

BELAIPTĖS PADALYTOS GALIOS TRAKTORIAUS TRANSMISIJOS PAGRINDINIŲ PARAMETRŲ NUSTATYMO TYRIMAS

INVESTIGATION OF DESIGNATION MAIN PARAMETERS OF STEP LESS POWER – SPLIT TRACTOR TRANSMISSION

Kazimieras Giedra, Algirdas Janulevičius, Vitalijus Šulnis

Lietuvos žemės ūkio universitetas

Studentų 11, LT-583067, Akademija, Kauno r.

El. paštas: giedra@info.lzua.lt; jalgirdas@tech.lzua.lt; pumpuzis@yahoo.com

Gauta 2005-01-10, pateikta spaudai 2005-04-05

Straipsnyje pateikti teorinis traktoriaus belaiptės padalytos galios „Vario“ transmisijos pagrindinių parametrų nustatymo tyrimai ir analizė važiavimo pirmyn 0,02–50,0 km/h greičių diapazonu vardiniais variklio sūkiams ir apkrova. Pavarų dėžės diferencinio mechanizmo centrinio ir vainikinio krumpliaračių kampiniai greičiai ω_1 ir ω_2 nustatomi sprendžiant lygčių sistemą, kurioje viena lygtis sudaryta planetiniam diferenciniam mechanizmui, o kita – hidrostatinei pavarai. Sudaryta perdavimo skaičiaus nustatymo metodika, analizuojama jo priklausomybė nuo hidraulinių mašinų darbinių tūrių santykio. Pateikiamos diferencinio mechanizmo vainikinio ir centrinio krumpliaračių kampinių greičių kitimo priklausomybės nuo traktoriaus važiavimo greičio. Nustatyta, kad vediklio, vainikinio ir centrinio krumpliaračių kampiniai greičiai būna vienodi, kai traktoriaus greitis ≈ 20 km/h. Esant variklio sūkiams mažesniems už vardinius vediklio, vainikinio ir centrinio krumpliaračių greičiai susivienodina, esant mažesniai traktoriaus greičiui.

Nustatytos hidrauline ir mechanine pavara perduodamų sukimo momentų priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio (traktoriaus važiavimo greičio).

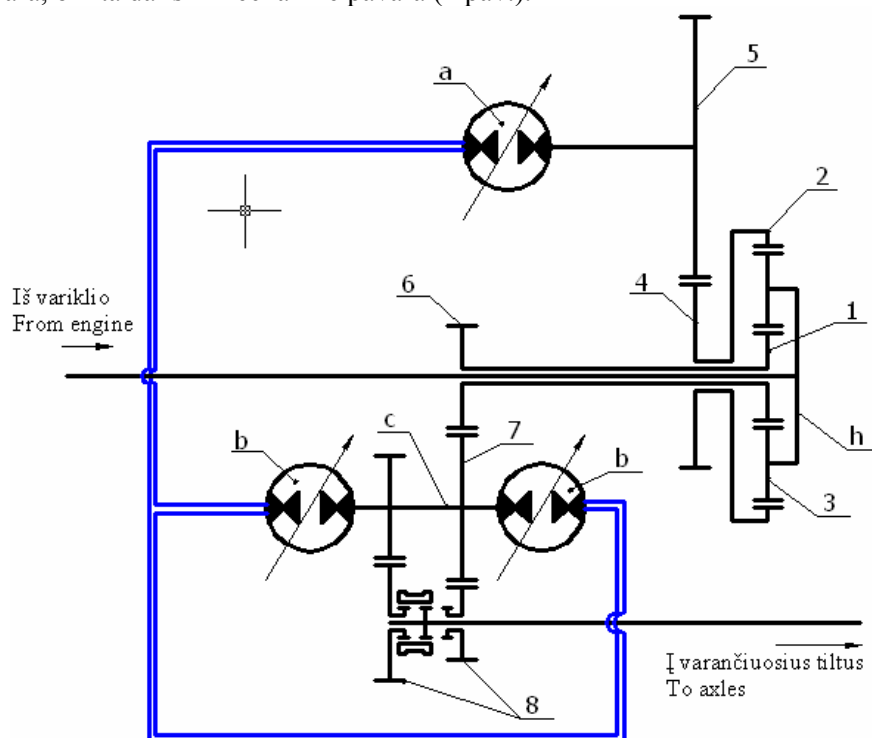
Nustatyta, kad mechaniniu kontūru perduodama variklio pastovaus vardinio sukimo momento dalis, didėjant traktoriaus greičiui, išlieka pastovi. Hidraulinių kontūrų perduodama sukimo momento dalis, kinta pagal įgaubtą hiperbolę. Perdavimo skaičiaus kreivės (hiperbolės) įgaubimas keisis keičiant variklio kampinį greitį. Pavarų dėžės perduodamas sukimo momentas keičiamas hidrostatine pavara. Belaiptėje padalytos galios pavarų dėžėje mechaniniu kontūru perduodamas sukimo momentas (ir galia) viršija hidrauliniu kontūru perduodamą sukimo momentą (galia) esant važiavimo greičiui $v \geq 35$ km/h. Pradedant važiuoti variklio vardiniais sūkiams, planetinio (diferencinio) mechanizmo vainikinio krumpliaračio greitis viršija 300 rad/s, o centrinio krumpliaračio greitis artimas 0. Traktoriui važiuojant vardiniais variklio sūkiams 50 km/h greičiui, vainikinio krumpliaračio greitis būna ≈ 100 rad/sek, o centrinio krumpliaračio ≈ 560 rad/s.

Traktorius, belaiptė padalytos galios transmisija, pavarų dėžė, hidraulinė ir mechaninė pavara, perdavimo skaičius, sukimo momentas, galia.

Įvadas

Belaiptės hidrostatinės transmisijos su ašiniais siurbliais ir varikliais naudojamos jau seniai. Ypač jos paplito lėtaeigėse mašinose (kombainuose, ekskavatoriuose, rečiau traktoriuose). Belaiptė transmisija patogi tuo, kad, skirtingai nuo laiptinių transmisijų, galima pasirinkti bet kokią norimą greitį. Tai ypač svarbu kai reikia tik truputį padidinti ar sumažinti kombainų ir traktorių greitį arba traukos jėgą greičio sąskaita. Be to, su belaipte transmisija agregatas greičiau įsibėgėja, nereikia keisti variklio sūkių po pavarų perjungimo, reversuojant nereikia perjungti pavarų. Pagrindinis hidrostatinės transmisijos trūkumas – mažas jos naudingumo koeficientas, mažėjant hidraulinių mašinų našumui [1, 2].

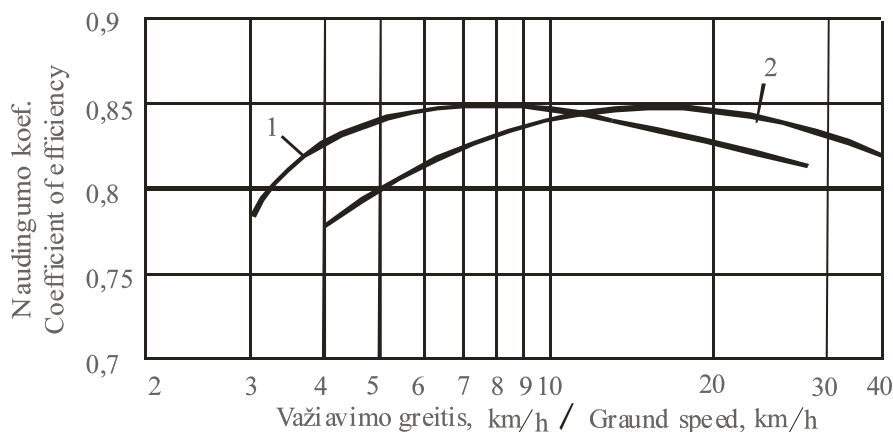
1995 metais vokiečių firma „Fendt“ sukūrė belaiptę padalytos galios traktoriaus transmisiją [2, 3], kurioje dalis galios srauto perduodama hidrauline pavara, o kita dalis – mechanine pavara (1 pav.).



1 pav. Belaiptės padalytos galios pavarų dėžės (Fendt Vario) kinematinė schema: 1 – centrinis krumpliaratis; 2 – vainikinis krumpliaratis; 3 – satelitas; 4, 5, 6, 7 – krumpliaraičiai; 8 – dviejų laipsnių reduktorius; a – reguliuojamo darbinio tūrio siurblys; b – reguliuojamo darbinio tūrio hidrauliniai varikliai; c – sumavimo velenas; h – vediklis

Fig. 1. Kinematical scheme of step less power – split tractor transmission: 1 – sun gear; 2 – coronary gear; 3 – satellite; 4, 5, 6, 7 – gears; 8 – 2 gear redactor; a – pump of variable volume; b – variable volume hydraulic motors; c – sum shaft; h – carrier

Su šia transmisija traktorius pajuda iš vietos perduodamas sukamąjį momentą varantiems ratams beveik tik hidrostatinė pavarą. Didinant važiavimo greitį palaipsniui sukimo momentą pradeda perduoti ir mechaninė pavarą. Abiem (hidrostatinė ir mechaninė) pavaromis perduodamas sukamasis momentas toliau sumuojamas ir per dviejų laipsnių mechaninį reduktorių 8 perduodamas varantiems tiltams. Tokiu būdu, keičiant hidrostatinės pavaros perdavimo skaičių, belaiptiškai keičiamas traktoriaus važiavimo greitis. Tačiau šios transmisijos naudingumo koeficientas yra didesnis už hidrostatinės transmisijos naudingumo koeficientą [3, 4].



2 pav. ML–200 serijos transmisijos naudingumo koeficiento priklausomybė nuo traktoriaus važiavimo greičio [3,4]: 1 – dirbinių greičių diapazonas, 2 – transportinių greičių diapazonas

Fig. 2. Dependence of efficiency of series transmission ML–200 on tractor ground speed: 1 – field range; 2 – transport range

Kaip matyti grafike, dirbant greičiu nuo 3 iki 30 km/h, naudingumo koeficientas būna $\eta = 0,80-0,85$, o dirbant greičiu 12–40 km/h – $\eta = 0,84-0,85$.

Norint ekonomiškai eksploatuoti traktorius (sunaudoti mažiausiai lėšų ir laiko), reikia tinkamai parinkti jų apkrovas, t.y. jų traukos jėgą. Savo ruožtu traktoriaus traukos jėga yra proporcinga efektyviajam variklio sukimo momentui. Transmisija varantiems ratams perduodamą sukimo momentą padidina sumažindama kampinį greitį. Todėl sudarant agregatus bei atliekant mokslinius tyrimus, reikia žinoti transmisijos perdavimo skaičių, galimą varančiųjų ratų sukimo momentą bei jų kitimo dėsningumus.

Gana sudėtinga nustatyti šios transmisijos perdavimo skaičių. Netinka įprastos mechaninių bei hidrostatinė pavarų perdavimo skaičiaus nustatymo metodikos [1, 5-7]. Čia taip pat sunku analizuoti, kaip keičiasi belaiptės, padalytos galios transmisijos perdavimo skaičius priklausomai nuo hidraulinių mašinų

darbinių tūrių santykio, kaip kinta hidrauliniu ir mechaniniu būdu perduodami sukimo momentai nuo traktoriaus važiavimo greičio.

Darbo tikslas – sudaryti belaiptės padalytos galios traktoriaus transmisijos perdavimo skaičiaus nustatymo metodiką, išanalizuoti perdavimo skaičiaus priklausomybę nuo hidraulinių mašinų darbinio tūrio santykio bei hidrauliniu ir mechaniniu būdu perduodamų sukimo momentų bei galių priklausomybes nuo traktoriaus važiavimo greičio 0,02–50 km/h greičių diapazonu vardiniais variklio sūkais ir apkrova.

Teoriniai tyrimai

Judesys iš traktoriaus variklio perduodamas planetinio–diferencinio mechanizmo vedikliui 3 (1 pav.). Planetiniame–diferenciniame mechanizme variklio sukimo momentas yra dalijamas į du srautus, hidraulinį ir mechaninį. Traktoriaus greitis keičiamas keičiant hidraulinių mašinų darbinį tūrį. Norint sužinoti centrinio ir vainikinio krumpliaračių kampinius greičius ω_1 ir ω_2 reikia sudaryti dvi lygtis. Pirmoji lygtis sudaroma taikant Viliso formulę [7] planetiniam diferenciniam reduktoriui:

$$\frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_2 - \omega_h} = p,$$

iš čia

$$\omega_1 - p \omega_2 = (1 - p) \omega_h, \quad (1)$$

čia: ω_1 – centrinio krumpliaračio kampinis greitis;
 ω_2 – vainikinio krumpliaračio kampinis greitis;
 ω_h – vediklio kampinis greitis;
 p – planetinio mechanizmo vidinis perdavimo skaičius, nustatomas esant sustabdytam vedikliui. Kai centrinio ir vainikinio krumpliaračių sukimosi kryptys priešingos, p imamas su minuso ženklu:

$$p = -z_2/z_1, \quad (2)$$

čia: z_1 – centrinio krumpliaračio krumplių skaičius
 z_2 – vainikinio krumpliaračio krumplių skaičius.

Traktoriaus Fendt Vario planetinio mechanizmo vidinis perdavimo skaičius yra: $p = -2,44$; $z_1 = 27$; $z_2 = 66$.

Nustatant pavarų dėžės perdavimo skaičių, pasirenkame, kad darbo skysčio nuostolių magistralėje tarp siurblio ir hidraulinio variklio nėra, ir visi naudingumo koeficientai yra lygūs vienetui. Kadangi hidraulinės mašinos keičia pavarų dėžės perdavimo skaičių, tai antrąją lygtį išsireikšime per siurblio ir hidraulinių variklių debitus [1].

$$Q_v = Q_s, \quad (3)$$

čia: Q_v ir Q_s – hidraulinio variklio ir siurblio debitai.

Debitus pakeičiame hidraulinių mašinų sūkių ir darbinių tūrių sandaugomis.

$$\omega_{HV} \cdot q_{HV} = q_{siurb} \cdot \omega_{siurb}, \quad (4)$$

čia: q_{siurb} – siurblio darbinis tūris;
 ω_{HV} – hidraulinio variklio kampinis greitis;
 ω_{siurb} – siurblio kampinis greitis;
 q_{HV} – hidraulinių variklių darbinis tūris, Fendt Vario atveju:
 $q_{HV} = 2q_v$, (5)

čia: q_v – vieno hidraulinio variklio darbinis tūris, cm^3/aps .

$$\omega_{HV} = \omega_1 (z_6/z_7), \quad (6)$$

čia: z_7 ir $z_6 - 7$ ir 6 krumpliaračių krumplių skaičiai.

$$\omega_{siurb} = \omega_2 (z_4/z_5), \quad (7)$$

čia: z_4 ir $z_5 - 4$ ir 5 krumpliaračių krumplių skaičiai.

Sudarome lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \omega_1 \cdot \frac{z_6}{z_7} \cdot q_{HV} = q_{siurb} \cdot \omega_2 \frac{z_4}{z_5}, \\ \omega_1 - p \omega_2 = (1-p) \omega_h \end{cases}, \quad (8)$$

Iš lygčių sistemos išsireiškiame ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{q_{siurb} \omega_2 z_4 z_7}{q_{HV} z_5 z_6} \quad (9)$$

$$\omega_1 = (1-p) \omega_h + p \omega_2 \quad (10)$$

Kadangi kairiosios pusės lygtis tai dešinėsios irgi lygtis:

$$\frac{q_{siurb} \omega_2 z_4 z_7}{q_{HV} z_5 z_6} = (1-p) \omega_h + p \omega_2, \quad (11)$$

Iš (11) lygties išsireiškiame ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{(z_1 + z_2) \omega_h q_{HV} z_5 z_6}{z_1 z_4 z_7 q_s + z_2 z_5 z_6 q_{HV}} . \quad (12)$$

Analogiškai iš lygčių sistemos (8) apskaičiuojame ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{(z_1 + z_2) \omega_h q_s z_4 z_7}{z_1 z_4 z_7 q_s + z_2 z_5 z_6 q_{HV}} . \quad (13)$$

Siurblio darbinis tūris keičiamas, kai hidraulinių variklių darbinis tūris yra maksimalus. Tiek siurblio tiek hidraulinių variklių maksimalūs darbiniai tūriai yra lygūs, t.y. $q_{sMAX} = q_{vMAX}$.

Perdavimo skaičius nuo vediklio iki sumavimo veleno:

$$i = \omega_h / \omega_{sum} , \quad (14)$$

čia: ω_{sum} – sumavimo veleno kampinis greitis.

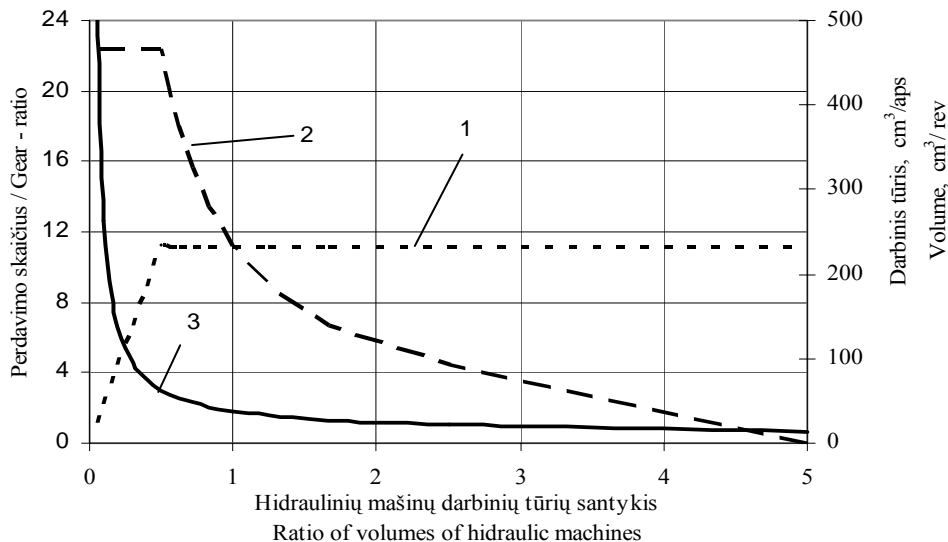
$$\omega_{sum} = \omega_1 \cdot \frac{z_6}{z_7} . \quad (15)$$

Pavarų dėžės perdavimo skaičius (iš diferencinio mechanizmo į sumavimo veleną) priklausomybė nuo siurblio ir hidraulinių variklių darbinių tūrių santykio greičių $v = 0,02-50$ km/h diapazonu parodyta 3 paveiksle.

Hidraulinių mašinų darbinių tūrių santykis q_s/q_v keičiamas, keičiant siurblio ir hidraulinio variklio darbinis tūrius. Pradedant važiuoti hidraulinių variklių darbiniai tūriai laikomi didžiausi (sulenkimo kampai 45°), o siurblio didinimas nuo 0 iki didžiausio (lenkiamas nuo 0 iki 45°). Čia q_s/q_v keičiasi nuo 0 iki 0,5, o pavarų dėžės perdavimo skaičius – nuo ∞ ($i > 500$) iki 3,0. Sulenkus siurbli 45° kampu, palaipsniui pradedami tiesinti hidrauliniai varikliai (mažinami variklių darbiniai tūriai). Čia santykis q_s/q_v nuo 0,5 toliau didinamas, o pavarų dėžės perdavimo skaičius (iš diferencinio mechanizmo į sumavimo veleną) nuo 3,0 artinamas prie 0. Kaip matome, pavarų dėžės perdavimo skaičius iš diferencinio mechanizmo į sumavimo veleną keičiasi pagal įgaubtą hiperbolę. Hiperbolės įgaubimo dydį apsprendžia jos formulės skaitiklis. Iš to seka, kad perdavimo skaičiaus kreivės (hiperbolės) įgaubimas priklauso nuo variklio kampinio greičio ω_h (14). Nagrinėjamu atveju variklio kampinis greitis buvo pastovus ($\omega_h = \text{const}$). Į (15) formulę įrašius ω_1 matematinę išraišką (9) gautume, kad sumavimo veleno kampinis greitis ω_{sum} kinta nuo hidraulinio siurblio darbinio tūrio q_s bei hidraulinio variklio darbinio tūrio q_{HV} , t.y. kinta nuo hidraulinių mašinų darbinių tūrių santykio.

$$i = \frac{\omega_h}{q_s \omega_2 z_4 / q_{HV} z_5} \quad (16)$$

Perdavimo skaičius intensyviausiai kinta siurblio lenkimo pradžioje (3 pav.). Perdavimo skaičiaus nustatymo metodika patikrinta traktoriaus važiavimo greičio ir variklio sukimosi dažnio atitikimu.



3 pav. Perdavimo skaičiaus ir hidraulinių mašinų darbinių tūrių priklausomybės: 1 ir 2 – hidraulinio siurblio ir variklio darbinių tūrių kitimas; 3 – perdavimo skaičiaus kitimas

Fig. 3. Dependencies of gear ratio and volumes of hydraulic machines: 1 and 2 – variation of operating volumes of hydraulic pump and motor; 3 – variation of gear ratio

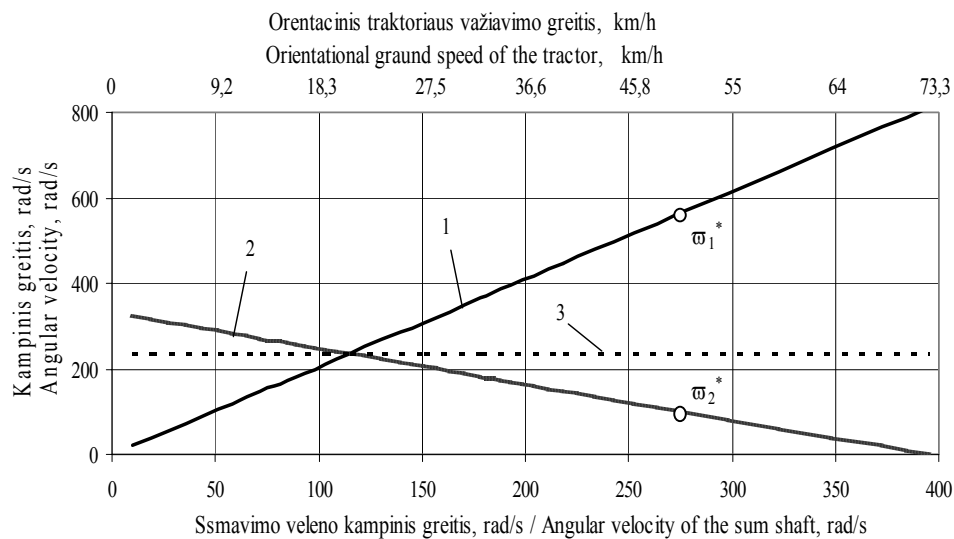
Planetinio–diferencinio mechanizmo centrinio ir vainikinio krumpliaračių kampinių greičių priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio, esant pastoviam vediklio kampiniam greičiui, pavaizduotos 4 paveiksle.

Planetinio–diferencinio mechanizmo centrinio ir karūninio krumpliaračių kampiniai greičiai, ω_1 ir ω_2 , priklausomai nuo sumavimo veleno kampinio greičio ω_{sum} , keičiasi atvirkščiai proporcingai, esant pastoviam vediklio (traktoriaus variklio) greičiui ω_h .

Perdavimo skaičius intensyviausiai kinta važiavimo pradžioje. Čia planetinio–diferencinio mechanizmo vainikinis krumpliaratis sukasi greičiausiai ($\omega_2 > 300$ rad/s), o centrinis – lėčiausiai (ω_1 – artimas nuliui). Didinant sumavimo veleno kampinį greit ω_{sum} (traktoriaus važiavimo greitį) vainikinio krumpliaračio

greitis mažėja, o centrinio – didėja. Iš 4 paveikslo matyti, kad didžiausias sumavimo veleno kampinis greitis gaunamas visiškai sustabdžius vainikinių krumpliaračių. Tuo atveju traktoriaus važiavimo greitis būtų ≈ 70 km/h. Kadangi traktoriaus didžiausias greitis yra 50 km/h, tai mechaninis sukimo momento visiškas perdavimas variklio vardiniais sūkiams yra negalimas. Visas mechaninis sukimo momento perdavimas būtų važiuojant 50 km/h greičiu, esant atitinkamai sumažintiems variklio sūkiams. Vediklio (jį suka variklis), vainikinio ir centrinio krumpliaračių greičiai susivienodina traktoriui važiuojant ≈ 20 km/h greičiu. Esant variklio sūkiams mažesniems už vardinius vediklio, vainikinio ir centrinio krumpliaračių, greičiai susivienodina esant mažesniai traktoriaus greičiui.

Dirbant tokiu greičiu – didžiausias naudingumo koeficientas (2 pav.) būna antrame greičių diapazone. Pirmame greičių diapazone didžiausias naudingumo koeficientas būna esant 7–10 km/h greičiui.



4 pav. Diferencinio mechanizmo elementų kampinių greičių kitimas, keičiant sumavimo veleno kampinį greitį (traktoriaus važiavimo greitį); 1 – centrinio krumpliaračio; 2 – vainikinio krumpliaračio; 3 – vediklio; ω_1^* ir ω_2^* – centrinio ir vainikinio krumpliaračio kampiniai greičiai traktoriui važiuojant maksimaliu (50 km/h) greičiu

Fig. 4. Variation of angular velocity of differential mechanism elements on alternative velocity of sum shaft (ground speed of tractor): 1 – coronary gear; 2 – sun gear; 3 – carrier; ω_1^* ir ω_2^* – angular velocities of sun and coronary gears when tractor is driving on 50 km/h ground speed

Variklio sukimo momentas M_e diferenciniame mechanizme skirstomas centriniam ir vainikiniam krumpliaračiams santykiu:

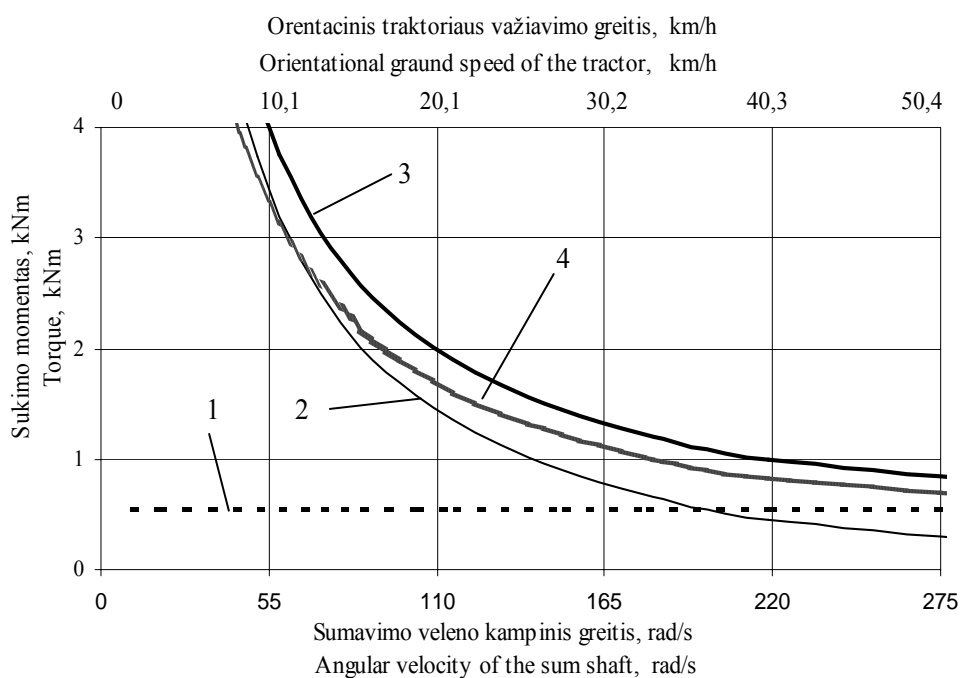
$$M_2/M_1 = z_2/z_1 ,$$

čia: M_1 – centrinio krumpliaračio sukimo momentas;
 M_2 – vainikinio krumpliaračio sukimo momentas.

$$M_1 = \frac{M_e}{2} \frac{z_1}{z_1 + z_3} ; \quad (17)$$

$$M_2 = \frac{M_e}{2} \frac{z_2}{z_1 + z_3} . \quad (18)$$

“Vario” pavarų dėžės diferenciniame mechanizme sukimo momentas paskirstomas santykiu $M_2 / M_1 = 2,44$. Momentų priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio ω_{sum} esant pastoviam vediklio greičiui ω_h pateiktos 5 ir 6 pav. Sukimo momentas bėlaiptėje padalytos galios transmisijoje keičiamas hidrostatine pavara.



5 pav. Sukimo momentų perduodamų sumavimo velenui priklausomybės nuo jo kampinio greičio: 1 ir 2 – mechaniniu ir hidrauliniu kontūrais; 3 ir 4 – suminis momentas atitinkamai neįvertinant ir įvertinus naudingumo koeficientą

Fig. 5. Dependencies of torque, carried to sum shaft on its angular velocity: 1 and 2 – by mechanical and hydraulic lines; 3 and 4 – sum torque when not evaluated and evaluated coef. of efficiency

Sumavimo velenui momentas nuo centrinio krumpliaračio perduodamas mechaniniu kontūru, o nuo vainikinio krumpliaračio – hidraulinio kontūru. ”Vario” pavarų dėžės diferenciniame mechanizme sukimo momentas hidrauliniams ir mechaniniams kontūrams paskirstomas santykiu 2,44:1. Mechaniniu kontūru perduodamas sukimo momentas:

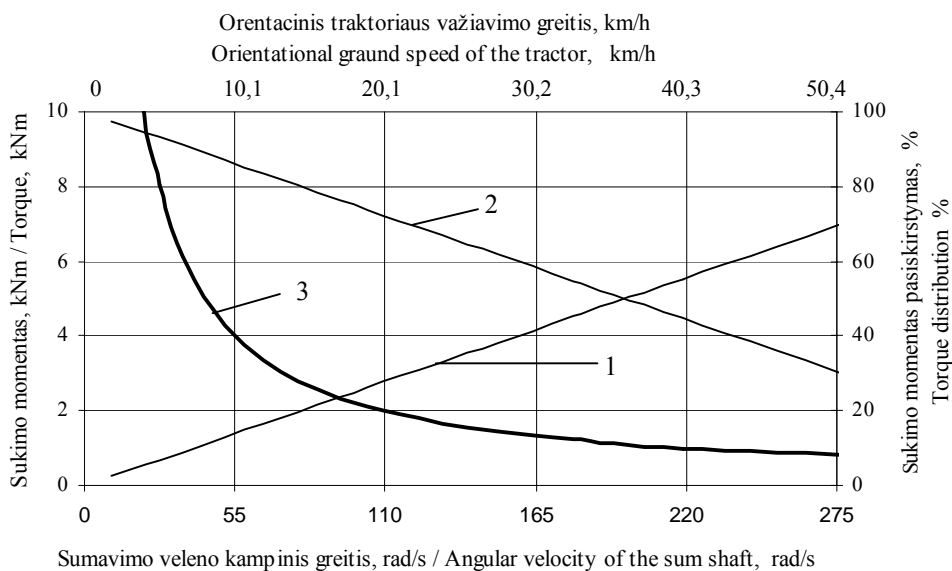
$$M_{sumM} = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_{sum}} = \frac{M_e}{2} \frac{\omega_1}{\omega_{sum}} \frac{z_1}{z_1 + z_3} \quad (19)$$

Hidraulinio kontūru perduodamas sukimo momentas :

$$M_{sumH} = M_2 \frac{\omega_2}{\omega_{sum}} = \frac{M_e}{2} \frac{\omega_2}{\omega_{sum}} \frac{z_2}{z_1 + z_3} \quad (20)$$

Sumavimo veleno suminis sukimo momentas:

$$M_{s\ sum} = M_{sumM} + M_{sumH} = \frac{M_e(\omega_1 z_1 + \omega_2 z_2)}{2\omega_{sum}(z_1 + z_3)} \quad (21)$$



6 pav. Sumavimo veleno sukimo momento (3) ir jo dedamųjų, perduodamų mechaniniu (1) ir hidraulinio (2) kontūrais priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio (traktoriaus važiavimo greičio)

Fig. 6. Dependencies of sum shaft torque (3) and its constituents, carried by mechanical (1) and hydraulically (2) lines on sum shaft angular velocity (ground speed of tractor)

Norint įvertinti sukimo momento, perduodamo nuo dyzelinio variklio į sumavimo veleną nuostolius, iš 21 lygtį išrašome naudingumo koeficientą η .

$$M_{s\ sum} = M_{sumM} + M_{sumH} = M_e \frac{(\omega_1 z_1 + \omega_2 z_2)}{2 \omega_{sum} (z_1 + z_3)} \eta = M_e i \eta. \quad (22)$$

Traktoriui važiuojant (vardiniais variklio sūkiams ir apkrova) mažesniu kaip 31 km/h greičiu sukimo momentas pavara dėžėje didinamas hidrauliniu kontūru (hidrostatine pavara). Esant traktoriaus greičiui $v > 32$ km/h hidrostatinė pavara sukimo momentą mažina. Mechaniniu kontūru perduodamas pastovus momento perdavimas hidrauliniu ir mechaniniu kontūru būna vienodas, kai traktoriaus greitis $v \approx 35$ km/h. Didinant traktoriaus greitį ($v > 35$ km/h) hidrauliniu kontūru perduodamas momentas būna mažesnis už perduodamą momentą mechaniniu kontūru. Traktoriaus greičiui artėjant prie 50 km/h, vis reikšmingesnis darosi momentas, perduodamas mechaniniu kontūru. Važiuojant 50 km/h greičiu, vardiniais variklio sūkiams ir apkrova, apie 70 % momento perduodama mechaniniu kontūru ir apie 30 % – hidrauliniu kontūru. 100 % momento perduodama mechaniniu kontūru galima gauti tik esant mažesniems variklio sūkiams. Vardiniais variklio sūkiams 100 % momento perdavimą mechaniniu kontūru pasiektume sumavimo veleni sukantis 395 rad/s (4 pav.). Tada traktorius turėtų važiuoti ≈ 70 km/h greičiu. Tokiam greičiui traktorius nepritaikytas.

Iš 21 lygties galima užrašyti, kad perdavimo skaičius i į sumavimo veleną lygus

$$i = \frac{\omega_1 z_1 + \omega_2 z_2}{2 \omega_{sum} (z_1 + z_3)}. \quad (23)$$

Galios priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio ω_{sum} , esant pastoviam vediklio greičiui ω_h , (vardiniams variklio sūkiams) pateiktos 7 paveiksle.

Galia, perduodama sumavimo veleni mechaniniu kontūru:

$$P_{sumM} = \frac{M_e z_1 \omega_1}{2 (z_1 + z_3)}. \quad (24)$$

Galia perduodama sumavimo veleni hidrauliniu kontūru:

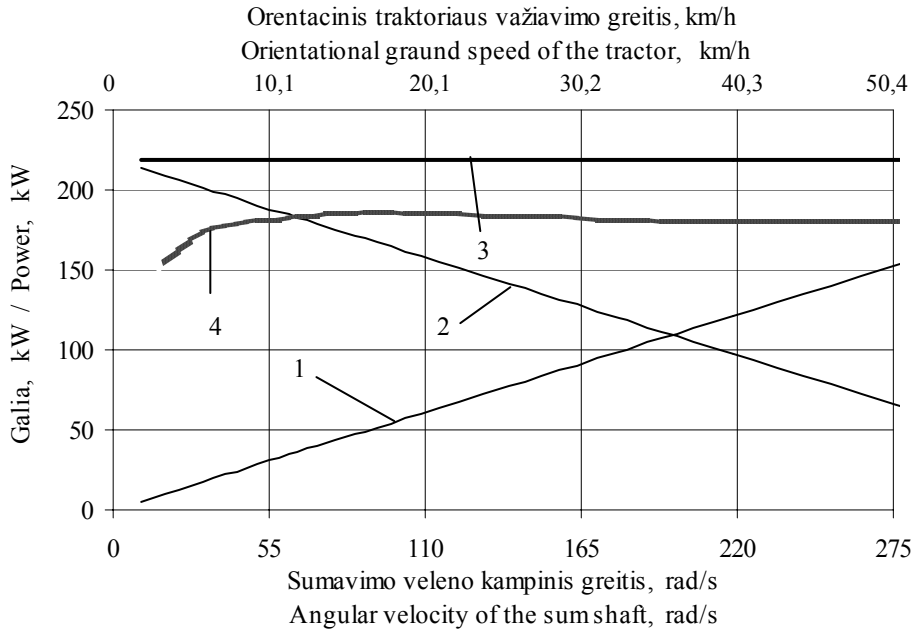
$$P_{sumH} = \frac{M_e z_2 \omega_2}{2 (z_1 + z_3)}. \quad (25)$$

Bendra galia perduodama sumavimo veleni:

$$P_{s \text{ sum}} = \frac{M_e (z_1 \omega_1 + z_2 \omega_2)}{2 (z_1 + z_3)} \quad (26)$$

Įvertinę galios nuostolius transmisijoje, gauname:

$$P_{s \text{ sum}}^* = M_e \frac{(z_1 \omega_1 + z_2 \omega_2)}{2 (z_1 + z_3)} \eta \quad (27)$$



7 pav. Galios ir jos dedamųjų priklausomybės nuo sumavimo veleno kampinio greičio (traktoriaus važiavimo greičio): 1 ir 2 – perduodamos mechaniniu ir hidrauliniu kontūrais; 3 ir 4 – suminės galios neįvertinant ir įvertinant naudingumo koeficientą

Fig. 7. Dependencies of power and its constituents on sum shaft angular velocity (ground speed of tractor): 1 and 2 – carried by mechanical and hydraulic lines; 3 and 4 – sum power when not evaluated and evaluated coefficient of efficiency

Išvados

1. Belaipės, padalytos galios „Vario” pavarų dėžės perdavimo skaičių galima nustatyti sudarius ir išsprendus lygčių sistemą, iš kurių viena lygtis rašoma diferenciniam mechanizmui, o kita – hidrostatinei pavarai.

2. Pavarų dėžės perdavimo skaičius iš diferencinio mechanizmo į sumavimo veleną keičiasi pagal įgaubtą hiperbolę, keičiant siurblio ir hidraulinių variklių darbinių tūrių santykį. Perdavimo skaičiaus kreivės (hiperbolės) įgaubimas keisis keičiant variklio kampinį greitį ω_h (variklio sūkius).

3. Perdavimo skaičius belaiptėje, padalytos galios „Vario“ pavarų dėžėje siurblio lenkimu keičiamas nuo begalybės ($i > 500$) iki 3,0, o hidraulinių variklių tiesinimu – nuo 3,0 artinamas prie 0.

4. Perdavimo skaičius intensyviausiai kinta siurblio lenkimo pradžioje. Vediklio (jį suka variklis), vainikinio ir centrinio krumpliaračių greičiai susilygina traktoriui važiuojant ≈ 20 km/h. Esant variklio sūkiams mažesniems už vardinius, vediklio, vainikinio ir centrinio krumpliaračių greičiai susivienodina, kai mažesnis traktoriaus greitis.

5. Sukimo momento bei galios perdavimai belaiptėje, padalytos galios „Vario“ pavarų dėžėje hidrauliniu ir mechaniniu kontūru būna vienodi (esant vardiniams variklio sūkiams ir apkrovai), kai traktoriaus greitis $v \approx 35$ km/h. Važiuojant lėčiau kaip 31 km/h sukimo momentas didinamas hidrostatische pavara. Traktoriaus greičiui artėjant prie 50 km/h, vis reikšmingesnis darosi momentas, perduodamas mechaniniu kontūru. Važiuojant 50 km/h greičiu, vardinais variklio sūkiams ir apkrova, apie 70 % momento perduodama mechaniniu kontūru ir apie 30 % – hidrauliniu kontūru. 100 % momento perduodama mechaniniu kontūru, galima pasiekti tik esant mažesniams variklio sūkiams.

Literatūra

1. Kirka, A. Hidraulinės ir pneumatinės pavaros. Vilnius: AB OVO, 1998, 284 p.
2. Bea, St. Nutzwertanalyse eines neuen stufenlosen leistungsverzweigten Traktorgetriebes. *Agrartechnische Forschung*, 1997, H. 1, S. 28–33.
3. Dziuba, P. F., Honzek, R. Neues stufenloses leistungsverzweigtes Traktorgetriebe. *Agrartechnische Forschung*, 1997, H. 1, S. 19–27
4. Renius, K. Th. Trends Tractor Design with Particular Reference to Europe. *Journal of Agriculture Engineering Research*, 1994, Vol. 57, Nr. 1, S.3–22.
5. Neunaber, M. Einfach stufenlos. *Profi*, 1996, H. 11, S. 10–16.
6. Цитович, И. С., Канонник, И. В., Вавуло, В. А. Трансмиссии автомобилей. Минск: Наука и техника, 1979, 255 с.
7. Кристи, Н. К., Красенько, В. И. Новые механизмы трансмиссий. Москва: Машиностроение, 1967, 215 с.

INVESTIGATION OF DESIGNATION MAIN PARAMETERS OF STEP
LESS POWER – SPLIT TRACTOR TRANSMISSION

Abstract

In the article presented the theoretical estimation of main parameters of the step less power – split “Vario” transmission on the ground speed 0.02–50 km/h of the tractor on the forward movement only. Investigations carried out at the nominal engine speed (RPM) and nominal load. The angular velocity of sun and coronary gears ω_1 and ω_2 of the differential mechanism estimated by solution of the system of equations in which one equation made for planetary differential mechanism, and another – for hydrostatic drive. Made the methodology of the designation of the gear-ratio. Carried out the analysis of the gear-ratio dependencies on the ratio of hydraulic machines capacities. Presented dependencies of the variation of angular velocities of the coronary and the sun gears on the ground speed of the tractor. Presented the dependencies of variation of angular velocity of the coronary and the sun gears of the differential mechanism on the ground speed of the tractor. The angular velocities of the carrier, coronary and sun gears is equal, when tractor speed is approximately 15 km/h. Estimated dependencies of the torque carried by the hydraulic and mechanical drive on the sum shaft angular velocity (tractor ground speed).

Estimated, that the part of the constant nominal engine torque, carried by the mechanical drive, by increasing the ground speed of the tractor, left constant. The part of torque, carried by the hydraulic drive at the same conditions, varies according concave hyperbola. Conceive of the gear ratio curve (hyperbola) changes according to the change of the engine angular speed. The torque transferred by the transmission changes by the hydrostatic drive. The torque carried by the mechanical drive overruns the torque, carried by the hydrostatic drive at the ground speed $V \geq 35$ km/h.

At the beginning of the move at the nominal engine speed, the speed of the coronary gear of the planetary differential mechanism exceeds 300 rad/s, at that time, the speed of the sun gear is approximately stationary. When the tractor is driving 50 km/h, the speed of sun gear is approximately 100 rad/s, at that time, the speed of the coronary gear is approximately 560 rad/s.

Tractor, step less power–split transmission, mechanical and hydraulic drive, gear-ratio, torque, power.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРНОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ РАЗДЕЛЕННОЙ МОЩНОСТИ

Резюме

В статье изложено теоретическое определение основных параметров трансмиссии разделенной мощности в диапазоне скоростей 0,02–50 км/час переднего движения. Исследование проведено при номинальных оборотах и нагрузке двигателя. Условные скорости солнечной ω_1 и коронной ω_2 шестерен определены решая систему уравнений, в которой одно уравнение составлено для планетарного дифференциального механизма, а другое – для гидростатической передачи. Составлена методика определения передаточного числа (ПЧ), проведен анализ зависимости ПЧ от отношения рабочих объемов гидравлических машин. Предложены зависимости изменения угловых скоростей коронной и солнечной шестерен дифференциального механизма от скорости движения трактора. Установлено, что угловые скорости водила, коронной и солнечной шестерен, при скорости движения трактора $V \approx 15$ км/час становятся одинаковыми.

Установлены зависимости крутящих моментов, передаваемых гидравлическим и механическим контурами, от угловой скорости суммирующего вала (скорости движения трактора).

Установлено, что механическим контуром передаваемая часть постоянного крутящего момента двигателя, при увеличении скорости трактора остается постоянной. Гидростатическим контуром передаваемая часть крутящего момента изменяется по вогнутой гиперболе. Степень вогнутости кривой передаточного числа (гиперболы) меняется при изменении угловой скорости коленчатого вала двигателя. Передаточное число трансмиссии меняется при помощи гидростатической передачи. В трансмиссии разделенной мощности крутящий момент, передаваемый механическим контуром превышает момент передаваемый гидравлическим контуром при скорости трактора $V \geq 35$ км/час. При трогании трактора с места на номинальных оборотах, обороты коронной шестерни планетарного дифференциального механизма превышает 300 рад/с, в то время солнечная шестерня неподвижна. При движении трактора со скоростью 50 км/час солнечная шестерня вращается со скоростью ≈ 560 рад/с, а коронная – ≈ 100 рад/с.

Трактор, трансмиссия разделенной мощности, гидравлический и механический контур, передаточное число, крутящий момент, мощность.