

IX. TEORIJA KOČENJA

Kočenje vozila je proces kojim se vrši sa ciljem da se vozilo uspori ili zaustavi. Uređaj kojim se vrši kočenje je ustvari ceo niz elemenata i posebnih uređaja, tako da svi ukupno čine sistem za prinudno smanjenje brzine odnosno kočenje. Ukoliko na vozilo dejstvuje neka propulzivna pogonska sila, kočenje može da bude i pri konstantnoj brzini, na primer kočenje na nizbrdici gde je gravitaciona sila ustvari ta propulzivna pogonska sila.

Sistem za kočenje je ujedno i uređaj bezbednosti vozila, tako da se kočne osobine vozila mogu da posmatraju i sa tog aspekta.

Vozilo u pokretu ima izvesnu kinetičku energiju, tako da je proces kočenja praćen promenama niza energetske i dinamičkih karakteristika, koje se vrše po određenim zakonitostima, te se one proučavaju sa aspekta energetske i dinamičke analize.

Energetska analiza određuje energetske promene u procesu kočenja.

Dinamička analiza predviđa zakonitosti kretanja kočenog vozila – usporenje vozila i puta kočenja, a takođe i stabilnost vozila u procesu kočenja.

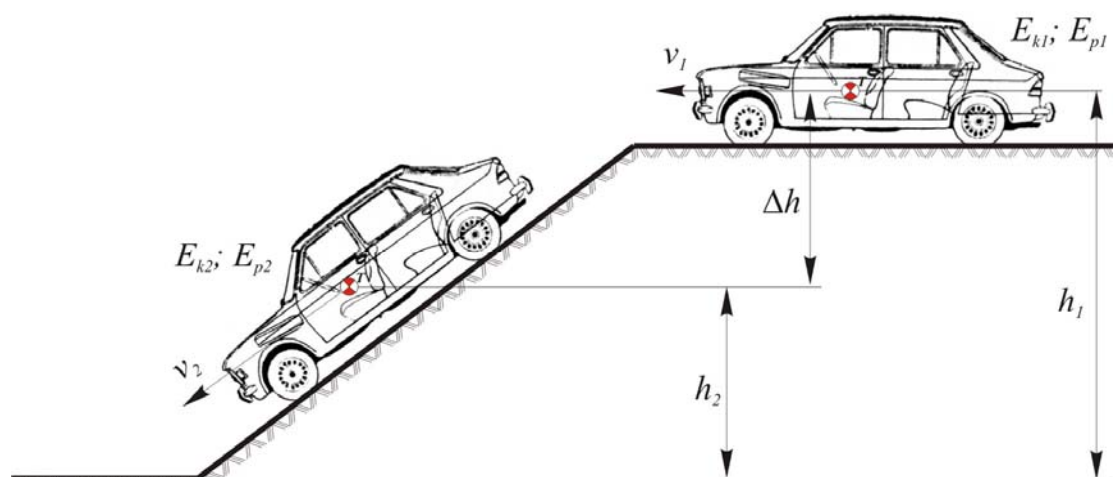
IX.1 Energetska analiza

Vozilo prema slici IX.1 poseduje kinetičku i potencijalnu energiju koje se mogu iskazati jednačinom energetskog bilansa

$$E_{k1} + E_{p1} = E_{k2} + E_{p2} + \frac{E_a}{\eta_a} + E_t \quad (9.1)$$

Gde su :

E_k, E_p, E_a odgovarajuća kinetička, potencijalna i akumulirana energija
 E_t energija koja se kočenjem pretvara u toplotnu
 η_a stepen korisnosti pri transformisanju energije radi akumulacije iste



Slika IX.1 Shematski prikaz promene energije kretanja vozila

U gornjoj jednačini upravo zbir energija $\frac{E_a}{\eta_a} + E_t$ predstavlja energiju koja se odvodi od vozila u procesu kočenja.

Proces kočenja predstavlja neracionalan proces s obzirom da predstavlja čist gubitak energije, ukoliko se ista ne akumulira, recimo prevođenjem u električnu energiju a potom adekvatno ponovo koristi.

Jasno je, da se i sa aspekta ekonomičnosti i veka trajanja kočnih elemenata znatno veća ekonomičnost vozila postiže kada je deo akumulirane energije veći od dela koji se, kao toplota, bespovratno predaje okolini. Sa aspekta sigurnosti takođe je bolje da se bespovratni deo smanji, stoga što se dobija povoljniji režim kočnica rada, što u krajnjem slučaju doprinosi funkcionalnim karakteristikama celog kočnog sistema i dugotrajnosti istog.

Energija koja se bespovratno gubi ($E_t = \Delta E_k + \Delta E_p$) u principu se prevodi u toplotnu energiju E_t i kao takva predaje okolini. Ovaj deo energije sastoji se iz dela promene kinetičke energije (ΔE_k), koji se gubi usporavanjem ili kočenjem do zaustavljanja, dok se deo promene potencijalne energije (ΔE_p) gubi kočenjem na nizbrdicama (shodno slici IX.1).

IX.1.1 Promena kinetičke energija vozila

Uopšte posmatrano kinetička energija vozila se sastoji od kinetičke energije masa koje se kreću translatorno (E_{kt}) i kinetičke energije masa koje imaju obrtno kretanje (E_{ko}). Ukupna kinetička energija je

$$E_k = E_{kt} + E_{ko} \quad (9.2)$$

odnosno promene obeju kinetičkih energija

$$\Delta E_k = m \int_{v_1}^{v_2} v dv + \sum J \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega d\omega = m \int_{v_1}^{v_2} v dv + J_z \int_{\omega_{z1}}^{\omega_{z2}} \omega_z d\omega_z + i \cdot J_t \int_{\omega_{t1}}^{\omega_{t2}} \omega_t d\omega_t \quad (9.3)$$

gde su:

ΔE_{kt} - promena kinetičke energije masa koje imaju translatorno kretanje kretanje, koja se izražava kao

$$\Delta E_{kt} = m \int_{v_1}^{v_2} v dv \quad (9.4)$$

ΔE_{ko} - promena energije masa koje imaju obrtno kretanje (zamajac motora sa svojim momentom inercije J_z i točkovi vozila sa svojim momentom inercije J_b , kojih ima „i“ komada) ima se kao

$$\Delta E_{ko} = \sum J \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega \cdot d\omega = J_z \int_{\omega_{z1}}^{\omega_{z2}} \omega_z \cdot d\omega_z + i \cdot J_t \int_{\omega_{t1}}^{\omega_{t2}} \omega_t \cdot d\omega_t \quad (9.5)$$

Pretpostavka je, radi lakšeg proračuna, je da je uticaj ostalih obrtnih masa (kardansko vratilo, snopovi zupčanika u menjaču i pogonskom mostu) zanemarljivo mali u odnosu na prethodno dve navedena elementa.

Kako je periferna brzina točka $v_t = r_d \cdot \omega_t$, sledi da je ugaona brzina $\omega_t = \frac{v_t}{r_d}$,

dok je ugaona brzina zamajca $\omega_z = \omega_t \cdot i_0 \cdot i_M$, odnosno diferencijal brzine zamajca $d\omega_z = d\omega_t \cdot i_0 \cdot i_M$, tako da je $\omega_z \cdot d\omega_z = \omega_t \cdot i_0^2 \cdot i_M^2$

Radi lakšeg proračuna, kinetičku energiju zamajca treba svesti na kinetičku energiju točka, tako da je ista u ovom slučaju

$$J_z \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega_z \cdot d\omega_z = J_z \cdot i_0^2 \cdot i_M^2 \cdot \eta_T \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega_t \cdot d\omega_t \quad (9.6)$$

Unošenjem jednačine 9.6 u 9.5, sledi **promena kinetičke energije obrtnih masa**

$$\Delta E_{ko} = J_z \cdot i_0^2 \cdot i_M^2 \cdot \eta_T \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega_t \cdot d\omega_t + i \cdot J_t \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega_t \cdot d\omega_t \quad (9.7)$$

gde su: i_0 – prenosni odnos u pogonskom mostu

i_M – prenosni odnos u menjaču

η_T – stepen korisnosti transmisije

kako je $\omega_t = \frac{v_t}{r_d}$ sledi diferencijal $d\omega_t = \frac{1}{r_d} dv_t$, tako da je

$$\Delta E_{ko} = \frac{J_z \cdot i_0^2 \cdot i_M^2 \cdot \eta_T}{r_d^2} \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t + i \cdot \frac{J_t}{r_d^2} \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t \quad \left| \frac{m}{m} \right. \quad (9.8)$$

$$\Delta E_{ko} = m \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t \left(\frac{J_z \cdot i_0^2 \cdot \eta_T}{m \cdot r_d^2} i_M^2 + i \cdot \frac{J_t}{m \cdot r_d^2} \right) \quad (9.9)$$

odnosno smenom članova gornje jednačine, značicama

$$\sigma_1 = \frac{J_z \cdot i_0^2 \cdot \eta_T}{m \cdot r_d^2} \quad \text{i} \quad \sigma_2 = \frac{i \cdot J_t}{m \cdot r_d^2} \quad (9.10)$$

sledi promena kinetičke energije obrtnih masa

$$\Delta E_{ko} = m \left(\sigma_1 \cdot i_M^2 + \sigma_2 \right) \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t \quad (9.11)$$

U jednačini 9.11, značice σ_1 i σ_2 zamenjuju članove:

σ_1 - uticaj obrtnih masa zamajca i elemenata sklopa spojnice

$\sigma_1 = 0,02 \div 0,06$ za putnička vozila

$\sigma_1 = 0,012 \div 0,045$ za teretna vozila

σ_2 - uticaj točkova kao obrtnih masa

$\sigma_2 = 0,025 \div 0,045$ za putnička vozila

$\sigma_2 = 0,038 \div 0,055$ za teretna vozila

Promena **kinetičke energije** vozila sada može da se napiše kao zbir promena kinetičkih energija translatorskih i obrtnih masa (jednačine 9.4 i 9.11)

$$\Delta E_{ko} = m \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t + m \left(\sigma_1 \cdot i_M^2 + \sigma_2 \right) \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t \quad (9.12)$$

Uvođenjem izraza $\delta = 1 + \sigma_1 \cdot i_M^2 + \sigma_2$ sledi konačan izraz za promenu kinetičke energije vozila

$$\Delta E_{ko} = m \cdot \delta \int_{v_1}^{v_2} v_t \cdot dv_t \quad (9.13)$$

Za slučaj kočenja sa usporenjem, promena kinetičke energije vozila je

$$\Delta E_k = \frac{m \cdot \delta}{2} (v_1^2 - v_2^2) \quad (9.14)$$

a za slučaj kočenja do zaustavljanja

$$\Delta E_k = \frac{m \cdot \delta \cdot v_1^2}{2} \quad (9.15)$$

Da bi se bolje razumelo o kolikim energijama se radi, navodimo sledeće primere kočenja:

- **putničkog vozila** mase 1000 kg, koje se kreće brzinom od 35 m/s (≈ 125 km/h) (uticaj obrtnih masa se pretpostavlja da je $\delta = 1$ - kretanje u najvišim stepenima prenosa u menjaču)

- **Za slučaj kočenja sa usporenjem** do $v_2 = 0,5 \cdot v_1$, promena, odnosno gubitak kinetičke energije vozila je $\Delta E_k = 460$ kJ, koja se u principu, trenjem u kočnicama, pretvara u toplotnu energiju. (9.16)

- **Za slučaj kočenja do zaustavljanja** ($v_2 = 0$), gubitak kinetičke energije vozila je $\Delta E_k = E_t = 612$ kJ (9.17)

- **teretnog vozila** mase 20.000 kg, koje se kreće brzinom od 20 m/s (72 km/h) (uticaj obrtnih masa se pretpostavlja da je $\delta = 1$ - kretanje u najvišim stepenima prenosa u menjaču)

- **Za slučaj kočenja sa usporenjem** do $v_2 = 0,5 \cdot v_1$ promena odnosno gubitak kinetičke energije vozila je $\Delta E_k = 3000$ kJ koja se u principu, trenjem u kočnicama, pretvara u toplotnu energiju. (9.18)

- **Za slučaj kočenja do zaustavljanja** ($v_2 = 0$), gubitak kinetičke energije vozila je $\Delta E_k = E_t = 4000$ kJ. (9.19)

IX.1.2 Promena potencijalne energije vozila

Shodno slici IX.1, promena potencijalne energije vozila se ima kao

$$\Delta E_p = m \cdot g (h_1 - h_2) \quad (9.20)$$

Kako je već rečeno, opšta jedanačina za slučaj promene kinetičke energije vozila pri kočenju je

$$\Delta E = \frac{\delta \cdot m}{2} (v_1^2 - v_2^2) + m \cdot g (h_1 - h_2) - E_t - \frac{E_a}{\eta_a}$$

Energija koja se kočenjem frikcionim kočnicama ili retarderima prevodi u toplotnu ima se kao promena kinetičke i potencijalne energije, odnosno

$$E_t = \frac{\delta \cdot m}{2} (v_1^2 - v_2^2) + m \cdot g (h_1 - h_2) \quad (9.21)$$

Promena ukupne energije za slučajeve kočenja glasi:

- **sprečavanja ubrzanja** i održanja konstantne brzine na nizbrdici (bez promene brzine kretanja $\Delta v = 0$)

$$E_t = \Delta E_p = m \cdot g (h_1 - h_2) \quad (9.22)$$

- **Za slučaj kočenja do zaustavljanja** ($v_2 = 0$)

-

$$E_t = \Delta E_k = \frac{\delta \cdot m \cdot v_1^2}{2} \quad (9.23)$$

Radi shvatanja o redu veličina energije ponovo navodimo prethodna dva primera vozila, ali za kočenje na nizbrdici nagiba 6%, na pretpostavljenoj dužini od 3000 m, to jest kada je razlika u visini $h_1 - h_2 = 180$ m.

Energija koja treba da se oduzme radi održanja konstantne brzine je:

$$\begin{aligned} \text{- putničko vozilo} \quad E_p &= 1\,765 \text{ kJ} \\ \text{- teretno vozilo} \quad E_p &= 35\,316 \text{ kJ} \end{aligned} \quad (9.24)$$

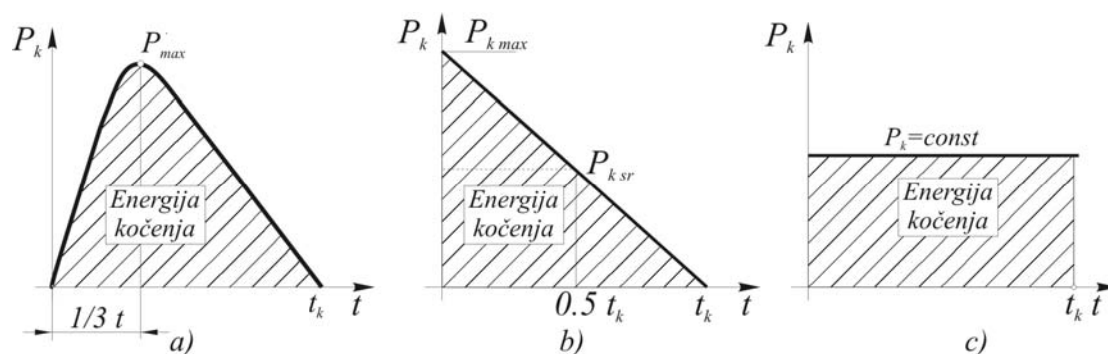
Očigledno je da se u oba slučaja radi o velikim energijama. *Poređenja radi, poznato je da se pri potpunom sagorevanju benzina dobija oko 44 000 kJ energije.*

S obzirom da se so oduzimanje potencijalne i kinetičke energije vozila vrši u realnom vremenu, na točkovima je potrebno ostvariti odgovarajuću snagu, energija koja se „oduzima“ kočnicama se ima kao

$$E = \int_0^t P_k dt \quad (9.25)$$

gde su: P_k - snaga kočenja na točkovima
 t - vreme kočenja

Promena snage po vremenu u procesu kočenja može da bude različita, što je dato na slici IX.2



Slika IX.2 Promena snage i energije po vremenu

a) realni izgled sa P_{max} na $1/3 t$ b) Teorijski moguće sa P_{max} na početku kočenja c) Kočenje pri $v=const$ (na nizbrdici)

Jasno je da promena snage sa kočenjem do zaustavljanja, data pod b), ima samo teorijski karakter, s obzirom da praktično nije moguće odmah, na početku kočenja, ostvariti maksimalnu snagu. Iz tih razloga realan dijagram kočenja do zaustavljanja dat na slici a).

Radi shvatanja o kakvim se snagama radi pri kočenju, daćemo ponovo primer kočenja već predloženog putničkog vozila:

- mase $m = 1000$ kg - usporenje $a = 5$ m/s² - početna brzina $v = 35$ m/s

za kočenje do zaustavljanja ($v_2 = 0$), energija kočenja sračunata u (9.17)

$$\text{Vreme kočenja} \quad t_k = v : a = 35 : 5 = 7 \text{ s}$$

$$\text{Srednja snaga} \quad P_k = E_k : t = F_k \cdot v_{sr} = m \cdot a \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} = 612 : 7 = 87,5 \text{ kW}$$

$$\text{Maksimalna snaga} \quad P_k = F_k \cdot v_{\max} \rightarrow P_k = m \cdot a \cdot v_{\max} = 1000 \cdot 5 \cdot 35 = 175 \text{ kW}$$

Za kočenje na nizbrdici, sa već primera radi datim parametirma: nagib 6% na pretpostavljena dužina od $S = 3000 \text{ m}$, to jest kada je razlika u visini $h_1 - h_2 = 180 \text{ m}$, uz pretpostavku da se kočenjem održava konstantna brzina od 10 m/s , sledi:

$$\text{- Vreme kočenja} \quad t_k = S : v \rightarrow t_k = 3000 : 10 = 300 \text{ s}, \quad \text{te je}$$

- snaga kočenja za izračunato vreme od 300 s

$$P_{k\max} = E_p : t_k \rightarrow P_{k\max} = 1765 : 300 = 5,9 \text{ kW}$$

Za kočenje predloženog **teretnog vozila**:

- mase $m = 20\,000 \text{ kg}$ - usporenje $a = 4 \text{ m/s}^2$ - početna brzina $v = 20 \text{ m/s}$

za kočenje do zaustavljanja ($v_2 = 0$) na ravnom putu, energija kočenja sračunata u (9.19)

$$\text{Vreme kočenja} \quad t_k = v : a = 20 : 4 = 5 \text{ s}$$

$$\text{Srednja snaga} \quad P_k = E_k : t = F_k \cdot v_{sr} = m \cdot a \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} = 4000 : 5 = 800 \text{ kW}$$

$$\text{Maksimalna snaga} \quad P_k = F_k \cdot v_{\max} \rightarrow P_k = m \cdot a \cdot v_{\max} = 20000 \cdot 4 \cdot 20 = 1600 \text{ kW}$$

Za kočenje na već predloženoj nizbrdici, sa istim parametrima kao za putničko vozilo, snaga kočenja za ukupan rad kočenja od $35\,316 \text{ kJ}$ će biti

$$P_{k\max} = E_p : t_k \rightarrow P_{k\max} = 35316 : 300 = 118 \text{ kW}$$

Očigledno je da se u oba slučaja radi o velikim snagama koje se pretvaraju u toplotu, koja se odvodeći od kočnica predaje okolini.

Činjenica je da se proces kočenja u opštem slučaju odigrava ukupnim otporima koji se javljaju u procesu kočenja: kočenje kočnicama, otporom u ležajevima točkova, otporom vazduha, otporom kotrljanju i otpor klizanju točkova, koji se u suštini javlja u sistemima koji nemaju uređaj za sprečavanje blokiranja točkova (ABS) i dešava se na kraju procesa kočenja. Parcijalni udeo pojedinih otpora je različit i približno iznosi:

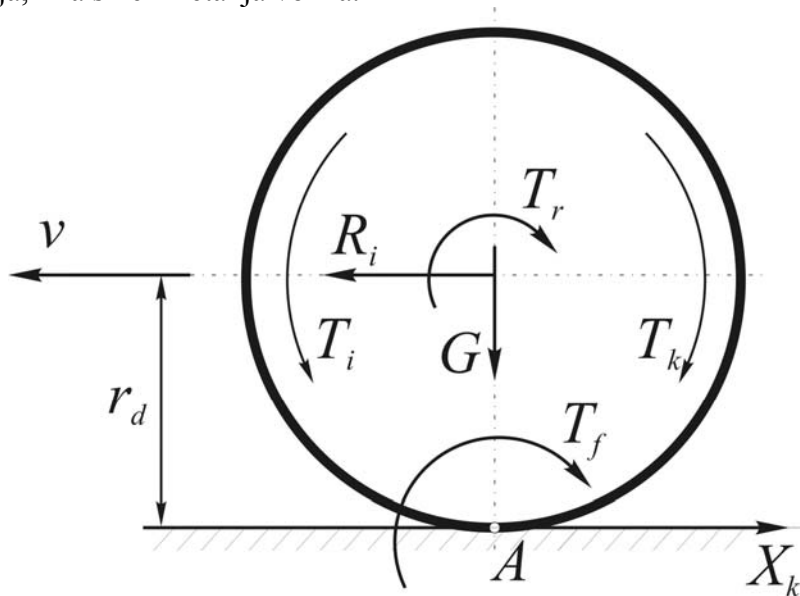
- Udeo kočnica	90 % od ukupne snage
- otpor u ležajevima točkova	1 -2 % „ „
- otpor kotrljanju	do 1 % „ „
- otpor klizanju točkova*	do 4 % „ „
- otpor vazduha	3 – 6 % (zavisno od brzine)

Kod proračuna kočnica svesno se svi otpori zanemaruju, tako da ukupnu energiju kočenja preuzimaju kočnice vozila.

IX.2 DINAMIČKA ANALIZA KOČENJA

Dinamičkom analizom se predviđaju zakoni kretanja kočenog vozila, usporeenje, vreme i put kočenja.

Proces kočenja otpočinje početkom dejstva obrtnog momenta kočenja, koji ima suprotan smer od smera obrtanja točkova, a ostvaruje se u kočnicama vozila ili usporivačima. Time se na spoju točka i podloge izaziva tangenciona reakciona sila, suprotnog smera od smera kretanja vozila, kojom se ustvari uravnotežuje komponenta težine vozila $G \cdot \sin \alpha$ (kada se vozilo koči na nizbrdici) i sila inercije, koja sada, zbog usporenja, ima smer kretanja vozila.



Slika IX.3 Shema dejstva sila i momenata na kočenom točku

- R_i [N] - Inerciona sila, kojima se zamenjuje uticaj odstranjenih delova vozila pri analizi
- T_i [Nm] - Moment količine kretanja svih obrtnih masa vozila
- T_k [Nm] - Kočni moment
- T_r [Nm] - Moment trnja u glavčinama i prenosnom sistemu
- T_f [Nm] - Moment otpora kotrljanju
- X_k [N] - Tangencijalna reakcija tla uzrokovana momentom kočenja

Postavljanjem ravnoteže horizontalnih sila $\Sigma X_k = 0$, sledi da je $X_k = R_i$ dok iz momentne ravnoteže proizilazi

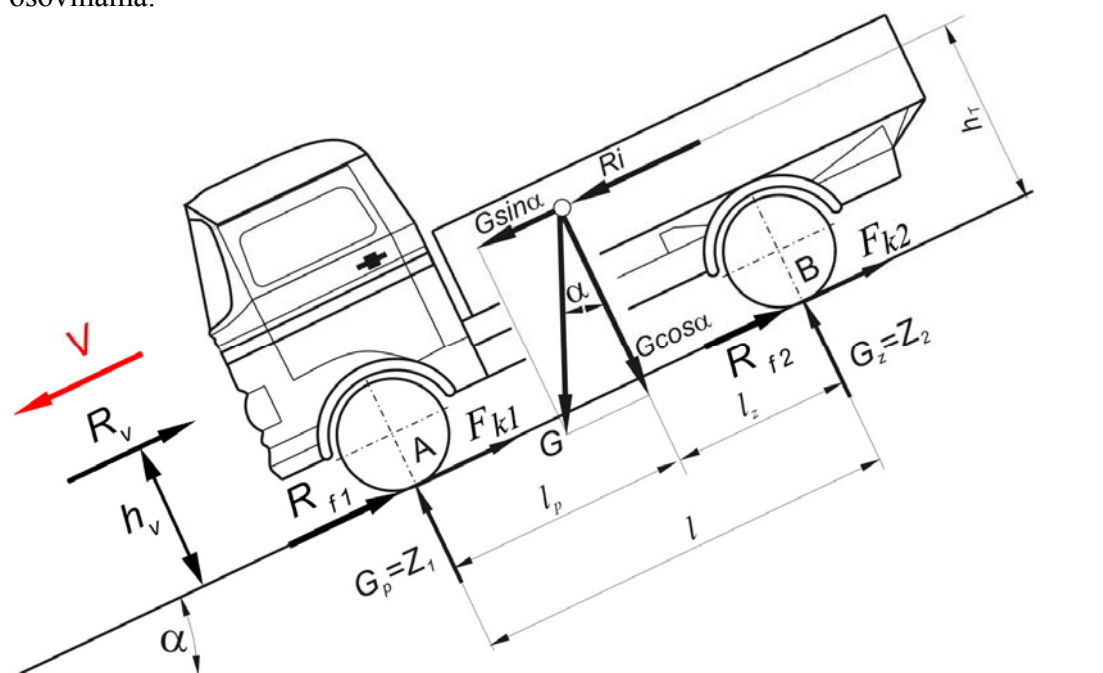
$$\Sigma T^A = 0 \quad R_i \cdot r_d + T_i - T_f - T_k - T_r = 0 \quad \rightarrow \quad R_i = X_k = \frac{T_k + T_f + T_r - T_i}{r_d} \quad (9.26)$$

Kako je moment količine kretanja (zamah) svih obrtnih masa $T_i = J \frac{d\omega}{dt}$, jasno sledi i činjenica da pored sopstvenog momenta inercije masa J , zamah zavisi i od promene ugaone brzine $d\omega/dt$. Kod laganog kočenja promena ugaone brzine $d\omega/dt$ je relativno mala, tako da se spojnicu pri kočenju ne mora isključivati. Međutim kod naglog kočenja, gde je promena ugaone brzine $d\omega/dt$ velika, radi smanjivanja uticaja obrtnih masa, te time i smanjenja ukupnog momenta kočenja, potrebno je spojnicom isključiti uticaj zamaha obrtnih masa.

Uz pretpostavku da je moment trenja neznan ($T_r \approx 0$), iz jednačine 9.26 sledi da je moment horizontalne sile $X_k \cdot r_d = T_k + T_f$. Jasno je da je maksimum horizontalne sile ograničen adhezionom silom $X_{k \max} = G \cdot \mu$

IX.2.1 MAKSIMALNE VREDNOSTI SILE KOČENJA

Kao i kod proučavanja vučnih karakteristika vozila, da bi se našle granične vrednosti sila kočenja, potrebno je prethodno pronaći vrednosti otpora tla po osovina.



Slika IX.4 Dinamičke sile koje dejstvuju na vozilo u kretanju

Postavljanjem jednačine ravnoteže momenata za tačku oslonca prednjih točkova sledi

$$Z_2 \cdot l - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha \pm G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - R_i \cdot h_T - R_v \cdot h_v = 0 \quad (9.27)$$

odnosno iz ravnoteže momenata za tačku oslonca zadnjih točkova sledi

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha \pm G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v = 0 \quad (9.28)$$

Uprošćavajući jednačine pretpostavkom da je $h_T = h_v$ sledi

$$\text{za prednju osovину} \quad Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l} \quad (9.29)$$

$$\text{na zadnju osovину} \quad Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - h_T (R_i - R_v \pm G \cdot \sin \alpha)}{l} \quad (9.30)$$

Shodno slici IX.4 suma svih horizontalnih sila ($\Sigma X = 0$) koje dejstvuju na vozilo su:

$$F_{k1} + F_{k1} + R_{f1} + R_{f2} + R_v - R_i \pm G \sin \alpha = 0 \quad (9.31)$$

Uzimajući da su

$$F_{k1} + F_{k1} = F_k \quad \text{i} \quad R_{f1} + R_{f2} = R_f \quad (9.32)$$

sledi

$$F_k + R_f = R_i - R_v \pm G \sin \alpha \quad (9.33)$$

smenom (9.33) u jednačine (9.29) (9.30) sledi

$$Z_1 = \frac{G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + h_T (F_k + R_f)}{l} \quad (9.34)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - h_T (F_k + R_f)}{l} \quad (9.35)$$

Zavisno od vrste vozila moguće je u praksi kočenje samo točkovima prednje osovine, točkovima samo zadnje osovine ili kočenje svim točkovima. Naravno kod savremenih vozila svih klasa osim O₁ i manjih traktora iz klase T, u primeni je kočenje svim točkovima.

Za slučaj potpunog iskorišćenja koeficijenta prijanjanja sledi:

Kočenje samo prednjim točkovima

Kako je maksimalna sila kočenja jednaka athezionoj sili za kočne točkove, to jest $F_{k1\max} = Z_1 \cdot \mu$ to unošenjem izraza (9.34) i sređivanjem, sledi

$$F_k = F_{k1} = G \cdot \cos \alpha \frac{l_z + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \mu} \quad (9.36)$$

Kočenje samo zadnjim točkovima

Već je rečeno da je $F_{k2\max} = Z_2 \cdot \mu$ te unošenjem izraza (9.35) i sređivanjem, sledi

$$F_k = F_{k2} = G \cdot \cos \alpha \frac{l_p - h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \mu} \quad (9.37)$$

Kočenje svim točkovima

Kako je već napred rečeno maksimalna sila kočenja je jednaka athezionoj sili za sve kočne točkove, to jest

$$F_{k\max} = F_{k1} + F_{k2} = \mu (Z_1 + Z_2) = G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \quad (9.38)$$

odnosno **sile kočenja po osovinama**

$$F_{k1} = G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \frac{l_z + h_T (\mu + f)}{l} \quad (9.39)$$

$$F_{k2} = G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \frac{l_p - h_T (\mu + f)}{l} \quad (9.40)$$

Iz gore datih jednačina jasno proizilazi da sile kočenja na prednjim i zadnjim točkovima međusobno nisu jednake, tako da je kod proučavanja dinamike kočenja, posebno značajno pronaći odnos kočnih sila po osovina, koji se ima kao

$$\frac{F_{k1}}{F_{k2}} = \frac{l_z + h_T(\mu + f)}{l_p - h_T(\mu + f)} \quad (9.41)$$

Ako se uzme da je koeficijent raspodele sila kočenja β_k , odnosno $\frac{F_{k1}}{F_k} = \beta$, sledi da su

$$F_{k1} = F_k \cdot \beta_k \quad \text{i} \quad F_{k2} = F_k (1 - \beta_k) \quad (9.42)$$

tako da je odnos sila kočenja

$$\frac{F_{k1}}{F_{k2}} = \frac{l_z + h_T(\mu + f)}{l_p - h_T(\mu + f)} = \frac{\beta_k}{1 - \beta_k} \quad (9.43)$$

Drugim rečima, koeficijent raspodele sile kočenja se ima kao

$$\beta = \frac{l_z + h_T(\mu + f)}{l_p} \quad (9.44)$$

Za realan slučaj, kada je koeficijent prijanjanja višestruko veći od koeficijenta kotrljanja ($\mu \gg f$), sledi

$$\beta = \frac{l_z + h_T \cdot \mu}{l} \quad \text{i} \quad 1 - \beta = \frac{l_p - h_T \cdot \mu}{l} \quad (9.45)$$

te su u tom slučaju sile kočenja po osovina, u odnosu na ukupnu silu kočenja

$$F_{k1} = F_k \frac{l_z + h_T \cdot \mu}{l} \quad \text{i} \quad F_{k2} = F_k \frac{l_p - h_T \cdot \mu}{l} \quad (9.46)$$

Očigledno je da je sila kočenja na točkovima prednje osovine veći od sila kočenja na točkovima zadnje osovine, te otuda proizilazi i činjenica da se kod projektovanja vozila posebno vodi briga o raspodeli sila kočenja po osovina, odnosno o veličini kočnog momenta koje kočnice moraju da proizvedu. Drugim rečima na savremenim motornim vozilima u principu uvek kočnice prednjih točkova ostvaruju veću silu kočenja nego kočnice na zadnjim točkovima.

IX.3 ODREĐIVANJE MAKSIMALNOG USPORENJA

Za idealizirani slučaj zaustavljanja vozila, kada se zanemare svi otpori koji potpomažu bržem zaustavljanju, dakle $R_\alpha = R_v = 0$, preostaje jedino sila kočenja

kojom treba savladati silu inercije. Njoj, u izvesnoj meri, potpomaže sila otpora kotrljanju. Drugim rečima

$$R_i = m \cdot a \cdot \delta = F_k + R_f \quad (9.47)$$

Za slučaj **kočenja samo prednjim točkovima**

$$F_k = F_{k1} = Z_1 \cdot \mu \quad \rightarrow \quad m \cdot a \cdot \delta = F_{k1} = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_z + h_T \cdot f}{l - h_T \cdot \mu} + G \cdot f \quad (9.48.a)$$

s obzirom da je pretpostavljeno da je $\cos \alpha = 0$, a kako je $G = m \cdot g$, sledi maksimalno usporenje

$$a_p = \frac{g (l_z \cdot \mu + l \cdot f)}{\delta (l - h_T \cdot \mu)} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.48)$$

Za slučaj **kočenja samo zadnjim točkovima**

$$F_k = F_{k2} = Z_2 \cdot \mu \quad \rightarrow \quad m \cdot a \cdot \delta = F_{k1} = G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_p - h_T \cdot f}{l + h_T \cdot \mu} + G \cdot f \quad (9.49)$$

uz već rečeno da je $\cos \alpha = 0$ i $G = m \cdot g$, sledi maksimalno usporenje za kočenje zadnjim točkovima

$$a_z = \frac{g (l_p \cdot \mu + l \cdot f)}{\delta (l - h_T \cdot \mu)} \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.50)$$

Za slučaj **kočenja svim točkovima**, što je slučaj kod svih savremenih vozila (čak zakonska obaveza proizvođačima vozila)

$$m \cdot a \cdot \delta = G(\mu + f) \quad \rightarrow \quad F_k = F_{k1} + F_{k2} = G(\mu + f) \quad (9.51)$$

odnosno maksimalno usporenje iznosi

$$a = \frac{g}{\delta}(\mu + f) \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (9.52)$$

Drugim rečima, čak ni u idealiziranim uslovima, nije moguće postići veće usporenje od $9,81 \text{ m/s}^2$.

Očigledno je da obrtne mase vozila, u jednačini 9.52 uzete preko koeficijenta “ δ ” smanjuju maksimalno usporenje, samim tim što je vrednost $\delta \geq 1$, te sledi da ih je, radi kraćeg zaustavnog puta, potrebno izuzeti, što se postiže isključivanjem spojnice. Drugim rečima, **prilikom intenzivnih kočenja poželjno je, čak potrebno, isključiti spojnicu.**

Kvalitet kočnica u praksi je najlakše proveriti poređenjem sila kočinja svih točkova, koje se postižu na ispitnim valjcima, sa težinom vozila, kako je već objašnjeno u poglavlju *V* (sigurnost vozila). U ovom slučaju posredno se ispituje kvalitet kočnica, uvođenjem takozvanog **kočnog koeficijenta**, koji je zakonom propisan u zavisnosti od vrste vozila. Za idealizirani slučaj, kada jedino silom kočenja treba savladati silu inercije, sledi da je kočni koeficijent k_k

$$k_k = \frac{F_k}{m \cdot g} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{a}{g} \quad (9.53)$$

Dakle, pod kočnim koeficijentom podrazumeva se količnik ukupno ostvarene kočne sile prema težini vozila, odnosno, odnos ostvarenog usporenja prema ubrzanju zemljine teže, izražene u procentima.

Ova vrsta ispitivanja se sprovodi na ispitnim valjcima, znači u uslovima statičkog ispitivanja. Uslovi ispitivanja propisani su "Zakonom o bezbednosti u saobraćaju", pravilnik IX („tehnički uslovi kojima moraju odgovarati pojedini uređaji na vozilu“), kojim je definisan najmanji kočni koeficijent za pojedina vozila (tabela V.2).

IX.4 ZAKONI KRETANJA KOČENOG VOZILA

Pod zakonima kretanja kočnog vozila podrazumevaju se vrednosti puta koje vozilo prevali u procesu kočenja do zaustavljanja (put kočenja) i vremena potrebnog za ostvarenje potpunog zaustavljanja vozila (vreme kočenja).

Iz opšte jednačine za bilans sila, a prema slici IX.4, ima se da je

$$\Sigma R = 0 \rightarrow R_v + R_f + R_\alpha + F_k = \Sigma R + F_k = R_i \quad [N] \quad (9.54)$$

$$\text{Kako je inerciona sila} \quad R_i = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \delta$$

$$\text{Otpor vetra} \quad R_v = K \cdot A \cdot v^2$$

$$\text{Otpor kotrljanju} \quad R_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (9.55)$$

$$\text{Otpor uspona} \quad R_\alpha = \pm G \cdot \sin \alpha$$

a maksimalna sila kočenja pri kočenju svim tačkovima jednaka najvišoj mogućoj adhezionoj sili, to jest $F_{k\max} = G \cdot \mu \cdot \cos \alpha$, iz bilansa sila sledi jednačina

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{G \cdot \delta} \left(K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \right) \quad (9.56)$$

pri čemu je uzeto da: znak + znači kočenje na uzbrdici, a
znak - znači kočenje na nazbrdici

koeficijent “ ξ ” predstavlja odnos između stvarne i maksimalne sile kočenja $\xi = \frac{F_k}{F_{k\max}}$,

pri čemu je:

$\xi = 1$ za intenzivno kočenje, kada se i ostvaruje maksimalna sila kočenja
 $\xi < 1$ za prikočivanje radi usporenja kretanja

IX.4.1 VREME KOČENJA

Vreme kočenja direktno sledi iz jednačinu 9.56 kao

$$dt = \frac{G \cdot \delta}{g} \frac{dv}{\left(K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \right)} \quad (9.56)$$

odnosno integraljenjem gornje jednačine sledi

$$t_k = \frac{\delta}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \mu \cdot \cos \alpha \right)} \quad (9.56)$$

v_1 brzina na početku kočenja

v_2 brzina na kraju kočenja

za slučaj da je kočenje na ravnom putu ($\alpha = 0$), do potpunog zaustavljanja ($v_2 = 0$), te da je $R_v = 0$, sledi rešenje integrala

$$t_k = \frac{\delta \cdot v_1}{g(\mu + f)} = \frac{v_1}{a}, \quad \text{odnosno za maksimalno usporenje } t_{k \min} \approx \frac{v_1}{10\mu} \quad (9.56)$$

IX.4.2 PUT KOČENJA

Uvođenjem transformacije jednačine 9.56

$$a = \frac{dv}{dt} \frac{dS}{dS} = \frac{dv}{dS} \frac{dS}{dt} = v \frac{dv}{dS} \quad (9.57)$$

sledi

$$a = \frac{dv}{dt} = dS = \frac{g}{G \cdot \delta} \left(K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + \xi \cdot G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \right) = v \frac{dv}{dS} \quad (9.58)$$

Integraljenjem gornje jednačine dobija se

$$S_k = \frac{\delta}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{\left(\frac{K \cdot A \cdot v^2}{G} + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \xi \cdot \mu \cdot \cos \alpha \right)} \quad (9.59)$$

odnosno

$$S_k = \frac{\delta \cdot G}{2 \cdot g \cdot K \cdot A} \ln \frac{K \cdot A \cdot v_1^2 + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{K \cdot A \cdot v_2^2 + f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha} \quad (9.60)$$

Za slučaj za slučaj da je kočenje na ravnom putu ($\alpha = 0$) i da je $R_v = 0$, rešenje sledi kao

$$S_k = \frac{1}{\delta} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g(\mu + f)} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot a_{\max}} \quad (9.61)$$

Uz pretpostavku da je kočenje do potpunog zaustavljanja ($v_2 = 0$) i da je spojnica isključena ($\delta = 1$), sledi minimalni put kočenja, takozvani "trag kočenja"

$$S_{k\min} = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{\max}} \quad (9.62)$$

Identično rešenje se dobija ako se ono traži iz energetske jednačine, odnosno da se radom sile kočenja $[(\Sigma R + F_k)S_k]$ mora da savlada kinetička energija vozila

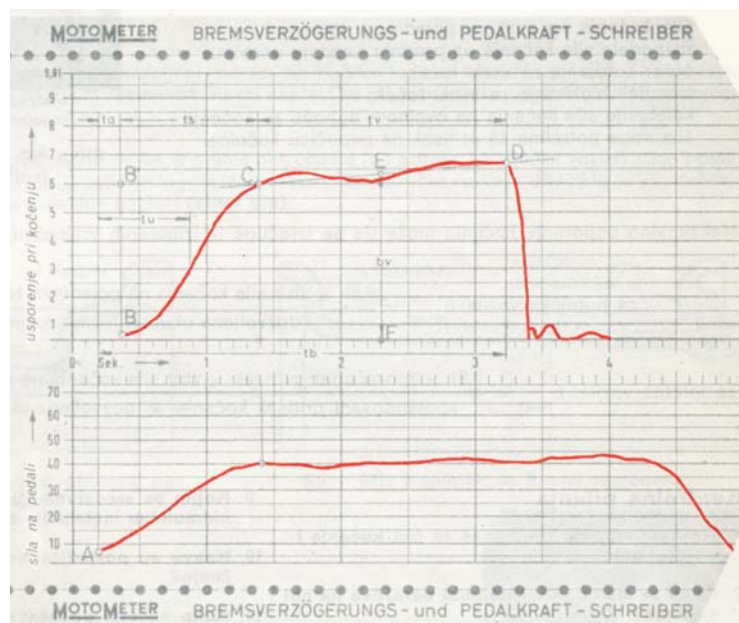
$$E_k = \frac{m \cdot v_1^2 \cdot \delta}{2}$$

Za već pretpostavljene uslove $\alpha = 0$, $R_v = 0$, $\delta = 1$, $f = 0$ sledi rešenje identično kao jednačina 9.62.

Interesantno je zapaziti, da iz navede jednačine proizilazi da **put (trag) kočenja ne zavisi od mase vozila**. Istraživanja rađena u tom pravcu su pokazala da put kočenja ipak zavisi od mase vozila i da se povećava u granicama 10 do 15 % od teorijski sračunate vrednosti prema jednačini 9.62

IX.4.2.1 Stvarni parametri procesa kočenja

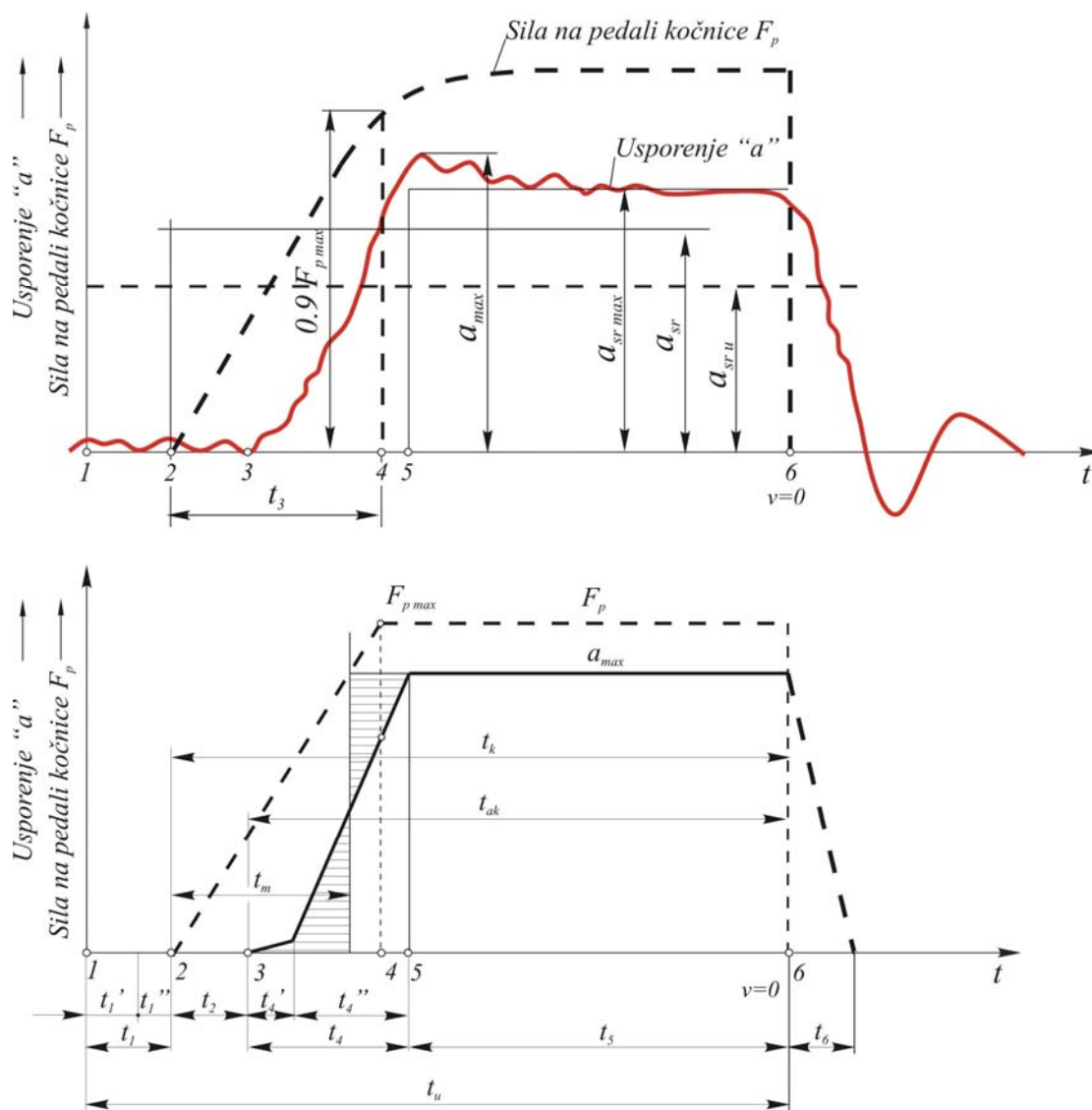
U napred opisanom procesu kočenja, dosta parametra je je uzeto idealizirano, kako bi se jednačine uprostile za rešavanje, a takođe nisu uzeti u obzir ni parametri koji zavise od mogućnosti i psihičkog stanja vozača, mogućnosti samog sistema za kočenje i sličnog, tako da se stvarne veličine vremena i puta kočenja razlikuju od teorijski sračunatih. Realno snimljeni dijagrami procesa kočenja prikazuju i stvarnu sliku i parametre u tom procesu.



Slika IX.5 Realni dijagram u procesu kočenja

Na slici IX.5 dat je realan dijagram snimljen u procesu kočenja uređajem kojim se meri usporenje vozila (crvena linija predstavlja zapis usporenja).

Na gornjoj slici IX.6 dat je realan dijagram snimljen u procesu kočenja, precrtan isključivo radi dalje analize. Na samom dijagramu jasno mogu da se uoče vremena t_1 do t_6 , u kojima se proces kočenja odigrava, kao i promena usporenja u tom procesu, s obzirom da praktično niti je moguće niti poželjno, sa aspekta udobnosti putnika ali i samog vozača, ostvarivanje maksimalnog usporenja u jednom trenutku.



Slika IX.6 Realni i idealizirani parametri u procesu kočenja
gornja slika: **realni dijagram** donja slika: **idealizirani dijagram**

Vreme t_1 , prikazano na uprošćenom - idealiziranom dijagramu (prikazan kao donji dijagram na slici IX.6), predstavlja vreme reakcije vozača od početka opažanja i shvatanja situacije da je potrebno kočenje. Daljim rasčlanjivanjem ovog vremena mogu da se razlikuju vremena t_1' (vreme opažanja i shvatanja vozača da treba da koči) i vreme t_1'' , koje predstavlja takozvano motorno vreme vozača (premeštanje noge vozača na pedal kočnice). Vreme t_1 je individualno i za prosečne i pažljive vozače kreće se u granicama 0,6 do 0,8 sekundi. Ispitivanja su pokazala da svega 10% ispitanika ima vreme reakcije 0,4 sekundi ili čak i manje. Isto tako izvestan broj ispitanika, kao i

testiranje umornih vozača i vozača pod uticajem alkohola, pokazalo je, da je kod njih, znatno sporije vreme reakcije, čak do 1,5 sekundi.

Vreme t_2 predstavlja vreme reakcije sistema za kočenje, takozvano vreme odziva kočionog sistema (savlađivanje praznog hoda komandi, unutrašnjeg trenja, elastične deformacije cevovoda, konačnost brzine talasa porasta pritiska i sličnog). Drugim rečima u ovom vremenu sila u sistemu za kočenje tek počinje da raste, ali još uvek nema vidljivog usporenja vozila (vidi gornju sliku IX.6).

U zavisnosti od vrste kočionog sistema, ovo vreme se kreće u granicama
 $t_2 = 0.03$ do $0,05$ sekundi za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa
 $t_2 = 0.2$ do $0,5$,, za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa

Tek na kraju vremena t_2 (tačka 3 na dijagramu) usporenje vozila postaje vidljivo i na dijagramu se odslikava porastom usporenja.

Vreme t_3 predstavlja vreme aktiviranja komande. Zbog relativno sporog postizanja maksimuma komandne sile, ovo vreme se ocenjuje kada se postigne 90% maksimalne komandne sile kočenja (sila na pedali kočnice). I ovo vreme je individualno i kreće se u granicama $0,15$ do $0,8$ sekundi. Ispitivanja su pokazala da 90% vozača ima ovo vreme oko $0,4$ sekunde.

Vreme t_4 predstavlja vreme potrebno za postizanje maksimalnog usporenja vozila. Daljom analizom ovog vremena pokazlo se da je moguće njegovo rasčlanjivanje na vremena t_4' (vreme završnog odziva kočnog sistema, koje može i da se zanemari) i vreme t_4'' koje predstavlja takozvano vreme aktivnog usporenja. Najčešće se smatra da je $t_4 \approx t_4''$ i da ovo vreme iznosi

$t_4 = 0.2$ do $1,0$ sekund za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa
 $t_4 = 2,0$ do $2,5$ sekundi za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa (veća vremena odgovaraju vučnim vozovima)

Vreme t_5 predstavlja vreme aktivnog dejstva maksimalne sile kočenja sa približno maksimalnom silom na pedali kočnice. Ovo vreme je različito i zavisi od uzroka kočenja odnosno intenziteta kočenja i samim tim držanja maksimalne sile na pedali kočnice. U slučaju intenzivnog kočenja, tek u tački 6 vozač prestaje sa dejstvom na komandu (sila F_p pada na nulu), ali se usporenje nastavlja.

Vreme t_6 je vreme takozvanog zaostajanja ili otkočivanja i zavisi od sistema za kočenje. Poželjno je da isto bude što kraće kako bi kočenje bilo potpuno kontrolisano. Ovo vreme iznosi

$t_6 = 0.2$ do $0,3$ sekundi za vozila sa hidrauličnim sistemom prenosa
 $t_6 = 1,5$ do $2,5$,, za vozila sa vazdušnim sistemom prenosa (veća vremena odgovaraju vučnim vozovima)

Drugim rečima ukupno **vreme zaustavljanja** je zbir vremena $t_u = t_1 + t_2 + t_4 + t_5$ dok je **vreme aktivnog dejstva kočne sile** $t_{ak} = t_4 + t_5$ i sastoji se od vremena reagovanja vozača, reagovanja kočnog sistema vozila i vremena dejstva maksimalne kočne sile.

Ukoliko se vremenu aktivnog kočenja doda i vreme odziva kočnog sistema, datog kao t_2 , sledi **vreme stvarnog kočenja**, to jest vreme od početka dejstvovanja na komandu kočenja do zaustavljanja vozila

$$t_k = t_2 + t_4 + t_5 = t_{ak} + t_2 \quad (9.63)$$

Međutim, sa aspekta kočnog sistema, **vreme reagovanja i aktiviranja kočnog sistema**, ima se kao

$$t_m = t_2 + t_4' + \frac{t_4''}{2} \approx t_2 + \frac{t_4}{2} \quad (9.64)$$

Kao posebno značajan parametar kočnog sistema ovo vreme spada u grupu ispitivanih performansi kočnog sistema. Naime, maksimum ovog vremena je definisan međunarodnim propisima za ispitivanje kočnica vozila (pravilnik ECE 13). Samim tim podleže ispitivanju saobraznosti sa propisima (takozvana homologaciona ispitivanja). Naime, zbog stišljivosti vazduha, pritisak kod vazdušnih sistema prenosa se relativno sporo prenosi, što može da doprinese znatnom zakašnjenju odziva kočnog sistema. Propisima je utvrđeno da od početka dejstvovanja na komandu kočnog sistema (početak pritiska na pedalu kočnice), odnosno od trenutka kada pritisak u najudaljenijem kočnom cilindru postigne 10% svoje maksimalne vrednosti, pa do trenutka kada ovaj pritisak postigne 75% maksimalne vrednosti, ne sme da protekne više od 0,6 sekundi. Na sličan način se zahteva da vreme odziva vazdušnog mehanizma prikolice ne sme da bude veće od 0,4 sekundi, s tim da odziv odgovarajućeg dela mehanizma na vučnom vozilu (tegljaču) tada može da iznosi najviše 0,2 sekunde.

Shodno ovako definisanim vremenima reakcija sistema kočenja, postoje i različite definicije **srednjeg usporenja** (srednje maksimalno usporenje, srednje usporenje i ukupno srednje usporenje).

Srednje maksimalno usporenje a_{srmax} odnosi se na vreme aktivnog dejstva maksimalne sile kočenja (t_5) i za njega se u uprošćenom dijagramu (donji dijagram na slici IX.5) pretpostavlja da je konstantno.

Srednje usporenje a_{sr} odnosi se na ukupno vreme kočenja t_k .

Ukupno srednje usporenje a_{usr} se odnosi na ukupno vreme zaustavljanja

U praksi se najviše koriste definicije srednjeg maksimalnog i ukupnog srednjeg usporenja, češće nazvanog srednje usporenje.

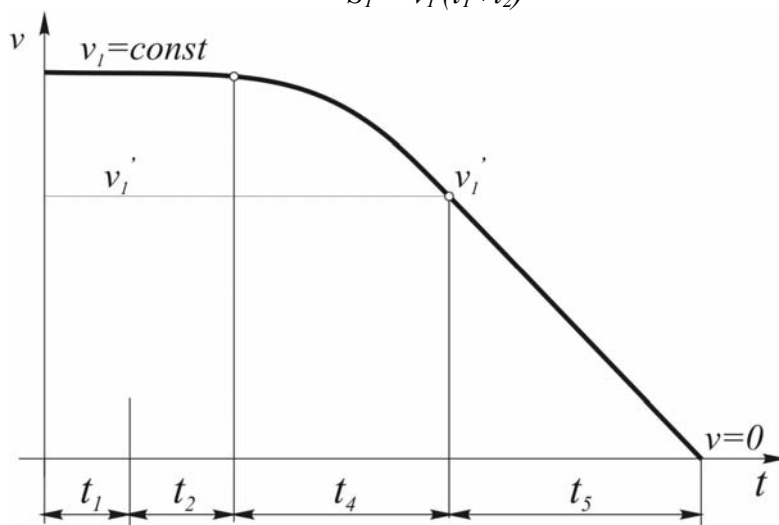
Put kočenja

Opisani proces kočenja pokazuje da se tokom vremena u procesu kočenja značajno menjaju sile kočenja, pa time i usporenje vozila. Analiza ovih promena se može lepše prikazati dijagramima IX.7 i IX.8, na kojima se vide promene brzine vozila i pređenog puta u procesu kočenja.

Kako je prikazano na dijagramu IX.7, koji odgovara realnom stanju, tokom vremena t_1 (vreme reakcije vozača od početka opažanja i shvatanja situacije da je potrebno kočenje) i vremena t_2 (vreme reakcije sistema za kočenje, odnosno vreme odziva kočnog sistema), vozilo ima brzinu koju je imalo na samom početku kočenja,

drugim rečima ta brzina kretanja vozila je konstantna. U tom vremenskom intervalu vozilo pređe put

$$S_1 = v_1 (t_1 + t_2) \quad (9.65)$$



Slika IX.7 Promena brzine vozila u procesu kočenja

Tek po isteku vremena reakcije kočnog sistema otpočinje usporenje vozila, koje traje do postizanja maksimalnog usporenja vozila. To vreme je na dijagramu definisano kao vreme t_4 . Promena usporenje u ovom vremenskom intervalu ($0 \leq t \leq t_4$) se menja prema zakonitosti

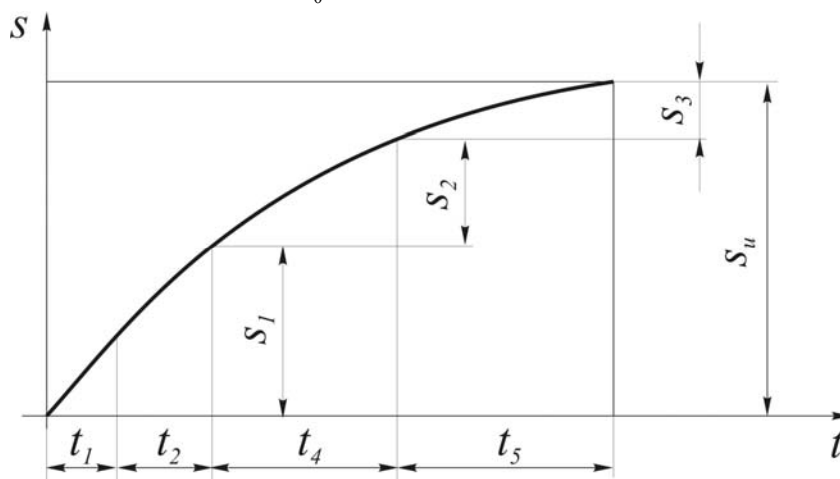
$$a = \frac{a_{\max}}{t_4} t \quad (9.66)$$

Shodno promeni usporenja menja se i brzina vozila prema zakonu

$$v = v_1 - \int_0^t \frac{a_{\max}}{t_4} t dt = v_1 - \frac{a_{\max}}{2 \cdot t_4} t^2 \quad (9.67)$$

čime se i put kočenja za vreme protoka vremena t_2 menja prema sličnom zakonu

$$S_2 = \int_0^t v dt = v_1 \cdot t_4 - \frac{a_{\max}}{6} t_4^2 \quad (9.68)$$



Slika IX.7 Promena puta vozila u procesu kočenja

Posle postizanja maksimalne sile kočenja u vremenskom intervalu t_5 , nastaje i period maksimalnog usporenja a_{max} u kome je brzina vozila jednoliko opadajuća do zaustavljanja vozila ($v = 0$) i menja se prema zakonu

$$v = v_1' - a_{max} \cdot t \quad (9.69)$$

gde je brzina vozila v_1' krajnja brzina na isteku vremenskog perioda t_4 , odnosno početna brzina na početku perioda t_5 i ima se kao

$$v_1' = v_1 - \frac{a_{max}}{2} t_4 \quad (9.70)$$

Vreme potrebno da se vozilo potpuno zaustavi, na dijagramu definisano kao vreme t_5 , dobija se uzimajući brzinu v_1' kao početnu, odnosno

$$t_5 = \frac{v_1'}{a_{max}} = \frac{v_1}{a_{max}} - \frac{t_4}{2} \quad (9.71)$$

Na osnovu početne brzine v_1' dobija se put, definisan kao S_3 , koga vozilo prevali u vremenskom intervalu t_5

$$S_3 = \int_0^{t_5} v \cdot dt = v_1' \cdot t_5 - \frac{a_{max}}{2} t_5^2 = \frac{v_1'^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.72)$$

što može da se prikaže u rasčlanjenom obliku

$$S_3 = \frac{1}{2 \cdot a_{max}} \left[v_1'^2 + \frac{a_{max}^2}{4} t_4^2 - v_1 \cdot a_{max} \cdot t_4 \right] \quad (9.73)$$

Na osnovu svih puteva $\sum_1^3 S_i$ pređenih u vremenskim intervalima t_1 do t_4 nalazi se ukupan put u toku celog procesa kočenja - do zaustavljanja vozila, u obliku

$$S_u = S_1 + S_2 + S_3 = v_1 \left(t_1 + t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}} - \frac{a_{max}}{24} t_4^2 \quad (9.74)$$

Zanemarivanjem poslednjeg člana kao veoma malog, daje konačan oblik jednačine za pređeni put u procesu kočenja

$$S_u = S_1 + S_2 + S_3 = v_1 \left(t_1 + t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{max}} \quad (9.75)$$

Napred izračunati put naziva se **zaustavni put vozila** i očigledno predstavlja zbir puteva koje vozilo prevaljuje u fazi reagovanja vozača (tako zvana psihička sekunda), odziva kočnog sistema i pređenog puta koji se vrši sa maksimalnim usporenjem.

Put za vreme psihičke sekunde $S_1 = v_1 \cdot t_1$ (9.76)

Put kočenja (“trag kočenja”) $S_k = S_2 + S_3 = v_1 \left(t_2 + \frac{t_4}{2} \right) + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_{\max}}$ (9.77)

Napomena: Izraz “trag točenja” predstavlja recidiv prošlosti, kada vozila nisu imala uređaj koji sprečava blokiranje točkova (ABS uređaj), što je ustvari izazivalo da pneumatici ostavljaju trag po kolovozu. U današnje ovaj izraz je već prevaziđen, ali se još uvek može naći u literaturi s obzirom da slikovito izražava pređeni put kada je u sistemu postignut maksimum sile kočenja.

Kada se iz jednačine 9.75 isključi član koji definiše put pređen za vreme “psihičke sekunde” (jednačina 9.76), dobija se vrednost **puta kočenja (9.77)**, koja predstavlja samo jednu od faza ispitivanja vozila pri homologacionim ispitivanjima, a na osnovu zahteva međunarodnog pravlnika ECE 13, koga mora da zadovolje kočni uređaji vozila za korišćenje u javnom saobraćaju. Shodno navedenom pravilniku, maksimalna vrednost zaustavnog puta se ima kao binom

$$S_{\max} = A \cdot v_1 + \frac{v_1^2}{B} \quad [m] \quad (9.78)$$

v_1 [km/h] - Početna brzina vozila pri ispitivanju (prema ECE 13 ne manja od 80 km/h - uslovi dati u poglavlju “sigurnost vozila” tabela V.1)

Očigledno je da koeficijent A predstavlja zbir vremena $\left(t_2 + \frac{t_4}{2} \right)$, dok koeficijent B definiše dvostruku vrednost maksimalnog usporenja. Koeficijenti A i B su različiti, u zavisnosti od vrste vozila i imaju se prema tabeli V.1 u iznosima

Tabela V.1 Vrednosti koeficijenata pri ispitivanju vozila

Vrsta vozila	Koeficijenti	
	A	B
<i>Laka putnička</i>	<i>0,1</i>	<i>150</i>
<i>Dostavna</i>	<i>0,15</i>	<i>130</i>
<i>Teretna</i>	<i>0,15</i>	<i>115</i>

IX.5 KOČNI UREĐAJI VOZILA

Pod kočnim uređajima vozila podrazumevaju se svi uređaji i elementi sistema kojima se vrši usporenje, zaustavljanje vozila ili održavanje zakočenosti vozila u mestu.

Princip rada kočnica se svodi na pretvaranje kinetičke energije vozila u neiskoristivu toplotnu energiju, usled čega se smanjuje brzina vozila do zaustavljanja.

Već prema tome, u funkcionalnom smislu, kočni uređaji se dele na radne, parkirne i pomoćne kočnice.

Radne kočnice su skup uređaja i mehanizama kojima vozilo može bezbedno i kontrolisano da se zaustavi bez obzira na prethodnu brzinu kretanja i opterećenja toga vozila.

Pod parkirnim kočnicama se podrazumevaju vrsta kočnice kojim se već zaustavljeno vozilo bez prikolice (ili sama prikolica), sa punim opterećenjem, može kontrolisano i trajno održavati u zakočenom stanju.

Pomoćnim kočnicama smatra se uređaj kojim može da se vozilo bezbedno zaustavi nezavisno od radne ili parkirne kočnice.

Radna, parkirna i pomoćna kočnica mogu da budu kombinovane tako da:

a) postoje najmanje dve komande nezavisne jedna od druge i da komanda radne kočnice bude nezavisna i odvojena od parkirne kočnice

b) da komanda pomoćne kočnice bude nezavisna od parkirne, ako je parkirna kočnica takve konstrukcije da ne može da se stavi u funkciju pri kretanju vozila.

Vozila savremene konstrukcije u principu nemaju posebnu pomoćnu kočnicu, s obzirom da se radna kočnica izvodi kao dvokružni ili trokružni sistem kočenja, gde je svaki pojedinalni sistem nezavisan, a parkirnom kočnicom može da se vrši kočenje i pri kretanju vozila.

Usporivači pripadaju uređajima kojima se može da se vrši kontrolisano i bezbedno dugotrajno usporenje vozila. Ovu vrstu kočnica mogu da imaju sva vozila, a zakonska obaveza je za vozila najveće dozvoljene mase veće od 5 t i autobuse.

Način izvođenja usporenja nije definisan, te su samim tim i vrste usporivača različite:

- hidro usporivači (hidroretarderi)
- elektromagnetski retarderi, koji rade na principu vihornih struja
- elektrotermički, kojima se energija kretanja transformiše u struju koja se u termootpornicima pretvara u toplotu
- Prigušivanjem izduvne grane motora

IX.5.1 PRENOSNI MEHANIZAM

IX.5.1.1 Prema načinu prenosa komande

Prenosni mehanizam predstavlja deo kočnog mehanizma čiji je zadatak da komandu za aktiviranje porenese do kočnica. Ovaj zadatak se rešava na više načina, pre svega konceptijski i konstruktivno. Sa aspekta koncepcije postavlja se pitanje da li sistem prenosa mora da prenese energiju vozača do kočnica ili se voljom i radnjama vozača samo komanda predaje nekom posebnom spoljnom energetsom sistemu. Ovakav energetski sistem može da samo potpomaže aktiviranju kočnica pojačavajući silu (servo pojačivači sile kočenja) ili mora da preuzme kompletan zadatak aktiviranja kočnog sistema i energetskog obezbeđenja kočenja, uz stvaranje određene sile kočenja na točkovima, takozvani mehanizmi sa punim servo dejstvom.

U tom smislu danas su u upotrebi sledeći prenosni kočni mehanizmi:

- mehanički prenos
- hidraulički sa ili bez servo pojačanja
- hidraulički sa punim servo dejstvom
- pneumatski sa punim servo dejstvom
- hidro-pneumatski sa servo pojačanjem ili sa punim servo dejstvom

Koji će se od sistema izabrati zavisi od više faktora, od kojih je jedan osnovni - kolika energija se mora predati kočnicama.

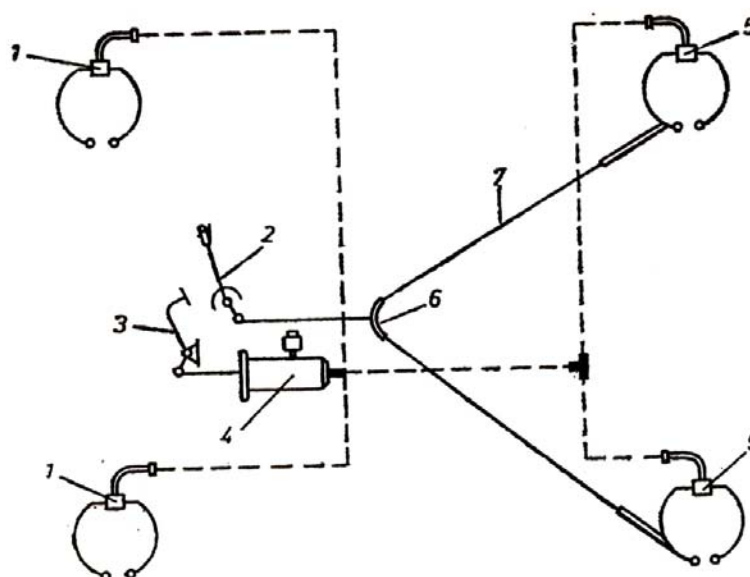
Mehanički prenosni mehanizam je tipičan primer sistema kod kojih nema servo pojačanja veće se energija vozača ili rukovaoca mašinom direktno prenosi do kočnica. Samim tim jasno proizilazi da je mogućnost primene ovog mehanizma dosta ograničena. Kod radnih kočnica mehaniki prenos se danas primenjuje samo kod sporohodnih lakih vozila i manjih traktora.

Međutim kod izvođenja parkirnih kočnica ovaj mehanizam je veoma široko rasprostranjen i to iz više pozitivnih razloga:

- tokom vremena ne dolazi do slabljenja dejstva sile kočenja
- praktično i lako se vrši razvod do parkirne kočnice (najčešće na kardanskom vratilu ili na zadnjim točkovima vozila) i omogućava odgovarajući prenosni odnos: sila na ručici komande prema sili na kočnicama

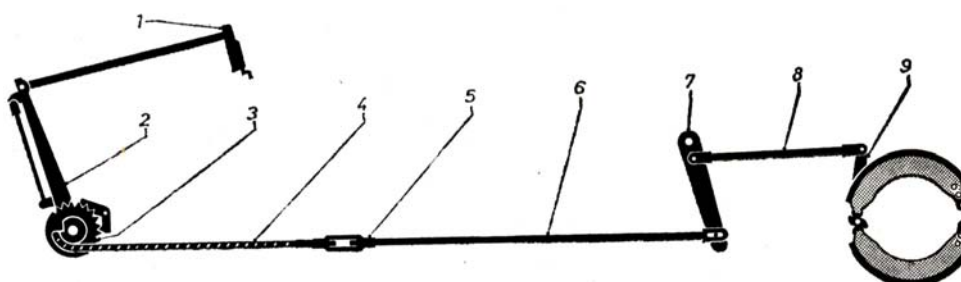
Pored toga mehanički prenos je relativno jednostavan i jeftiniji od ostalih prenosnih sistema.

Nedostaci mehanički prenosa su takođe brojni, a svode se na nekoliko osnovnih: može da se prenese relativno mala energija, isključivo mišićima rukovaoca, razvod ka svim točkovima je komplikovan i nepouzdan, osteljiv je na uslove okoline, atmosferalije kao i mogućnost oštećenja.



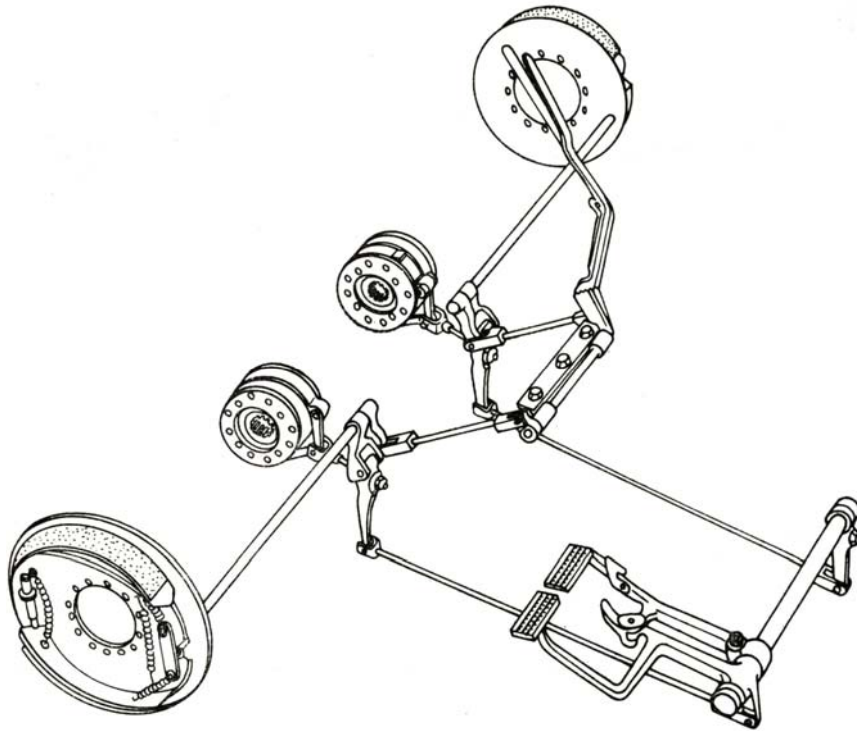
Slika IX.8 Shema mehaničkog prenosnog mehanizma parkirne kočnice putničkog vozila

- | | |
|---|----------------------------|
| 1. Radne kočnice prednjih točkova | 2. Poluga parkirne kočnice |
| 3. Pedala radne kočnice | 4. Glavni kočioni cilindar |
| 5. Kočnice zadnjih točkova (radna i parkirna) | 6. Razvodna zatega |
| | 7. Čelično uže |



Slika IX.9 Shema mehaničkog prenosnog mehanizma parkirne kočnice teretnog vozila

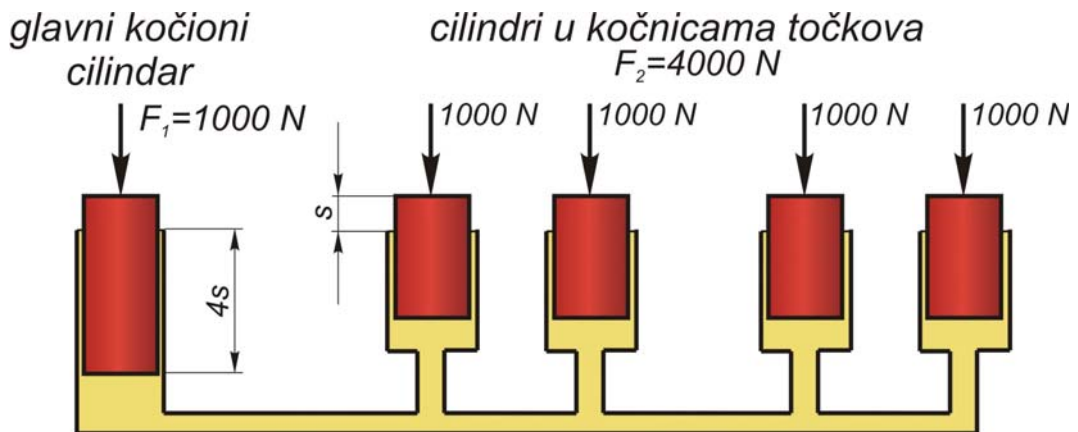
- | | |
|--|----------------------------------|
| 1. Ručica parkirne kočnice | 2. Prenosna poluga |
| 3. Ozubljeni doboš sa skakavicom | 4. Čelično uže |
| 5. Zavojni mehanizam za podešavanje zazora | 6, 7, 8. Polužni mehanizam |
| 6, 7, 8. Polužni mehanizam | 9. Poluga za aktiviranje kočnice |



Slika IX.10 „Standardna“ izvedba mehaničkog prenosnog mehanizma radne i parkirne kočnice traktora

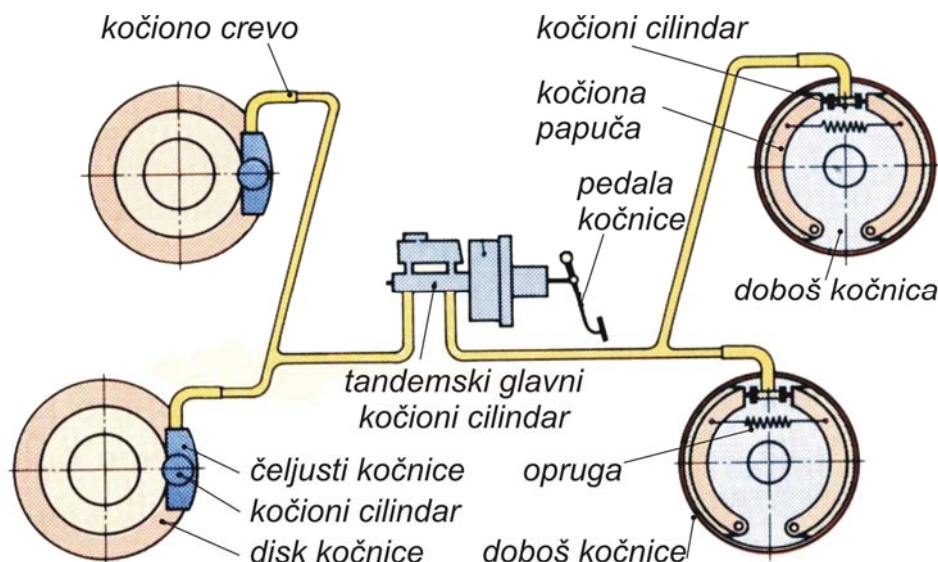
Hidraulični prenosni mehanizam predstavlja najrasprostranjeniji sistem prenosa pogotovo kod kočnih mehanizama putničkih i lakih teretnih ili dostavnih automobila. Kod lakih vozila, masa do 1000 kg, svaki vozač može da razvije dovoljnu energiju za kočenje tako da nije potrebno pojačanje sile kočenja servo pojačivačima. Međutim kod lakih teretnih i dostavnih vozila najčešće je neophodna pomoć servo pojačivača sile kočenja. Kod putničkih automobila isključivo radi udobnosti i povećanja bezbednosti vozila i putnika, servo pojačivači, najčešće vakuurnog tipa su već serijska oprema svih putničkih vozila.

Ova vrsta prenosnog mehanizma je dosta komplikovanije gradnje od mehaničkog i svoj rad zasniva na prenosu pritiska kočione tečnosti od glavnog kočionog cilindra na kočione cilindre u kočnicama. Pritiskom na klipove unutar cilindra stvara se sila kojom se kočnice aktiviraju.



Slika IX.11 Funkcionalna shema raspodele pritiska i zapremine kod hidrauličkog sistema kočenja

Shodno slici IX.11 očigledno je da glavni kočioni cilindar mora da ima zapreminu koja je jednaka zbiru zapremina svih pojedinih cilindara u kočnicama. Upravo u tome se i ogleda ograničenost ovakvog sistema kočenja na laka i dostavna vozila.



Slika IX.12 Funkcionalna shema hidrauličkog prenosa komandi kod kočnog sistema

Međutim, jedna od bitnih prednosti ovakvog sistema prenosa komandi je relativno lako zadovoljenje zahteva navedenih u ECE pravilniku da kočionice moraju da imaju i pomoćni sistem kočenja. Kod hidrauličkih sistema je moguće razvod do cilindara na kočnicama moguće izvesti u više nezavisnih razvodnih grana, čime se bitno povećava bezbednost vozila i sigurnije kočenje.

Ceo sistem se sastoji od: komandne pedale koja se aktivira potiskom noge, glavnog kočionog cilindra sa dve nezavisne komore usled čega se i naziva tandemski glavni kočioni cilindar, razvodnog sistema, radnih kočionih cilindara u kočnicama i same kočnice.

Na slici IX.12 prikazan je hidraulični razvodni sistem sa dva nezavisna kočiona kruga, kočioni krug prednjih kočnica i kočioni krug zadnjih kočnica, tako da u slučaju otkazivanja jednog kočionog kruga, drugi je i dalje u funkciji, tako da vozilo može da se koči, ali sa smanjenim performansama kočenja. Princip rada je sledeći: pritiskom noge na pedalu kočnice, sila noge povećava pritiska u glavnom kočionom cilindru, te shodno Paskalovom zakonu, talas pritiska veoma brzo ravnomerno rasprostire do radnih cilindara, u kojima se klipovi razmiču i dejstvuju na kočne elemente u kočnicama. Na vozilima novije generacije, kao prednje kočnice su u primeni u principu disk kočnice a na zadnjim disk ili doboš kočnice, pri čemu doboš kočnice omogućuju lakše ostvarivanje konstrukcije ručne kočnice sa zadovoljavajućim performansama.

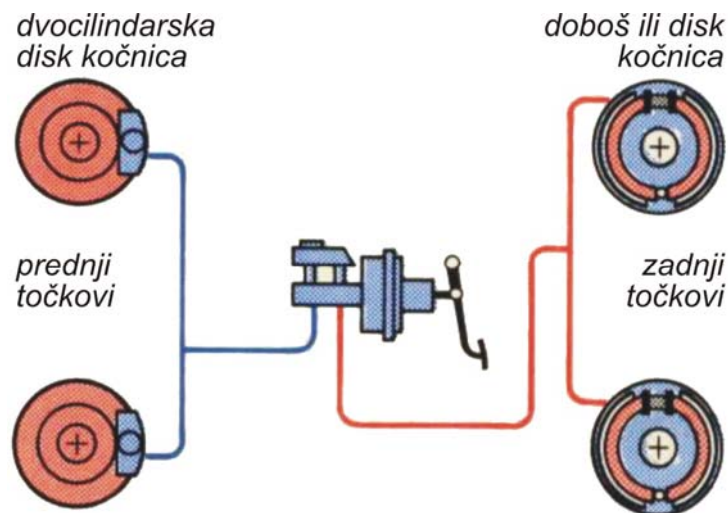
Hidraulični sistemi rade sa pritiscima reda veličina 120 bar a kratkotrajno i do 200 bar, što uglavnom zavisi od veličine radnih cilindara, odnosno hoda klipa u glavnom kočionom cilindru.

Hidraulični sistemi spadaju u red veoma „zahvalnih sistema“ za odavanje s obzirom da mogu da rade bez posebnog održavanja duži vremenski period.

Raspodela kočionih krugova

Kako je već rečeno, hidraulični sistem prenosa omogućava korelativno lako konstruisanje sistema sa više nezavisnih kočionih krugova – najmanje dva do četiri, sa različitim mogućnostima rasporeda rada kočnica.

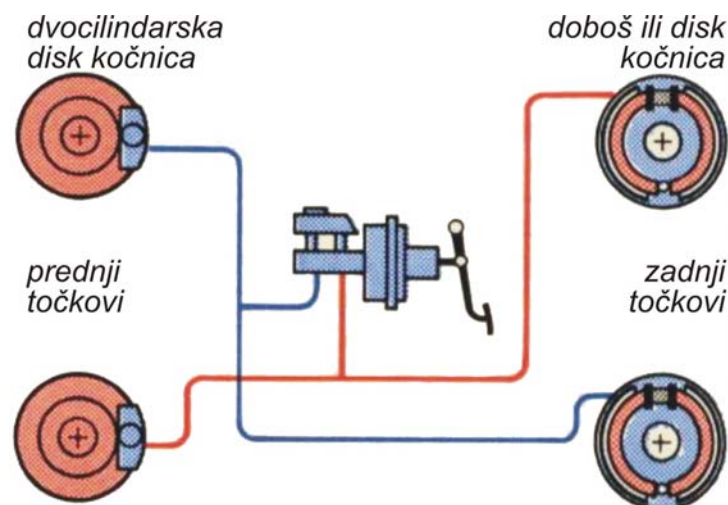
Dvokružni kočioni sistema se u principu konstruiše sa tri načina raspodele: takozvani „crno-beli“ sistem (slika IX.13 a), dijagonalni sistem (slika IX.13 b) i trougaoni sistem (slika IX.13 c).



Slika IX.13 a Funkcionalna shema dvokružnog sistema sa „crno-belom“ raspodelom

„Crno – bela“ varijanta raspodele je u tome što jednu granu čine kočnice prednjih a drugu kočnice zadnjih točkova. Stoga je kočenje prednjih kočnica potpuno nezavisno od rada zadnjih kočnica. Raspodela kočnih sila po osovinama je moguća u svakom odnosu (zavisno od raspodela težina), ali kod teretnih vozila je najčešće 70% : 30%.

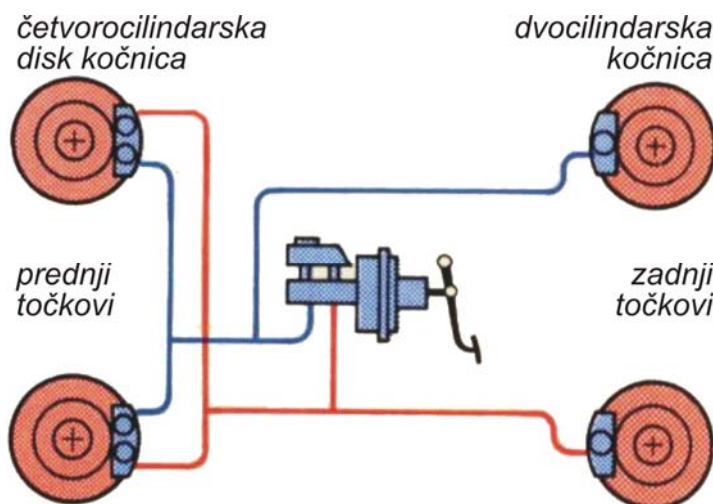
Kod **dijagonalnog sistema**, takođe je nezavisno kočenje po dva točka, s tim što su u jednom krugu uvek po jedan prednji i jedan zadnji točak. I u ovakvom sistemu je moguće ostvarivanje različitih sila kočenja prednjih i zadnjih točkova izborom radnih cilindara različitih prečnika s obzirom da je pritisak kočione tečnosti u sistemu jednak.



Slika IX.13 a Funkcionalna shema dvokružnog sistema sa „dijagonalnom“ raspodelom

Velika negativnost ovakvog sistema je što pri „ispadanju“ jednog kočnog kruga ili razlike u pritisku iz bilo kog razloga (recimo curenje tečnosti), moguće je zanošenje vozila u stranu, usled dejstva nejednakosti sila kočenja na točkovima jedne osovine. Iz ovih razloga ovaj sistem raspode stada u grupu „istorijskih“ sistema

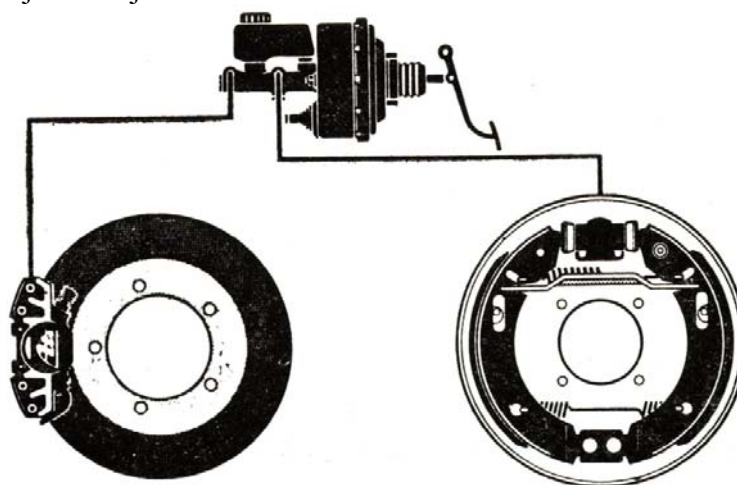
Trougaoni sistem raspodele se primenjuje u principu kod više cilindričnih disk kočnica (dva do četiri radna cilindra po jednoj kočnici), tako da je moguće da uvek oba kruga dejstvuju na oba prednja točka i na po jedan zadnji.



Slika IX.13 c Funkcionalna shema dvokružnog sistema sa „trougaonom“ raspodelom

Posebna podvarijanta ovog sistema je raspodela gde jednom kočionom krugu pripadaju sve četiri kočnice a drugom kočionom krugu samo prednje kočnice.

Sva tri gora navedena sistema raspodele nemaju nikakvo servo dejstvo, to jest nemaju pojačanja sile kočenja u sistem, što sa svoje strane ih odrianičava na primenu samo kod relativno lakih vozila. Međutim logičku nadgradnju hidrauličkih sistema raspodele predstavlja ugradnja servo pojačivača sa punim servo dejstvom, čime se pružaju praktično neograničene mogućnosti primene. Servo pojačivačima je moguće silu aktiviranja kočenja, koju inicira vozač, višestruko povećati, pa time i pritisak kočione tečnosti u celom sistemu. Time se sila kočenja koju daje vozač sada svodi samo na iniciranje kočenja.



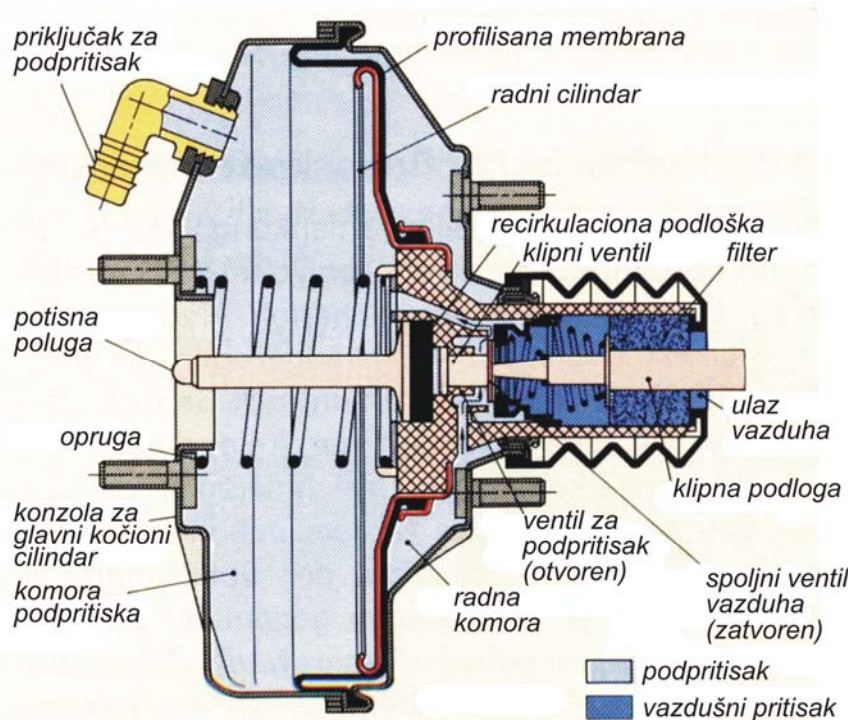
Slika IX.14 Hidraulični sistem prenosa sa servo pojačivačem sile kočenja

Princip ugradnje servouređaja je u tome da se ispred glavnog kočionog cilindra postavi servopojačivač, koji energiju dobija od nekog spoljnog izvora, na primer podpritisk iz usisne grane kod benzinskih motora ili posebne vakuumpumpe kod dizel motora. S obzirom da servo pojačivači rade na principu razlike u pritiscima u komorama ispred i iza membrane, moguće je da se u jednu komoru dovede i nadpritisk iz kompresora, što se primenjuje kod manjih teretnih vozila, koji imaju kompresor.

U slučaju otkaza servopojačivača, funkcija kočenja ostaje i dalje, s obzirom da se prenos sile i dalje vrši mehanički od klipne poluge na potisnu polugu (slika IX.15), s tom razlikom što je potrebno znatno veća sila vozača na pedalu kočnice, kako bi se ostvario željeni efekat kočenja.

Servopojačivač sile kočenja na bazi podpritiska

Kod vozila sa benzinskim motorom moguće je iz usisne cevi motora „razdeliti podpritisk“ i isti sprovesti do servopojačivača, te na osnovu razlike u pritiscima između atmosferskog i vakumskog podpritiska pojačati silu kočenja.



Slika IX.15 Presek servopojačivača sile kočenja na bazi podpritiska

S obzirom da je podpritisk u usisnoj cevi dosta mali (oko -0,2 bar), za stvaranje dovoljne sile za pojačanje potrebne su relativno velika zapremina komora i površina „klipa“, čiju funkciju preuzima membrana. Ovakav uslov onemogućuje kompaktnost konstrukcije, ali i zahteva veće vreme punjenja i pražnjenja komora, što se odražava na produženje vremena reakcije kočnog sistema. Kod vozila sa dizel motorom, gde je podpritisk u usisnoj grani neznatan, podpritisk se stvara u posebnoj vakuumpumpi, koja energiju dobija direktno od motora.

Hidraulični servopojačivač sile kočenja

Kod vozila sa servo sistemom za upravljanje, koji sadrži pumpu visokog pritiska, moguće je pritisak iz akumulatora pritiska odvesti do hidrauličkog servopojačivača sile kočenja. Nasuprot servopojačivaču na bazi podpritiska,

hidraulički servopojačivač ne zahteva veliki prostor za ugradnju, nezavisan od rada motora a dejstvo pojačanja je ravnomernije i brže, te je kao takav ima više pozitivnih karakteristika od vakuumskog. U slučaju otkaza motora, kada je kočenje sa pojačanjem na bazi podpritiska sprovesti 2 do 3 puta, iz akumulatora pritiska, hidrauličkim servopojačivačem, to je moguće najmanje 10 puta, tako da je sa aspekta bezbednosti isti značajno sigurniji.