

Витолин Сергей Владимирович (Волгоград, Россия) – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры ИПТС ВолгГАСУ, ведущий инженер ООО «Аспект-Проект», (400074, Россия, г. Волгоград ул. Козловская 48, e-mail: vitolinsv@mail.ru).

Vitolin Sergey Vladimirovich (Volgograd, Russian Federation) – candidate technical sciences, Senior Teacher, Department of Investigation and Design of Transport Buildings, Lead Engineer of «Aspekt-Projekt», (400074, Russian Federation, Volgograd, Kozlovskaja street, 48, e-mail: vitolinsv@mail.ru).

УДК 629.1.032.001

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ БАЛАНСА МОЩНОСТИ МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Р.А. Дидиков

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
Россия, Санкт-Петербург.

Аннотация. Рассмотрена методика, позволяющая определить составляющие баланса мощности двухпоточного механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля, выполняющего функцию межколесного дифференциала, без обращения к конкретной кинематической схеме механизма. Для автомобиля с конкретными параметрами определены зависимости мощности буксования фрикционного элемента управления и потребной мощности двигателя, при различных значениях радиуса поворота, являющимися основой для прочностных расчетов и оценки энергоэффективности трансмиссии автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, механизм распределения мощности, баланс мощности, трансмиссия автомобиля, дифференциал.

Введение

Основной функцией механизма распределения мощности (МРМ) в трансмиссии автомобиля является распределение мощностных потоков между ведущими колесами или мостами. Простейшим примером МРМ в трансмиссии автомобиля является простой симметричный межколесный дифференциал. Такие МРМ чрезвычайно широко используются, но их характеристики (особенности распределения мощности при потере сцепления с грунтом одного из колес, возможности по реализации управления величинами распределяемых мощностей и др.) в значительной степени ограничивают возможности по повышению эксплуатационно-технических свойств автомобиля и, как следствие, уже не удовлетворяют автопроизводителей. Работа над совершенствованием характеристик МРМ привела к появлению широкой гаммы конструкций механизмов [1, 2]. За последние два десятилетия сформировался класс механизмов, нашедших применение на серийно выпускаемых моделях автомобилей, представляющий собой двухпоточные МРМ с возможностью управляемого перераспределения мощностных потоков (и, как следствие – тяги) между колесами

ведущих осей [3-5]. В России такие автомобили не выпускаются, публикаций по вопросам оптимизации параметров и синтеза схем таких МРМ мало [6,7] и проблема не имеет систематического описания в литературе.

Кинематический и силовой анализ двухпоточных МРМ, представляющих собой, как правило, планетарные редукторы с двумя степенями свободы, не является тривиальной задачей [8]. Тем не менее, на основе известных положений теории планетарных передач [9] она вполне разрешима. Решать ее необходимо, например, при проектировании конкретного механизма, когда ее результаты являются основой для проведения расчетов на прочность, долговечность и др. При этом кинематическая схема МРМ уже должна быть известна, как и числа зубьев шестерен (или кинематические параметры планетарных механизмов). А эти задачи решаются на стадии синтеза МРМ.

Методики синтеза, положенные в основу теории планетарных передач, позволяют разрешить задачу и для двухпоточных планетарных механизмов (в том числе решена проблема автоматизации синтеза планетарных редукторов с различным числом

степеней свободы [10]). Но не решен вопрос о рациональном выборе потребных значений основных параметров МРМ, не зависящих от его схемы. Таковыми параметрами являются, как минимум, реализуемые значения передаточного числа между колесами бортов (или ведущими мостами, если рассматривается межосевой МРМ) и рабочие частоты золотников системы управления (поскольку в известных конструкциях для контроля сжатия пакетов дисков фрикционных элементов управления (ФЭУ) МРМ в гидроприводе применяется широтно-импульсная модуляция управляющего давления). Важным параметром является и мощность, рассеиваемая при буксовании ФЭУ, так как ее величина определяет теплонапряженность узлов МРМ, долговечность пакета дисков ФЭУ и др.

По характеру решаемых задач, способу их решения, устройству, МРМ современных автомобилей [3-6] весьма сходны с механизмами поворота гусеничных машин [11, 12], что позволяет использовать в качестве основы разработанный для этих агрегатов оригинальный подход к определению составляющих баланса мощности [13].

Определение составляющих баланса мощности МРМ

Рассмотрим методику определения составляющих баланса мощности МРМ, в котором один из ФЭУ является буксующим. Управляемое буксование ФЭУ реализуется за счет контроля усилия сжатия пакета дисков, например, посредством широтно-импульсной модуляции давления при гидравлической системе управления или контроля силы тока (напряжения) при электромагнитном приводе [14]. Данный принцип отработан на примерах замкнутой системы управления поворотом быстроходных гусеничных машин [15-18].

Рассмотрим упрощенную расчетную схему поворота двухосного автомобиля (рис. 1). Подобная схема использовалась нами при определении значений передаточных отношений управляемого МРМ [6]. На рисунке 1 приведены обозначения основных рассматриваемых далее параметров.

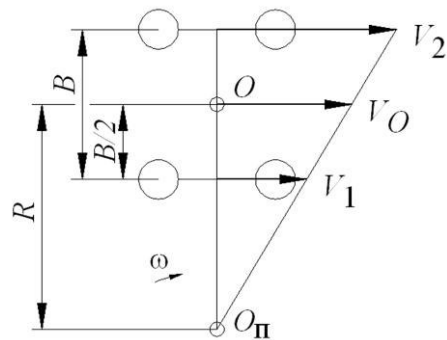


Рис. 1. Схема поворота автомобиля (задний мост) с двухпоточным МРМ: 1 и 2 – отстающий и забегающий

борта, O – центр моста, O_{Π} – полюс поворота,

B – ширина колеи, R и ω – радиус

и угловая скорость поворота, V_1 – скорость

отстающего борта, V_2 – скорость забегающего борта;

V_0 – скорость центра моста

Представим МРМ в виде «черного ящика» (рис. 2), имеющего четыре внешних звена o , 1, 2, Э. Кинематическая схема МРМ не важна, составляющие его механизмы (например, простые и планетарные зубчатые механизмы, постоянно включенные в повороте фрикционные элементы) характеризуются тем, что их передаточные отношения не зависят от скоростей вращения звеньев.

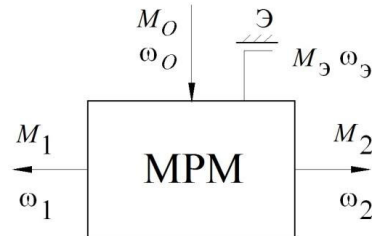


Рис. 2. Схема МРМ с фрикционным регулированием выходных моментов

Гидродинамические передачи в состав МРМ не входят. В такой постановке задачи МРМ удовлетворяет ограничению, сформулированному в работе [13].

На входное (ведущее) звено подаются крутящий момент m_o при угловой скорости ω_o . Угловая скорость этого звена постоянна при любом режиме движения. С полюсей (выходных звеньев) снимаются моменты M_1 и M_2 при угловых скоростях ω_1 и ω_2 .

Угловые скорости полюсей связаны с линейными скоростями бортов соотношениями $\omega_1 = V_1/r_k$ и $\omega_2 = V_2/r_k$. Здесь

r_k – радиус качения колеса, значение которого можно определить по известным методикам [19].

Имеется буксующий элемент управления, на котором реализуется крутящий момент M_3 . Буксование происходит при угловой скорости ω_3 . Элемент управления выполняется в виде тормоза или блокирующей муфты. В состав МРМ может входить несколько элементов управления. При одновременном включении нескольких ФЭУ буксующим окажется только один (как правило – тот, коэффициент запаса у которого меньше, чем у остальных).

По аналогии с передаточным отношением механизма поворота гусеничной машины [11] введем межбортовое передаточное отношение для МРМ: $u = \omega_2 / \omega_1$.

При полностью включенном Э (по аналогии с режимом фиксированного поворота [13]) передаточное отношение МРМ характеризуется внешним параметром $u_\phi = \omega_{2\phi} / \omega_{1\phi}$.

В качестве внешнего параметра рассмотрим передаточное отношение МРМ при остановленном ведущем звене и полностью выключенном ФЭУ Э:

$$u_0 = \left. \frac{\omega_2}{\omega_1} \right|_{\omega_0=0}$$

В статье [6] рассмотрен вопрос об определении значений этих внешних параметров.

Для определения потребной мощности двигателя составим баланс мощности МРМ (см. рис. 2):

$$M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + M_0\omega_0 + M_3\omega_3 = 0 \quad (1)$$

Данное равенство справедливо при любых скоростях вращения звеньев, допустимых данным МРМ, в том числе, при скоростях вращения звеньев, характерных для фиксированного поворота:

$$M_1\omega_{1\phi} + M_2\omega_{2\phi} + M_0\omega_0 + M_3\omega_{3\phi} = 0 \quad (2)$$

Здесь моменты для звеньев 1,2,0,Э взяты при движении с текущим значением радиуса поворота.

Поскольку $\omega_{3\phi} = 0$, получим $M_0\omega_0 = -(M_1\omega_{1\phi} + M_2\omega_{2\phi})$. Знак «-» указывает направление потока мощности.

Без учета потерь мощности в трансмиссии до МРМ, можно записать:

$$N_{ab} = M_1\omega_{1\phi} + M_2\omega_{2\phi} = \omega_{1\phi}(M_1 + M_2u_\phi) = V_{1\phi}(P_1 + P_2u_\phi) \quad (3)$$

Здесь силы тяги на колесах: $P_1 = M_1/r_k$ и $P_2 = M_2/r_k$. Вычитая из (2) выражение (1), получаем:

$$M_3\omega_3 = M_1(\omega_{1\phi} - \omega_1) + M_2(\omega_{2\phi} - \omega_2)$$

В режиме буксования ФЭУ МРМ имеет две степени свободы, так как все элементы управления, помимо ФЭУ Э, полностью включены. Скорости вращения любого звена, в том числе и звена 0, для механизма с двумя степенями свободы являются линейной функцией скоростей вращения двух звеньев. Пусть это будут скорости вращения звеньев 1 и 2:

$$A_0\omega_0 = A_1\omega_1 + A_2\omega_2$$

Здесь A_0, A_1, A_2 – постоянные, зависящие от конструкции МРМ и подлежащие определению.

Тогда $u_0 = \left. \frac{\omega_2}{\omega_1} \right|_{\omega_0=0} = -A_1/A_2$, следовательно,

$$A_1 = -u_0 A_2$$

С учетом постоянства скорости вращения звена 0:

$$\omega_2 - u_0\omega_1 = (A_0/A_1)\omega_0 = const$$

В частности, $\omega_2 - u_0\omega_1 = \omega_{2\phi} - u_0\omega_{1\phi}$

Тогда

$$N_3 = (M_1 + u_0 M_2)(\omega_{1\phi} - \omega_1) = (P_1 + u_0 P_2)(V_{1\phi} - V_1) \quad (4)$$

Рассмотрим в качестве примера построение баланса мощности для МРМ с определенными в статье [6]. Кинематическая схема агрегата приведена на рисунке 3.

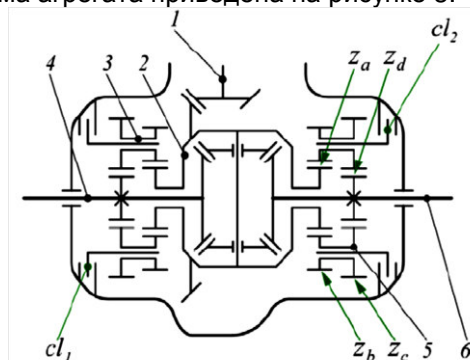


Рис. 3. Пример кинематической схемы двухпоточного МРМ (Система ZF Vector Drive) [4]: 1 – ведущая шестерня; 2 – дифференциал; 3 – планетарная передача 1; 4 – левая полуось; 5 – планетарная передача 2; 6 – правая полуось; cl – элемент управления; z – число зубьев

Межбортовое передаточное отношение при фиксированном повороте $u_\phi = 1,44$ (этому режиму соответствует минимальный радиус поворота машины $R = 5 \text{ м}$; ширина колеи задних колес $B = 1,8 \text{ м}$).

Для рассматриваемого МРМ $u_0 = -1,0$, как в случае простого дифференциала.

Примем значения коэффициентов сопротивления качению колеса и коэффициента сцепления с грунтом $f = 0,02$ и $\varphi = 0,6$. Движение двухосного автомобиля происходит на горизонтальной поверхности, сопротивление воздуха не учитывается. Масса автомобиля $m = 1800 \text{ кг}$, распределение нормальной нагрузки по колесам равномерное.

Поворот машины с радиусом менее 5 м невозможен (теоретически его можно получить, подтормаживая колесо отстающего борта с помощью остановочного тормоза, но такой режим работы не предусмотрен). Критическая скорость по началу заноса автомобиля в рассматриваемых дорожных условиях при повороте с этим радиусом составляет приблизительно 3 м/с (около 11 км/ч).

При этом фиксированная линейная скорость забегающего борта составит $V_{2\phi} = 3,5 \text{ м/с}$.

Передаточное отношение между бортами для любого режима движения определяется по зависимости:

$$u = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B}.$$

При повороте автомобиля максимальная сила тяги на забегающем борту ограничена по сцеплению с грунтом:

$$P_{2\phi} \leq \varphi m g / 4 = 2,72 \text{ кН}.$$

Сила тяги на отстающем борту формируется МРМ. Мощность подводится к забегающему борту двумя суммирующимися на полуоси потоками: через простой дифференциал и через планетарный ряд забегающего борта. На отстающий борт мощность подводится одним потоком – через дифференциал, поэтому сила тяги на колесе отстающего борта меньше, чем на колесе забегающего, а рекуперация мощности на всех режимах работы МРМ невозможна.

Целесообразно задать закон формирования силы $P_1 \leq \varphi m g / 4$ таким образом, чтобы радиусы силового и кинематического поворота совпадали: $P_1 = P_2 / u$.

Возможно применение иных законов изменения сил P_1 и P_2 – например, при работе МРМ в составе системы стабилизации движения момент, компенсирующий возмущающее внешнее воздействие, создается как раз за счет разницы этих сил. Ограничения в этом случае задаются условиями движения, а также кинематическими и силовыми характеристиками МРМ. МРМ в этом случае обязательно работает в составе замкнутой (следящей) системы управления [15] с обеспечением обратной связи по угловой скорости и угловому ускорению автомобиля.

На рис. 4 показано изменение потребной мощности двигателя и мощности, рассеиваемой на элементе управления, в зависимости от радиуса поворота.

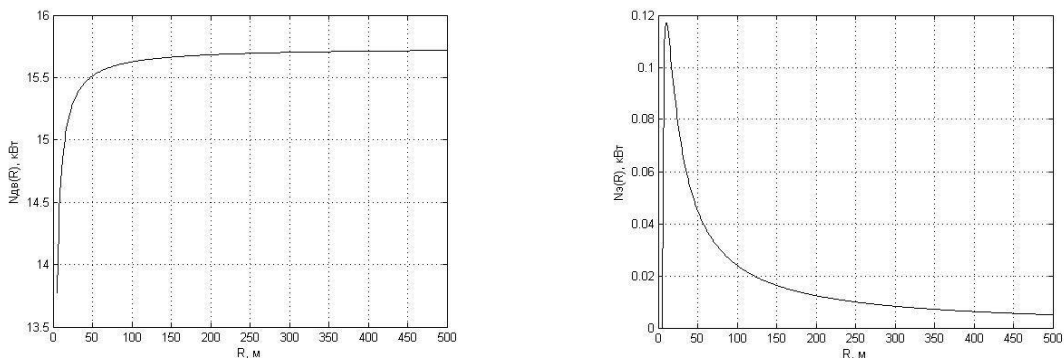


Рис. 4. Вид расчетных зависимостей потребной мощности двигателя $N_{дв}(R)$ и мощности, рассеиваемой на буксирующем элементе управления МРМ $N_{с}(R)$ от радиуса поворота в диапазоне радиусов поворота $R = (5 - 500) \text{ м}$

Потребная мощность двигателя ограничена значением $N_{дв} \approx 15,75 \text{ кВт}$. Вид расчетной зависимости обусловлен принятым законом изменения сил тяги на ведущих колесах бортов в зависимости от значения радиуса поворота.

Мощность буксования элемента управления при повороте с фиксированным радиусом нулевая (буксования нет, элемент управления полностью включен), затем величина возрастает и достигает максимума ($N_{с} \approx 120 \text{ Вт}$ при радиусе поворота около 12 м) и далее снижается. При прямолинейном движении расчетная мощность буксования равна нулю. Наличие пика мощности буксования обусловлено сочетанием достаточно больших сил тяги на бортах и значительной угловой скорости буксования пакета дисков. Данная мощность в основном идет на нагревание пакета дисков элемента управления и определяет его долговечность.

Аналогичные расчеты можно провести для всего эксплуатационного диапазона скоростей машины, учитывая ограничения, накладываемые устойчивостью движения.

Заключение

1. Методика построения баланса мощности фрикционного механизма поворота гусеничной машины может быть применена к МРМ автомобиля и использована при выполнении прочностных расчетов деталей самого механизма, а также при оценке энергоэффективности трансмиссии автомобиля.

2. При определении значений составляющих баланса мощности МРМ в общем случае кинематическая схема не требуется, достаточно определения внешних параметров (набора передаточных отношений), характеризующих механизм.

3. Определение параметров буксования элемента управления МРМ позволяет перейти к оценке его долговечности и тепловой нагруженности.

Библиографический список

1. Конструкция автомобиля. Шасси / Н.В. Гусаков, И.Н. Зверев, А.Л. Карунин и др.; Под общ. ред. А.Л. Карунина. – М.: МАМИ, 2000. – 528 с.: ил.
2. Андреев, А.Ф. Дифференциалы колесных машин / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров.; Под ред. Лефарова А.Х. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.: ил.
3. Автомобильный справочник: [пер. с англ. / Фирма] «Bosch»/ К. Райф и др. – [3-е изд.]. – М.: За рулем, 2012. – 1274 с.: ил.
4. Планетарный механизм с двумя солнечными шестернями с разным диаметром.

Пат. US 8057351 B2 США. Электронный каталог патентов. – Режим доступа: <http://www.google.com/patents/DE102006054404A1?hl=ru>.

5. Development of Super AYC / Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, K. Manabe. // «Technical review» – 2003. – № 15. – С. 73-76.

6. Дидиков, Р.А. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ / Р.А. Дидиков, Р.Ю. Добрецов // Автомобильная промышленность: ежемесячный научно-технический журнал / Министерство образования и науки РФ; ОАО «Автосельхозмаш-холдинг». – М., 2014. – № 9. – С. 12-14.

7. Оценка быстродействия системы гидравлического привода механизма распределения мощности / Р.А. Дидиков, Р.Ю. Добрецов // Неделя науки СПбГУ: материалы форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Часть 1. – СПб, Изд-во Политехн. ун-та, 2015, – 352 с. – С. 27-30.

8. Гладов, Г.И. Дифференциал с управляемым распределением крутящих моментов по колесам автомобиля / Г.И. Гладов, С.А. Лобанов // Автомобильная промышленность: ежемесячный научно-технический журнал / Министерство образования и науки РФ; ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» – 2004. – № 5. – С.36-40.

9. Харитонов, С.А. Автоматические коробки передач / С.А. Харитонов. – М.: ООО «Издательство Астрель», ООО «Издательство АСТ», 2003. – 335 с. ил.

10. Шеломов, В.Б. Структурный синтез кинематических схем планетарных коробок передач / В. Б. Шеломов // Теория механизмов и машин (ТММ): периодический научно-методический журнал / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. Кафедра ТММ. – СПб., 2010. – Т. 8 №1(15). – С. 52-61.

11. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник для вузов / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко; под ред. Н.А. Носова. – Ленинград: Машиностроение, 1972. – 559 с.

12. Шеломов, В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В.Б. Шеломов; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 90 с.

13. Шеломов, В.Б. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента управления поворотом гусеничной машины / В.Б. Шеломов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ, серия «Наука и образование». – 2010. – № 2, Т. 2. – С. 87-91.

14. Иванов, В.А. Теория дискретных систем автоматического управления: учеб. пособие для вузов / В.А. Иванов, А.С. Ющенко; Под ред. Е.П. Попова. – Москва: Наука, 1983. – 335 с.

15. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин - Closed-loop control system for tracked vehicle steering / Ю.В. Галышев и др. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер.: Наука и образование / Министерство образования и науки РФ; Санкт-Петербургский гос. политехн. ун-т. – Санкт-Петербург, 2014. – № 3 (202). – С. 201-208.

16. Добрецов, Р.Ю. Учет энергетических параметров механизмов поворота при комплексной оценке потерь мощности в шасси транспортных гусеничных машин / Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ, серия «Наука и образование». – 2011. – №1. – С. 122-128.

17. Поворот быстроходной гусеничной машины: определение параметров энергоэффективности шасси / Р.Ю. Добрецов // АПЗиБ. БТИВ. Труды XLIII научно-практической конференции. / под ред. В.А. Петрова, М.В. Сильникова, А.М. Сазыкина. – М.: Издание ФГБУ «РАРАН», 2015. – Т. 3 – С. 103-111.

18. Галышев, Ю.В. Исследования и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX-й международной выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) / Ю.В. Галышев, Р.Ю. Добрецов, Г.П. Поршнев, С.И. Худорожков // «Научно-технические ведомости СПбГПУ», серия «Наука и образование». – 2014. – №1. – С. 26-32.

19. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

METHODS OF POWER BALANCE EQUITATION COMPONENTS DEFINITION FOR THE POWER DISTRIBUTION MECHANISM IN THE VEHICLE TRANSMISSION

R.A. Didikov

Abstract. An issue examined of defining the components of the power balance equation for the dual power path distribution mechanism (interwheel differential) in the power transmission, irrespectively to concrete kinematic scheme. Calculations for the functional relations of control clutch unit frictional power as well as the engine requisite power from the turning radius introduced in the article with regards to the concrete vehicle parameters. Calculations serve the basis for the strength and durability calculations of the power distribution mechanism as well as overall efficiency of the vehicle power transmission.

Keywords: vehicle, power distribution mechanism, power balance, transmission, differential.

References

1. Gusakov N. V., Zverev I. N., Karunin A. L. i dr., Pod obshch. red. Karunina A. L. *Konstruktsiia avtomobilia. Shassi* [Vehicle design. Chassis]. Moscow, MAMI, 2000. 528 p.
2. Andreev A. F., Vantsevich V. V., Lefarova A. Kh. *Differentsialy kolesnykh mashin* [Differentials for wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 176 p.

3. Raif K. i dr. *Avtomobil'nyi spravochnik*: per. s angl. / Firma "Bosch" [Automotive handbook / "Bosch" corporation]. [3-e izd.], Moscow, Za rulem, 2012. 1274 p.

4. Planetarnyi mekhanizm s dvumia solnechnymi shesterniami s raznym diametrom. Pat. US 8057351 B2 SShA. Elektronnyi katalog patentov – rezhim dostupa: <http://www.google.com/patents/DE102006054404A1?hl=ru>

5. Ushiroda Y., Sawase K., Takahashi N., Suzuki K., Manabe K. Development of Super AYC «*Technical review*», 2003, №15, pp. 73-76.

6. Didikov R.A., Dobretsov R.Iu. K voprosu o vybere kinematicheskikh skhem shesterenchatnykh MRM. *Avtomobil'naia promyshlennost': ezhemesiachnyi nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, Moscow, 2014, № 9, pp 12-14.

7. Didikov R.A., Dobretsov R.Iu. Otsenka bystrodeistviia sistemy gidravlicheskogo privoda mekhanizma raspredeleniia moshchnosti. *Nedelia nauki SPbPU: materialy foruma s mezhdunarodnym uchastiem. Institut energetiki i transportnykh sistem. Chast' 1*, Saint-Petersburg, Polytechnic university, 2015, pp. 27-30.

8. Gladov G.I., Lobanov S.A. Differentsial s upravliaemym raspredeleniem krutiashchikh momentov po kolesam avtomobilia. *Avtomobil'naia promyshlennost': ezhemesiachnyi nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, 2004, № 5, pp 36-40.

9. Kharitonov S.A. *Avtomaticheskie korobki peredach* [Automatic gearboxes]. Moscow, OOO «AST publishing», 2003. 335 p.

10. Shelomov V.B. Strukturnyi sintez kinematicheskikh skhem planetarnykh korobok peredach. *Teoriia mekhanizmov i mashin (TMM) : periodicheskii nauchno-metodicheskii zhurnal*, Saint Petersburg state polytechnical university, Saint Petersburg, 2010, vol.8, №1(15), pp. 52-61.

11. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Iu.P., Kharchenko A.P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin : Uchebnik dlia vuzov* [Design calculations and structural design of tracked vehicles: college textbook]. Leningrad, Mashinostroenie, 1972. 559 p.

12. Shelomov V. B. *Teoriia dvizheniia mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin. Tiagovyi raschet krivolineinogo dvizheniia: uchebnoe posobie dlia vuzov po spetsial'nosti «Avtomobile- i traktorostroenie»* [Motion theory of multipurpose tracked and wheeled vehicles. Traction dynamics calculation for nonlinear motion case. Educational book for university specialist in «Automotive and tractor design»]. Saint Petersburg state polytechnic university, Saint-Petersburg, 2013. 90p.

13. Shelomov V.B., Dobretsov R.Iu. Moshchnosti dvigatel'ia i buksovaniia friktsionnogo elementa upravleniia povоротom gusenichnoi mashiny, *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, seria «Nauka i obrazovanie»*, 2010, vol.2, №2, pp. 87-91.

14. Ivanov V.A., Iushchenko A.S. *Teoriia diskretnykh sistem avtomaticheskogo upravleniia: Ucheb. posobie dlia vtuzov* [Theory of discrete automatic control systems: Educational book for universities]. Moscow, Science publishing, 1983. 335 p.

15. Galyshev Iu.V. i dr. Zamknutyie sistemy upravleniia povorotom gusenichnykh mashin. Closed-loop control system for tracked vehicle steering. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Ser.: Nauka i obrazovanie*, Saint Petersburg state polytechnic university, Saint-Petersburg, 2014, no 3 (202), pp. 201-208.

16. Dobretsov R.Iu. Uchet energeticheskikh parametrov mekhanizmov povorota pri kompleksnoi otsenke poter' moshchnosti v shassi transportnykh gusenichnykh mashin, *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, seriia «Nauka i obrazovanie»*, no 1, 2011, p. 122-128.

17. Dobretsov R.Iu. Povорот bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny: opredelenie parametrov energoeffektivnosti shassi. *APZiB. BTiV. Trudy XLIII nauchno-prakticheskoi konferentsii*, 2015, Tom 3, Moscow, Izdanie FGBU «RARAN», pp. 103-111.

18. Galyshev Iu.V., Dobretsov R.Iu., Porshnev G.P., Khudorozhkov S.I. Issledovaniia i razrabotki uchenykh SPbGPU v oblasti obronnoi tekhniki (po materialam IX-i mezhdunarodnoi vystavki

vooruzheniia, voennoi tekhniki i boepripasov), «*Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*», seriia «*Nauka i obrazovanie*», 2014, no 1. pp. 26-32.

19. Smirnov G.A. *Teoriia dvizheniia kolesnykh mashin* [Motion theory for wheeled vehicles], 2-e izd, Moscow, Mashinostroenie, 1990. 352 p.

Дидиков Роман Александрович (Россия, Санкт-Петербург,) – аспирант кафедры «Инжиниринг силовых установок и транспортных средств», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: Didikovr@yahoo.com).

Didikov Roman Aleksandrovich (Russian Federation, Saint Petersburg,) – postgraduate student, Department of Vehicles and engine units engineering, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: Didikovr@yahoo.com).

УДК 629.027

ДЕГАЗАЦИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА

О.Л. Маломыжев¹, А.Г. Семенов², В.В. Скутельник¹

¹Иркутский национальный исследовательский технический университет (ИРНИТУ)

²Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)

Аннотация. Проведен анализ причин, вызывающих снижение эффективности работы гидравлических амортизаторов подвески автомобилей, в результате которого, разработана новая технология их изготовления. Способ изготовления гидравлического амортизатора заключается в заправке амортизатора маслом в качестве рабочей жидкости с предварительными, до его герметизации, мерами по снижению газовыделения из масла в процессе работы амортизатора. Непосредственно перед заправкой масло дегазируют, нагрев его до температуры выше максимальной рабочей и ниже температуры вспышки, в частности до: $T = (70-80) \text{ } ^\circ\text{C}$ для амортизаторной жидкости (масла) АМГ-10 (ГОСТ 6794-75); $T = (100-130) \text{ } ^\circ\text{C}$ для амортизаторных жидкостей (масел) МГП-12 (ТУ 38.301-29-40-97, славол-АЖ) и ГРЖ-12 (ТУ 0253-048-0567-924-96); $T = (130-145) \text{ } ^\circ\text{C}$ для амортизаторной жидкости (масла) MOTUL Shock Oil Factory Line VI 400; $T = (130-150) \text{ } ^\circ\text{C}$ для амортизаторной жидкости (масла) АЖ-12Т (ГОСТ 23008-78). Герметизацию амортизатора осуществляют до остывания масла в нем, по крайней мере, до максимальной рабочей температуры. Технический результат реализации предложения – повышение эффективности и ремонтпригодности амортизатора.

Ключевые слова: наземный транспорт, ходовая часть, подвеска, плавность хода, гидравлический амортизатор, газовыделение, дегазация масла.

Введение

Плавность хода автомобилей, управляемость, сцепление шин с дорожным покрытием в значительной мере зависят от гидравлических амортизаторов подвески [1] и эффективности их работы. Так при недостаточной эффективности работы амортизаторов, обусловленных их неисправностью, либо несовершенством

конструкции, возникает вероятность отрыва от дорожного покрытия (подпрыгивание колес).

Основную функцию, амортизатор выполняет на ходе отдачи (при вытягивании штока). При этом в полости цилиндра возникает значительное снижение давления, которое обуславливает возникновение в масле газовых пузырьков, вследствие выхода