

TRANSMISIJOS SU HIDROSTATINE PAVARA TEORINIAI TYRIMAI

THEORETICAL RESEARCH OF GEAR WITH HYDRAULIC SYSTEM

¹⁾Antanas Lapinskas, ²⁾Aleksandras Kirka, ³⁾Valentina Lapinskienė

¹⁾Lietuvos žemės ūkio universitetas, Akademija, LT – 5236 Kauno r. ²⁾ISC Hi Steel
¹⁾antanas.lapinskas@lzuu.lt; ²⁾aleksandras.kirka@lzuu.lt; ³⁾valentina.samuseva@gmail.com

Gauta 2010-05-20, pateikta spaudai 2010-09-06

Darbe nagrinėjamas vienas mobilios ratinės transporto priemonės, eksploatuojamos esant blogam pravažumui, ratų buksavimo sumažinimo uždavinys. Tam tikslui transmisijoje panaudota hidrostatinė pavara, dalį variklio sukurto sukimo momento perduodanti pagalbiniam ratams per pagrindinio varančiojo tilto diferencialą. Pasinaudojant sudarytu transmisijos matematiniu modeliu, iširtos jos pagrindinės savybės ir nustatytos hidrostatinės pavaros pagrindinių parametru vertės, kurioms esant sukimo momentas transporto priemonės ratams paskirstomas geriausiai.

Transmisija, hidrostatinė pavara, buksavimas.

Įvadas

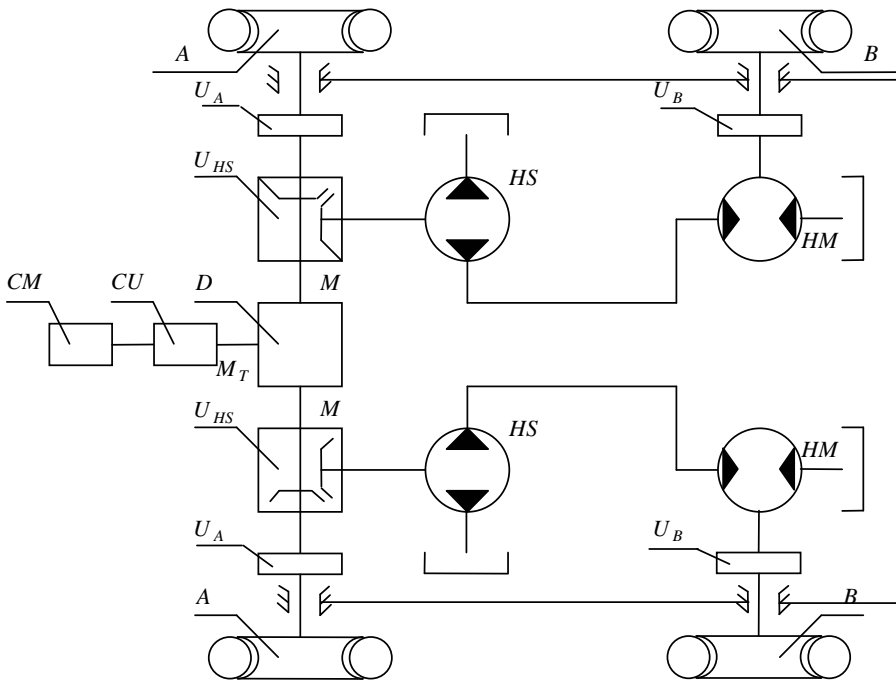
Kai kurie mobilūs technologiniai įrenginiai, pvz., žemės ūkio, miško darbų, gelbėjimo darbų, naudojami pasunkintomis važiavimo sąlygomis, sąlygojamomis minkštu gruntu, įvairiomis sąnašomis ir pan. Dėl šių priežasčių galimi įvairūs neigiami reiškiniai: traukos jėgos sumažėjimas, buksavimas, degalų sąnaudų padidėjimas, dirvos ar biologinės paklotės ardyimas ir pan. Žinomi įvairūs mobilių įrenginių judėjimo sunkiomis sąlygomis technologiniai sprendimai [1-4]. Šiam tikslui pasiekti efektyvios priemonės, didinančios varančiųjų ratų atraminį paviršių: pradedant slėgio sumažinimu varančiųjų ratų padangose [4], baigiant įvairių tipų vikšrinėmis važiuoklėmis [5;6]. Ratų atraminio paviršiaus didinimas turi trūkumus, bloginančius kitus svarbius transporto priemonių parametrus, todėl aktualūs tyrimai, skirti ratinių transporto priemonių pravažumo gerinimui.

Ratinių mobilių įrenginių pravažumas efektyviai gali būti padidintas naudojant tam tikslui skirtas transmisijas [7;8]. Transmisijos efektyvumas gali būti įvertinamas rodikliu, išreiškiančiu visų transporto priemonės ratų vienodą trauką. Kuriant tokias transmisijas perspektyvu jose panaudoti hidrotūrines pavaras.

Darbo tikslas - iširti transmisijos su hidrotūrine pavara savybes.

Tyrimų objektas ir metodika

Nagrinėjamos transmisijos schema parodyta 1 pav. Pateiktoje schemoje pažymėta: *CM* – centrinis motoras (general motor), *CU* – centrinė pavara (general drive), *D* – diferencialas (differential), M_T, M – atitinkamai sukimo momentas diferencialo įėjime ir jo išėjimuose (torque of the differential's input and output correspondingly), *A, B* – atitinkamai, varantieji ir pagalbiniai ratai (driving and auxiliary wheels correspondingly), U_A, U_B, U_{HS} – reduktoriai (reducers), *HS* – hidraulinis siurblys (hydropump), *HM* – hidraulinis variklis (hydromotor).



1 pav. Nagrinėjamos transmisijos schema

Fig. 1. Scheme of the transmission

Transmisija sukimo momentą, sukurtą variklio *CM* ir redukuotą centriniu reduktoriumi *CU* iki reikšmės M_T , lygiomis dalimis $M_1 = M_2 = \frac{M_T}{2} = M$ paskirsto diferencialo *D* pusašėms 1 ir 2. Toliau sukimo momentas M paskirstomas dviem kryptimis:

- per reduktorių U_A varančiajam ratui *A*,
- per reduktorių U_{HS} , siurblių *HS*, hidraulinį variklį *HM* ir reduktorių U_B pagalbiniam ratui *B*

Tolesniame nagrinėjime priimame, kad pasipriešinimo transporto priemonės judėjimui jėgų dalis F_* , tenkanti nagrinėjamam ratui * neviršija jo sukibimo su atraminiu paviršiumi jėgos F_{S*} . Taip pat priimame, kad rato * traukos jėga $F_{tr*} = F_*$, išreiškiama šį ratą * veikiančiu sukimo momentu M_* ir lygi jėgai F_{p*} , pasipriešinančiai šio rato * ašies slenkamajam judesiui.

$$F_{tr*} = \frac{M_*}{R_*} = F_* = F_{p*}, \quad (1)$$

čia: R_* – rato * spindulys, [m].

Ratą * veikiant sukimo momentui M_* ir esant pasipriešinimui jo ašies slenkamajam judėjimui, jo kontakte su atraminiu paviršiumi vyksta šio kontakto deformacijos procesai, išoriškai pasireiškiantys rato buksavimu [1].

$$b = \frac{2\pi R_* n_* - v}{2\pi R_* n_*}, \quad (2)$$

čia: R_* - rato * spindulys, [m];

n_* - rato * sukimosi dažnis, $\left[\frac{1}{s} \right]$;

v - rato * ašies linijinis greitis, $\left[\frac{m}{s} \right]$.

Empyriškai nustatyta [3;4;8], kad rato traukos jėgai F_* neviršijant jo sukibimo su atraminiu paviršiumi jėgos F_{S*} , jo buksavimo koeficientas gali būti reiškiamas tiesine priklausomybe.

$$b = \frac{1}{k_*} F_*, \quad F_* \leq F_{S*}, \quad (3)$$

čia: k_* – rato * kontakto su atraminiu paviršiumi standumas, [N], toliau vadinamas „kelio standumas“.

Pasinaudodami (1) – (3) išreiškiame varančiojo rato A sukimosi dažnį

$$n_A = \frac{v}{2\pi R_A \left(1 - \frac{1}{k_A} (F_{PA} - F_B) \right)}, \quad (4)$$

Toliau nagrinėjame sukimo momento, skirto pagalbiniam ratui B , perdavimo procesus.

Išreiškiame alyvos srautą siurblio HS išėjime

$$\begin{cases} q_{HS} = n_{HS} V_{HS} \left(1 - \frac{k_{HS}}{100} \right) \\ n_{HS} = \frac{n_A U_{HS}}{U_A} \end{cases}, \quad (5)$$

čia: V_{HS} – siurblio HS ciklinis tūris, m^3 ;

k_{HS} – alyvos nuostolių siurblyje HS koeficientas, %;

U_{HS} , U_A – atitinkamai reduktorių U_{HS} ir U_A sukimosi dažnių perdavimas;

- alyvos srautas hidraulinio variklio HM įėjime,

$$\begin{cases} q_{HS} = n_{HM} V_{HM} \left(1 + \frac{k_{HM}}{100} \right) \\ n_{HM} = \frac{n_B}{U_B} \\ n_B = \frac{v}{2\pi R_B \left(1 - \frac{1}{k_B} \frac{M_B}{R_B} \right)} \\ M_B = \frac{p V_{HM}}{U_B} \end{cases}, \quad (6)$$

čia: V_{HM} – hidraulinio variklio HM ciklinis tūris, m^3 ;

k_{HM} – alyvos nuostolių hidrauliniame variklyje HM koeficientas, %;

U_B – reduktoriaus U_B sukimosi dažnio perdavimas;

R_B – rato B spindulys, m.

Tolesniame nagrinėjime priimame, kad alyvos nuostolių koeficientai k_{HS} ir k_{HM} (k_*) tiesiškai priklauso nuo alyvos slėgio p

$$k_* = k_{*0} \frac{p}{p_0}, \quad (7)$$

čia: k_{*0} – nuostolių koeficiento vardinė vertė;

p_0 – alyvos slėgio vardinė vertė, Pa.

Alyvos slėgis p yra laiko t funkcija, išreiškiama diferencialine lygtimi

$$\dot{p} = C(q_{HS} - q_{HM}), \quad (8)$$

čia: C – hidraulinės pavaros HS , HM tūrių stangrumo koeficientas, $\frac{Pa}{m^3}$.

Esant nusistovėjusiam režimui $\dot{p} = 0$. Dėl nusistovėjusio režimo į (8) įstatę (5) ir (6) bei (4) po sutvarkymo gauname nagrinėjamo transmisijos pusiausvyros lygtį

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{1 - \frac{k_{HS}}{100} \cdot \frac{p}{p_0}}{1 - \frac{1}{k} (F_{pA} - F_B)} - \frac{1 + \frac{k_{HM}}{100} \cdot \frac{p}{p_0}}{1 - \frac{1}{k} F_B} = 0 \\ m = \frac{U_{HS} V_{HS}}{V_{HM}} \cdot \frac{U_B R_B}{U_A R_A} \\ F_B = \frac{p V_{HM}}{U_B R_B} = \frac{p}{p_0} \cdot p_0 \frac{V_{HM}}{V_B R_B} = \frac{p}{p_0} F_{B_0}. \end{array} \right. \quad (9)$$

Kaip buvo pastebėta anksčiau, pagrindinė nagrinėjamos transmisijos paskirtis yra varančiojo rato A ir pagalbinio rato B įrašų išlyginimas. Transmisiją laikysime idealia, jei rato A ir rato B įrašos yra vienodos, t. y.

$$F_A = F_B = \frac{1}{2} F_p. \quad (10)$$

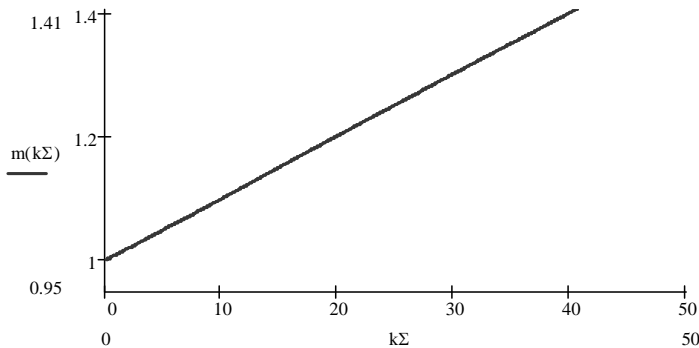
Idealios transmisijos sąlyga gali būti realizuota keičiant suderinimo koeficientą

$$m = \frac{U_{HS} V_{HS}}{V_{HM}} \cdot \frac{U_B R_B}{U_A R_A}. \quad (11)$$

Priklausomai nuo hidraulinių mašinų HS ir HM tūrinių nuostolių k_{HS} ir k_{HM} , nustatoma lygtimi

$$m_0 = \frac{100p_0 - k_{HS_0} \cdot p}{100p_0 + k_{HM_0} \cdot p}. \quad (12)$$

koeficiento m reikšmės m_0 priklausomybė nuo $k_{\Sigma} = k_{HS_0} + k_{HM_0}$ parodyta 2 pav.



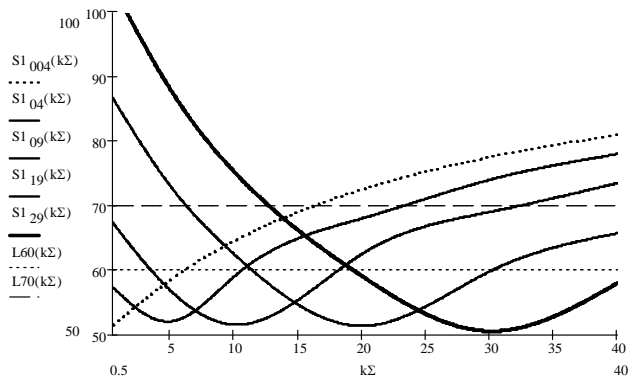
2 pav. Koeficiento m_0 priklausomybė nuo k_{Σ}

Fig. 2. Dependence of the coefficient m_0 on k_{Σ}

Nagrinėjama transmisiją vertinant jos technologiškumo atžvilgiu, svarbu nustatyti, kaip kinta maksimalios ratų A arba B įrašos tarpusavyje nepriklausomai kintant siurblio HS ir hidraulinio variklio tūrinių nuostolių koeficientams k_{HS} ir k_{HM} . Tuo tikslu variaciniu skaičiavimu formulėje (9) varijuojant m, k_{HS_0}, k_{HM_0} , apskaičiuotos maksimalios rato A arba B įrašos

$$S = \max \left(\frac{F_P - F_B}{F_P} \cdot 100\%, \frac{F_B}{F_P} \cdot 100\% \right). \quad (13)$$

Apibendrinti dėl įvairių suderinimo koeficiento m reikšmių ratų maksimalių įrašų reikšmės parodytos 3 pav. 3 pav. suderinimo koeficientų reikšmės m pažymėtos skaičiais, esančiais po simbolio „s“.



3 pav. Ratų maksimalių įrašų priklausomybės nuo k_{Σ}

Fig. 3. Dependence of the wheels maximum tension on k_{Σ}

Tyrimo rezultatų apibendrinimas ir išvados

1. Apskaičiuotos ir 3 pav. apibendrintos ratų maksimalių įrašų S_* priklausomybės nuo hidraulinių mašinų suminių tūrinių nuostolių k_{Σ} leidžia padaryti išvadą, kad šios įrašos panaudojant transmisiją su hidrostataine pavara praktiškai gali būti sumažintos iki reikšmių, neviršijančių 60 – 70% pasipriešinimo transporto priemonės judėjimui vertės. 3 pav. 60% ir 70% įrašų verčių grafikai pavaizduoti atitinkamai linijomis $L60$ ir $L70$.
2. Norint pasiekti ratų įrašų sumažinimą iki vertės, artimos 50% pasipriešinimo jėgos, reikalinga, keičiant transmisijos elementų (žr. 1 pav.) U_A, U_B, U_{HS}, HS, HM parametrus, pasiekti suderinimo parametro m (9) vertę, priklausančią intervalui 1,1 – 1,2.

Literatūra

1. Janulevičius, A., Giedra, K. Traktoriaus su priekaba varančiųjų ratų buksavimas ražienoje ir kultivuotame lauke // Transportas // V. Technika, T 24 (1), 2008, p. 14-24.
2. Janulevičius, A., Giedra, K. Traktoriaus balansavimas lauko darbams // Mechanika // K. Technologijos, T 73 (5), 2008, p. 11-17.
3. Giedra, K., Janulevičius, A. Traktoriaus traukos ir svorio jėgos bei ratų buksavimo sąveika // Žemės ūkio inžinerija. Mokslo darbai // 2004, 36 (4), Kaunas – Raudondvaris, p. 108-123.
4. Janulevičius, A., Giedra, K. Vertikalios apkrovos ir oro slėgio padangose įtakos rato sukibimui su dirva tyrimai // Žemės ūkio inžinerija. Mokslo darbai // 2008, 40 (1), Kaunas – Raudondvaris, p. 42-45.
5. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. Москва, Машиностроение, 1981. 271 с.

6. <http://www.ivabalte.lt/technika/traktoriai>. Peržiūrėta 2010.02.03.
7. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. Москва, Машиностроение, 1989. 237 с.
8. Гуськов, В.В. и др. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. Москва, Машиностроение, 1986. 384 с.

Antanas Lapinskas, Aleksandras Kirka, Valentina Lapinskiene

THEORETICAL RESEARCH OF GEAR WITH HYDRAULIC SYSTEM

Abstract

In the work a task of driving wheels' towing reduction of a mobile vehicle, which is exploited in bad passing conditions, is investigated. For that purpose is used a transmission, when an engine-developed torque is transmitted to all driving vehicle's wheels via the mean driving bridge's differentials. For the auxiliary driving wheels' transmission is used a hydrostatic system, made of constant operating volume hydraulic machines'. In the work is given a mathematical model of a hydraulic transmission's of a mobile vehicle, being under analysis, basic properties of such a transmission have been investigated, constructional parameters' values, in which torque's distribution is realized so that the towing of driving wheels' is minimum, have been detected. Also a hydraulic transmission's power losses' and influence of the properties' of some supporting surfaces' to kinematical indexes of compatibility have been analyzed.

Transmission, hydrostatic gearbox, slippage.

Антанас Лапинскас, Александрас Кирка, Валентина Лапинскене

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ С ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Резюме

Рассматривается задача повышения проходимости транспортного средства с использованием трансмиссии с гидростатической передачей, часть крутящего момента передающего вспомогательным колесам. С использованием составленной математической модели трансмиссии исследованы основные её свойства. Основным критерием качества трансмиссии принят коэффициент равномерного распределения крутящего момента между всеми колесами транспортного средства. Определены параметры исследуемой трансмиссии, достигающей наилучший показатель этого критерия.

Трансмиссия, гидростатическая передача, буксирование.