

**Факултет инжењерских наука  
Универзитета у Крагујевцу**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство**

**Ниво студија: Основне академске студије**

**Модул: Друмски саобраћај**

**Предмет: Моторна возила 1**

**Број индекса: 59/2010**

**Александар С. Ђорђевић**  
**Бочна стабилност возила**  
**завршни рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

1. **Др Јованка Лукић, проф. -ментор**
2. \_\_\_\_\_
3. \_\_\_\_\_

Датум одбране: \_\_\_\_\_

Оцена: \_\_\_\_\_

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

на основу постулата теорије кретања моторних возила опише и идентификује параметре који утичу на бону стабилност возила

да приказ одговарајућих конструктивна решења,

да опише савремене системе који се користе за побољшање бочне стабилности возила

Препоручена литература:

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

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

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

Крагујевац, 28.05.2013.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

## Резиме

У оквиру задатог рада, а који се односи на бочну стабилност возила, потребно је да на основу постулата теорије кретања моторних возила описати и идентификовати параметре који утичу на бочну стабилност возила. Успешна идентификација наведених параметара повлачи са собом и познавање попречне динамике возила, чије ће основе бити наведене у даљем делу рада.

Поред наведеног, задати рад се бави и проблематиком конструктивних решења у оквиру побољшања бочне стабилности возила, који је у све већој експозицији као саставни део активне сигурности возила.

У наредном делу текста, биће проанализирани и савремени системи који се користе при побољшању попречне (бочне) стабилности возила, начин њихове примене и принципи њихових функционисања. Један од таквих јесте и систем електронске контроле стабилности, (*Electronic Stability Control*, ESP), који има широку примену.

## Abstract

In the paper, which refers to the lateral stability of the vehicle, it is necessary to postulate the theory of movement of motor vehicles described identify the parameters that affect the lateral stability of the vehicle. Successful identification of these parameters entails knowledge of the transverse dynamics of the vehicle, which will be the basis outlined in this part of the paper.

In addition to, the paper deal with the problem of structural solutions to improve the lateral stability of the vehicles, which are increasingly expanding as part of an active vehicle safety.

In the next section, contemporary systems will be analyzed too, and they are used for improving the lateral (side) the stability of the vehicle, the method of their application and principles of their operating. One of these is a system of electronic stability control, ESP (Electronic Stability Control), which is widely used.

## Садржај:

|                                                                                                  |           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Резиме .....</b>                                                                              | <b>1</b>  |
| <b>1. Увод.....</b>                                                                              | <b>3</b>  |
| 1.1 Подела динамике возила и области проучавања .....                                            | 4         |
| 1.2 Одређивање координата тежишта возила .....                                                   | 5         |
| <b>2. Попречна динамика возила.....</b>                                                          | <b>9</b>  |
| 2.1 Основе геометрије криволинијског кретања возила .....                                        | 9         |
| 2.2 Силе које делују на возило код криволинијске вожње .....                                     | 10        |
| <b>3. Стабилност возила .....</b>                                                                | <b>13</b> |
| 3.1 Поречна (бочна) стабилност возила .....                                                      | 14        |
| 3.2 Праволинијско кретање аутомобила на попречно нагнутом путу .....                             | 15        |
| 3.3 Заокретање аутомобила на попречно нагнутом путу ( $R=\text{const}$ ) .....                   | 16        |
| 3.4 Проклизавање возила на равном хоризонталном путу .....                                       | 18        |
| 3.5 Заокретање аутомобила на хоризонталном и поречно нагнутом путу ( $R\neq\text{const}$ ) ..... | 20        |
| 3.6 Клизање једне осовине.....                                                                   | 26        |
| 3.7 Стабилност возила на бочни ветар .....                                                       | 28        |
| 3.7.1 Утицај бочног ветра на коефицијент отпора облика $c_x$ .....                               | 29        |
| 3.8 Утицај стабилизатора као део система еластичног ослањања на бочну стабилност возила.....     | 31        |
| <b>4. Савремени системи побољшања бочне стабилности возила.....</b>                              | <b>32</b> |
| 4.1 Систем контроле проклизавања точкова TCS, ASR.....                                           | 33        |
| 4.2 Електронска контрола стабилности возила (ESP).....                                           | 36        |
| 4.2.1 Историјски развој.....                                                                     | 36        |
| 4.2.2 Примена система ESP .....                                                                  | 37        |
| 4.2.3 Типови контроле стабилности возила.....                                                    | 38        |
| 4.2.4 Подуправљивост и надуправљивост .....                                                      | 39        |
| 4.2.5 Компоненте електронског програма стабилности.....                                          | 40        |
| 4.2.6 Принцип рада ESP система .....                                                             | 42        |
| 4.2.7 Шема рада ESP система .....                                                                | 44        |
| 4.2.8 Помоћни системи ESP-а .....                                                                | 45        |
| <b>5. Закључак.....</b>                                                                          | <b>46</b> |
| <b>6. Литература .....</b>                                                                       | <b>47</b> |

## 1.Увод

Моторна возила своје кретање остварују на путним деоницама врло сложене конфигурације, праволинијским и криволинијским путањама, са различитим кривинама и нагибима, односно успонима и спустовима. Режим кретања моторних возила условљен је интезитетом саобраћаја, прописима и читавим низом других фактора, а обавља се под дејством спољашњих сила од којих се једне мењају по жељи возача, а друге су случајног карактера.

Све радње које предузима возач у циљу обезбеђења жељених карактеристика кретања називају се процесом управљања возилом. Уређаји помоћу којих возач остварује процес управљања возилом називају се уређаји за управљање возилом. Спољне силе које возач може да мења посредством уређаја за управљање возилом називају се силе управљања. Ове силе су ограничене по величини (нпр. вучна сила је ограничена карактером погонског агрегата и преносног система снаге са једне стране, а са друге пријањањем). Осим сила управљања, на возило при његовом кретању делују и спољашње силе случајног карактера. Промена кретања возила под дејством случајних спољашњих сила назива се поремећајем, а спољашње силе које изазивају поремећај - поремећајним – побудним силама.

По правилу увек постоји нека разлика између жељених и стварних карактеристика кретања.

Делујући на уређаје за управљање возач може утицати на промену кретања возила само у хоризонталној равни. Вертикална померања, као и промена граничних углова успона или пада су неуправљиви и зависе од других чинилаца.

Поремећај кретања возила може се појавити при одређеним условима његовог узајамног деловања са површином пута (неравнине пута, различите тангентне реакције на појединим точковима и одговарајуће силе спајања, уздужни и попречни нагиб пута итд)., а такође и услед деловања инерцијалних и аеродинамичких утицаја, тј. појавом спољне поремећајне силе. Код неких возила, у одређеним условима кретања, при дејству поремећајних сила, поремећено кретање у току времена се врло мало разликује од непоремећеног. За такав случај кретања се каже да је стабилно, а у случају када разлика између поремећеног и непоремећеног кретања у току времена расте – тада се каже да је кретање нестабилно.

## 1.1 Подела динамике возила и области проучавања

Возило представља комплексан динамички систем са великим бројем степени слободе. Посматрајући само тело возила (каросерија са припадајућим елементима), оно у општем случају представља тело са свих 6 степени слободе у простору, слика 1.



Слика 1: Могућа кретања возила [1]

Поред тога, сваки од точкова такође има по 6 степени слободе, чиме укупан број степени слободе достиже 30, без узимања у обзир било каквих унутрашњих померања тј. деформација (које се у стварности јављају у одређеној мери). С обзиром на везе између точкова и возила, параметри који описују сва ова кретања су у међусобним интеракцијама. Такође, многи елементи исказују сложене форме понашања са изразитим нелинеарностима. Аналитичко моделирање кретања возила у општем случају зато би довело до изузетно сложеног система једначина, при чему би била потпуно изгубљена прегледност и разумевање појединих утицаја и међузависности. Због тога је детаљна анализа кретања возила предмет специфичних разматрања, при чему се за овакве анализе обавезно користе рачунарски подржане симулације. За потребе проучавања кретања возила и разумевање основних законитости, међутим, сврсисходна је анализа специјалних, поједностављених случајева кретања, који смањују број степени слободе и утицајних фактора, омогућавајући на тај начин бољу прегледност и разумевање система. У пракси се ови специјални случајеви класификују према осама дуж којих делују силе које су од интереса па се тако динамика возила класификује на следеће целине:

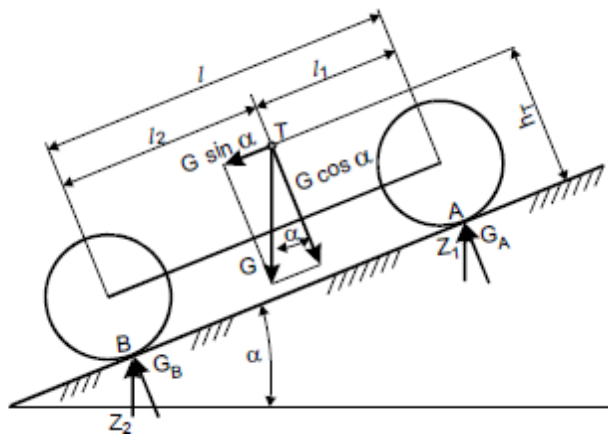
- уздужна динамика – силе делују у правцу кретања; главни аспекти изучавања су отпори кретања и могућност њиховог савладавања, кочење итд.; кретање возила је транслаторно, параметри кретања се обично третирају као унапред задати; математички приступ је овде најједноставнији и базира се углавном на алгебарским релацијама;
- попречна динамика – силе делују у правцу попречне осе, од интереса је пре свега кретање возила у кривини; математички модели су по правилу знатно сложенији

него код уздужне динамике, пре свега због комплексног понашања пнеуматика, али и због присуства већег броја утицајних фактора;

- вертикална динамика – силе делују у правцу вертикалне осе, подручје од интереса су осцилације возила и њихов утицај на комфор путника као и на контакт точка са подлогом; углавном се заснива на примени теорије осцилација.

## 1.2 Одређивање координата тежишта возила

За анализу динамичких карактеристика возила, поред осталог потребно је познавати и положај тежишта возила. Ово ће се објаснити на најједноставнијем примеру возила са четири точка приказаном на успону под углом  $\alpha$ , на слици 2. На основу једначине момената за тачке А и В (сл. 2) добијају се статичке реакције возила  $G_A$  и  $G_B$  као:



Слика 2. Возило укочено на успону под углом  $\alpha$  [2]

$$(2.1) \quad G_A = G \cdot \frac{l_2}{l} \cos \alpha - G \cdot \frac{h_t}{l} \sin \alpha$$

$$(2.2) \quad G_B = G \cdot \frac{l_1}{l} \cos \alpha - G \cdot \frac{h_t}{l} \sin \alpha$$

Величине  $l_1$  и  $l_2$  називају се продужне координате тежишта. Те координате се могу најједноставније одредити мерењем тежина  $G_A$ ,  $G_B$  и  $G_{\text{аутомобила}}$  који је постављен на хоризонталној равни. [3] За овај случај једначине (1) и (2) прелазе у облик:

$$(2.3) \quad G_A = Z_1 = G \cdot \frac{l_2}{l}$$

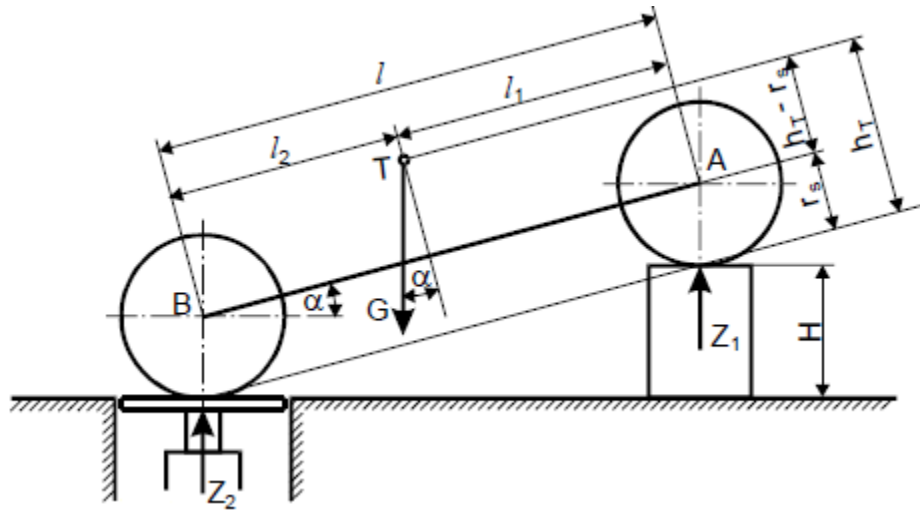
$$(2.4) \quad G_B = Z_2 = G \cdot \frac{l_1}{l}$$

Одакле се дефинишу величине:

$$(2.5) \quad l_1 = \frac{G_B}{G} \cdot l ; \quad l_2 = \frac{G_A}{G} \cdot l$$

Тежина возила ( $G$ ) и реакције на предњим ( $G_A$ ) и задњим ( $G_B$ ) точковима могу се добити једноставним вагањем укупног возила и посебно предњег, односно задњег дела. Аутомобил се једним својим крајем навезе на вагу која чини део хоризонталне подлоге а други део се ослања на хоризонталну подлогу. Сада се „блокирају“ гибњеви па се део ваге који је ван ваге подигне на одређену висину  $H$  која може лако да се измери.

Величина висине тежишта ( $h_t$ ) добија се вагањем возила према условима на слици 3, где је показано вагање задњег дела возила (вертикалне реакције  $Z_2$ ).



Слика 3. Мерење реакције задње осовине возила на успону ( $\alpha$ ) помоћу ваге

Из услова равнотеже у односу на предњу осовину ( тачка А ) следи једначина :

$$(2.6) \quad G \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + G \cdot (h_t - r_s) \cdot \sin \alpha - Z_2 \cdot l \cdot \cos \alpha = 0$$

где је:

$r_s$  - статички полупречник точка;

$h_t$  - висина тежишта када се возило налази на хоризонталној подлози;

$\alpha$ - угао нагиба аутомобила према хоризонталној подлози;

$Z_2$ - радијална реакција тла на задње точкове; ова се величина мери вагом.

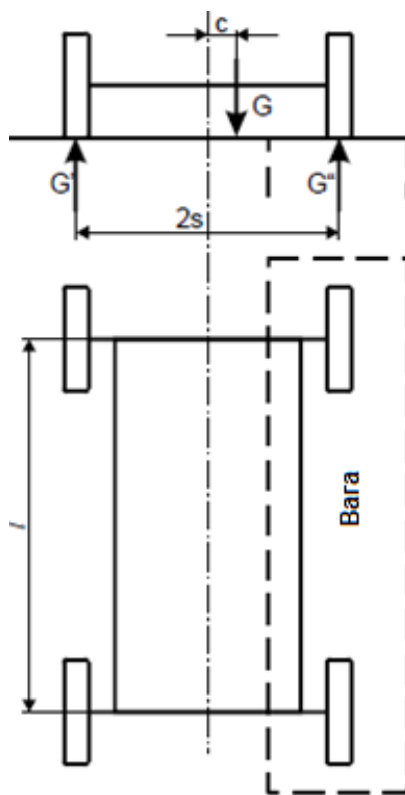
Користећи једначине (6) и (5) може се написати:

$$(2.7) \quad G_B \cdot l + G \cdot (r_t - r_s) \operatorname{tg} \alpha - Z_2 \cdot l = 0$$

односно:

$$(2.8) \quad h_t = r_s + \frac{l}{G} \cdot \frac{Z_2 - G_B}{\operatorname{tg} \alpha} = r_s + l_1 \left( \frac{Z_2}{G_B} - 1 \right) \operatorname{ctg} \alpha$$

За случај да возило није симетрично по подужној оси кретања, положај тежишта у односу на подружну осу (C) може се одредити уз помоћ вагања возила према слици 4.



Слика 4. Вагање дела возила лево или десно у односу на подужну осу

Возило се једном страном ослања на хоризонталну подлогу док му је друга страна на ваги. На тај начин се одређују статичке реакције тла које дејствују на леве ( $G'$ ) и десне ( $G''$ ) тачкове аутомобила. Једначина момента према слици 4. гласи:

$$(2.9) \quad G'' \cdot 2s - G \cdot (c + s) = 0$$

одакле се дефинише положај тежишта као:

$$(2.10) \quad c = \left( 2 \frac{G''}{G} - 1 \right) \cdot s$$

У фази пројектовања аутомобила распоређују се поједини склопови тако да се тежишна раван поклапа са подужном равни симетрије аутомобила ( $c=0$ ). На прототипу аутомобила обавезно се проверава положај попречне координате тежишта. Уколико постоји знатније одступање потребно је извршити одговарајуће измене у конструкцији аутомобила. [3]

## 2. Попречна динамика возила

Попречна динамика возила разматра динамичке појаве при криволинијском кретању возила то јест у случајевима када возач током вожње мења правац кретања возила да би:

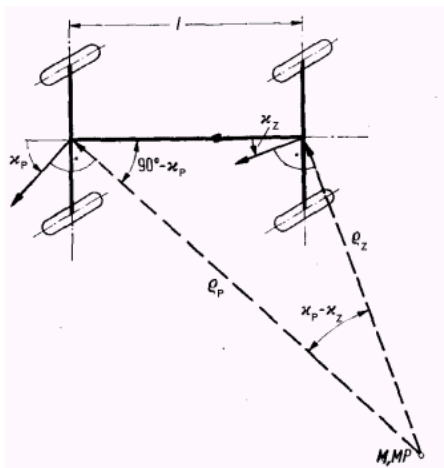
- ускладио кретање возила са циљем свог кретања;
- ускладио кретање возила са конфигурацијом пута;
- извршио потребне маневре возилом као што су претицање, заобилажење, паркирање итд.

Криволинијско кретање возила је општи случај кретања возила и у оквиру овог кретања потребно је поред свих појава које се проучавају код праволинијског кретања посебно проучавање специфичних група проблема, карактеристичних за криволинијско кретање, од којих су најважније:

- стабилност криволинијског кретања;
- појаве услед утицаја центрифугалне силе.

### 2.1 Основе геометрије криволинијског кретања возила

На слици 5. дате су основне геометријске релације које одређују ово кретање при општем случају криволинијског кретања возила.



Слика 5. Возило са четири точка у заокрету око тачке  $M$  [4]

Возило је представљено Н рамом који чине предња и задња осовина спојене гредом. На осовинама се налазе унутрашњи и спољашњи точкови.

Предњи точкови су преко управљачког механизма закрнути; претпостављено је због уопштавања да су и задњи точкови закрнути услед дејства сила и момената које настају приликом криволинијског кретања возила. На слици су дати следећи углови и радијуси:

$k_p$  – угао кретања предње осовине према оси возила;

$\rho_p$  – радијус закретања предње осовине;

$k_z$  – угао кретања задње осовине према оси возила;

$\rho_z$  – радијус закретања задње осовине.

$$(3.1) \quad \rho_p = \frac{1 \cdot \cos k_z}{\sin(k_p - k_z)}$$

односно:

$$(3.2) \quad \rho_z = \frac{1 \cdot \cos k_p}{\sin(k_p - k_z)}$$

Однос радијуса износи:

$$(3.3) \quad \frac{\rho_p}{\rho_z} = \frac{\cos k_z}{\cos k_p}$$

Углови кретања осовина  $k_p$  и  $k_z$  односе се на средине осовина, углови закретања точкова се у општем случају разликују од ових углова и различити су за спољашње и унутрашње точкове.

## 2.2 Силе које делују на возило код криволинијске вожње

Модел возила са четири точка чини знатно сложеније разматрање сила које делују на возило код криволинијског кретања. На слици 6. илустративно приказана центрифугална сила која делује у тежишту возила и бочне реакције на точковима које она изазива. На слици 7. приказане су бочне силе на предњим точковима изазване конвергенцијом (узајамним приближавањем) предњих точкова, што је такође у блиској вези са криволинијским кретањем возила.



На слици 8. приказано је возило при криволинијској вожњи са константном брзином и на равном путу, где су узете у обзир спољашње силе које делују на возило. То су:

- $X_T$ —тангенцијалне реакције тла;
- $Z_T$ —вертикалне реакције тла;
- $Y_T$ —бочне реакције тла;
- $F_C$ —центрифугална сила;
- $R_V$ —отпор ваздуха;
- $R_{ZB}$ —бочна сила ветра.

### 3. Стабилност возила

Стабилност аутомобила представља његову способност да се креће различитим условима експлоатације по задатој трајекторији без клизања једног или више точкова. У суштини, под стабилношћу возила се подразумева његова способност да се креће задржавајући свој смер кретања без обзира на дејство спољних сила. У том смислу може да се говори о стабилности са аспекта:

- превртања;
- проклизавања (попречна);
- дејства центрифугалне силе при вожњи у кривини;
- утицаја силе бочног ветра.

При проучавању овог проблема потребно је размотрити услове под којима је кретање аутомобила стабилно, односно граничне услове при којима долази до клизања или превртања аутомобила.

Способност аутомобила да држи задати правац кретања, с обзиром на кинематику система за управљање и конструктивне параметре аутомобила разматра се посебно као стабилност управљања аутомобила, јер се ради о врло специфичној проблематици. Иначе стабилност аутомобила у најопштијем случају обухвата и стабилност управљања.

За аутомобил кажемо да има стабилно управљање уколико се под дејством поремећајних сила почетне амплитуде осциловања око жељеног курса кретања брзо смањују, враћајући аутомобил у првобитно стабилно стање кретања. Насупрот овоме, уколико путања стварног кретања аутомобила све више одступа од жељене трајекторије, или уколико се појављују осцилације око жељене трајекторије са све већим амплитудама, за управљање кажемо да је нестабилно. У првом случају возач лако одржава кретање аутомобила по жељеној трајекторији, док у другом случају возач није у стању да одржи кретање аутомобила по жељеној трајекторији, или то постиже са великим напором.

Најчешће поремећајне силе су бочне силе, које настају услед кретања аутомобила по криволинијском путу, услед бочног ветра или услед неравнина пута, односно бочног нагина пута.

### 3.1 Поречна (бочна) стабилност возила

При кретању возила у кривини јављају се центрифугалне силе које изазивају бочно клизање точкова у супротном правцу од центра (осе) окретања возила. Да би се смањило заносење возила и обезбедио сигурнији пролаз у кривини коловоз се обично ради са бочним нагибом  $\beta$  у кривини.

У општем случају за котрљање точкова аутомобила без бочног клизања важе услови:

- за предњу осовину:

$$(4.1) \quad Y_1 \leq \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - X_1^2}$$

- за задњу осовину:

$$(4.2) \quad Y_2 \leq \sqrt{Z_2^2 \varphi^2 - X_2^2}$$

Изрази (4.1) и (4.2) укључују претпоставку да је коефицијент пријањања исти за све точкове. У стварности то није случај. Такође, бочне реакције тла  $Y_1=Y_1'+Y_1''$  и  $Y_2=Y_2'+Y_2''$ , зависе од великог броја утицајних фактора, као што су:

1) Утицај еластичног вешања одражава се на подужни и попречни нагиб аутомобила. С тим у вези појављује се неједнакост нормалних реакција тла.

2) Различите бочне еластичности пнеуматика проузрукују неједнакост тангенцијалних реакција на левим и десним точковима аутомобила, што се, такође, одражава на расподелу бочних реакција предњих и задњих точкова.

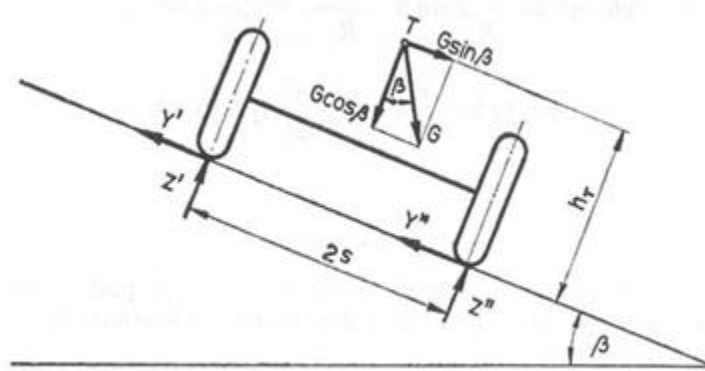
При заокретању аутомобила са предњим погонским точковима, тангенцијалне реакције (вучне силе) заклапају одређени угао у односу на подужну осу аутомобила, што проузрукује појаву бочних сила.

На основу израза (4.1) и (4.2) закључујемо да се могућа бочна реакција ( $Y_1, Y_2$ ) смањује са повећањем тангенцијалних реакција ( $X_1, X_2$ ) услед вуче или кочења. Тиме се, за исте услове пријањања, смањује попречна стабилност аутомобила. Уколико су тангенцијалне реакције ближе вредностима  $Z_1\varphi$  и  $Z_2\varphi$  утолико су потребне мање бочне силе које проузрукују бочно клизање једне осовине или читавог аутомобила. За случај када тангенцијалне реакције достигну вредност сила пријањања ( $Z_1\varphi$  и  $Z_2\varphi$ ) десне стране израза (4.1) и (4.2) имају вредност 0. У том случају довољна је било каква мала бочна сила да проузрукује клизање.

У даљем делу рада биће подробније размотрени следећи карактеристични случајеви:

- праволинијско кретање аутомобила на попречно нагнутом путу;
- заокретање аутомобила на попречно нагнутом путу ( $R=const$ );
- заокретање аутомобила на хоризонталном и попречном нагнутом путу ( $R \neq const$ );
- клизање једне осовине.

### 3.2 Праволинијско кретање аутомобила на попречно нагнутом путу



Слика9. Силе које делују на возило при праволинијском кретању возила на путу са бочним нагибом  $\beta$  [4]

Посматрамо услов при коме наступа превртање аутомобила који се креће праволинијски на путу са попречним нагибом  $\beta$ . Овде, као и у будуће, занемарујемо напред побројане утицајне факторе и претпостављамо да је коефицијент пријањања једнак за све тачкове.

Према слици 9. на основу услова равнотеже у односу на подужну осу која пролази кроз ослону тачку десних тачкова, добија се:

$$(4.3) \quad Z'2s + Gh_r \sin \beta - Gs \cos \beta = 0$$

Слика 12. приказује цело возило као једну осовину у попречној тежишној равни, па реакције тла  $Z'$  и  $Z''$  представљају збир реакција које дејствују на леве, односно на десне тачкове.

Почетак превртања и превртање око десне осе садржани су у условима

$Z' \leq 0$  или према изразу (4.3);

$$G \cos \beta - G h_t \sin \beta \leq 0$$

Сада је:

$$(4.4) \quad \operatorname{tg} \beta_p \geq \frac{s}{h_t}$$

Често се однос  $s/h_t$  обележава са  $\eta_B$  и назива **коэффициент бочне стабилности**. Пре превртања може да наступи бочно клизање целог возила за случај:

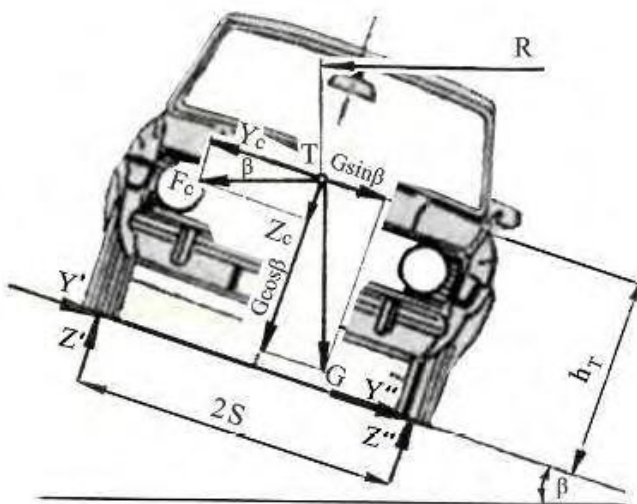
$$G \sin \beta \geq \left( \varphi' + Y'' \right)_{\max}; \quad G \sin \beta \geq G \varphi \cos \beta; \quad \text{одавде је:}$$

$$(4.5) \quad \varphi < \frac{s}{h_t}$$

Погонска осовина клиза знатно пре, при мањем углу  $\beta$ , јер погонски точкови већ користе део силе пријањања као тангенцијалну реакцију тла.

### 3.3 Заокретање аутомобила на попречно нагнутом путу ( $R=\text{const}$ )

При равномерном кретању аутомобила ( $d_v/d_t=0$ ) центрифугална сила  $F_c$ , својом компонентом  $Y_c$  дејствује у правцу превртања аутомобила око осе која пролази кроз спољашње (у описаном случају леве) точкове (слика 10.)



Слика 10. Дејство статичких и динамичких сила на возило у кривини

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

$$(4.6) \quad F_c = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R}$$

Једначина момента свих сила у односу на осу која пролази кроз леве точкове гласи:

$$(4.7) \quad Z''2s - Gh_t \sin \beta - F_c s \sin \beta + F_c h_t \cos \beta - Gs \cos \beta = 0$$

За случај превртања потребно је да „унутрашњи“ точкови буду потпуно растерећени, то јест да је  $Z'' \leq 0$ , те уношењем вредности за центрифугалну силу једначина (4.7) добија облик:

$$(4.8) \quad gh_t \sin \beta + \frac{v^2}{R} s \sin \beta - \frac{v^2}{R} h_t \cos \beta + gs \cos \beta \leq 0,$$

односно дељењем једначине са  $\cos \beta$ :

$$(4.9) \quad gh_t \tan \beta + \frac{v^2}{R} s \tan \beta - \frac{v^2}{R} h_t + gs \leq 0$$

У коначном облику следи облик једначине (4.9) за случај превртања возила код коловоза са нагибом:

$$(4.10) \quad \frac{v_p^2}{R} \geq \frac{s + h_t \cdot \tan \beta}{h_t - s \tan \beta}$$

Другим речима, са повећањем угла нагиба коловоза, повећава се и брзина стабилног кретања возила. Претходно наведени израз омогућава нам да одредимо угао  $\beta$ , под претпоставком да су параметри  $h_t$  и  $s$  познати, за било коју жељену брзину кретања при којој не долази до превртања аутомобила.

За случај да је:  $h_t - s \tan \beta = 0$ , добија се,

$$(4.11) \quad \tan \beta \geq \frac{h_t}{s}$$

За угао  $\beta$  одређен једначином (4.11) неће доћи до превртања аутомобила, практично, за било какву велику брзину  $v$ .

При кретању аутомобила константном брзином по кругу полупречника  $R$  по хоризонталном путу ( $\beta=0$ ) добија се:

$$(4.12) \quad \frac{v^2}{R} \leq \frac{s \cdot g}{h_T} \rightarrow v_p \leq \sqrt{\frac{g \cdot s \cdot R}{h_T}}$$

### 3.4 Проклизавање возила на равном хоризонталном путу

На основу једначина које ће бити наведене у даљем делу текста могуће је размотрити услов при коме настаје клизање. Максимална укупна бочна реакција може да достигне вредност  $Z\phi$ . За конкретни случај то значи:

$$(4.13) \quad \Phi' + Y'' \stackrel{>}{\sim}_{\max} = \phi \left( G \cos \beta + \frac{G v^2}{g \cdot R} \sin \beta \right)$$

С друге стране збир бочних реакција је:

$$(4.14) \quad \Phi + Y'' \stackrel{>}{\sim} = \frac{G v^2}{g R} \cos \beta - G \sin \beta$$

па клизање наступа за случај да је:

$$(4.15) \quad \Phi + Y'' \stackrel{>}{\sim} = \frac{G v^2}{g R} \cos \beta - G \sin \beta \geq \phi \left( G \cos \beta + \frac{G v^2}{g R} \sin \beta \right)$$

Из неједначине (4.15) добија се услов за бочно клизање:

$$(4.16) \quad \frac{v_s}{R} \geq \frac{g \Phi + tg\beta}{1 - \phi tg\beta}$$

Упоређењем израза (4.10) и (4.16) може се закључити да ли настаје пре клизање или превртање аутомобила. Оба израза говоре да се повећањем угла  $\beta$  повећава брзина стабилног кретања.

За случај да је:

$$1 - \phi tg\beta = 0; \quad tg\beta = \frac{1}{\phi}$$

Дозвољена је теоријски бесконачно велика брзина, а да не дође до клизања. На хоризонталном путу настаје клизање при брзини:

$$(4.17) \quad \frac{v_s^2}{R} \geq \varphi G$$

Ако се брзине дају у [km/h] изразе (4.10) и (4.16) можемо да напишемо и у следећим облицима:

$$(4.10') \quad v < v_p = 11.3\sqrt{R} \sqrt{\frac{1 + \frac{h_t}{s} \operatorname{tg} \beta}{\frac{h_t}{s} - \operatorname{tg} \beta}} \rightarrow \left[ \frac{km}{h} \right]$$

$$(4.16') \quad v < v_s = 11.3\sqrt{R} \sqrt{\frac{\varphi + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi \operatorname{tg} \beta}} \rightarrow \left[ \frac{km}{h} \right]$$

Очигледно ,за случај да је:

- $v_s < v_p$  ограничење брзине аутомобила следи из услова клизања погонских точкова на граници пријањања;
- $v_p < v_s$  ограничење брзине следи из услова превртања аутомобила.

Односе (4.10') и (4.16') можемо да напишемо и скрећено:

$$(4.10'') \quad v_p = 11.3\sqrt{R}\Psi_p$$

$$(4.16'') \quad v_s = 11.3\sqrt{R}\Psi_s$$

Што значи да су посматране брзине пропорцијалне уведеним функцијама  $\Psi_p$  и  $\Psi_s$ .  
Вредности ових функција дате су табеларно:

| $\operatorname{tg} \beta$ | $h_T / s$ |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------|-----------|------|------|------|------|------|------|
|                           | 0,4       | 0,6  | 0,8  | 1,0  | 1,2  | 1,6  | 2,0  |
| 0                         | 1,58      | 1,30 | 1,10 | 1,00 | 0,91 | 0,79 | 0,71 |
| 0,1                       | 1,82      | 1,44 | 1,24 | 1,10 | 1,05 | 0,88 | 0,79 |
| 0,2                       | 2,30      | 1,67 | 1,39 | 1,22 | 1,12 | 0,97 | 0,88 |
| 0,3                       | 3,33      | 1,98 | 1,56 | 1,36 | 1,23 | 1,07 | 0,97 |
| 0,4                       | $\infty$  | 2,50 | 1,82 | 1,53 | 1,36 | 1,17 | 1,06 |

Табела 1.Вредности функције  $\Psi_p$

| $tg\beta$ | $\varphi$ |       |       |       |
|-----------|-----------|-------|-------|-------|
|           | 0,2       | 0,4   | 0,6   | 0,8   |
| 0         | 0,447     | 0,632 | 0,774 | 0,894 |
| 0,1       | 0,554     | 0,723 | 0,865 | 0,990 |
| 0,2       | 0,645     | 0,809 | 0,955 | 1,09  |
| 0,3       | 0,730     | 0,893 | 1,05  | 1,21  |
| 0,4       | 0,809     | 0,980 | 1,15  | 1,33  |

Табела 2. Вредности функције  $\Psi_s$

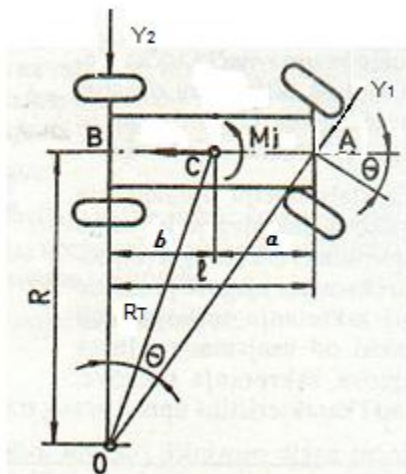
Анализом датих табела закључујемо да би сва возила у погледу стабилности, при кретању на попречно нагнутом путу по кругу полупречника  $R=\text{const.}$ , могли да поделимо у три класе:

- 1) За возила код којих је  $h_t/s < 1.2$  постоји опасност од клизања при кретању кроз кривину јер је  $\Psi_s < \Psi_p$ . Такав закључак следи, такође, и за пут (и пнеуматике аутомобила) у одличном стању, када је  $\varphi \geq 0.8$ . За мање вредности коефицијента пријањања такав закључак је још очигледнији.
- 2) За возила код којих је  $h_t/s > 1.6$  постоји опасност превртања при кретању кроз кривину јер је  $\Psi_s > \Psi_p$ . Овде спадају привредна возила, нарочито теретна возила када су под пуним оптерећењем.
- 3) За возила код којих је однос  $h_t/s$  између 1,2 и 1,6 граничне вредности брзина  $v_s$  и  $v_p$  су врло зближене. Зато се без претходног проучавања не може ништа закључити.

Оваква подела возила са учињеним закључцима има свог оправдања ако је пут у одличном стању када су вредности коефицијената пријањања високе, практично за  $\varphi \approx 0.8$ . За изразито мале вредности  $\varphi \leq 0.4$  готово увек долази до клизања пре превртања.

### 3.5 Заокретање аутомобила на хоризонталном и поречно нагнутом путу ( $R \neq \text{const}$ )

Према датој слици 11. разматра се случај једнолико убрзаног кретања аутомобила у кривини. Угао заокретања предњих управљајућих точкова  $\Theta$  мења се са временом,  $\theta = \theta(t)$ , па се полупречник заокретања  $R$  мења са временом.



Слика 11. Пример кретања возила у кривини

Заокретање аутомобила у сваком тренутку може да се посматра као да је састављено из два кретања: кретање тачке В окотренутог центра заокретања и обртање аутомобила око тачке В.

Као резултат кретања тачке В око тренутног пола О на удаљењу  $R$  појавиће се два убрзања:

$v^2 / R$  - нормално убрзање и

$dv / dt = j$  - тангенцијално убрзање.

Услед обртања аутомобила око тачке В имамо у тежишту, такође, два убрзања:

$b\omega^2$  - нормално убрзање и

$b(d\omega / dt)$  - тангенцијално убрзање.

На основу напред изнетог може се формирати нормална и тангенцијална компонента убрзања тежишта. Компонента убрзања тежишта управна на подужну осу аутомобила гласи:

$$(4.17) \quad j_n = \frac{v^2}{R} + b \frac{d\omega}{dt}$$

а дуж подужне осе аутомобила имамо:

$$(4.18) \quad j_t = \frac{dv}{dt} - b\omega^2$$

На основу израза за убрзање налазимо силе инерције које дејствују у тежишту аутомобила:

$$(4.19) \quad X_i = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right); \quad Y_i = \frac{G}{g} \left( \frac{v^2}{R} + b \frac{d\omega}{dt} \right)$$

Осим наведених инерцијалних сила на аутомобил дејствује и инерциони момент:

$$(4.20) \quad M_i = J \frac{d\omega}{dt} = m\rho_z^2 \frac{d\omega}{dt}$$

јер се аутомобил заокреће око тачке В са променљивом угаоном брзином. У изразу (4.20)  $J$  представља момент инерције аутомобила за осу управну на тло која пролази кроз тежиште аутомобила, док је  $\rho_z$  одговарајући полупречник инерције.

У претходно наведеним изразима употребљене ознаке имају следећа значења:

|              |                                                          |
|--------------|----------------------------------------------------------|
| $v$          | -брзина аутомобила у [m/s];                              |
| $dv/dt = j$  | -тангенцијално убрзање аутомобила у [m/s <sup>2</sup> ]; |
| $\omega$     | -угаона брзина аутомобила у [rad/s];                     |
| $d\omega/dt$ | -угаоно убрзање аутомобила у [rad/s <sup>2</sup> ];      |
| $R, R_T$     | -тренутни полупречници заокретања тачке В и тежишта Т.   |

Ако са  $\theta$  означимо средњи угао заокретања управљајућих точкова добија се:

$$(4.21) \quad R = \frac{l}{\operatorname{tg} \theta} \quad \text{и} \quad \omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{l} \operatorname{tg} \theta$$

Како се као претпоставка узима да кривина трајекторије није константна, мења се угао управљачких точкова за  $\theta$  па се мења и угаона брзина  $\omega$ . Израз за угаоно убрзање гласи:

$$(4.22) \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg} \theta}{l} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l \cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dt}$$

Према слици 14 очигледно постоји веза:

$$\cos \theta = \frac{R}{\sqrt{l^2 + R^2}},$$

па израз (4.22) можемо да напишемо у облику:

$$(4.23) \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{l}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt}$$

Коначно можемо да напишемо изразе за силе инерције које дејствују у тежишту аутомобила у подужном и попречном правцу:

$$(4.24) \quad X_i = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right) \quad \text{и} \quad Y_i = \frac{G}{g} \left( \frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{bv}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right)$$

Да би одредили стабилност аутомобила, неопходно је пронаћи величине бочних реакција тла,  $Y_1$  и  $Y_2$ .

Збир момената свих бочних сила на тачку А даје:

$$(4.25) \quad Y_2 l + M_i - Y_i \cdot a = 0$$

Овде имамо:  $Y_2 = \frac{M_i}{l} - \frac{Y_i a}{l}$

$$(4.26) \quad \begin{aligned} Y_2 &= \frac{G}{g} \frac{a}{l} \left( \frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{bv}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) - \frac{m \rho_z^2}{l} \frac{d\omega}{dt} = \\ &= \frac{G}{g} \frac{a}{l} \frac{v^2}{R} - \frac{G}{g} \frac{a}{l} \left( \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{bv}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) - \\ &- \frac{G}{g} \frac{\rho_z^2}{l} \left( \frac{1}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) = \\ &= \frac{Gav^2}{glR} + \frac{G}{gl} \left( b - \rho_z^2 \right) \left( \frac{1}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \end{aligned}$$

Бочну реакцију тла  $Y_1$  одредрићемо из једначине (4.27):

$$(4.27) \quad Y_1 \cos \theta + Y_2 = Y_i$$

$$(4.28) \quad \begin{aligned} Y_1 \cos \theta = Y_i - Y_2 &= \frac{G}{g} \left( \frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{bv}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) - \\ &- \frac{Gav^2}{glR} - \frac{G}{gl} \left( b - \rho_z^2 \right) \left( \frac{1}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \end{aligned}$$

После одговарајућих трансформација и сређивања изрази (4.28) добија се:

$$(4.29) \quad Y_1 \cos \theta = \frac{Gbv^2}{glR} + \frac{G \rho_z^2}{gl} \left( \frac{1}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \frac{l^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right)$$

На основу једначина (4.26) и (4.29) може се закључити да се са повећањем убрзања  $dv/dt$  повећавају бочне реакције тла, па се са тиме смањује стабилност аутомобила. Такође, са повећањем брзине заокретања управљајућих точкова  $d\theta/dt$  повећавају се такође бочне реакције а тиме смањује стабилност аутомобила.

Наведен изрзи су добијени за случај заокретања са сталним смањивањем полупречника заокретања, дакле, за случај уласка у кривину. Да би се аутомобилу обезбедила потребна стабилност, неопходно је у процесу уласка у кривину обезбедити успорено кретање  $\left[ \frac{dv}{dt} \right]$  уз равномерно лагано повећање угла заокретања са минимално могућом брзином заокретања  $\left[ \frac{d\theta}{dt} \right]$ . Врло често мала промена угла  $\theta$  која се остварује нагло (практично тренутно) може да наруши стабилност аутомобила. Тачно обрнуто важи за случај заокретања са сталним повећањем полупречника заокретања, за случај изласка из кривине. За тај случај инерцијална сила  $Y_i$  гласи:

$$(4.30) \quad Y_i = \frac{G}{g} \left( \frac{v^2}{R} - b \frac{d\omega}{dt} \right)$$

дакле, смањује се са повећањем угаоне брзине заокретања. С обзиром на наведене изразе (4.23) и (4.30) закључујемо да је у процесу изласка из кривине потребно повећавање брзине, убрзано кретање и брзо заокретање – испревљање точкова.

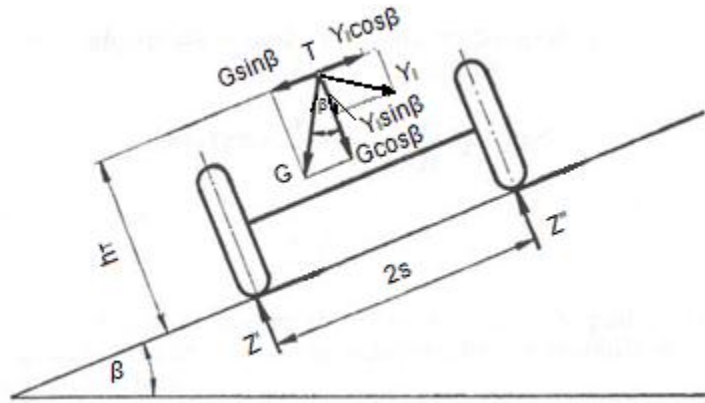
За испитивање стабилност аутомобила при заокретању са променљивим полупречником на попречно нагнутом путу, полази се од већ добијених израза за инерцијалне силе (4.24).

Попречна стабилност аутомобила, као што је познато, може се нарушити бочним клизањем или превртањем.

Бочно клизање точкова предње и задње осовине може да се појави истовремено, или појединачно, а у зависности од великог броја утицајних фактора од којих су најбитнији: услови и режим кретања, прерасподела оптерећења и расподела вучних сила. У разматрању предоченог проблема, узима се као претпоставка једновремено клизање обе осовине.

На слици 12. Приказана је шема која дејствује у попречној тежишној равни аутомобила. Практично ради се о силама  $G$  и  $Y_i$  које се разлажу у компоненте управне на

тло ( $G \cos \beta$  и  $Y_i \sin \beta$ ) и паралелне са тлом ( $G \sin \beta$  и  $Y_i \cos \beta$ ) у попречној тежишној равни.. Попречно превртање аутомобила наступа за случај:



Слика 12. Шема дејства сила у попречној равни

$$(4.31) \quad \overleftarrow{\epsilon}_i \cos \beta - G \sin \beta \overrightarrow{h}_T > \overleftarrow{G} \cos \beta + Y_i \sin \beta \overrightarrow{s}$$

На основу једначина (4.24) и (4.31) и са  $p_2 = b/l$  добијамо:

$$(4.32) \quad \operatorname{tg} \beta_p < \frac{Y_i - G \frac{s}{h_t}}{Y_i \frac{s}{h_t} + G} = \frac{\left( \frac{v^2}{Rg} + \frac{p_2 l}{Rg} \frac{dv}{dt} + \frac{p_2 v l^2 + R^2}{g R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) - \frac{s}{h_t}}{\left( \frac{v^2}{Rg} + \frac{p_2 l}{Rg} \frac{dv}{dt} + \frac{p_2 v l^2 + R^2}{g R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{s}{h_t} + 1}$$

Бочно клизање наступа за случај:

$$(4.33) \quad \overleftarrow{\epsilon}_i \cos \beta - G \sin \beta \overrightarrow{\varphi} > \overleftarrow{G} \cos \beta + Y_i \sin \beta \overrightarrow{\varphi}$$

Овде имамо:

$$(4.34) \quad \operatorname{tg} \beta_s < \frac{Y_i - G \varphi}{Y_i \varphi + G} = \frac{\left( \frac{v^2}{Rg} + \frac{p_2 l}{Rg} \frac{dv}{dt} + \frac{p_2 v l^2 + R^2}{g R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) - \varphi}{\left( \frac{v^2}{Rg} + \frac{p_2 l}{Rg} \frac{dv}{dt} + \frac{p_2 v l^2 + R^2}{g R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \varphi + 1}$$

За веће углове  $\beta$  од срачунатих вредности по задатим формулама (4.32) и (4.34) не појављује се бочно превртање, односно клизање.

Упоређујући услове (4.31) и (4.33) може се закључити да ће се клизање појавити пре превртања за случај да је:

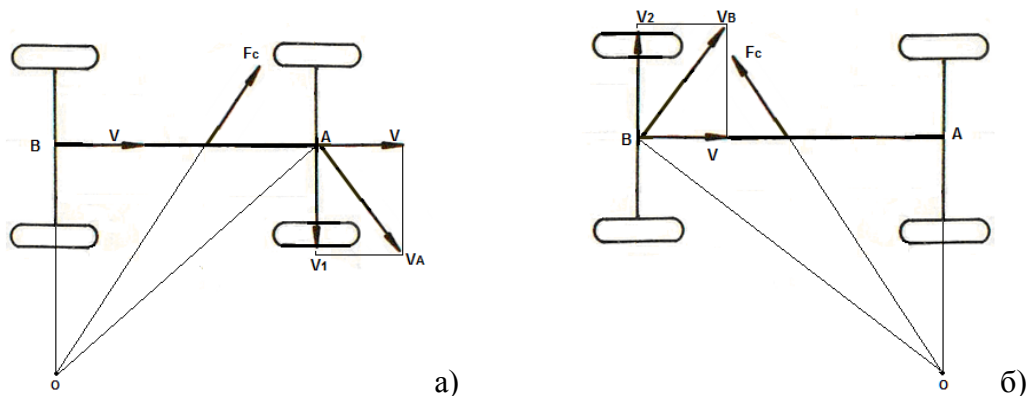
$$(4.35) \quad \varphi < \frac{s}{h_T}$$

До истог закључка долази се директним упоређењем израза за  $tg\beta_p$  и  $tg\beta_s$ ; при томе је  $tg\beta_p < tg\beta_s$ .

### 3.6 Клизање једне осовине

Стабилност аутомобила најчешће је нарушена клизањем једне осовине. Точкови погонске осовине преносе погонску силу чиме се битно смањује максимална могућа бочна реакција тла. Што је већа погонска сила то је мања могућа бочна реакција тла, па је већа могућност заносења погонске осовине. Непогонска осовина је у процесу кретања знатно стабилнија. Међутим, при врло интензивном убрзавању предња непогонска осовина се растерећује, смањује се сила пријањања,  $Z_1\varphi$ , што може да доведе до губљења стабилности. Такође, и у процесу кочења може доћи до клизања како погонске, тако и непогонске осовине.

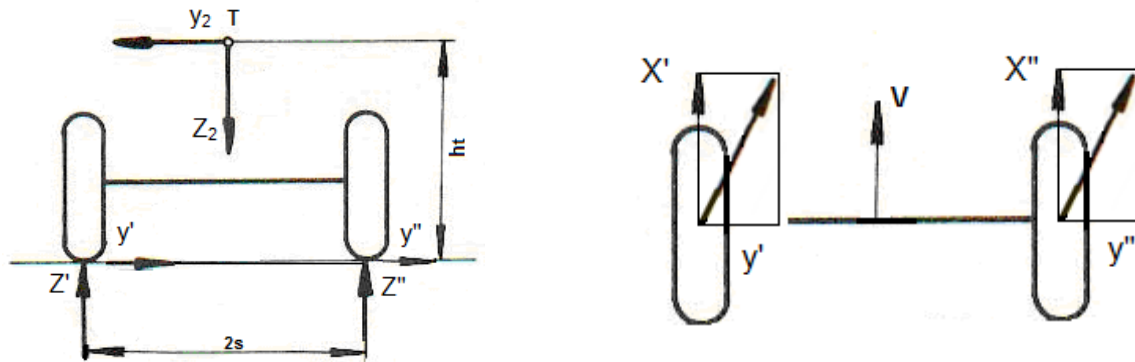
Попречно заносење предње или задње осовине различито утиче на стабилност аутомобила. Са слике (13а.) је очигледно да при заносењу предње осовине компонентом брзине  $v_1$ , задња осовина наставља кретање у првобитном правцу брзином  $v$ , па се тренутни центар заокретања налази у пресеку задње осовине са правцем који је управан на резултујућу брзину  $v_A$ . Заокретање аутомобила око тренутног центра  $O$  проузрукује појаву центрифугалне силе  $F_c$  која је усмерена насупрот правца започетог заносења. На тај начин појава центрифугалне силе зауставља почетно заносење аутомобила.



Слика 13. Заносење а) предње и б) задње осовине[8]

Попречно заносење задње осовине (слика 13б.) проузрукује појаву центрифугалне силе која дејствује у правцу започетог заносења, па се стабилност аутомобила још више нарушава. Аутомобил може да се врати у стабилно стање само променом режима кретања.

Испитивања су показала да се са довољно тачности може прихватити да се бочне реакције тла услед дејства бочне силе, или компоненте  $Y_c$ , расподељују сразмерно нормалним реакцијама тла. То другим речима значи дачинимо претпоставку да резултујућа бочна сила дејствује у тежишту аутомобила. С обзиром на речено, према слици 14. добија се:



Слика 14. Погонска осовина при заокретању аутомобила са дејством бочних сила

$$(4.36) \quad Y_1 = \frac{Y_c b}{l} ; \quad Y_2 = \frac{Y_c a}{l}.$$

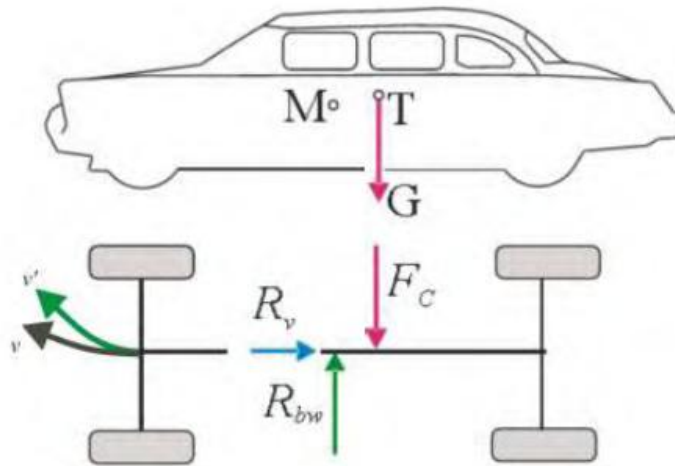
Посматрајући слику 17., укупна бочна компонента центрифугалне силе  $Y_c$  може се разложити на  $Y_A = Y_1$  и  $Y_B = Y_2$ . Поред бочне компоненте  $Y_B$  на осовину дејствује и нормална компонента  $Z_2$ . Нормалне реакције тла су  $Z_2'$  и  $Z_2''$  а бочне реакције тла су  $Y_2'$  и  $Y_2''$ . При томе на погонске тачкове дејствују и тангенцијалне реакције тла  $X_2'$  и  $X_2''$ , при чему је  $F_0 = X_2' + X_2''$ .

Према слици 17. Претпоставља се да се десни тачак погонске осовине налази са унутрашње стране кривине. Нормална реакција  $Z_2'$  која дејствује на спољашњи (у задатом случају леви тачак), увек је већа од нормалне реакције  $Z_2''$  унутрашњег тачка. Бочне крутости пнеуматика нису једнаке јер се преко оптерећеног тачка обезбеђује већа крутост пнеуматика. С друге стране, с обзиром да су оба тачка повезана погонским мостом, бочне деформације оба тачка су једнаке. Мале разлике у крутости могу се занемарити па се у практичним проблемима сматра да су бочне реакције тла међусобно једнаке,  $Y_2' = Y_2''$ . Што се тиче погонских сила увек је  $X_2'' > X_2'$  јер диференцијал обезбеђује увек већу погонску силу тачка који заостаје.

На основу напред реченог, јасно је да унутрашњи точак погонске осовине може знатно раније него спољашњи точак да изгуби стабилност, јер је унутрашњи точак увек оптерећен мањом нормалном силом и већом вучном силом. Међутим, губљење стабилности једног точка не значи увек и губљење стабилности осовине, мада најчешће нарушавање стабилности почиње са клизањем једног точка.

### 3.7 Стабилност возила на бочни ветар

Када се говори о стабилности возила на бочни ветар, мисли се пре свега на лака, путничка возила. Наиме чињеница је да подужни облик возила и величина бочне површине има битан утицај на способност возила да задржи правац кретања под утицајем бочног ветра  $R_{bw}$ .

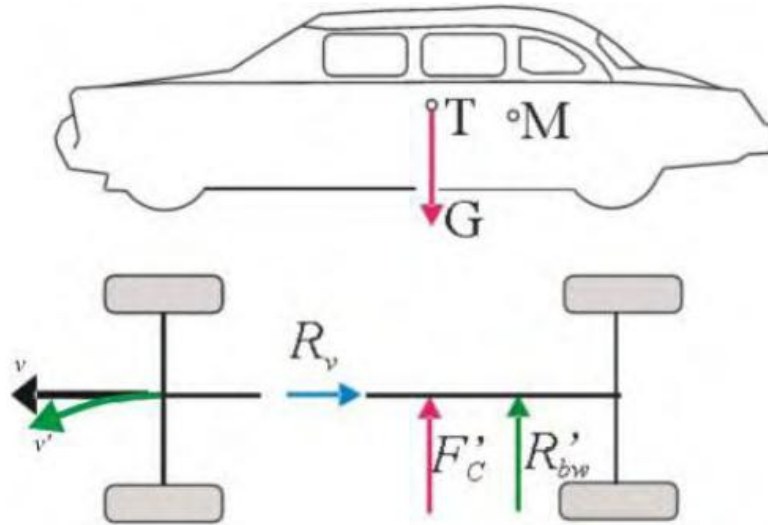


Слика 15. Шема сила при дејству бочног ветра на возило када је метацентар бочне површине испред тежишта [5]

Сила ветра (чеоног-  $R_v$  и бочног -  $R_{bw}$ ) дејствују у метацентрима својих површина  $M$ , чији је положај дефинисан искључиво обликом површине на коју ветар дејствује, тако да може да буде испод или изнад тежишта  $T$  (при чеоном ветру) и испред односно иза тежишта, при дејству бочног ветра.

Дејство бочне силе  $R_{bw}$  на возило условљава његово скретање са правца и то тако, када је метацентар бочне површине испод тежишта возила (као на слици 15.), исто почиње скретање у правцу дејства ветра. Ово скретање проузрукује центрифугалну силу  $F_c$ , која дејствује у тежишту возила и при том, са силом ветра, образује момент, који још више увећава тенденцију скретања са правца.

Насупрот напред реченом, када је метацентар бочне површине иза тежишта возила (силка 16.), дејством бочног ветра  $R'_{bw}$ , возило почиње скретање супротно од смера дејства ветра.



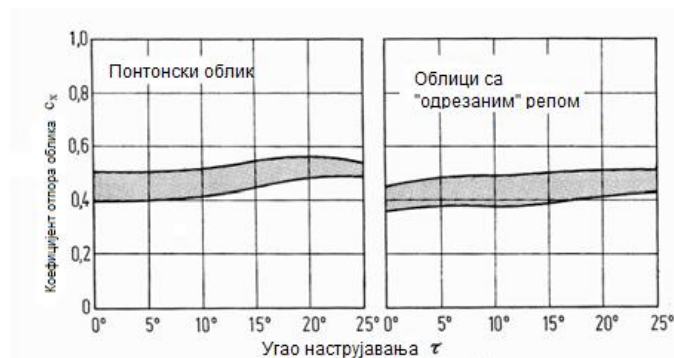
Слика 16. Шема сила при дејству бочног ветра на возило када је метацентар бочне површине иза тежишта [5]

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 са каросеријом типа “караван” су стабилнија на дејство бочног ветра од одговарајућих њима сличних типова као на пример возила облика “лимузина”.

### 3.7.1 Утицај бочног ветра на коефицијент отпора облика $c_x$

Резултујући угао наструјавања ваздуха на возило делује и на промену величине коефицијента отпора облика  $c_x$ . Испитивања су показала да ове промене нису значајне те да је занемаривање утицаја ветра на отпоре кретања и са овог становишта оправдано.

На слици 17. дат је утицај бочног ветра на величину коефицијента отпора облика.



Слика 17. Утицај бочног ветра на величину коефицијента отпора облика  $c_x$  [4]

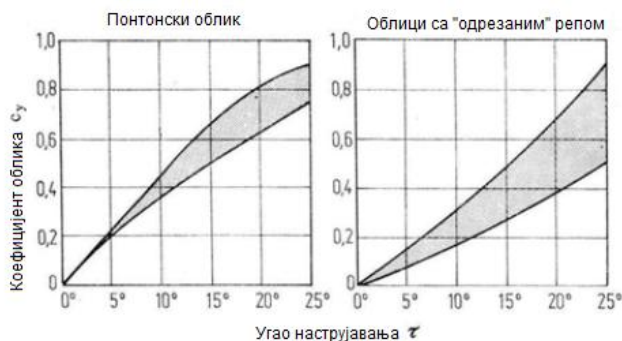
За израчунавање отпора ваздуха при кретању аутомобила, може се поставити и израз за израчунавање сила којом бочни ветар делује на аутомобил:

$$(4.37) \quad F_{vy} = R_{bw} = c_{y\tau} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_y^2$$

где су:

- $F_{vy} - R_{bw}$  -сила бочног ветра;
- $c_{y\tau}$  -коефицијент аеродинамичности у „у“ правцу од угла наструјавања  $\tau$ ;
- $A$  -чеона површина возила;
- $v_y$  -компонента брзине ветра управна на бок аутомобила; у пракси се узима брзина возила  $v$ .

На слици 18. Дато је расипање величине  $c_{y\tau}$  за више измерених модела аутомобила а у зависности од угла наструјавања  $\tau$ . Видљиво је да величина коефицијента облика  $c_y$  практично линеарно зависи од величине угла наструјавања  $\tau$ .



Слика 18. Расипање величине  $c_{y\tau}$  за више измерених модела аутомобила а од зависности од угла наструјавања [4]

Брзина бочног ветра у функцији угла наструјавања и брзине возила дата је са:

$$(4.38) \quad v_y = v \cdot \tan \tau \approx v \cdot \tau$$

Обзиром да су углови наструјавања за интересно подручје већих брзина, грешка учињена заменом  $\tan \tau \approx \tau$  је занемарива.

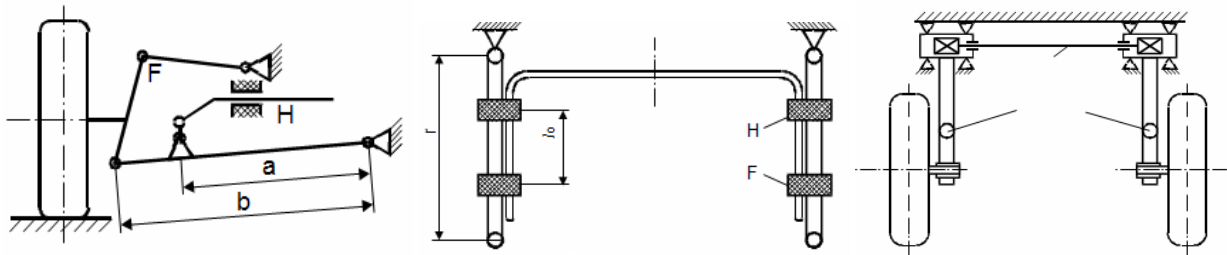
Користећи израз (4.38), једначину (4.37) можемо трансформисати у следећи облик:

$$(4.39) \quad F_{vy} = c_{y\tau} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \frac{c_{y\tau}}{\tau} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \tau \cdot v \cdot v$$

$$F_{vy} = \frac{c_{y\tau}}{\tau} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_y \cdot v$$

### 3.8 Утицај стабилизатора као део система еластичног ослањања на бочну стабилност возила

Еластично ослањање возила има и своје негативне последице, што се огледа у бочном нагињању возила при кретању у кривини, и у погоршању карактеристика стабилности. У циљу смањивања бочних нагињања возила користе се стабилизаторске опруге – стабилизатори и то најчешће торзиони. Механички торзиони стабилизатор по конструкцији је веома једноставан. Може да буде постављен попречно и уздужно у односу на уздужну осу возила. Обично се изводи у облику двокраке полуге као целина, а причвршћен је за оквир возила преко стега са тврдом гумом, а вођицама се повезује са везним полугама. Улога стабилизатора је да се торзијом супростави бочном нагињању возила у случају када се један точак издиже, тј. да као сила реакције притискивањем супротног точка на коловозу исправља возило и не дозвољава његово бочно нагињање. На слици 19. дате су шеме различитих изведби стабилизатора.



Слика 19. Шеме стабилизатора [2]

#### 4. Савремени системи побољшања бочне стабилности возила

Управљање возилом у условима граничног пријањања између пнеуматика и тла по коме се оно креће представља изузетно тежак задатак са којим се суочава "просечан" возач. У таквим, у погледу безбедности веома ризичним ситуацијама, возач, изненађен нежељеним понашањем возила, често реагује исхитрено и панично губећи на тај начин контролу над возилом.

Познато је да осетљивост момента заокретања возила, с обзиром на промене угла заокретања точка управљача, брзо опада са порастом његовог угла клизања. При великим угловима клизања возила, промене угла заокретања точка управљача имају мали утицај на промену момента заокретања самог возила, иако је тада апсолутна вредност овог момента скоро једнака нули. У овом случају велики углови клизања подразумевају вредности при којој крива зависности коефицијента пријањања од угла клизања пнеуматика достиже свој максимум. Зато се, на сувим површинама, маневарске способности возила губе при угловима клизања возила који прелазе  $10^\circ$ , док у случају кретања по збијеном снегу овај угао износи приближно  $4^\circ$ .

Неопходно је истаћи да се "просечно" возачко искуство заснива углавном на управљању возилом по површинама са релативно високим коефицијентом пријањања, те логика управљања најчешће остаје иста и у ситуацијама које су знатно неповољније са аспекта безбедности у саобраћају. Наиме, нереално је очекивати да возач, у сваком тренутку, препознаје карактеристике тла по коме се његово возило креће и да према томе "прилагођава" управљање. Веома је тешко, у тренутку, сагледати границу бочне стабилности возила имајући у виду чињеницу да се она битно мења при променама које се дешавају у самом контакту пнеуматика и тла. Имајући ово у виду, стварно кретање возила у реалним условима може у знатној мери да одступа од жељеног што представља један од основних проблема у систему возач-возило-околина. Непредвидиво понашање возила и неадекватно реаговање возача у оваквим приликама представљају стални извор инцидентних ситуација у саобраћају.

С обзиром на ове чињенице, општа тенденција савременог пројектовања возила огледа се у новим конструкцијама и техничким решењима чијом се апликацијом минимизирају појаве неефективног понашања возила при кретању у критичним условима са аспекта пријањања. Девијације у области динамичке стабилности возила неопходно је, стога, свести у оптималне границе које одговарају "просечном" возачу лишавајући га, на тај начин, непријатних и нетипичних ситуација чији је исход неизвестан, а у великом броју случајева и веома неповољан. Неопходност да се возило, а самим тим и услови околине, прилагоде возачу, редукујући у извесној мери његове обавезе при управљању, постао је суштински императив конструктора.[9]

У савременом свету се, зато, интензивно ради на развоју нових и усавршавању постојећих система чија је улога да „ препознају “ нежељено кретање возила и да на основу тога адекватно реагују. Трендови у истраживачком и развојном раду су се проширили на стварање комплетнијег система контроле возила, заснованог на функционалној интеграцији система на возилу. У том смислу, интегрисање система који се односе на понашање возила при кретању у једну функционалну целину представља даљу еволуцију глобалног система управљања динамичком стабилношћу возила.

Више светских произвођача возила и њихових компоненти представило је ове системе од којих су неки већ нашли примену. Иако названи различитим именима, њихово функционисање засновано је на истим принципима који заправо представљају даљу еволуцију против-блокирајућих и против-проклизавајућих система на возилу при чему су уведени нови, за остварење наведеног циља, неопходни елементи.

#### **4.1 Систем контроле проклизавања точкова TCS, ASR**

Систем који контролише проклизавање погонских точкова обично се зове систем контроле проклизавања TCS (Traction Control Systems) или ASR (Antriebs Schlupf Regelung). Најчешћа примена овог система је уз ABS.

Да би се возило могло кретати у кривини, на погонској осовини неопходан је диференцијал који ће омогућити да се унутрашњи точкови крећу са мањим бројем обртаја него спољни. На пример, када возило пролази кроз десну кривину, десни точак погонске осовине се обрће са мањим бројем обртаја, самим тим и мањом брзином, него што то чини леви точак возила. Ова функција диференцијала може довести до губитка вуче када се погонски точкови налазе на различитим подлогама. Тако, ако имамо ситуацију да једна страна погонске осовине се налази на клизавој подлози (подлога са мањим коефицијентом пријањања) док је друга страна погонске осовине на подлози која има већи коефицијент пријањања. У тој ситуацији ће доћи до проклизавања точка који је на клизавој подлози док други точак ће мировати те возило се неће покренути. Губитак вуче потиче од чињенице да диференцијал преноси на обе стране погонске осовине онолико обртног момента колико може пренети слабија страна. Кад се каже „може пренети“ мисли се на то колико је могуће обртног момента пренети са точка на подлогу.

Тако је потребан веома мали обртни момент да се точак који је на површини са мањим коефицијентом пријањања покрене док тај обртни момент није довољан да се покрене возило, то јест обртни момент је мањи од отпора кретања.

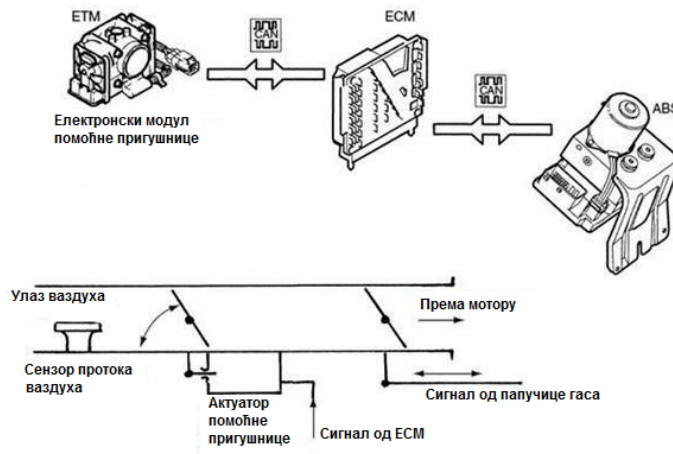
- **Методе регулације проклизавања**

Проклизавање точкова може бити регулисано на разне начине а своди се на две врсте контроле и то путем кочења точка и путем смањивања снаге (обртног момента) која долази до точкова. Метода кочења точка који проклизава је бржа, али се у ствари користи комбинација ове две методе. Проблем код кочења точка настаје када дође до проклизавања оба погонска точка (код интензивног старта) где се јавља преоптерећење кочница и трансмисије возила. Код комбинације ове две стратегије, прво делује кочење точка а затим се смањује обртни момент на мотору да би се растеретила трансмисија возила.

Најчешће коришћени систем регулације јесте путем кочења точка који је проклизао. Контрола проклизавања омогућава да се кочењем точка који је проклизао омогући преношење обртног момента на точак који мирује. Кад се обезбеди кретање возила, кочница се деактивира те се може наставити са „нормалном“ вожњом.

Контрола проклизавања се може извршити и на начин да се путем смањивања довода горива или пригушењу на усису ваздуха смањи снага на излазу из мотора те тиме спречи проклизавање једног од погонских точкова.

На слици 20. Је шематски приказана регулација смањења момента путем пригушења довода ваздуха у мотор.



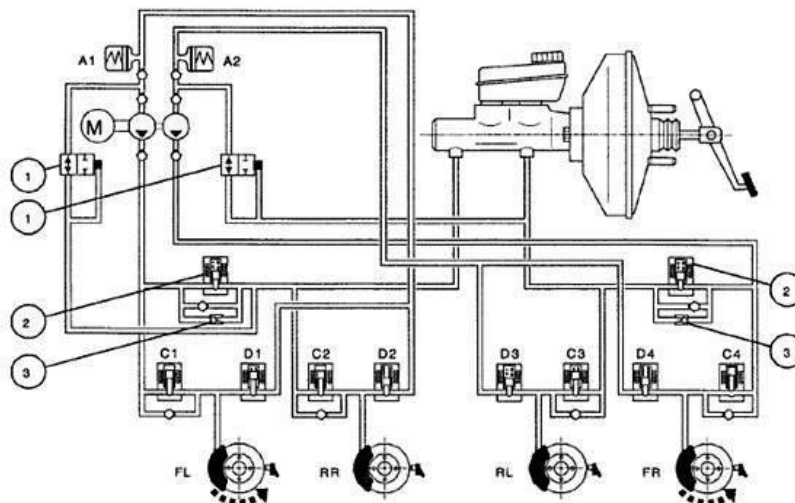
Слика 20. Електронска контрола додатног лептира за контролу проклизавања [7]

ЕЦМ је командна јединица АСР-а (ТКС-а) те када она „схвати“ да је дошло до проклизавања једног од погонских точкова, шаље сигнал модулу секундарног лептира који врши пригушење усиса. Када се врши кочење проклизалог точка, ЕЦМ пошаље сигнал АБС (Anti-lock Brake System) модулу који точак је потребно закочити.

АБС систем садржи скоро све потребне елементе за кочење точка који је проклизао. Међутим, неопходно је обезбедити додатне вентиле на модулатору притиска

као и још неке додатне елементе који су потребни за контролу проклизавања. На слици 21. Представљена је шема модулятора притиска ASR-а који се користе код неких возила.

За разлику од модулятора притиска који користи ABS, модулатор притиска ASR-а садржи додатне хидрауличке вентиле (1), соленоидне вентиле (2) и бај-пас вентиле (3). Систем са слике 25. се односи на возило са погоним на предње точкове тако да се треба концентрисати на кочнице за предњи леви (FL) точак и предњи десни (FR) точак. Ако се предпостави да је детектовано проклизавање на предњем десном точку (FR) што би значило да је потребно активирање кочнице на предњем десном точку. Соленоидни вентил (2) се затвара што значи да је блокирана веза између пумпе (M) и главног кочионог цилиндра. Улазни вентил (C1) за предњи леви точак се затвара што спречава активирање кочнице на том точку. Пумпа за подизање притиска се активира те ради континуално. Флуид који је потребан за кочење узима се од главног кочионог цилиндра преко хидрауличног вентила (1) те га пумпа потискује према предњем десном точку преко улазног вентила (C4). Када се брзина предњег десног точка изједначи са брзином предњег левог точка тада се деактивира кочница на предњем десном точку.



Слика 21. Систем контроле проклизавања [7]

Опет се активира кочница све до те мере док возило не пође да се нормално креће без проклизавања точка. У овом случају, када се контролише предњи десни точак (FR), контрола се одвија манипулацијом улазног вентила (C4) и излазног вентила (D4). Када командна јединица утврди да се возило креће нормално, без проклизавања точка, пумпа се гаси, соленоидни вентили (2) се отварају те се вентили (C4) и (D4) враћају у положај нормалног кочења возила. Бај-пас вентил (3) има функцију да на одређеном притиску пропушта вишак кочионог флуида према резервоару главном кочионом цилиндру. Разлог

томе је што је у овом случају потребно више флуида за кочење него је то случај при класичном кочењу возила.

ASR мора да спречи да точак проклиза током поласка или убрзавања у следећим ситуацијама на путу:

- Када излазимо са залеђеног паркинга или аутобуске станице, када убрзавамо у кривини, када полазимо на узбрдици или на путевима који су клизави на једној половини, ASR контролише оптималан проток уз помоћ контролера притиска кочења на точку који проклизава;
- Слично блокираном точку, точак који проклизава може да пренесе само мале бочне силе, управљање може постати нестабилно или задњи крај возила може да "заплеше". ASR држи возило под контролом и повећава безбедност;
- Точак који проклизава доводи до прекомерног хабања пнеуматика и механичког напрезања погонског моста (диференцијал). Ова опасност се повећава када точак који проклизава изненада "ухвати" за не-клизаву подлогу. ABS онемогућује да се ово деси;
- ASR мора увек бити спреман и мора се укључити аутоматски по потреби. ASR користи разлику проклизавања између точкова који се окрећу да би направио разлику између бочног отклизавања и проклизавања. Са механичком блокадом, пнеуматици се хабају у оштрим кривинама али ASR систем ту појаву спречава. Чак и блокада диференцијала не може да спречи проклизавање ако возач нагло убрзава. Овако ASR контролише снагу мотора тако да точкови "држе" за подлогу.
- Возач се преко контролне лампице упозорава када достиже границу физичког лимита.

## **4.2 Електронска контрола стабилности возила (ESP)**

### **4.2.1 Историјски развој**

Развој данашњих аутомобила сеже из 1886. године када је представљен први аутомобил, који је настао убрзо након настанка мотора са унутрашњим сагоревањем. Временом ова верзија која је представљала, наизглед просто возило развила се у возила данашњице, приказано на слици 26., која је знатно већих снага, са могућношћу развијања веома великих брзина.

Сама снага и брзина довеле су до смањења безбедности при вожњи у саобраћају. Када се каже безбедност првенствено се мисли на то да возило задржи одређен правац, тј. да се не изгуби контрола над возилом. Томе првенствено помажу многобројни електронски системи који имају за улогу да повећају безбедност човека у возило, тако и оних који се

налазе ван њега. Један од тих система јесте „Електронска контрола бочне стабилности возила – ESP“ (*Electronic Stability Control*).



Слика 22. Развој аутомобила кроз време

У периоду од 1987-1992 као део сарадње између Mercedes-Benz и Bosh-а настао је ESP као плод изумитеља Антон Теодор Ван Зантена и Армин Милера који су руководили заједничким пројектом. Веома брзо светски произвођачи видели су ефикасност овог система и прате тренд, тако што исти систем само са различитим називима, који има исту функцију, уграђују у своја возила.

#### 4.2.2 Примена система ESP

ABS систем контролиша обртање точкова у току процеса кочења возилом те настоји да спречи блокаду точкова како би обезбедио што боље кочење. ASR користи информације са истих сензора броја окретаја точкова као и ABS, али овај систем настоји одржати брзину обртања погонских точкова приближно истој као што је код осталих точкова. Ослањајући се на претходна два система, електронски програм стабилности (у даљем тексту ESP) настоји да одржи возило у стабилном кретању при екстремним маневрисањима возилом.

Стабилност возила се може дефинисати као способност возила да се креће у различитим условима експлоатације по задатој трајекторији без клизања једног или више точкова и без превртања. При маневрисању возилом, као последица инерционих сила које делују у бочном правцу возила јављају се бочне реакције подлоге. Бочне силе (инерционе силе) настоје не само извести возило из његовог правца кретања, него га и преврнути око додирне тачке точка и подлоге. Бочне силе делују на некој висини од површине подлоге (у тежишту возила) док силе реакције подлоге се јављају у равни подлоге. Заношење задње

осовине код већине возила не само да је вероватније него је и опасније од заношења предње осовине. Да би се избегао губитак стабилности и обезбедило сигурно кретање кроз кривину неопходно је смањити брзину пре почетка кривине, посебно на влажном и клизавом коловозу. У супротном долази до подуправљивости или надуправљивости, то јест губи се стабилност возила.

У скоројој прошлости доста се радило на развоју система контроле стабилности возила који спречавају возило од заношења и клизања при кретању кроз кривину и при избегавању препрека на путу при великим брзинама. Тај систем се често назива и систем контроле момента закретања као и електронски систем стабилности. Најчешће коришћен назив је ESP (Electronic Stability Programme) стим да неки произвођачи користе друге називе, а неки од њих су:

|                                    |                                                                                 |
|------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|
| Electronic Stability Program (ESP) | Audi, Bentley, Holden, Hyundai, Jeep, Lamborghini, Mercedes-Benz, Opel, Peugeot |
| Vehicle Stability Assist (VSA)     | Acura, Honda                                                                    |
| Dynamic Stability Control (DSC)    | BMW, Jaguar, Mazda, Land Rover, MINI, Rover Group                               |
| StabiliTrak                        | Cadillac, Chevrolet                                                             |
| Controllo Stability (CST)          | Ferrari                                                                         |
| Vehicle Dynamic Control (VDC)      | Infiniti, Subaru, Fiat                                                          |
| Maserati Stability Program (MSP)   | Maserati                                                                        |
| AdvanceTrac                        | Mercury                                                                         |

Табела 3. Различити називи ESP

Електронски програм стабилности је осмишљен да помогне возачима у одржавању контроле возила у екстремним управљачким маневрима. ESP осети када возач над возилом губи контролу те покушава исправити возило тако што аутоматски регулише момент мотора те врши кочење на појединим точковима.

#### 4.2.3 Типови контроле стабилности возила

Постоје три типа контроле стабилности, и то:

1. Систем регулације путем кочења (*Differential Braking*). Систем који користећи ABS и ASR кочењем појединих точкова неутралише момент заокретања.
2. *Steer-by-Wire* систем (управљање путем жице). Систем који као улаз има жељени угао управљачких точкова од стране возача, а редукцијом угла управљања он контролише улазак возила у кривину.
3. Активна расподела обртног момента. Систем који користи диференцијал те управљајући њиме врши расподелу момента до свих точкова. Када се каже

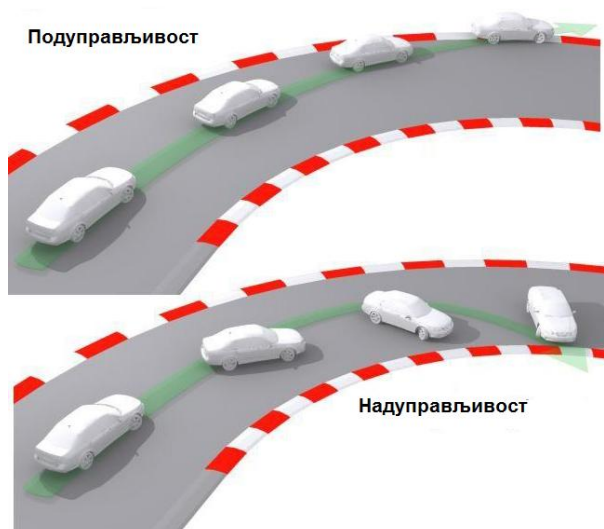
расподела мисли се на различите вредности момента. Овај систем врши не само контролу момента заокретања него и регулише проклизавање.

Највећу пажњу као и примену има систем регулације путем кочења. *Steer-by-Wire* систем највећу пажњу има од стране истраживача. У новије време све већу пажњу привлачи систем активне расподеле обртног момента који ће у будућности имати највећу примену.

#### 4.2.4 Подуправљивост и надуправљивост

Изрази подуправљивост и надуправљивост се односе на кретање возила кад оно изгуби стабилност, то јест кад дође до клизања задњих или предњих точкова при кретању возила у кривини. На слици 23. дати су случајеви подуправљивости и надуправљивости.

Подуправљивост је термин за понашање возила које при кретању у кривини прави већи радијус скретања од радијуса који би описало возило да се креће у смеру у којем су усмерени управљачки точкови. Другим речима, подуправљивост је стање када возило не прати путању кретања које му намеће возач при кретању у кривини због тога што су углови клизања точкова на предњем крају возила већи од оних на задњем крају возила. Подуправљивост се дешава када предњи точкови имају повећано клизање при кретању возила у кривини, што узрокује да предњи део возила има мање пријањање те није у могућности да прати задану путању кретања.



Слика 23. Пример подуправљивости и надуправљивости[10]

Надуправљивост је феномен који се може појавити код возила при кретању кроз кривину. За возило се каже а је надуправљиво када задњи точкови не прате кретање

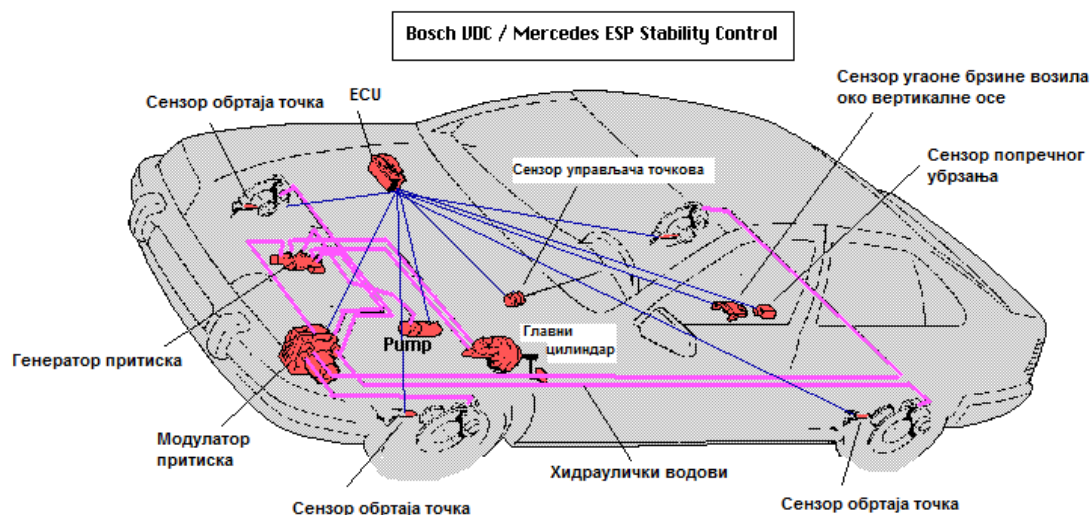
предњих точкова него клизе према спољној страни кривине. Појава надуправљивости може довести до тога да се возило занесе. Овај ефекат је супротан подуправљивости. Тенденција возила надуправљивости зависи од више фактора као што су коефицијент пријањања, аеродинамичност, еластични ослањање возила, контрола возача, итд.

#### 4.2.5 Компоненте електронског програма стабилности

ESP обухвата следеће компоненте :

- сензор угла управљача;
- сензор попречног убрзања;
- сензор угаоне брзине око вертикалне осе;
- сензор броја обртаја точкова;
- електронска управљачка јединица (ECU);
- извршни орган (модулятор притиска у кочионом систему).

Компоненте електронске контроле стабилности су приказане на слици 24.



Слика 24. Компоненте ESP-а [7]

Сензори у правилу претварају физичке величине у електричне величине. За један неометан заједнички рад сензора, управљачке јединице и извршних јединица (кочнице, свећице, лептир карбуратора) потребно је стално и међусобно контролисање као и

неосетљивост према околним утицајима и независност о раду возила (сигурност функционисања током дугог временског периода).

Управо код ESP-а сигурност особа у возилу и других учесника у саобраћају зависи најпре од поузданости рада сензора. Подаци добијени из обимних пробних вожњи и симулација су оцењени и на основу њих су дефинисани захтеви који се траже од сензора. Величине које се преносе морају за време целокупног животног века сензора бити снимљене са високом прецизношћу и прослеђене управљачкој јединици. Њихово брзо оцењивање и прецизно реаговање у свакој ситуацији током вожње и током рада возила морају бити са високим степеном сигурности.

**Сензор угла управљача-** Познавање угла управљача омогућава израчунавање потребног правца кретања возила, то значи да помоћу информација са сензора управљача ECU има информацију о жељи кретања возача. Сензори за мерење угла управљача спадају у групу позиционих сензора. Сензор угла управљача има радну област од  $720^{\circ}$ .

**Сензор попречног (бочног) убрзања-** Информација са сензора попречног убрзања је потребна због рачунања инерционе силе у попречном правцу на возило која делује при маневрисању возилом.

**Сензор угаоне брзине око вертикалне осе-** Сензор угаоне брзине мери обртно кретање возила око његове вертикалне осе, нпр. при уобичајеној вожњи у кривини, али такође и при клизању возила. Уређаји за мерење угаоне брзине возила око вертикалне осе називају се жироскопи.

**Сензор броја обртаја-** На основу сигнала сензора броја обртаја управљачка јединица има податак о бројевима обртаја појединих точкова.

**Електронско управљачка јединица-** Управљачка јединица преузима електричне и електронске сигнале и све управљачке функције система као:

- опскрбљивање струјом прикључених сензора;
- обухватање радних стања компонената;
- прикупљање и обрада података (издавање сигнала на извршне јединице);
- надгледање исправности компоненти;
- умрежавање са другим управљачким јединицама.

Уградња електронске управљачке јединице је предвиђена као засебна јединица али такође и у заједничкој уградњи са хидроагрегатом.

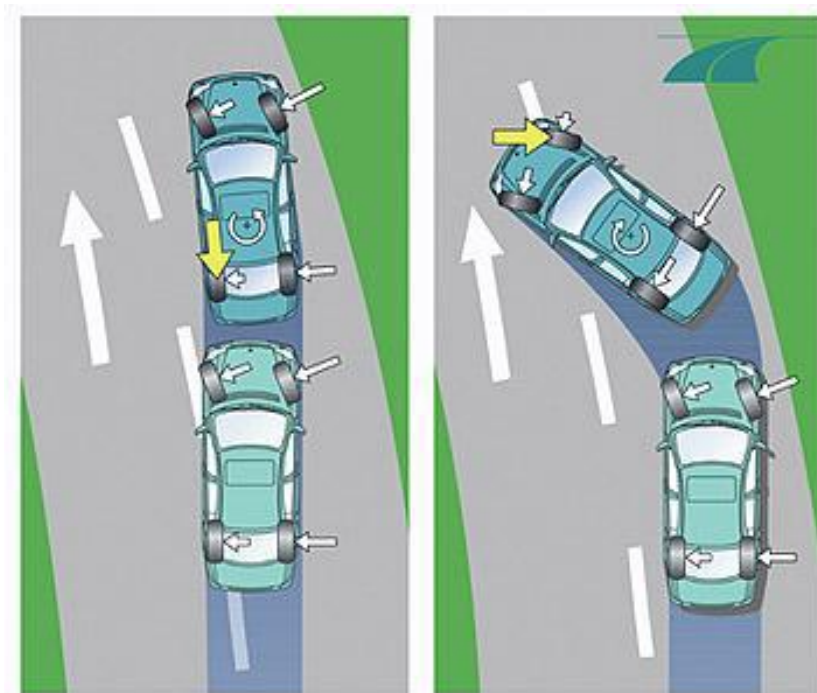
Управљачка јединица на основу сигнала које прима од сензора угла управљача, оптерећења мотора и података о вожњи (нпр. брзина кретања возила) установљава потребно понашање возила а на основу добијених података за попречно убрзање и угаону брзину, коју прима од сензора угаоне брзине, тренутно понашање возила. Из установљеног одступања микрокомпјутер рачуна потребне корекционе мере и за то потребне величине на извршним јединицама. Немерљиве величине (нпр. величина пријањања између пнеуматика и подлоге, уздужна и попречна брзина возила) се од стране рачунара претпостављају из предочених података. Регулацијски процес се стално контролише и по потреби мења, нпр. када се карактеристика површине коловоза мења или када возач врши одређене корекције.

**Модулатор притиска кочионог система-** Модулатор притиска проводи наредбе управљачке јединице и управља преко магнетних вентила притиском у одговарајућим цилиндрима зависно шта се дешава са возилом (у коју страну је окренут управљач те да ли је дошло до подуправљивости или надуправљивости). ESP као извршни орган најчешће користи модулатор притиска од ABS-а.

#### 4.2.6 Принцип рада ESP система

ESP прати промену момента око вертикалне Z осе, који настаје од сила које делују на возило, са циљем побољшања стабилности возила у смислу избегавања подуправљивости или надуправљивости. ESP (електронско управљачка јединица овог система) прима информације од разних сензора те користећи те информације софтвер има могућност да корак по корак одреди понашање (кретање) возила. Упоредивањем наведеног (процењеног) кретања возила са идеалним кретањем, који ECU има похрањеног у меморији, овај систем је у могућности да схвати да ли је кретање возила стабилно или је кретање такво да је возач изгубио контролу.

Принцип рада може се објаснити на примеру да се возило креће кроз леву кривину, што је показано сликом 25. Ако ESP детектује да је дошло до надуправљивости, тада ће ECU дати сигнал за кочење предњег десног точка. Таквим поступком се на точку развија негативна подужна сила те у исто време смањује бочна сила. Оба наведена ефекта доприносе смањењу угаоног убрзања, што је начин да се спречи проклизавање возила. По сличним принципима, ако ESP детектује да је дошло до подуправљивости, тада ће ECU дати сигнал за кочење задњег левог точка.



Слика 59. Утицај ESP-а на кретање возила

Слично претходном се дешава када се возило креће по десној кривини. Ако ESP детектује да је дошло до надуправљивости, тада ће ECU дати сигнал за кочење предњег левог точка. Ако ESP детектује да је дошло до подуправљивости, тада ће ECU дати сигнал за кочење задњег десног точка.

У оба случаја се на инструмент табли пали контролна лампа као знак активације система, што је и приказано на слици 26.



Слика 26. Упозорење да је ESP систем реаговао

#### 4.2.7 Шема рада ESP система



Слика 27.Шема рада ESP-а

На слици 31. приказана је шема принципа деловања ESP-а. Сензори мере и прикупљају информације о кретању возила, и на основу тих информација дају две врсте понашања возила:

1. Жељено – оно понашање возила које је возач намерио
2. Стварно – онакво какво јесте и зависи од могућности пута

Та два стања се упоређују и у случају надуправљања и подуправљања активира се систем који доноси одлуку о даљем кретању возила. Одлука о даљем кретању возила шаље се у облику кочионих сигнала на предњу или задњу осовину, све зависно од путање коју је замислио возач.

#### 4.2.8 Помоћни системи ESP-a

Примарна намена ESP система, као што је већ речено, јесте одржавање путање возила, тј. спречавање било каквог проклизавања. То се постиже уклапањем овог система у постојеће системе, као што су систем против блокирања точкова, ABS (Anti - lock Braking System) и систем против пролизавања TCS (Traction Control System) системи. То показује да ESP није независан систем, већ се састоји из више других система. ESP систему могу се придодати још и BA (Brake Assist – помоћ при кочењу) и EBD (Electronic Brakeforce Distribution – електронска прерасподела силе кочења). Основа свега јесте да ESP контролише рад кочница и мотора возила. Рад кочница се контролише првенствено путем ABS-a, и његових помоћних система.

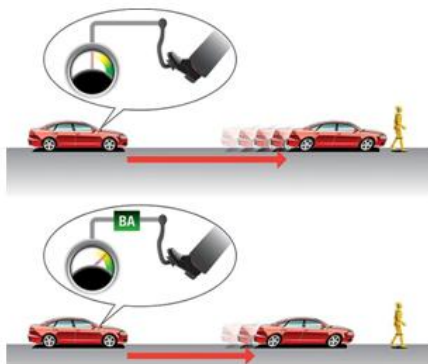
- **ABS систем:**



Слика 28. Изглед ESP-a

Основна функција ABS система је спречавање блокирања точкова приликом кочења. На точковима постоје давачи сигнала, приказано на слици 28., који непрестално мере брзину сваког точка. Пре него што ће точак заблокирати притисак кочења на датом месту ће се смањити. Када прође опасност од блокирања точка притисак кочења се опет примењује. На тај начин помаже возачу да задржи контролу над возилом. Када је ABS активан на папучи за кочење возач осећа благо пулсирање. Самим тим и одржавање управљивости и стабилности возила, истовремено обезбеђује краћи пут заустављања на већини путних подлога, у односу на пут заустављања возила чији су точкови блокирани.

- **BA систем:**



Слика 29. Возило са и без BA система[10]

## 5.Закључак

На основу свега наведеног, може се рећи да је испитивање параметара који утичу на бочну стабилност возила, као и бројне величине проузроковане самом попречном дијамиком возила, веома сложен и комплексан задатак. Велики број чинилаца, преко којих се може дефинисати поречна стабилност возила, захтева одређено предзнање из разних области као што су одређивање координата тежишта на возилу, геометрије криволинијског кретања возила, и свих сила које делују на возило током криволинијске вожње.

Стабилност аутомобила представља његову способност да се креће различитим условима експлоатације по задатој трајекторији без клизања једног или више тачкова. Према томе, потребно је анализирати све могуће случајеве у којима постоји могућност нарушавања стабилности возила, а они су: праволинијско кретање аутомобила на попречно нагнутом путу, заокретање аутомобила на попречно нагнутом путу, заокретање аутомобила на хоризонталном и попречном нагнутом путу и клизање једне осовине. Поред претходно наведених случајева, стабилност аутомобила изложена је ризку и при дејству бочног ветра. Битно је још напоменути да се наведени случајеви користе при дефинисању бочне стабилности возила, и да се њиховом анализом долази до одговарајућих сазнања о самом понашању возила у одређеним ситуацијама што је од круцијалне важности за пројектовање будућих система који манифестују активну безбедност возила.

Савремени системи побољшања бочне стабилности возила представљају еволуцију у смислу даљег унапређења релације возач-возило-околина. Најважнији представници ових система су ASR и ESP, чији су типови, примена и принцип рада претходно описани у овом раду.

Досадашња истраживања и тестирања су показала да аутоматска контролу стабилности возила доприноси смањењу броја саобраћајних незгода. Највећи узрок незгода са фаталним последицама јесу управо оне због изненадних ситуација и проклизавања аутомобила. ESP помаже да се возило одржи на својој путањи, што је коректно у САД помогло да се годишње спаси преко 7000 живота, што је око 30% мање несрећа са трагичним исходом, па се као такав и као тежња данашњих инжењера ускоро очекује да буде и законски стандард за све аутомобиле који се буду продавали на тржишту.

## 6. Литература

- [1] СтојићБ.: Теорија кретања друмских возила-скрипта; Факултет техничких наука, Нови Сад, фебруар, 2012.
- [2] ФилиповићИ.: Мотори и моторна возила; Машински факултет универзитета у Тузли, фебруар, 2006.
- [3] СимићД.: Моторна возила; Научна књига, Београд 1988.
- [4] КнорП.: Динамика моторних возила-скрипта; Машински факултет Сарајево, 2005/2006.
- [5] СтефановићА.: Друмска возила-основи конструкције; Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност саобраћаја Машинског факултета у Крагујевцу, Ниш, 2010.
- [6] ДедукићС.: Моделирање система активне сигурности моторних возила-магистарски рад, Сарајево, 2010.
- [7] <http://www.aa1car.com/library/bsb1097.html>, приступљено 25.08.2013.год.
- [8] ДемићМ.,Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [9] ЈанковићА., Александровић Б.: Систем активне безбедности на возилу, Машински факултет Крагујевац-скрипта, Машински факултет у Крагујевцу.
- [10] Ташовић И., Ђорђевић А., Стојановић Н.: Електронска контрола бочне стабилности возила-семинарски рад из предмета Безбедност саобраћаја, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, 2013.
- [11] ЈанковићА.,Симић Д.: Безбедност аутомобила, DSP – mecatronic, Крагујевац, 2006.
- [12] КуловићМ.,Драшковић В.: Реални ефекти аутоматске контроле стабилности аутомобила, Зборник радова, Златибор 2010.