

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.114.2.001

Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Медведев Н.Г., канд. техн. наук; Зьонг Ши Хиен

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Введение. Потребность в гибридных трансмиссиях для транспортных средств в последнее время приобрела большое значение из-за экономических и экологических проблем.

Возможность значительного сокращения расхода топлива и выделения токсичных газов при работе двигателя достигается только при применении гибридной трансмиссии, в которой избыточная энергия во время работы ДВС и генератора тока при езде накатом накапливается в АКБ и используется во время ускорения либо при резком возрастании сопротивления движению по каким-либо причинам. Такие решения использованы во многих уже серийно выпускаемых автомобилях, среди прочих Toyota Prius и Honda Civic, а также в автомобилях большой тройки США: Ford, GM и Chrysler.

Работы над применением гибридных трансмиссий для военной техники ведутся уже длительное время [1-9], Однако у нас в стране разработка и применение гибридных трансмиссий для нужд армии происходит очень медленно.

Анализ основных достижений и литературы. Исходя из результатов исследований, проведенных авторами в [10], следует, что:

1) Для гусеничной машины типа МТ-ЛБ при переходе на электромеханические механизмы поворота целесообразно применить вариант двухпоточной трансмиссии с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, остановленными при прямолинейном движении. Это позволит не использовать электропривод при прямолинейном движении без необходимости дополнительной мощности.

2) Величину затрат мощности на поворот целесообразно рассчитывать не по существующим фиксированным радиусам поворота, а по оптимальным, находящимся ориентировочно или на границе зоны поворота без заноса и с частичным заносом или между границами частичного и полного заноса на тяжелом грунте с $\mu_{\max}=0,8$. Это связано с жесткой схемой существующего механизма, приводящей к выходу не только в зону частичного, но и полного заноса машины даже на грунтах с хорошим сцеплением в случае использования фиксированных радиусов поворота и полной мощности двигателя.

Цель исследования и постановка задачи. Для дальнейшего анализа величины мощности, необходимой для динамичного поворота машины с трансмиссией на основе МТ-ЛБ, прямолинейное движение необходимо рассматривать на замедленном ряду при остановленных солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов. Соответственно, в границах каждой передачи механической ветви трансмиссии необходимо определить максимально возможные угловые скорости вращения солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов, которые выводят машину на

© Д.О. Волонцевич, 2014

уровень частичного и полного заноса при движении по тяжелому грунту с $\mu_{\max}=0,8$. Далее для полученных значений скоростей необходимо посчитать силы сопротивления движению в повороте и определить крутящие моменты и мощности по бортам машины. **Материалы исследований.** Определение минимальных радиусов поворота для всех передач замедленного ряда, вычисление необходимых крутящих моментов и угловых скоростей на управляющих элементах проводим по следующему алгоритму:

1) Из [12] определяем скорости прямолинейного движения машины на всех передачах замедленного ряда при режиме максимальной мощности двигателя (см. табл.).

2) По формулам из [10, 11] находим радиусы поворота R_2^* , соответствующие границе начала заноса машины для каждой из определенных на предыдущем шаге скоростей (см. табл.).

$$v_C < \sqrt{\mu g \left(R_2^* - \frac{B}{2} \right)}, \text{ где } \mu = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2^*}{B}}.$$

Проведя подстановку и преобразования, получим

$$v_C^2 = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2^*}{B}} g \left(R_2^* - \frac{B}{2} \right), \text{ откуда } R_2^* = \frac{\mu_{\max} g \frac{B}{2} + a v_C^2}{\mu_{\max} g - \frac{(1-a)v_C^2}{B}}.$$

Здесь: $\mu_{\max}=0,8$ – максимальное значение коэффициента сопротивления повороту; $B=2,5$ м – колея машины; $a=0,85$ – коэффициент; v_C – скорость прямолинейного движения машины; $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

3) По формулам из [1, 2] находим радиусы поворота R_2^{**} , соответствующие началу полного заноса машины для каждой из определенных на предыдущем шаге скоростей (см. табл.).

$$v_C = \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2^{**} - \frac{B}{2} \right)}, \text{ откуда } R_2^{**} = \frac{v_C^2 + \frac{B}{2} \mu_{\max} g}{\mu_{\max} g}.$$

4) Определяем угловую скорость поворота корпуса машины ω_C относительно вертикальной оси

$$\omega_C = \frac{v_C}{R_2 - \frac{B}{2}}$$

и проверяем ее на превышение $1,5$ с⁻¹, что соответствует максимально допустимым горизонтальным ускорениям для экипажа. При необходимости увеличиваем радиус до значения, при котором $\omega_C = 1,5$ с⁻¹. Принятые для дальнейших расчетов значения R_2 заносим в табл.

5) Пересчитываем значения линейных скоростей забегающего v_2 и отстающего v_1 бортов по формулам

$$v_2 = \frac{v_C R_2}{R_2 - \frac{B}{2}} \quad \text{и} \quad v_1 = \frac{v_2 (R_2 - B)}{R_2}$$

и заносим их в табл.

6) Находим величину центробежной силы, возникающей при повороте с вычисленными характеристиками

$$F_Y = m \frac{v_C^2}{R_2 - B/2},$$

где $m = 10000$ кг – масса машины.

7) Относительное смещение полюсов поворота χ_0 под действием силы инерции находим по формуле

$$\chi_0 = \frac{F_Y}{\mu mg}.$$

Если полученные значения больше единицы, то принимаем $\chi_0 = 1$ и пересчитываем коэффициент сопротивления повороту по формуле $\mu = \frac{F_Y}{mg}$.

8) Находим нормальные реакции под забегающим Q_2 и отстающим Q_1 бортами

$$Q_2 = \frac{mg}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \quad \text{и} \quad Q_1 = \frac{mg}{2} - F_Y \frac{h_C}{B},$$

где $h_C = 1$ м – высота расположения центра тяжести машины над опорной поверхностью.

9) Коэффициент момента сопротивления повороту K находим из условия отсутствия продольных сил, нарушающих равномерное распределение давления по длине гусеницы:

$$K = 1 + \chi_0^2.$$

10) Продольная составляющая силы инерции F_X :

$$F_X = F_Y \frac{\chi_0 L}{2(R_2 - B/2)},$$

где $L = 3,7$ м – длина опорной ветви гусеничного обвода.

11) Силы тяги по забегающему P_2 и отстающему P_1 бортам, необходимые для осуществления поворота машины с заданной скоростью и радиусом на исследуемом грунте составляют:

$$P_2 = fN_2 + \frac{\mu L}{4B} mgK - \frac{F_Y L}{2B} \chi_0 + \frac{F_X}{2};$$
$$P_1 = -fN_1 + \frac{\mu L}{4B} mgK - \frac{F_Y L}{2B} \chi_0 - \frac{F_X}{2}.$$

12) Крутящие моменты на солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов с учетом направления потока мощности по забегающему M_{CS2} и отстающему M_{CS1} бортам (рис.):

$$M_{CS2} = \frac{M_{БП2}}{i_{\Sigma}^M \eta_{\Sigma}}, \text{ где } M_{БП2} = \frac{P_2 R_{ВК}}{i_{БП} \eta_{гус2} \eta_{БП}};$$

$$M_{CS1} = \frac{M_{БП1}}{i_{\Sigma}^M \eta_{\Sigma}}, \text{ где } M_{БП1} = \frac{P_1 R_{ВК}}{i_{БП} \eta_{гус1} \eta_{БП}} \text{ для режима тяги от двигателя и } M_{CS1} = \frac{M_{БП1} \eta_{\Sigma}}{i_{\Sigma}^M},$$

где $M_{БП1} = \frac{P_1 R_{ВК} \eta_{гус1} \eta_{БП}}{i_{БП}}$ для режима торможения отстающим бортом и рекуперации мощности.

Здесь: $R_{ВК} = 0,265 \text{ м}$ – радиус ведущего колеса; $i_{БП} = 6$ – передаточное отношение бортовой передачи; $i_{\Sigma}^M = 1 + \frac{Z_{ЭП\Sigma}}{Z_{C\Sigma}} = 1 + \frac{53}{22} = 3,41$ – силовое передаточное отношение суммирующего планетарного ряда в направлении от солнечной шестерни к водилу; $\eta_{гус2} = 0,95 - 0,018|v_2|$ или $\eta_{гус1} = 0,95 - 0,018|v_1|$ – КПД гусеничного движителя соответственно для забегающего и отстающего бортов; $\eta_{БП} = 0,98$ – КПД бортовой передачи; $\eta_{\Sigma} = 0,9$ – КПД суммирующего планетарного ряда.

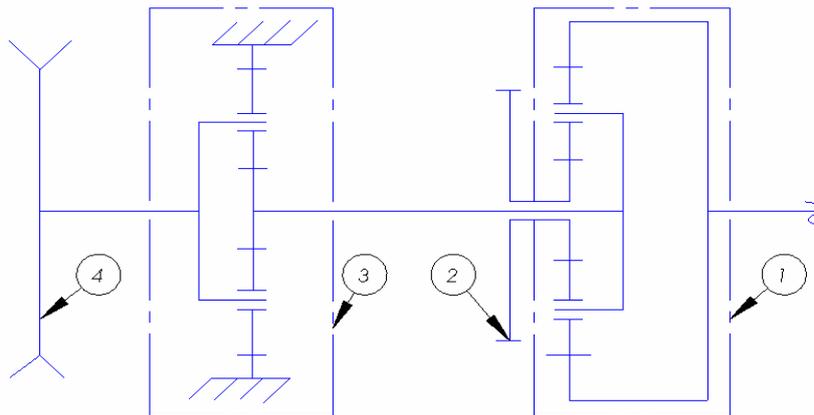


Рис. Кинематическая схема фрагмента трансмиссии:
1 – суммирующий планетарный ряд; 2 – зубчатое колесо привода механизма поворота;
3 – бортовая передача; 4 – ведущее колесо

Таблица

Геометрические, кинематические и силовые характеристики поворота исследуемой гусеничной машины

	$v_C, \text{ м/с}$	$R_2^{**}, \text{ м}$	$\omega_C^*, \text{ с}^{-1}$	$\omega_C, \text{ с}^{-1}$	$R_2, \text{ м}$	$v_2, \text{ м/с}$	$v_1, \text{ м/с}$	$F_Y, \text{ Н}$	μ
R	-1,75	1,64	-4,48	-1,50	2,42	-3,63	0,13	26250	0,80
II	2,22	1,88	3,54	1,50	2,73	4,10	0,35	33300	0,79
III	4,64	3,99	1,69	1,50	4,34	6,52	2,77	69600	0,72
IV	8,36	10,16	0,94	0,94	15,00	9,12	7,60	50829	0,52
V	11,89	19,26	0,66	0,66	25,00	12,52	11,26	59525	0,61
VI	15,97	33,75	0,49	0,49	50,00	16,38	15,56	52316	0,53

Продолжение таблицы

	χ , м	χ_0	F_X , Н	Q_2 , Н	Q_1 , Н	K	P_2 , Н	P_1 , Н	$\eta_{гус2}$
R	0,616	0,333	13853	59550	38550	1,111	37642	-15941	0,885
II	0,796	0,430	17906	62370	35730	1,185	37285	-11531	0,876
III	1,822	0,985	40998	76890	21210	1,970	27432	21414	0,833
IV	1,85	1	6839	69382	28718	2	8970	5717	0,786
V	1,85	1	4637	72860	25240	2	8147	4338	0,725
VI	1,85	1	1985	69976	28124	2	6591	3243	0,655

Продолжение таблицы

	$\eta_{гус1}$	$M_{БП2}$, Нм	$M_{БП1}$, Нм	$M_{C\Sigma2}$, Нм	$M_{C\Sigma1}$, Нм	$\omega_{C\Sigma2}$, с ⁻¹	$\omega_{C\Sigma1}$, с ⁻¹	$N_{C\Sigma2}$, кВт	$N_{C\Sigma1}$, кВт
R	0,948	1917	-758	574	-227	-144,8	144,8	-83,1	-32,8
II	0,944	1918	-551	574	-165	144,8	-144,8	83,1	23,9
III	0,900	1485	1072	444	321	144,8	-144,8	64,3	-46,5
IV	0,813	514	317	154	95	58,7	-58,7	9,0	-5,6
V	0,747	507	262	152	78	48,3	-48,3	7,3	-3,8
VI	0,670	453	218	136	65	31,6	-31,6	4,3	-2,1

13) Угловые скорости эпициклических зубчатых колес суммирующих планетарных рядов определяем для всех передач в режиме прямолинейного движения

$$\omega_{ЭП\Sigma} = \frac{v_C}{R_{ВК}} i_{БП\Sigma}^{K0},$$

где $i_{\Sigma}^{K0} = \frac{1 + \frac{Z_{ЭП\Sigma}}{Z_{C\Sigma}}}{\frac{Z_{ЭП\Sigma}}{Z_{C\Sigma}}} = 1,415$ – кинематическое передаточное отношение суммирующего

планетарного ряда в направлении от эпицикла к водилу при остановленной солнечной шестерне.

14) Угловые скорости солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов определяем для всех передач в режиме поворота с ранее определенными линейными скоростями по забегающему и отстающему бортам:

$$\omega_{БП2} = \frac{v_2}{R_{ВК}} i_{БП}; \quad \omega_{БП1} = \frac{v_1}{R_{ВК}} i_{БП}$$

$$\omega_{C\Sigma2} = -2,41\omega_{ЭП\Sigma} + 3,41\omega_{БП2}; \quad \omega_{C\Sigma1} = -2,41\omega_{ЭП\Sigma} + 3,41\omega_{БП1}.$$

15) Мощность на солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов

$$N_{C\Sigma2} = \omega_{C\Sigma2} M_{C\Sigma2} \quad \text{и} \quad N_{C\Sigma1} = \omega_{C\Sigma1} M_{C\Sigma1}.$$

Выводы.

1. Полученная расчетная мощность, необходимая для осуществления поворота с принятыми параметрами, показывает, что для второй, третьей передач и передачи заднего хода применять электропривод без полной переработки трансмиссии и установки мощных электродвигателей и генератора невозможно.

2. Осуществление поворота на четвертой, пятой и шестой передачах за счет автономного электропривода механизма поворота возможно без кардинальной переработки трансмиссии машины в качестве модернизации, так как требует установки одного или двух (в зависимости от кинематической схемы) электродвигателей суммарной мощностью до 10 кВт.

3. При попытке на всех передачах реализовать только электропривод механизмов поворота теряется возможность использования механического привода на первой передаче, которая должна обеспечивать при необходимости длительную работу машины в тяжелых дорожных условиях.

4. В связи с вышеизложенным представляется актуальным комбинированный привод механизмов поворота, который позволял бы на низших передачах использовать механический привод с фиксированными радиусами поворота и на высших передачах – электропривод с плавным регулированием радиуса поворота.

Литература: 1. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие. / С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов и др. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с. 2. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMS. http://bvtv.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 3. Миллер М.Л. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://bvtv.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 4. Конструкторы «ВПК» создали шасси «Крымск» с гибридной энергоустановкой для перспективного бронетранспортера. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoy-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 5. Чернышев В.Л. Проект «ЭТА». Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» изд. 477. <http://bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 6. Огоркевич Р.М. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. // INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, –1992. –№2, –р. 153-154. http://bvtv.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. 7. Раймонд Селемонт. Электрические трансмиссии для бронированных машин. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://bvtv.narod.ru/1/el_transm.htm. 8. Пемпер Эрхард. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung // Soldat und Technik, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://bvtv.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. 9. Jerzy Walentynowicz. Гибридный и электро-энергетический привод боевых машин. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478. 10. Волонцевич Д.О., Медведев Н.Г., Зыонг Ши Хуен. Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / // Вісник НТУ "ХПИ". Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. –Харків: НТУ "ХПИ", –2014. –№22(1065). –С. 73-83. 11. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.12. Платонов В.Ф. Гусеничные транспортеры-тягачи. – М.: Машиностроение, 1978. –350 с.

Bibliography (transliterated): 1. Konstruktivnye shemy avtomobilej s gibridnymi silovymi ustanovkami: Uchebnoe posobie. / S.V. Bahmutov, A.L. Karunin, A.V. Krutashov i dr. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 s. 2. Jelektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevyh mashin / Ron Hjer, Alan Lose, predstaviteli gruppy "Derens Sistemz" firmy FMS. http://bvtv.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 3. Miller M.L. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://bvtv.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 4. Konstruktory «VPK» sozdali shassi «Krymsk» s gibridnoj jenergoustanovkoj dlja perspektivnogo bronetransportera. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoy-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 5. Chernyshev V.L. Proekt «JeTA». Jelektromehaničeskaja transmissija perspektivnogo sovetskogo tanka «Molot» izd. 477. <http://bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 6. Ogorkevich R.M. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN

GERMANY. // *INTERNFTIONAL DEFENSE REVIEW*, –1992. –No2, –p. 153-154. http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. 7. Rajmond Selemont. *Jelektricheskie transmissii dlja bronirovannyh mashin*. // *Armor*, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. 8. Peter Jerhart. *Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung* // *Soldat und Technik*, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. 9. Jerzy Walentynowicz. *Gibridnyj i jelektro-jenergeticheskij privod boevyh mashin*. // *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478. 10. Voloncevich D.O., Medvedev N.G., Zyong Shi Hiep. *Ocenka neobhodimoj moshhnosti dvuhpotochnogo mehanizma povorota gusenichnoj mashiny* // *Visnik NTU "HPI". Zbirka naukovih prac'. Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja*. –Harkiv: NTU "HPI", –2014. – №22(1065). –S. 73-83. 11. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin*. – M.: *Mashinostroenie*, 1975. – 448 s.12. Platonov V.F. *Gusenichnye transportery-tjagachi*. – M.: *Mashinostroenie*, 1978. –350 s.

Волонцевич Д.О., Медведєв М.Г., Зионг Ши Хієп

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ДВОХПОТОЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

В роботі на прикладі шасі транспортера-тягача МТ-ЛБ проведені розрахунки механічних параметрів електроприводу двохпоточного механізму повороту.

Розрахунки проводились для режиму застосування двохпоточного механізму повороту при прямолінійному русі з зупиненими сонячними шестернями підсумовуючих планетарних рядів. Потрібна залежність радіуса повороту від швидкості руху обиралась між межами часткового і повного заносу при русі по важкому ґрунту з коефіцієнтом опору повороту $\mu_{\max}=0,8$ з урахуванням обмеження за максимальною кутовою швидкістю повороту.

Волонцевич Д.О., Медведєв Н.Г., Зионг Ши Хієп

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В работе на примере шасси транспортера-тягача МТ-ЛБ проведены расчеты механических параметров электропривода двухпоточного механизма поворота.

Расчеты проводились для режима использования двухпоточного механизма поворота при прямолинейном движении с остановленными солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов. Необходимая зависимость радиуса поворота от скорости движения выбиралась между пределами частичного и полного заноса при движении на тяжелом грунте с коэффициентом сопротивления поворота $\mu_{\max}=0,8$ с учетом ограничения за максимальную угловую скорость поворота.

Volontsevich D.O., Medvedev N.G., Zyong Shi Hiep

DETERMINATION OF MECHANICAL PARAMETERS OF THE ELECTRIC DRIVE OF THE TWO-LINE TURN MECHANISM OF THE TRACK LAYING VEHICLE

In work on the example of the track laying vehicle MT-LB chassis calculations of mechanical parameters of the electric drive of the two-line mechanism of turn are carried out.

Calculations were carried out for a mode of use of the two-line mechanism of turn at rectilinear movement with the stopped solar gear wheels of summarizing planetary ranks. Demanded dependence of radius of turn on the speed of movement got out between borders of partial and full drift at movement on heavy soil with coefficient of resistance to turn $\mu_{\max}=0,8$ taking into account restriction on the maximum angular speed of turn.