

Neki problemi primene automatske promene stepena prenosa kod transmisija brzohodnih guseničnih vozila s aspekta ostvarivanja zaokreta

Dr Milorad Radetić, dipl.inž.¹⁾

Automatska promena stepena prenosa primenjuje se ne samo kod vozila točkaša, nego i kod savremenih brzohodnih guseničnih vozila. Međutim, zbog specifičnosti upravljanja guseničnim vozilima, s određenim tipom transmisija, mogu da se jave ograničenja, koja dovode u pitanje primenu automatske promene stepena prenosa kod njih. U radu se analiziraju mogućnosti primene automatske promene stepena prenosa kod različitih tipova transmisija s aspekta kinematike i dinamike zaokreta vozila.

Uvod

OPTIMIZACIJI transmisija brzohodnih guseničnih vozila pridaje se poseban značaj, što je posledica zahteva za povećanjem prosečnih i maksimalnih brzina kretanja vozila, poboljšanje manevarskih karakteristika i olakšanje upravljanja vozilom.

Povećanje maksimalnih brzina kretanja uz zadržavanje određenog nivoa minimalnih brzina, dovelo je do povećanja dijanazona kinematskog i dinamičkog prenosnog odnosa

Primena automatske promene stepena prenosa kod ovih transmisija do određene mere otklanja neke od ovih nedostataka, ali ne sve.

Kratak pregled osnovnih karakteristika komandi za promenu stepena prenosa

Komande za promenu stepena prenosa upravljaju određenim sklopovima transmisije, te zbog toga treba da ispune

omogućava da svoju pažnju, uglavnom, usredsredi na osmatranje terena, poboljša dinamičke i manevarske karakteristike vozila i omogući duži rad motora u ekonomičnom području eksploatacije s obzirom na potrošnju goriva. Međutim, to ne znači da u svim slučajevima poboljšava dinamičke karakteristike vozila i da ostvaruje veće prosečne brzine kretanja.

Teorija, koja se bavi automatskom promenom stepena prenosa, treba da pomogne pri izboru karakteristike promene stepena prenosa, tj. definisanju krivih promene, pomoću kojih mogu da se odrede vrednosti parametara promene stepena prenosa u funkciji vučne karakteristike vozila.

Ovaj rad se ne bavi definisanjem oblika krivih koje karakterišu promenu stepena prenosa, u funkciji određenih parametara, jer je to obrađeno u [1 i 2].

Ukoliko karakteristika promene stepena prenosa nije dobro odabrana, pogonska grupa (motor i transmisija) može određeno vreme da radi u neekonomičnom području ili s degradiranim vučnim i dinamičkim karakteristikama. U prvom slučaju dolazi do povećane potrošnje goriva, dok u drugom slučaju može doći do naglog smanjenja prosečnih brzina kretanja vozila.

Analize pokazuju da se krive odabrane s obzirom na vuču i ekonomičnost potrošnje goriva ne poklapaju. Zbog toga se izbor krive, prema kojoj se vrši promena stepena prenosa, svodi na nalaženje kompromisa između krivih s obzirom na optimalnu vuču i optimalnu potrošnju goriva.

Izbor stepena prenosa, pri automatskoj promeni, može da se vrši u funkciji jednog ili više parametara kao što su: brzina vozila, ubrzanje, sila vuče, režim rada motora i dr. Zavisno od uzetog broja parametara, razlikuju se: jednoimpulsni, dvoimpulsni i troimpulsni sistemi.

Jednoimpulsni sistemi su primenjivani kod vozila točkaša. Kao merodavan parametar za promenu stepena prenosa uzeta je brzina kretanja vozila koja se određuje iz uslova iskorišćenja sile vuče. Ovi sistemi su van upotrebe zbog niza nedostataka kao što su: gubici sile vuče pri radu motora na parcijalnim krivim, pojava dinamičkih udara, pogoršanje dinamičkih karakteristika vozila i dr.

U transmisijama brzohodnih guseničnih vozila uglavnom

Automatska promena stepena prenosa i primenjeni sistemi upravljanja transmisijama brzohodnih guseničnih vozila

Praksa je pokazala, a to se i teorijski može dokazati, da se automatska promena stepena prenosa može primeniti bez većih problema kod vozila točkaša.

Kod ovih vozila, preko menjača se obezbeđuje pravolinijsko kretanje, dok se nezavisno od menjača zakretanjem upravljačkih točkova, pomoću upravljača, realizuje zaokret vozila, a diferencijal svojom kinematikom, zavisno od putanje kojom se vozilo kreće, obezbeđuje potrebnu razliku ugaonih brzina pogonskih točkova.

Transmisija guseničnog vozila treba da obezbedi visoke vučne karakteristike i lako i sigurno upravljanje pri pravolinijskom kretanju i zaokretu, zavisno od kategorije i namene vozila, njegove brzinske karakteristike i specifične snage. Ove zahteve može da obezbedi transmisija koja poseduje menjač s automatskom promenom stepena prenosa, koji realizuje progresivnu karakteristiku promene sile vuče, i neautomatskim sistemom upravljanja vozilom (u daljem tekstu: pomoćnim pogonom) koji obezbeđuje kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta.

Upravljanje ovakvom transmisijom sastoji se od upravljanja komandom gasa (dovođenjem određene količine goriva u motor) i upravljanje pomoćnim pogonom pomoću poluga ili volana.

Menjač s progresivnom karakteristikom mora automatski da obezbedi potreban prenosni odnos u funkciji otpora kretanju, a neophodni prenosni odnos između gusenica, pri zaokretu se ostvaruje aktiviranjem pomoćnog pogona, dovođenjem u određeni položaj poluga za upravljanje ili volana. Pri ovome je poželjno da se pomoćni pogon pri ostvarivanju bilo kog poluprečnika zaokreta, kinematski ponaša kao sistem s jednim stepenom slobode.

Pri upravljanju, kod većine guseničnih vozila ugaona brzina koju obezbeđuje menjač superponira se na sumirajućim planetarnim prenosnicima s ugaonom brzinom koju obezbeđuje pomoćni pogon što znači da menjač učestvuje u upravljanju vozilom, dok ima i rešenja transmisija kod ko-

Iz plana brzina vozila pri zaokretu (sl.1), na osnovu sličnosti trouglova, može da se definiše izraz za poluprečnik zaokreta (R) u funkciji brzina premotavanja gusenica:

$$R = \frac{V_2 + V_1}{V_2 - V_1} \frac{B}{2} \quad (1)$$

odnosno relativni poluprečnik zaokreta ($\rho = 2R/B$):

$$\rho = \frac{V_2 + V_1}{V_2 - V_1} \quad (2)$$

gde su: V_2, V_1 - brzina premotavanja spoljašnje, odnosno unutrašnje gusenice; B - širina traga vozila.

Relativni poluprečnik zaokreta može da se izrazi u funkciji ugaonih brzina pogonskih točkova:

$$\rho = \frac{\omega_{pr2} + \omega_{pr1}}{\omega_{pr2} - \omega_{pr1}} \quad (2a)$$

gde su $\omega_{pr1}, \omega_{pr2}$ - ugaona brzina pogonskog točka unutrašnje, odnosno spoljašnje gusenice.

Pomoću plana brzina mogu da se izraze brzine premotavanja gusenica i brzina središta vozila (V_C) u funkciji brzine koju je vozilo imalo pri pravolinijskom kretanju (V_P), pre ulaska u zaokret:

$$V_2 = \frac{\rho + 1}{\rho + q_k} V_P \quad (3)$$

$$V_1 = \frac{\rho - 1}{\rho + q_k} V_P \quad (4)$$

$$V_C = \frac{\rho}{\rho + q_k} V_P \quad (5)$$

gde su: q_k - relativno odstojanje od središta vozila, tačke koja zadržava brzinu pravolinijskog kretanja koju je vozilo imalo pre ulaska u zaokret; l_k - odstojanje od središta vozila tačke koja zadržava brzinu pravolinijskog kretanja, koju je vozilo imalo pre ulaska u zaokret.

Kod simetričnog pogona je $q_k = 0$, pa se na osnovu (5) dobija $V_C = V_P$, što znači da središte vozila pri zaokretu zadržava brzinu koju je imalo pre ulaska u zaokret.

Kod nesimetričnog pogona $q_k = 1$, pa se na osnovu (3) dobija da je $V_2 = V_P$, što znači da spoljašnja gusenica zadržava brzinu koju je imalo vozilo pre ulaska u zaokret.

Sistem upravljanja transmisijom sa simetričnim pogonom zasniiva se na kinematici diferencijala. To znači da se ugaona brzina pogonskog točka, sa strane spoljašnje gusenice, povećava za određenu vrednost, a za istu tu vrednost smanjuje se ugaona brzina pogonskog točka unutrašnje gusenice.

Slika 2 prikazuje opštu kinematsku šemu transmisije sa simetričnim pogonom, kod koga postoji kinematska veza između centralnih zupčanika (a_1 i a_2) sumirajućih planetarnih prenosnika (SPP) 1 i 2 sa pogonskim motorom, dok je menjač kinematski vezan s motorom i zupčanicima s unutrašnjim ozubljenjem (b_1 i b_2) SPP 1 i 2.

Ako se usvoji da je prenosni odnos od pogonskog motora do centralnih zupčanika (a_1 i a_2) i_{pp} , a prenosni odnos od pogonskog motora do izlaznih vratila menjača, pri uključenom određenom stepenu prenosa i_{mi} , na osnovu kinematskih jednačina za SPP 1 i 2:

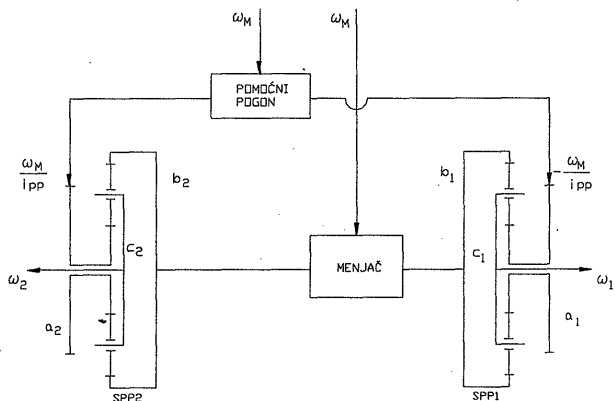
$$\omega_{a1} + k\omega_{b1} - (1+k)\omega_{c1} = 0 \quad (6)$$

$$\omega_{a2} + k\omega_{b2} - (1+k)\omega_{c2} = 0 \quad (7)$$

mogu da se odrede ugaone brzine ω_{c1} i ω_{c2} nosača satelita SPP:

$$\omega_{c1} = \frac{ki_{pp} - i_{mi}}{(1+k)i_{pp}i_{mi}} \omega_M \quad (8)$$

$$\omega_{c2} = \frac{ki_{pp} + i_{mi}}{(1+k)i_{pp}i_{mi}} \omega_M \quad (9)$$



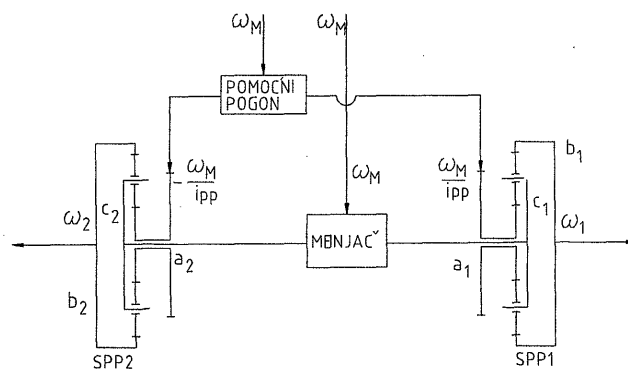
Slika 2. Kinematska šema transmisije sa simetričnim pogonom i nosačima satelita kao izlaznim elementima

Pošto je prenosni odnos između nosača satelita SPP i pogonskih točkova konstantan, u izrazu (2a) se umesto ω_{pr1} i ω_{pr2} mogu uvrstiti ω_{c1} i ω_{c2} , tako da izraz za relativni poluprečnik zaokreta kod simetričnog pogona glasi:

$$\rho_{SP} = \frac{ki_{pp}}{i_{mi}} \quad (10)$$

Na isti način može da se odredi izraz za relativni poluprečnik zaokreta za slučaj opšte kinematske šeme sa simetričnim pogonom (sl.3), kod koje su izlazni elementi SPP zupčanici sa unutrašnjim ozubljenjem:

$$\rho_{SP} = \frac{(1+k)i_{pp}}{i_{mi}} \quad (11)$$



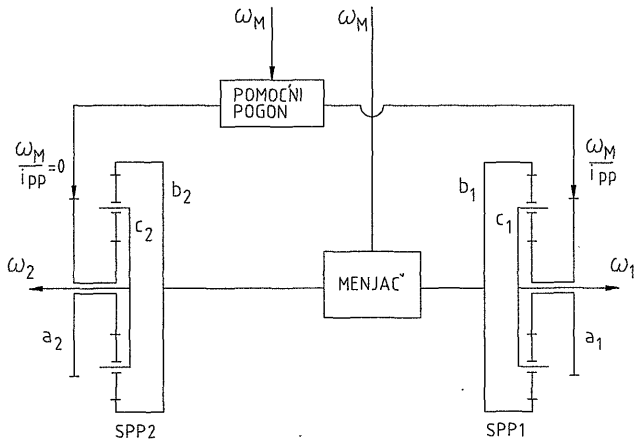
Slika 3. Kinematska šema transmisije sa simetričnim pogonom i zupčanicima sa unutrašnjim ozubljenjem kao izlaznim elementima

Za razliku od kinematske šeme na sl.2, kod šeme na sl.3 centralni zupčanik SPP a_2 ima suprotan smer obrtanja u odnosu na smer izlaznog vratila menjača, dok centralni zupčanik a_1 ima isti smer kao izlazno vratilo menjača.

Slika 4 prikazuje kinematsku šemu transmisije s nesimetričnim pogonom, kod koje je pogonski motor kinematski vezan s centralnim zupčanicom a_1 SPP, sa strane unut-

rašnje gusenice, dok je drugi centralni zupčanik a_2 nepokretan. Izlazni elementi menjača vezani su sa zupčanicima s unutrašnjim ozubljenjem SPP. Pomoću izraza (2a), kinematskih jednačina (6 i 7), određenim transformacijama došlo se do izraza za relativni poluprečnik zaokreta za ovaj slučaj nesimetričnog pogona:

$$\rho_{NP} = \frac{2ki_{pp} - i_{mi}}{i_{mi}} \quad (12)$$

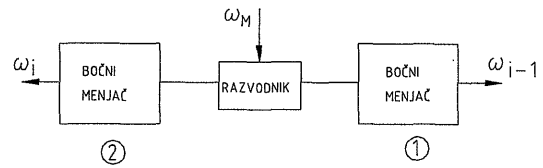


Slika 4. Kinematska šema transmisije s nesimetričnim pogonom i nosačima satelita kao izlaznim elementima

Za slučaj kinematske šeme transmisije s nesimetričnim pogonom prikazane na sl.5, kod koje su izlazni elementi SPP zupčanici s unutrašnjim ozubljenjem b_1 i b_2 , a izlazni elementi menjača vezani s nosačima satelita c_1 i c_2 SPP, izraz za relativni poluprečnik zaokreta glasi:

$$\rho_{NP} = \frac{2(1+k)i_{pp} - i_{mi}}{i_{mi}} \quad (13)$$

čkih karakteristika pri pravolinijskom kretanju, a ne u funkciji zaokreta.



Slika 6. Blok šema transmisije sa bočnim menjačima

Transmisija s bočnim menjačima predstavlja specijalan slučaj transmisija s nesimetričnim pogonom ($q_k = 1$), jer pri zaokretu menjač sa strane spoljašnje gusenice ostaje u istom stepenu prenosa i kome je bio pre ulaska u zaokret, dok se u menjaču sa strane unutrašnje gusenice uključuje jedan stepen niže. Ako su ugaone brzine izlaznih elemenata menjača:

- sa strane spoljašnje gusenice:

$$\omega_i = \frac{\omega_M}{i_{mi}}$$

- sa strane unutrašnje gusenice:

$$\omega_{i-1} = \frac{\omega_M}{i_{m(i-1)}}$$

gde su: ω_M - ugaona brzina kolenastog vratila pogonskog motora; i_{mi} , $i_{m(i-1)}$ - prenosni odnosi od motora do izlaznog elementa menjača sa strane spoljašnje, odnosno unutrašnje gusenice.

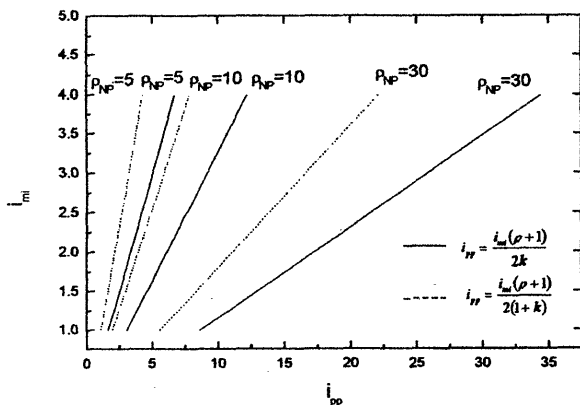
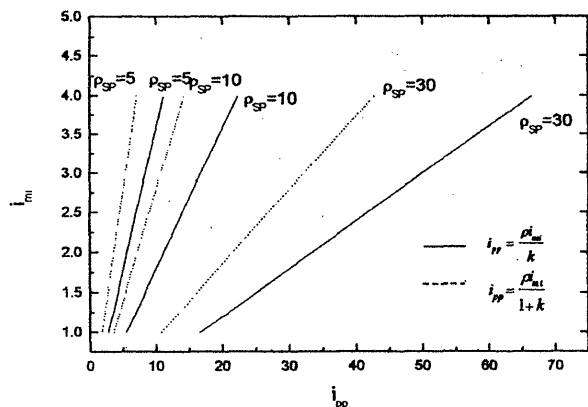
Njihovom zamenom u (2a) dobija se izraz za relativni poluprečnik zaokreta za vozilo s transmisijom s bočnim menjačima u funkciji prenosnih odnosa u menjačima:

$$\rho_{TBM} = \frac{i_{m(i-1)} + i_{mi}}{i_{m(i-1)} - i_{mi}} \quad (14)$$

Kod TBM ovo nije moguće realizovati, jer menjači služe istovremeno za ostvarivanje pravolinijskog kretanja i zaokreta.

Iz izraza (10-13) se vidi da je relativni poluprečnik zaokreta funkcija prenosnih odnosa i_{pp} i i_{mi} . Prva promenljiva se menja automatski, zavisno od putnih uslova, i uticaj vozača je minimalan, dok se druga promenljiva menja prinudno. To omogućuje vozaču, nezavisno od uključenog stepena prenosa u menjaču, da zadrži isti poluprečnik zaokreta, odnosno da ga koriguje prema zahtevima konfiguracije puta.

Pomoću izraza (10-13), za $k=1,8$ i određene vrednosti relativnog poluprečnika zaokreta urađen je dijagram (sl.7) koji daje zavisnost između i_{pp} i i_{mi} . Za sve slučajeve uzeti su konstantni prenosni odnosi u menjaču.



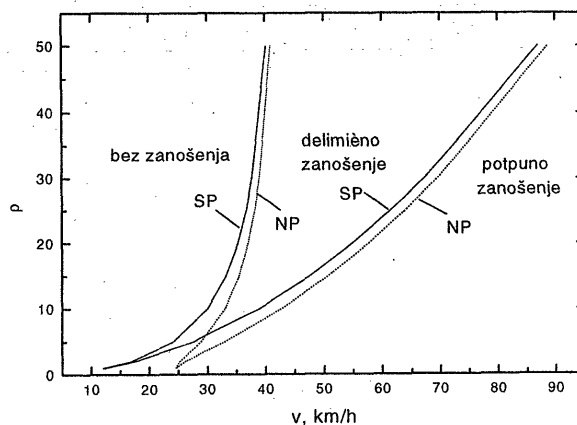
Slika 7. Zavisnost prenosnih odnosa i_{mi} i i_{pp} od poluprečnika zaokreta kod transmisije s hidrostatičkim pogonom za zaokret: a-simetričan pogon, b-nesimetričan pogon

Na dijagramu se vidi da se, pri promeni prenosnog odnosa u menjaču, promenom prenosnog odnosa pomoćnog pogona može održavati konstantan poluprečnik zaokreta.

Ako bi se na osnovu izraza (15) uradio sličan dijagram za TBM, dobila bi se prava $\rho = \text{const.}$, jer je q_i konstantna vrednost za određeni stepen prenosa. Za analizu zaokreta nije dovoljno da se samo razmotri kako se može uticati na veličinu poluprečnika, već treba analizirati kako njegova veličina utiče na zaokret.

Na sl.8 prikazan je dijagram koji daje funkcionalnu vezu između poluprečnika zaokreta i granične brzine kretanja s aspekta zanošenja vozila.

U slučaju TUB, sa hidrostatičkim prenosnikom u pomoćnom pogonu, poluprečnik zaokreta se menja kontinualno u vrlo širokom opsegu. To znači da pomoćni pogon obezbeđuje familiju poluprečnika zaokreta, koji omogućuju vozilu da uđe u zaokret bilo kojom brzinom i da se zaokret obavi van zone potpunog zanošenja.



Slika 8. Dijagram zavisnosti zanošenja vozila od poluprečnika i brzine zaokreta

Kod TBM relativni poluprečnik zaokreta najčešće se kreće u granicama $\rho = 1 \div 5$. To znači, da bi vozilo s ovom transmisijom moglo izvršiti zaokret bez zanošenja, ako uđe u zaokret maksimalnom brzinom od $V \approx 29,5$ km/h, dok u zoni delimičnog zanošenja ista brzina iznosi $V = 33,5$ km/h.

Ovo jasno govori da i pri ručnoj promeni stepena prenosa mogu da nastanu određeni problemi. Svi stepeni prenosa ne mogu da se koriste za zaokret, već se u nekim stepenima prenosa vrši samo korekcija pravca.

Koristeći izraze:

- za specifičnu silu vuče pri pravolinijskom kretanju koju obezbeđuje motor:

$$f_M = \frac{955 N_{Me} i_{mi} \eta_u}{G n_M r_{pt}} \quad (16)$$

- za specifičnu silu vuče koju treba obezbediti na gusenicama:

$$f_P = f \quad (17)$$

- za specifičnu silu vuče koju motor treba da obezbedi pri zaokretu:

$$f_z = f_2 - f_1 \frac{\rho - 1}{\rho + 1} \eta_R \quad (18)$$

gde su:

f_1, f_2 - specifične sile vuče na gusenicama pri zaokretu:

$$f_1 = \frac{f}{2} - \frac{\mu L}{4B}$$

$$f_2 = \frac{f}{2} + \frac{\mu L}{4B}$$

η_R - stepen korisnosti prenosa snage rekuperacijom od unutrašnje na spoljašnju gusenicu:

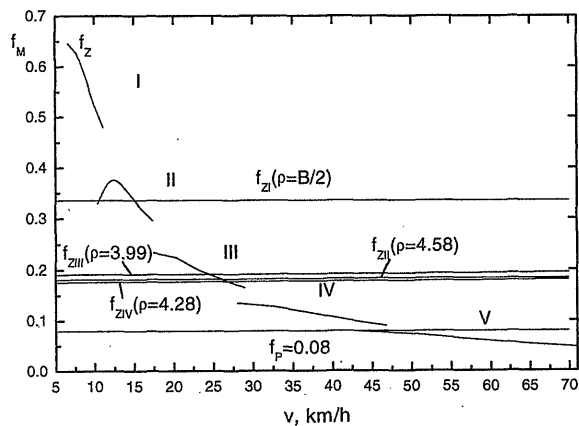
$$\eta_R = \eta_{g1} \eta_{g2} \eta_{tp}^2 \eta_{sp}^2$$

η_{g1}, η_{g2} - stepen korisnosti unutrašnje, odnosno spoljašnje gusenice, prema [3]:

$$\eta_{g1} = 0,95 - \frac{1}{f_1} (0,0125 + 0,0000015V_1^2)$$

$$\eta_{g2} = \frac{0,95 f_2}{f_2 + 0,0125 + 0,0000015V_2^2}$$

urađen je dijagram (sl.9) za brzohodno gusenično vozilo sa TBM, na kome su prikazane specifične sile vuče pri pravolinijskom kretanju (f_p) i specifična sila vuče pri zaokretu, za podlogu čiji je koeficijent otpora kretanju $f=0,08$ i koeficijent otpora zaokretu $\mu = 0,8$.



Slika 9. Dijagram vuče s otporima pri pravolinijskom kretanju i zaokretu

Na dijagramu se vidi da se vozilo na ovoj podlozi može kretati sa uključenim I, II, III i IV stepenom prenosa pri pravolinijskom kretanju. Međutim, ako vozilo vrši zaokret sa $\rho = 4,58$, otpor zaokretu može da se savlada pri uključenom III stepenu prenosa i nižim, jer mora biti zadovoljen uslov $f_{MP} \geq f_z$. To znači, ukoliko se vozilo kreće s uključenim IV stepenom prenosa, da bi se obavio zaokret, da u menjačima prethodno treba uključiti III stepen prenosa.

Kada vozač upravlja vozilom s transmisijom s automatskom promenom stepena prenosa, nema potrebe da osluškuje rad motora, već pritiska papučicu gasa, a svrežimski regulator i menjač treba da urade svoj deo posla. Prema tome, vozač i ne mora da zna, što je najčešće slučaj, koji je stepen prenosa uključen u menjaču.

Pretpostavimo da se vozilo kretalo s uključenim IV stepenom prenosa. Ukoliko mora da vrši zaokret, vozač povlači komandu sa strane u kojoj se vrši zaokret i u menjaču s te strane uključuje niži stepen prenosa.

Na ovaj način se automatski povećavaju opterećenja na spoljašnoj i unutrašnjoj gusenici. Sila otpora na unutrašnjoj gusenici najčešće menja znak, a broj obrtaja pogonskog točka se smanjuje. To znači da automatski dolazi do promene režima opterećenja motora. Kako je da bi se izvršio zaokret potrebna specifična sila veća od specifične sile vuče koju može da obezbedi motor u tom stepenu prenosa ($f_z > f_{MP}$), to zahteva da u menjaču sa strane spoljašnje gusenice bude uključen III stepen prenosa da bi se ostvarila veća sila vuče, a kod menjača sa strane unutrašnje gusenice, uključuje se II stepen prenosa. Ova kombinacija može da se ostvari samo ako se kod oba menjača prethodno izvrši prebacivanje iz IV u III stepen prenosa, pa tek onda da vozač povlačenjem komande za zaokret, sa strane u koju se vrši zaokret, u menjaču s te strane uključuje II stepen prenosa.

Postavlja se pitanje kako sistem za automatsku promenu stepena prenosa može unapred da oceni koju će radnju vozač preduzeti u datom trenutku. Veza između vozača i sistema može da se ostvari samo preko komandi za zaokret, jer vozač preko njih ima direktan uticaj na vozilo. Međutim, u zaokret se ulazi brzinom pravolinijskog kretanja, a odziv komande treba da bude trenutni. Ovo znači da komanda za automatsku promenu stepena prenosa, istog trenutka kada se ulazi u zaokret, treba da uključuje kod oba me-

njača niži stepen prenosa i istog trenutka u menjaču, sa strane u koju se vrši zaokret, još jedan stepen niže.

Poseban problem kod transmisija s automatskom promenom stepena prenosa predstavlja nemogućnost iskorišćenja celog dijapazona radnog broja obrtaja motora, jer se kod njihov najčešće, promena stepena prenosa vrši na režimu koji odgovara maksimalnom momentu ili njemu bliskom. To znači da je iskorišćen dijapazon broja obrtaja od maksimalnog momenta do nominalne snage.

Jedno od mogućih rešenje ovog problema – da se pri zaokretu postavi blokada promene stepena prenosa, tako da se samo sa strane unutrašnje gusenice može uključiti jedan stepen niže – nije prihvatljivo s aspekta dinamike vozila jer bi u svim slučajevima kada je $f_z > f_{MP}$ dolazilo do gašenja motora i samim tim do zaustavljanja vozila.

Kod TBM problem predstavlja to što menjači u isto vreme služe kao komponente za pravolinijsko kretanje i zaokret.

Međutim, ovaj problem kod TUB ne bi trebalo da se pojavi, jer kod njih postoji mogućnost promene stepena prenosa i u toku vršenja zaokreta.

Ako bi se uvela automatska promena stepena prenosa kod TBM i pri pravolinijskom kretanju postojala bi mogućnost da dođe do određenih problema, jer bi različiti otpori na gusenicama mogli da izazovu poremećaje u upravljanju. Međutim, ovaj problem je sigurno izraženiji kod ručne promene stepena prenosa.

Kao što se iz iznetog vidi, problem je na koji način unapred obezbediti sistemu za automatsku promenu stepena prenosa neophodne informacije kako bi sistem u datom trenutku mogao pravovremeno da reaguje. To znači da bi bilo potrebno da sistem automatskog upravljanja poseduje senzore koje će mu unapred dostavljati informacije o konfiguraciji terena, obliku trajektorije, karakteristikama terena i dr.

Zbog napred navedenog, kada su u pitanju TBM sigurno bi bilo racionalnije rešenje da se uvede poluautomatska promena stepena prenosa. Tako bi se zadržale kontrola promene stepena prenosa koju omogućuje sistem ručne promene i određene prednosti automatske promene stepena prenosa.

Primena automatske promene stepena prenosa, nezavisno od toga da li se radi o TUB ili TBM, nameće logično pitanje koliko je njena primena racionalna, s obzirom da se ova vozila kreću najveći deo eksploatacionog veka u veoma teškim uslovima, što ograničava da dođu do izražaja sve prednosti koje pruža automatska promena stepena prenosa. Isto tako postavlja se pitanje da li su izlazni efekti adekvatni uloženom.

Zaključak

- Na osnovu iznetog, mogu da se izvedu sledeći zaključci:
- Osnovni cilj primene automatske promene stepena prenosa je obezbeđenje lakšeg upravljanja vozilom i boljih manevarskih i dinamičkih karakteristika vozila,
 - Automatska promena stepena prenosa ne obezbeđuje bolje dinamičke i manevarske karakteristike u svim uslovima eksploatacije brzohodnih guseničnih vozila,
 - Automatska promena stepena prenosa, kod brzohodnih guseničnih vozila, obezbeđuje bolju dinamiku i veće prosečne brzine samo pri kretanju na tvrdoj ravnoj podlozi i na malim usponima,
 - Pri kretanju vozila po mekom i ispresecanom terenu i na većim usponima, automatska promena stepena prenosa može da pogorša dinamiku i manevarske karakteristike vozila. Pri prebacivanju iz nižeg u viši stepen prenosa, zbog povećanja otpora kretanju i usporavanja vozila,

- dolazi do pojave cikličnosti, tj. da se ne može izvršiti prebacivanje iz nižeg u viši stepen prenosa, već se ponovo uključuje niži stepen prenosa, što izaziva pogoršanje dinamike i smanjenje vrednosti prosečnih brzina kretanja. Ova pojava je evidentana i kod vozila točkaša pri kretanju na većim usponima. Ispitivanja ovih vozila su pokazala da se dobijaju bolji rezultati s menjačima sa ručnom i poluautomatskom promenom stepena prenosa,
- Kod TUB može da se primeni automatska promena stepena prenosa jer su komponente pomoćnog pogona (za upravljanje) delimično nezavisne od komponenata koje obezbeđuje pravolinijsko kretanje,
 - Kod TBM, u sadašnjoj fazi razvoja sistema automatske promene stepena prenosa, primena nije moguća zbog primenjenog principa upravljanja vozilom. jer su kom-
- Ako bi se i razvio sistem automatske promene stepena prenosa za TBM, koji bi bio u mogućnosti da unapred obezbedi sve potrebne parametre i informacije, postavlja se pitanje njegove pouzdanosti, s obzirom na njegovu funkciju i značaj kod ovog tipa transmisija,
 - Primena potpune automatizacije promene stepena prenosa, kod transmisija brzohodnih guseničnih vozila, nezavisno od tipa transmisije, zahteva širu analizu o racionalnosti njene primene, kao i vrednovanje onoga šta se s tim dobija u odnosu na usložnjavanje konstrukcije, povećanje cene i skuplje i složenije održavanje.

Literatura

- [1] NOSOV, A. N. *Rasshot i konstruirovaniye guseničnih mašin*. Mash-