

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Моторна возила и мотори
Предмет: Конструкција и прорачун МВ
Број индекса: 36/2010

Стефан М. Лазовић

**Преносни односи сила система еластичног
ослањања Макферсон**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јасна Глишовић, доцент – ментор**
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- у оквиру уводних разматрања прикаже основне елементе и задатке система еластичног ослањања
- истакне основне карактеристике СЕО типа Макферсон
- објасни процес одређивања преносних односа сила система еластичног ослањања Макферсон
- анализира утицај брзине кретања возила на преносне односе сила СЕО Макферсон

Препоручена литература:

[1] Стефановић, А.: Друмска возила-основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010

[2] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006

[3] Reimpell, J., Fahrwerktechnik 2: FederungFahrwerkmechanik, Vogel-Verlag: Wursburg, 1975, ISBN 3802305132

Крагујевац 1.10.2014

ментор:
Др Јасна Глишовић, доцент

Резиме:

Кретање возила по реалном путу увек је, првенствено због неравнина на путу, праћено и осцилацијама возила. Осциловање маса возила изазива са једне стране замор и оптерећење возача и путника а са друге стране додатна оптерећења путника и возила. Осцилација маса возила могу да доведу до знатног смањења динамичких реакција тла, што даље може да резултира смањење вучних или кочних сила, односно да угрози и стабилност управљања.

Применом различитих система еластичног ослањања возила редукују се негативне последице осциловања. Систем еластичног ослањања преноси све реактивне моменте који се појављују између тла и точкова на рам или каросерију возила уз ублажавање ударних оптерећења и обезбеђење стабилности возила при криволинијској вожњи.

Макферсонова (McPherson) нога представља комбинацију ојачаног телескопског амортизера и спиралне опруге, који потпуно задовољава захтеве који се постављају пред управљачке точкове путничких возила, те се тамо овакав систем највише користи. Ради правилног вођења точкова потребне су још и вођице. Подешавањем места постављања опруге у односу на амортизер, помоћу лежишта опруге са навојем могуће је подешавати карактеристику целог система сходно потребама возила.

Abstract:

Any vehicle movement on the real road is always accompanied with vehicle oscillations, primarily due to road roughness. Oscillation of the different masses of the vehicle can cause fatigue and strain for both the driver and the passengers. These oscillations can also lead to drastic reduction of the dynamic reactions in contact with surface, which can then result in the reduction of traction or braking forces, or endanger the stability control.

The application of different elastic suspension systems significantly reduces negative consequences of oscillations. Elastic suspension system transfers all reaction moments between the surface and the wheels onto the vehicle's frame or body, thus reducing shock strains and securing the vehicle's stability during driving in a curve.

The McPherson strut represents a combination of enforced telescopic shock absorber and the coil spring, and it fully meets the demands that are placed in front driving wheels of passenger vehicles, where this system is most commonly used. For the proper guidance of the wheels, guide arms are needed. By changing the position of the absorber in relation to the spring by adjusting the mounting plates and bearings, it is possible to adjust the whole system characteristic according to the needs of a specific vehicle.

Садржај:

1. Увод:	5
2.0 Систем еластичног ослањања - улога и основни елементи.....	7
3.0 Врсте и класификација система ослањања	17
4.0 Основне карактеристике CEO типа Макферсон	23
5.0 Прорачун Макферсон система еластичног ослањања	29
5.1 Пример прорачуна Макферсон система еластичног ослањања	33
6. Закључак.....	38
7. Литература:	39

1.Увод:

Моторна возила се састоје од неколико система од којих сваки има одговарајући задатак. Тема овог рада је Макферсон систем који представља један од најчешће примењених система независног ослањања путничких возила. Од система еластичног ослањања зависи стабилност у кривинама и удобност на неравној подлози, а самим тим и безбедност возила.

Под системом ослањања се подразумевају механизми и елементи који имају задатак да све реактивне силе и моменте који се појављују између точка и тла у разним условима кретања пренесу на рам или каросерију, уз што је могуће веће ублажавање ударних оптерећења, као и обезбеђене потребне стабилности возила посебно при кретању у кривинама. [1]

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

- механизми за вођење точка (елементи за вођење),
- еластични слонци (еластични елементи),
- елементи за пригушење осциловања и
- стабилизатори

Механизми за вођење точка (елементи за вођење)- имају задатак да обезбеде што повољније релативно померање точка у односу на оквир или каросерију возила. Елементи за вођење морају, такође, да обезбеде и преношење хоризонталних реактивних сила и реактивних момената са самог точка на оквир, односно каросерију возила.

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

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

На друмским превозним средствима, поред претходно дефинисаних механизма и елемената система ослањања, понекад се срећу и неки посебни елементи који имају за циљ обезбеђење што веће стабилности возила при његовом кретању у кривини. Ови елементи се зову *стабилизатори*. [1]

Код одређеног броја система ослањања један еластични елемент може да испуни функцију и елемената за вођење и елемената за пригушење осциловања.

Тако, нпр. код великог броја теретних возила уздужни лиснати гибњеви, поред своје функције еластичног елемента, одређују кинематику точка, примају све видове оптерећења и пригушују осциловање услед трења између листова гибња.

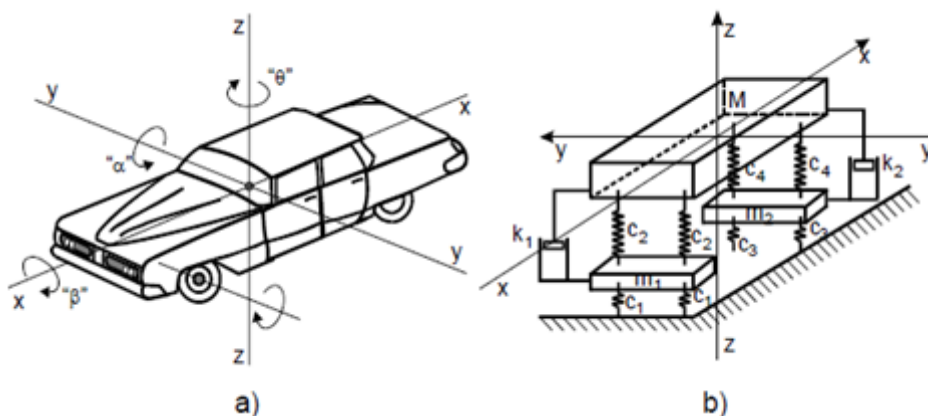
Код одређеног броја система ослањања сва три подсистема су изведена одвојено: еластични елементи - у виду опруга, елементи за вођење - у виду полуга, ослонаца и зглобова, а елементи за пригушење осциловања - у виду амортизера.

Основни захтеви које треба да задовољи система ослањања су:

- а) оптималне величине сопствених фреквенција осциловања одређених у зависности од статичког угиба,
- б) довољан динамички ход који искључује ударе о граничнике,
- в) потребне кинематске карактеристике точкова, а у циљу смањења хабања пнеуматика, стабилизације управљачких точкова и побољшања карактеристика понашања возила при кретању и
- г) оптималне величине пригушивања осциловања надградње и точкова. [1]

2.0 Систем еластичног ослањања - улога и основни елементи

Систем еластичног ослањања моторног возила је онај механизам који остварује еластичну везу између основне конструкције моторног возила као ослоњене масе и осовине са точковима као неослоњене масе. Услед услова експлоатације који су дефинисани карактером подлоге пута и режимом вожње моторног возила, као и спољашњим утицајима, долази до појаве спољног поремећаја при равномерном кретању основне конструкције. Овај поремећај може утицати на праволинијско и угаоно померање основне конструкције, три транслације по x , y , z оси и три ротације око x , y , z осе како је то показано на (слици 1).

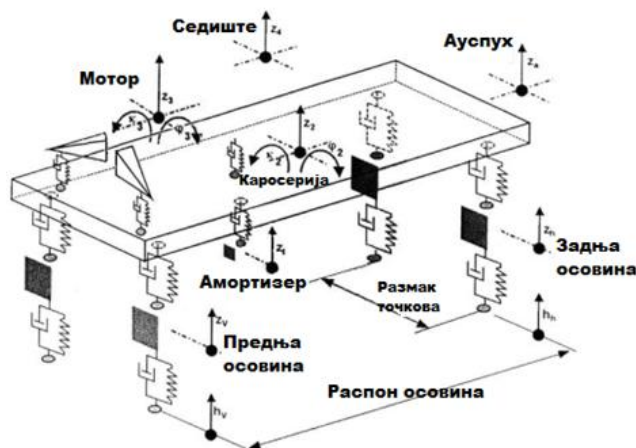


Слика 1: Могућност осциловања основне конструкције моторног возила [1]

Наведене осцилације, приказане на (слици 1), имају и своје стандардне називе: уздужне осцилације „ x “, попречне осцилације „ y “, вертикалне осцилације „ z “, угаоне осцилације око x осе – ваљање „ β “, угаоне осцилације око y осе – галопирање „ α “, угаоне осцилације око z осе – пливање „ θ “. На овај начин посматрано моторно возило представљено је као крута фигура - као једна маса и има шест степени слободе. Моторно возило се представља као врло сложен осцилаторни систем, уколико се тежи реалном представљању система моторног возила од случаја до случаја. На пример возило на (слици 1а)) се може представити преко еквивалентног осцилаторног система са три масе (слика 1б)).

- m_1 и m_2 - масе предње и задње осовине као неослоњене масе,
- M – маса основне конструкције,
- c_1, c_2, c_3, c_4 – крутости еластичних елемената, изражени преко k_1, k_2 – коефицијента пригушења. [1]

Чињеница је да свако кретање по путу изазива осцилације целог возила, као и маса које су на њему, а које се побуђују неравнинама подлоге. Постоји више модела према којима се врши анализа система и чињеница је да су они све обухватни доста компликовани за израчунавање, наравно посматрано са аспекта који се ниво квалитета жели постићи анализом. Примера ради на (слици 2), приказан је један од осцилаторних модела возила. у сваком случају није могуће анализирати један детаљ, на пример удобност и осцилације у кабини без узимања у обзир осцилаторних ефеката осталих склопова возила. [2]



Слика 2: Осцилаторни модел друског возила [1]

Што је брзина кретања и маса возила већа, то су и осцилације веће. Убрзања маса услед тога, проузрокована осцилацијама могу да буду и вишеструко већа од убрзања земљине теже, услед чега долази до прекида контакта путника са седиштем (одскакање) или контакта точка са друмом. Код прекида контакта точка са друмом у том тренутку нема управљања ни кочења, и у кривини то може да доведе и до губитка стабилности возила. Изазвана осцилацијама, убрзања маса изазивају велике динамичке силе, које су у директној пропорционалној вези са релативним убрзањима возила. [2]

Ове динамичке силе, код возила са еластичним ослоњцима у лошем стању могу да се манифестују као удари, који се преносе на читаво возило. Док у возило са добрим еластичним ослоњцима убрзања маса су далеко мања и самим тим мање и динамичке силе њима изазване. Динамичке силе (осцилације маса) изазивају код путника умор и непријатност, а када је у питању терет на каросерији, могућност његовог оштећења или пада са каросерије што се одражава директно на сигурност целог возила и путника. [2]

Дакле, систем еластичног ослањања у који спада и систем пригушења осцилација, има основни задатак да обезбеди:

- квалитетно одржавање контакта точкова са путем и држање правца кретања возила у кривини, што чини основ активне безбедности возила,
- комфор вожње путника и возача, односно терета код теретних возила.

Предње ослањање представљају елементи, који као конструктивни систем повезују предњу осовину са рамом или самоносивом каросеријом. Ти елементи обухватају предње точкове возила, осовину, систем еластичних ослонаца и елементе пригушења осцилација, као и елементе повезивања свих делова унутар овог система и целог система за каросерију. [2]

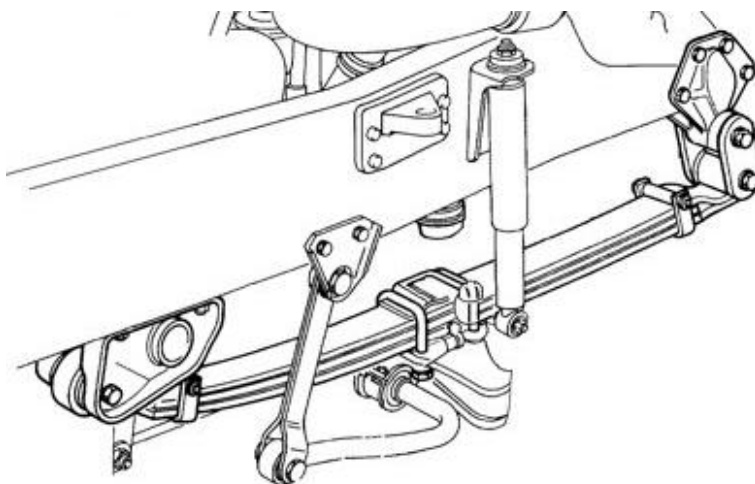
Задње ослањање представљају елементи који повезују задњу осовину са каросеријом.

Стога се може закључити да систем ослањања у себи обухвата следеће подсистеме и елементе:

Еластични елементи- којима се остварује еластична веза између делова или једноставно речено – еластично ослањање. У суштини ови делови преносе динамичке реакције тла и ублажавају динамичка оптерећења.

Начин извођења еластичних елемената је условљен наменом возила, тако да се код савремених конструкција срећу елементи од челика (лиснати гибњеви, спиралне и торзионе опруге), ваздушно, хидраулично или хидро-пнеуматско опруге, гумени елементи или комбинација гума-челик. Начин извођења еластичних елемената није условљен врстом ослањања, тако да је могућа реализација једног типа ослањања уградњом различитих еластичних елемената. [2]

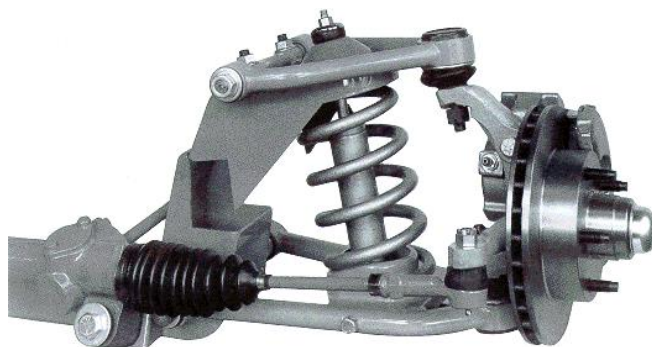
- Лиснате опруге (гибњеви) – Лиснати гибњеви се обично употребљавају код зависног система ослањања. Како је раније напоменуто, код зависног система ослањања са уздужно постављеним гибњевима нису потребни елементи за вођење. Да бигибањ могао предавати и примати уздужне силе, мора бити са рамом или каросеријом везан преко једног крутог и једног помоћног ослоња (обично преко полуге која је са једне стране зглобно везана за рам, а са друге загибањ). Да би лиснатигибањ задржао мост од кретања око своје осовине мора бити са њим круто везан. Начин везивања гибња за осовину и рам дат је на (слици 3). [1]



Слика 3: Лисната опруга (гибањ) [7]

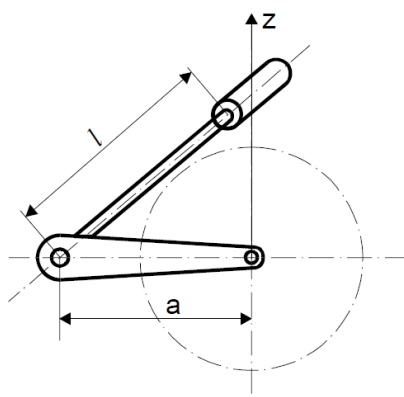
- Завојне опруге – као еластични елементи примењује се углавном код лаких возила која имају независно ослањање. Опруге се израђују од округлог или правоугаоног профила. Често се у цилиндричном простору опруге уграђује телескопски амортизер. Завојне опруге не могу да пренесу бочне и уздужне силе. Стога се примењују у таквим конструкцијама ослањања у којима се силе кочења, погонске и бочне силе преносе посебним елементима. [1]

Опруге се постављају на возило са одређеним преднапоном. Тежина завојне опруге је мања од тежине еквивалентног лиснатог гибња. Завојне опруге се често примењују са лиснатим гибњевима, те им на тај начин поправљају карактеристику. Пример уградње завојне опруге на возилу дат је на (слици 4).

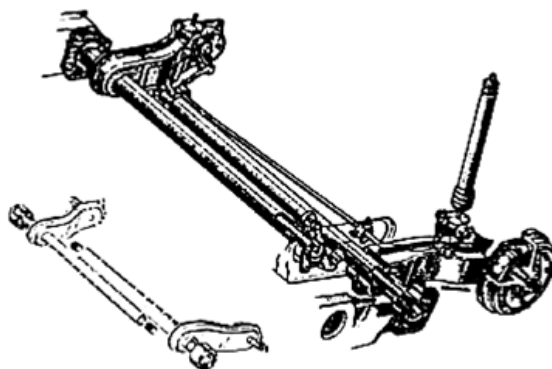


Слика 4: Пример уградње завојне опруге [6]

- Торзионе опруге (торзиони штапови) - Као еластични елемент, торзиона опруга се примењује углавном код независног система ослањања. На (слици 5) је дат приказ једног торзионог штапа, дужине „ l “ код кога је један крај чврсто учвршћен, а други на краку „ a “ на точак. Силу Z која увија торзиони штап стварају вертикални удари пута. Еластичност торзионе опруге враћа точак у првобитан положај, по престанку деловања силе Z . Добра особина торзионих опруга је мала тежина и габарити (димензије) и не захтевају посебно одржавање. Ограничена им је употреба јер је тешко добити материјал који одговара потребним карактеристикама на увијање ($30^\circ/1\text{ m}$). Израђују се од правих штапова правоугаоног или кружног пресека, из једног или више комада. Пример уградње торзионог штапа дат је на (слици 6). [1]



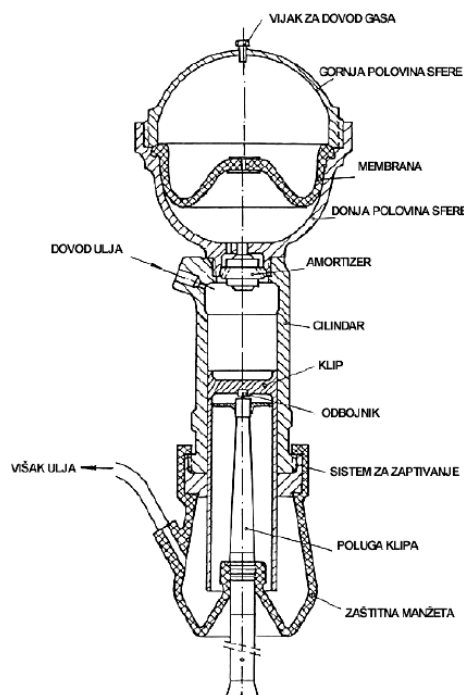
Слика 5: Торзиона опруга [1]



Слика 6: Торзине опруге код задњег ослањања Реноа [3]

- Напајање елемената ваздухом, под притиском врши се из инсталације за кочење (ако је систем кочења са компримованим ваздухом), или самосталне инсталације.

Комбинацијом два различита медија, нестишљиве течности и стишљивог гаса добио се хидро–пнеуматски еластични елемент. Свако померање точка преноси се на течност, а преко ње на мембрану изнад које се налази гас, те се на тај начин изазива сабијање гаса на основу чега се добије дејство еквивалентно дејству пнеуматског еластичног елемента. Пример хидропнеуматског елемента ослањања који је користио Citroen приказан је са свим детаљима на (слици 8). [1]

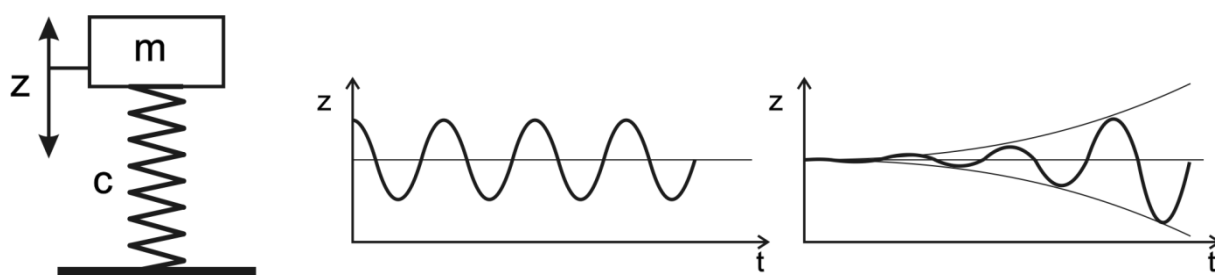


11

Елементи за вођење точка – механизам за вођење точкова дефинише путању (кинематику) точкова у односу на тело возила и врши пријем и пренос погонских и инерцијалних сила са точка на тело возила. Геометрија механизма и кинематика точкова је од великог значаја за понашање возила. [6]

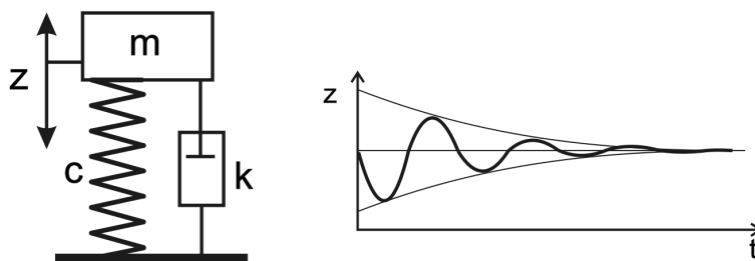
Пригушни елементи – због побуда од стране подлоге која настаје кретањем возила настају осцилације еластично ослоњене масе тела возила. Пригушни елементи – амортизери, служе за пригушивање осциловања каросерије насталих при кретању возила и да обезбеде добар контакт пнеуматика са подлогом. [6]

Еластично ослоњена маса теоријски тежи да осцилује неограничено дуго. Ако се фреквенција периодичне побуде поклопи са сопственом фреквенцијом система, амплитуда би могла достићи веома велике вредности. [6]



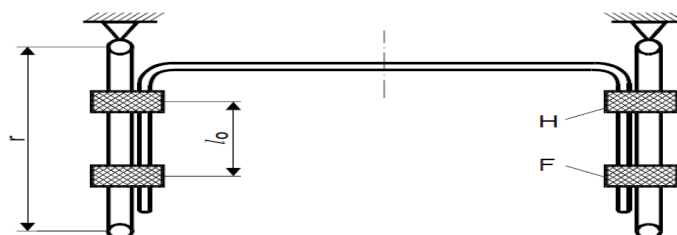
Слика 9: Еластично ослоњена маса [6]

Пригушење у систему еластично ослоњене масе енергију осциловања претвара у топлоту, при чему се амплитуда осциловања смањује.



Слика 10: Пригушење у систему еластично ослоњене масе [6]

Елементи стабилизације – елементи стабилизације (стабилизатори) којима се смањује угаоно померање и клађење ослоњене масе при криволинијском кретању возила. [2]



Слика 11: Шема стабилизатора [1]

Општи закључак је на основу свега наведеног да се системом еластичног ослањања обезбеђује:

Осцилаторну удобност – Брзина моторних возила није ограничена снагом мотора или спојем точка и тла, већ великим вибрацијама возила које су у тесној вези са карактеристикама осцилаторних параметара. При великим брзинама, због осцилаторних побуда од пута, мотора, неуравнотежених точкова и других ротирајућих маса, неунормности пнеуматика, јављају се повећане вибрације возила, а самим тим и велика осцилаторна неудобност возила. Пројектанти овај проблем решавају оптималним избором карактеристика осцилаторних параметара, а возачи смањењем брзине кретања.

Стабилност управљања – којом се обезбеђује стално одржавање контакта точка са коловозом, те тиме поуздано преношење сила и момената, стабилно одржавање кривине и коловоза при вожњи у кривини и спречавање заносења. Поред наведеног, битна функција је и одржавање кинематике и система стабилизације управљачких точкова у одрађеним границама, тиме што се зазори система одржавају у фабричко дефинисаним условима.

Довољно дуг век трајања делова целог система – тиме што се спречавањем ударних оптерећења и еластичним преношењем сила и момената сви елементи система штите од претераног хабања, укључујући и пнеуматике.

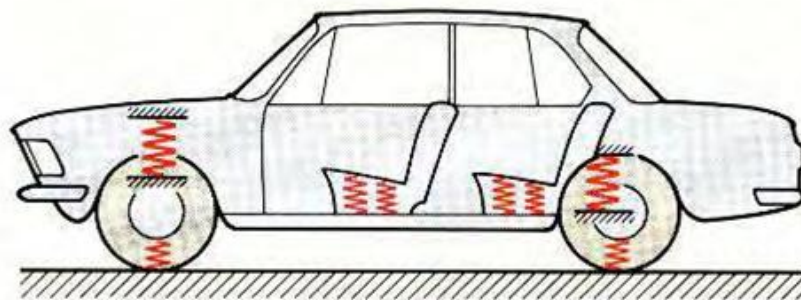
Код осциловања система - возило, као један осцилаторни систем у принципу чине три масе:

- укупна ослоњена маса,
- маса предње осовине са точковима и
- маса задње осовине са точковима.

Зависно од конструкције система ослањања возила, идеализовано посматрано, возило би могло да има 18 степени (слобода) кретања, с обзиром да би свака од наведених маса имала по три трансляторна и три ротациона померања.

Онда би и осцилаторни систем возила, са аспекта слободе кретања, могао да се представи сликом (слика 12), док на (слици 13), је дат приказ претпостављених и предвиђених кретања маса возила. Пнеуматици возила и еластични елементи система, чине укупно ослањање возила, који су постављени између осовина и каросерије (рама).

Еластично ослањање седишта је додатно еластично ослањање намењено искључиво путницима. Све три врсте еластичног ослањања морају да дејствују истовремено и међусобно морају да буду подешени. Током кретања возила, неравнине пута повремено узрокују поред вертикалних, ударе и у хоризонталном правцу - подужне и попречне, који су чињеница је, знатно мање јачине. На себе примају еластични елементи система и ову врсту удара, и то првенствено пнеуматици, а затим и гумена лежишта унутар система, којима се учвршћују носећи елементи са рамом. [2]



Слика 12: Упрошћени модел еластичног ослањања једног возила [2]

Битно је истаћи да поред сила од неравнина пута и друге силе могу да узрокују осцилације возила (вучне силе на точковима, сила кочења, сила ветра и сличне).

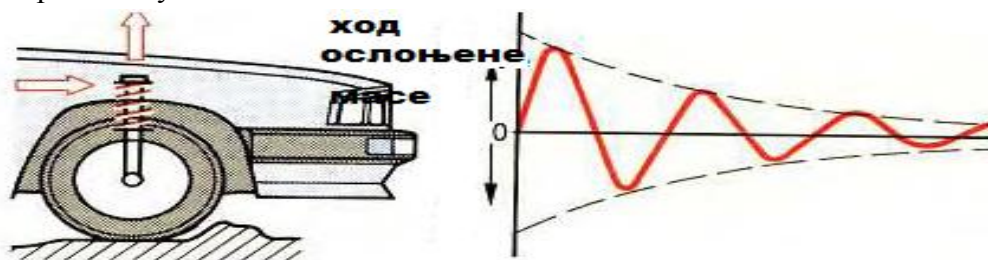


Слика 13: Приказ претпостављених и предвиђених кретања маса возила [2]

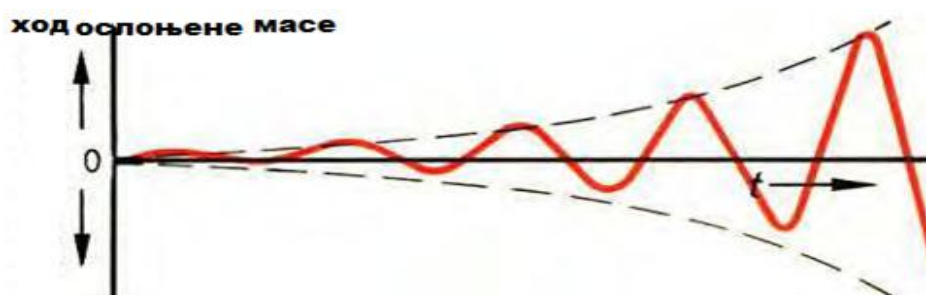
Преласком точка преко мањих избочина на друму долази до кретања точка на горе, што се преко система повезивања точка са осталим делом система и опругама, директно одражава на систем ослањања, тако да се еластични елементи целог система (пнеуматици, међуелементи, опруге) сабијају, док каросерија, због велике инерције система остаје релативно мирна. Ово тим пре што на њу дејствује релативно мала сила изазивања сабијањем опруге, тако да се само точак покрене на горе. По преласку избочине пута долази до наглог растерећења опруге, те се точак убрзава на доле. На каросерију опет дејствује само сила растерећења, која одговара висини избочине, а која је знатно мања од силе инерције каросерије, тако да ова опет остаје релативно мирна. овакав систем важи само до случаја док је побудна сила мања од силе преднарегнутости опруге која потиче од силе тежине ослоњене масе. Услучајевима када је сила изазвана неравнином већа од силе у еластичним и пригушним елементима, точак се „одбацује“ од коловоза, реакција каросерије је знатно већа, те је игибање каросерије веће.

У том периоду точак губи спој са подлогом, тако да у том, у принципу кратком периоду, који директно зависи од брзине кретања возила, нема управљања ни кочења.

Сличан је случај када точак после препреке, крене на доле. Ако је сила која је потребна за убрзано кретање точка на доле мања од унутрашњих сила еласто-пригушних елемената, тада се точак недовољно брзо креће на доле, те се као последица јавља привремени губитак контакта точак-коловоз.



Слика 14: Пригушене осцилације и амплитуде осциловања [2]



Слика 15: Настанак непригушених и прогресивних осцилације [2]

Кретање каросерије од горње до доње мртве тачке представља ход ослоњене масе са својом амплитудом осциловања, која се пригушењем система смањује до потпуног заустављања.

Повратно дејство опруге на каросерију је стога утолико повољније када великом савијању опруге одговара релативно мала сила опруге (опруге мале крутости – меке опруге). Другим речима, ослањање је најповољније када је преднапрезање опруга изазвано тежином ослоњене масе што је могуће веће, а маса неослоњених делова (точкови, осовине и слично) што је могуће мање. Исто тако, са аспекта вибрација, велике ослоњене масе возила и мекано ослањање изазивају каросерији мали број сопствених осцилација (због дугог трајања осцилација), док мале масе са тврдим ослањањем изазивају велики број сопствених осцилација узроковано кратким трајањем осцилација (слике 14 и 15). [2]

Из тога и следе основна правила ослањања возила:

- велика маса возила и меко ослањање резултују осцилацијама мале учестаности, па тиме и малим амплитудама убрзања (ослањања маса остаје релативно мирна),
- однос ослоњене према неослоњеној маси би требало да је што је могуће већи,
- при конструкцији еластичног ослањања треба тежити постизању мале сопствене фреквенције возила (меко ослањање).

С обзиром да на возила поред избочина на друму дејствују понекад и бочне силе, ослањање треба да буде и бочно ефикасно. Ово „попречно ослањање“ у принципу се постиже бочно еластичним пнеуматичима (пнеуматици са дијагонални оплатомкорде), а делимично и самом конструкцијом ослањања укључујући еластичне елементе за прикључење (гумо-металне чауре и уопште гумо-метални елементи). [2]

3.0 Врсте и класификација система ослањања

Да би се систем осциловања возила најповољније решио, сходно намени возила, примењују се различити системи ослањања.

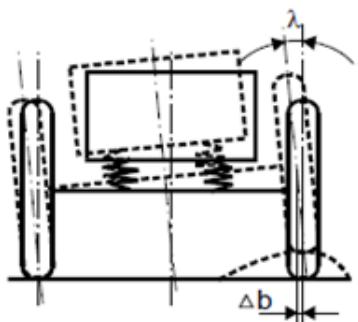
У општем случају, поред ослоњених маса возила и обезбеђења осцилаторне удобности, конструкција ослањања има задатак да у сваком случају одржи:

- добро подужно и попречно вођење точкова,
- добро приањање свих точкова, како би било могуће кочење, потпуно одржавање вучних сила код погонских и одлична управљивост код управљајућих точкова,
- потпуно одржавање геометрије управљачких точкова. [2]

Према начину извођења конструкције ослањања разликују се:

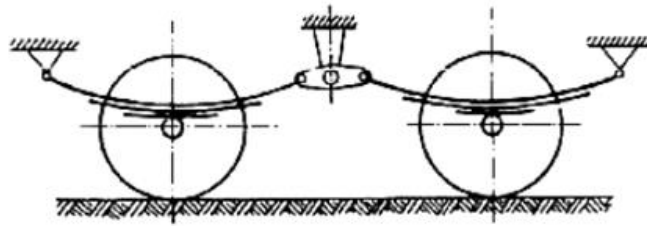
- зависно,
- независно,
- полузависно.

Зависни систем ослањања – Зависни системи су везани за појам крутог моста било погонског било управљачког, код кога крута греда везује леви и десни точак при чему се померање једног точка у попречној равни преноси и на други точак (слика 16). Ови системи су најједноставнији, али не пружају могућности обезбеђења правилне кинематике управљања. Због тога се зависни системи ослањања користе данас на управљачким мостовима теретних возила. На погонским мостовима који нису управљачки, системи зависног ослањања се срећу врло често код путничких возила а код осталих врста возила практично увек. [1]



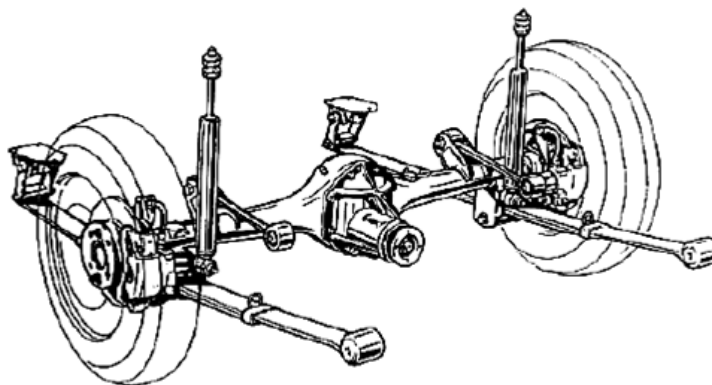
Слика 16: Шематски приказ зависног система ослањања [1]

На (слици 17) је дат приказ зависног еластичног ослањања са балансирајућим суседним точковима удвојених осовина.

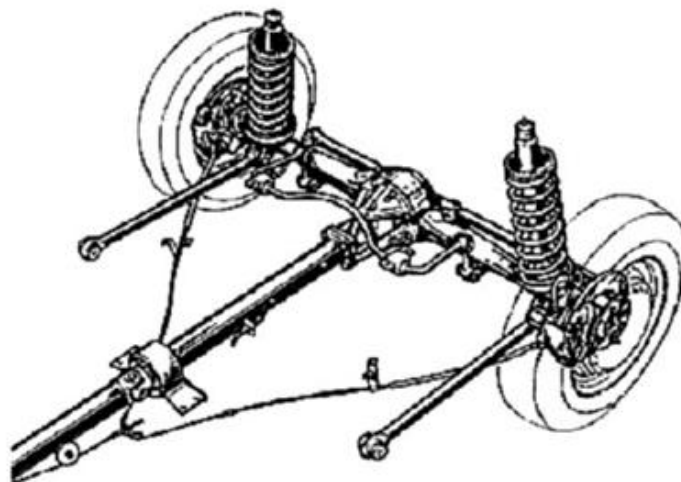


Слика 17: Зависно ослањање са балансирајућим точковима [1]

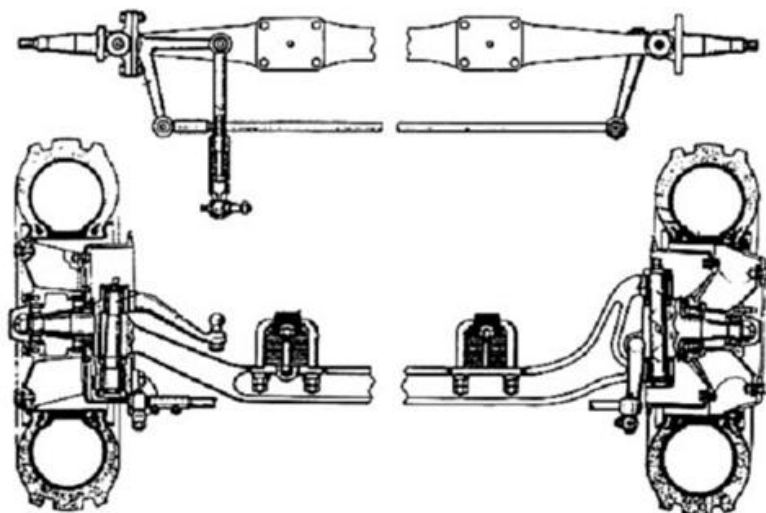
Зависни системи су повезани са појмом крутог моста, погонског (слика 18, 19) и управљачког (слика 20).



Слика 18: Крути погонски мост [1]

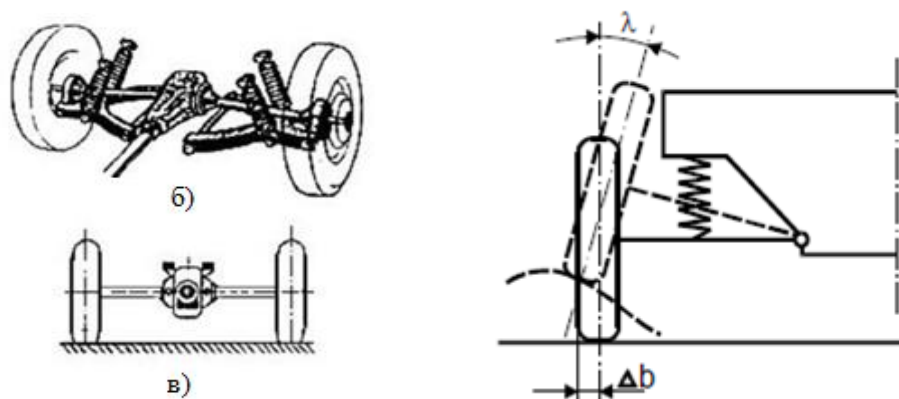


Слика 19: Крути погонски мост [1]

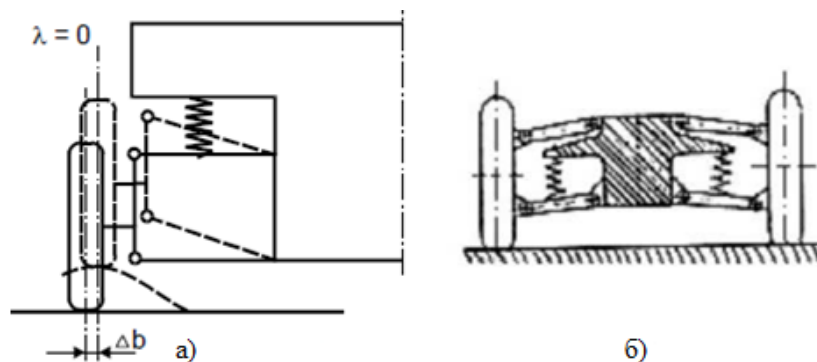


Слика 20: Крути погонски мост [1]

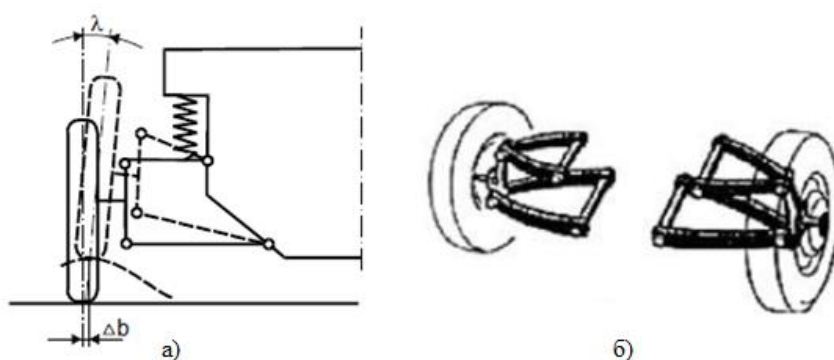
Независни систем ослањања – Независни системи ослањања се данас практично обавезно срећу на управљачким мостовима путничких возила. а често, у последње време све више и на њиховим погонским мостовима. Код независних система, механизам за вођење преузима на себе и функцију управљачког моста у целини, уколико се ради о предњим точковима. Погонски мост се, у овом случају (ако није управљачки), не може израдити у јединственом крутом кућишту, већ се точкови везују са диференцијалом преко полувратила изведених као зглобни преносници и то углавном као асинхрони (неједнаких угаоних брзина). У зависности од тога у којој се равни помера точка при његовом подизању разликују се системи независног ослањања са: померањем точка у попречној равни са једном попречном вођицом (сл. 21а), б) и в)) или са две попречне вођице истих дужина (сл. 22а) и б)) или са две попречне вођице различитих дужина (сл. 23а) и б)), померањем точка у уздужној равни – са једном или две подужне вођице (сл. 24а) и б)) и са померањем точка у уздужној и попречној равни са постављеним вођицама под одређеним углом у односу на попречну и подужну раван (сл. 25а), б), в) и г)), вертикалним померањем преко вођице (сл. 26а), б) и в)).[1]



Слика 21: Скица а) са примерима изведбе б) и в) независног система решења са једном попречном вођицом и померањем точка у попречној равни [1]

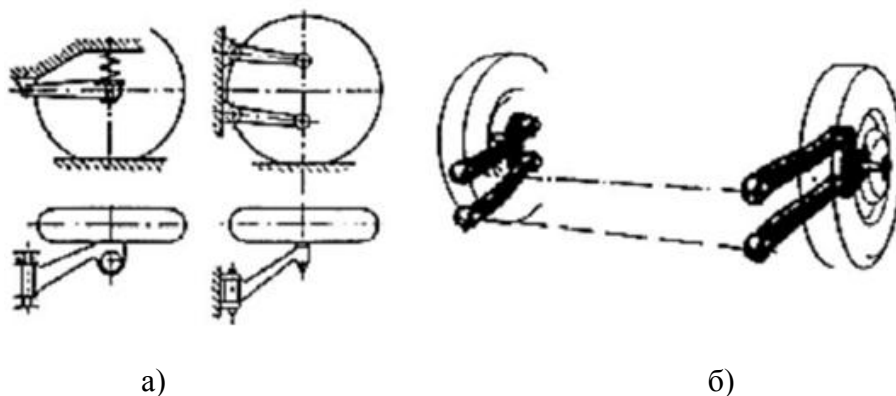


Слика 22: Систем независног ослањања са померањем точка у попречној равни са две попречне вођице - скица а) и пример изведбе б) [1]

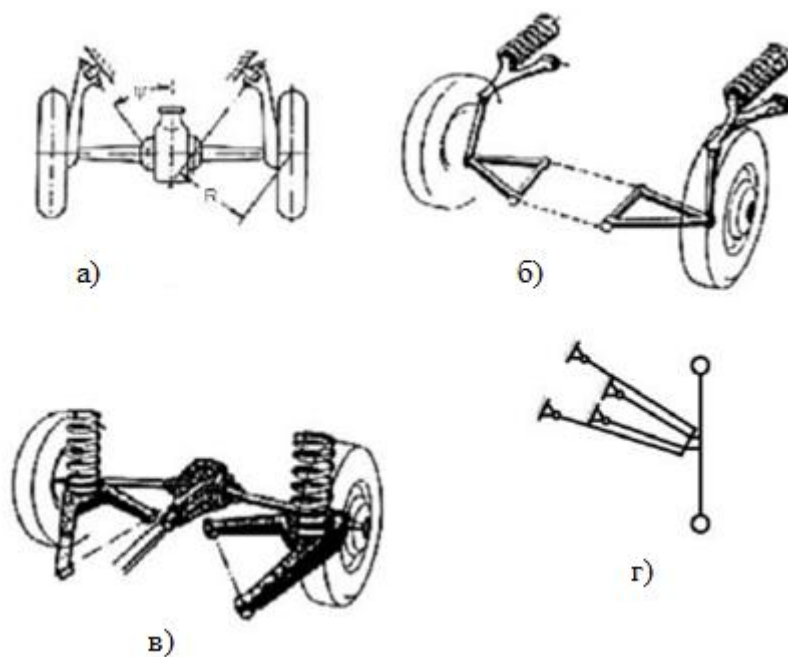


Слика 23: Независни систем ослањања са померањем точка у попречној равни са две подужне вођице различитих дужина [1]

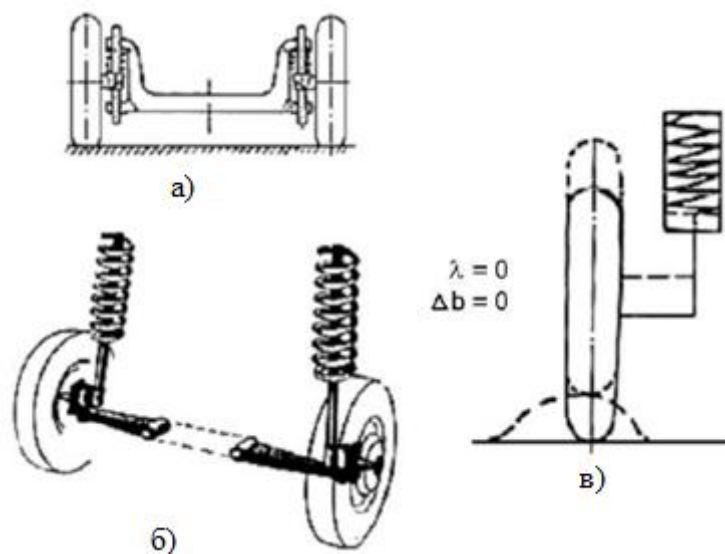
Код решења са једном вођицом даје у основи сличну кинематику точкова као и систем зависног ослањања (са знатним променама трага и угла нагиба точкова). А механизам са две вођице исте дужине обезбеђује померање точкова у паралелним равнима. Док код решења механизма са две попречне вођице различите дужине доводи и до промене нагиба точка и до промене у трагу точкова. Одговарајућим избором односа дужина горње и доње вођице могу се свести ове негативне појаве на умерене величине (траг точкова 4-5 mm, нагиб точка 5-6 степени).



Слика 24: Систем независног ослањања са померањем точка у уздужној равни са једном или две подужне вођице [1]

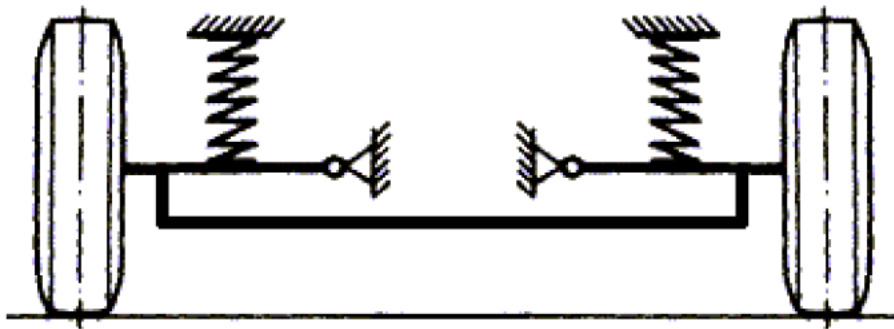


Слика 25: Систем независног ослањања са померањем точка у уздужној и попречној равни са вођицама под углом у односу на уздужну и попречну раван [1]

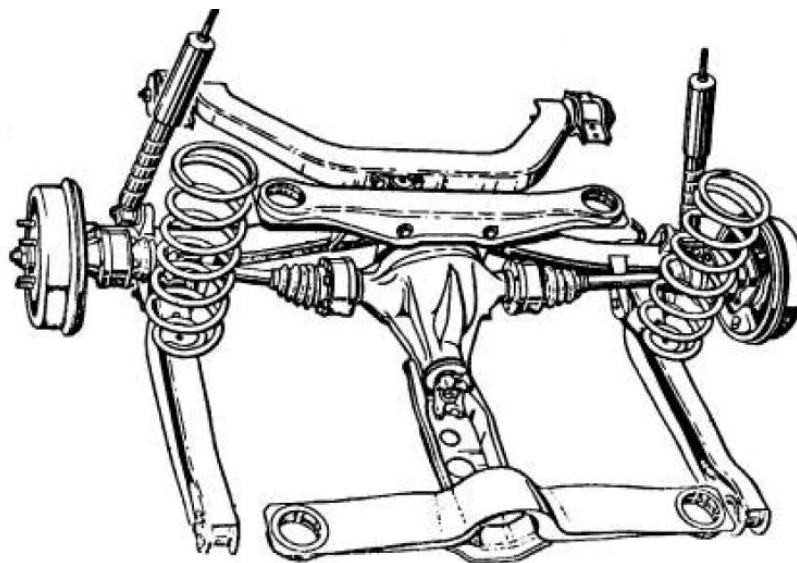


Слика 26: Систем еластичног ослањања са померањем точка у вертикалној равни преко вођице [1]

Полузависни систем ослањања - Полузависно ослањање је ослањање код којег су точкови исте осовине повезани торзионо еластичним елементом. Померање једног точка делимично утиче на померање другог точка. Полузависно ослањање се среће само на задњој осовини путничких аутомобила.[6]



Слика 27: Шематски приказ независног ослањања [3]

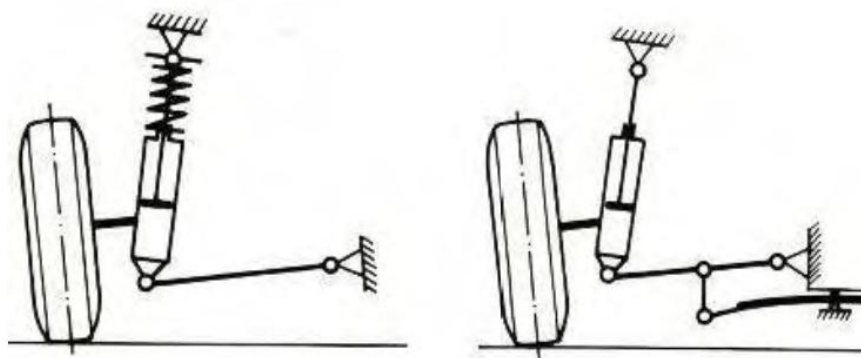


Слика 28: Задње полузависно ослањање De Dion изведбе [3]

4.0 Основне карактеристике СЕО типа Макферсон

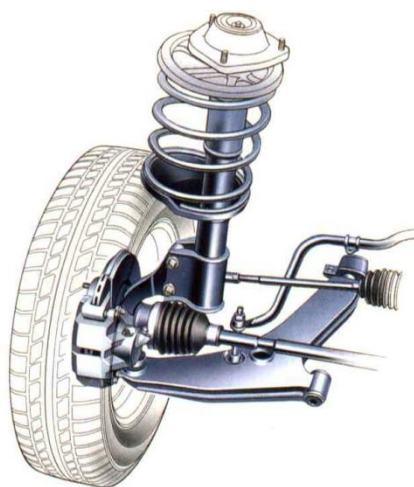
Erl S. MacPherson је 1949 године развио систем ослањања, који је делимично заснован на систему који је креирао Guido Fornasa из Fiata средином 1920 године. Могуће је да је Макферсон био инспирисан системом ослањања на Француском Cottin-Desgouttes који је базиран на истом систему али са лиснатим опругама. Предње ослањање на Cottin - Desgouttes је урађено по дизајну J. Walter Christie's 1904. године који је био инспирисан биљкама.

Први ауто на који је монтиран Макферсон систем еластичног ослањања је Ford Vedette из 1949. године, а касније је усвојен и на моделу Ford Konzul из 1951. године, а касније и на Zephyr. Макферсон је прво осмислио систем ослањања за сва четири точка (нпр. Mitsubishi Starion). У пракси се много чешће користи само на предњим точковима где пружа стабилност између подлоге и точка. На (слици 29) дат је шематски приказ ослањања са вођењем точка у попречној равни. [4]



Слика 29: Шематски приказано ослањање са вођењем точка у попречној равни
“Макферсонове ноге“ [2]

Макферсонове ноге представљају најчешћи пример конструкције ослањања предње осовине савремених путничких возила (слика 30).



Слика 30: Макферсонова нога [6]

Састоји се од једне доње попречно постављене вођице, док се горњи део конструкције преко ојачане конструкције кошуљице телескопског амортизера и једне спиралне опруге ослања на каросерију односно рам возила. Оваква конструкција је јако захвална за примену како са аспекта израде тако и одржавања.

Код извесних конструкција могућа је посебна измена само амортизера који је постављен у кућицу као заменљиви део, мада се савремених решења ова концепција запоставља и код измене мења се цео склоп-носач опруге са амортизером. [2]

Макферсон је популаран избор због своје једноставности и ниске цене производње. Овај систем еластичног ослањања често се примењује на управљачким точковима из тог разлога што се добро уклапа у концепцију изградње шасије. Ако је концепција градње моторног возила са попречно постављеним мотором имаћемо више простора за приступ мотору при редовном сервисирању возила. [9]

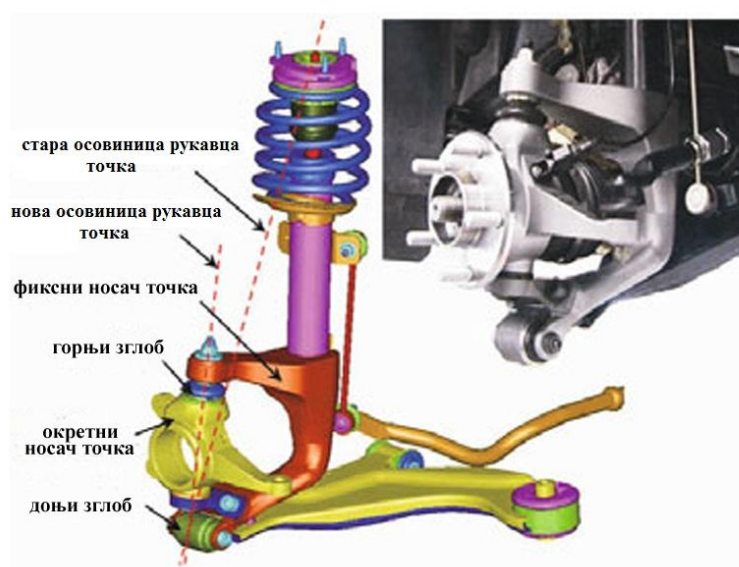


Слика 31: Макферсон ослањање на возилу Mercedes - Benz A - class [3]

Макферсон има неколико недостатака и то у погледу квалитета вожње и управљању аутомобилом. Геометријска анализа показује да се не може дозволити вертикално померање точка без неког степена промене или угла нагиба точка, или бочног померања, или оба. Несматра се да је најбоље ослањање јер недозвољава инжењерима већу слободу код избора већег нагиба и центра окретања. Други недостатак је да тежи да преносе буку и вибрације с пута на каросерију дајући виши ниво буке и «грубљи» осећај за вожњу у поређењу са решењем ослањања са дуплим попречним вођицама (део система за ослањање аутомобила), па се захтева од произвођача да дода додатно смањење буке или уведу механизме који то чине. [4]

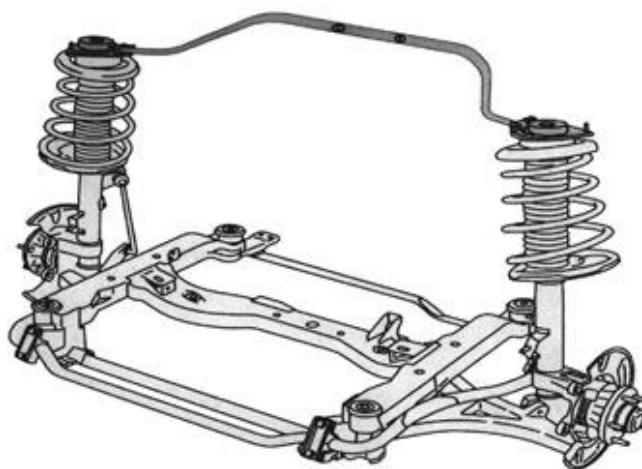
Код возила са предњим погоном и моторима велике снаге може да се појаве велике разлике у обртном моменту на погонским точковима. Ово може изазвати поремећаје у управљању возилом и погоршава се осећај при управљању возилом. Размера ових поремећаја се одређена величином поремећајне силе полуге управљача (нормално растојање између осе управљања а центра точка). Ако се ово растојање смањи, поремећајни моменти се пропорционално смањују.

Ако се носач точка подели на две компоненте које могу да се обрћу једна у односу на другу, управљачко заокретање је обезбеђено ротацијом спољашњег дела носача точка, и више није неопходно да опружна нога ротира око своје осе. Коришћењем дводелног носача точка добија се систем ослањања са истим предностима као конфигурација са дуплом вођицом. Дводелни носачи точкова се могу користити на постојећим верзијама возила са већом снагом мотора, и омогућавају коришћење јачих мотора без великих конструктивних промена на шасији возила, (слика 32). [5]

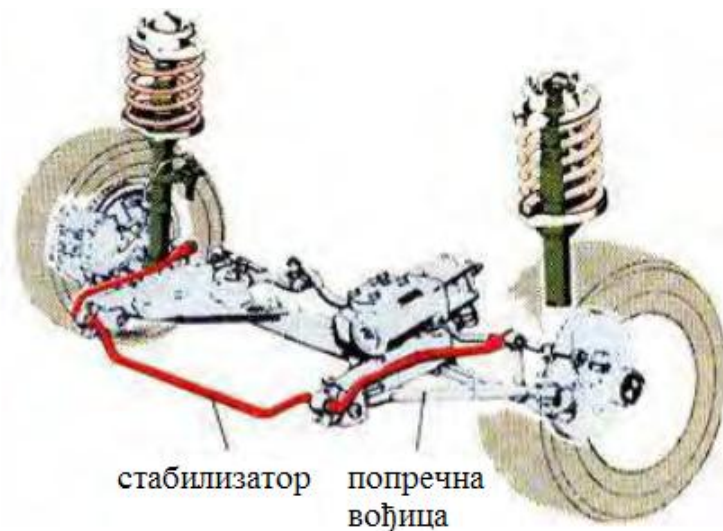


Слика 32: Макферсон систем предњег ослањања Ford Focus RS 2008 [5]

Модерна путничка возила поседују све снажније моторе. То може довести до прекомерног оптерећења на горњој тачки везе амортизера. Да би се то спречило поставља се подупирач (стабилизатор) који повезује горње носаче амортизера. (Слика 33 и 34).



Слика 33: Макферсон ослањање са горњим стабилизатором [5]



Слика 34: Макферсон ослањање са доњим стабилизатором [2]

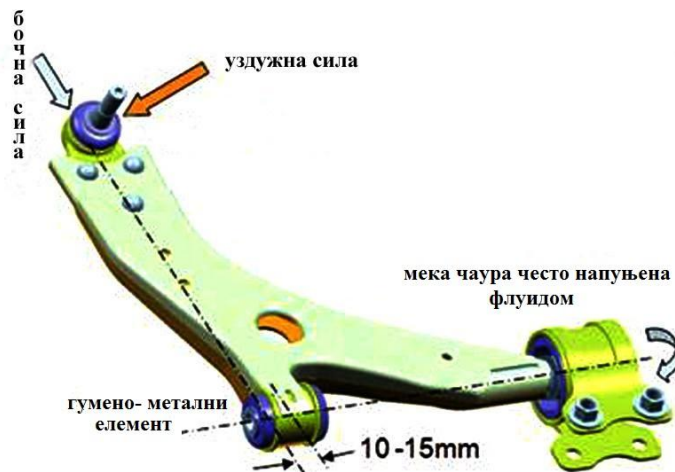
Растављање три везне тачке у две и функционални недостаци система довели су до развијања система ослањања са 4 и 5 везних тачака. Конструктивно решење са доњом вођицом у три тачке везе имало је значајан утицај на еласто-кинематске карактеристике Макферсон типа еластичног ослањања. Еласто-кинематика система ослањања имала је велики утицај на укупну стабилност управљања и осцилаторну удобност. У зависности од геометрије, доња веза изведена је као А-вођица или L-вођица.

А - вођица преноси бочне и уздужне силе на каросерију возила преко две везивне тачке које су на шасији.

L - вођица раздваја ове силе, преносећи уздужне силе преко предњег дела, док се бочне силе преносе преко задњег дела. Овако дизајниран систем ослањања омогућава велику бочну крутост, као и изражену подужну еластичност која омогућава бољу удобност у погледу ваљања возила. Дужи крак L вођице може бити најбоље искоришћен тако што врши циљано савијање током судара, утолико што повећава енергију апсорпције. [5]

Општи захтев да радијус заокретања буде што мањи (па чак и негативан), може да резултује задирањем између контролог зглоба спољашњег точка и диска кочнице. Да би се избегли ови проблеми доња вођица са три тачке се може раздвојити на две вођице са две тачке да би се створила виртуелна (kingpin) осовиница. Ако се доња вођица са три тачке замени са две вођице са две тачке, две функције (бочна крутост и уздужна еластичност) могу се раздвојити тако што се специфицира одговарајућа геометрија да би се створио чист пренос притисне или затезне силе на вођицама. Ова конфигурација такође дозвољава да се тачка која дефинише доњи крај осовине за управљање слободно позиционира, пошто је ова тачка дефинисана као пресек продужених линија две вођице. Ово конструкторима даје већу слободу да дефинишу кинематска својства ослањања, а то се може искористити да се минимизује поремећајне силе које делују на

систем управљања. Систем са две одвојене доње вођице приказан је на (слици 36). Два зглоба се налазе одмах један до другог, а то може довести до проблема при монтажи. Ово се може елиминисати «дуплим зглобом» где се куглични зглобови монтирају тачно један изнад другог, а њихове кугле су окренуте једна према другој. [5]



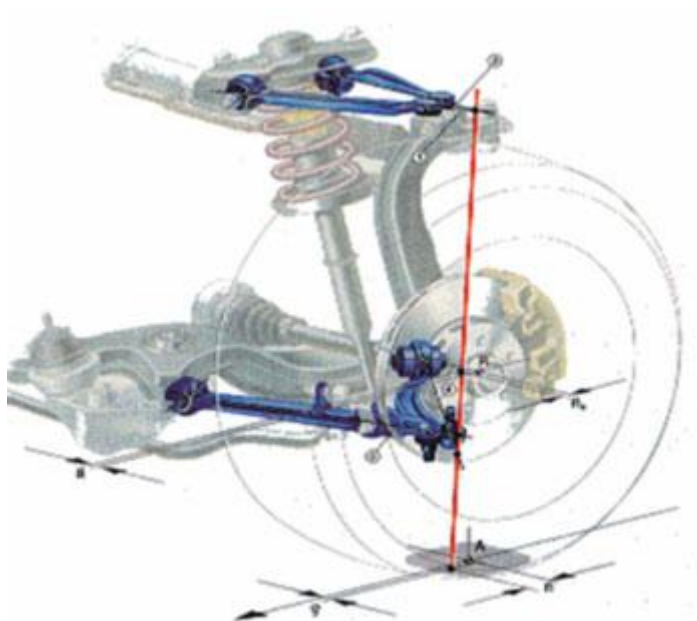
Слика 35: Макферсон ослањање у три тачке [5]



Слика 36: Макферсон са разложеним доњим вођицама [5]

Носач точка са дуплом вођицом (три вођице) у систему предњег ослањања је контролисан са две паралелне попречне вођице (једна изнад друге). Обе вођице су повезане са носачем точка преко зглоба. Крај горње контролне вођице може бити или у точку или изнад точка да се повећа отпорност на бочне силе. Слично као код Макферсон система ослањања, доња веза код ослањања са две вођице може се разложити у две вођице са по две тачке (стварајући тако систем са 4 вођице) како би се обезбедиле одређене предности.

И горња вођица се такође може раздвојити на две вођице стварајући систем са 5 веза. Ово дозвољава да се оса управљања слободније дефинише и да се радијус заокретања смањи и на величину од свега 10mm. [5]



Слика 37: Предње ослањање у пет тачака (Audi A4 и Audi A8) [5]

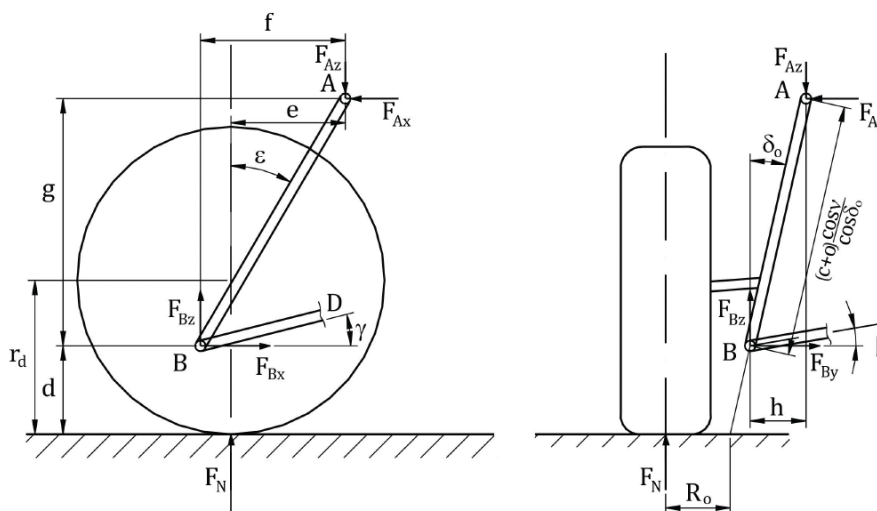
5.0 Прорачун Макферсон система еластичног ослањања

Вертикално померање је ограничено телескопском обртном вођицом (амортизер), а еластичност је обезбеђена спиралном опругом. Бочно ограничење обезбеђује доња попречна вођица, а подужно ограничење подужна вођица. Постоје различите конструктивне варијанте, које укључују замену доње попречне вођице са вођицом у облику слова А чији је врх повезан за рукавац, а основе за носећи систем. Ово решење отклања потребу за подужном вођицом јер А-вођица прима и подужне и попречне силе. Такође, опруга може бити коаксијална или паралелно постављена у односу на амортизер. У овом случају главна предност решења је једноставност. Недостаци су да висина потребна за инсталацију може бити проблем када се захтева да возило има ниску линију хаубе, опружна нога мора да се супротставља моменту који формира оптерећење точка, али овај проблем се може умањити постављањем опруге под углом. [8]

Прорачун система еластичног ослањања за случај дејства вертикалне и бочне силе:

Координатни систем x, y, z је постављен тако да је оса z управна на раван тла, а осе y и x су паралелне равни тла у бочном (y) и подужном (x) правцу.

Конструктивно решење CEO је аналогно са решењем на (слици 38).



Слика 38: Шематски приказ просторног модела Макферсон-овог CEO [7,8]

Преносни односи сила у тачки А, везе амортизера са каросеријом, се дефинише као:

$$i_A = \frac{F_{Au}}{F_N}, \quad (1)$$

где је F_{Au} – оптерећење опруге, за чије одређивање је потребно познавати пројекције сила F_{Ax} , F_{Ay} и F_{Az} на правац AB .

Једначине равнотеже у правцу x , y и z гласе:

$$F_{Ax} = F_{Bx}, \quad F_{Ay} = F_{By} - S_1, \quad F_{Az} = F_{Bz} + F_N \quad (2)$$

Вредност компоненте F_{Bz} добиће се из једначине момената у односу на тачку А у попречној равни.

$$\sum M_A = 0,$$

$$F_N [R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0] + S_1 [d + (c + o) \cos \nu + F_{Bz} (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0 - F_{By} (c + o) \cos \nu] = 0 \quad (3)$$

Користећи зависност $F_{By} = F_{Bz} \cdot \cot \beta$ претходни израз добија облик:

$$F_{Bz} = \frac{F_N [R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0] + S_1 [d + (c + o) \cos \nu]}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \quad (4)$$

Заменом израза 4 у релацију 2 добија се:

$$F_{Az} = F_N \left[1 + \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \right] + S_1 \frac{d + (c + o) \cos \nu}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \quad (5)$$

Полазећи од једначине момената за тачку А, у подужној равни, добија се компонента F_{Bx} :

$$\sum M_A = 0 \quad F_N \cdot e + F_{Bz} \cdot f - F_{Bx} (c + o) \cos \nu = 0 \quad \text{одакле је,} \quad (6)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_N \cdot e + F_{Bz} \cdot f}{(c + o) \cos \nu} \quad (7)$$

где је: $e = [(c + o) \cos \nu + d - r_d] \tan \varepsilon$ и $f = [(c + o) \cos \nu] \tan \varepsilon$.

Заменом израза (4) у (7) добија се:

$$F_{Bx} = F_N \left[\frac{e}{(c + o) \cos \nu} + \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o)^2 \cos^2 \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} f \right] + S_1 \frac{[d + (c + o) \cos \nu] f}{(c + o)^2 \cos^2 \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)}. \quad (8)$$

Компонента F_{By} се добија из познате релације: $F_{By} = F_{Bz} \cdot \cot \beta$.

Из израза 2, а на основу претходног израза добија се:

$$F_{Ay} = F_N \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \cot \beta + S_1 \left[\frac{d + (c + o) \cos \nu}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \cot \beta - 1 \right]. \quad (9)$$

Увођењем ознака:

$$p = 1 + \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \quad (10)$$

$$q = \frac{d + (c + o) \cos \nu}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \quad (11)$$

$$v = \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \cot \beta, \quad (12)$$

$$w = \frac{d + (c + o) \cos \nu}{(c + o) \cos \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} \cot \beta - 1, \quad (13)$$

$$r = \frac{e}{(c + o) \cos \nu} + \frac{R_0 + d \cdot \tan \delta_0 + (c + o) \cos \nu \cdot \tan \delta_0}{(c + o)^2 \cos^2 \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} f, \quad (14)$$

$$s = \frac{d + (c + o) \cos \nu}{(c + o)^2 \cos^2 \nu (\cot \beta - \tan \delta_0)} f. \quad (15)$$

Сада изрази 5, 8, 9 добијају облик:

$$F_{Az} = F_N \cdot p + S_1 \cdot q, \quad (16)$$

$$F_{Ay} = F_N \cdot v + S_1 \cdot w, \quad (17)$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} = F_N \cdot r + S_1 \cdot s. \quad (18)$$

Вертикалну силу F_{Az} треба посматрати одвојено и, уз узимање у обзир просторног угла ν , разложити је на компоненте у правцу оса u и v и тако се добија:

$$F_{Azv} = F_{Az} \cdot \sin \nu, \quad (19)$$

$$F_{Azu} = F_{Az} \cdot \cos \nu = N \cdot p \cdot \cos \nu + S_1 \cdot q \cdot \cos \nu. \quad (20)$$

Силе F_{Ax} и F_{Ay} је потребно сабрати и, имајући у виду угао χ на погледу одозго на шему сила разложити на компоненте у правцу оса s и t . Како је $\tan \chi = \tan \delta_0 / \tan \epsilon$, добија се:

$$F_{Ays} = F_{Ay} \cdot \sin \chi = F_N \cdot v \cdot \sin \chi + S_1 \cdot w \cdot \sin \chi, \quad (21)$$

$$F_{Axs} = F_{Ax} \cdot \cos \chi = F_N \cdot r \cdot \cos \chi + S_1 \cdot s \cdot \cos \chi, \quad (22)$$

одакле је:

$$F_{As} = F_{Axs} + F_{Ays} = F_N (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) + S_1 (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi). \quad (23)$$

Силу F_{As} потребно је даље разложити на компоненте у правцима оса u и v :

$$F_{Asv} = F_{As} \cdot \cos \nu, \quad (24)$$

$$F_{Asu} = F_{As} \cdot \sin \nu = F_N (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) \sin \nu + S_1 (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin \nu \quad (25)$$

Силе F_{Asu} и F_{Azu} заједно одређују оптерећење опруге:

$$F_{Au} = F_{Azu} + F_{Asu} = F_N [p \cdot \cos \nu + (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) \sin \nu] + S_1 [q \cdot \cos \nu + (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin \nu]. \quad (26)$$

Преносни однос i_A се одређује из претходних израза:

$$i_A = \frac{F_{Au}}{F_N} = p \cdot \cos \nu + (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) \sin \nu + \frac{S_1}{F_N} [q \cdot \cos \nu + (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin \nu] \quad (27)$$

или увођењем ознака:

$$a = p \cdot \cos \nu + (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) \sin \nu, \quad (28)$$

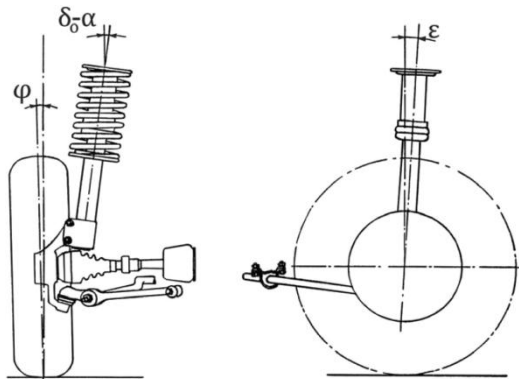
$$b = q \cdot \cos \nu + (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin \nu, \quad (29)$$

се добија:

$$i_A = a + \varphi_s \cdot b. \quad (30)$$

5.1 Пример прорачуна Макферсон система еластичног ослањања

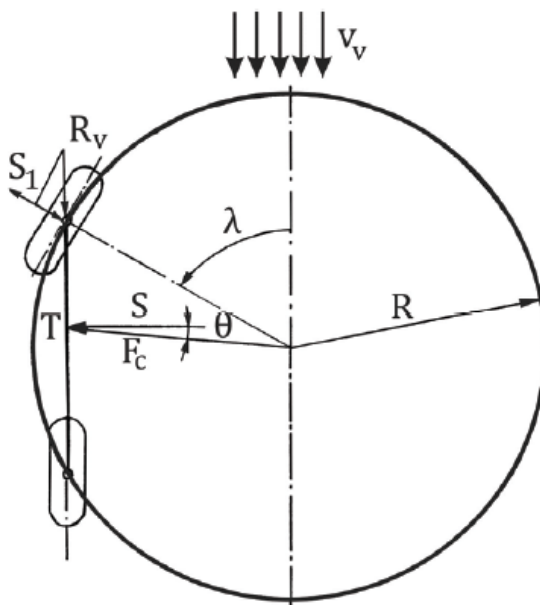
При одрађивању преносног односа сила посматра се случај кретања возила по кругу уз деловање сила отпора ваздуха сталног интензитета и правца. Размотриће се случај једнако убрзаног кретања аутомобила у кривини константног полупречника ($R = \text{const.}$) према (слици 40).



Слика 39: Геометрија управљајућих точкова [8]

При анализи су сачињене следеће претпоставке:

- модел аутомобила са два трага се замењује еквивалентним моделом аутомобила са једним трагом,
- посматра се утицај бочне силе на преносни однос сила, па се у анализи не узима утицај уздужне, већ само бочне компоненте силе отпора ваздуха.



Слика 40: Силе које делују на предњу осовину у бочном правцу при кретању по кругу полупречника R [7,8]

При заокретању аутомобила у његовом тежишту делује центрифугална сила:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R}$$

Компонента центрифугалне силе у правцу у-осе биће према (слици 40):

$$S = F_c \cos \theta \approx F_c; \cos \theta \approx 1 \text{ за мале углове.}$$

Бочне реакције тла биће:

$$Y_1 = S_1 = S \frac{b}{l} \quad \text{и} \quad Y_2 = S_2 = S \frac{a}{l}$$

Укупна бочна сила која делује на предње ослањање је:

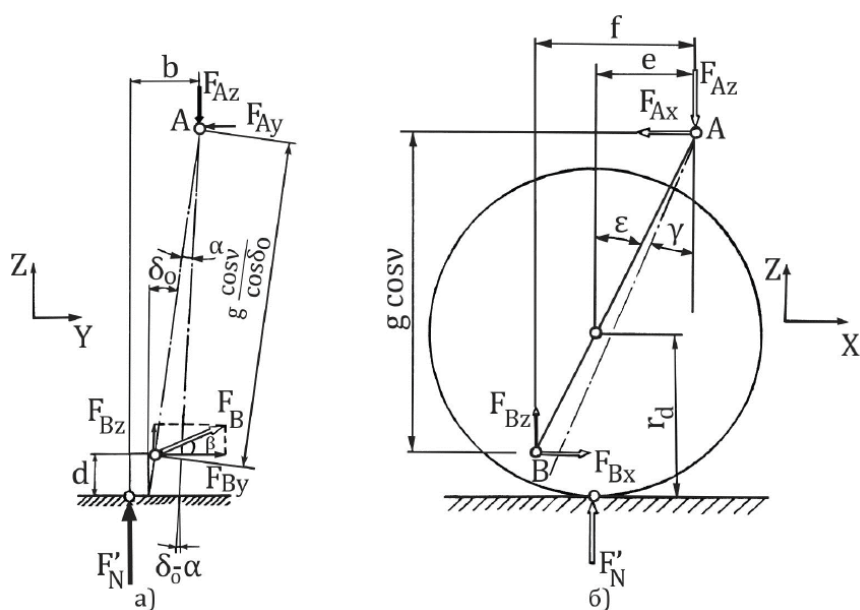
$$F_s = -R_v \cdot \cos \lambda + S_1; \quad \lambda = 0 \div 2\pi.$$

При одређивању преносног односа сила за посматрано возило, потребно је дефинисати силе и њихове правце деловања који су приказани на (слици 40).

Посматрајући (слику 41) и примењујући познате обрасце за одређивање одређених сила, добија се израз за преносни однос сила у тачки А, везе амортизера за каросерију:

$$i_A = \frac{F_{Au}}{F'_N} = p \cdot \cos v + (r \cdot \cos x + v \cdot \sin x) \sin v + \\ + \frac{F_s}{F'_N} [q \cdot \cos v + (s \cdot \cos x + w \cdot \sin x) \sin v],$$

где су p, q, v, w, r и s дате у једначинама од до.



Слика 41: Силе које делују на предње ослањање у попречној а) и подужној б) равни[7,8]

Ознаке углова су следеће:

$\delta_0 = (8 \div 12)^\circ$ - угао нагиба осе осовинице рукавца (AB) у попречној равни,

$\alpha = 2^\circ$ - угао између осе амортизера и осе осовинице рукавца у попречној равни,

$\beta = 3^\circ$ - угао нагиба доње вођице,

$\varepsilon = 2,25^\circ$ - угао нагиба осе осовинице рукавца у подужној равни,

$\gamma = 2^\circ$ - угао нагиба осе амортизера у подужној равни

$v = \arctg \sqrt{tg^2 \delta_0 + tg^2 \varepsilon} = 8.24^\circ$ - угао осе осовинице рукавца према вертикали.

$\chi = \arctg \frac{tg(\alpha_0 - \alpha)}{tg \gamma} = 70.046^\circ$ - угао између равни којој припада оса амортизера у равни xz

Израз за i_A се трансформише у облик:

$$i_A = a - b \cdot \cos \lambda$$

где је

λ - угао између правца вектора брзине ветра и правца дејства бочне силе F_s

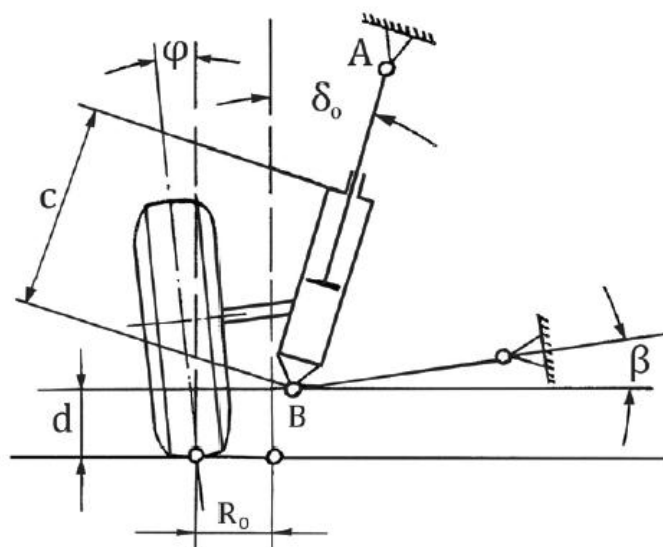
α - константни део преносног односа који не зависи од угла λ ,

$$\begin{aligned} \alpha &= p \cdot \cos v + (r \cdot \cos \chi + v \cdot \sin \chi) \sin v + \\ &+ \frac{S_1}{F'_N} [q \cdot \cos v + (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin v], \\ b &= \frac{R_v}{F'_N} [q \cdot \cos v + (s \cdot \cos \chi + w \cdot \sin \chi) \sin v]. \end{aligned}$$

Резултати добијени испитивањем датог возила уз одређене услове испитивања су следећи:

- полупречник кружне стазе: $R = 45\text{m}$;
- положај предње осовине је дефинисан углом $\lambda (\lambda = 0 \div 2\pi)$;
- анализа је вршена за две брзине кретања возила: $v_1 = 40\text{km/h}$ и $v_2 = 112\text{km/h}$;
- интензитет силе услед дејства ветра: $R_v = 100\text{N}$;
- остали конструктивни подаци неопходни за одређивање преносног односа сила:
 - $G = 12800\text{N}$ - тежина возила,
 - $l = 2.5\text{m}$ - међуосовинско растојање,
 - $a = 1.2\text{m}$ - координата тежишта,
 - $2\pi r_d = 1.72\text{m}$ - обим пнеуматика,
 - $R_o = 23.5\text{mm}$ - полупречник заокретања точка,
 - $d = 185\text{mm}$; $g = 615.4\text{mm}$; $\delta_0 = 10^\circ$; $\alpha = 2^\circ$; $\beta = 3^\circ$; $\varepsilon = 2.25^\circ$; $\gamma = 2^\circ$

Положај и значење датих конструктивних података дато је на (слици 42).



Слика 42: Геометријски параметри [8]

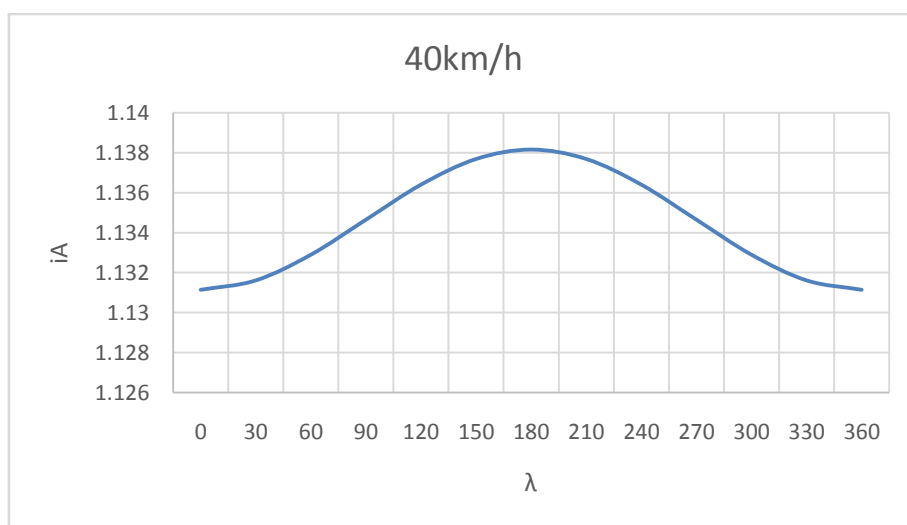
Центрифугална сила F_c , се може одредити на основу наведених података и износи:

- 1) за брзину $v_1=40\text{km/h}$: $F_c = \frac{G}{g} \frac{v_1^2}{R} = S = 3579.67N$,
- 2) за брзину $v_2=112\text{km/h}$: $F_c = \frac{G}{g} \frac{v_2^2}{R} = S = 28064.64N$.

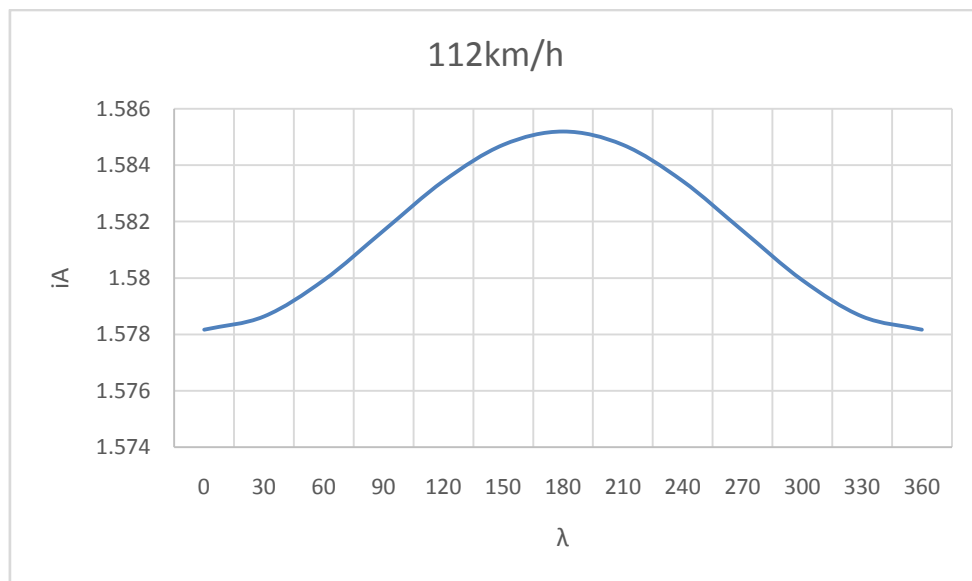
На предњу осовину делује бочна реакција тла, Y_1 :

- 1) за брзину $v_1=40\text{km/h}$: $Y_1 = S_1 = S \frac{b}{l} = 1861.43N$
- 2) за брзину $v_2=112\text{km/h}$: $Y_1 = S_1 = S \frac{b}{l} = 14593.61N$

Увођењем у израз за i_A предходно израчунате податке и варирањем угла λ у интервалу од $0 \div 360^\circ$ са кораком од 30° добија се графички приказ (слика 43, 44) зависности $i_A=f(\lambda)$ за брзину $v_1=40\text{km/h}$ и $v_2=112\text{km/h}$.



Слика 43: Промена преносног односа сила при кретању по кругу брзином $v_1=40\text{km/h}$.



Слика 44: Промена преносног односа сила при кретању по кругу брзином $v_2=112\text{km/h}$

6. Закључак

Задатак система за ослањање је да обезбеди еластичну везу између точкова и оквира тј. каросерије, а тиме и стабилност возила у свим условима кретања. Приликом кретања возила по неравном терену долази до његовог осциловања које утиче на удобност, стабилност, вучне карактеристике, управљивост, чврстоћу и поузданост.

Макферсон је популаран избор због своје једноставности и ниске цене производње. Овај систем еластичног ослањања често се примењује на управљачким точковима из тог разлога што се добро уклапа у концепцију изградње шасије.

Макферсон има неколико недостатака и то у квалитету вожње и руковањем аутомобилом. Макферсон тежи да пренесе буку и вибрације с пута на каросерију дајући виши ниво буке и грубљи осећај за вожњу у поређењу са дуплим раменима.

Прорачун преносних односа сила је јако битан због осцилаторне удобности путника. Одређује се за случај дејства:

1. Вертикалне силе:

- осе амортизера и спиралне опруге се поклапају,
- померање доњег зглоба ради смањења трага котрљања,
- оса опруге паралелно померена ка точку,
- преносни односи сила за случај постојања уздужног нагиба осе осовинице рукавца,

2. Случај дејства вертикалне и тангенцијалне силе:

- осе амортизера и спиралне опруге се поклапају,
- померање доњег зглоба ради смањења трага котрљања,

3. Случај дејства вертикалне и бочне силе.

На основу прорачуна и варирања брзина утврђен је значајан утицај брзине кретања на преносни однос сила при кретању у кривини.

7. Литература:

- [1] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006
- [2] Стефановић, А.: Друмска возила-основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010
- [3] Кнор, П.: Пројектовање и конструкција моторних возила, Сарајево 2005/2006.
- [4] http://en.wikipedia.org/wiki/MacPherson_strut преузето са интернет странице 01.09.2014.
- [5] BerndHeiβing.:ChassisHandbook , ZF Friedrichshafen AG.
- [6] Ружић, Д., Познановић, Н., Часњи, Ф. : Основи моторних возила, Факултет техничких наука у Новом Саду.
- [7] Reimpell, J., Fahrwerktechnik 2: FederungFahrwerkmechanik, Vogel-Verlag: Wursburg,1975, ISBN 3802305132
- [8] Глишовић, Ј.: Конструкција возила-Методичка збирка задатака са изводима из теорије, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2014
- [9] T.K. Garrett: The Motor Vehicles, Oxford, Auckland, Boston, Johannesburg, Melbourne, New Delhi