

Specifičnosti kontinualnog zaokreta brzohodnih guseničnih vozila

Dr Milorad Radetić, dipl.inž.¹⁾

Razmatrani su mehanizmi i sistemi upravljanja na brzohodnim guseničnim vozilima. Posebno su obrađeni sistemi upravljanja koji obezbeđuju kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta. Izvedeni su izrazi za određivanje osnovnih parametara potrebnih za izbor hidrostatičkog prenosnika za slučajeve simetričnog i nesimetričnog pogona.

Ključne reči: Gusenično vozilo, upravljanje, samostalni mehanizmi, kontinualna promena poluprečnika zaokreta.

Uvod

POKRETLJIVOST savremenog brzohodnog guseničnog vozila karakterišu:

- manevarske mogućnosti, što podrazumeva kretanje u svim uslovima po teškom terenu,
- ubrzanje, koje za kratko vreme omogućuje postizanje maksimalnih brzina i u slučaju potrebe da vozilo odmah pođe u zaklon,
- velike prosečne brzine pri kretanju van puteva i u otežanim terenskim uslovima i dr.

Da bi se ovo ostvarilo, vozilo treba da ima ugrađen motor velike snage, koji će mu obezbediti specifičnu snagu od 22 do 25 kW/t, dobrih dinamičkih karakteristika (dobro ponašanje pod opterećenjem); prenosnike snage i sistem upravljanja, kojima se lako rukuje i koji lako prilagođavaju kinematske i dinamičke karakteristike uslovima kretanja i hodni uređaj sa sistemom oslanjanja visokih tehničkih karakteristika.

S aspekta pokretljivosti, od svih nabrojanih sistema i podsistema, transmisija ima najodgovorniju ulogu jer treba da obezbedi sledeće: stabilno pravolinijsko kretanje (kretanje napred i nazad) i lako upravljanje vozilom.

Pravolinijsko kretanje guseničnih vozila se obezbeđuje na isti način kao kod vozila točkaša – pomoću menjača. Međutim, s obzirom na specifičnost hodnog dela, prilikom upravljanje, kod ova dva tipa vozila, problemi su sasvim različiti. Kod vozila točkaša upravljanje se ostvaruje zakretanjem upravljačkih točkova, a kod guseničara se upravljanje ostvaruje promenom brzina premotavanja gusenica. Kada se gusenično vozilo kreće pravolinijski, tada su brzine premotavanja obe gusenice iste. Da bi se izvršio zaokret, potrebno je ostvariti različite brzine premotavanja na spoljašnjoj i unutrašnjoj gusenici. Pri vršenju zaokreta oko gusenice, treba da se blokira unutrašnja gusenica dok se spoljašnja premotava. U slučaju zaokreta oko vertikalne ose vozila, tzv. pivot, treba postići da se obe gusenice premotavaju istim brzinama, ali u suprotnim smerovima.

Parametari značajni za analizu zaokreta vozila

Na jednostavan način nije moguće obuhvatiti sve

uticajne parametre merodavne za zaokret vozila.

Postoji veliki broj radova posvećenih ovim problemima, posebno fenomenu da se snaga od podloge preko unutrašnje gusenice, u određenim uslovima, prenosi na spoljašnju gusenicu.

Sama pojava prenošenja snage od unutrašnje na spoljašnju gusenicu, nazvana rekuperacija snage, ne zavisi samo od primenjenog sistema upravljanja, već i od hodnog uređaja, a ona u nekim slučajevima može da dostigne velike vrednosti.

Za formiranje matematičkog modela, kojim bi se predstavila kinematika i dinamika zaokreta, neophodno je uzeti u obzir sve uticajne parametre koji definišu potrebnu snagu za jednu visoku pokretljivost.

Neki od važnijih parametara su:

- masa vozila,
 - koeficijent prijanjanja, pri uzdužnom i poprečnom pomeranju gusenica,
 - geometrija hodnog uređaja, izražena preko odnosa dužine naleganja gusenica (L) i širine traga vozila (B) i
 - teorijska brzina vozila pri vršenju zaokreta određenim poluprečnikom.
- Pored navedenih parametara važni su i sledeći parametri, mada su manje uticajni od prethodnih:
- zategnutost gusenica,
 - krutost sistema oslanjanja,
 - broj oslonih točkova i dr.

Koeficijent prijanjanja utiče na kontrolu praćenja trajektorije vozilom i na snagu potrebnu za zaokret. Loše prijanjanje gusenica dovodi do gubitka kontrole pri kretanju vozila, kada je ona veoma značajna, i do povećanja snage za zaokret.

Dobro prijanjanje omogućuje potpuno kontrolisanje kretanja vozila i malo proklizavanje gusenica.

Na veličinu koeficijenta prijanjanja utiče oblik guseničnih članaka (visoki ili niski grebeni, spoljašnji grebeni ili udubljenja). Za brzohodna gusenična vozila koriste se članci sa niskim grebenima. Međutim, veličina grebena ne utiče podjednako na koeficijent prijanjanja u svim terenskim uslovima. Na peskovitom terenu uticaj je neznatan, što nije slučaj sa homogenom podlogom, kao što je ledina, gde uticaj može biti veoma velik.

¹⁾ Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15

Prema [1] broj grebenova ne utiče značajno na koeficijent prijanjanja, tako da se on često zanemaruje. Koeficijent prijanjanja se povećava sa povećanjem oslone površine grebena i dužine naleganja gusenica. Koeficijent prijanjanja (φ) zavisi od koeficijenta trenja između gusenica i podloge (φ_0) i od koeficijenta unutrašnjeg trenja između slojeva podloge (μ'). Prema [1] koeficijent φ se definiše sledećim izrazom:

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{\mu'}{2} \quad (1)$$

Geometrija hodnog uređaja utiče na stabilnost vozila i otpore kretanju. Ukoliko je odnos L/B veći, utoliko je vozilo stabilnije, ali je zato otpor kretanju veći. To znači da veličina L/B utiče na silu vuče na spoljašnjoj gusenici (F_2). Povećanjem odnosa L/B , povećava se potrebna sila vuče F_2 , što znači da se povećava opterećenje pogonskog motora i elemenata transmisije, jer silu vuče na spoljašnjoj gusenici ostvaruje motor.

Da bi se izvršio zaokret vozila, potrebno je da bude ispunjen sledeći uslov [3]:

$$\frac{\mu GL}{4B} + \frac{fG}{2} < \frac{1}{2} G\varphi \quad (2)$$

gde izraz levo od znaka nejednakosti predstavlja potrebnu silu vuče na spoljašnjoj gusenici F_2 , a desno od znaka silu prijanjanja (F_φ).

U izrazu su korišćene sledeće oznake:

μ - koeficijent otpora zaokretu, koji se prema [2] izračunava prema sledećem izrazu:

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,85 + 0,15 \frac{2R+B}{B}} \quad (3)$$

gde su:

μ_{\max} - maksimalni koeficijent otpora zaokretu pri $R=B$,

G - težina vozila,

f - koeficijent otpora kretanju i

R - poluprečnik zaokreta kojim se obavlja zaokret.

Sređivanjem prethodnog izraza dobija se:

$$\frac{L}{B} < \frac{2(\varphi - f)}{\mu} \quad (4)$$

Ovaj izraz omogućuje da se odrede granične vrednosti odnosa L/B . Kod realizovanih vozila $L/B=1,2 \div 1,8$. Postoje vozila kod kojih su ove vrednosti i preko 2, ali u tom slučaju upravljivost vozilom je loša, posebno kada se vrši zaokret na usponu.

Svakom poluprečniku zaokreta odgovara određena kritična brzina. Prekoračenjem te vrednosti dolazi do zanošenja vozila, odnosno nekontrolisanog zaokreta.

Kritična brzina (v_{kr}), može se odrediti prema izrazu iz [3]:

$$v_{kr} = (\mu_{\max} gR)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

ili kritični poluprečnik zaokreta (R_{kr}), pri kome dolazi do zanošenja pri određenoj brzini vozila:

$$R_{kr} = \frac{v^2}{\mu_{\max} g} \quad (6)$$

U oblasti brzina, pri kojima vozilo vrši zaokret bez zanošenja, snaga koju treba obezbediti na spoljašnjoj gusenici raste sa porastom brzine (v) kojom se vozilo kreće pri zaokretu, kao i snaga koja se od unutrašnje gusenice

prenosi na spoljašnju gusenicu.

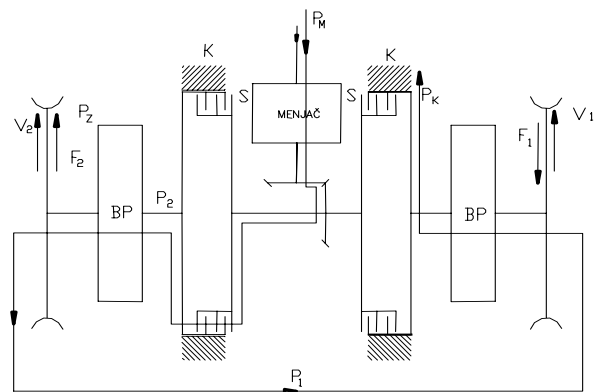
Iz ovih razloga ne bi bilo racionalno da svaka gusenica ima zaseban pogon i da između gusenica ne postoji kinematska veza. U tom slučaju ostala bi neiskorišćena snaga rekuperacije.

Princip, da svaka gusenica ima svoj pogon, bio je primenjen u prvoj fazi razvoja guseničnih vozila, ali se pokazao kao loš.

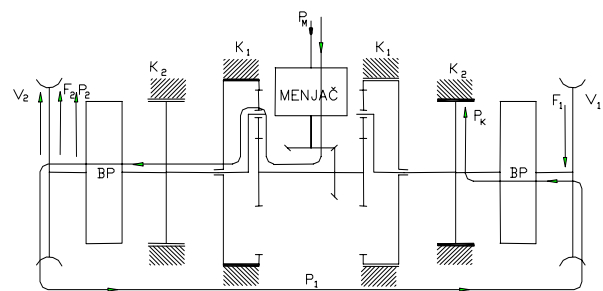
Pregled razvoja mehanizama za upravljanje

Da bi se obezbedile različite ugaone brzine pogonskih točkova (brzine premotavanja gusenica), projektovani su posebni mehanizmi. Oni su prošli kroz razne faze razvoja, od vrlo jednostavnih rešenja do savršenih, na visokom tehničkom nivou, što je imalo za cilj da se poboljšaju bilans snage pri zaokretu i kinematika zaokreta.

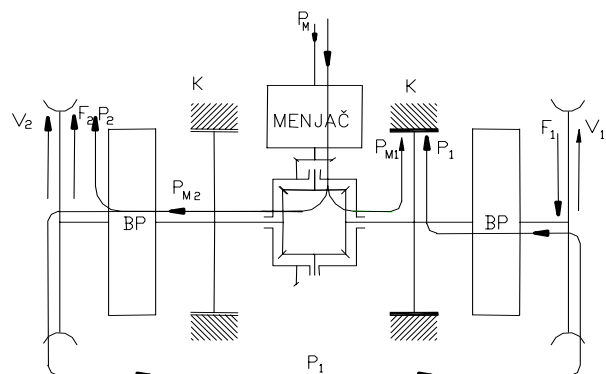
Na slikama 1-5 prikazane su neke od kinematskih šema mehanizama sa tokovima snage pri zaokretu. Pošto se radi o poznatim mehanizmima, to se njihov rad i funkcija neće ovom prilikom posebno opisivati.



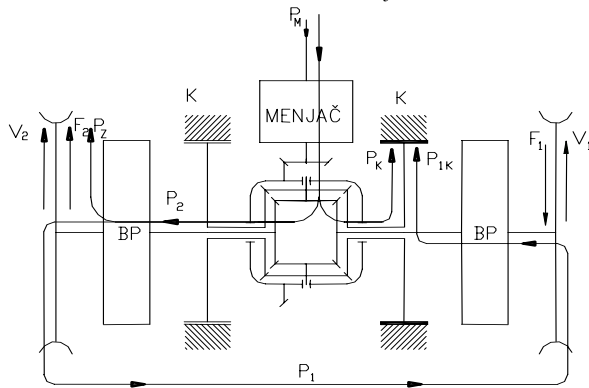
Slika 1. Bočne spojnice



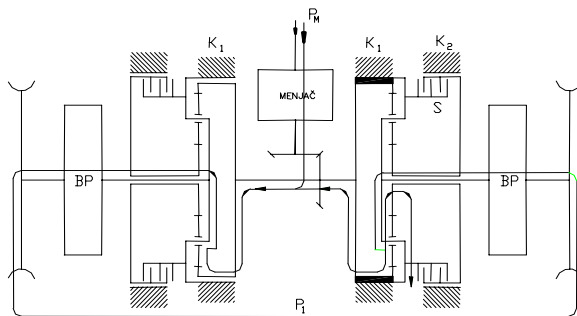
Slika 2. Jednostepeni planetarni prenosnik



Slika 3. Prosti diferencijal



Slika 4. Dvojni diferencijal



Slika 5. Dvostepeni planetarni prenosnik

Ono što treba naglasiti je da mehanizmi prikazani na slikama 1-3 ne obezbeđuju rekuperaciju snage i nisu racionalni sa aspekta bilansa snage, dok rešenja na slikama 4 i 5 obezbeđuju rekuperaciju snage. Isto tako treba naglasiti, da sva ova rešenja obezbeđuju po jedan poluprečnik zaokreta nezavisno od uključenog stepena prenosa, a neki od njih još i zaokret oko gusenice.

Svi ovi mehanizmi u sklopu prenosa snage javljaju se kao samostalni sklopovi.

Da bi se poboljšao bilans snage pri zaokretu, realizovani su složeni prenosnici snage, kod kojih menjač stepena prenosa i mehanizam za upravljanje predstavljaju kinematsku i konstrukcionu celinu, koji su nazvani transmisije u bloku (TUB), u daljem tekstu transmisije. Pri realizaciji ovih transmisija najčešće je primenjena kinematika samostalnih mehanizama, pa čak i određena konstrukciona rešenja. Na ovaj način je dobijena kompaktnija i racionalnija konstrukcija, jer se veliki broj elemenata koristi istovremeno, kako za pravolinijsko kretanje tako i za zaokret. Ove transmisije u svakom stepenu prenosa obezbeđuju najmanje po jedan proračunski poluprečnik zaokreta i u nižim stepenima prenosa zaokret oko gusenice. Kinematske šeme ovakvih transmisija prikazane su na slikama 6 i 7.

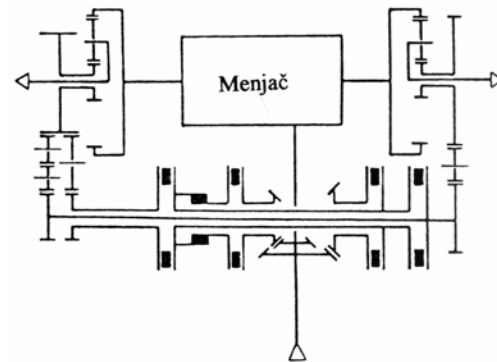
Na sl.6 prikazana je šema transmisije firme ZF 4HP250, koja se ugrađuje u tenk *LEOPARD 1*. To je transmisija sa simetričnim pogonom i "nultim vratilom". Uključivanjem malog i velikog koničnog zupčanika u svakom stepenu prenosa ostvaruju se po dva poluprečnika zaokreta (veliki i mali) i zaokret oko gusenice.

Na sl.7 prikazana je kinematska šema transmisije sa bočnim spojnicama i kočnicama, koja u svakom stepenu prenosa obezbeđuje po jedan proračunski poluprečnik zaokreta, a u nižim stepenima prenosa i zaokret oko gusenice.

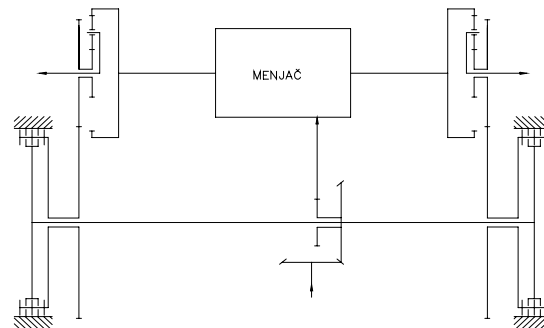
Kod oba rešenja pri zaokretu snaga pogonskog motora deli se na dva toka, koji se superponiraju na izlaznim diferencijalima.

Transmisije sa bočnim menjačima, kao i u slučaju transmisije sa sl.7, u svakom stepenu prenosa obezbeđuju po jedan poluprečnik zaokreta i rekuperaciju snage pri zaokretu.

Posebnu grupu čine transmisije sa hidrauličkim komponentama koje obezbeđuju kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta.



Slika 6. Kinematska šema transmisije ZF 4HP250



Slika 7. Kinematska šema transmisije sa upravljanjem pomoću bočnih spojnica i kočnica

Transmisije sa kontinualnom promenom poluprečnika zaokreta

Kod kontinualne promene poluprečnika zaokreta, gubici snage u procesu zaokreta su minimalni. Snaga pogonskog motora troši se samo na savladavanje spoljašnjih otpora u zaokretu i gubitaka u podsklopovima transmisije koji su uključeni pri zaokretu.

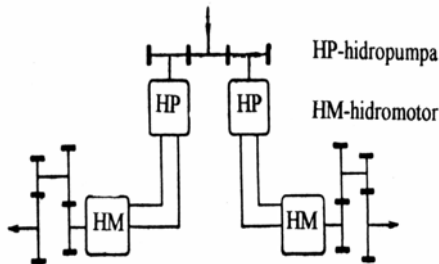
Upravljanje sa kontinualnom promenom poluprečnika zaokreta može se realizovati na dva načina:

- da komponenta koja obezbeđuje kontinualnu promenu ugaone brzine služi u isto vreme i za pravolinijsko kretanje i za zaokret (slike 8-10 [4] i sl.11).
- da komponenta koja obezbeđuje kontinualnu promenu ugaone brzine služi samo za zaokret (sl.12 i sl.13).

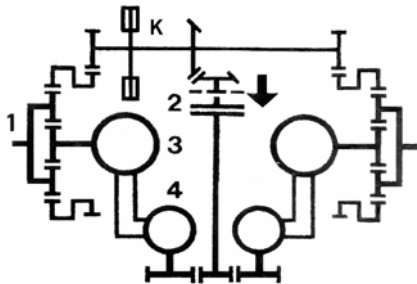
Kao komponente za kontinualnu promenu ugaone brzine, odnosno poluprečnika zaokreta, najbolje su se pokazale hidrauličke komponente, hidrostatički prenosnik (HSP) i hidrodinamički prenosnik (HDP). Za ove potrebe mogu da se koriste električne i mehaničke komponente (frikcioni varijator).

Kontinualna promena poluprečnika zaokreta kod realizovanih rešenja transmisija, najčešće se ostvaruje

pomoću HSP, koji promenom radne zapremine hidropumpe ili hidromotora, ili i kod hidropumpe i hidromotora istovremeno, obezbeđuju kontinualnu promenu ugaone brzine na izlaznom vratilu hidromotora, odnosno obrtnog momenta. HSP spada u regulišuće komponente, za razliku od HDP koji poseduje svojstvo automatičnosti, tj. automatski se prilagođava uslovima opterećenja i na njegov rad vozač nema uticaja osim promenom režima rada pogonskog motora.



Slika 8. Kinematska šema transmisije kod koje je veza između pogonskog motora i pogonskih točkova ostvarena pomoću HSP



Slika 9. Kinematska šema transmisije sa hidrostatičkim i mehaničkim prenosnicima

Kod transmisije prikazane na sl.8 pomoću HSP se vrši smanjenje ugaone brzine, pri zaokretu, sa strane unutrašnje gusenice. U tom slučaju HSP sa strane spoljašnje gusenice prenosi znatno veću snagu od snage koju obezbeđuje pogonski motor, jer on prenosi i snagu koja se od unutrašnje gusenice prenosi na spoljašnju. Kao rezultat ovoga, dobija se HSP velikih gabarita.

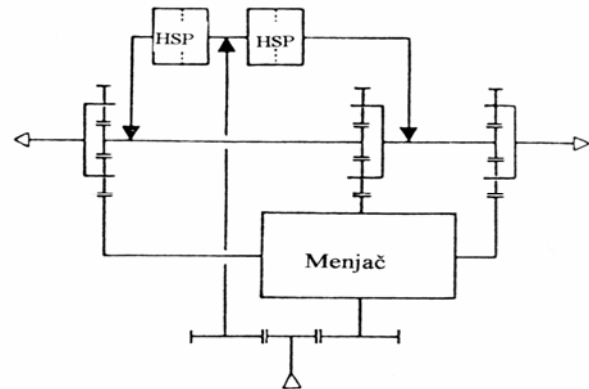
U slučaju transmisije prikazane na sl.9 hidropumpa (4) i hidromotor (3) su uključeni sa obe strane pri pravolinijskom kretanju u teškim terenskim uslovima. Da bi se moglo ostvariti kretanje vozila, potrebno je pomoću kočnice (K) blokirati zupčanike sa unutrašnjim ozubljenjem izlaznih diferencijala, što omogućuje da se na nosačima izlaznih diferencijala dobiju iste ugaone brzine. Pri zaokretu potrebno je da se izvrši promena ugaone brzine na izlaznom vratilu hidromotora (3), sa strane unutrašnje gusenice.

Kada je pri pravolinijskom kretanju uključen samo mehanički pogon, isključena je kočnica (K), a uključena spojnica (2), dok su hidromotori (3) blokirani. Pri zaokretu, deblokira se motor sa strane unutrašnje gusenice i podešavaju se ugaone brzine. Tako hidromotor obezbeđuje obrtanje centralnog zupčanika izlaznog diferencijala u suprotnom smeru u odnosu na zupčanik sa unutrašnjim ozubljenjem istog diferencijala. Zbog razlike ugaonih brzina na pogonskim točkovima unutrašnje i spoljašnje gusenice, nastaje zaokret vozila.

Ovom transmisijom moguće je ostvariti zaokret oko vertikalne ose vozila, u slučaju kada se izlazna vratila

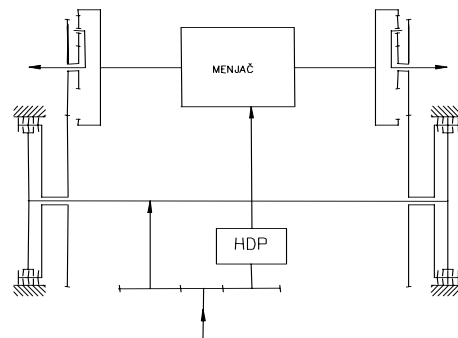
hidromotora (3) obrću istim ugaonim brzinama ali u suprotnim smerovima.

Na sl.10 je prikazano kako je princip prikazan na sl.9 iskorišćen pri realizaciji hidromehaničke transmisije (HMT) HMPT 500.



Slika 10. Kinematska šema transmisije HMPT 500

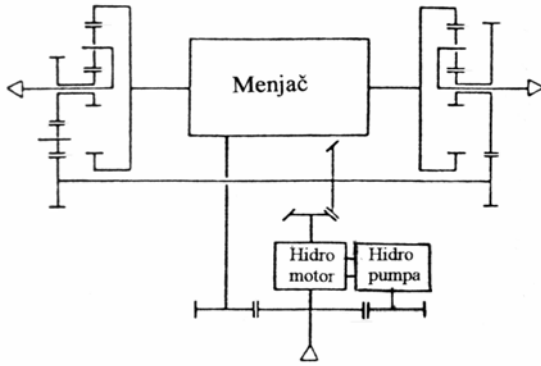
Na sl.11 prikazana je kinematska šema transmisije kod koje HDP, kao komponenta za kontinualnu promenu ugaone brzine, istovremeno služi i za pravolinijsko kretanje i za zaokret.



Slika 11. Kinematska šema transmisije sa HDP kao komponentom za pravolinijsko kretanje i zaokret

Kod ove transmisije se pravolinijsko kretanje ostvaruje kada su zakočene kočnice (K). Pri zaokretu se isključuje kočnica sa strane u koju se vrši zaokret, a sa te strane uključuje spojnica (S). Zbog razlike ugaonih brzina na izlaznim diferencijalima vozilo vrši zaokret. U slučaju povećanja otpora na gusenicama dolazi automatski do promene režima rada u HDP, usled čega vozilo vrši zaokret sa nekim drugim poluprečnikom. Tako se u ovom slučaju ne može kontrolisati zaokret, što je osnovni nedostatak ove transmisije.

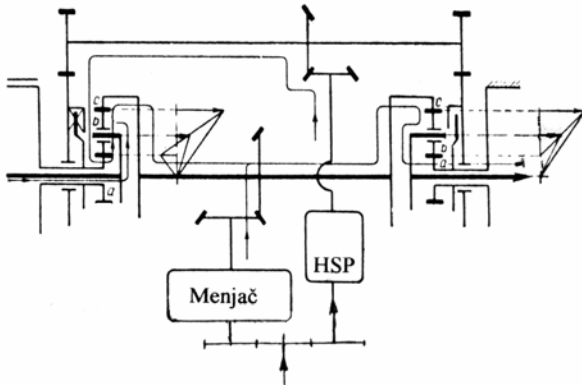
Najveći broj savremenih transmisija, koje se ugrađuju u borbena gusenična vozila, realizovan je po kinematskoj šemi prikazanoj na sl.12.



Slika 12. Kinematska šema HMT sa HSP kao komponentom za upravljanje pri simetričnom pogonu

U ovom slučaju, pri pravolinijskom kretanju “nulto vratilo” (vratilo za upravljanje) je nepokretno. Da bi se izvršio zaokret uključuje se HSP. On počinje da se obrće u smeru koji obezbeđuje centralnom zupčaniku izlaznog diferencijala, sa strane unutrašnje gusenice, smer suprotan od ugaone brzine zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem. Dok se u ovom slučaju centralni zupčanik izlaznog diferencijala, sa strane spoljašnje gusenice, obrće u istom smeru kao i zupčanik sa unutrašnjim ozubljenjem. Ovako nastaje razlika ugaonih brzina nosača satelita izlaznih diferencijala i vozilo vrši zaokret. Za ovaj sistem upravljanja koristi se često naziv *simetričan pogon*, jer koliko se smanjuje brzina unutrašnje gusenice, za istu vrednost se povećava brzina spoljašnje gusenice, dok brzina središta vozila ostaje ista kao pri pravolinijskom kretanju.

Na sl.13 prikazana je kinematska šema transmisije sa HSP kao komponente za upravljanje pri nesimetričnom pogonu (brzina spoljašnje gusenice ostaje ista, kao i pri pravolinijskom kretanju, dok se smanjuju brzine središta vozila i unutrašnje gusenice).



Slika 13. Kinematska šema HMT sa HSP pri nesimetričnom pogonu

Definisanje parametara kontinualnog zaokreta i opterećenja hidrostatičkog prenosnika

Osnovni parametri za definisanje i dimenzionisanje HSP su ugaona brzina, obrtni moment i snaga koju treba da prenese HSP.

Ugaona brzina nosača satelita sa strane spoljašnje gusenice, za slučaj prikazan na sl.12, može da se odredi prema izrazu:

$$\omega_2 = \frac{\omega_b K + \omega_a}{1 + K} \quad (7)$$

gde su:

ω_a - ugaona brzina centralnog zupčanika izlaznog diferencijala:

$$\omega_a = \frac{\omega_M}{i_{HSP} i_{PP} i_1}$$

ω_M - ugaona brzina kolenastog vratila pogonskog motora,

i_{HSP} - prenosni odnos HSP,

i_{PP} - prenosni odnos pogona upravljanja (pomoćnog pogona), tj. prenosni odnos između vratila hidromotora HSP do centralnog zupčanika (a) izlaznog diferencijala,

i_1 - prenosni odnos između kolenastog vratila motora i pogonskog vratila hidropumpe HSP,

K - unutrašnja karakteristika izlaznog diferencijala,

ω_b - ugaona brzina zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem (b) izlaznog diferencijala:

$$\omega_b = \frac{\omega_M}{i_{mi} i_2}$$

i_{mi} - prenosni odnos u menjaču pri uključenom i-tom stepenu prenosa,

i_2 - prenosni odnos između kolenastog vratila motora i ulaznog vratila menjača.

Kada se u izrazu (1) zamene vrednosti za ω_a i ω_b dobija se sledeći izraz:

$$\omega_2 = \frac{(K i_{HSP} i_{PP} i_1 + i_{mi} i_2) \omega_M}{(1 + K) i_{mi} i_{HSP} i_{PP} i_1 i_2} \quad (8)$$

Na isti način se određuje ugaona brzina izlaznog diferencijala sa strane unutrašnje gusenice:

$$\omega_1 = \frac{\omega_b K - \omega_a}{1 + K} \quad (9)$$

$$\omega_1 = \frac{K i_{HSP} i_{PP} i_1 - i_{mi} i_2}{(1 + K) i_{mi} i_{HSP} i_{PP} i_1 i_2} \omega_M \quad (10)$$

Ako se izrazi (2) i (4) podeli sa prenosnim odnosom bočnog prenosnika (i_{bp}) dobijaju se ugaone brzine pogonskih točkova sa strane spoljašnje strane (ω_{p12}), odnosno unutrašnje gusenice (ω_{p11}):

$$\omega_{p12} = \frac{(K i_{HSP} i_{PP} i_1 + i_{mi} i_2) \omega_M}{(1 + K) i_{BP} i_{mi} i_{HSP} i_{PP} i_1 i_2} \quad (11)$$

$$\omega_{p11} = \frac{(K i_{HSP} i_{PP} i_1 - i_{mi} i_2) \omega_M}{(1 + K) i_{BP} i_{mi} i_{HSP} i_{PP} i_1 i_2} \quad (12)$$

Prema izrazima za ugaone brzine pogonskih točkova mogu se naći prenosni odnosi od motora do pogonskog točka sa strane spoljašnje gusenice (i_{T2}), odnosno sa strane unutrašnje gusenice (i_{T1}):

$$i_{T2} = \frac{(1 + K) i_{BP} i_1 i_2 i_{mi} i_{HSP} i_{PP}}{i_1 i_{HSP} i_{PP} K + i_2 i_{mi}} \quad (13)$$

$$i_{T1} = \frac{(1 + K) i_{BP} i_1 i_2 i_{mi} i_{HSP} i_{PP}}{i_1 i_{HSP} i_{PP} K - i_2 i_{mi}} \quad (14)$$

Kako je brzina središta vozila (v_0) kod simetričnog pogona istovremeno i brzina pravolinijskog kretanja kojom vozilo ulazi u zaokret, biće:

$$v_0 = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

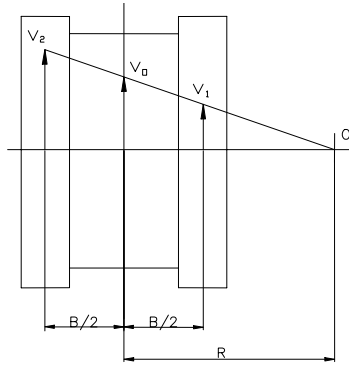
odnosno:

$$\omega_0 = \frac{\omega_{pt1} + \omega_{pt2}}{2} = \frac{\omega_b K}{(1+K)i_{BP}} = \frac{\omega_M K}{(1+K)i_2 i_{mi} i_{BP}}$$

Na osnovu prethodnog izraza može se odrediti prenosni odnos pri pravolinijskom kretanju (i_T):

$$i_T = \frac{\omega_M}{\omega_0} = \frac{(1+K)i_2 i_{mi} i_{BP}}{K} \quad (15)$$

Pomoću sl.14 može se odrediti izraz za poluprečnik zaokreta (R) u funkciji ugaonih brzina, odnosno prenosnih odnosa:



Slika 14. Plan brzina pri zaokretu vozila

$$R = \frac{v_2 + v_1}{v_2 - v_1} \frac{B}{2} = \frac{\omega_{pt2} + \omega_{pt1}}{\omega_{pt2} - \omega_{pt1}} \frac{B}{2}$$

$$R = \frac{B}{2} \frac{K i_1 i_{HSP} i_{PP}}{i_2 i_{mi}} \quad (16)$$

odnosno relativni poluprečnik zaokreta:

$$\rho = \frac{1}{2} \frac{K i_1 i_{HSP} i_{PP}}{i_2 i_{mi}} \quad (17)$$

Da bi se odredio moment koji od pogonskog motora prenosi HSP, potrebno je poći od izraza za momente na pogonskim točkovima spoljašnje (M_{pt2}), odnosno unutrašnje gusenice (M_{pt1}):

$$M_{pt1} = \frac{F_1 r_{pt}}{\eta_{g1}}; \quad M_{pt2} = \frac{F_2 r_{pt}}{\eta_{g2}}$$

Redukovanjem ovih momenata na pogonsko vratilo hidropumpe HSP i njihovim sabiranjem dobija se moment na pogonskom vratilu hidropumpe HSP:

$$M_{HSP1} = \frac{F_1 r_{pt}}{(1+K) i_{HSP} i_{PP} i_{BP} \eta_d \eta_{PP} \eta_{BP} \eta_{HSP} \eta_{g1}}$$

$$M_{HSP2} = \frac{F_2 r_{pt}}{(1+K) i_{HSP} i_{PP} i_{BP} \eta_d \eta_{PP} \eta_{BP} \eta_{HSP} \eta_{g2}}$$

pod uslovom da je: $\eta_{g1} \approx \eta_{g2} = \eta_g$ i $\eta \approx \eta_d \eta_{PP} \eta_{BP} \eta_{HSP} \eta_g$

$$M_{HSP} = M_{HSP1} + M_{HSP2} = \frac{(F_1 + F_2) r_{pt}}{(1+K) i_{PP} i_{HSP} i_{BP} \eta} \quad (18)$$

gde su:

F_1 - sila otpora na unutrašnjoj gusenici:

$$F_1 = \frac{fG}{2} - \frac{\mu GL}{4B}$$

F_2 - sila otpora na spoljašnjoj gusenici:

$$F_2 = \frac{fG}{2} + \frac{\mu GL}{4B}$$

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

$$\eta_g = 0,95 - 0,0065 v$$

v - brzina kretanja vozila u km/h,

η_{BP} - stepen korisnosti bočnog prenosnika,

η_d - stepen korisnosti izlaznog diferencijala,

η_{PP} - stepen korisnosti prenosa od HSP do centralnog zupčanika (a) izlaznog diferencijala i

η_{HSP} - stepen korisnosti HSP.

Snaga koju prenosi HSP:

$$P_{HSP} = M_{HSP} \omega_{HSP} = \frac{(F_1 + F_2) r_{pt}}{(1+K) i_{PP} i_{HSP} i_{BP} i_1} \frac{\omega_M}{360 \eta}$$

gde je $\omega_{HSP} = \omega_M / i_1$.

Ako se u izrazu za P_{HSP} , ω_M izrazi preko ugaone brzine pri pravolinijskom kretanju, određenim transformacijama dobija se:

$$P_{HSP} = \frac{(F_1 + F_2) i_T}{(1+K) i_{PP} i_{HSP} i_{BP} i_1} \frac{v_0}{360 \eta}$$

smenom za i_T dobija se:

$$P_{HSP} = \frac{(F_1 + F_2) B}{2R} \frac{v_0}{360 \eta} \quad (19)$$

odnosno:

$$P_{HSP} = \frac{F_1 + F_2}{2\rho} \frac{v_0}{360 \eta} \quad (20)$$

Vozilo sa transmisijom koja je realizovana prema kinematskoj šemi na sl.13, ostvaruje pravolinijsko kretanje kada su obe kočnice (K) aktivirane. Pri zaokretu isključuje se kočnica sa strane unutrašnje gusenice i uključuje spojnicu (S). U tom slučaju ugaone brzine nosača satelita izlaznih diferencijala određuju se prema sledećim izrazima:

$$\omega_1 = \frac{\omega_b K - \omega_a}{1+K}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_b K}{1+K}$$

gde je:

$$\omega_a = \frac{\omega_M}{i_{PP} i_{HSP} i_1}; \quad \omega_b = \frac{\omega_M}{i_2 i_{mi}}$$

Smenom ω_a i ω_b dobija se:

$$\omega_1 = \frac{K i_{PP} i_{HSP} i_1 - i_2 i_{mi}}{(1+K) i_1 i_2 i_{mi} i_{PP} i_{HSP}} \omega_M$$

$$\omega_2 = \frac{K}{(1+K) i_2 i_{mi}} \omega_M$$

Ugaone brzine pogonskih točkova biće:

$$\omega_{p1} = \frac{K i_{PP} i_{HSP} i_1 - i_2 i_{mi}}{(1+K) i_1 i_2 i_{mi} i_{PP} i_{HSP} i_{BP}} \omega_M \quad (21)$$

$$\omega_{p2} = \frac{K}{(1+K) i_2 i_{mi} i_{BP}} \omega_M \quad (22)$$

Na osnovu izraza (21) i (22) mogu se odrediti prenosni odnosi od motora do pogonskih točkova:

$$i_{T1} = \frac{(1+K) i_1 i_2 i_{mi} i_{PP} i_{HSP} i_{BP}}{K i_{PP} i_{HSP} i_1 - i_2 i_{mi}} \quad (23)$$

$$i_{T2} = i_T = \frac{(1+K) i_2 i_{mi} i_{BP}}{K} \quad (24)$$

Ugaona brzina pri pravolinijskom kretanju pre ulaska u zaokret određuje se prema sledećem izrazu:

$$\omega_0 = \omega_{p2} = \frac{\omega_M}{i_T} = \frac{K}{(1+K) i_2 i_{mi} i_{BP}} \omega_M$$

Poluprečnik zaokreta određuje se prema istom izrazu kao u slučaju kinematske šeme na sl.12, samo što se uzimaju izrazi za ugaone brzine koji važe za ovaj slučaj. Smenama za ω_1 i ω_2 dobija se:

$$R = \frac{K i_{PP} i_{HSP} i_1}{i_{mi} i_2} B - \frac{B}{2} \quad (25)$$

odnosno relativni poluprečnik zaokreta:

$$\rho = \frac{K i_{PP} i_{HSP} i_1}{i_{mi} i_2} - \frac{1}{2} \quad (26)$$

Moment na ulaznom vratilu HSP određuje se prema sledećem izrazu:

$$M_{HSP} = \frac{F_1 r_{p1}}{(1+K) i_{BP} i_{PP} i_{HSP} \eta_1} \quad (27)$$

gde je $\eta_1 = \eta_{BP} \eta_d \eta_{PP} \eta_{HSP} \eta_{g1}$.

Snaga koju prenosi HSP određuje se prema izrazu:

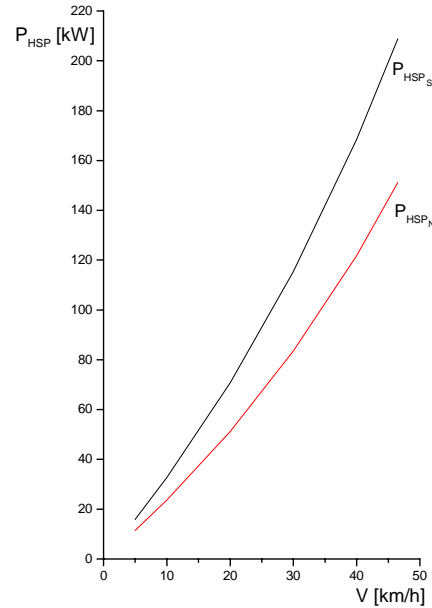
$$P_{HSP} = M_{HSP} \omega_{HSP} = \frac{F_1 i_2 i_{mi}}{K i_{PP} i_{HSP} i_1} \frac{v_0}{360 \eta_1} \quad (28)$$

odnosno:

$$P_{HSP} = \frac{F_1 B}{R + \frac{1}{2} B} \frac{v_0}{360 \eta_1} \quad (29)$$

$$P_{HSP} = \frac{F_1}{\rho + \frac{1}{2}} \frac{v_0}{360 \eta_1} \quad (30)$$

Pomoću izraza (19) i (28) urađen je dijagram promene snage (sl.15), koju prenosi HSP, za slučajeve simetričnog (sl.12) i nesimetričnog pogona (sl.13), za vozilo mase 40.77t pri: $f=0,07$; $\mu_{\max}=0,85$; $L/B=1,4$; $B=2,8$ m; $R=20$ m; $\eta_d=0,98$; $\eta_{BP}=0,98$; $\eta_{HSP}=0,9$; $\eta_{PP}=0,96$.



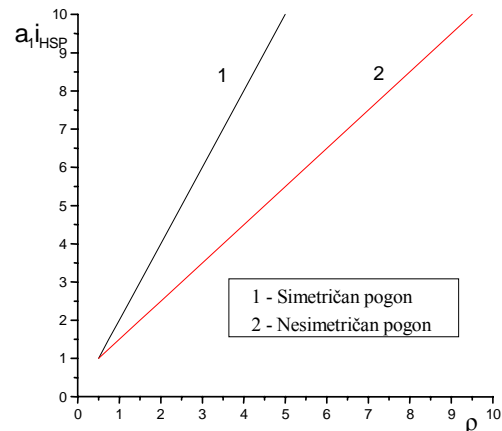
Slika 15. Dijagram promene snage koju prenosi HSP u funkciji od brzine ulaska u zaokret pri $R=20$ m

Sa dijagrama se uočava da HSP prenosi manju snagu u slučaju nesimetričnog pogona. Međutim, u slučaju nesimetričnog pogona brzina središta vozila je nešto manja kada se u zaokret ulazi istom brzinom. Da bi se u oba slučaja vozila kretala u zaokretu istom brzinom, potrebno je da vozilo sa transmisijom sa nesimetričnim pogonom (sl.13) ulazi u zaokret brzinom 49,75 km/h. Pri ovoj brzini HSP treba da prenese snagu $P_{HSP} = 166,68$ kW, što je niže od 208,9 kW koliko je potrebno za slučaj simetričnog pogona (sl.12). Ukupna snaga za vršenje zaokreta ostaje ista za oba slučaja.

Na sl.16 prikazan je dijagram promene relativnog poluprečnika zaokreta u slučaju simetričnog pogona (1) i nesimetričnog pogona (2), u funkciji promene prenosnog odnosa HSP (i_{HSP}). Na dijagramu je na ordinati uneta vrednost $a_1 i_{HSP}$, gde je:

$$a_1 = \frac{K i_{PP} i_1}{i_{mi} i_2}$$

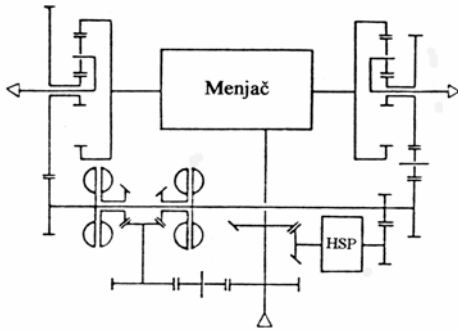
Sa dijagrama se vidi da je u slučaju simetričnog pogona prava promene strmija, kao i da u oba slučaja postoji linearna zavisnost.



Slika 16. Dijagram zavisnosti relativnog poluprečnika zaokreta od promene prenosnog odnosa HSP

Mada hidrostatički sklopovi u pogledu upravljanja pružaju mnoge prednosti u odnosu na druge hidrauličke komponente, ipak se kao limitirajući faktor za njihovu primenu javljaju gabariti i stepen korisnosti. Da bi se smanjio negativan uticaj ovih parametara, u praksi se usvaja takva kinematska šema da HSP prenosi što manju snagu.

Firma *RENK* je, da bi smanjila gabarite i povećala stepen korisnosti transmisije, razvila posebno rešenje upravljanja sa jednim HSP i blokom od dve hidrodinamičke spojnice. Ovo rešenje je primenjeno kod HMT HSWL 164 (sl.17), a slično rešenje je primenjeno i kod transmisije HSWL 354 tenka *LEOPARD 2*.



Slika 17. Kinematska šema transmisije HSWL 164

Zaključak

Na osnovu izloženog mogu da se izvedu sledeći

zaključci:

- kao komponente za kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta mogu da se koriste HDP i HSP,
- kod primene HDP ne postoji kontrolisan zaokret zbog određene automatičnosti HDP, tako da vozač mora često da koriguje pravac kretanja vozila,
- HSP se pokazao najpogodniji kao komponenta za kontinualnu promenu poluprečnika zaokreta, ali su osnovni problemi (na kojima treba i dalje da se radi) veliki gabariti i nizak stepen korisnosti,
- da bi se povećao ukupni stepen korisnosti transmisije treba izabrati takvu kinematsku šemu da što je moguće manji deo snage prenosi HSP. Analize pokazuju da je za iste uslove manje opterećen HSP pri nesimetričnom pogonu u odnosu na simetrični,
- u radu su izvedeni izrazi za određivanje osnovnih parametara neophodnih za definisanje HSP, koji se u dostupnoj literaturi iz ove oblasti ne mogu naći.

Literatura

- [1] ANTONOV,S.A. *Gusenični tjagači*. Ministarstvo odbrane SSSR, Moskva, 1959.
- [2] NIKITIN,O.A., SERGEEV,V.L. *Teorija tanka*. Izdanje akademij, Moskva, 1962.
- [3] ZABAVNIKOV,A.N. *Osnovi teorij transportnih guseničnih mašin*. Mašinstroenije, Moskva, 1975.
- [4] ZEIMERT,J. *Les transmissions pour vehicules, chenilles evolution de leur technologie*. Etablissement Technique d' Angers, mai 1987.

Rad primljen: 29.9.2000.god.