

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 109/2009

Милица Д. Ивановић

Утицај управљачког система на управљивост возила

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јованка Лукић, проф. - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- ~ принципе функционисања система за управљање путничких моторних возила,
- ~ конструктивна решења,
- ~ утицај конструктивних параметара на управљивост возила применом једнотажног модела возила
- ~

Препоручена литература:

[1] Демич М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011

[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] Н. Јанићијевић, Д. Јанковић, Ј. Тодоровић „ Конструкција моторних возила“, Машински факултет Београд, 1987 година

[4] Иван Филиповић : Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли Тузла, 2006

Крагујевац, 01.06.2012.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Садржај

Резиме	4
1. Увод	5
2. Управљачки механизам	7
2.1. Пужни преносник	8
2.2. Механизми са зупчастим преносом (зупчаста летва)	9
2.3. Управљачки механизам са куглицама	10
2.4. Управљачки механизам са завојницом и навртком	11
2.5. Управљачки механизам са комбинованим преносником	11
2.6. Серво - управљачи	12
3. Понашање моторних возила на путу	14
3.1. Основни геометријски захтеви при заокретању моторних возила	14
3.2. Гранични углови заокретања моторних возила	17
4. Упрошћени модел возила за анализу управљивости (модел бицикла)	20
4.1. Карактеристична брзина	24
4.2. Критична брзина	24
4.3. Појачање бочног убрзања	25
4.4. Појачање вијугања	26
4.5. Угао вијугања	27
4.6. Тачка неутралне управљивости (ТНУ)	28
5. Пример модела за анализу управљивости	30
5.1. Утицај промене висине тежишта	31
5.2. Утицај промене осе ваљања	33
5.3. Утицај промене крутости стабилизатора	33
5.4. Утицај промене концепта погона	34
6. Управљање возила на четири точка	35
6.1. Заокретање возила при малим брзинама	36
6.2. Заокретање возила при великим брзинама	37
7. Закључак	38
8. Литература	39

Резиме

У овом раду је објашњен принцип функционисања система за управљање путничких моторних возила. Дат је детаљан приказ о основним захтевима управљања, приказан је и описан упрошћени модел возила (модел бицикла) за анализу осовинског растојања, положаја тежишта итд. на управљивост.

Кључне речи: систем за управљање, модел бицикла .

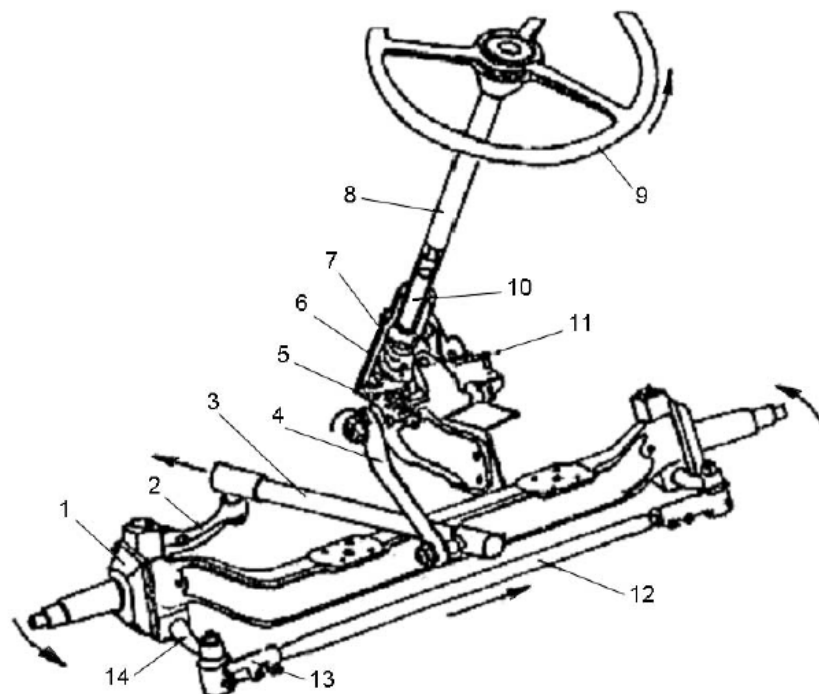
Abstract

This paper explains the principle of operation of the system for the management of passenger motor vehicles. A detail view of the essential requirements of management, is shown and described a simplified model of the vehicle (bicycle model) to analyze the axial distance, center of gravity, etc.. on handling.

Keywords: steering system, bicycle model.

1.Увод

Понашање моторног возила на путу обухвата целокупну ангажованост возача и моторног возила у току вожње у односу на окружење. Основни задатак система за управљање на моторним возилима је да обезбеди кретање возила у одређеном правцу. Систем за управљање састоји се од следећих делова: округли рукавац (1), горња полуга окретног рукавца (2), уздужна спона (3), висићна спона (4), осовина лактастог потискивача (5), кућиште управљачког механизма (6), пуж (7), цев (8), точак управљача (9), осовина управљача (10), пужни точак (11), спона (12), наглавак (13), доња полуга окретног рукавца (14).



Слика 1. Систем за управљање [4]

Код возила на точковима систем за управљање, поред свог основног задатка мора да обезбеди и следеће:

- Велике маневарске способности,
- Лако управљање возилом, односно мале вредности сила на волану при релативно малим угловима закретања,
- Стабилно кретање у правцу, враћање управљачких точкова по изласку из заокрета у њихов праволинијски положај под дејством стабилизирајућег момента,

- Правилна кинематика закретања точкова,
- Што мање преношење удара са управљачких точкова на точак управљача,
- Пропорционалан однос силе на управљачком точку и момента закретања управљачких точкова,
- Заштита возача од стуба управљача у случају судара.

Подела система управљања може се извршити на следеће начине:

1) Класификација по карактеру управљања:

- управљање точковима,
- управљање осовинама,
- комбиновано управљање,
- гусенична возила.

2) Према положају возачког места:

- управљање са леве стране возила,
- управљање са десне стране возила.

3) Класификација према карактеру функционисања:

- механички механизми,
- серво-механички механизам.

4) Код возила са точковима систем за управљање има два основна механизма:

- управљачки механизам,
- преносни механизам.

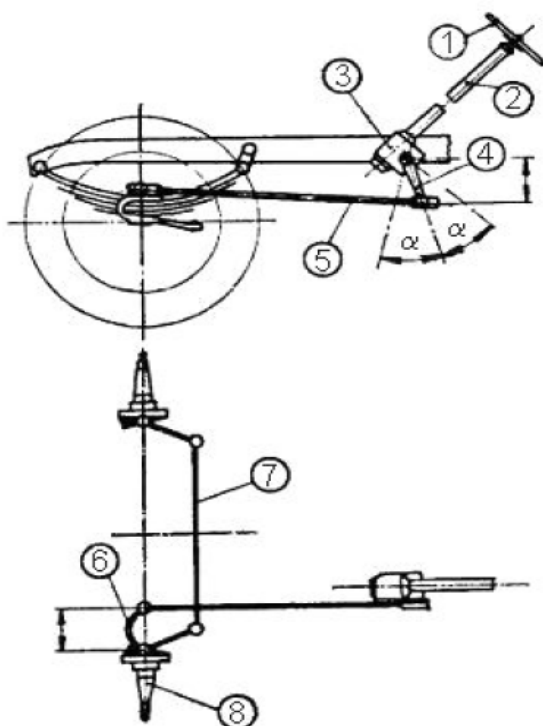
Данас се све више на возилима користи један посебан механизам појачавач (серво – механизам), који има задатак да олакша управљање односно смањи потребну силу на волану за кретање управљачких точкова.

2. Управљачки механизам

Под управљачким механизмом једног возила подразумевају се сви елементи механизма који учествују у остваривању жељене путање кретања возила. Управљачки механизам се дели на механизме управљања возила са точковима и механизме чије се управљање врши гусеницама. Ова два механизма су у потпуности различита самим тим јер им је и концепција управљања различита.

Принцип рада свих преносника друмских возила је исти. Управљачки механизам служи као редуктор који омогућава повећање обртног момента којим возач делује на точак управљача да би извршио заокретање точкова којима се управља. Преносни однос у управљачком преноснику мора да буде такав да сила на управљачком точку не пређе вредност од 250 N. Преносни однос код путничких моторних возила се креће у границама од 10 : 1 до 25 : 1. Према начину конструкцијског решења, управљачки механизми могу бити са:

- пужним преносником,
- зупчастим преносом (односно са зупчастом летвом),
- завојницом и навртком,
- куглицама,
- комбинованим преносником.



- 1 - точак управљача (волан),
- 2 – стуб управљача,
- 3 – кућиште управљача,
- 4 – полуга управљача,
- 5 – уздужна спона,
- 6 – полуга рукавца,
- 7 – трапез управљања,
- 8 – рукавац точка.

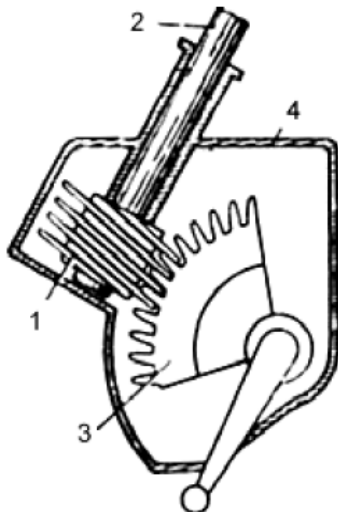
Слика 2. Елементи управљачког механизма [4]

2.1. Пужни преносник

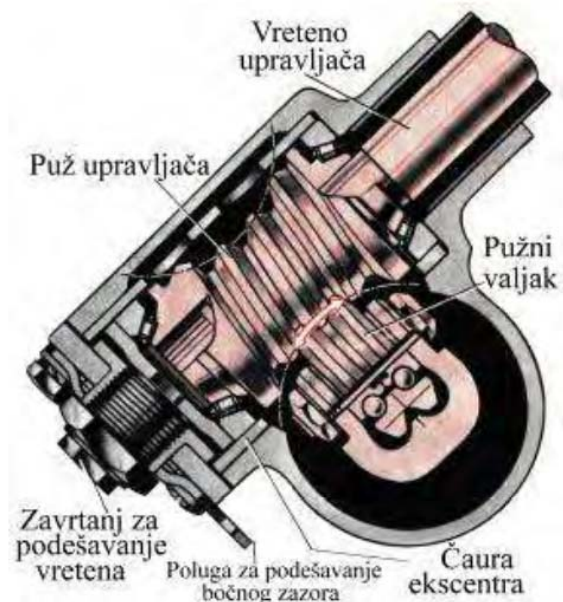
Пужни преносник може бити са:

- пужним елементима,
- ваљком.

Пужни преносник са пужним елементима је приказан на слици 3. Састоји се од пужа (1) који је чврсто везан за вратило управљача (2) и пужног точка (3) или пужног сегмента. Пужни пар је смештен у кућиште управљача (4) у коме се налази уље за подмазивање пужног пара. Пужни преносник је једноставне конструкције а главни недостатак је велики отпор трења клизања при окретању.



Слика 3. Шема пужног преносника [4]



Слика 4. Пужни преносник са ваљком [2]

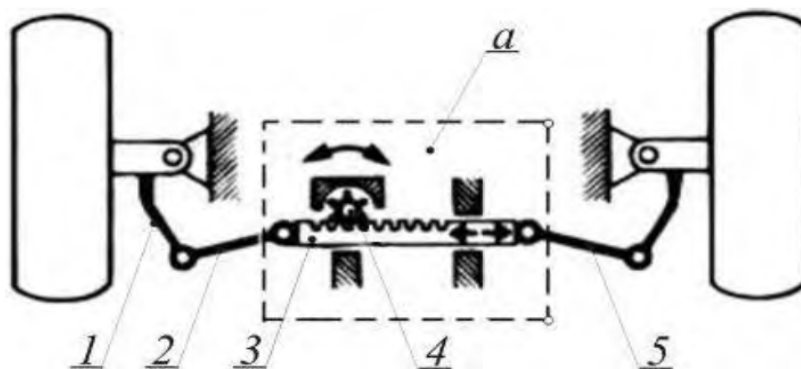
Пужни преносник са ваљком сличан је претходној конструкцији само уместо сегмента пужног точка има ваљак за управљање. Пуж такође није цилиндричан, већ му се врхови зубаца налазе на једној полукружној линији. Окретањем пужа ваљак управљача се покреће по кружној путањи а тиме други крај полуге, која је чврсто повезана са носачем ваљка транслаторно заокреће.

2.2. Механизми са зупчастим преносом (Зупчаста летва)

Од управљачких зупчастих механизма данас се углавном користе механизми са зупчастом летвом. Механизми са зупчастом летвом се врло добро уклапају са попречном споном и све више се користе не само код лаких путничких возила већ и код тежих и бржих возила.

Управљачки механизам са зупчастом летвом има низ добрих особина: једноставност конструкције, висок степен корисног дејства, мале габаритне димензије, непосредан спој зупчaste летве и спона, аутоматско подешавање зазора, погодност производње. Неки од недостатака су: осетљивост на ударе, ограничена дужина спона и краћи век трајања.

Управљачки преносник са зупчастом летвом се састоји од зупчaste летве постављене попреко у односу на уздужну осу возила и зупчаника који је наглављен на вретено. Окретањем вретена а тиме и зупчаника, транслаторно се помера зупчаста летва у својим вођицама и своје кретање директно преноси на споне трапеца управљачког система. (слика 5) [2]



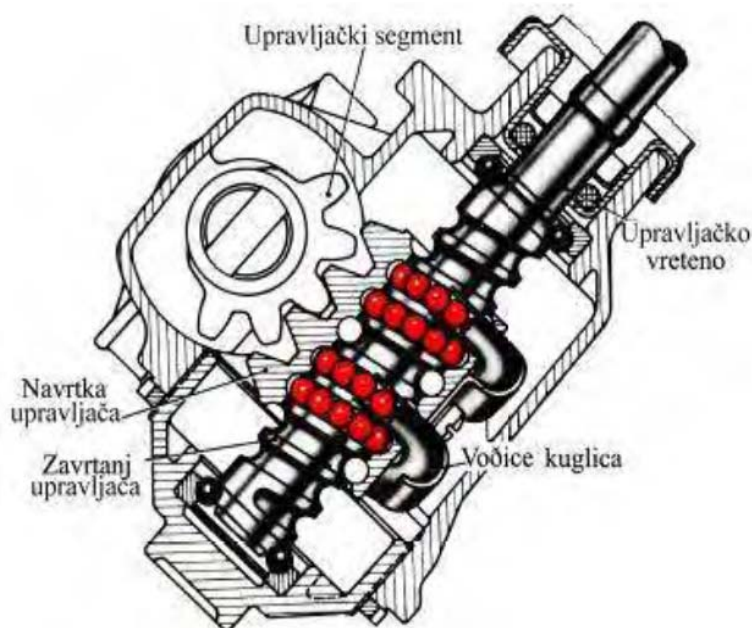
Слика 5. Управљачки механизам са зупчастом летвом [2]

1- Полуга рукавца точка, 2 - десна спона, 3 – зупчаста летва, 4 – зупчаник,
5 – лева спона.

Код механичког преноса без серво појачања силе управљања, преносни однос зупчaste летве може да се изведе варијабилно, са такозваним директним или индиректним преносом. Предност оваког извођења је у томе што при малим угловима заокретања, када је зупчаста летва у средњем положају, преносни однос је директан. Када је зупчаста летва у крајњем положају, односно при великим угловима заокретања, преносни однос је индиректан.

2.3. Управљачки механизам са куглицама

Преносник управљача са куглицама је преносник са завојним вретеном посебне изведбе. Осовина управљача је са кугластом спољном завојницом, док је у навртки управљача смештена унутрашња кугласта завојница. Обе завојнице чине у ствари лежиште куглица које се смештају по завојници. [2]

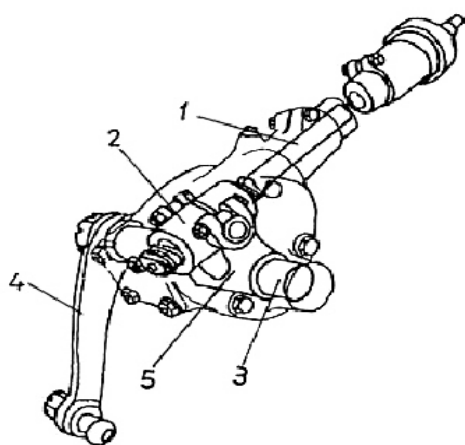


Слика 6. Управљачки преносник са куглицама [2]

Окретањем осовине управљача почињу да се померају куглице по завојници, које своје померање преносе на навртку у аксијалном правцу осовине управљача. Навртка управљача закреће управљачки сегмент који је спојен са полугом управљача. Дакле цевасте вођице на завојном вретену и навртки обезбеђују кружно вођење куглица. Оваквом конструкцијом вретено управљача не покреће навртку клизним трењем већ котрљајућим, чиме се смањује потребна сила за заокретање управљачких точкова. [2]

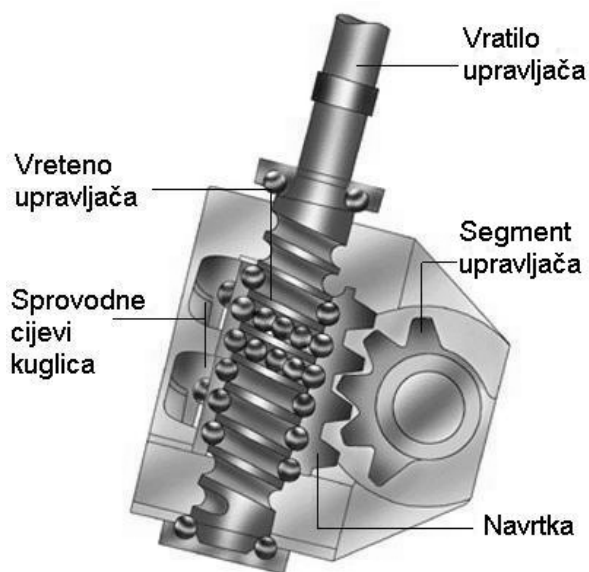
2.4. Управљачки механизми са завојницом и навртком

Завојни преносник управљачког механизма има изглед као на слици 7. Окретањем осовине управљача (1) која је на доњем делу израђена у облику завојнице, на осовини долази до покретања навртке (2) уздуж завојнице на осовини управљача. Навртка је зглобно везана преко једне клацкалице (5) за осовиницу (3) лактастог потискивача (4). При кретању навртке (2) уздуж завојнице, долази до окретања осовинице (3) пошто је доњи део клацкалице (5) чврсто везан за осовиницу (3). На тај начин долази до померања лактастог потискивача (4) у његовој уздужној равни. [4]



Слика 7. Шема завојног преносника [4]

2.5. Управљачки механизам са комбинованим преносником



Слика 8. Комбиновани преносник [4]

2.6. Серво – управљачи

Управљање возилима велике носивости захтева велики физички напор од возача. Нарочито је тешко управљати оваквим возилом при кретању по лошим путевима. Да би се омогућило лако управљање ових возила, у систем за управљање се укључују специјални серво – механизми чији је основни задатак да се смањи потребна сила на точку управљача, а самим тим повећа маневарска способност возила. У данашње време се серво – механизам уграђује серијски у свим путничким возилима, чиме је знатно смањена сила возача на точак управљача и евидентно повећан комфор вожње.

Конструкција серво – уређаја у систему за управљање мора да испуни следеће захтеве:

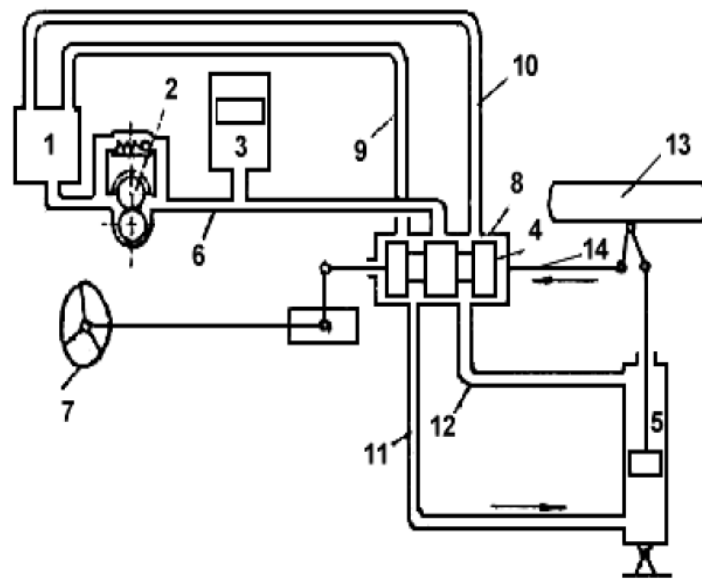
- у случају кvara серво – механизма не сме се нарушити нормално функционисање система управљања,
- немогућност укључења серво – уређаја услед утицаја неравнина пута при праволинијском кретању,
- да је померање управљачких точкова пропорционално угаоном померању точка управљача.

Серво – механизам може да буде:

- хидраулички,
- пнеуматски,
- електрични.

На слици 9 приказана је шема најчешће коришћеног хидрауличног серво – уређаја. Пумпа (2) – извор енергије остварује одређени притисак уља у магистрали (6) и акумулатору (3). Ако притисак нарасте изнад дозвољених граница преко сигурносног вентила се успоставља празан ход пумпе. Притисак у уљној магистрали достиже 60 – 150 bar. [4]

Приликом окретања точка управљача (7), диференцијални клип (4), разводника (8) се помера и открива канал уљне магистрале (6) а затвара преливни канал (9). Сада уље под притиском из канала (6) кроз канал (11) долази до радног цилиндра (5) који преко клипа и клипњаче помера управљајући точак (13). Пошто је управљајући точак преко полуге (14) везан за кућиште разводника у правцу померања диференцијалног клипа (4) те клип разводника долази у неутралан положај, па се довод уља у радни цилиндар прекида. Полуга (14) остварује у овом случају повратну спрегу. Да би се точак (13) заокренуо за већи угао потребно је продужити окретање точка управљача (7). Приликом враћања точка (13) у неутрални положај процес се одиграва обрнуто.



Слика 9. *Шема хидрауличког серво – уређаја [4]*

1 – резервоар уља, 2 – пумпа, 3 – акумулатор притиска, 4 – клип разводника, 5 – радни цилиндар, 6 – уљна магистрала, 7 – точак управљача, 8 – разводник, 9,10 – преливни вентил, 11,12 – водови радног цилиндра, 13 – точак, 14 – веза точка са кућиштем разводника.

3. Понашање моторних возила на путу

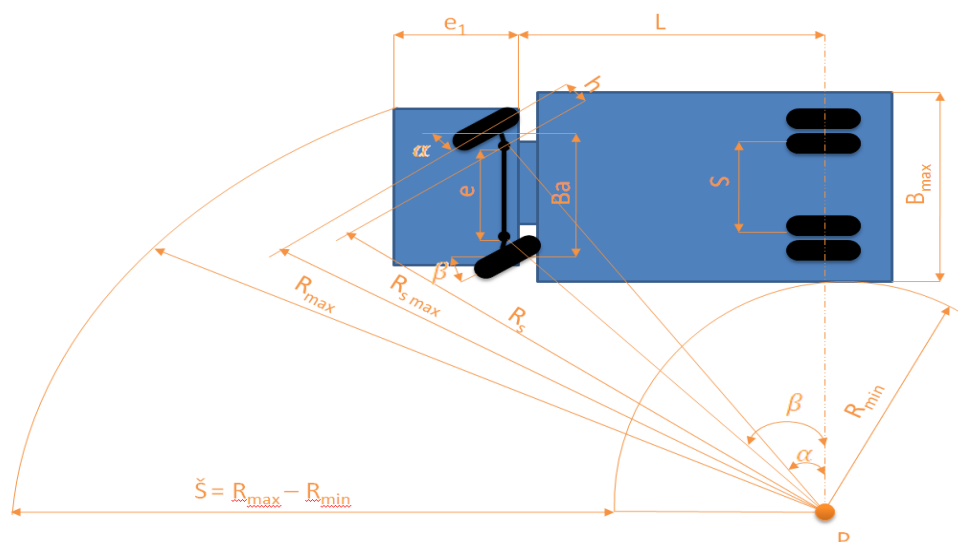
3.1. Основни геометријски захтеви при заокретању моторних возила

Одржавање жељеног правца кретања моторног возила омогућава систем за управљање. Избор параметра система за управљање зависи од система за ослањање, захтева безбедности коришћења, проходности, намене и др. После одабира концепције возила, односно одабира погона, броја осовина, оптерећења по осовинама, димензија точкова, трагова точкова, осног растојања и параметре за ослањање, могуће је дефинисати параметре система за управљање.

При постављању кинематских захтева које систем за управљање мора да задовољи, поред претходно наведених фактора, мора да се дефинише минимални и максимални полупречник заокретања моторног возила који је одређен стандардом СРПС М.НО.012. [1]

Образац за кинематски захтев заокретања двоосовинских и троосовинских возила је:

$$\text{ctg } \alpha - \text{ctg } \beta = \frac{e}{L} \quad (3.1)$$

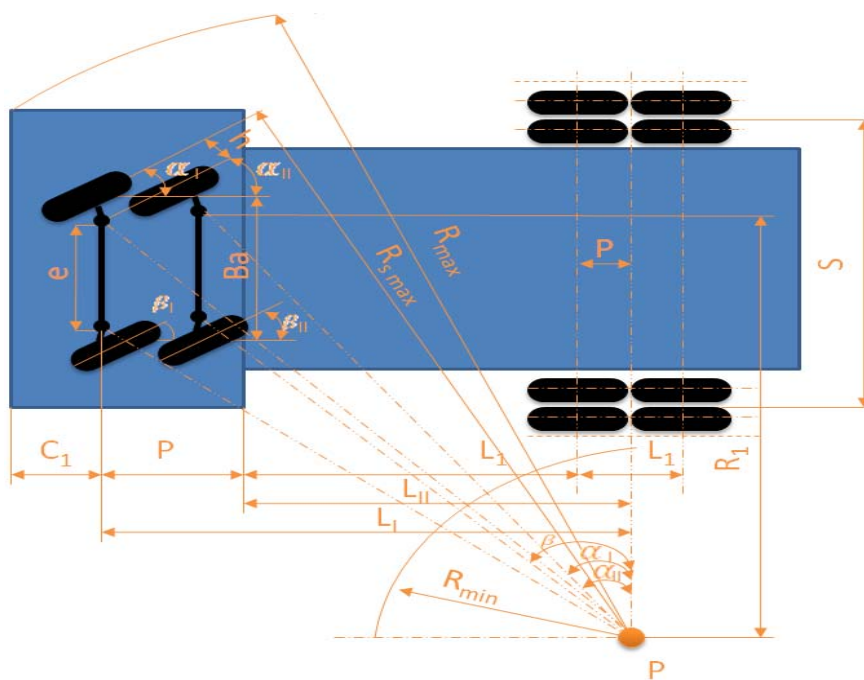


Слика 10. Заокретање двоосовинског возила [1]

За израчунавање коридора користи се образац:

$$S_{min} = R_{max} - R_{min} \quad (3.4)$$

С обзиром да су проходност и безбедност у тесној вези са избором параметра за управљања, ти параметри зависе и од законских прописа и намене возила. На пример, ако претпоставимо да нам је задата величина максималног полупречника заокретања четвороосовинског возила 24 m , графичким путем можемо израчунати углове заокретања спољашњих управљачких точкова чије су вредности ограничене на 45 ° због потребе да унутрашњи углови имају вредности и до 50 ° .

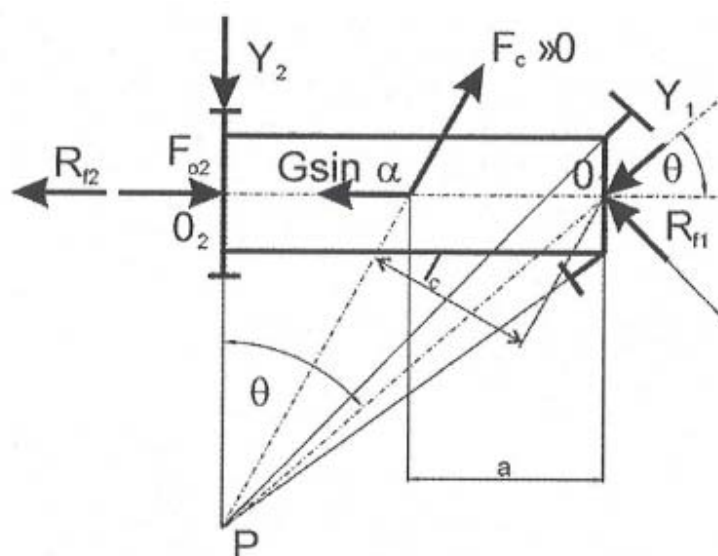


Слика 12. Заокретање четвороосовинског возила [1]

3.2. Гранични углови заокретања моторних возила

У одређеним путним условима (успон, лед) није увек могуће остварити заокретање возила. Претпоставља се да се возило на великим успонима креће малим брзинама па се утицај центрифугалних сила занемарује. На основу ове претпоставке биће одређени гранични углови заокретања возила за различите положаје погонских точкова. [1]

Погон задњим точковима:



Слика 13. Шема сила при заокретању возила са задњим погоном [1]

На основу слике 13 следе релације:

$$-Y_1 + (F_{02} - R_{f2} - G \sin \alpha) \sin \theta - Y_2 \cos \theta = 0 \quad (3.5)$$

$$Y_2 L - F_c l_c = 0 \quad (3.6)$$

Из услова кретања следи да је $Y_2 \approx 0$.

Отпор котрљању предњих точкова R_{f1} одређује се на основу израза:

$$R_{f1} = f Z_1 \quad (3.7)$$

Гранична величина бочне силе која се може пренети на тло је:

$$Y_1 \leq \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - R_{f_1}^2} = Z_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2} \quad (3.8)$$

На основу релације 3.8 следи услов при коме се још увек може управљати возилом:

$$tg \theta = \frac{Y_1}{R_{f1}} \quad (3.9)$$

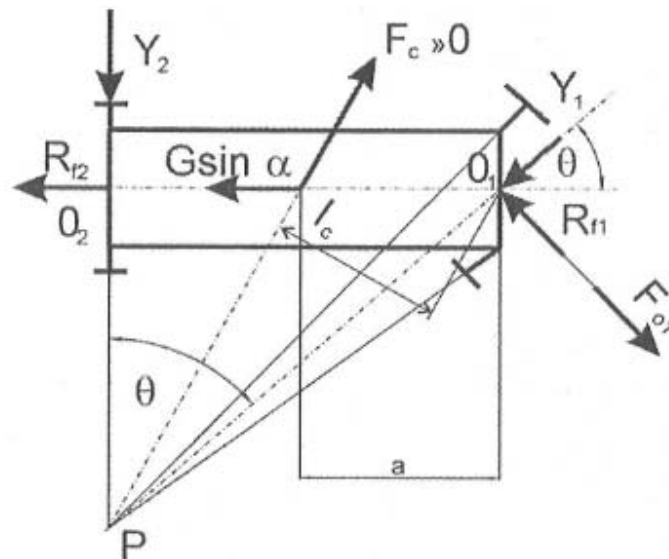
ОДНОСНО

$$tg \theta = \sqrt{\frac{\varphi^2}{f^2} - 1} \quad (3.10)$$

Сила која покреће предње точкове одређује се на основу израза:

$$F_{O_x} = F_{O_2} \cos \theta \quad (3.11)$$

Погон предњим точковима:



Слика 14. Шема сила при заокретању возила са предњим погоном [1]

Према слици 14 следе релације:

$$\begin{aligned} F_{o_1} - (R_{f_2} + G \sin \alpha) \cos \theta - R_{f_1} &= 0 \\ Y_1 - (R_{f_2} + G \sin \alpha) \sin \theta &= 0 \\ Y_2 L - F_c l_c &= 0 \end{aligned} \quad (3.12)$$

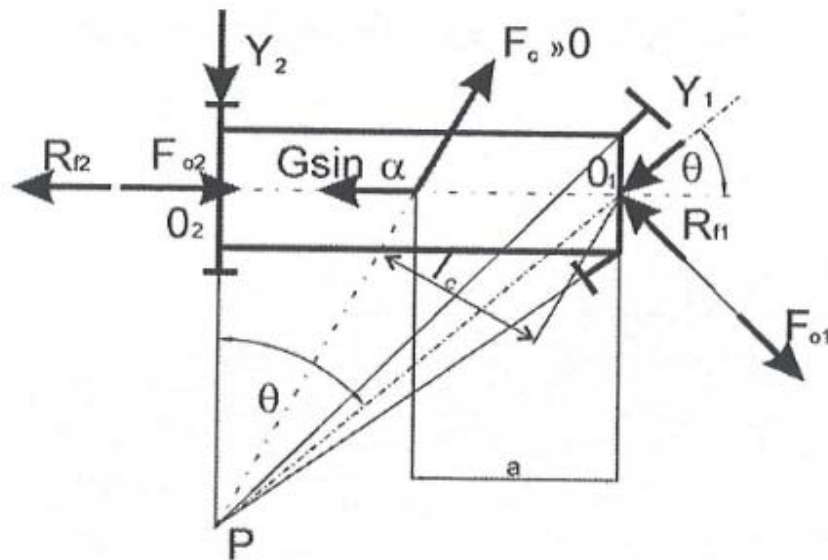
Услов заокретања возила је:

$$\operatorname{tg} \theta \leq \sqrt{\frac{\varphi^2}{(\varphi - f)^2} - 1} \quad (3.13)$$

Сила која покреће предње точкове:

$$F_{o_x} = F_{o_1} \quad (3.14)$$

Погон свим точковима:



Слика 15. Шема сила при заокретању возила "светочкаша" [1]

На основу слике 15 следи:

$$(F_{o_2} - R_{f_2} - G \sin \alpha) \cos \theta - R_{f_1} + F_{o_1} = 0$$

$$(F_{o_2} - R_{f_2} - G \sin \alpha) \sin \theta - Y_1 = 0 \quad (3.15)$$

$$Y_2 - F_c l_c = 0$$

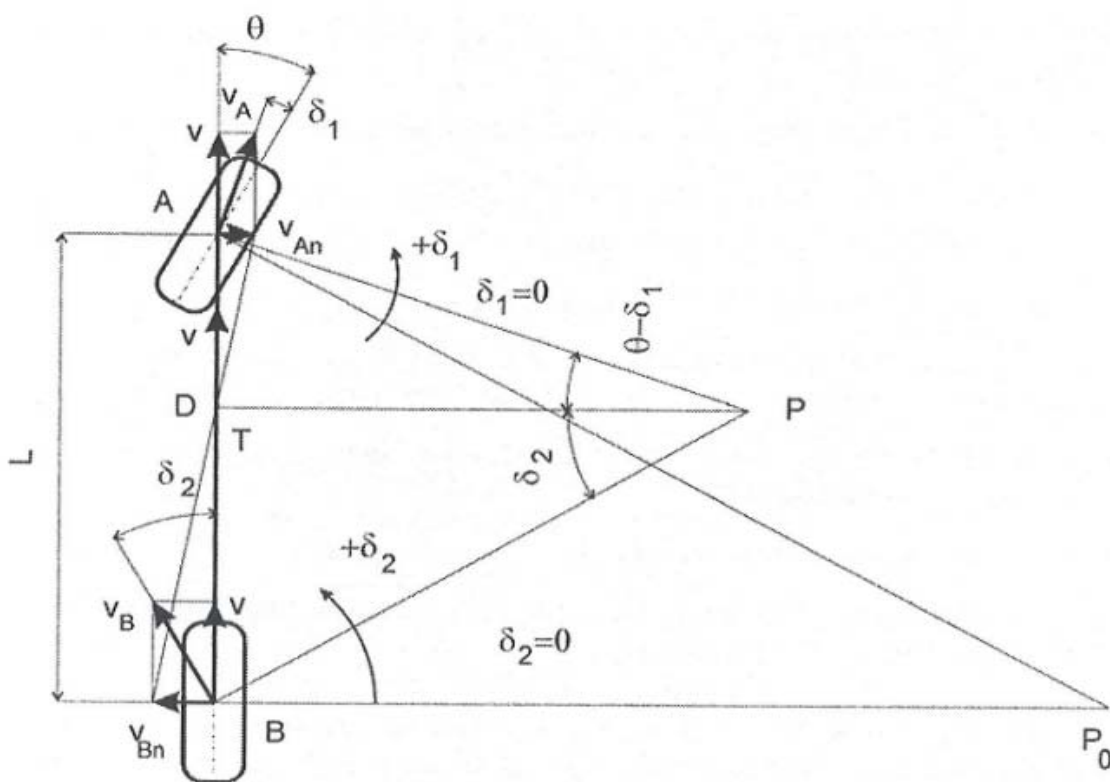
$$\operatorname{tg} \varphi \leq \sqrt{\frac{\varphi^2}{(\varphi - f)^2} - 1} \quad (3.16)$$

$$F_{o_x} = F_{o_1} + F_{o_2} \cos \theta \quad (3.17)$$

4. Упрошћени модел возила за анализу управљивости (модел бицикла)

За анализу управљивости возила често се користи поједностављен модел који се заснива на одређеним (разумним) претпоставкама. Такав се модел у литератури назива **модел бицикла**. Основна претпоставка на којој се заснива овај модел јесте да је брзина кретања релативно мала па зато нема проклизавања. Другим речима правац кретања точкова је у смеру њихове оријентације. [5]

Посматрамо возило на слици 16 које се креће константном брзином. Угао θ представља средњи угао заокретања управљачких точкова. [1]



Слика 16. Заокретање моторног возила са бочно еластичним точковима [1]

Услед дејства центрифугалне силе долази до појаве повођења предњих и задњих точкова (δ_1 и δ_2). Са слике 16 је очигледно: [1]

$$\frac{AD}{DP} = (\operatorname{tg} \theta - \delta_1), \quad \frac{BD}{DP} = \operatorname{tg} \delta_2$$

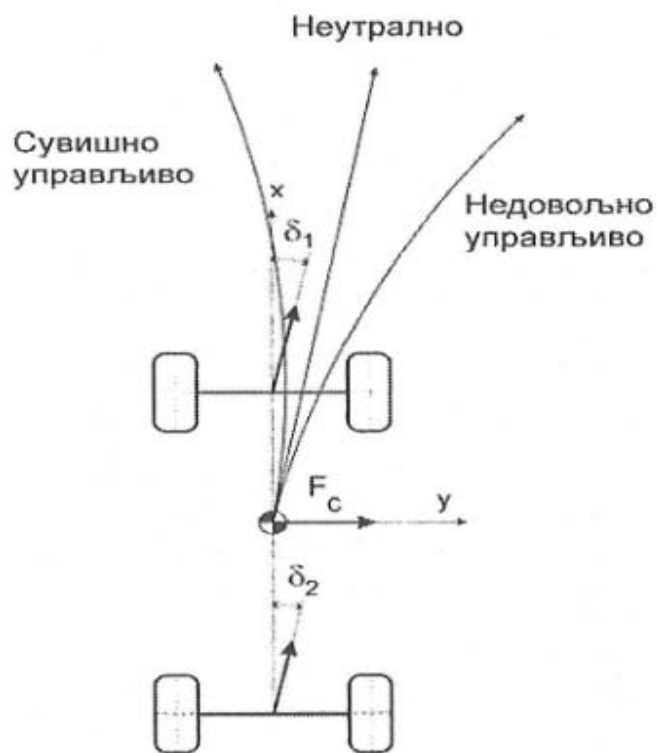
$$L = R[\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2] \quad (4.1)$$

Стварни полупречник заокретања возила:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \quad (4.2)$$

У зависности од односа δ_1 и δ_2 разликују се три карактеристична случаја управљивости и то:

1. $\delta_1 > \delta_2$ – недовољно управљиво ($R > R_0$),
2. $\delta_1 = \delta_2$ – неутрално управљиво ($R_0 = R$) и
3. $\delta_1 < \delta_2$ – сувише управљиво ($R < R_0$).



Слика 17. Илустрација за неутралну, сувишну и недовољну управљивост моторног возила [1]

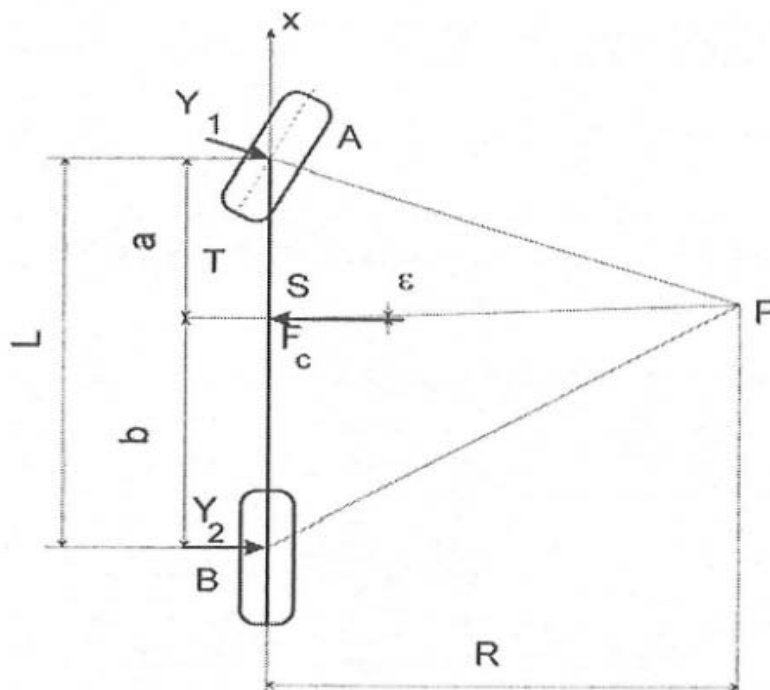
Полупречник заокретања за мале углове повођења пнеуматика предњих и задњих точкова је:

$$R = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2} \quad (4.3)$$

Полупречник заокретања двоосовинског возила изражен преко средњег угла заокретања је:

$$R_o = \frac{L}{\theta} \quad (4.4)$$

Посматрамо случај кретања возила по кружној путањи како би што ближе дефинисали утицај карактеристика пнеуматика на управљивост возила (слика 18) .



Слика 18. Шема сила [1]

На основу слике 18 важе релације:

$$Y_1 = \frac{sb}{l}, \quad Y_2 = \frac{sa}{l} \quad (4.5)$$

За мале углове и стационарно кретање моторног возила по кружној путањи важи релација: [1]

$$S = F_c \cos \varepsilon \approx F_c = \frac{mv^2}{R} \quad (4.6)$$

На основу израза (4.5) и (4.6) важе релације:

$$Y_1 = \frac{mbv^2}{R}, Y_2 = \frac{mav^2}{R} \quad (4.7)$$

Између углова повођења и центрифугалних сила постоје релације:

$$Y_1 = k_{y1} \delta_1, Y_2 = k_{y2} \delta_2 \quad (4.8)$$

где су:

- k_{y1} и k_{y2} – коефицијенти повођења предњих и задњих пнеуматика,
- δ_1 и δ_2 – углови повођења предњих изадњих пнеуматика. [1]

На основу израза (4.3) , (4.5) до (4.8) може се написати коначан израз за стварни полупречник заокретања:

$$R = \frac{L}{\theta - \frac{1}{k_{y1}} \frac{a}{L} \frac{mv^2}{R} + \frac{1}{k_{y2}} \frac{b}{L} \frac{mv^2}{R}} \quad (4.9)$$

Израз (4.9) може се написати у облику:

$$\theta = \frac{L}{R} + G \frac{v^2}{gLR} \left(\frac{a}{k_{y1}} - \frac{b}{k_{y2}} \right) \quad (4.10)$$

Ако узмемо да бочно убрзање a_y изражено у односу на убрзање земљине теже, износи:

$$a_y = \frac{v^2}{gR} \quad (4.11)$$

На основу (4.11) добијамо израз за градијент недовољне управљивости возила који има следећи облик:

$$K = \frac{G}{L} \left(\frac{a}{k_{y1}} - \frac{b}{k_{y2}} \right)$$

Коначан израз за средњи угао заокретања предњих управљачких точкова је:

$$\theta = \frac{L}{R} + K a_y \quad (4.12)$$

Изрази (4.11) и (4.12) дају оцену управљивости моторних возила, зависно од величине градијента управљивости. Постоје три карактеристична случаја: [1]

- неутрална управљивост $K=0$,
- недовољна управљивост $K > 0$ и
- сувишна управљивост $K < 0$. [1]

Већи број параметара се користи за оцену управљивости путничких моторних возила као што су: карактеристична брзина, критична брзина, појачање бочног убрзања, појачање вијугања, угао вијугања, тачка неутралне управљивости (ТНУ).

4.1. Карактеристична брзина

Карактеристична брзина представља брзину при којој се практично анулира угао заокретања возила, па се зато везује за недовољну управљивост возила. Ако је угао заокретања $\theta=0$ карактеристична брзина се рачуна на следећи начин:

$$v_{kar} = \sqrt{\frac{gL}{K}} \quad (4.13)$$

4.2. Критична брзина

У случају сувишне управљивости ($K < 0$) уводи се појам критичне брзине при заокретању која се рачуна на основу израза: [1]

$$v_{kr} = \sqrt{-\frac{gL}{K}} \quad (4.14)$$

4.3. Појачање бочног убрзања

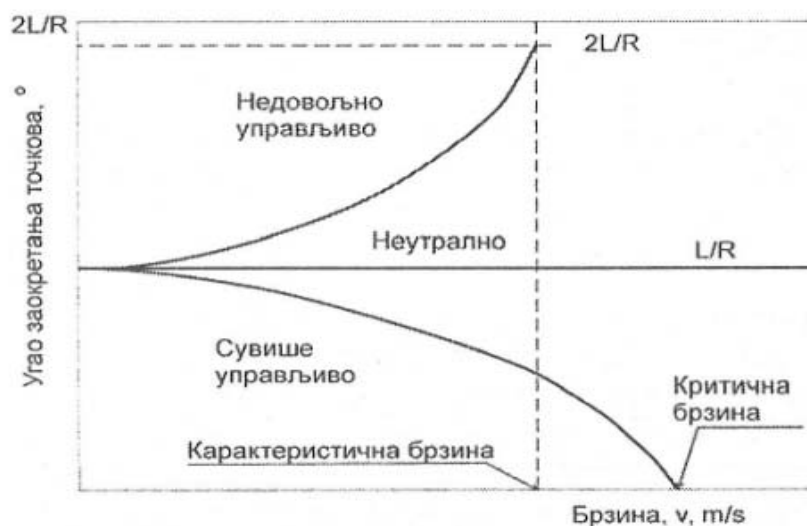
Један од параметра за оцену управљивости јесте и појачање бочног убрзања које се дефинише на следећи начин:

$$\frac{a_y}{\theta} = \frac{\frac{v^2}{Lg}}{1 + K \frac{v^2}{Lg}} \quad (4.15)$$

У случају неутралне управљивости ($K = 0$), појачање убрзања је: [1]

$$\frac{a_y}{\theta} = \frac{v^2}{Lg} \quad (4.16)$$

Појачање бочног убрзања је увек мање у односу на исти параметар код недовољне управљивости возила, док код сувишне управљивости има веће вредности (слика 19). [1]

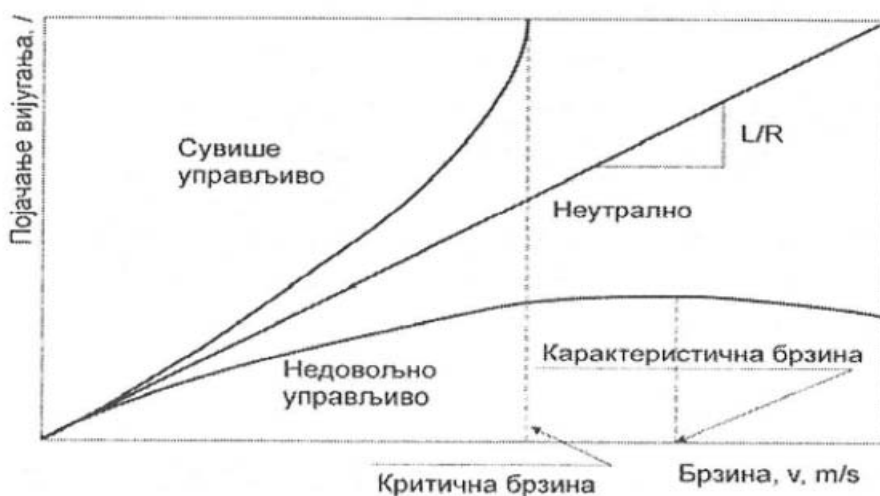


Слика 19. Промена угла заокретања точка [1]

4.4. Појачање вијугања

Појачање вијугања представља однос угаоне брзине вијугања возила и угла заокретања. Дефинише се на следећи начин:

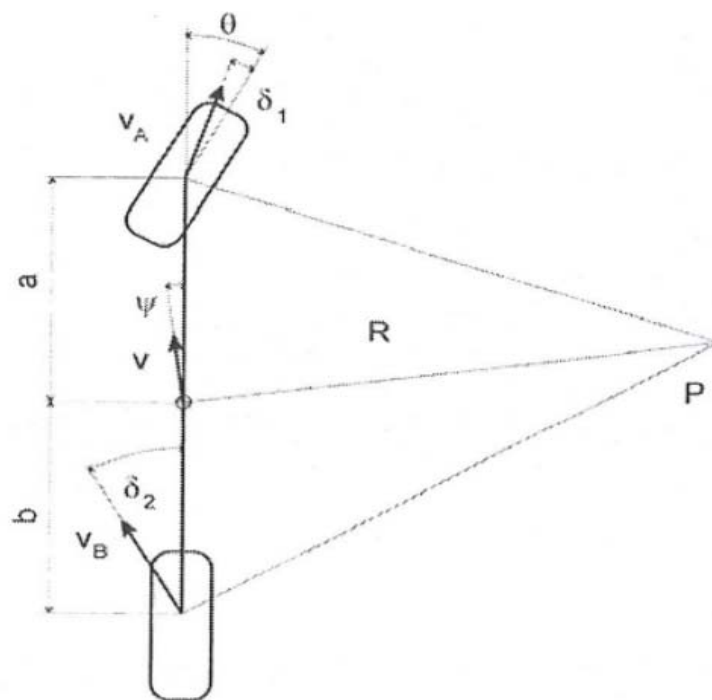
$$\frac{\omega_Z}{\theta} = \frac{\frac{v}{R}}{\theta} = \frac{\frac{v}{L}}{1 + k \frac{v^2}{Lg}} \quad (4.17)$$



Слика 20. Појачање вијугања [1]

У случају неутралне управљивости ова величина је пропорционална брзини (слика 20). Код сувише управљивог возила она опада са порастом брзине, а при критичној брзини постаје занемарљиво мала. У случају недовољне управљивости она расте до карактеристичне брзине, а затим опада. [1]

4.5. Угао вијугања



Слика 21. Дефиниција угла вијугања возила [1]

Угао вијугања се дефинише на основу слике 21 :

$$\Psi = \frac{b}{R} - \delta_2 \quad (4.18)$$

Када израз (4.18) средимо добијемо:

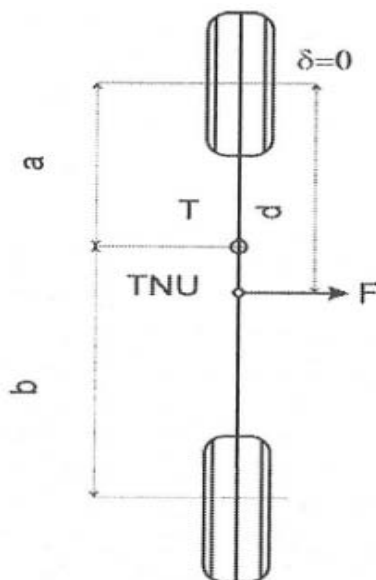
$$\Psi = \frac{b}{R} \left(1 - G \frac{v^2}{gk_{y2}L} \right) \quad (4.19)$$

Значајан параметар за оцену управљивости је брзина при којој је угао вијугања једнак нули, тј. [1]

$$v_{\Psi=0} = \sqrt{\frac{gk_{y2}L}{G}} \quad (4.20)$$

4.6. Тачка неутралне управљивости (ТНУ)

Тачка неутралне управљивости представља тачку на каросерији у којој деловање бочне силе не доводи до вијугања (слика 22). Назива се још и метацентар управљивости (ТНУ).



Слика 22. Тачка неутралне управљивости (ТНУ) [1]

Тачка неутралне управљивости се дефинише изразом:

$$TNU = \frac{d}{L} \quad (4.21)$$

Величина d је одређена изразом: [1]

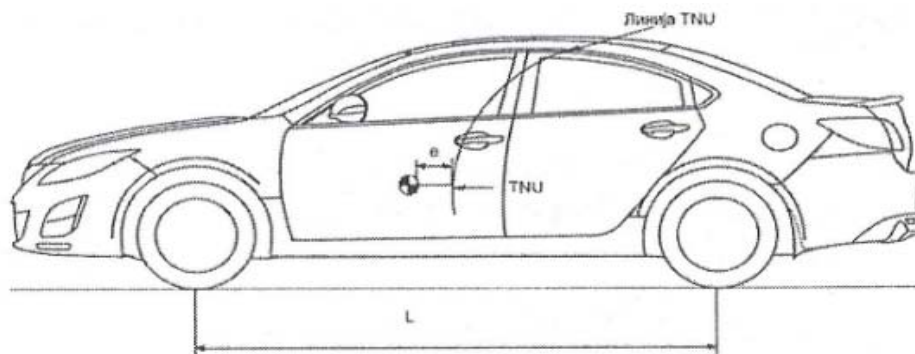
$$d = L \frac{k_{y1}}{k_{y1} + k_{y2}} \quad (4.22)$$

Положај тачке неутралне управљивости је одређен изразом: [1]

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1} + k_{y2}} \quad (4.23)$$

Тачка неутралне заокретљивости је у вези са резервом управљивости. Резерва управљивости (RU) је одређена изразом: [1]

$$RU = \frac{d-a}{L} = TNU - \frac{a}{L} \quad (4.24)$$

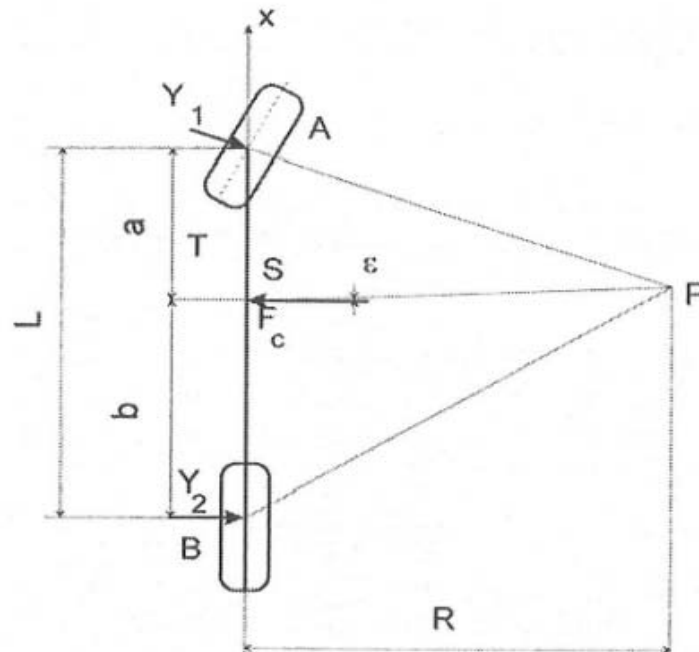


Слика 23. Илустрација резерве управљивости [1]

Ако се резерва управљивости налази испред тежишта, возило је сувише управљиво а ако се налази у тежишту, возило је неутрално. У случају да се налази иза тежишта, возило је недовољно управљиво. Да би се понашање возила на путу побољшало, код новијих путничких возила уводи се систем аутоматске контроле сатабилности, који помаже возачу у разним ситуацијама као што су на пример избегавање изненадних препрека при великим брзинама.

5. Пример модела за анализу управљивости возила

Да би извршили анализу управљивости возила узимамо модел возила са једним трагом. Модел је приказан на слици 24.



Слика 24. Модел возила са једним трагом [1]

Прорачунски параметри модела су:

- укупна маса возила: $m = 1200 \text{ kg}$,
- осовинско растојање: $L = 2,6 \text{ m}$,
- положај тежишта у односу на предњу осовину: $a = 1,1 \text{ m}$,
- висина тежишта: $h_t = 0,4 \text{ m}$,
- полупречник: $R = 120 \text{ m}$.
- угаона крутост предњих, задњих точкова: $c_1 = 2 * 34,1 \text{ kN/rad}$, $c_2 = 2 * 44,9 \text{ kN/rad}$.
- бочна сила: $S = 18 \text{ kN}$

У процесу анализе управљивости предложеног модела варирани су различити параметри у односу на полазне параметре модела: положај тежишта, осовинско растојање, полупречник кривине...

Користећи следеће једначине варираћемо параметре управљивости возила и анализирати како њихове промене утичу на управљивост.

Према слици 24 бочне реакције су:

$$Y_1 = S \frac{b}{L} \quad (5.1)$$

$$Y_2 = S \frac{a}{L} \quad (5.2)$$

Углови скретања су:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{c_1} \quad (5.3)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{c_2} \quad (5.4)$$

Образац за градијент подуправљивости:

$$K = \delta_1 - \delta_2 \quad (5.5)$$

Карактеристична брзина:

$$v_{kar} = \sqrt{\frac{gL}{K}} \quad (5.6)$$

Критична брзина:

$$v_{kr} = \sqrt{-\frac{gL}{K}} \quad (5.7)$$

Бочно убрзање је:

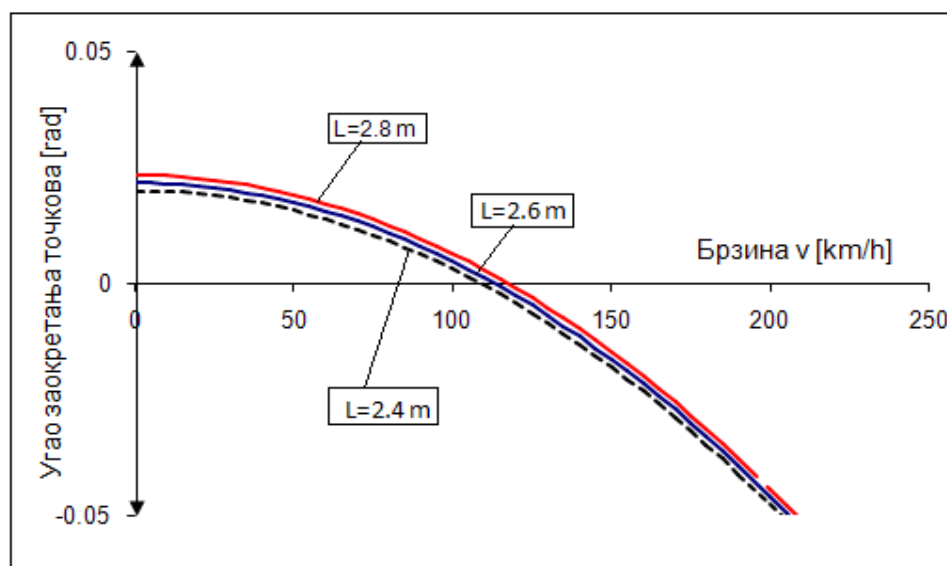
$$a_y = \frac{v^2}{gR} \quad (5.8)$$

Угао заокретања:

$$\theta = \frac{L}{R} + K a_y \quad (5.9)$$

Утицај осовинског растојања на управљивост возила:

	$L = 2,4m$	$L = 2,6m$	$L = 2,8m$
Y_1 [kN]	9,72	10,44	10,98
Y_2 [kN]	8,28	7,56	7,02
δ_1 [rad]	0,143	0,153	0,161
δ_2 [rad]	0,092	0,084	0,078
δ_1, δ_2	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$
K [rad]	0,051	0,069	0,083
v_{kar} [m/s]	21,5	19,2	18,19
v_{kr} [m/s]	/	/	/
a_y [m/s ²]	0,39	0,31	0,28
θ [rad]	0,039	0,042	0,046

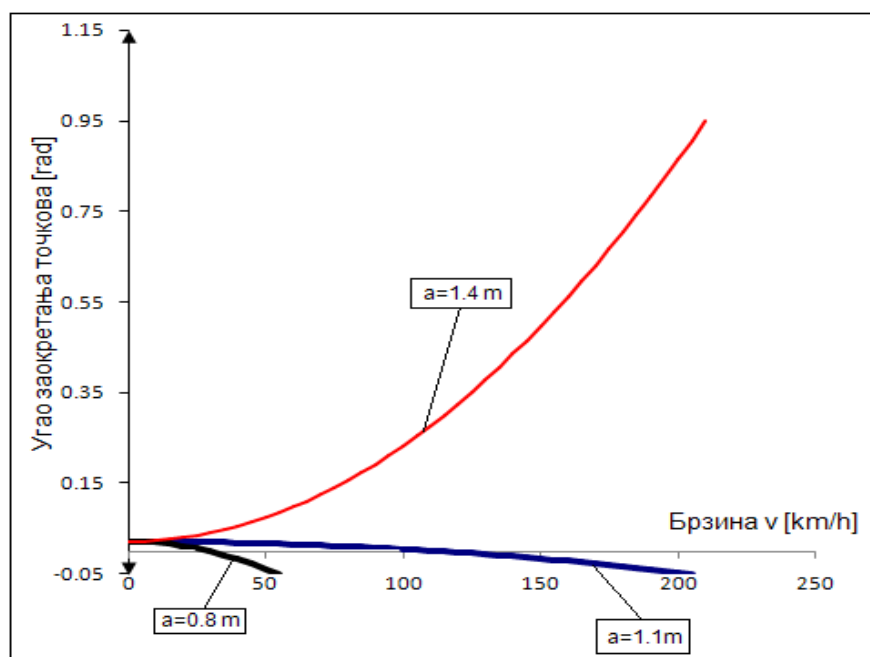


Слика 25. Варирање осовинског растојања

Са слике 25 уочавамо да возило са порастом брзине кретања тежи сувишној управљивости ($K < 0$) при брзинама кретања већим од критичне. При брзини од 105 [km/h] возило има критичну брзину.

Утицај положаја тежишта на управљивост возила:

	$a = 0.8 \text{ m}$	$a = 1,1 \text{ m}$	$a = 1,4 \text{ m}$
Y_1 [kN]	12,42	10,44	8,28
Y_2 [kN]	5,4	7,56	9,72
δ_1 [rad]	0,182	0,153	0,121
δ_2 [rad]	0,060	0,084	0,108
δ_1, δ_2	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$
K [rad]	0,122	0,069	0,013
v_{kar} [m/s]	14,4	19,2	44,29
v_{kr} [m/s]	/	/	/
a_y [m/s ²]	0,18	0,31	1,29
θ [rad]	0,043	0,042	0,038

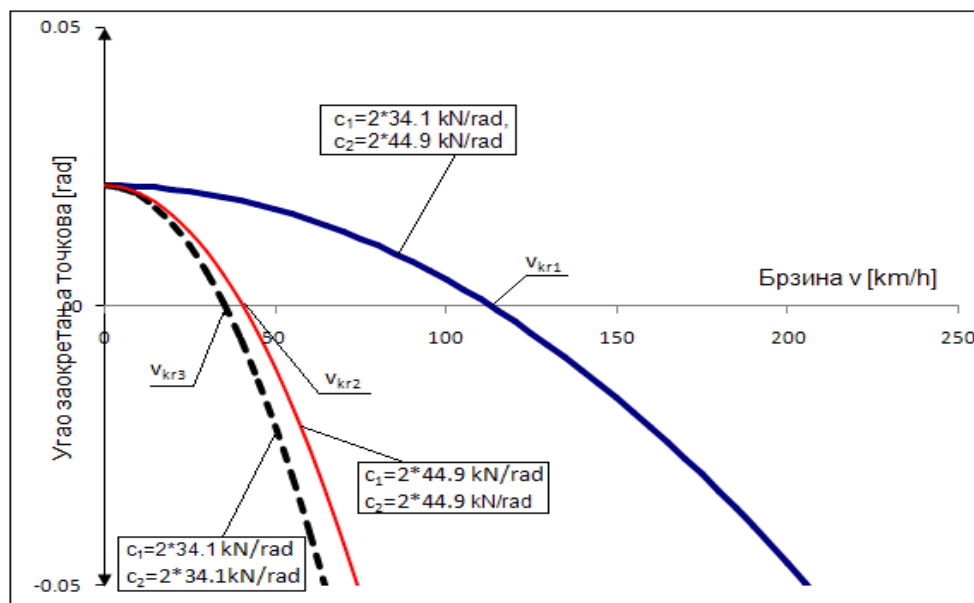


Слика 26. Варирање положаја тежишта

На основу слике 26 примећујемо да што је тежиште даље у односу на предњу осовину имамо карактеристичну брзину и возило је недовољно управљиво. Са померањем положаја тежишта ка предњој осовини возило тежи сувишној управљивости и има критичну брзину. Вредности критичне брзине се повећавају померањем положаја тежишта ка задњој осовини. Промена положаја тежишта доводи до већих промена у погледу управљивости него дужина осовинског растојања.

Утицај крутости предњих,задњих точкова на управљивост возила:

	$c_1 = 2 * 34,1 \text{ kN/rad},$ $c_2 = 2 * 44,9 \text{ kN/rad}$	$c_1 = 2 * 34,1 \text{ kN/rad},$ $c_2 = 2 * 34,1 \text{ kN/rad}$	$c_1 = 2 * 44,9 \text{ kN/rad},$ $c_2 = 2 * 44,9 \text{ kN/rad}$
Y_1 [kN]	10,44	10,44	10,44
Y_2 [kN]	7,56	7,56	7,56
δ_1 [rad]	0,153	0,153	0,116
δ_2 [rad]	0,084	0,111	0,084
δ_1, δ_2	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$
K [rad]	0,069	0,042	0,032
v_{kar} [m/s]	19,2	24,6	28,23
v_{kr} [m/s]	/	/	/
a_y [m/s ²]	0,31	0,51	0,68
θ [rad]	0,042	0,042	0,042

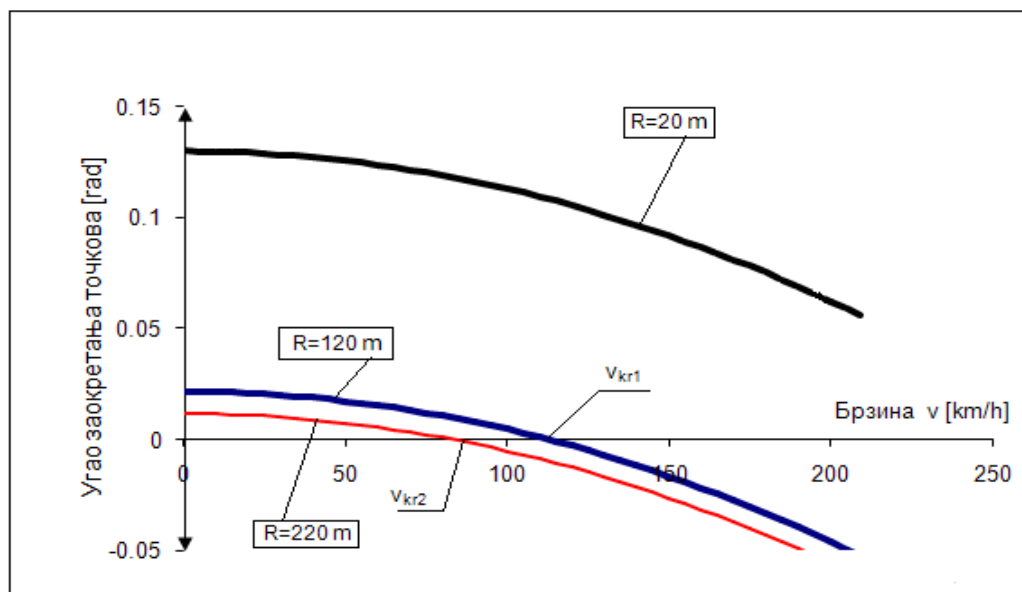


Слика 27. Варирање крутости предњих,задњих точкова

Са слике 27 уочавамо да возило са порастом брзине кретања тежи сувишној управљивости ($K < 0$). Ако на све точкове ставимо пнеуматике истог типа возило ће при много мањим брзинама постати сувише управљиво и имаће критичну брзину. Пожељније је да задњи точкови имају већу бочну крутост.

Утицај полупречника заокретања на управљивост возила:

	$R = 20m$	$R = 120m$	$R = 220m$
Y_1 [kN]	10,44	10,44	10,44
Y_2 [kN]	7,56	7,56	7,56
δ_1 [rad]	0,153	0,153	0,153
δ_2 [rad]	0,084	0,084	0,084
δ_1, δ_2	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$	$\delta_1 > \delta_2$
K [rad]	0,069	0,069	0,069
v_{kar} [m/s]	19,2	19,2	19,2
v_{kr} [m/s]	/	/	/
a_y [m/s ²]	1,88	0,31	0,17
θ [rad]	0,25	0,042	0,024



Слика 28. Варирање полупречника

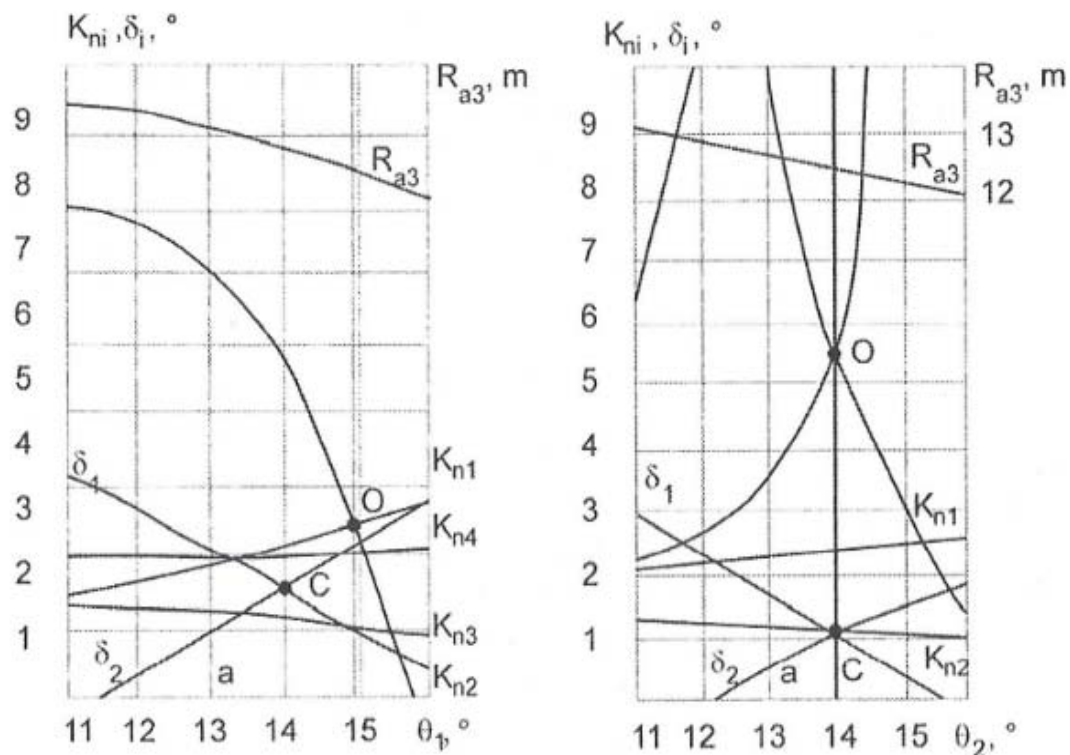
На основу слике 28 видимо да при оштрим кривинама ($R = 20m$) возило постаје недовољно управљиво и има карактеристичну брзину. Како повећавамо полупречник кривине са порастом брзине кретања возило постаје сувише управљиво. Возило ће са повећањем полупречника при знатно мањим брзинама постати сувише управљиво што уочавамо и са слике 28 (возило је при $R=220m$ пре остварило критичну брзину него при $R= 120m$), али су потребни већи углови заокретања точка управљача. Што је полупречник већи, угао заокретања је све мањи при већим брзинама.

6. Управљање возила на четири точка

Због побољшаног управљања возила примењује се управљање возила на четири точка. Применом овог управљања при малим брзинама кретања смањује се полупречник заокретања, а при великим брзинама кретања повећава се стабилност возила.

Једно од првих решења управљања на четири точка реализовала је Тојота. Циљеви су били да се: [1]

- током вожње региструје угао вијугања и предњи точкови аутоматски заокрену, тако да се возило исправи,
- заокрену предњи точкови при управљању тим точковима и побољша управљивост возила,
- компензује вијугање возила због дејства бочног ветра,
- оствари лакше заокретање у односу на концепт управљања предњим точковима.



Слика 29. Параметри статистичке заокретљивости возила [1]

Перформансе возила при заокретању се могу побољшати активним управљањем задњих точкова, уз истовремено управљање предњим точковима. Управљање на четири точка побољшава понашање возила при малим и при великим брзинама. [1]

6.1. Заокретање возила при малим брзинама

При кретању возила малим брзинама перформансе управљања су побољшане заокретањем задњих точкова у супротном смеру од предњих точкова, чиме се добија мањи полупречник заокретања возила. Задњим точковима је могуће управљати хидрауличким, механичким или електронским путем. Углови заокретања задњих точкова усклађени су са угловима заокретања предњих точкова и најчешће су ограничени на 5° и користе се при малим брзинама.

Вршићемо анализу углова заокретања предњих и задњих точкова модела бицикла. Ако постоји пропорционалност између углова важе релације:

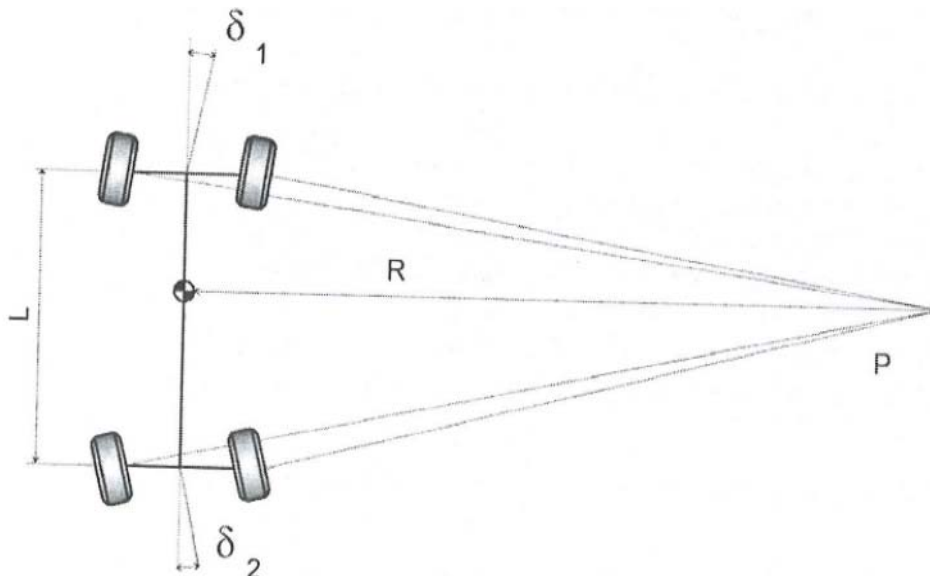
$$\delta_2 = \xi \delta_1 \quad (6.1)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \delta_1 + \xi \delta_1 = \delta_1 (1 + \xi) = \frac{L}{R} \quad (6.2)$$

одакле се добија полупречник заокретања:

$$R = \frac{L}{\delta_1 (1 + \xi)} \quad (6.3)$$

Ако анализирамо израз (6.3) можемо закључити да у случају када су углови задњих точкова једнаки угловима предњих точкова, полупречник заокретања се смањује за 50 %, што је веома значајно за градску возњу.



Слика 30. Заокретање при малим брзинама [1]

Одступање предњег трага у односу на задњи траг возила разуна се као разлика одговарајућих полупречника заокретања:

$$R_1 \cos \delta_1 = R_2 \cos \delta_2 = R_2 \cos(\xi \delta_1) \quad (6.4)$$

или

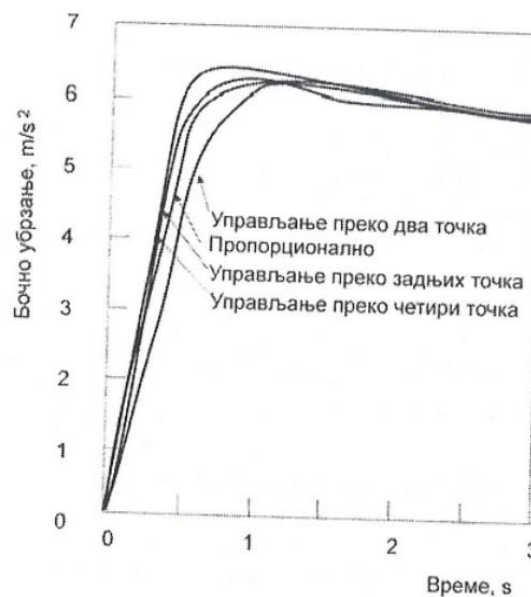
$$\Delta \approx \frac{L^2(1-\xi^2)}{2R(1+\xi^2)} \quad (6.5)$$

У случају заокретања предњих и задњих точкова за исти угао, одступање трагова је једнако 0.

6.2. Заокретање возила при великим брзинама

Заокретање задњих точкова у супротном смеру од предњих точкова при великим брзинама изазива појаву сувишне управљивости. Из тог разлога се при брзинама већим од 30 km/h заокретање и задњих и предњих точкова врши у истом смеру, при чему се заокретање задњих ограничава само на неколико степени.

Проблем преласка са режима управљања при малим брзинама на режим управљања при великим брзинама се решава електронским путем. Основна предност управљања на четири точка огледа се у бољем понашању возила у прелазним режимима заокретања. Возила са управљањем на четири точка имају мању осетљивост на поремећаје при великим брзинама, боље маневарске способности при малим брзинама, бољу управљивост.



Слика 31. Перформансе возила са аспекта вијугања [1]

7. Закључак

У уводу завршног рада, описан је систем управљања и утицај управљачког система на управљивост возила. Описан је принцип функционисања система за управљање код путничких моторних возила, утицај конструктивних параметра на управљивост возила применом једнотажног модела возила (модел бицикла) и конструктивна решења.

Постоји велики број радова који се односе на управљивост возила. Већина аутора тих радова се слаже да возила треба да буду недовољно управљива. Новија истраживања указују и на могућност да возила у одређеним експлоатационим условима поседују неутралну па чак и сувишну заокретљивост. Неки од аутора тврде да возило у радним условима треба да буде недовољно управљиво, неутрално управљиво у условима кретања блиским максималној брзини, а сувишно управљиво може бити само у условима блиским проклизавању точкова.

Возило са порастом брзине кретања тежи сувишној управљивости ($K < 0$) при брзинама кретања већим од критичне. Са померањем положаја тежишта ка предњој осовини возило тежи сувишној управљивости и има критичну брзину. Вредности критичне брзине се повећавају померањем положаја тежишта ка задњој осовини. Промена положаја тежишта доводи до већих промена у погледу управљивости него дужина осовинског растојања. Ако на све точкове ставимо пнеуматике истог типа возило ће при много мањим брзинама постати сувише управљиво и имаће критичну брзину. Пожељније је да задњи точкови имају већу бочну крутост. При оштрим кривинама возило постаје недовољно управљиво и има карактеристичну брзину. Како повећавамо полупречник кривине са порастом брзине кретања возило постаје сувише управљиво.

Неке од препорука за пројектовање возила са аспекта оптималне управљивости су: распоред маса треба да буде такав да се у условима експлоатације, тежиште возила налази ближе предњој осовини и да висина тежишта буде што мања, предњи точкови треба да имају већу бочну крутост, пожељно је да се за лакша моторна возила користи предњи погон док се за тежа путничка и теретна возила препоручује задњи погон, увођење савремених система регулације код свих моторних возила: ABS, ESP, EBD....

Управљачки механизам спада у врло осетљиве склопове возила с обзиром да од његове прецизности и поузданости зависи сигурност целог возила како са аспекта кретања тако и безбедности у саобраћају. Развојем возила непрестано се усавршавала конструкција управљачког преносника, тако да се данас у употреби налази већи број различитих конструкција, али су сви са истом функцијом. Проналаском серво – система у многоме је повећана ефикасност, а и сами знамо да аутомобил са серво – уређајем има "лакши" волан и да се њиме лакше управља.

8. Литература

[1] М.Демић, Ј.Лукић: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

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

[3] Н.Јанићијевић, Д.Јанковић, Ј.Тодоровић: Конструкција моторних возила, Машински факултет Београд, 1987 година.

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

[5] http://www.fer.unizg.hr/download/repository/Vehicle_dynamic.pdf, приступљено 23.08.2012.