ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.113

DOI 10.23968/1999-5571-2017-14-3-184-188

© А. А. Бердников, канд. техн. наук, доцент
(Пермский военный институт войск национальной
гвардии Российской Федерации)
E-mail: aa-berdnikov@mail.ru

© A. A. Berdnikov, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
(Perm Military Institute of National Guard Troops
of the Russian Federation)
E-mail: aa-berdnikov@mail.ru

СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ВЕЛИЧИНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ

POWER TRANSMISSION OF A VEHICLE WITH AN ADJUSTABLE VALUE OF THE KINEMATIC ERROR

Рассмотрена конструкция силовой передачи транспортного средства специального назначения с регулируемой величиной кинематического рассогласования между двумя разнотипными движителями. Приведено математическое описание гидрообъемной передачи, колесного и гусеничного движителей для их совместной работы на транспортном средстве специального назначения с возможностью регулирования величины рассогласования при помощи гидрообъемной передачи. На основании расчетных исследований приведены зависимости величины кинематического рассогласования от сопротивления движению, момента гидромотора и разности моментов на ведущих элементах колесного и гусеничного движителей.

Ключевые слова: трансмиссия, величина рассогласования, колесный, гусеничный, движитель, циркуляция мощности.

The design of the power transmission of a special-purpose vehicle with an adjustable magnitude of the kinematic non-coincidence between two different propellers is considered. A mathematical description of the hydrostatic transmission, as well as of wheeled and caterpillar propellers, is presented for their joint operation on a special-purpose vehicle with the possibility of adjusting the magnitude of the misalignment by means of hydrostatic transmission. Based on the calculation studies, the dependences of the magnitude of the kinematic error on the resistance to motion, the torque of the hydraulic motor, and the difference in moments on the driving elements of the wheeled and tracked propellers are shown.

Keywords: transmission, magnitude of deviation, wheeled, crawler, thruster, power circulation.

Тенденции повышения требований к транспортным средствам специального назначения (ТССН) обуславливают необходимость дальнейшего совершенствования конструкции силовых передач с целью обеспечения оптимального распределения мощности между движителями ТССН. Особое внимание заслуживает совместная работа на ТССН двух разнотипных движителей, например колесного и гусеничного, так как их работа в жесткой кинематической связи сопровождается циркуляцией мощности. Это нежелательное явление возникает из-за того, что характер

работы гусеничного движителя значительно отличается от работы эластичного колеса. Циркуляция мощности в силовой передаче будет тем больше, чем тверже опорная поверхность. В этом случае из-за своих характеристик более эластичный движитель подвержен большему износу, а менее эластичный — большему нагружению.

Для рассмотрения совместной работы разнотипных движителей на ТССН с возможностью исключения циркуляции мощности в силовой передаче необходимо рассмотреть математическое описание совместной работы эластичного

в тангенциальном направлении колеса и жесткого гусеничного движителя.

Модель качения эластичного колеса по восприятию продольных нагрузок достаточно хорошо описана в работе [5]:

$$\dot{x} + \dot{x}_п - k_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_к = 0, \quad (1)$$

где $\dot{x}$ — скорость движения колеса, м/с; $\dot{x}_п$ — скорость продольного проскальзывания находящихся в соприкосновении с опорной поверхностью элементов шины, м/с; $k_{сж}$ — коэффициент сжатия набегающих волокон, учитывающий относительное сжатие от вертикальных и продольных нагрузок и проскальзывание пятна контакта по опорной поверхности; r_0 — свободный радиус колеса, м; $\dot{\phi}_к$ — угловая скорость колеса, с⁻¹.

В подобной математической записи автором [2] приводится модель гусеничного движителя:

$$\dot{x}_{в.к} + \dot{x}_{п.г} - s_{ск} \cdot r_{в.к} \cdot \dot{\phi}_{в.к} = 0, \quad (2)$$

где $\dot{x}_{в.к}$ — скорость ведущего колеса, равная относительной скорости гусеничного обвода, м/с; $x_{п.г}$ — перемещение опорной ветви гусеницы, м; $s_{ск}$ — коэффициент скольжения; $r_{в.к}$ — приведенный радиус ведущего колеса, м; $\dot{\phi}_{в.к}$ — угловая скорость ведущего колеса, с⁻¹.

Для расчета применения на ТССН разнотипных движителей, находящихся в кинематической связи и исключающих возникновение циркуляции мощности в силовой передаче, в уравнения (1) и (2) необходимо ввести величину кинематического рассогласования (ВКР).

Так как оба движителя находятся в кинематической связи с корпусом ТССН, то их скорости равны. Из этих рассуждений следует [2]:

$$V_{0э.д}(1 - \delta_{э.д}) = V_{0ж.д}(1 - \delta_{ж.д});$$

$$\frac{V_{0э.д}}{V_{0ж.д}} = \frac{1 - \delta_{э.д}}{1 - \delta_{ж.д}} = i_p, \quad (3)$$

где $V_{0э.д}$, $V_{0ж.д}$ — линейные скорости, соответственно, эластичного и жесткого движителей при движении без проскальзывания, м/с; $\delta_{э.д}$, $\delta_{ж.д}$ — коэффициенты скольжения, соответственно, эластичного и жесткого движителей; i_p — величина кинематического рассогласования.

С учетом ВКР i_p уравнения связей колесного (1) и гусеничного (2) движителей примут вид:

$$i_p \cdot \dot{x} + \dot{x}_п - k_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_к = 0; \quad (4)$$

$$i_p \cdot \dot{x}_{в.к} + \dot{x}_{п.г} - s_{ск} \cdot r_{в.к} \cdot \dot{\phi}_{в.к} = 0. \quad (5)$$

Таким образом, формулы (4) и (5) описывают модель совместной работы колесного и гусеничного движителей на ТССН, а формула (3) — ВКР, которую необходимо регулировать в силовой передаче в зависимости от условий движения ТССН.

Силовая передача [7], в которой может быть реализовано регулирование ВКР, представлена на рис. 1.

Движение ТССН в условиях равномерного распределения крутящего момента на валы приводов колесного 1, 9 и гусеничного 10 движителей сопровождается передачей сигналов от датчиков 11, 13 и 15 на электронное согласующее устройство 7, равных по величине. В этом случае электронное согласующее устройство, управляя работой гидромотора 6, обеспечивает ВКР, равную 1.

Таким образом, крутящий момент от двигателя 2 на ведущие мосты 1 и 9 колесного движителя передается посредством механической связи через коробку передач 3, раздаточную коробку 5, симметричный дифференциал 14. На гусеничный движитель 10 передача крутящего момента осуществляется гидрообъемной передачей (ГОП). Гидронасос ГОП 4, получая крутящий момент от выходного вала коробки передач, создает в нагнетающей магистрали ГОП давление жидкости, которое приводит в действие гидромотор 6, от которого крутящий момент передается на гусеничный движитель 10.

При движении в условиях неравномерного распределения нагрузки на разнотипные движители, например, возросла нагрузка на гусеничный движитель, вал привода 8 гусеничного движителя будет нагружен больше, чем валы 1 и 9. Соответственно, изменятся по величине и сигналы от датчиков 11, 13 и 15 на электронное согласующее устройство, которое подаст соответствующее управляющее воздействие на гидромотор 6, уменьшая крутящий момент, реализуемый гусеничным движителем, а значит, уменьшая нагрузку на вал привода гусеничного движителя. При этом крутящий момент, реализуемый колесным движителем, начнет увеличиваться, нагружая валы привода колесного движителя, до тех пор пока нагрузка на все приводные валы не выровняется, и сигналы от датчиков 11, 13 и 15, подаваемые на электронное согласующее устройство,

Рис. 1. Силовая передача транспортного средства с регулируемой величиной кинематического рассогласования: 1, 9 — ведущие мосты колесного движителя; 2 — двигатель; 3 — коробка передач; 4 — насос; 5 — раздаточная коробка; 6 — гидромотор; 7 — электронное согласующее устройство; 8 — выходной вал гусеничного движителя; 10 — гусеничный движитель; 11, 13, 15 — датчики крутящего момента; 12, 16 — выходные валы колесного движителя; 14 — дифференциал раздаточной коробки

не станут равными. В результате этого происходит автоматическое регулирование ВКР, что приводит к равномерному нагружению приводных валов, обеспечивая равномерное распределение продольно-толкающих усилий, развиваемых разнотипными движителями, повышение ходимости гусеничного движителя, и циркуляция мощности в силовом приводе исключается.

Системой может быть предусмотрено принудительное управление гидромотором 6 в случаях, когда необходимо реализовать подводимую мощность на обладающем меньшим удельным давлением на опорную поверхность гусеничном движителе. Для этого из схемы выключается электронное согласующее устройство 7, и гидромотор 6 обеспечивает увеличение крутящего момента на гусеничном движителе с целью повышения проходимости ТССН.

В предложенном техническом решении регулирование ВКР осуществляется ГОП, крутящие моменты гидронасоса и гидромотора которой могут быть рассчитаны по следующим формулам [1]:

$$M_H = 1000V_0[(p_1 - p_2)X_{п.з}(t) + p_{н.п} \cdot \text{sign } \omega_H]/(2\pi); \quad (6)$$

$$M_M = 1000V_0[p_1 - p_2 - p_{м.п} \cdot \text{sign } \omega_M]/(2\pi), \quad (7)$$

где M_H , M_M — крутящие моменты, соответственно, гидронасоса и гидромотора, Н · м; V_0 — рабочий объем, см³/об.; p_1 , p_2 — текущее значение давлений в гидролиниях ГОП, МПа; $X_{п.з}(t)$ — текущее значение относительного перемещения золотника распределителя (задаваемая при расчете функция времени); $p_{н.п}$, $p_{м.п}$ — потери давления соответственно в гидронасосе и гидромоторе, МПа; ω_H , ω_M — текущее значение частот вращения соответственно гидронасоса и гидромотора, рад/с.

Одним из основных аспектов функционирования системы автоматического регулирования ВКР является алгоритм, по которому осуществляется изменение передаточного числа в трансмиссии между колесным и гусеничным движителями. Из ранее приведенных фактов и рассуждений очевидно, что основными факторами, влияющими на этот переменный параметр, являются общее сопротивление движению ТССН и ВКР.

Для оценки характера рассматриваемых зависимостей была проведена серия расчетных экспериментов, в которых имитировалось прямо-

линейное движение ТССН с механизмом регулирования с постоянной скоростью по заданному маршруту. Диапазоны изменения варьируемых факторов определялись на основании анализа литературных источников [3, 4, 6, 8] и принимались для коэффициента сопротивления движению $\psi = 0 \dots 0,86$, для величины рассогласования движителей $\Delta\delta = 0 \dots 12,5\%$.

С целью оценки равномерности распределения между движителями развиваемых ими продольно-толкающих усилий в качестве критерия оптимизации выбрана разность математических ожиданий получаемых при расчете процессов изменения тангенциальных сил тяги, формируемых в контакте движителей с опорной поверхностью. При этом общий алгоритм расчетного исследования сводился к последовательному итеративному изменению варьируемых факторов с фиксированным шагом, при которых ТССН проходило один и тот же заданный маршрут. В результате для каждой пары значений ψ и $\Delta\delta$ находились i_p и разность моментов ΔM на ведущих элементах колесного и гусеничного движителей, при которых был минимален принятый критерий оптимизации.

В дальнейшем расчетные исследования заключались в итеративном изменении ВКР в полученном диапазоне с фиксированным шагом и определении при этом крутящих моментов на ведущих элементах колесного и гусеничного движителей. Затем путем регулирования момента гидромотора ГОП определялось его значение, при котором разность моментов ΔM удовлетворяла минимальному значению принятого критерия оптимизации.

На основании проведенных расчетных исследований получены зависимости ВКР, представленные на рис. 2 и 3.

Таким образом, в предложенном силовом приводе ТССН автоматическое регулирование ВКР, описанной формулой (3), происходит за счет изменения момента гидромотора ГОП (7). При этом регулирование момента гидромотора 6 (см. рис. 1) осуществляется автоматически в зависимости от разности моментов на ведущих элементах колесного и гусеничного движителей, характеризующейся изменением сопротивления движению по закономерностям, представленным на рис. 2 и 3.

Рис. 2. Изменение ВКР i_p в зависимости от коэффициента сопротивления движению ψ и величины рассогласования движителей ТССН $\Delta\delta$

Рис. 3. Изменение ВКР в зависимости от момента гидромотора и разности моментов на движителях ТССН: M_m — момент, развиваемый гидромотором; ΔM — разности моментов на ведущих элементах колесного и гусеничного движителей

Библиографический список

1. Апекунов В. В. Оценка нагруженности гидрообъемной передачи механизма поворота трансмиссии танка: дис. ... канд. техн. наук. М., 2003. 260 с.
2. Бердников А. А. Модель совместной работы колесного и гусеничного движителей // Автомобильная промышленность. 2004. № 3. С. 20–22.

3. Васильченко В. Ф. Военные гусеничные машины. Конструкция и расчет. Ч. 1. Трансмиссия и приводы управления. Рыбинск: Издание ОАО «РДП»; Рязань: ВАИ, 1998. 560 с.

4. Вахламов В. К., Шатров М. Г., Юрчевский А. А. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / под ред. А. А. Юрчевского. М.: Издательский центр «Академия», 2008. 816 с.

5. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель / под ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.

6. Добрецов Р. Ю. Математическая модель взаимодействия гусеничного движителя с недеформируемым основанием при высоких скоростях прямолинейного движения: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1999. 193 с.

7. Патент РФ № 2003133401/11, 10.02.2007. Бердников А. А., Клишнов А. М., Медведев Е. В., Федота А. В. Силовая передача транспортного средства с гидрообъемным регулированием мощности на вспомогательный гусеничный движитель // Патент России № 2293030. 2007.

8. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.

References

1. Apekunov V. V. *Otsenka nagruzhennosti gidroob'emnoy peredachi mekhanizma povorota transmisi tanka. Diss. kand. tekhn. nauk* [Assessment of loading of hydro-volume transmission of the steering device of transmission of the tank. PhD in Sci. Tech. diss.]. Moscow, 2003, 260 p.

2. Berdnikov A. A. *Model' sovmestnoy raboty kolesnogo i gusenichnogo dvizhiteley* [A model of wheel and caterpillar

propellers' joint operation]. *Avtomobil'naya promyshlennost' – Automotive industry*, 2004, no. 3, pp. 20–22.

3. Vasil'chenkov V. F. *Voennye gusenichnye mashiny. Konstruktsiya i raschet* [Military track laying vehicles. Design and calculation]. Pt. 1. *Transmissiya i privody upravleniya* [Transmission and drive gears of steering]. Rybinsk, RDP Publ., Ryazan, VAI Publ., 1998, 560p.

4. Vakhlamov V. K., Shatrov M. G., Yurchevskiy A. A. *Avtomobili: Teoriya i konstruktsiya avtomobilya i dvigatelya: uchebnik dlya stud. uchrezhdeniy sred. prof. obrazovaniya* [Theory and design of the car and the engine. Textbook for students of high education institutions]. Ed. by Yurchevskiy A. A. Moscow, Akademiya Publ., 2008, 816 p.

5. *Dinamika sistemy doroga — shina — avtomobil' — voditel'* [Dynamics of system "road — tire — car — driver"]. Ed. by Khachaturov A. A. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 535 p.

6. Dobretsov R. Yu. *Matematicheskaya model' vzaimodeystviya gusenichnogo dvizhitelya s nedeformiruемым основанием pri vysokikh skorostyakh pryamolineynogo dvizheniya* Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical model of interaction of the caterpillar propeller with a non-deformable basis at high speeds of an in-line motion. PhD in Sci. Tech. diss.]. St. Petersburg, 1999, 193 p.

7. Berdnikov A. A., Klinshov A. M., Medvedev E. V., Fedota A. V. *Silovaya peredacha transportnogo sredstva s gidroob'emnym regulirovaniem moshchnosti na vspomogatel'nyy gusenichnyy dvizhitel'* [Power transmission of the vehicle with hydro-volume regulation of power on the auxiliary caterpillar propeller]. Patent RF no. 2293030, 2007.

8. Tarasik V. P. *Teoriya dvizheniya avtomobilya. Uchebnik dlya vuzov* [Theory of the vehicle movement. Textbook for higher education institutions]. St. Petersburg, BKhV Publ., 2006, 478 p.