

Mašinski fakultetu u Beogradu  
*Katedra za motorna vozila*  
Projektovanje vozila

Prof. dr Ivan Blagojević

## Projektovanje sistema oslanjanja i upravljanja



# Sadržaj

- Zadaci sistema oslanjanja
- Tipovi sistema oslanjanja
- Parametri sistema oslanjanja i njihova promena
- Kinematika sistema oslanjanja
- Opterećenja u sistemu oslanjanja
- Oscilatorna udobnost
- Sistem za upravljanje

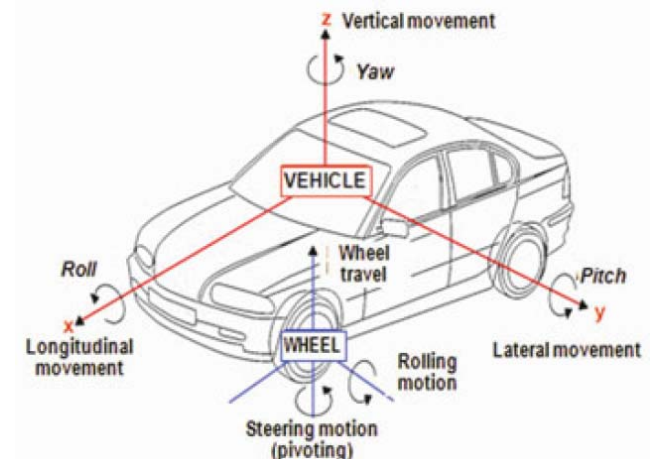
## Zadaci i elementi sistema oslanjanja

Sistem za oslanjanje treba da omogući:

- prihvatanje (vertikalnih) sila na točku koje nastaju usled kretanja po neravnom putu i smanjivanje njihovog uticaja na karoseriju vozila obezbeđujući time potreban komfor;
- prihvatanje reaktivnih sila na točku koje nastaju usled skretanja, kočenja ili ubrzanja;
- vođenje točka u prostoru projektovanom kinematikom koja podrazumeva odgovarajuće uglove i pomeranja točka;
- što bolji kontakt pneumatika i tla;
- kontrolisano naginjanje, galopiranje i zanošenje karoserije.

Elementi sistema oslanjanja:

- elementi za vođenje točka – vođice;
- elastični elementi (opruge);
- prigušni elementi (prigušivači ili amortizeri).



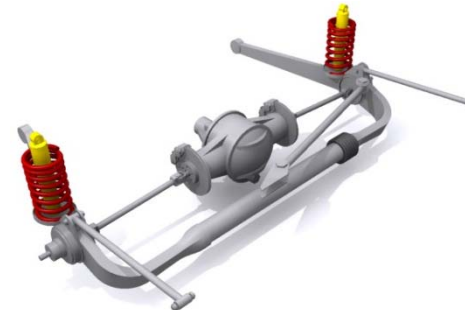
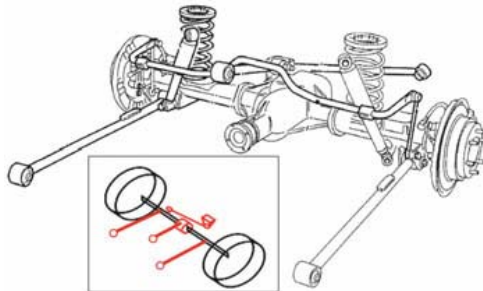
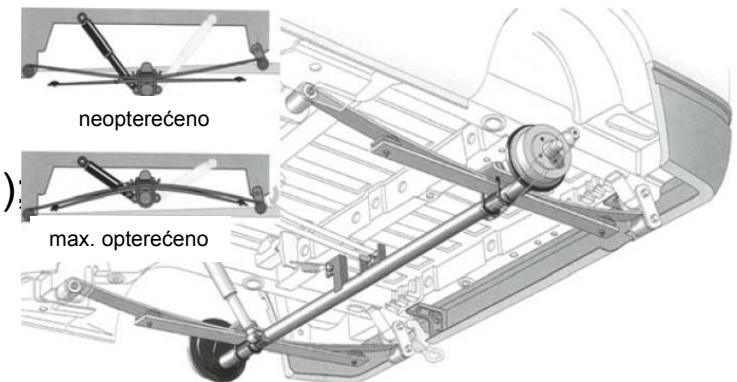
# Tipovi sistema oslanjanja – zavisno oslanjanje



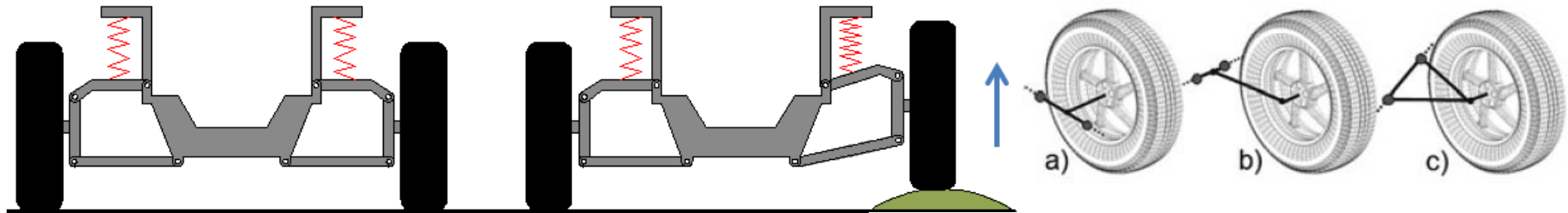
osobine:

- ✓ jednostavno i ekonomično rešenje;
- ✓ robustno i izdržljivo za velika opterećenja;
- ✓ visok centar naganjanja;
- ✓ identična orijentacija točkova;
- ✓ moguća velika (vertikalna) pomeranja (terenska vožnja);
- ✓ nema promene traga točka.

- pomeranje jednog točka izaziva pomeranje drugog;
- velike neoslonjene mase;
- nije moguće postići najoptimalniji položaj točka (ugao bočnog nagiba i usmerenosti točka), a samim tim ni kontaktnu površinu;
- zauzima veliki prostor.

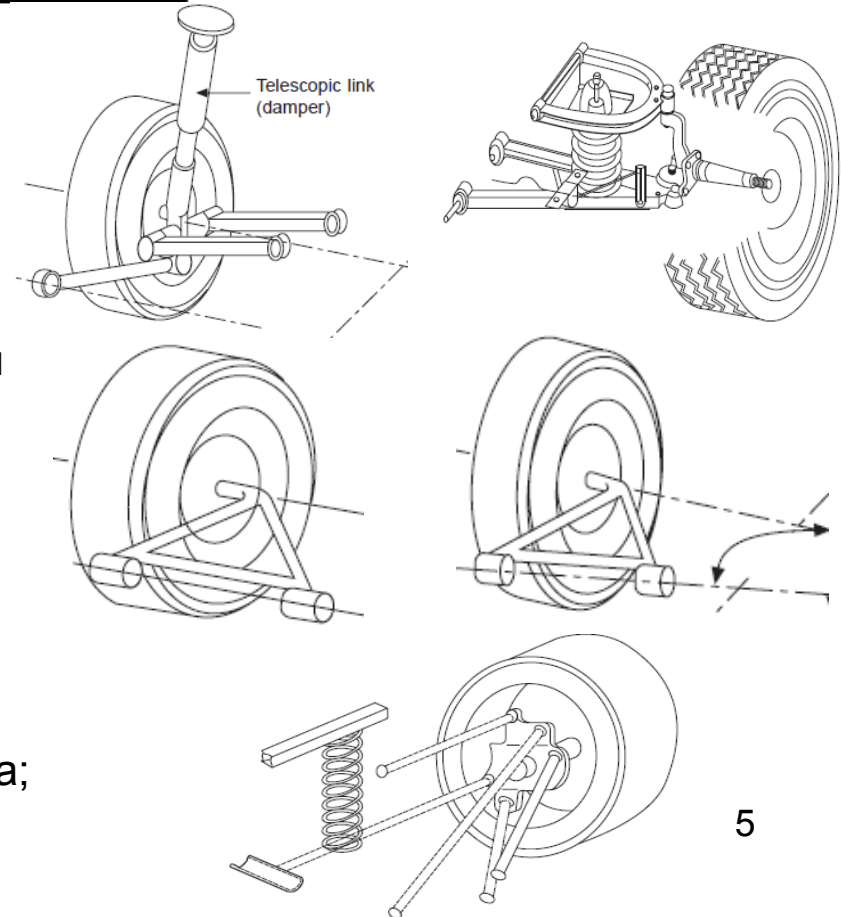


# Tipovi sistema oslanjanja – nezavisno oslanjanje



osobine:

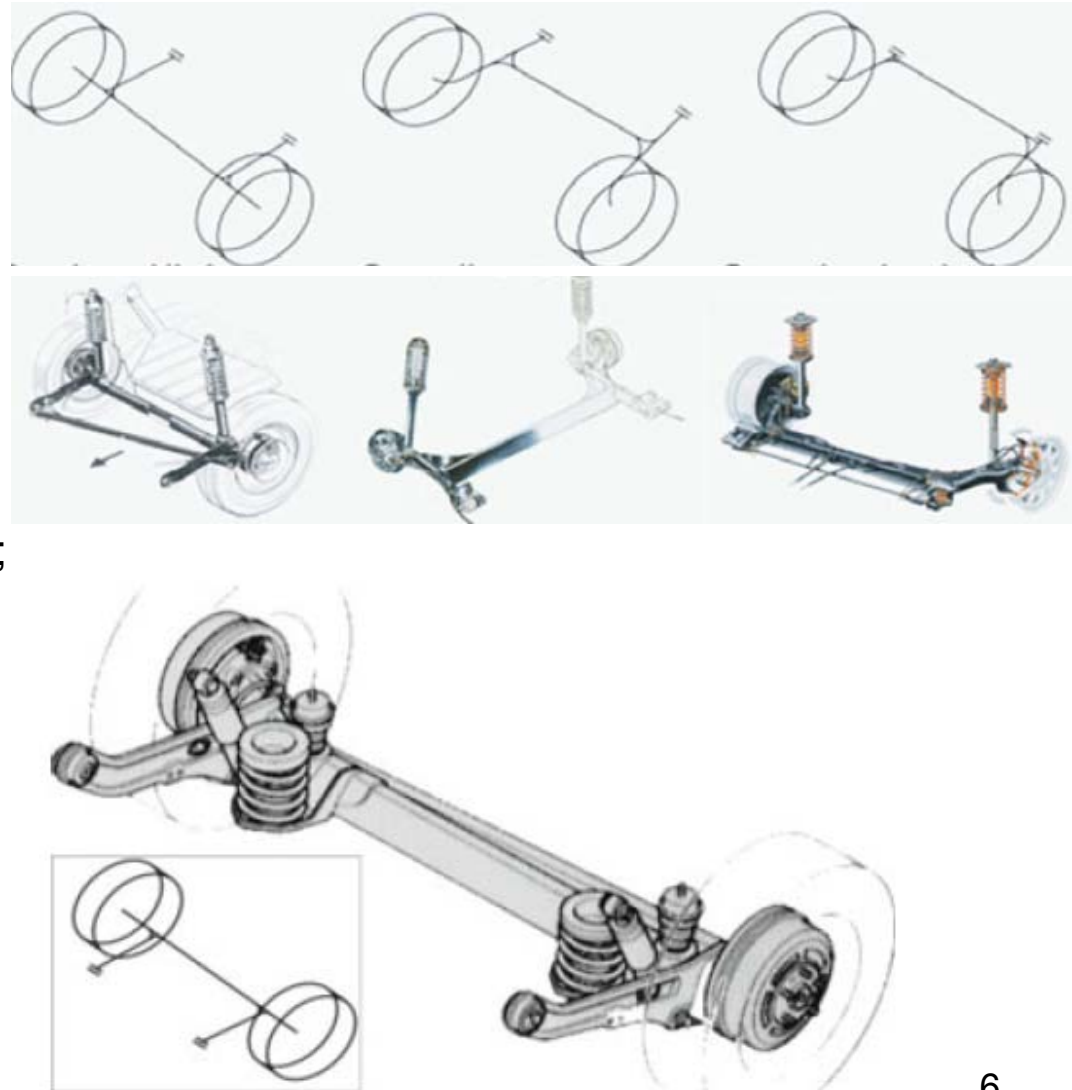
- ✓ neoslonjene mase su znatno manje;
  - ✓ pomeranje jednog točka ne utiče na drugi;
  - ✓ moguća znatno bolja kinematika kretanja točka u prostoru;
  - ✓ jednostavna izolacija od buke i vibracija.
- 
- komplikovaniji i skuplji sistem;
  - klirens vozila je manji (ograničen);
  - neophodan je stabilizator radi ujednačavanja opterećenja levog i desnog točka;
  - nije tako robustan kao sistem zavisnog oslanjanja;
  - moguća promena traga točka.



# Tipovi sistema oslanjanja – poluzavisno (H) oslanjanje

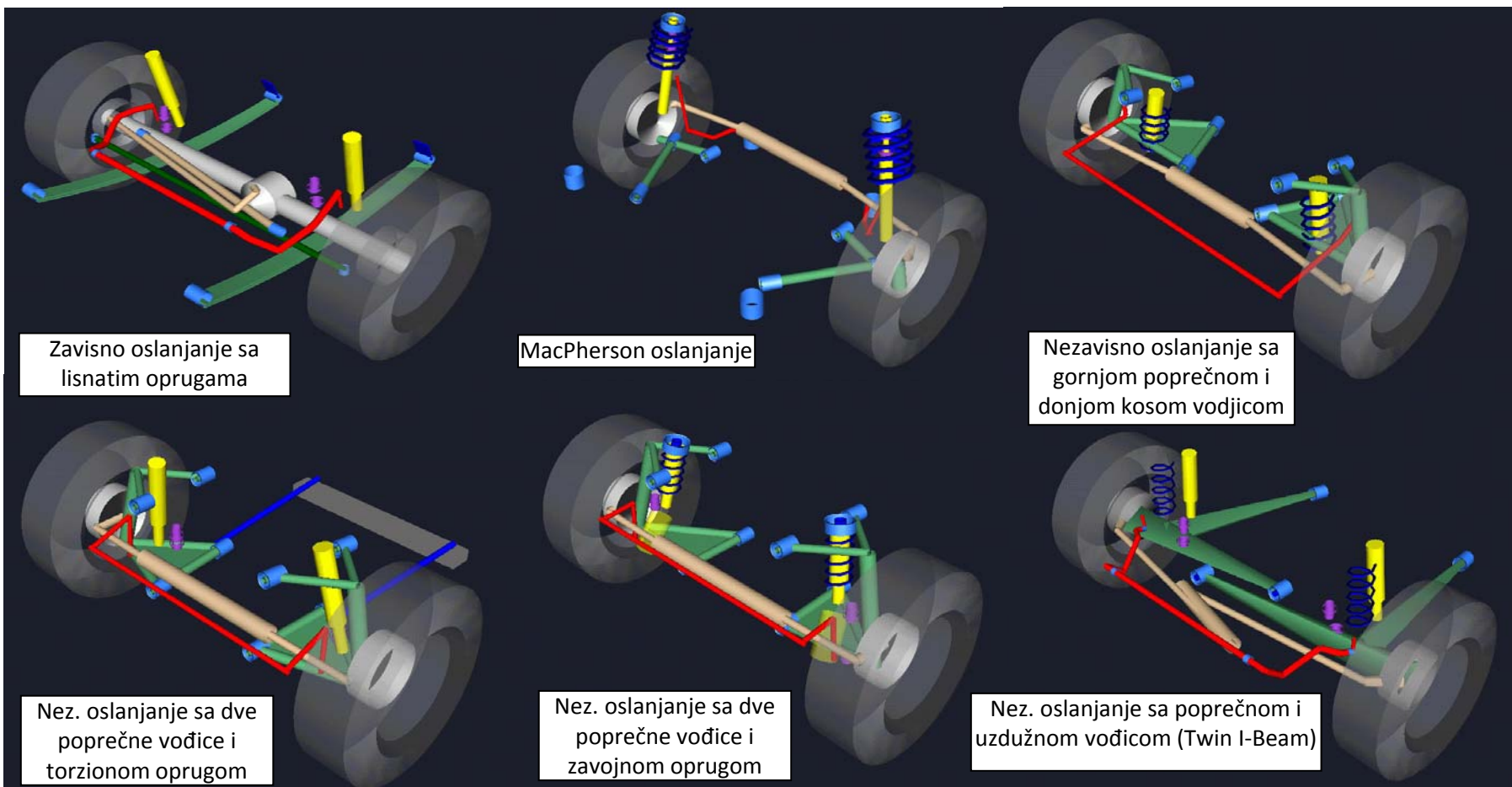
## Osobine:

- ✓ veoma jednostavna konstrukcija sa U-profilom koji vezuje levi i desni točak;
  - ✓ zahteva relativno mali prostor za ugradnju;
  - ✓ jednostavna montaža i demontaža;
  - ✓ U-profil ima ujedno i ulogu stabilizatora;
  - ✓ minimalna neoslonjena masa;
  - ✓ povoljan odnos hod točka/ugib opruge;
  - ✓ minimalna promena traga točka;
  - ✓ dobro ponašanje pri ubrzanju/kočenju.
- 
- U-profil i spojevi veoma opterećeni;
  - loše prihvatanje bočnih sila;
  - ne može na upravljačkoj osovini;
  - nije pogodno za velika opterećenja;
  - ograničena optimizacija komfora i dinamike vožnje.





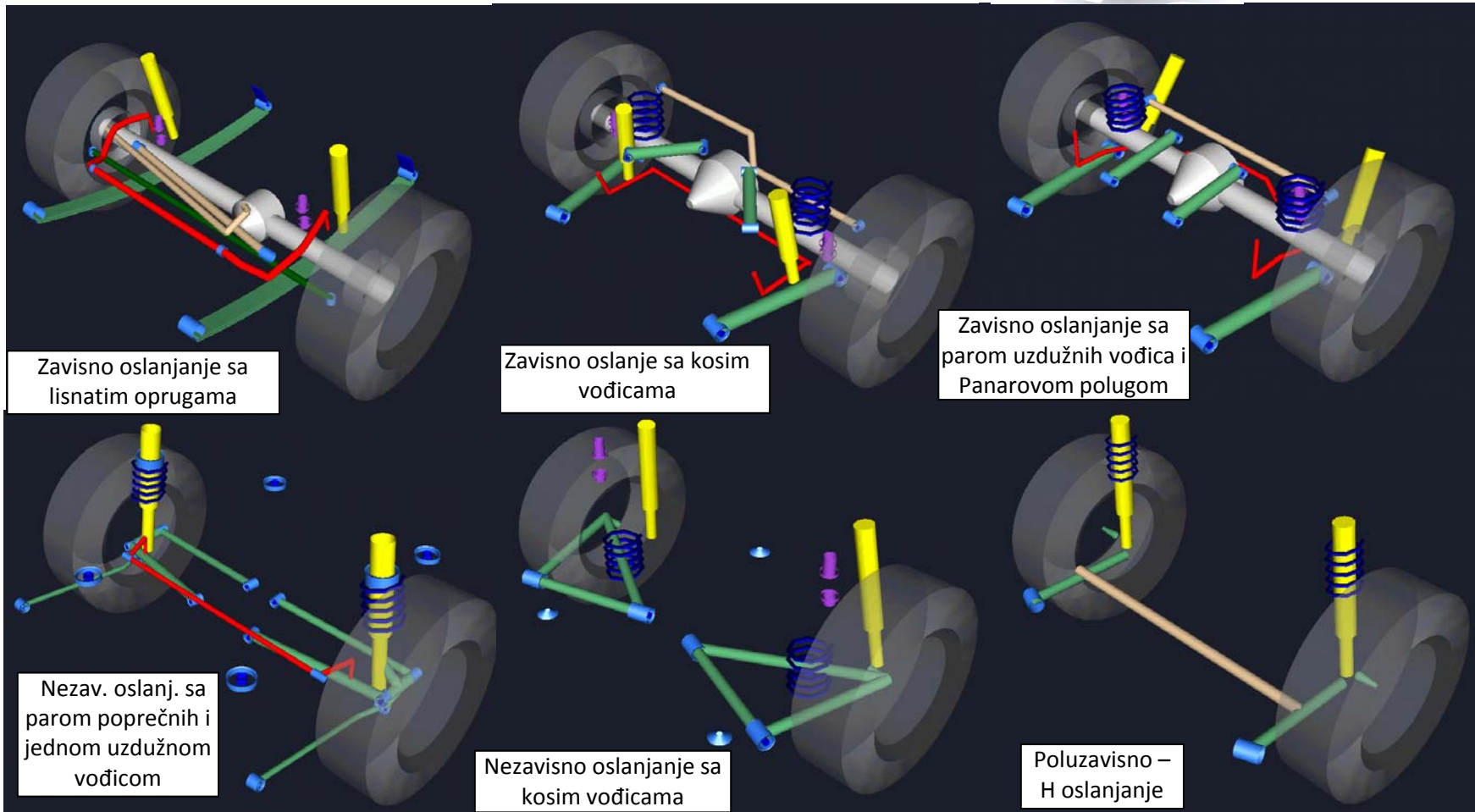
# Tipovi sistema oslanjanja-napred



# Tipovi sistema oslanjanja - nazad



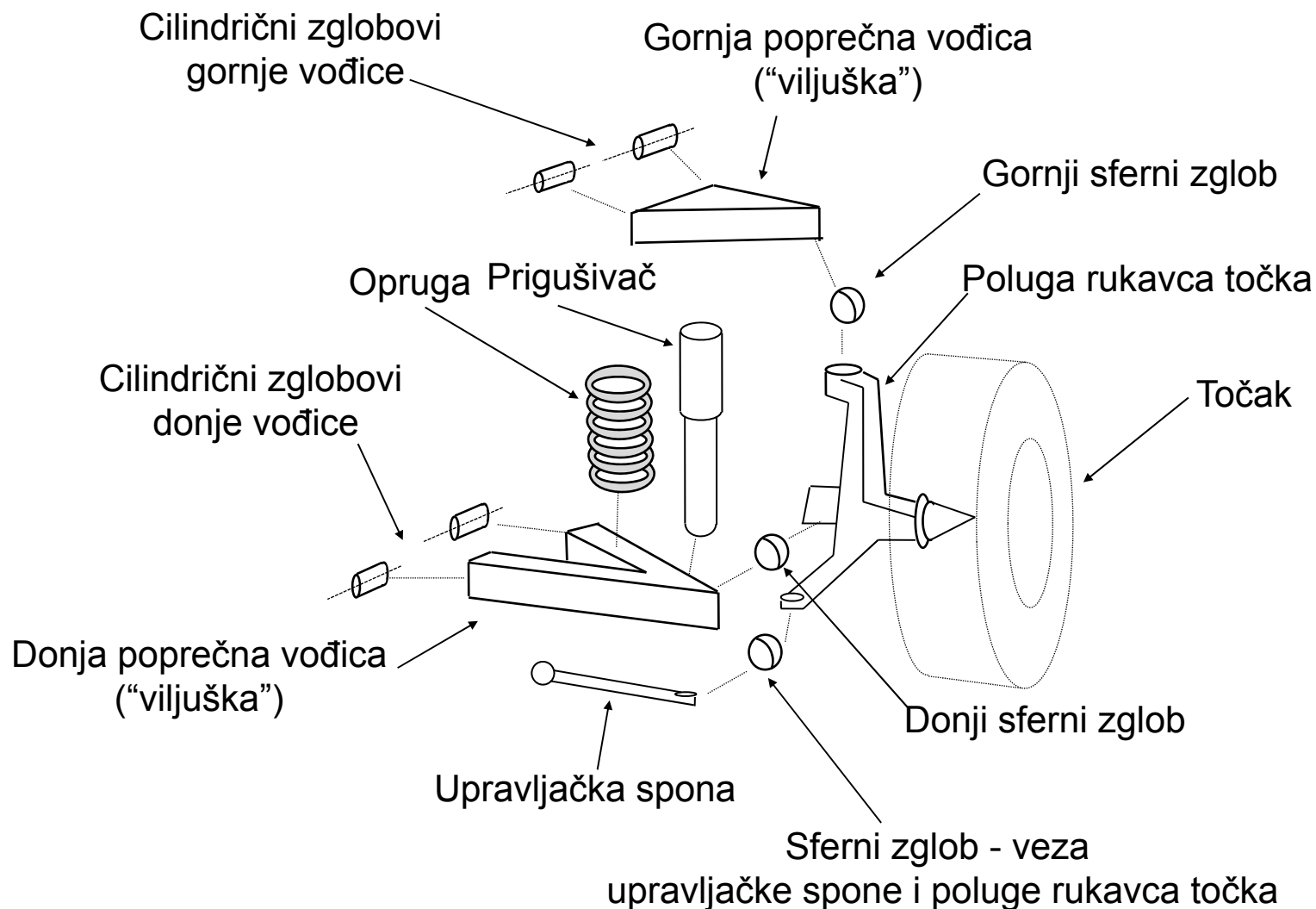
Nezavisno multi-link oslanjanje



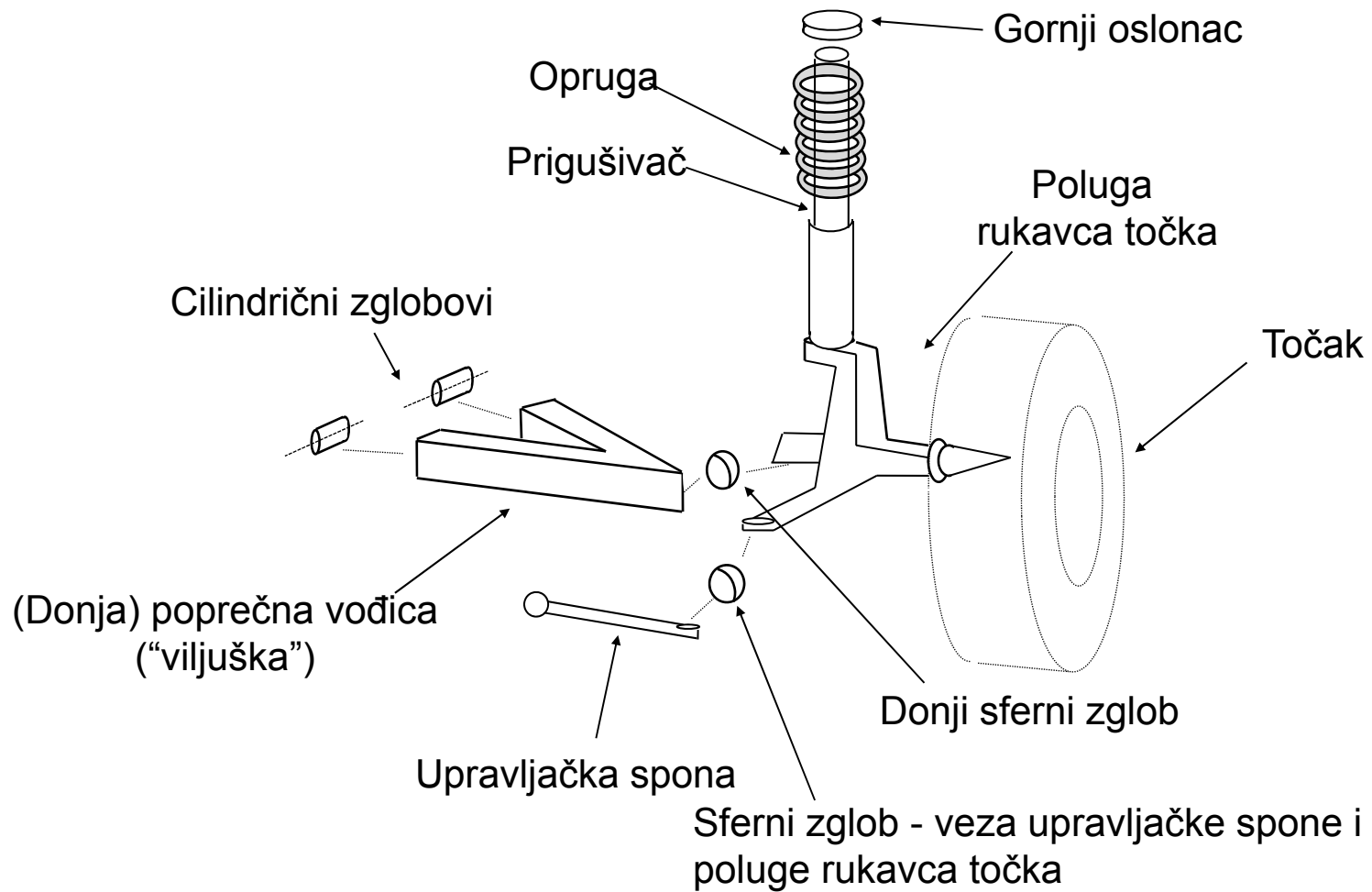


# Sistem oslanjanja sa dve poprečne vođice

(Double Wishbone Suspension System)



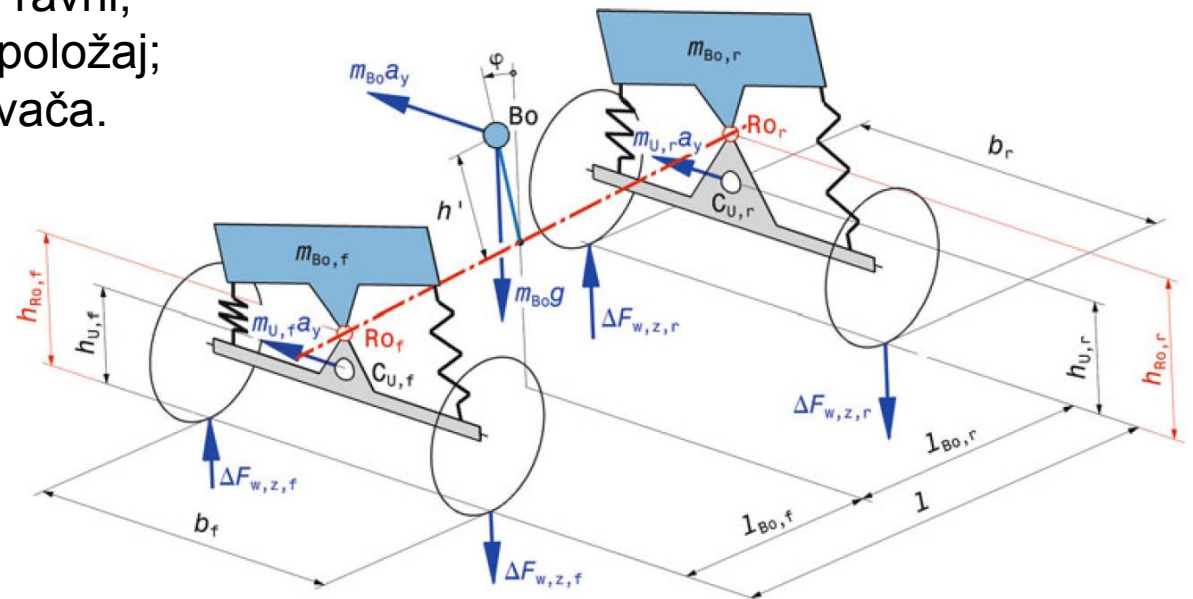
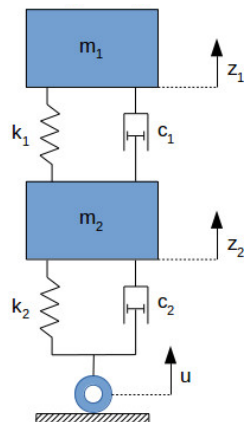
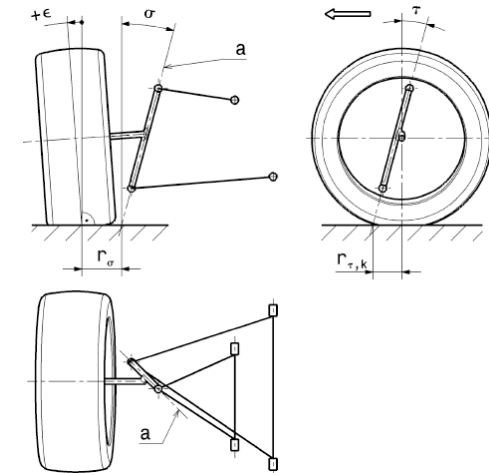
# MacPherson sistem oslanjanja



# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

Parametri koji definišu sistem oslanjanja (i upravljanja):

- međuosovinsko rastojanje;
- trag točkova;
- težište vozila;
- vertikalni hod točka pri nailasku na neravninu;
- bočni nagib točka;
- usmerenost točkova;
- poprečni i uzdužni nagib osovinnice rukavca (ose zakretanja) točka;
- centar nagnjanja u poprečnoj ravni;
- centar nagnjanja u uzdužnoj ravni;
- vrsta opruge, njena krutost i položaj;
- koeficijent prigušenja prigušivača.



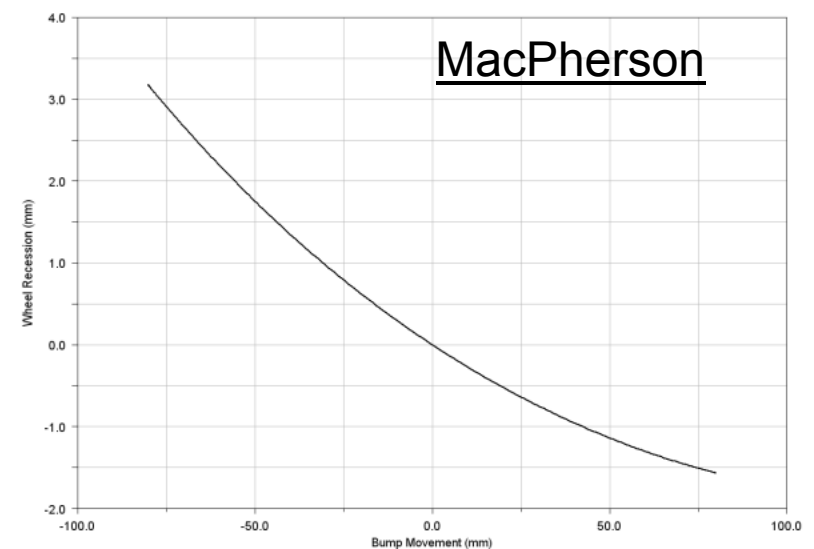
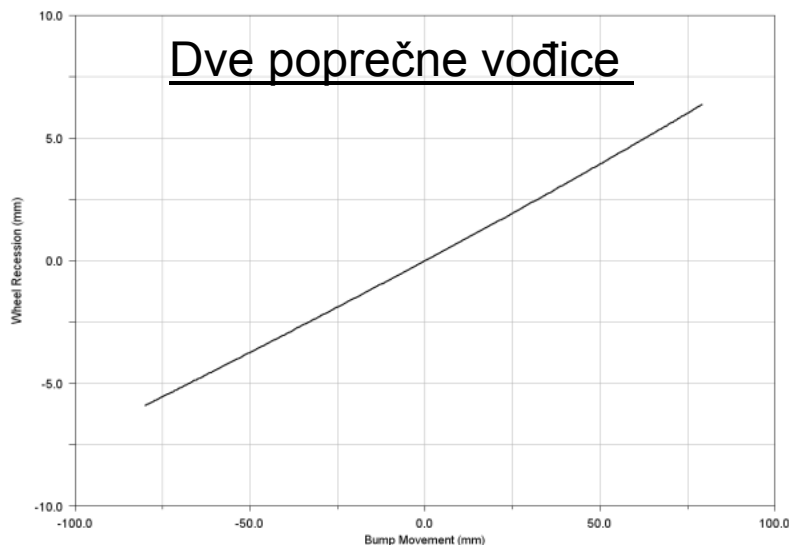
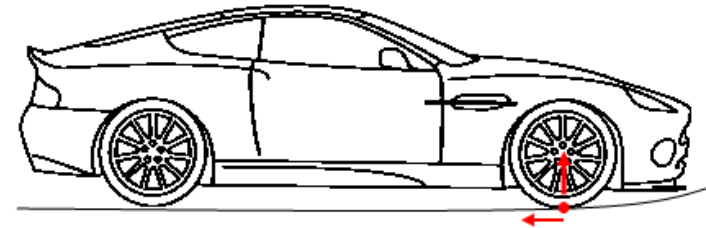
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Međuosovinsko rastojanje

Uticaji promene međuosovinskog rastojanja (manje od 20 mm):

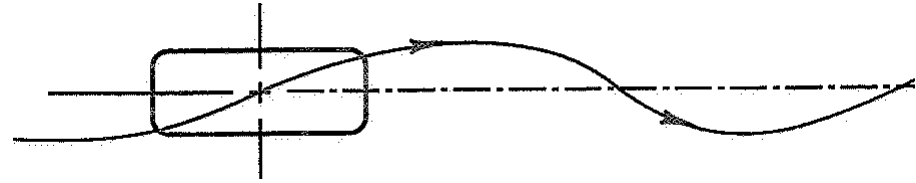
- ✓ ublažavaju se podužne reakcije tla pri nailazku točka na neravninu i time se poboljšava komfor;
- ✓ povećava se elastičnost sistema oslanjanja u podužnom pravcu;
- ✓ produžava se vek trajanja komponenti sistema oslanjanja:

- promena broja obrtaja točka;
- pojava torzionih vibracija;
- pojava udarnih opterećenja pri kočenju



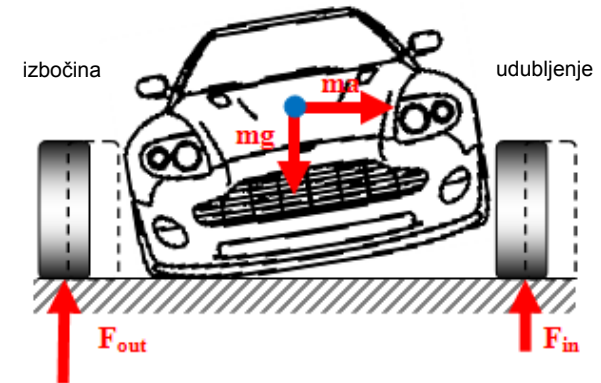
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Trag točkova (Track With)

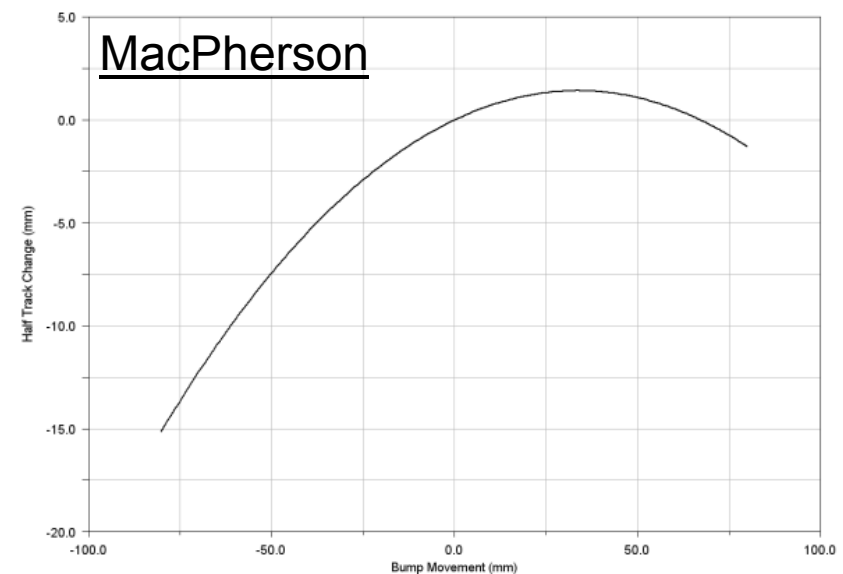
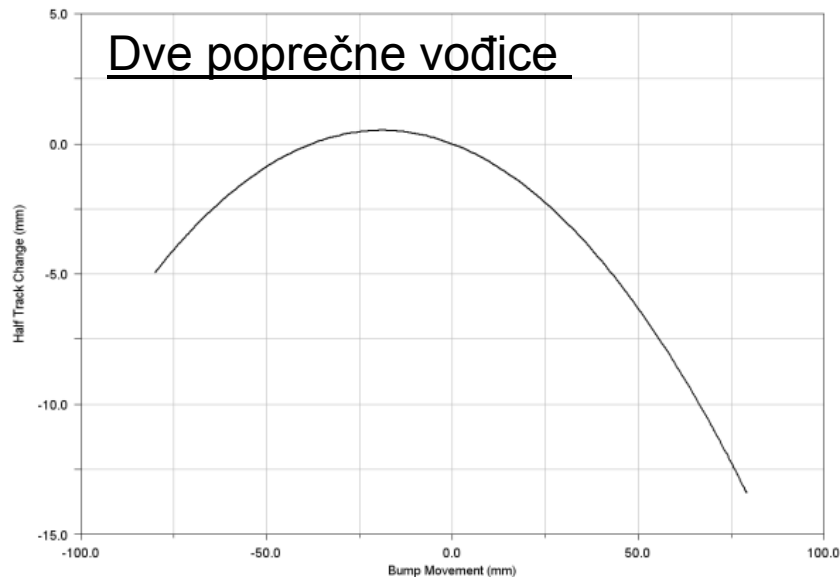


Uticaji promene traga točkova:

- poprečno klizanje i samim tim trošenje pneumatika;
- dodatne bočne sile (reakcije) na točak;
- remeti se pravolinijsko kretanje točka;
- povećava se otpor kotrljanju;
- otežava upravljanje.



Zbog negativnih uticaja promena traga točkova treba biti što manja (do 20 mm)



# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

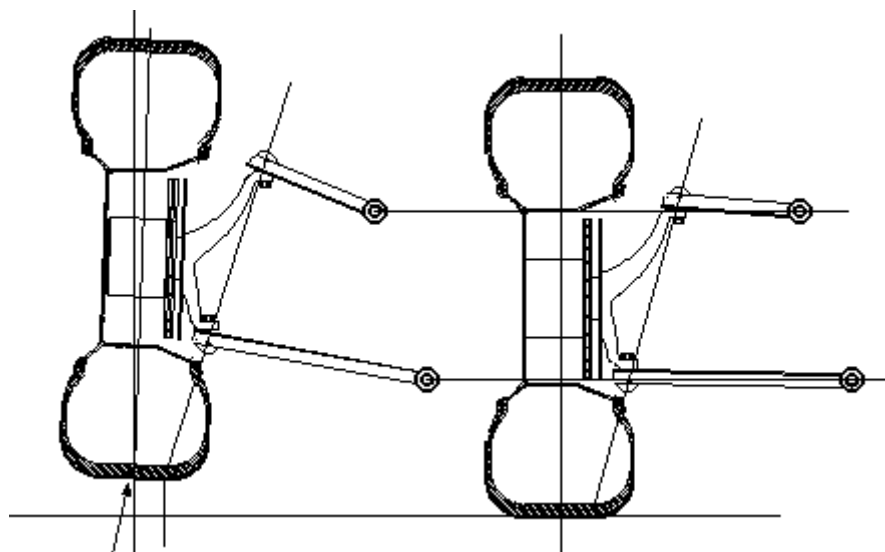
## Vertikalni hod točka

Vertikalni hod točka definiše se u odnosu na kontaktnu površinu pneumatika i horizontalne površine za neopterećeno vozilo u neutralnom položaju. Na njega utiče raspoloživ prostor za kretanje točka, kao i usvojeni sistem oslanjanja sa tačno definisanim položajem tačaka veza (zglobova) u njemu.

Preporučene vrednosti za vertikalni hod točka putničkog vozila su:  
60 – 100 mm pri nailasku na ispupčenje (hod na gore - sabijanje opruge);  
70 – 120 mm pri nailasku na udubljenje (hod na dole – istezanje opruge).

Za veći komfor neophodno je usvojiti i veće vrednosti, dok kod terenskih vozila treba uvek usvojiti vrednosti veće od 100 mm.

Veće vrednosti podrazumevaju i veće promene ostalih parametara koji se menjaju tokom hoda točka.

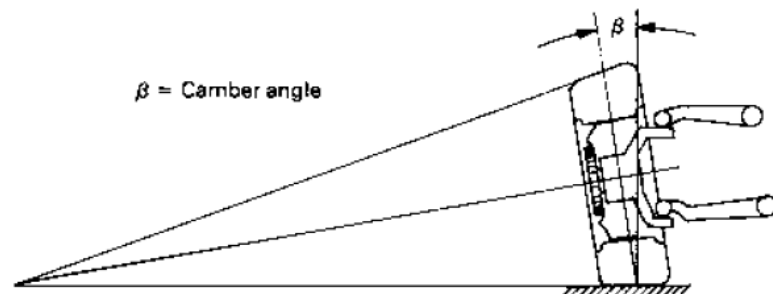




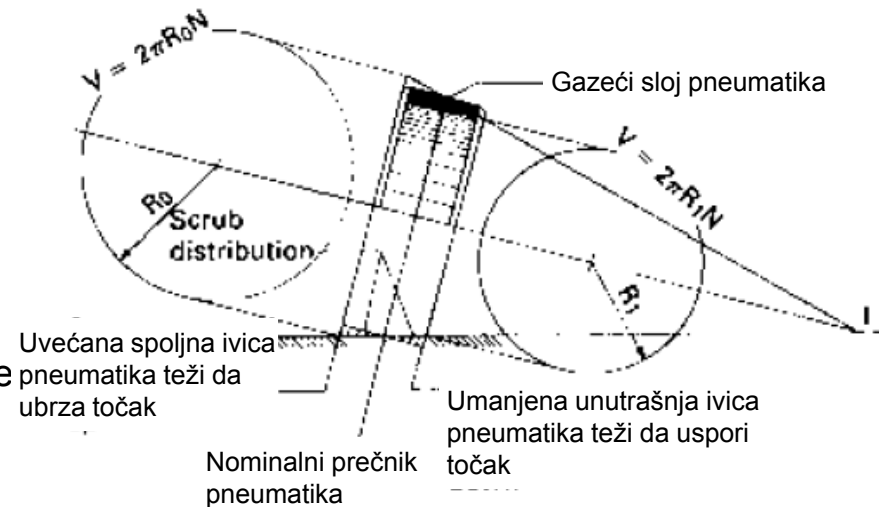
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Bočni nagib točka - Camber

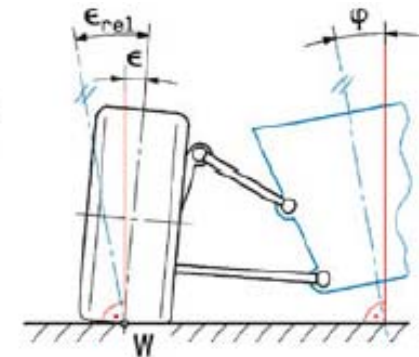
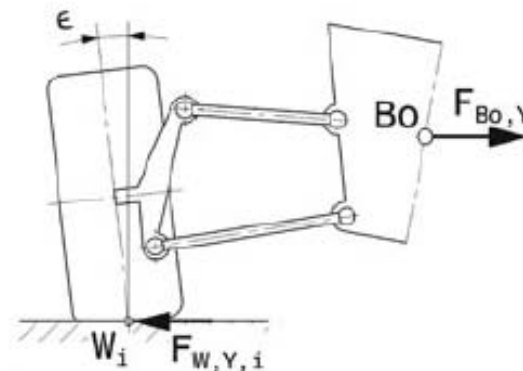
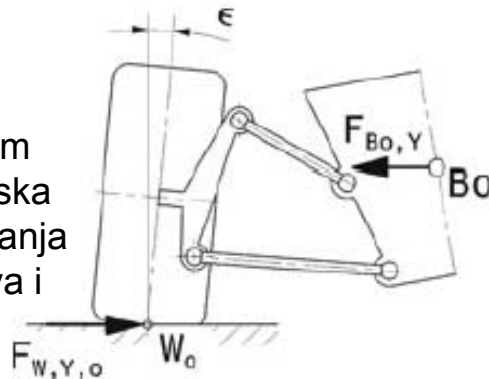
Ugao nagiba točka u odnosu na vertikalnu uzdužnu ravan. Pozitivan je ukoliko se točak nagine na spoljnu stranu vozila, u suprotnom je negativan. Preporučene vrednosti u neutralnom položaju kreću se od  $-2^\circ$  do  $+2^\circ$  (ali bliže  $0^\circ$  ili blago negativne vrednosti), dok veće vrednosti dovode do povećanog trošenja pneumatika ( $R_0$ ,  $R_1$  i isečak kupe).



Kretanje kao isečak kupe doprinosi da točkovi teže da se zakreću oko njenog centra, u slučaju pozitivnog nagiba ka spolja (negativnog ka unutra) što dovodi do prednaprezanja i uravnoteženja prenosnog mehanizma sistema upravljanja i smanjenja vibracija u njemu.



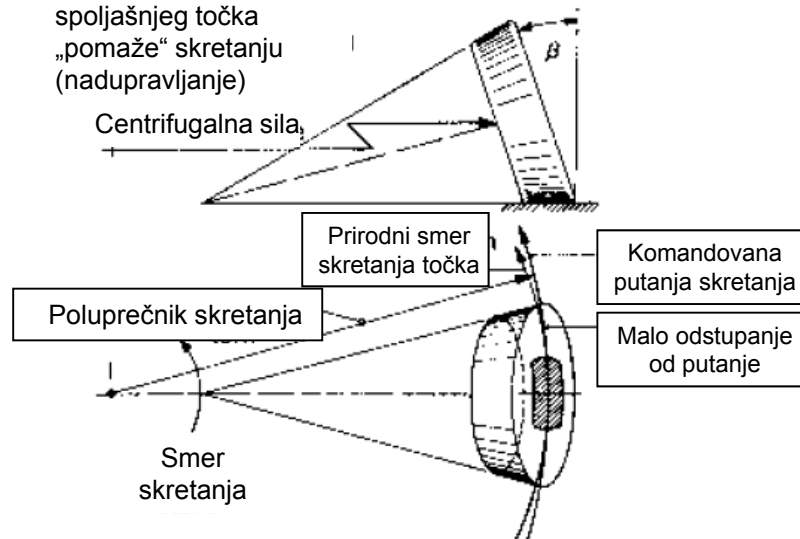
Tokom kretanja nagib točka se menja u relativnom i apsolutnom iznosu i to usled nailaska na neravninu ili naginjanja u krivini. Isto se dešava i sa promenom težine.



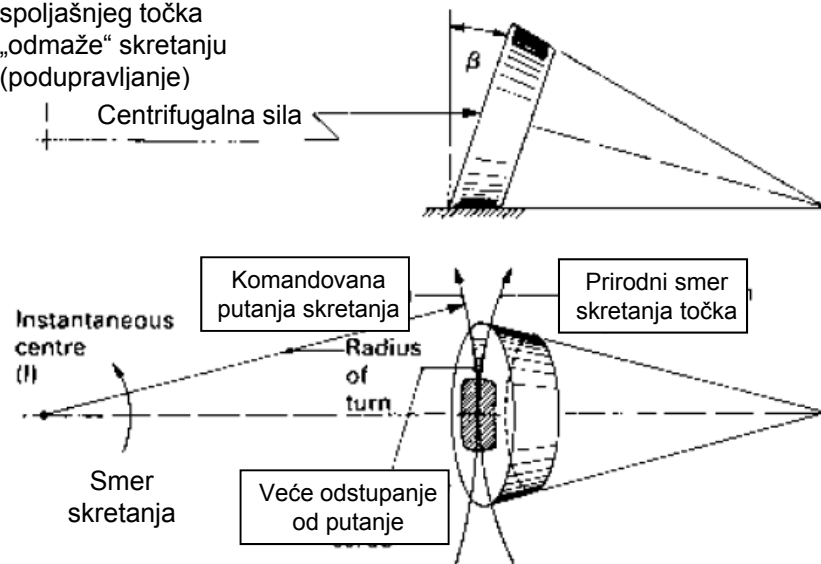
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Bočni nagib točka - Camber

a) Negativan nagib spoljašnjeg točka „pomaže“ skretanju (nadupravljanje)



b) Pozitivan nagib spoljašnjeg točka „odmaže“ skretanju (podupravljanje)



U slučaju negativnog nagiba točka u krivini isti će „pomagati“ skretanje jer teži da se dodatno zakrene (nadupravljljivost) – slika (a). U slučaju pozitivnog nagiba dešava se suprotno (podupravljljivost) – slika (b). U tom smislu, pri prolasku kroz krivinu negativan nagib spolnog točka povećava njegovu reakciju na bočnu silu, pogotovu što je izloženiji dodatnom vertikalnom opterećenju.

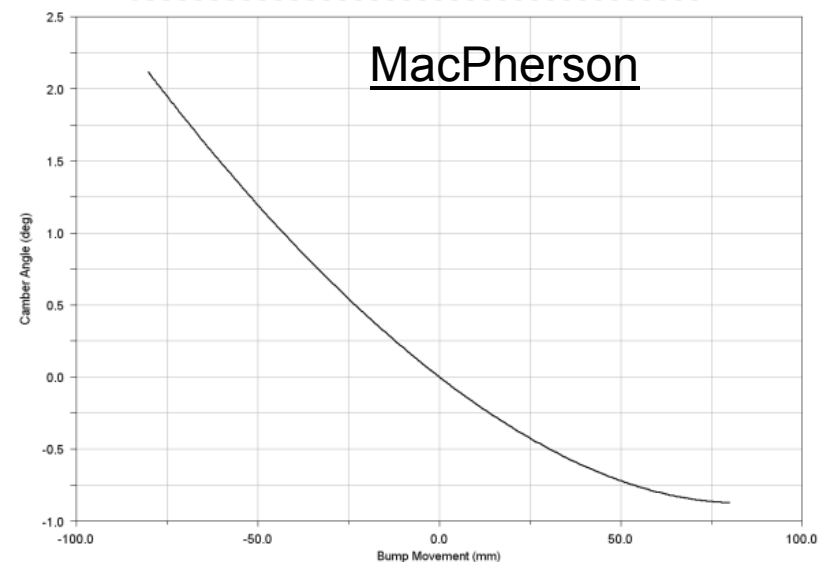
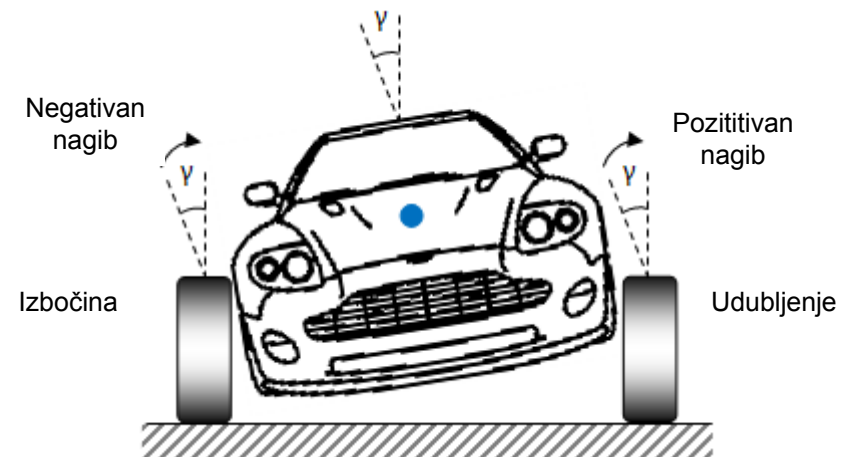
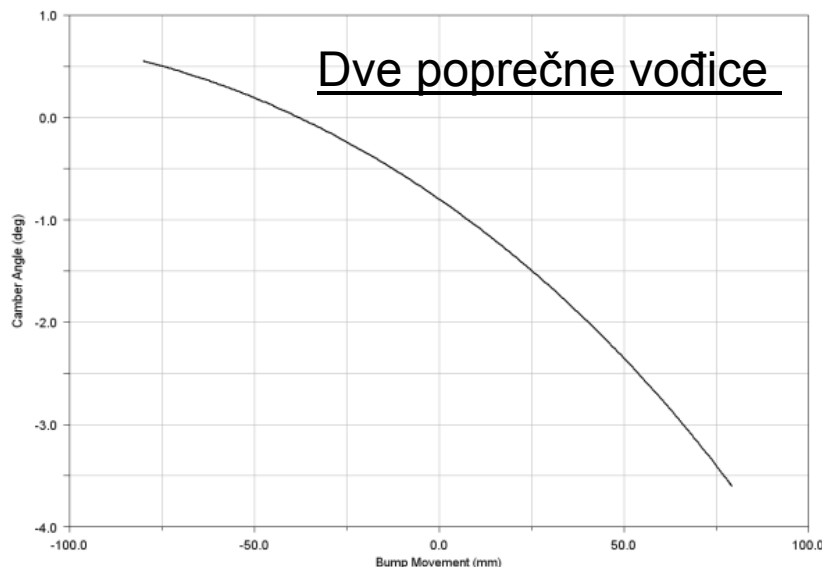
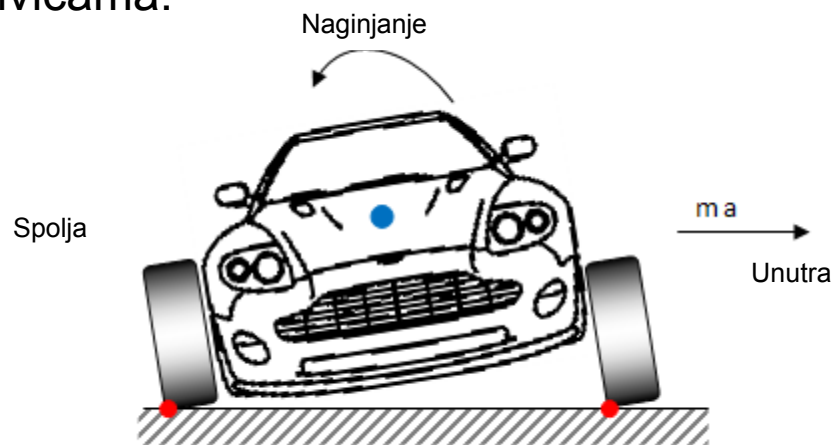
U slučaju nejednakih nagiba na levom i desnom točku na pravcu može doći do otežanog upravljanja (volan „vuče“ u jednu stranu) i zanošenja vozila.

Nagib ose zakretanja točka u poprečnoj ravni doprinosi naginjanju točka u pozitivnom smeru.

# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Bočni nagib točka - Camber

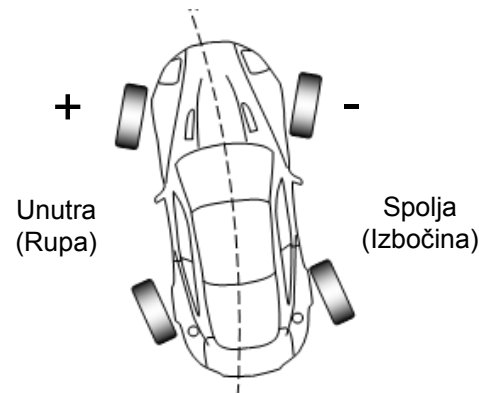
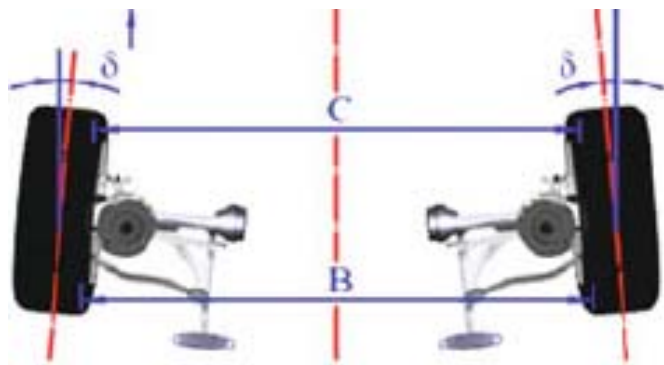
Kako se vozilo nagnje neophodno je održavati što veću kontaktnu površinu pneumatika i tla, kao bi se izbegao kontakt pneumatika sa tlom po njegovim ivicama.



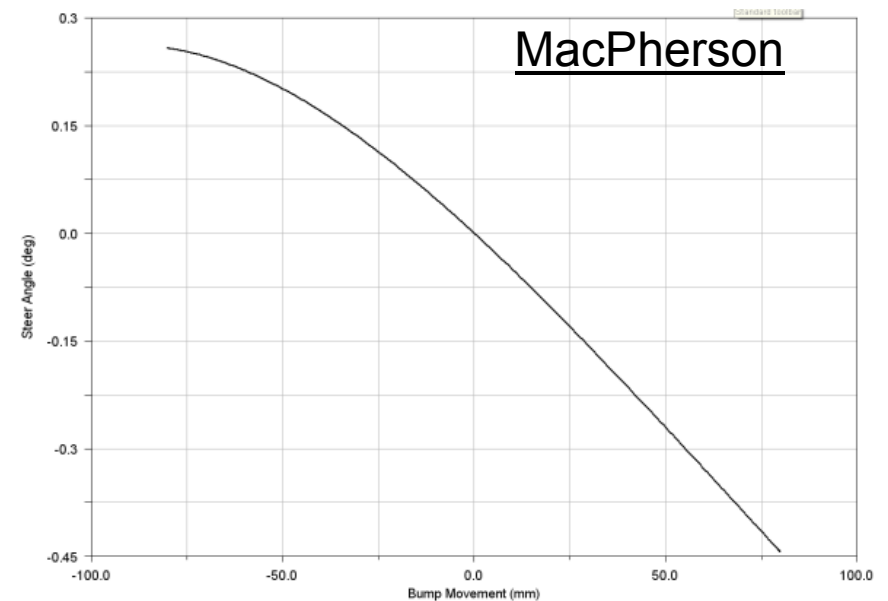
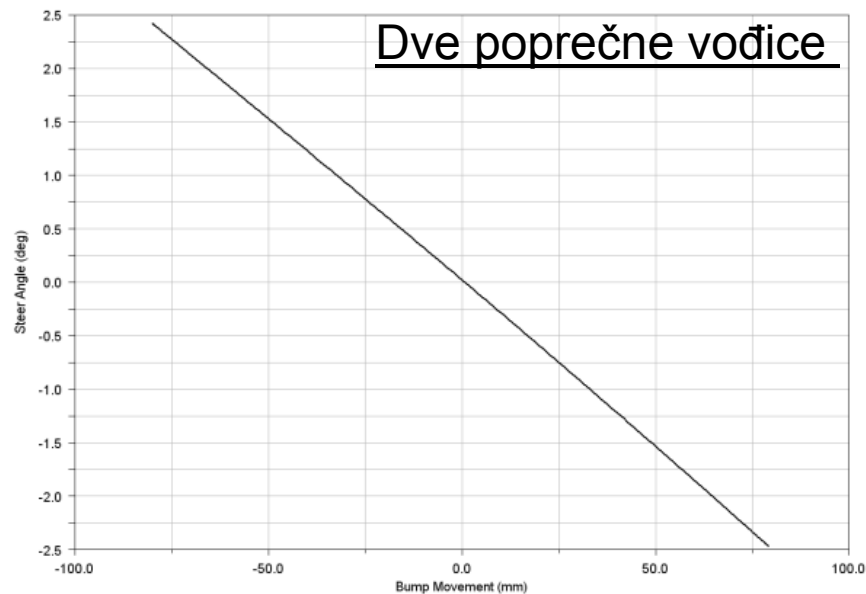
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Usmerenost točkova - Toe

Kako se elementi oslanjanja kreću dole-gore, menjajući mu geometriju, može doći do promene ugla željene usmerenosti kako prednjih tako i zadnjih točkova, što u zavisnosti od raspodele masa može dovesti do pod- ili nad- upravljivosti pri skretanju

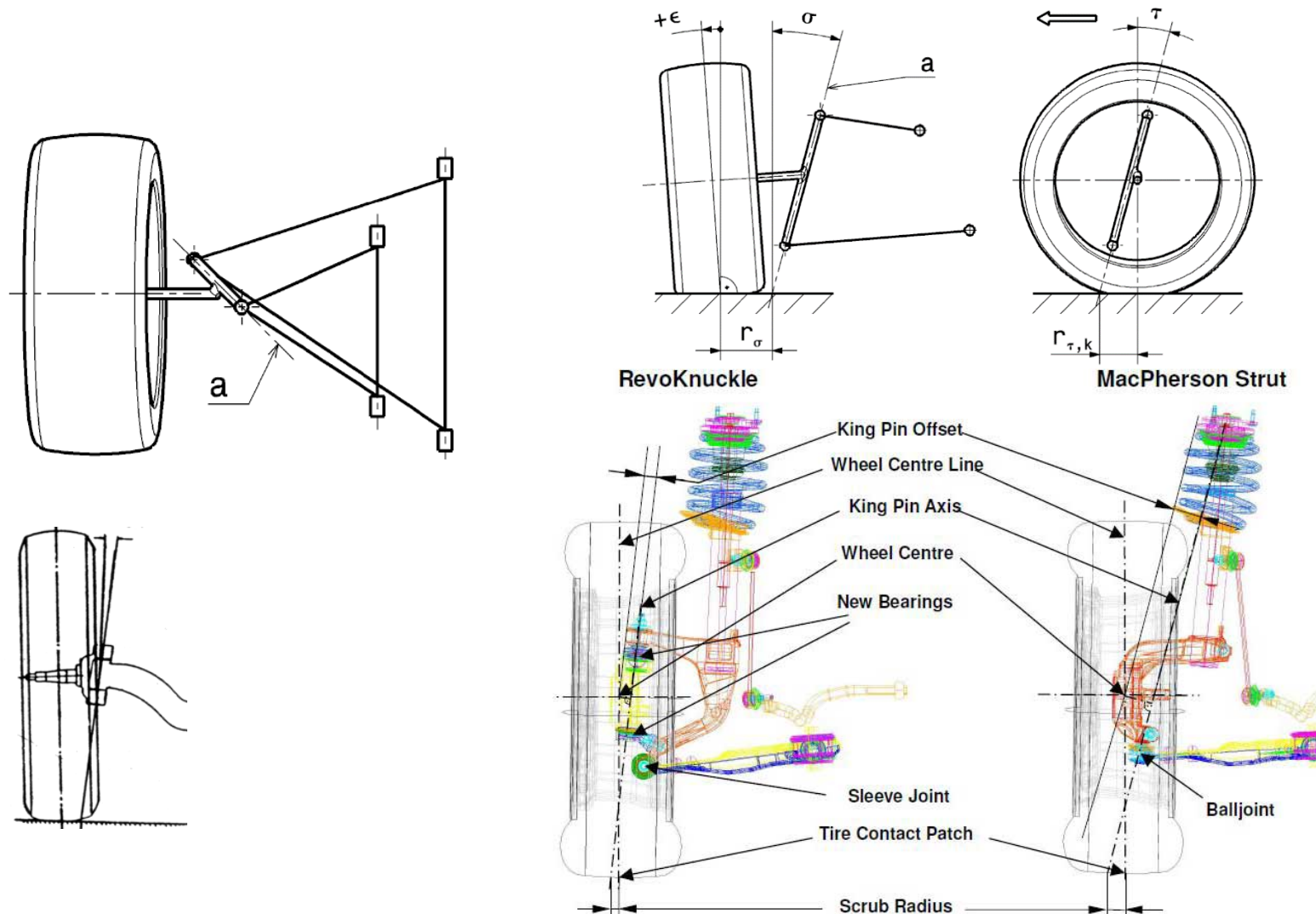


Preporuke  
Upravljačka osovina  
Zadnja vuča: 0° do +30'  
Prednja vuča: od -30' do +20'  
Zadnja osovina: od -20' do +20'



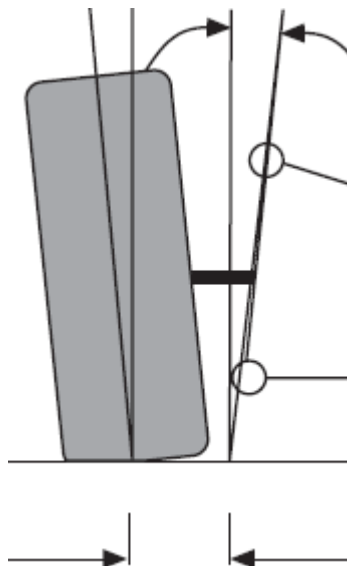
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Osovinica rukavca točka – osa oko koje se točak zakreće (Kingpin Axis – Steering Axis)



# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju

## Poprečni nagib osovinice rukavca točka - ugao podupiranja (Kingpin inclination) i poluprečnik zakretanja (Scrub radius)



Poluprečnik zakretanja točka u kontaktnoj ravni (Scrub radius): pozitivan je sa unutrašnje, a negativan sa spoljne strane ose pneumatika.

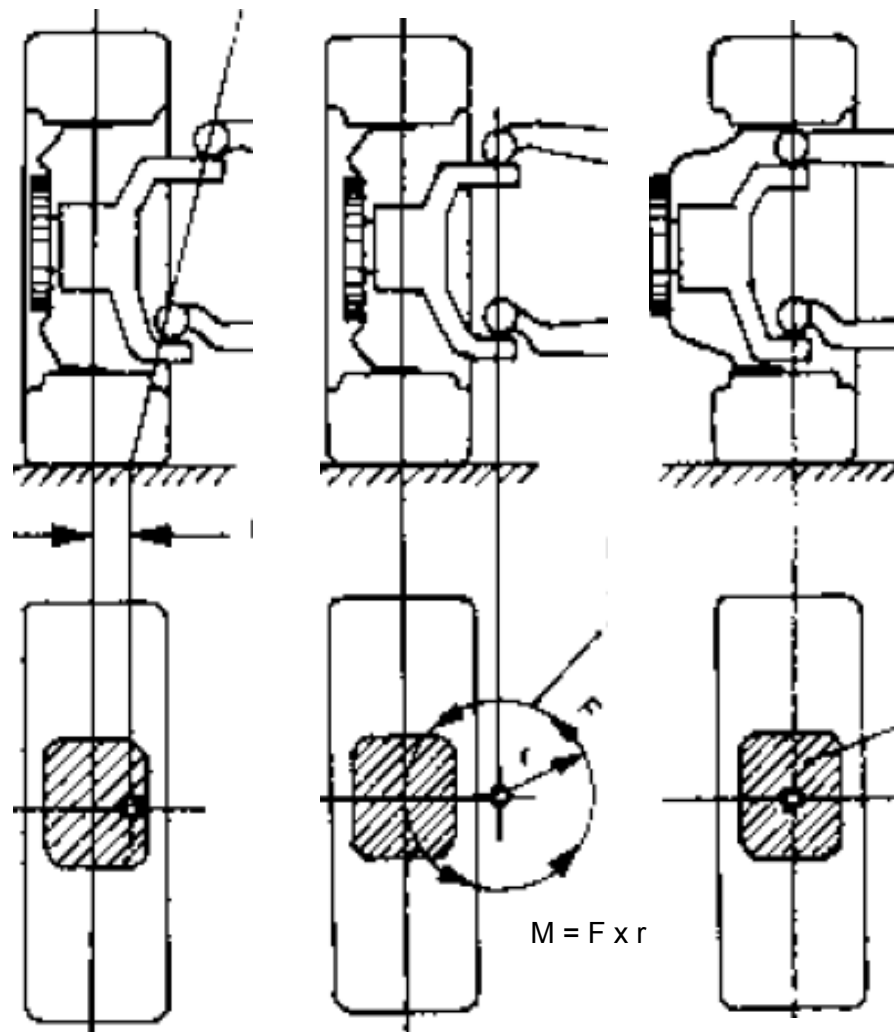
Preporuke za ugao nagiba:

Motor napred, pogon pozadi: od 5° do 9°

Motor nazad, pogon pozadi: od 5° do 13°

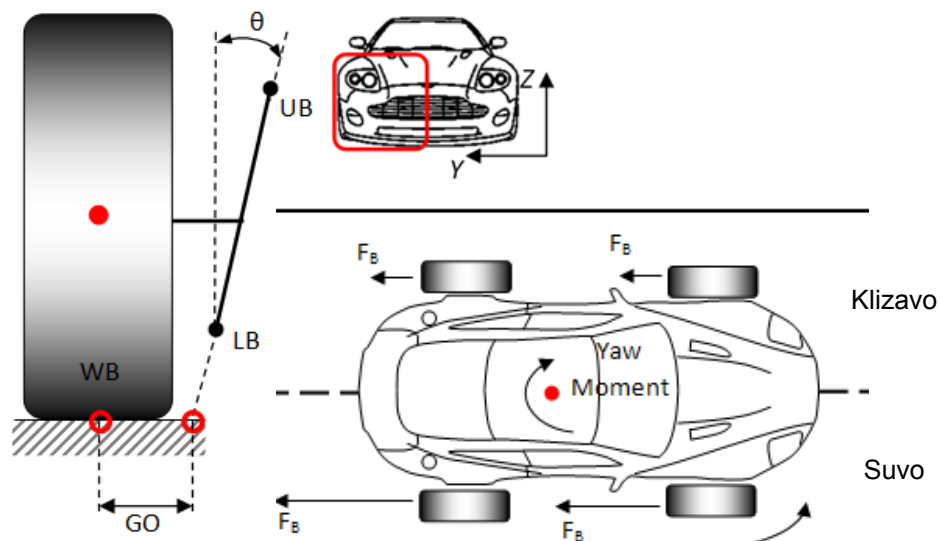
Motor napred, pogon napred: od 8° do 16°

Preporuke za prečnik: od -20 do +20 mm

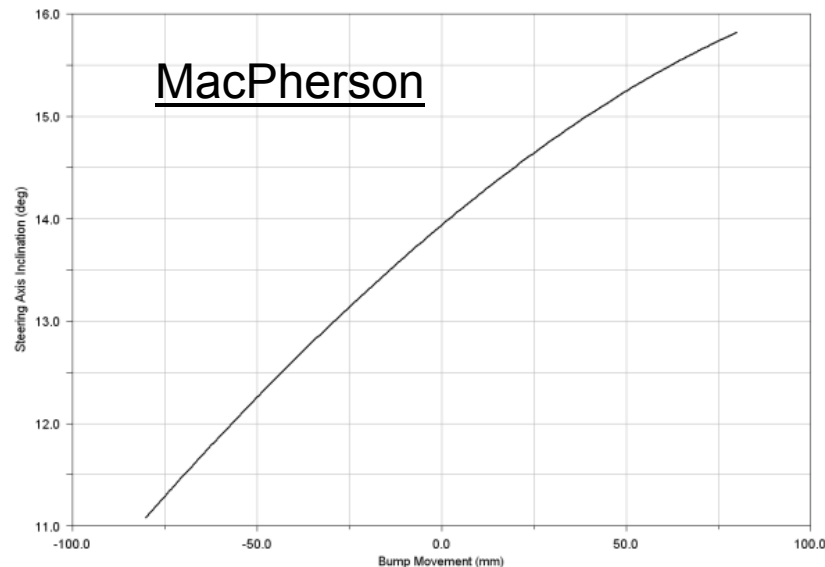
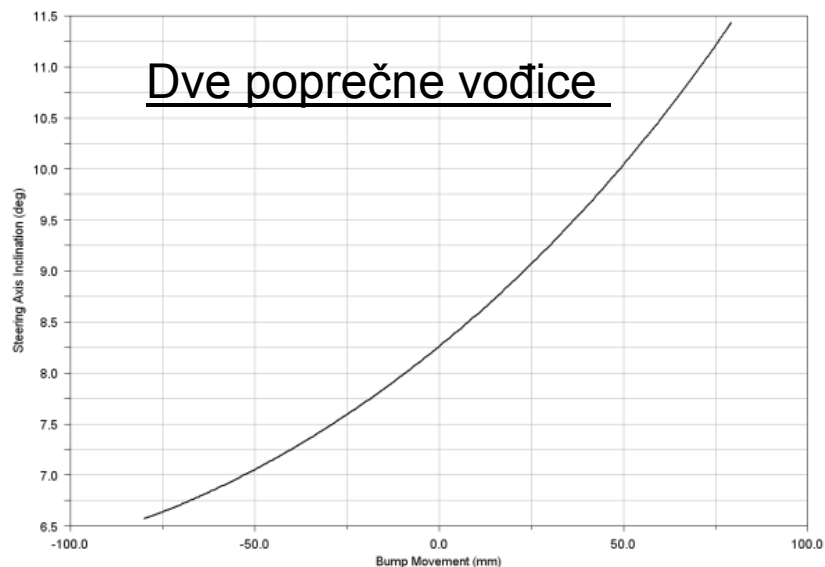
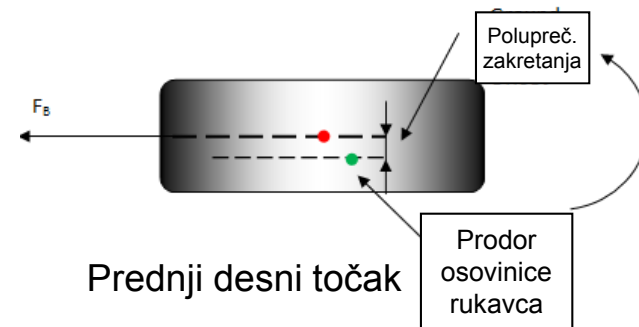




Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju  
 Poprečni nagib osovini rukavca točka - ugao podupiranja  
 (Kingpin inclination) i poluprečnik zakretanja (Scrub radius)

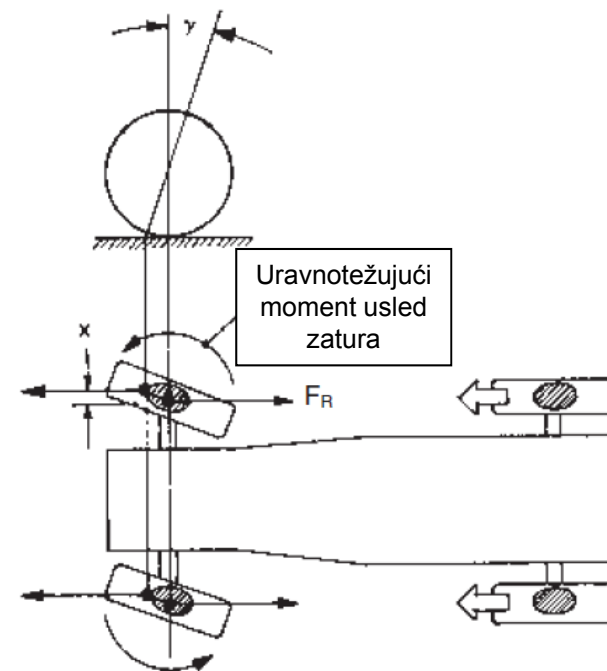
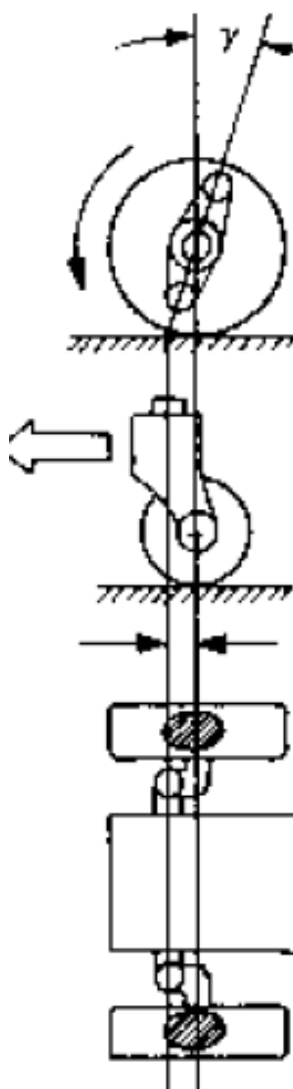
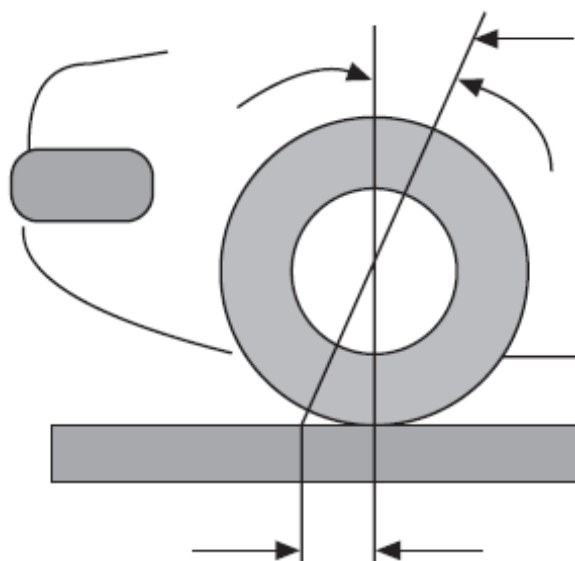


Koristeći negativnu vrednost poluprečnika zakretanja točka (GO) može se kompenzovati moment zakretanja vozila prilikom kočenja pri različitom prijanjanju.



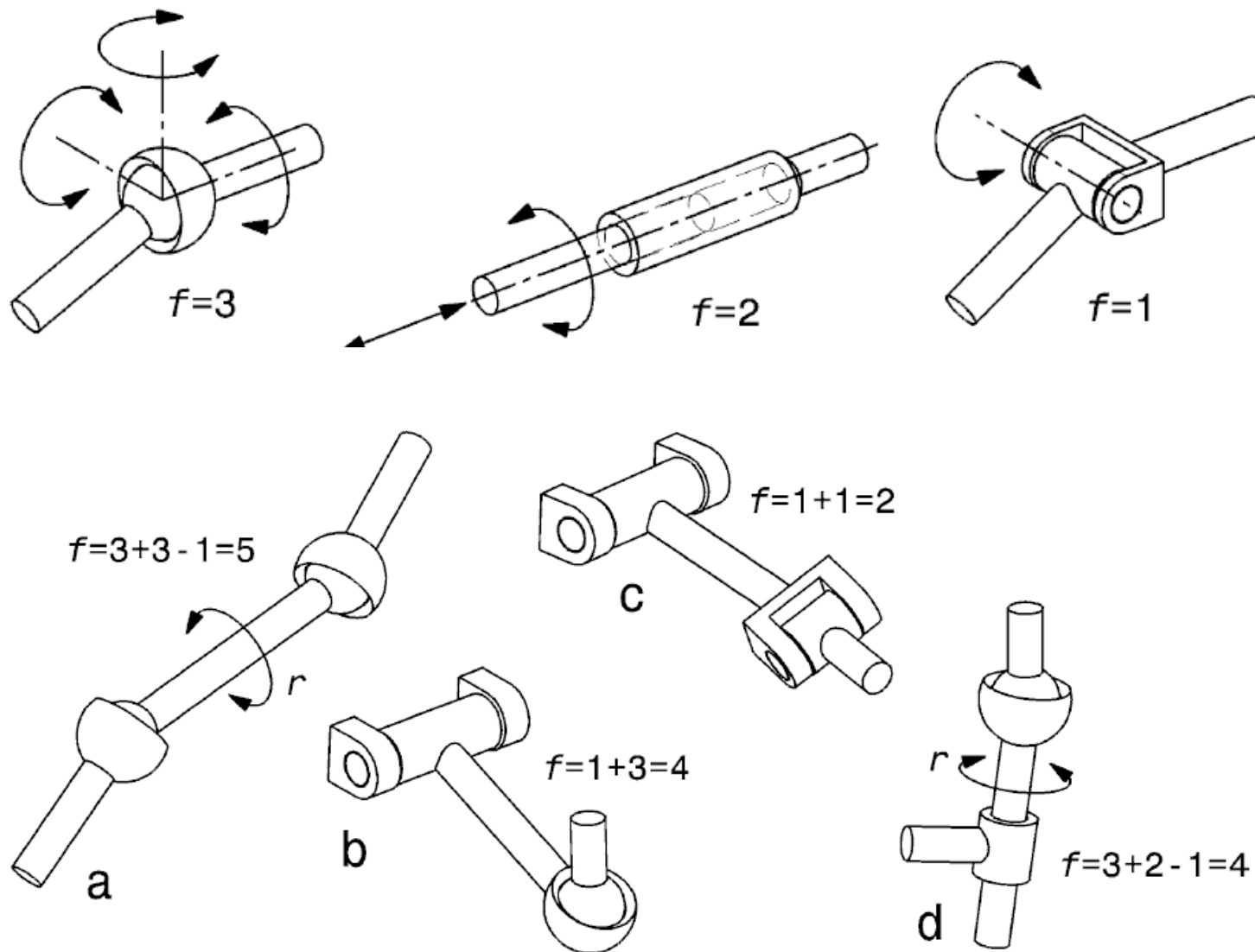
# Parametri sistema oslanjanja i njihova promena pri kretanju uzdužni nagib osovinnice rukavca točka – zatur (Caster - Castor)

Zatur točka omogućava njegovo automatsko ispravljanje. Pozitivan je ako je ispred ose točka.



Tipične vrednosti zatura točka su:  
motor napred, pogon napred: od  $1^\circ$  do  $5^\circ$   
motor napred, pogon pozadi: od  $1^\circ$  do  $10^\circ$   
motor nazad, pogon pozadi: od  $3^\circ$  do  $15^\circ$

# Kinematika sistema oslanjanja – broj stepeni slobode



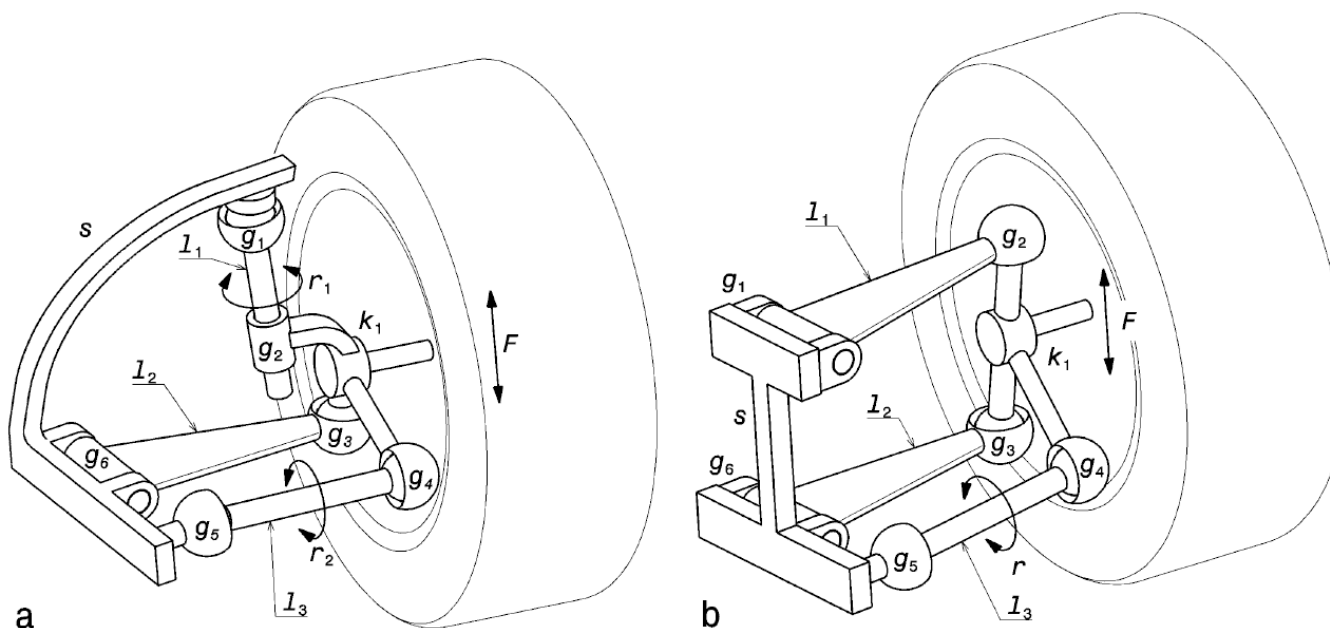
# Kinematika sistema oslanjanja – broj stepeni slobode sistema

## Nezavisno oslanjanje

$$F = 6(k + l) - \sum_1^g (6 - f_i) - r$$

$$= 6(k + l - g) - r + \sum_1^g f_i$$

$F$  – broj stepeni slobode sistema;  
 $l$  – broj vođica (uključujući upravljačku sponu);  
 $k$  – broj nosača točka - rukavac točka ( $k=1$ );  
 $g$  – broj zglobova;  
 $f_i$  – broj stepeni slobode i-tog zgloba;  
 $r$  – broj rotirajućih elemenata oko svoje ose;

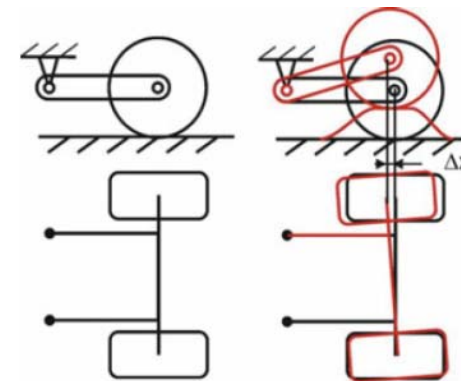
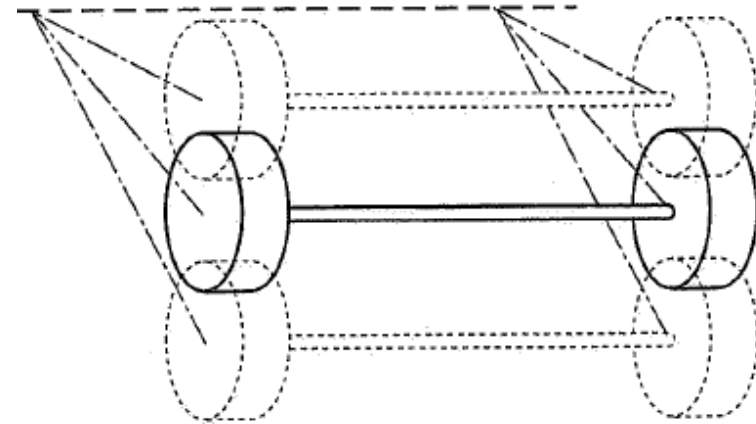
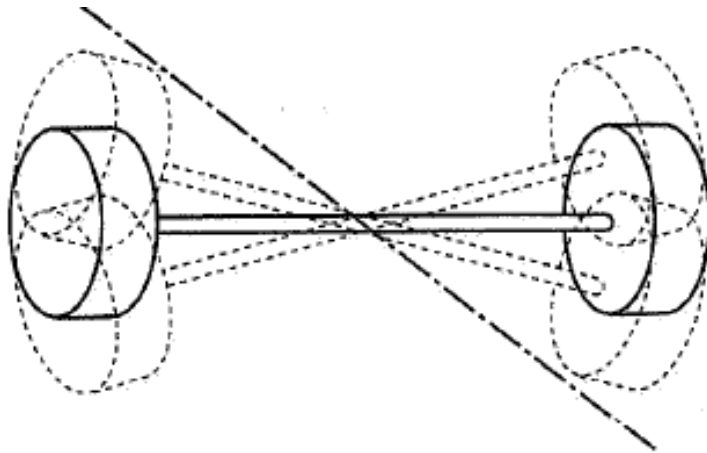


a) Makferson:  $F = 6(1 + 3 - 6) - 2 + (3 + 2 + 3 + 3 + 3 + 1) = 1$

b) dve poprečne vođice:  $F = 6(1 + 3 - 6) - 1 + (1 + 3 + 3 + 3 + 3 + 1) = 1$

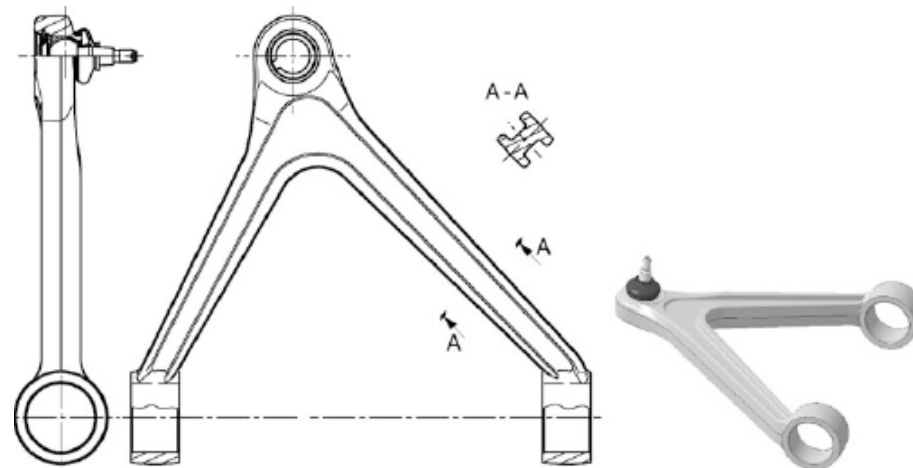
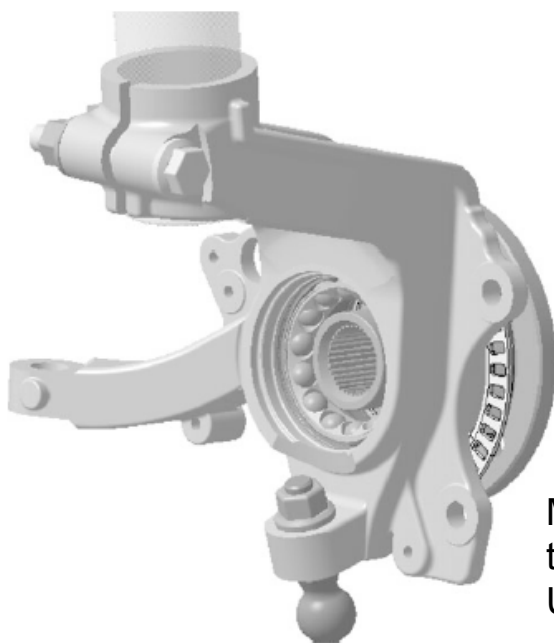
# Kinematika sistema oslanjanja – broj stepeni slobode sistema

## Zavisno oslanjanje

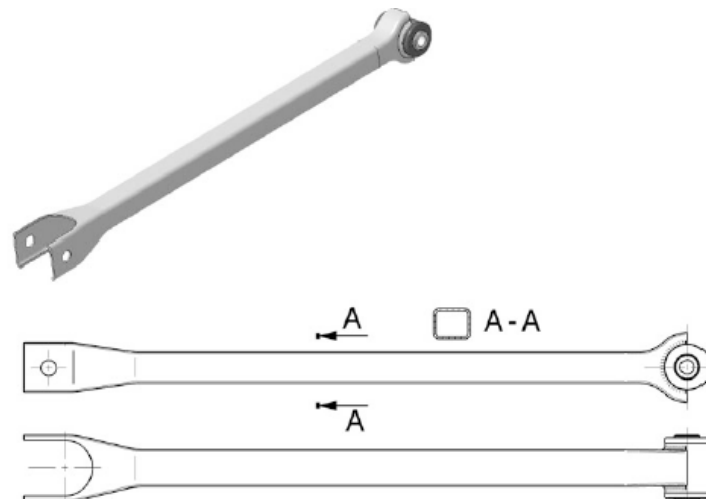
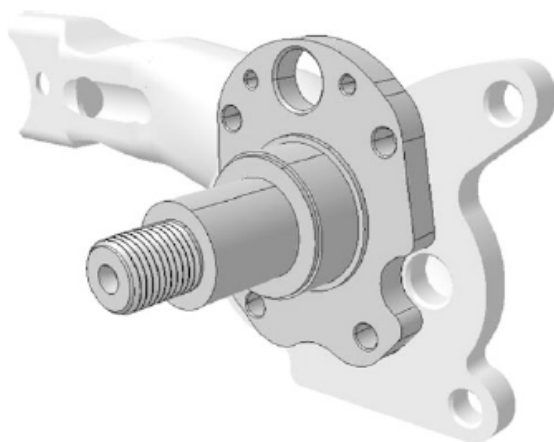


Kod zavisnog oslanjanja ukupan broj stepeni slobode je 2 i to rotacija oko uzdužne ose i vertikalna translacija.

## Kinematika sistema oslanjanja – vođice



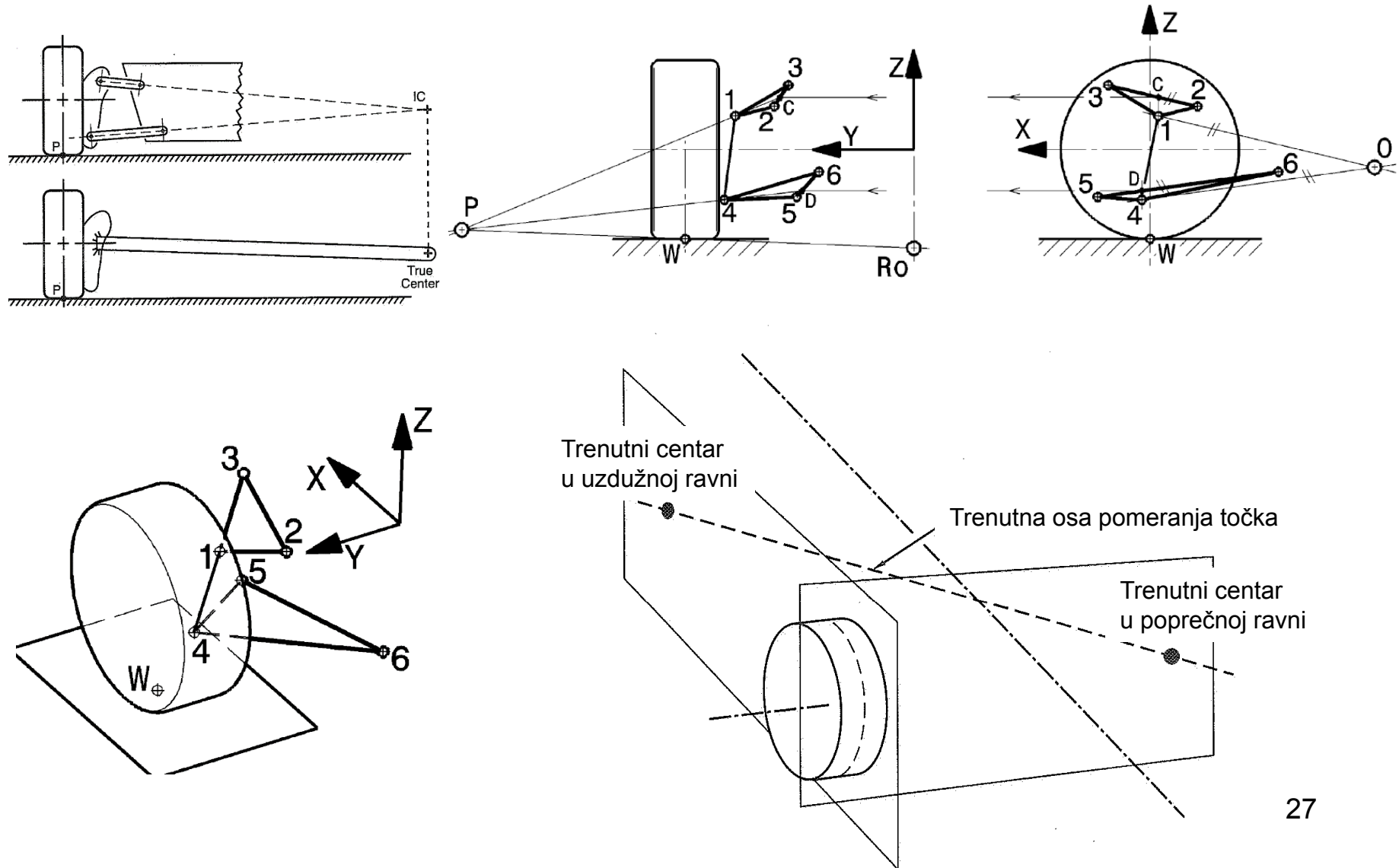
Materijali za vođice: gvožđe, čelik, aluminijum i legure sa Si i Mg; titanijum i magnezijum (ne za serijska vozila);  
U budućnosti: kompoziti i hibridni materijali (čelični limovi i plastika)





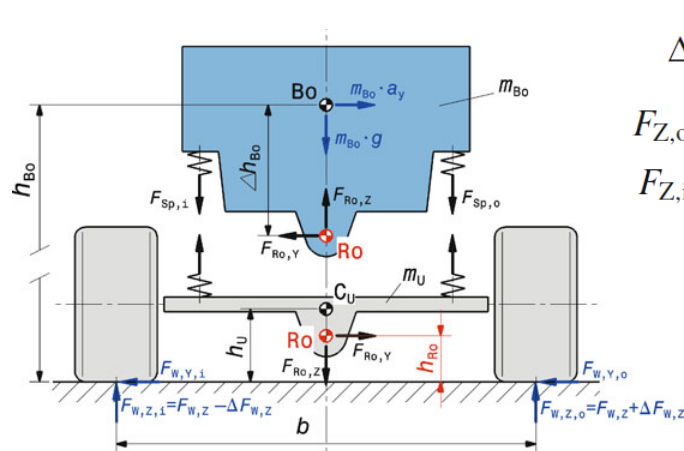
# Kinematika sistema oslanjanja

## Trenutni centar i trenutna osa oko koje se pomera točak



# Kinematika sistema oslanjanja – osa i centri naginjanja

Centar naginjanja (roll center - RC) sistema oslanjanja jedne osovine je tačka koja leži u vertikalnoj ravni koja sadrži tu osovinu i oko koje se trenutno zakreće (rotira) oslonjena masa. Položaj centra naginjanja je promenljiv u zavisnosti od trenutnog položaja vođica sistema oslanjanja, a u ravnotežnom (neutralnom) položaju vozila nalazi se u simetralnoj ravni vozila. Spajanjem centra naginjanja prednje i zadnje osovine dobija se osa naginjanja oko koje se zakreće oslonjena masa celog vozila, pri čemu dejstvo bočne sile u bilo kojoj tački ose naginjanja ne može prouzrokovati naginjanje oslonjenih masa, već samo bočno pomeranje.



$$\Delta F_Z = a_y \frac{m_{Bo} h_{Bo}}{b}$$

$$F_{Z,o,dyn} = F_{Z,o,stat} + \Delta F_Z$$

$$F_{Z,i,dyn} = F_{Z,i,stat} - \Delta F_Z$$

Preporuke za visinu RC:

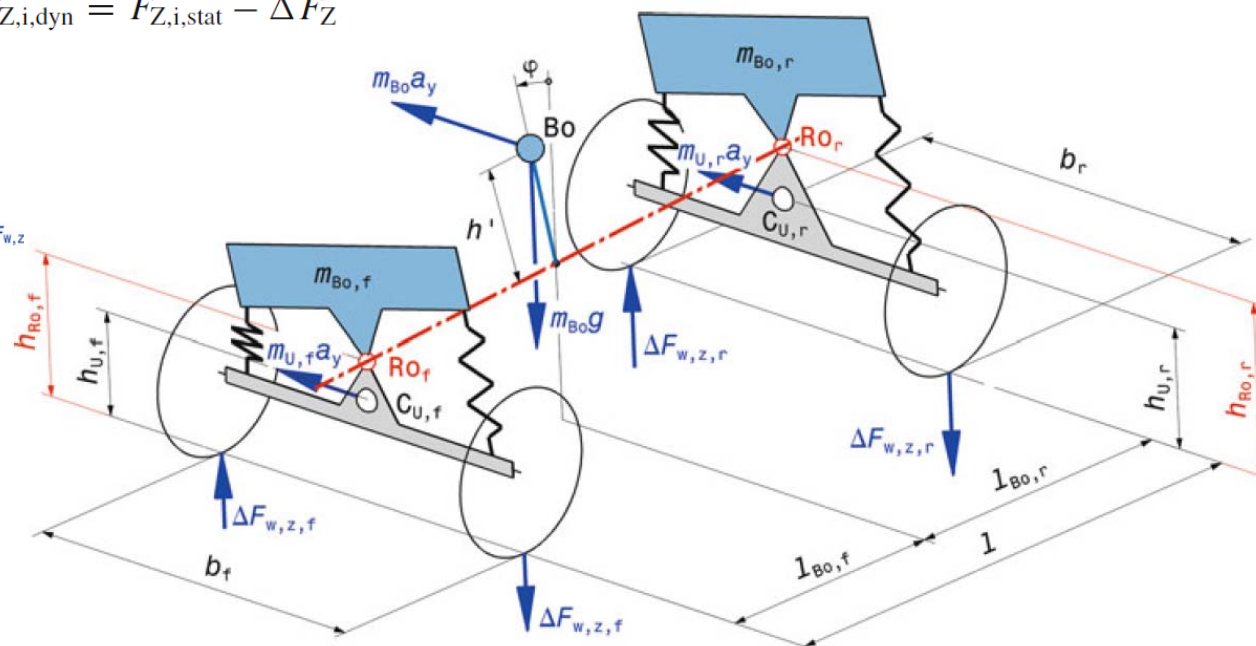
Zadnja osovina: od 80 do 250 mm

Prednja osovina: od 0 do 130 mm

Nagib ose naginjanja: do 6°

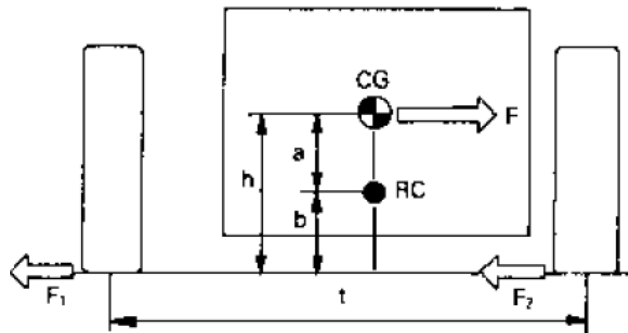
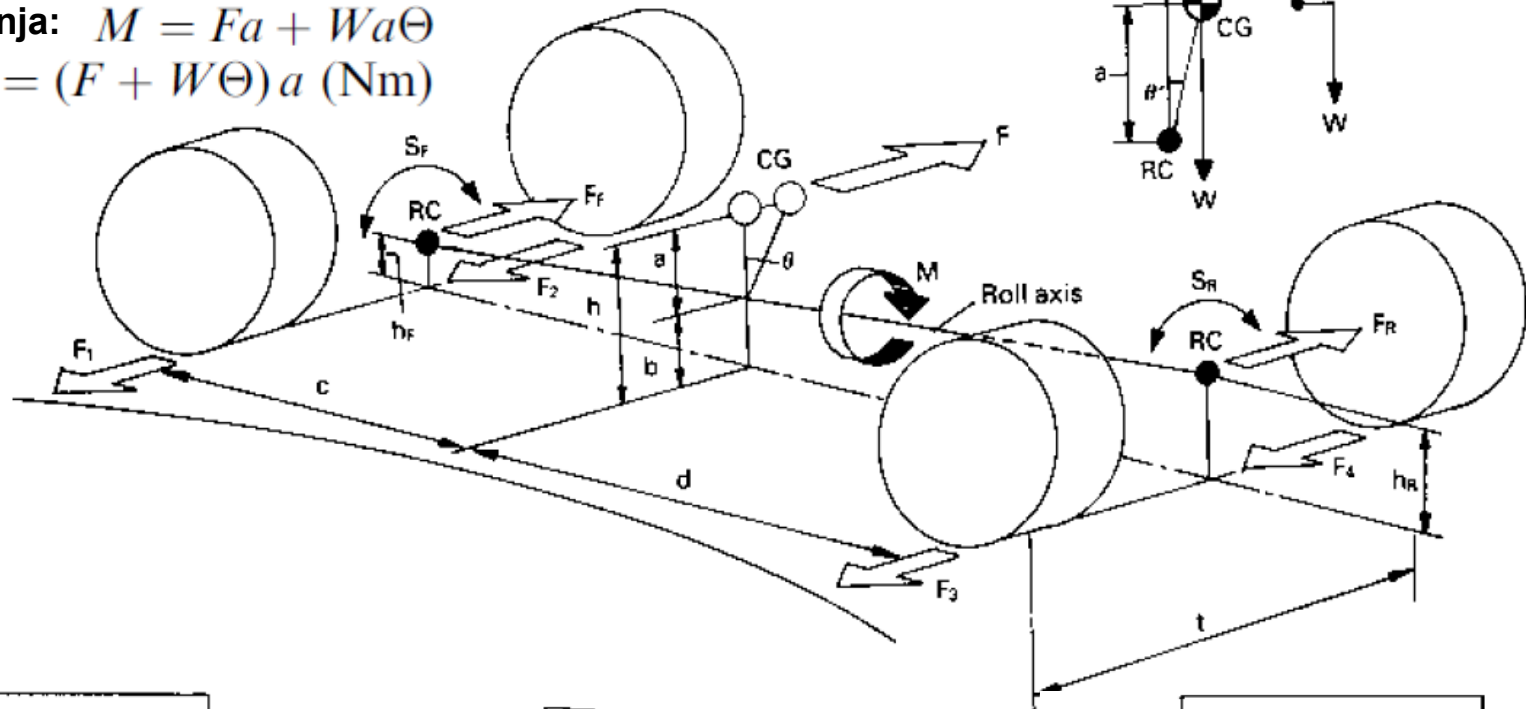
RC suviše nisko – veliko naginjanje

RC suviše visoko – veliko izdizanje (Jacking)



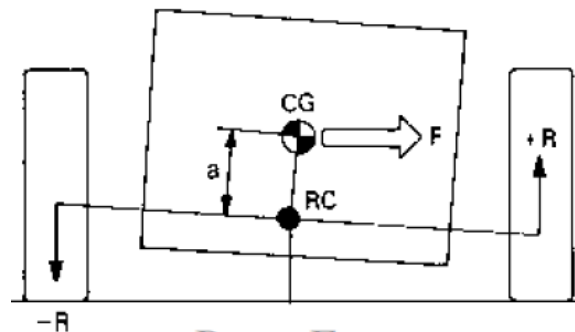
# Kinematika sistema oslanjanja – osa i centri naginjanja

moment naginjanja:  $M = Fa + Wa\Theta$   
 $= (F + W\Theta)a$  (Nm)



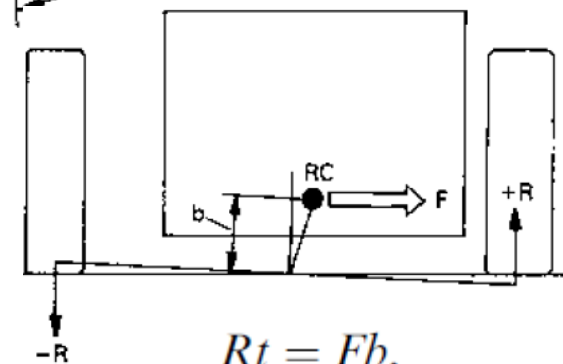
$$M = Fh = F(a + b) \text{ (N)}$$

$$M = Fa + Fb \text{ (N)}$$



$$Rt = Fa$$

$$R = \frac{Fa}{t} \text{ (N)}$$

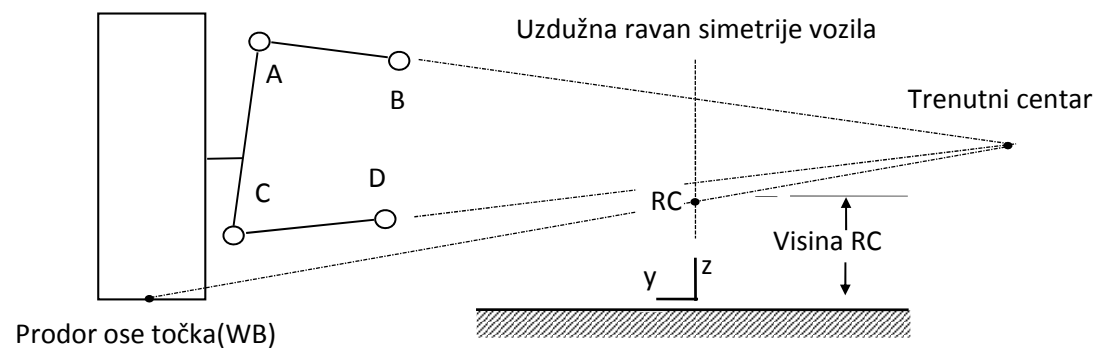


$$Rt = Fb,$$

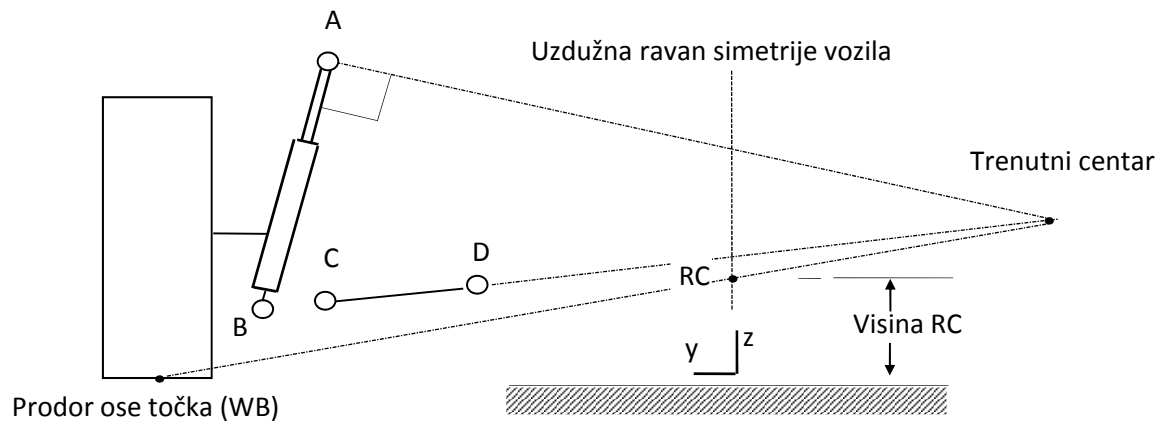
$$R = \frac{Fb}{t} \text{ (N)}$$

# Kinematika sistema oslanjanja – centar nagingjanja

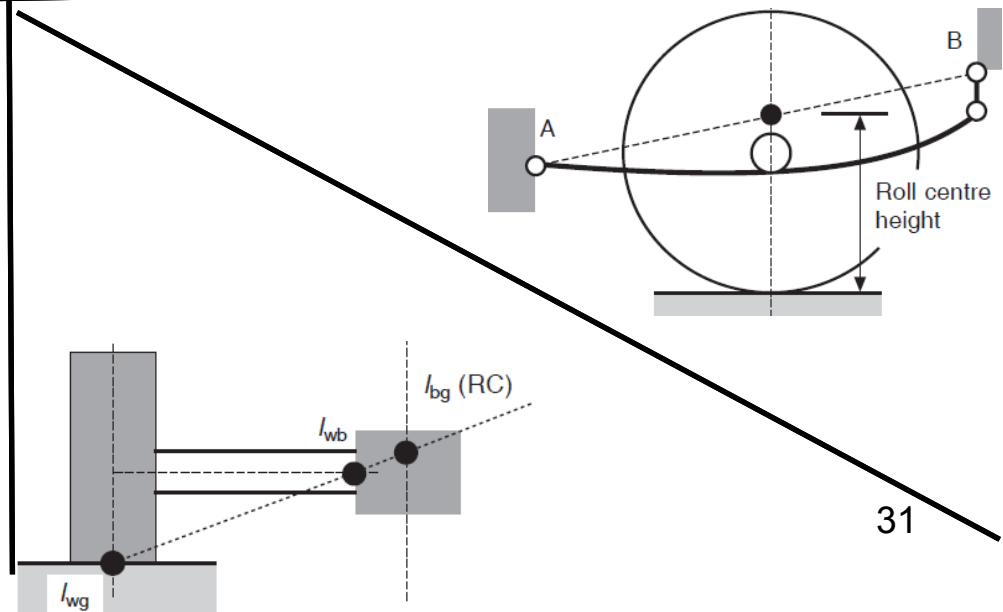
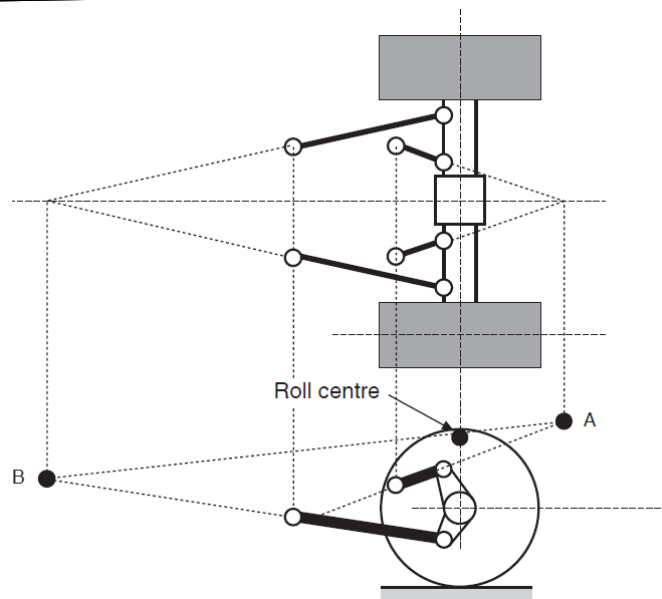
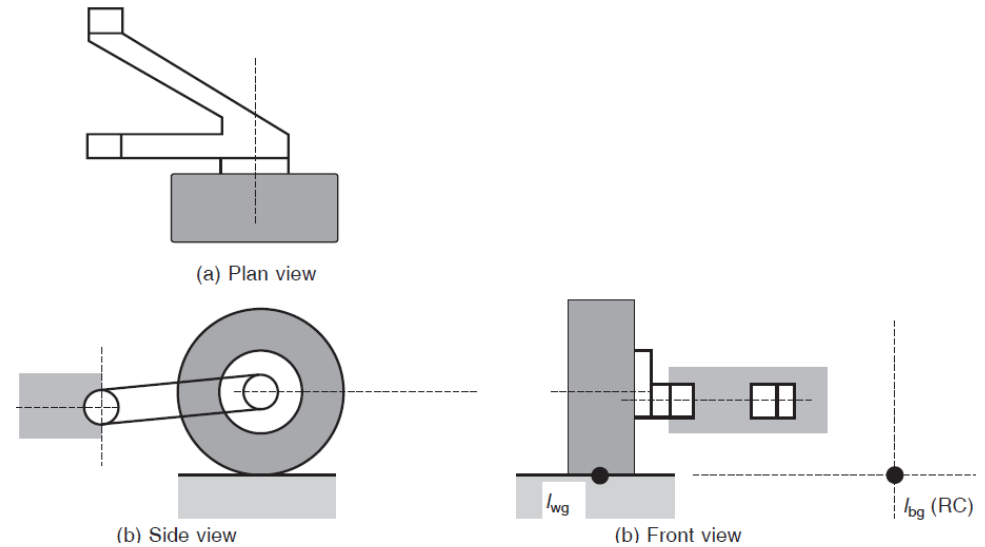
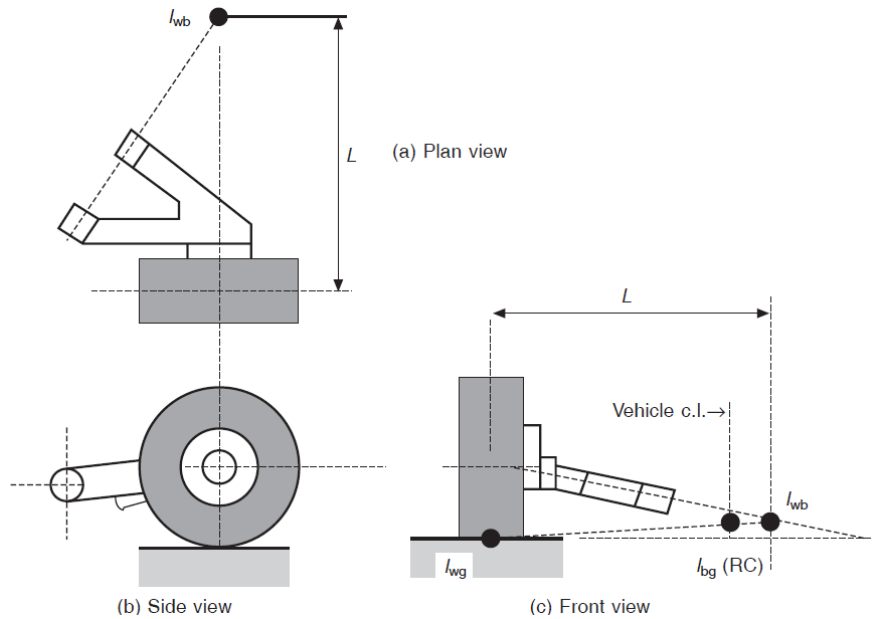
## Poprečna ravan Oslanjanje sa dve poprečne vodice



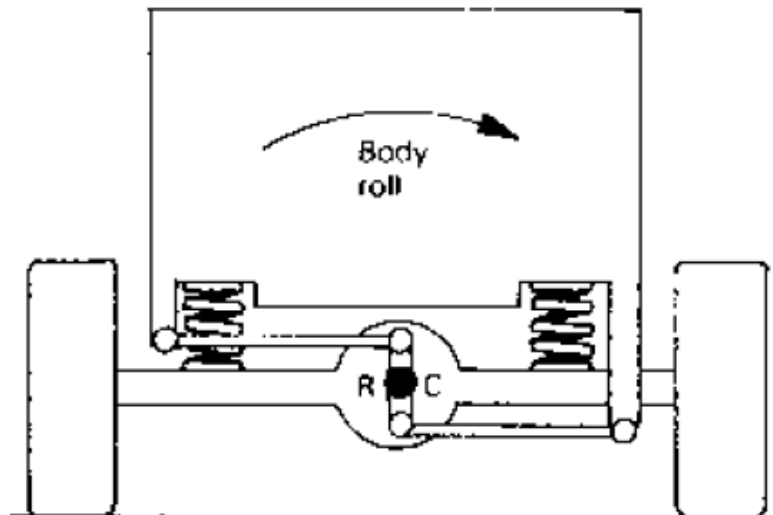
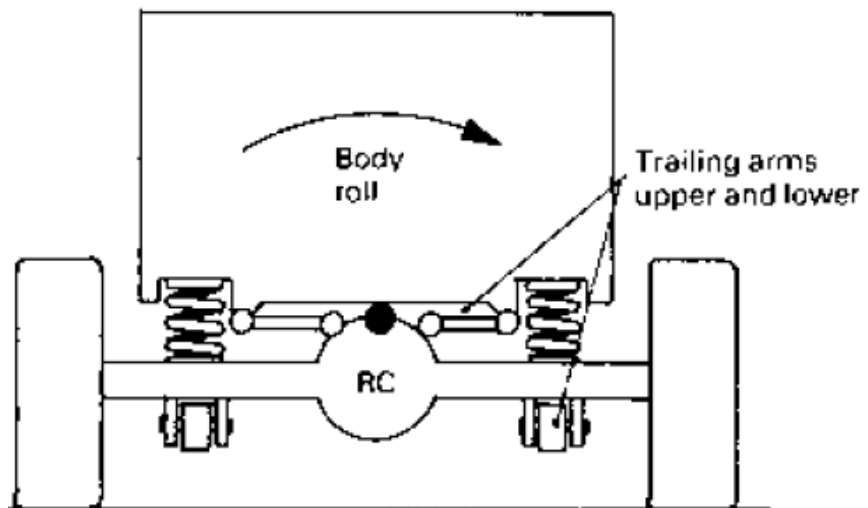
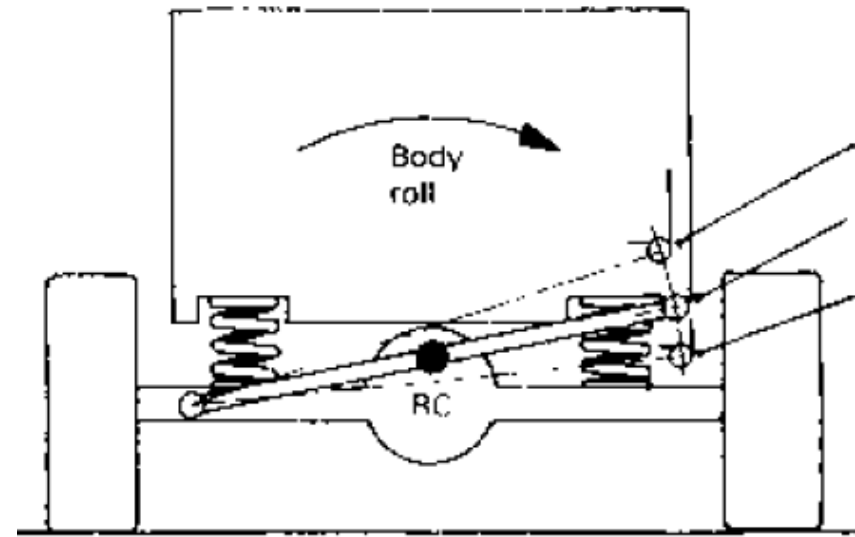
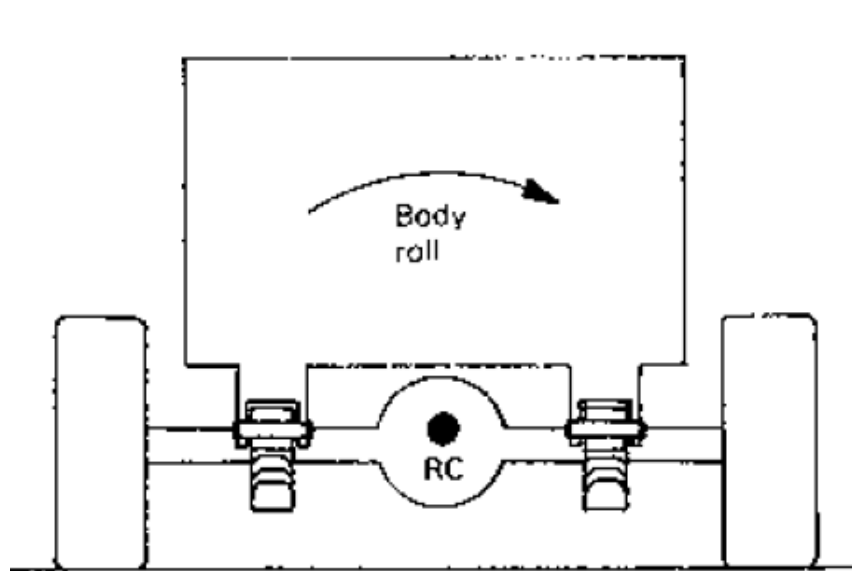
## MacPherson oslanjanje



# Kinematika sistema oslanjanja – centar naginjanja

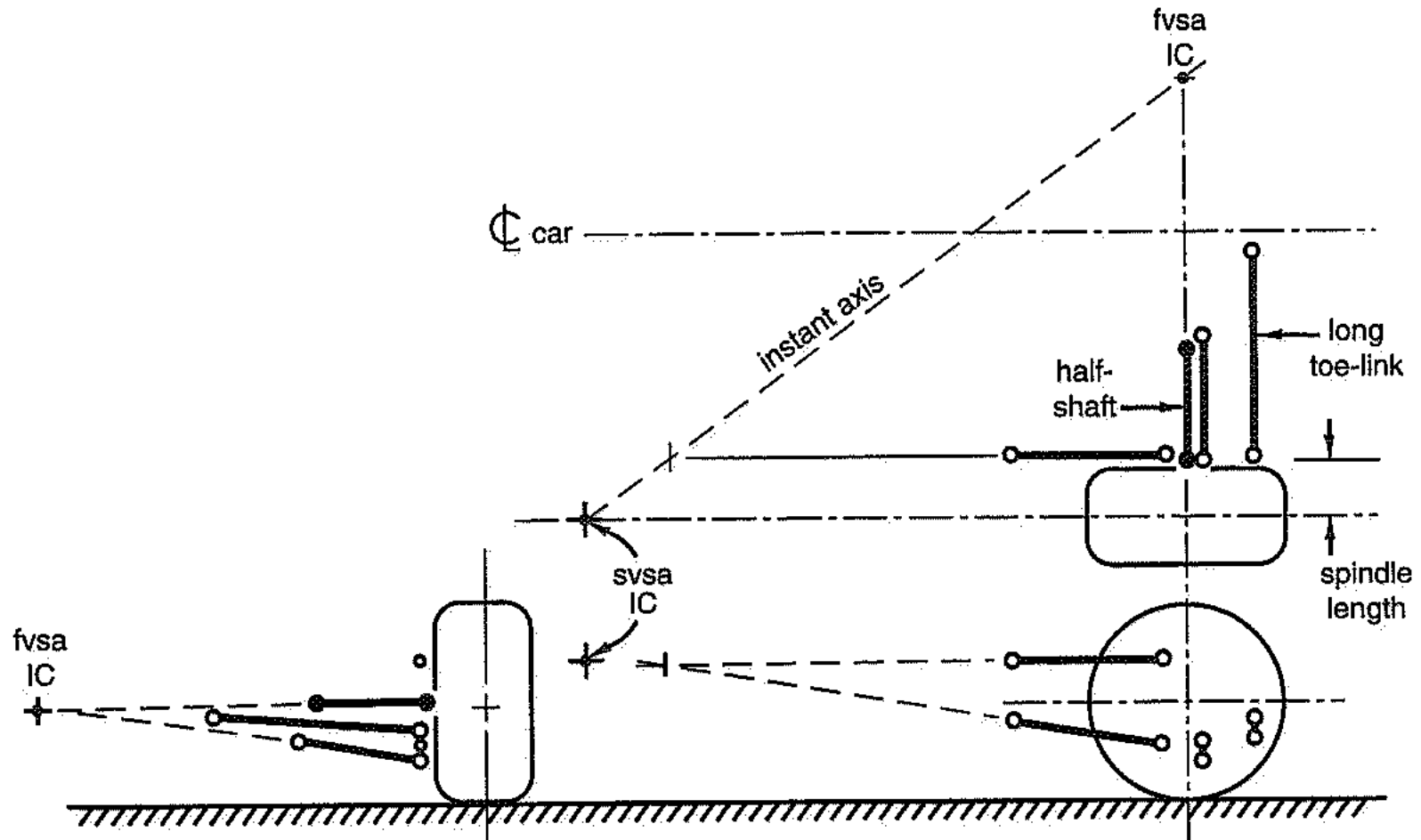


## Kinematika sistema oslanjanja – centar naginjanja

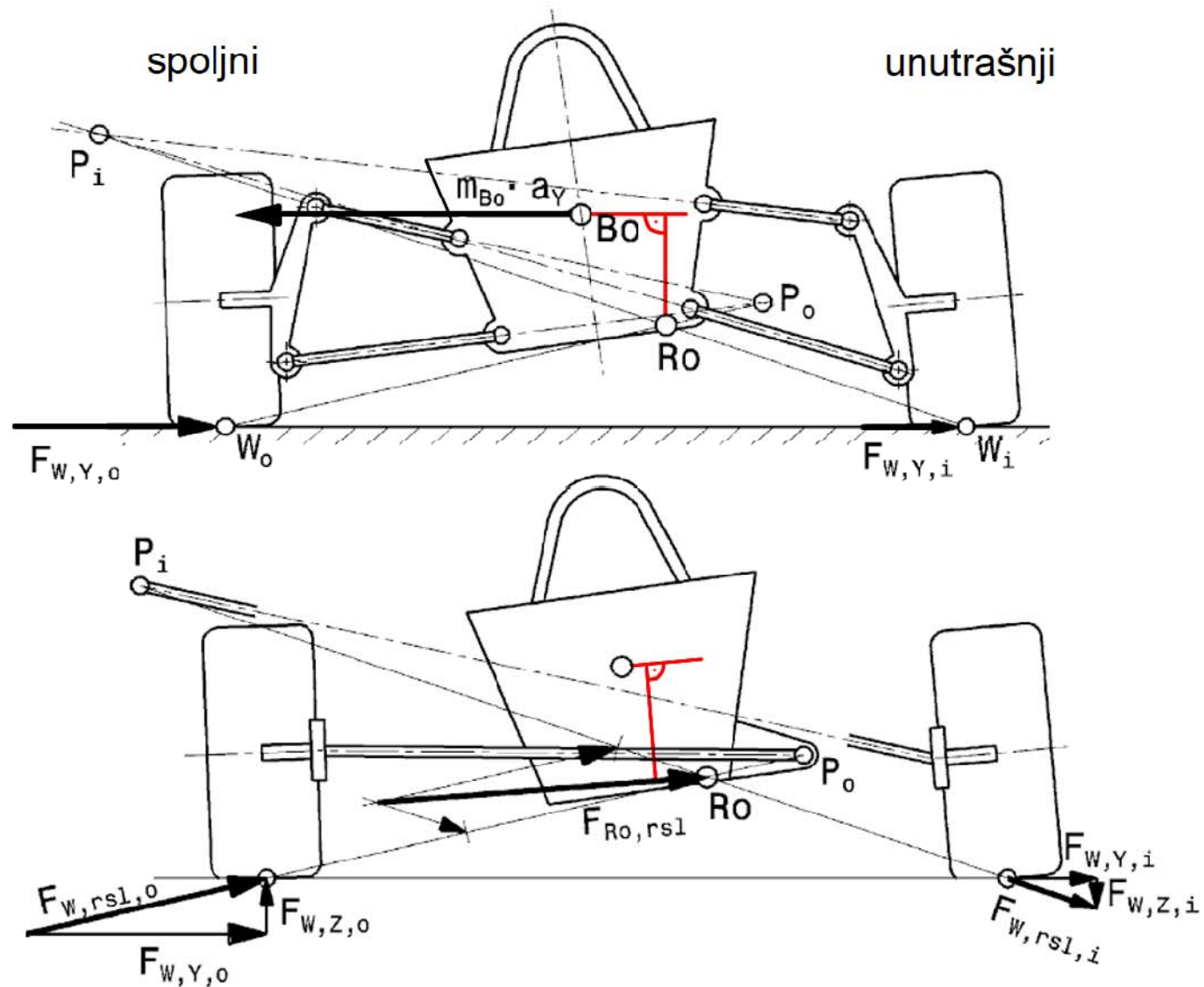




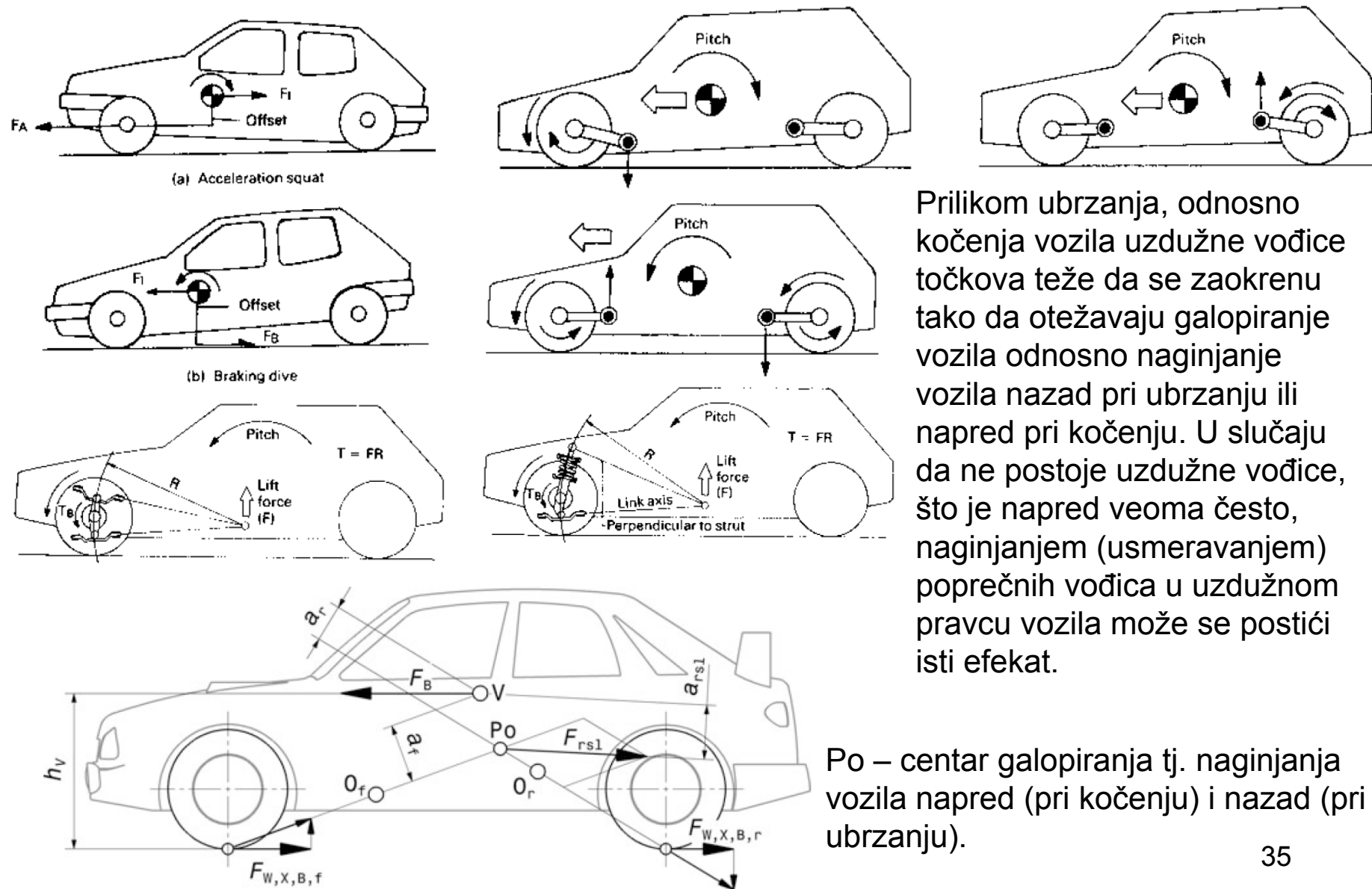
## Kinematika sistema oslanjanja – centar nagingjanja



## Kinematika sistema oslanjanja – centar nagninjanja



## Kinematika sistema oslanjanja – centar galopiranja



Prilikom ubrzanja, odnosno kočenja vozila uzdužne vođice točkova teže da se zaokrenu tako da otežavaju galopiranje vozila odnosno naginjanje vozila nazad pri ubrzanju ili napred pri kočenju. U slučaju da ne postoje uzdužne vođice, što je napred veoma često, naginjanjem (usmeravanjem) poprečnih vođica u uzdužnom pravcu vozila može se postići isti efekat.

Po – centar galopiranja tj. naginjanja vozila napred (pri kočenju) i nazad (pri ubrzanju).

## Kinematika sistema oslanjanja - analiza

Po usvajanju koordinata položaja zglobova u sistemu oslanjanja, kao i odgovarajućih uglova koji definišu položaj točka i određivanju položaja opruge, a sve to u odnosu na “nulti” tj. početni položaj sistema oslanjanja i raspoloživi prostor na vozilu, neophodno je proveriti pomeranja elemenata oslanjanja u njegovom radnom opsegu i odnos relativnog pomeranja opruge i prigušivača u odnosu na pomeranje točka.

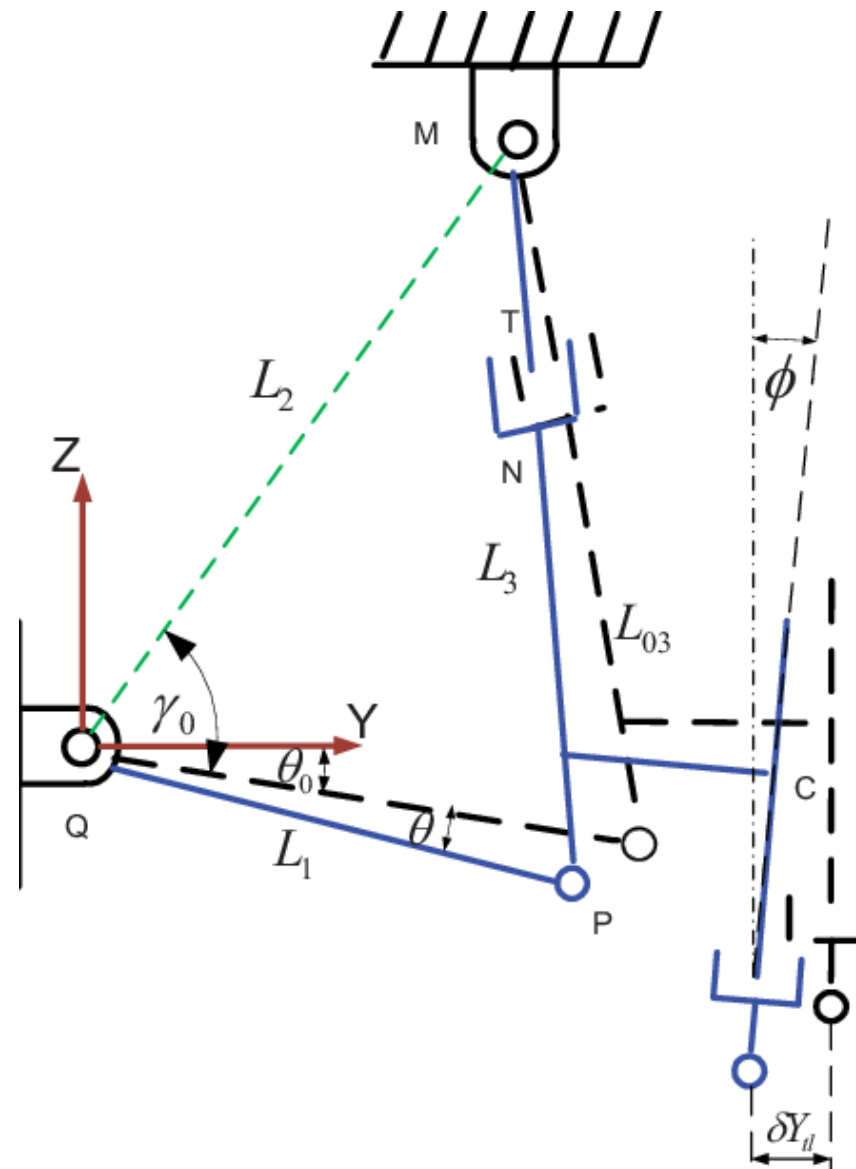
Ukoliko se elastičnost zglobova zanemari, problem se može posmatrati kinematski, šta više može se razmatrati i kao dvodimenzionalan. Osnovne analize mogu se sprovesti grafičkim ili računarskim metodama.

U grafičkoj analizi kretanja sistema oslanjanja može se uočiti da se relativna pomeranja delova sistema oslanjanja mogu uočiti putem vektora brzina odgovarajućih tačaka.

Radi ilustracije grafičkog pristupa razmatran je MacPherson sistem oslanjanja. Potrebno je odrediti:

- a) koeficijent oslanjanja  **$R$**  - promena vertikalnog pomeranja tačke  $D$  (u kontaktu pneumatika i tla) u funkciji od ugiba opruge i
- b) odnos horizontalnog i vertikalnog pomeranja tačke  $D$  za dati položaj mehanizma, tj. odnos bočnog klizanja i vertikalnog pomeranja točka.

# Kinematika sistema oslanjanja - analiza Mc Pherson



# Kinematika sistema oslanjanja - analiza

Neka vođica  $AB$  ima ugaonu brzinu  $\omega_{BA}$  u smeru kretanja kazaljke na satu. Brzina tačke  $B$  ima intenzitet  $V_B = \omega_{BA} \cdot r_{BA}$  i prikazana je vektorom  $V_B$  koji je normalan na vezu  $AB$ . Ovaj vektor je nacrtan u određenoj razmeri od pola dijagrama brzina  $O_V$ . Takođe,  $a$  i  $c$  se poklapaju sa  $O_V$  pošto im je brzina jednaka 0 (tačke veze).

Brzina tačke  $B$  u odnosu na  $C$  ima komponentu paralelnu sa  $BC$  (koja proizilazi od promene dužine veze  $BC$ ) i komponentu normalnu na  $BC$  (tangencijalna komponenta koja proizilazi usled rotacije veze  $BC$  oko  $C$ ). U ovom trenutku ne može se izračunati veličina nijedne od ovih komponenti, ali crtanjem linije od  $O_V$  paralelno sa  $BC$  i linije od  $b$  normalne na  $BC$  iste se seku u  $b'$ . Odatle veličine radijalne i tangencijalne komponente brzine tačke  $B$  u odnosu na  $C$  su uspostavljene i mogu se izmeriti sa dijagrama ( $V_{BC}^r$  i  $V_{BC}^t$ ).

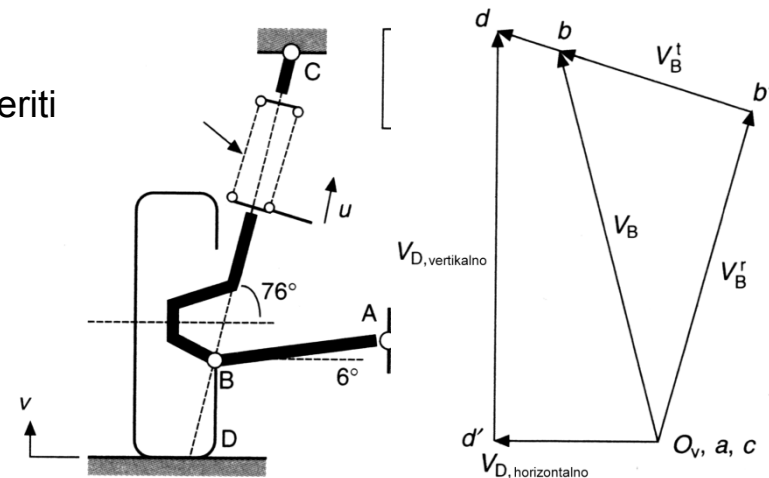
Kako se  $DB$  može smatrati krutim produžetkom veze  $BC$ , brzina tačke  $D$  u odnosu na  $B$  sastoji se samo iz tangencijalne komponente  $V_{DB}^t$ . Veličina se može odrediti iz proporcije koja sledi:

$db/DB = bb'/BC$ , iz čega se može odrediti  $db$ .

Ovo određuje tačku  $d$  na dijagramu. Sada je moguće izmeriti vertikalnu  $V_{D,vert}$  i horizontalnu komponentu  $V_{D,hor}$  od  $d$ .

a) Koef. oslanj.  $R = dv/du = dd'/O_V b'$

b) odnos bočnog klizanja i vertikalnog pomeranja točka =  
 $= O_V d' / dd'$

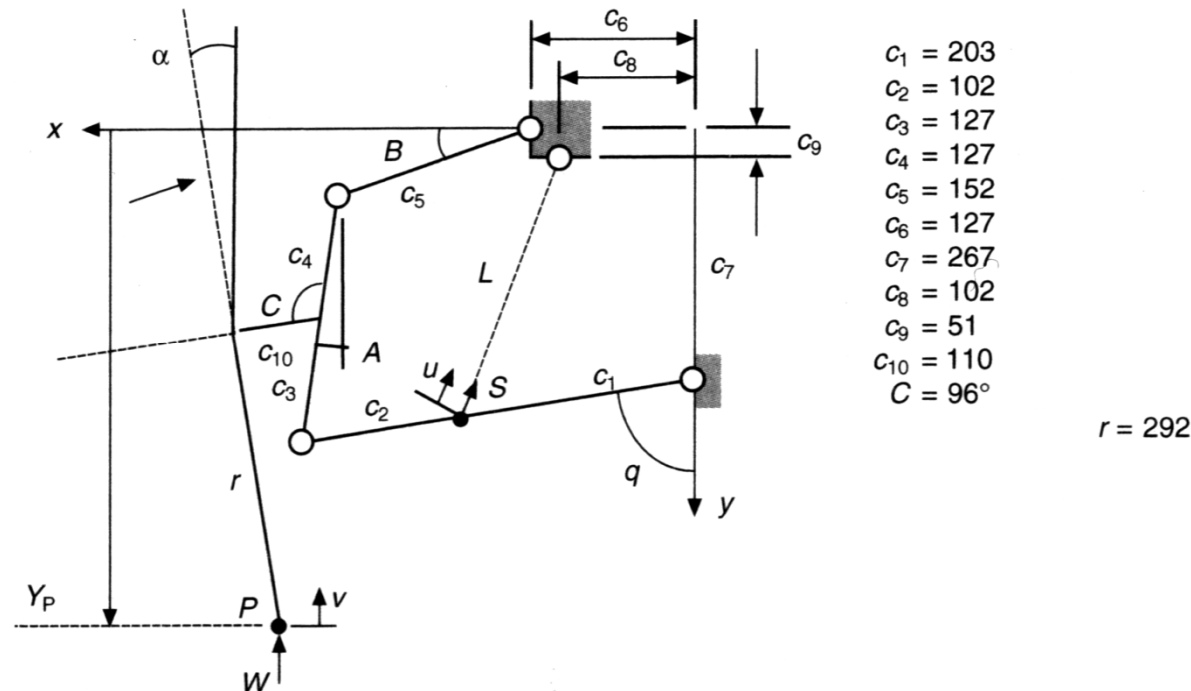


## Kinematika sistema oslanjanja - analiza

### Oslanjanje sa dve poprečne vođice

Mehanizam prikazan na slici predstavlja mehanizam sa dve poprečne vođice, a  $P$  predstavlja presek centra pneumatika i površine puta. Nezavisna promenljiva je  $q$ , a zavisne promenljive su  $A$  i  $B$ .

Cilj je odrediti kako ugao nagiba  $\alpha$ , i koeficijent oslanjanja  $R$  zavise (variraju) u odnosu na pomeranje mehanizma oslanjanja opisanog preko ugla  $q$  koji se menja od  $80^\circ$  do  $100^\circ$ , ako je u statičkom opterećenom položaju  $q = 90^\circ$ .



Podaci:  $c_1=203$ ;  $c_2=102$ ;  $c_3=127$ ;  $c_4=127$ ;  $c_5=152$ ;  $c_6=127$ ;  $c_7=267$ ;  $c_8=102$ ;  $c_9=51$ ;  $c_{10}=110$ ;  $C=96^\circ$ ;  $r=292$ ;

Konstante:  $c_{12}=c_1+c_2$   $c_{34}=c_3+c_4$   $k_{dr}=\pi/180$

Proračun:  $A=-10$   $B=10$

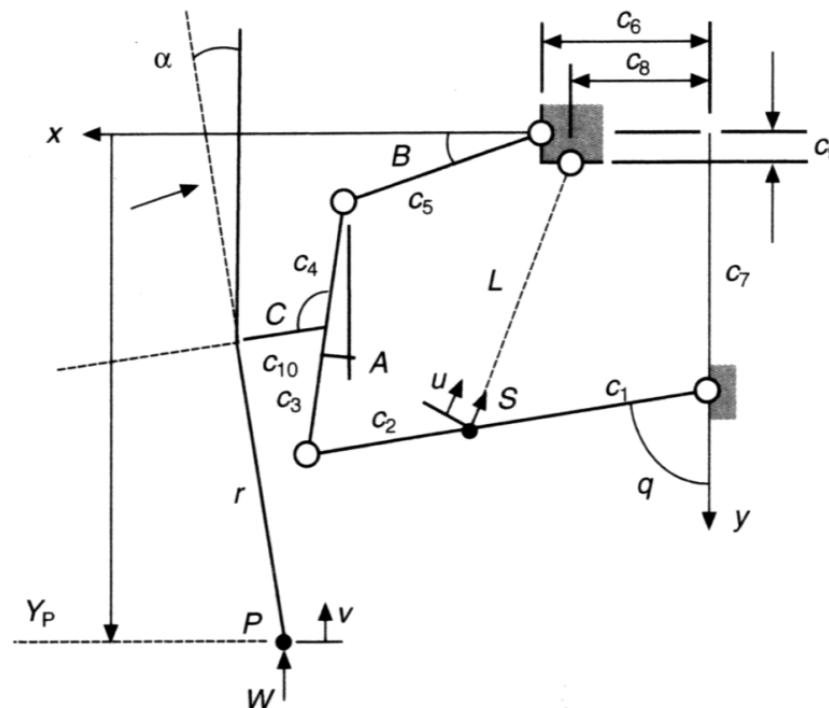
$$c_{12} \cdot \sin(q \cdot k_{dr}) - c_{34} \cdot \sin(A \cdot k_{dr}) - c_5 \cdot \cos(B \cdot k_{dr}) - c_6 = 0$$

$$c_{12} \cdot \cos(q \cdot k_{dr}) - c_{34} \cdot \cos(A \cdot k_{dr}) - c_5 \cdot \sin(B \cdot k_{dr}) + c_7 = 0$$

$F(q) = \text{Find}(A, B)$

$q = 80..100$ ,  $i = 0..20$

$A_i = F(80+i)_0$ ;  $B_i = F(80+i)_1$ ;  $q_i = 80+i$



Ugao nagiba točka (stepeni):  $\alpha_i = C - 90 - A_i$

Izražavanje uglova u radijanima:  $q_{ri} = q_i \cdot k_{dr}$   $A_{ri} = A_i \cdot k_{dr}$   $B_{ri} = B_i \cdot k_{dr}$   $\alpha_{ri} = \alpha_i \cdot k_{dr}$

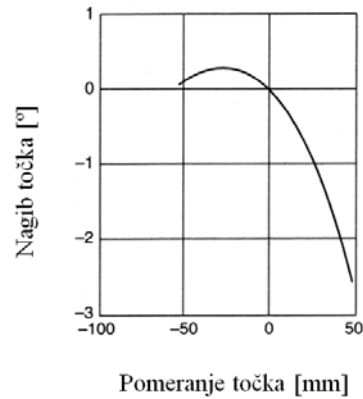
Vertikalna pozicija kontaktne tačke pneumatika:

$$Y_{pi} = c_7 + c_{12} \cdot \cos(q_{ri}) - c_3 \cdot \cos(A_{ri}) + c_{10} \cdot \sin(\alpha_{ri}) + r \cdot \cos(\alpha_{ri})$$

$$Y_{po} = Y_{p10}, Y_{p10} = 432.644 \text{ mm}$$



Pomeranje (ugib) u odnosu na nominalni položaj:  $v_i = Y_{P_i} - Y_{PO}$



Drugi deo rešenja počinje izražavanjem dužine opruge oslanjanja u odnosu na primarnu promenjivu, nastavlja se određivanjem brzinskih koeficijenata  $K_{YP}(q) = \frac{dY_P}{dq}$  i  $K_L(q) = \frac{dL}{dq}$ . Time je određen koeficijent oslanjanja  $R = \frac{K_{YP}}{K_L}$ .

Dužina opruge oslanjanja

$$L_i = \sqrt{(c_1 \cdot \sin(q_{r_i}) - c_8)^2 + (c_7 + c_1 \cdot \cos(q_{r_i}) - c_9)^2}$$

Nominalni položaj opruge oslanjanja  $L_o = L_{10} = 238.447 \text{ mm}$ . Pomeranje (ugib) u odnosu na nominalni položaj  $u_i = L_o - L_i$

Brzinski koeficijenti

$$K_{A_i} = \frac{c_{12} \cdot \cos(q_{r_i} + B_{r_i})}{c_{34} \cdot \cos(A_{r_i} + B_{r_i})}$$

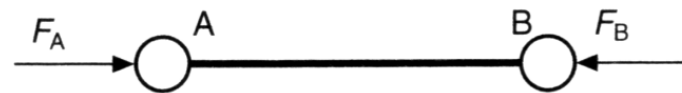
$$K_{YP_i} = -c_{12} \cdot \sin(q_{r_i}) + K_{A_i} \cdot (c_3 \cdot \sin(A_{r_i}) - c_{10} \cdot \cos(\alpha_{r_i}) + r \cdot \sin(\alpha_{r_i}))$$

$$K_{L_i} = \frac{c_1 \cdot c_9 \cdot \sin(q_{r_i}) - c_1 \cdot c_7 \cdot \sin(q_{r_i}) - c_1 \cdot c_8 \cdot \cos(q_{r_i})}{\sqrt{(c_1 \cdot \sin(q_{r_i}) - c_8)^2 + (c_7 + c_1 \cdot \cos(q_{r_i}) - c_9)^2}}$$

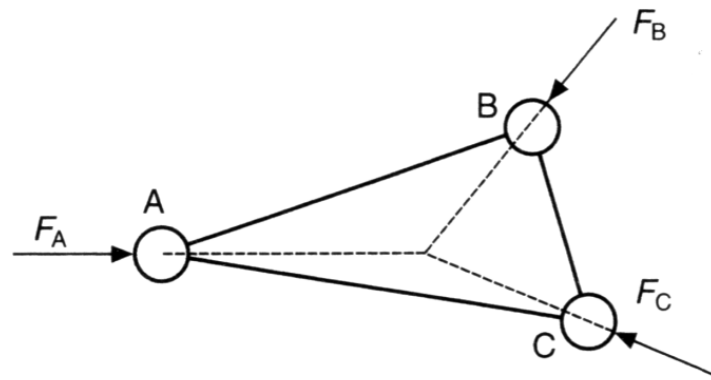
$$\text{Koeficijent oslanjanja } R_i = \frac{K_{YP_i}}{K_{L_i}}; R_{10} = 1.607$$

# Opterećenja (sile) u sistemu oslanjanja

Jednostavniji proračuni opterećenja elemenata oslanjanja i njihovih veza sa karoserijom mogu se izvršiti i grafičkom metodom. Pretpostavljeno je da su mase elemenata zanemarene u poređenju sa primenjenim opterećenjem, kao i trenje i elastičnost u zglobovima je. U slučaju trokomponentnih sila ravnoteža zahteva da tri sile prolaze kroz zajedničku tačku koja se nalazi u njihovom preseku i da suma vektora sila bude jednaka nuli. Ako je jedna od tri sile poznata može se izračunati intenzitet ostale dve na osnovu njihovih pravaca dejstva (trougao sila).



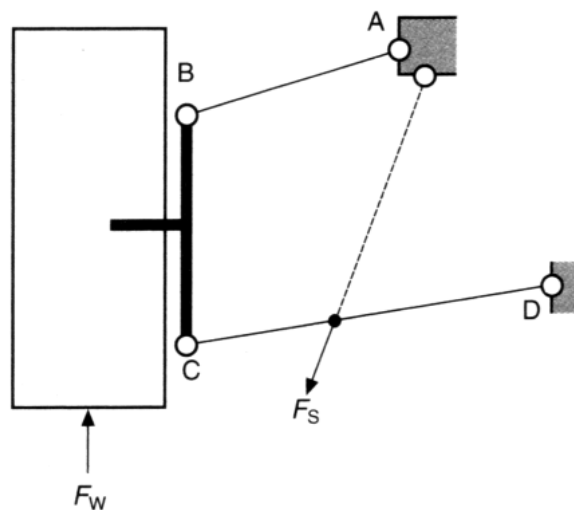
(a)



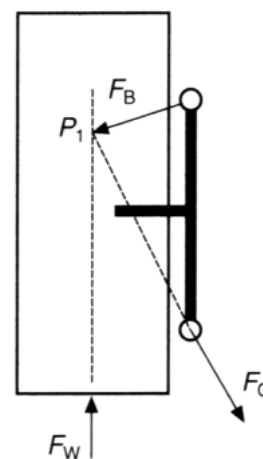
(b)

# Opterećenja (sile) u sistemu oslanjanja vertikalno opterećenje i dve poprečne vođice

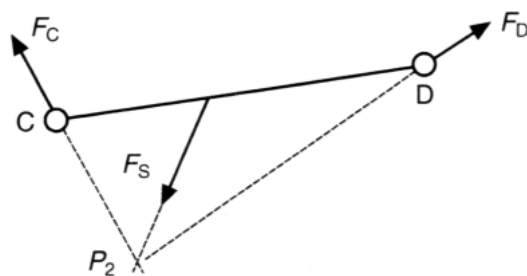
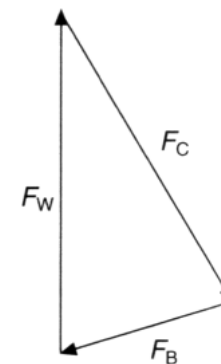
$F_w$  je vertikalna reakcija tla na točku, a  $F_s$  sila koja deluje u opruzi.



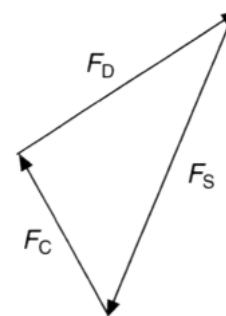
(a)



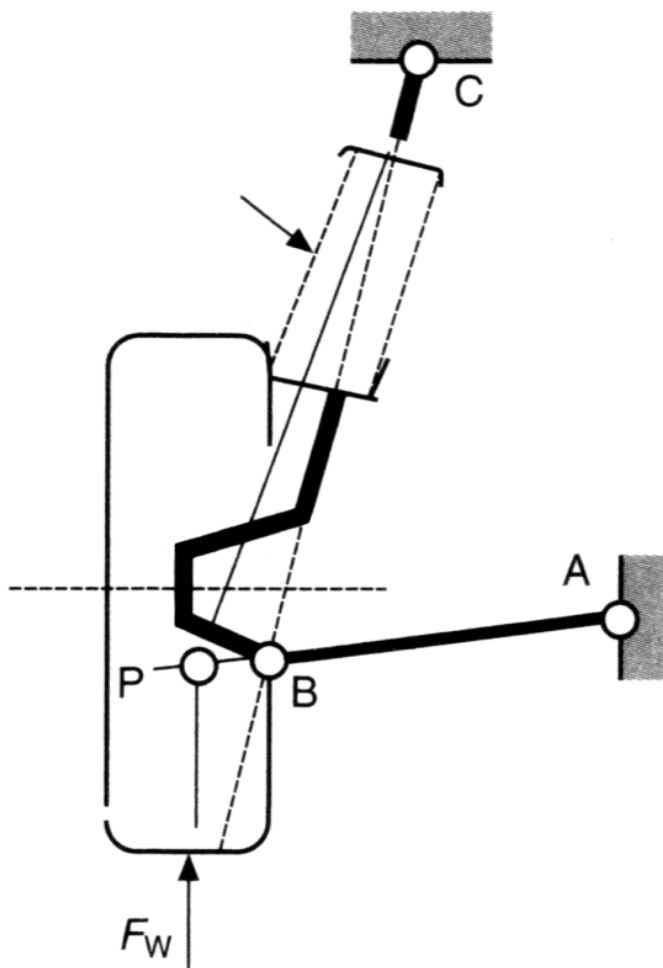
(b)



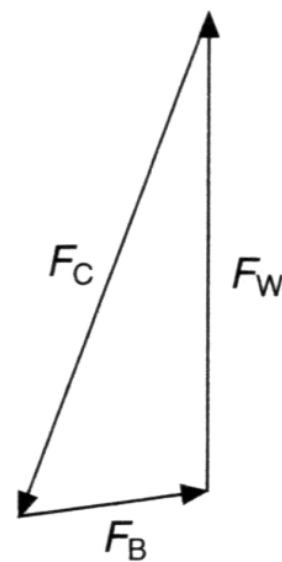
(c)



## Opterećenja (sile) u sistemu oslanjanja vertikalno opterećenje i MacPherson

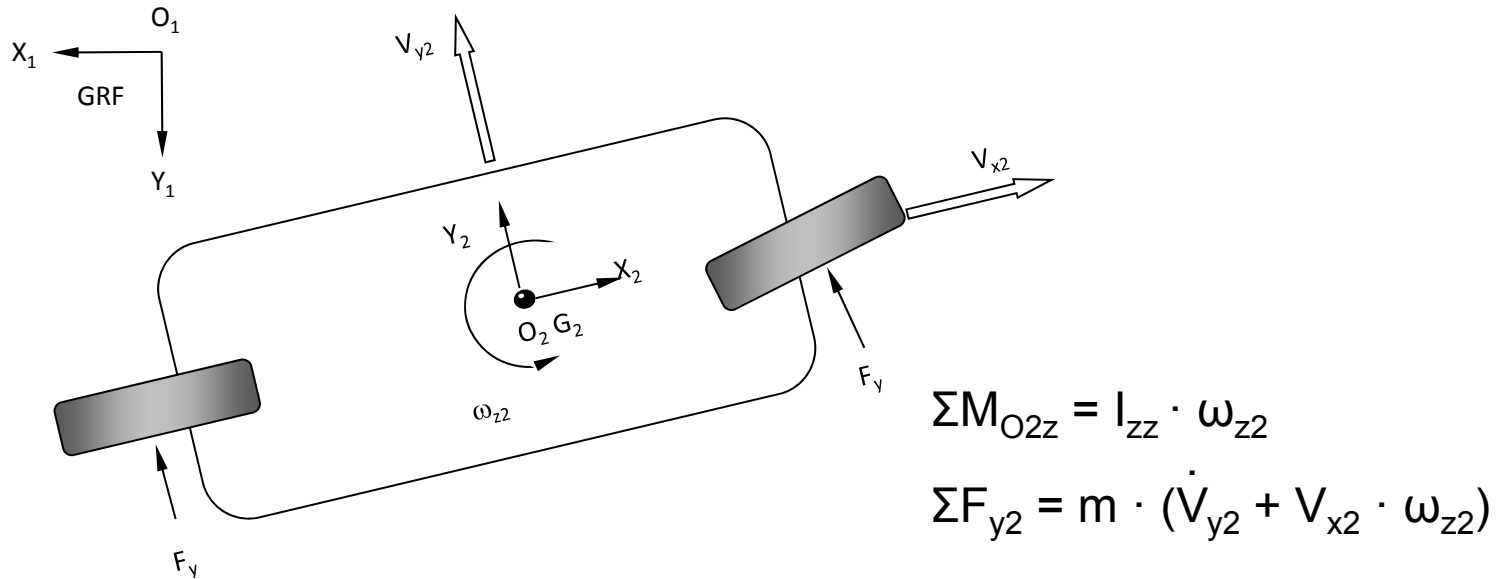


(a)

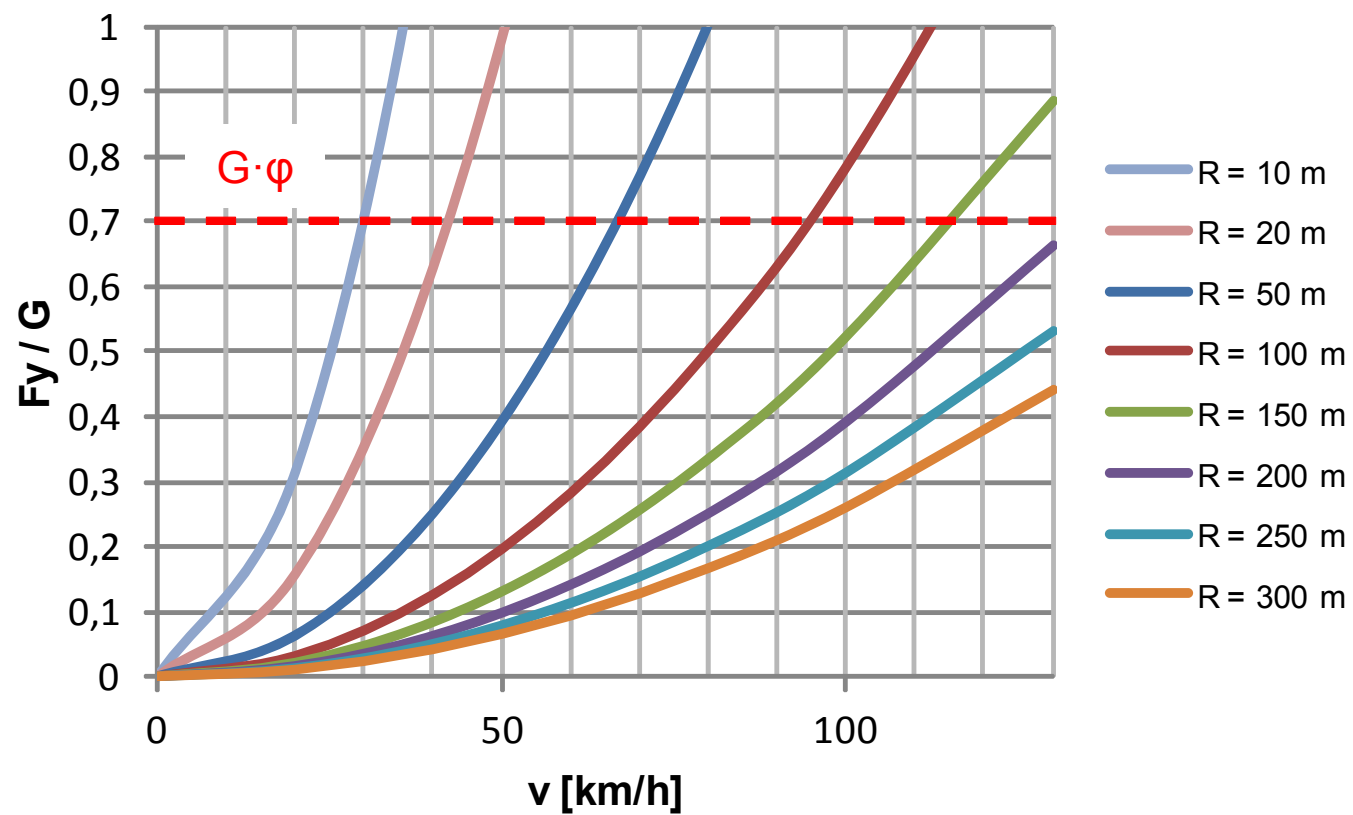


(b)

# Bočno opterećenje



- Najjednostavniji model skretanja vozila (model bicikla)
- Prenošenje težine
- Karakteristike bočnog opterećenja pneumatika u odnosu na njegovo bočno opterećenje

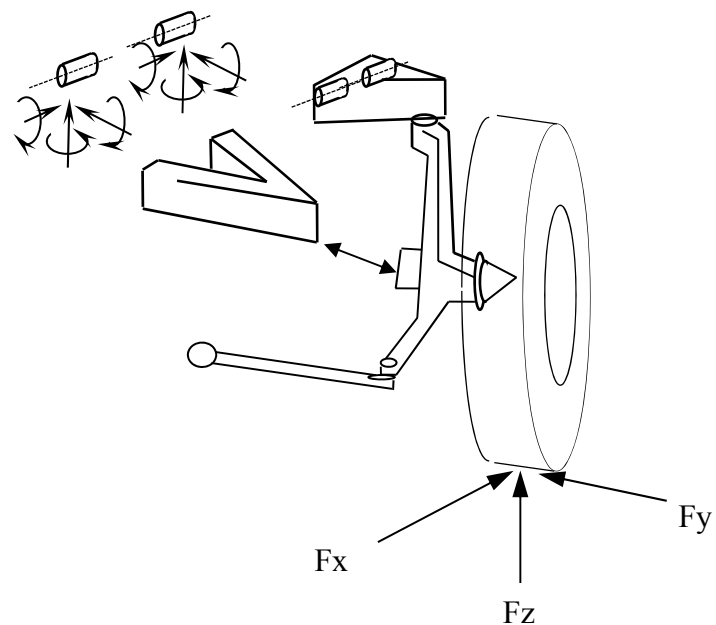


# Udarna opterećenja

Efekat dinamičkih opterećenja je veoma teško odrediti, ali iskustvo omogućava niz faktora dinamičkog opterećenja koji se mogu usvojiti (tabela). Kada se pomnože sa statičkim opterećenjima točka ovi faktori daju prihvatljivu aproksimaciju vršnih dinamički opterećenja. Neke tipične vrednosti koje se koriste od strane proizvođača date su u tabeli.

Slučaj opterećenja	Faktor opterećenja		
	uzdužno	poprečno	vertikalno
rupa - džomba	3g, na točak koji deluje	0	4g, na predmetnom točku 1g, na ostalim točkovima
rupa tokom skretanja	0	0	3.5g, na predmetnom točku 1g, na ostalim točkovima
ivičnjak sa strane	0	4g, prednji i zadnji točkovi na toj strani	1g, na svim točkovima
panično kočenje	2g, prednji točkovi 0.4g, zadnji točkovi	0	2g, prednji točkovi 0.8g, zadnji točkovi

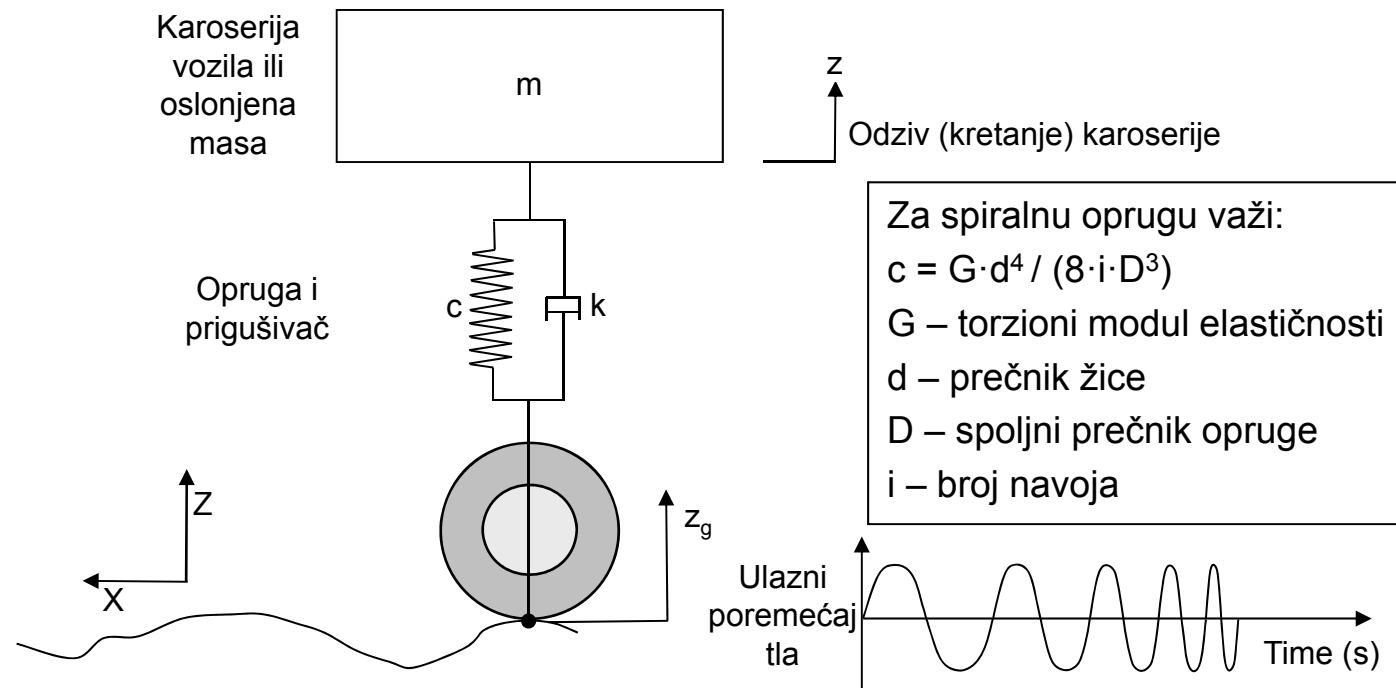
# Udarna opterećenja



vrsta opterećenja	$F_x$ (N)	$F_y$ (N)	$F_z$ (N)
3G izbočina			11180
2G rupa			-7460
0.75G skretanje (spoljni točak)		4290	5880
0.75G skretanje (unutrašnji točak)		-1180	1620
1G kočenje	5530		5530
0.35G kočenje nazad	-2150		3330
ivičnjak	9270		4120
kočenje (rupa)	15900		12360



# Oscilatorna udobnost karoserije – Četvrtinski oscilatorni model vozila



Predvideti frekvenciju oscilacija oslonjenih masa (karoserije) i neoslonjenih masa (točka) i njihovu prenosnu funkciju

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{z}_g) + c(z - z_g) = 0$$

# Akermanov ugao

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}}$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}}$$

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

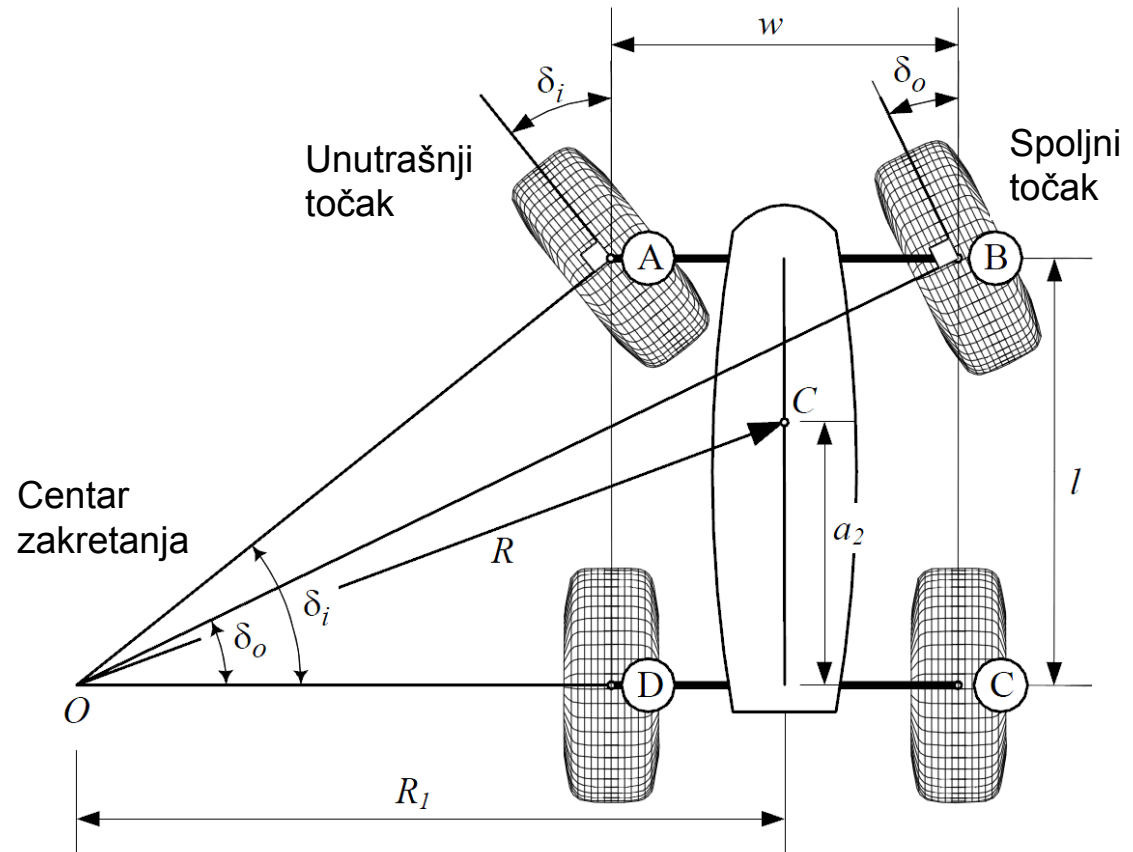
$$\cot \delta = \frac{\cot \delta_o + \cot \delta_i}{2}$$

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{2}w + \frac{l}{\tan \delta_i} \\ &= -\frac{1}{2}w + \frac{l}{\tan \delta_o} \end{aligned}$$

$$R^2 = a_2^2 + R_1^2$$

$$\begin{aligned} \cot \delta &= \frac{R_1}{l} \\ &= \frac{1}{2} (\cot \delta_i + \cot \delta_o) \end{aligned}$$

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}.$$



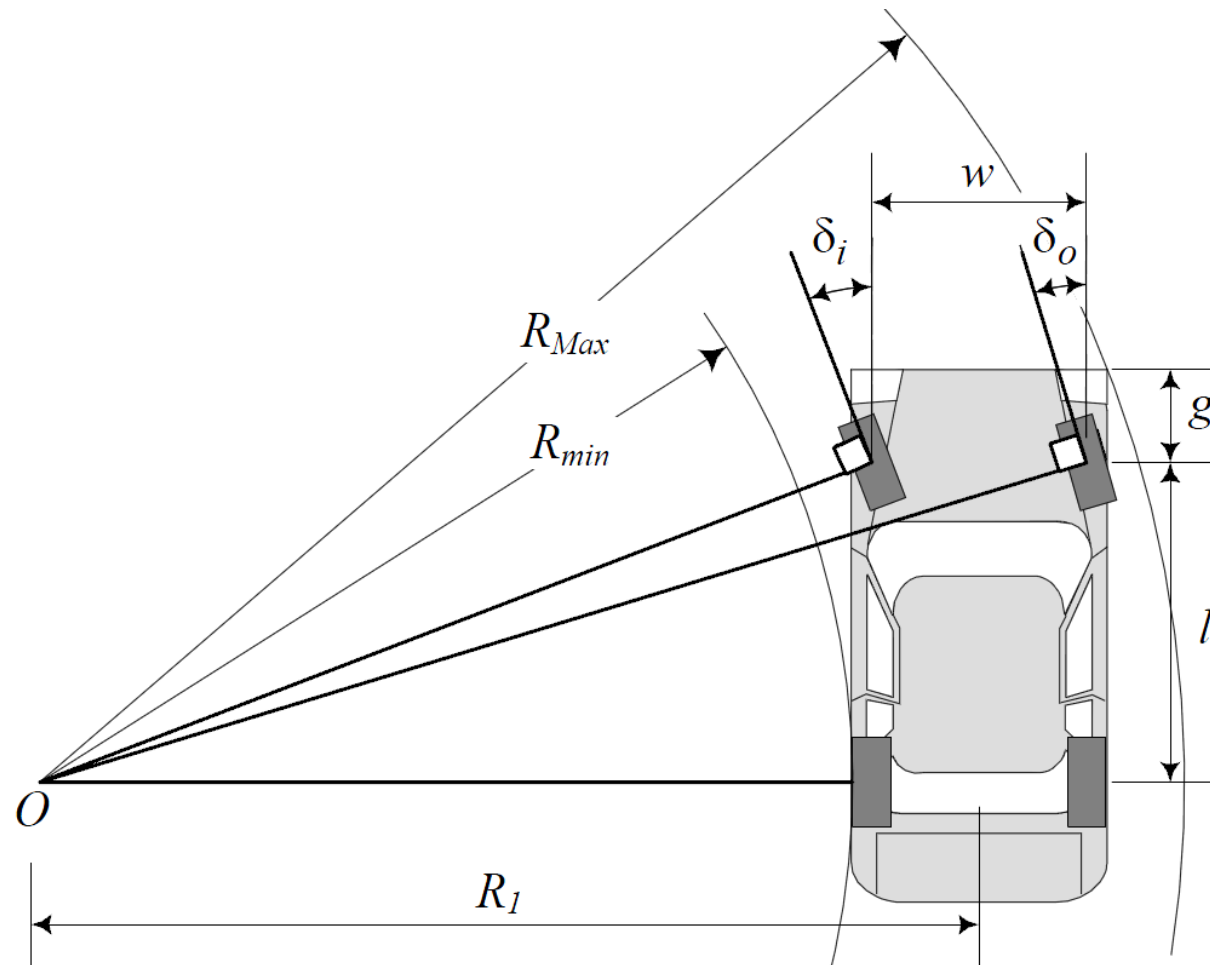
# Zahtevani prostor pri skretanju vozila

$$\begin{aligned}\Delta R &= R_{Max} - R_{min} \\ &= \sqrt{(R_{min} + w)^2 + (l + g)^2} - R_{min}\end{aligned}$$

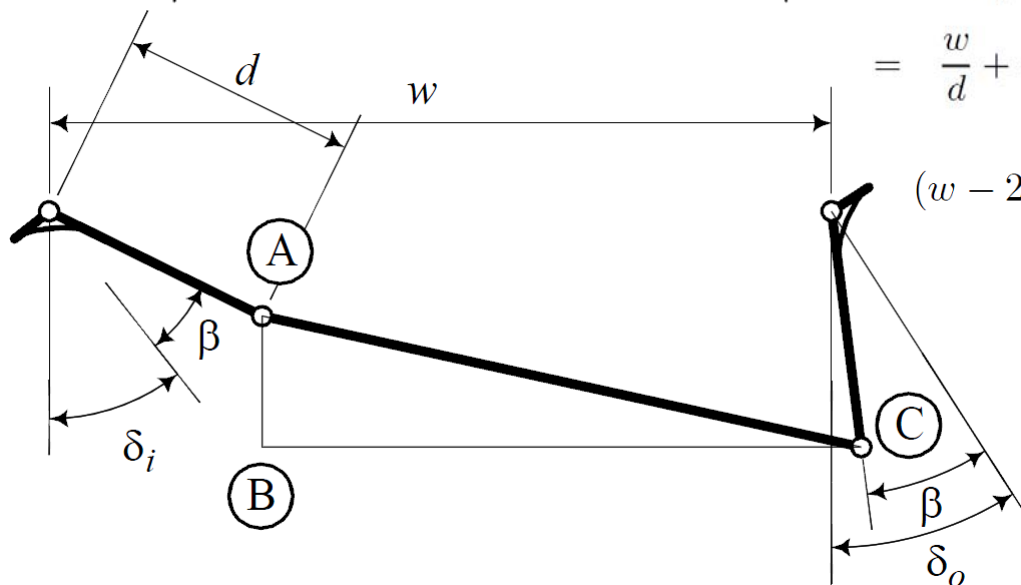
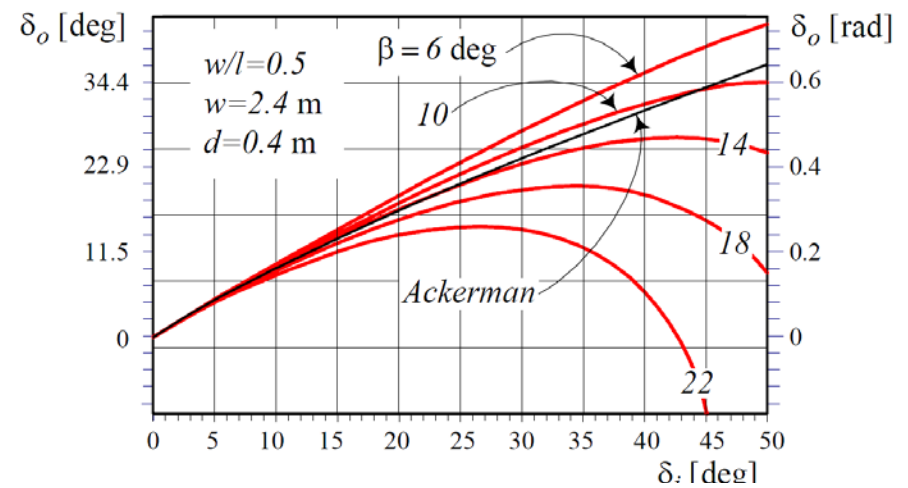
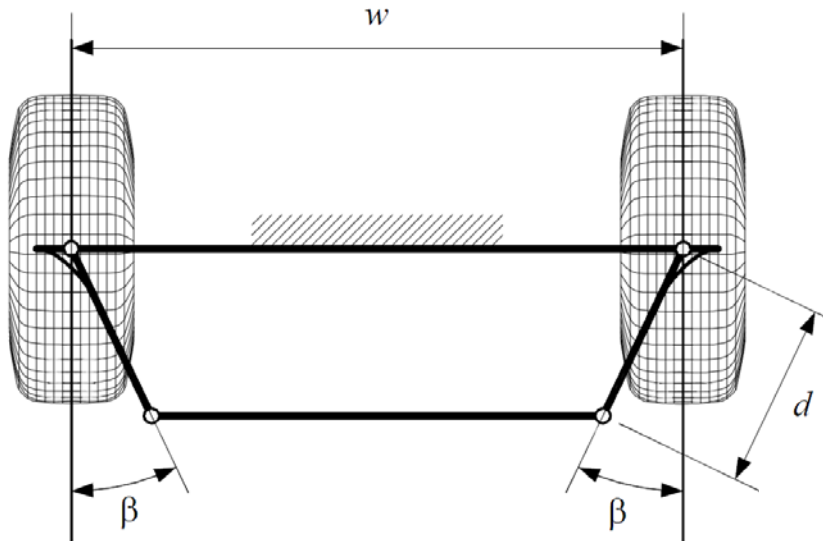
$$\begin{aligned}R_{min} &= R_1 - \frac{1}{2}w \\ &= \frac{l}{\tan \delta_i} \\ &= \frac{l}{\tan \delta_o} - w\end{aligned}$$

$$R_{max} = 12.5 \text{ m}$$

$$R_{min} = 5.3 \text{ m}$$



# Upravljački trapez



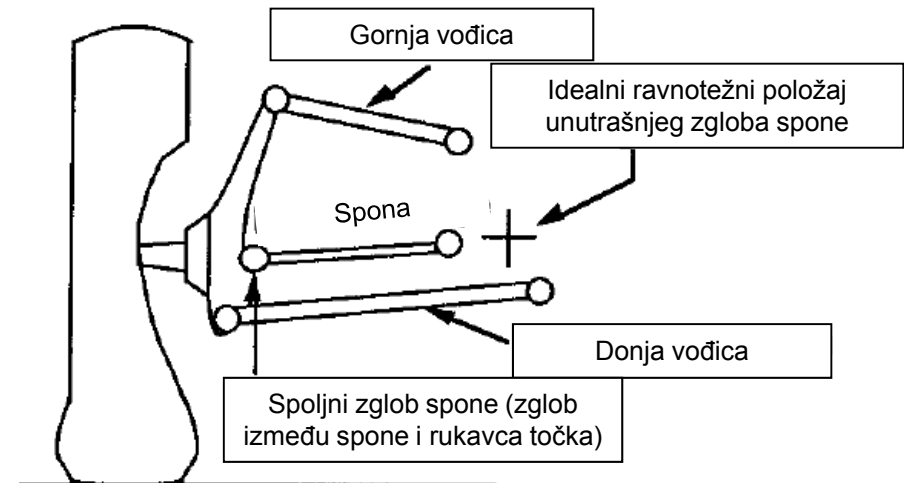
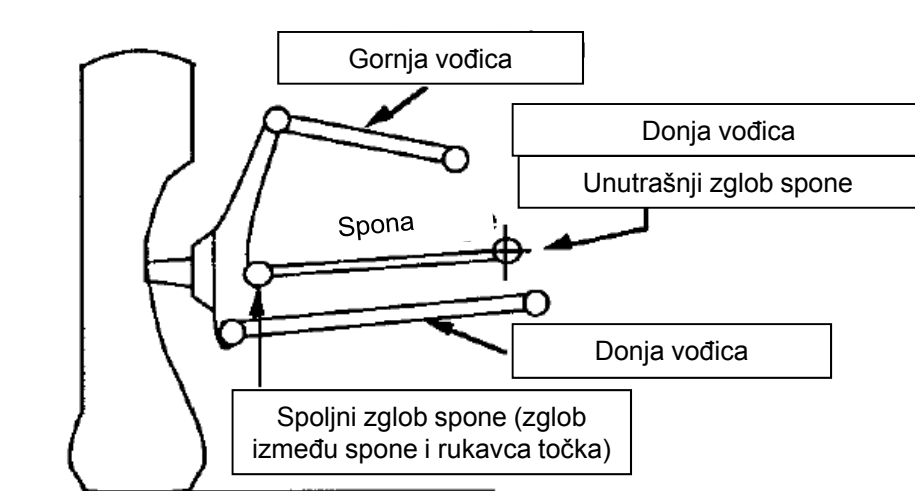
$$\sin(\beta + \delta_i) + \sin(\beta - \delta_o)$$

$$= \frac{w}{d} + \sqrt{\left(\frac{w}{d} - 2 \sin \beta\right)^2 - (\cos(\beta - \delta_o) - \cos(\beta + \delta_i))^2}$$

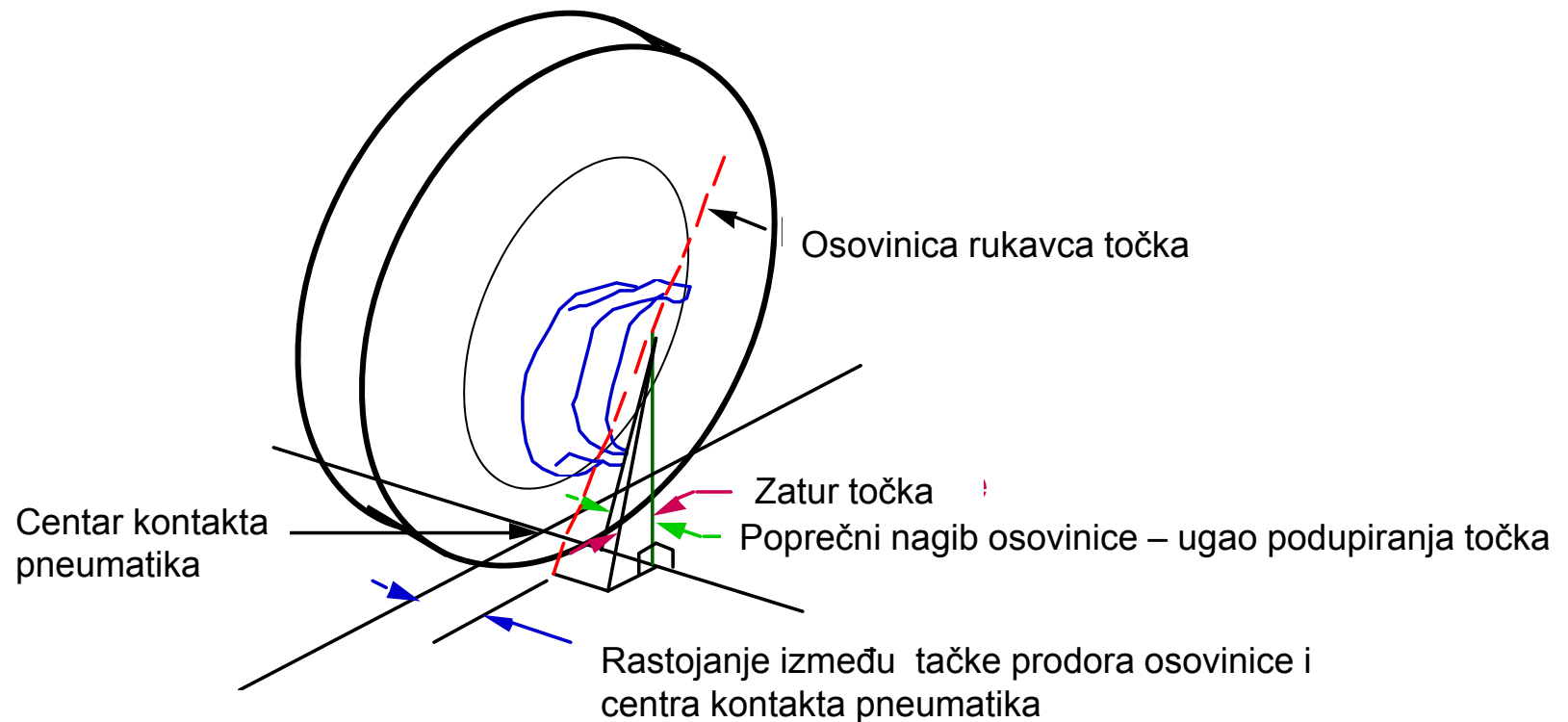
$$(w - 2d \sin \beta)^2 = (w - d \sin(\beta + \delta_i) - d \sin(\beta - \delta_o))^2 + (d \cos(\beta - \delta_o) - d \cos(\beta + \delta_i))^2$$

# Upravljački trapez

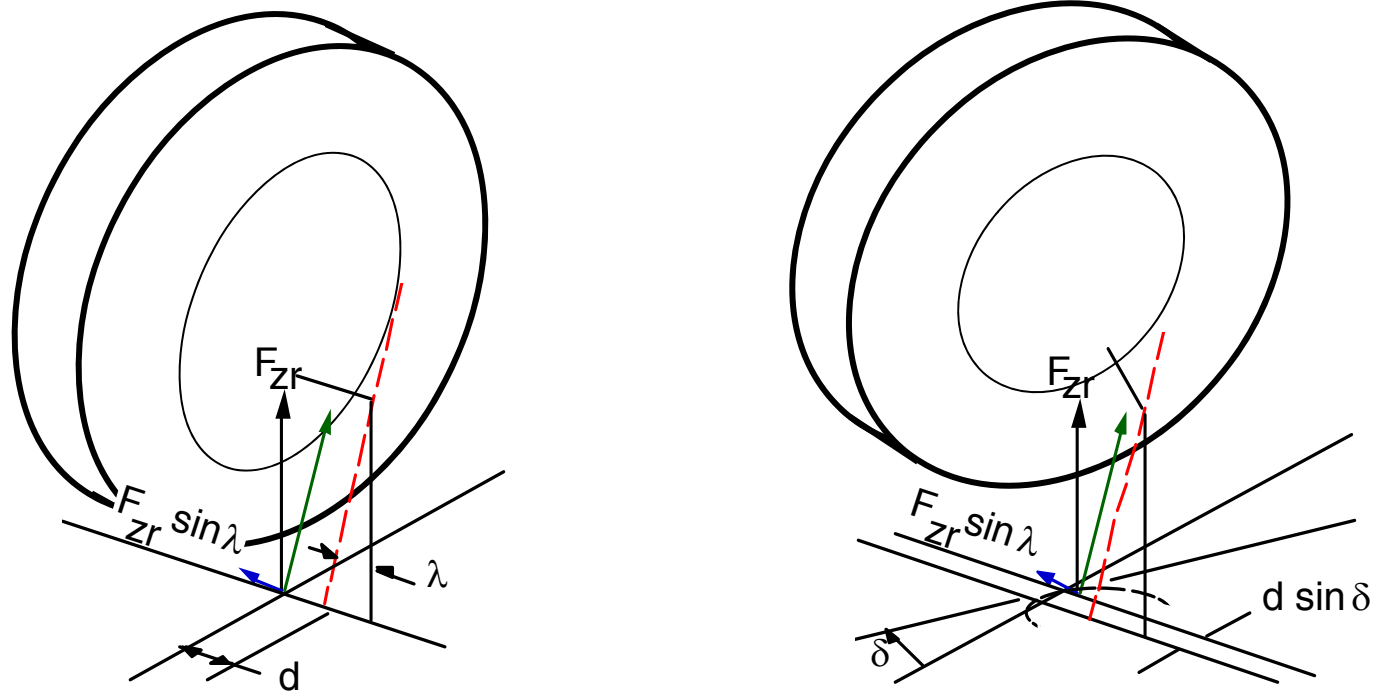
Položaj upravljačke spone treba da bude takav da pomeranje točka na gore/na dole ne utiče na upravljanje (spona treba da ima zakretanje oko istog pola zakretanja kao vođice sistema oslanjanja).



# Geometrija točka



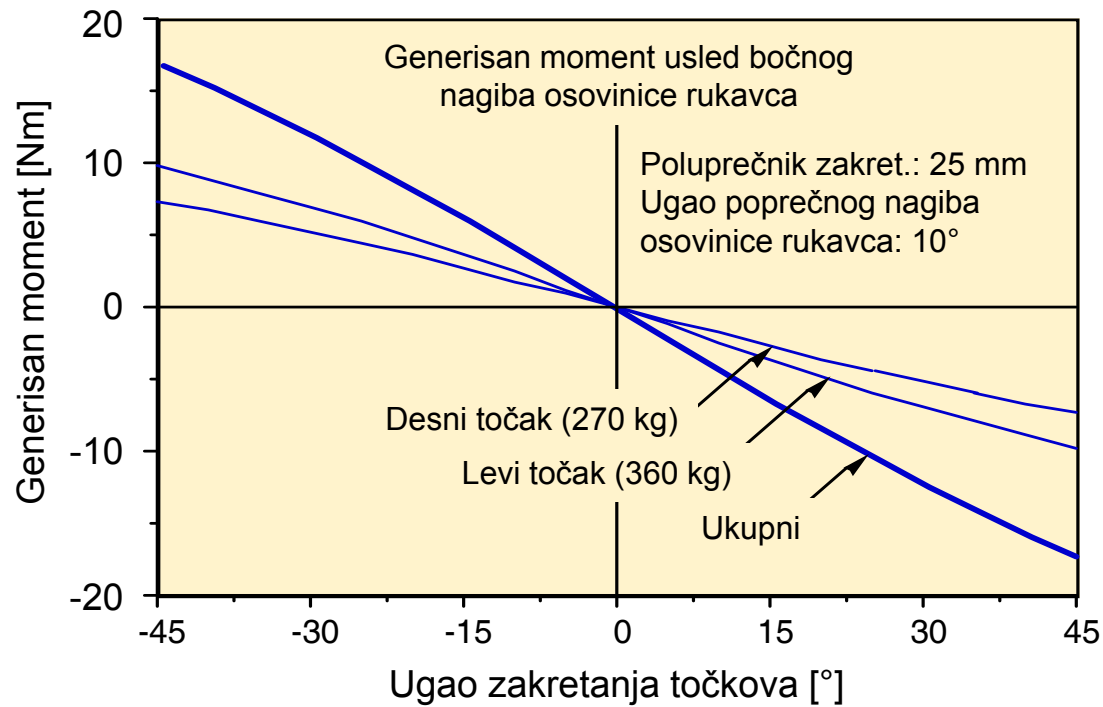
# Poprečni nagib osovini – ugao podupiranja točka



$$M_{\lambda} = -(F_{zl} + F_{zr}) \cdot d \sin \lambda \cdot \sin \delta$$

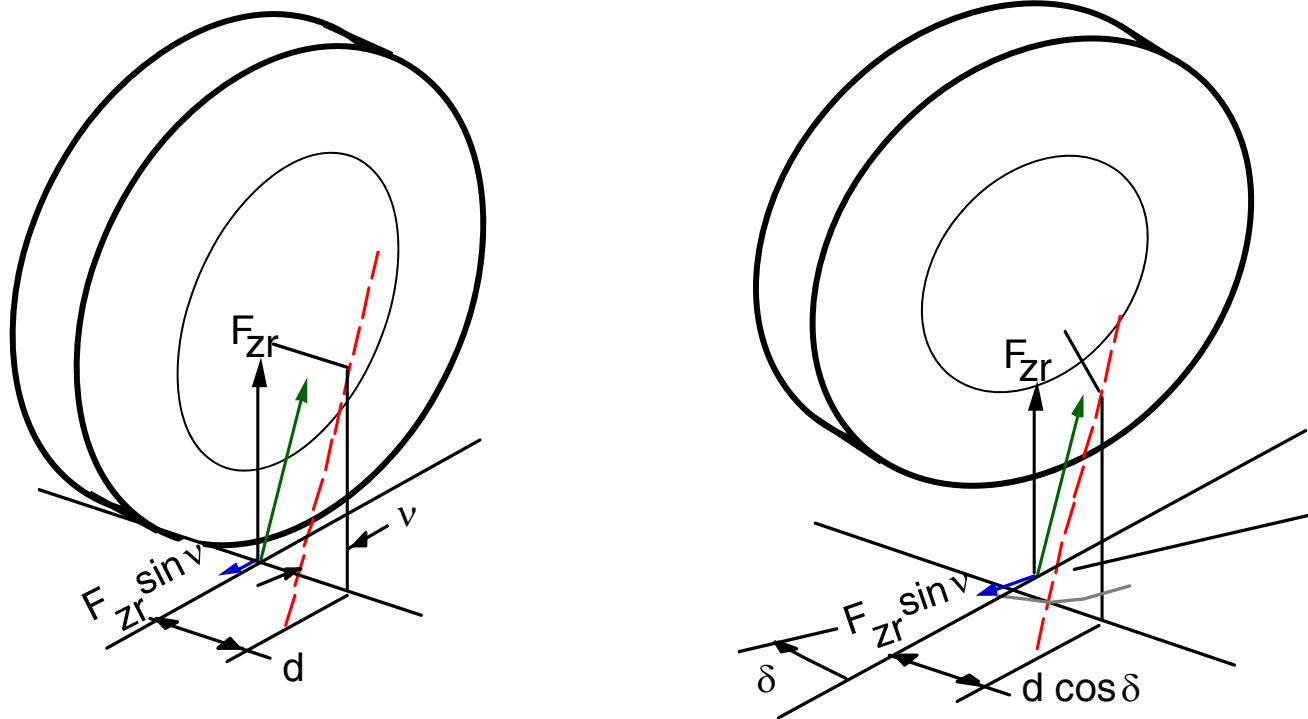
# Moment usled poprečnog nagiba osovini

$$M_{\lambda} = -(F_{zl} + F_{zr})d \sin \lambda \sin \delta$$



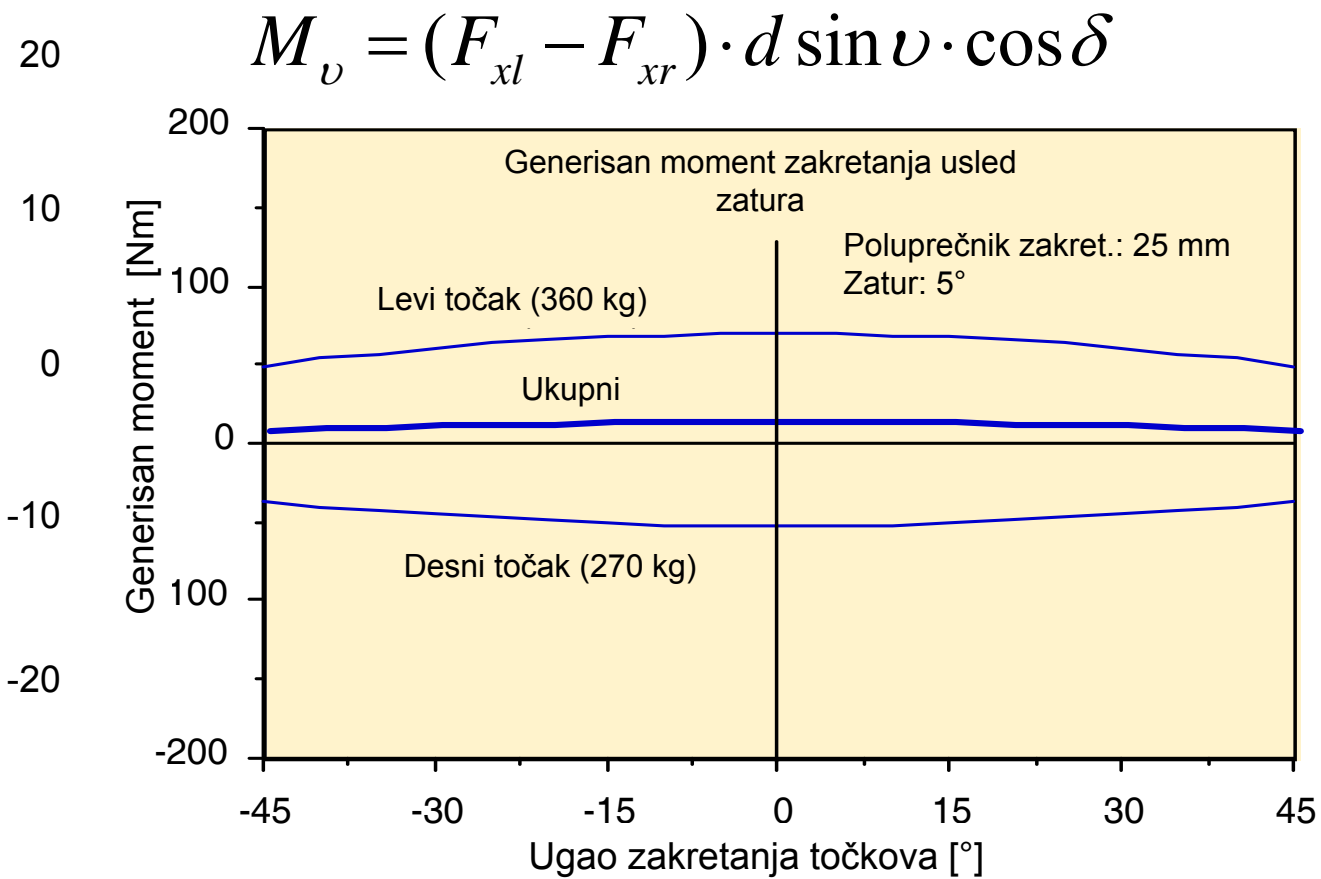


# Zatur točka

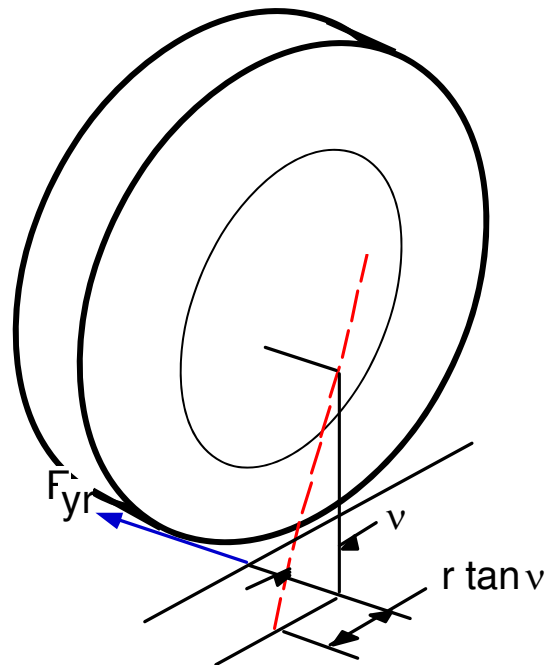


$$M_{\nu} = (F_{zl} - F_{zr}) \cdot d \sin \nu \cdot \cos \delta$$

# Moment usled zatura točka

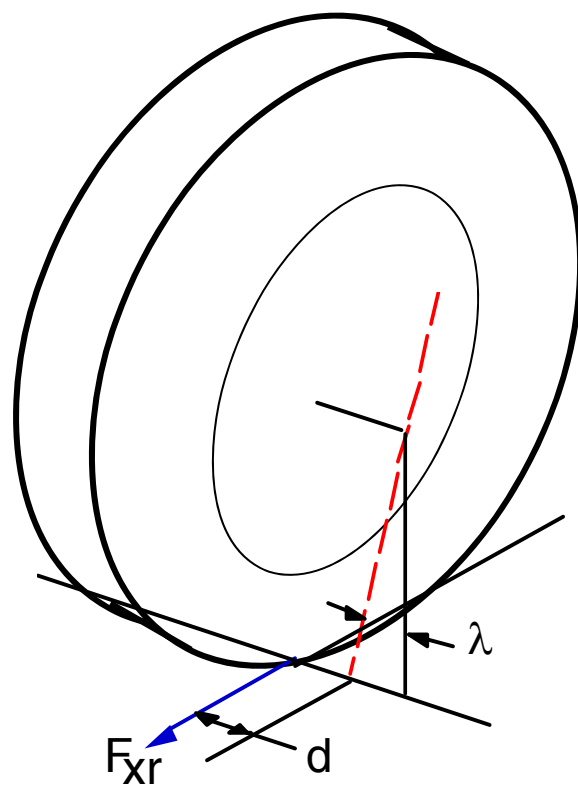


# Bočna síla



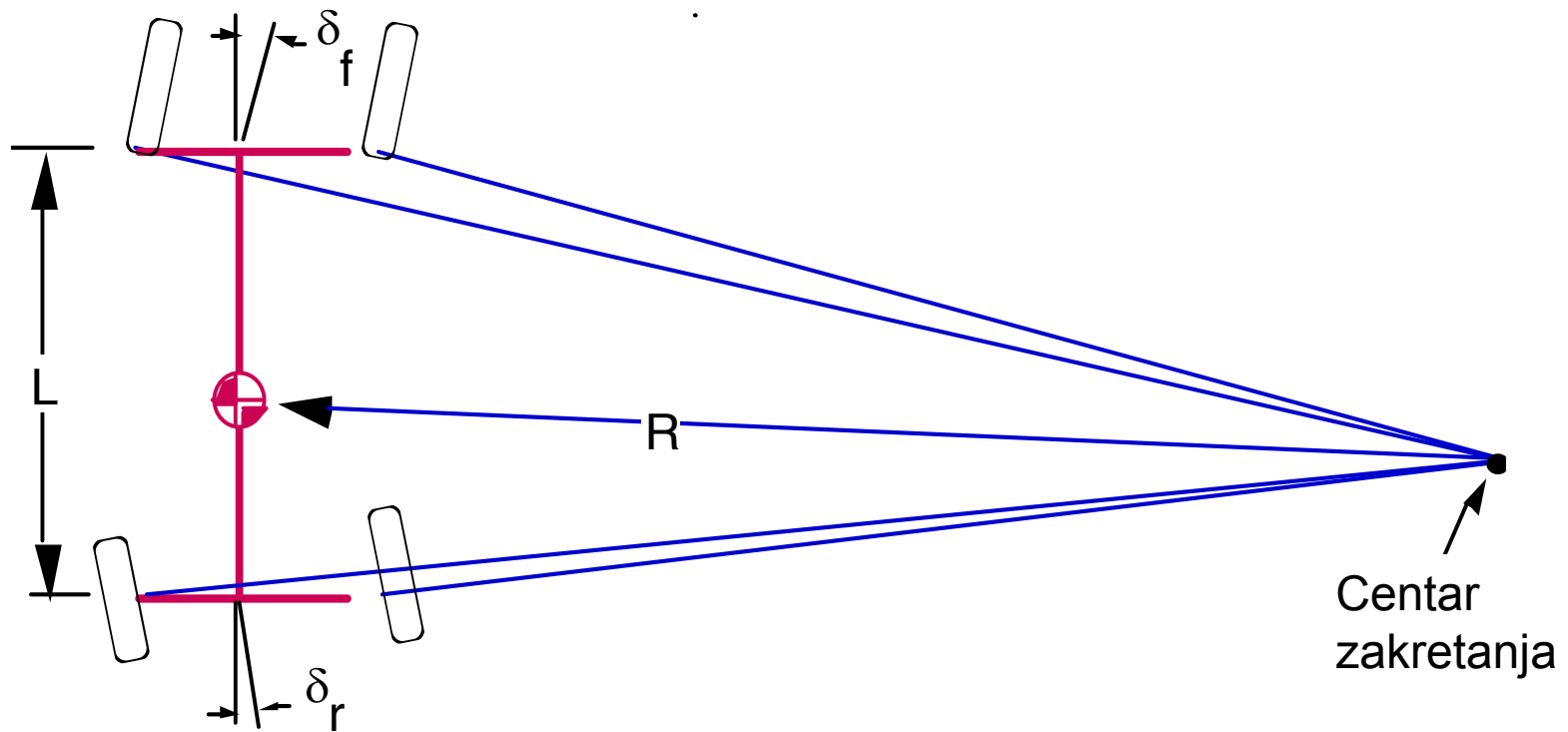
$$M_L = -(F_{yl} + F_{yr}) \cdot r \tan v$$

# Propulzivna sila



$$M_T = (F_{xl} - F_{xr}) \cdot d$$

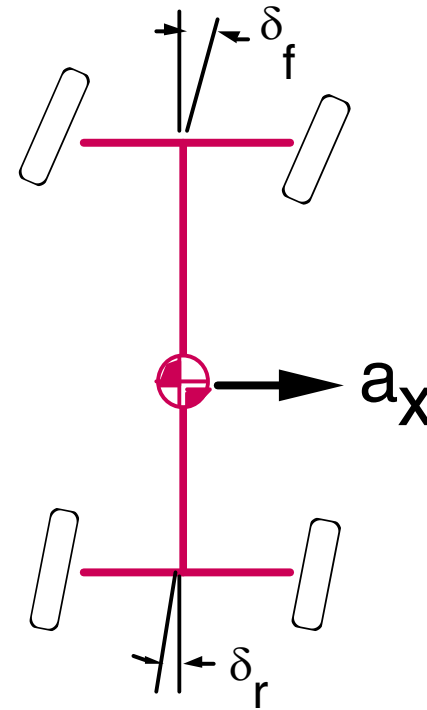
# Prednja i zadnja upravljačka osovina (male brzine)



$$R = \frac{L}{\delta_f(1 + \delta_r/\delta_f)}$$

# Prednja i zadnja upravljačka osovina (veće brzine)

- Fazno upravljanje na obe osovine
- Samo za veće brzine (obično preko 55 km / h)
- Zadnji ugao zakretanja manji nego prednji
- Zadnji ugao zakretanja ograničen na svega nekoliko stepeni



# Prenosni odnos u sistemu upravljanja

**Prenosni odnos = Ugao zakretanja točka upravljača (°) / Ugao zakretanja točka(°)**

**Prenosni odnos za putnička vozila = 15 do 20**

**Prenosni odnos za teretna vozila = 20 to 40**

# Preporučene vrednosti

Ugao usmerenosti točka:

Zadnja vuča:  $0^{\circ}$  do  $+30'$

Prednja vuča: od  $-30'$  do  $+20'$

Ugao zakretanja upravljačkih točkova  $\delta$ :  $30^{\circ}$  do  $43^{\circ}$

Ugao nagiba točka:  $-2^{\circ}$  do  $+2^{\circ}$

Poprečni nagib osovini rukavca točka:

Motor napred, pogon pozadi: od  $5^{\circ}$  do  $9^{\circ}$

Motor nazad, pogon pozadi: od  $5^{\circ}$  do  $13^{\circ}$

Motor napred, pogon napred: od  $8^{\circ}$  do  $16^{\circ}$

Uzdužni nagib osovini rukavca točka - zatur:

Motor napred, pogon pozadi: od  $1^{\circ}$  do  $10^{\circ}$

Motor nazad, pogon pozadi: od  $3^{\circ}$  do  $15^{\circ}$

Motor napred, pogon napred: od  $1^{\circ}$  do  $5^{\circ}$

Visina centra naginjanja:

Zadnja osovina: od 80 do 250 mm

Prednja osovina: od 0 do 130 mm

Nagib ose naginjanja: do  $6^{\circ}$



# Preporučene vrednosti

Make		Audi			BMW				Ford			Mercedes Benz				
Model		A4	A6	A8	3-series	5-series	7-series	X5	Fi-esta	Focus	Mondeo	A-Class	C-Class	E-Class	S-Class	M-Class
Platform		B8	PL56	PL63	E90	E60	E65	E53	B2XX	C1	CD132	BR169	BR203	BR211	BR220	BR164
Vehicle	Units	2007	2002	2002	2005	2003	2001	2001	2002	2004	2000	2003	2000	2002	1998	2004
Wheelbase	mm	2808	2648	2948	2760	2888	2990	2820	2486	2615	2754	2568	2715	2854	2965	2915
Exterior Dimensions (length/width/height)	mm	4709/ 1826/ 1427	4915/ 1855/ 1460	5050/ 1895/ 1440	4520/ 1815/ 1420	4840/ 1845/ 1470	5040/ 1900/ 1490	4665/ 1870/ 1720	3915/ 1680/ 1460	4340/ 1840/ 1490	4730/ 1810/ 1460	3840/ 1765/ 1595	4525/ 1730/ 1430	4820/ 1820/ 1450	5045/ 1855/ 1450	4780/ 1911/ 1815
GWW	kg	1410	1520	1670	1525	1670	1895	2275	1137	1230	1490	1325	1535	1835	1735	2185
Weight Distribution Front/Rear	%	52	50	52	46	46	48	46	52	51	52	53	50	48	48	
Rated Axle Load (Front)	kg	1100	1295	1395	935	1070	1295	1265	860	1000	1090	935	1060	1165	1270	1550
Rated Axle Load (Rear)	kg	1030	1300	1285	1085	1275	1410	1485	780	965	1000	845	1055	1240	1355	1800
Front Axle																
Technical Data																
Suspension Type	-	Multi-Link	Multi-Link	Multi-Link	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	Multi-Link	Multi-Link	Double Wishbone
Driven	-	•	•	•				•	•	•	•	•				•
Track Width	mm	1564	1612	1628	1500	1558	1578	1576	1475	1494	1522	1556	1505	1577	1574	1630
Track Width Change	mm/mm		0.20	0.20												
Toe-in (Per Wheel)	mm		9.00	5.00	7.00	4.00	5.00	9.00							16.00	16.20
Toe Change (Bump Steer)	mm/mm	-0.13	-0.37	-0.16												
Compression Travel	mm	105	110	102	95	100	99		75	67	74	90	74		105	120
Rebound Travel	mm	-110	-110	-113	100	110	108		95	98	107	90	100		100	110
Steering Ratio	-	16.1	16.1	16.0					15.5	16.0	15.5	19.1	16.1		17.8	
Turning Radius	m	11.1	11.9	12.1	11.0	11.4	12.1	12.1	10.3	10.7	11.2	11.0	10.8	11.4	11.7	11.6
Wheel Offset	mm	39.0			34.0	20.0	20-24	40.0	55.0	55.0	55.0		37.0		44.0	56.0
Tire Radius	mm				291	300	341									335
Wheel Cut (Inner)	deg				41.1	34.0	41.0						43.1		42.6	41.0
Wheel Cut (Outer)	deg				33.3	43.4	33.0						34.1		33.7	34.9
Kinematic Data																
Static Toe Angle	deg	0.34	0.30			0.13	0.17	0.30	0.25	0.18	0.06	0.24	0.17	0.33	0.35	0.27
Static Camber Angle	deg	-0.71	-0.87	-0.93	-0.30	-0.20	-0.10	-0.20	-0.80	-0.52	-0.76	-83	-0.59	-0.58	-1.00	-0.53
Camber Change	grad/mm	-0.02	-0.01	-0.016												
Axle Roll Center Height	mm	86.3	71.9	78.2	84.1	96.0	95.0		63.5	55	62		22.8		110	200.1
Braking Support Angle	deg	8.1			3.90	3.06	3.41									
Anti-Dive	%															
Acceleration Support Angle	deg															
Anti-Squat	%		9.4	2.8												2.9
Caster Angle	deg	4.20	3.2	3.5	7.09	7.85	8.11	7.10	4.61	3.61	3.75	2.83	10.98	10.70	9.20	5.82
Caster Trail	mm	22.5	23.1	24.3	19.7	28.00	26.0		20.8	21	19	13.8	33.1		31.7	34.4
Spindle Offset	mm	-0.4							-0.49	-5.2	-2.6		-22.3		18	0
Kingpin Angle	deg	4.90	4.5	5.2	14.11	14.54	15.43		13.9	15	15	14.1	14.41		6	10.74
Scrub Radius	mm	-6.60	-1.7	1.8	6.10	2.00	0.00		-7.2	-13.7	-16.7	-20.7	-24.1		-0.63	
Wheel Load Lever Arm	mm				5.7	7.54	6.86									
Disturbance Force Lever Arm An	mm	15.7	17.7	25.3	77.8	78.81			4.56	4.67	4	44	44.96		26.4	
Disturbance Force Lever Arm Br	mm						88.10								26.4	
Diagonal Springing Angle	deg				1.00	1.37	1.48						0.35		3.6	0.84

## Preporučene vrednosti

Make		Opel			Peugeot			Renault			Toyota		VW			
Model		Astra	Vectra	Sig-num	307	407	807	Clio	Megane	Es-pace	Co-rolia	Aven-sis	Polo	Golf	Passat	Touareg
Platform		T3000	Epsilon	Epsilon	PF1	PF2	PSA	B	C	M2S	Corolla	Premio	PQ24	PQ35	PQ46	PL 71
Vehicle	Units	2002	2002	2003	2001	2003	2002	2005	2002	2002	2004	2003	2001	2003	2004	2002
Wheelbase	mm	2614	2700	2830	2608	2725	2823	2472	2686	2803	2750	2700	2462	2578	2709	2866
Exterior Dimensions (length/width/height)	mm	4250 / 1755 / 1460	4595 / 1800 / 1460	4635 / 1795 / 1460	4200 / 1745 / 1510	4675 / 1810 / 1445	4730 / 1860 / 1750	3775 / 1640 / 1420	4210 / 1775 / 1455	4660 / 1965 / 1730	4260 / 1710 / 1610	4630 / 1760 / 1480	3895 / 1650 / 1460	4205 / 1760 / 1485	4765 / 1820 / 1470	4755 / 1930 / 1725
G/VW	kg	1230	1390	1490	1200	1400	1570	915	1220	1740	1420	1245	980	1154	1343	2175
Weight Distribution Front/Rear	%	50	51	51	50	54	50	43	52	50	50	50	55	53	52	47
Rated Axle Load (Front)	kg	870	1025	1135	1065	1200	1290	720	1060	1420	1140	1020	940	1060	1340	1490
Rated Axle Load (Rear)	kg	860	980	1080	1065	1010	1300	950	975	1410	1140	1020	760	930	1220	1660
Front Axle																
Technical Data																
Suspension Type	-	McPhers on	McPhers on	McPhers on	McPhers on	Double-Wishbone	McPhers on	McPhers on	McPhers on	McPherso n	McPhers on	McPherso n	McPhers on	McPhers on	McPhers on	Double-Wishbon e
Driven	-	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
Track Width	mm	1488	1535	1524	1513	1560	1570	1406	1518	1574	1505	1505	1419	1533	1552	1663
Track Width Change	mm/mm															
Toe-in (Per Wheel)	mm		0.00													
Toe Change (Bump Steer)	min/mm													-0.30		
Compression Travel	mm		93										60	90		
Rebound Travel	mm		89										100	85		
Steering Ratio	-												15.8			
Turning Radius	m	10.6	10.7	11.9	11.1	12.0	12.3	10.3	10.5	11.3	10.3	11.5	10.6	10.9	11.4	11.6
Wheel Offset	mm												43.0			
Tire Radius	mm															
Wheel Out (Inner)	deg															
Wheel Out (Outer)	deg															
Kinematic Data																
Static Toe Angle	deg	0	0	0.00	0.30	0.00	0.30	0.17	0.17	0.00	0.17	0.1	0.08	0		0.17
Static Camber Angle	deg	-0.50	-1.00	-1.03	0.00	-0.58	0.00				-0.53	-0.57	-0.47	-0.5		-0.17
Camber Change	grad/mm															
Axle Roll Center Height	mm												72	40		
Braking Support Angle	deg															
Anti-Dive	%															
Acceleration Support Angle	deg															
Anti-Squat	%															
Caster Angle	deg	4.00	3.40	2.73	5.30	5.42	3.50				2.88	2.9	4.47	7.6		8.58
Caster Trail	mm												30.0	40		
Spindle Offset	mm												7.3			
Kingpin Angle	deg				11.78	8.42	12.40				12.28	12.45	13.8	14.5		10.75
Scrub Radius	mm												-21			
Wheel Load Lever Arm	mm															
Disturbance Force Lever Arm An	mm												45			
Disturbance Force Lever Arm Br	mm															
Diagonal Springing Angle	deg															

# Preporučene vrednosti

**Table 1-6:** Example target suspension parameter values for an upper midsize vehicle (in neutral position)

Parameters	Units	Front Axle	Rear Axle
Track Width	mm	1564	1554
Rebound Travel	mm	85	100
Compression Travel	mm	100	130
Toe (Per Wheel)	°	−0.2	−0.2
Camber	°	−1	−0.8
Kingpin Inclination	°	8 ... 15	—
Caster Angle	°	4 ... 5	—
Spindle Offset	mm	35 ... 60	—
Scrub Radius	mm	−15 ... +5	—
Caster Trail	mm	12 ... 15	—
Anti-Squat	%	15 ... 40	> 70
Bump Steer	min/mm	−0.24	0.06
Camber Change	min/mm	−0.9	0.1 ... 0.15
Caster Change	′/mm	0 ... 0.6	0 ... 0.6
Roll Center Height	mm	50 ... 80	80 ... 120
Body Spring Rate	N/mm	20 ... 22	18 ... 20
Spring Rate	N/mm	23 ... 25	20 ... 23
Tire Spring Rate	N/mm	200 ... 250	200 ... 220
Roll Stiffness	N/mm	600 ... 900	700 ... 800
Long. Compliance Br	mm/kN	4 ... 8	8 ... 16/g
Stabilizer Percentage	%	< 50	< 50
Long. Compliance Ro	mm/kN	3 ... 4	4 ... 10/g
Long. Compl. Steer Br	°/kN	0.1 ... 0.2	0.05
Long. Compl. Steer Ro	°/kN	0 ... 0.5	0.03
Wheel Lateral Compl.	mm/kN	< 2.0	< 1.5
Lateral Compl. Steer	°/kN	−0.08	0.01
Camber Compliance	°/kN	< 0.3	< 1.0

Br = braking, Ro = rolling, /g = per g instead of kN

# Projektni zadatak

Р. Бр.	Задатак	Потпис
1.	Дефинисати координате карактеристичних тачака система ослањања (тачака веза – зглобова и центра точка). Дефинисати положај осовинице рукавца точка преко углова нагиба у попречној и подужној равни (затур точка), као и угао нагиба и угао усмерености точка (у равнотежном положају возила). Дефинисати вредности максималног хода точка у попречној равни (максимални доњи и максимални горњи положај центра точка).	
2.	За случај неоптерећеног возила графички приказати равнотежни и граничне положаје система ослањања у све три равни у одговарајућој размери. Посебно означити положај осовинице рукавца точка и самог точка, као и тачке продора осовинице точка кроз тло у односу на продор осе симетрије точка кроз тло.	
3.	Графичком методом одредити висину центра нагињања у равнотежном положају и граничним положајима точка у попречној равни.	
4.	Графичком методом одредити силе у систему ослањања за случај номиналног вертикалног оптерећења и вертикалног оптерећења приликом наиласка точка на рупу.	
5.	За гранични гроњи и доњи положај система ослањања у попречној равни одредити следеће параметре и њихову промену у односу на равнотежни положај: траг точка, бочни нагиб точка, затур и коефицијент ослањања.	
6.	Дефинисати углове закретања унутрашњег и спољашњег управљачког точка за усвојени мин. полупречник закретања возила и одреди захтевани простор при скретању.	
7.	Дефинисати геометрију управљачког трапеза и графички га приказати у хоризонталној контури возила и графички приказати однос закретања левог и десног точка у случају идеалне Акерманове геометрије и у случају дефинисаног управљачког трапеза.	