

PROJEKTNI PRORAČUN HIDRAULIČKOG SERVOUPRAVLJAČA UPRAVLJAČKOG MEHANIZMA MOTORNIH VOZILA

Zoran Đ. Majkić,
Vojska Srbije, Uprava za planiranje i razvoj (J-5) GŠ,
Tehnički opitni centar, Beograd

DOI: 10.5937/vojtehg61-2017

OBLAST: motori i motorna vozila
VRSTA ČLANKA: stručni članak

Sažetak:

Servoupravljači se projektuju tako da omoguće lako zakretanje u mestu, ne dovodeći veliku silu upravljačkom točku. Do potrebnih dimenzija sistema za upravljanje, u početnoj fazi izrade projekta, obično se dolazi izvođenjem proračuna njihovog opterećenja pri zakretanju točkova u mestu, pri čemu se moment izračunava empirijski. Dakle, polazna osnova pri projekt-nom proračunu hidrauličkog servoupravljača jeste određivanje momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova, a na osnovu čega se određuje maksimalna vrednost sile, odnosno momenta na volanu. Proračun servoupravljača sistema za upravljanje sastoji se od određivanja osnovnih parametara, neophodnog kapaciteta pumpe, osnovnih dimenzija razvodnika i cevovoda, i pronalaženja uslova stabilnosti rada sistema upravljačkog mehanizma.

Ključne reči: upravljački točak, točkovi, moment, upravljanje, zahtevi, projekat, upravljački sistem, hidraulika, proračun.

Uvod

Cilj proračuna hidropojačivača jeste da se odrede osnovni parametri njegovih sklopova, koji obezbeđuju ispunjenje zahteva sistema upravljanja (Janković, 2012). Proračuni se obavljaju u nekoliko etapa sa istovremenom sve detaljnijom konstruktivnom razradom sistema upravljanja, postepeno se približavajući najboljoj varijanti. Pri svakoj etapi vrše se projektna i kontrolna proračunavanja hidropojačivača upravljačkog mehanizma. Projektno proračunavanje omogućava da se obavi izbor osnovnih dimenzija elemenata pojačivača, polazeći od usvojene osnovne sastavne šeme i orijentacionih vrednosti opterećenja. Kontrola proračuna vrši se radi preciziranja konstruktivnih rešenja i dobijanja izlaznih karakteristika upravljača sa pojačivačem, prema kojima se procenjuju potencijalna svojstva konstrukcije.

Projektni proračun

Polazni podaci moraju da budu dovoljno pouzdani, tj. da odgovaraju konstruktivnim karakteristikama vozila koje se projektuje i sistema upravljanja, kao i uslovima eksploatacije (Janković, 2012), (Gincburg, 1972), (Lisov, 1961), (Minić, 1992). Obično su konstruktoru dostupni rezultati eksperimentalnih istraživanja i ispitivanja, statistički podaci strane proizvodnje, kao i matematičke poluempirijske zavisnosti.

Takvi polazni podaci, kao maksimalni pritisak u hidrosistemu, prenosni odnos i stepen korisnosti (direktni i povratni) upravljačkog mehanizma određuju se iz uslova unifikacije agregata upravljača, postojećih statističkih podataka za jednotipska vozila ili po postojećem uzorku (sklopu). Po pravilu, za proračun se uzima da se pritisak u hidrosistemu pojačivača upravljača nalazi u granicama 6,5–10 MPa, a prenosni odnosi upravljačkih mehanizama, koji moraju da obezbede mogućnost upravljanja vozilom ako otkáže pojačivač, usvajaju se u granicama 20–30. Stepenn korisnosti upravljačkog mehanizma zavisi od njegovog tipa i može da se menja u širokim dijapazonima: 0,55–0,9 pri direktnom upravljanju i 0–0,8 pri povratnom.

Odlučujući značaj ima pravilno određivanje računskog momenta otpora zakretanju točkova. Momenat otpora zavisi kako od uslova kretanja vrste terena, tako i od konstruktivnih parametara vozila: opterećenja na točkovima, tipa pneumatika, površine otiska ili pritiska vazduha u njemu, uglova nagiba osovinice rukavca, trenja u osovinama rukavca i zglobovima upravljača.

Moment otpora okretanju točkova u mestu

Na veličinu momenta, potrebnog za zaokretanje upravljačkih točkova u mestu, utiču (Janković, 2005), (Gincburg, 1972): 1) opterećenje na točkovima; 2) koeficijent trenja pneumatika o podlogu; 3) dimenzija i oblik otiska pneumatika o podlogu, koji su određeni pritiskom u pneumaticu i njegovom konstrukcijom; 4) bočna krutost pneumatika; 5) radijus zaokretanja upravljačkih točkova; 6) uglovi nagiba osovinice rukavca i nagiba točka; 7) moment trenja u osovinicama rukavca i prenos mehanizma. Da bi se ostvarile odgovarajuće vrednosti momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova potrebno je voditi računa o svim navedenim relevantnim faktorima, jer time se obezbeđuje manje opterećenje elemenata u sistemu upravljanja, sa jedne strane, a sa druge strane omogućeno je olakšano upravljanje smanjenjem momenta, odnosno sile na volanu. Postoji više različitih autora po čijim izrazima je moguće odrediti moment otpora zakretanja, a ovom prilikom biće izdvojeni neki od njih.

*Moment otpora zakretanja upravljačkih točkova
u mestu prema Mitinu (Janković, 2005),
(Gincburg, 1972), (Minić, 1992)*

Ukupni moment otpora zakretanja u mestu na obrtnom rukavcu je:

$$M_t = \frac{2}{3} G_t \cdot \mu \cdot q \cdot k_F \quad (1)$$

gde su: G_t – vertikalno opterećenje točka;

μ – koeficijent trenja okretanja pneumatika po podlozi;

$q = \sqrt{a \cdot b}$, a , b – ose elipse otiska pneumatika;

k_F – koeficijent, koji uzima u obzir uticaj oblika otiska, a određuje se pomoću specijalnog grafika.

Koeficijent k_F Mitin je dobio samo za jedan pneumatik, pa je korišćenje ove formule praktično nemoguće.

*Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova u mestu
prema Taboreku (Janković, 2005), (Gincburg, 1972),
(Minić, 1992)*

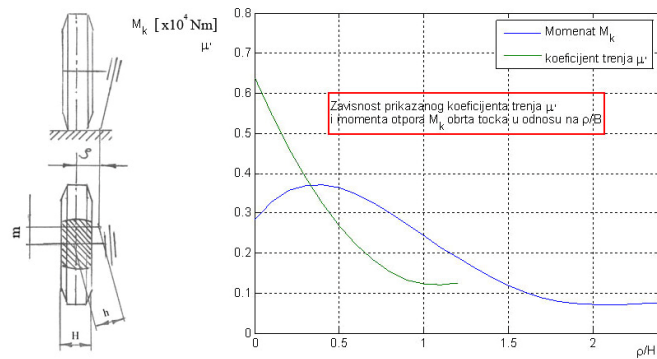
$$M_t = \mu' \cdot G_t \cdot h_r \quad (2)$$

gde je μ' – redukovani koeficijent trenja, koji se određuje u zavisnosti od odnosa radijusa zakretanja točka (e) i širine pneumatika (H) (slika 1);

$$h = \sqrt{\frac{I_0}{A_0} + \rho^2} \quad (3)$$

gde su: I_0 – polarni moment inercije površine otiska pneumatika na podlozi;

A_0 – površina otiska pneumatika.



Slika 1 – Zavisnost prikazanog koeficijenta trenja μ' i momenta otpora M_k obrta točka u odnosu na ρ/H (Demić, et al, 1994)

Figure 1 – Dependence of the given friction coefficient μ' and the moment of resistance M_k of the wheel rotation in relation to ρ/H (Demić, et al, 1994)

Obično se I_0 i A_0 teško određuju pa i ovaj izraz nema nekog praktičnog značaja. U slučaju da je $e^2 \gg I_0 / A_0$, što biva kada se projekcija ose osovinice rukavca A_0 na podlogu nalazi van granica otiska, radijus inercije I_0 / A_0 otiska može se zanemariti, pa proizilazi $h = \rho$.

Podaci proračuna po ovoj formuli pri $e^2 \gg I_0 / A_0$ potpuno se podudaraju sa eksperimentalnim podacima.

Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova u mestu prema Lisovu (Janković, 2005), (Gincburg, 1972), (Minić, 1992)

$$M_t = G_t(0,132 \cdot \mu \cdot R_t + f \cdot \rho) \quad (4)$$

gde su: f – koeficijent otpora kotrljanja točkova;

R_t – spoljašnji radijus točka;

ρ – krak zakretanja centra otiska pneumatika, tj. radijus zakretanja točka.

Ova formula uzima u obzir radijus pneumatika, ali ne i pritisak i elastičnu karakteristiku pneumatika.

*Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova
u mestu prema Litvinovu (Janković, 2005),
(Gincburg, 1972), (Minić, 1992)*

$$M_t = (0,7 \div 0,75)G_t \cdot \mu \cdot \frac{\sqrt{A_0}}{2} \quad (5)$$

gde je: 0,7 ÷ 0,75 empirijski koeficijent.

Za proračun po ovoj formuli neophodno je znati zavisnost površine otiska pneumatika od opterećenja na njemu.

*Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova
u mestu prema Goughu (Janković, 2005),
(Gincburg, 1972), (Minić, 1992)*

$$M_t = \frac{G_t^{3/2}}{k \cdot p^{1/2}} \quad (6)$$

gde su: k – empirijski koeficijent (za obične pneumatike k=2,1);
p – pritisak u pneumaticima.

Eksperimentalna istraživanja su pokazala da je ovaj izraz veoma prihvatljiv.

Ovde je prikazano više formula koje treba koristiti radi određivanja momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova. Zatim se vrši analiza nabrojanih faktora i njihov uticaj na moment otpora zakretanju upravljačkih točkova.

Na točkovima koji se zaokreću obično se unapred zadaju opterećenja i poznata su sa tačnošću ±(5-10%). Koeficijent trenja pneumatika o podlogu (prijanjanje) poznat je i kreće se od 0,7 do 0,9 za suhu asfaltnu ili betonsku oblogu. Veličina otiska pneumatika zavisi od konstrukcije pneumatika i pritiska u njemu. Prema podacima (Gincburg, 1972), pri proračunskom opterećenju pneumatika putničkih automobila pritisak na oslonu površinu blizak je pritisku u pneumaticima. Kod pneumatika teretnih automobila površina otiska je veća, a pritisak na oslonu površinu je manji nego što je pritisak u pneumaticima. Pri smanjenju pritiska u pneumaticima ta razlika se smanjuje, a pri povećanju – raste. Pri nominalnom opterećenju krutost pneumatika se malo odražava na njihov pritisak na oslonu površinu.

U nedostatku podataka o veličini otiska pneumatika površina otiska može se približno odrediti kao odnos opterećenja i pritiska u pneumaticima. Oblik otiska pneumatika, koji utiče na veličinu polarnog momenta inercije, može se odrediti eksperimentalno.

Bočna krutost pneumatika i radijus zakretanja točka (ρ) pokazuju u određenim granicama mali uticaj na moment otpora zaokretanju. Pri poklapanju centra otiska pneumatika sa centrom zakretanja točka, moment otpora zakretanju određuje se izrazom (7):

$$M_t = \mu \cdot \frac{G_t}{r_m} \cdot \frac{I_0}{A_0} \quad (7)$$

gde je: r_m – maksimalno rastojanje od centra do granice otiska.

Pri pomerenom centru zaokretanja u odnosu na centar kontakta (slika 1) javlja se ne samo okretanje pneumatika, nego i valjanje točka i pomeranje njegove ravni simetrije prema osnoj liniji otiska. Moment otpora zaokretanju točka u tom slučaju određuje se po formuli:

$$M_t = \mu \frac{G_t}{r_m} \cdot \frac{I_0'}{A_0'} + G_t \cdot f \cdot \rho + \frac{c \cdot (1 - \cos \theta_p) \cdot (I_0 - \rho \theta_p) \cdot \rho \cdot m}{I_0} \quad (8)$$

gde su: I_0' – polarni moment inercije površine otiska sa uzimanjem u obzir njegovog smanjenja pri zaokretanju točka za ugao θ_p , pri kojem nastaje proklizavanje;

A_0' – površina otiska sa uzimanjem u obzir njenog smanjenja pri zaokretanju točka za ugao θ_p ;

c – bočna krutost pneumatika, koja dolazi na jedinicu dužine otiska;

I_0 – dužina osne linije otiska;

m – krak (slika 1).

Ako se uzme da je oblik otiska pravougaonik, onda pri poznatim karakteristikama pneumatika i parametrima ugradnje točka nije teško izračunati zavisnost $M = f(\rho/H)$. Za realne vrednosti parametara ova zavisnost ima oblik kao na slici 1. Pri $(\rho/H) > 1,4-1,6$ momenat M se smanjuje skoro proporcijalno ρ . Pri promeni odnosa ρ/H od 0 do 0,5–0,7 moment M se malo povećava (10–14%).

Tok krive na delu od $(\rho/H) = 0$ do $(\rho/H) = 0,5$ zavisi od veličine kraka (m) i bočne krutosti pneumatika (c). Što su veličine (m) i (c) veće to više raste vrednost momenta.

Dimenzije izvršnog hidrocilindra

Pojačivač upravljačkog mehanizma mora da obezbedi zakretanje upravljačkih točkova u mestu pri sili vozača na upravljačkom točku (volanu), koja ne sme biti veća od 160 do 200[N] u kompletnom dijapazonu uglova zakretanja točkova od θ_{\max} unutrašnji do θ_{\max} spoljašnjeg (Gincburg, 1972), (Minić, 1992). Veličina sile F_v kojom vozač deluje na upravljački točak (volan), a koja je potrebna za zakretanje upravljačkih točkova bira se prema preporukama i na tu silu utiču koeficijent korisnog dejstva prenosnog mehanizma, upravljačkog mehanizma, centralne opruge i reaktivnih elemenata. Moment na zakretnoj poluzi upravljačkog točka je:

$$M_{zp} = F_v \cdot R \cdot i_u \cdot \eta_{pm} \cdot \eta_{um} = F_v \cdot R \cdot i_u \cdot \eta \quad (9)$$

gde su: R – radijus točka upravljača;

i_u – ukupni prenosni odnos upravljačkog sistema;

η – ukupni gubici na upravljačkom sistemu od volana do zakretne poluge upravljačkog točka (prenosnog sistema pm , upravljačkog mehanizma um).

Rad koji je potrebno da uloži vozač pri zakretanju upravljačkih točkova u mestu:

$$A_v = M_{zp} \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad (10)$$

gde su θ_1 θ_2 uglovi zakretanja upravljačkih točkova iz jednog krajnjeg položaja u drugi.

Sa druge strane, rad koji je neophodan za zakretanje upravljačkih točkova iz jednog krajnjeg položaja u drugi određuje se po formuli:

$$A = 2 \cdot M_t \cdot \frac{1}{\eta_{uo}} \cdot \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} = M_p \cdot \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad (\text{Gincburg, 1972}) \quad (11)$$

Potreban rad hidropojačivača:

$$A_h = (M_p - M_{zp}) \cdot \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \cdot \frac{1}{\eta_{hc}} = M_{hp} \cdot \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad (12)$$

gde su: η_{hc} – koeficijent korisnog dejstva hidrocilindra;

η_{uo} – koeficijent korisnog dejstva u osovini,

M_{hp} – moment ostvaren pojačivačem na zakretnoj poluzi.

Radna zapremina hidrocilindra:

$$V_{hc} = \frac{A_h}{P_{max}} = \frac{(M_p - M_{zp})}{2P_{max}} \cdot \frac{\theta_1 + \theta_2}{\eta_{hc}} \quad (13)$$

gde je: P_{max} – maksimalni pritisak, stvoren pumpom pojačivača [P_a];

M_p, M_{zp} – [Nm];

θ_1, θ_2 – [rad]

Usvaja se hod klipa u radnom cilindru, odnosno dužina osovine klipa konstrukcijski prema crtežu.

Sila od hidrocilindra, redukovana na upravljački točak – volan F_{ohc} određena je izrazom (Gincburg, 1972):

$$F_{ohc} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{hc}^2 - d_s^2) \cdot p \cdot i_n = k \cdot (D_{hc}^2 - d_s^2) \quad (14)$$

gde je: D_{hc} – prečnik klipa hidrocilindra;

d_s – prečnik osovine klipnjače klipa radnog cilindra;

$k = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot i_n$ – koeficijent (variranjem vrednosti dobijene su karakteristike prikazane na slici 2).

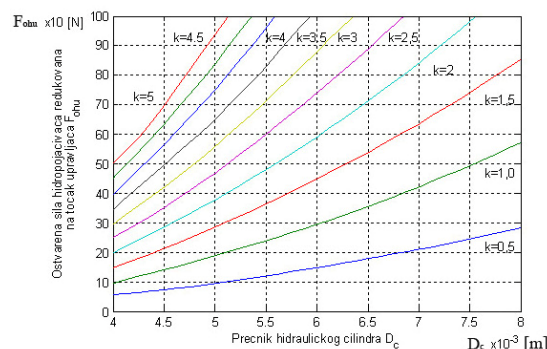
Prečnik hidrocilindra određuje se iz jednakosti zapreminskog protoka:

$$D_{hc} = \sqrt{\frac{4V_{hc}}{\pi \cdot l_s} + d_s^2} \quad (15)$$

gde su: l_s – dužina osovine klipa;

d_s – prečnik osovine klipa.

Na slici 2. prikazana je zavisnost sile F_{ohc} stvorena hidrocilindrom koja je redukovana na točak upravljača u zavisnosti od prečnika D_{hc} pri različitim vrednostima koeficijenta k .



Slika 2 – Krive maksimalne sile F_{ohc} redukovane sile na točak upravljača, u zavisnosti od prečnika hidrocilindra pri različitim koeficijentima k (Lisov, 1961)

Figure 2 – Curves of the maximum force F_{ohc} of the reduced force on the steering wheel in relation to the hydrocylinder diameter for different coefficients k (Lisov, 1961)

Reaktivni i centrirajući elementi servouređaja

Upravljački sistem bez servouređaja mora da poseduje jednu vrlo važnu osobinu, a to je da razvije sposobnost osećaja kod vozača da ose-ti praćenje konfiguracije puta, naročito pri kretanju u krivinama.

Ovaj osećaj javlja se u tome što se pri povećanju otpora zakretanju upravljačkih točkova pojavljuje i potreba povećanja sile na upravljačkom točku (Gincburg, 1972). Ovu osobinu – osećaj puta, mora da poseduje i upravljački sistem sa servouređajem. Da bi se to ostvarilo, u servouređaj se ugrađuje reaktivni element, čiji je zadatak da vrlo brzo priguše oscilovanje upravljačkih točkova pri povratnom uključenju servouređaja (od upravljačkih točkova ka upravljačkom točku).

Vrednost reakcije određuje se na osnovu povećanja sile koju treba ostvariti na upravljačkom točku pri povećanom otporu zakretanja točkova. Kao pokazatelj reaktivnog dejstva koristi se odnos prirasta sile F na upravljačkom točku sa silama dejstva za svaki prirast sile F' na upravljačkom točku bez servodejstva, tj.:

$$\rho = \frac{\Delta F}{\Delta F'} \quad (16)$$

Danas su uglavnom poznata tri načina ostvarenja reakcije na upravljačkom točku, i to pomoću:

- reaktivnog ventila;
- reaktivnih pluga;
- reaktivnih elemenata.

Jedan od vrlo velikih nedostataka servouređaja jeste njihova sklonost lakog uključivanja pri dejstvu malih sila na njih, koje se mogu pojaviti pri kretanju upravljačkih točkova po neravnom tlu. Povratno uključenje, na primer kod hidrauličkog servouređaja, praćeno je oscilovanjem upravljačkih točkova i „vijuganjem” vozila na drumu.

Da bi se sprećila povratna uključivanja servouređaja, u sistem se ugrađuje centrirajući element hidraulićnog ili opružnog tipa (jedna ili nekoliko prethodno napregnutih opruga). Dok se ne prevaziđe sila kojoj je element za centriranje izložen, servouređaj ne može da stupi u dejstvo i upravljaćki sistem radi kao sistem bez servouređaja. Na ovaj naćin ostvarena je jedna vrlo vaćna osobina sistema za upravljanje, a to je obezbećenje stabilnosti kretanja vozila na pravom putu, a naroćito pri većim brzinama.

Radi obezbećenja vraćanja upravljaćkih točkova elementi za centriranje moraju da budu prednapregnuti silama koje će po vrednosti da budu veće od sile povratnog trenja upravljaćkog mehanizma redukovane na sponu razvodnika.

Određivanje dimenzija reaktivnih elemenata i krutosti centrirajućih opruga

Sila F_v kojom vozać deluje na upravljać sastoji se od sile F_{ov} neophodne za sabijanje centralne opruge i sile F_{rev} za savlaćivanje reaktivnih elemenata (Janković, 2012), (Gincburg, 1972), (Lisov, 1961):

$$F_v = F_{ov} + F_{rev} \quad (17)$$

Postoji više metodologija izbora tih sila. Jedna od metodologija zasni-va se na pritisku u sistemu:

$$F_{rev} = A_{r,e} \cdot \frac{b}{R} \cdot P \quad (18)$$

gde je: $A_{r,e}$ – površina reaktivnog elementa;

b – dućina ramena koja prenosi proizvod sila $A_{r,e} \cdot P$,

$$b = \frac{l_c}{i_{us} n_{us}} \quad (19)$$

gde su: l_c – dućina raćve upravljaćkog mehanizma;

i_{us} – prenosni odnos upravljaćkog sistema.

U slučaju da se razvodnik nalazi na vratilu volana:

$$b = \frac{h}{2\pi\eta_{pm}} \quad (20)$$

gde je h – korak zavojnog mehanizma.

Površina reaktivnog elementa u cm^2 dobija se iz jednačine

$$A_{r,e} = \frac{F_v - F_{ov}}{P_{max}} \cdot R \quad (21)$$

Prednapregnutošću centralnih opruga obezbeđuje se vraćanje volana i upravljačkih točkova, pod dejstvom stabilizacionog momenta bez uključenja pojačivača. Za to je neophodno smestiti klip u razvodniku. Sila trenja u upravljačkom mehanizmu mora biti manja od sile prednaprezanja centralnih opruga F_n .

$$F_n \geq \frac{M_{tr}}{l_c \cdot i_n} \quad (22)$$

gde je: M_{tr} – moment trenja sveden na izlaznu polugu upravljačkog mehanizma;

i_n – prenosni odnos dužina poluga, od razvodnika do izlazne poluge.

U slučaju da se razvodnik nalazi na vratilu volana

$$F_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{tr} \cdot \eta_{opm}}{h} \quad (23)$$

gde je: η_{opm} – koeficijent korisnog dejstva u suprotnom smeru.

Sila na volanu F_{ov} povezana je sa F_n sledećom zavisnošću:

$$F_{ov} = \frac{F_n \cdot l_c}{R \cdot \eta_{pm}} \quad (24)$$

U slučaju da se razvodnik nalazi na vratilu volana:

$$F_{ov} = \frac{F_n \cdot h}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{pm} \cdot R} \quad (25)$$

Crtanje grafika $F_v = f(M_p)$

Uzimajući rezultate statičkog proračuna može se dobiti zavisnost sile F_v od momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova M_p . Iz te zavisnosti može se naći P kao funkcija M_p (Demić, et al, 1994).

$$\begin{aligned} M_p &= M_u + M_{zš} = P \cdot A \cdot l + F_n \cdot R \cdot \eta_u \cdot i_u + F_{re} \cdot R \cdot i_u \cdot \eta_u = \\ &= P \cdot A \cdot l + F_n \cdot R \cdot \eta_u \cdot i_u + P \cdot f \cdot \frac{b}{R} \cdot R \cdot i_u \cdot \eta_u \end{aligned} \quad (26)$$

gde je: l – krak na kojem deluje osovinica klipa cilindra;

A – aktivna površina hidrocilindra.

Moment koji deluje iz pojačivača

$$M_u = P \cdot A \cdot l \quad (27)$$

Moment koji deluje na volanu:

$$M_v = F_n \cdot R \cdot \eta_u \cdot i_u + P \cdot A_{r,e} \cdot b \cdot i_u \cdot \eta_u \quad (28)$$

$$P = \frac{M_p - F_n \cdot R \cdot \eta_u \cdot i_u}{F \cdot l \cdot \eta_{hc} + A_{r,e} \cdot b \cdot i_u \cdot \eta_u} \quad (29)$$

$$F_v = F_n + F_{r,e} = F_n + f_{r,e} \cdot \frac{b}{R} \cdot \frac{M_p - F_n \cdot R \cdot \eta_u \cdot i_u}{F \cdot l \cdot \eta_{hc} + A_{r,e} \cdot b \cdot i_u \cdot \eta_u} \quad (30)$$

Ako je $F_v < F_n$, tad hidropojačivač nije uključen:

$$F_v = \frac{M_p}{i_u \cdot \eta_u \cdot R} \quad (31)$$

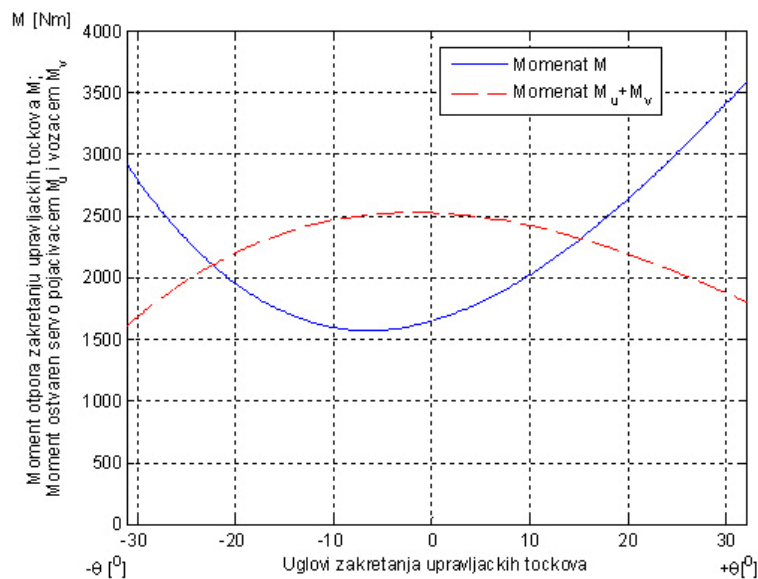
U slučaju $F_n < F_v < F_{max}$ (sila koja odgovara maksimalnom pritisku u sistemu) veličina F_v određuje se jednačinom:

$$F_v = \frac{M_p - A \cdot l \cdot P_{max} \cdot \eta_u}{R \cdot i_u \cdot \eta_u} \quad (32)$$

Kontrolni proračun

Kontrolni proračun izvodi se posle izbora opštih elemenata upravljačkog sistema za upravljanje i pojačivača. Kontrolni proračun dozvoljava smanjenje dimenzija pojačivača prenosnim odnosom poluga prenosnog mehanizma, biranjem ramena na koje deluje sila od pojačivača (Gincburg, 1972). Moment na levoj zakretnoj poluzi određuje se kao suma momenata suprotstavljanja levog točka M_1 i desnog $M_2 = M_2' \cdot \frac{l_1}{l_2}$, gde je: M_2' - moment zakretanja levog točka. U neutralnom položaju kada je $l_1 = l_2$ sumarni moment na levoj poluzi je:

$$M = M_1 + M_2' = 2 \cdot M_1 \quad (33)$$



Slika 3 – Momenti otpora zakretanju upravljačkih točkova M [Nm]; moment ostvaren vozačem na upravljačkom mehanizmu M_u [Nm] i moment ostvaren pojačivačem na upravljačkom mehanizmu M_v [Nm] u zavisnosti od ugla zakretanja θ [°] upravljačkih točkova m/v FAP 1118

Figure 3 – Moment of resistance to the turning of drive wheels M [Nm]; moment introduced by the driver on the steering mechanism M_u [Nm] and the moment obtained with the hydraulic servo control on the steering mechanism depending on the turning angle θ [°] of the drive wheels m/v FAP 1118

Pri zakretanju točkova udesno M raste sa smanjivanjem dužine l_2 i povećanjem dužine l_1 , a pri zakretanju ulevo je suprotno. Aproksimacijom eksperimentalnih podataka dobija se kriva zavisnosti sumarnog momenta od ugla θ zakretanja upravljačkih točkova transportnog automobila FAP 1118 (slika 3). Grafik zavisnosti momenta sastoji se od momenta pojačivača M_u i momenta od volana M_v na zakretnoj poluzi zavisno od ugla θ . Ako je opseg pojačivača izabran tako da je podudaran sa projektnim proračunom, krive se presecaju desno od položaja $\theta = 0$. Zakretanje upravljačkih točkova ulevo je lako, a pri zakretanju udesno snaga pojačivača će biti nedovoljna. Zakretna poluga dužine l bira se tako da kriva $M_v + M_u$ prolazi nešto više iznad krive M po čitavom radnom dijapazonu.

Zaključak

Proračunom sistemom upravljanja određuju se osnovni parametri njegovih elemenata i sklopova, obezbeđujući ostvarenje postavljenih zahteva upravljanja vozilom. Osnovni ulazni podatak pri proračunu hidrauličkog servomehanizma je određivanje momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova. Da bi se ostvarile odgovarajuće vrednosti momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova potrebno je voditi računa o navedenim relevantnim faktorima, jer time se obezbeđuje manje opterećenje elemenata u sistemu upravljanja sa jedne strane, a sa druge strane omogućeno je olakšano upravljanje smanjenjem momenta, odnosno sile na točku upravljača. U ECE pravilniku br. 79 definisana je maksimalna sila koja se može dovesti na točak upravljača. O ovom parametru sistema za upravljanje prilikom razvoja vozila treba voditi računa. Hod klipa i dužina hidrocilindra određuju se za maksimalne uglove obrta upravljačkih točkova i za komponovanu šemu hidrocilindra u okviru upravljačkog sistema vozila, Nakon toga određuje se prečnik klipa hidrocilindra. Sklonošću ka povratnom uključanju hidropojačivača bio bi narušen osnovni zahtev koji se postavlja pred upravljački sistem, a to je vraćanje upravljačkih točkova po izlasku iz krivolinijskog u položaj pravolinijskog kretanja pod dejstvom stabilizirajućeg momenta. Da bi se sprečilo povratno uključanje, u hidraulički servomehanizam ugrađuje se reaktivni i centrirajući element. Prednapregnutošću centralnih opruga obezbeđuje se vraćanje točka upravljača i upravljačkih točkova, pod dejstvom stabilizacionog momenta bez uključanja pojačivača. Sila trenja u upravljačkom mehanizmu mora biti manja od sile prednaprezanja centralnih opruga F_n . Kontrolno proračunavanje obavlja se nakon određivanja svih parametara sistema upravljanja i pojačivača radi provere radne sposobnosti pojačivača i dobijanja

njegovih karakteristika. Pravilno projektovani pojačivač mora da obezbedi da zbirni moment od izvršnog cilindra i vozača premaši moment otpora u čitavom dijapazonu uglova zakretanja upravljačkih točkova.

Literatura

- Demić, M., 2012. *Prilog istraživanju uticaja iskošenosti osovina na potrošnju goriva motornog vozila*, Vojnotehnički glasnik/Military Technical Courier, Vol. 60, No.1, pp.136-149, Ministarstvo odbrane Republike Srbije, Beograd,
- Demić, M., Pjevac, V., Čalić, S., Vasiljević, M., 1994. *Osnovi projektovanja teretnih motornih vozila*, Mašinski fakultet, Kragujevac,
- Gincburg, L., 1972. *Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей*, Машиностроение (Mašinstroenie), Moskva,
- Janković, D., 2005. *Momenti otpora zakretanju upravljanih točkova*, Monografija povodom 30 godina (1975.-2005), pp. 87-96, Mašinski fakultet, Kragujevac,
- Janković, D., 2012. *Lična saopštenja*, Beograd,
- Janković, D., Todorović, J., Ivanović, G., Rakićević, B., 2001. *Teorija kretanja motornih vozila*, Mašinski fakultet, Beograd,
- Lisov, M., 1961. *Рулевые управление автомобилей*, Машиностроение (Mašinstroenije), Moskva,
- Minić, M., 1992. *Sistemi za upravljanje teretnih vozila*, ABC glasnik, Beograd.
- Reimpell, J., 1987. *Шасси автомобиля*, Машиностроение (Mašinstroenie), Moskva.

PROJECT CALCULATION OF THE STEERING MECHANISM HYDRAULIC SERVO CONTROL IN MOTOR VEHICLES

FIELD: Engines and Motor Vehicles
ARTICLE TYPE: Professional Paper

Summary:

Hydraulic servo controls are designed to facilitate rotation in place without providing increased power to steering wheels. In the initial design phase, the dimensions required for control systems are usually obtained through the calculation of their load when wheels rotate in place, where the torque is calculated empirically. The starting point in the project calculation is thus to determine the hydraulic power steering torque torsional resistance which is then used to determine the maximum value of force i.e. the torque on the steering wheel. The calculation of the control system servo control consists of determining the basic parameters, the required pump capacity, the main dimensions of the hub and the pipeline and the conditions for the stability of the system control mechanism.

Introduction

The aim of the calculation of the steering control system is to determine the basic parameters of its components which ensure the fulfilment of requirements of the control system. Calculations are performed in several stages with a simultaneous detailed constructive analysis of the control system leading to the best variant. At each stage, design and control calculations of the hydraulic servo of the steering mechanism are performed. The design allows the computation to complete the selection of basic dimensions of the amplifier elements, starting from the approved scheme and the basic building loads of approximate values. Calculations control is carried out to clarify the structural solution and to obtain the output characteristics of the control amplifier which are applied in the estimation of potential properties of the structure.

Project calculation

Baseline data must be sufficiently reliable, ie. must correspond to the construction characteristics of the vehicle design and the control system as well as to service conditions. A proper determination of the torque calculation of torsional resistance in wheels is of utmost importance.

Moment of resistance to wheel rotation in place

The magnitude of the torque required to rotate drive wheels in place, is affected by: 1) load on wheels; 2) coefficient of friction of the tire surface; 3) dimensions and shape of the tire footprint on the surface, as determined by the pressure in the tire and its construction; 4) lateral stiffness of the tire; 5) turning radius of drive wheels; 6) angles of inclination of the pin; 7) moment of friction in pins and steering gear mechanism. To achieve the proper torque values of torsional resistance in drive wheels, it is necessary to take into account all these influential factors, as this provides a lower load on the elements in the control system while enabling easier control and reducing the moment of force on the steering wheel.

Moment of resistance to rotating drive wheels in place according to Mitin

Mitin obtained the coefficient k_F only for one tire so the use of this formula is practically impossible.

Moment of resistance to rotating drive wheels in place according to Taborek

Moment of resistance to rotating drive wheels in place according to Lisov

This formula takes into account the radius of the tire, but does not take into account the pressure and elastic characteristics of tires.

Moment of resistance to rotating drive wheels in place by Litvinov

For the calculation by this formula, it is necessary to know the dependence of the tire footprint surface and the load on it.

Moment of resistance to rotating drive wheels in place by Gough

Experimental studies have shown that this term is very acceptable.

Dimensions of the executive hydraulic cylinder

The control amplifier must provide that the wheels rotate in place when the force of the driver on the steering wheel is not above 160 – 200 N in a complete range of the rotation angles from θ_{\max} for the inner wheel to θ_{\max} for the outer wheel.

Reactive and centering elements of the hydraulic servo control

The control system without a hydraulic servo control must have one very important characteristic which is to develop the ability of the driver to feel the road configuration, especially when going around a curve. In order to achieve this, a reactive element is built into the hydraulic servo control, with a task to absorb rapidly drive wheel oscillations during the reverse inclusion of the hydraulic servo control (from the drive wheels to the steering wheel).

Determination of the dimensions of reactive elements and the stiffness of centering springs

Graph of $F_v = f(M_p)$

Taking the results of the static analysis into account, the dependence of force F_v and the torsional resistance in drive wheels M_p can be obtained. From this dependence, P can be found as a function of M_p .

Control calculation

The control calculation is performed after selecting general elements of the control system and the amplifier. The control calculation allows the reduction of amplifier dimensions through the transmission gear mechanism, by selecting the part onto which amplifier force is applied.

Conclusion

The calculation of the control system helps in determining the basic parameters of its elements and assemblies, thus providing the control over the vehicle motion. The main input data in calculating hydraulic servo control is the determination of torsional resistance in drive wheels.

In order to achieve proper torque values in torsional resistance, it is necessary to take into account the given influencing factors since this ensures, on the one hand, lower load on the control system elements and, on the other hand, easier control by reducing the force applied to the steering wheel. ECE Regulation № 79 defines the maximum force that can be applied to the steering wheel, so this parameter of control systems must be taken into account in vehicle design. The piston stroke and the cylinder length are determined for maximum torque angles of drive wheels, followed by the determination of the cylinder piston diameter.

The tendency to reverse the action of the hydraulic servo control would violate the basic requirement to the control system which is to get drive wheels back into straight line motion under the influence of the stabilizing moment. In order to prevent reverse action, a reactive and centering element is installed into the hydraulic servo control. Prestressing of central springs provides the return of the steering and drive wheels under the influence of the stabilizing moment without involving the hydraulic servo control. Friction force in the control mechanism must be lower than the force of prestressed central springs F_n . The control computation is performed after the determination of all parameters in order to test the operating ability of the hydraulic servo control and to obtain its characteristics. A properly designed hydraulic servo control has to provide that the summary execution of torque hydraulic servo control and the driver exceeds the moment of resistance throughout the range of angles of rotation of wheels.

Key words: steering wheel; wheels; torque; steering; requirements; projects; steering system; hydraulics; calculation

Datum prijema članka/Paper received on: 17. 05. 2012.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa/Manuscript corrections submitted on: 30. 05. 2012.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje/ Paper accepted for publishing on: 01. 06. 2012.