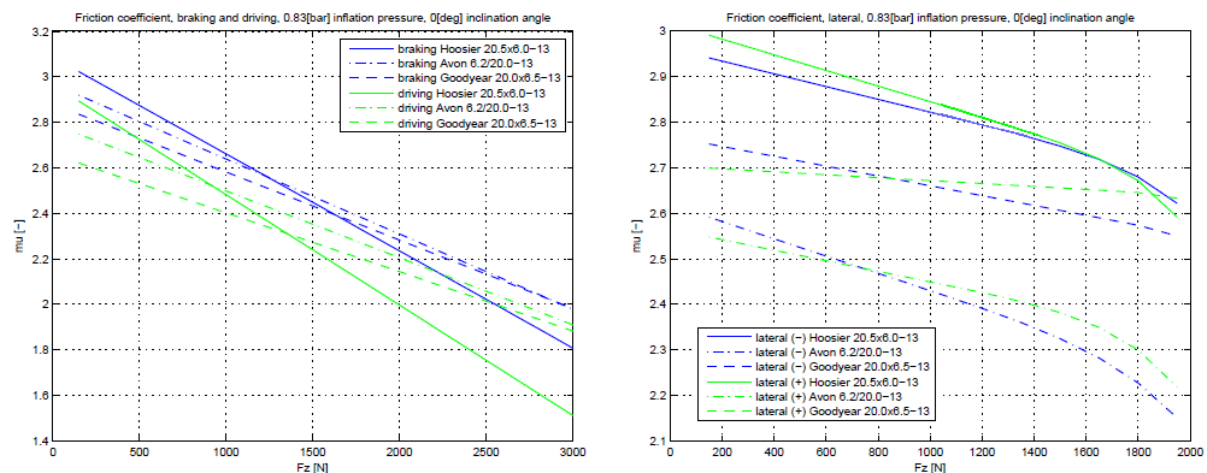
$$F_{Nf} = m_{1f} \cdot g = 73,125 \cdot 9,81 \approx 720 \text{ N} \quad (5.5)$$

$$F_{Nr} = m_{1r} \cdot g = 89,375 \cdot 9,81 \approx 880 \text{ N} \quad (5.6)$$

Где је:

F_{Nf} — нормална сила на предњем точку $[N]$,

F_{Nr} — нормална сила на задњем $[N]$.



Слика 5.1 Коефицијенти трења појединих пнеуматика подложених испитивању (дијаграм лево – уздизжни коеф. трења, дијаграм десно – попречни коеф. трења) [9]

За задану нормалну силу на точку потребно је одредити силу трења која омогућава квалитетно пријањање у кривинама. За одабрани најбољи пнеуматик на тестирању, произвођача „**Hoosier**“ модел 20,5×6,0 - 13'', коефицијенти трења према дијаграмима износе:

$$\mu_f = 2,85$$

$$\mu_r = 2,83$$

$$\mu_{fB} = 2,75$$

$$\mu_{rB} = 2,70$$

Где је:

μ_f — бочни коефицијенти трења пнеуматика на предњем точку,

μ_r — бочни коефицијенти трења пнеуматика на задњем точку,

μ_{fB} — уздужни коефицијент трења пнеуматика на предњем точку,

μ_{rB} — уздужни коефицијент трења пнеуматика на задњем точку.

Из тога произилази да је сила трења (бочна сила трења) коју пнеуматик може остварити једнака:

$$CF_{f,r} = \mu_{f,r} \cdot F_{Nf,Nr} \quad (5.7)$$





док је уздужна сила трења коју остварује пнеуматик (а која осигурава мањи зауставни пут кочења) једнака:

$$BF_{f,r} = \mu_{fB,rB} \cdot F_{Nf,Nr} \quad (5.8)$$

Где је:

$CF_{f,r}$ – бочна сила трења (енгл. *Cornering Force*), а индекси f односно r означавају предње односно задње тачкове [N],

$BF_{f,r}$ – уздужна сила трења (енгл. *Braking Force*), а индекси fB односно rB означавају предње односно задње тачкове [N],

AF – уздужна сила трења услед убрзања (енгл. *Acceleration Force*), [N].

$$CF_f = 2,85 \cdot 720 = 2050 \text{ N}$$

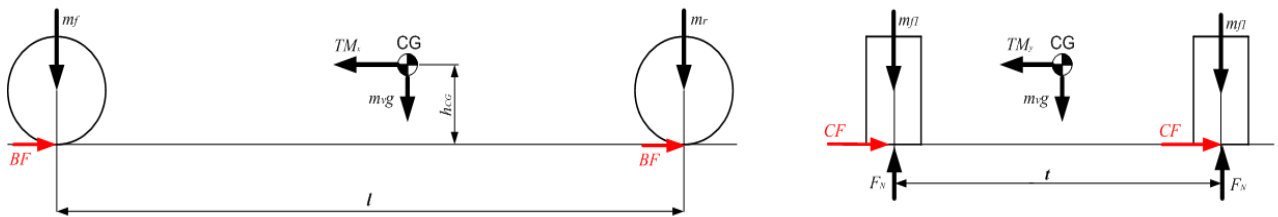
$$CF_r = 2,83 \cdot 880 = 2490 \text{ N}$$

$$BF_f = 2,75 \cdot 720 = 1980 \text{ N}$$

$$BF_r = 2,70 \cdot 880 = 2375 \text{ N}$$

Случај а)

За даљи прорачун су усвојене следеће вредности убрзања. Убрзање приликом кочења износи $A_x = 1,0g$ ($a_x = 9,81 \text{ ms}^{-2}$), а вредност бочног убрзања износи $A_y = 1,3g$ ($a_y = 12,75 \text{ ms}^{-2}$).



Слика 5.2 Оптерећење возила – случај а)

Услед деловања ових убрзања оним редом како је описано у задатом случају долази се до следећих трансфера оптерећења:

Трансфер оптерећења услед кочења износи:

$$TM_x = \frac{A_x \cdot m_v \cdot h_{CG}}{l} = \frac{1,0 \cdot 325 \cdot 0,3}{1,56} = 62,5 \text{ kg} \quad (5.9)$$

Где је:

TM_x – износ трансфера оптерећења услед кочења [kg],

A_x – уздужно убрзање кочења [g],

h_{CG} – висина центра масе возила од тла [m].

l – међуосовински размак возила [m].

Оптерећење предњих тачкова (увећано за износ трансфера оптерећења услед кочења):

$$m_{f,k} = m_f + TM_x = 146,25 + 62,5 = 208,75 \text{ kg} \quad (5.10)$$

Износ трансфера оптерећења са унутрашњег на спољашњи тачак приликом вожње у кривини:





$$TM_y = \frac{A_y \cdot m_{f,k} \cdot h_{c,G}}{t_f} = \frac{1,3 \cdot 208,75 \cdot 0,3}{1,25} = 65,13 \text{ kg} \quad (5.11)$$

Где је:

TM_y – износ трансфера оптерећења услед вожње завојем [kg],

A_y – попречна акцелерација услед вожње завојем [g],

h_{CG} – висина центра масе возила од тла [m],

t_f – ширина трага предњих котача [m].

Оптерећење предњег спољашњег точка услед деловања уздужних и попречних трансфера оптерећења износи:

$$F_N = \left(\frac{m_{f,k}}{2} + TM_y \right) \cdot g = \left(\frac{208,75}{2} + 65,13 \right) \cdot 9,81 = 1663 \text{ N} \quad (5.12)$$

Посматрајући проблем из хоризонталне равни долазимо до потребних износа сила које делују на горње и доње А раме односно силе у цевним профилима од којих су конструисана А рамена. У овом разматрању оптерећења треба узети у обзир и момент силе трења која настаје услед кочења. То узрокује додатне силе на А раменима желећи их развући односно сабити. Ова сила првенствено зависи од интензитета кочења, као и од износа нормалне силе која се путем кочионих кљешта преноси на диск и коефицијента трења плочице која „клизи“ по површини диска. Момент кочења по износу је једнак моменту којег чини сила трансфера оптерећења ($g \cdot TM_x$) ротирајући око додирне тачке предњих точкова и подлоге.

$$M_k = TM_x \cdot h_{c,G} \cdot g = 62,5 \cdot 0,30 \cdot 9,81 = 184 \text{ Nm} \quad (5.13)$$

Где је:

M_k – момент кочења [Nm]

Из добијеног резултата за момент кочења може се одредити и потребан износ силе трења која зависи од неколико ствари. Зависи од избора кочионих чељусти, односно од унутрашњег и спољашњег пречника кочионог диска. Ове се вредности морају одабрати једном од следећих процедура. Ако се на пример бира модел кочних чељусти по каталогу произвођача, постоји прописана максимална вредност спољашњег пречника кочионог диска за коју су чељусти намењене. Исто тако прописан је и одговарајући модел кочионе плочице. За наведени случај користиће се кочиона чељуст намењена за скутере са одговарајућим моделом плочица #6211. За одабрани модел кљешта усвојен је спољни пречник диска 230 mm док унутрашњи зависи од ширине плочица и везе са главчином и износи 170 mm. Ширина плочице износи 42 mm. Средњи пречник диска с овим подацима износи 210 mm и на том пречнику ће деловати сила трења правећи момент силе трења.

$$F_{tr} \cdot c = M_k \Rightarrow F_{tr} = \frac{0,5 \cdot M_k}{c} = \frac{0,5 \cdot 184}{0,105} = 876 \text{ N} \quad (5.14)$$

Где је:

F_{tr} – сила трења [N],

c – крак силе трења, по износу једнак средњем радијусу диска [m],

$0,5 \cdot M_k$ – момент кочења којег је потребно савладати по предњем точку [Nm].

Познавајући износ силе трења, која се преко кочионе плочице преноси на кочиони диск, можемо одредити и силу кочења која делује на А рамена. Наиме, како се





ради о случају да су А рамена спојена на рукавац на нешто већем растојању него што је радијус силе трења на диску приликом кочења, нови износ силе кочења ће бити и нешто мањи.

$$F_{tr} \cdot c = F_k \cdot 2d \quad (5.15)$$

$$F_k = \frac{F_{tr} \cdot c}{2d} = \frac{876 \cdot 0,105}{2 \cdot 0,12} = 383N \quad (5.16)$$

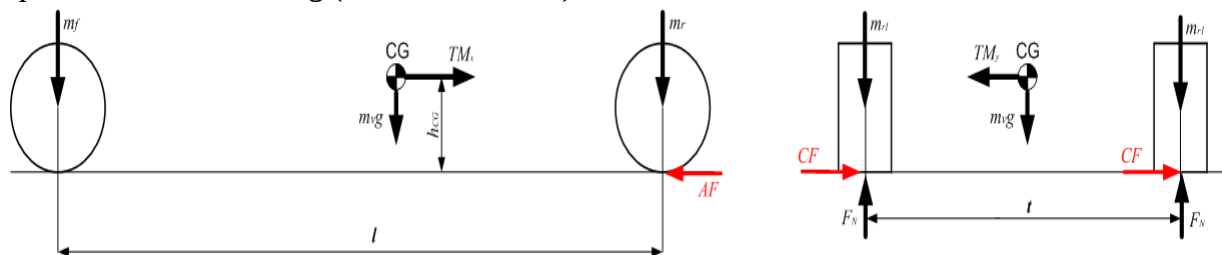
Где је:

F_k – сила кочења [N],

d – крак силе кочења, једнак је удаљености од средишње осе ротације точка до тачке спајања А рамена на рукавац (износи 120mm).

Случај б)

За прорачун ћемо усвојити следеће вредности убрзања. Убрзање возила приликом максималног отвора лептира гаса износи $A_X = 1,0g$ ($a_X = 9,81ms^{-2}$), а бочно убрзање износи $A_Y = 1,3g$ ($a_Y = 12,75 ms^{-2}$).



Слика 5.3 Оптерећење возила – случај б)

Услед деловања ових убрзања оним редом како је описано у задатом случају долази се до следећих трансфера оптерећења:

Трансфер оптерећења услед убрзања износи:

$$TM_X = \frac{A_X \cdot m_v \cdot h_{C,G}}{l} = \frac{1,0 \cdot 325 \cdot 0,3}{1,56} = 62,5 \text{ kg} \quad (5.17)$$

Где је:

TM_X – износ трансфера оптерећења услед убрзања [kg],

A_X – уздужна акцелерација убрзања [g],

h_{CG} – висина центра масе возила од тла [m],

l – међуосовинско растојање возила [m].

Треба приметити да су индекси приликом кочења и убрзања исти јер се заправо ради о истом износу трансфера оптерећења, у истој равнини (бочној / вертикалној). Једина је разлика на које тачкове се преноси маса, на предње или задње. Оптерећење задњих тачкова (увећано за износ трансфера оптерећења услед убрзања):

$$m_{r,u} = m_r + TM_X = 178,75 + 62,5 = 241,25 \text{ kg} \quad (5.18)$$

Где је:





$m_{r,u}$ – маса на задњим точковима приликом убрзавања возила [kg]

Износ трансфера оптерећења с унутрашњег на спољашњи точак приликом вожње кроз кривину:

$$TM_y = \frac{A_y \cdot m_{r,u} \cdot h_{c,g}}{t_r} = \frac{1,3 \cdot 241,25 \cdot 0,3}{1,18} = 80 \text{ kg} \quad (5.19)$$

Где је:

TM_y – износ трансфера оптерећења услед вожње у кривини [kg],

A_y – попречна акцелерација услед вожње у кривини [g],

h_{CG} – висина центра масе возила од тла [m],

t_r – ширина трага задњих точкова [m].

Оптерећење задњег спољашњег точка услед деловања уздужних и попречних трансфера оптерећења износи:

$$F_N = \left(\frac{m_{r,u}}{2} + TM_y \right) \cdot g = \left(\frac{241,25}{2} + 80 \right) \cdot 9,81 = 1970 \text{ N} \quad (5.20)$$

5.1.4. Коментар добијених вредности

Добијени резултати за задати **случај а)** су заправо тренутне спољне силе којима се оптерећују елементи система за ослањање код точкова, а потребно је пре даљег прорачуна испитати је ли могућа таква вожња у сигурним условима, тј. без заносења или клизања возила. За предњи точак оптерећен нормалном силом од 1663 N следи:

$$A_{ytest,1} = \frac{CF_f}{F_{N,f}} = \frac{2050}{1663} = 1,23 \quad (5.21)$$

$$A_{xtest,1} = \frac{BF_f}{F_{N,f}} = \frac{1980}{1663} = 1,19 \quad (5.22)$$

Где је:

$A_{ytest,1}$ – оствариво бочно убрзање на спољашњем точку,

$A_{xtest,1}$ – остварива акцелерација кочења на спољашњем точку.

Из добијеног резултата за A_{ytest} видљиво је да може доћи до бочног клизања предњег дела јер смо за прорачун усвојили бочну акцелерацију износа 1,3g. Но ипак важно је присетити се да се ради само о тренутку времена у којем ће доћи до задатих услова вожње те да разлика од 0,07g неће значајније утицати на понашање возила у вожњи док резултат A_{xtest} показује да опасности од проклизавања услед кочења нема јер је за прорачун у задатој ситуацији усвојена акцелерација кочења износа 1,0g.

Контролом за **случај б)** утврђено да опасности од заносења или губитка контроле нема у случају убрзања на правцу док је приликом вожње у кривинама могуће доћи до проклизавања за усвојене вредности убрзања. Разлика од 0,03g указује на то да је у питању готово граничан случај. При „укључивању“ дејства аеро пакета пријањање се побољшава у довољној мери да се разлика може занемарити. Усвојене вредности акцелерација је ипак могуће реализовати уз одабир најквалитетније гуме из теста (**Hoosier**) док за преостале гуме ово неће бити могуће и постоји опасност да приликом вожње у оваквим условима возило може изгубити своју управљивост што



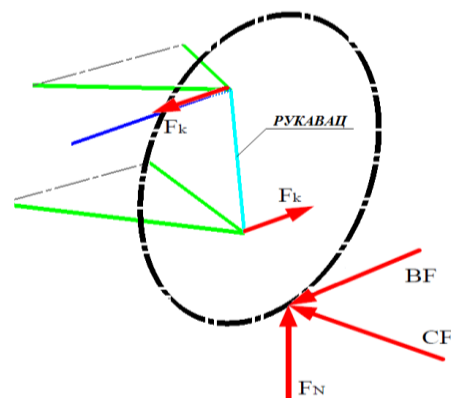
доводи у питање пре свега сигурност возача, а затим и трошкове уколико дође до судара или излетања возила са стазе.

$$A_{Ytest,2} = \frac{CF_r}{F_{N,r}} = \frac{2490}{1970} = 1,27 \quad (5.23)$$

$$A_{Xtest,2} = \frac{BF_r}{F_{N,r}} = \frac{2375}{1970} = 1,21 \quad (5.24)$$

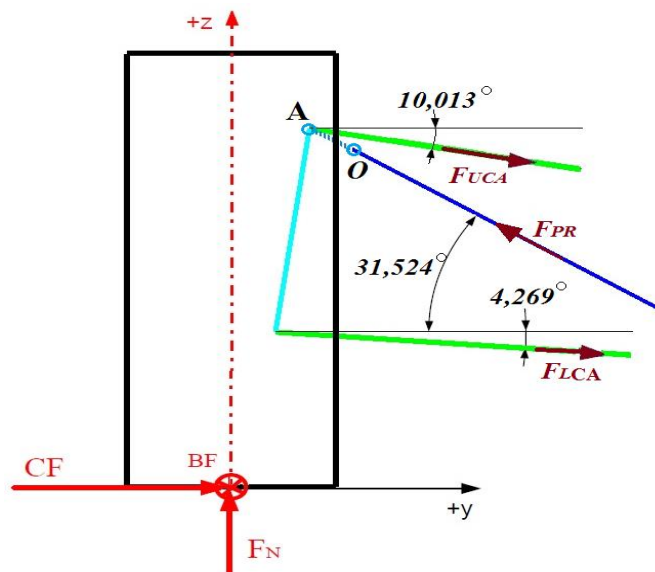
5.2. Оптерећење система за ослањање

5.2.1. Оптерећења у предњим А раменима – случај а)



Слика 5.4 Шематски приказ деловања спољашњих сила и силе кочења на предњи точак

Шематски приказ оптерећења предњег спољашњег точка приказује да је исти оптерећен нормалном силом F_N , бочном силом CF , уздужном силом услед кочења BF као и оптерећење *рукавца* (носача главчине) спрегом сила кочења F_k .



Слика 5.5 Оптерећење ослањања предњег спољашњег точка у предњој вертикалној тавни

Где је:





F_{LCA} – сила којом је оптерећено предње доње А раме (енгл. *Lower Control Arm*) [N],

F_{UCA} – којом је оптерећено предње горње А раме (енгл. *Upper Control Arm*) [N],

F_{PR} – сила којом је оптерећења предња полуа амортизера (енгл. *Pull Rod*) [N].

Постављајући једначине равнотеже добијамо износе наведених сила:

$$\sum F_z = 0;$$

$$F_N - F_{UCA} \sin 10,013 - F_{LCA} \sin 4,269 + F_{PR} \sin 31,524 = 0 \quad (5.25)$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$CF + F_{UCA} \cos 10,013 + F_{LCA} \cos 4,269 - F_{PR} \cos 31,524 = 0 \quad (5.26)$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_N \cdot 57,721mm + CF \cdot 375mm + F_{LCA} \cdot 240mm = 0 \quad (5.27)$$

Тачка „О“ представља тачку спајања полуге амортизера на горње А раме. Она је тако постављена да правац силе пролази кроз њу и горњу тачку прихвата А рамена на рукавцу, тачку „А“. Из цртежа у софтверу САТИА могу се измерити потребне дужине за употпуњавање моментне једначине.

Заменом непознатих у наведеним једначинама добијају се решења:

Из равнотежне моментне једначине (5.27) следи:

$$F_{LCA} = \frac{F_N \cdot 57,721mm - CF \cdot 375mm}{240mm} = -2803 \text{ N}$$

Вредности CF и F_N су добијене предходним прорачуном из једначина (5.7) и (5.12).

Из једначине равнотеже силе по **y** правцу (5.26) следи:

$$F_{PR} = \frac{CF + F_{UCA} \cos 10,013^\circ + F_{LCA} \cos 4,269^\circ}{\cos 31,524^\circ} \quad (5.28)$$

Заменом (5.28) у статичкој једначини сила по **z** правцу (5.25):

$$F_N - F_{UCA} \sin 10,013^\circ - F_{LCA} \sin 4,269^\circ + \left(\frac{CF + F_{UCA} \cos 10,013^\circ + F_{LCA} \cos 4,269^\circ}{\cos 31,524^\circ} \right) \sin 31,524^\circ = 0$$

Из које следи:

$$F_{UCA} = \frac{F_N - F_{LCA} \sin 4,269^\circ + (CF + F_{LCA} \cos 4,269^\circ) \frac{\sin 31,524^\circ}{\cos 31,524^\circ}}{\sin 10,013^\circ - \frac{\cos 10,013^\circ \cdot \sin 31,524^\circ}{\cos 31,524^\circ}} = -3288 \text{ N}$$

Заменом добијених вредности у једначини (5.28) добија се вредност силе у предњој полуа амортизера:

$$F_{PR} = -4673,768 \text{ N}$$

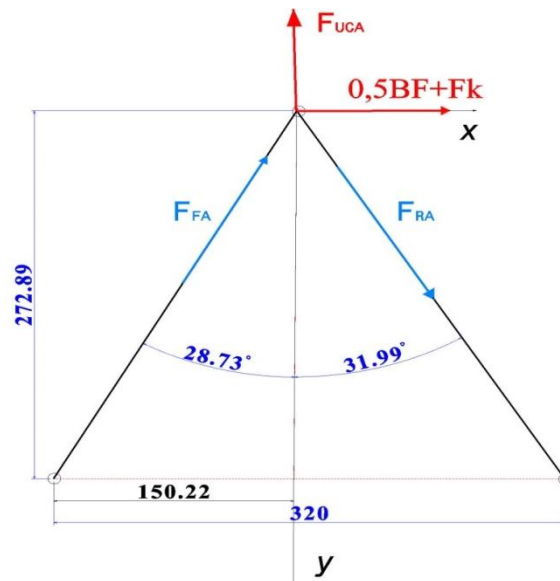




Коментар добијених резултата: Предпостављени смерови сила су погрешни јер су сви добијени резултати негативног знака. Гледано из вертикалне равни, због ниско постављених центара ротације шасије (RC), приликом вожње у кривинама долази до заокретања шасије према спољашњој страни при чему ће, уз услов да не долази до проклизавања точкова (односно да возило не изгуби својство управљивости), предња рамена бити оптерећена на затезање, а горња на притисак што вреди и за полугу амортизера.

5.2.1.1. Одређивање сила у штаповима предњих А рамена

Оптерећење горњег А рамена предњег точка



Слика 5.6 Геометрија горњег А рамена предњег точка

Где је:

F_{FA} – сила у предњем штапу А рамена [N],

F_{RA} – сила у задњем штапу А рамена [N].

Из чега следе следеће једначине:

$$\sum F_X = 0; \quad (0.5BF + F_k) + F_{RA} \sin 31.99^\circ + F_{FA} \sin 28.73^\circ = 0 \quad (5.29)$$

$$\sum F_Y = 0; \quad -F_{UCA} + F_{RA} \cos 31.99^\circ - F_{FA} \cos 28.73^\circ = 0 \quad (5.30)$$

Одакле следи:

$$F_{FA} = \frac{-F_{UCA} + F_{RA} \cos 31.99^\circ}{\cos 28.73^\circ} \quad (5.31)$$



Заменом (5.31) у (5.29) следи:

$$(0,5BF + F_k) + F_{RA} \sin 31,99^\circ + \left(\frac{-F_{UCA} + F_{RA} \cos 31,99^\circ}{\cos 28,73^\circ} \right) \sin 28,73^\circ = 0 \quad (5.32)$$

Из које следи:

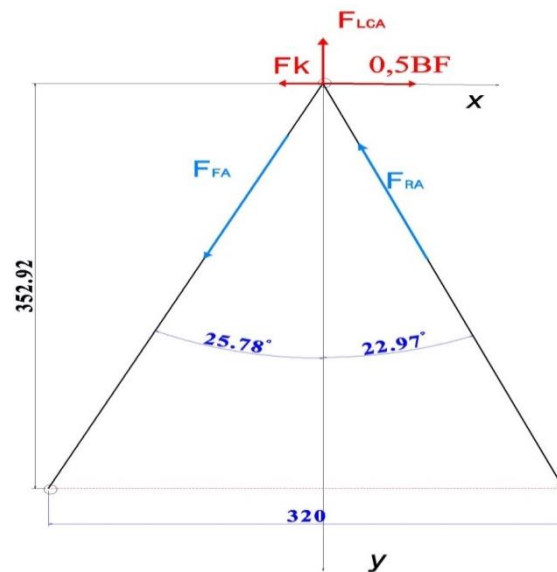
$$F_{RA} = \frac{-(0,5BF + F_k) + F_{UCA} \frac{\sin 28,73^\circ}{\cos 28,73^\circ}}{\sin 31,99^\circ + \frac{\cos 31,99^\circ \sin 28,73^\circ}{\cos 28,73^\circ}} = 432 \text{ N}$$

Заменом добијених вредности у једначини (5.31) добија се вредност силе у предњем штапу предњег горњег А рамена:

$$F_{FA} = -3332 \text{ N}$$

Коментар добијених резултата: посматрајући *слику 5.6* са задатим оптерећењима и упоређујући „претпоставке“ са добијеним резултатима долази се до закључка су предњи и задњи штап, тј. цев А рамена оптерећени на притисак. Због саме геометрије, али и због утицаја силе кочења већину оптерећења у задатом случају ће преносити предњи штап (цев) предњег горњег А рамена.

Оптерећење доњег А рамена предњег точка



Слика 5.7 Геометрија доњег А рамена предњег точка

Где је:

F_{FA} – сила у предњем штапу А рамена [N],

F_{RA} – сила у задњем штапу А рамена [N].

Из чега следе следеће једначине:

$$\sum F_x = 0; \quad -F_k + 0,5BF - F_{FA} \sin 25,78^\circ - F_{RA} \sin 22,97^\circ = 0 \quad (5.33)$$



$$\sum F_Y = 0;$$

$$-F_{LCA} + F_{FA} \cos 25,78^\circ - F_{RA} \cos 22,97^\circ = 0 \quad (5.34)$$

Одакле следи:

$$F_{FA} = \frac{F_{LCA} + F_{RA} \cos 22,97^\circ}{\cos 25,78^\circ} \quad (5.35)$$

Заменом (5.35) у (5.33) следи:

$$-F_k + 0,5BF - \left(\frac{F_{LCA} + F_{RA} \cos 22,97^\circ}{\cos 25,78^\circ} \right) \sin 25,78^\circ - F_{RA} \sin 22,97^\circ = 0 \quad (5.36)$$

Из које следи:

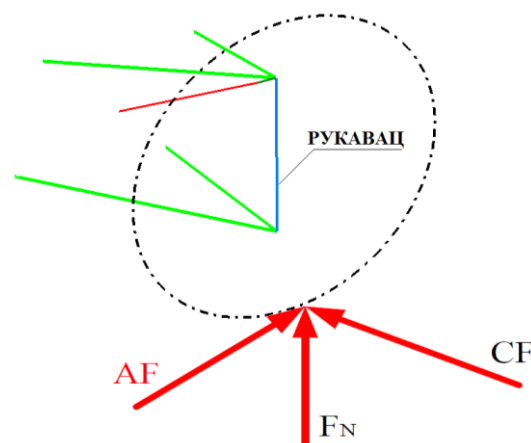
$$F_{RA} = \frac{-F_k + 0,5BF - F_{LCA} \frac{\sin 25,78^\circ}{\cos 25,78^\circ}}{\sin 22,97^\circ + \frac{\cos 22,97^\circ \sin 25,78^\circ}{\cos 25,78^\circ}} = -895 \text{ N}$$

Заменом добијених вредности у једначини (5.35) добија се вредност силе у предњем штапу предњег доњег А рамена:

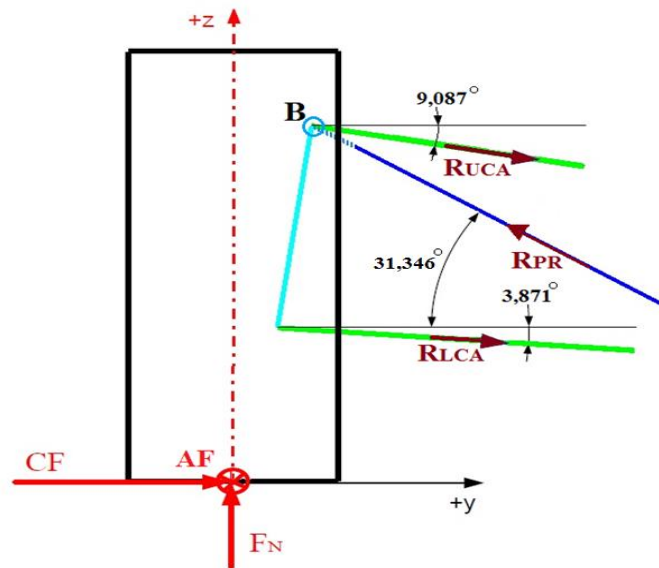
$$F_{FA} = 2200 \text{ N}$$

Коментар добијених резултата: Као и у претходном случају, сада само посматрајући слику 5.7 са задатим оптерећењима и упоређујући „претпоставке“ са добијеним резултатима долази се до закључка су предњи и задњи штап, тј. цев А рамена оптерећени на притисак. Због саме геометрије, али и због утицаја силе кочења већину оптерећења у задатом случају ће преносити предњи штап (цев) предњег горњег А рамена.

5.2.2. Оптерећења у задњим А раменима – случај б)



Слика 5.8 Шематски приказ деловања спољашњих сила и силе кочења на задњи точак



Слика 5.9 Оптерећење ослањања задњег спољашњег точка у задњој вертикалној равни

Где је:

R_{LCA} – сила којом је оптерећено задње доње А раме [N],

R_{UCA} – сила којом је оптерећено задње горње А раме [N],

R_{PR} – сила којом је оптерећена задња полуга амортизера [N].

Постављајући једначине равнотеже добијамо износе наведених сила:

$$\sum F_Z = 0;$$

$$F_N - R_{UCA} \sin 9,087^\circ - R_{LCA} \sin 3,871^\circ + R_{PR} \sin 31,346^\circ = 0 \quad (5.37)$$

$$\sum F_Y = 0;$$

$$CF + R_{UCA} \cos 9,087^\circ + R_{LCA} \cos 3,871^\circ - R_{PR} \cos 31,346^\circ = 0 \quad (5.38)$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_N \cdot 29mm + CF \cdot 376mm + R_{LCA} \cdot 240mm = 0 \quad (5.39)$$

Тачка „О“ представља тачку спајања полуге амортизера (*Pull rod-a*) на горње А раме. Она је тако постављена да правац силе пролази кроз њу и горњу тачку прихвата А рамена на рукавцу, тачку „В“. Из цртежа и 3D модела у софтверу CATIA добијене су потребне дужине за употпуњавање моментне једначине.

Заменом непознатих у наведеним једначинама добијају се решења:

Из равнотежне моментне једначине (5.39) следи:

$$R_{LCA} = \frac{F_N \cdot 29mm - CF \cdot 376mm}{240mm} = \frac{1970 \cdot 29 - 2490 \cdot 376}{240} = -3663N$$



Из једначине равнотежа сила по **y** правцу (5.38) следи:

$$R_{PR} = \frac{CF + R_{UCA} \cos 9,087^\circ + R_{LCA} \cos 3,871^\circ}{\cos 31,346^\circ} \quad (5.40)$$

Заменом (5.40) у статичкој једначини равнотежа сила по **z** правцу (5.39) следи:

$$F_N - R_{UCA} \sin 9,087^\circ - R_{LCA} \sin 3,871^\circ + \frac{CF + R_{UCA} \cos 9,087^\circ + R_{LCA} \cos 3,871^\circ}{\cos 31,346^\circ} \sin 31,346^\circ = 0 \quad (5.41)$$

Из које следи:

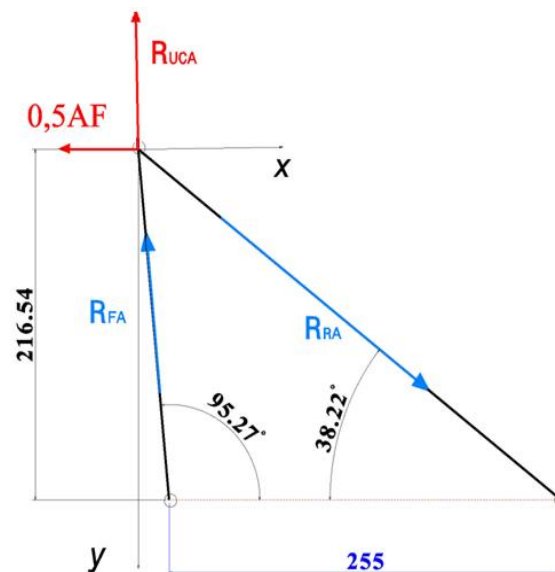
$$R_{UCA} = \frac{F_N - R_{LCA} \sin 3,871^\circ + (CF + R_{LCA} \cos 3,871^\circ) \frac{\sin 31,346^\circ}{\cos 31,346^\circ}}{\sin 9,087^\circ - \frac{\cos 9,087^\circ \sin 31,346^\circ}{\cos 31,346^\circ}} = -3400N$$

Заменом добијених вредности у једначини (5.40) добија се вредност силе у задњој полути амортизера:

$$R_{PR} = -5295 N$$

5.2.2.1. Одређивање сила у штаповима задњих А рамена

Оптерећење горњег А рамена задњег точка



Слика 5.10 Геометрија горњег А рамена задњег точка

Где је:

R_{FA} – сила у предњем штапу задњег горњег А рамена [N],

R_{RA} – сила у задњем штапу задњег горњег А рамена [N].



Из чега следе следеће једначине:

$$\sum F_X = 0; \quad -0,5AF - R_{FA} \sin 5,27^\circ + R_{RA} \cos 38,22^\circ = 0 \quad (5.42)$$

$$\sum F_Y = 0; \quad -R_{UCA} - R_{FA} \cos 5,27^\circ + R_{RA} \sin 38,22^\circ = 0 \quad (5.43)$$

Одакле следи:

$$R_{FA} = \frac{-R_{UCA} + R_{RA} \sin 38,22^\circ}{\cos 5,27^\circ} \quad (5.44)$$

Заменом (5.44) у (5.42) следи:

$$-0,5AF - \frac{-R_{UCA} + R_{RA} \sin 38,22^\circ}{\cos 5,27^\circ} \sin 5,27^\circ + R_{RA} \cos 38,22^\circ = 0 \quad (5.45)$$

Из које следи:

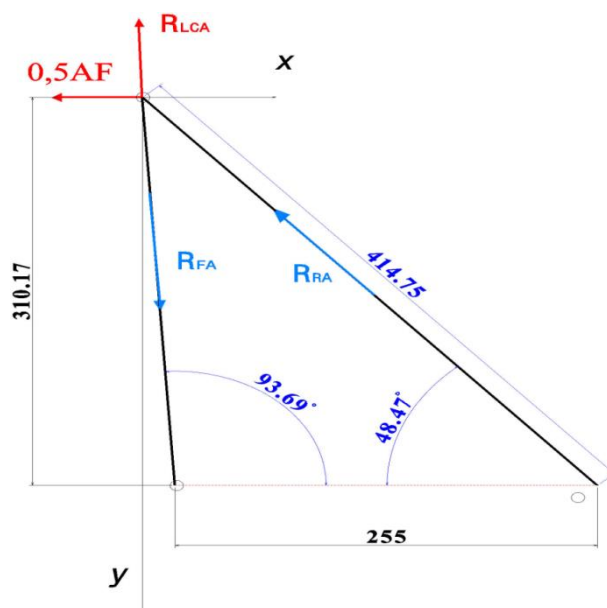
$$R_{RA} = \frac{-0,5AF + R_{UCA} \frac{\sin 5,27^\circ}{\cos 5,27^\circ}}{-\cos 38,22^\circ + \frac{\sin 38,22^\circ \sin 5,27^\circ}{\cos 5,27^\circ}} = 1200 \text{ N}$$

Заменом добијених вредности у једначини (5.42) добија се вредност силе у предњем штапу горњег задњег А рамена:

$$R_{FA} = -2670 \text{ N}$$

Коментар добијених резултата: Посматрајући *слику 5.10* са задатим оптерећењима и упоређујући „претпоставке“ са добијеним резултатима долази се до закључка да су оба штапа (цеви) оптерећена на притисак.

Оптерећење доњег А рамена задњег точка



Слика 5.11 Геометрија доњег А рамена задњег точка



Где је:

R_{FA} – сила у предњем штапу задњег доњег А рамена [N],

R_{RA} – сила у задњем штапу задњег доњег А рамена [N].

Из чега следе следеће једначине:

$$\sum F_X = 0: \quad -0,5AF + R_{FA} \sin 3,69^\circ - R_{RA} \cos 48,47^\circ = 0 \quad (5.46)$$

$$\sum F_Y = 0: \quad -R_{LCA} + R_{FA} \cos 3,69^\circ - R_{RA} \sin 48,47^\circ = 0 \quad (5.47)$$

Одакле следи:

$$R_{FA} = \frac{R_{LCA} + R_{RA} \sin 48,47^\circ}{\cos 3,69^\circ} \quad (5.48)$$

Заменом (5.48) у (5.46) следи:

$$-0,5AF + \frac{R_{LCA} + R_{RA} \sin 48,47^\circ}{\cos 3,69^\circ} \sin 3,69^\circ - R_{RA} \cos 48,47^\circ = 0 \quad (5.49)$$

$$R_{RA} = \frac{-0,5AF + R_{LCA} \frac{\sin 3,69^\circ}{\cos 3,69^\circ}}{\cos 48,47^\circ - \frac{\sin 48,47^\circ \sin 3,69^\circ}{\cos 3,69^\circ}} = -1548 \text{ N}$$

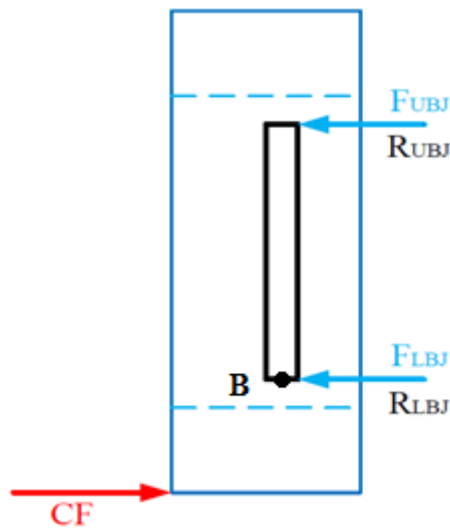
Заменом добијених вредности у једначини (5.48) добија се вредност силе у предњем штапу доњег задњег А рамена:

$$R_{FA} = 2510 \text{ N}$$



5.2.3. Оптерећење рукавца услед бочне силе и силе кочења

Оптерећење предњег рукавца



Слика 5.12 Оптерећења рукавца услед бочне силе CF

Где је:

F_{UBJ} – сила којом је оптерећен предњи рукавац у тачки спајања горњег А рамена,

F_{LBJ} – сила којом је оптерећен предњи рукавац у тачки спајања доњег А рамена,

R_{UBJ} – сила којом је оптерећен задњи рукавац у тачки спајања горњег А рамена,

R_{LBJ} – сила којом је оптерећен задњи рукавац у тачки спајања доњег А рамена.

Силе на предњем рукавцу:

$$\sum F_Y = 0; \quad CF_f - F_{UBJ} - F_{LBJ} = 0 \quad (5.50)$$

$$\sum M_B = 0; \quad CF_f \cdot 134 + F_{UBJ} \cdot 240 = 0 \quad (5.51)$$

Из једначине (5.51) следи:

$$F_{UBJ} = -\frac{CF_f \cdot 134}{240} = -1145 \text{ N}$$

Заменом добијене вредности у изразу (5.50) следи:

$$F_{LBJ} = CF_f - F_{UBJ} = 3195 \text{ N}$$

Силе услед кочења: у овом случају се узима најгора ситуација, кочење на правцу уз убрзање 1,5 g.

Сила трења на једном диску тада износи:

$$A_Y \cdot m_v \cdot h_{CG}^2 \cdot \frac{g}{l} = 2F_{tr} \cdot c \quad (5.52)$$



Одакле следи:

$$F_{tr} = \frac{1}{2c} \left(\frac{A_Y \cdot m_v \cdot h_{CG}^2}{l} \cdot g \right) = \frac{1}{2 \cdot 0,105} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot 325 \cdot 0,3^2}{1,56} \cdot 9,81 \right) = 1313 \text{ N}$$

$$F_u = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{tr} \cdot 0,105}{0,085} \approx 770 \text{ N}$$

Где је:

F_u – сила која делује на рукавцу на местима где су везане кочионе чељуст

Оптерећење задњег рукавца

$$\sum F_Y = 0;$$

$$CF_r - R_{UBJ} - R_{LBJ} = 0 \quad (5.53)$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$CF_r \cdot 134 + R_{UBJ} \cdot 240 = 0 \quad (5.54)$$

Из једначине (5.54) следи:

$$R_{UBJ} = -\frac{CF_r \cdot 134}{240} = -1390 \text{ N}$$

Заменом добијене вредности у изразу (5.53) следи:

$$R_{LBJ} = CF_r - R_{UBJ} = 3880 \text{ N}$$

Силе услед кочења: У овом случају сила којом ће се оптеретити задњи рукавац на месту спајања са кочионим чељустима износиће 60% вредности оптерећења на предњем рукавцу а то износи 230 N.

5.3 Контролни прорачун чврстоће

Све цеви А рамена је потребно испитати на извијање иако се јавља нелогичности и поставља питање како се цев/штап оптерећен на истезање може извити. Једини разлог за то је већ спомињана ротација, односно заокретање шасије око властите осе ротације која се налази близу површине стазе. Како је услов за разматрање проблема био да возило не сме изгубити управљивост при максималним бочним убрзањима у кривини, што узрокује највећа могућа (предвиђена) оптерећења, ако деформације цевног профила тада остану у границама еластичности, тада ће задовољити услов чврстоће и при мањим оптерећењима. У целини гледан састав (горње и доње А раме повезано са рукавцем (носачем главчине)) је изложен сложеном оптерећењу. А рамена су оптерећена на савијање, затезање/притисак и извијање. Силе које делују у њима су динамичког карактера и осцилују по непознатим законитостима. Оне могу проузроковати замор материјала услед дуготрајних деловања што може довести до лома појединих елемената склопа. Због тога, питање решавања проблема везаних за заморну чврстоћу једно је од кључних за повећање поузданости ове конструкције.





Пошто су непознате законитости деловања аксијалних и савојних момената, усваја се да је карактер оптерећења циклично променљив. Аксијалне силе делују *наизменично променљиво* (најмањи и највећи интензитети су различитог знака и неједнаки), што је потврђено чињеницом да су А рамена оптерећена различито у зависности од вожње левим/десним кривинама или на правцу. Нагињање шасије у једну или другу страну довешће до затезања или притиска одређених А рамена.

Савојни моменти делују *једносмерно променљиво* (највећи и најмањи интензитети савојне силе су истог знака). Овакав вид оптерећења је усвојен јер савојне моменте прави сила F_N која представља резултујуће оптерећење спољашњих точкова (предњих или задњих) у кривини услед деловања трансфера оптерећења и нормалне силе услед деловања масе возила. Смер њене резултанте је усвојен вертикално од тла ка возилу и услед трансфера, усвојено је да се мења само њен интензитет и то у границама до 35%, колико је према процени могуће да се оптерећење „премести“ са једног на други точак.

5.3.1 Оптерећење на савијање

А рамена су оптерећена на савијање и то у најгорем случају. Она ће максимално бити оптерећена на савијање када су у свом крајњем горњем положају, тзв. мртвој тачкигибања, када сви цевни профили А рамена наседају на челичне граничнике (ушице на раму), а исто тако, крајњи положај је одређен и максималним могућим углом осе сферног лежаја, тј кугле унутар зглобне главе на крајевима А рамена. Обично се ради о угловима између 8 и 12 степени (у зависности од врсте сферног лежаја). Сила која у овом случају оптерећује А рамена на савијање је F_N . Међутим, интензитет савијања зависи од угла под којим делује већ поменута сила, тј. сила којом се савија горње А раме једнака је износу $F_N \cos \gamma$ где је γ угао мерен у вертикалној равни, а представља нагиб осе која пролази кроз центар сферних зглобова на горњој и доњој вилици које се спајају на рукавцу (*енг. Kingpin*), а уједно та оса представља и осу ротације предњег точка приликом мењања смера кретања возила. За овај угао не постоји математички прорачун већ се он узима искуствено, према неким ауторима од 3 до 7 степени, а у нашем случају износи 5. Као што је речено, сила F_N није константна. Предходним прорачуном (у глави 5) добијена је њена максимална вредност која ће се користити у даљим прорачунима. Дакле, ради једноставности и сигурности, свако А раме ћемо савијати моментом који се рачуна према изразу (5.55).

$$M_S = 0,5 F_N \cdot l_{CA} \quad (5.55)$$

Напомена:

Због расподеле оптерећења на горње и доње А раме, потребно било усвојити коефицијент 0,5 у изразу (5.55).

Оптерећење предњег спољашњег точка услед деловања уздужних и попречних трансфера оптерећења износи:

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot M_S}{W} \leq \sigma_{Dr} \quad (5.56)$$

Где је:

- $0,5 \cdot M_S$ – максимални момент савијања за појединачну цев А рамена [Nmm],
- l_{CA} – дужина појединачне цеви А рамена изложеног савијању [mm],
- σ_f – напон савијања (*флексције*) [MPa],
- W – отпорни момент [mm^3],
- σ_{Dr} – редукована динамичка издржљивост [MPa].





Потребно је знати да ће материјал за израду А рамена бити челик легиран са хромом и молибденом – $\check{C}$ 4732 – побољшан, односно 42CrMo4 према DIN-у или 1.7225 према W.Nr. чија се динамичка издржљивост σ_{-1} при чисто наизменично променљивом оптерећењу на савијање креће у границама од 460 до 550 МПа. Такође је битно напоменути да поменути челик има границу развлачења $R_{e,min} = 900$ МПа и затезну чврстоћу $R_m = 1200$ МПа [7]. Из израза (5.56) следи:

$$W_{min} = \frac{0,5M_S}{\sigma_{Dr}} = \frac{0,25F_N \cdot l_{CA}}{\sigma_{Dr}} \quad (5.57)$$

Отпорни момент за цевне профиле дат је изразом (5.58) [7]:

$$W = \frac{d_s^3 \pi}{32} (1 - \psi^3) \quad (5.58)$$

Где је:

d_s – спољни пречник цевног профила [mm],
 d_u – унутрашњи пречник цевног профила [mm],
 ψ – однос унутрашњег и спољног пречника [].

$$\sigma_{Dr} = \frac{k_p k_m k_o}{\beta_k} \sigma_D \quad (5.59)$$

Где је:

k_p – фактор стања спољашње површине [-],
 k_m – фактор мера [-],
 k_o – фактор осталих утицаја [-].
 β_k – стварни фактор концентрације напона [mm].

Фактор стања спољашње површине, фактор мера и фактор осталих утицаја се усвајају из табела према литератури [7]. Стварни фактор концентрације напона се рачуна према изразу (5.60).

$$\beta_k = (\alpha_k - 1) \eta_k \quad (5.60)$$

Где је:

α_k – фактор концентрације напона [-],
 η_k – фактор осетљивости материјала на концентрацију напона [-].

Фактор концентрације напона, у зависности од геометрије, може се одредити таблично или према изразу:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (5.61)$$

Где је:

σ_{max} – теоријски максимални напон у пресеку [-],
 σ_n – називни напон у пресеку [-].





За геометрију цеви израђену од побољшаног челик $\check{C}$ 4732 (42CrMo4) усвајају се следеће вредности факора према [7]. :

$$k_p = 0,85 \quad k_m = 0,92 \quad k_o = 1 \quad \eta_k = 1 \quad \alpha_k = 1$$

Одакле следи да редукована динамичка издржљивост износи:

$$\sigma_{Dr} = 0,782 \sigma_D \quad (5.62)$$

Или у друкчијем облику према (5.63) за $\sigma_D < R_{eH}$:

$$\sigma_{Dr} = 0,782 \frac{\sigma_{-1}}{1 - k \tan \varphi} \quad (5.63)$$

Где је:

σ_{-1} – динамичка издржљивост при чисто наизменично променљивом оптерећењу на савијање [MPa],

k – однос напона $k = \frac{\sigma_{sr}}{\sigma_g}$ [-],

φ – таблична вредност угла нагиба праве из Смитовог дијаграма [-].

За одабрани челик усвојена је вредност из табела [7] $\sigma_{-1} = 500 \text{ MPa}$, $\varphi = 40^\circ$.

5.3.2 Извијање цевних профила А рамена

Приликом контроле чврстоће на извијање задата сила притиска мора бити мања од критичне уз степен сигурности против извијања који се креће од 2 до 5. Познавајући геометријске карактеристике профила А рамена као и материјал од којег ће се израдити може се одредити полупречник инерције и виткост штапа, односно одредити критична напрезања при извијању. Виткост штапа се одређује према изразу (5.64) [7]:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad (5.64)$$

Где је:

l_0 – слободна дужина извијања, за случај када је штап са обе стране учвршћен зглобним ослоњцима $l_0 = l$ [mm],

i – полупречник инерције [mm].

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (5.65)$$

Где је:

I_{min} – најмањи аксијални момент инерције попречног пресека [mm⁴],

A – површина попречног пресека цевног профила [mm²].

$$I_{min} = \frac{d_s^4 \pi}{64} (1 - \psi^4) \quad (5.66)$$

Уколико је $\lambda < 86$, напрезање σ_k при нееластичном извијању рачуна се помоћу Тетмајерове једначине, која зависи од материјала. Како се ради о већ споменутом легираном челику $\check{C}$ 4732 напон се рачуна према изразу (5.67).

$$\sigma_k = 470 - 2,3\lambda \quad (5.67)$$





У случају да је $\lambda > 86$, критично напрезање при, сада већ еластичном извијању, рачунају се помоћу Ојлеровог обрасца

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (5.68)$$

Где је:

E – Хуков модул еластичности материјала (за челик износи $2,1 \cdot 10^5$ МПа).

Код релативно дужих (виткијих) притиснутих штапова (у овом случају цеви) наведени услов чврстоће при аксијалном напрезању јесте потребан али не и довољан услов због могућности да се оса штапа извије знатно пре него што највећи нормални напон достигне дозвољену вредност. Кад аксијална (притискајућа) сила достигне одређену граничну вредност, мало бочно додатно оптерећење може осу да савије тако да се она, после престанка дејства не исправи, већ настави да се деформише до лома цеви. Изразом (5.69) може се рачунати износ те критичне силе.

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l^2} \quad (5.69)$$

Дакле, сила према којој се врши димензионисање према усвојеном коефицијенту сигурности при извијању ($\nu = 3$) рачуна се према изразу (5.70).

$$F = \frac{F_k}{\nu} \quad (5.70)$$

Димензионисање цеви према оптерећењу на извијање се врши уколико је сила која делује у цеви више од ν пута мања у односу на критичну према изразу:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} \Rightarrow A = \frac{F_k}{\sigma_k} \Rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4F_k}{\sigma_k \cdot \pi \cdot (1 - \psi^2)}} \quad (5.71)$$

5.3.3 Аксијално напрезање цевних профила А рамена

У сваком цевном профилу свих А рамена делују силе различитог интензитета и карактера оптерећења (*истезање или притисак*). Маскимални интензитети тих сила добијени су у поглављу 5. Оне немају константне интензитете и карактер њихове промене није познат али је усвојено да је карактер промене *наизменично променљив*, тј. најмањи и највећи интензитети су различитог знака и неједнаки. Интензитет напона који се јавља у цевним профилима одређује се изразом (5.72).

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \leq \sigma_{Dra} \quad (5.72)$$

Где је:

σ_a – аксијални напон на истезање или притисак [МПа],

F – сила која делује у цевном профилу А рамена [N],

A – површина попречног пресека цевног профила А рамена [mm²].

σ_{Dra} – редукована аксијална динамичка издржљивост [МПа].





σ_{Dra} се рачуна према изразу (5.63) са тим што се из табела бира динамичка издржљивост при чисто наизменично променљивом оптерећењу на затезање и вредност угла нагиба праве из Смитовог дијаграма која одговара тој врсти оптерећења. За одабрани челик усвојена је вредност према [7] $\sigma_{-1} = 390 \text{ MPa}$, $\varphi = 41^\circ$.

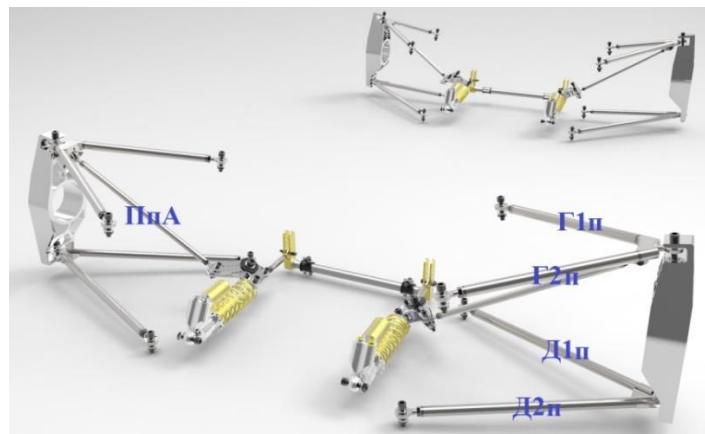
5.3.4 Димензионисање цевних профила А рамена и динамички степен сигурности

Када је у питању сложено напонско стање услед деловања више врста цикличних напрезања, прорачунава се такозвани сложени динамички степен (S_{DS}) сигурности, тако што се најпре прорачунају степени сигурности за поједина напрезања, а затим се врши слагање на бази класичних теорија о сломи материјала. Изразом (5.73) рачуна се динамички степен сигурности (услед аксијалних напрезања S_{Da} или савијања S_{Df}) а изразом (5.74) динамички степен сигурности.

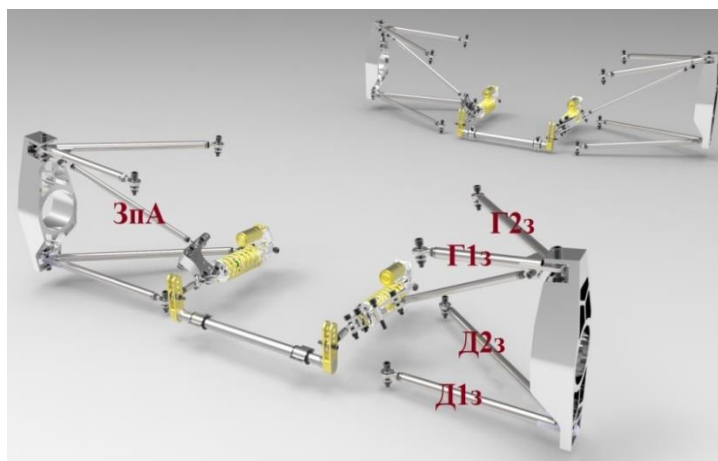
$$S_{Da,f} = \sigma_{Dra,f} / \sigma_{ga,f} \quad (5.73)$$

$$S_{DS} = S_{Df} \cdot S_{Da} / (S_{Df} + S_{Da}) \quad (5.74)$$

На *сликама 5.13 и 5.14* означени су цевни профили које је потребно димензионисати на основу добијених сила.



Слика 5.13. Предњи систем за ослањање са означеним цевима за димензионисање



Слика 5.14. Задњи систем за ослањање са означеним цевима за димензионисање



Према претходним прорачунима (поглавље 5), у **табели 5.1** приказане су вредности сила које оптерећују А рамена, односно цевне профиле и њихове дужине. Дужином цеви се сматра просторна дужина од тачке на ушици на раму до тачке где се раме спаја са рукавцем. У стварности та дужина је смањена за дужину дела плочице, дужину зглобне главе и дела дужине чауре за вођице (видети главу 3.3. / **слику 3.13**).

Табела 5.1. Интензитети сила које оптерећују цевни профил

Део система за ослањање	Ознака цеви	Дужина цеви l_c [mm]	Интензитет аксијалне силе F_A [N]	Интензитет савојне силе F_S [N]
Горње предње А раме	Г1п	311,189	3332	1663
	Г2п	321,742	432	1663
Доње предње А раме	Д1п	391,915	2200	1663
	Д2п	383,30	895	1663
Предња полука амортизера	ПпА	398,523	4673	/
Горње задње А раме	Г1з	217,459	2670	1970
	Г2з	350,019	1200	1970
Доње задње А раме	Д1з	311,113	2510	1970
	Д2з	414,749	1550	1970
Задња полука амортизера	ЗпА	296,589	5295	/

У **табели 5.2** дате су израчунате вредности момената савијања (**Ms**) по једној цеви, динамичке редуковане чврстоће (**σ_{Dr}**), минималне потребне димензије спољашњег пречника цеви (**ds**) услед савијања и усвојени стандардни пречници цеви дебљине зида 2 mm.

Табела 5.2. Интензитети аксијалних сила које делују у означеним цевним профилима

		Ознака	Ms [Nmm]	σ_{Dr} [MPa]	ds [mm]	ds _{stand.} [mm]	Дебљина зида b [mm]
Предња А рамена	Горња	Г1п	129377	588,5	16,03	18	2
		Г2п	133764	588,5	16,21	18	2
	Доња	Д1п	162939	588,5	17,31	18	2
		Д2п	159357	588,5	17,18	18	2
Задња А рамена	Горња	Г1з	107099	588,5	15,05	18	2
		Г2з	172384	588,5	17,64	18	2
	Доња	Д1з	153223	588,5	16,96	18	2
		Д2з	204264	588,5	18,01	18	2
Предња полука амортизера		ПпА	/	304,1	14	14	2
Задња полука амортизера		ЗпА	/	304,1	14	14	2

Према **табели 5.2** види се да су добијене различите вредности спољног пречника цеви А рамена према напону савијања али је усвојен јединствен пречник (**ds_{stand.} = 18mm**). То је учињено како би се додатно повећала поузданост конструкције, олакшала набавка материјала и конструисање помоћних алата за израду А рамена. Дебљина од 2 mm је усвојена препоруком. Пречници предњих и задњих полука су димензионисани према аксијалном оптерећењу, односно оптерећењу на извијање и притисак/истезање тако да вредност степена сигурности на извијање **v** буде већа од **3**.



Свакако, усвојене димензије је потребно проверити, тј. проверити да ли ће степени сигурности бити задовољавајући према усвојеним препорукама. У **табели 5.3** приказане су добијене вредности коефицијента сигурности при извијању (v) и осталих параметара и величина које фигуришу у прорачуну извијања.

Табела 5.3 Коефицијент сигурности при извијању и параметри извијања

Ознака цевног профила	d_s/b	$I [mm^4]$	$i [mm]$	λ	$\sigma_k [MPa]$	$F_k [N]$	v
Г1п	18/2	3267,26	5,70	54,59	344,45	69928,43	20,99
Г2п	18/2	3267,26	5,70	56,44	340,19	65416,41	151,43
Д1п	18/2	3267,26	5,70	68,75	311,88	44087,81	20,04
Д2п	18/2	3267,26	5,70	67,24	315,36	46091,90	51,50
Г1з	18/2	3267,26	5,70	38,14	382,27	143201,47	53,63
Г2з	18/2	3267,26	5,70	61,40	328,79	55273,76	46,06
Д1з	18/2	3267,26	5,70	54,57	344,48	69962,60	27,87
Д2з	18/2	3267,26	5,70	72,75	302,67	39366,93	25,40
ПпА	14/2	1394,87	4,30	92,65	241,43	18203,09	3,90
ЗпА	14/2	1394,87	4,30	68,96	435,89	32865,62	6,21

Динамички коефицијент сигурности при савијању (S_{Df}) према препорукама [6] треба бити већи од 1,3. Такође, статички коефицијент при савијању (S_{Sf}) треба бити већи од 2.

У **табели 5.4** приказане су добијене вредности коефицијента сигурности при дејству динамичких и статичких оптерећења (пошто не постоје статичка оптерећења, максималне вредности динамичких оптерећења се сматрају константним) услед савијања и услед дејства аксијалних сила (S_{Da}) и (S_{Sa}).

Табела 5.4 Коефицијент сигурности при извијању и параметри извијања

Ознака цевног профила	d_s/b	S_{Df}	S_{Sf}	S_{Da}	S_{Sa}	S_{Ds}
Г1п	18/2	1,72	2,64	9,18	27,15	1,45
Г2п	18/2	1,67	2,55	70,77	209,44	1,62
Д1п	18/2	1,37	2,09	13,90	41,13	1,32
Д2п	18/2	1,40	2,14	34,16	101,09	1,34
Г1з	18/2	2,08	3,18	11,45	33,89	1,76
Г2з	18/2	1,42	1,98	25,48	75,40	1,41
Д1з	18/2	1,46	2,23	12,18	36,05	1,3
Д2з	18/2	1,39	1,97	19,72	58,37	1,3
ПпА	14/2	/	/	4,91	14,52	/
ЗпА	14/2	/	/	4,33	12,82	/

Према добијеним вредностима коефицијената сигурности закључак је да се сви напони који настају у А раменима задржавају у зони еластичности, тј. до пластичног деформисања неће доћи. Међутим, због специфичности геометрије, заварених спојева у самом склопу А рамена, аналитичка метода није у потпуности меродавна и неопходно је урадити додатну анализу методом коначних елемената.

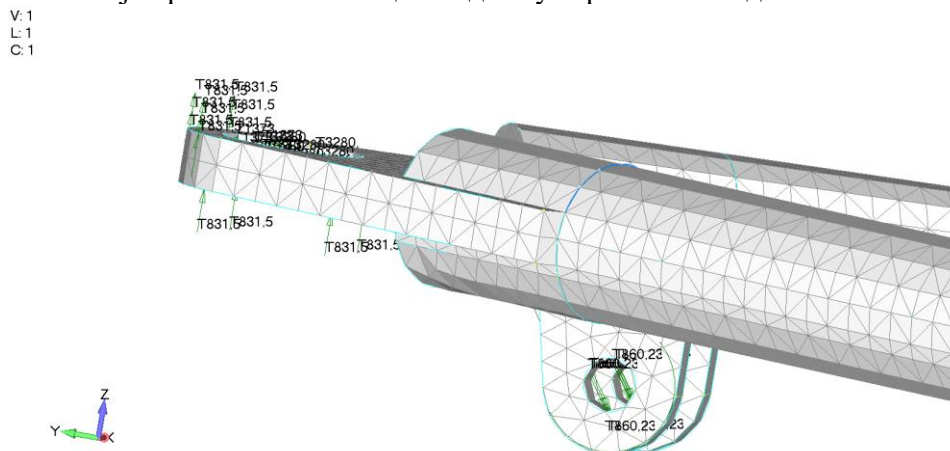


6. Анализа елемената ослањања методом коначних елемената

Анализа направљена у овом поглављу извршена је у софтверу FEMAP. За спровођење овакве анализе претходно је потребно израдити модел свих елемената ослањања и то на начин да се узму у обзир димензије добијене контролом чврстоће из претходног поглавља у шта спадају цевни профили са својим спољним пречником и дебљином зида, као и њихова дужина одређена при конструисању геометрије. Ти цевни профили представљају само део А рамена и њихова веза са осталим елементима у склопу остварена је заваривањем. И ако су димензионисане, због не проверавања заварених спојева у склопу А рамена, неопходно је извршити МКЕ анализу склопа. Не постоји потреба за анализом сваког рамена понаособ јер су им геометрије сличне, већ само најоптерећенијих предњих и задњих А рамена. Елементи који се користе у анализи су незнатно упрошћени због лакшег креирања мреже. Такође, поред елемената ослањања који су већ димензионисани, потребно је проверити и остале елементе попут „клацкалице“, ушница, прихвата клацкалице и рукавца, са тим да је због сличности геометрије довољно извршити анализу оптерећенијег рукавца. Већ је поменуто да је материјал цеви А рамена легирани челик **42CrMo4** (Č4732 – побољшан) док ће остали елементи који сачињавају А раме бити израђени од челика **E295** (C0545 – општи конструкциони). У те елементе спада и део који ће цеви А рамена спојити у једну целину са рукавцем. Предност овакве анализе је што може указати и на неке конструкцијске грешке које са собом могу повући и велике локалне концентрације напона, а те исте могу довести до деформисања склопа. Осим тога, визуелним путем се могу очитати подаци потребни за даља разматрања функционисања склопа и омогућава се оптимизација елемената уколико је то потребно. Може се утицати на смањење димензија, а тиме и смањење масе елемената. Гранични услови напона се одређују према максималном напону на граници еластичности/течења и степену сигурности 2 за све елементе који нису од челика.

6.1 Резултати анализе предњег горњег А рамена

Предње горње А раме је оптерећеније у односу на доње. Оптерећено је силама израчунатим у поглављу 5 и то силом која делује на горње раме $F_{UCA} = 3288 \text{ N}$; силом кочења $0,5BF + F_k = 1373 \text{ N}$ и нормалном силом $0,5F_N$ интензитета $833,5 \text{ N}$ која оптерећује точак услед деловања тежине за задати случај а). Оптерећења се задају да делују на елементе као што је приказано на **слици 6.1** док су ограничења задата као **слика 6.2**.



Слика 6.1 Приказ положаја задатих оптерећења





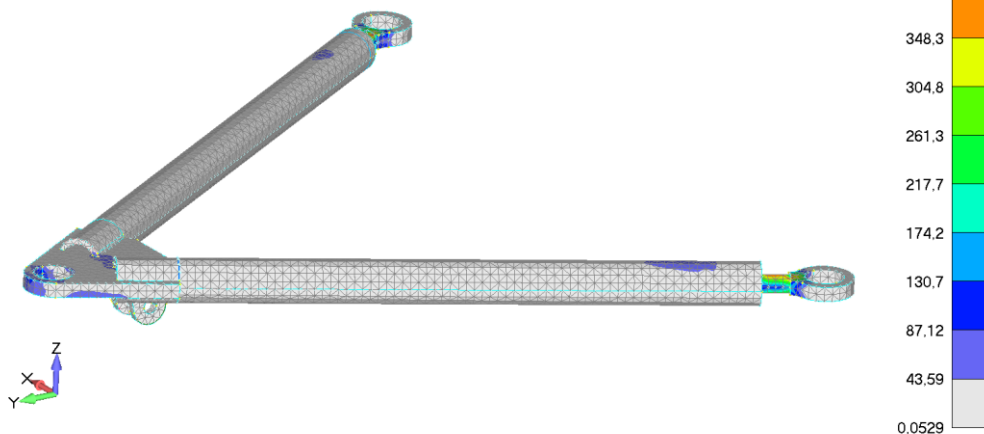
V: 1
L: 1
C: 2



Слика 6.2 Задата ограничења (фиксиране осветљене површи)

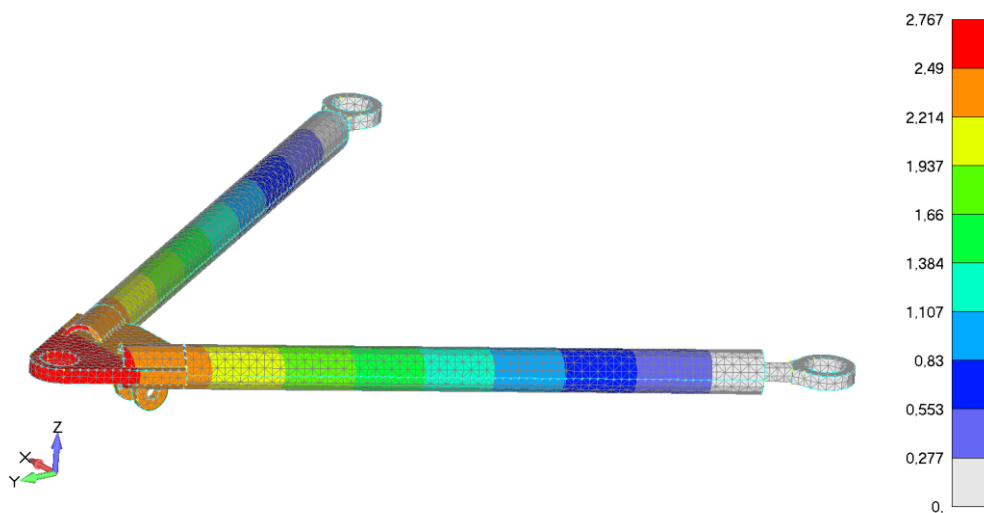
За усвојени материјал (челик) добијени су интензитети напона и угиба у сваком елементу генерисаног 3Д модела као што је приказано на **сликама 6.3 и 6.4**.

V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.3 Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према *Von Misesu*

V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.4 Интензитети померања (угиба) и њихова расподела



Са **слике 6.3** може се видети да се максимално напрезање јавља на делу А рамена где се спаја са шасијом, односно у зглобним главама. На приказаном моделу није приказана сигурносна навртка која се налази управо на делу где се јавља максимални напон и додатно доприноси чврстоћи конструкције. Осим тога, према добијеним резултатима и знањима пренешеним од стране других ФСАЕ тимова, зглобне главе ће до максимума бити завијене унутар цеви А рамена тако да не дође до њихове деформације и лома. Према **табели 6.1** може се видети да се максимални напон налази у дозвољеним границама за одабрани материјал. Такође, упоређујући резултате добијених напона, коефицијент сигурности на најоптерећенијег дела износи 2,07 што додатно потврђује да се може кренути у израду и монтажу овог склопа.

Табела 6.1 Вредности карактеристичних напона за одабрани материјал А рамена [7]

Материјал	Ћ 4732 / 42CrMo4
R_m	1200 MPa
$R_{e,min}$	900 MPa
Максимална вредност напона	Максимална дозвољена вредност σ_{Dr}
435 MPa	588,5 MPa

6.2 Резултати анализе задњег доњег А рамена

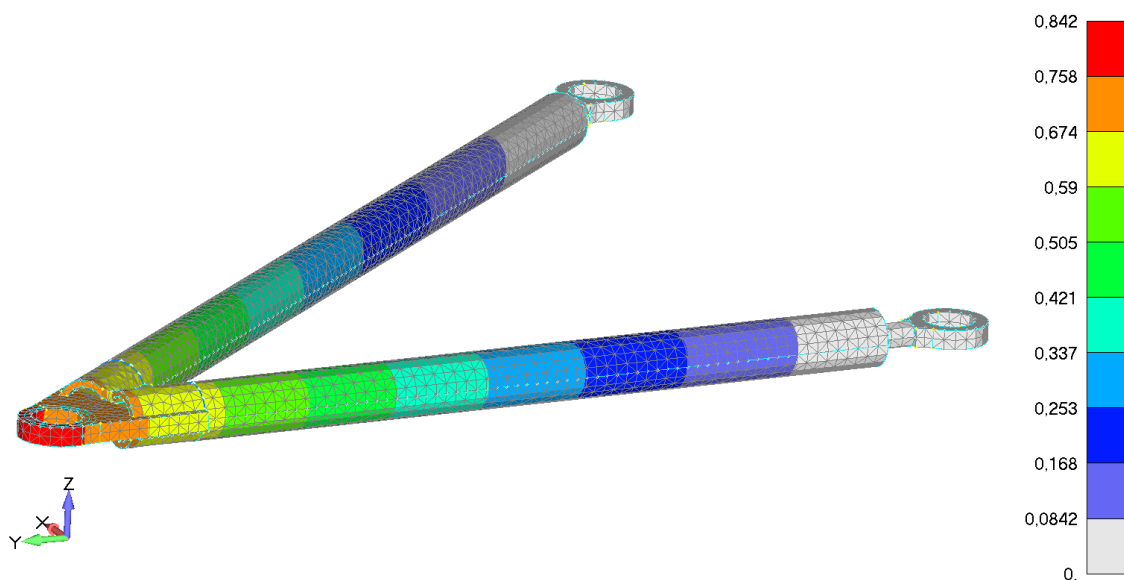
Задње доњеА раме оптерећено је силама израчунатим у поглављу 5 и то силом која делује на доње раме $R_{LCA} = 3663 \text{ N}$; силом убрзања $0,54F + F_k = 1575 \text{ N}$ и нормалном силом $0,5F \text{ N}$ интензитета 935 N која оптерећује точак услед деловања тежине за задати случај **б**). Оптерећења и ограничења се задају аналогно према предходном случају. Интензитети напона и угиба у сваком елементу генерисаног 3Д модела као што је приказано на **сликама 6.5 и 6.6**.



Слика 6.5 Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према *Von Misesu*



V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.6 Интензитети померања (угиба) и њихова расподела

Аналогно предходној анализи, са **слике 6.5** може се видети да се максимално напрезање јавља на делу А рамена где се спаја са шасијом, односно у зглобним главама. Угиб који се јавља је логичан јер су цеви код предходно анализираних А рамена дуге и изложене су дејству веће савојне силе. Према **табели 6.2** може се видети да се максимални напон налази у дозвољеним границама за одабрани материјал. Такође, упоређујући резултате добијених напона, коефицијент сигурности на најоптерећенијег дела износи **2,03** што аналогно претходном потврђује да се може кренути у израду и монтажу и овог склопа.

Табела 6.2 Вредности карактеристичних напона за одабрани материјал А рамена [7]

Максимална вредност напона	Максимална дозвољена вредност σ_{Dr}
439 МПа	588,5 МПа

6.3 Резултати анализе предњег и задњег рукавца

Предњи рукавац уз А рамена је највише оптерећен део у склопу предњег ослањања. Ради што бољих возних својстава које ће возило имати приликом вожње задатим условима потребно је да деформације рукавца буду што мање. За материјал, приликом анализе је усвојена алуминијумска легура 7075-T6. За чврсте ослоње елементи означена су лежajна места а место деловања силе и њен смер биће као што је добијено у поглављу 5. Сила којом је оптерећен рукавац у тачки спајања доњег контролног рамена износи 1295 N, а сила којом је оптерећен у тачки спајања доњег А рамена је 3455 N. Уз ове силе, потребно је испитати елемент и приликом кочења убрзањем 1,5 g а у том случају интензитет силе по поједином отвору за спајање кочионих чељусту износи 770 N. Пошто су и предњи и задњи рукавац израђени сегментно, неопходно је извршити анализу сваког елемента понаособ. Карактеристике материјала Al 7075-T6 приказане су у **табели 6.3**.



Табела 6.3 Карактеристике одабраног материјала

Особине 3.4365 (EN AW-7075) T6	
Обрадивост	Прихватљиво
Могућност заштитног елоксирања	Добро
Могућност декоративног елоксирања	Добро
Тврдо елоксирање	Одлично
Отпорност на атмосферске утицаје – корозију	Добро
Отпорност на утицај морске воде – корозију	Није препоручљиво
Могућност заваривања „MIG-TIG“	Прихватљиво
Отпорност на варење	Добро
Могућност лемљења	Добро
Пластичност (могућност обликовања) у хладном стању	Није препоручљив

Хемијски састав	
Si	$\leq 0,40$
Fe	$\leq 0,50$
Cu	$1,2 \div 2,0$
Mn	$\leq 0,30$
Mg	$2,1 \div 2,9$
Cr	$0,18 \div 0,28$
Zn	$5,1 \div 6,1$
Ti	$\leq 0,20$
Al	Остатак

Механичке карактеристике					
	Термички обрађен	Rm MPa	Rp 0,2 Mpa	A%	HBW
Ekstruzija	T6	560	500	7	150
Izvlačenje	T6	540	485	7	160

Физичке карактеристике		
Gustina	2,80	Kg/dm ³
Modul elastičnosti	72000	MPa
Koeficijent termičkog širenja	23,5	$\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$
Termička provodnost na 20°C	130	W/mk
Električna otpornost na 20°C	0.052	$\Omega\text{mm}^2/\text{m}$

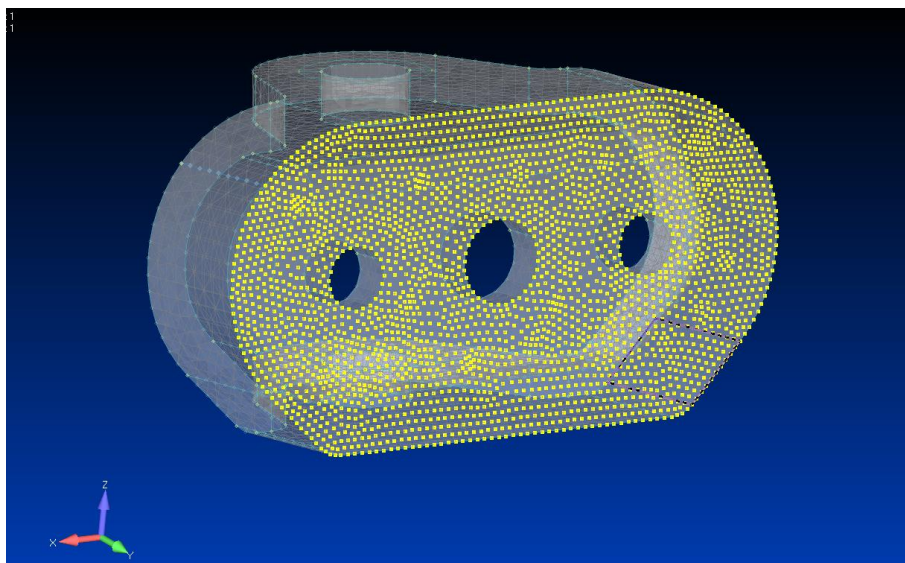
Ова легура поседује изузетно високе механичке особине и високу отпорност на замор. Поврх тога, има добру отпорност према корозији и добро прихвата чврсту, заштитну или декоративну елоксажу.

Главне примене: високо отпорни конструкциони делови за машинску, авио и војну индустрију, производњу мотоцикала и аутомобила.

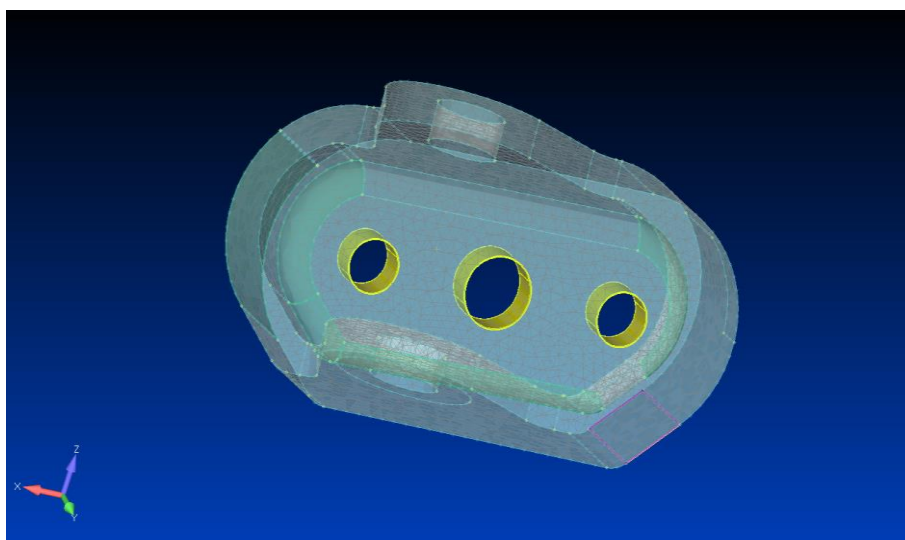
6.3.1 Резултати анализе ушице за прихват А рамена на рукавац

Пошто и предњи и задњи рукавац бочни нагиб точка подешавају постављањем плочице између идентичне ушице и различитог тела рукавца, анализирана је оптерећенија ушица, односно ушица која се монтира на задњи рукавац. Она је оптерећена силом $RUC_A = 3400 \text{ N}$; силом убрзања $0,5AF + Fk = 1575 \text{ N}$ и нормалном силом $0,5FN$ интензитета 935 N која оптерећује точак услед деловања тежине за задати случај б). Начини постављања ограничења приказани су на сликама 6.7, 6.8 и 6.9, док су на слици 6.10 приказане добијене вредности напона.

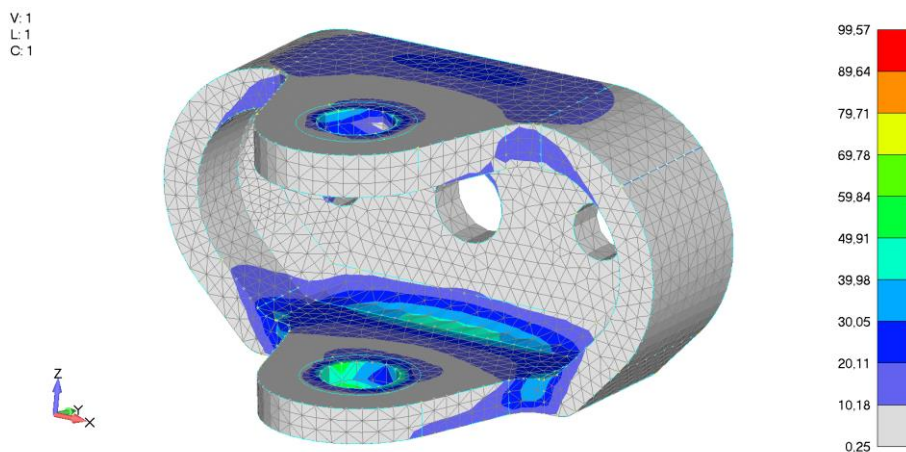




Слика 6.7 Ограничење транслације задње површи ушнице по правцу y



Слика 6.8 Ограничење транслације додирних површина између завртњева и ушница по x и z осу



Слика 6.10 Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према *Von Misesu*



Табела 6.4 Вредности карактеристичних напона за одабрани материјал ушице рукавца

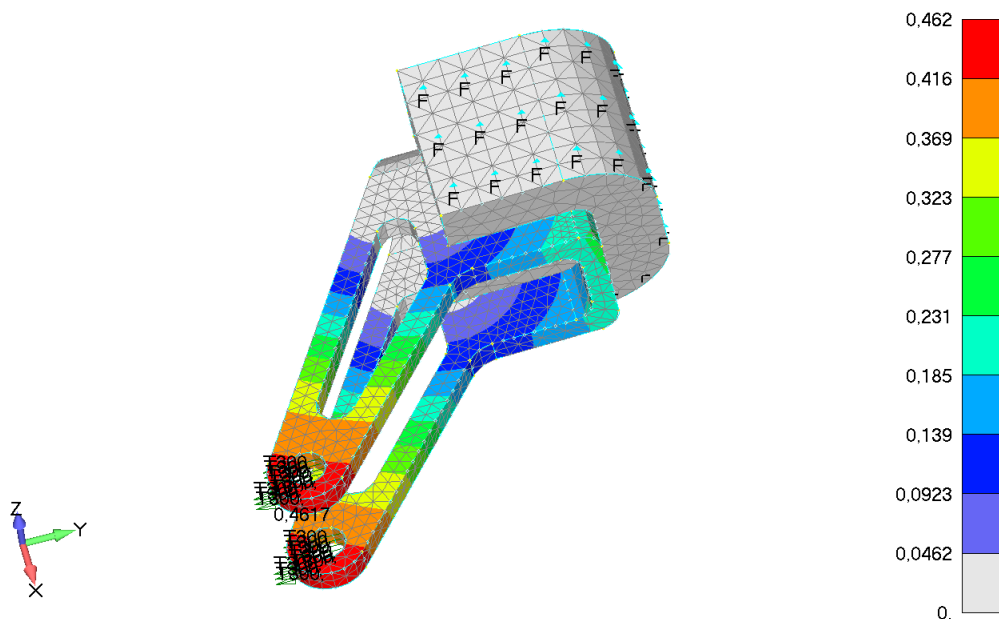
Материјал	Al 7075 T6
R_m	560 MPa
$R_{e,min}$	500 MPa
Максимална вредност напона	Максимална дозвољена вредност σ_{doz}
99 MPa	280 MPa

Према табели, ушица је предимензионисана јер степен сигурности према напону на граници течења, односно еластичности износи 5 а жељени је од 2 – 2,5. Закључак је да је потребно изнова конструисати ушицу и поновити анализу.

6.3.2 Резултати анализе ушице за прихват споне управљачког система

Ушица преко које се врши ротација рукавца, тј. точка, везана је за рукавац преко једног завртња и геометријом. Из тог разлога, потребно је задати одговарајућу контактну површину између рукавца и ушице као што је приказано на следећим сликама, на којима је уједно и приказана вредност угиба ушице (слика 6.9). Приказана додирна површина је фиксирана. Разликују се два случаја. Први је када возило скреће ка супротној страни од посматране ушице.

V: 1
L: 1
C: 1

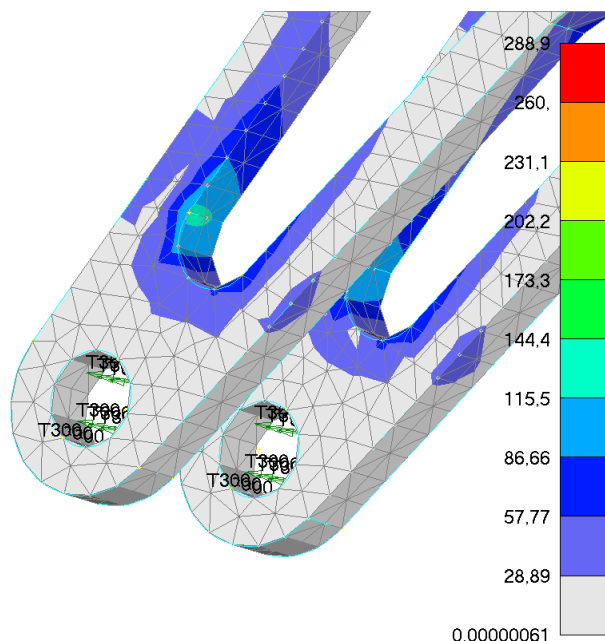


Слика 6.9 Интензитети померања (угиба) и њихова расподела за случај деловања оптерећења у смеру од точка ка симетрали возила

Начин задавања оптерећења и интензитет истог (300 N) приказан је на слици 6.10.



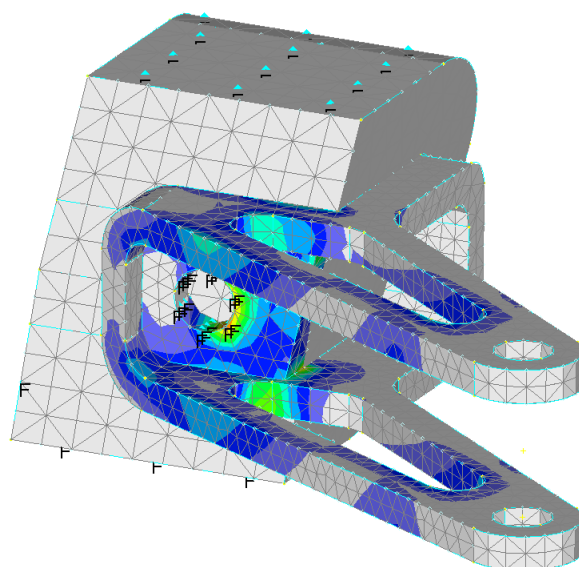
V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.10. Место деловања оптерећења

Еквивалентни напон, за исти случај је приказан на слици 6.11.

V: 1
L: 1
C: 1

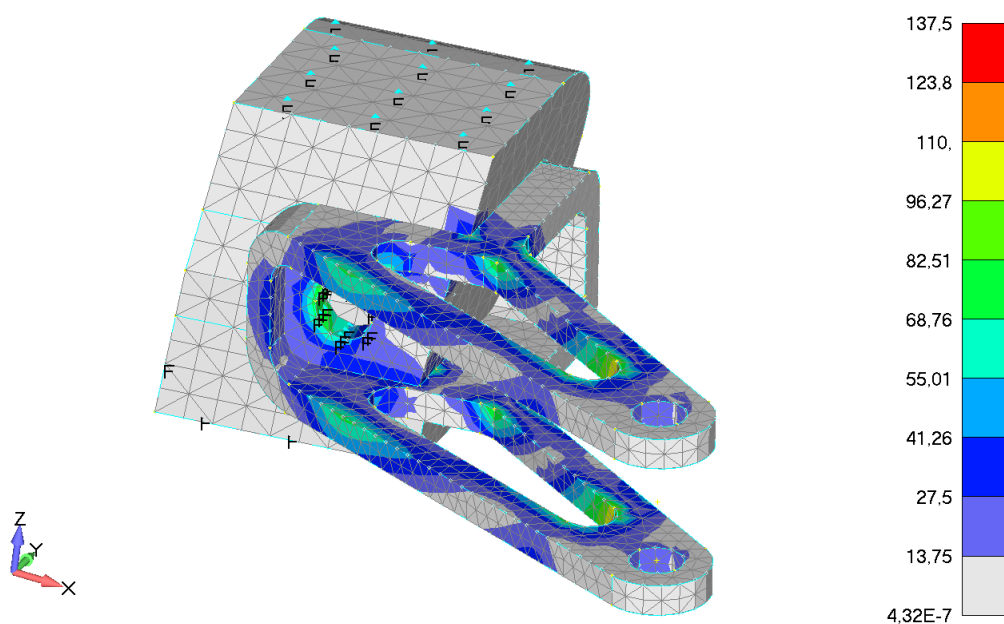


Слика 6.11. Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према Von Misesu за први случај

За други случај, када је смер дејства оптерећења супротног смера интензитет напона и померања може се видети на сликама 6.12 и 6.13.

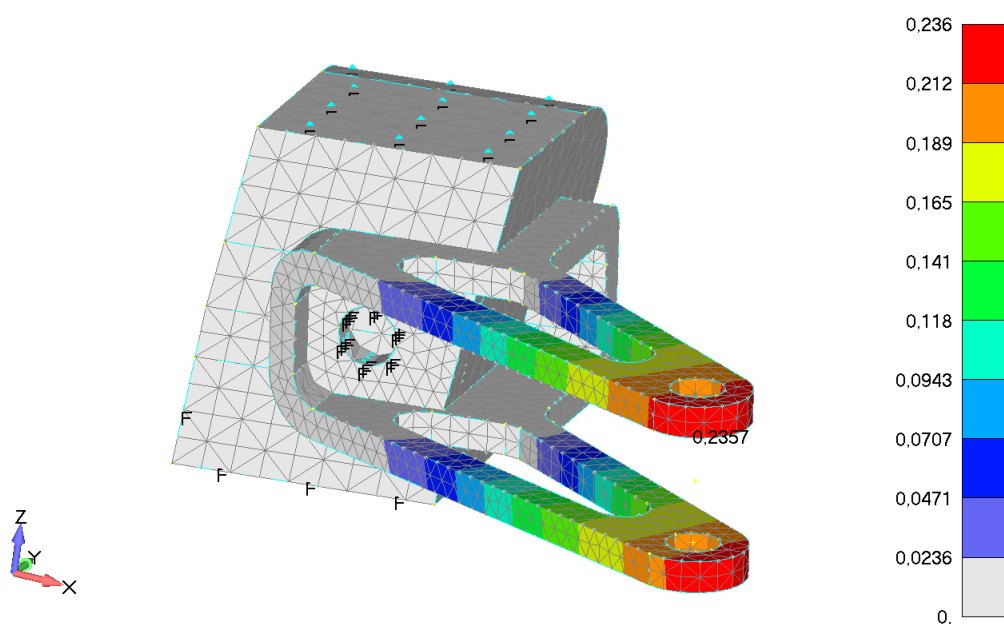


V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.12. Интензитети померања (угиба) и њихова расподела за случај деловања оптерећења у смеру симетрала возила ка точку

V: 1
L: 1
C: 1



Табела 6.13 Вредности карактеристичних напона за одабрани материјал ушице рукавца

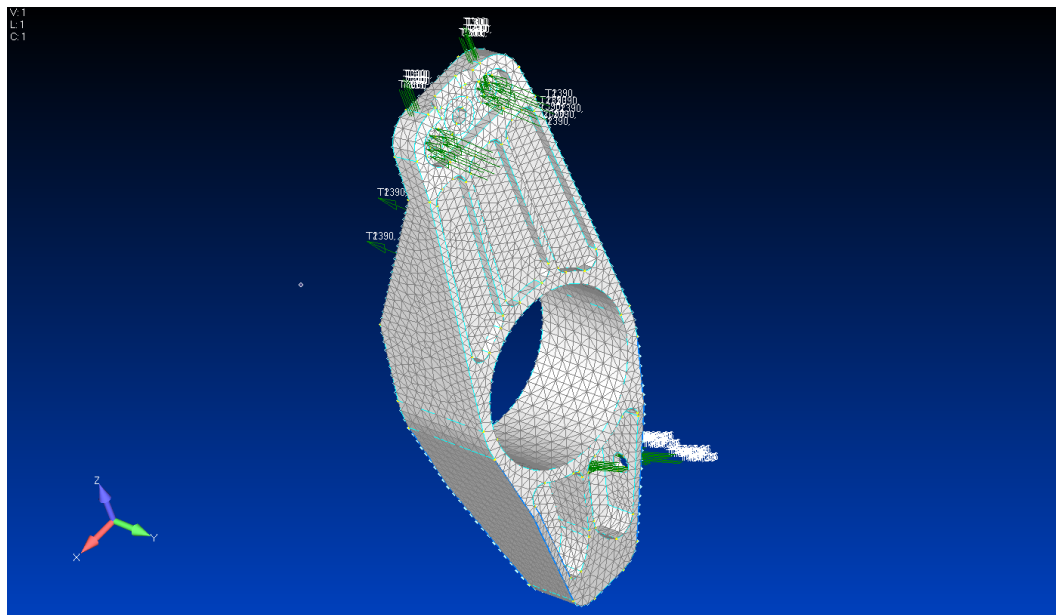
Максимална вредност напона	Максимална дозвољена вредност σ_{doz}
236 МПа	280 МПа

Према добијеним оптерећењима закључак је да се максимална вредност напона налази у границама дозвољене што имплицира да геометрија конструкције и одабир материјала задовољавају постављени критеријум чврстоће.



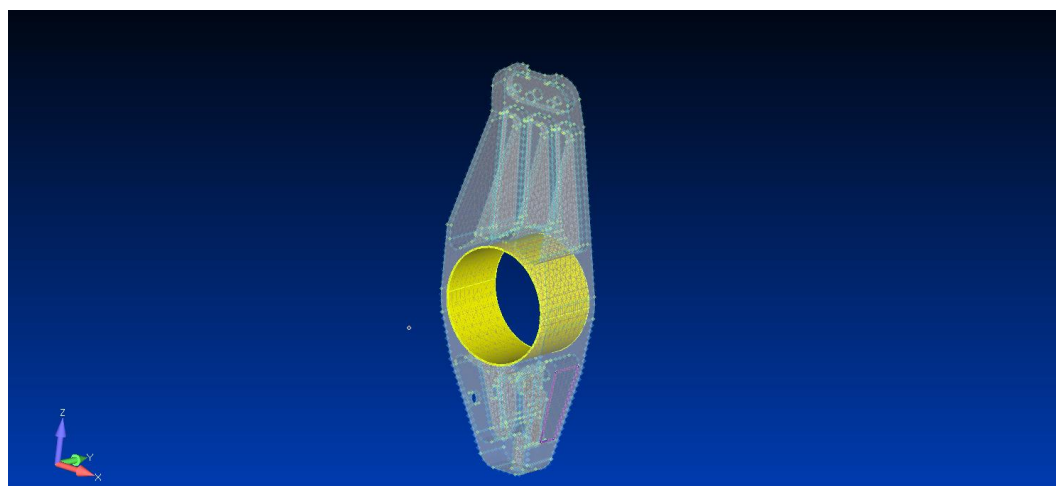
6.3.3 Резултати анализе тела предњег рукавца

При анализи предњег рукавца, већ поменути интензитети сила (у поглављу 6.3), делују на местима приказаним на **слици 6.14**. Смерови сила се усвајају према поглављу 5.



Слика 6.14. Места деловања оптерећења

Површ на којој су постављена ограничења означена је жутом бојом на **слици 6.15**. Овакав вид ограничења је усвојен према препоруци осталих тимова који су користили *FEM* (енгл. *FiniteElementMetod*) анализу при прорачуну чврстоће рукавца.

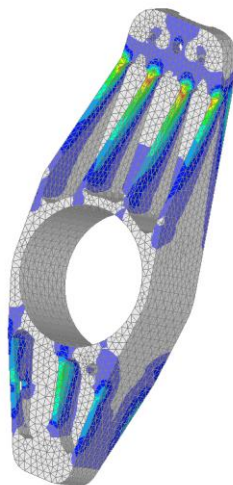


Слика 6.15. Фиксирана површ

На **слици 6.16** и **6.17**, приказане су прорачунате вредности напона и померања.



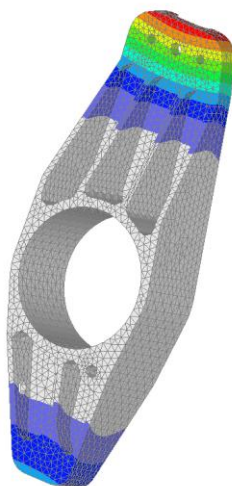
V: 1
L: 1
C: 1



3

Слика 6.16. Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према Von Misesu

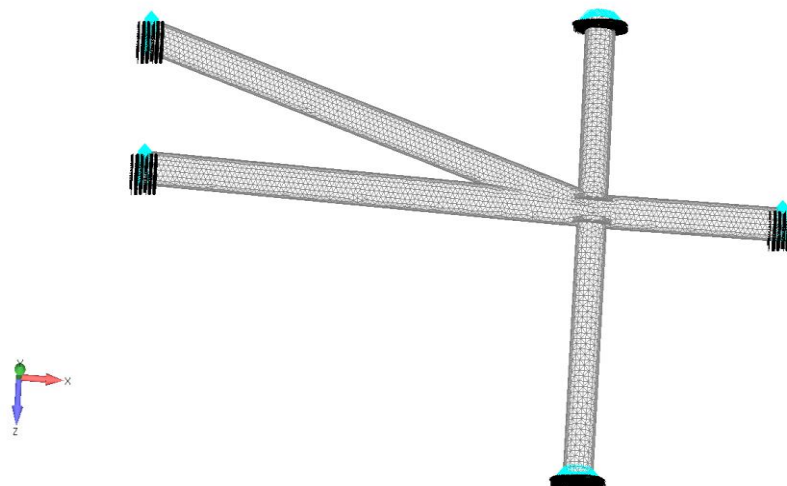
V: 1
L: 1
C: 1



Слика 6.17. Интензитети померања (угиба) и њихова расподела

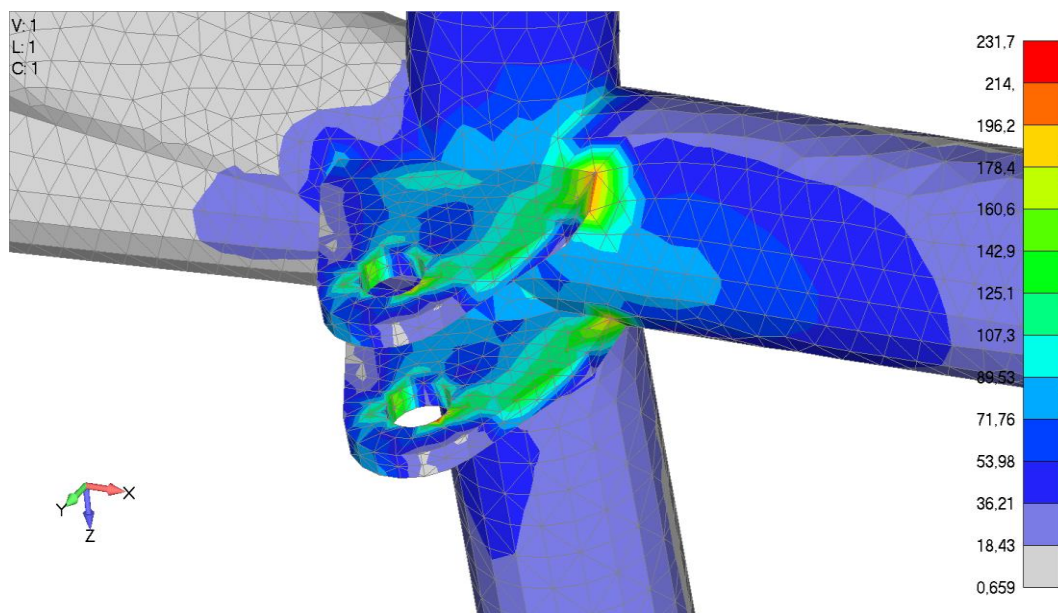
6.4 Резултази анализе најоптерећеније ушице

Да би били сигурни да неће доћи до деформације и лома ушица које се заварују за рам, неопходно је спровести њихову анализу. Пошто се за рам заварује велики број истих, приступа се анализи само једне ушице која је најоптерећенија. То је ушица на коју је постављено предње горње А раме, односно цев са ознаком Г1п. Врши се исецање дела рама око ње и постављају се ограничења као на **слици 6.18**.

V:1
C:1

Слика 6.18. Постављање ограничења (фиксирају се крајеви одсечених цеви)

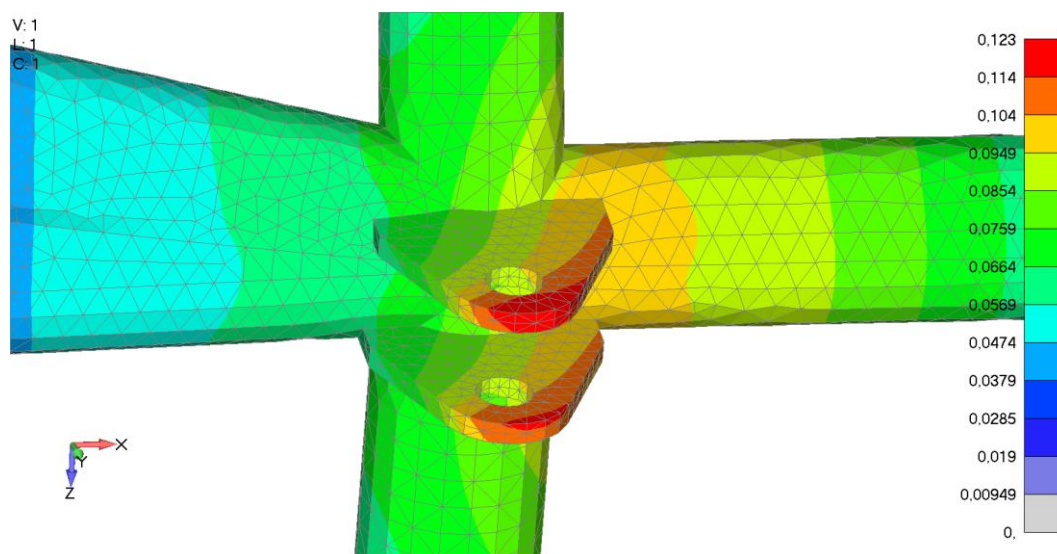
Овакав принцип је усвојен да би се добила што реалнија слика о напонима и деформацијама ушице. Ушица се оптерећује силом која делује у поменутој цеви и делом нормалне силе (50%) која делује на прењем точку. Добијене вредности напона и његова расподела приказане су на слици 6.19.



Слика 6.19. Интензитети и расподела еквивалентних напрезања према Von Misesu



Угиб ушица према овом оптерећењу приказан је на **слици 20**.



Слика 6.20. Приказ угиба ушице и расподела истог



7. Избор опруге и амортизера

Након одређених и добијених података у претходним поглављима могуће је направити приближно тачан прорачун крутости опруга као и почетних поставки самих амортизера. Критеријуми коришћени за овакву анализу су што боље перформансе у току вожње, тј. да возило што боље прати путању стазе, а да не долази до било какве врсте неуправљивости. Под тим се подразумева опасност подуправљања – проклизавање предњег дела возила (енг. *Understeer*) и надуправљања – заношење задњег дела возила (енг. *Oversteer*) приликом вожње у кривинама. Процедура овог дела прорачуна је следећа:

- 1) усвојити карактеристике возила (међуосовинско растојање, траг точкова, висину центра масе, тежину и снагу мотора),
- 2) одредити модел ослањања точкова (А рамена),
- 3) одредити френквенцију предњег и задњег дела шасије и њихов однос (енгл. *Ride frequencies, frequencies ratio*),
- 4) одредити масу неослоњених и ослоњених елемената,
- 5) израчунати потребну крутост шасије у односу на површину стазе (енгл. *Ride rate*), крутост ослањања у односу на шасију (енгл. *Suspension rate*), а затим одредити потребну крутост опруге,
- 6) израчунати однос заокретања (нагињања) шасије и ослањања без деловања „торзионе шипке“ (енгл. *Anti-roll bar*) и израчунати вертикалне помаке точкова услед максималног бочног убрзања,
- 7) израчунати попречни трансфер оптерећења без деловања торзионе шипке
- 8) одредити крутост торзионе шипке уколико је то потребно да би се остварило тражено нагињање (заокретање) шасије и очекивани однос трансфера оптерећења
- 9) одредити карактеристике амортизера.

Наведени редослед одређивања тражених вредности опруга и поставки амортизера је препорука организације „SAE International“ која је спровела дугогодишња опсежна и сложена испитивања за пројекат „Формула студент“. Резултати испитивања су се кроз године такмичења показали изузетно корисни, а савете изнесене у извештају испитивања успешно су употребљивани од стране низа тркачких тимова који суделују на такмичењу те ће се као такви без даљњег компликовања искористити за разматрање приликом прорачуна [10].





1) Карактеристике возила

Табела 7.1 Спецификације пнеуматика произвођача Hoosier [11]

Пнеуматици	Предњи	Задњи
Димензије	20,5 x 7,0j – 13"	20,5 x 7,0j – 13"
Маса	4,05 kg	4,05 kg
Бочни нагиб точка (<i>Camber</i>)	-3,0° – 0°	-3,0° – 0°
Притисак	96,5 kPa	96,5 kPa
Крутост	170 N/mm	170 N/mm

Табела 7.2 Спецификације фелне произвођача AZEV

Фелне	Предње	Задње
	4 x 100	4 x 100
Димензије	13"×7j	13"×7j
Маса	3,45 kg	3,45 kg
ЕТ	22	22
Централни проврт	50mm	50mm

Потребни подаци и карактеристике о пнеуматичима могу се пронаћи на интернет страницама произвођача.

Табела 7.3 Карактеристике возила

Међуосовинско растојање	1560 mm
Предњи траг точкова	1250 mm
Задњи траг точкова	1180 mm
Маса возила укључујући возача	320-330 kg
Снага мотора	65-75 kW
Вертикално кретање предњег точка	± 50 mm
Вертикално кретање задњег точка	± 50 mm

2) Модел ослањања точкова (А рамена)

Табела 7.4 Модел ослањања точкова

Предње ослањање	Дупла А рамена (дупле вилице)
	„Pull Rod“ систем спајања амортизера
	Диск кочнице на главчини точка
Задње ослањање	Дупла А рамена (дупле вилице)
	„Pull Rod“ систем спајања амортизера
	Диск кочнице на главчини точка



3) Френквенције предњег и задњег дела возила и њихов однос

Табела 7.5 Усвојене фреквенције

Фреквенција предњег дела, f_{nf}	2,0 Hz
Фреквенција задњег дела, f_{nr}	2,2 Hz
Однос f_{nr} / f_{nf}	1,1

4) Маса неослоњених и ослоњених елемената

Табела 7.6 Елементи ослањања са својим масама

Неослоњена маса	Напред [kg]	Позади [kg]
Пнеуматик	4,05	4,05
Фелна	3,45	3,45
Рукавац (носач главчине)	0,6	0,65
Лежајеви	0,137	0,164
Кочиони диск	0,232	0,2
Кочиона кљешта (укључујући кочионе плочице)	0,75	0,75
А рамена, полуга амортизера, споне зупчасте летве	2	1,7
Погонско вратило	-	3,00
Укупна неослоњена маса по точку, m	11,219	13,964
Ослоњена маса по точку, укључујући возача, M	67,5155	82,393
Укупна маса по точку, m + M	78,7345	96,357
Укупна маса возила, укључујући возача	325 kg (3190N)	
Расподела масе	45%	55%
Тежина на точковима	$W_f = 1435 \text{ N}$	$W_r = 1755 \text{ N}$

5) Потребне крутости

„Ride rate“: K_R [N/m]

Параметар f_{nf} се усваја искуствено. За возила као што су студентске формуле он износи 2 Hz док је износ f_{nr} обично нешто већи и то из разлога да се смањи понирање односно пропињање возила приликом наилаaska на неравнине на стази. Према [10] следи да је:

$$f_{nf} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{Rf}}{M}} = 2 \text{ Hz} \quad (7.1)$$

$$f_{nr} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{Rr}}{M}} = 2 \text{ Hz} \quad (7.2)$$

Где је:

f_n – френквенција ослоњене масе приликом поскакивања [s^{-1}], **табела 7.5**,
 K_R – отпор шасије при понирању/пропињању у односу на површину стазе (*енгл. Ride rate*) [N/mm],
 M – ослоњена маса [kg], **табела 7.6**





$$K_R = (2\pi \cdot f_n)^2 \cdot M \quad (7.3)$$

$$K_{Rf} = (2\pi \cdot 2)^2 \cdot 67,5155 = 10661,62 \text{ N/m}$$

$$K_{Rr} = (2\pi \cdot 2,2)^2 \cdot 82,393 = 15743,287 \text{ N/m}$$

Индексима „f“ и „r“ означава се износ предњег односно задњег дела ослоњене масе па сходно томе и сама вредност М се из **табеле 7.6** увршћује у израз зависно од тога рачуна ли се „ride rate“ за предњи или задњи део.

„Suspension rate“ (или крутост ослањања), представља отпор шасије понирању/пропињању у односу на точак: K_S [N/m]

$$K_R = \frac{K_S \cdot K_T}{K_S + K_T} \text{ тј. } \frac{1}{K_R} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_T} \Rightarrow \frac{1}{K_S} = \frac{1}{K_R} - \frac{1}{K_T} \quad (7.4)$$

Где је:

K_T – крутост пнеуматика [N/m],

K_R – крутост шасије [N/m],

K_S – крутост ослањања [N/m].

$$\frac{1}{K_{Sf}} = \frac{1}{K_{Rf}} - \frac{1}{K_{Tf}} = \frac{1}{10661,62} - \frac{1}{170000} = 8,7912 \cdot 10^{-5} \left[\frac{N}{m} \right]^{-1}$$

$$K_{Sf} = 11375,008 \left[\frac{N}{m} \right]^{-1}$$

$$\frac{1}{K_{Sr}} = \frac{1}{K_{Rr}} - \frac{1}{K_{Tr}} = \frac{1}{14098} - \frac{1}{170\,000} = 5,76368 \cdot 10^{-5} \left[\frac{N}{m} \right]^{-1}$$

$$K_{Sr} = 17350,0313 \frac{N}{m}$$

Из добијених „ K_S “ резултата може се одредити потребна крутост опруге за поједини точак. Крутост опруге зависиће од преносног односа вертикалног помака точка и помака амортизера. У овом случају преносни однос (*енгл. Installation Ratio*) је 0,9:1. То значи да ће ход амортизера износити 90% укупног вертикалног хода точка. Ово је претходно усвојен однос (у поглављу 2) због техничко-технолошког аспекта. Наиме, у нашем случају није могуће реализовати преносни однос 1:1, али се он може „исправити“ подешавањем геометрије клацкалице амортизера на самој шасији возила која може имати преносни однос 1,11:1. Исто тако, ради једноставности на клацкалици се може поставити било који преносни однос помака амортизера и точка што за последицу има повећање или смањење крутости опруге како је приказано у **табели 7.7**. Крутост опруге рачуна се помоћу израза (7.5):

$$K_S = K_{SPR} \cdot (IR)^2 \quad (7.5)$$





$$K_{SPR} = \frac{K_S}{(IR)^2} \quad (7.6)$$

Где је:

K_{SPR} – крутост опруге [N/m],

IR – инсталациони однос хода точка и клипа амортизера [-].

Табела 7.7 Потребна крутост опруге за коначни инсталациони однос

$IR:1$	K_{Sf}	$K_{SPR,f}$	$K_{S,r}$	$K_{SPR,r}$
1,5	11375	5056	17350	7711
1,4	11375	5804	17350	8852
1,3	11375	6731	17350	10266
1,2	11375	7899	17350	12049
1,1	11375	9401	17350	14339
1	11375	11375	17350	17350
0,9	11375	14043	17350	21420
0,8	11375	17773	17350	27109
0,7	11375	23214	17350	35408
0,6	11375	31597	17350	48195
0,5	11375	45500	17350	69400

Што је предносни однос мањи то је потребна крутост опруге већа. О томе који преносни однос и колика крутост опруге ће бити усвојена зависи од неколико фактора:

- Од максималног хода амортизера.* Максимални ход амортизера је коначан и одговара спецификацијама произвођача. Уобичајно се на возилима студентске формуле користе амортизери намењени захтевним бициклистичким брдским тркама, а њихов ход креће се од 2,25" (57,15 mm) до 3" (76,2 mm) те имају могућност потпуног подешавања пригушења. Да се не би догодило да клип амортизера буде у свом крајњем положају те тако оштети амортизер потребно је смањити укупни ход амортизера у односу на ход точка у толикој мери да не наступи додиривање. Максимални вертикални помак точка износи 50 mm, а максимални помак амортизера треба усвојити зависно од избора амортизера.
- Од крутости фабричке опруге.* Сваки амортизер долази са својом опругом одређене крутости и ако се опруге могу и накнадно израђивати са жељеном крутошћу. Но уколико то није могуће, тада је за доступну опругу потребно израчунати преносне односе како се не би промениле тражене перформансе возила приликом вожње.


6) Торзiona крутост ослањања (енгл. *Roll stiffnes of suspension*): K_ϕ [Nm/rad]

$$K_\phi = K_S \cdot \frac{t^2}{2} \quad (7.7)$$

Где је:

t – траг точкова [m].

$$K_{\phi f, r} = K_{Sf, r} \cdot \frac{t_{f, r}^2}{2} \quad (7.8)$$

$$K_{\phi f} = 11375,008 \cdot \frac{1,250^2}{2} = 8886,725628 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{\phi r} = 17350,0313 \cdot \frac{1,250^2}{2} = 13554,7112 \text{ Nm/rad}$$

Нагињање шасије (енгл. *Roll rate, roll flexibility*): R_ϕ [deg/g]

Нагињање шасија одвија се око осе која повезује предњи и задњи центар ротације шасије (енгл. *Roll axis*), а рачуна се према изразу:

$$R_\phi = \frac{\frac{W}{g} \cdot h_i}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W \cdot h_i} \quad (7.9)$$

Где је:

R_ϕ – износ ротације шасије по 1g бочног убрзања [deg/g],

h_i – најкраћа удаљеност центра масе возила од осе ротације шасије [deg/g], а рачуна се из већ познатих износа за висину центра масе као и висине предњег и задњег центра ротације шасије:

$$h_i = h_{CG} - h_{ra} \quad (7.10)$$

$$h_{ra} = \tan \alpha (WD \cdot l) \quad (7.11)$$

$$\tan \alpha = \frac{RC_r - RC_f}{l} \quad (7.12)$$

Где је:

h_{CG} – висина центра масе [m],

h_{ra} – висина осе ротације шасије од тла на месту центра масе [m],

WD – удео масе на предњим точковима [-],

l – међуосовинско растојање [m],

RC_f, RC_r – висина предњег и задњег центра ротације у односу на тло [m].

$$h_{ra} = \frac{RC_r - RC_f}{l} (WD \cdot l) = (RC_r - RC_f) \cdot WD \quad (7.13)$$





$$h_{ra} = (-0,008 + 0,005) \cdot 0,45 = -0,00135 \text{ m}$$

$$h_i = 0,3 + 0,0135 = 0,3135 \text{ m}$$

$$R_\phi = \frac{\frac{3190}{g} \cdot 0,3135}{8886 + 13555 - 3190 \cdot 0,3135} = \frac{\frac{961}{g}}{21480}$$

$$R_\phi = 0,04475 \frac{\text{rad}}{g} = 2,564^\circ/g$$

Уз бочну акцелерацију $A_Y=1,4g$ вертикални помак точка Δz_w услед ротације шасије за угао Φ износи:

$$\phi = R_\phi \cdot A_Y = 2,564 \cdot 1,4 = 3,59^\circ \quad (7.15)$$

$$\Delta z_w = \frac{t_f \cdot \sin \phi}{2} = \frac{1250 \cdot \sin 3,59^\circ}{2} = 39,13 \text{ mm} \quad (7.16)$$

Износ помака је у границама усвојеног из **табеле 7.3** где максимални вертикални помак точка износи 50 mm . На темељу овог резултата произилази да ће бити довољно инсталирати само један „*anti-roll bar*“ и то на предњим точковима.

7) Прорачун попречног трансфера оптерећења без „*anti-roll bar-a*“

$$LLTD = \frac{\Delta F_{zf}}{\Delta F_{zr}} = \frac{88 \cdot R_\phi + h_f \cdot \frac{W_f}{g}}{K_{\phi r} \cdot R_\phi + h_r \cdot \frac{W_r}{g}} \quad (7.17)$$

Где је:

LLTD – однос трансфера оптерећења на предњим и задњим точковима [-],

ΔF_{zf} – износ трансфера оптерећења на предњим точковима [Nm/g],

ΔF_{zr} – износ трансфера оптерећења на задњим точковима [Nm/g],

W_f – тежина на предњим точковима [N],

W_r – тежина на задњим точковима [N],

h_f, h_r – висина предњег и задњег центра ротације у односу на тло [m].

$$LLTD = \frac{8886 \cdot 0,04475 - 0,008 \cdot \frac{1435}{g}}{13555 \cdot 0,04475 - 0,005 \cdot \frac{1755}{g}} = 0,646$$

По препорукама савеза *SAE International* пожељно је да **LLTD** буде приближно **0,85** и то из разлога да се задрже високе спортске перформансе возила на стази, тј. да се осигура тзв. „*neutral handling*“ што подразумева да ће се возило теже заносити и проклизавати приликом вожње у кривинама.





8) Одређивање крутости „anti-roll bar-а“ да се оствари тражени однос трансфера оптерећења

$$K_{\phi fW/ARB} \cdot R_{\phi} = LLTD_{des} \cdot \left(K_{\phi r} \cdot R_{\phi} + h_r \cdot \frac{W_r}{g} \right) \quad (7.18)$$

Где је:

$K_{\phi fW/ARB}$ – торзиона крутост ослањања укључујући „ARB“ [Nm/rad],

$LLTD_{des}$ – очекивани однос трансфера оптерећења [-].

$$K_{\phi fW/ARB} \cdot R_{\phi} = 0,85 \cdot \left(13555 \cdot 0,04475 - 0,00135 \cdot \frac{1755}{g} \right) = 513,6114 \text{ Nm/g}$$

$$K_{\phi fW/ARB} = \frac{513,6}{R_{\phi}} = \frac{513,6114}{0,04475} = 11476,5 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{\phi fARB} = K_{\phi fW/ARB} - K_{\phi f(W/oARB)} \quad (7.19)$$

$$K_{\phi fARB} = 11476,5 - 8886,725628 = 2590 \text{ Nm/rad}$$

Поновни прорачун нагињања шасије укључујући „anti-roll bar“:

$$R_{\phi} = \frac{\frac{W}{g} \cdot h_i}{K_{\phi fW/ARB} + K_{\phi r} - W \cdot h_i} \quad (7.20)$$

$$R_{\phi} = \frac{\frac{3190}{g} \cdot 0,3135}{11476,5 + 13555 - 3190 \cdot 0,3135} = \frac{\frac{961}{g}}{24041}$$

$$R_{\phi} = 0,0399 \frac{\text{rad}}{g} = 2,29^{\circ}/g$$

Уз бочну акцелерацију износа $A_Y=1,4g$ вертикални помак точка Δz_w услед ротације шасије за угао Φ износи:

$$\phi = R_{\phi} \cdot A_Y = 2,29 \cdot 1,4 = 3,206^{\circ} \quad (7.21)$$

$$\Delta z_w = \frac{t_f \cdot \sin \phi}{2} = \frac{1250 \cdot \sin 3,206^{\circ}}{2} = 34,954 \text{ mm} \quad (7.22)$$

Користећи „ARB“ остварује се мањи вертикални ход точка при истом бочном убрзању у вожњи по кривинама, а осим тога остварују се и боља возна својства.





9) Поставке амортизера

Поставке амортизера су још увек недоречено подручје препуно непознаница. Непознанице су једним делом начин и осећај у вожњи самог возача те његовим навикама и очекивањима од возила за време вожње стазом, а једним делом и због карактеристика самих стаза на којима се одржава трка па тако подешавање амортизера варира за одређени број процената. Обично се приликом првих поставки амортизера узима пригушење у износу од 20-50% износа критичне вредности пригушења точка, а за реакцију амортизера, тј. настојање смиривања нагињања шасије услед побуде може се поставити пригушење у износу 70-140% критичног пригушења шасије [10]. Очекује се да однос отпуштања и компресије амортизера (енгл. *Rebound/compression ratio*) буде у границама 1,5:1 до 4:1.

- Критични износ пригушења шасије:

$$C_{crbf,r} = \sqrt{4K_{sf,r} \cdot M_{f,r}} \quad (7.23)$$

$$C_{crbf} = 1753 \text{ Ns/m}$$

$$C_{crbr} = 2391 \text{ Ns/m}$$

- Критични износ пригушења точка:

$$C_{crwf,r} = \sqrt{4 \cdot (K_{sf,r} + K_{tf,r}) \cdot m_{f,r}} \quad (7.24)$$

$$C_{crwf} = 3127 \text{ Ns/m}$$

$$C_{crwr} = 3401 \text{ Ns/m}$$

Табела 7.8 Карактеристике амортизера

Поставке амортизера	Предњи	Задњи
Размера отпуштања и компресије	2:1	2:1
Почетно компресијско пригушење [Ns/m]	750,48	1023,00
Проценат од критичног пригушења точка [%]	24	30
Проценат од критичног пригушења шасије [%]	48,73	48,03
Пригушење при отпуштању [Ns/m]	1500,96	2046,00
Проценат од критичног отпуштања шасије [%]	97,46	96,06
Критична вредност пригушења точка [Ns/m]	3127,00	3410,00
Критична вредност пригушења шасије [Ns/m]	1753	2391

Почетни однос отпуштања и компресије амортизера износи 2:1 чиме је испуњен захтев да компресијско пригушење буде у граници од 20 – 50% пригушења шасије док је проценат отпуштања у граници од 70 – 140%.





За студентску формулу и преносни однос ходова 1:1 уз задане параметре амортизера наведене у **табели 7.8** произлази да је максимални ход клипа 70 mm . Уколико на тржишту није могуће наћи амортизере који омогућавају задати ход, а притом не дође до оштећења истог може се смањити преносни однос IR на задовољавајући износ, али притом треба променити и крутост опруге амортизера како се не би пореметила очекивана возна својства возила. Према упоредној анализи и добијеним вредностима у овој глави, усваја употреба амортизера марке „*Ohlins*“ (*слика 7.1*). Њихов CAD модел је и коришћен при конструисању система за ослањање.



Слика 7.1 Одабрани амортизери



8. Закључак

Приводећи крају решавање проблема постављеног у овом раду постаје све јасније о колико сложенем и захтевном делу возила се ради, што са собом повлачи и коришћење велике количине литературе, у штаа спадају разни научни и стручни радови, као и стандардне препоруке темељене на искуствима. Реализовање проблема, почевши од самих захтева и жеља може се спровести на више начина и са више коначних циљева функционисања склопа, а у овом мастер раду је прорачун направљен узевши у обзир сигурност возача као и сигурност склопа, једноставност израде и заменљивост свих елемената који чине један склоп.

Такође, један од циљева приликом решавања заданог проблема, уз све претходно споменуто, је и смањење масе. То се може постићи на два начина. Први је смањење коефицијента сигурности склопа на 1,05-1,1 чиме се двоструко повећавају напони али су ипак у границама еластичности, а други начин је примена разних конструкционих упрошћења, коришћење бољих легура челика са већом границом течења и већом затезном чврстоћом што уједно и повећава цену склопа.

Резултати ове методе били би мањи попречни пресеци цевних профила контролних вилица као и мања маса неослоњеног дела возила. Пре саме примене овакбог решења на возилу Формула Студент, склоп претходно захтева испитивање на пробном столу уз задате услове рада који су описани у задатку, случај а) и случај б), чиме би се отклонила и најмања сумња у неисправност односно исправност склопа. Трећи начин решавања проблема, уједно и најскупљи и најзахтевнији, је пројетовање на одређени радни век, а истеком истог коришћење склопа постаје ризично те га је потребно заменити новим. Оваква филозофија приликом израде користи се у престижним сведским аутомобилским тркама почевши од „Формуле 1“, затим „Формуле 2 из3“ и много других. Конструктори у овим такмичењима за циљ узимају време рада по једној или две трке (зависно од правилника такмичења) у шта спадају припремни тренинзи, квалификације и у самој завршници – трка. Осим тога, пре самог прорачуна и израде потребно је испитати материјал израде како би се што тачније знале карактеристике истог (у првом реду границе течења, затезна чврстоћа, трајна динамичка чврстоћа, топлотни коефицијент ширења и низ других параметара) што захтева велику количину новца, времена и оспособљених људи. Након овог корака може се кренути у прорачун са задатим циљем те у завршници тестирање на испитном столу.

Разматрајући услове рада и начин вожње описане у раду за случај а) и случај б) усвојена су бочна убрзања приликом проласка кроз кривине од 1,2 до 1,5g. О каквим се убрзањима ради најбоље говори поређење са убрзањима при нормалној вожњи цивила. Ради сигурног савладавања кривине и вожње подношљиве за путнике препоручује се да возило у вожњи дуж кривине по сувом асфалту не прелази бочно убрзање од $2,5 \text{ ms}^{-2}$ Односно 0,25 g. Вожња у кривинама уз бочно убрзање од 2,5 до $3,5 \text{ ms}^{-2}$ (тј. 0,25-0,35 g) представља оштру вожњу док вредност бочног убрзања изнад $3,5 \text{ ms}^{-2}$ (0,35 g) представљају врло оштру вожњу која захтева од возача велико искуство и максималну концентрацију. Анализирањем резултата у поглављу 7 стиче се слика о самом изгледу склопа као и местима која су највише оптерећена односно о онима које захтевају конструкционе корекције. Из добијених резултата показало се да А рамена испуњавају задани критеријум (критеријум сигурности) те да се може кренути у производњу истих док се то не може рећи и за рукавце које је потребно модификовати у дизајнерском смислу и олакшати их додатно. У поглављу 7 приказан је начин на који се одређују карактеристике амортизера и опруга и то на начин претходног усвајања карактеристика шасије као што су њена крутост и димензије. По правилу, за тачније





податке по овом питању, потребно је прво израдити шасију и измерити њену крутост (крутост приликом увијања) те потом поновити прорачун. Са усвојеним вредностима у поглављу 7 (вредност за фреквенцу возила, потребну крутост шасије, крутост гуме...) одступања су минимална. Корекције је у завршници могуће направити приликом конструисања клацкалице амортизера, што значи могућност мењана преносног односа вертикалног хода точка и хода амортизера, а исто тако је могуће направити и подешавања пригушењем амортизера.



Литература

- [1] William F. Milliken, Douglas L. Milliken, „*Race Car Vehicle Dynamics*“, SAE International, 2003.
- [2] Филиповић, И.: *Мотори и моторна возила*, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006
- [3] Carroll Smith, „*Tune to Win*“, Aero Publishers, inc. Fallbrook, CA, USA, 1978.
- [4] Allan Staniforth, „*Competition Car Suspension*“, Haynes Publishing, 1999.
- [5] DiMaggio, S. J.; Beieniek, M. P.: „*Vehicle dynamics using a limit surface treatment of the tyre – road interface*“, Columbia University, New York, 1998.
- [6] Formula SAE Rules 2017/2018
- [7] Н. Марјановић, С. Јовичић, „*Основи конструисања*“, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2011.
- [8] Lotus Cars Ltd, „*Getting Started with Lotus Suspension Analysis*“, Lotus Cars Ltd, 2008.
- [9] Lamers, W.: „*Development and analysis of a multi-link suspension for racing applications*“, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2008.
- [10] Woods, D. E.; Badith, J. A.: „*Numerical Design of Racecar Suspension Parameters*“, SAE International, Washington, 1999.
- [11] Formula Student competition tyres Hoosier; <http://www.hoosiertire.com/rrtire.html>

