

ДИНАМИКА ВОЗИЛА

Предметни наставник:

Др Бранислав Б. Александровић, дипл. инж.

професор струковних студија

Асистент

Васиљевић Саша, маст. инж. маш.

Статус предмета и опште информације о предмету ДИНАМИКА ВОЗИЛА

Статус предмета: ИЗБОРНИ ПРЕДМЕТ

НАЧИН ПОЛАГАЊА ЗАВРШНОГ ИСПИТА
УСМЕНО ПОЛАГАЊЕ

Број ЕСПБ: 6

УСЛОВ ЗА СЛУШАЊЕ ИСПИТА:

Положен испит из предмета Механика 1. Одслушан предмет Механика 2

НАСТАВА ИЗ ПРЕДМЕТА ДИНАМИКА ВОЗИЛА

ТЕОРИЈСКА НАСТАВА

ПРАКТИЧНА НАСТАВА

3

+

2

УСЛОВ ЗА ПОЛАГАЊЕ ИСПИТА И ПРЕДИСПИТНЕ ОБАВЕЗЕ

Активност у току предавања

5 ПОЕНА

Практична настава

5 ПОЕНА

Колоквијум-и

20 ПОЕНА

Семинар-и

20 ПОЕНА

МИНИМАЛАН БРОЈ ПОЕНА ПОТРЕБАН ЗА ИЗЛАЗАК НА ИСПИТ ЈЕ 30!

ЗАВРШНИ ИСПИТ СЕ ПОЛАЖЕ УСМЕНО И МАКСИМАЛАН БРОЈ ПОЕНА НА УСМЕНОМ
ИСПИТУ ЈЕ 50 ПОЕНА!



ЦИЉ И ИСХОД ПРЕДМЕТА ДИНАМИКА ВОЗИЛА

ЦИЉ ПРЕДМЕТА

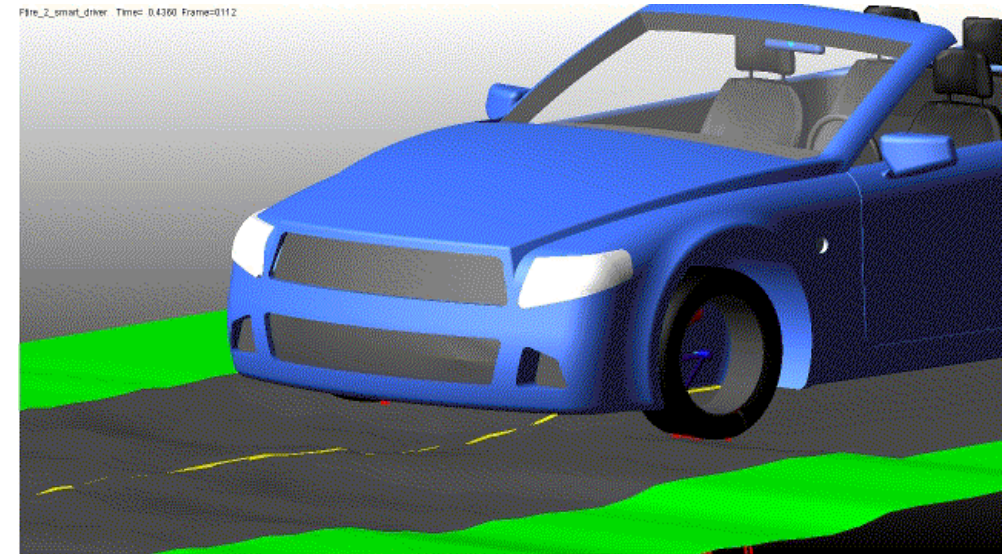
Студенти стичу знања и схватају возило као сложени динамички систем. Примена принципа и динамичких закона кретања дискретних маса и одређивања динамичких реакција код различитих модела (вертикална динамика, подужна динамика, заокретање). Објашњење слободних осцилација (галопирање, ваљање, пливање) и њиховог значаја за стабилност и удобност. Објашњење интеракција између возила и пута (пнеуматика) и између возила и возача (удобност). Силе које делују на возило (неравнине пута, вожња у кривини) са посебним освртом на аеродинамику возила.

ИСХОД ПРЕДМЕТА

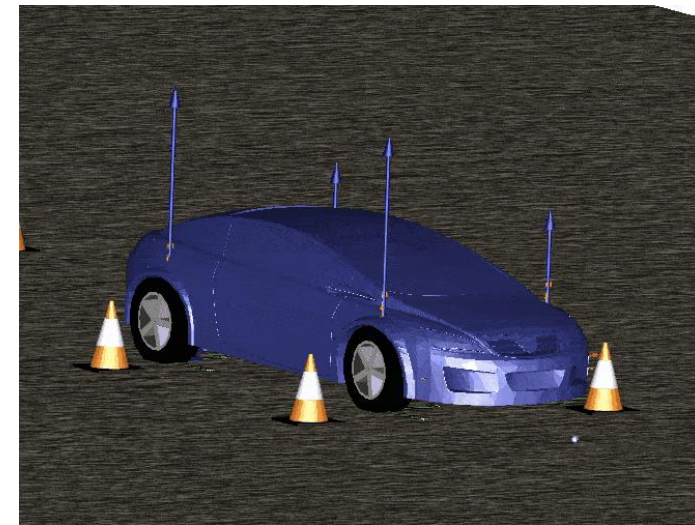
Студент ће бити оспособљен да познаје узроке осциловања возила и јасно види интеракције између система. Поседоваће потребно знање за одређивање доминантних степени слободе и знаће да постави једначине за различите моделе возила, као и да уочи које силе делују на возило. Имаће основна знања из области стабилности возила

ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Основе осциловања дискретних маса. Узроци осциловања возила. Пут као узрок осциловања возила. Осцилације возила у подужној равни



Динамичке реакција точка. Удобност возила.

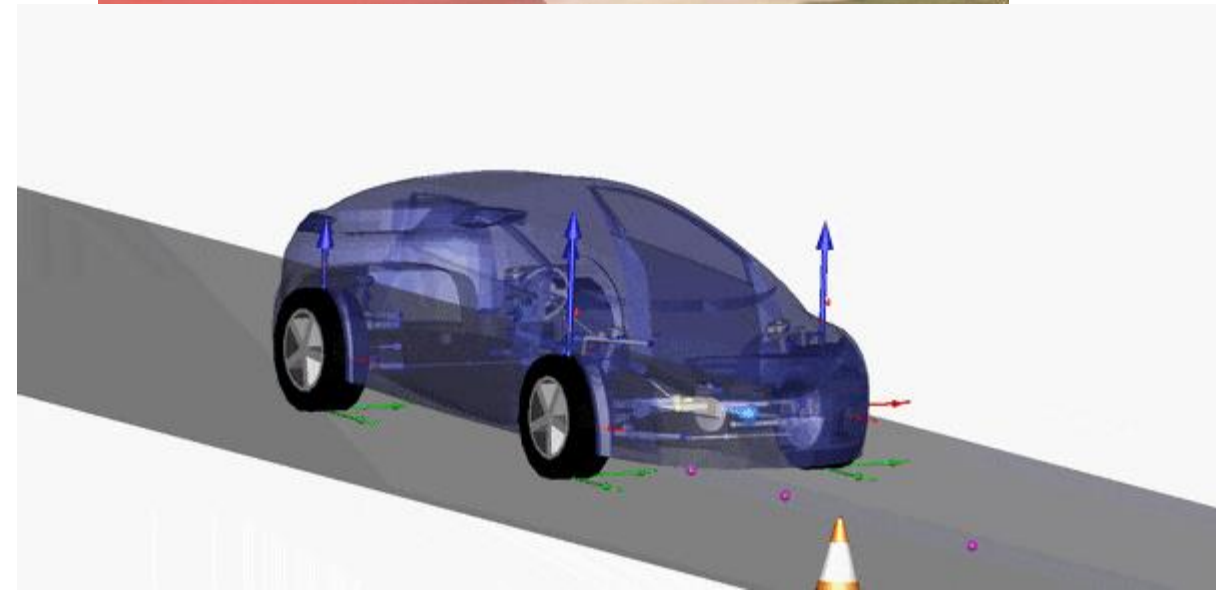


ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Подужна стабилност.

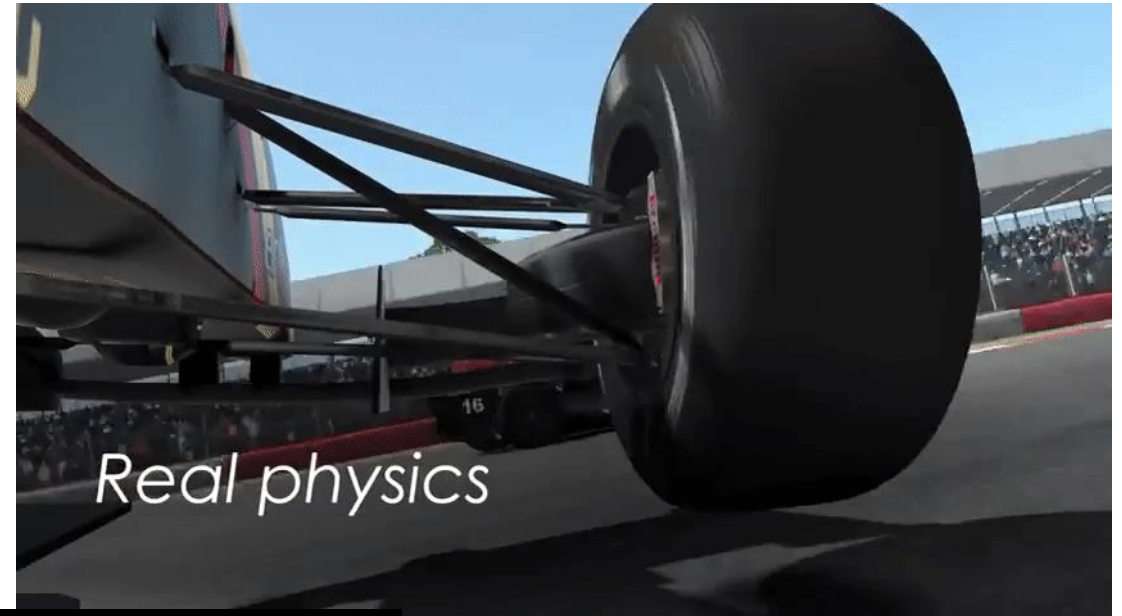


Динамика кочења возила, динамичке реакције тла, услови стабилности возила током кочења.

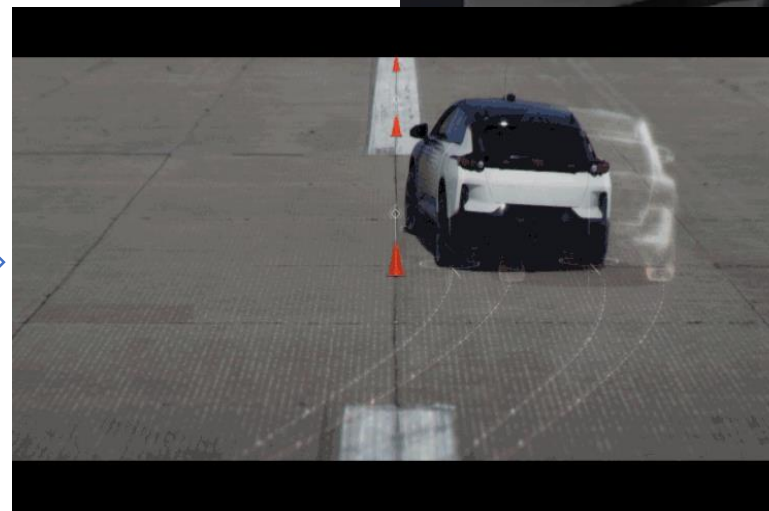


ТЕМАТСКЕ ЦЕЛИНЕ У ЦИЉУ ПОСТИЗАЊА ИСХОДА И ЦИЉЕВА ПРЕДМЕТА

Понашање пнеуматика у различитим режимима кретања, преношење динамичких реакција тла.



Управљање, бочна стабилност (услови, динамичке реакције, критеријуми управљивости).



ШТА ЋЕМО ЈОШ РАДИТИ И АНАЛИЗИРАТИ НА ПРЕДАВАЊИМА И ВЕЖБАМА У ЦИЉУ САВЛАЂИВАЊА ПРЕДМЕТА И СТИЦАЊА ЗНАЊА ИЗ

ДИНАМИКЕ ВОЗИЛА

ПРЕГЛЕД САВРЕМЕНИХ СИСТЕМА ЗА ИСПИТИВАЊЕ
ОСЦИЛАЦИЈА ВОЗИЛА

ПРИМЕНА САВРЕМЕНИХ СОФТВЕРСКИХ СИСТЕМА

ПРЕГЛЕД РЕЗУЛТАТА НАУЧНИХ ИСТРАЖИВАЊА У ОБЛАСТИ
ДИНАМИКЕ ВОЗИЛА

ПРОРАЧУН ПРАКТИЧНОГ ПРИМЕРА АНАЛИЗЕ
ДИНАМИЧКИХ КАРАКТЕРИСТИКА РЕАЛНОГ ВОЗИЛА

УТИЦАЈ РАЗЛИЧИТИХ ФАКТОРА НА УДОБНОСТ, СТАБИЛНОСТ
И УПРАВЉИВОСТ

ИТД.

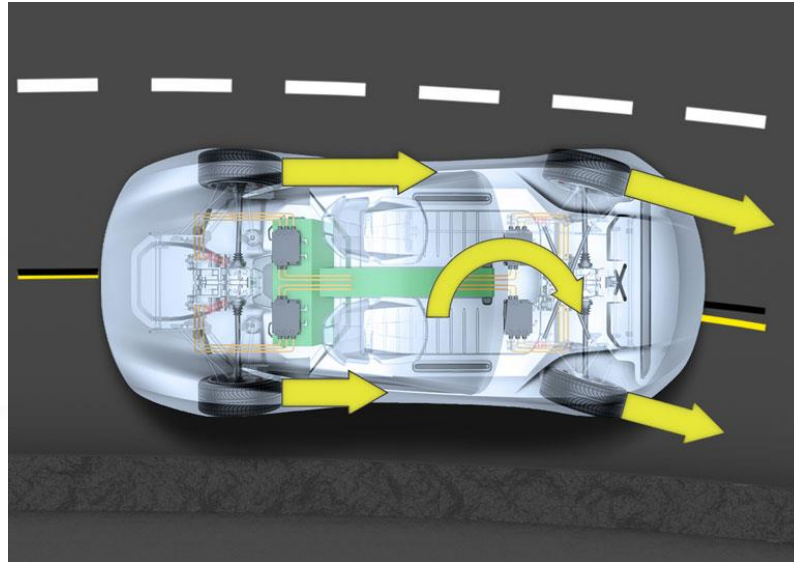
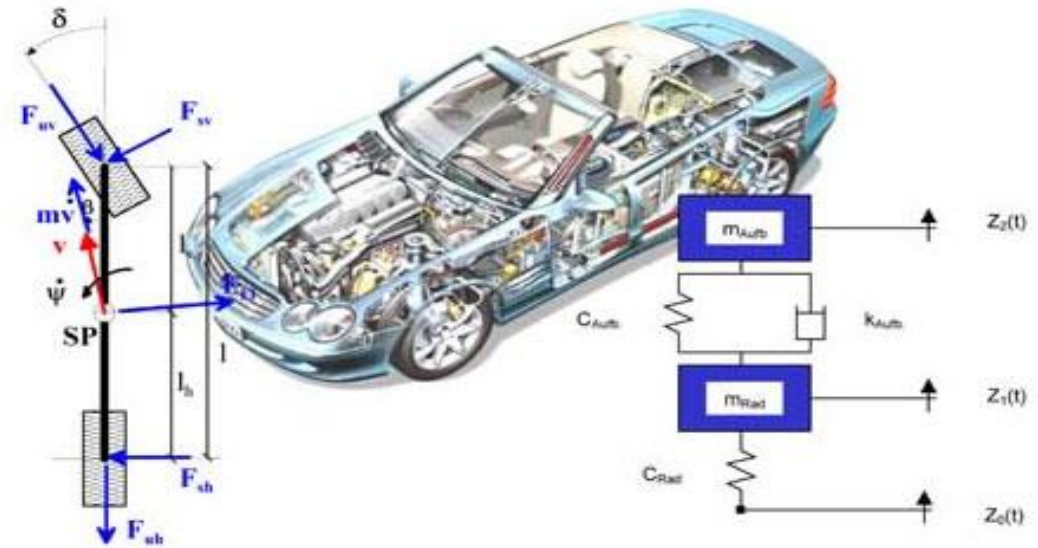
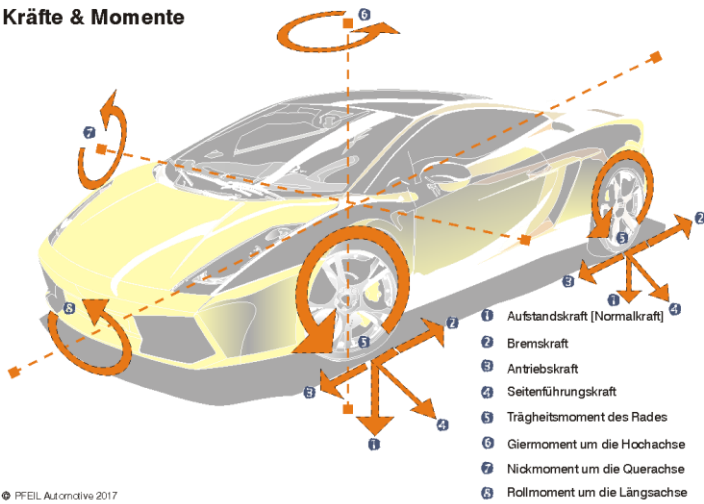
Препоручена литература

Јанковић А.: „Динамика аутомобила“, Машински факултет у Крагујевцу, 2008.

За израду семинарских радова и едукацију могуће је користити и другу литературу везану за динамику возила

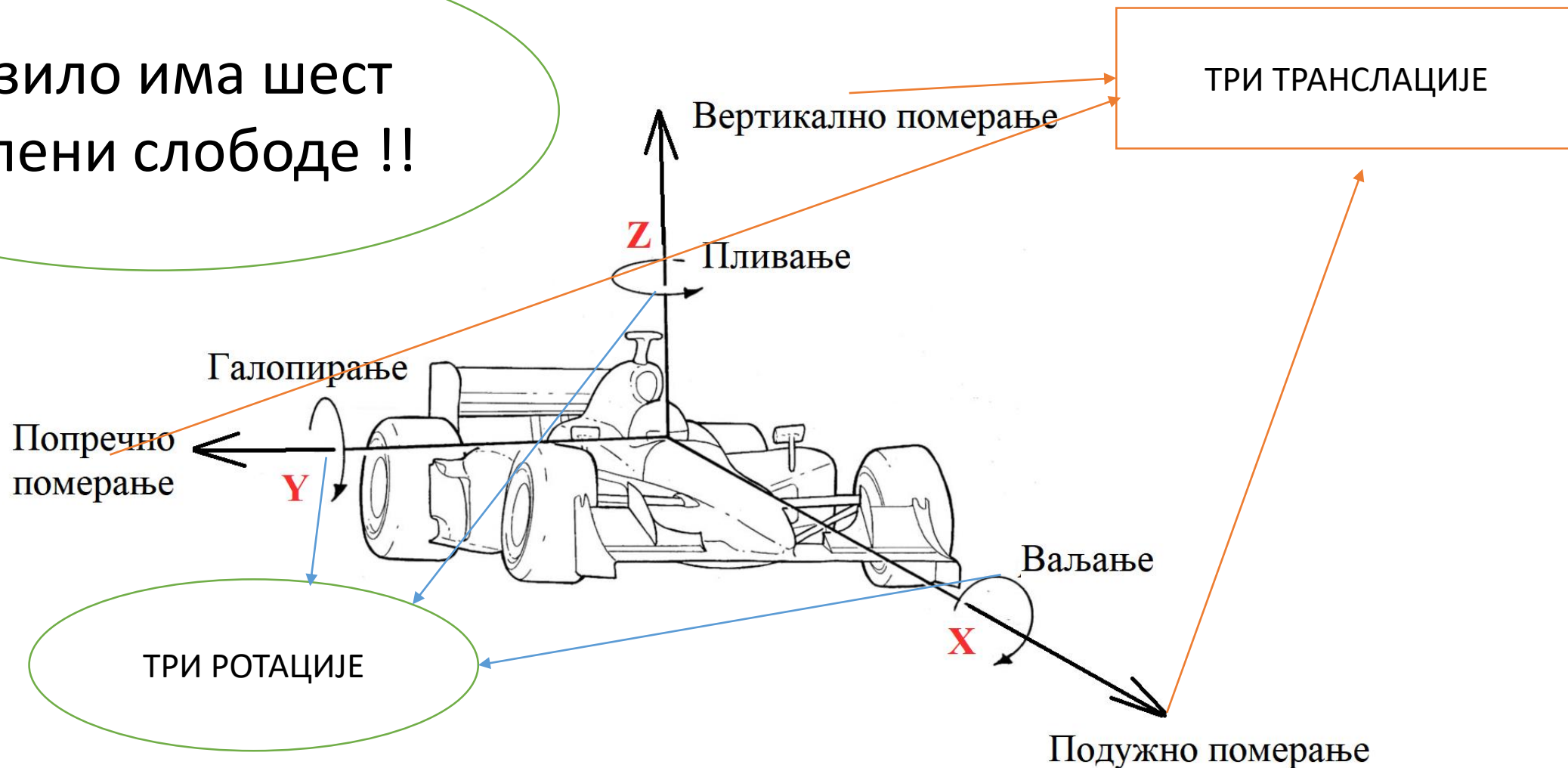
ОСНОВНИ ДИНАМИКЕ ВОЗИЛА, ОСЦИЛАЦИЈЕ И МОДЕЛИ ВОЗИЛА

Кräfte & Momente

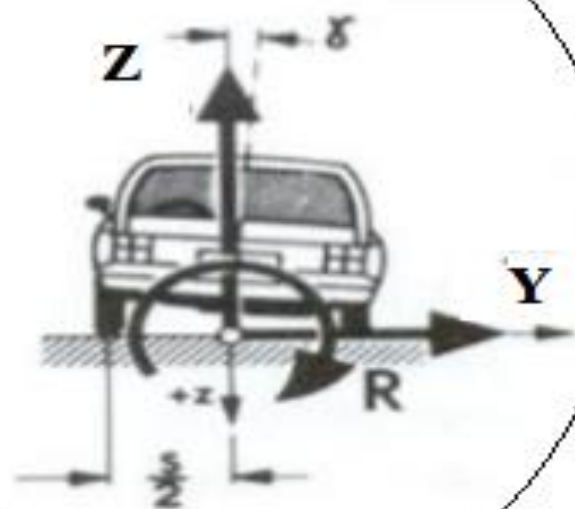


Степени слободe возила

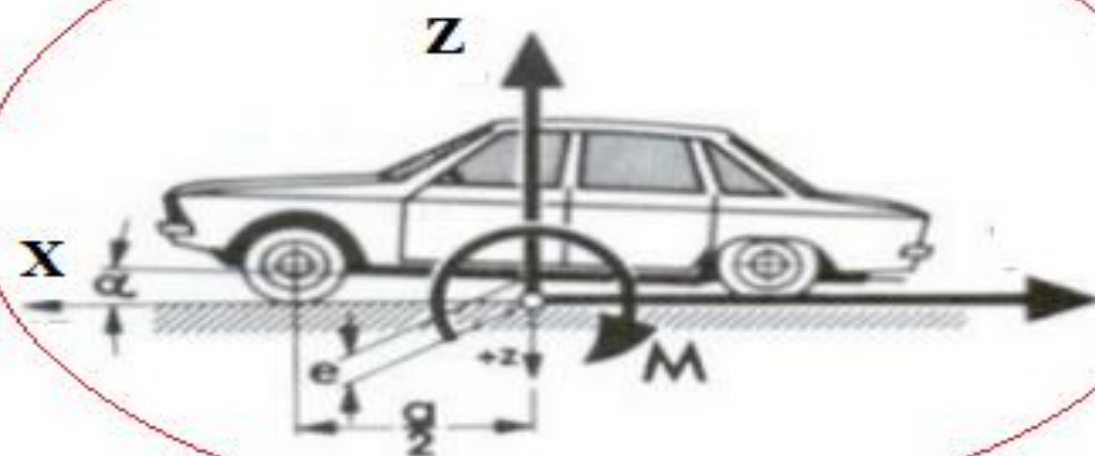
Возило има шест степени слободe !!



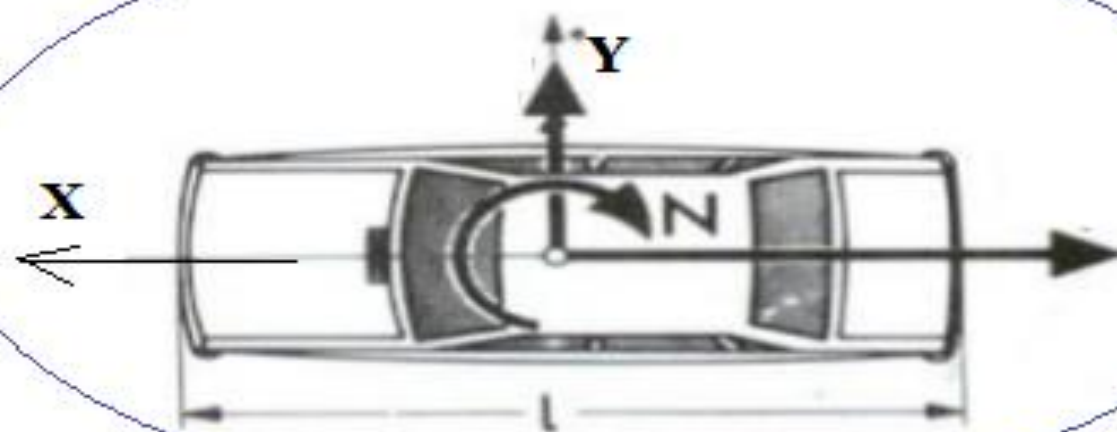
ВАЉАЊЕ



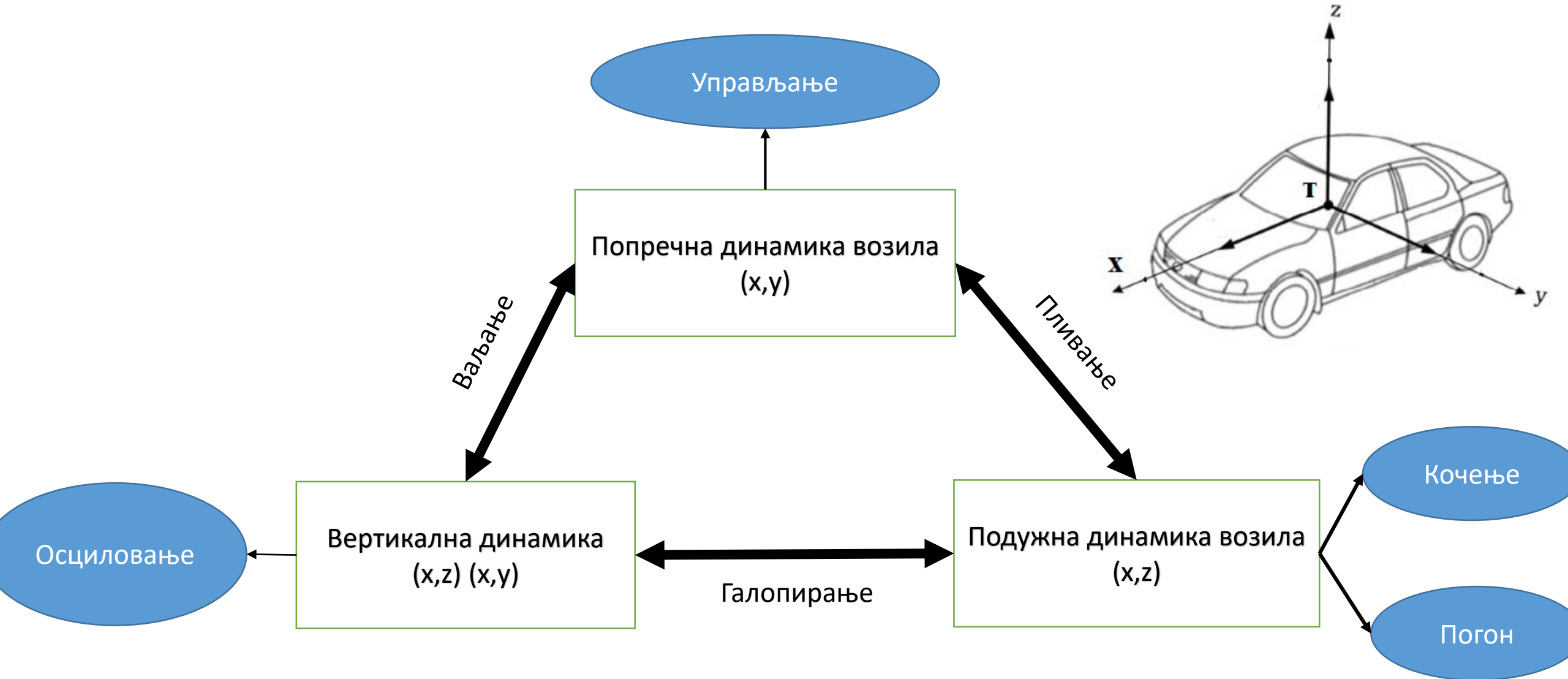
ГАЛОПИРАЊЕ



ПЛИВАЊЕ



ОБЛАСТИ ДИНАМИКЕ ВОЗИЛА (СТРУКТУРА ДИНАМИКЕ ВОЗИЛА)



ОСЦИЛАЦИЈЕ ВОЗИЛА

Алтернативно и периодично транслаторно или угаоно померање означавамо општим термином осцилације (вибрације).

ДА НЕМА ПОБУДЕ НЕ БИ БИЛО НИ ОСЦИЛАЦИЈА

Побудом се назива поремећај који изазива промену кретања или излазак из статичке равнотеже тела.

Побуде возила: неравнине на коловозу, неуравнотежени системи или елементи возила (системи са алтернативним или дисконтинуалним кретањем – мотор и елементи трансмисије – нпр. карданска вратила, течни терет), неуравнотежени точкови и друге ротирајуће масе, неуједначене силе у контакту точкова и подлоге, управљачке команде, кочне силе и моменти, издувни систем и струјање ваздуха.

ОСЦИЛАЦИЈЕ ВОЗИЛА

ОСНОВНИ ИЗВОРИ ПОБУДЕ:



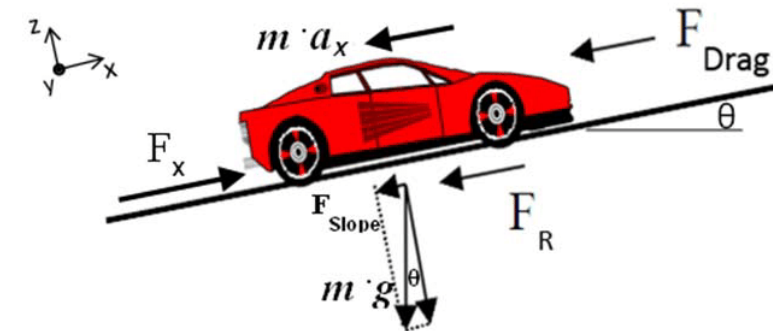
ПОБУДА САОПШТЕНА
ПОМЕРАЊЕМ

Неравнине подлоге померају
точак, померање се преноси
на систем ослањања и
побуђује ослоњену масу на
осциловање



ПОБУДА САОПШТЕНА СИЛОМ

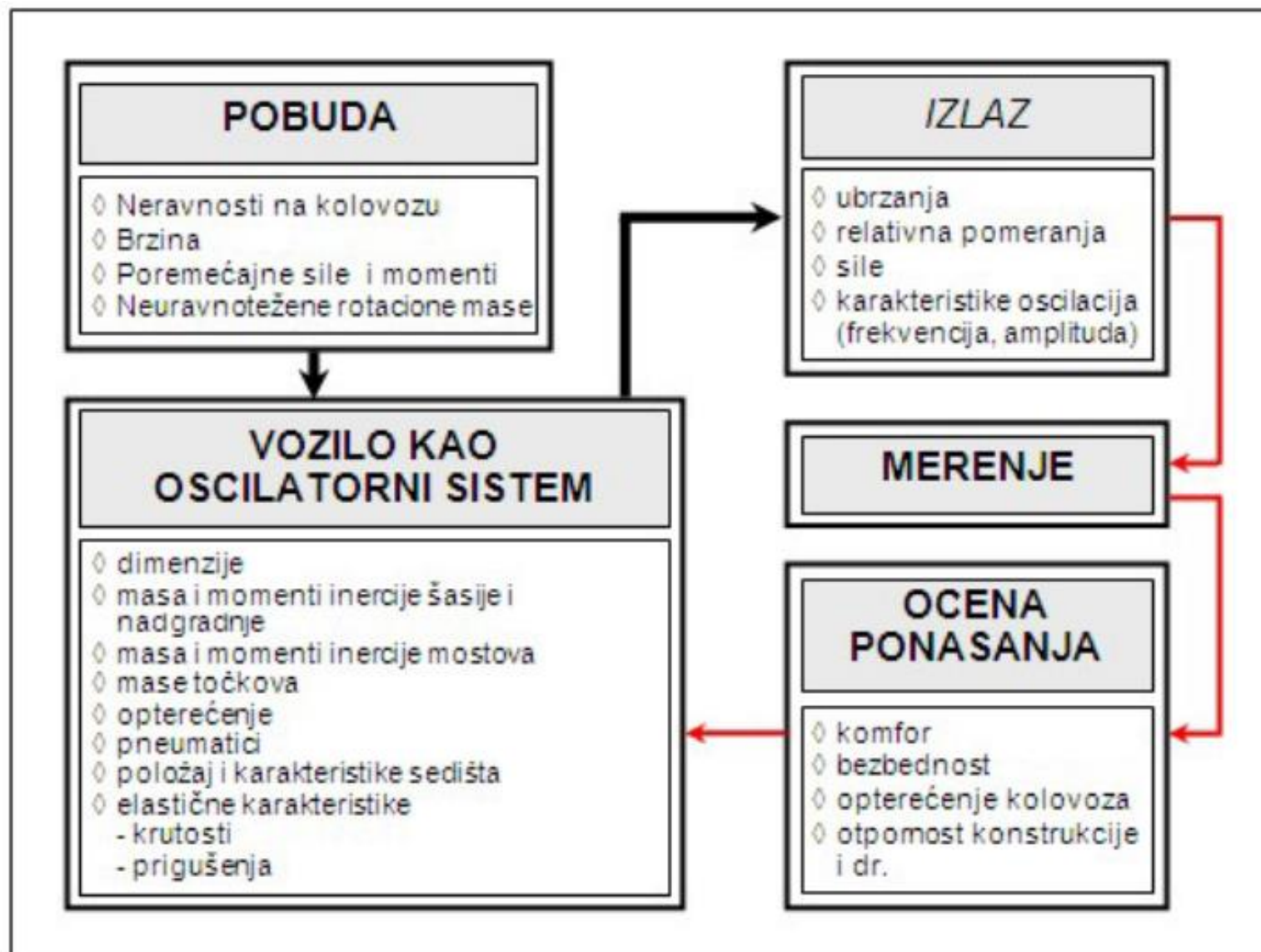
Инерцијалне силе
неуравнотежених маса делују
директно на ослоњену масу и
побуђују осцилације



Основе осцилаторних карактеристика моторних возила

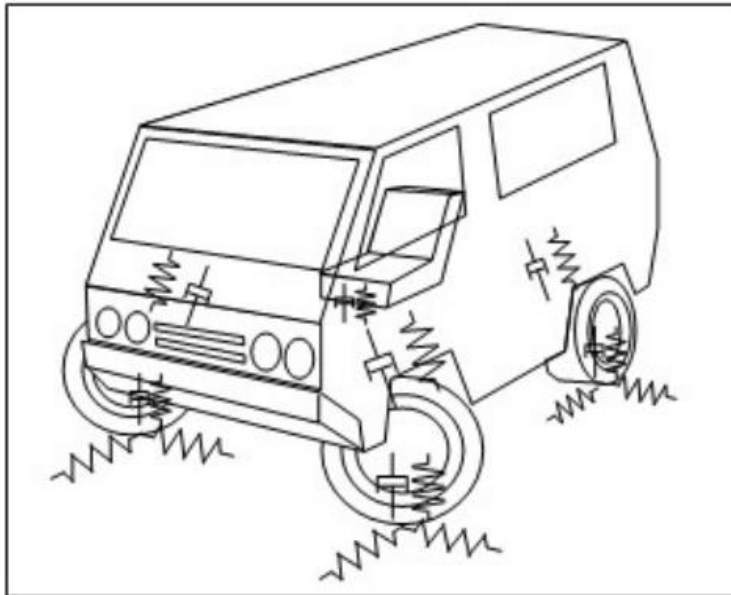


Алгоритам разматрања осцилаторног понашања возила



ОСЦИЛАТОРНИ МОДЕЛ ВОЗИЛА

Возило представља сложен динамички систем састављен од великог броја елемената који су међусобно повезани везама са сопственом крутошћу и пригушењем.



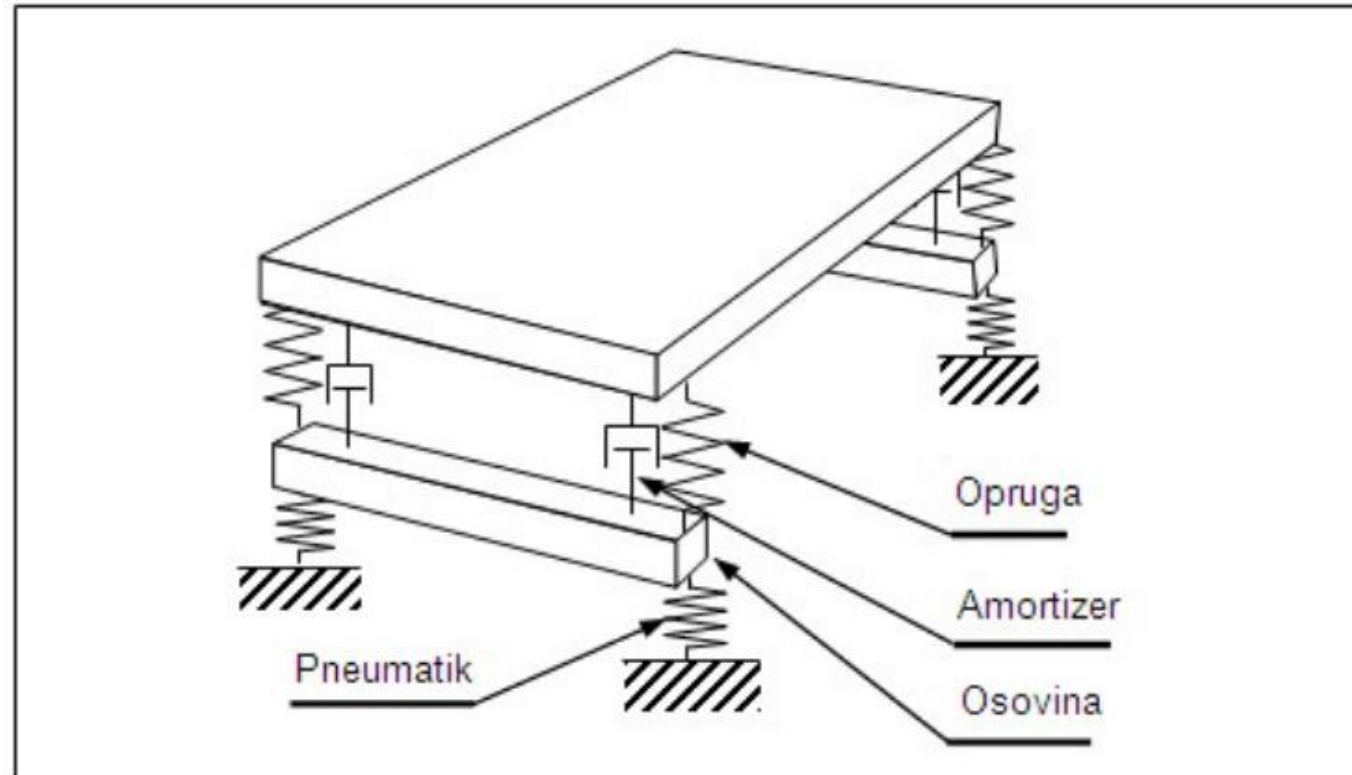
Будући да је реални осцилаторни систем возила због броја елемената веома сложен, динамичка анализа подразумева велики број степени слободе и разматрање многобројних веза и њихових карактеристика.

Да би се дошло до практичних решења, неопходно је да се број степени слободе редукује, уведу разна упрошћења и анализирају поједностављени модели.

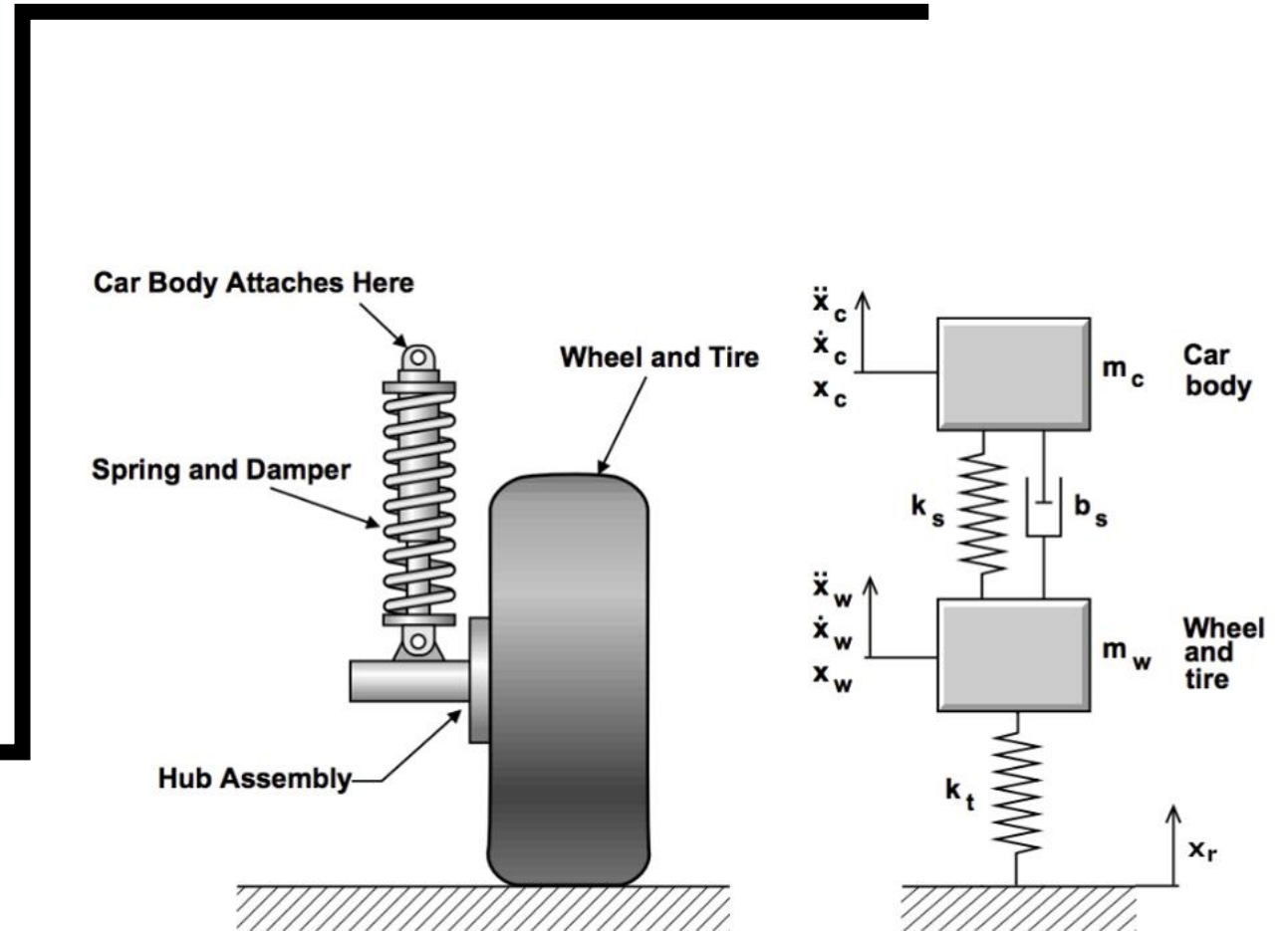
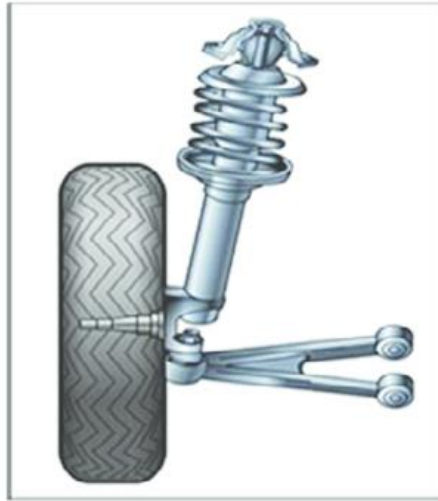
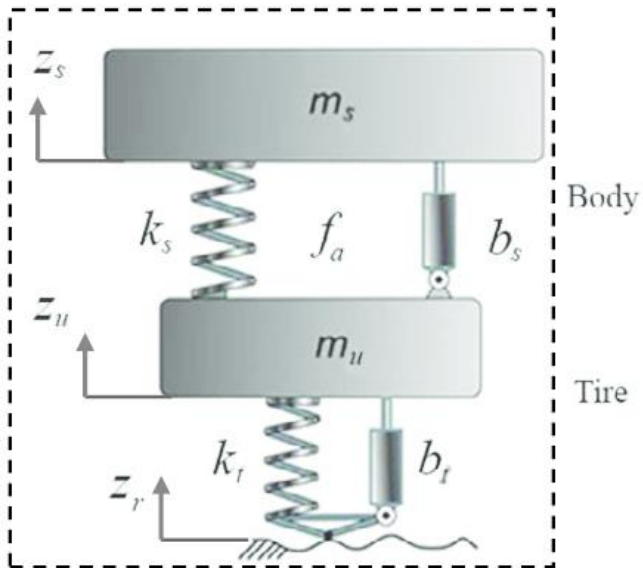
ОСЦИЛАТОРНИ МОДЕЛ ВОЗИЛА

Возило се може посматрати као систем крутих тела која су међусобно повезана елементима система за ослањање (еластични елементи, амортизери, водеће полуге) и другим везним елементима.

МОДЕЛ ВОЗИЛА СА ЗАВИСНИМ СИСТЕМОМ ЕЛАСТИЧНОГ ОСЛАЊАЊА



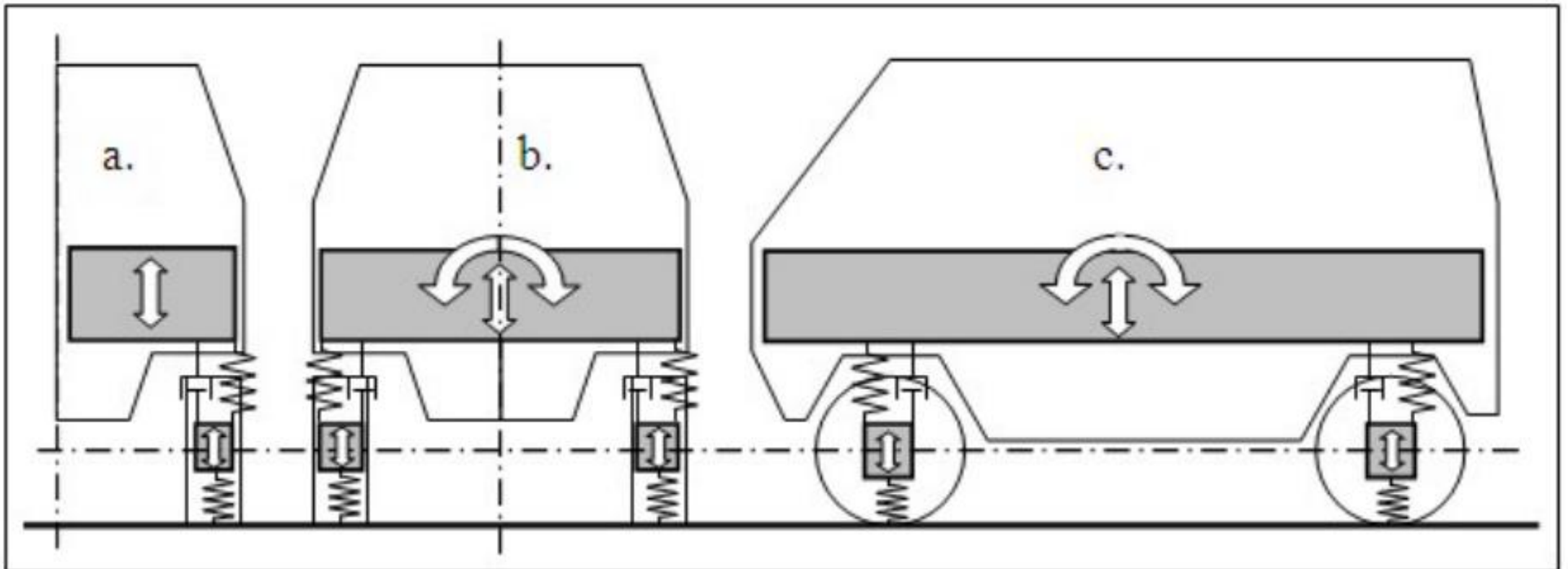
ОСЦИЛАТОРНИ МОДЕЛ ВОЗИЛА



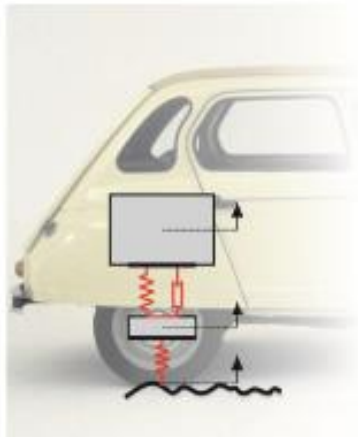
ОСЦИЛАТОРНИ МОДЕЛ ВОЗИЛА

За проучавање осцилаторног понашања возила користе се поједностављени модели који представљају упрошћену и идеализовану, али ипак довољно тачну замену за сложени систем.

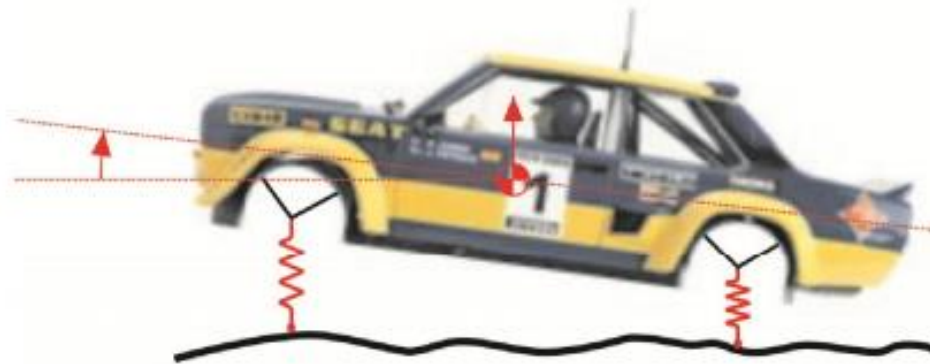
(нпр. четвртински (a), половински (попречни (b) или подужни (c))).



ОСЦИЛАТОРНИ МОДЕЛ ВОЗИЛА

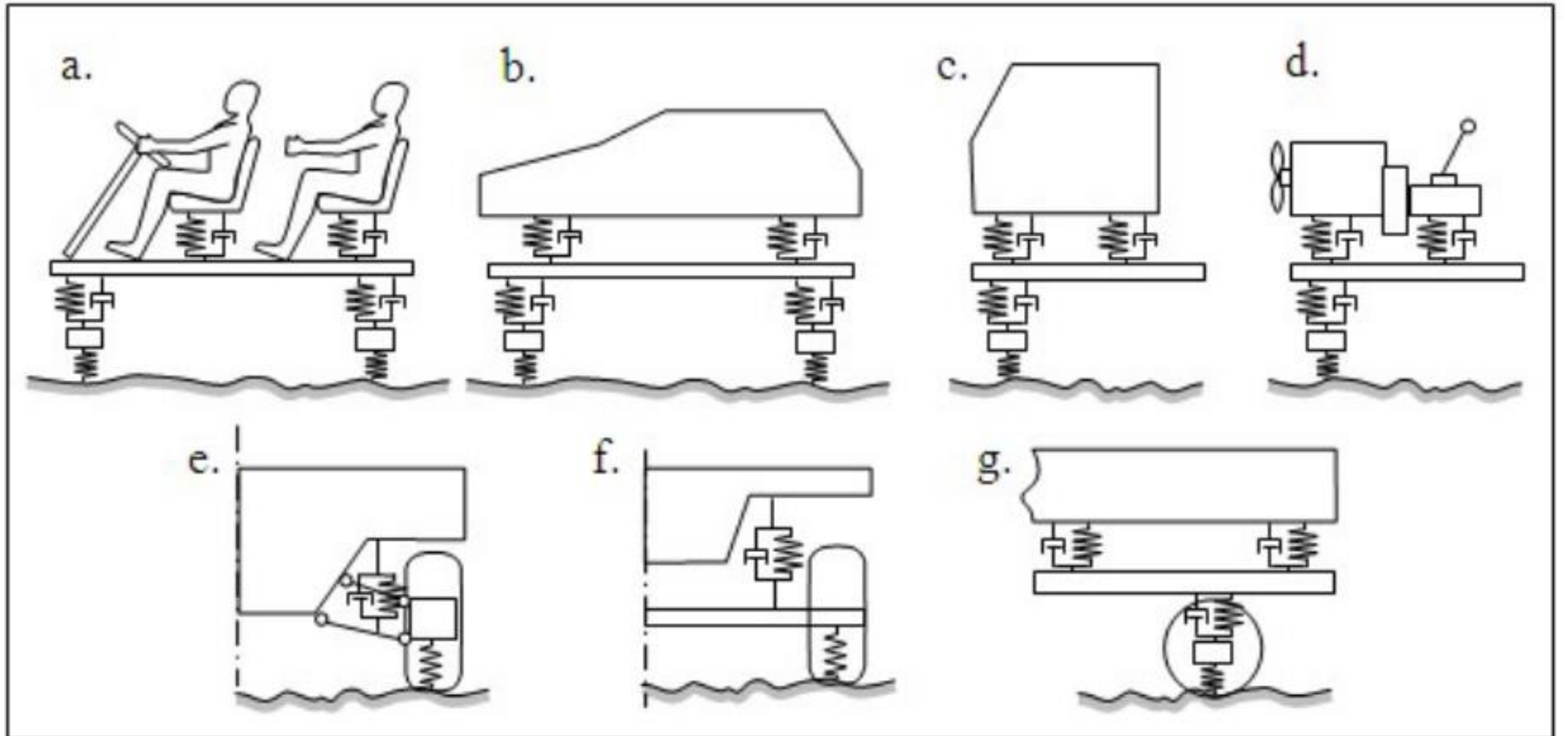


Четвртински модел
(линијски модел)

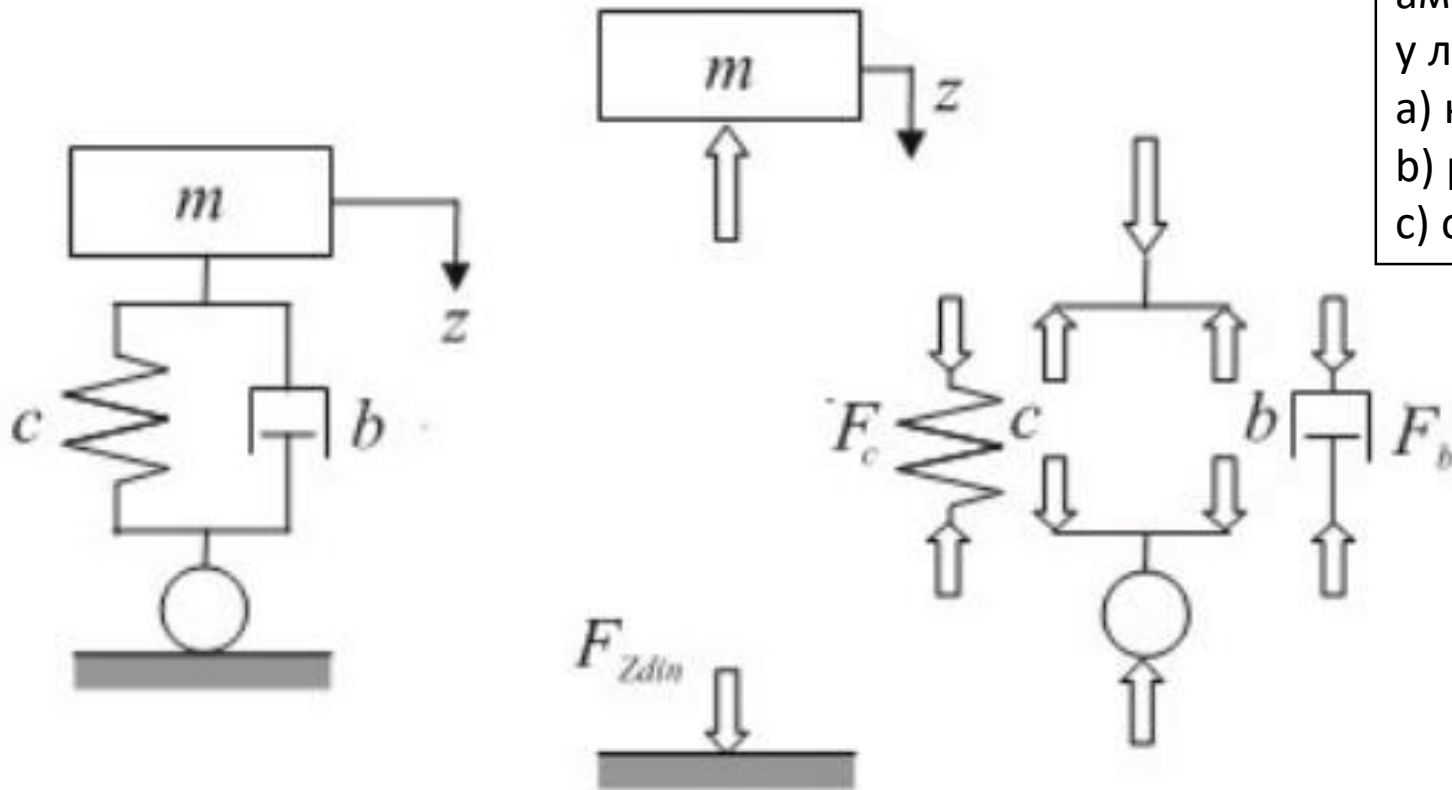


Равански модел

ЈОШ ПРИМЕРА ОСЦИЛУЈУЋИХ МОДЕЛА

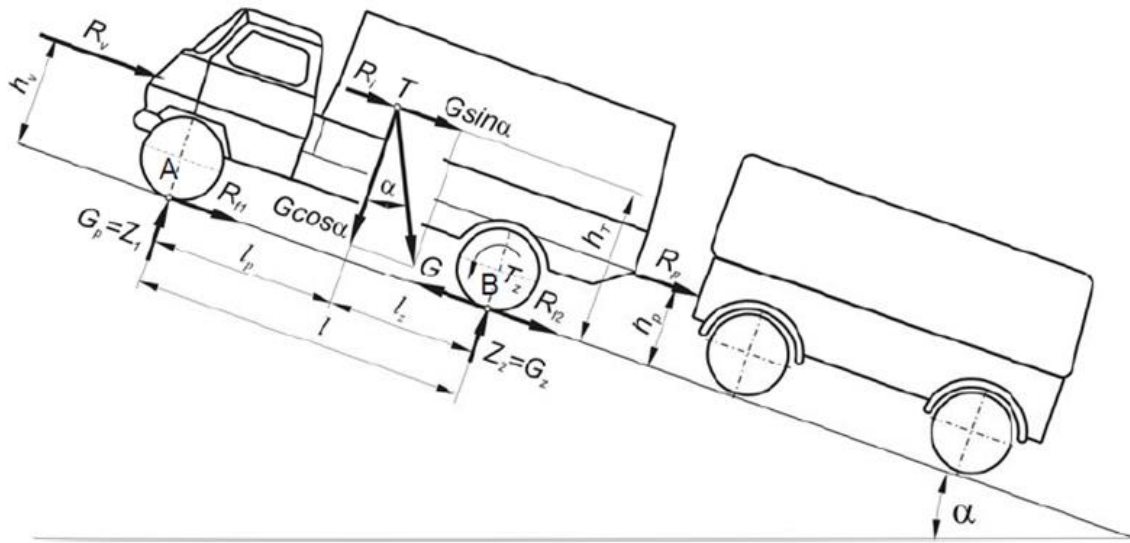


Карактеристике осцилујућих модела возила -модел са једном осцилујућом масом-

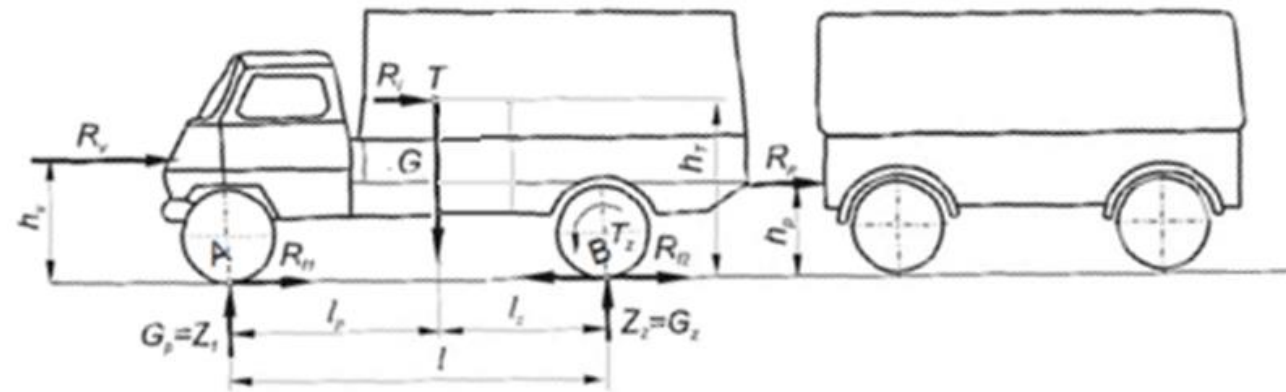


Модел масе - m са опругом крутости - c и амортизером коефицијента пригушења - b (у литератури се може наћи и ознака k):
а) на равној и глаткој подлози
б) растављен на компоненте
в) сила у опрузи F_c и амортизеру F_b

Силе које делују на возило имају битан утицај на стабилност кретања возила



Возило на успону

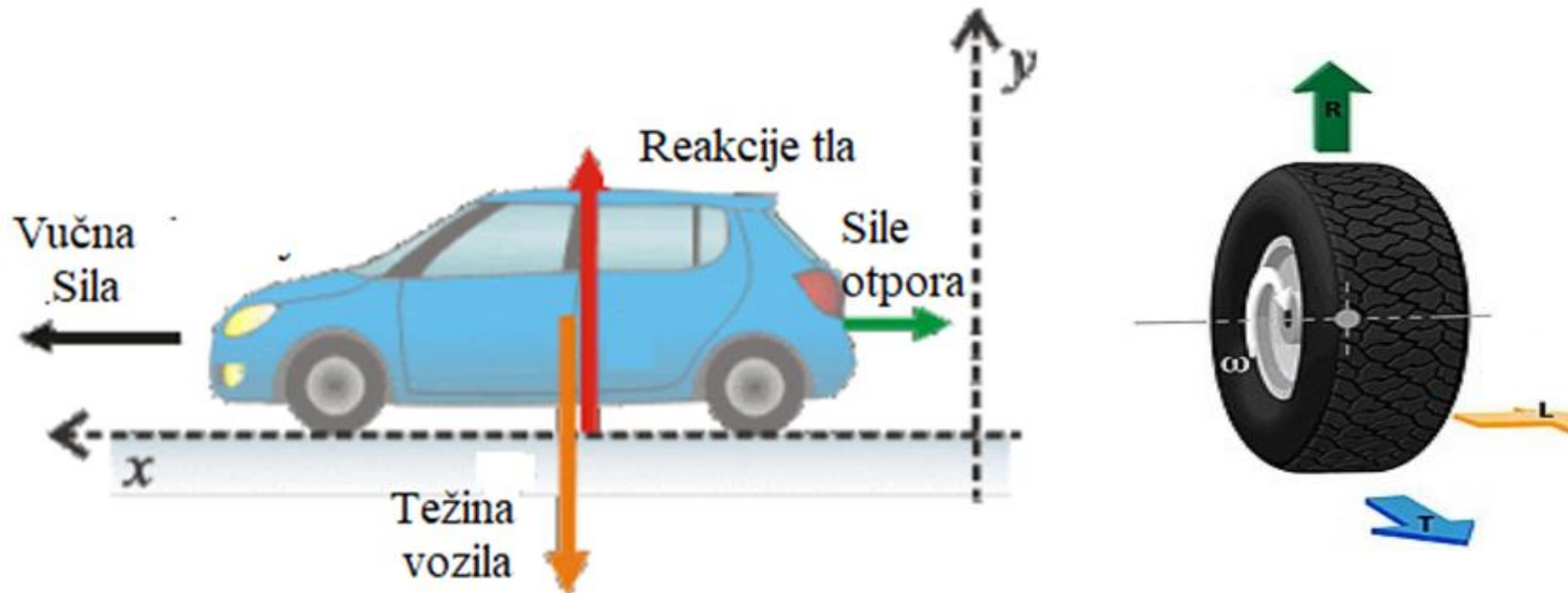


Возило на
горизонталном путу

СИЛЕ КОЈЕ ДЕЛУЈУ НА ВОЗИЛО

Силе које делују на возило у току његовог кретање се могу поделити на две основне врста:

На унутрашње силе и спољашње силе. Унутрашње силе представљају силе које супротстављају померању или окретању одређених елемената унутар мотора или унутар система за пренос снаге. Наведене силе су силе инерције или силе трења. Спољашње силе представљају силе које се директно супротстављају кретању возила. На слици су приказане основне силе које делују на возило приликом кретања, као и смер њиховог деловања. Као што је уочљиво на возило делују различите силе које свакако утичу на његово кретање а које је потребно да возило савладада би се могло кретати. Подужне силе (означено плавом бојом, T), бочне силе (означено жутом бојом, L) и нормалне реакције (означено зеленом бојом, R).



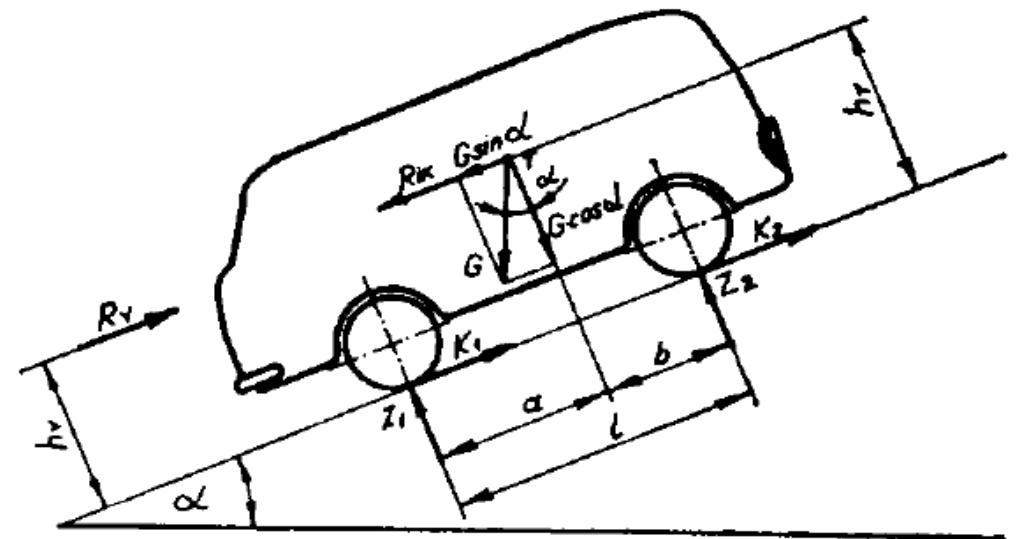
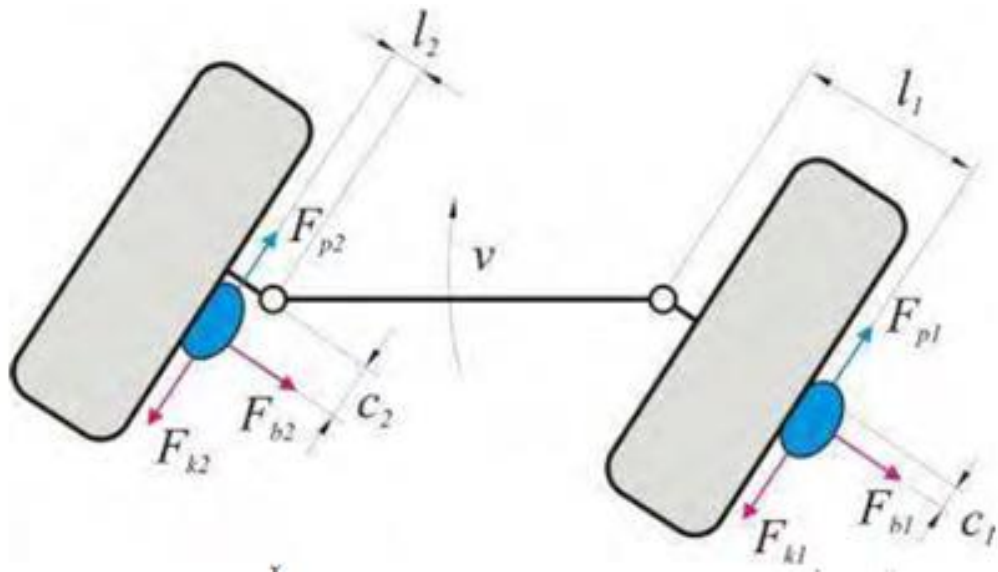
Силе које делују на возило приликом поласка из места

Силе отпора при кретању возила из стања мировања (покретање возила из места) зависе од стања коловоза, пнеуматика и масе возила, а потичу од пластичних и еластичних деформација подлоге, еластичних деформација точкова и инерцијалних сила - силе отпора убрзању.

Силе и моменти отпора покретању возила из места су посебно важни код прорачуна спојнице, поготову код теретних и вучних возила.

Силе које делују на возило приликом кочења

У пракси је примећено да се кочењем управљајућих точкова способност возила да задржи правац кретања знатно мења, односно управљивост возила се битно погоршава. Проласком возила кроз кривину, на исто почиње да делује центрифугална сила, која утиче да се пнеуматици точкова еластично деформишу, остављајући “отисак” изван подужне равни точка. У површинама додира са коловозом, деловаће бочне силе на десном точку и левом точку. Ове силе у односу на осовиницу рукавца образују кочење, а приказ је дат на слици испод. Краци c_1 и c_2 увек обезбеђују добијање позитивног момента стабилизације, с обзиром да момент кога стварају бочне силе са овим крацима, увек теже да врате точкове на правац. Кочењем возила у кривини, поред наведених бочних сила, јављају се и силе кочења на управљајућим точковима F_{k1} и F_{k2} , које такође стварају моменте. При неким односима углова стабилизације точкова (угао затура осовинице), угла скретања и сила кочења, негативни момент може да буде једнак или чак већи од позитивног, те је тенденција таквог момента да скрене точкове у страну. Другим речима, момент постаје такав да погоршава стабилизацију точкова, те је потребно управљачем кориговати путању (жаргонским речником речено - потребно је „одузети управљач“). У случајевима да су погонски точкови управљиви и код возила са предњом вучом, момент стабилизације је увек позитиван и момент погонских сила увек враћа точкове на правац (у жаргону – потребно је „додати управљач“).



Силе које делују на возило приликом кочења

За претходни случај равнотежа свих сила се може приказати једначином, где је K кочна сила на точковима.

$$K + R_f = R_{iz} - R_v \pm G \sin \alpha$$

Како је у претходном изразу са K означена кочна сила, за кочење свих точкова возила важи следећи израз, у коме су K_1 сила кочења точкова предње осовине док K_2 представља силу кочења на задњим точковима.

$$K = K_1 + K_2$$

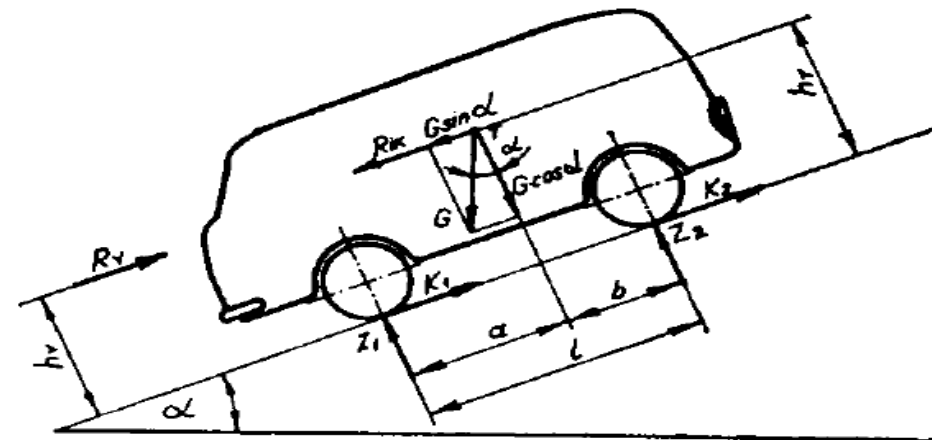
Уколико се посматрају граничне кочне силе уз максимално искоришћење коефицијента пријањања (φ) важи случај да је максимална кочна сила на предњим точковима једнака производу динамичких реакција на предњим точковима и коефицијента пријањања, што је представљено изразом лево док за задње точкове важи релација десно.

$$K = Z_1 \cdot \varphi$$

$$K = Z_2 \cdot \varphi$$

За кочење на свим точковима:

$$K = G \cos \alpha \cdot \varphi$$

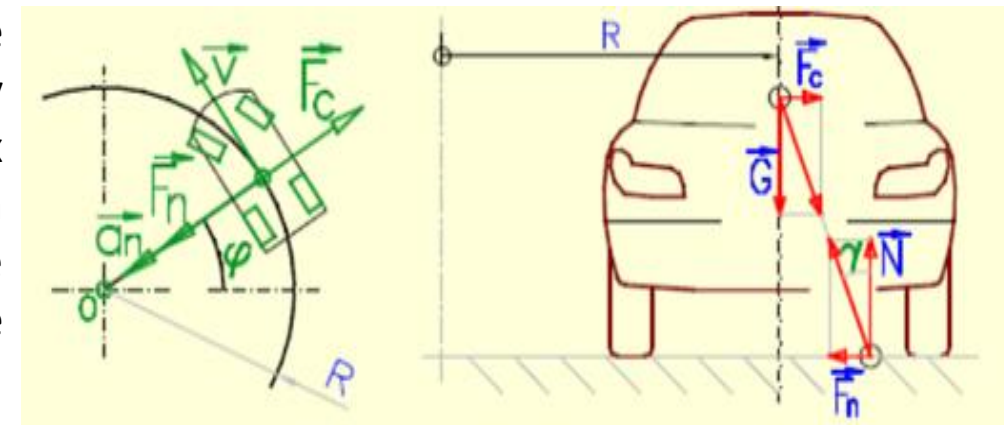


Силе које делују на возило приликом кретања у кривини

Приликом кретања возила у кривини на возило делује центрифугална сила која тежи да возило избаци из кривне односно да преврне возило.

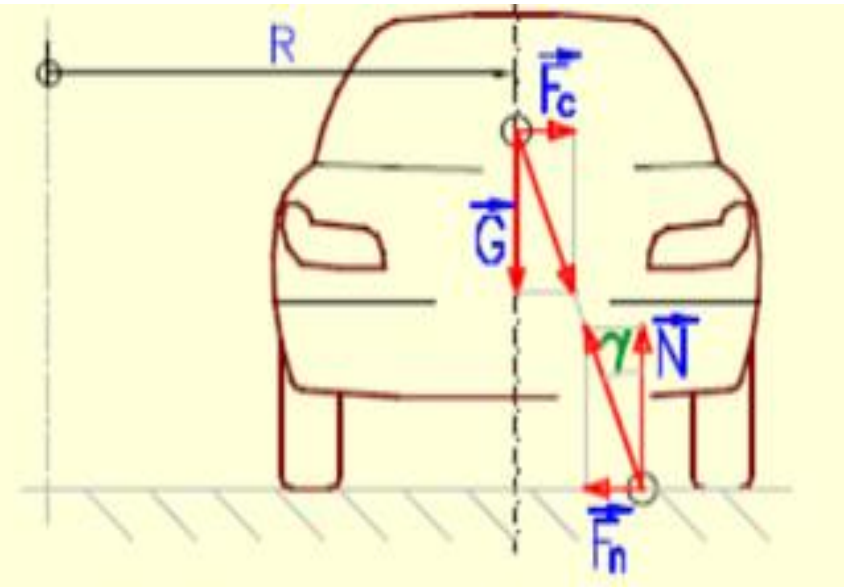
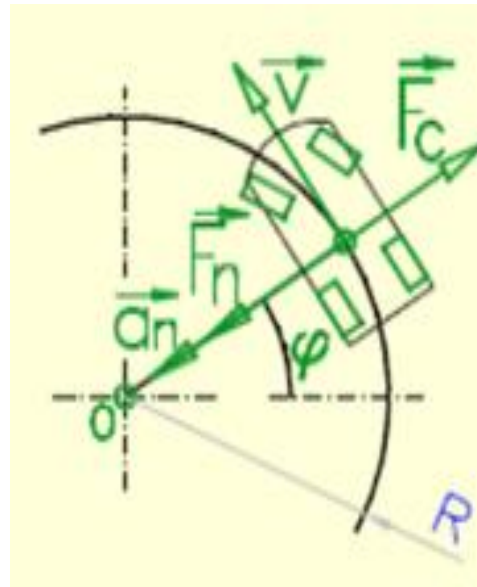
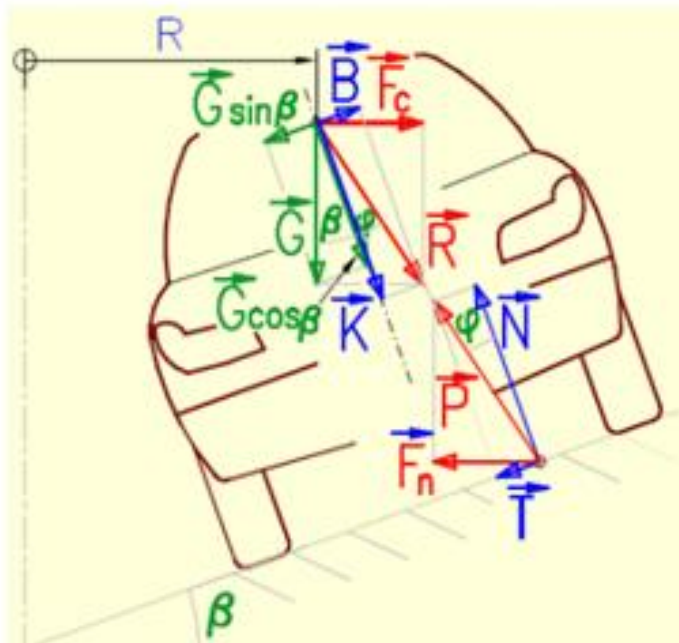
Ова сила је јако критична приликом кретања возила у кривини, односно може нарушити тзв. попречну стабилност возила. Ова сила зависи од брзине кретања возила и од радијуса кривине. Све што је брзина кретања возила већа то је већа и центрифугална сила. Уколико је радијус кривине мањи, центрифугална сила је већа. Код возила, код којих је тачка тежишта на већој висини, лакше се нарушва попречна стабилност возила, односно долази до лакшег превртања возила у односу на она возила, која које имају мању висину тежишта. Сила која се супротставља центрифугалној сили јесте центрипетална сила која тежи да задржи возило на путу односно да задржи возило у стабилном кретању.

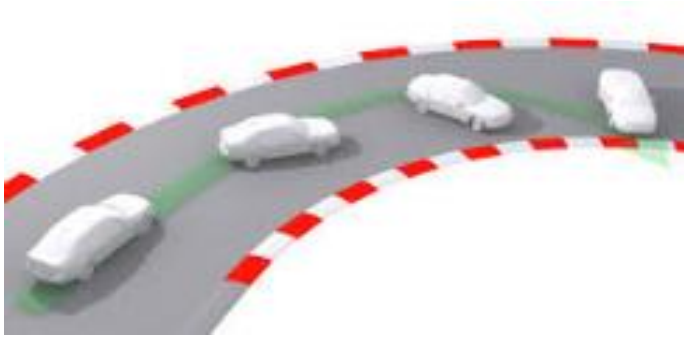
Попречни нагиб на путевима од 2.5%, а који служи за одвођење воде, не смањује попречну стабилност и не утиче на безбедност. При кретању возила кроз кривину на возило делује више сила. Осим повећаних попречних нагиба у кривинама, на возило у кривини делује компонента силе названа центрифугална сила која зависи о брзине возила, његове маси и радијуса кривине. На слици је приказано дејство центрифугалне силе која настоји избаци возило из кривине.



Силе које делују на возило приликом кретања у кривини

Попречни нагиб у кривини максималне вредности до 7%, служи да смањи утицај центрифугалне силе, а повећа вредност центрипеталне силе која вуче возило према средишту кривине. У идеалном случају равнотеже, тежина возила и центрифугална сила могу се поништити и на тај начин резултанта постаје окомита на пут што омогућује пролазак возила кроз кривину без силе трења. Идеални услови се не могу постићи на путевима те трење клизања пружа додатан отпор центрифугалној сили и омогућује равнотежу у односу сила.

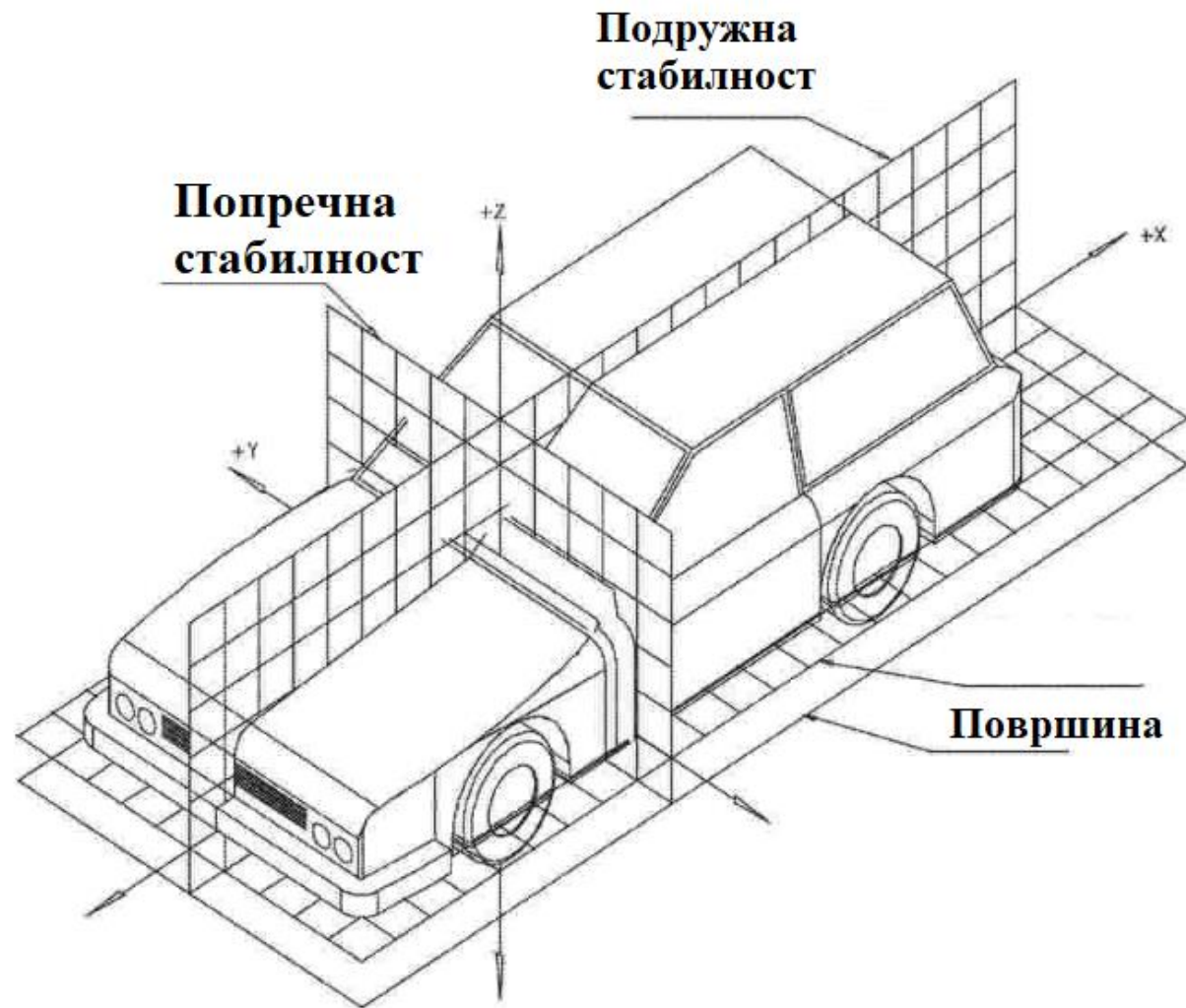




СТАБИЛЬНОСТЬ ВОЗИЛА



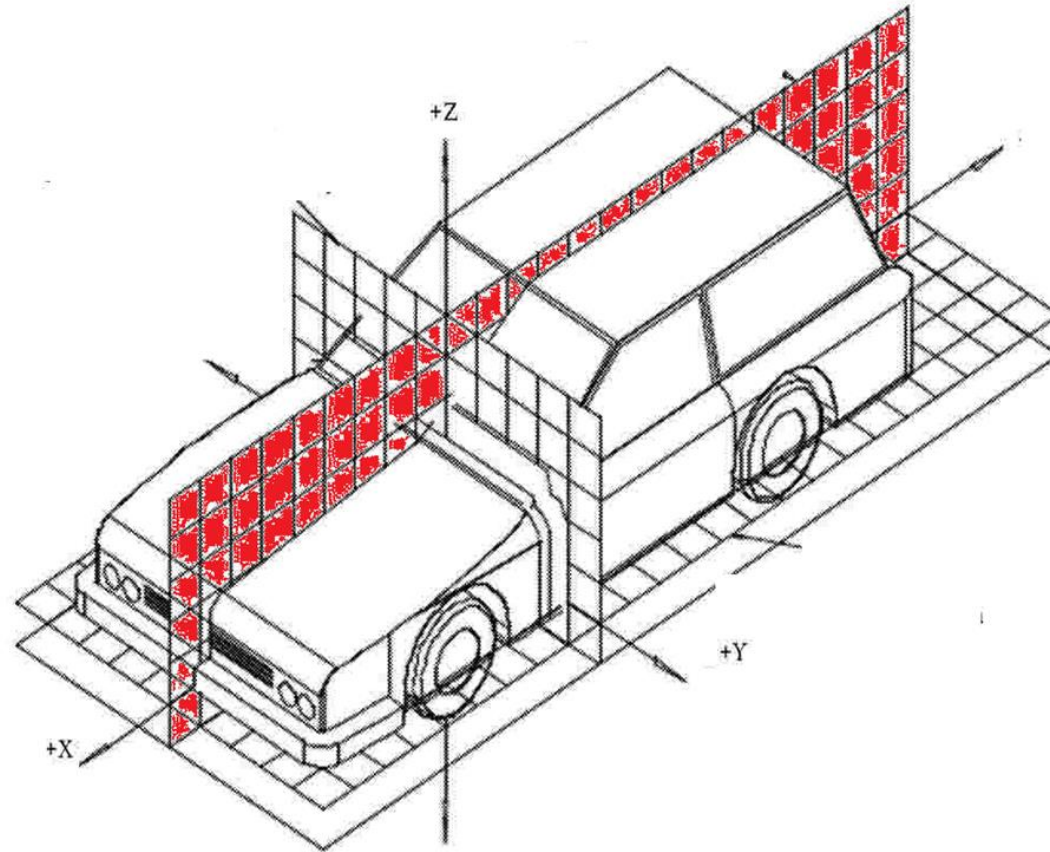
КАКО МОЖЕМО ПОДЕЛИТИ СТАБИЛНОСТ ВОЗИЛА



КАКО МОЖЕМО ПОДЕЛИТИ СТАБИЛНОСТ ВОЗИЛА

- Под стабилношћу возила, се подразумева његова способност да се креће задржавајући свој смер кретања без обзира на дејство спољашњих сила. У том смислу може да се говори о стабилности са аспекта:
 - превртања
 - проклизавања (попречна)
 - дејства центрифугалне силе при вожњи у кривини
 - под утицајем силе бочног ветра

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ



Под подужном стабилношћу подразумева се способност кретања возила без превртања око предње или задње осовине, али и без проклизавања и клизања на успону.

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-превртање око задње осовине-

Овакав случај превртања савремених друмских возила је више теоријског карактера, с обзиром да су услови, да не дође до превртања, скоро увек задовољени, што ће се касније видети.

Теоријски гледано, превртање око задње осовине ће наступити када се испуни услов, да се предња осовина потпуно растерети, односно да је

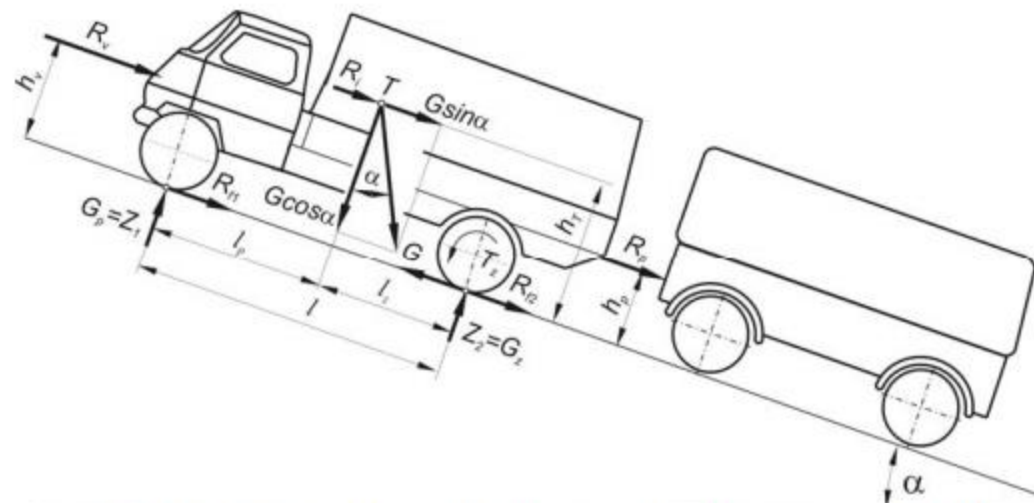
$$Z_1 \leq 0$$

Из једначине равнотеже сила за тачку ослоња задње осовине је:

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p \cdot h_p = 0$$

односно, да би се возило преврнуло око задње осовине

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p \cdot h_p \leq 0$$



ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-превртање око задње осовине-

Коначно за случај кретања возила са приколицом:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T + h_p \frac{G_p}{G}}$$

Односно за „соло“ возило, без приколице:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T} \quad \text{односно} \quad h_T \geq \frac{l_z}{\operatorname{tg} \alpha}$$

С обзиром да је $\operatorname{tg} \alpha$ чак и за успоне од 100% ($\alpha = 45$ степени) једнако 1, превртање око задње осовине би наступило за случај да висина тежишта буде виша или бар једнака растојању тежишта до задње осовине, што је код возила практично немогуће.

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-превртање око задње осовине-

За случај да до превртања око задње осовине не дође, потезница на вучно возило увек треба да буде на нижем растојању од тла од висине тежишта

$$h_p \leq h_T$$

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-Савладава ње максималног успона са аспекта проклизавања возила-

Кретањем возила на успону, а у случајевима смањеног коефицијента приањања између точкова и коловоза, може да наступи проклизавања. У наведеном случају максимална вучна сила на погонским точковима, треба да буде већа од адхезионе силе између погонских точкова и тла, али не и од силе отпора успона. У таквим случајевима долази до обртања погонских точкова у месту, али не и до клизања возила уназад.

Међутим случај чистог клизања на узбрдици наступа када је већа сила отпора успона од адхезионе силе на точковима.

Случајеви проклизавања точкова могу да се посматрају са аспекта распореда погонских точкова.

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-Савлађивање максималног успона са аспекта проклизавања возила-

Погон возила на задњим точковима

Да би дошло до клизања возила низ успон треба да буде задовољен услов, да су отпори кретању већи од атхезионе силе, односно:

$$F_{02} \leq Z_2 \cdot \mu \leq (G + G_p) \cdot \sin \alpha$$

Коначним сређивањем једначине добијамо:

$$\mu \leq \frac{l_z (1+k)}{h_T (1+k)} \leq \frac{l_z}{h_T}$$

Другим речима, максимални успон је увек ограничен проклизавањем погонских точкова и не може да дође до превртања око задње осовине.

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-Савлађивање максималног успона са аспекта проклизавања возила-

Погон возила на предњим точковима

На успону се смањује нормална реакција тла на предњим точковима, услед чега је и адхезиона сила увек мања, што значи да ће прво наступити проклизавање предњих (погонских) точкова. Другим речима и у овом случају максималан успон ограничен је проклизавањем точкова.

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-Савлађивање максималног успона са аспекта проклизавања возила-

Погон возила на свим точковима

Слично претходним анализама, следи да ће проклизавање наступити када је адхезиона сила точкова и тла мања од сила отпора, односно када је

$$(G + G_d) \sin \alpha \geq G \cdot \mu \cdot \cos \alpha$$

Коначним сређивањем једначине добија се гранични успон од:

$$\operatorname{tg} \alpha_k \geq \frac{\mu}{1+k}$$

Проклизавање ће наступити пре превртања, када је

$$\frac{\mu}{1+k} \leq \frac{l_z}{h_T + k \cdot h_p}$$

За случај да је:

$$h_T \approx h_p$$

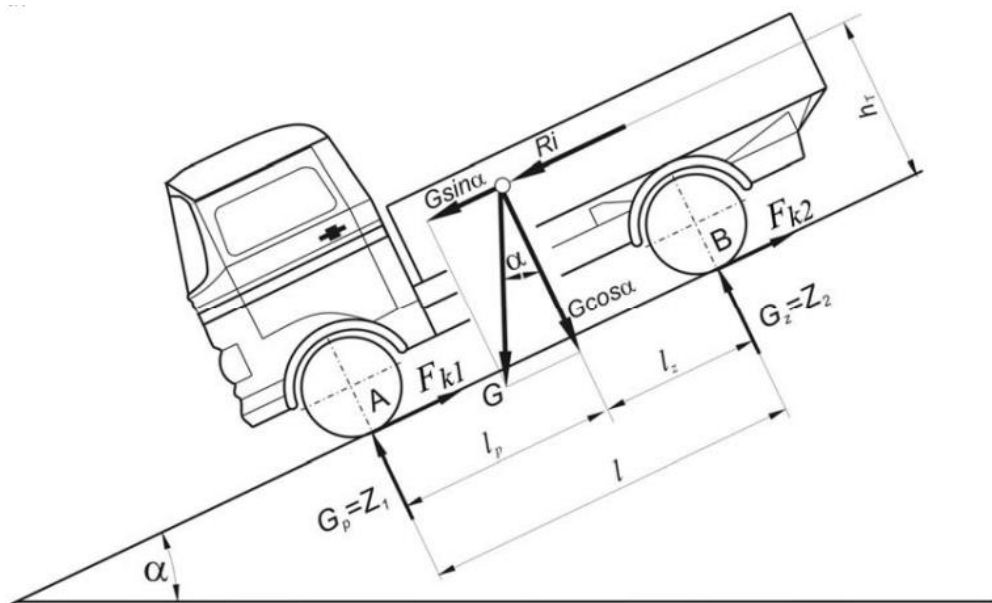
$$\mu \leq \frac{l_z}{h_T}$$

Следи коначан закључак да ће код “соло” возила и вучних возова, максимални успон увек да буде ограничен проклизавањем погонских точкова и никада не може да дође до превртања око задње осовине

ПОДУЖНА СТАБИЛНОСТ

-превртање око предње осовине-

Разматрање оваквог случаја нестабилности возила има смисла само када се возило креће низбрдицом и да је возач из неких разлога приморан да интензивно кочи. У таквим случајевима сила инерције, због промене смера, растерећује задњу осовину а оптерећује предњу.



Постављањем моментне једначине за тачку ослоња предње осовине А, следи:

$$Z_2 l + R_i \cdot h_T + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha = 0$$

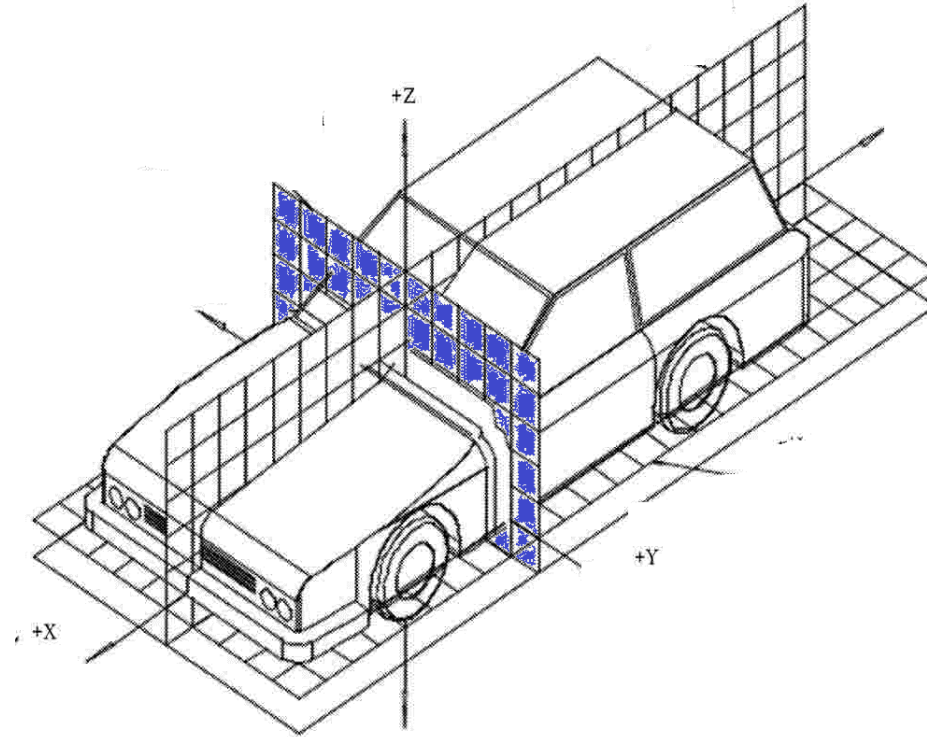
Услов за потпуно растерећење задње осовине, када може да дође до превртања око предње осовине наступа када је:

$$Z_2 l \leq G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - R_i \cdot h_T - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha \leq 0$$

односно максимални угао када долази до превртања

$$\cos \alpha_{\max} \leq \frac{h_T \cdot F_k}{G \cdot l_p} \leq \cos \alpha_p$$

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ



У случају попречне (бочне) стабилности, може да се говори о превртању преко тачкова леве или десне стране или проклизавања у страну.

Када се говори о попречној стабилности возила, у суштини се ради о стабилности са аспекта кретања у два случаја:

- кретање возила на путу са попречним нагибом
- кретање возила на равном хоризонталном путу у кривини

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на путу са попречним нагибом -

У наведеном случају, сила која изазива нестабилност возила са аспекта превртања или проклизавања на бочну страну, једнака је компоненти тежине $G \cdot \sin \beta$

Превртање возила

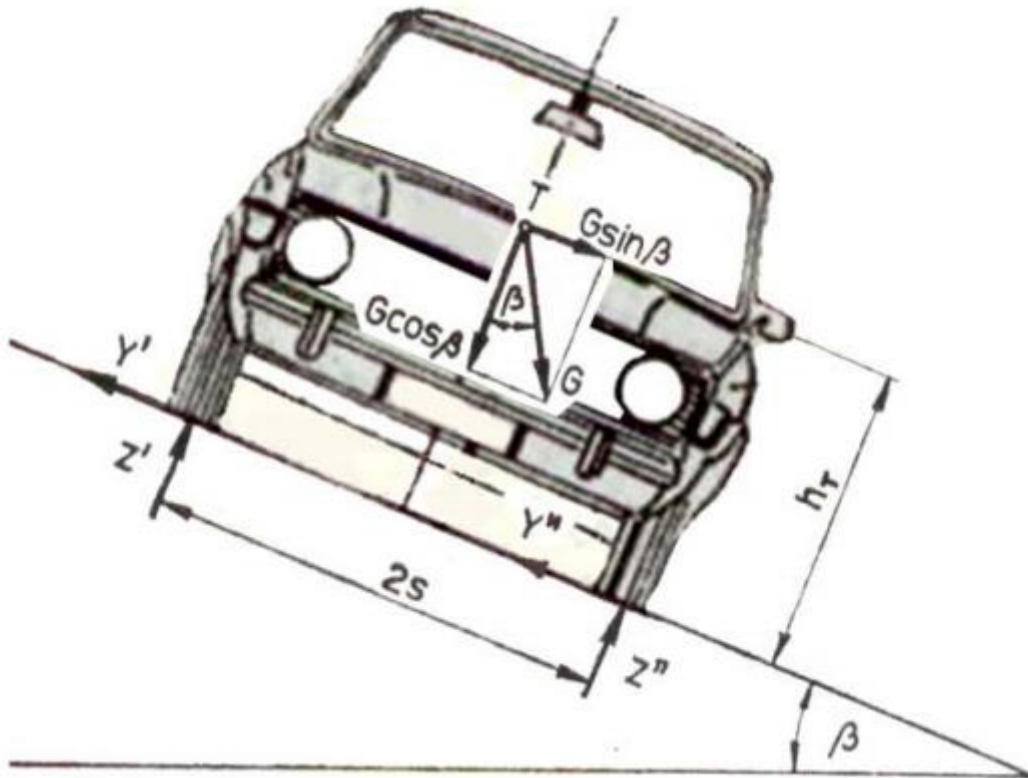
Из услова равнотеже момената за десну страну возила према

$$Z' \cdot 2 \cdot s + G \cdot h_T \cdot \sin \beta - G \cdot s \cdot \cos \beta = 0$$

Коначно следи да превртање настаје када је:

$$\operatorname{tg} \beta_p \geq \frac{s}{h_T}$$

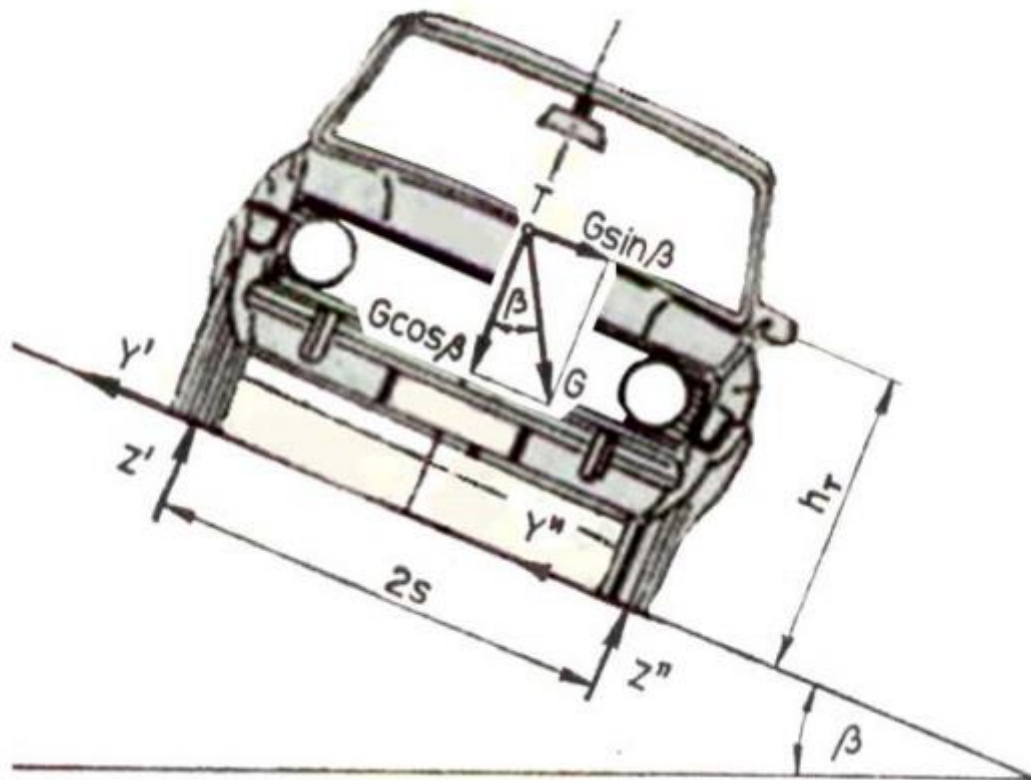
Из наведене једначине следи да су стабилнија шира возила од оних код којих је „траг точкова“ мањи. Такође следи и чињеница, да превртање не наступа, ни под бочним нагибом од 45 степени ($\operatorname{tg} \beta = 1$). Неопходно је да висина тежишта буде мања од половине „трага“ точкова.



ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на путу са попречним нагибом -

У наведеном случају, сила која изазива нестабилност возила са аспекта превртања или проклизавања низ страну, једнака је компоненти тежине $G \cdot \sin \beta$



Клизање возила

Да би клизање могло да наступи, потребно је, да сила адхезије између тла и точкова буде мања од компоненте силе тежине $G \cdot \sin \beta$, односно када је

$$G \cdot \sin \beta \geq (Y' + Y'')_{\max} \quad \rightarrow \quad G \cdot \sin \beta \geq G \cdot \mu \cdot \cos \beta$$

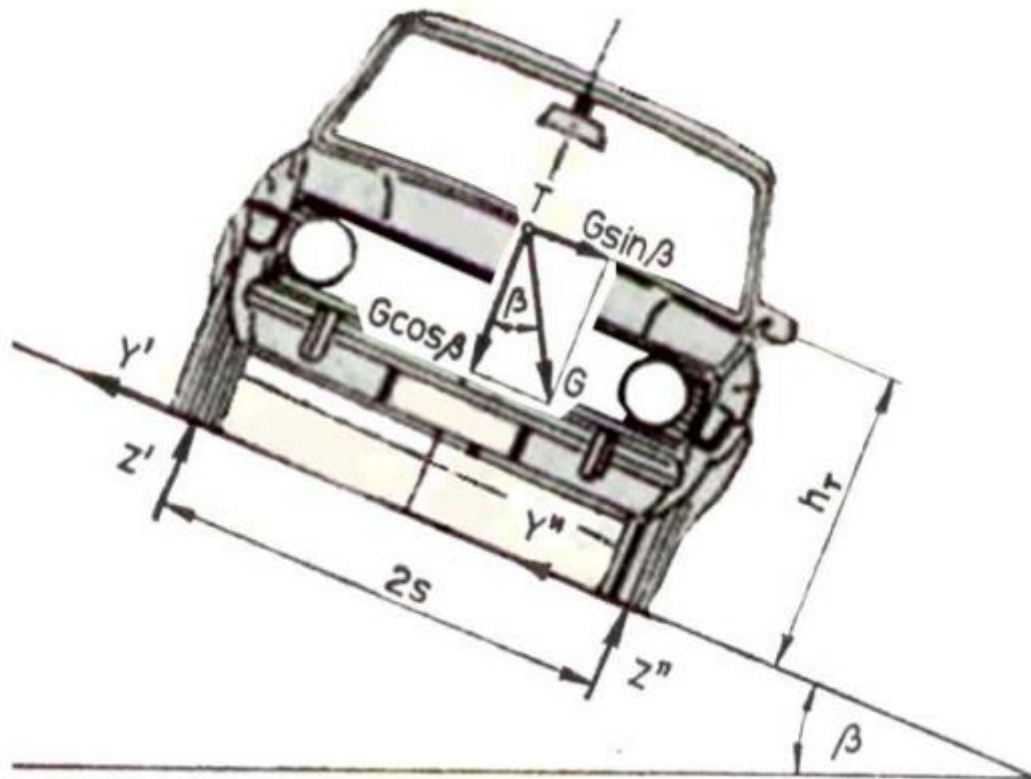
Коначно:

$$\operatorname{tg} \beta_k \geq \mu$$

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на путу са попречним нагибом -

У наведеном случају, сила која изазива нестабилност возила са аспекта превртања или проклизавања низ страну, једнака је компоненти тежине $G \cdot \sin\beta$



Проклизавање возила

Да би проклизавање наступило пре превртања, треба да буде задовољен услов:

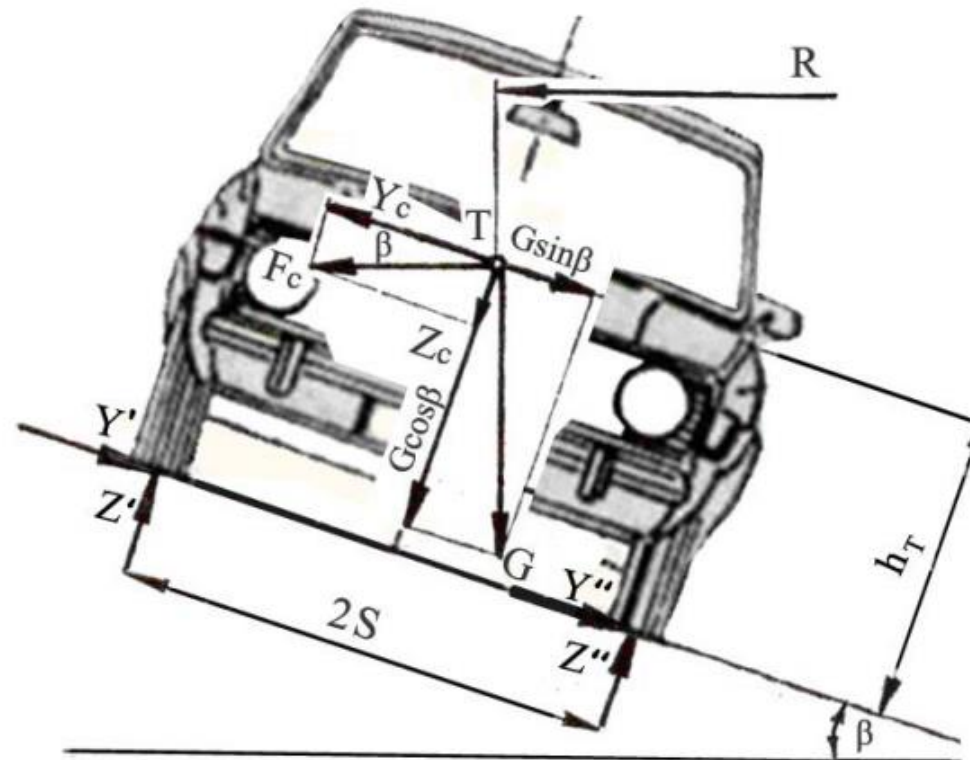
$$\operatorname{tg} \beta_p \leq \operatorname{tg} \beta_k \quad \text{Тј.} \quad \mu \leq \frac{s}{h_T}$$

Практична испитивања су показала да се погонски и гоњени точкови возила налазе у различитим условима. Код теретних возила увек је задња осовина погонска, осим код светочкаша, те стога она (погонска осовина) увек претходно пре проклиза од предње осовине. Наведено важи, јер погонски точкови већ користе један део адхезионе силе као тангенцијалне реакције тла. Остатак, који би се супротставио сили која вуче возило низ страну је знатно мањи.

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на равном хоризонталном путу у кривини -

Приликом кретања возила на равном путу, у кривини, јављају се центрифугална сила „ F_c “, која својом компонентом Y_c , са дејством из тежишта возила, има тенденцију да растерећује тачкове који су на унутрашњој страни кривине, односно за исту вредност оптерећују „спољне“ тачкове. И у овом случају може да се говори о нестабилности возила са аспекта превртања и са аспекта проклизавања у кривини.



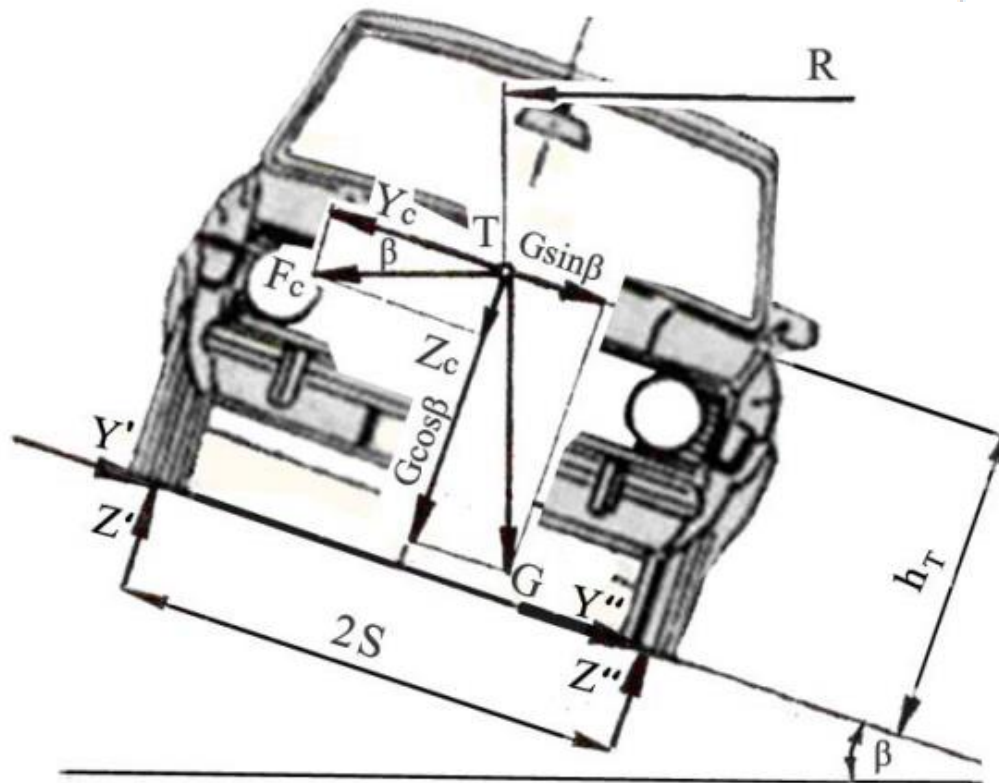
ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на равном хоризонталном путу у кривини -

Величина центрифугалне силе сразмерна је маси возила и квадрату брзине, а обрнуто пропорционална полупречнику кривине, дакле

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

Превртање возила



Из једначине момената за леве тачкове следи

$$Z'' \cdot 2 \cdot s - G \cdot h_T \cdot \sin \beta - F_c \cdot s \cdot \sin \beta + F_c \cdot h_T \cdot \cos \beta - G \cdot s \cdot \cos \beta = 0$$

За случај превртања потребно је да унутрашњи тачкови буду потпуно растеређени, то јест да је $Z \leq 0$, те уношењем вредности за центрифугалну силу једначина

$$g \cdot h_T \cdot \sin \beta + \frac{v^2}{R} s \cdot \sin \beta - \frac{v^2}{R} h_T \cdot \cos \beta + g \cdot s \cdot \cos \beta \leq 0$$

У коначном облику следи облик једначине за случај превртања возила код коловоза са нагибом је:

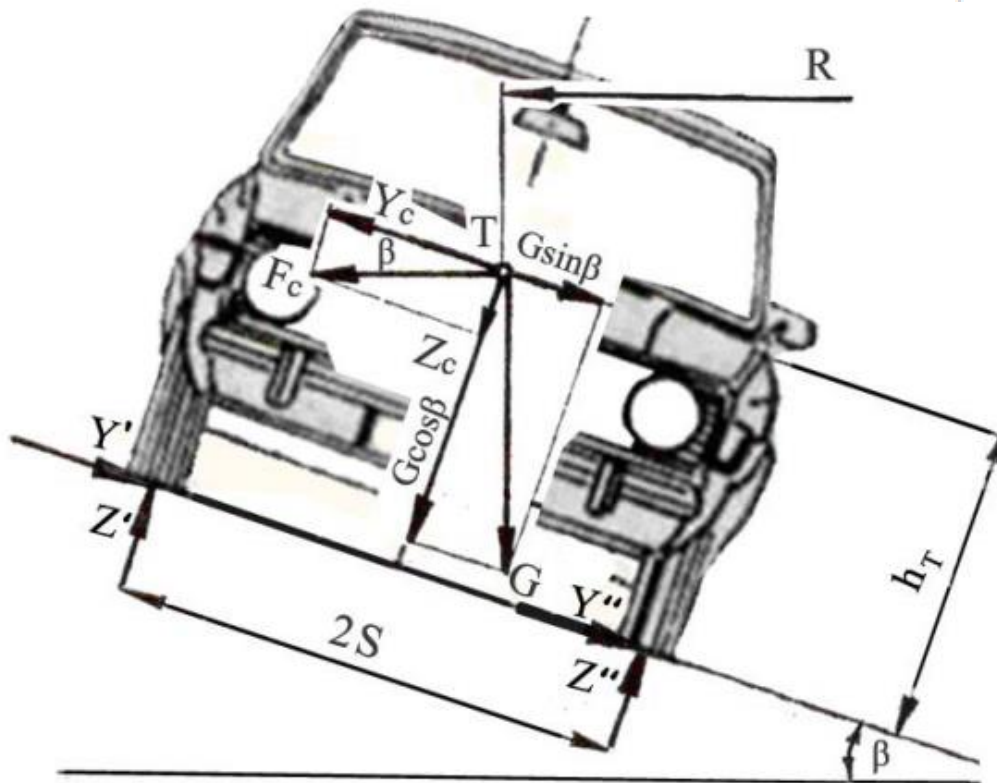
$$\frac{v^2}{R} \geq \frac{s + h_T \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_T - s \cdot \operatorname{tg} \beta} g$$

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на равном хоризонталном путу у кривини -

Величина центрифугалне силе сразмерна је маси возила и квадрату брзине, а обрнуто пропорционална полупречнику кривине, дакле

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



$$\frac{v^2}{R} \geq \frac{s + h_T \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_T - s \cdot \operatorname{tg} \beta} g$$

Када је коловоз без нагиба ($\beta = 0$), да не би дошло до превртања, потребно је да брзина буде мања од

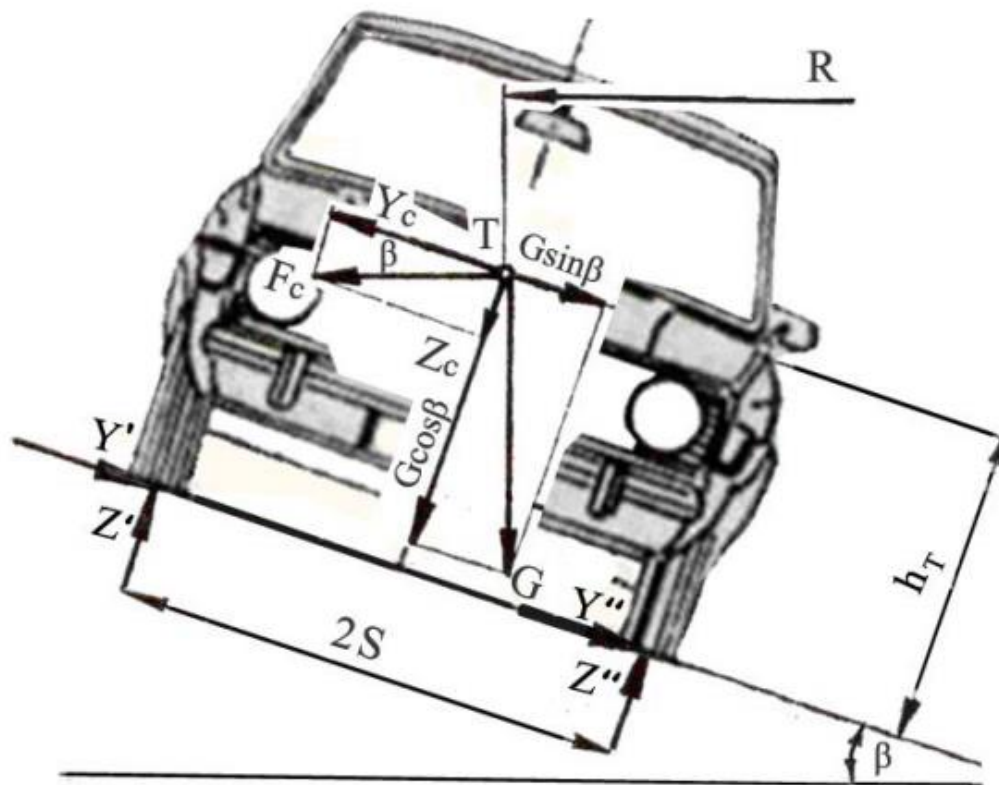
$$\frac{v^2}{R} \leq \frac{s \cdot g}{h_T} \quad \rightarrow \quad v_p \leq \sqrt{\frac{g \cdot s \cdot R}{h_T}}$$

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Кретање возила на равном хоризонталном путу у кривини -

Из горње анализе јасно произилази и закључак да је проклизавање на равном хоризонталном коловозу критичнији случај од случаја када је коловоз са нагибом. Да би дошло до проклизавања точкова, потребно је да збир хоризонталних реакција тла

Проклизавање возила



$$Y' + Y'' = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cos \beta - G \cdot \sin \beta$$

Другим речима, бочно проклизавање ће да наступи када је

$$\frac{v^2}{R} \geq \frac{g(\mu + \operatorname{tg} \beta)}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \quad \rightarrow \quad v_k \geq \sqrt{\frac{g \cdot R(\mu + \operatorname{tg} \beta)}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}}$$

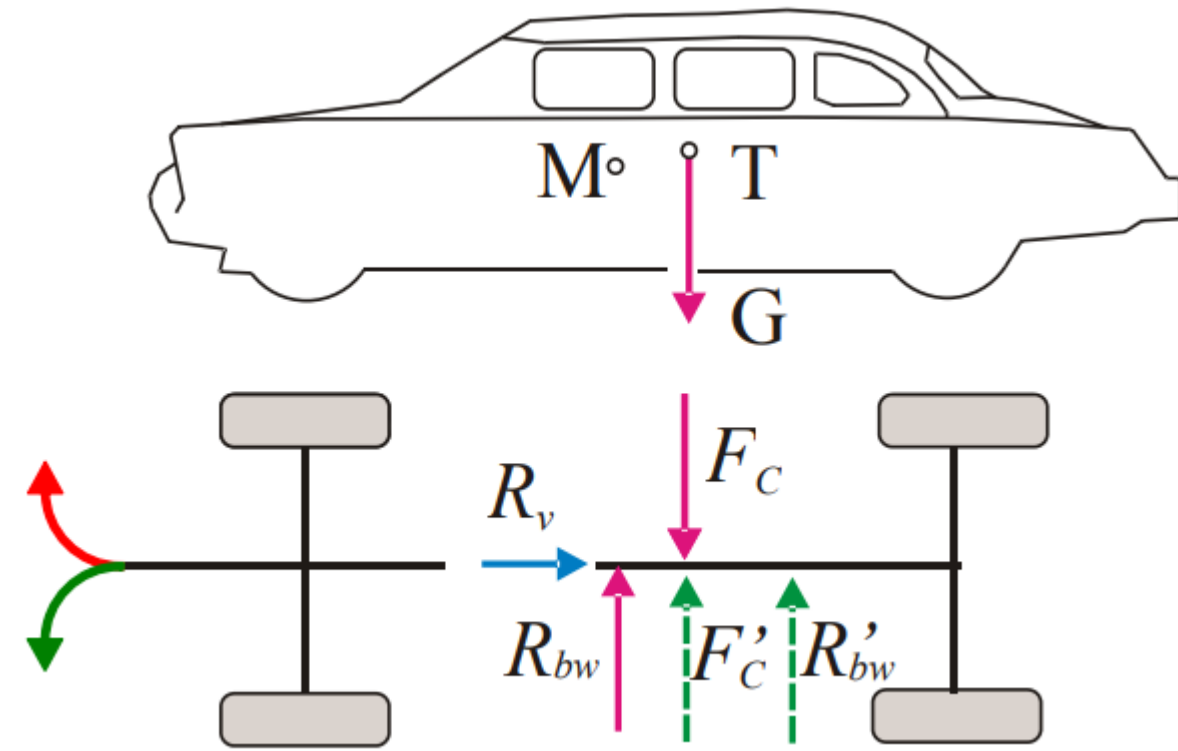
На хоризонталном путу ($\beta = 0$), клизање настаје већ када је

$$v_k \geq \sqrt{\mu \cdot g \cdot R}$$

ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Стабилност возила на бочни ветар -

Чињеница је, да подужни облик возила и величина бочне површине има значајан утицај на способност возила да задржи правац кретања под утицајем бочног ветра R_{bw} . Већ је речено да силе ветра (чеоног - R_w и бочног - R_{bw}) дејствују у метацентрима својих површина "М", чији се положај одређује искључиво на основу облика површине на коју ветар дејствује. Силе могу да делују изнад или испод тежишта "Т" (при чеоном ветру) или испред односно иза тежишта, при дејству бочног ветра.



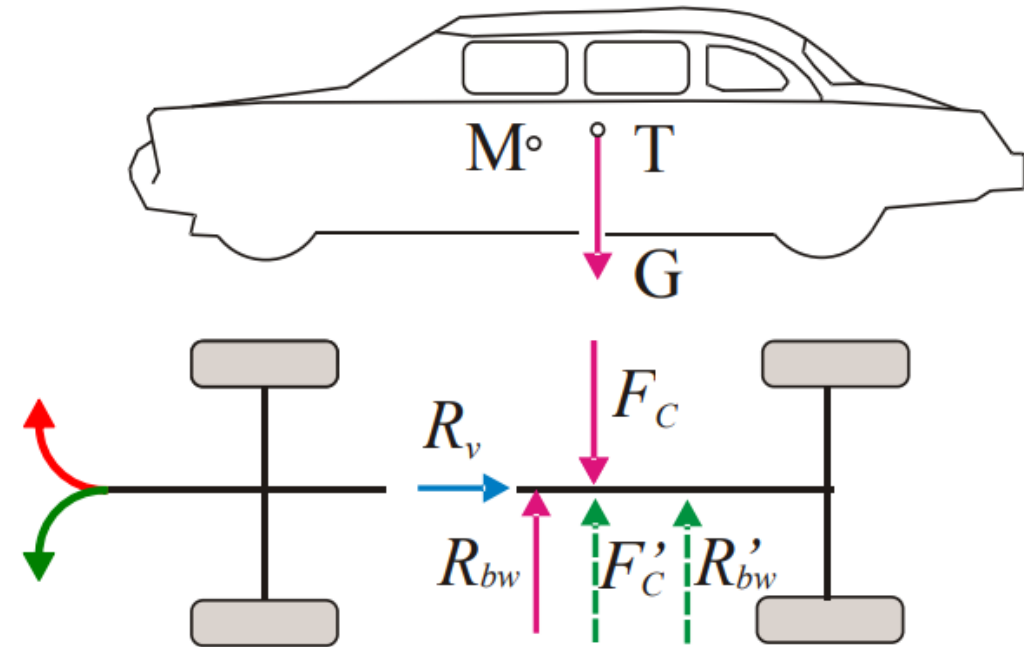
ПОПРЕЧНА СТАБИЛНОСТ

-Стабилност возила на бочни ветар -

Дејство бочне силе R_{bw} на возило условљава његово скретање са правца тако, да када је метацентар бочне површине испред тежишта возила (као на слици), исто почиње скретање у правцу дејства ветра. Ово скретање проузрокује центрифугалну силу F_c , која дејствује у тежишту возила и притом, са силом ветра, образује момент, који још више увећава тенденцију скретања са правца.

Насупрот напред реченом, када је метацентар бочне површине иза тежишта возила, дејством бочног ветра R_{bw} , возило почиње скретање супротно од смера дејства ветра. У овом случају центрифугална сила F_c , која је изазвана скретањем и сила бочног ветра R_{bw} , дејствују у истом смеру, стварајући збир сила, који сада тежи да смањи скретање возила са смера кретања.

Из наведеног следи и закључак, да мању тенденцију скретања са правца под дејством бочног ветра имају возила чија је бочна површина иза тежишта већа од површине испред, односно када је положај тежишта ближи предњој осовини него задњој. С тим у вези, возила типа “караван”, на пример “VW PASSAT караван”, “Škoda OKTAVIA караван” су стабилнија на дејство бочног ветра од одговарајућих њима сличних типова возила облика “лимузина”.



ПОДУЖНА И БОЧНА ДИНАМИКА ВОЗИЛА

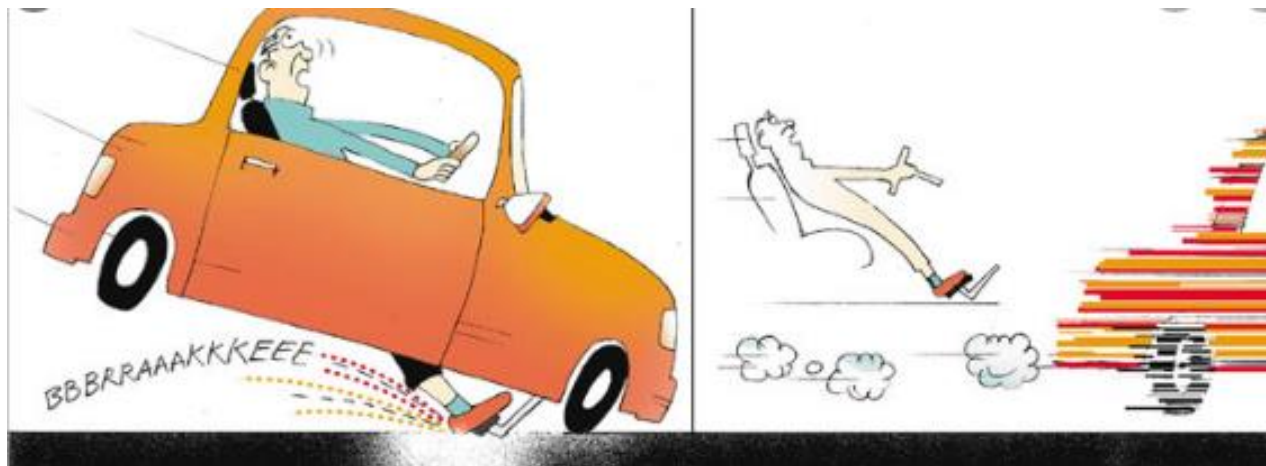
Можемо је поделити на неколико области, и то:

КОЧЕЊЕ МОТОРНИХ ВОЗИЛА

УПРАВЉАЊЕ, СТАБИЛНОСТ И УПРАВЉИВОСТ
МОТОРНИХ ВОЗИЛА

ТЕОРИЈА УДАРА И СУДАРА
ВОЗИЛА

КОЧЕЊЕ МОТОРНИХ ВОЗИЛА

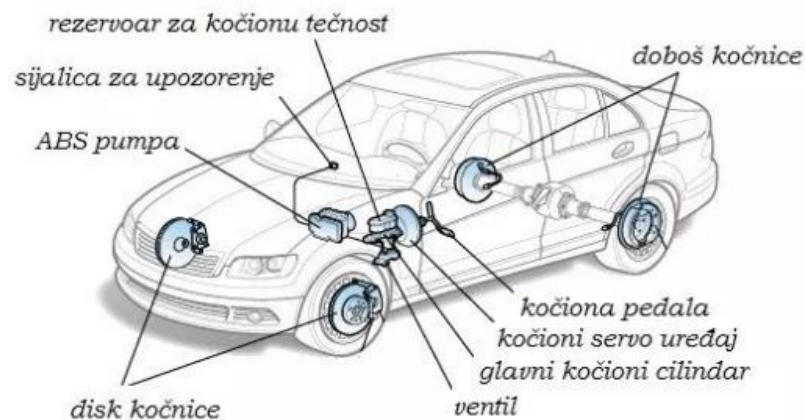


Основе кочења моторних возила

- Функција кочног система је да на контролисан и стабилан начин омогући возилу задовољење следећих захтева:
 - Успорење у циљу смањења брзине или заустављања,
 - Трајно кочење ради савладавања непожељних убрзања на нагибу,
 - Спречавање непожељног кретања при паркирању.

Кочење је процес супротан процесу убрзавања возила, реализује се помоћу система за кочење а у њему активно учествују и други системи, пре свега пнеуматици и систем за ослањање.

На процес кочења утичу и различити динамички фактори као што су отпор ваздуха, отпор котрљања, отпор погонске групе (мотор и трансмисија) и отпор успона.



Основе кочења моторних возила

Кочни систем у општем случају састоји се од команде, преносног механизма и извршних елемената (кочнице)

Сила кочења која се реализује на точковима возила може се посматрати двојачко:

- Као одазив кочног система на дејство команде,
- Као сила која се може остварити у контакту точка и подлоге.

Конструкцијски, сила може бити произвољно велика, али ту силу треба пренети на подлогу. Наведени проблем је веома битан за сва разматрања у динамици возила.

Рад и снага кочења

Да би се возило успорило или зауставило потребно је да се енергија кретања потпуно „угуши“.

Наведено се остварује претварањем (кинетичке) енергије у топлоту и њеним расипањем у околину, или трансформацијом и акумулирањем енергије у неком другом облику (нпр. електрична – системи са рекуперацијом).

Енергија и снага које се апсорбује и расипа кочни систем приликом интензивног кочења могу бити веома значајне.

Апсорбована енергија представља збир примене потенцијалне и кинетичке енергије возила.

Апсорбована снага на хоризонталном путу зависи од брзине, будући да је једнака производу кочне силе и тренутне брзине возила. Расипање енергије је најзначајније на почетку кочења када је брзина **НАЈВЕЋА!**

Рад и снага кочења

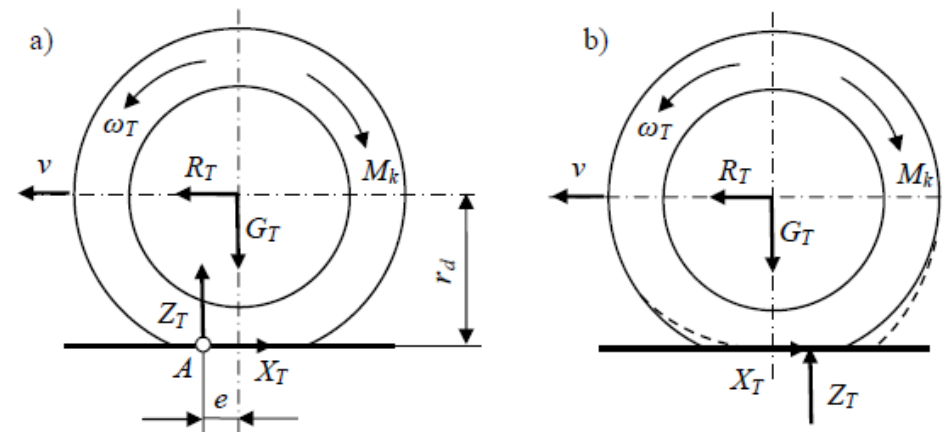
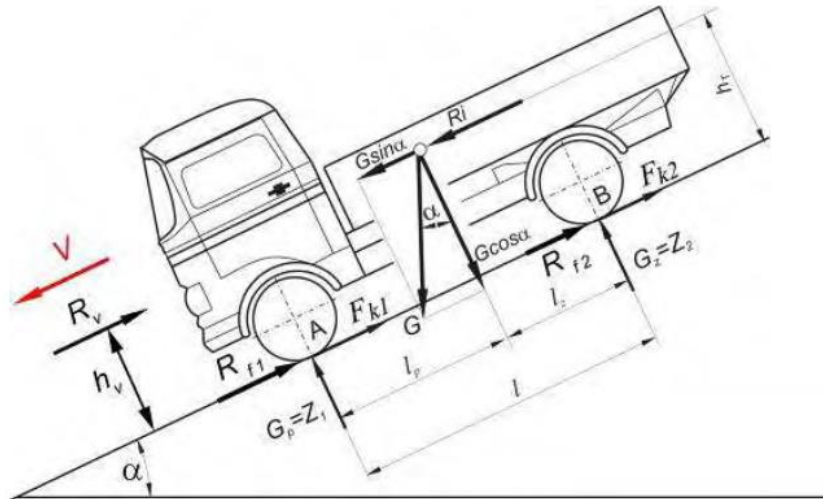
Снага кочења указује на изузетно високе захтеве који се постављају пред кочни систем.

Апсорбована механичка енергија трансформише се углавном у топлотну енергију загревајући кочнице, због чега кочнице морају имати одговарајући топлотни капацитет али и ефикасно хлађење. Посебно је овај проблем изражен код добош кочница.



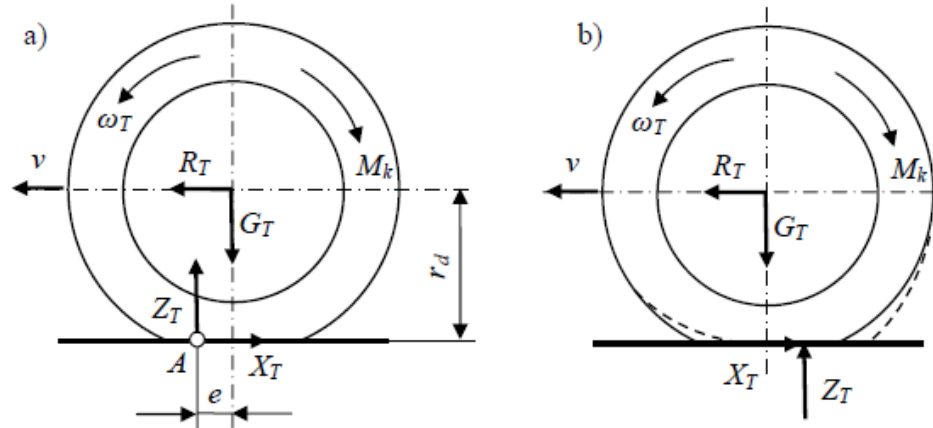
КОЧЕНИ ТОЧАК

Кочнице су извршни органи чији је задатак да стварањем момента кочења (M_k), КОЈИ ИМА СУПРОТАН СМЕР ОД СМЕРА ОБРТАЊА ТОЧКА.



КАО ПОСЛЕДИЦА МОМЕНТА КОЧЕЊА У КОНТАКТУ ПОДЛОГЕ И ПЕНУМАТИКА РЕАЛИЗУЈЕ СЕ СИЛА КОЧЕЊА – КОЧНА СИЛА! СМЕР ЈЕ УВЕК СУПРОТАН СМЕРУ КРЕТАЊА ВОЗИЛА!

КОЧЕНИ ТОЧАК



На точак делују моменти, вертикалне силе и силе у равни.

У вертикалне силе спадају део тежине возила који оптерећује точак и вертикална реакција.

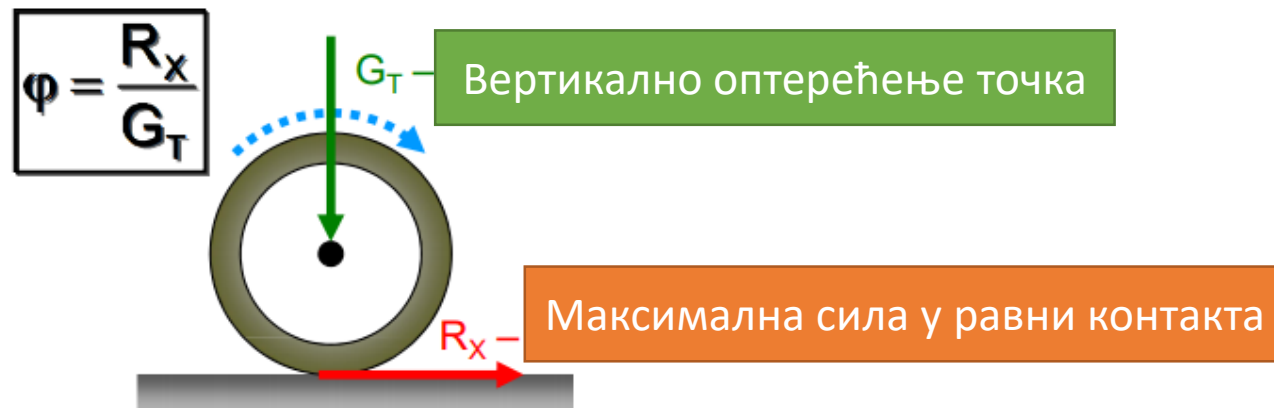
У равни контакта делују подужне силе (силе кочења и погонска сила) и бочне силе (припадајућа центрипетална сила и бочна реакција).

На точак поред свих сила и момената делује момент мотора и трансмисије, који може бити погонски или кочни, међутим у овом упрошћеном случају нећемо га узети у обзир претпостављајући да је приликом кочења мотор одвојен спојницом.

Приањање и клизање

Силе у равни контакта точка и подлоге зависе пре свега зависе од вертикалне реакције на точку и приањања точка и подлоге.

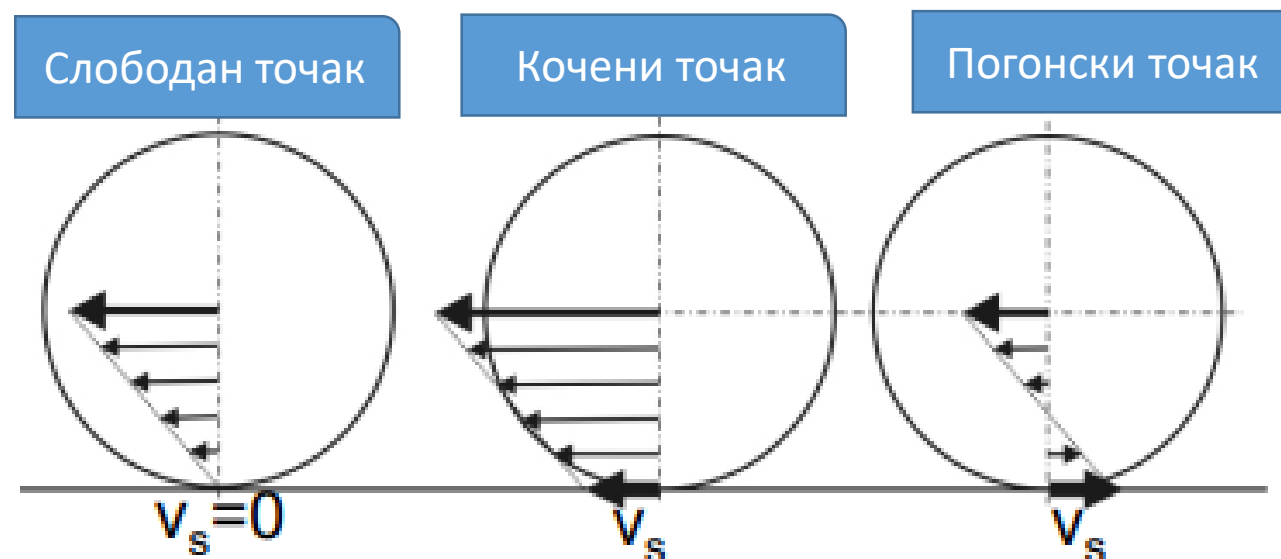
Приањање пнеуматика се може дефинисати као однос између вертикалног оптерећења пнеуматика и максималне силе у равни контакта, а назива се коефицијент приањања.



У току експлоатације возила коефицијент приањања може се мењати у широким границама, може бити и различит за тачкове на возилу.

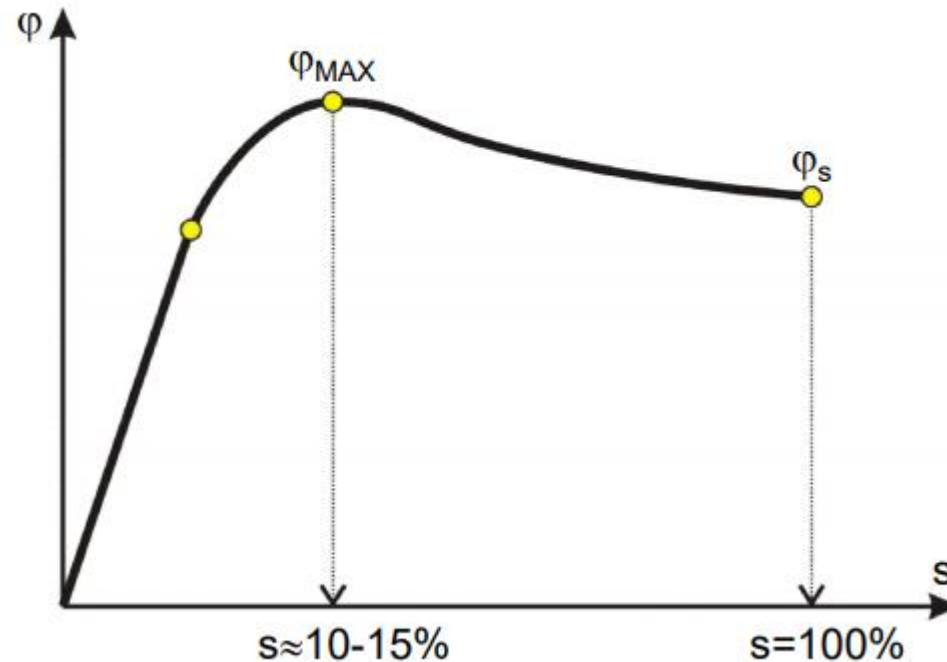
Приањање и клизање

Под појмом клизање се подразумева да се транслаторна брзина разликује од теоријске брзине точка.



Приањање и клизање

Зависност између тангенцијалних сила точка је линеарна. Са повећањем клизања у једном тренутку (у тачки максималног приањања) долази до максималног приањања односа између точка и подлоге, и повећање коефицијента приањања није могуће. Тада се точак налази на самој граници потпуног губитка стабилности. Са даљим повећањем тангенцијалних сила долази до клизања точка.



СТАБИЛНОСТ ВОЗИЛА ПРИ КОЧЕЊУ

Услов стабилности кочења возила је да реализоване силе кочења буду мање од максимално могућих.

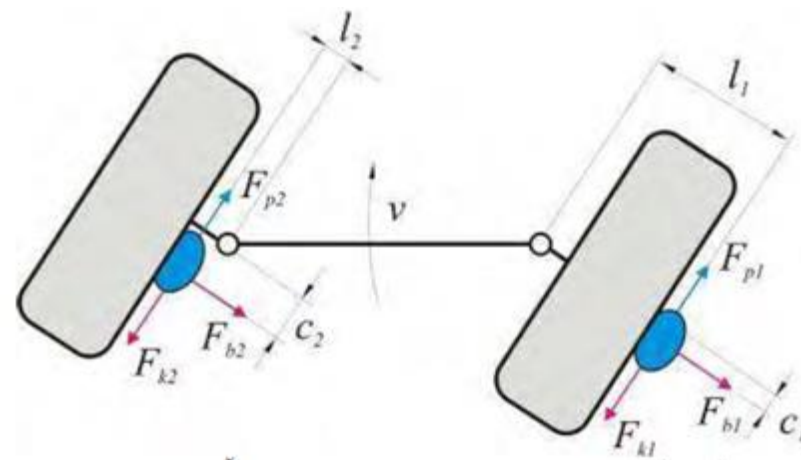
Стабилност се губи када се кочење одвија на или изнад границе приањања било то на једној осовини или више осовина. У наведеним ситуацијама точак клиза по подлози по којој се возило креће.

Возило не може да обезбеди довољну бочну реакцију која има за циљ да задржи возило у жељеној трајекторији.

Разлог је, што блокирани точкови не могу обезбедити бочне реакције које би се супротставиле било каквом спољном утицају.

Максимална могућа кочна сила (гранична вредност силе) на једном точку се може представити следећим изразом:

$$(X_k)_{\max} = \varphi \cdot Z_T$$



$(X_k)_{\max}$ – максимална могућа кочна сила на једном точку
 φ - коефицијент приањања
 Z_T - део тежине који оптерећује точак

СТАБИЛНОСТ ВОЗИЛА ПРИ КОЧЕЊУ

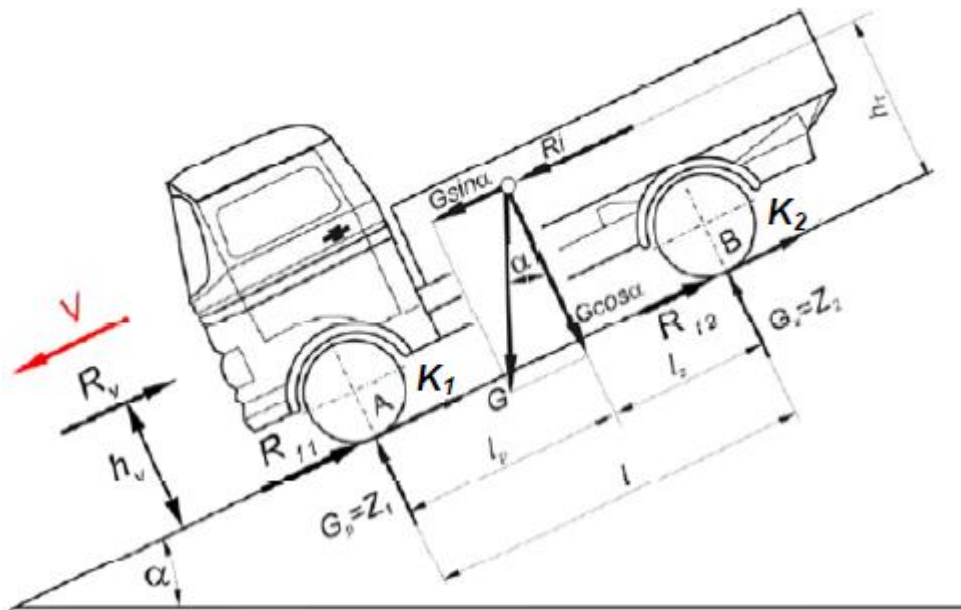
Да би се сачувала стабилност возила и да не би дошло до блокирања точкова на начин да кочна сила пређе вредност граничне силе кочења развијени су различити савремени системи на моторним возилима попут система против блокирања точкова (Anti Lock Braking System – ABS).

АБС је електро-хидраулични систем који спречава блокирање точкова приликом кочења, што се углавном дешава при веома оштром кочењу или код вожње по клизавој подлози (мокар асфалт, снег, лед...).

НЕКИ СИСТЕМИ СПРЕЧАВАЈУ ГУБИТАК СТАБИЛНОСТИ ВОЗИЛА,
ПОПУТ СИСТЕМА ЕЛЕКТРОНСКЕ КОНТРОЛЕ СТАБИЛНОСТИ

МАКСИМАЛНЕ ПЕРФОРМАНСЕ ПРИ КОЧЕЊУ

- Као и код проучавања вучних карактеристика возила, да би се нашле граничне вредности сила кочења, потребно је претходно пронаћи вредности отпора тла по осовинама.



Упрошћавајући једначине претпоставком да је $h_t = h_v$ следи да су нормалне реакције тла при кочењу :

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l}$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l}$$

МАКСИМАЛНЕ ПЕРФОРМАНСЕ ПРИ КОЧЕЊУ

Случај потпуног искоришћења коефицијента приањања следи да је за различите могуће случајеве при кочењу:

Кочење само предњим точковима

$$K = K_1 = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_2 + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \varphi}$$

Кочење само задњим точковима

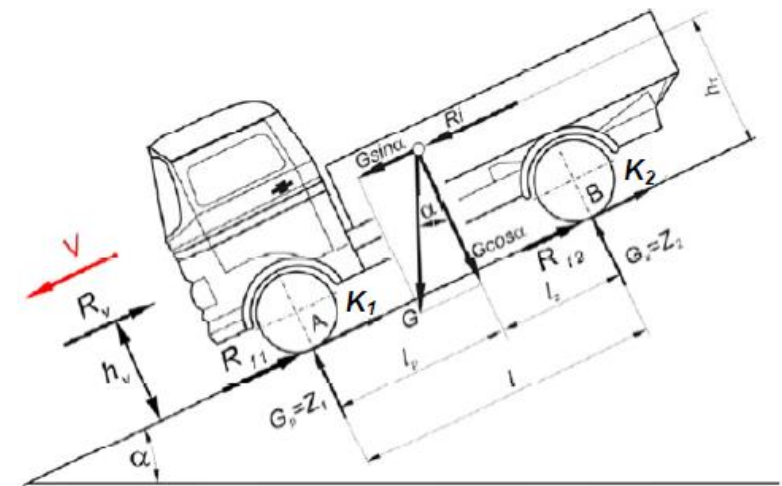
$$K = K_2 = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \varphi}$$

Кочење свим точковима

$$K_{1max} = K_1 + K_2 = \varphi \cdot (Z_1 + Z_2) = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha$$

$$K_1 = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_2 + h_T \cdot (\varphi + f)}{l}$$

$$K_2 = G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot (\varphi + f)}{l}$$



Време и пут кочења

- Време кочења

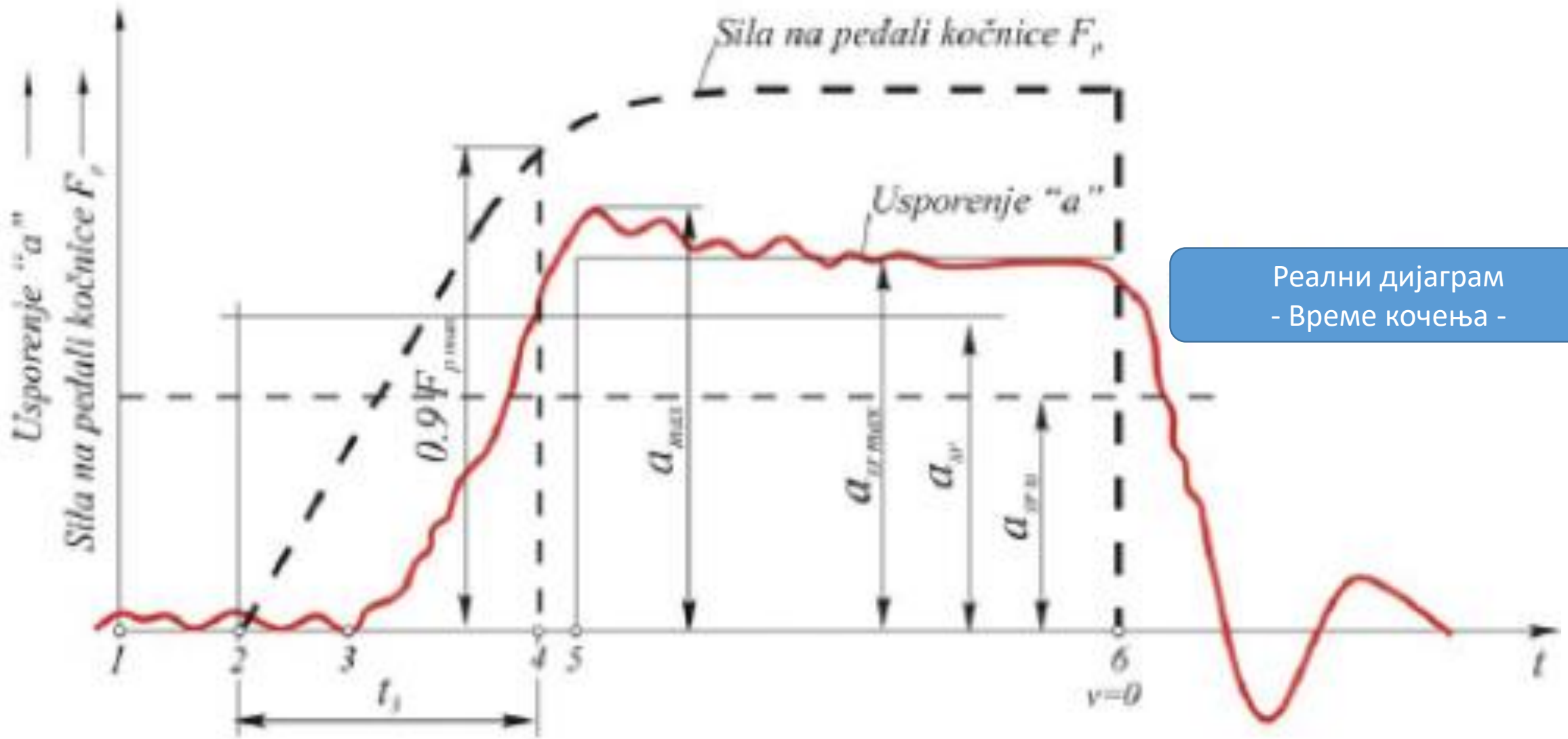
$$t_k = \frac{\delta}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \right)}$$

- Пут кочења

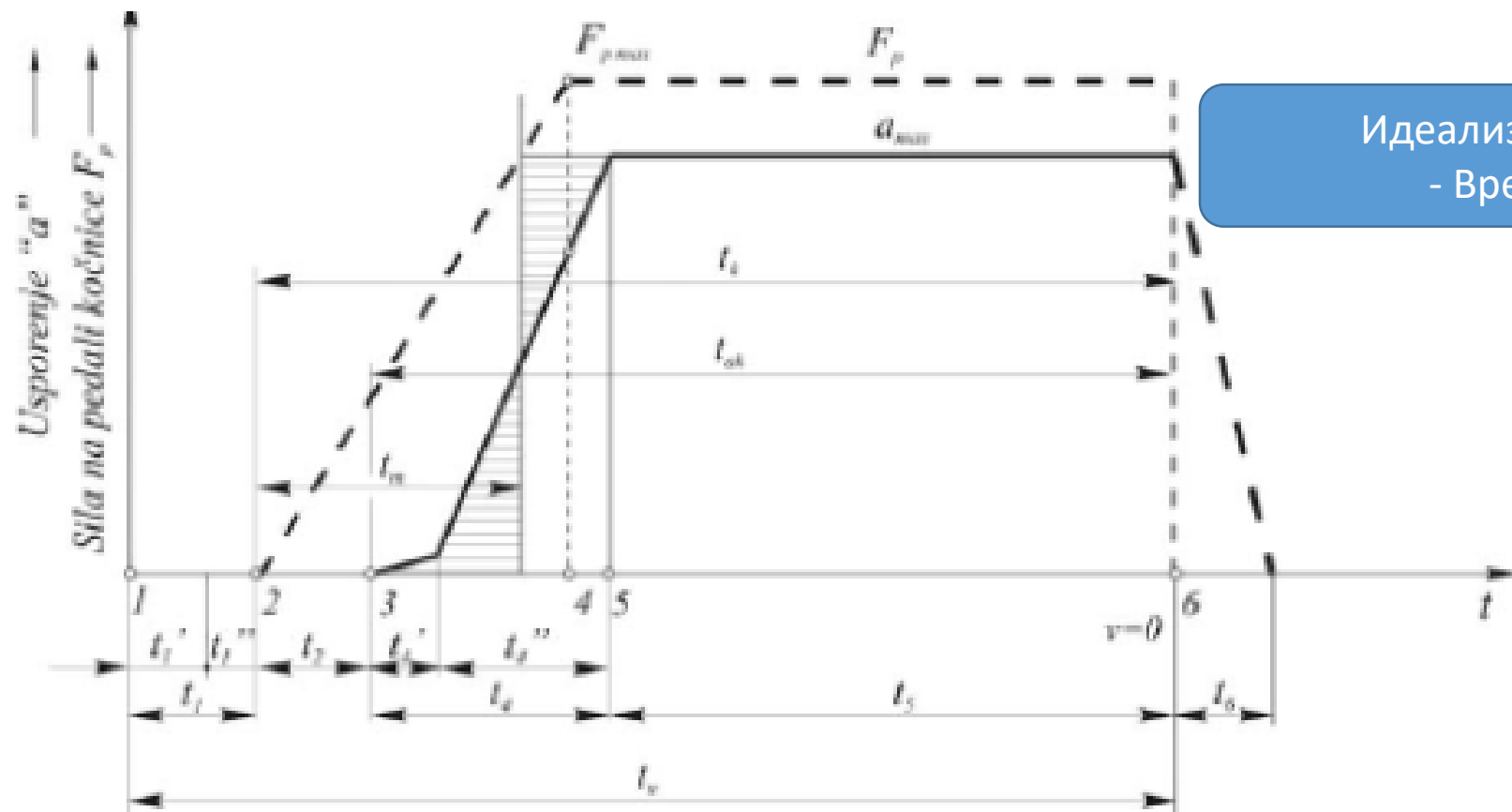
$$S_k = \frac{\delta}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \varphi \cdot \cos \alpha \right)}$$

v_1 – брзина на почетку кочења
 v_2 – брзина на крају кочења

Стварни параметри (карактеристике) кочења - време и пут кочења -



Стварни параметри (карактеристике) кочења - време и пут кочења -



Идеализовани дијаграм
- Време кочења -

$$t_w = t_1 + t_2 + t_4 + t_5$$

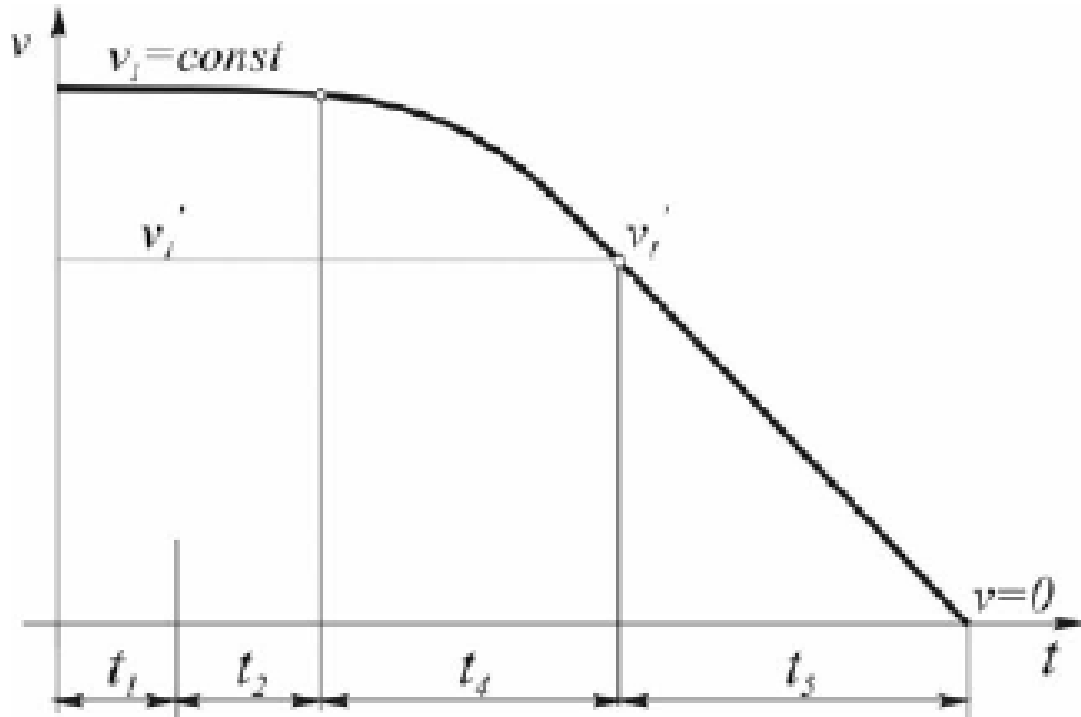
Време активног кочења :

$$t_{ak} = t_4 + t_5$$

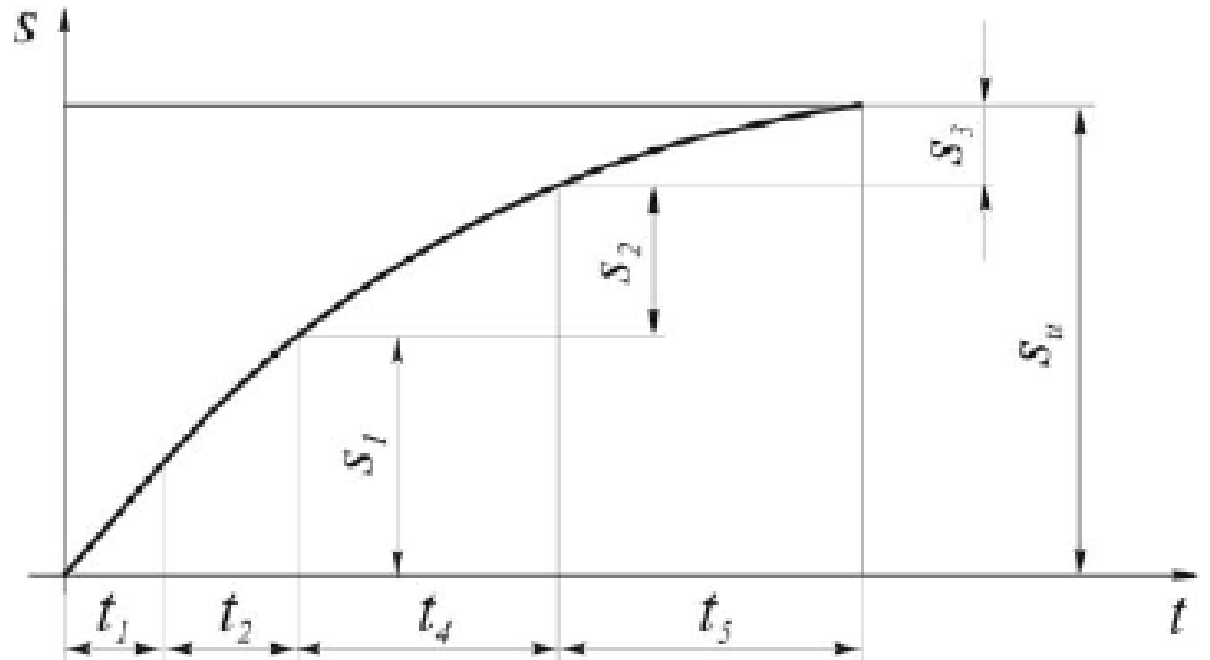
t_1 – време реаговања возача, t_2 – време реаговања система за кочење, t_3 – време активирања команде, t_4 - време за постизање максималне вредности успорења, t_5 – време активног дејства максималне силе t_6 – време откочивања

Стварни параметри (карактеристике) кочења

- време и пут кочења -



Промена брзине у зависности од времена кочења



Пут кочења у зависности од времена кочења

РАСПОДЕЛА КОЧНИХ СИЛА

Висока стабилност кочења и високе кочне карактеристике (ВЕЛИКО УСПОРЕЊЕ И КРАТАК ЗАУСТАВНИ ПУТ) су у супортности јер велико успорење може утицати на то да се наруши стабилност возила.

Конструкција кочног система је таква да се кочне силе расподељују по осовинама у складу са расположивим приањањем. Данас постоје и електронски системи на возилима који препознају оптерећење точка и електронски прорачунавају потребну расподелу кочних сила по точковима.



Возило без система електронске расподеле кочних сила



Возило са системом електронске расподеле кочних сила

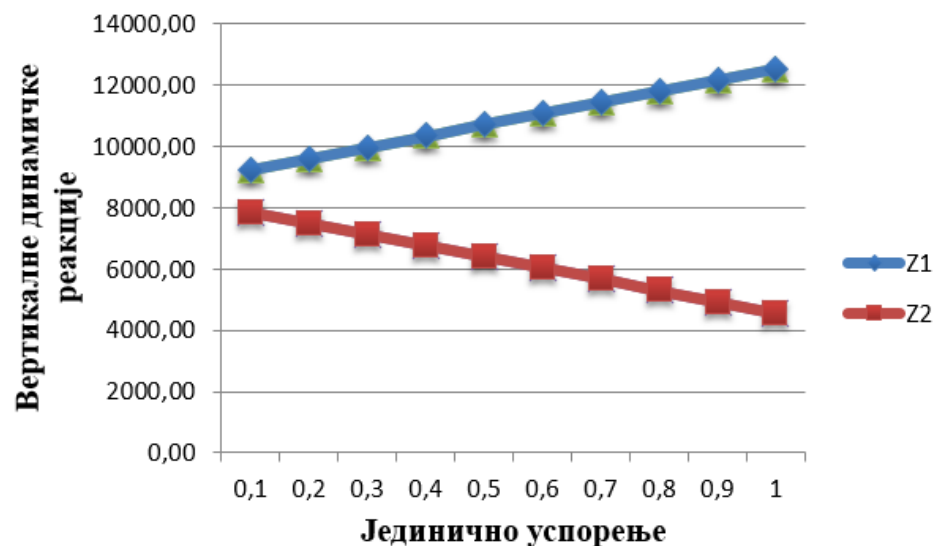


Возило са системом електронске расподеле кочних сила

РАСПОДЕЛА КОЧНИХ СИЛА

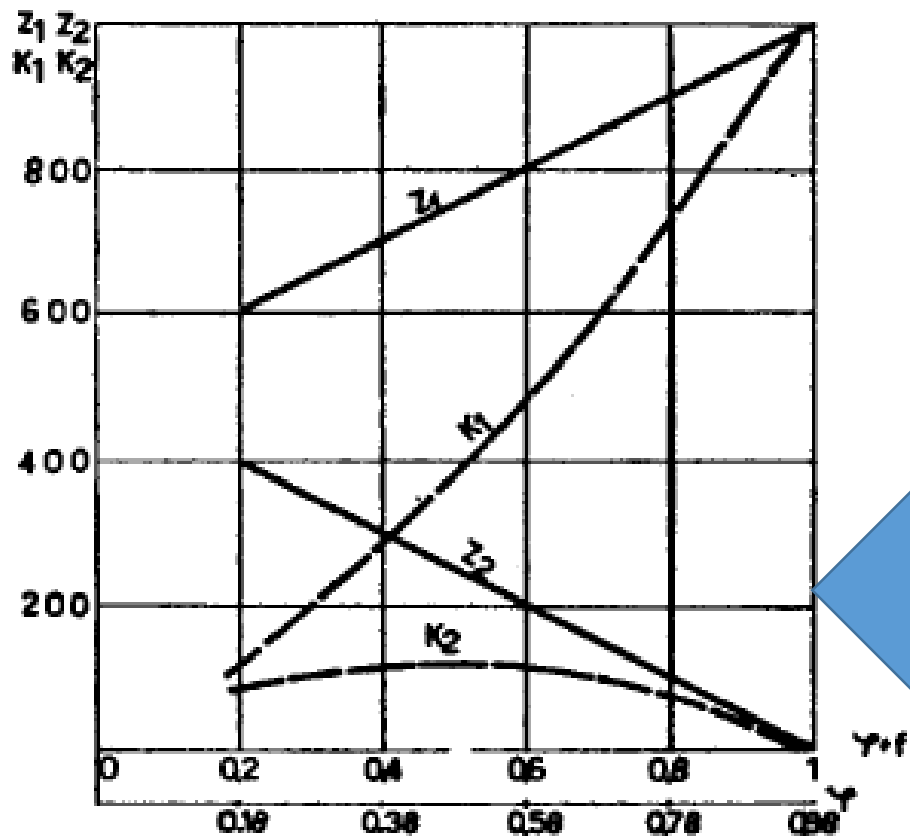
Постоји термин ИДЕАЛНА РАСПОДЕЛА СИЛА кочења и користи се приликом праћења закона расподеле кочних сила.

Промена вертикалних реакција точкова се линеарно мења у зависности од јединичног успорења возила.



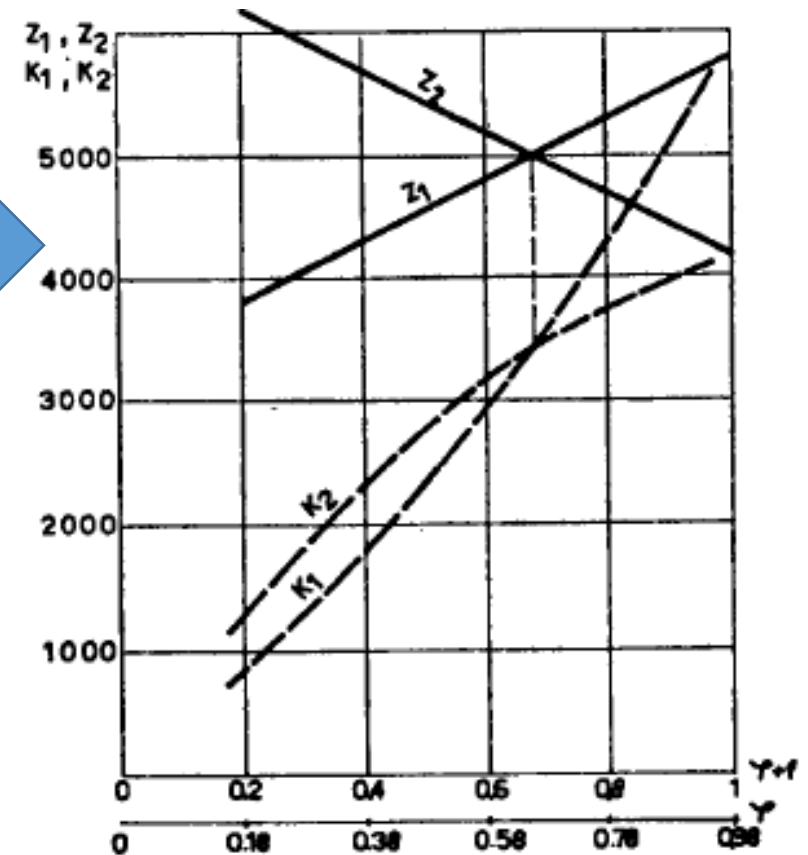
РАСПОДЕЛА КОЧНИХ СИЛА

Промена вертикалних реакција тачкова (Z_1 и Z_2) се линеарно мења и у зависности од приањања тачкова. Промена вертикалних реакција тла се такође разликује и у односу на оптерећење возила. На слици испод уз вертикалних реакција, приказана је и идеална расподела кочних сила.



Промена вертикалних реакција тачкова за случај оптерећеног возила

Промена вертикалних реакција тачкова за случај празног возила



РАСПОДЕЛА КОЧНИХ СИЛА

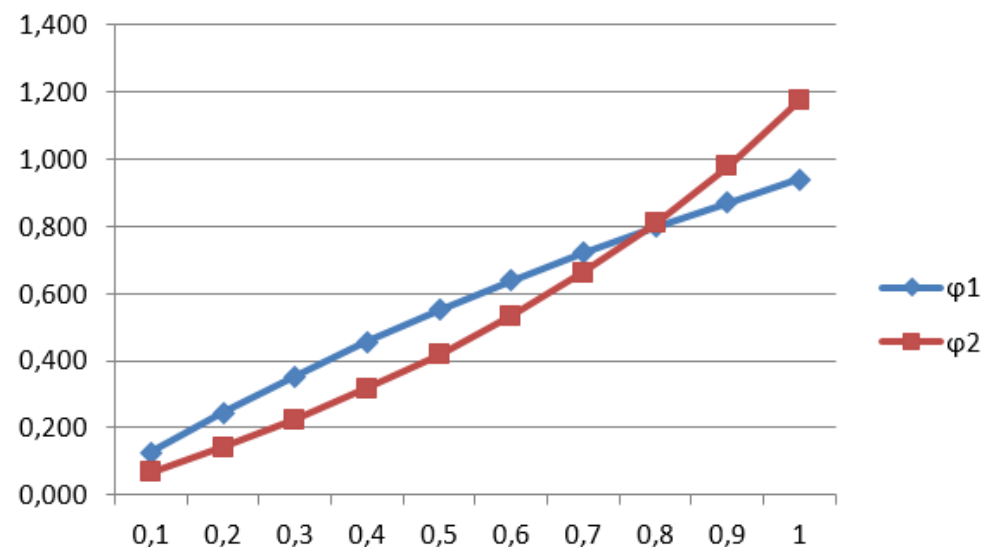
Идеалну расподелу код једноставних кочних система (углавном код система старије конструкције) се не може остварити, имајући у виду да је унапред дефинисан однос расподеле кочних сила. Значи однос кочних сила на предњој и задњој осовини је константан и не мења се.

Адхезиони дијаграми

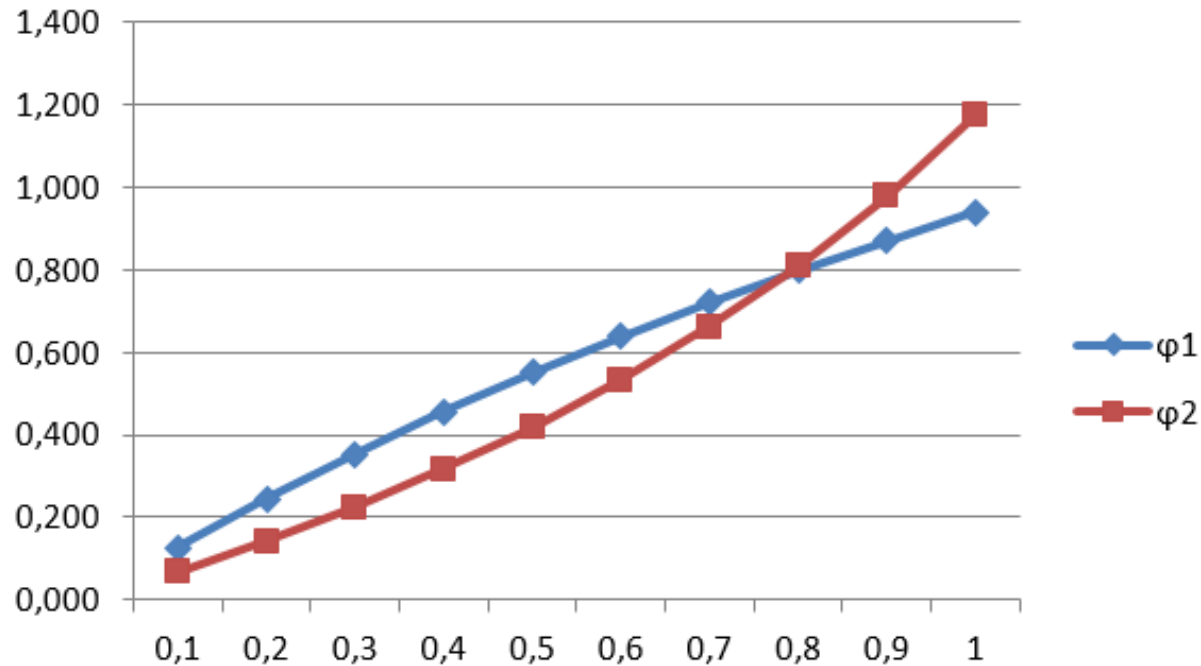
Искоришћење максималне вредности приањања је јако битно приликом кочења. Графичко-аналитичким путем се може одредити помоћу **дијаграма искоришћења приањања (адхезиони дијаграм)**.

Помоћу овог дијаграма је могуће проверити рад кочног система на возилу али такође се може одредити и однос расподеле кочних сила који би требао бити између точкова на предњој осовини (K_1) и на задњој осовини (K_2).

$$R = \frac{K_1}{K_2}$$



Адхезиони дијаграми



Са дијаграма је уочљиво да до коефицијента приањања 0,8 постоји могућност блокирања тачкова пре свега на предњој осовини, а затим после те вредности долази до блокирања на задњој осовини.

Управљање и управљивост МОТОРНИХ ВОЗИЛА



ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

Управљање возилом представља скуп акција које возач предузима у циљу утицаја на кретање возила. Другим речима представља скуп акција које предузима возач којима се условљава промена параметара кретања возила.



Управљивост је способност возила да успешно скреће, а тим термином обухваћено је и проучавања начина скретања возила и перцепције понашања возила при скретању.

Стабилност се односи на отпор возила да промени (у принципу жељену) путању којом се креће

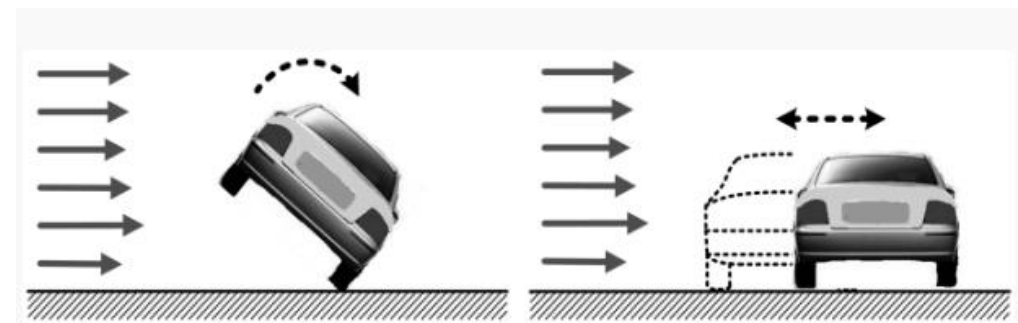
ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

Возач својим акцијама управља на тај начин тако што мења величину и карактер сила које делују на возило. Наравно неке силе возач не може контролисати али оне које возач контролише су условљене конструктивним параметрима возила.

Неке од сила које возач не контролише су силе инерције, центрифугална сила и аеродинамичке силе.

Посебан значај на управљивост возила има бочни ветар. Тако најгори случај представља кретање возила у срединама са јаким бочним ветровима јер изазива променљиве бочне силе.

ROYALTY-FREE VECTOR



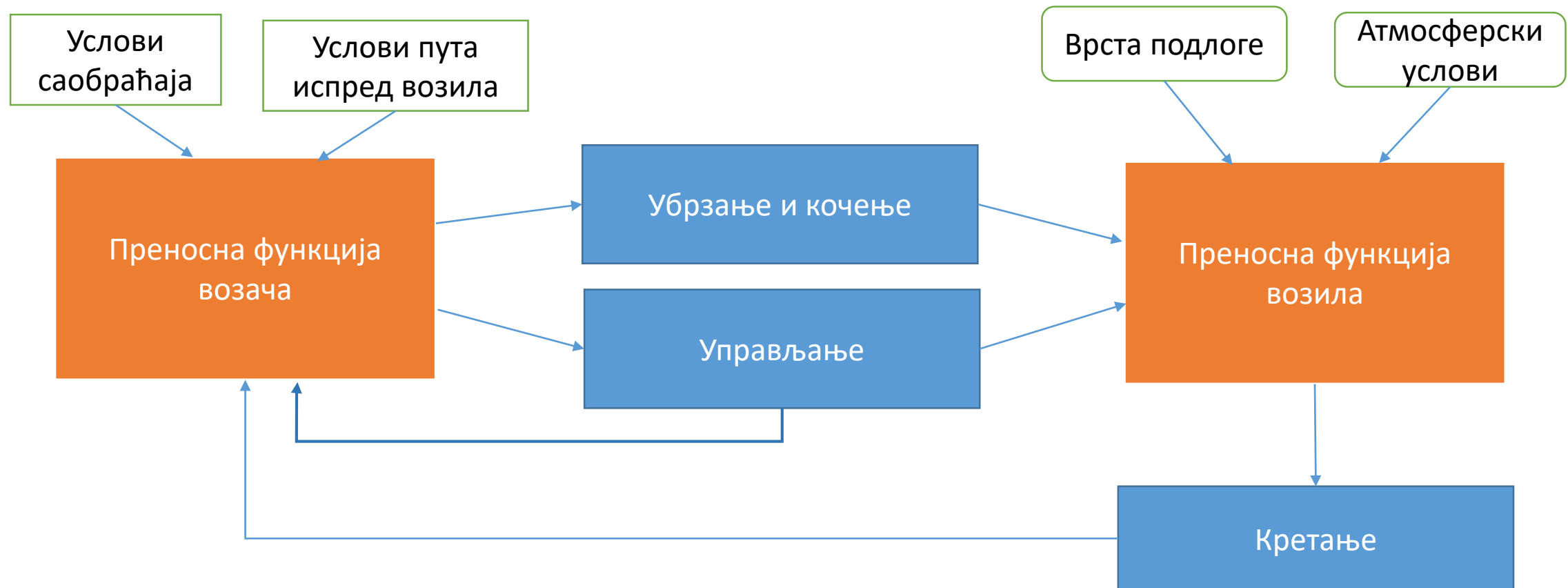
ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

Велики утицај на стабилност кретања возила могу имати и вртлози које производе велика возила и то која се крећу великим брзинама као што је случај на аутопутевима.



Управљање и управљивост возила у систему возач-возило

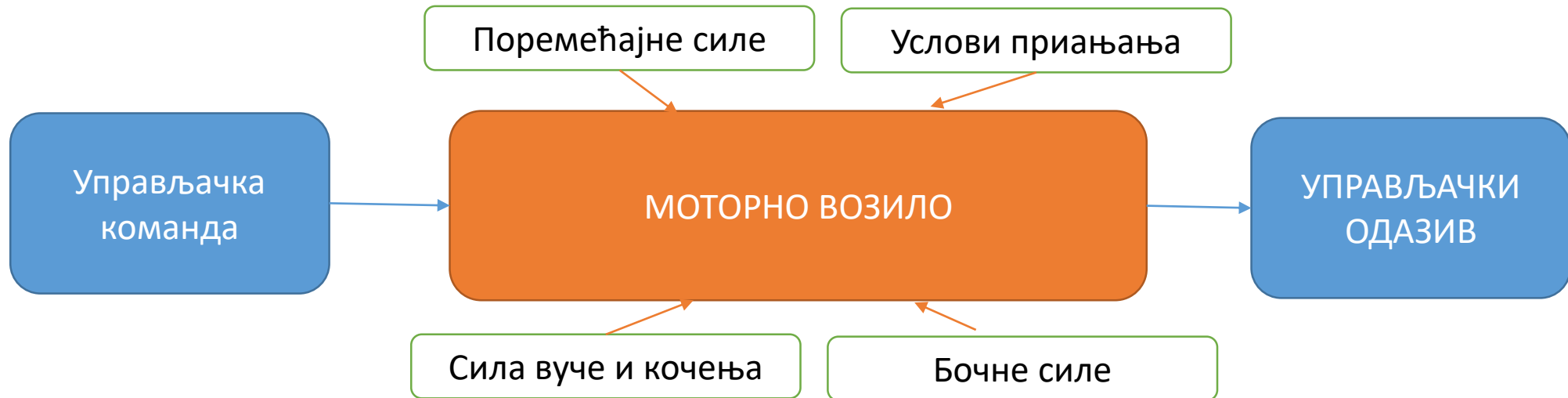
Термин управљивости возила се односи на укупну меру одазива у систему возач-возило. Ово је систем са повратном спрегом, што значи да возач узима у обзир права, положај и реакције и начин понашања возила па их коригује својим командама како постигао жељене параметре кретања. На слици испод текста приказан је **систем возач возило са повратном спрегом**.



Управљање и управљивост возила у систему ВОЗАЧ-ВОЗИЛО

Да би се добила објективна карактеристика овог возила може се разматрати систем без повратне спреге.

На овај начин добија се могућност да се посматра и оцени понашање возила као реакција на специфичне управљачке команде без корелације и овакву карактеристику можемо прецизније дефинисати као **УПРАВЉАЧКИ ОДАЗИВ**.

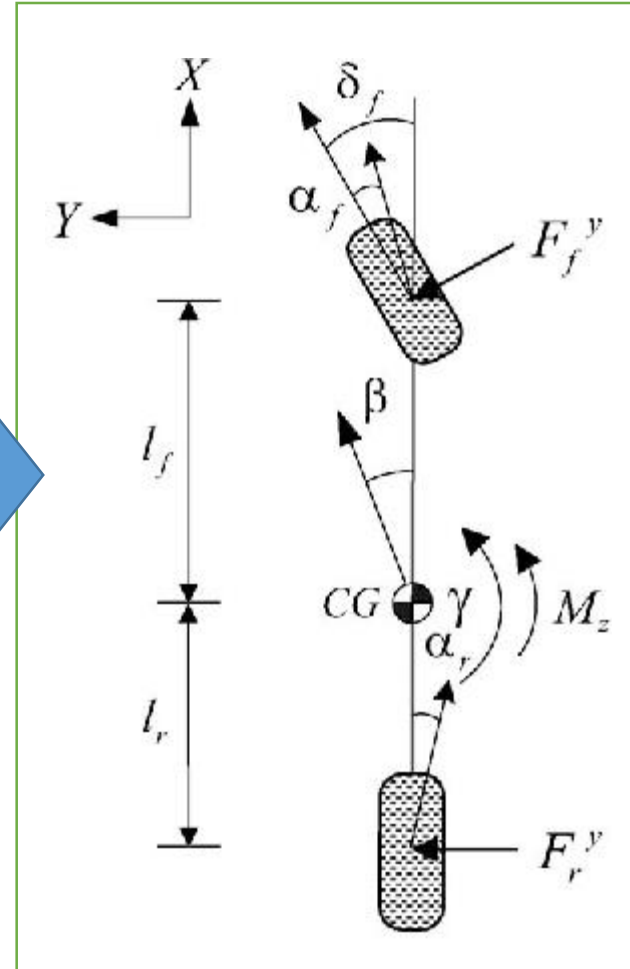
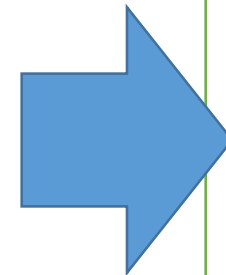
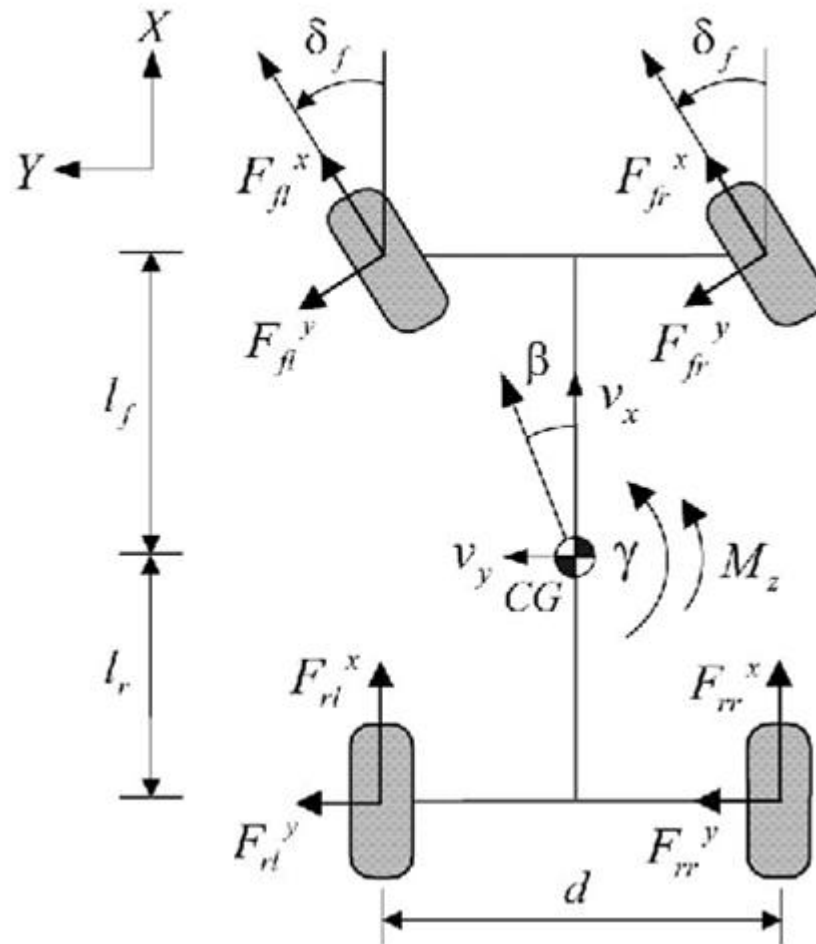
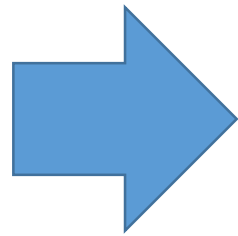
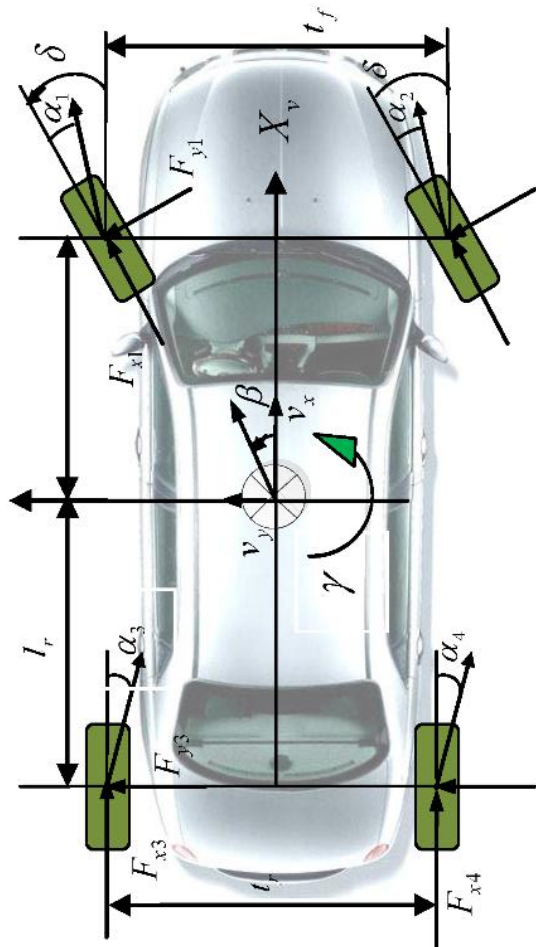


У неким условима кретања возила поремећено кретање возила не одступа значајније од непоремећеног кретања и за таква возила се каже да су стабилна или неутрална.

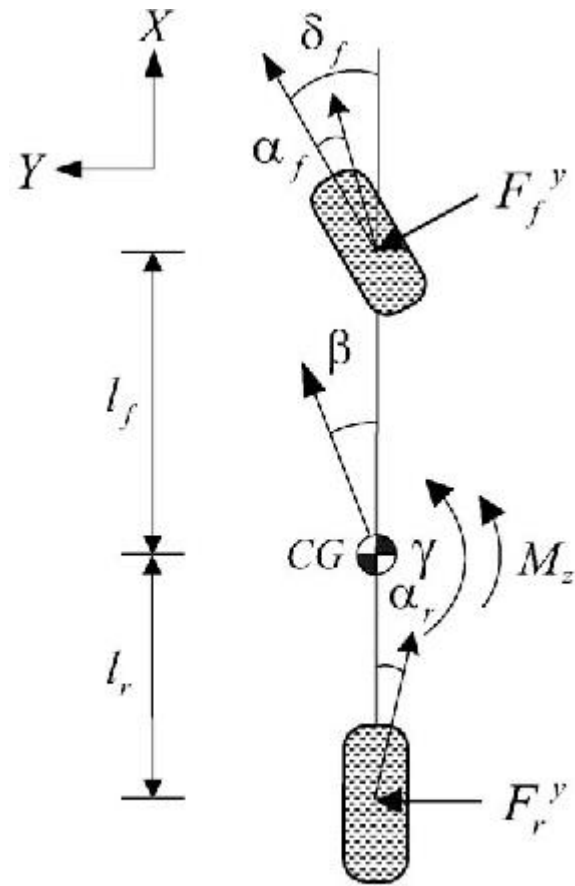
Код других возила разлика између поремећеног и непоремећеног кретања током времена расте па се каже да она имају нестабилно кретање. Нестабилност се може манифестовати као појачана реакција на управљачку команду (подуправљивост) или смањена реакција на управљачку команду (подуправљивост).

МОДЕЛИ ВОЗИЛА У АНАЛИЗИ УПРАВЉИВОСТИ

У циљу лакшег разумевања управљања и управљивости возила коришћен је модел возила са једним трагом (означен зеленом бојом) овај модел је познатији као модел „бицикл модел“.



МОДЕЛИ ВОЗИЛА У АНАЛИЗИ УПРАВЉИВОСТИ

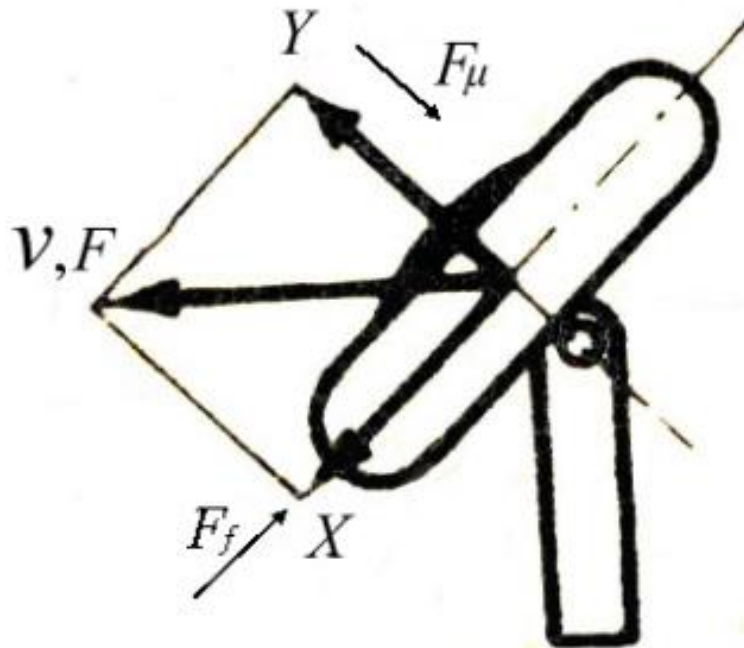


Овакав модел је базиран на следећим упрошћењима:

- Висина тежишта возила у односу на подлогу је нула, односно тежиште лежи на површини подлоге. Овим се елиминише разлика између вредности бочних сила на спољашњим и унутрашњим точковима. Услед тога, два точка (десни и леви) се могу свести на један.
- Изрази који описују кретање су линеаризовани. Линеаризација важи за углове мање од 4° . Ова линеаризација такође обухвата и линеаризацију понашања пнеуматика.

Управљање возилом и механизам заокретања возила

Начин заокретања аутомобила при кретању на равном и тврдом коловозу може да се објасни анализом сила које дејствују на управљачки точак, који при томе није и погонски. Приликом заокретања на точак дејствује гурајућа сила F , која може да се разложи у две компоненте - сила X , која дејствује у равни точка и друга, сила Y , која дејствује у правцу осе точка. Јасно је да ће точак кренути оним смером у коме је мањи отпор кретању. Да би точак кренуо у смеру дејства силе Y , потребно је да савлада силу отпора у том правцу, а то је сила трења.

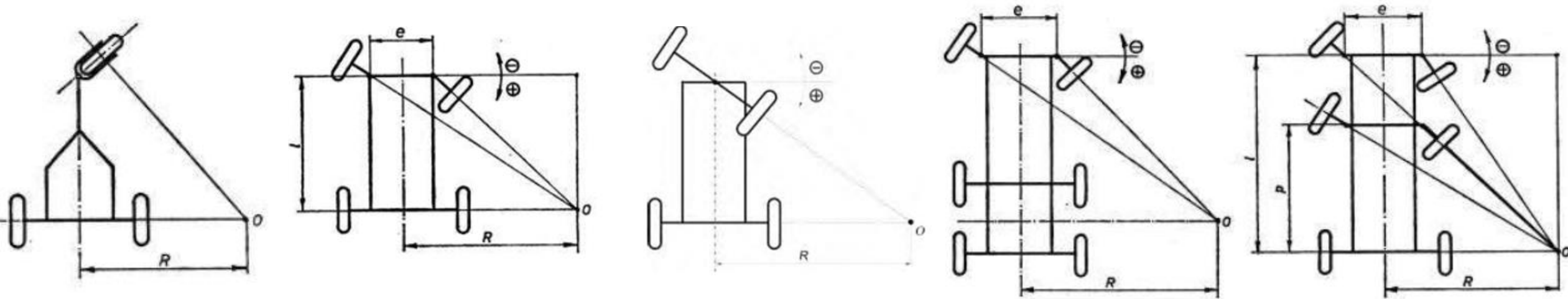


При кретању точка у правцу силе X , потребно је да савлада силу отпора котрљању точка. Како је на тврдом и равном коловозу коефицијент котрљања точка (f) за око 40 до 50 пута мањи од коефицијента клизања (трења) точка (μ), јасно је да ће се точак котрљати вучен силом X у том смеру. Тиме се објашњава због чега је при кретању возила по леду или блату, често кретање возила у смеру пређашњег кретања - по инерцији, а не у жељеном, које возач задаје закретањем точка.

Управљање возилом и механизам заокретања возила

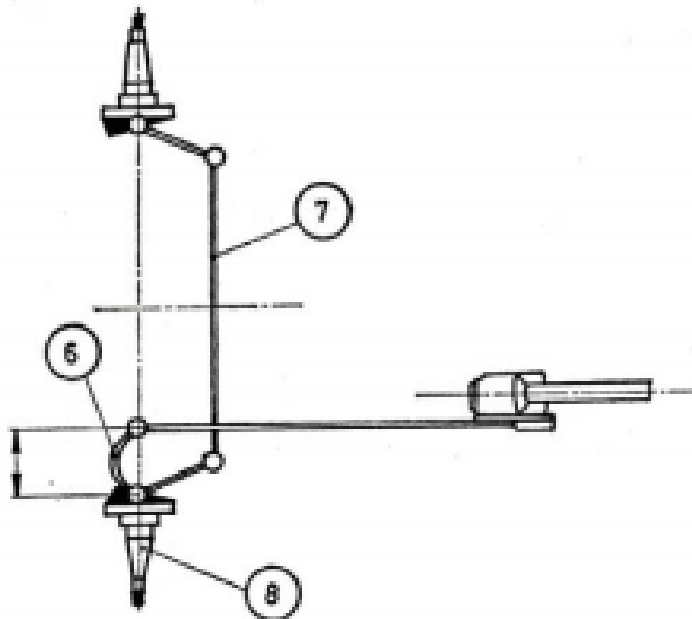
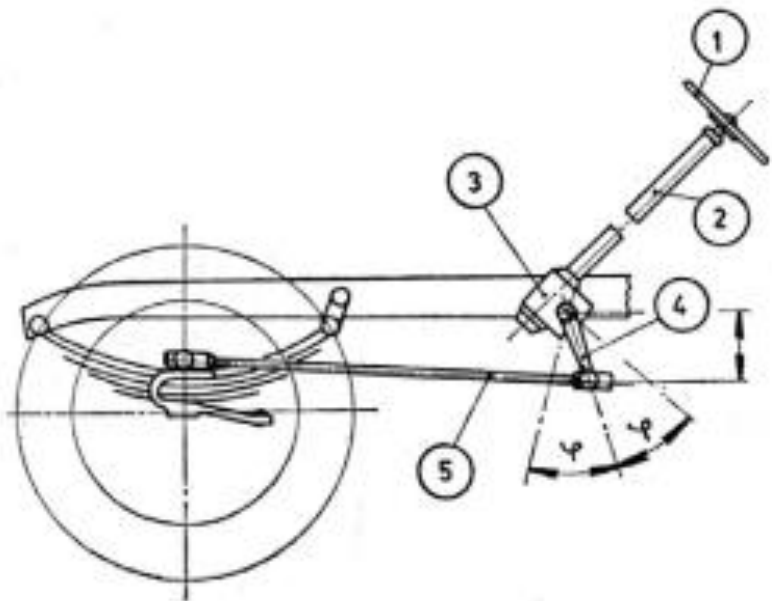
Основни кинематски захтев који се поставља пред управљачки механизам друмских возила је остварење потпуног котрљања точкова у кривини, без проклизавања ни једног точка. Овакав захтев се остварује само уколико се центар окретања свих точкова налазе у једној тачки - "центру заокретања", односно уколико се "продужене осе" свих точкова секу у једној тачки.

Неки од механизма заокретања су приказани на следећим сликама



Управљање возилом и механизам заокретања возила

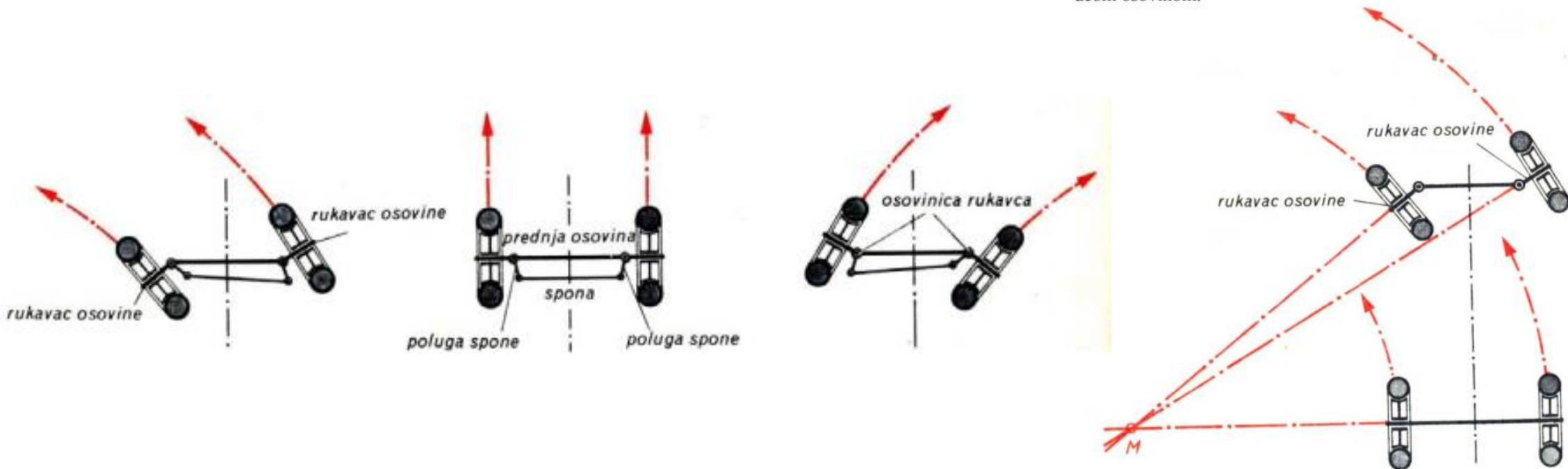
Под управљачким механизмом једног возила подразумевају се сви елементи механизма који учествују у остваривању жељене путање кретања возила. Овај склоп возила спада у врло осетљиве склопове возила с обзиром да од његове прецизности и поузданости зависи и сигурност целог возила, како са аспекта кретања па тиме и безбедности у саобраћају. Управљачки механизам возила уопште, дели се, у принципу, на механизме управљања возила са точковима и механизме чије се управљање врши гусеницама. Ове две врсте механизма су концепцијски сасвим различите, самим тим што је и концепција управљања различита. Управљачки механизам се састоји од:



1. Точак управљача
2. Вретено управљача
3. Управљачки преносник
4. Рукуница преносника
5. Подужна спона
6. Закретна рукуница рукавца
7. Спона
8. Рукавац точка

Управљање возилом и механизам заокретања возила

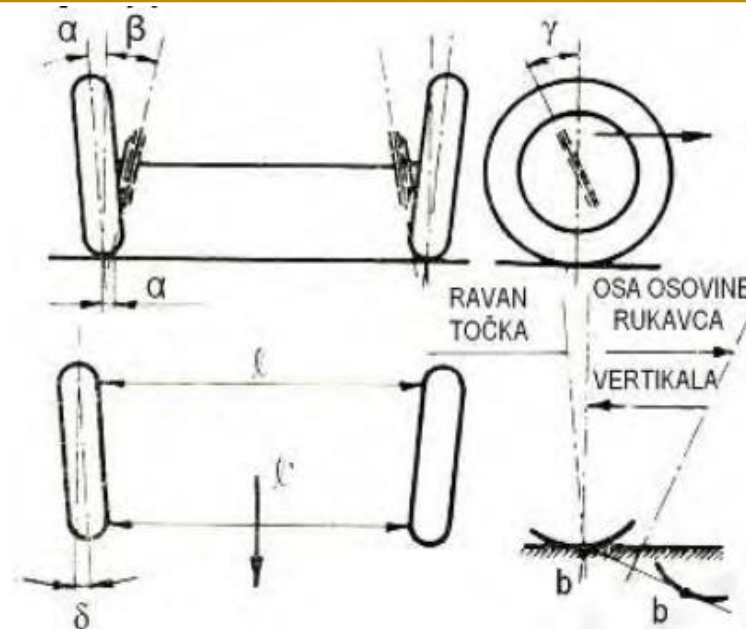
Основни кинематски захтев који се поставља пред управљачки механизам друмских возила је остварење потпуног котрљања тачкова у кривини, без проклизавања ни једног тачка. Овакав захтев се остварује само уколико се центар окретања свих тачкова налазе у једној тачки - "центру закретања", односно уколико се "продужене осе" свих тачкова секу у једној тачки.



Управљање возилом и механизам заокретања возила

Наиме, да не постоји оваква способност точкова да одржава неутралан положај, због постојања зазора у систему, точкови би тежили да заузму неки произвољан правац, сходно условима пута. Овакав начин би захтевао од возача сталну корекцију путање кретања, што ни у ком случају не би доприносило лакоћи управљања и стварало би велику психичку напетост возача. Исто тако, по изласку из кривине, возач не би могао да одмах врати точкове у неутралан положај због недостатка оријентације у том тренутку. Систем стабилизације точкова управо омогућава такође да се точкови, по аутоматизму, врате у неутралан положај.

Да би управљајући точкови имали ову функцију стабилизације, точкови и осовиница рукавца се постављају, под посебно дефинисаним угловима око осовине око које се закрећу. Наиме, стабилизација точкова се обезбеђује постављањем осовинице рукавца под извесним угловима у односу на вертикалну осу. Ови углови су, приказани на слици поред текста, у попречној равни угао " β " и подужној равни (угао " γ ").



Ова два угла (" β " и " γ ") дејствују истовремено, са тенденцијом да точкове врате у неуталан положај, односно на праволинијску путању.

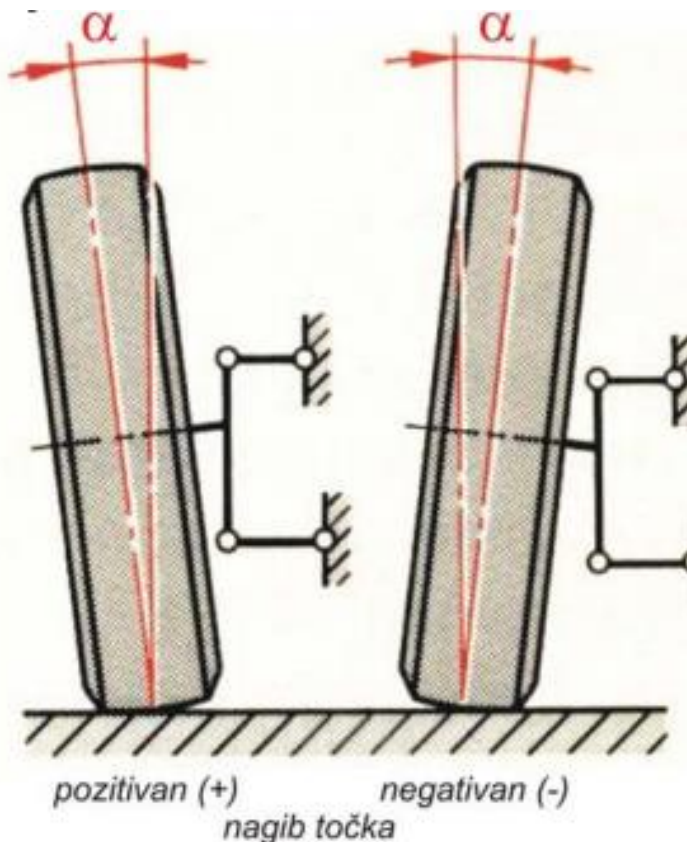
Управљање возилом и механизам заокретања возила

Попречни нагиб осовинице “ β ”, у стручној литератури још се назива угао подупирања точка и има двоструку функцију:

- 1) да би се обезбедило да продор осовинице кроз подлогу не пада сувише далеко од “центра отиска” точка (као када би осовиница била постављена вертикално), већ нешто ван њега, обезбеђујући на тај начин извесно одстојање “а”, тако звани “полупречник скретања точка”, које је неопходан како би елементи управљачког система (зглобови и споне) стално били под напоном, у стању истезања спона, анулирајући на тај начин утицај зазора који мора да постоји у систему. Исто тако, ово одстојање несме да буде ни превише велико, како неби изавало беспотребно хабање пнеуматика због клизања при заокретању.
- 2) Друга функција угла попречног нагиба осовинице “ β ” је одржавање неутралног положаја точка. Приликом заокретања точка из неутралног положаја око осовинице која је под попречним нагибом, подиже се точак возила који се налази на унутрашњој страни кривине, док се точак на спољној страни кривине мало спушта (као да точак понире у подлогу), што је узроковано померањем тачке контакта точка са путем у равни “б-б”, управно на осу осовинице рукавца. Овакаво неравномерно подизање возила је изазвано крутошћу подлоге, која да је мека, омогућила би да точак на спољној страни кривине “удуби” подлогу. На тај начин и тежиште возила се издиже, стварајући лабилан положај, услед чега има сталну тенденцију враћања у “нижи” – стабилан положа

Управљање возилом и механизам заокретања возила

Како се већ са претходних слика и са слике испод види ни управљачки точкови у односу на вертикалну осу нису постављени вертикално, већ су под неким углом α . Овај угао се назива “бочни нагиб точка” или “закошење точка”



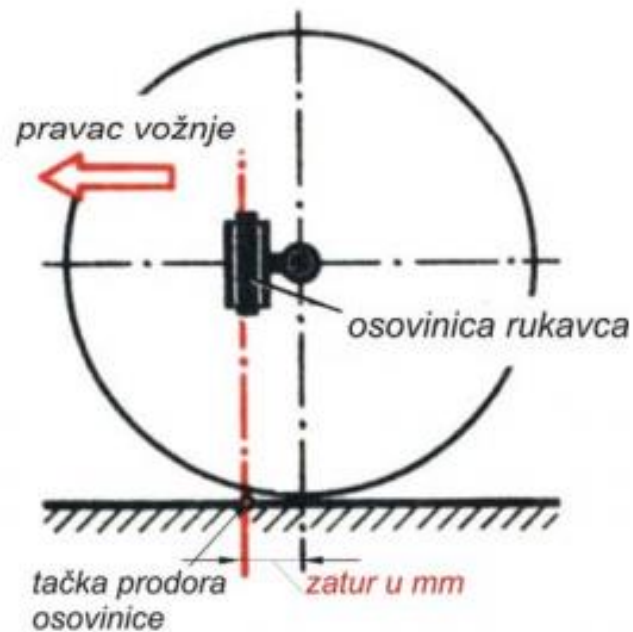
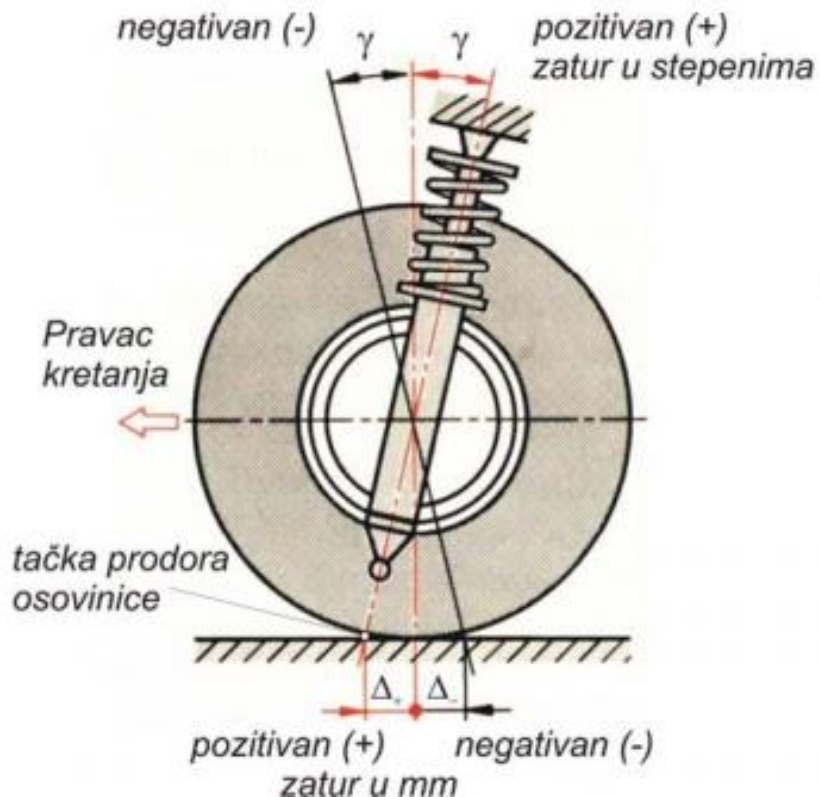
У пракси се користе такозвани позитивно и негативно закошење.

Позитивним закошењем се назива када је чачак под нагибом према споља (као на слици). и најчешће управљајући точкови возила имају позитивно закошење, које износи најчешће $+00^{\circ}20'$ до $+10^{\circ}30'$. Одступање од препоручених вредности $\pm 30'$ сматра се границом толеранције. Позитивно закошење даје у пракси добро вођење точкова и мали полупречник заокретања; уколико је веће закошење то су мање бочне силе код вожњи у кривини.

Негативно закошење је најчешће присутно код задњих точкова, као и код управљајућих точкова возила за велике брзине. Границе закошења су $-00^{\circ}30'$ до -20° . Предност негативног закошења је у томе што побољшава пролаз возила у кривинама. У конструкцијама вешања точка, где је конструктивно предвиђено подешавање овог угла, обично се бирају мање вредности.

Управљање возилом и механизам заокретања возила

Како је већ раније наведено, осовиница рукавца точка у подужној равни точка савремених возила такође не стоји вертикално, већ под неким углом “ γ ”, који се назива “**угао затура осовинице**”. На тај начин, “продужена оса осовинице” има тачку продора кроз тло нешто испред-иза точка.



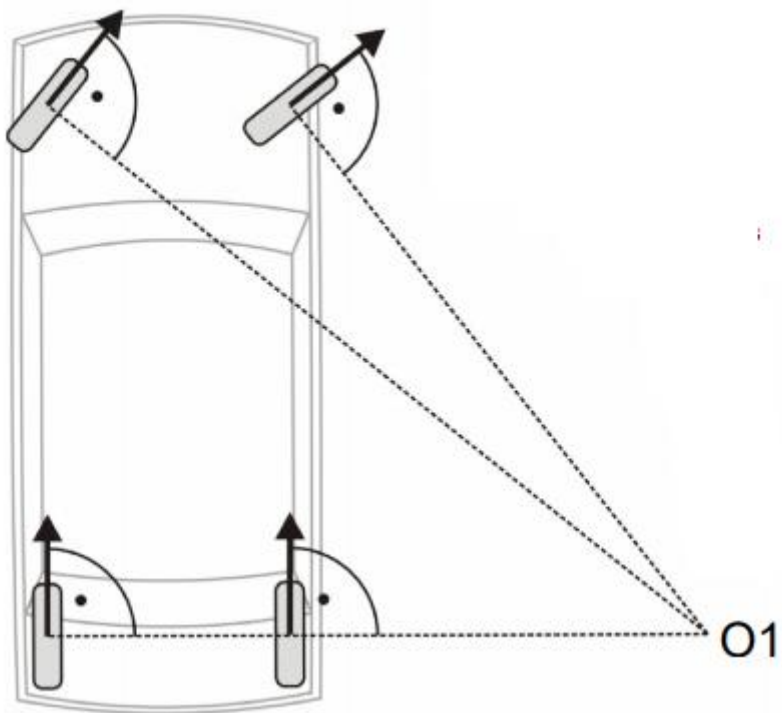
У пракси, код путничких и теретних возила се користе такозвани позитивни и негативни затур осовинице.

Позитивним затуром се назива када тачка замишљеног продора осовинице кроз подлогу пада испред вертикалне осе точка.

За негативни затур је усвојено да тачка замишљеног продора осовинице кроз подлогу пада иза вертикалне осе точка.

Скретање при малим брзинама

Приликом скретања возила малим брзинама нема бочног убрзања возила и није потребно да точкови остваре бочне силе па се зато точкови котрљају као крути точкови (значи нема угла заокретања задњих точкова). Возило се креће као на слици испод.



Центар заокретања возила у овом случају налази се на оси задње осовине возила.

Да не би дошло до клизања предњих точкова њихов центар заокретања мора бити у једној тачки. У супротном долази до геометријске неусаглашености и долази до клизања предњих управљачких точкова приликом заокретања точкова.

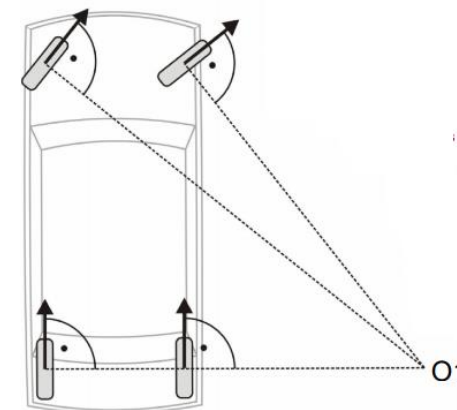
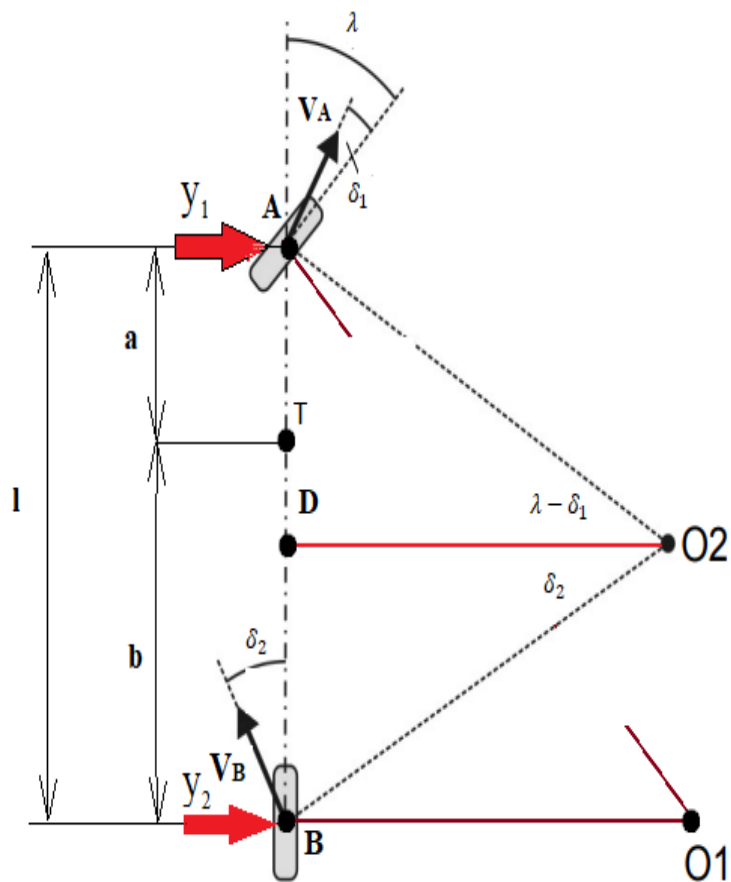
Скретање при малим брзинама

Средњи угао заокретања предњих точкова (λ) је дефинисан као Акерманов угао:

$$\lambda = \frac{l}{R} [rad]$$

l - међусовинско растојање
 R – радијус кривине

Термин Акерманов систем или Акерманова геометрија често се користи да се означи тачна геометрија заокретања предњих точкова као на слици испод текста.



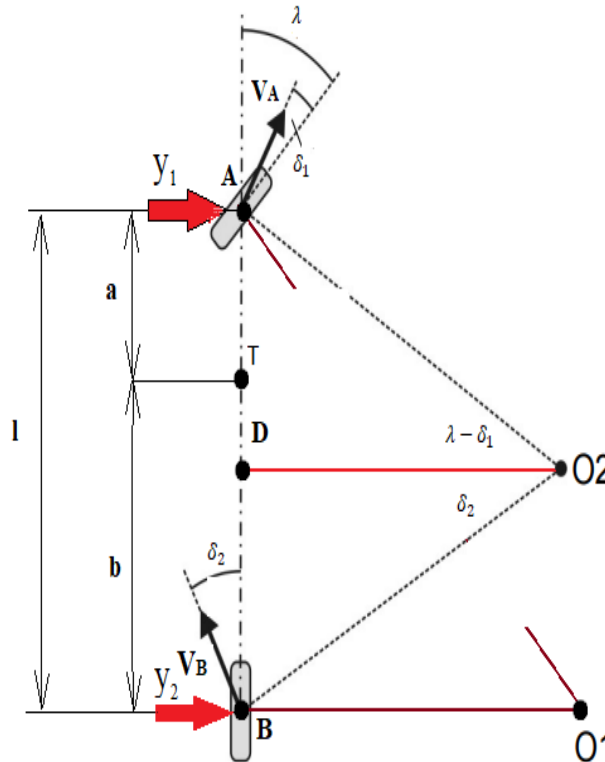
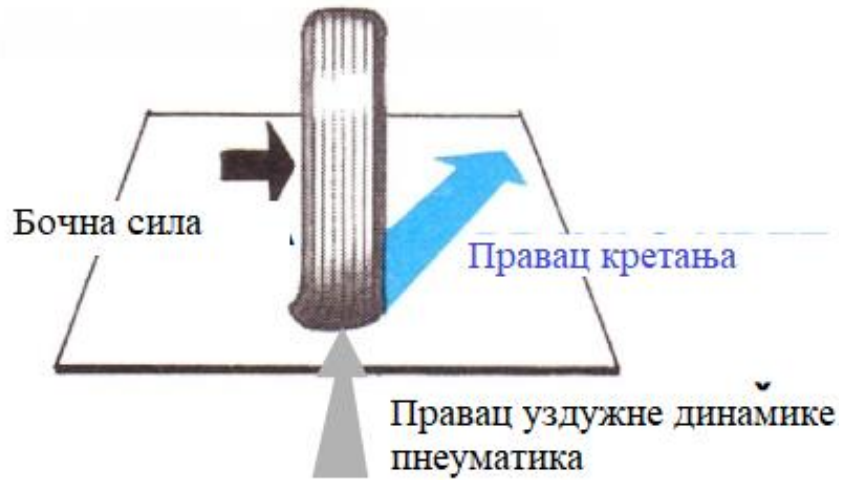
Скретање при малим брзинама

Грешке или одступања од Акерманове геометрије при левом или десном заокретању возила немају битан утицај на управљачки одазив али утичу на стабилизациони момент управљачког система. Одступања могу значајно утицати на хабање и трошење предњих точкова (управљајућих).

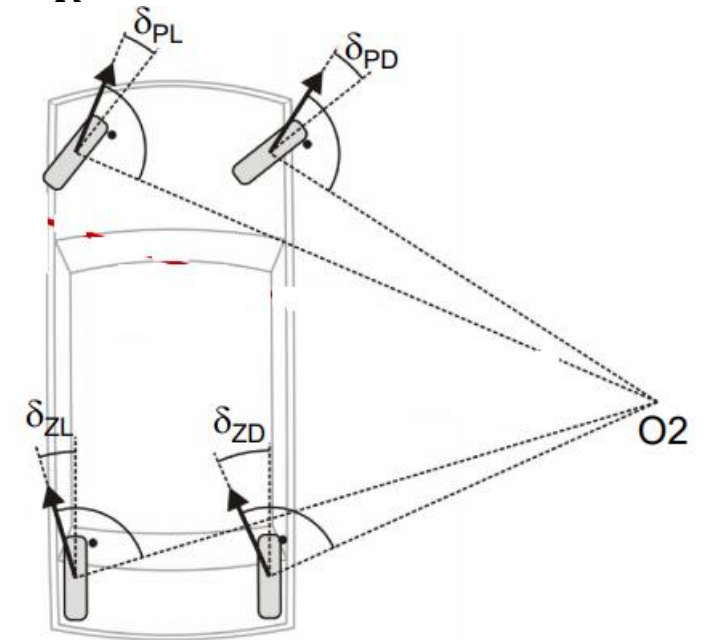


Скретање при великим брзинама

Разлика у условима скретања при већим брзинама (којима се возило креће у саобраћају) у односу на мале брзине, јесте појава израженијег бочног убрзања при већим брзинама. Да би се бочне силе, које делују на возило у равнотежиле, на точковима се развијају бочне силе супротног смера. Такође, у оваквим условима, на свим точковима ће бити присутна одређена бочна скретања.



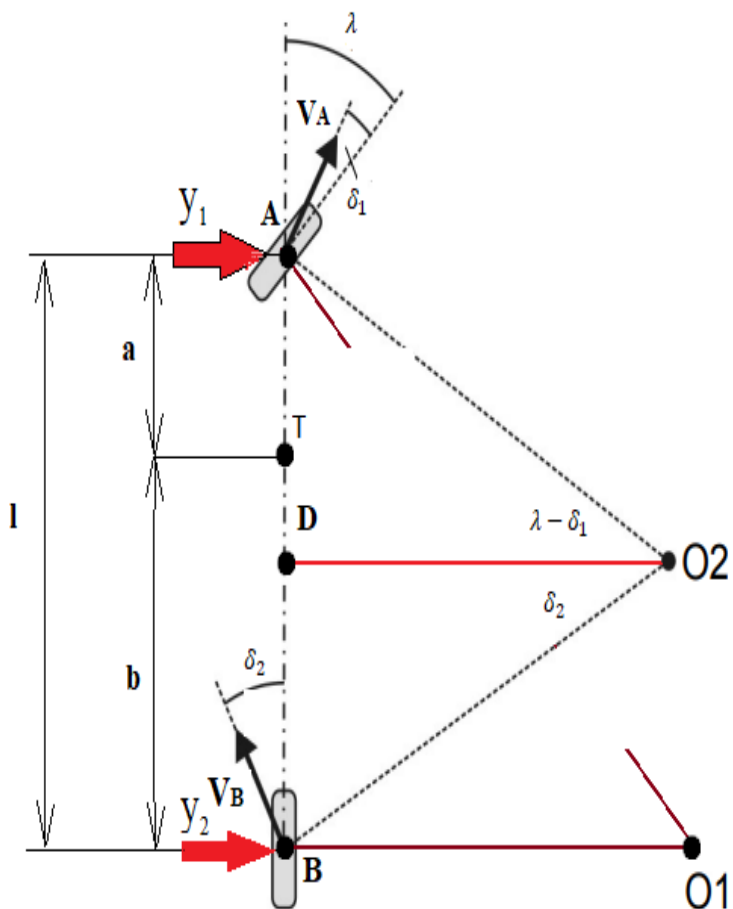
$$\lambda = \frac{l}{R} + \delta_1 - \delta_2$$



Једначине скретања

Можемо рећи да је бочна сила мора бити једнака суми сила на пнеуматичима у бочном правцу односно производу масе и центрипеталног убрзања

- Полазећи од модела бицикла



$$Y = y_1 + y_2 = \frac{mv^2}{R}$$

Да би возилу била обезбеђена равнотежа момената око тежишта сума момената од предњих и задњих бочних реакција мора бити једнака нули.

$$y_1 \cdot a - y_2 \cdot b = 0$$

Разматрајући геометрију возила приликом скретања произилази:

$$\lambda = \frac{l}{R} + \delta_1 - \delta_2$$

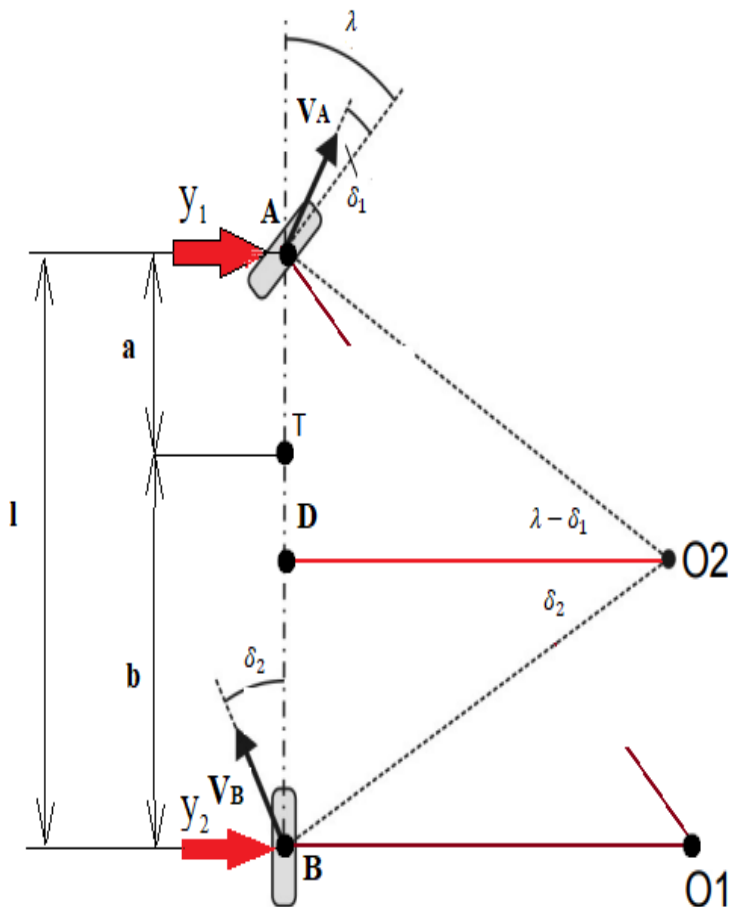
Једначину скретања можемо написати као

$$\lambda = \frac{l}{R} + \left(\frac{G_a}{C_1} - \frac{G_b}{C_2} \right) \cdot \frac{V^2}{gR}$$

Где су: l -међуосовинско растојање, R – полупречник кривине, G_a и G_b оптерећење осовина (N), C_1 и C_2 крутост при скретању преуматка ($N/^\circ$)

Једначине скретања

- Полазећи од модела бицикла



За углове скретања важи углове скретања (δ_1 и δ_2) важе и следеће једначине. Увек посматрамо коефицијенте отпора скретања осовина. Уколико је јединица N/rad користимо једначину (1) уколико имамо јединицу rad/N користимо једначину (2).

$$\delta_x = \frac{y_x}{C_1} \quad (1)$$

$$\delta_x = y_x \cdot C_x \quad (2)$$

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

Градијент подуправљивости је најчешће коришћена мера одазива система без повратне спреге. Он представља меру одазива система возила у статичким условима и ако се у неким условима може корисити и за оцену перформанси возила у ситуацијама које нису потпуно статичке (квазистатички услови).

Градијент подуправљивости одређује интензитет и правац потребног управљачког улаза.

ГРАДИЈЕНТ ПОДУПРАВЉИВОСТИ – говори колико возач мора јаче или слабије да закрене волан у односу на случај неутралне управљивости, у зависности од попречног убрзања возила

На основу градијента подуправљивости може се закључити вид управљивости возила. Закључак о виду управљивости се може закључити и у односу на углове заокретања точкова и углове клизања точкова (предње и задње осовине)

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

Имамо три карактеристична случаја и то:

- Неутрално заокретљиво (неутрална управљивост) (а).
- Подуправљивост, када возило није довољно заокретљиво (б),
- Надуправљивост, када је возило сувише заокретљиво (в),



Неутрална
управљивост

$$\delta_1 = \delta_2 \quad \text{или} \quad \delta_p = \delta_z$$

а)



Подуправљивост

$$\delta_1 > \delta_2 \quad \text{или} \quad \delta_p > \delta_z$$

б)



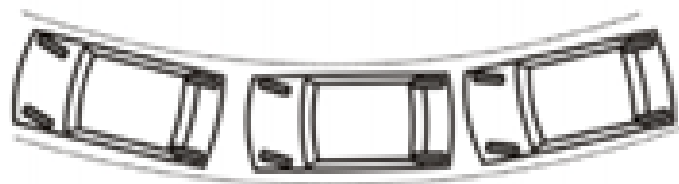
Надуправљивост

$$\delta_2 > \delta_1 \quad \text{или} \quad \delta_z > \delta_p$$

в)

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

Неутрално заокретљиво возило (неутрално управљиво возило) је случај када је $\delta_1 = \delta_2$ или $O_1=O_2$. У овом случају у кривини са константним радијусом када долази до повећања није потребно мењати угао управљачких точкова.

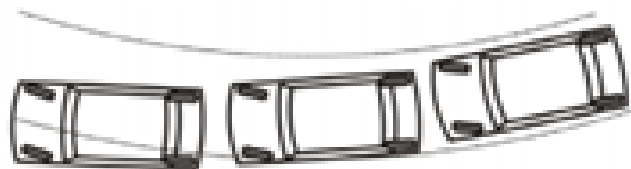


Неутрална
управљивост

$$\delta_1 = \delta_2 \quad \text{или} \quad \delta_p = \delta_z$$

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

Недовољно заокретљиво возило или подуправљиво возило је случај када су углови такви да важи $\delta_1 > \delta_2$ или $O_1 < O_2$. Ово значи да при кретању возила у кривини са константним радијусом и при повећању брзине мора се повећати и угао заокретања управљачких точкова да би се задржала одговарајућа трајекторија кретања возила.

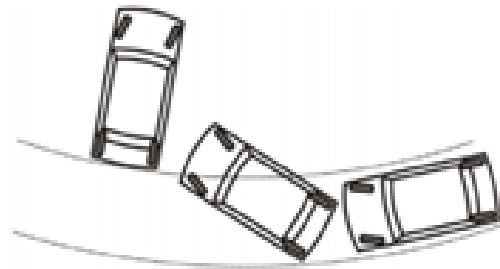


Подуправљивост

$$\delta_1 > \delta_2 \text{ или } \delta_P > \delta_Z$$

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

- **Надуправљивост** је случај када је **возило сувише заокретљиво** односно када су углови заокретања такви да је $\delta_1 < \delta_2$ или $O_1 > O_2$. Ово значи да при кретању возила у кривини са константним радијусом и при повећању брзине мора се смањити угао заокретања управљачких точкова а би се задржала одговарајућа трајекторија кретања возила.



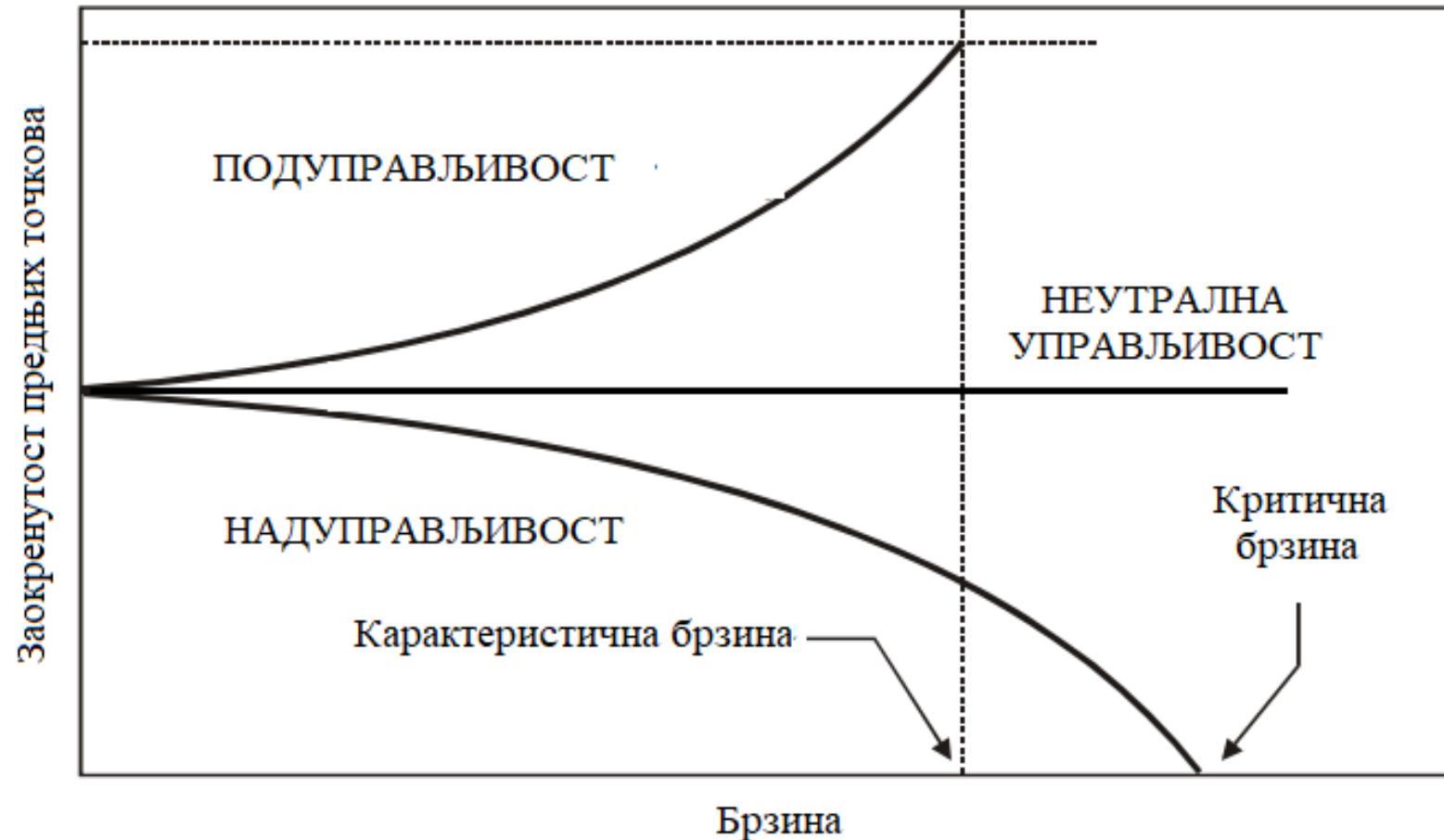
Надуправљивост

$$\delta_2 > \delta_1 \quad \text{или} \quad \delta_2 > \delta_p$$

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

-критична и карактеристична брзина-

Међутим битно је напоменути да у зависности од вида заокретљивости возила да немамо увек карактеристичну односно критичну брзину.



ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

-критична и карактеристична брзина-

У случају надуправљивог возила односно возила са сувишном заокретљивошћу имају критичну брзину. Уколико је стварна транслаторна брзина кретања возила већа од критичне брзине возила тада возило постаје нестабилно. Критична брзина се рачуна помоћу израза испод текста. Возила са већим међусоовинским растојањем имају већу критичну брзину. Надуправљива возила се могу без опасности возити брзинама мањим од критичне брзине док нестабилно кретање настаје када је брзина једнака или већа од критичне брзине.

$$V_{krit} = \sqrt{-\frac{g \cdot l}{K_{up}}} = \sqrt{-\frac{g \cdot l}{\delta_1 - \delta_2}}$$

ВИДОВИ УПРАВЉИВОСТИ

-критична и карактеристична брзина-

У случају подуправљивог возила немамо критичну брзину у овом случају имамо карактеристичну брзину. Карактеристична брзина је брзина при којој је угао заокретања управљачких точкова потребан да се одржи константан радијус скретања двоструко већи од Акермановог угла. Карактеристична брзина се рачуна помоћу следећег израза.

$$V_{kar} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{K_{up}}} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{\delta_1 - \delta_2}}$$

У случају возила са неутралном заокретљивошћу критична брзина је бесконачно велика, тако да немамо ни критичну ни карактеристичну брзину.

Пораст бочног убрзања приликом управљања возилом

Циљ управљања ради скретања је изазивање бочног убрзања.

Пораст бочног убрзања се може представити једначином:

$$\frac{a_y}{\lambda} = \frac{\frac{v^2}{57,3 \cdot l \cdot g}}{1 + \frac{K \cdot v^2}{57,3 \cdot l \cdot g}}$$

Претходна једначина представља однос бочног убрзања (a_y) и угла заокретања предњих точкова (λ)

Када је возило неутрално заокретљиво ($K=0$) пораст бочног убрзања је одређено бројиоцем.

Када је возило подуправљиво ($K>0$) бочно убрзање је мање него код неутрално заокретљивог.

Када је возило надуправљиво ($K<0$) бочно убрзање је веће него код неутрално заокретљивог.

ПОРАСТ БРЗИНЕ СКРЕТАЊА

Други циљ управљања је промена угла усмерености возила повећањем брзине скретања возила.

Брзина скретања возила (r) представља брзину промене угла усмерености и дата је изразом:

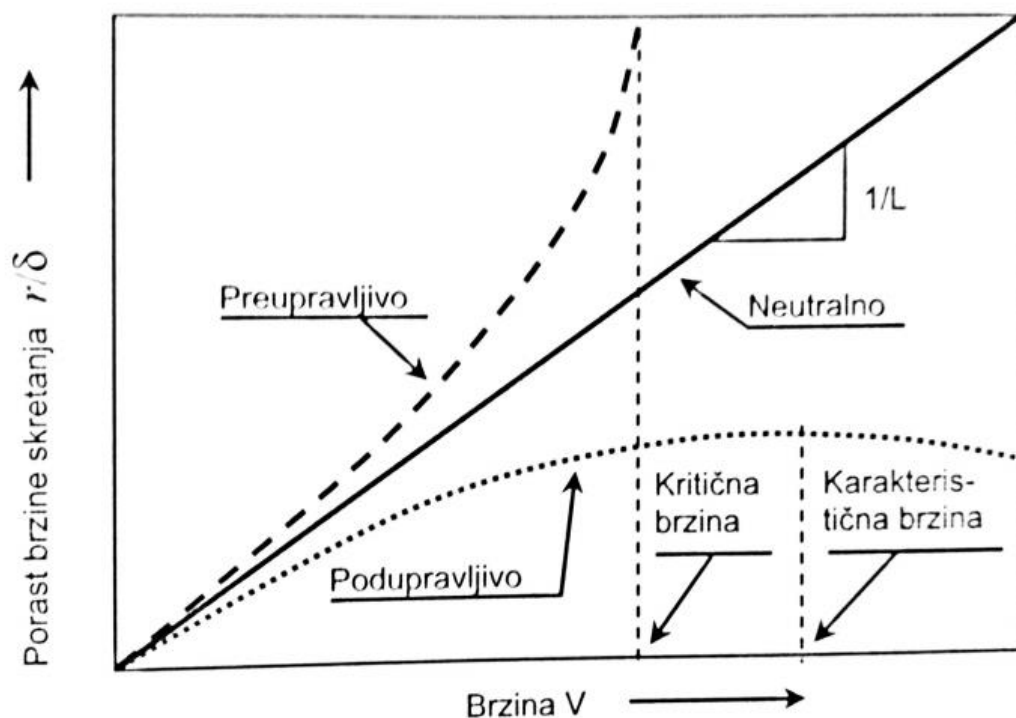
$$r = 54,3 \cdot \frac{v}{R} \quad \left[\frac{0}{sec} \right]$$

Односно израз за пораст брзине скретања је

$$\frac{r}{\lambda} = \frac{\frac{v}{l}}{1 + \frac{K \cdot v^2}{57,3 \cdot l \cdot g}}$$

ПОРАСТ БРЗИНЕ СКРЕТАЊА

Пораст брзине скретања се графички представља на следећи начин

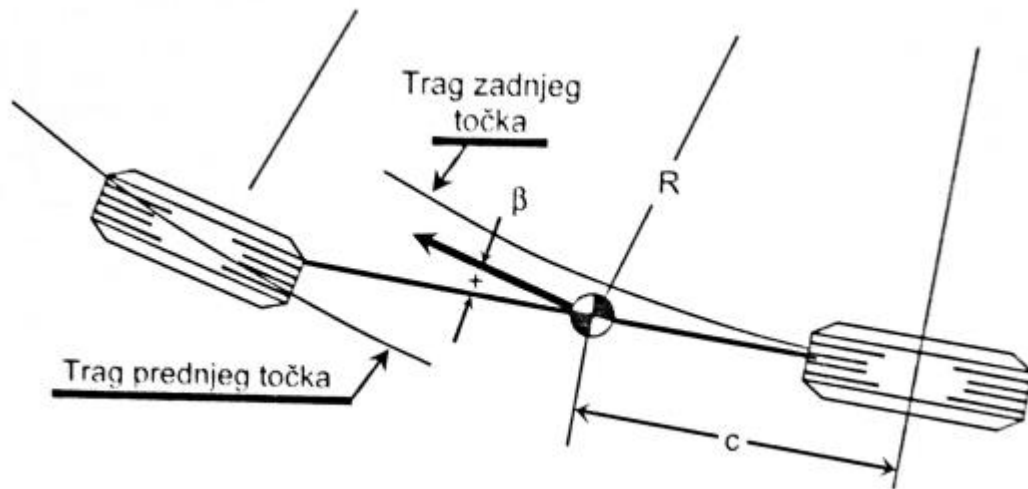


Према графичком приказу уочљиво је да при карактеристичној брзини а у случају подуправљивог возила возило има највећи одазив на скретање

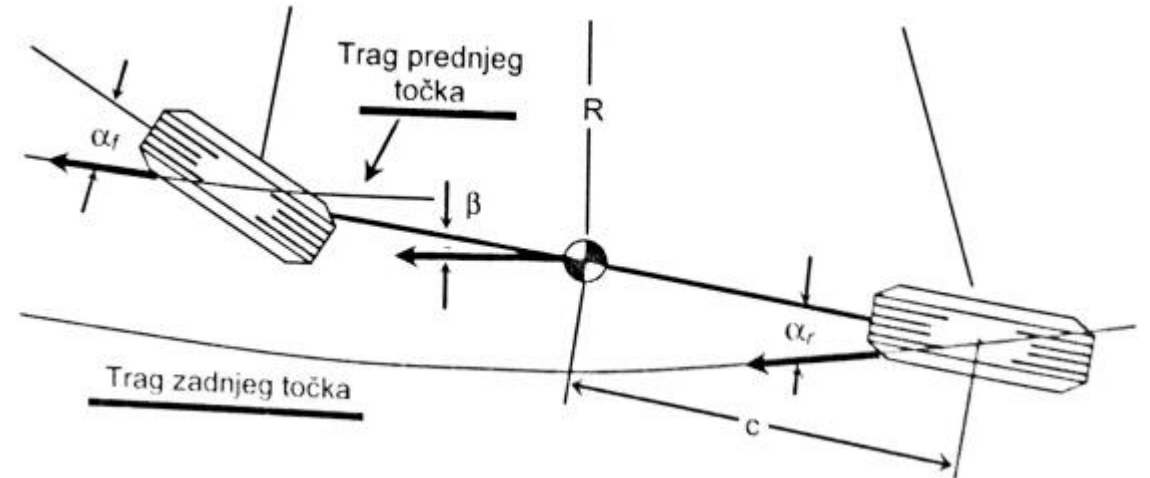
Угао бочног клизања

Угао бочног скретања (β) се може посматрати за сваку појединачну тачку на возилу. Он представља угао између подужне осе возила и тренутног правца посматране тачке. Приликом скретања овај угао је различит за сваку тачку возила.

За објашњења угла бочног клизања можемо посматрати два специфична случаја и то:

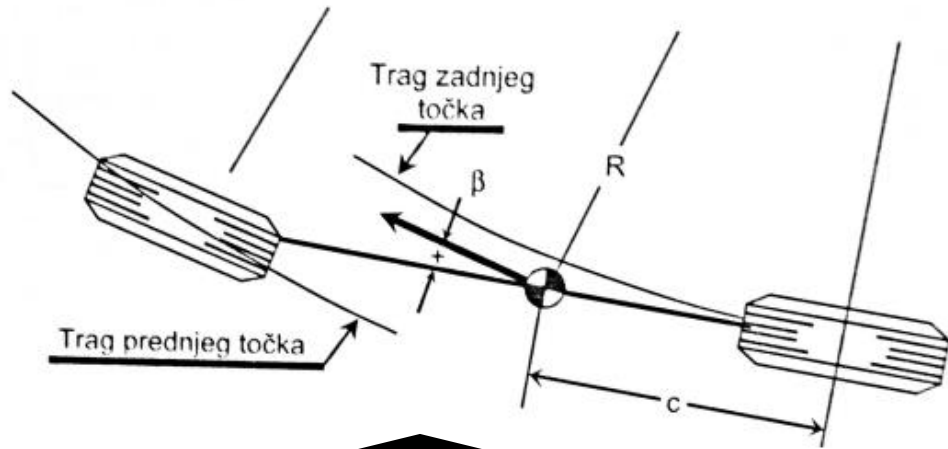


Скретање возила при
малим брзинама

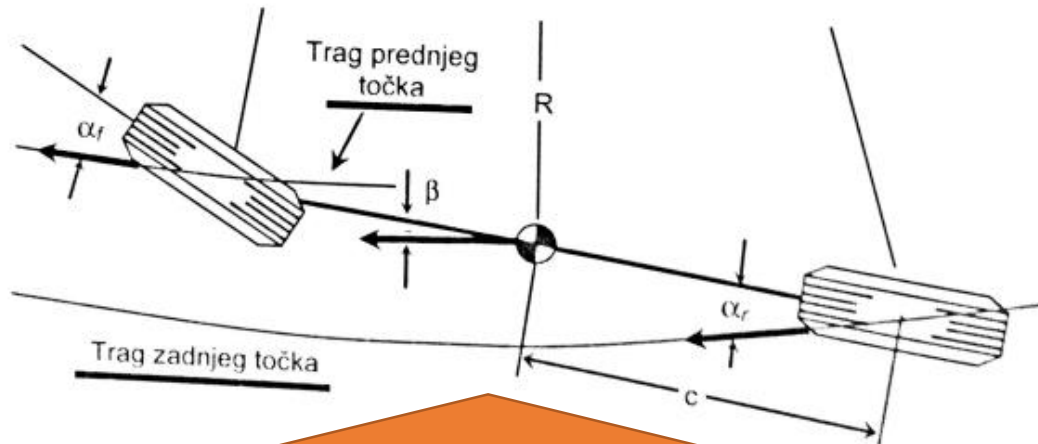


Скретање возила при
великим брзинама

Угао бочног клизања



Скретање возила при малим брзинама



Скретање возила при великим брзинама

При малим брзинама траг задњих тоčkова је ближи центру кривине у односу на предње тоčkове

Са порастом бочног убрзања возила долази до клизања задњих пнеуматика траг се помера ближе спољњој страни кривине.

Уколико посматрамо слике које описују угао бочног клизања и уколико посматрамо тежиште као карактеристичну тачку уочавамо да је угао бочног клизања позитиван при малим брзинама. При велим брзинама угао бочног клизања за тежиште као карактеристичну тачку је негативан тј. при велим брзинама за ову тачку угао бочног скретања постаје негативан.

Статичка резерва

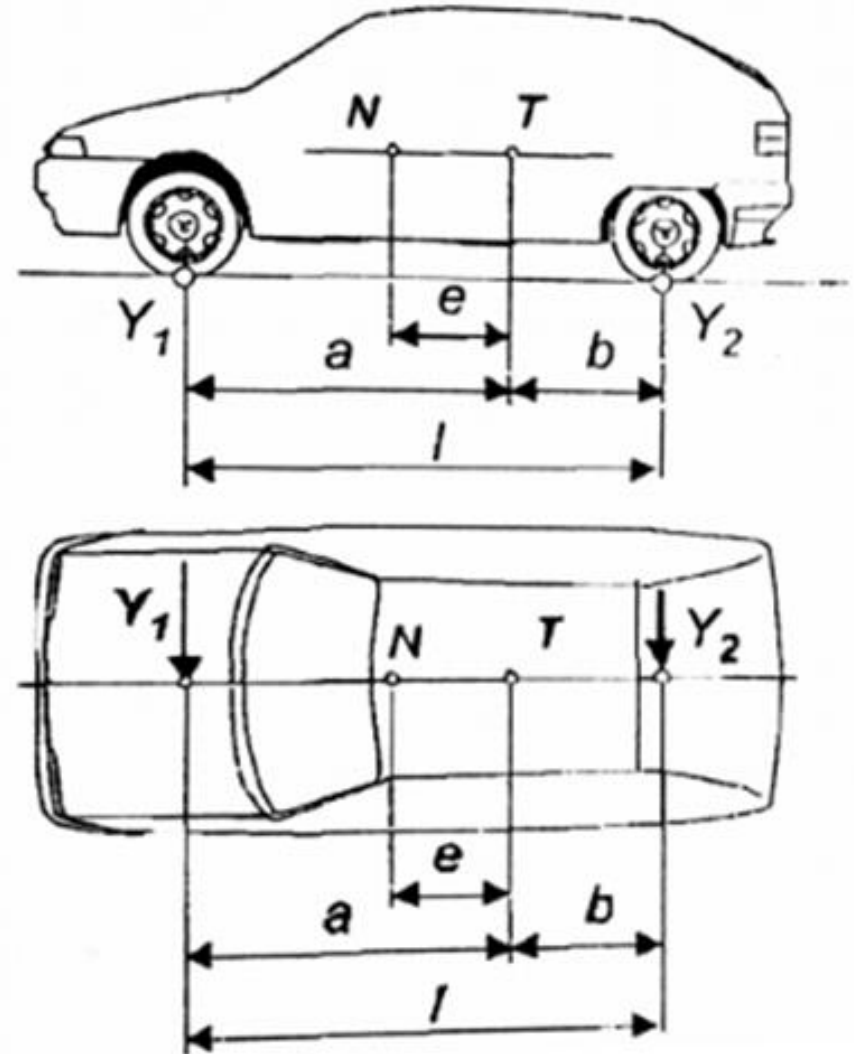
Статичка резерва стабилности је одређена тачком на подужној оси возила у којој бочна сила неће произвести нестабилно пливање возила.

ОВА ТАЧКА СЕ НАЗИВА ТАЧКА НЕУТРАЛНЕ УПРАВЉИВОСТИ.

Растојање ове тачке и тежишта по оси x подељено са осовинским растојањем представља тзв. Статичку резерву стабилности

НА СЛИЦИ ЈЕ ОЗНАЧЕНА ТАЧКОМ N ДОК ЈЕ РАСТОЈАЊЕ ОВЕ ТАЧКЕ ОД ТЕЖИШТА ПОЗНАЧЕНО РАСТОЈАЊЕМ e .

Положај ове тачке се одређује на основу растојања од задње осовине.



Статичка резерва

Статичка резерва се може рачунати као:

$$SR = \frac{e}{l} \cdot 100 [\%]$$

$$e = c - c_1$$

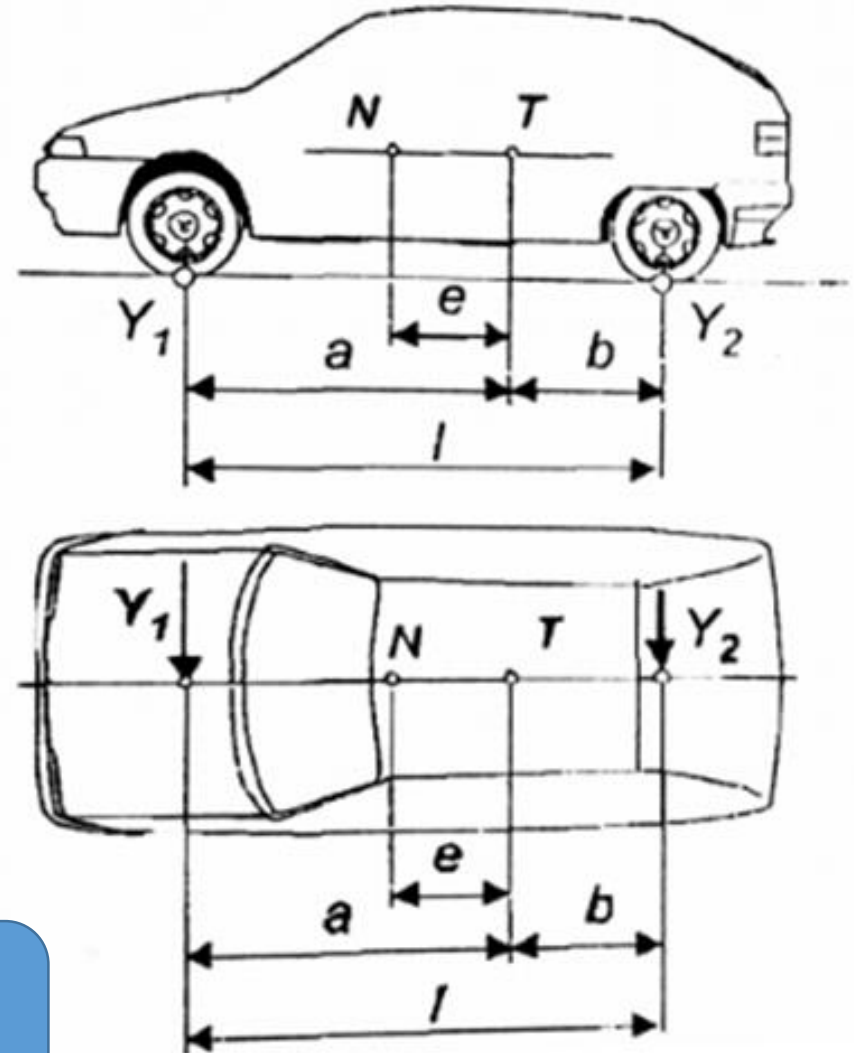
Где је:

c – растојање тежишта од задње осовине

c_1 – растојање тачке N од задње осовине

Када је SR позитивно возило је подуправљиво (када је тачка N иза тежишта возило тј. ближе задњој осовини).

Када је SR негативно возило је надуправљиво (када је тачка N испред тежишта возило)



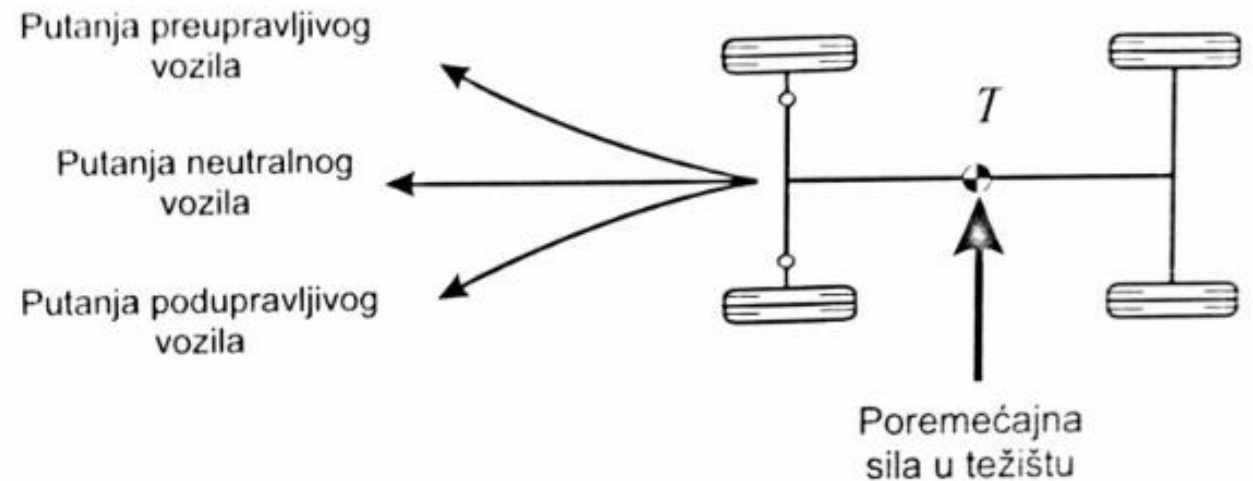
Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила

Постоји корелација између понашања возила у смислу бочне стабилности возила при кретању у кривини и на правцу.

Код подуправљивих возила бочна сила проузрокује веће клизање предње осовине па возило скреће под утицајем бочне силе.

Када је возило надуправљивих возила (преуправљиво возило) задња осовина клиза према споља а возило скреће под утицајем бочне силе.

Дејство бочног убрзања у тежишту возила, делује поремећајна сила што даље повећава управљајући одазив и нестабилност.

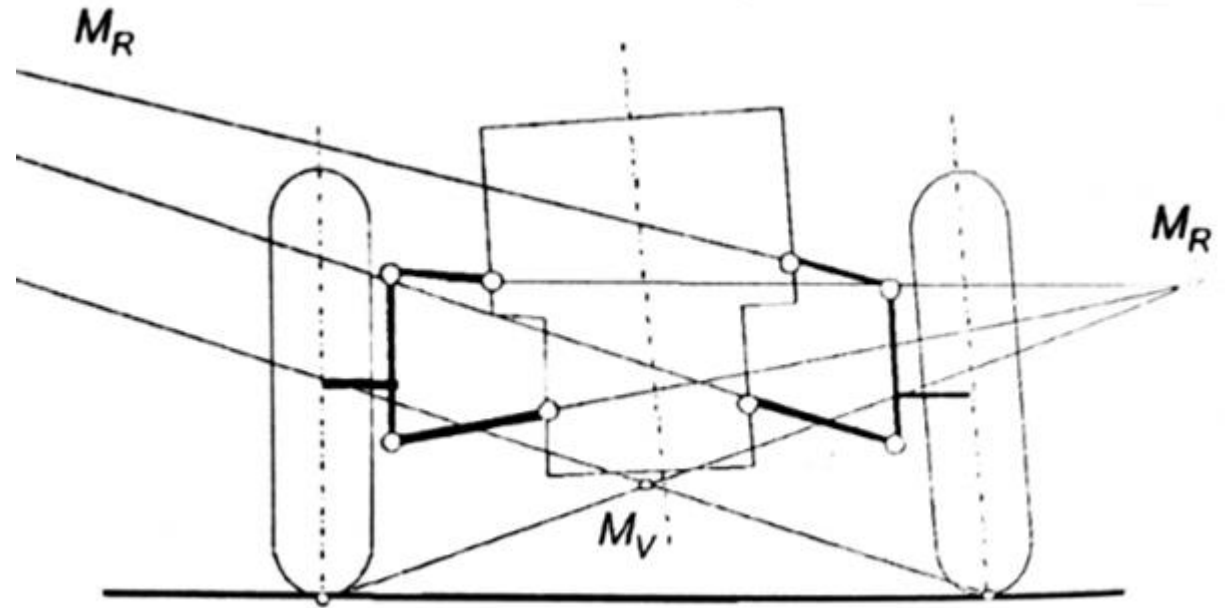


Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила

Поред свих до сада приказаних величина и елемената који утичу на управљивост и параметре управљивости, главни извори поремећаја су пројектно – конструктивни параметри возила у које спада систем за ослањање и систем за управљање.

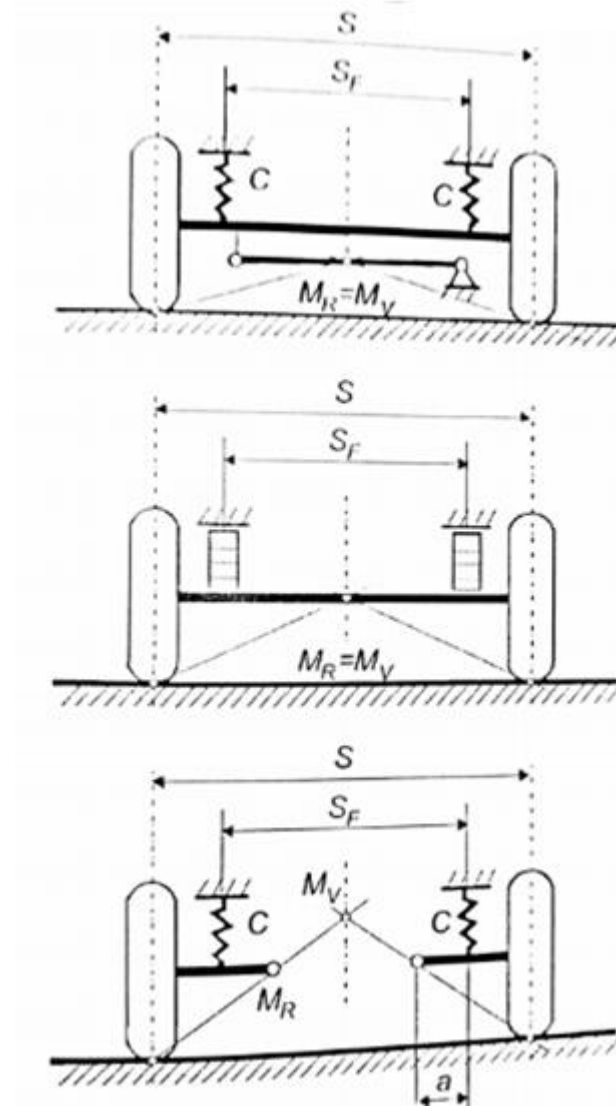
При кретању возила у кривини треба знати чињеницу да постоји тренутни пол заокретања точка око непомичне надградње M_R и пол заокретања надградње у односу на пут M_V .

На слици је дат пример одређивања оба пола за случај независног ослањања са две попречне вођице.



Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила

На слици су приказани карактеристични случајеви ослањања и начин одређивања тренутног пола ротације (не)ослоњене масе возила око ослоњене масе



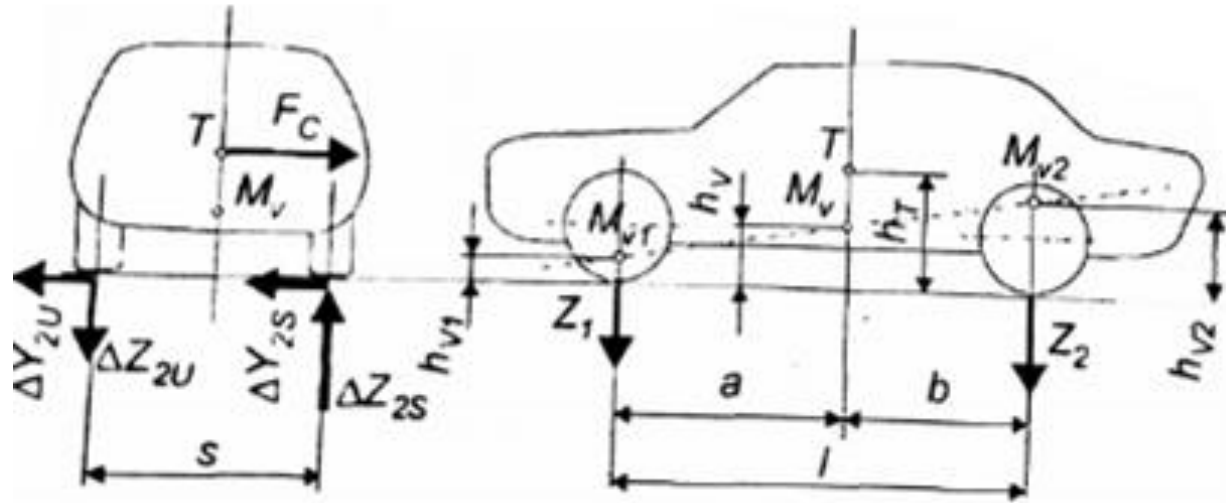
Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила - центар ваљања и оса ваљања -

Постоји више инжењерских дефиниција:

- Центар ваљања је тачка преко које се бочне силе преносе са (не)ослоњене масе на ослоњену масу,
- Центар ваљања је тачка око које се закреће осовина у равни x, y при дејству чистог момента ваљања (момент ваљања ослоњене масе делује преко еластичних и стабилизационих елемената стварајући додатни момент на осовини).
- Својом висином од тла и вертикалним растојањем од тежишта центар ваљања знатно утиче на стабилност возила у кривини.

Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила - центар ваљања и оса ваљања -

Ако се споје центри ваљања предње и задње осовине добија се оса ваљања, као што је приказано на слици.

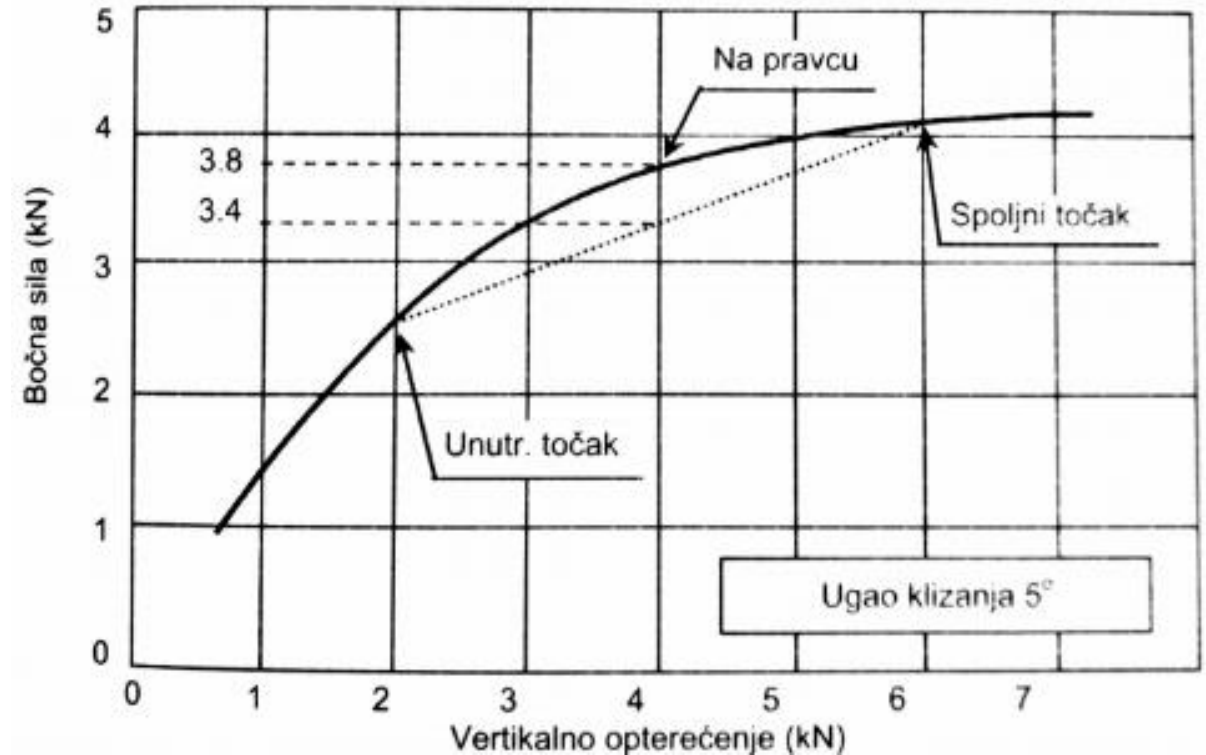


Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила - Расподела момента ваљања (расподела момента бочног нагињања) -

Код пнеуматика бочне силе зависе од вертикалног оптерећења.

При оштром скретању вертикалне реакције се мењају тако да се повећавају вертикалне реакције спољних точкова, док се смањују реакције унутрашњих точкова.

Допунски елементи који повећавају крутост при бочном нагињању (ваљању) (тзв. Стабилизатори) утичу на перформансе возила пре свега помоћу механизма који је описан претходно. Стабилизатори се постављају на предњој осовини за повећање подуправљивости и на задњој за повећање надуправљивости.



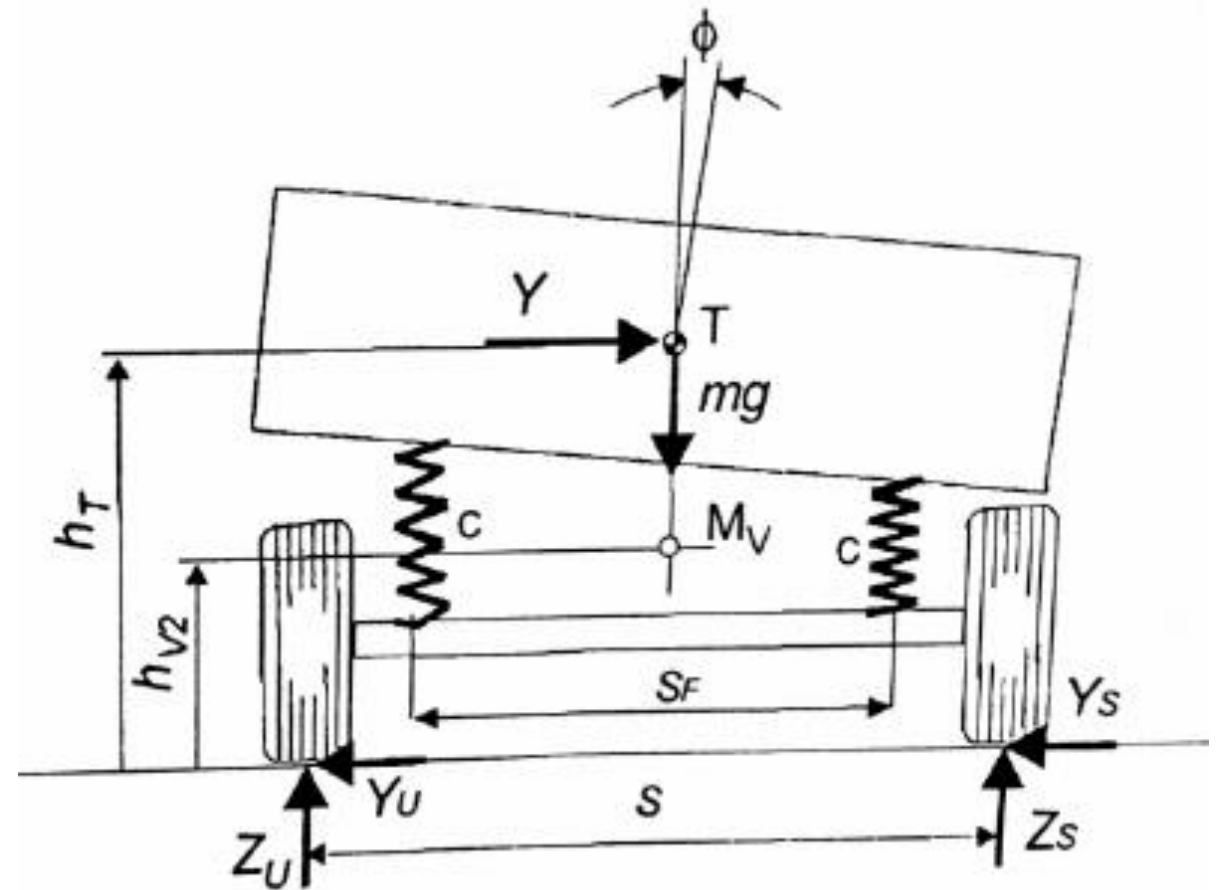
Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила - Расподела момента ваљања (расподела момента бочног нагињања) -

Механика дејства бочне силе и бочног нагињања возила је приказана на слици, где је разматрано возило са једном осовином.

Систем ослањања у овом случају је еквивалент две опруге.

Бочни размак опруга условљава појаву момента као отпор бочном нагињању возила који је пропорционалан разлици углова бочног нагињања тела возила и осовине.

Центар бочног нагињања (M_V) је тачка чији положај представља карактеристику система ослањања и у тој тачки бочна сила условљава нагињање возила.

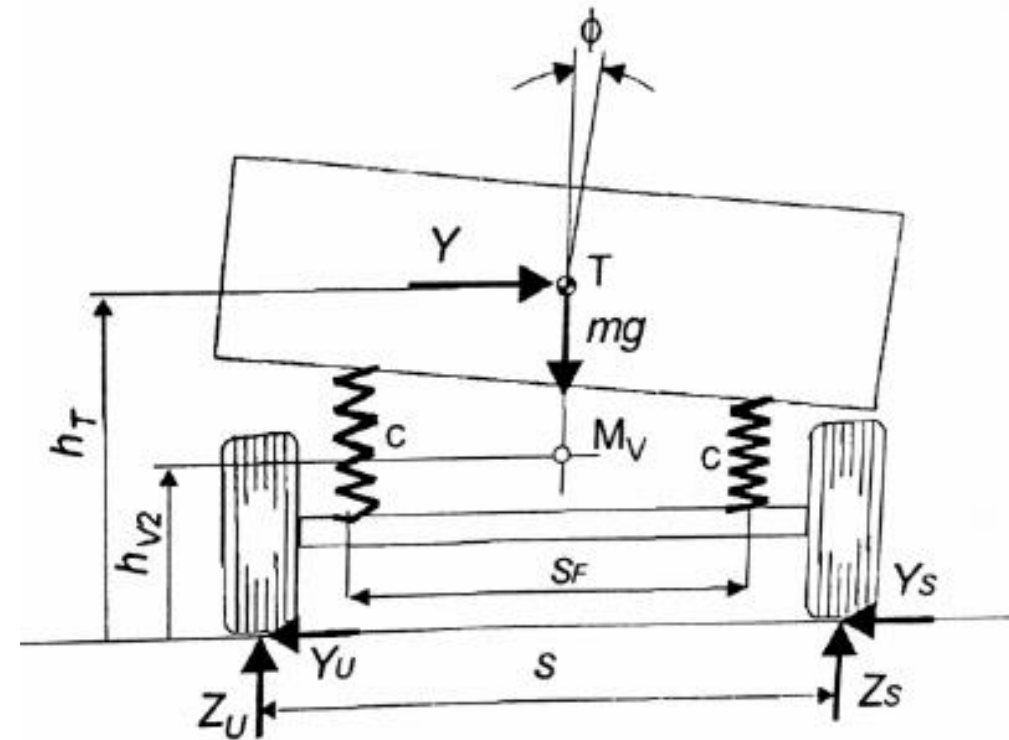


Утицај система за ослањање на скретање возила и појава ваљања возила - Расподела момента ваљања (момента бочног нагињања) -

Због дејства бочне силе долази до прерасподеле оптерећења предње и задње осовине али и на свим точковима понаособ.

Расподела момента али и оптерећења зависи од више фактора и то:

1. Предње опруге по правилу имају мању крутост од задњих што проузрокује већу крутост на бочно нагињање на задњој осовини.
2. Крутост на предњој осовини се намерно повећава како би се обезбедила подуправљивост у граничним условима скретања.
3. Ради крутости на бочно нагињање на предњој осовини се често користи стабилизатор (стабилизациона полука)
4. Ако стабилизатор мора да се угради ради смањења нагињања тела возила он се може поставити само на предњу осовину или на обе осовине. Постављање стабилизатора само на задњој осовини нагло повећава надуправљивост возила.



Параметри који утичу на бочну стабилност

Промена бочног нагиба точка

Заокретање точкава услед деформација при дејству сила

Заокретање точкава услед бочног нагињања

Момент стабилизације

Погонске и кочионе силе

Утицај кочења на стабилност возила у кривини и приликом управљања возилом

- При интензивном кочењу долази до значајније промене угла затура управљачких точкова, што ствара додатни момент који ремети баланс кочионог момента на предњим и задњим точковима.
- При малом коефицијенту кочења, момент на точку делује још увек тако да ефекат стабилизације још увек постоји и возило извлачи из кривине (подуправљивост). Међутим, при великим вредностима коефицијента кочења, момент кочења је такав да укупни момент има чак и негативну вредност, што ће изазвати увлачење возила у кривину (надуправљивост). При врло интензивном кочењу, стабилизациони ефекат позитивног затура може бити знатно смањен или потпуно анулиран.
- Дебаланс кочних сила исте осовине, на пример у кривини или због неједнаке истрошености хабајућих делова кочнице, може да доведе до заокретања возила. Точак са већим позитивним затуром, већом кочном силом предњег точка и на подлози са већим коефицијентом пријањања ће изазвати заокретање возила око тог точка.

Утицај погонског момента на управљајућим ТОЧКОВИМА

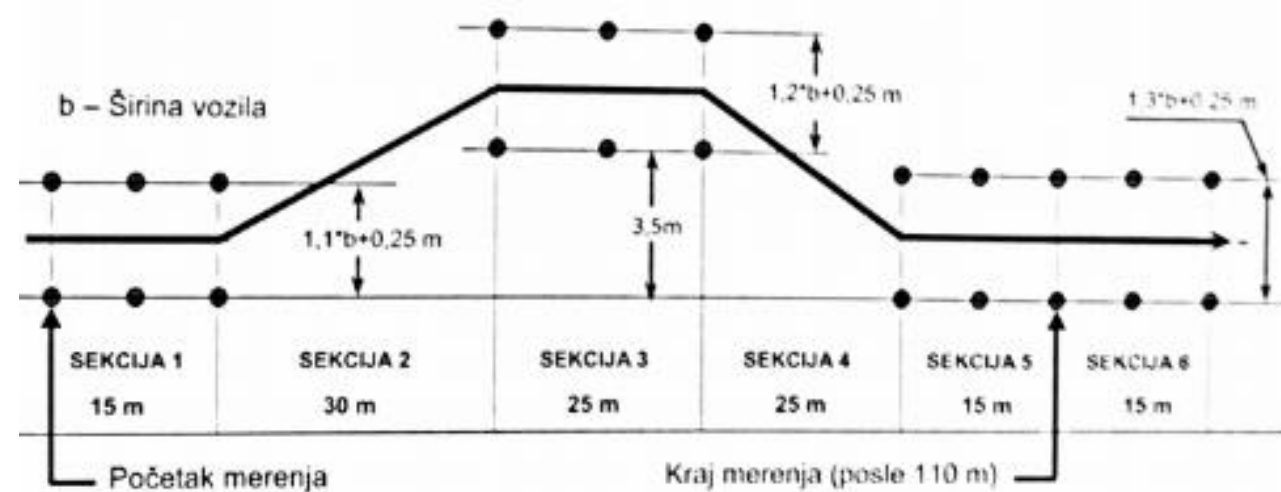
- Показно је да код возила која имају погон на предњим точковима понашање при заокретању варира у зависности од ангазоване снаге. Код неких возила где „додавање гаса“ проузрокује подуправљивост а „одузимање гаса“ проузрокује надуправљивост. Међутим једначине равнотеже заокренутог возила дају потпуно супротно тумачење ефекта „додавања гаса“ што указује на присуство различитих интерактивних дејстава у пракси.
- Приликом заокретања возила, ваљање возила изазива смањење угла нагиба полувртела спољашњег точка (овај угао може да постане и негативан ако је био веома мали) као и повећање угла нагиба полувртела унутрашњег точка. То значи да се крак на коме делује погонска сила за спољашњи точак смањује, а за унутрашњи увећава. Пошто погонска сила делује према напред, ова разлика кракова дејства погонских сила проузрокује момент који извлачи возило из кривине. Величина овог момента зависи од конструктивног извођења возила као и режима вожње, односно разлике у нагибима носача рукаваца левог и десног точка.

Испитивање управљивости возила у нестационарним режимима кретања

Постоји више начина испитивања и то:

Бочни прелазни одазив према стандарду ISO 14793

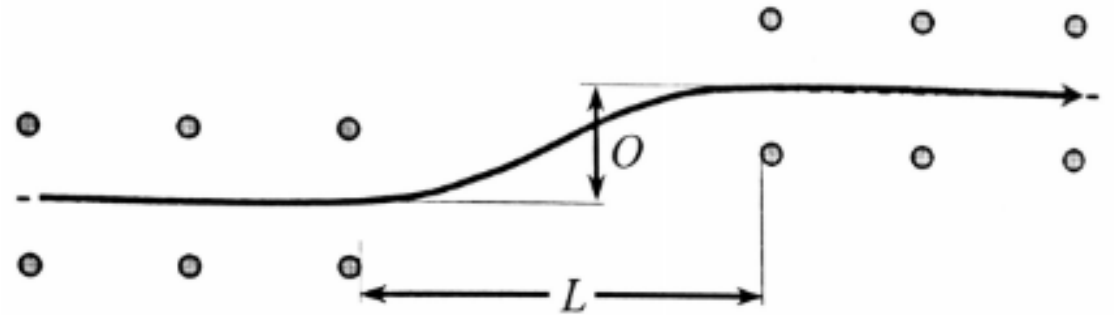
Двострука промена саобраћајне траке према стандарду ISO 3888



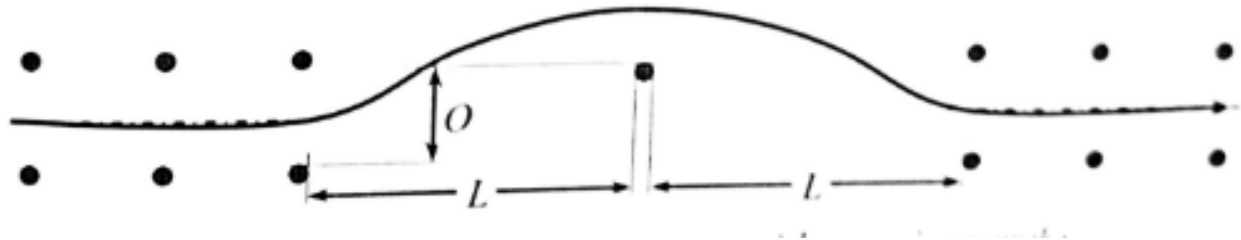
Испитивање управљивости возила у нестационарним режимима кретања

Постоји више начина испитивања и то:

Једнострука промена саобраћајне траке



Избегавање препреке

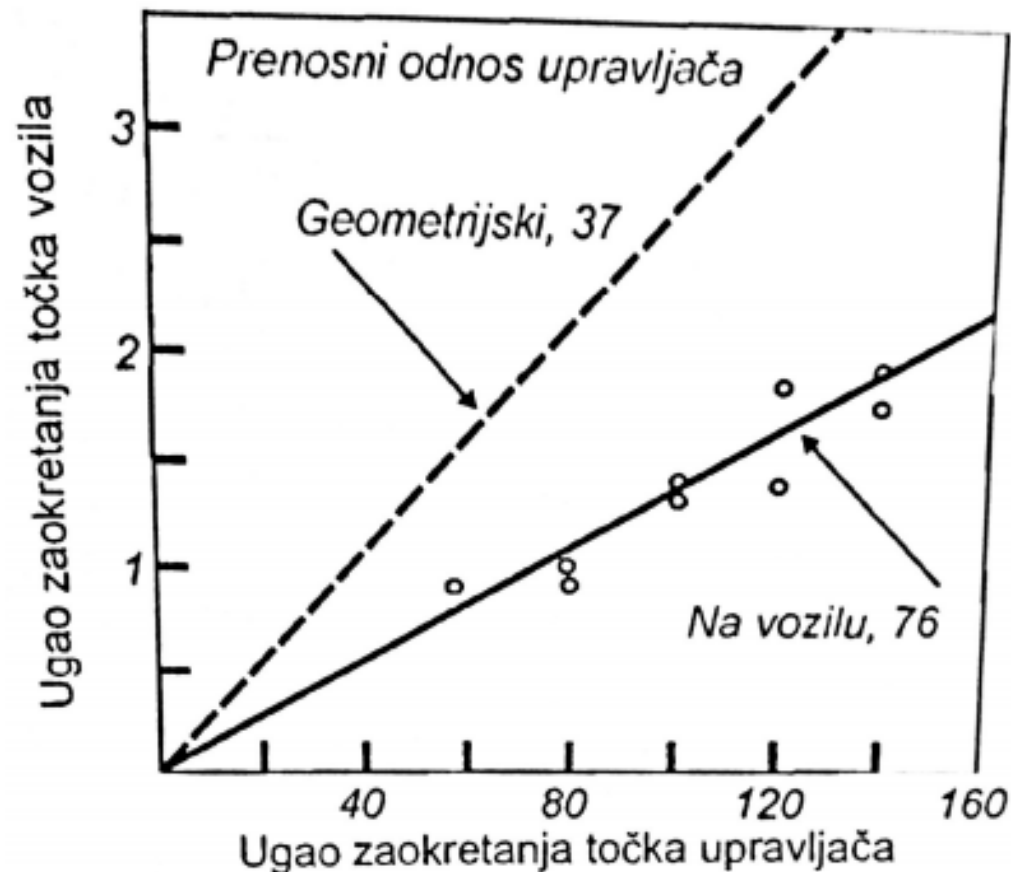


Неки феномени у систему за управљање

- Различита конструктивна решења којима се може остварити одређени преносни однос управљача, директно утичу на неке важне параметре управљања. Конструктори и експериментатори су уочили појаве неслагања рачунских и експерименталних резултата неких величина. Једна од кључних је преносни однос управљача
- Перформансе и карактеристике управљања се обично изражавају величинама мереним на точку управљача. Због еластичности у систему управљања као и еластопригушних особина пнеуматика, угао заокретања точка возила и угао заокретања точка управљача, у функцији бочног убрзања возила, немају исти карактер, мада би требало да буду линеарно зависни. Преносни однос у систему управљања се дефинише као однос између угла заокретања точка управљача и угла заокретања управљачких точкава.
- Овај кинематски преносни однос се код путничких возила обично креће у опсегу 15-30 па и више, а код теретних возила приближно 20-40. Између угла заокретања и момента заокретања точка возила није линеарна зависност. Због раста градијента момента заокретања точкава са растом углова заокретања, стварни преноси однос у систему управљања може да буде чак и два пута већи од прорачунатог.

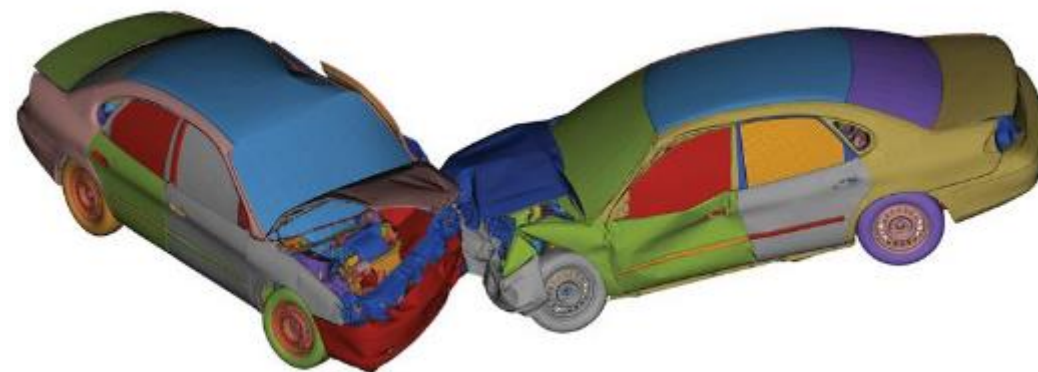
Феномени у систему за управљање

Слика приказује феномен добијен експерименталним мерењем на једном теретном возилу. Иако је карактеристика еластичности система управљања константа, градијент момента заокретања ће се мењати линеарно са променом оптерећења предњих точкова. Коефицијент пропорционалности зависи приоритетно од пнеуматика и коефицијента трења. Стварни преносни однос увек прелази пројектовану односно рачунску вредност, поготово у условима кретања малим брзинама



ТЕОРИЈА УДАРА И СУДАРА

(МЕХАНИКА СУДАРА ВОЗИЛА)



ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

- Појава при којој се брзине тачака тела у току врло малог временског интервала (τ) промене за коначну величину назива се удар или судар, уколико се посматрају два или више објеката.
- **ОДНОСНО:** Ако се ради о једном покретном и једном непокретном објекту користи се термин удар, а ако се ради о два покретна објекта - термин судар.
- Силе које настају током удара називају се **ударне силе**.

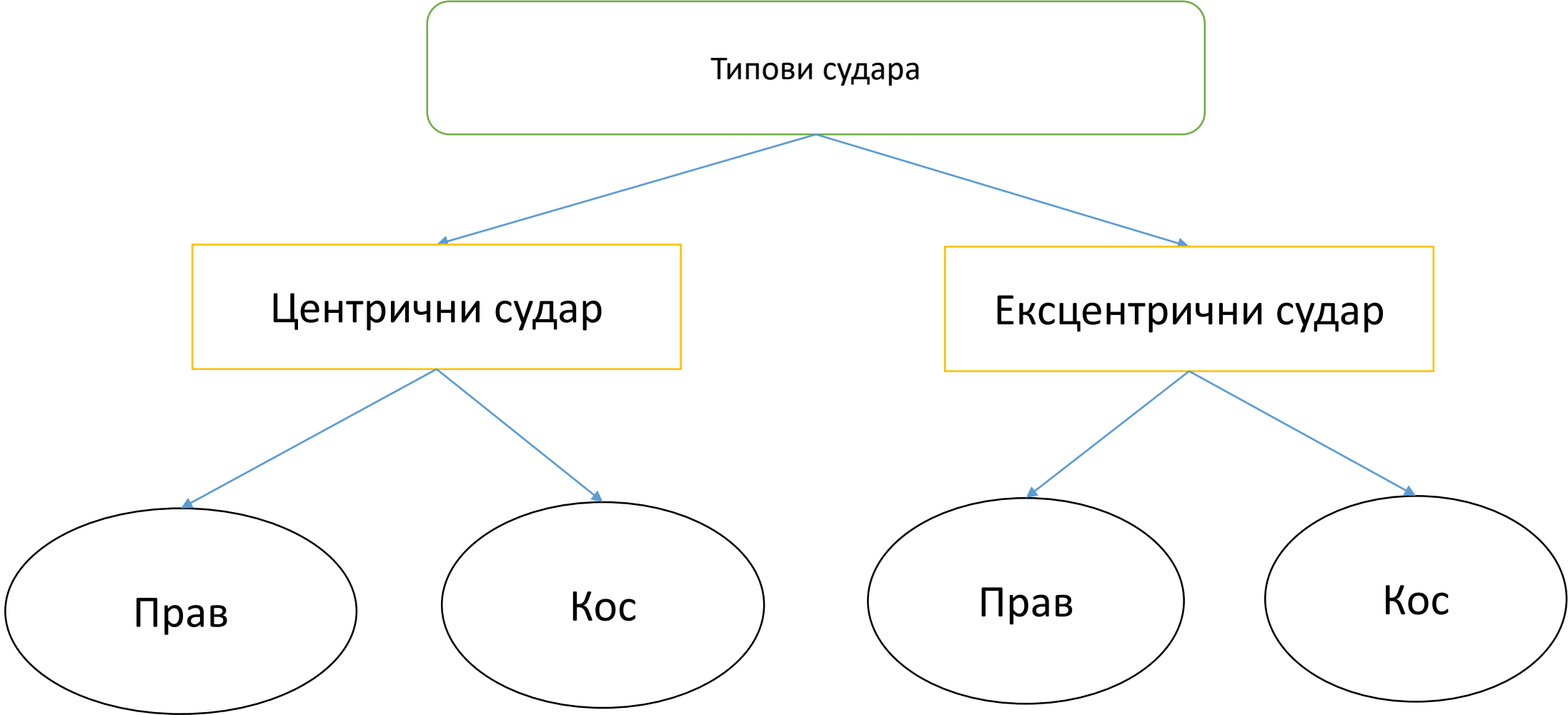
ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

- Под баријером се подразумева непомична и недеформабилна препрека чија је маса много већа од масе објекта који у њу удара. Ако се при пробама судара користи покретан објекат, који најчешће симулира друго возило, за такав објекат се користи термин покретна баријера. Ако је непокретна баријера много ужа од возила (дрво, стуб и сл.), користићемо термин **стуб** за сваки овакав објекат.
- Колизија значи контакт сударених возила, при чему се подразумева да се она том приликом пластично деформишу.
- Центар колизије или центар судара је замишљена заједничка тачка сударених возила у којој делује ударна. Ту тачку називамо центар колизије (судара).
- Нормала удара је права која пролази кроз центар колизије и нормална је на замишљену површ деформације (тангентна равна).

ОСНОВНИ ПОЈМОВИ

- Под појмом долазна брзина се подразумева брзина непосредно пре удара/судара, тј. на почетку интервала t , а под појмом одлазна брзина, брзина на крају овог интервала.
- Период трајања удара/судара, је време од првог контакта возило—баријера или возило—возило, па до њиховог раздвајања или смиривања, уколико се „слепе“ при удару.

Типови судара



Типови судара

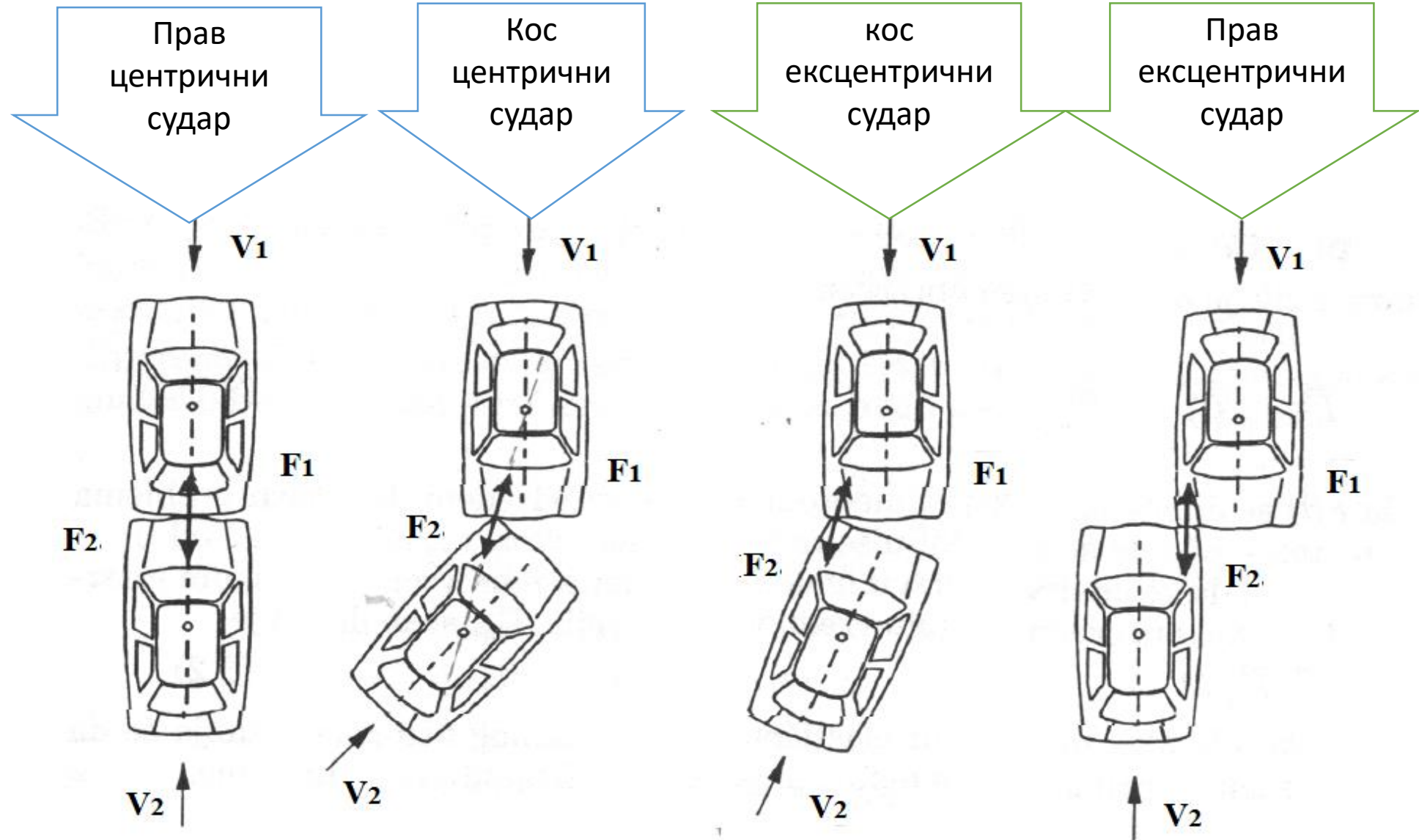
Центричан судар значи да нормала удара пролази кроз тежишта сударених тела. У овом случају возила се у току удара крећу само транслаторно.

Ексцентричан судар значи да нормала удара не пролази кроз тежишта сударених тела. У овом случају постоји и ротација возила у току удара

Прав удар/судар значи да је долазна брзина тела колинеарна са нормалом удара. У случају правог удара нема клизања у контактної површи.

Кос удар/судар значи да вектор долазне брзине тела није колинеаран са нормалом удара. У случају косог удара постоји и тангенцијална компонента промене брзине, тј. ударног импулса у току периода удара, па самим тим и клизање.

Типови судара



У неким случајевима могу се разликовати типови за два возила, тако да не мора увек бити исти тип возила за оба возила

Основни закони и величине у теорији удара/судара -импулс силе-

Ударне силе приликом судара имају релативно висок интензитет у јако малом временском интервалу, међутим оне се током судара мењају у широким границама.

Из претходног разлога као мера узајамног деловања између возила се посматрају њихови импулси.
Импулс ударних сила је векторска коначна величина:

$$\vec{I} = \int_0^{\tau} \vec{F}_{ud} dt = F_{ud}^{sr} \cdot \tau$$

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о промени количине кретања материјалне тачке при удару-

Закон о промени количине кретања материјалне тачке на коју делује сила F_i у општем случају се може написати као:

$$m \cdot (\bar{V}_1 - \bar{V}) = \Delta \vec{K} = \sum \overline{F_i^{sr}} \cdot \tau$$

Где је: \bar{V}_1 и \bar{V} брзина на почетку и на крају интервала τ , $\Delta \vec{K}$ промена количине кретања и $\overline{F_i^{sr}}$ - средња вредност силе за време τ .

$$m \cdot (\bar{V}_1 - \bar{V}) = m \cdot \Delta \vec{V} = \Delta \vec{K} = \sum \vec{I}$$

Промена количине кретања материјалне тачке за време удара једнака је суми импулсних ударних сила које делују у ту тачку.

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о одржању количине кретања (импулсне силе)-

При правом удару материјалног тела о непомичну површину, занемаривањем дејства свих сила осим ударне, закон о промени количине кретања гласи:

$$m_i \cdot \overline{V}_{1i} - m_i \cdot \overline{V}_i = \Delta \overline{K}_i$$

Уколико напишемо једначину као:

$$\overline{K}_1 - K_0 = \Delta \overline{K}_i = \sum \overline{I}_i^S$$

Добијамо количине кретања на крају и на почетку удара.
Ово значи да је промена количине кретања система за време удара једнака суми импулса свих спољних сила које делују на систем.

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о одржању момента импулсне силе (момента количине енергије)-

Промена момента количине кретања система за било коју тачку за време удара, једнака је суми момената свих импулса спољних ударних сила које делују на систем за исту тачку.

$$\vec{L}_{01} \cdot \vec{L}_0 = \vec{M}_0$$

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о промени кинетичке енергије -

Приликом удара / судара возила долази до губитка кинетичке енергије.

При пластичном судару део кинетичке енергије коју су тела (возила) имала пре судара се претвара у деформациони рад. Последица је трајна деформација тела тј. возила.

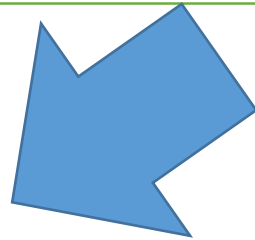


Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о промени кинетичке енергије -

Промена кинетичке енергије неке тачке возила у току судара једнака је деформационом раду извршеном у тој тачки.

$$A = E_K'' - E_K$$



За центрични судар, где по дефиницији нема ротације, је:

$$A_t = \frac{m}{2} \cdot (V_1^2 - V^2)$$

Ако при колизији долази до чисте ротације, онда је:

$$A_r = \frac{J_z}{2} (\omega_1^2 - \omega^2)$$

J_z је момент инерције тежишта око осе Z

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о промени кинетичке енергије -

$$V_1 - V = \Delta V$$



Промена брзине пре и после судара односно разлика између брзине пре судара и после судара показује смањење брзине возила које учествује у судару. Ова брзина се назива изгубљена брзина или брзина изгубљена услед судара.

При ексцентричном косом судару, где долази до сложеног кретања, промена кинетичке енергије, тј. деформациони рад за оба возила је:

$$\Delta E_k = A_1 + A_2 = \frac{1}{2}m_1v_1^2 + \frac{1}{2}J_{z1}\omega_1^2 + \frac{1}{2}m_2v_2^2 + \frac{1}{2}J_{z2}\omega_2^2 - \left(\frac{1}{2}m_1v_1'^2 + \frac{1}{2}J_{z1}\omega_1'^2 + \frac{1}{2}m_2v_2'^2 + \frac{1}{2}J_{z2}\omega_2'^2 \right)$$

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- закон о промени кинетичке енергије -

Можемо размотрити посебан случај пластичног судара два тела, када тело масе m_2 мирује пре судара ($V=0$), тада је кинетичка енергија после судара дата једначином:

$$E_{k1} = \frac{1}{1 + \frac{m_2}{m_1}} E_{k0}$$

Уколико је маса удареног тела m_2 много већа од масе тела које удара m_1 (нпр. случај возило-стена) може се сматрати да је E_{k1} приближно или једнако нули. Одавде следи да су тела после судара практично непокретна односно целокупна кинетичка енергија при судару троши на деформацију тела

Уколико је маса тела m_1 које удара, много већа од масе тела које удара m_2 , које је ударено (нпр. возило-пешак) може се прихватити да је $m_1 + m_2 = m_1$. Тако је E_{k1} једнако или веће од E_{k0} . И ако је судар потпуно пластичан нема губитка кинетичке енергије. Тело после тог судара наставља да се креће, задржавајући исту количину кинетичке енергије које је тело m_1 унело у судар.

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- коефицијент реституције (удара, судара, успостављања) -

При проучавању судара се уводе одређене претпоставке. С обзиром да се у току судара јавља одређена деформација материјалног објекта, уводи се појам коефицијента судара (реституције).

Овим коефицијент реституције у анализу уводи степен пластичности при судару.

Ако се по престанку деловања силе, тела враћају у првобитни облик може да се каже да су **еластична тела – еластична деформација**.

Тела која се после престанка дејства силе не враћају у првобитни облик су **нееластична тела (пластична тела) – нееластична деформација**

Основни закони и величине у теорији удара/сударара

- коефицијент релативне деформације (удара, судара, успостављања) -

- Распознајући карактер удара преко нумеричке вредности коефицијента k може да се каже да је за удар апсолутно (идеално) пластичан уколико је $K=0$, а за апсолутно (идеално) еластичан $K=1$.
- То су теоријски граничне вредности овог коефицијента, иначе, његова вредност се утврђује експериментом и зависи од еластичних особина тела.
- У случајевима где је убрзање при судару много веће од убрзања Земљине теже, овај коефицијент је и функција убрзања.

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- коефицијент реституције (удара, судара, успостављања) -

- У литератури постоји низ метода за одређивање коефицијента реституције за различите варијанте удара односно судара, неке од њих су:

$$K = \frac{V}{V_1}$$

За случај удара
возила у
непомичну
баријеру

$$K = -\frac{V_2 - V_1}{V_{21} - V_{11}} = \frac{V_2 - V_1}{V_{11} - V_{21}}$$

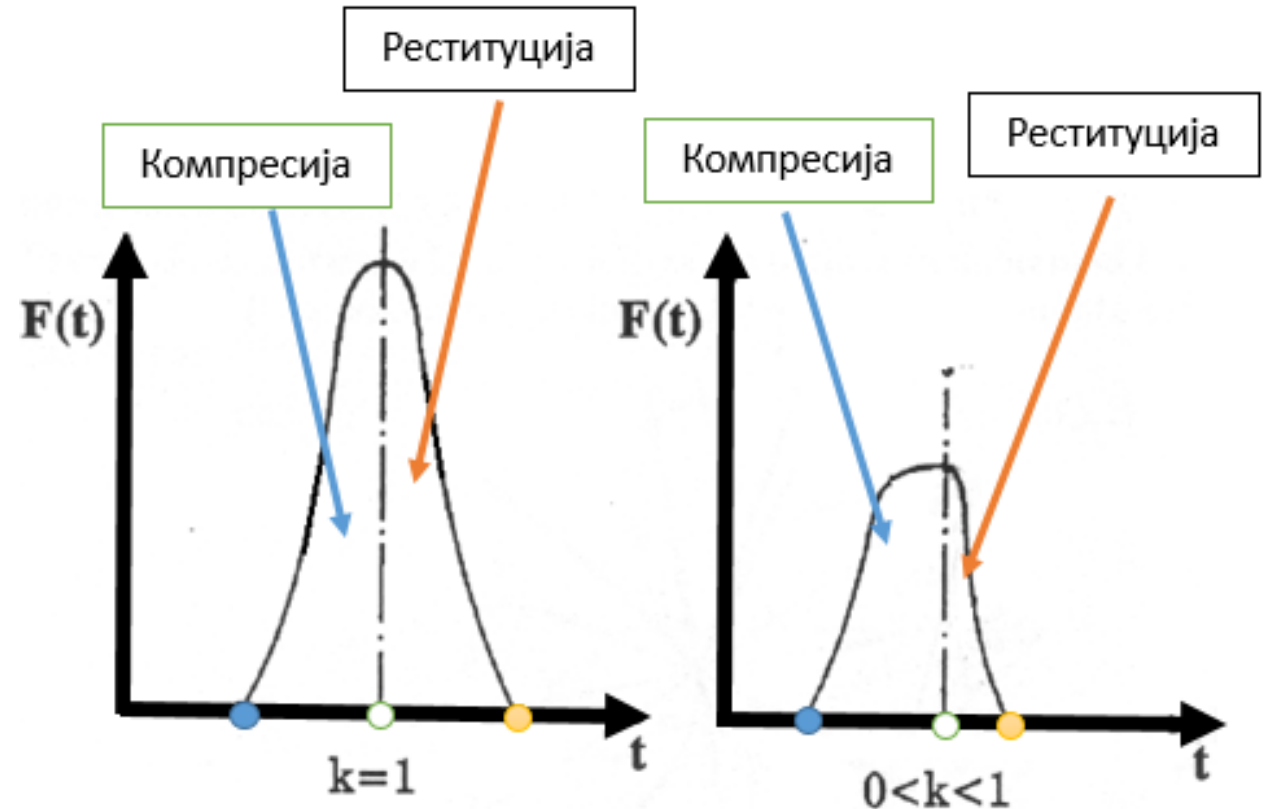
У случају правог
центричног судара
два возила

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- коефицијент реституције (удара, судара, успостављања) -

На основу дијаграма сила-време, снимљеног у току удара, може да се изведе закључак да лево од максимума ове криве постоји зона компресије - притиска, а десно од максимума зона реституције опуштања или успостављања.

Коефицијент реституције се сада дефинише као однос импулса реституционе и импулса компресионе силе.



Битно је напоменути да се у случају пластичних тела механичка енергија не успоставља поново у потпуности из разлога што се део енергије троши на деформације тела. У случају код возила деформације браника, каросерије, хаубе...

Основни закони и величине у теорији удара/судара

- коефицијент реституције (удара, судара, успостављања) -

- Коефицијент реституције пре свега зависи од материјала неког тела, односно материјала од које је возило конструисано. Са друге стране такође зависи и од конструкције тела односно возила.
- Из овог разлога сада је битно познавати и чињеницу да је пожељно да тело буде пластично па из тог разлога се возила конструишу тако да имају одређене деформабилне зоне.

а ПОЈАМ РЕДУКОВАНЕ МАСЕ ПРИЛИКОМ УДАРА/СУДАРА

Механика незгоде се базира на механици удара и кинематици равног кретања. Примењена на реконструкцију саобраћајне незгоде, подразумева да је возило материјално тело чије су мере инерције (маса и момент око осе у тежишту управне на раван кретања возила) константне. Мерењем убрзања на делу возила који се не деформише, приликом теста удара возила у баријеру, утврђено је да сила израчуната према другом Њутновом закону, одступа од измерене.

Одступање је мање или веће у зависности од тога колико се возило пластично деформише. Наиме, запажено је да се са повећањем величине тзв. заостале или пластичне деформације стиче утисак као да се маса "смањује", па је уведен појам редукција масе при удару.

Редукција се изражава масеним коефицијентом који представља однос "промењене" и првобитне масе. Притом се термин "промењена маса" односи на масу после нарушавања њеног интегритета при удару.

Дакле, у случају удара у баријеру или судара возила, при прецизнијем прорачуну, не може да се сматра да је маса константна, јер се мења структура у току судара, односно удара.

Редукција масе зависи од брзине удара, правца удара и од хrapавости површина у контакту.

Удар тела о непомичну препреку

За случај
центричног правог
судара

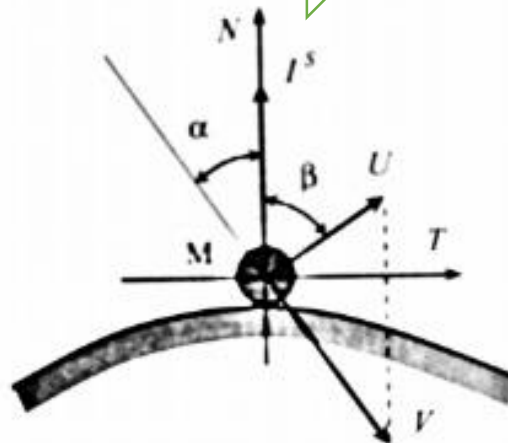
Промена количине
енергије

$$m \cdot (V_1 - V) = \Delta K = I$$

Брзина пре и
после судара (на
основу
коэффициент
реституције)

$$V = k \cdot V_1$$

За случај
центричног косог
судара



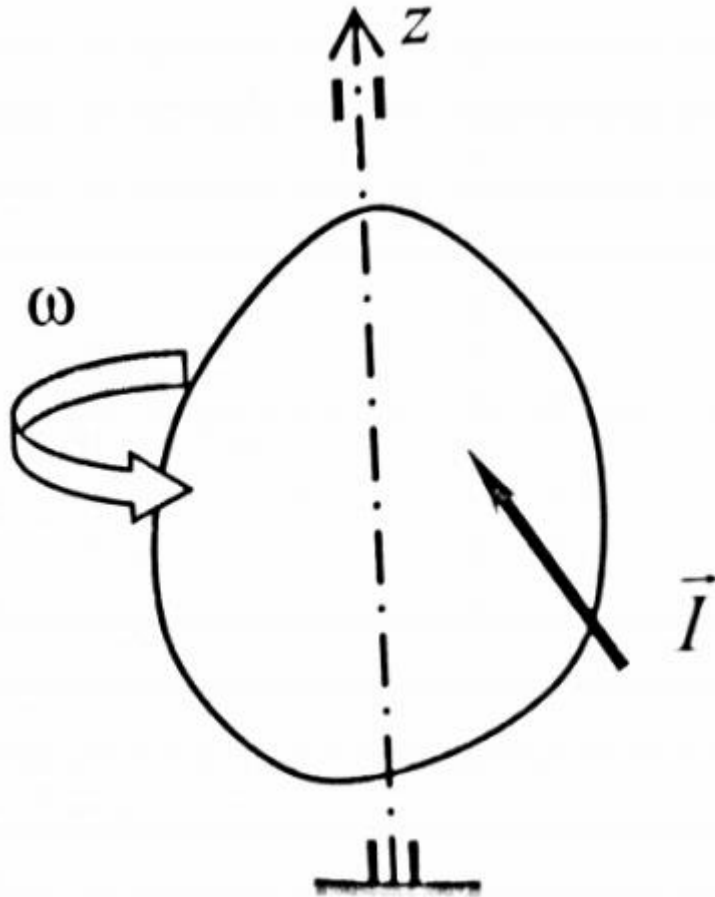
Коефицијент реституције је у овом случају
једнак односу интензитета брзина
пројектованих на нормалу на почетку и на крају
судара.

$$m \cdot (V_{1T} - V_T) = 0$$

$$m \cdot (V_{1N} - V_N) = I$$

$$K = \frac{|V_{1N}|}{|V_N|} = \frac{\tan \alpha}{\tan \beta}$$

Удар по телу које се окреће



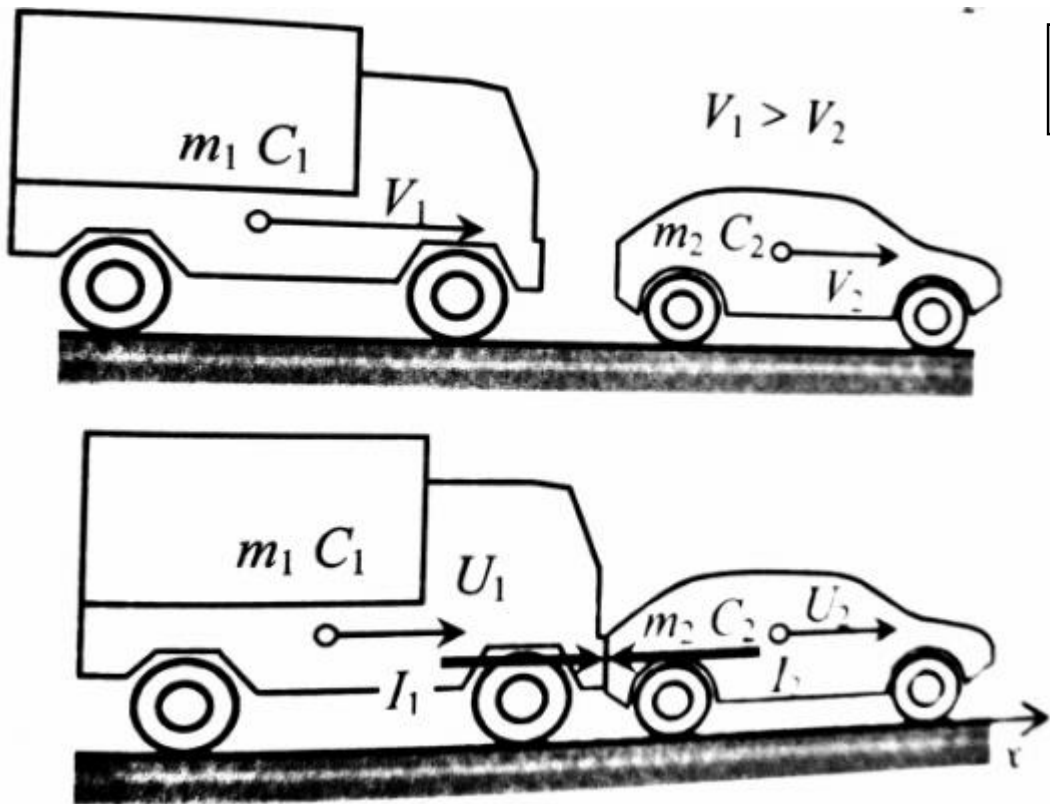
Ово је случај када се тело окреће око осе z и саопшти му се импулс \vec{I} .

$$J_z \cdot (\omega_2 + \omega_1) = M_z^{\vec{I}} \qquad \omega_2 = \omega_1 + \frac{M_z^{\vec{I}}}{J_z}$$

ω_1 је је брзина обртања пре удара, ω_2 брзина обртања после удара

Угаона брзина тела се за време удара промени за величину једнаку количини момента импулса ударних сила и момената инерције тела за посматрану обртну осу.

Центрични прави судар



Коефицијент регресије

$$k = \frac{|V_{11} - V_{12}|}{|V_1 - V_2|} = \frac{V_{11} - V_{12}}{V_1 - V_2}$$



$$V_{11} - V_{12} = -k \cdot (V_1 - V_2)$$

$$I_{1x} = m_1 \cdot (V_{11} - V_{12})$$



$$I_{1x} = -I_{2x}$$

У случају еластичног судара импулсна сила је два пута већа него код пластичног судара

Импулс Исто је и када се возила крећу једно другом у сусрет

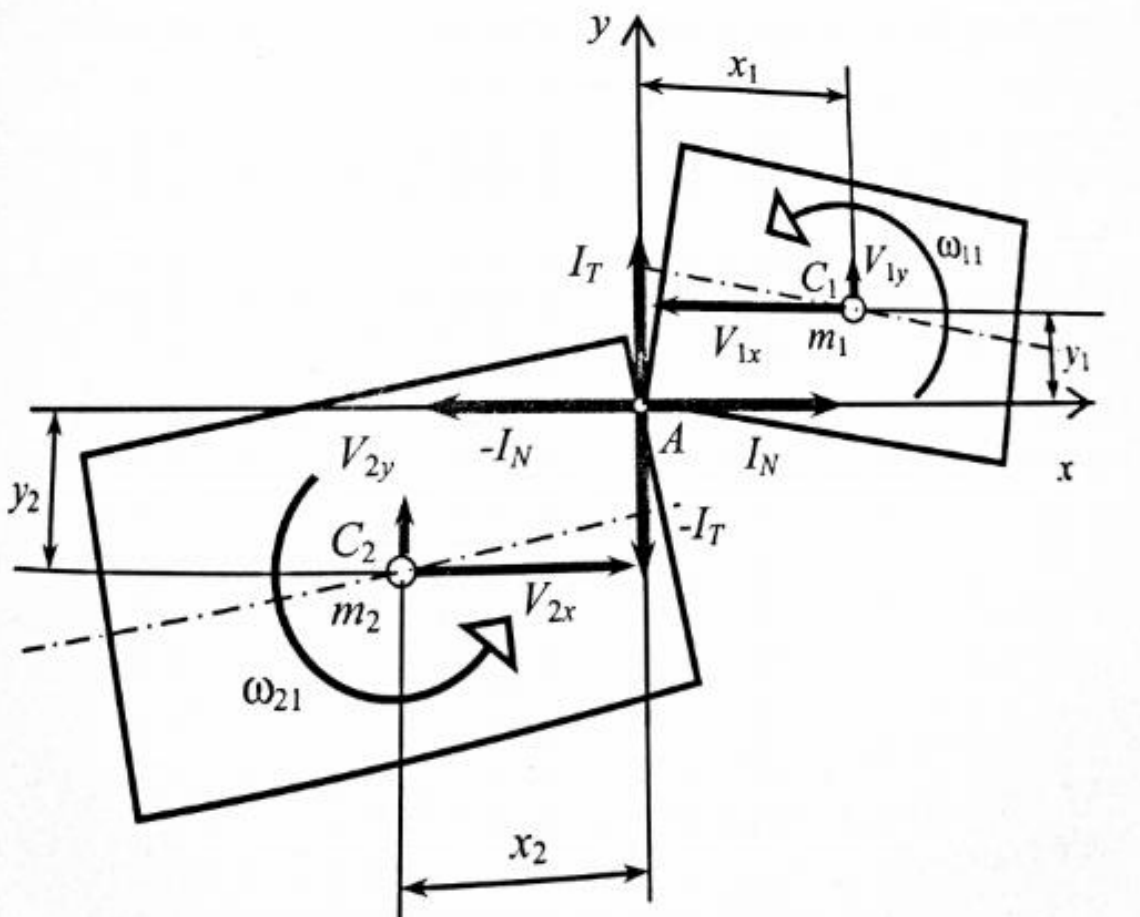
За пластичан судар

$$I_{1x} = -I_{2x} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot V_{1x}$$

Еластични судар

$$I_{1x} = -I_{2x} = \frac{2 \cdot m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (V_{1x} - V_{2x})$$

Ексцентрични кос удар



На основу закона
о промени
количине
кретања

$$m_1(U_{1x} - V_{1x}) = -I_T$$

$$m_1(U_{1y} - V_{1y}) = I_N$$

$$m_1 i_1^2 (\omega_{12} - \omega_{11}) = I_T y_1 + I_N x_1$$

$$m_2(U_{2x} - V_{2x}) = I_T$$

$$m_2(U_{2y} - V_{2y}) = -I_N$$

$$m_2 i_2^2 (\omega_{22} - \omega_{21}) = I_T y_2 + I_N x_2$$

Коефицијент
реституције

$$k_x = \frac{V_{11x} - V_{12x}}{V_{1x} - V_{2x}}$$

$$k_y = \frac{V_{11y} - V_{12y}}{V_{1y} - V_{2y}}$$

Брзине кретања у
односу на тачку А

$$\vec{V}_{A1} = \vec{V}_{C1} + \vec{V}_A^{C1}$$

$$\vec{V}_{A2} = \vec{V}_{C2} + \vec{V}_A^{C2}$$

Промена брзине тежишта зависи од коефицијента реституције и од динамичког коефицијента трења. Коефицијент трења приликом судара се тешко може тачно дефинисати па се из практичних разлога занемарује.

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

Модели судара возила садрже низ претпоставки и карактеристика идеалних случајева.

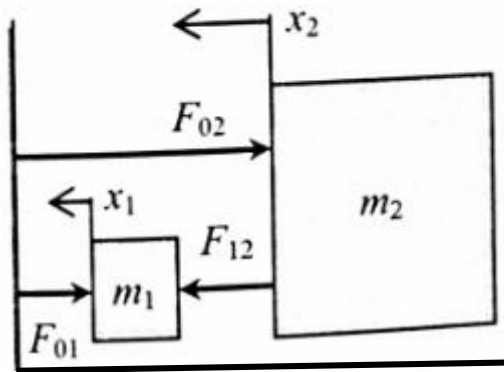
Претходно значи да идеализовани механички модели судара садрже математички опис компонената основне структуре и спојних еластично-пластичних и пригушних елемената возила, а могу имати различите нивое сложености.

На основу идеализованих модела возила могуће је на основу неких величина попут деформације и успорења одредити утицај појединих елемената возила на стварање и пренос сила при удару.

Приликом моделирања структуре возила без велике грешке може се увојити да предњи део возила односно дефрамабилне структуре нема сопствену масу.

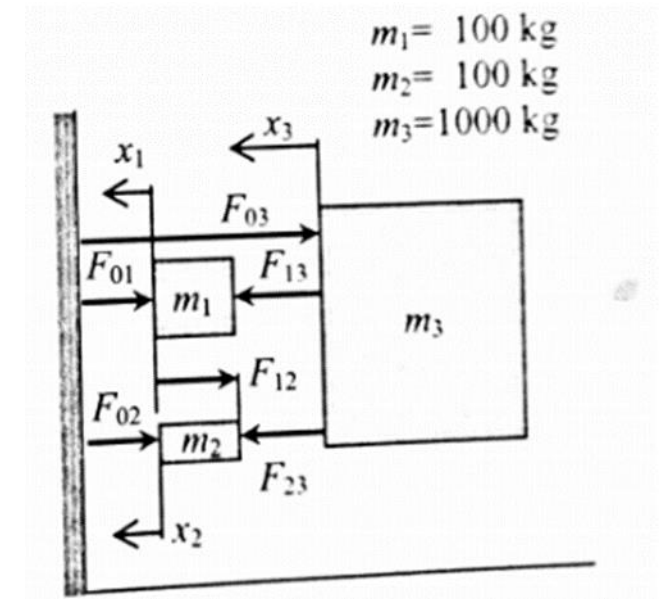
МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

$m_1=100 \text{ kg}$
 $m_2=900 \text{ kg}$



Удар возила са три масе
у непомичну баријеру

Удар возила са две масе у
непомичну баријеру



$m_1= 100 \text{ kg}$
 $m_2= 100 \text{ kg}$
 $m_3=1000 \text{ kg}$

Померање на моделу са две
масе добија се интеграцијом
једначина кретања

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 = F_{01} - F_{12}$$

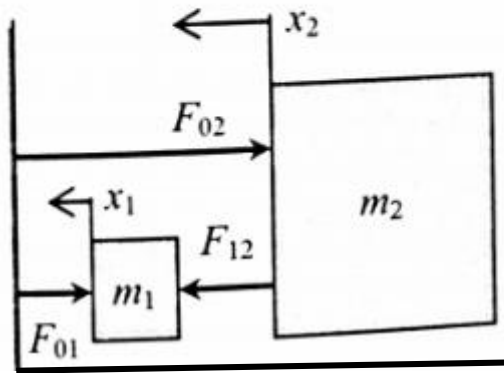
$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F_{01} - F_{12}$$

\ddot{x}_1 \ddot{x}_1

Вредност убрзања

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

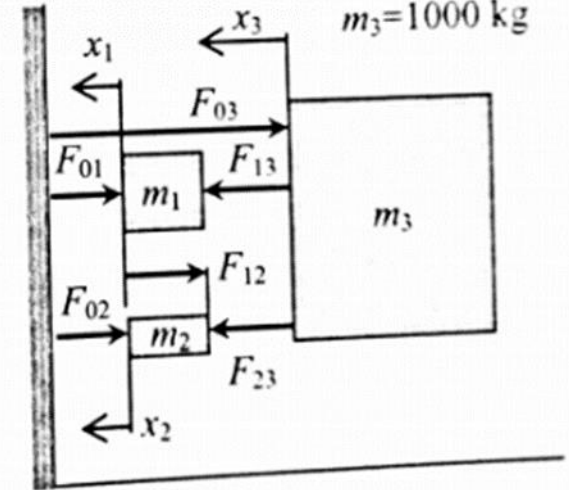
$m_1=100 \text{ kg}$
 $m_2=900 \text{ kg}$



Удар возила са три масе
у непомичну баријеру

Удар возила са две масе у
непомичну баријеру

$m_1= 100 \text{ kg}$
 $m_2= 100 \text{ kg}$
 $m_3=1000 \text{ kg}$



Померање на моделу са две
масе добија се интеграцијом
једначина кретања

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 = F_{01} - F_{12}$$

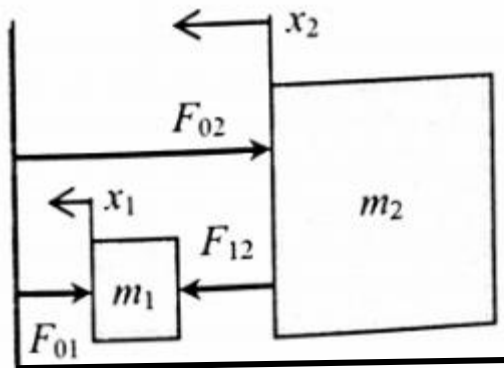
$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F_{01} - F_{12}$$

\ddot{x}_1 \ddot{x}_1

Вредност убрзања

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

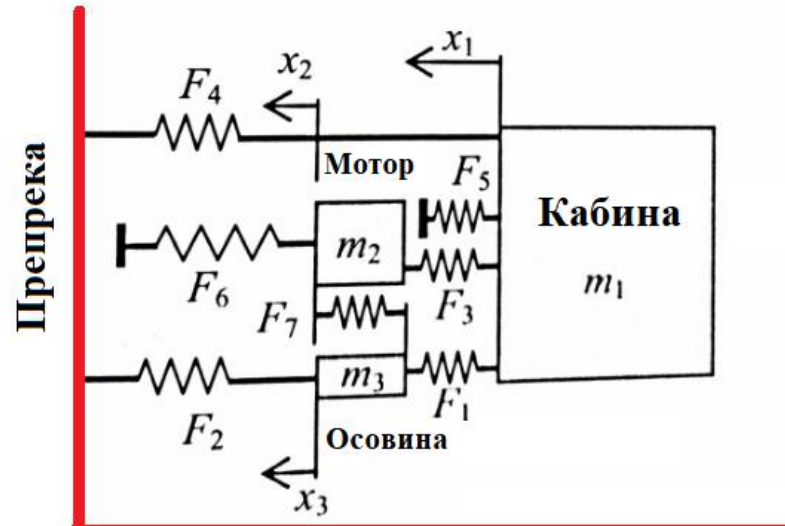
$$m_1 = 100 \text{ kg}$$
$$m_2 = 900 \text{ kg}$$



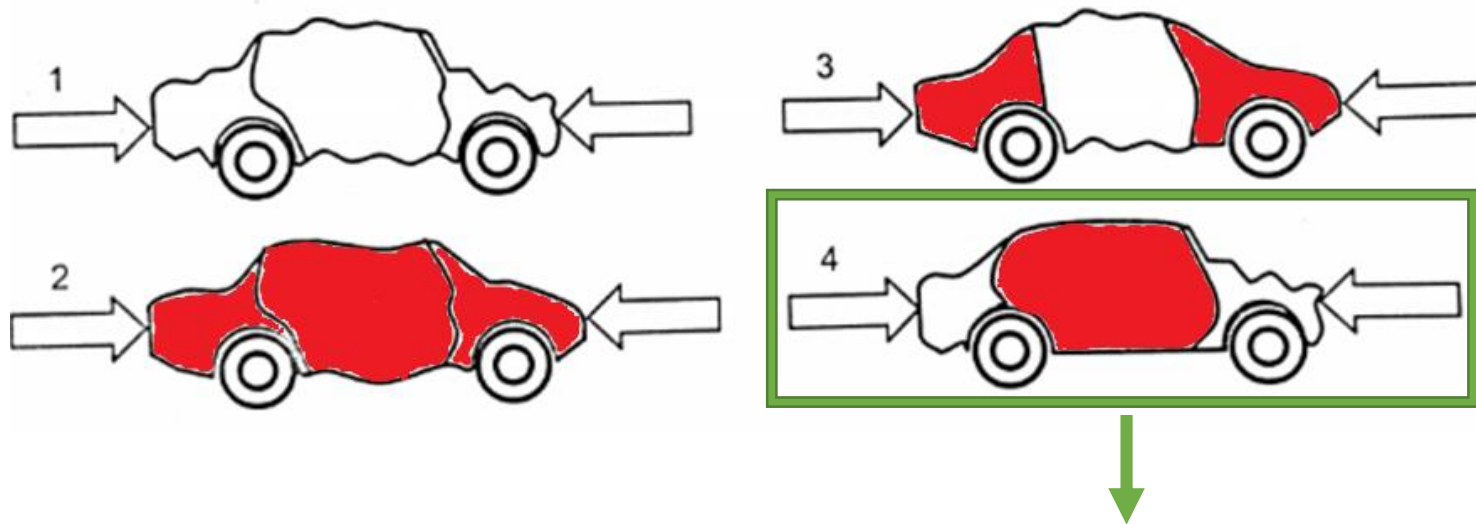
Величина померања масе m_2 представља деформацију предњег дела возила.

Расположива деформација возила зависи од концепције и конструкције возила.

Пример модела возила са мотором напред, погоном на задње тачкове са одвојеним оквиром шасије.



МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА



Најчешћи концепт конструкције возила где предњи и задњи део возила трпи највеће пластичне деформације, разлог је повећање безбедности путника.

Са циљем повећања безбедности путника путничких простор се пројектује тако да током трајања судара остаје у подручју еластичних деформација.

Установљено је статичким посматрањем да се при ченом удару при брзини од 50 km/h део каросерије испред путничког простора трајно деформише док се остатак возила практично не мења.

Могуће концепције градње каросерије возила.

Беле зоне су деформабилне зоне које апсорбују енергију приликом судара.

Црвене области су крути сегменти каросерије.

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

Примери небезбедних
возила са аспекта
чеоног судара

Реална- стварна
испитивања возила

Примери безбедних
возила са аспекта
чеоног судара



МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

Анализа понашања возила при удару може се симулирати и на рачунару, да би се спровео такав поступак потребно је да:

Дефинишу се потребни подаци о понашању елемената структуре предњег дела возила под статичким притиском.

Експериментално се одређују сила-деформација

Формира се модел путничког простора за еластични модел, који омогућава да се прорачунски одреде оптерећења, деформације каросерије и кабине возила при подужним напрезањима.

Помоћу тако дефинисаних елемената формира се механички и математички модел на основу кога софтвер остварује прорачун.

Уз наведена поједностављења долази се до тачних резултата о деформацијама и силама које настају при судару и које се преносе на путнички простор.

И поред свих поједностављења долази се до резултата који су приближно једнаки реалним ситуацијама. Поједностављења само омогућују једноставније разматрање добијених резултата.

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

Детаљнија и комплекснија анализа понашања конструкције се може обавити методом коначних елемената (**finite element method (FEM)**).

Овај метод може да осигура тачне анализе понашања конструкције при судару, али захтева изузетно озбиљне стручне и рачунарске ресурсе. Постоје и специјализовани центри за развој возила на овом принципу.

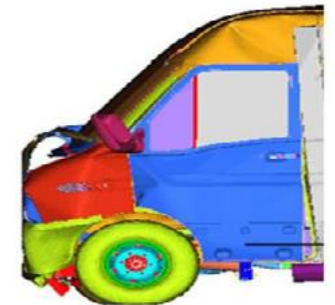
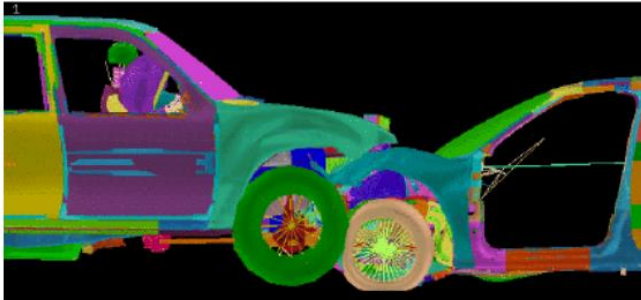
Проблематика судара је одређена и усаглашена међународним и националним прописима о хомологацији. Поред конструкцијских норматива постоје и они који се односе на пасивну безбедност, заштиту корисника возила и других учесника у саобраћају.

МОДЕЛИРАЊЕ СУДАРА

Реално
испитивање



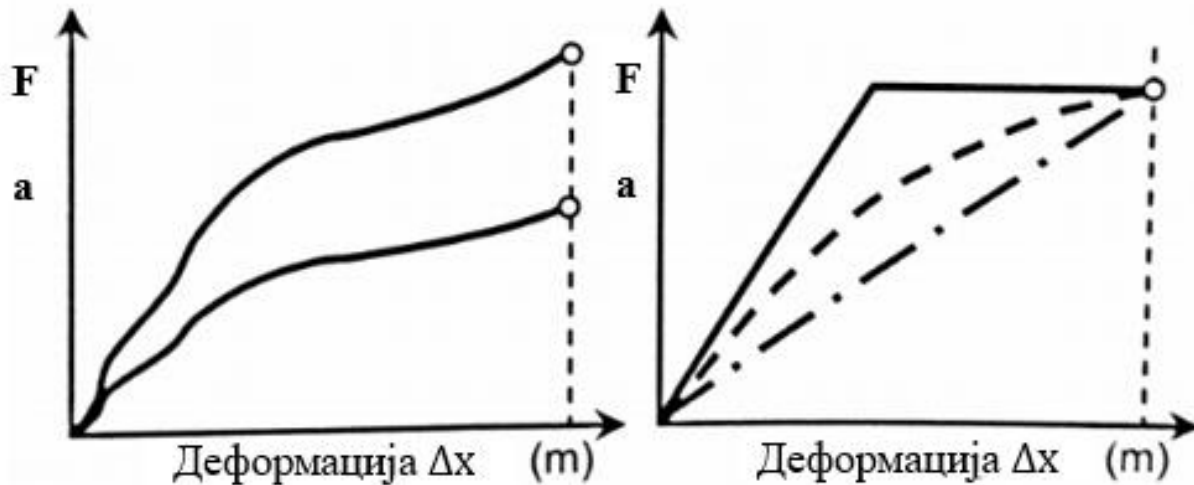
Симулација



Понашање структуре возила и деформације при судару

При удару возила о препреку успорење је пропорционално успорењу.

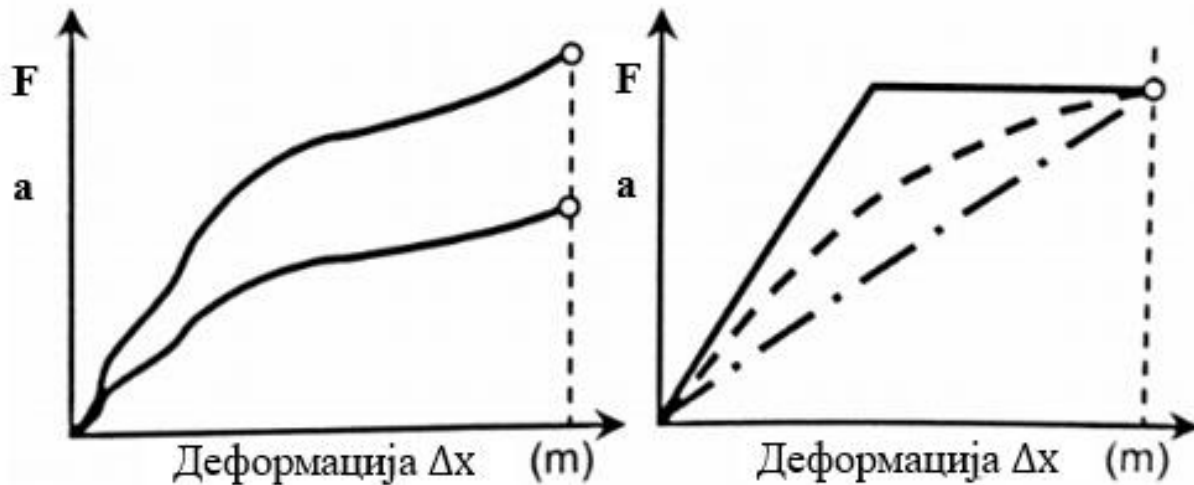
Код возила са мотором постављеним позади, зависност силе од деформације је приближно линеарна, док код возила са мотором напред крива показује мању или већу конвексност.



Резултати два практична експеримента, изведеним на два различита типа конструкције возила.

Уцртане су линије одговарајуће константе и линеарно растуће силе (испрекидане линије у дијаграму а)

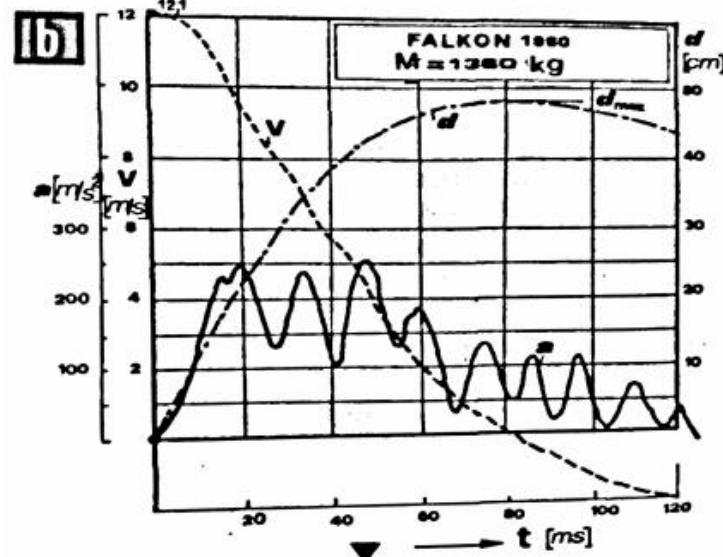
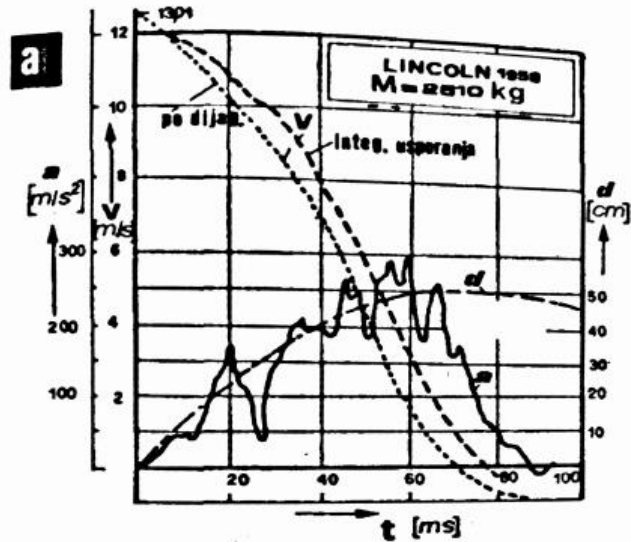
Понашање структуре возила и деформације при судару



Промена убрзања на дијаграму је последица уласка у процес судара и одговарајуће пластичне деформације бројних и различитих структурних и механичких компоненти возила.

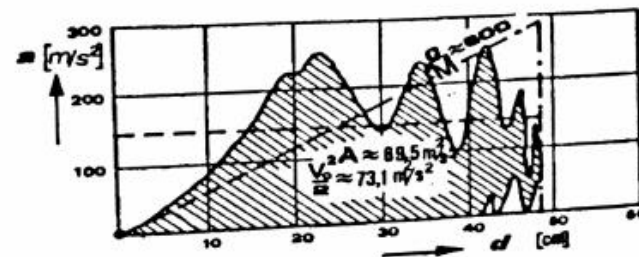
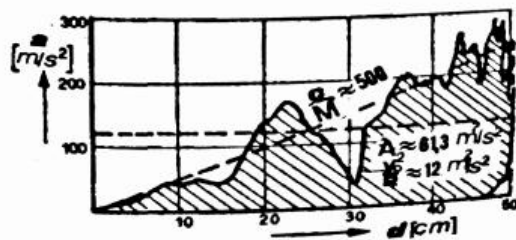
Почетна брзина не утиче на нагиб апроксимативне линеарне зависности, будући да су деформације по правилу пластичне и да ова линија заправо описује пластичну деформацију возила.

Енергетска анализа модела возила при удару у непомичну баријеру



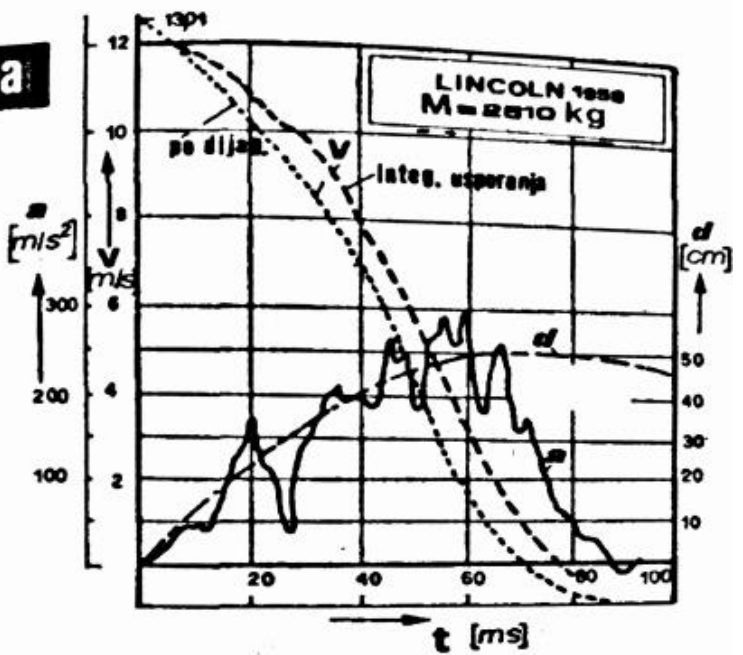
Дијаграми успорења у функцији успорења, удар у непомичну баријеру (путничко возило).

Анализираћемо дијаграм под а, за случај возила високе класе.



Енергетска анализа модела возила при удару у непомичну баријеру

Почетна брзина је 11,1 m/s.

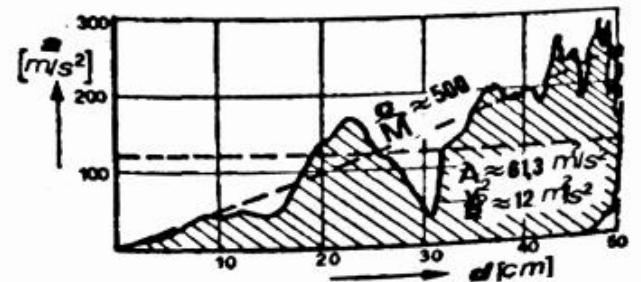


Према дијаграму рачунамо импулс ударне силе по јединици масе.

$$\frac{I}{M} = \int_0^t a dt = 13 \text{ m/s}$$

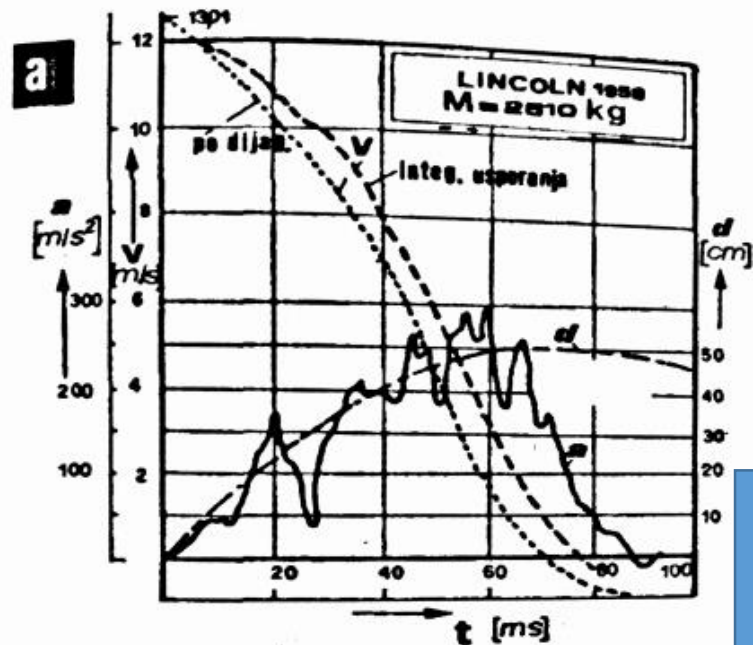
Или

$$\frac{I}{M} = V_1(1 + k) = 13 \text{ m/s}$$



Из приложеног се може одредити коефицијент реституције K , а у овом случају износи 0,17, што указује на релативно велике деформације при удару у непомичну баријеру.

Енергетска анализа модела возила при удару у непомичну баријеру

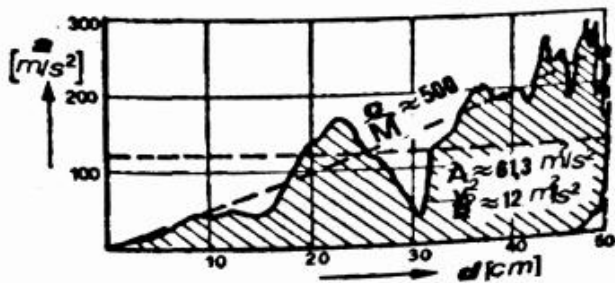


Време одвајања возила од непомичне баријере од тренутка судара износи 0,07 секунди.

Са дијаграма је уочљиво да је максимална деформација 50 cm док је трајна деформација 47 cm.

Кинетичка енергија возила приликом судара у непомичну баријеру у потпуности претвара у енергију деформације

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \Delta x^2$$



Следи да је деформација пропорционална брзини

$$\Delta x = \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot V$$

m - маса
 c - крутост возила

Енергетска анализа модела судара два возила

После савршено пластичног судара два возила једнаких маса $m_1 = m_2$ и почетних брзина $V_{10} = V_{20}$ настављају да се крећу заједничком брзином U_z из закона одржања енергије следи да је:

$$V_{10} \cdot m_1 + V_{20} \cdot m_2 = V_z \cdot (m_1 + m_2)$$

Разлика у кинетичкој енергији пре и после судара износи:

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot V_{10}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot V_{20}^2 - \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2) \cdot V_z^2$$

Из једначине

$$V_{1X} = V_{2X} = \frac{m_1 \cdot V_{1X} + m_2 \cdot V_{2X}}{m_1 + m_2}$$

Следи да је

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (V_1 + V_2)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta v^2$$

Из наведеног следи да промена кинетичке енергије зависи само од маса возила и од њихове релативне брзине.

Разлика кинетичких енергија претвара се у топлоту као енергија деформације.

Енергетска анализа модела судара два возила

За случај два возила исте врсте може се сматрати да је $m_1 = m_2 = m$ и да је $\Delta x_1 = \Delta x_2 = \Delta x$ (деформација), одавде је релативна брзина:

$$\Delta V = 2 \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \Delta x$$

За случај судара путничког возила и теретног возила могу се увести следеће претпоставке $m_1; m_2 \approx \infty$ и да је $\Delta x_1; \Delta x_2 \approx \infty$ (деформација), одавде је релативна брзина:

$$\Delta V = \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \Delta x_1$$

Уочљиво је, да у другом случају је потребна дупло већа релативна брзина да би се постигле исте деформације возила.

Енергетска анализа модела судара два возила

Из претходног се може закључити да би се смањиле последице саобраћајне незгоде треба тако да се изводе конструкције возила да:

Предњи део структуре мањих возила има релативно велику крутост и да буде опремљен елементима за апсорбовање енергије.

Предњи део путничких возила, већих габарита, имају абсорбциони део са минималном зоном деформације, или се користе материјале који могу имати висок степен деформације.

Теретна и прикључна возила треба да буду опремљена задњим и бочним браницима са крутошћу која је приближно једнака крутости прикључних возила.

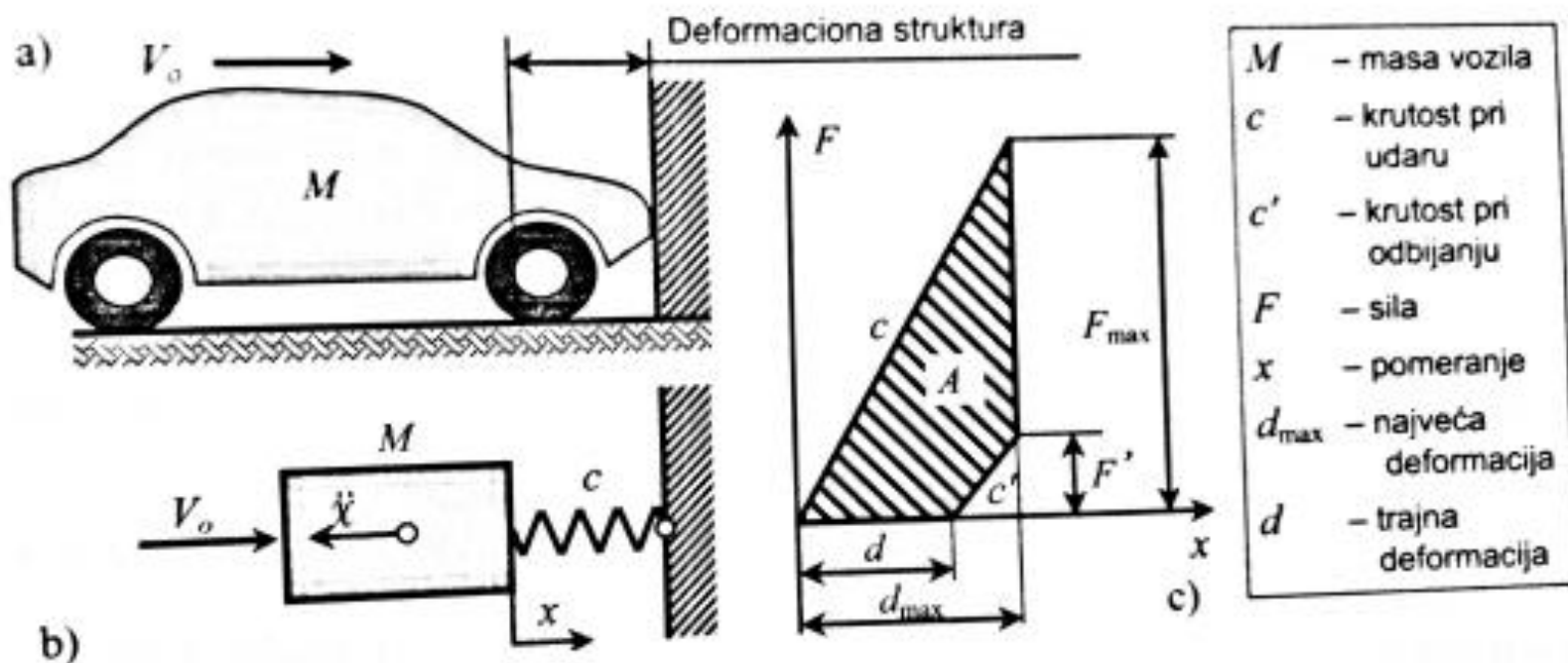


Анализа судара помоћу осцилаторог модела

У случају мањих и лакших путничких возила сила судара која делује на укупну масу је приближно константна.

У случају великих и тешких путничких возила пораст силе у процесу судара је линеарна.

а) положај возила у односу на баријеру пре судара,
б) најједноставнији модел возила при удару у баријеру,
в) претпостављен дијаграм зависности силе од деформације.



Постоје две фазе судара:
1. фаза је од почетног додира између возила и препреке (може и возила) до заустављања возила
2. фаза од одвајања возила од препреке до потпуног заустављања.

Анализа судара помоћу осцилаторог модела

За претходни случај ток судара се може анализирати као почетна фаза теорије осцилација:

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \cdot x = 0$$

Где су:

$$F' = c \cdot x$$

$$\omega^2 = \frac{c}{m}$$

$$T = \frac{\pi}{2 \cdot \omega}$$

Брзина на почетку удара:

$$\dot{x} = V_0 = A \cdot \omega$$

Максимално успорење

$$\ddot{x} = a_{max} = A \cdot \omega^2$$

Максимална вредност силе

$$F' = c' \cdot (d_{max} - d)$$

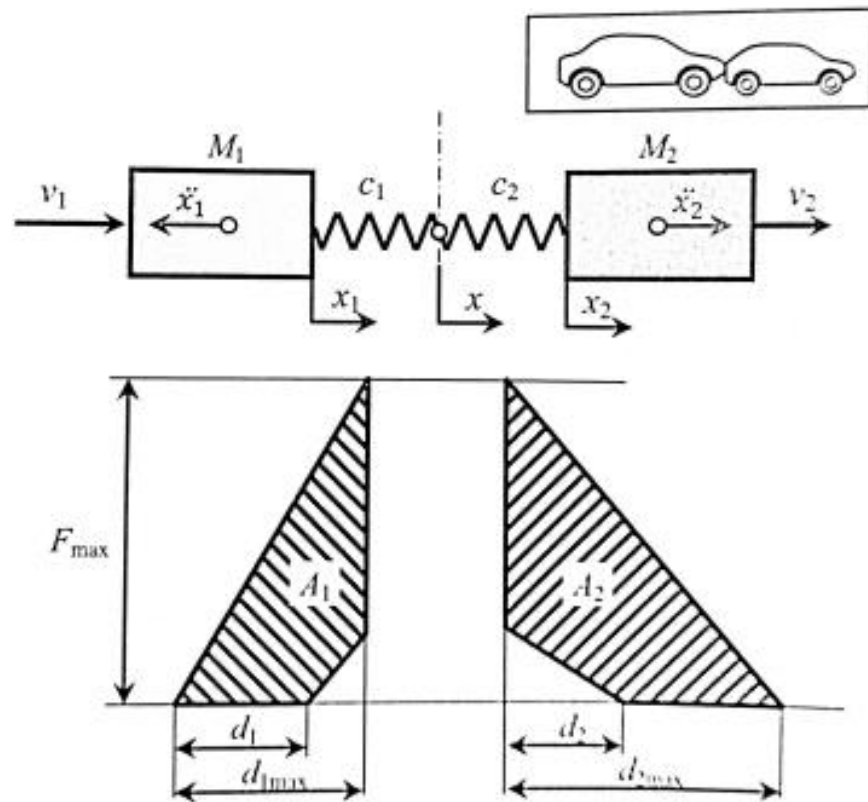
Време трајања прве фазе

$$t_1 = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{4\omega}$$

Време до заустављања

$$t'_1 = \frac{V_0}{a}$$

Осцилаторни модели возила судара два возила који се крећу у истом правцу – прав центрични судар



Судар два возила који се крећу у истом смеру и правцу.

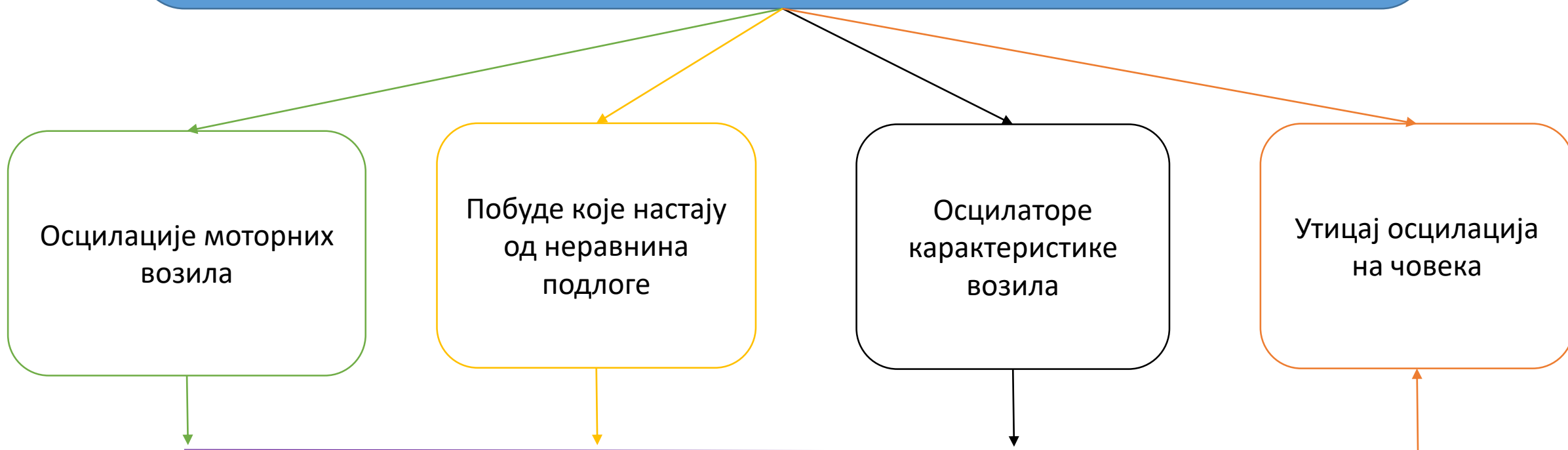
Еквивалент крутости за возила различите крутости

$$C_o = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$$

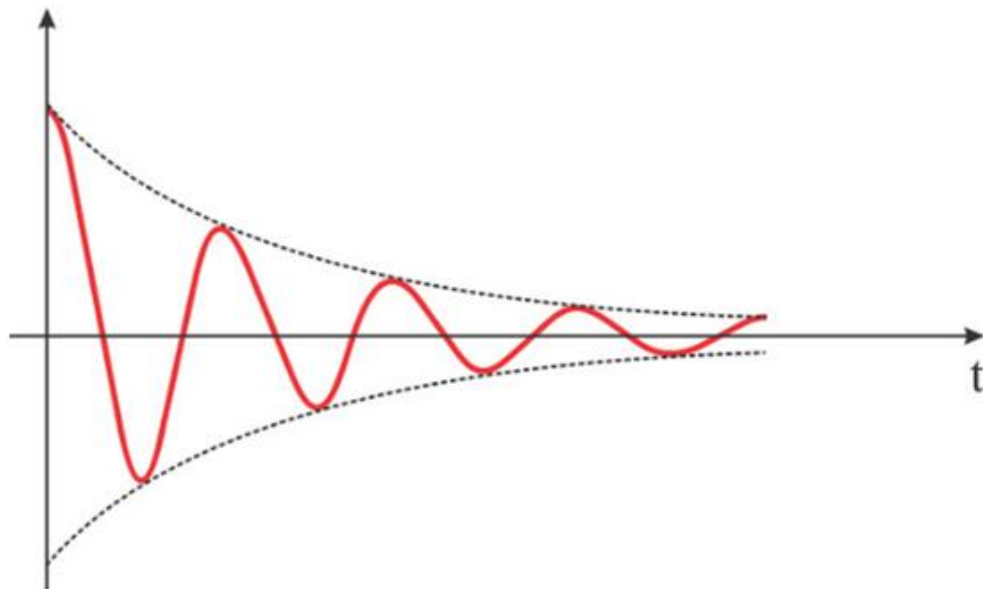
Еквивалент крутости за возила различите крутости

$$F = \pm C_o \cdot (x_2 - x_1)$$

Вертикална динамика возила



Осцилације возила



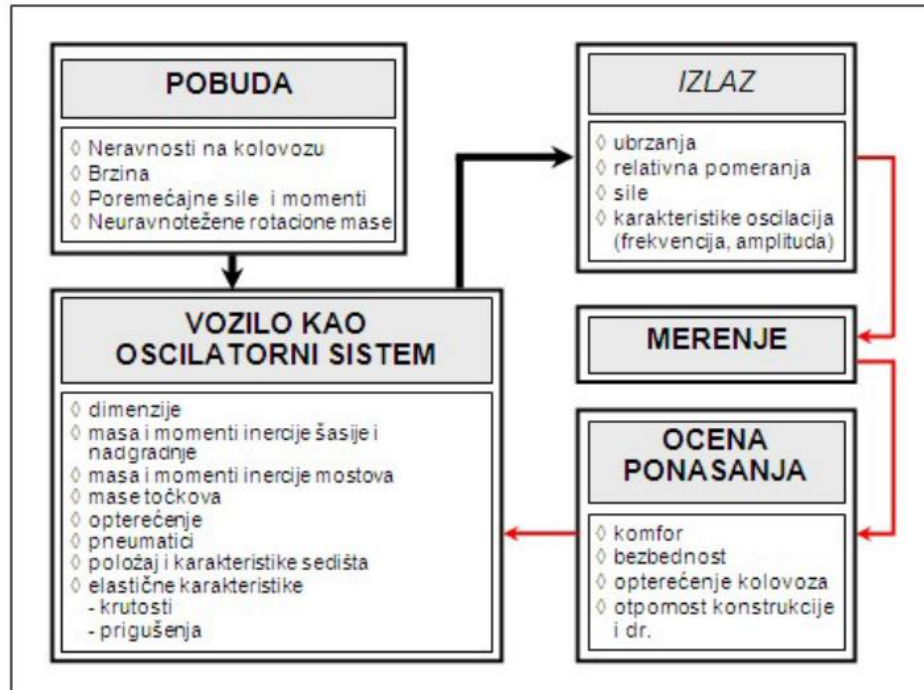
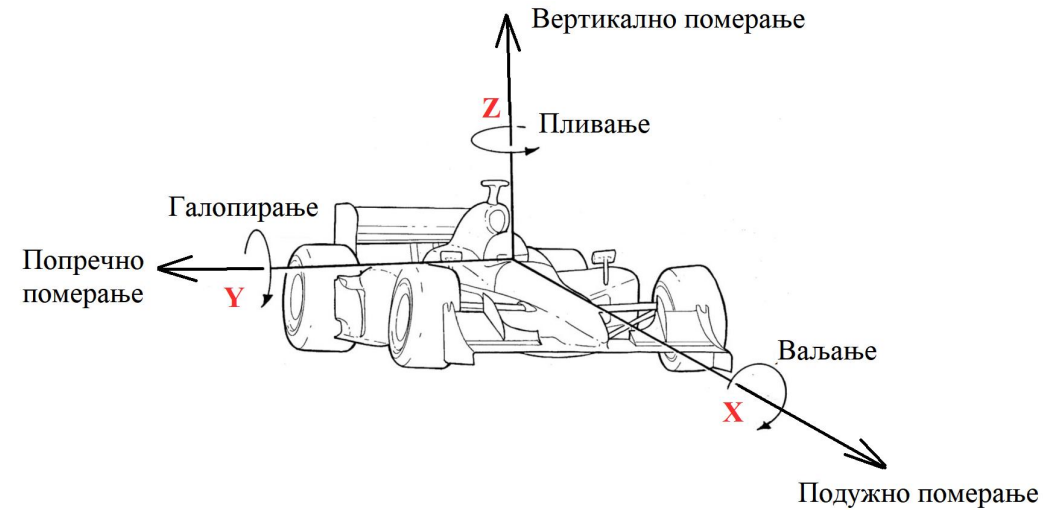
Осцилације возила

- У претходним поглављима односно на самом почетку скрипте било је речи о осцилацијама возила и начином њиховог настанка.
- Представљени су и неки од основних осцилаторних модела возила који се примењују у динамици возила и анализи возила са аспекта динамике возила
- У овом делу са циљем подсећања биће приказани неки од модела али превасходно ће бити објашен порачун и анализа осцилација возила.

Осцилације возила

- претходна разматрања -

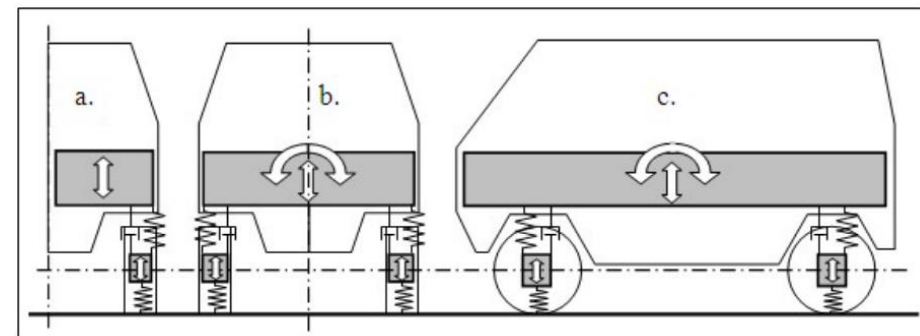
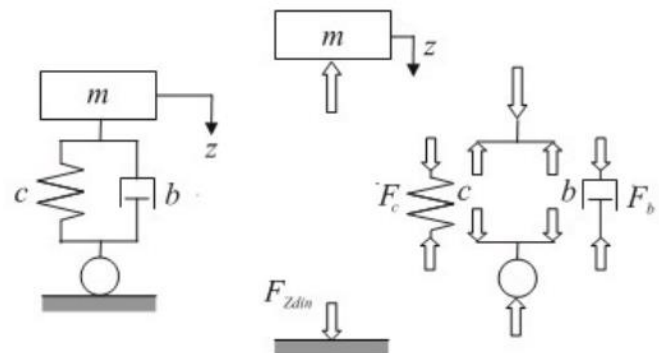
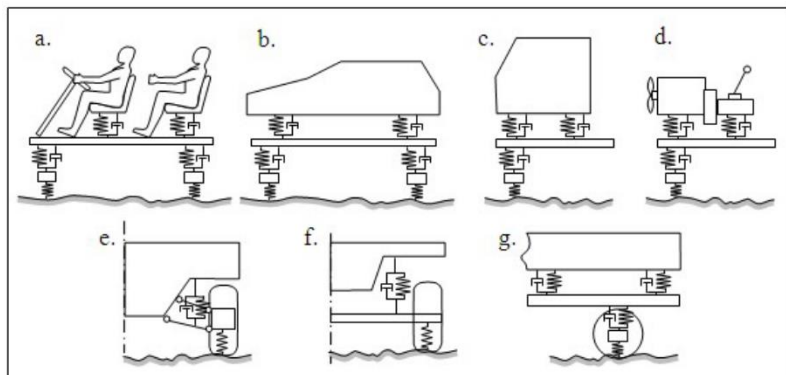
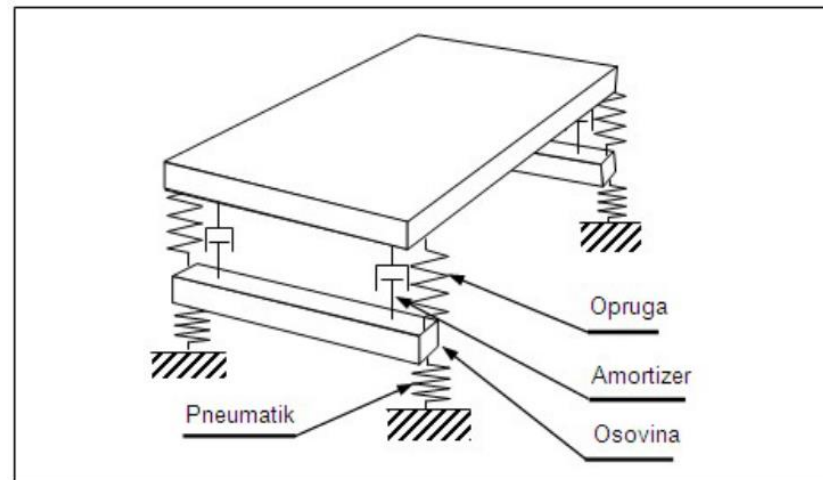
Нагласили смо да свако круто тело има шест степени слободe



Нагласили смо да на возило делују различите силе које делују на возило и могу створити одређене побуде и то се може представити алгоритмом

Осцилације возила - претходна разматрања -

Возило се може представити
преко различитих
осцилатоних модела



Анализа различитих осцилаторних модела

- Анализирана су четири основна случаја вертикалних осцилација еластично ослоњене масе (надградње) и то:

Слободне непригушене
осцијације

Принудне непригушене
осцилације

Слободне пригушене
осцилације

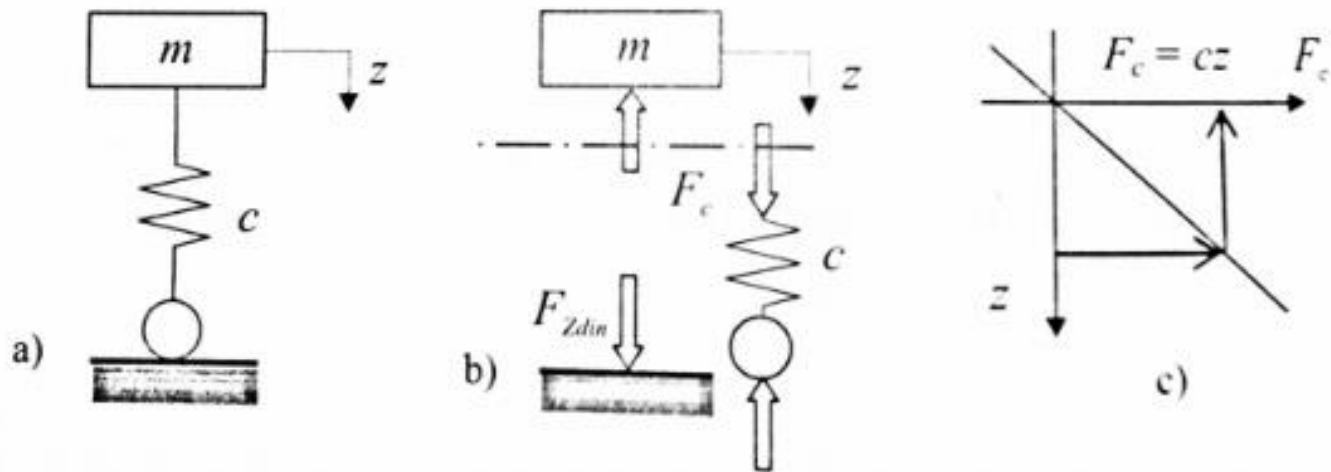
Принудне пригушене
осцилације

Неки основни појмови

- Пре почетка анализе потребно је познавати следеће термине:
 - Растојање између равнотежног положаја и најудаљенијег положаја до ког тело доспева при осцилатором кретању, назива се **АМПЛИТУДА**;
 - Услед дејства различитих сила, трења и пригушних елемената амплитуда се са променом времена смањује, до потпуног заустављања односно елиминација осцилација, такве осцилације се називају **ПРИГУШЕНЕ ОСЦИЛАЦИЈЕ**;
 - Када би смо из система избацили силе, елементе пригушења и трење у систему амплитуда се временом не би смањивала и тело би константно имало одређене осцилације, такве осцилације називамо **НЕПРИГУШЕНЕ ОСЦИЛАЦИЈЕ**;
 - Број осцилација у секунди се назива **УЧЕСТАЛОСТ** или **ФРЕКВЕНЦИЈА**;
 - Временски период за који тело направи целу осцилацију назива се **ПЕРИОД ОСЦИЛОВАЊА**.

Слободне непригушене осцилације са једним степеном слободe

Најједноставнији осцилаторни модел возила помоћу кога се одређују фреквенције слободних непригушених маса.

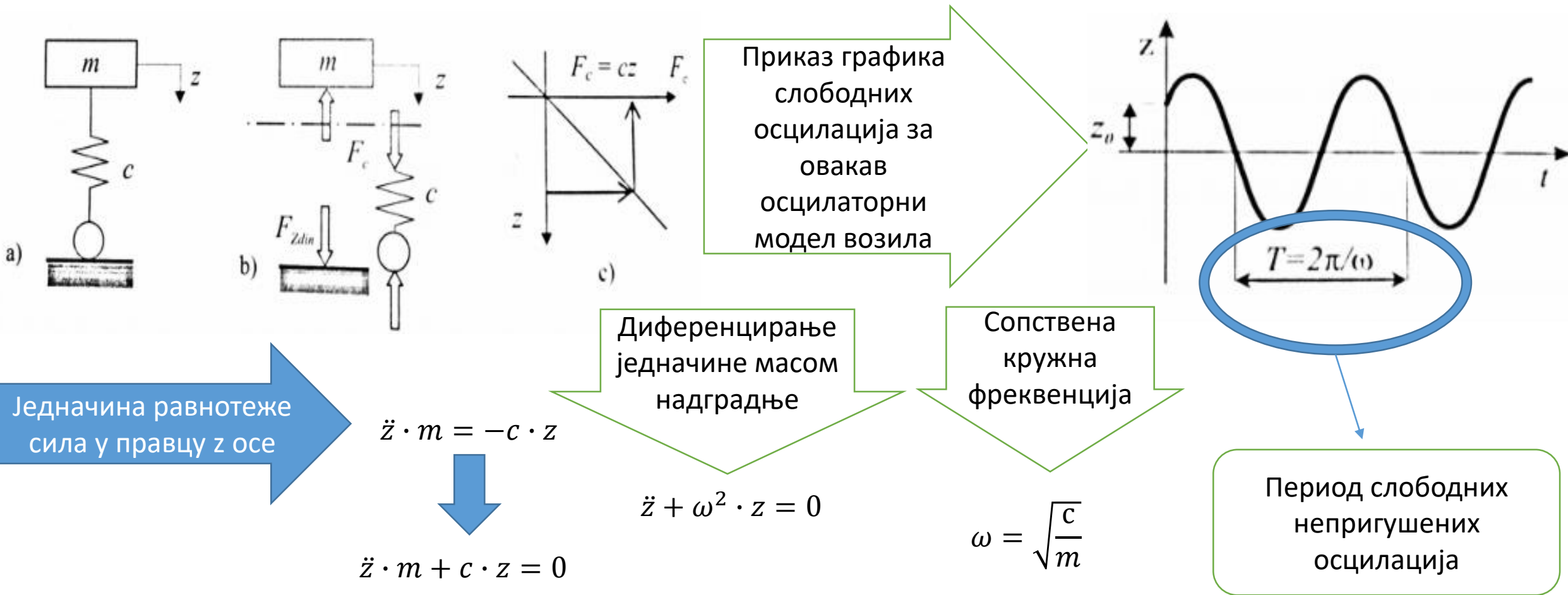


Возило је представљено као тело масе m и оно се ослања на еластичне елементе система за ослањање и пнеуматике.

Овакво тело има само један степен слободe и еластично ослоњена маса врши транслаторно померање само у вертикалном правцу Z .

Карактеристике еластичних елемената система за ослањање и пнеуматика представљене су једном опругом са линеарном карактеристиком и задате су преко крутости опруге c .

Слободне непригушене осцилације са једним степеном слободe



Једначина равнотеже
сила у правцу z осе

$$\ddot{z} \cdot m = -c \cdot z$$

$$\ddot{z} \cdot m + c \cdot z = 0$$

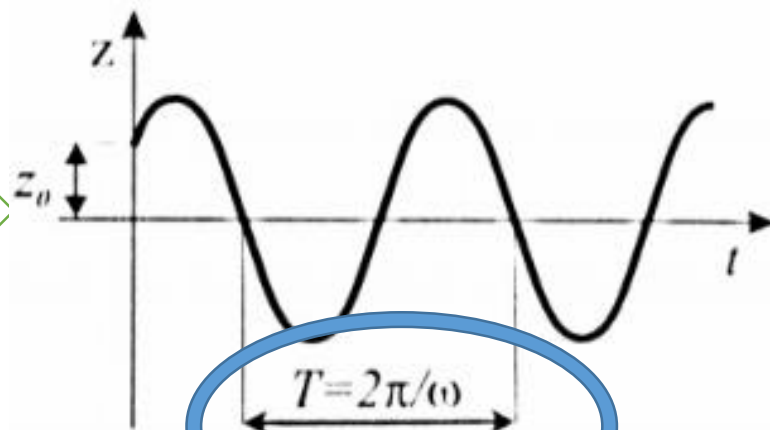
Диференцирање
једначине масом
надградње

$$\ddot{z} + \omega^2 \cdot z = 0$$

Сопствена
кружна
фреквенција

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Приказ графика
слободних
осцилација за
овакав
осцилаторни
модел возила



Период слободних
непригушених
осцилација

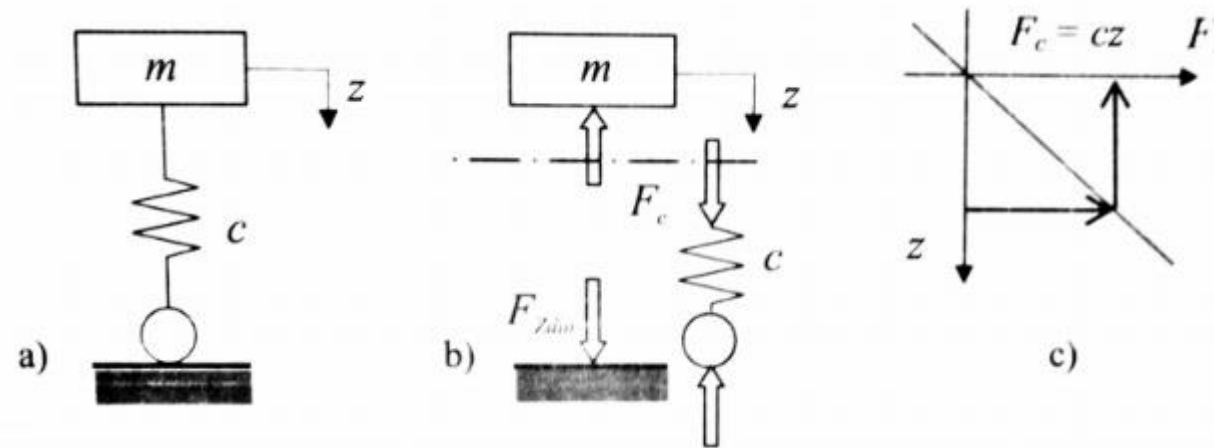
Принудне непригушене осцилације са једним степеном слободe

- модел са побудом преко масе-

Једначина равнотеже сила у правцу Z и диференцијална једначина принудних непригушених осцилација

$$m\ddot{z} = -cz + F(t)$$

$$m\ddot{z} + cz = F_0 \sin \Omega t$$



Ако диференцијалну једначину поделимо са масом добијемо облик:

$$\ddot{z} + \omega^2 z = \frac{F_0}{m} \sin \Omega t$$

Сопствена фреквенција система

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Принудна кружна фреквенција

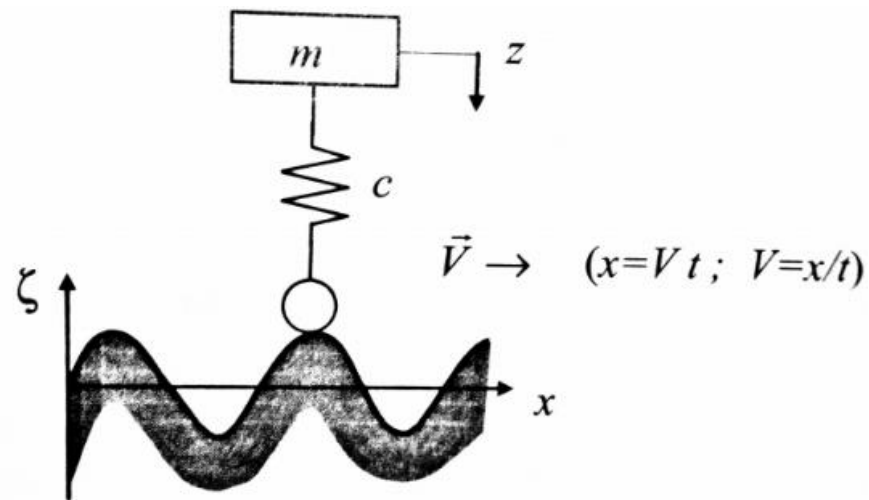
$$\Omega$$

Принудне непригушене осцилације са једним степеном слободe

- модел са побудом преко подлоге-

Модел возила при кретању на подлози са периодичним неравнинама

ζ представља неравнине на полози



$$m\ddot{z} = Fc$$

$$Fc = c\Delta = c(z - \zeta)$$

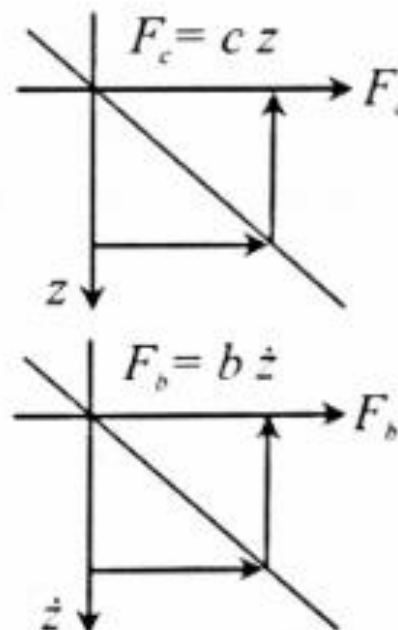
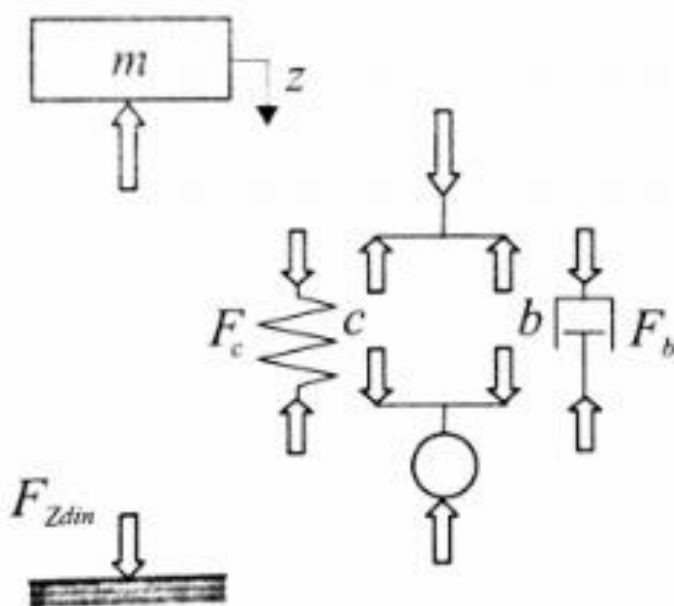
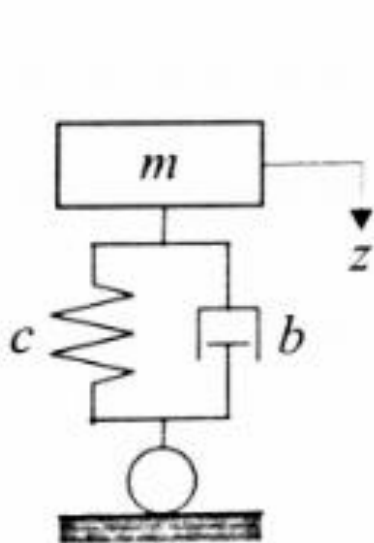
$$m\ddot{z} = -c(z - \zeta)$$

$$m\ddot{z} + c(z - \zeta) = 0$$

Подељено са масом m , следи:

$$\ddot{z} + \omega^2 z = \omega^2 \zeta_0 \sin \Omega t$$

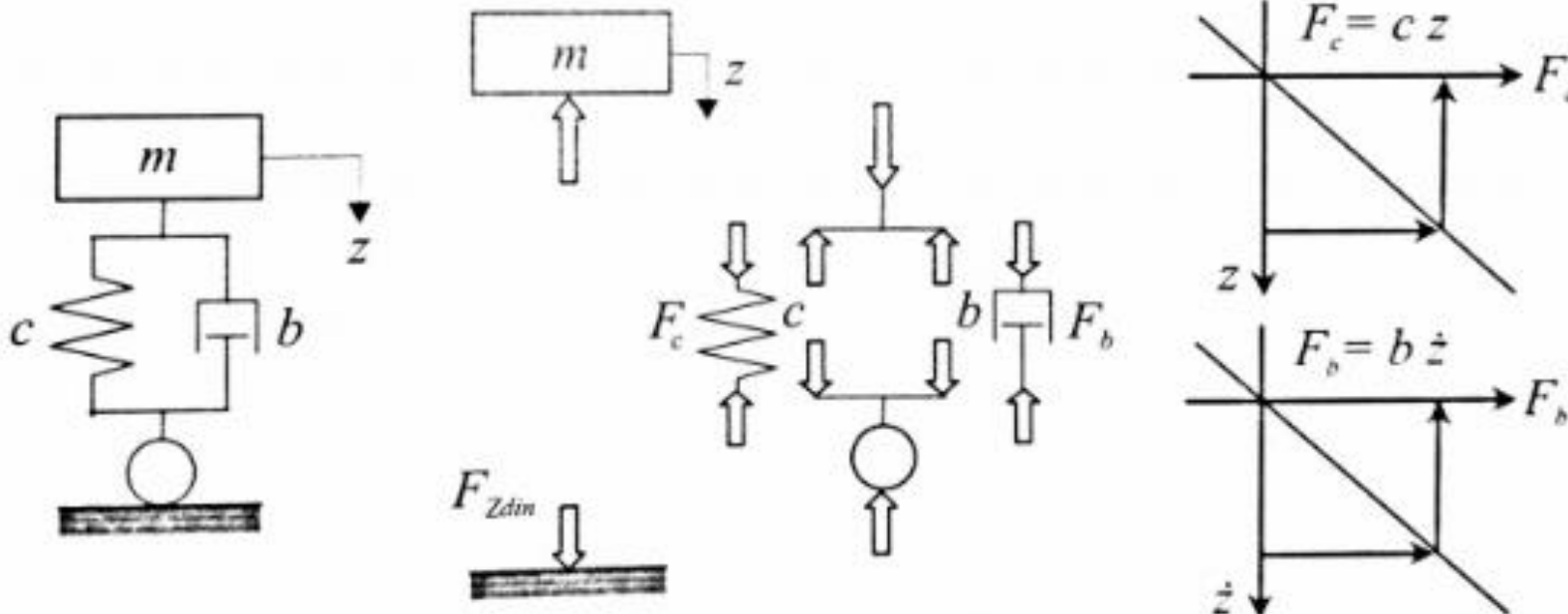
Слободне пригушене осцилације са једним степеном слободe



У односу на претходне случајеве у овом случају се додаје елемент за пригушење осцилација.

Пригушни елемент реализује силу пригушења на принципу вискозног трења чија је величина пропорционална **коэффициенту пригушења b** и **брзини померања клипа пригушивача \dot{z}** .

Слободне пригушене осцилације са једним степеном слободe



У односу на претходне примере у овом случају се додаје елемент за пригушење осцилација.

Пригушни елемент реализује силу пригушења на принципу вискозног трења чија је величина пропорционална **коэффициенту пригушења b** и **брзини померања клипа пригушивача \dot{z}** .

Слободне пригушене осцилације са једним степеном слободe

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + cz = 0$$

Поделитемо са масом
и уведемо смену

$$\frac{b}{m} = 2\delta$$

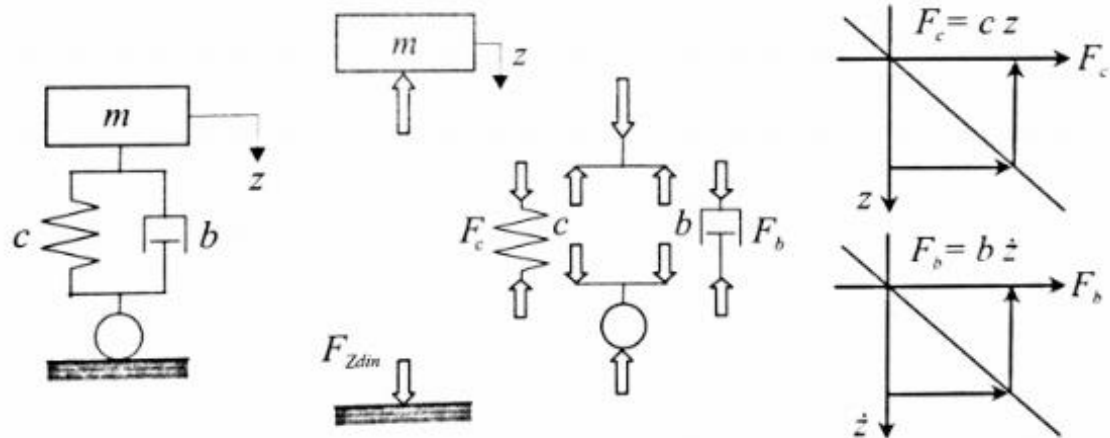
$$\ddot{z} + 2\delta\dot{z} + \omega^2 z = 0$$

$$\delta = \frac{b}{2 \cdot m}$$

Пригушење

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Кружна фреквенца
сопствених осцилација



Карактеристична
једначина

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega^2}$$

Фреквенца
привидно
периодичног
кретања

За мала
пригушења

$$\delta^2 \leq \omega^2$$

Па је:

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm j \cdot \omega_p$$

Слободне пригушене осцилације са једним степеном слободe

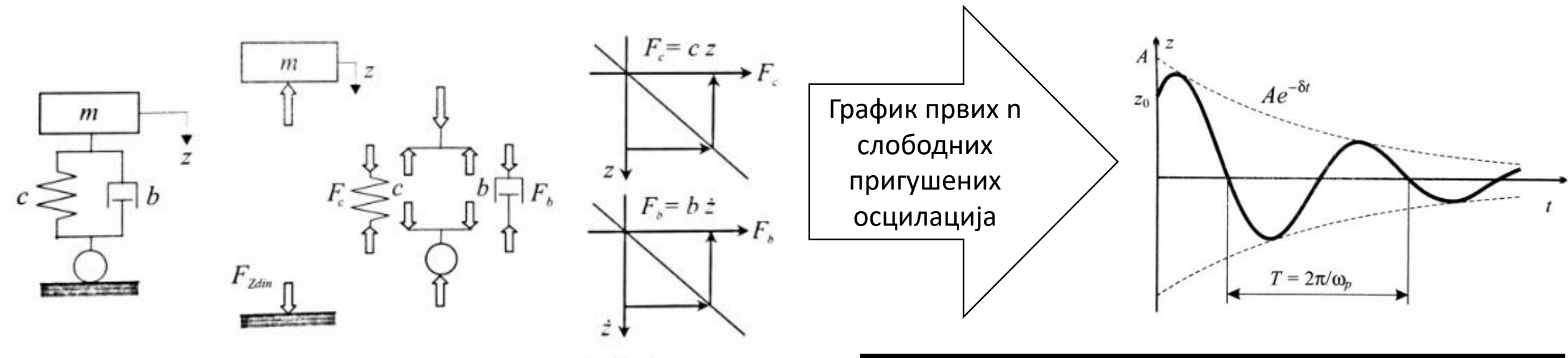


График првих n слободних пригушених осцилација

А представља амплитуду.

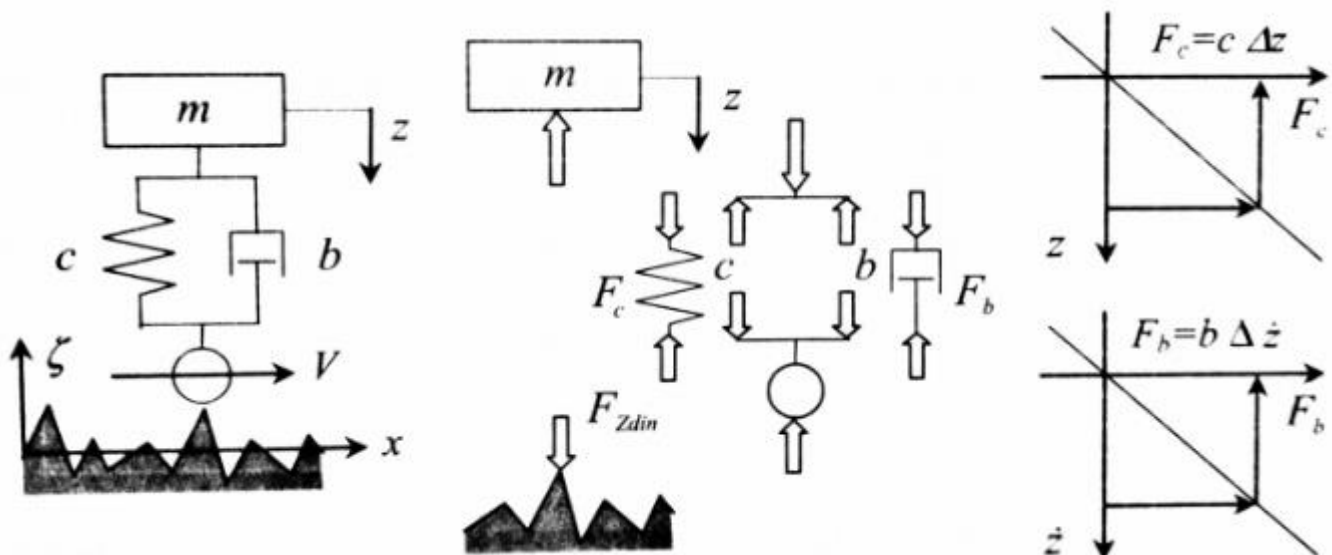
Коначно решење једначина

$$z_h = Ae^{-\delta t} \sin(\omega_p t + \varepsilon)$$

Однос пригушења и фреквенција сопствених осцилација назива се бездимензиони фактор пригушења (D).

$$D = \frac{\delta}{\omega} = \frac{b/2m}{\sqrt{c/m}} = \frac{b}{2m\sqrt{c/m}} = \frac{b}{2m\omega}$$

Принудне пригушене осцилације са једним степеном слободe



Диференцијална једначина кретања

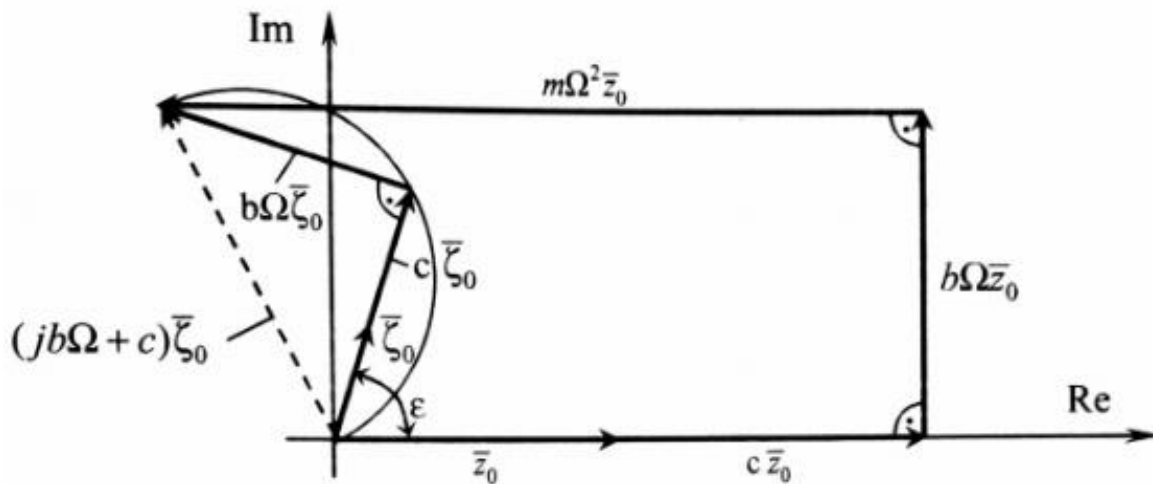
$$m\ddot{z} = -F_c - F_b$$

Нехомогена једначина гласи:

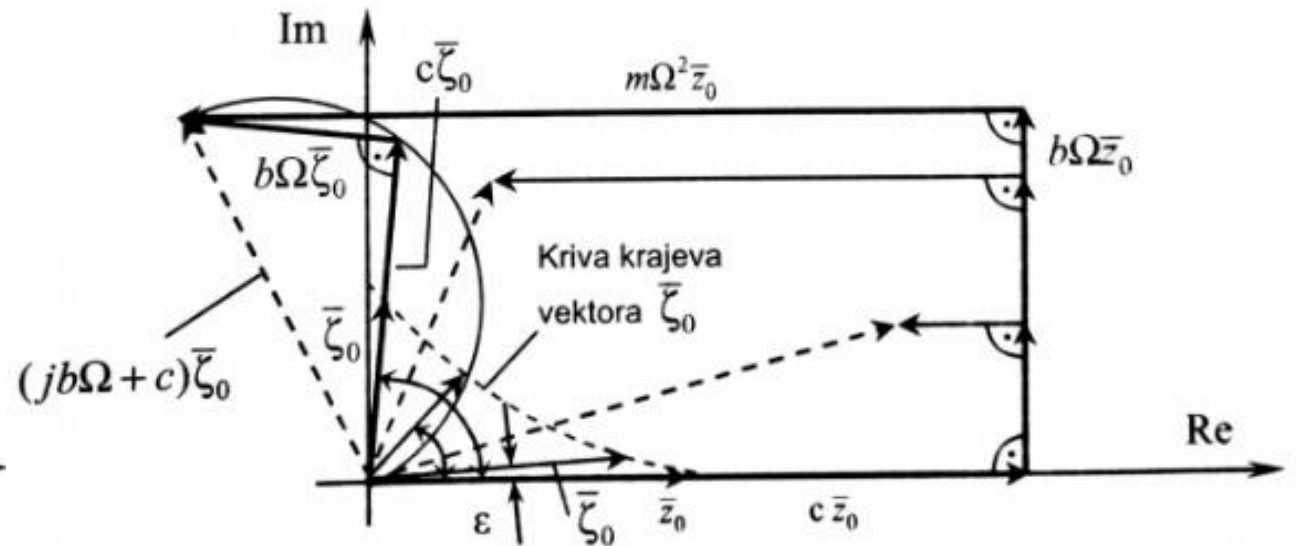
$$m\ddot{z} + b\dot{z} + cz = b\dot{\zeta} + c\zeta$$

Представљање осцилација у комплексној равни

Представљање принудних осцилација возила са једним степеном слободе за једну конкретну вредност фреквенције побуде



Дијаграм за различите принудне фреквенције и фазне улове



Вертикална реакција

Вертикална реакција између возила и коловоза (Z) састоји се од статичког и динамичког дела и може се представити преко следеће једначине:

$$Z_{(t)} = Z_{st} + Z_{din}$$

У случају да се занемари маса тачкова статички део се може рачунати као:

$$Z_{st} = m \cdot g$$

Динамички део реакција се може изразити преко једначине:

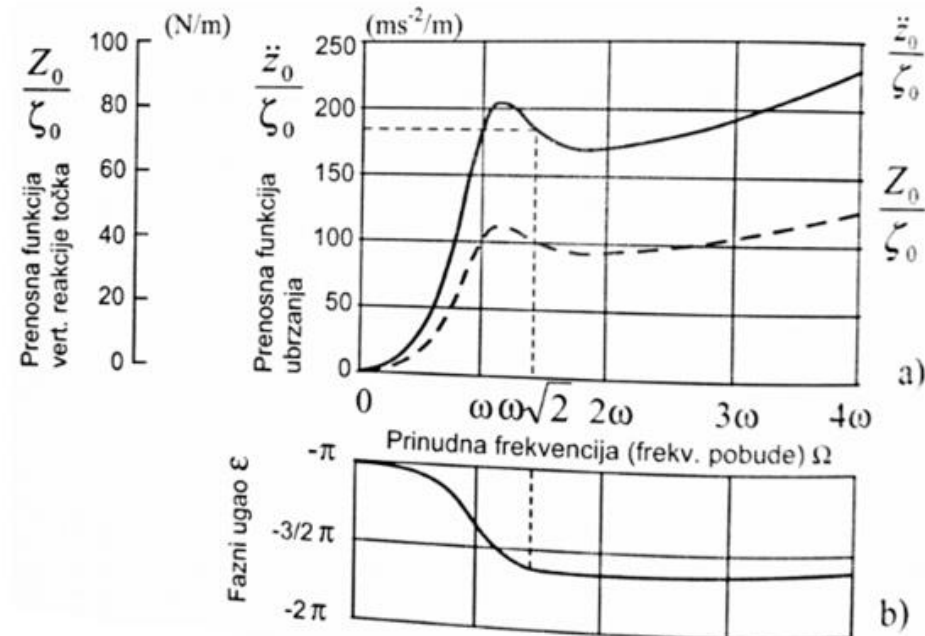
$$Z_{din} = m \cdot \ddot{z}$$

Вертикална реакција

Однос амплитуда вертикалне реакције коловоза и неравнина подлоге може се приказати у облику динамичког фактора:

$$\left| \frac{\bar{z}_0}{\bar{\zeta}_0} \right| = m \frac{\ddot{z}_0}{\zeta_0} = c\eta^2 \sqrt{\frac{1 + 4D^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}$$

Преносна функција вертикалне реакције точка и убрзања за модел возила са једним степеном слободе и једном масом



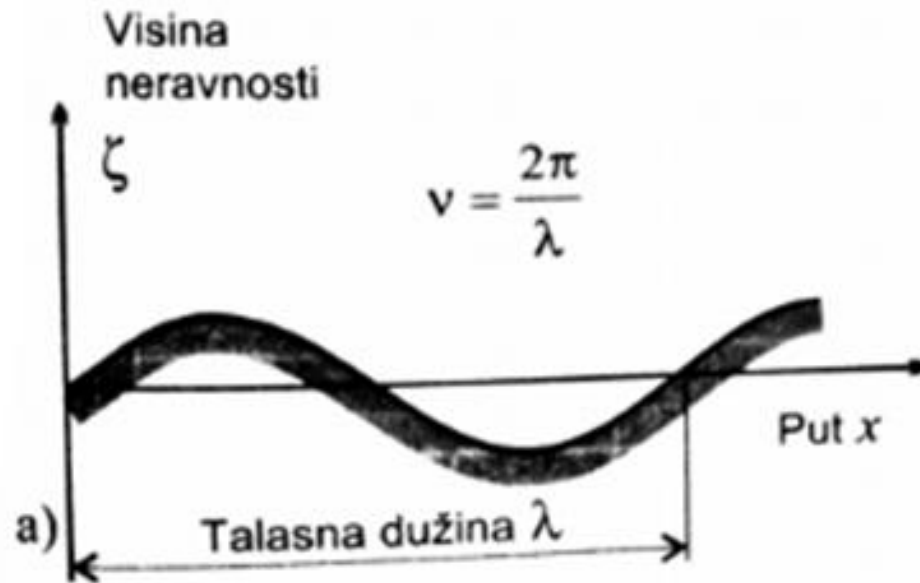
ПОБУДА ОД НЕРАВНИНА ПОДЛОГЕ



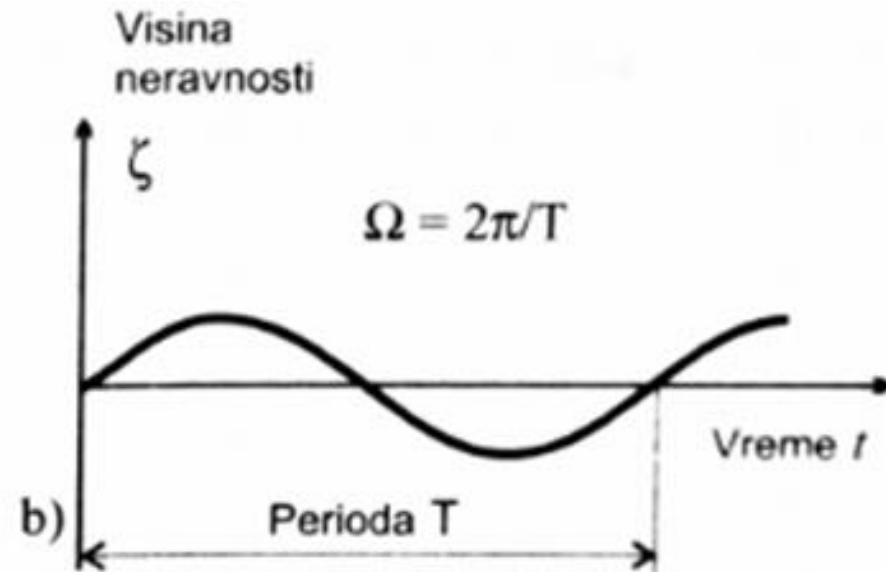
У овом поглављу анализиране су вертикалне реакције у зависности од врста побуде која настаје од различитих неравнина пута, као и начин понашања осцилаторног модела возила

Хармонијска побуда

Најједноставнији начин описивања микропрофила подлоге је помоћу таласа који има облик хармонијске подлоге.



Синусна функција неравнина подлоге у зависности од пута



Синусна функција неравнина подлоге у зависности од времена

Хармонијска побуда

Када се таласасте неравнине пута изразе у функцији пређеног пута може се написати израз:

$$\zeta(x) = \zeta_0 \sin vx = \bar{\zeta}_0 e^{jvx}$$

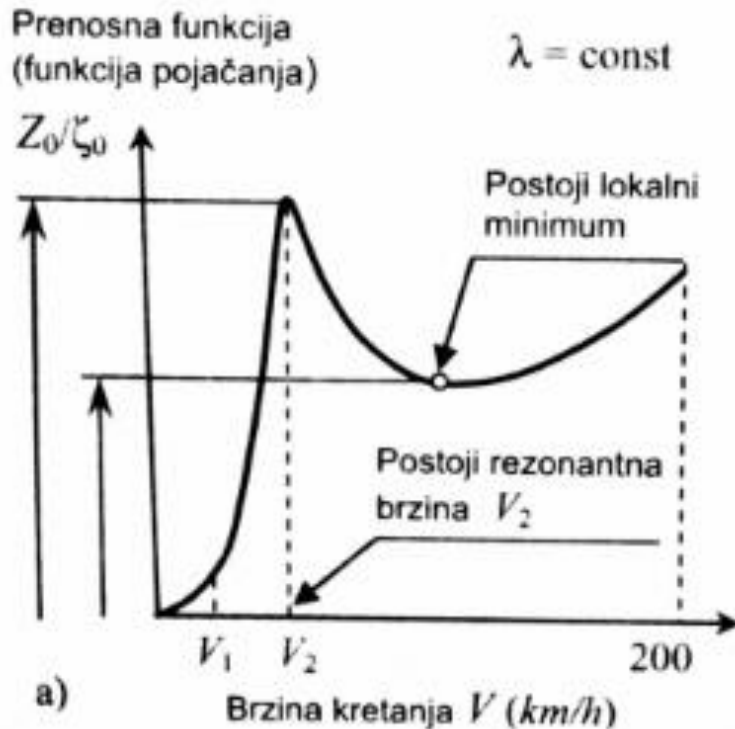
λ представља дужину таласа.

$$v = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda}$$

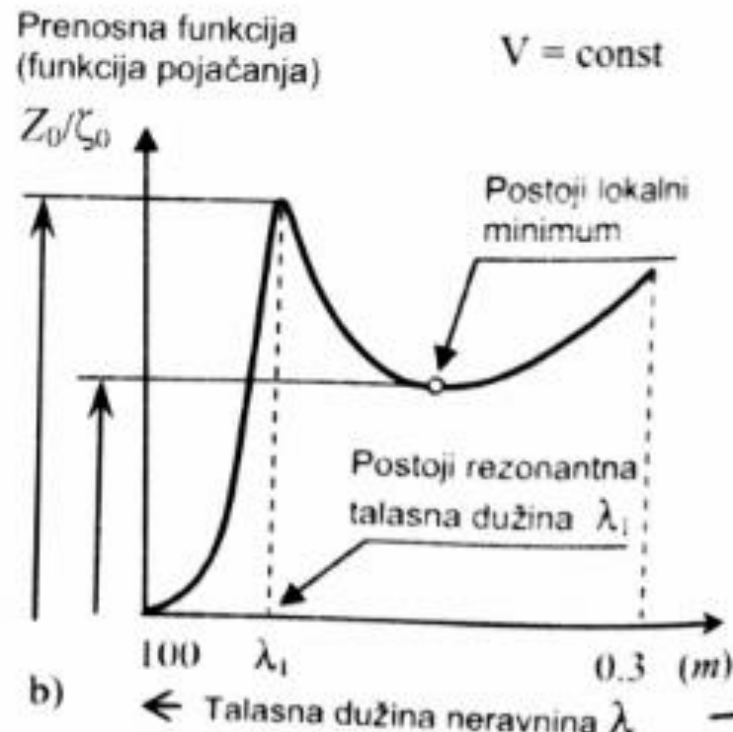
Кружна фреквенција неравнина
подлоге

Хармонијска побуда

Промена преносне функције осовинског притиска у функцији брзине кретања

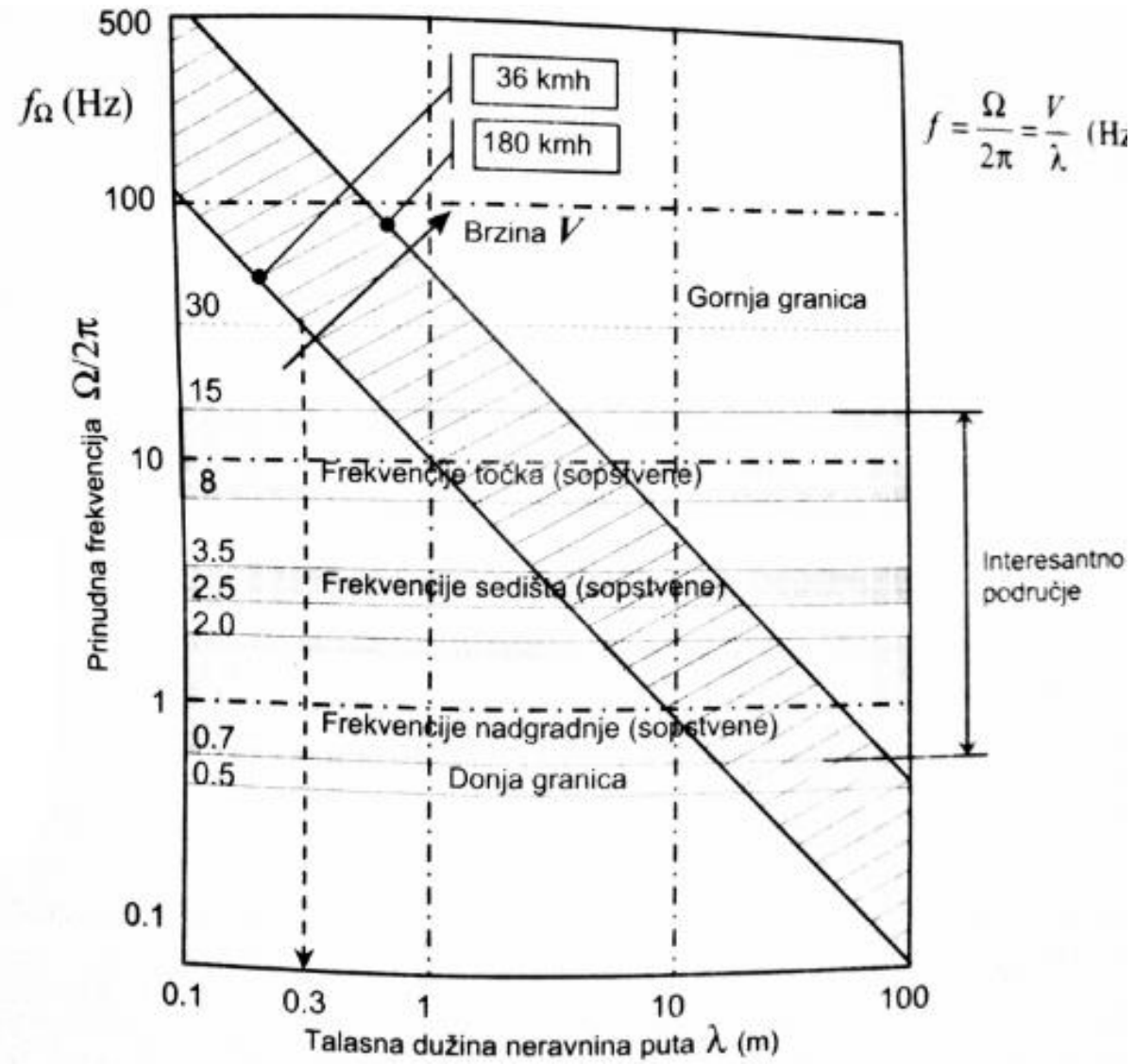


Промена преносне функције осовинског притиска у функцији пута



Код модела возила са једном масом који се креће по таласастом путу са константном дужином таласа λ , при малим брзинама промена осовинског оптерећења је мала. Са порастом брзине она расте док не наступи резонанца а са даљим порастом брзине вредност преносне функције осовинског оптерећења притисак опада до неког нивоа а после почиње поново да расте. Сличан је дијаграм и када је константна брзина а променљива таласна дужина неравнина.

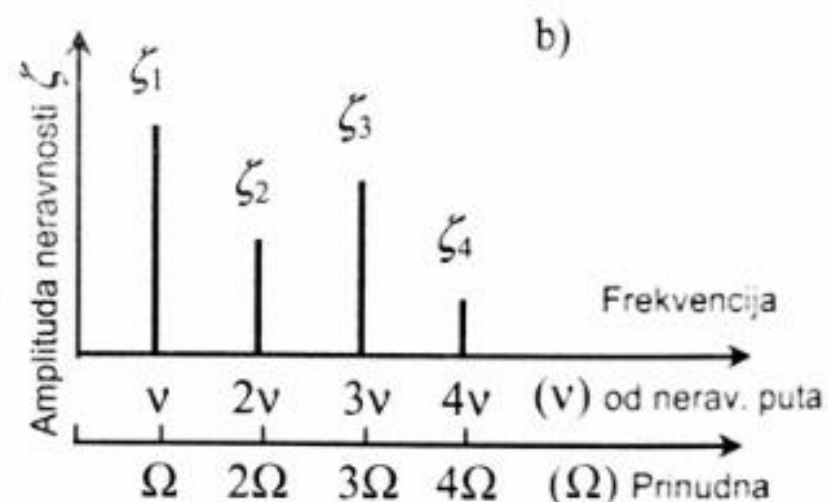
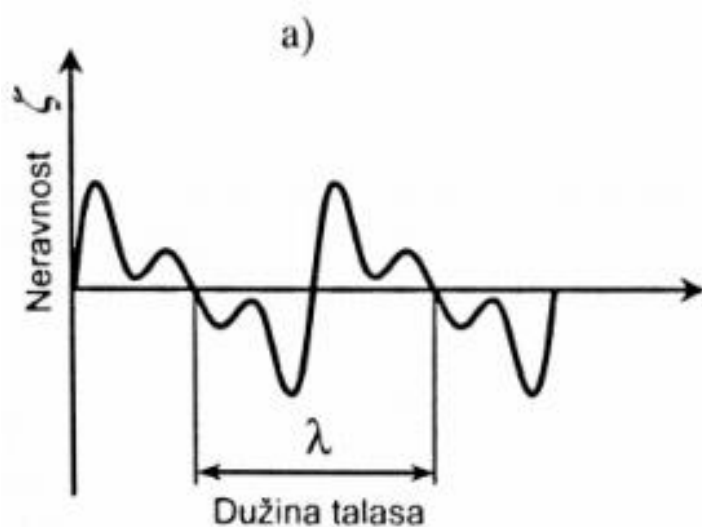
Хармонијска побуда



Периодична (полихармонијска) побуда

Функција периодичних неравнина

Дискретни амплитудни спектар



У овом случају фигурира n принудних амплитуда и n одговарајућих принудних фреквенција. Њихова веза дијаграмски је представљена на десном дијаграму, и овакав дијаграм се назива дискретни амплитудни спектар. Он дефинише учесталост појаве појединих амплитуда посматраног померања за одговарајуће кружне фреквенције.

Периодична (полихармонијска) побуда

У овом случају је:

$$Z_{din} = \sum_{i=1}^n \bar{Z}_i e^{j i \Omega t} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\bar{Z}_0}{\bar{\zeta}_0} \right)_i \bar{\zeta}_i e^{j i \Omega t}$$

$$v = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda}$$

Кружна фреквенција неравнина
подлоге

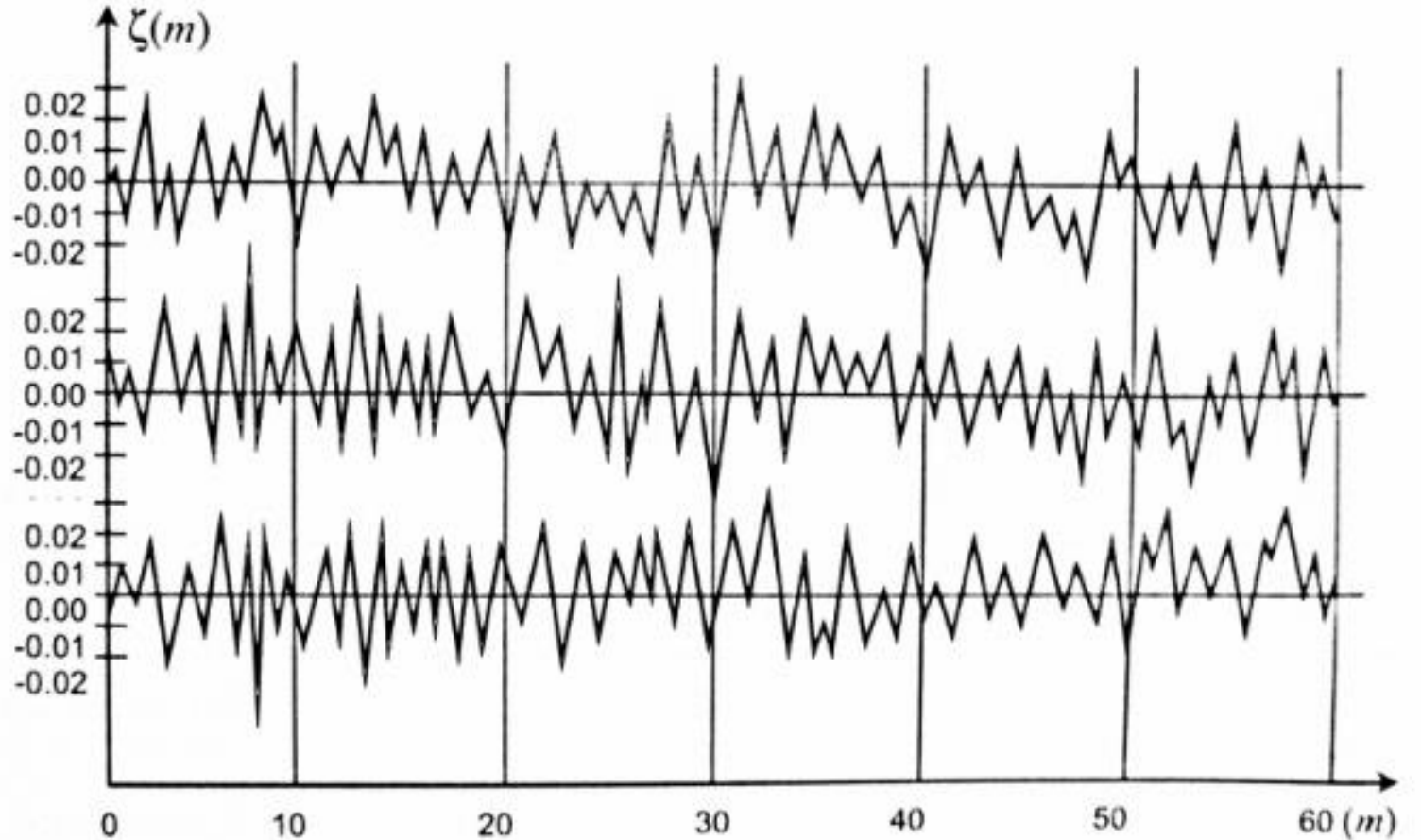
Стохастичка побуда

- На реалном путу обично неравнине су потпуно неправилно распоређене, тако да нису ни периодичне ни таласасте.
- Пошто су неравнине неправилно распоређене по подлози дуж пута кажемо да је профил стохастички - значи да сваки тип пута има своју нестационарну случајну функцију.
- Оваква побуда је најреалнија и одговара углавном свим путевима.

Стохастичка побуда

Пример записа
микропрофила конкретног
коловоза у подужном
правцу

Могућ је прелазак са
периодичне функције на
стохастичку једино под
претпоставком да се посматра
јако дуга деоница пута.



Стохастичка побуда

Формализација од периодичне на стохастичке неравности се са суме:

$$\zeta(x) = \sum_{i=1}^n \bar{\zeta}_i e^{jivx}$$

Прелази на интеграл

$$\zeta(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{\zeta}_0(v) e^{jvx} dv$$

Промена осовинског притиска као одазив возила на дејство стохастичких неравности на исти начин се може дефинисати изразом:

$$Z_{din}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{Z}_0(\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\bar{Z}_0}{\bar{\zeta}_0} \right) \bar{\zeta}_0(\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega$$

При овим променама је потребно водити рачуна о димензионој анализи.

Стохастичка побуда

Формализација од периодичне на стохастичке неравности се са суме:

$$\zeta(x) = \sum_{i=1}^n \bar{\zeta}_i e^{jivx}$$

Прелази на интеграл

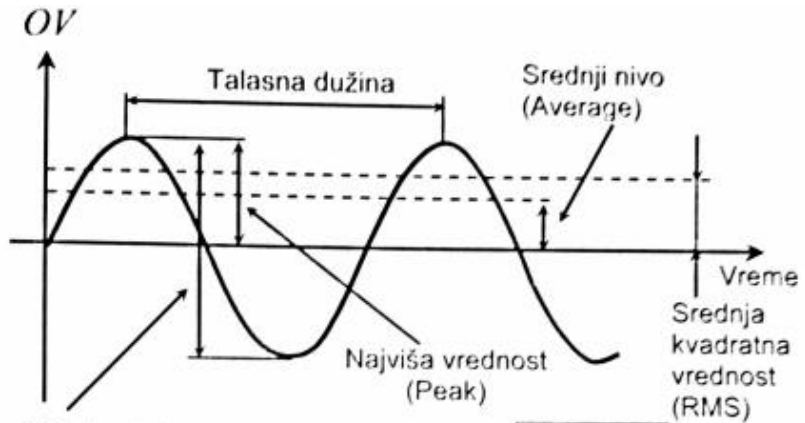
$$\zeta(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{\zeta}_0(v) e^{jvx} dv$$

Промена осовинског притиска као одазив возила на дејство стохастичких неравности на исти начин се може дефинисати изразом:

$$Z_{din}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{Z}_0(\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\bar{Z}_0}{\bar{\zeta}_0} \right) \bar{\zeta}_0(\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega$$

При овим променама је потребно водити рачуна о димензионој анализи.

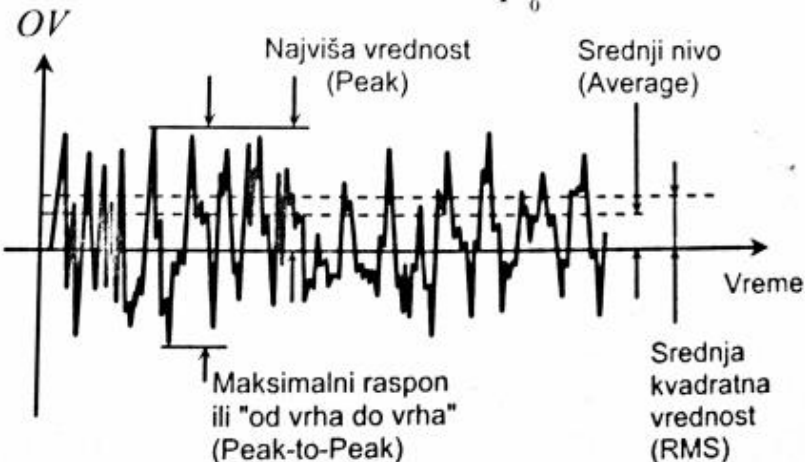
Квантификација нивоа осцилација



Maksimalni raspon
ili "od vrha do vrha"
(Peak-to-Peak)

$$\text{RMS nivo} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

$$\text{Srednji nivo} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt$$



Квантификација амплитуде осцилација се може вршити на више начина, неки од примера су приказани на слици, а њихово значење је:

Максимални распон (Peak to peak) указује на максималну промену посматране величине и користан је за оцену дејства осцилација на механичке елементе.

Највиша вредност (Peak) представља показатељ који указује на највишу достигнуту вредност (максимални ниво) осцилација и не узима у обзир њено трајање.

Средња вредност (Average) узима у обзир карактеристику таласа. Нема практичан значај јер није у директној вези са било којом мерном физичком величином.

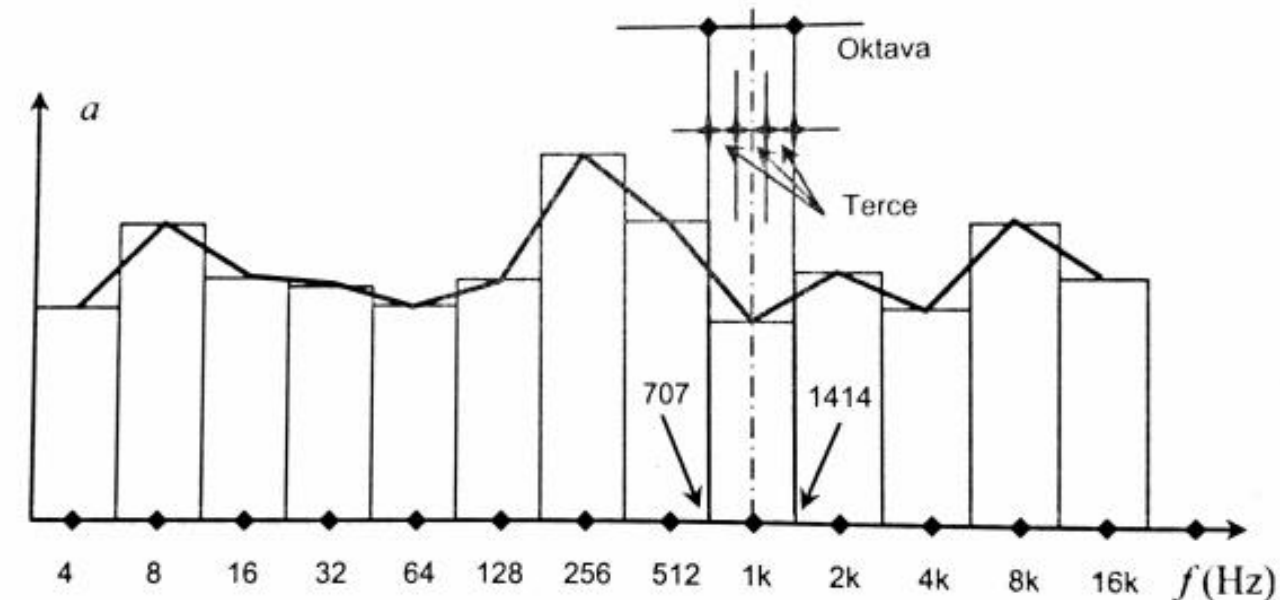
Средња квадратна вредност (RMS) је најважнија мера амплитуде осцилација. Узима у обзир временску димензију таласа даје карактеристику амплитуде која је у директној вези са енергетским садржајем.

Фреквентна (спектрална) анализа

У односу на дискретних континуални спектри се тестирају статистичким методама.

Они се пре разматрања деле на коначан број интервала са репрезентативним фреквенцијама. Процес поделе комплексног сигнала на интервале – појасеве и његова статистичка обрада се назива фреквентна анализа а резултати се представљају на дијаграму који се назива спектрограм, пример је приказан на слици.

Приликом мерења скала се дели помоћу филтера на појасеве. Они могу бити константне ширине или дефинисани процентом у односу на централну фреквенцију. Уобичајено је да је подела фреквентног подручја на октаве.



За финије анализе често се октаве деле на терце, које представљају $1/3$ октаве, што значи да представљају мање интервале.

Као статистичке методе које се користе у анализи најчешће се користе средња вредност функције, средња квадратна вредност (ефективна вредности, RMS ниво), стандардно одступање од средње вредности, квадрат стандардног одступања.

Још неке карактеристике осцилаторних величина

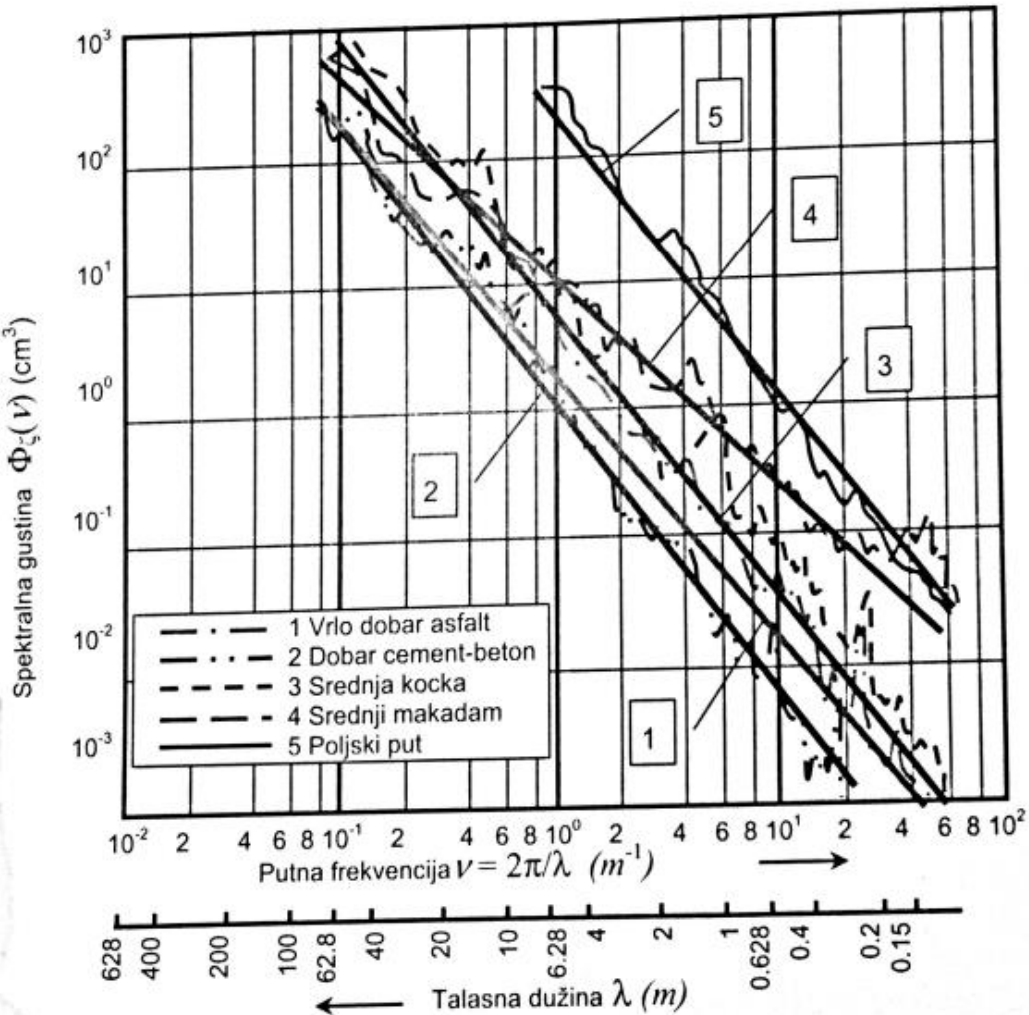
Поред квантификације нивоа осцилација и фреквентне анализе за карактеристике и анализу осцилаторних величина користе се још и:

Спектрална густина

Карактеристике
микропрофила подлоге

Примена спектралне
густине неравности

Примена спектралне густине неравности



Случајне неравности подлоге представљају примарни извор динамичких сила које се јављају у контакту пнеуматика и подлоге. Спектралну густину је величина којом се описују случајне неравности подлоге.

Спектрална густина амплитуда неравности у функцији путне фреквенције ν и таласне дужине

Примена спектралне густине неравности

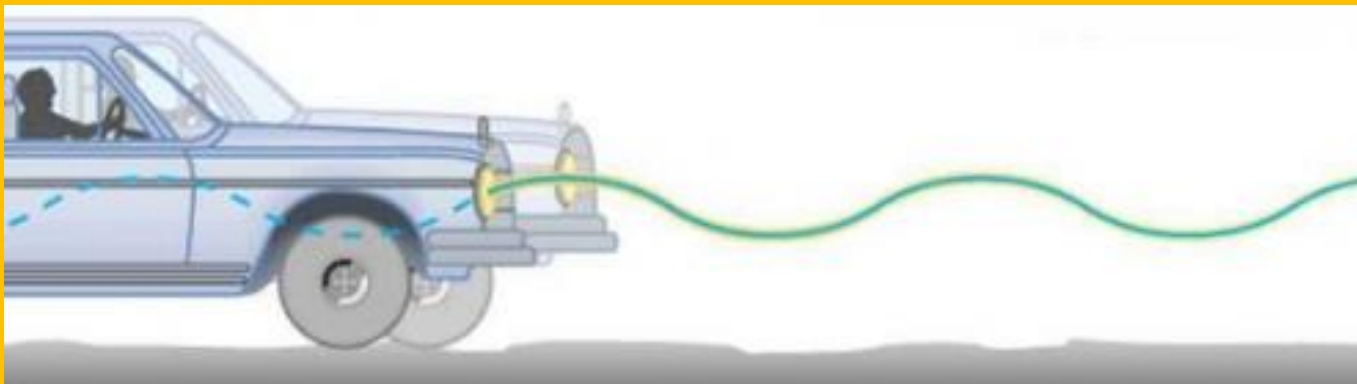
Vrsta podloge	Stanje (subjektivno)	Srednja vrednost		Vrsta podloge	Stanje (subjektivno)	Srednja vrednost	
		Talasni broj $w (w_{sr}=2)$	Spek. gust. neravnosti $\Phi_{\zeta}(v_0)(cm^3)$			Talasni broj $w (w_{sr}=2)$	Spek. gust. neravnosti $\Phi_{\zeta}(v_0)(cm^3)$
Cement-beton	vrlo dobar	2.29	0.6	Kocka	dobar	1.75	14
	dobar	1.97	7.5		srednji	1.75	29
	srednji	1.97	8.7		loš	1.81	36
	loš	1.72	56		vrlo loš	1.81	323
Asfalt-beton	vrlo dobar	2.20	1.3	Poljski put	dobar	2.25	32
	dobar	2.18	6.0		srednji	2.25	155
	srednji	2.18	22		loš	2.14	602
Ma-kadam	dobar	2.26	9		vrlo loš	2.14	16300
	srednji	2.26	21				
	loš	2.15	43				
	vrlo loš	2.15	158				

Средња вредност фреквентног спектра за различите подлоге

Класификација неравности пута према различитим стандардима

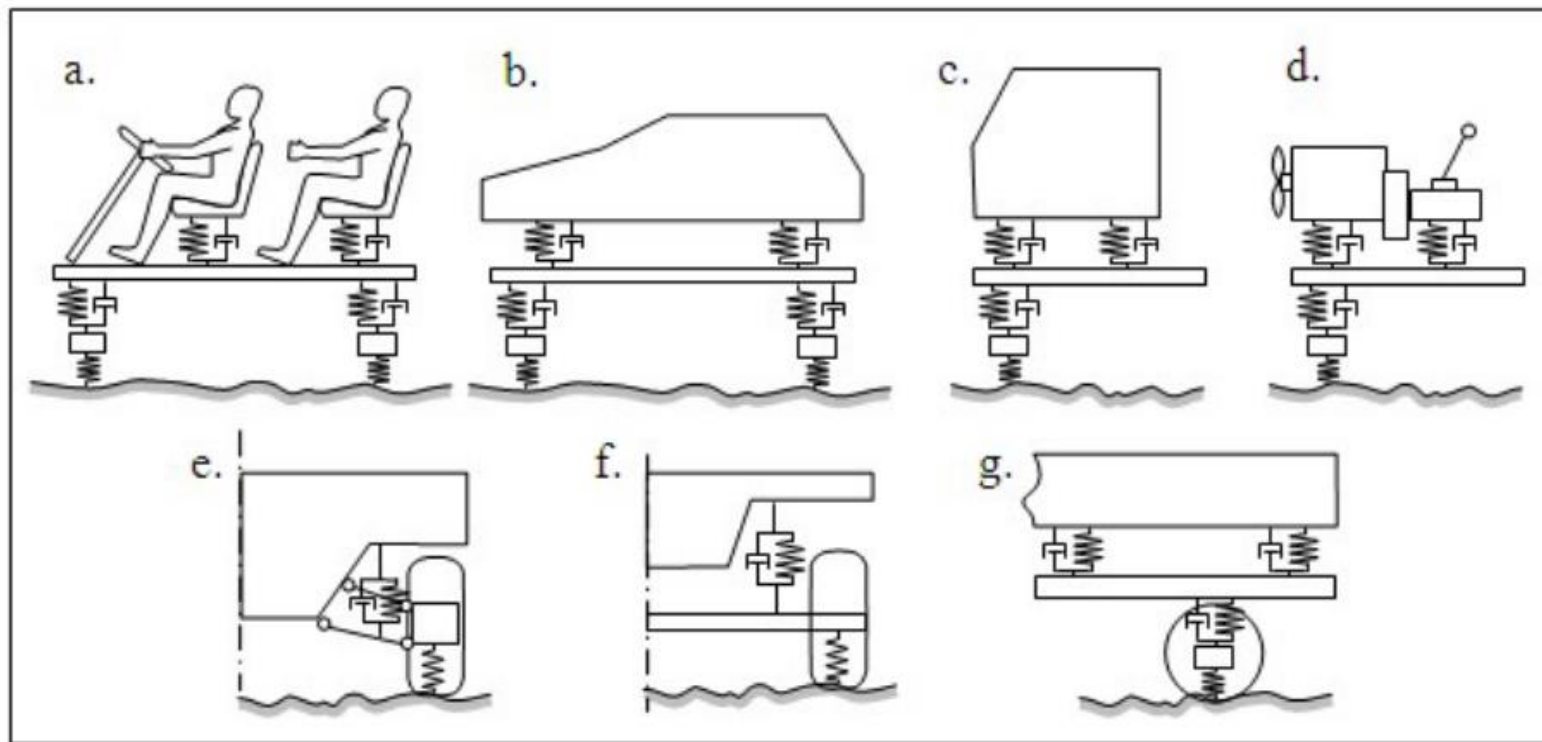
Klasifikacija	Neravnost (subjektivno)	DIN-FANAK	$v_0 = 1$	ISO (TC 108)
		$\Phi_{\zeta}(v_0)(cm^3)$	(m^{-1})	$w = 2$
		Donja granica	Sred. vred.	Gornja granica
A		-		... 0.25 ... < 0.5
B	vrlo dobar	...1 ... < 2		0.5...1 ... < 2
C	dobar	2 ...	4	... < 8
D	srednji	8 ...	16	... < 32
E	loš	32 ...	64	... < 128
F	vrlo loš	>128		128 ... 256 ... 512
G		-		512 ... 1024 ... 2048
H		-		> 2048

ОСЦИЛАТОРНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВОЗИЛА И ИЗВОРИ ОСЦИЛАЦИЈА



ПОДСЕТИМО СЕ ДА возило представља сложен динамички систем састављен од великог броја елемената који су међусобно повезани везама са сопственом крутошћу и пригушењем.

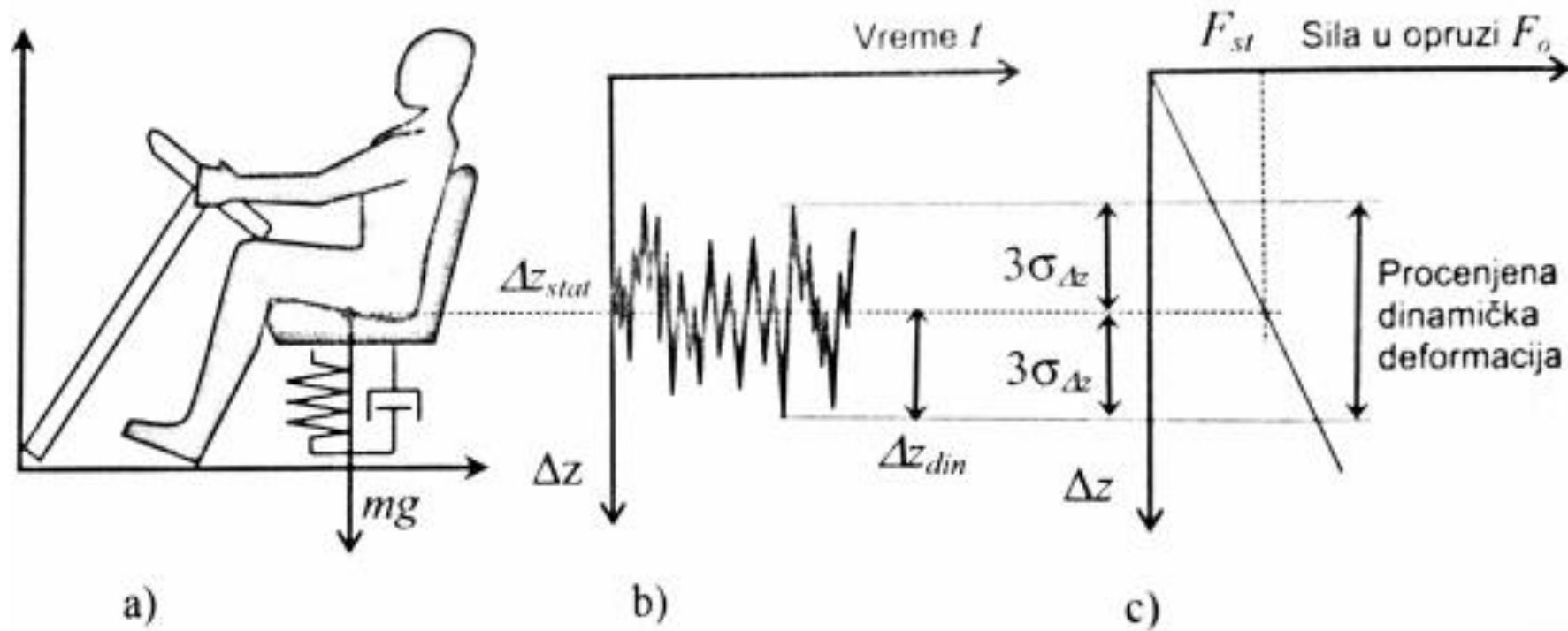
На основу претходно реченог сваки елемент на возилу је могуће анализирати понаособ као и њихово осцилаторно дејство и начин осциловања.



Укупна деформација било ког еластичног елемента на возилу се састоји од статичке и динамичке деформације

$$\Delta Z(t) = \Delta Z_{st} + \Delta Z_{din}$$

Деформације еластичних елемената -седиште-

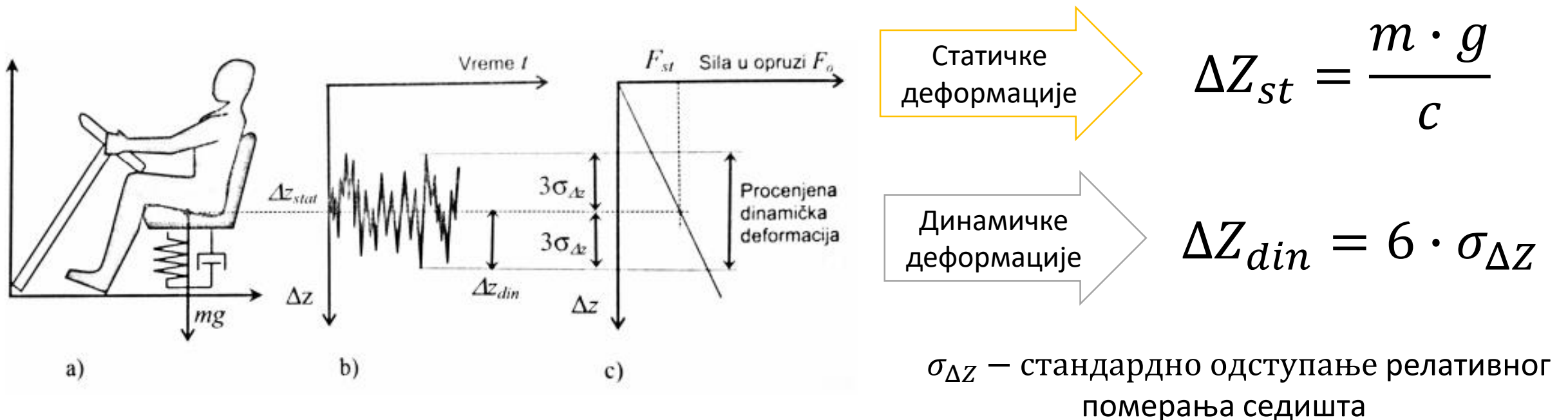


a) Статичко оптерећење седишта тежином човека, б) статичка и динамичка деформација седишта, c) процена динамичких деформација опруге помоћу стандардног одступања

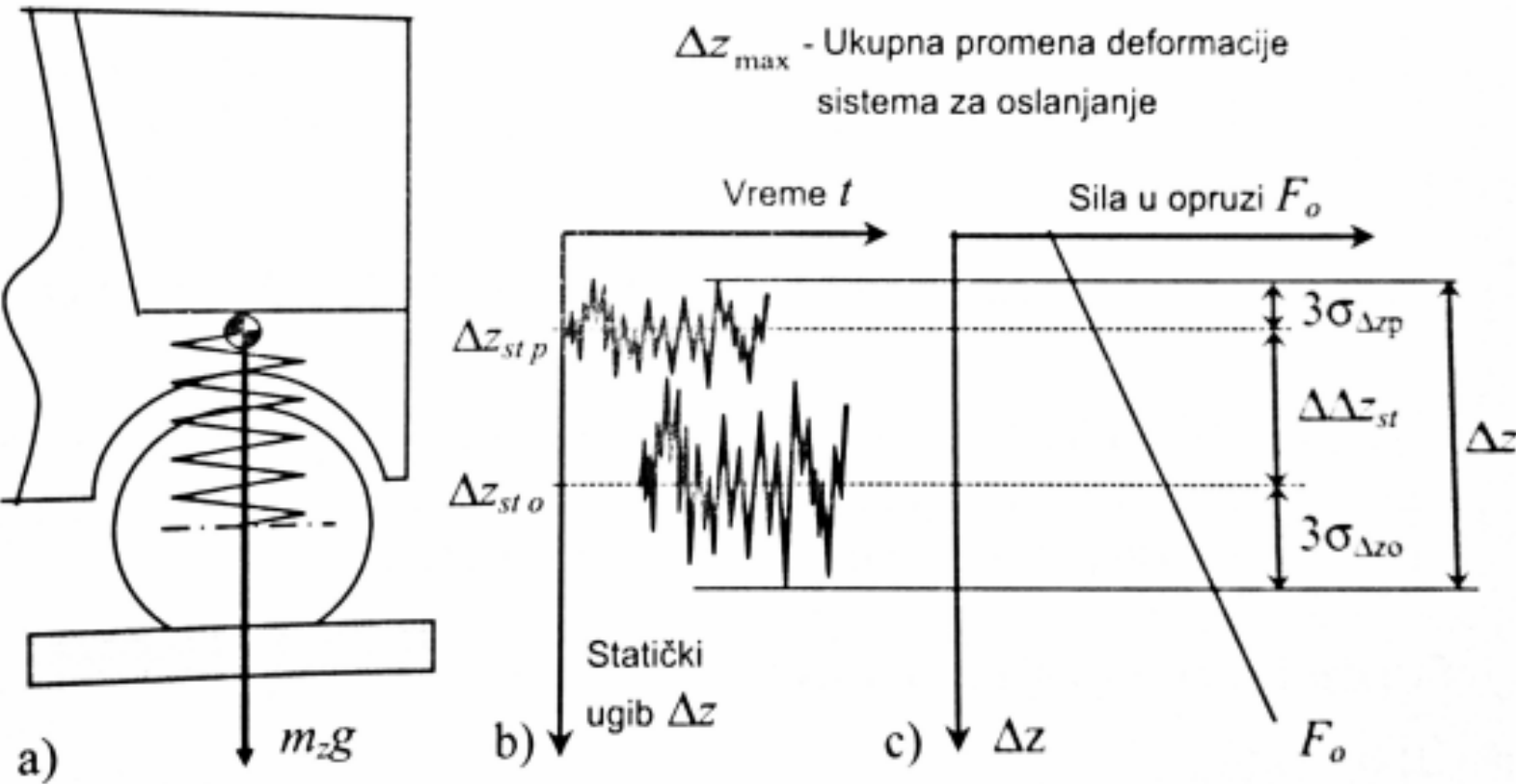
Деформације еластичних елемената -седиште-

На слици је приказано како човек својом тежином оптерећује седиште. При томе долази до статичких деформације опруге седишта за ΔZ_{st} .

Приликом кретања возила на неравном путу на масу човека делују вертикална убрзања и тада наступају динамичко деформисање еластичних елемената за ΔZ_{din} .



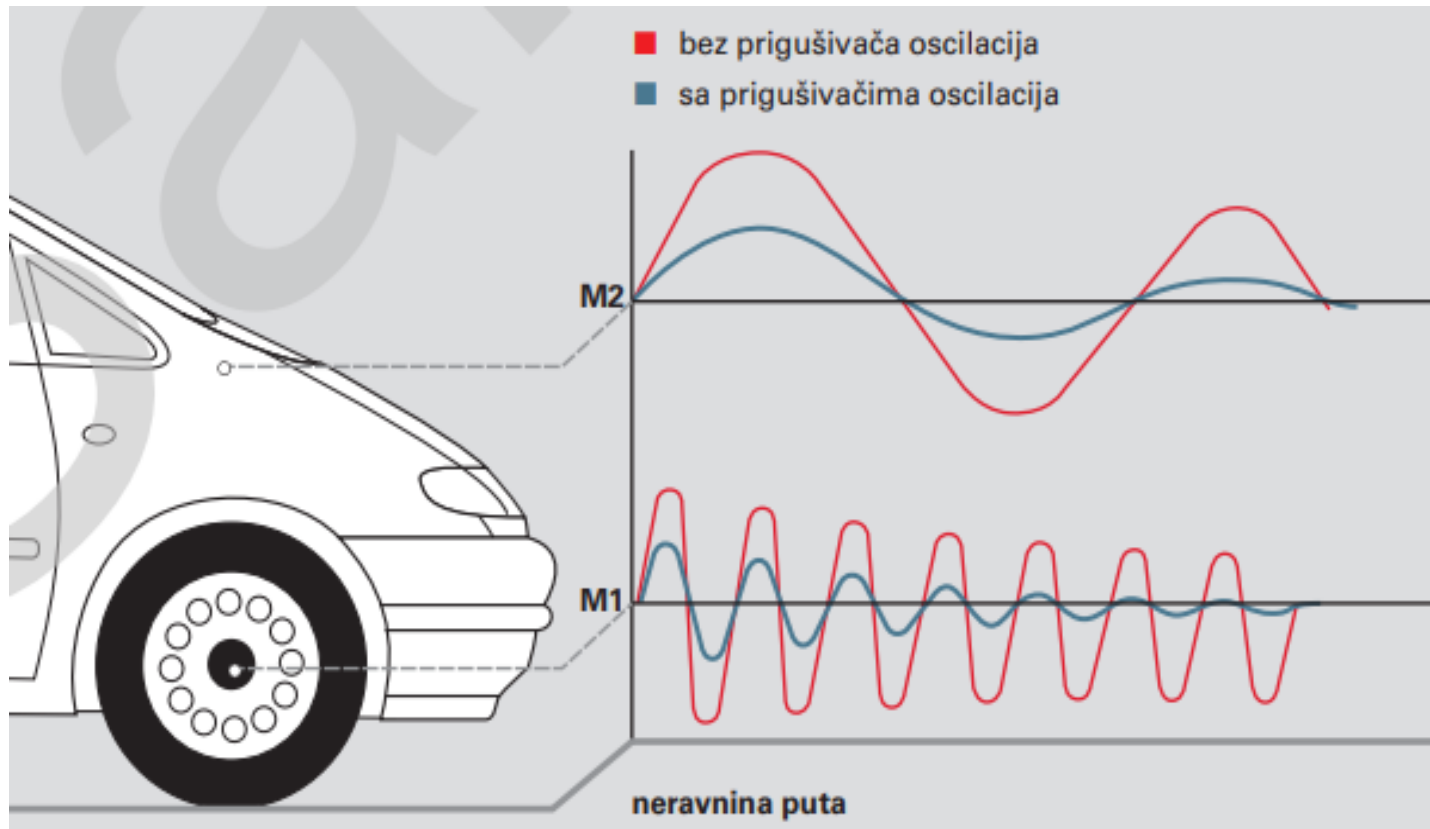
Деформације еластичних елемената -систем за ослањање-



- a) Статичко оптерећење еластичних елемената ослањања возила
- b) Деформација опруга празног и оптерећеног возила и одговарајући положај статичке равнотеже
- c) Одређивање укупне деформације еластичних елемената, разлика статичких деформација неоптерећеног и оптерећеног возила и стандардно одступање

$$\Delta z_{\max} = \Delta z_{sto} - \Delta z_{stp} + 3\sigma_{\Delta zp} + 3\sigma_{\Delta zo}$$

Деформације еластичних елемената -систем за ослањање-



Систем еластичног
ослањања има важну улогу
у пригушењу осцилација

*M1- каросерија возила са теретом у додиру са неамортизованим
компонентама,
M2- осовине и точкови*

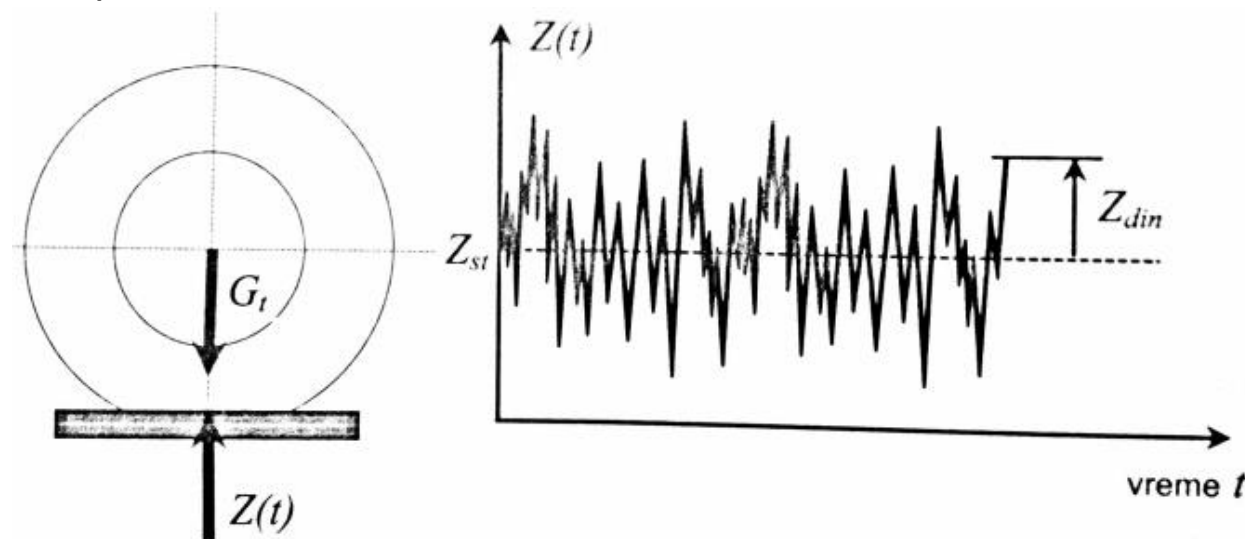
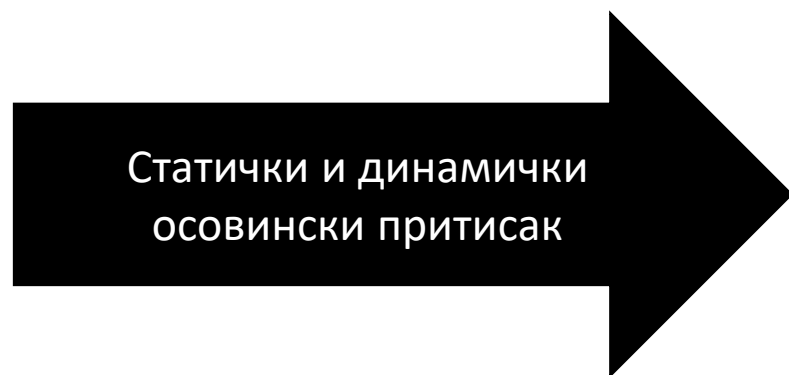
ОСОВИНСКИ ПРИТИСАК -промена вертикалне реакције-

Као најважнију меру осцилаторног понашања возила многи аутори узимају промену осовинског притиска Z .

Приликом увођења појма оптерећења коловоза од возила посматра се као и до сада у смислу статичког и динамичког оптерећења:

$$Z(t) = Z_{st} + Z_{din}$$

Средња вредност осовинског притиска моторног возила обично је једнака статичкој вредности осовинског притиска.



ОСОВИНСКИ ПРИТИСАК

-фактор удара точка-

Величина осовинског притиска је важна не само за оцену оптерећења пута већ и за прорачун елемената ослањања и века трајања точкова и њихових лежајева.

У прорачуну века лежајева користи се величина n (фактор удара точка). Често у прорачунима као меродавна величина се узима вредност 1,3 – 1,7 што је вредност за лошије путеве.

$$n = \frac{Z_{max}}{Z_{st}} = 1 + \frac{Z_{din\ max}}{Z_{st}}$$

ОСОВИНСКИ ПРИТИСАК -фактор удара точка-

За оптерећење којим возило делује на коловоз меродавна је статичка вредност осовинског притиска $Z_{sr} = Z_{stat}$.

Да би се избегле трајне деформације коловоза важно је да укупни осовински притисак не премаши пројектоване вредности.

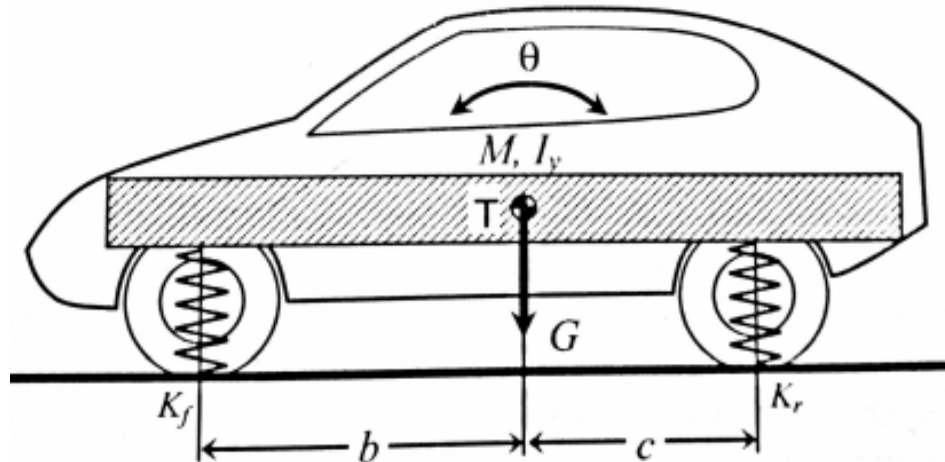
Меродавни фактор оптерећења изражава се утицајним коефицијентима:

$$\vartheta = (\eta_I \cdot \eta_{II} \cdot Z)^4 = (\eta_I \cdot \eta_{II} \cdot Z)^4 \cdot \left(1 + \frac{Z_{din}}{Z_{st}}\right)^4$$

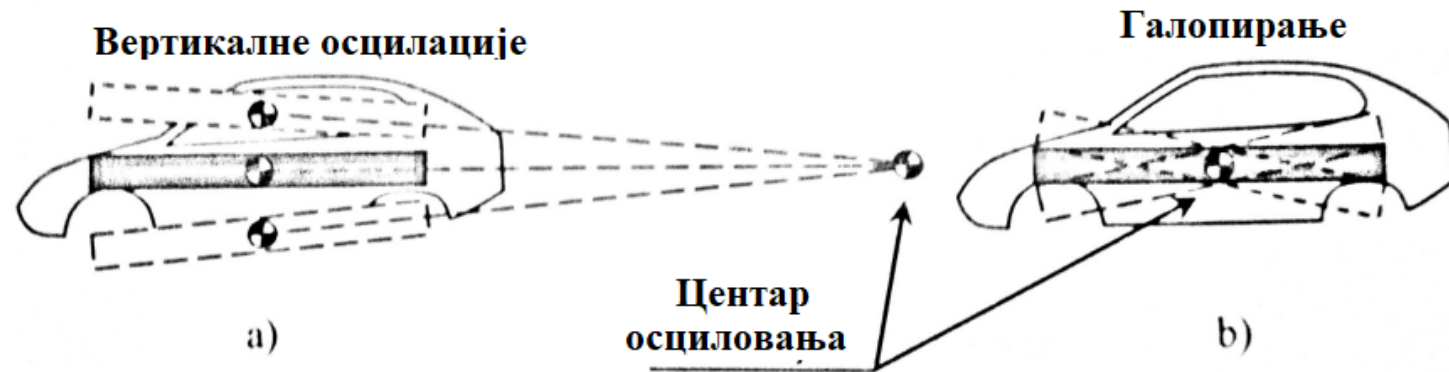
На основу истраживања установљено је да је реална вредност осовинског притиска а која је меродавна за оптерећење пута, налази се између његовог средњег оптерећења Z_{sr} и максималне вредности Z_{max} .

ВЕРТИКАЛНЕ ОСЦИЛАЦИЈЕ СА ДВА СТЕПЕНА СЛОБОДЕ

Усклађивање вертикалних осцилација и галопирања возила има директан утицај на удобност возње. Ова два мода осциловања код највећег броја возила се комбинују, тако да нема "чистих" модова осциловања.



Центар осциловања тела возила је тачка која представља тренутни пол осцилаторног кретања. Он је карактеристика возила и може се налазити било где у равни. Његов положај указује на доминантну компоненту осцилација. Ако је центар осциловања у близини тежишта (између осовина) доминантни облик осциловања је галопирање, а доминантна фреквенција је фреквенција галопирања. Уколико се центар осциловања налази далеко од тежишта, одн. испред или иза возила, доминантне су вертикалне осцилације и њихове фреквенције.



ВЕРТИКАЛНЕ ОСЦИЛАЦИЈЕ СА ДВА СТЕПЕНА СЛОБОДЕ

Први који је поставио основе модерне динамике је Maurice Olley. Он је дао основне смернице за пројектовање добрих осцилационих карактеристика.

Његови критеријуми су:

Предње ослањање треба да има око 30% мању крутост од задњег или центар љуљања (галопирања) мора да буде најмање на растојању од 6,5% од размака осовина иза тежишта.

Пожељно је да фреквенције галопирања и вертикалних осцилација буду блиске: фреквенција вертикалних осцилација треба да буде мања од 1,2 фреквенције галопирања.

Ни једна фреквенција не треба бити виша од 1,3 Hz што значи да ефективни статички угиб возила треба да буде виши од 150 mm.

Фреквенција бочног љуљања (ваљања) треба да буде приближно једнака фреквенцијама галопирања и вертикалних осцилација.

На крају треба знати да ослањање задње осовине треба да има већу крутост. С обзиром да побуда са подлоге прво делује на предње тачкове, виша вредност односа задње и предње фреквенције би довела до појаве поскакивања

УТИЦАЈ ОСЦИЛАЦИЈА НА ЧОВЕКА

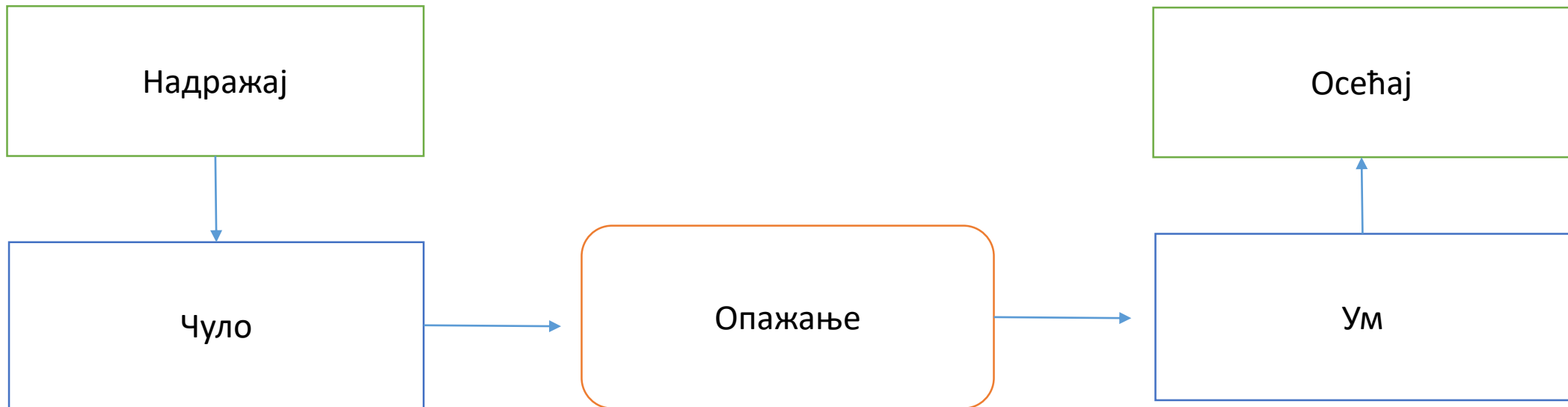
Надражај и опажање

Човек са околином комуницира преко чула.

Осећај представља умом обрађену информацију коју човек прима преко чула, па на основу обрађене информације одређује да ли је нешто пријатно или непријатно.

Чулима се оцењује јачина односно интензитет опажања.

Процес опажања се може приказати на следећи начин:



На механичке осцилације су осетљива два човекова чула и то чуло слуха и чуло додира.

Хипотезе опажања

- Различити аутори су поставили различите хипотезе опажања тако да постоје:
- Weber – Fechner- ова хипотеза
- Stevens - Rosenblath- ова хипотеза
- Fotherfrill- Griffin- ова хипотеза
- Schoenberg – Harris - ова хипотеза

У истраживању утицаја вибрација на замор човека, значајну улогу има процес пешачења, тј. хипотеза коју је поставио Ротенберг, а допунили су је Душан Симић и Мирослав Демић

"У ТОКУ БОРАВКА У ПРЕВОЗНИМ СРЕДСТВИМА ЧОВЕК НЕ БИ СМЕО БИТИ ИЗЛОЖЕН ВЕЋИМ ВИБРАЦИОНИМ ОПТЕРЕЂЕЊИМА ОД ОНИХ КОЈА СЕ ЈАВЉАЈУ У ТОКУ ПРОЦЕСА НОРМАЛНОГ ПЕШАЧЕЊА"

Осцилаторна удобност

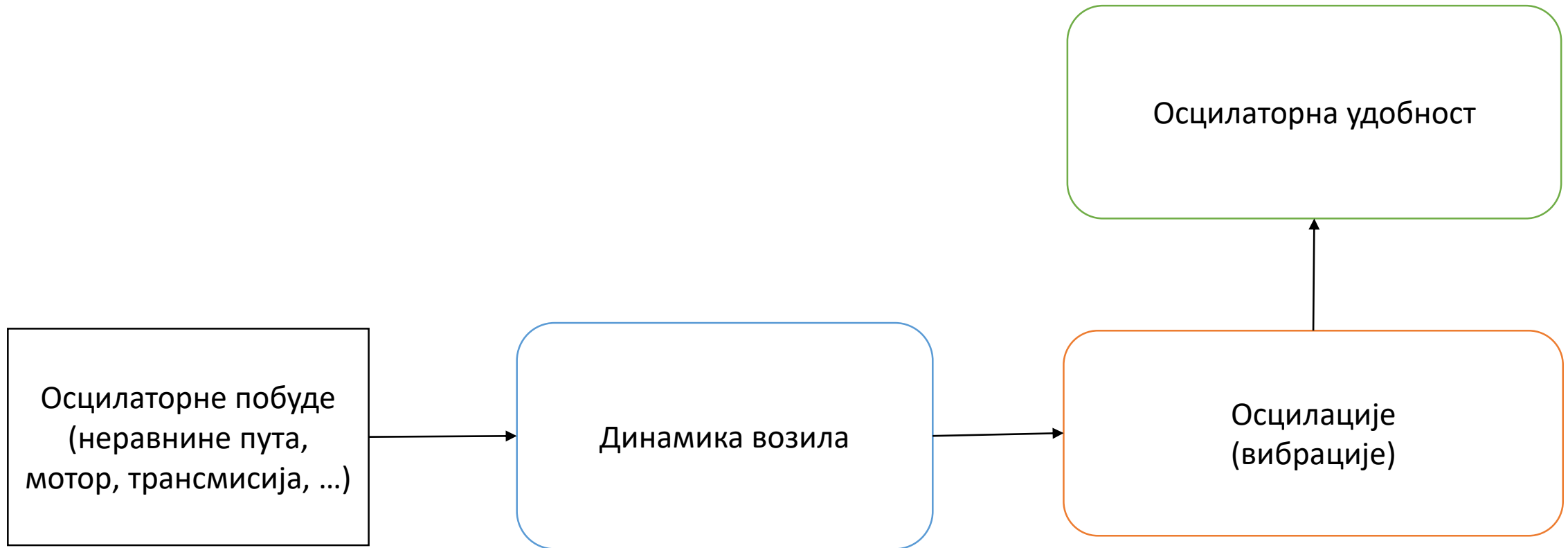
Утицај осцилација на човека изачува се преко осцилароне удобности моторних возила.

Осцилаторна удобност моторних возила је сложен проблем на који утичу брзина кретања возила, карактеристике пута, механичке карактеристике возила.

Осциловање елемената система на возилу изазивају неравнине пута, агрегати на возилу (мотор, систем за пренос снаге) и возач (нагле промене правца и сл.).

Осцилаторна удобност

Возило је динамички систем који осцилује под утицајем одговарајућих побуда. Одзив возила на дејство вибрација приказан је на следећој блок шеми.



Проучавање проблема утицаја вибрација на човека је веома сложено.

Осцилаторна удобност

При пројектовању система за ослањање возила, система за ослањање погонске групе, кабине, као и седишта, полазни услов је минималан замор возача услед излагања вибрацијама. Вибрације којима је возач изложен су:

- вибрације које се преко седишта или пода преносе на цело тело
- локалне вибрације, које делују на руке у току вожње

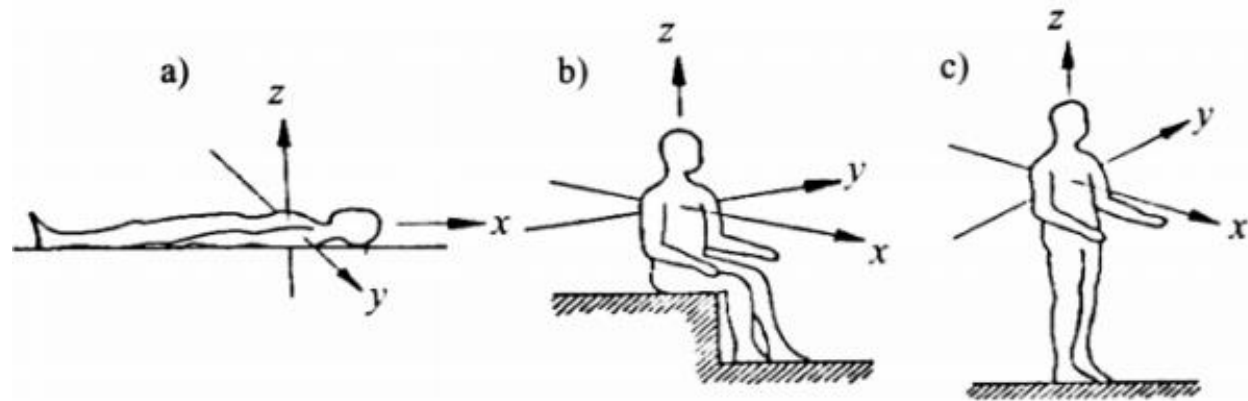
Постоје два, основна, прилаза истраживању утицаја осцилација на човека и то:

- објективни (медицински, психолошки, физиолошки)
- субјективни (инжењерски) који дефинишу криве једнаког опажања (замора) у зависности од типа, амплитуде, учестаности, правца деловања, времена излагања, услова окружења, ..

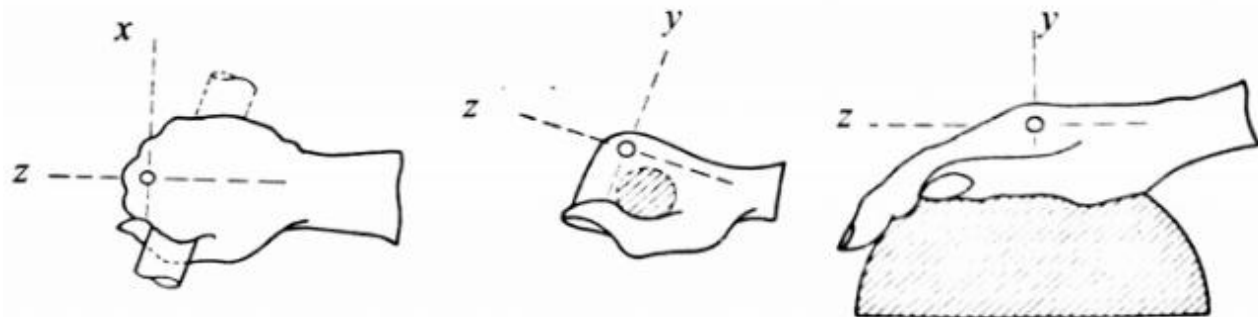
Вредновање дејства осцилација - правац дејства -

Дејство осцилација на човека зависи од правца, интензитета, убрзања, фреквенције, места пријема побуде и времена трајања излагања осцилацијама, и сходно томе различито се вреднују у функцији од места и начина увођења побуде.

Приказ различитих
координатних система за
различите положаје човека

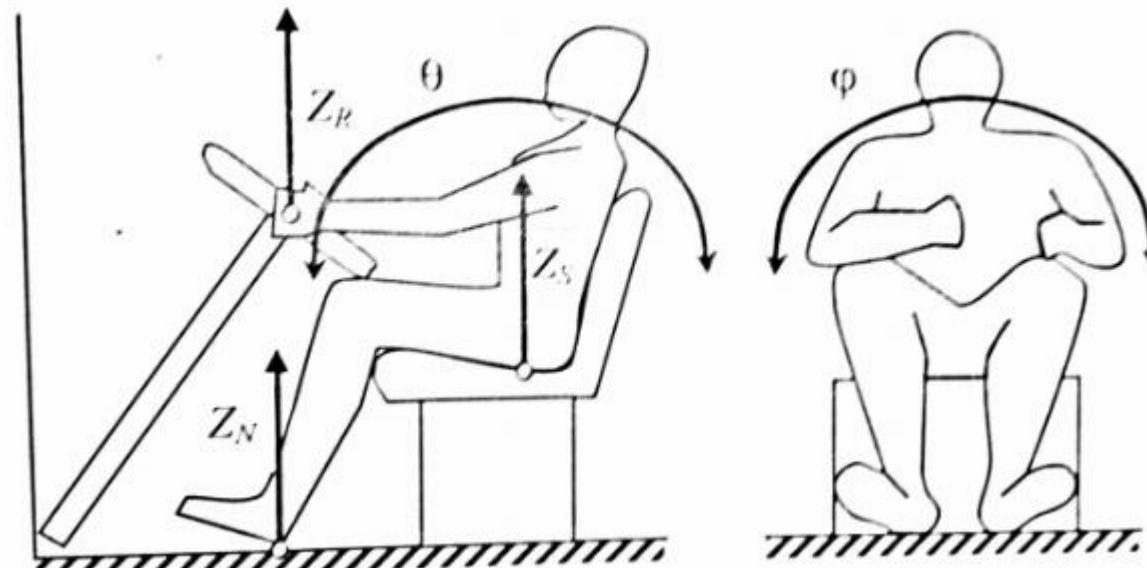
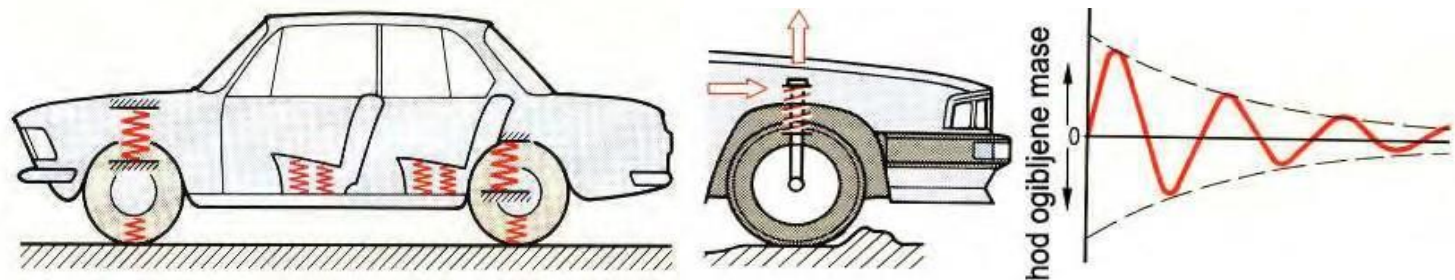


Координатни систем везан за
руку човека



Вредновање дејства осцилација - правац дејства -

На тело корисника возила осцилације делују на више места. Осцилаторна побуѓа, се са возила, на тело човека који седи, преноси преко седишта. Осцилације се на руке возача преносе преко управљачког точка и команди, а на ноге преко пода. У начелу, осцилаторно кретање постоји у правцу и око све три осе (шест степени слободе). Међутим, најчешће се код транспортних возила може занемарити дејство линеарних осцилација у правцу x -осе и угаоних осцилација око z -осе. Најјаче дејство на човека имају осцилације у правцу z -осе и угаоне осцилације око x -осе (бочно љуљање) и y -осе (галоп).



Перцепција јачине осцилација

Параметри осцилација који утичу на тело човека при транслаторној побуди су **померање, врзина, убрзање и трзај** (промена убрзања у јединици времена).

Интензитет дејства осцилација на човека показује вреднована јечина осцилација или фактор комфора K . Она представља квантитативно субјективно опажање осцилација које зависе од фреквенције.

Веза између неке осцилаторне величине (OV) и вредноване јачине осцилација K може се описати следећом релацијом:

$$K = B \cdot OV$$

B – тежински фактор

Тежинска функција B репрезентује механизам чула и представља функцију више фактора: правац дејства, место увођења, трајање осцилација, ...

Дејство хармонијских осцилација на човека

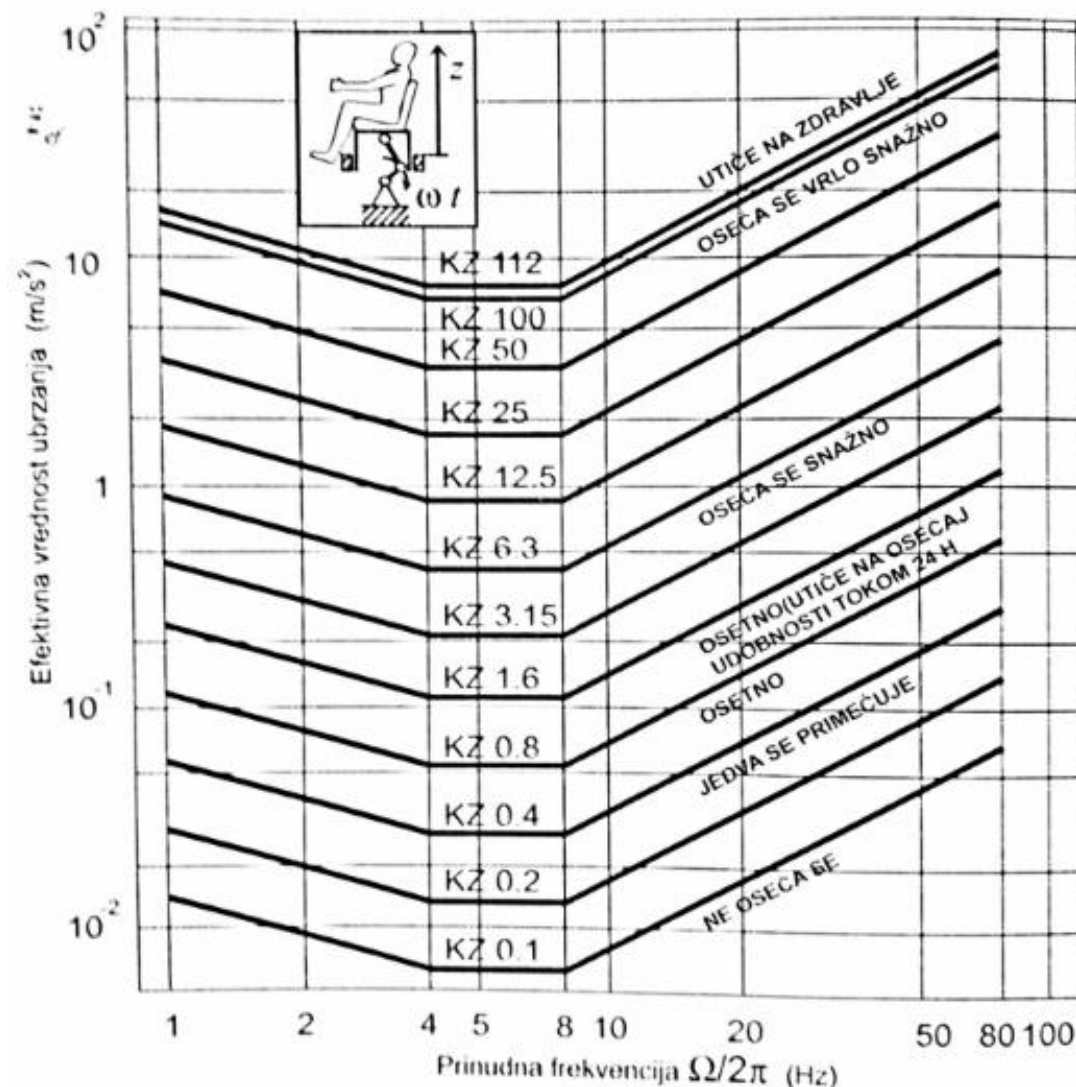
Хармонијским осцилацијама са јединственом фреквенцијом у домену возила под одређеним условима се могу сматрати осцилације које у стационарним режимима потичу од мотора или неуравнотежености точкова и пнеуматика.

Истраживање деловања хармонијских побуда на човека се обавља на пробном столу.

На слици је приказан дијаграм из стандарда ISO 2631:1972 који се односи на оцену дејства хармонијских осцилација у правцу Z осе на тело човека.

Вредновање се обавља помоћу фактора комфора K_z , при чему је z представља посматрани правац дејства.

Критеријуми у овом стандарду одређени су као гранично време излагања тела човека са аспекта радне способности, здравља и удобности.

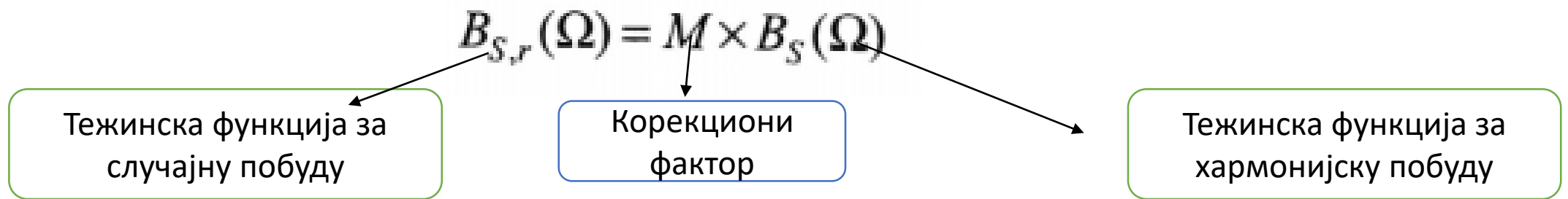


Дејство осцилација са случајном побудом

Побуда од неравности коловоза, која је случајна величина и која је у контексту вертикалних осцилација доминантна, преноси се на тело човека преко конструкције возила и делује у широком спектру фреквенција. Утицај спектра осцилација разматра се за сваки поједини опсег фреквенција. Он се изражава преко вредности фактора комфора K тако што се укупно дејство осцилација одређује као средња квадратна вредност свих фактора комфора за дефинисане фреквентне интервале:

$$K_{\text{uk}} = \sqrt{K_1^2 + K_1^2 + \dots + K_n^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i^2}$$

Приликом разматрања случајних осцилација обично се узима у обзир корекциони фактор за тежинску функцију у односу на хармонијску (синусну) побуду. Од аутора до аутора, уз сличан основни приступ, постоји више модификација израза за поједине релевантне параметре. У општем случају тежинска функција за случајну побуду има облик:



Препоруке

- Да би осцилације биле ограниченог интензитета и да би их човек што лакше поднео, коловоз и возило треба да имају следеће карактеристике:
 - Неравност коловоза треба да буде што је могуће мања. Идеалан случај потпуно глатког коловоза не постоји!
 - Осцилаторне карактеристике возила од којих зависи преносна функција треба да буду такве да преносна функција у критичним областима има што мању вредност.
 - Смањење брзине кретања може повољно да утиче на редуковање интензитета побуде, али нема смисла да се брзина сведе на нулу. Најчешће је могуће одредити брзине при којима се избегава резонантно подручје, одн. при којима преносна функција има минималне или мале вредности.

Идеалан случај са аспекта осцилација, с обзиром да неравност подлоге увек постоји, представља возило које стоји. Будући да се тада губи смисао разматрања. При избору конструкцијских параметара реалног возила треба водити рачуна да се унутар возила избегавају области резонантних подручја осцилација тела човека:

за вертикалне осцилације између 4 — 8 Hz,

за угаоне осцилације испод 1 Hz,

за ноге и руке између 8 — 16 Hz.

Излагање случајним осцилацијама

- Међународни стандарди ISO 2637 — Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration (Механичке вибрације удари — Процена излагања целог људског тела вибрацијама) прописују методе за мерење, квантификовање и вредновање деловања случајних и ударних вибрација на тело човека, као и за одређивање времена излагања човечијег тела дејству вибрација.
- За анализу утицаја случајних вибрација на људе постоје две верзије овог стандарда, ISO 2631:1985 и ISO 2631:1997, док се за анализу дејства ударних вибрација користи стандард ISO 2631 -5/2004.

Стандарди везани за излагање случајним осцилацијама

- **Удобност, радна способност и здравље - ISO 2361:1985**

Дефинише границе излагања тела случајним вибрацијама, у седећем, стојећем или лежећем положају, у опсегу од 1-80 Hz.

- **Удобност и здравље – ISO 2631:1997**

Дефинише методе за квантификовање вибрација целог тела и процену деловања вибрација на здравље људи, удобност, перцепцију и појаву морске болести.

Стандард се примењује на вибрације које делују на тело човека у стојећем (преко ногу), седећем (преко седалног дела, леда и ногу) и лежећем положају (преко леђа). Стандардом су обухваћени фреквентни опсези 0,5-80 Hz (утицај на здравље, удобност и опазање) и 0,1-0,5 Hz (утицај на морску болест).

- **Дејство ударних вибрација – ISO 2631-5:2004**

Дефинише метод за квантификовање деловања ударних вибрација на тело човека у седећем положају и поступак оцене њиховог деловања. Помоћу тог метода прорачнава се притисак који услед вибрација трпи лумбални део кичменог стуба, а затим се поређењем са критеријумима вредновања процењује ритик од оболења. Услед ударне вибрације проузрокују се промене притиска у пршљеновима у лумбалном делу кичме. Излагање човека оваквим вибрацијама у дужем временском периоду доводи до нарушавања здравља.

Стандард ISO 2631:1997 – критеријум удобности

- Критеријуми удобности према ISO 2631:1997

Јачина вибрација m/s^2	Оцена комфора
<0,315	Удобно
0,315-0,63	Мало неудобно
0,5 – 1,0	Прилично неудобно
0,8 – 1,6	Неудобно
1,25 – 2,5	Врло неудобно
>2,0	Изразито неудобно

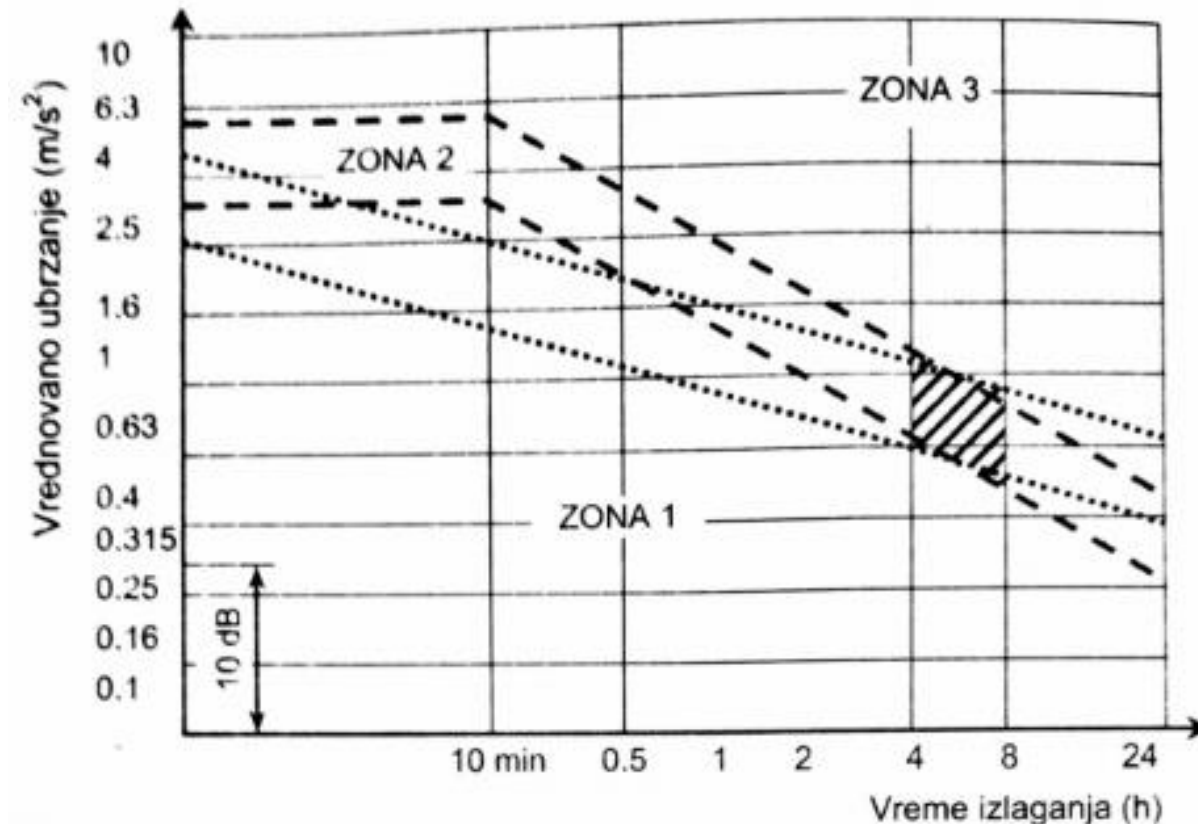
Стандард ISO 2631:1997 – критеријум здравља

Стандард ISO 2631:1997 прописује укупно вредновано средње ефективно убрзање - јачину вибрација - и као величину за процену утицаја вибрација на здравље.

Он дефинише граничне линије дневног излагања којима су одређене три зоне ризика по здравље: зона 1 (здравље није угрожено), зона 2 (постоји ризик по здравље) и зона 3 (угрожено здравље). Најзначајније подручје је у зони дневног излагања између 4 часова и 8 часова (шрафирано).

За дневно време излагања од 8 часова, убрзања до $0,5 \text{ m/s}^2$ нема утицај на здравље. Код убрзања од $0,5 \text{ m/s}^2$ до $0,8 \text{ m/s}^2$ постоји ризик по здравље. Док убрзања изнад $0,8 \text{ m/s}^2$ угрожава здравље.

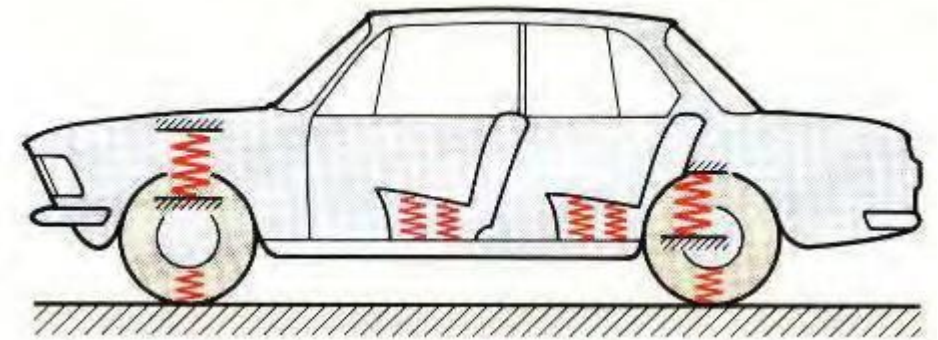
Може се констатовати да вредновано убрзање од $1,0 \text{ m/s}^2$ уколико је дневно излагање мање од 2 h, не утиче на здравље. При дневном излагању од 2 h до 5,5 h постоји ризик, а при излагању дужем од 5,5 h вибрације угрожавају здравље.



Системи за пригушење осцилација на моторном возилу

На моторном возилу са циљем смањења осцилација имамо различите пригушене елементе на свим деловима возила. Тако један од елемената који омогућава смањење осцилација које се преносе на човека су седишта.

Са друге стране еластични точкови такође у некој мери смањују осцилације које настају услед кретања возила по неравнинама пута.



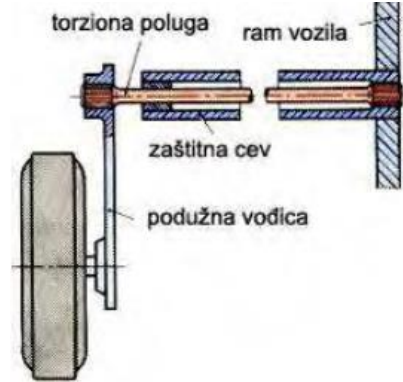
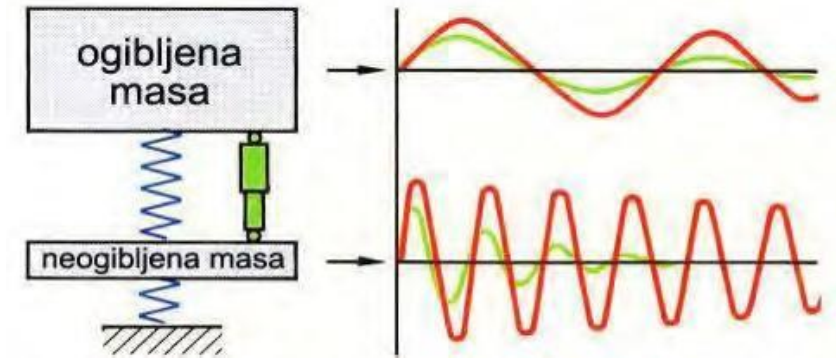
Међутим на возилу постоји систем који је управо намењен за смањење осцилација које се преносе са точкова на остале елементе возила.

Систем еластичног ослањања (СЕО), у који спада и систем пригушења осцилација има основни задатак да обезбеди:

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

Системи за пригушење осцилација на моторном возилу

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 огибљење, гумени елементи или комбинација гума .



MACPHERSON STRUT



DOUBLE WISHBONE



MULTI-LINK

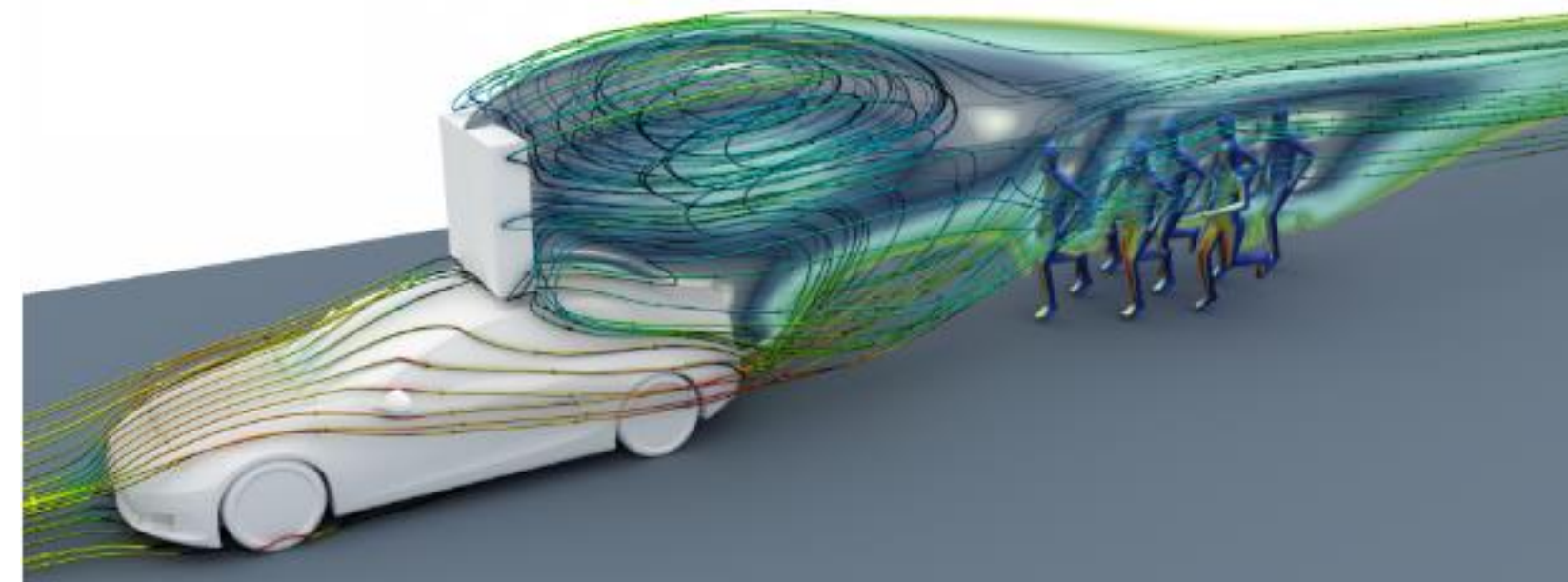


TRAILING-ARM

Осцилаторна удобност снимљена за возило Citroen C3



АЕРОДИНАМИКА ВОЗИЛА

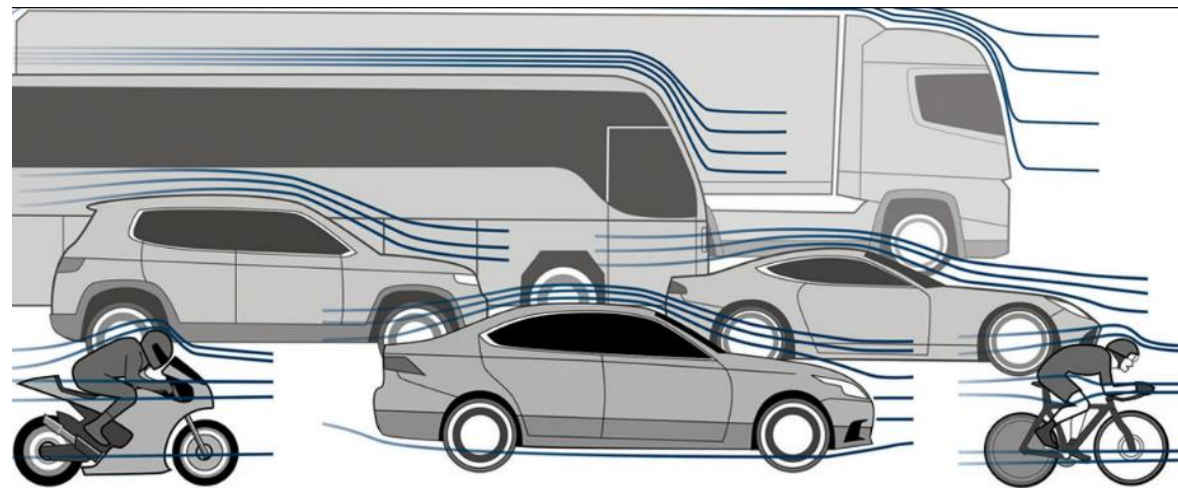


Претходна разматрања

У предмету МОТОРНА ВОЗИЛА споменули смо да аеродинамика возила утиче на отпор ваздуха, који делује на моторно возило приликом његовог кретања.

Уколико се присетимо једначине за прорачун отпора ваздуха, знамо да отпор ваздуха зависи и од фактора аеродинамичности C_x .

$$R_v = \frac{\rho}{2} \cdot C_x \cdot A \cdot (V_r)^n$$



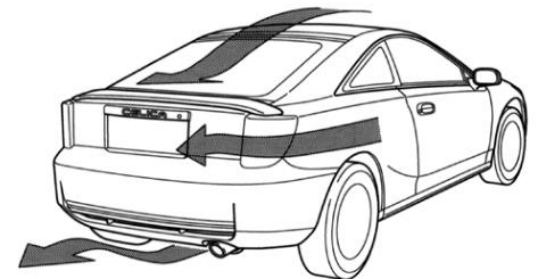
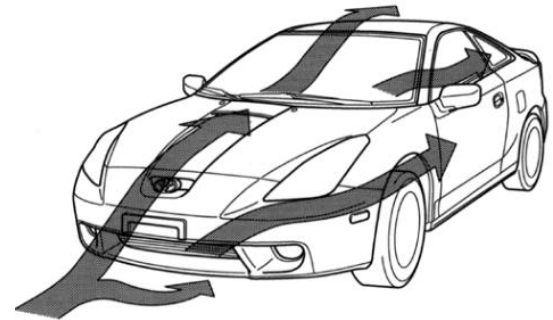
Улога и значај аеродинамике

Аеродинамика возила има значајно место у развоју облика возила и то са више аспеката.

Повећањем аеродинамике возила постиже се већа динамичност возила, смањује се потрошња горива, повећава се попречна стабилност возила, повећава се безбедност при кочењу.

Као што је познато аеродинамика третира кретање ваздушних струја по континуалним површинама опструјаваног објекта у овом случају возила.

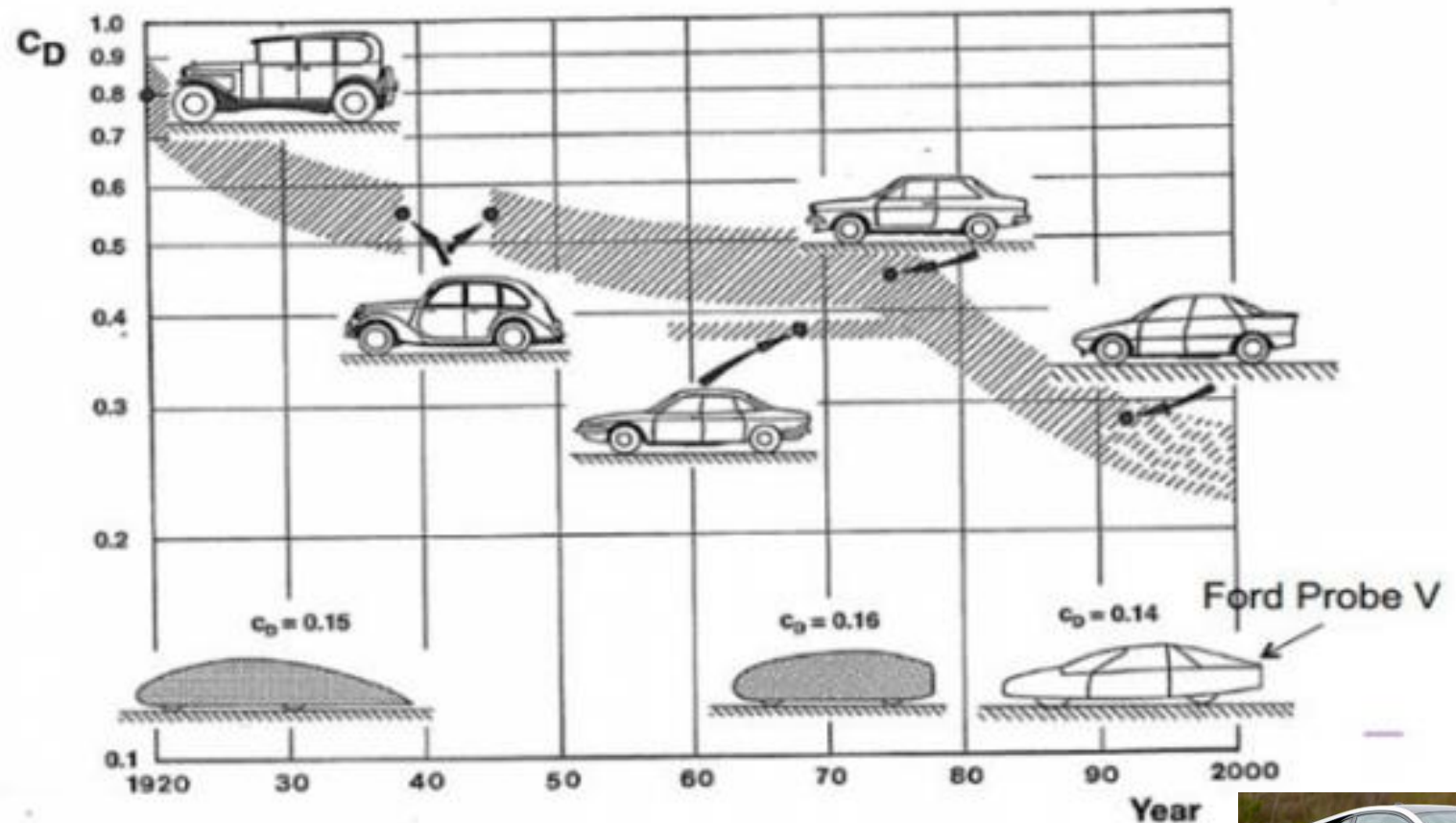
Значај аеродинамике за возило је уочен појавом прве каросерије, а нарочито је дошао до изражаја појавом и развојем мотора већих снага који су омогућили постизање већих брзина.



Улога и значај аеродинамике

На слици су приказан неки облици возила који илуструју развој каросерије у циљу смањења отпора опструјавања.

Аеродинамички облик прихватљив са аспекта укупних димензија возила и са аспекта искоришћења унутрашњег простора возила је био проблем све до првих истраживања, који су решењем облика задњег дела возила успели да постигну компромис између ова два захтева.



Улога и значај аеродинамике

Почетком седамдесетих година с обзиром на везу између сила отпора при кретању и потрошње горива, развој је био усмерен на вредност подужног коефицијента опструјавања.

Приступило се оптимизацији бројних детаља на возилу, па тако се у периоду од двадесет година постигло смањење коефицијента отпора ваздуха за 40%.

Поред тежње да се смањи подужни коефицијент опструјавања све више је присутна тежња да се смањи коефицијент узгона, чија велика позитивна вредност онемогућава безбедно кочење. Негативна вредност овог коефицијента обезбеђује веће приањање. Са смањењем овог коефицијента долази до стварања силе потиска која повећава приањање. Истраживања која се предузимају у овом циљу подразумева оптимизацију пода возила, браника, постављање спојлера као и пострујавање кроз моторски простор.



Улога и значај аеродинамике

Актуелна су и истраживања смањења буке од ветра у путничком простору, чиме се постиже бољи конфор и већа кондициона безбедност.

Посебно место у аеродинамици заузима понашање возила под дејством бочног ветра који значајно утиче на смањење стабилности возила.



Кретање возила у струји ваздуха

При кретању возила долази до трења ваздушне масе флуида о спољашње површине возила. Постоје два фактора, због којих долази до “лепљења» флуида за површину возила. Први фактор представља извођење идеално глатке површине возила, што је заправо немогуће, а други је вискозност флуида. Последица трења је постојање граничног слоја. Према теорији о граничном слоју, ваздух изнад граничног слоја је невискозан и његово струјање се може описати законима који важе за савршен флуид.

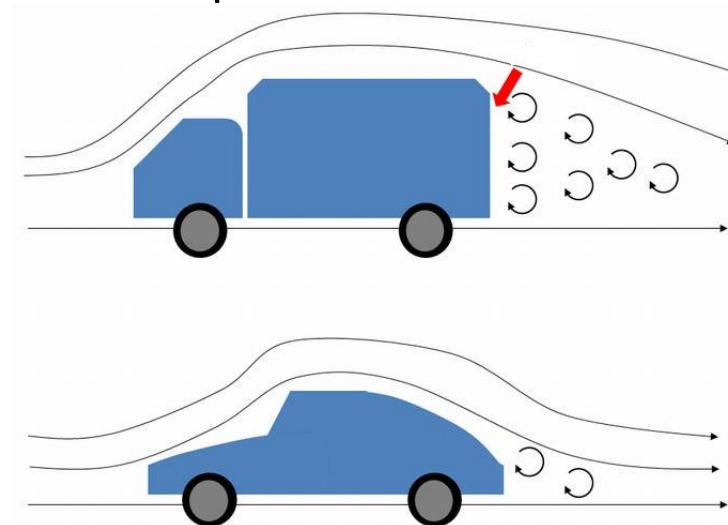
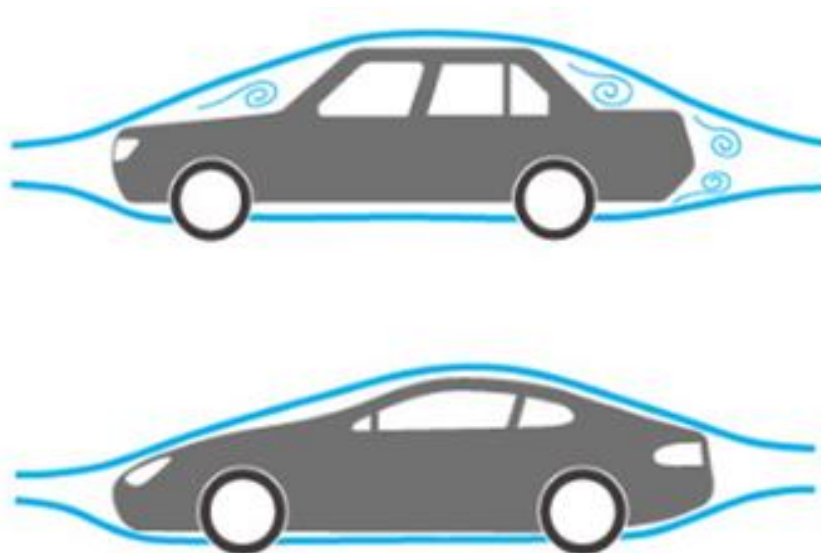
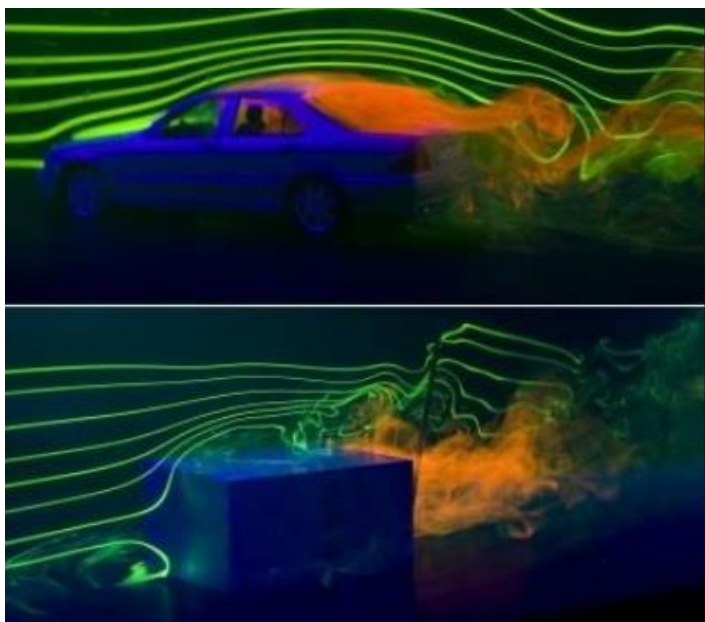
У самом граничном слоју брзина струјница се мења од нуле, на површини која опструјава, до брзине приближно једнаке брзини кретања флуида. Флуид може протицати кроз гранични слој ламинарно или турбулентно.

Ламинарно струјање се одиграва у слојевима близу опструјаване површи, без поремећаја између слојева ваздуха. Струјнице не прелазе из једног слоја у други и нема бочног померања струјница у односу на смер струјања ваздуха, струјање у граничном слоју постаје турбулентно, ако долази до мешања струјница, до промене њихових брзина и услед тога до стварања вртлога. Вртлози су непожељна појава јер одузимају енергију кретања ваздушној струји и на тај начин повећавају отпор кретању тела кроз ваздух.

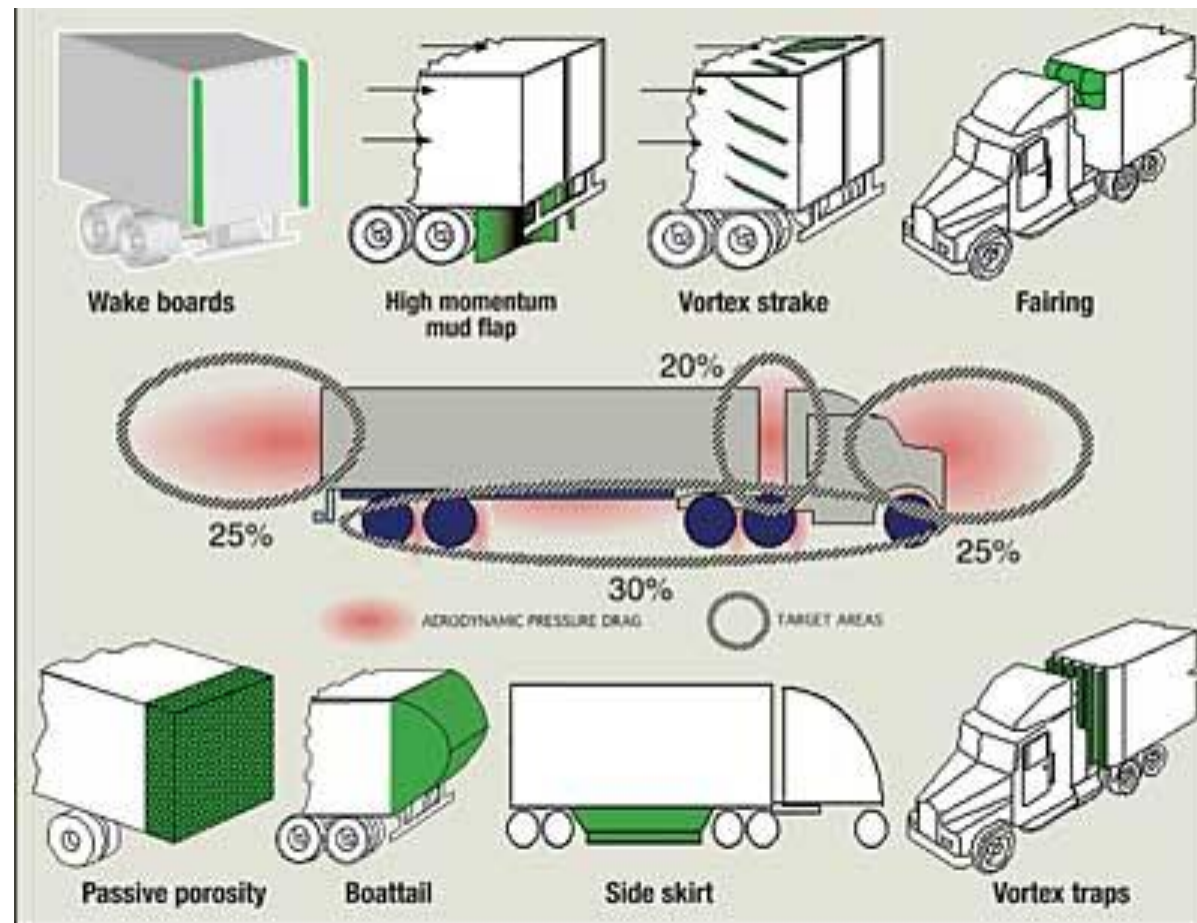
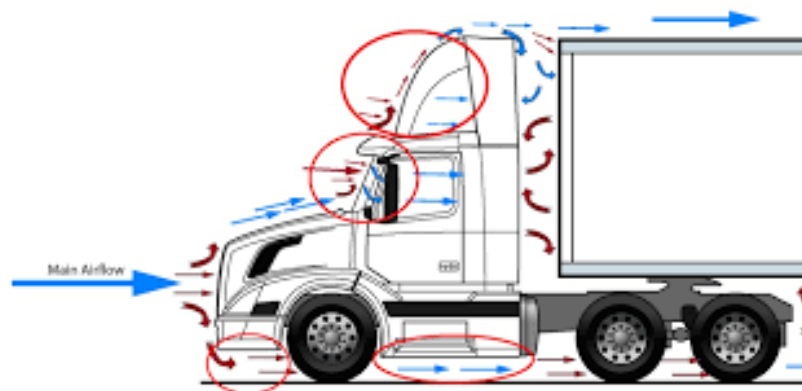
Кретање возила у струји ваздуха

Када ваздушна струја крене ка возилу, струјнице ваздуха се раздвајају, да би се поново састале када прођу-обиђу возило. Сви додатни елементи на возилу, као што су браници, светла, спољашња огледала и слично, изазивају додатне отпоре услед прекида струјница, стварајући турбуленцију. Када струјнице прођу возило, услед разлике притисака на предњем и задњем делу возила (напред је притисак већи него позади), долази до **стварања вртлога, тј. до појаве турбуленције.**

Одговарајућим обликом задњег дела возила може се регулисати ниво вртложења.

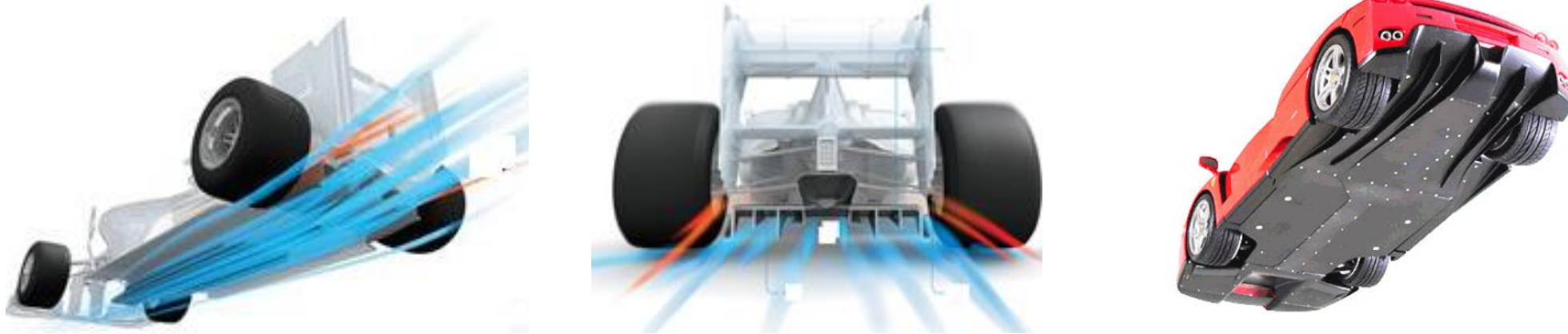


Кретање возила у струји ваздуха



Кретање возила у струји ваздуха

Истраживања у аеродинамичким тунелима су показала да је од значајног утицаја облик пода и то нарочито начин његовог повезивања са моторским простором, тј. са преградним зидом напред и његов задњи део тј. спајање са задњом облогом позади.



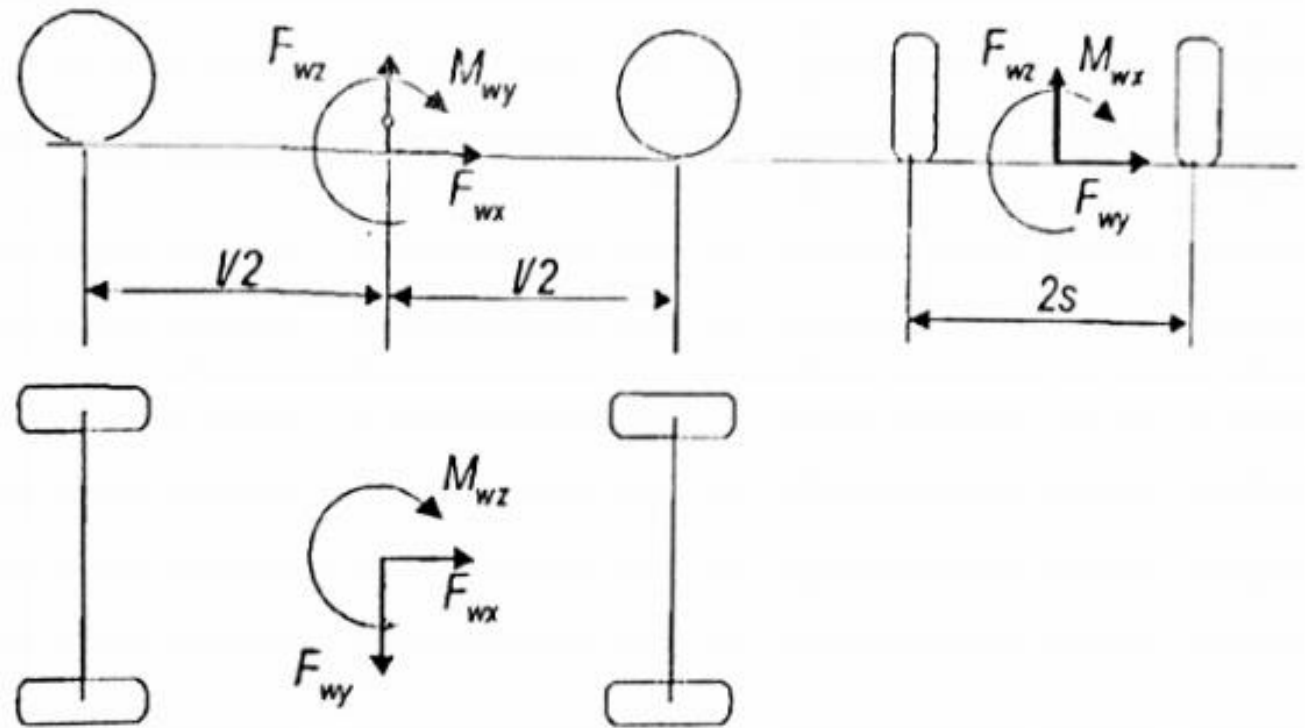
Укупна сила отпора ваздуха се разлаже на три компоненте које карактеришу коефицијенти C_x , C_y и C_z односно у подужном, бочном и вертикалном правцу, респективно. Сваки од ових коефицијената је комплексан. Има више утицајних параметара чији број зависи од приступа проблему и циља истраживања. Подужна компонента отпора ваздуха је најчешће и доминантна компонента.

Кретању возила кроз ваздух се супростављају и бочне компоненте силе отпора ваздуха чија резултанта делује у центру ваздушног притиска - **метацентру**.

Положај метацентра се одређује експериментално у ваздушним тунелима. Није га једноставно одредити нумеричким методама јер је површ возила дисконтинуална. Положај метацентра се мења са променом угла ваздушне струје у односу на правац кретања возила.

Аеродинамичке силе и моменти који делују на возило

Аеродинамички кофицијенти се одређују експериментално у аеродинамичким тунелима, на моделу возила или на реалном возилу.

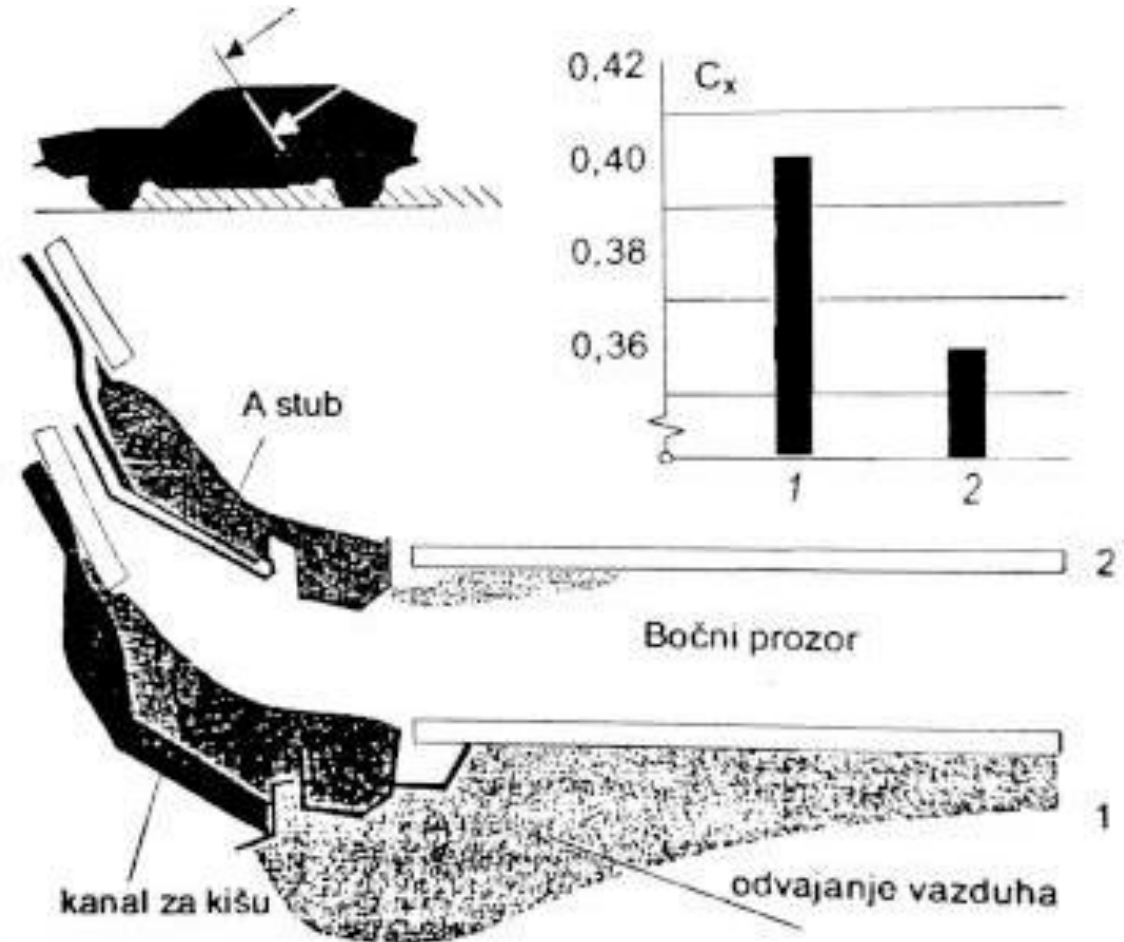


Подужна аеродинамика возила

- Као што је речено, све компоненте отпора ваздуха потичу услед разлике притисака која постоји испред и иза опструјаване површи. Укупни подужни отпор ваздуха се може поделити према узроку настанка на три компоненте:
 - отпор облика каросерије,
 - “прекидне” отпоре – чине их истурени и додатни делови екстеријера, нпр. огледала
 - отпоре прострујавања (које чине отпори услед проласка ваздуха кроз моторски простор).
- Процентуални утицај одређених оптора за путничко возило износи:
 - отпор облика износи бар 50-60% од укупног отпора ваздуха, при чему око 10% од ове вредности чине отпори трења на површинама паралелним ваздушној струји, док остатак чине отпор везани за облик предњег и задњег дела возила,
 - прекидни отпори могу да чине 30-40% отпора, при чему се деле на две доминантне компоненте услед прекида на релацији каросерија-точак и отпоре услед постојања прозора и канала на крову и стаклима,
 - отпори прострујавања чине до око 10%.

Подужна аеродинамика возила

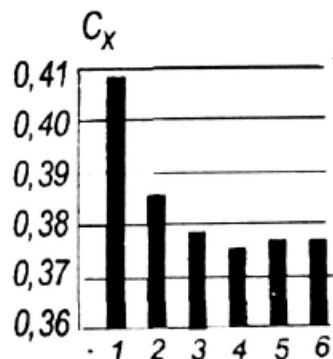
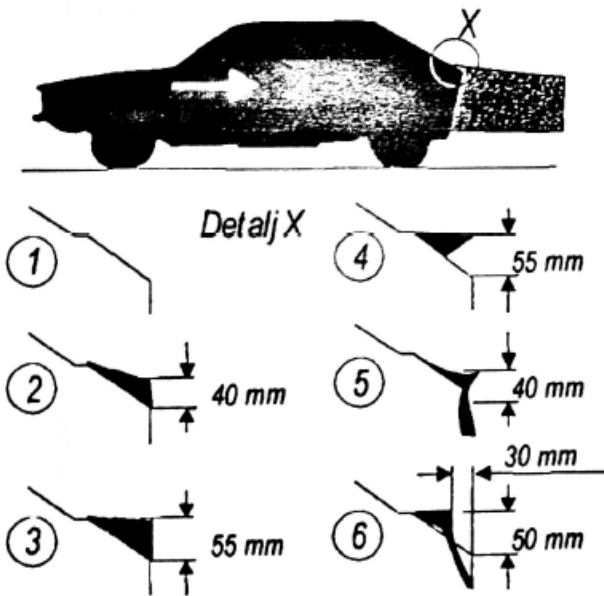
Одређени утицај на подужни коефицијент отпора ваздуха има тзв. А стуб возила, који се налази између ветробранског и бочног стакла.



Подужна аеродинамика возила

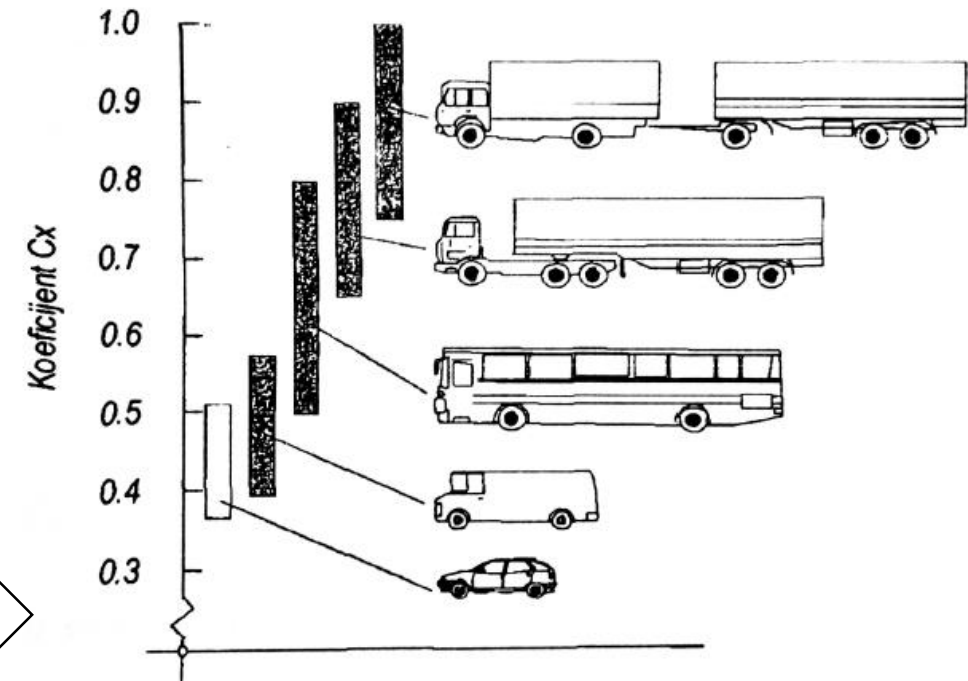
Дизајн задњег дела возила, утиче на укупни подужни коефицијент отпора ваздуха, преко одређених компоненти:

- профил задњег дела возила, пројекција задњег дела у равни x-z,
- ширина, тј. контура возила у равни x-y
- постављање спојлера.



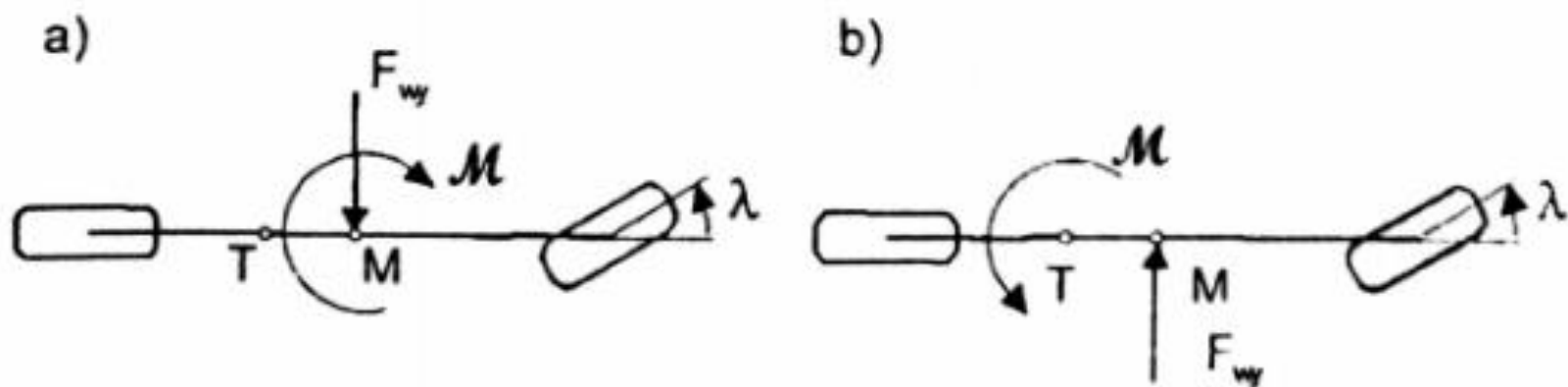
Утицај задњег дела
возила на
коефицијент C_x

Утицај дужине возила
на коефицијент C_x



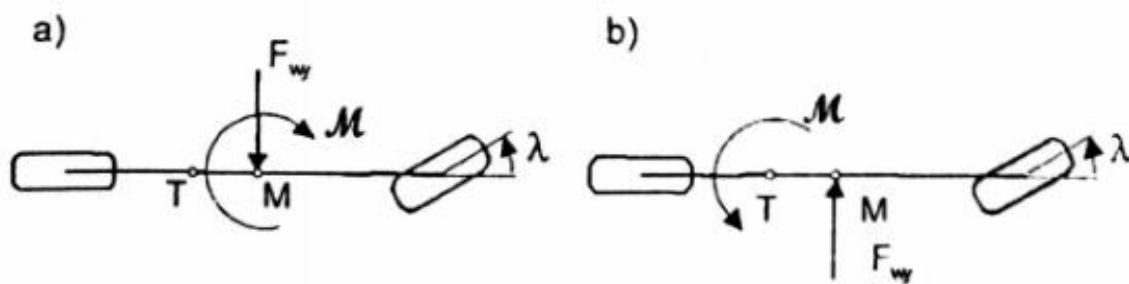
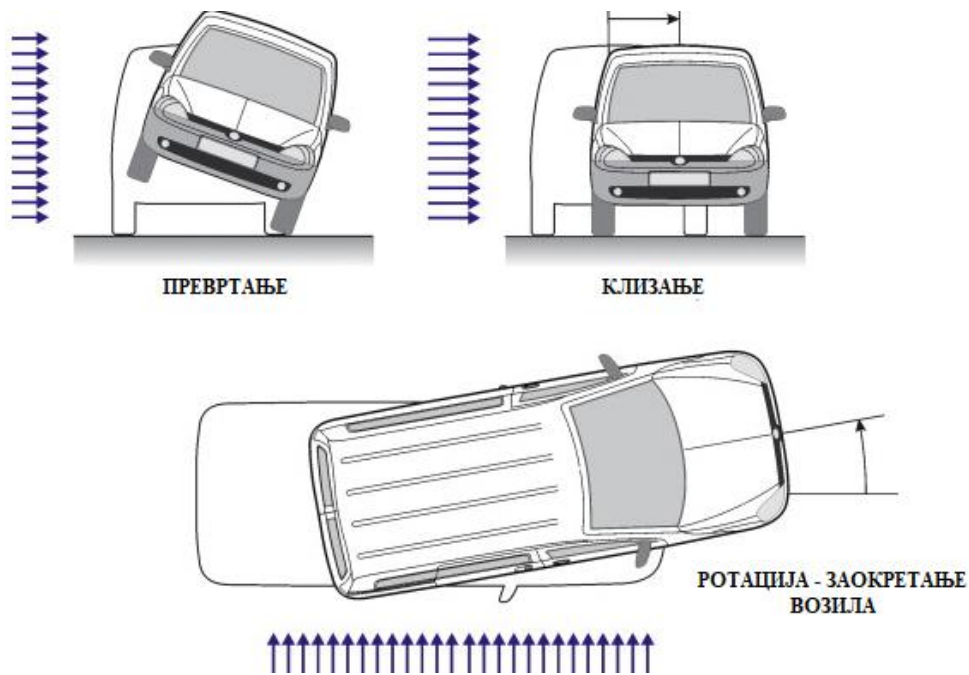
Бочна аеродинамика возила

- Бочна сила отпора ваздуха делује нормално-управно на бок возила и резултат је асиметричног струјања око возила. Ова сила изазива повођење предњих и задњих точкова и појаву пливања возила, што нарушава стабилност војње и угрожава безбедност саобраћаја. Посебно је опасно нарушавање стабилности и управљивости возила у случају да се возило креће великом брзином и при томе дође до изненадног удара бочног ветра или до проласка теретног возила великом брзином.
- Утицај бочне силе отпора ваздуха је променљив при криволинијском кретању возила, јер се мења угао бочног ветра у односу на подужну осу возила. Више од самог интензитета ветра, на стабилност утиче положај нападне тачке резултујуће бочне силе (центра притиска бочног ветра - метацентра), што изазива промене у интензитету и смеру момента ротације возила. Утицај релативног положаја метацентра и центра маса возила на бочну стабилност је илустрован на следећој слици.



Бочна аеродинамика возила

- За приказани смер бочне силе на сликама а и б, бочни поремећајни момент делује супротно моменту заокретања управљајућих точкова и чини да возило тежи недовољној заокретљивости — подуправљивости. Ако бочна сила има супротан смер, онда се овај бочни поремећајни момент додаје моменту заокретања управљајућих точкова па возило добија тенденцију сувишне заокретљивости — надуправљивости.



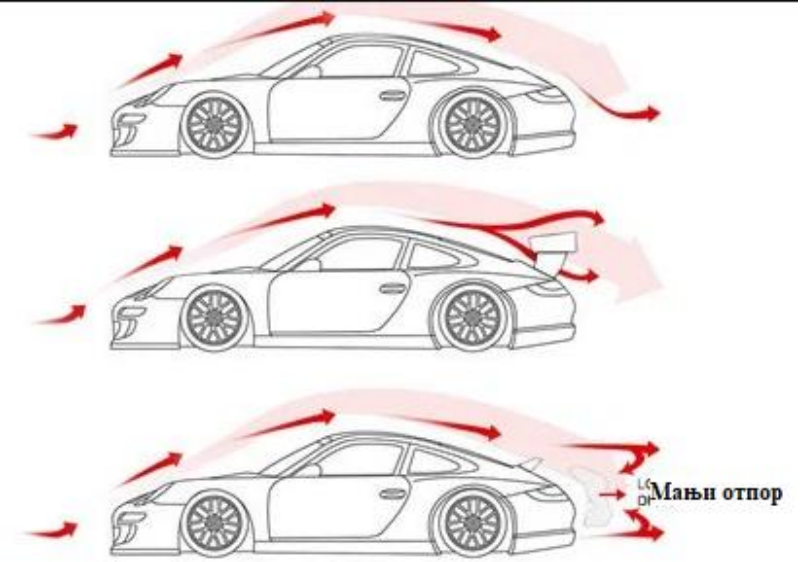
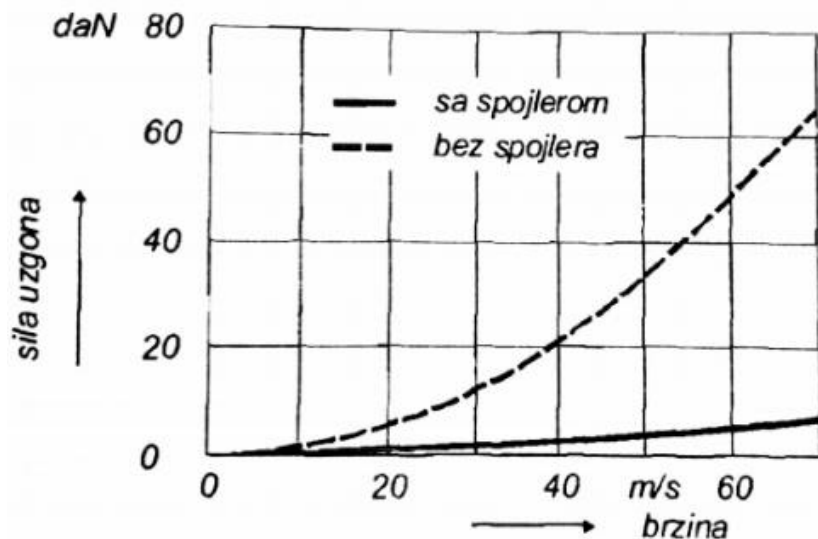
Појаве до којих долази услед дејства бочног ветра - силе

Сила узгона

Сила узгона представља вертикалну компоненту отпора ваздуха која тежи да смањи притисак између точка и тла, што изазива и смањење управљивости на управљачкој осовини и смањење вучне силе на погонској осовини. Наведена сила изазива момент галопирања који изазива подизање предње или задње осовине, зависно од подужне расподеле силе узгона. Сила узгона има велики утицај код спортских аутомобила јер се крећу великим брзинама, а по правилу су лаки.

У пракси се одвојено посматрају коефицијенти отпора за силу узгона на предњој и задњој осовини. Обликом каросерије, тј. пода и унутрашњих блатобрана као и додавањем спојлера, може се постићи одговарајући однос сила узгона на предњој и задњој осовини. На тај начин се конструктивним обликом ових делова возила посредно утиче на реализоване вучне и кочне силе. Ефикасност кочења је умањена за компоненту узгона, што је веома уочљиво при већим брзинама возила. Ово је значајно за зауставни пут при кретању великим брзинама.

Спојлери могу и вишеструко да смање силу узгона.

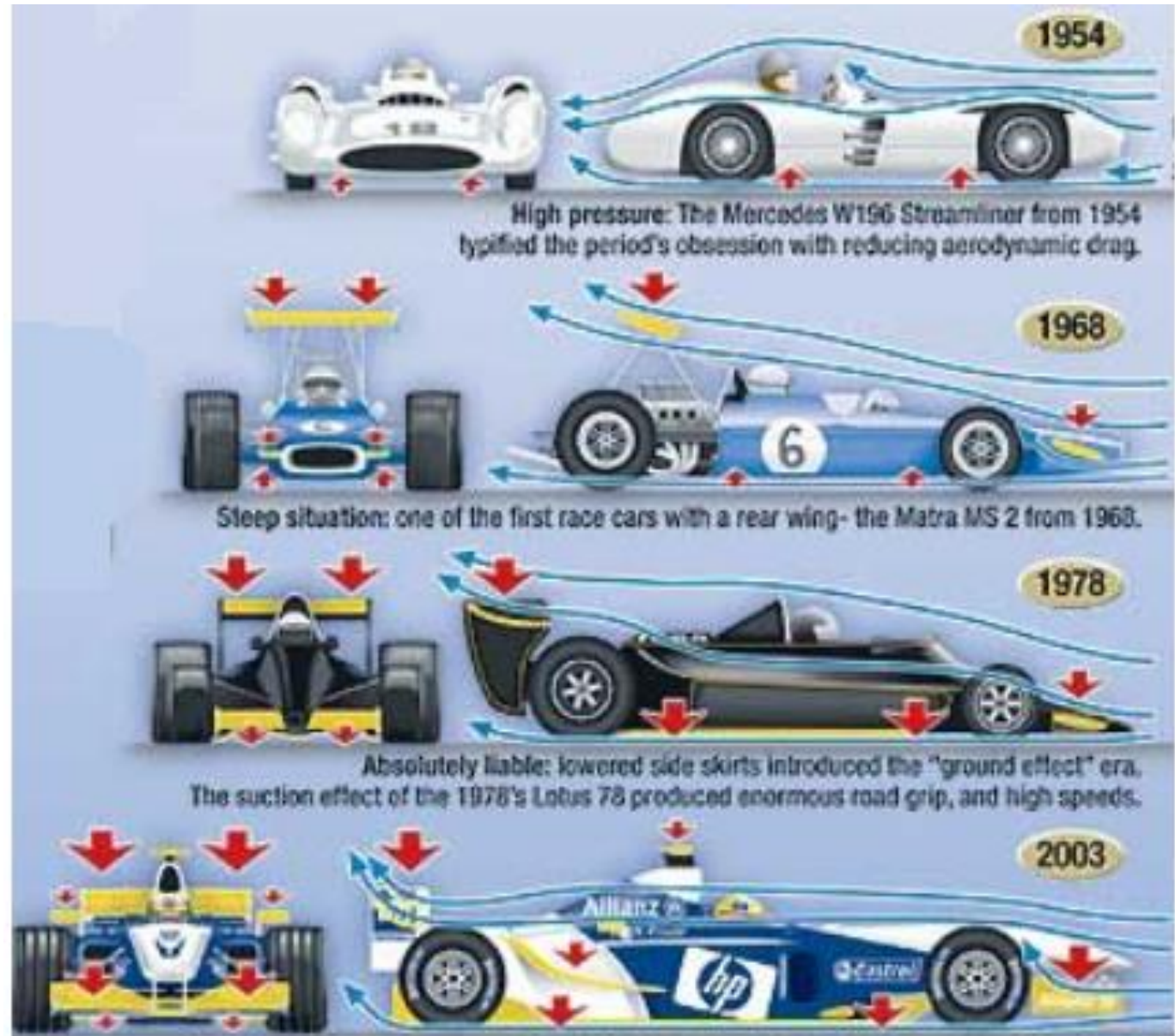


Сила узгона

Код друмских возила циљ је да сила потиска буде већа од силе узгона, имајући у виду чињеницу да сила потиска увек притиска возило ка подлози. Ова чињеница је важна приликом кретања возила изразито великим брзинама јер у супротном може доћи до губитка стабилности.



Сила узгона



ХВАЛА НА ПАЖЊИ!



Литература коришћена за израду радне верзије наставног материјала је следећа:

- Јанковић А., 2008, ДИНАМИКА АУТОМОБИЛА, Универзитет у Крагујевцу Машински факултет, Крагујевац,
- Дедовић В., Младеновић Д., Секулић Д., 2017, ДИНАМИКА ВОЗИЛА, Универзитет у Београду Саобраћајни Факултет, Београд,
- Демић М., Лукић Ј., 2011, ТЕОРИЈА КРЕТАЊА МОТОРНИХ ВОЗИЛА, Универзитет у Крагујевцу Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац,
- Лукић Ј., 2011, Комплексна удобност возила, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац,
- Стефановић А., 2010, ДРУМСКА ВОЗИЛА, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност саобраћаја Машинског факултета у Крагујевцу, Ниш,
- Сlike и материјал доступан на интернету.