

УДК 621.869

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.99

ЕНЕРГОВИТРАТИ РУХУ ТА ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ РОБОТИ ГСТ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З НЕКЕРОВАНИМИ КОЛЕСАМИ

Разарьонов Л. В.¹, Ковалевський С. Г., Ярижко О. В.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянута проблема розрахунку теплового режиму гідрооб'ємних передач тягового привода малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту.

Ключові слова: малогабаритний навантажувач, тепловий режим, поворот.

Вступ

Малогабаритні ковшові колісні навантажувачі з бортовою системою повороту обладнані двома незалежними регульованими гідрооб'ємними передачами в тяговому приводі. Ефективність використання такого типу машин залежить від тягово-швидкісних режимів їх руху, стійкості та теплового стану гідропередач. У загальному циклі роботи навантажувачів визначальними є розгон-гальмівні режими руху і поворотні операції, що здійснюються як «одразу» за умов постійного або змінного радіуса повороту, так і під час розвертання на місці противовімкненням бортових гідропередач.

На відміну від інших колісних машин (автомобілів, тракторів, тягачів) навантажувачі з бортовою системою повороту мають декілька принципових особливостей: по-перше, через різну вагу переміщуваних вантажів і змінного положення ковша в просторі вони мають змінні координати центра мас; по-друге, у зв'язку з дією інерційних сил у процесах розгону-гальмування і розвороту вони не володіють симетричністю навантаження бортів і ходових коліс; по-третє, розміри області контактування з опорною поверхнею найбільш навантажених ходових коліс можна порівняти з поздовжньою координатою центра мас навантажувача з максимальним вантажем в ковші або без нього.

Аналіз публікацій

Тепловий режим гідрооб'ємних передач тягового привода залежить не тільки від енерговитрат на пересування машини, але й від досконалості їх системи охолодження. Дослідженням теми теплового режиму гідропроводів будівельних і дорожніх машин займалися Л. В. Назаров [1], С. В. Каверзін [2], В. Ю. Мануйлов, Г. С. Мірзоян [3], І. О. Перевозник [4] та ін. Отримані ними результати лягли в основу розрахунку темпе-

ратури масла й основних параметрів теплообмінної системи гідропроводів БДМ. Але ними не враховано низку чинників, властивих регіонам із жарким кліматом і підвищеною сонячною радіацією, – акумулювання гідробаком сонячної енергії, вплив теплового потоку ДВЗ на елементи гідропровода. З цієї причини гідропровід малогабаритних навантажувачів з бортовою системою повороту знаходиться в більш важких умовах теплового навантаження, ніж у інших БДМ, а облік в оцінюванні його теплового режиму, що є вищим, ніж перераховані чинники, стає необхідним.

Мета і постановка завдання

У зв'язку зі сказаним розглянуто рух навантажувача з бортовою системою повороту в процесах розгону-гальмування і під час розворотів та встановлені закономірності, що визначають навантаження гідрооб'ємних передач тягового привода та їх тепловиділення.

Опір повороту навантажувача на твердій опорній поверхні, зокрема противовімкненням бортових гідропередач, запропоновано визначати за модифікованою формулою А. О. Нікітіна. Необхідний для цього найбільший момент опору повороту кожного з бортів машини оцінюється виразом

$$M_{II} = \frac{M_{24}}{1 + 0,15 \frac{\rho + B_{k/2}}{B_k}} + \frac{M_{13}}{1 + 0,15 \left| \frac{\rho - B_{k/2}}{B_k} \right|}, \quad (1)$$

де M_{24} і M_{13} – моменти опору повороту забігального (колеса 2 і 4) і відставального (колеса 1 і 3) бортів машини (рис. 1); B_k – колія машини; ρ – радіус повороту, відлічуваний від миттєвого центра повороту до вертикальної осі, що проходить крізь центр ваги машини.

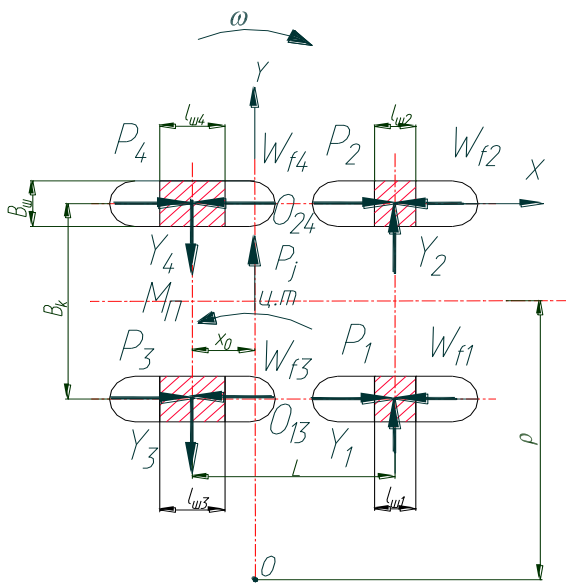


Рис. 1. Розрахункова схема навантажувача з бортовою системою повороту

Якщо машина оснащена шинами циліндричної форми, то під час розвороту на твердому покритті максимальний момент опору повороту кожного з бортів машини оцінюється виразом

$$M_m = 2\varphi P_{uu} \left[\int_{x_0 - \frac{l_{u3}}{2}}^{x_0 + \frac{l_{u3}}{2}} \int_0^{\frac{b_{uu}}{2}} \sqrt{x^2 + y^2} dx dy + \int_{L - x_0 - \frac{l_{u1}}{2}}^{L - x_0 + \frac{l_{u1}}{2}} \int_0^{\frac{b_{uu}}{2}} \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \right], \quad (2)$$

де x, y – координати елементарного прямокутника відбитка шини; φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею; P_{uu} – тиск повітря в шині; b_{uu}, l_{uu} – ширина і довжина відбитка шини на опорній поверхні; x_0 – поздовжня координата центра ваги машини, яка відлічується від осі задніх коліс.

Для циліндричних шин можна прийняти $b_{uu} = \text{const}$, тоді

$$l_{uu} = \frac{R_i}{P_{uu} b_{uu}}, \quad (3)$$

де R_i – вертикальне навантаження на i -е колесо.

Під час розвертання навантажувача найбільш навантаженими є колеса забігального борта. Для них загальне дотичне зусилля на колесах визначається рівністю [5, 6]

$$P_{24} = \frac{M_{II}}{B_k} + \frac{G}{2} f, \quad (4)$$

де G – сила тяжіння навантажувача з вантажем; f – коефіцієнт опору перекочування ходових коліс.

Враховуючи вище зазначене та гідродинамічні втрати в тяговому приводі, можна визначити тиск робочої рідини, що живить тягові гідромотори.

Залежність (1) в поєднанні з модифікованою формулою А. О. Нікітіна дозволяє встановити зведений коефіцієнт опору руху кожного з бортів малогабаритного навантажувача f_{np} . Відповідно до цього встановлено значення тиску робочої рідини в гідролінії живлення гідромоторів на забігальному і відставальному бортах навантажувача під час повороту машини з радіусом $0 \leq \rho \leq \infty$, зокрема, для забігального як для найбільш навантаженого борта машини:

$$P_n - P_3 = \frac{\pi \cdot r_k (m + m_e) (gf_{np} + j)}{U_M i_{op} \eta_{op} \eta_M} + 0.34 \cdot V + 0.275 \cdot V^2, \quad (5)$$

де P_n і P_3 – тиск робочої рідини в напірній і зливній гідролініях тягового двигуна; r_k – радіус ходових коліс; m і m_e – маса навантажувача і вантажу в його ковші; j – прискорення горизонтального переміщення центра мас навантажувача; f_{np} – наведений коефіцієнт опору руху з врахуванням радіуса повороту навантажувача; V – теоретична швидкість руху забігального борта машини; U_M – робочий об'єм гідромотора; η_{op} і η_M – механічні ККД бортового редуктора і гідромотора.

Перепад тисків на тягових гідромоторах $P_n - P_3$ в поєднанні з подачею робочої рідини та відомими нам значеннями коефіцієнтів корисної дії гідропередач дозволяють знайти перетворювальну на тепло потужність і розрахувати встановлену температуру тягового привода:

$$\tau_{yctm} = \frac{\tau_n F_{\delta} + [\varepsilon_{\delta} \tau_{\delta} + (1 - \varepsilon_{\delta}) \tau_n] F_p}{F_{\delta} + F_p} + \frac{N_{cp}}{C_{zn} \sum F_i} \quad (6)$$

В останній рівності: τ_n, τ_{δ} – температура атмосферного повітря і повітря, що потрапляє до системи охолодження теплообмінника з поверхонь дизеля; ε_{δ} – частка об'єму повітря, що знімається з поверхонь дизеля ($0 \leq \varepsilon_{\delta} \leq 1,0$); F_{δ}, F_p – площі охолоджуваних поверхонь гідроємностей і радіатора; N_{cp} – середня потужність за робочий цикл тягового привода, що перетворюються в тепло; C_{zn} – середньозважений коефіцієнт тепловіддачі гідропривода з урахуванням примусового омивання повітрям поверхонь теплообмінника.

Працездатність і продуктивність навантажувачів з гідрооб'ємними передачами в тяговому приводі залежать від теплового стану останнього. Для забезпечення нормальної експлуатації цих машин у кліматичних зонах із жарким літом і холодним осінньо-зимовим періодом система теплообміну гідроприводу має бути досконалою.

У навантажувачів розглянутого типу гідрообладнання тягового привода розміщені в обмеженому просторі, тому вони мають досить малі радіуси викривлення гідроліній, а отже, й великі гідродинамічні опори. Останні помітно підвищуються зі збільшенням швидкості руху машини. Виробництво вантажних робіт на великих дистанціях переміщень навантажувача дозволяє здійснювати транспортні операції на підвищених швидкостях, тому втрати потужності в тяговому приводі, що перетворюються на тепло, зростають зі збільшенням навантажувачем відстані S :

$$Nq = N_{дв}(0.046 + 0.0064S), \text{ кВт}, \quad (7)$$

де $N_{дв}$ – потужність двигуна.

У цьому випадку тривалість робочого циклу навантажувача ПМТС-1200 з двома розворотами на 180° на місці виражається залежністю

$$t_{ц} = 18 + 0,54S, \text{ с.} \quad (8)$$

Таким чином, ефективність застосування навантажувачів типу ПМТС-1200 з ростом

дальності переміщення вантажу знижується не тільки за рахунок збільшення часу циклу і зниження продуктивності, але і за рахунок більш інтенсивного нагрівання робочої рідини гідроприводу та необхідності в технологічних зупинках машини.

Висновки

Проведені дослідження дозволили запланувати заходи з підвищення експлуатаційних показників малогабаритних навантажувачів з бортовою системою повороту.

Оскільки більшість теплообмінників з примусовою подачею повітря, що охолоджує, розташовують в моторному відсіку навантажувача, необхідно приділяти увагу повітрязабірним елементам системи охолодження гідроприводу, уникнувши потрапляння до неї повітря, що омиває двигун. Останнє має особливо важливе значення для машин, які мають дизель з повітряним охолодженням.

Література

1. Назаров Л. В., Шевченко В. А., Аль-Ахрас Маджед. Тепловой режим гидростатического тягового привода мобильных машин, работающих в условиях жаркого климата. Автомобильный транспорт: сб. научных трудов. Харьков: ХНАДУ. 2004. Вып.14. С. 94–97.
2. Каверзин С. В. Гидропривод строительных и дорожных машин. Красноярск, 1975. 126 с.
3. Манулов В. Ю., Мизоян Г. С. Теплообмен в объемных гидроприводах мелиоративных машин. Обзорная информация. Москва: ЦНИИ-ТЭстроймаш, 1978. 53 с.
4. Перевозник И. А. Формирование сопротивления на ковше малогабаритного погрузчика с гидрообъемными передачами (ГСТ) в тяговом приводе. Приніпровський національний вісник. 1998. № 108(175). С. 96–100.
5. Назаров Л. В., Кириченко И.Г., Перевозник И. А., Разарёнов Л. В. Результаты исследования погрузчиков с бортовым поворотом. Строительные и дорожные машины. 2000. №10. С. 32–35.
6. Назаров Л. В., Разарёнов Л. В. Нагружение тяговых гидрообъемных передач при развороте малогабаритного ковшового погрузчика. Підвищення ефективності перевантажувальних, будівельних і колійних робіт на транспорті: зб. наук. пр. Харків: УДАЗТ, 2002. Вип. 50. С 69-71.
7. Погрузчики строительные однокорпусные фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний: ГОСТ 16391-80. - Взамен ГОСТ 16391-70; действителен с 20.11.1980. М.: Изд-во стандартов, 1980.

References

1. Nazarov L. V., Shevchenko V.A., Al'-Ahras M. dzhed. Teplovoj režim gidrostaticheskogo tja-govogo privoda mobil'nyh mashin, robotajuschih v uslovijah zharkogo klimata. Avtomobil'nyj transport: Sb. nauchnyh trudov. Har'kov: HNA-DU, 2004. Vyp.14. S. 94–97.
2. Kaverzin S. V. Hidroprivod stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Krasnojarsk, 1975. 126 s.
3. Manulov V. Ju., Mizojan G. S. Teploobmen v ob'emnyh gidroprivodah meliorativnyh mashin. Obzornaja informatsija. M.: TsNIIT Estrojmash, 1978. 53 s.
4. Perevoznik I. A. Formirovanie soprotivlenij na kovshe malogabaritnogo pogruzchika s gidroob'emnymi peredachami (GST) v tja-govom privode: priniprovs'kij natsional'nyj visnik. 1998. № 108(175). S. 96–100.
5. Nazarov L. V., Kirichenko I.G., Perevoznik I. A., Razarjonov L. V. Rezul'taty issledovanija pogruzchikov s bortovym povоротом // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2000. № 10. S. 32–35.
6. Nazarov L. V., Razarjonov L. V. Nagruzhenie tja-govyh gidroob'emnyh peredach pri razvorote malogabaritno-go kovshovogo pogruzchika / L.V. Nazarov, L.V. Razarjonov // Pidvischennja efekтивности perevantazhuval'nih, budivel'nih i kolijnih robit na transporti: zb. nauk. pr. H.: UDAZT. 2002. Vip. 50. S 69–71.
7. Pogruzchiki stroitel'nye odnokovshovye frontal'nye kolesnye. Pravila priemki i metody ispytanj: GOST 16391-80. – Vzamen GOST 16391-70; dejstvitelen s 20.11.1980. M.: Izd-vo standartov, 1980.

Разарьонов Леонід Володимирович¹, к.т.н., доцент, +380(67) 598-76-54,

E-mail Lrazarenof@gmail.com,
orcid.org/0000-0002-7597-2053,

Ковалевський Сергій Германович, к.т.н., доцент, +380(97) 240-71-80,

E-mail kov1.serg@gmail.com,
 ORCID ID: 0000-0002-6299-2223,

Яришко Олександр Володимирович, к.т.н., доцент, +380(97) 655-08-60.

E-mail: yaryzko@gmail.com
 ORCID ID: 0000-0001-6398-8472,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Movement energy consumption and thermal mode of GTS operation of a small loader with non-controlled wheels

Abstract. Transmission of small wheeled loaders with onboard rotary system has two independent adjustable hydraulic volume transmissions. The efficiency of this type of transmission is determined by the thermal state of its components. The thermal mode of the hydro-volumetric gears of the drive depends not only on the energy consumption for the vehicle movement, but also on the design of the cooling system. The article deals with the movement of the loader with the

onboard system of rotation in the most loaded modes of operation: acceleration, deceleration and at turning. The regularities that determine the load of the hydro-volumetric gears of the traction drive and their heat emission are established. The maximum moment of resistance of rotation of the right and left sides of the car, including that for the cylindrical tires, the tangential force on the wheels of the most loaded running board and the coefficient of resistance to the rotation of each of the sides with allowance for hydrodynamic losses and pressure whose fluid is in the drive of traction motors have been determined. The dependence of the pressure in the running and trailing sides depending on the radius of rotation of the machine was obtained, the magnitude of the power was found, which is converted into thermal energy and the oil temperature in the traction drive. As a result of the conducted researches the dependence of thermal power losses in the transmission of the loader on the distance of cargo transportation is proposed and rational modes of operation of the vehicle are determined.

Keywords: small loader, thermal mode, rotation.

Razarenov Leonid¹, Associate Professor, Candidate of Technical Science, tel. +380(67) 598-76-54,
 E-mail Lrazarenof@gmail.com,

Kovalevckij Sergij, Associate Professor, Candidate of Technical Science, tel. +380(97) 240-71-80,
 E-mail kov1.serg@gmail.com,

Yaryzko Alexander, Associate Professor, Candidate of Technical Science, tel. +380(97) 655-08-60.,
 E-mail: yaryzko@gmail.com

Kharkiv National Automobile and Highway University, st. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkov, 61002.

Энергозатраты движения и тепловой режим работы ГСТ малогабаритного погрузчика с неуправляемыми колесами

Аннотация. Трансмиссия малогабаритных колесных погрузчиков с бортовой системой поворота имеет две независимые регулируемые гидрообъемные передачи. Эффективность использования такого типа трансмиссий определяется тепловым состоянием ее узлов. Тепловой режим гидрообъемных передач тягового привода зависит не только от энергозатрат на передвижение машины, но и от конструкции системы охлаждения. В статье рассмотрено движение погрузчика с бортовой системой поворота в наиболее нагруженных с точки зрения тепловой нагруженности режимах работы: разгона, торможения и при повороте. Установлены закономерности, определяющие нагруженность гидрообъемных передач тягового привода и их тепловыделение. Определены максимальный момент сопротивления повороту правого и левого бортов машины, в том числе для шин цилиндрической формы, касательное усилие на колесах наиболее нагруженного забегающего борта и приведенный коэффициент сопротивления повороту каждого

из бортов с учетом гидродинамических потерь и давления рабочей жидкости в приводе тяговых гидромоторов. Получена зависимость давления в забегающем и отстающем бортах в зависимости от радиуса поворота машины, найдены величина мощности, которая преобразуется в тепловую энергию, и температура масла в тяговом приводе. В результате проведенных исследований предложена зависимость тепловых потерь мощности в трансмиссии погрузчика от дальности транспортировки груза и определены рациональные режимы работы машины.

Ключевые слова: движение частицы грунта, рабочие органы динамического действия.

Разарёнов Леонид Владимирович¹, к.т.н., доцент, +380(67) 598-76-54, Lrazarenof@gmail.com,
Ковалевский Сергей Германович, к.т.н., доцент, +380(97) 240-71-80, kovl.serg@gmail.com,
Ярижко Александр Владимирович, к.т.н., доцент, +380(97) 655-08-60, yaryzko@gmail.com.
1 Харьковський національний автомобільно-дорожній університет.
