

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

№ 2 (40) 2019

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

DOI: 10.31992/2074-0530-2019-40-2

В номере

2	Апелинский Д.В., Гусаров В.В., Фомин В.М. Возможности уравнивания одноцилиндрового двухтактного двигателя	Apelinskij D.V., Gusarov V.V., Fomin V.M. Possibilities of balancing a single-cylinder two-stroke engine
8	Бердников А.А., Стрельцов Р.В. Пути повышения подвижности ПГРК на базе автопоездов с активным прицепным звеном	Berdnikov A.A., Streltsov R.V. Ways to increase mobility of mobile ground missile system on the basis of road trains with active trailed link
14	Салим Соо, Абдель Сатер Х.И., Бернацкий В.В., Ходяков А.А., Хлопков С.В. Распыливание дизельного топлива с органическими добавками	Salim Soo, Abdel' Sater H.I., Bernackij V.V., Hodyakov A.A., Hlopkov S.V. Spraying of diesel fuel with organic additives
20	Есаков А.Е., Кретов А.В., Козакул В.А. К задачам автоматизации управления автомобильными сцеплениями с учетом изменения их статических характеристик	Esakov A.E., Kretov A.V., Kozakul V.A. Automation of control of automotive clutches to reflect the changes in their static characteristics
27	Коноплев В.Н., Абу-Ниджим Р.Х., Дьяченко М.В., Гусейнов Р.М. Усовершенствование конструкции дифференциала повышенного трения для автомобиля Formula SAE	Konoplev V.N., Abu-Nidzhim R.H., D'yachenko M.V., Gusejnov R.M. Improving the design of the limited slip differential for a Formula SAE race car
33	Сарач Е.Б., Курасова М.С., Лычагов А.А. Оценка боковой жесткости пневмогидравлической подвески многоосной колесной машины с использованием имитационного математического моделирования	Sarach E.B., Kurasova M.S., Lychagov A.A. Evaluation of the lateral stiffness of the pneumohydraulic suspension of a multi-axle wheeled vehicle using imitational mathematical modeling
41	Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Медведев А.С. Перспективы использования насосных установок с приводом от автономного двигателя внутреннего сгорания в гидросистемах с постоянным давлением питания	Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A., Medvedev A.S. Prospects for the use of pumping units driven by an autonomous internal combustion engine in hydraulic systems with a constant supply pressure
48	Мазур В.В. Математическое моделирование процессов радиального нагружения и качения колеса с безвоздушной шиной	Mazur V.V. Mathematical modeling of the processes of radial loading and rolling of a wheel with an airless tire
59	Меркулов В.И., Тищенко И.В., Абалакин С.А. Применение электрокомпрессоров в системах кондиционирования воздуха вертолетов	Merkulov V.I., Tishchenko I.V., Abalakin S.A. The use of electrocompressors in helicopter air conditioning systems
67	Сарач Е.Б., Ципилев А.А., Лычагов А.А. Проектирование пневмогидравлических систем поддрессирования для перспективных военных гусеничных и колесных машин	Sarach E.B., Cipilev A.A., Lychagov A.A. Design of pneumohydraulic suspension systems for promising military tracked and wheeled vehicles
80	Чичекин И.В., Максимов Р.О. Моделирование работы автомобильного дифференциала в системе расчета динамики твердых тел	Chichekin I.V., Maksimov R.O. Modeling the work of the automotive differential in the system for calculating the dynamics of solids
88	Чернов А.Е., Акимов А.В. Снижение расхода топлива автономной электроэнергетической системы на базе дизельной электростанции	Chernov A.E., Akimov A.V. Reducing the fuel consumption of an autonomous power system based on a diesel power station

ВОЗМОЖНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

К.Т.Н. Апелинский Д.В., К.Т.Н. Гусаров В.В., Д.Т.Н. Фомин В.М.
ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия
mixalichDM@mail.ru

Выполнен анализ уравновешенности одноцилиндрового двухтактного двигателя с учетом эффекта возмущения от действия опрокидывающего момента инерционных сил относительно центра масс. Разработана программа вычисления всех моментов, действующих на остов с учетом возможности варьирования весогабаритными параметрами и режимом работы исследуемого двигателя. В программе предусмотрена процедура оптимизации, позволяющая в каждом отдельном случае находить координаты положения центра масс, обеспечивающие минимальное возмущение от действия результирующего опрокидывающего момента. Приведены результаты количественного анализа эффекта возмущений от действия опрокидывающих моментов одноцилиндрового двухтактного двигателя бензопилы типа «УРАЛ». Для заданного режима работы показаны графики протекания различных моментов за период их действия, найдены значения импульсов возмущений, характеризующих вибронагруженность от действия результирующего опрокидывающего момента при разных положениях центра масс. Установлена зона точек положения центра масс, обеспечивающих наилучшую уравновешенность двигателя. С помощью разработанной программы выполнена количественная оценка влияния положения центра масс на вибронагруженность исследуемого одноцилиндрового двухтактного двигателя. Сделан вывод о возможности существенного улучшения уравновешенности одноцилиндрового двухтактного двигателя за счет специального подбора положения центра масс.

Ключевые слова: уравновешенность двигателя, одноцилиндровый двухтактный двигатель, опрокидывающий момент, центр масс двигателя.

Введение

Одноцилиндровые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) широко распространены в средствах малой энергетики. Особенностью конструкции таких двигателей является их высокая виброактивность – они обладают наихудшей уравновешенностью среди других типов ДВС [1, 2]. Это объясняется невозможностью использования ряда способов уравновешивания присущих многоцилиндровым двигателям, таких как оптимизация числа и расположения цилиндров, схем заклинки кривошипов, порядка работы. Применение в этом случае балансирных валов нецелесообразно по причине заметного усложнения конструкции. В настоящее время практически единственным способом уравновешивания является применение нащечных противовесов коленчатого вала. В данной работе показано, что существенным ресурсом улучшения уравновешенности одноцилиндровых двухтактных двигателей является определение оптимального положения центра масс подрессоренной части ДВС относительно действующих сил.

Цель исследования

Аналитическая количественная оценка действия опрокидывающих моментов от газовых и инерционных сил в типичной конструкции одноцилиндрового двухтактного двигателя. Результатами этого расчетного анализа, выполненного для различных режимов работы ДВС, являются рекомендации, позволяющие наметить эффективные пути уравновешивания таких конструкций.

Анализ уравновешенности одноцилиндрового двигателя

Неуравновешенность одноцилиндрового двигателя обусловлена действием следующих переменных сил и моментов (рис. 1): $P_{j\Sigma}$, P_c , M_p , где $P_{j\Sigma}$ – результирующая сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя; P_c – центробежная сила всех вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма (КШМ), приведенных к оси шатунной шейки $m_{\text{ВМ}}$ и нащечных противовесов $m_{\text{пр}}$; M_p – реактивный момент от действия кру-

тящего момента $M_{кр}$ принимается $M_p = -M_{кр}$. При этом активно проявляется воздействие опрокидывающего инерционного момента $M_{j\Sigma}$, обусловленного силами $P_{j\Sigma}$ и P_c .

Параметры упругого подвеса в типичных установках с одноцилиндровыми двигателями соответствуют условию: $\frac{\omega_b}{\omega_c} \geq 2,5$, где ω_b , ω_c – круговые и собственные частоты возмущения соответственно. В этом случае силовой агрегат можно рассматривать как тело свободное от связей [3], где неуравновешенные силы инерции ВПДМ и центробежные силы вращающихся масс вызывают моменты относительно центра масс силового агрегата $M_{jВПДМ}$ и M_c соответственно. Заметим, что в традиционных методах анализа уравновешенности действие инерционных моментов обычно не рассматривается, однако, как показано ниже, они могут существенно влиять на общий уровень уравнивания одноцилиндрового ДВС.

Указанные переменные силы и моменты действуют на остов ДВС и определяют его виброактивность. Обычно в одноцилиндровых двигателях применяют только так называемый естественный способ уравнивания, не связанный с установкой балансирных валов, усложняющих конструкцию – устанавливаются нащечные противовесы коленчатого вала ($m_{пр}$ на рис. 1), с помощью которых можно уравновесить центробежную силу от вращающихся масс (ВМ), приведенных к шатунной шейке КШМ $m_{ВМ}$. Причем в этом случае целесообразно дисбаланс нащечных противовесов $D_{пр}$ выполнить таким, чтобы не только полностью уравновесить центробежную силу, но и частично уравновесить силу инерции $P_{j\Sigma}$.

Анализ показывает, что для снижения общей виброактивности одноцилиндрового ДВС оптимальная величина дисбаланса противовесов должна соответствовать условию:

$$D_{пр} = m_{пр} \cdot r_{пр} = m_{ВМ} \cdot r + 0,5 \cdot m_{ВПДМ} \cdot r, \quad (1)$$

где r – радиус кривошипа, $r_{пр}$ – радиус центра масс противовеса $m_{пр}$.

Именно такой дисбаланс имеют нащечные противовесы у современных моделей одноцилиндровых двигателей. В этом случае результирующая центробежная сила будет отлична от нуля и направлена противоположно радиусу кривошипа (рис. 1).

В ходе предварительного исследования было установлено, что дополнительным есте-

ственным способом уравнивания одноцилиндрового ДВС может быть оптимизация его развесовки, заключающаяся в подборе таких координат положения ЦМ, характеризующихся расстоянием «с» от центра КШМ (точки пересечения осей цилиндра и коленчатого вала) и углом « α » (рис. 1), при которых обеспечивается минимальное возмущающее действие результирующего опрокидывающего момента $M_{p\Sigma}$ [4]. Его величина определяется суммой всех действующих на остов ДВС моментов:

$$M_{p\Sigma} = M_p + M_{jВПДМ} + M_c = M_p + M_{j\Sigma}, \quad (2)$$

где $M_{p\Sigma}$ – опрокидывающий момент от действия всех инерционных сил относительно ЦМ ДВС.

Как следует из расчетной схемы (рис. 1):

$$M_{j\Sigma} = P_{j\Sigma} \cdot c \cdot \sin \alpha - P_c \cdot c \cdot \sin(\alpha - \varphi), \quad (3)$$

где результирующая сила инерции от ВПДМ $P_{j\Sigma}$ определяется из выражения [1, 2]: $P_{j\Sigma} = m_{ВПДМ} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$, ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, λ – безразмерный кинематический параметр ДВС.

Результирующая центробежная сила от всех вращающихся масс P_c с учетом оптимальной величины дисбаланса нащечных противовесов $D_{пр}$ (1) определится из выражения: $P_c = 0,5 \cdot m_{ВПДМ} \cdot r \cdot \omega^2$. Тогда после некоторых

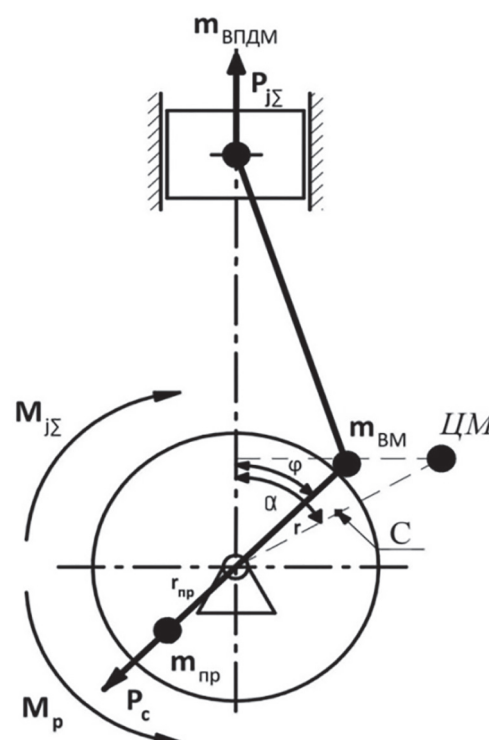


Рис. 1. Расчетная схема сил и моментов, действующих в одноцилиндровом двигателе

преобразований формулу (3) для момента $M_{j\Sigma}$ можно представить в виде:

$$M_{j\Sigma} = m_{\text{впдм}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot c (0,5 \cdot \sin(\alpha + \varphi) + \lambda \cdot \sin\alpha \cdot \cos 2\varphi). \quad (4)$$

Инерционный момент может как увеличить, так и уменьшить результирующий момент $M_{p\Sigma}$. Ранее авторы нашли, что для 4-х тактных одноцилиндровых ДВС за счет оптимизации координат ЦМ можно уменьшить возмущения от действия реактивного крутящего момента до двух раз [4]. Ниже выполнен такой анализ применительно к 2-х тактным двигателям, где принципиальное отличие состоит в ином периоде функции реактивного момента $M_p(\varphi)$: 360° (градусов поворота коленчатого вала) у 2-х тактного и 720° у 4-х тактного, что определяет иные результаты возможностей уравнивания. Заметим, что в этих исследованиях рассматривали только случаи расположения ЦМ в плоскости перпендикулярной оси коленчатого вала, проходящей через центр КШМ. Иное положение точки ЦМ приведет к возникновению дополнительного момента, действующего в плоскости, проходящей через ось коленчатого вала, который не взаимодействует с результирующим опрокидывающим моментом и может лишь увеличить общее возмущение.

Для анализа была разработана программа расчета всех вышеуказанных источников возмущений – газовых и инерционных сил и моментов, действующих в одноцилиндровом 2-х тактном ДВС, с возможностью произвольного задания весогабаритных параметров

КШМ, включая положение ЦМ и параметров режима работы: частоты вращения n (мин^{-1}) и нагрузки, характеризуемой величиной среднего индикаторного давления P_i (МПа). В частности, для каждого конкретного случая программным способом находили численные значения основных анализируемых источников возмущений – опрокидывающих моментов $M_{p\Sigma}$, M_p , $M_{j\Sigma}$ с заданным интервалом по углу поворота коленчатого вала за период их действия (360°). Общую количественную оценку возмущения от действия опрокидывающего момента (для каждого конкретного случая) выполняли по величине максимального за период импульса L_M (Н·м·с) [5]. В программе была предусмотрена возможность выполнения процедур оптимизации, заключающихся в определении координат положения ЦМ (параметров «с» и «α» – см. выше), обеспечивающих минимальное возмущение (значение параметра L_M).

Анализ выполнили для типичного варианта одноцилиндрового 2-х тактного ДВС, имеющего: диаметр цилиндра $D = 55$ мм, ход поршня $S = 44$ мм, степень сжатия $\varepsilon = 7$, массу поршневого комплекта $M_{\text{пк}} = 161$ г, массу шатуна $M_{\text{ш}} = 70$ г. На рис. 2 показаны найденные расчетным способом графики моментов, действующих в осто́ве ДВС, при оптимальном положении центра масс ($c = 76,4$ мм, $\alpha = 14^\circ$) на среднем по частоте вращения и нагрузке режиме работы $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $P_i = 0,75$ МПа.

Здесь график реактивного момента $M_p(\varphi)$ по существу будет соответствовать графику результирующего опрокидывающего момен-

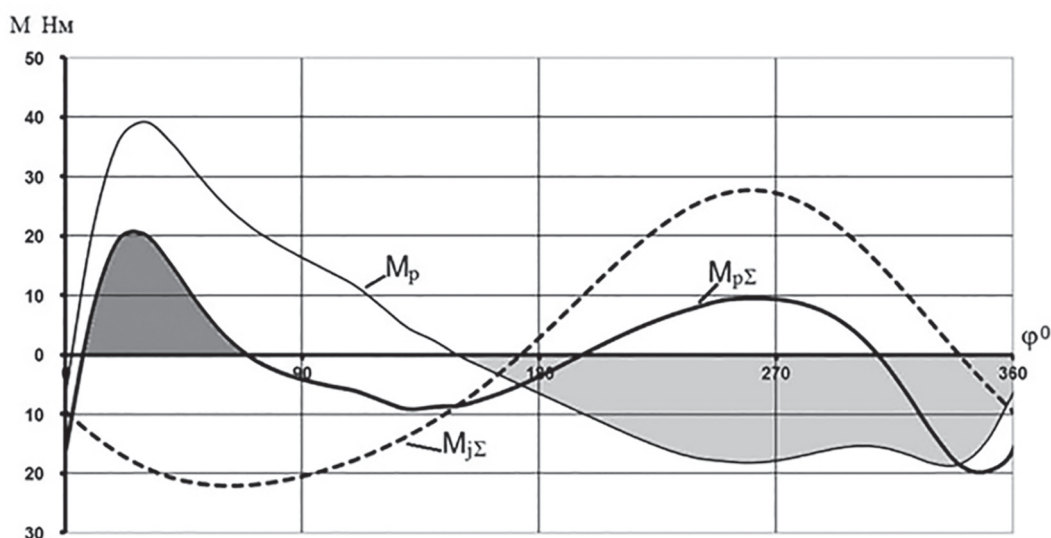


Рис. 2. Графики опрокидывающих моментов, действующих на осто́в исследуемого одноцилиндрового двухтактного двигателя на режиме работы $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $P_i = 0,75$ МПа

та $M_p(\varphi)$ при положении ЦМ в центре КШМ (при $c = 0$), как это следует из выражений (2) и (4). Заметим также, что в графической интерпретации величина импульса возмущения L_M от действия опрокидывающего момента $M_{ps}(\varphi)$ соответствует максимальной за период площади между линией среднего индикаторного момента и ее кривой. Для наглядности в этих графиках за нулевое значение реактивных моментов приняли значение среднего индикаторного на этом режиме: $M_i = 6,27$ Н·с. Тогда с учетом изложенного импульс возмущения от действия результирующего опрокидывающего момента при оптимальном положении ЦМ ($L_M = 0,038$ Н·м·с) соответствует площади, выделенной темносерым цветом и это в 4 раза меньше чем при расположении ЦМ в центре КШМ ($L_M = 0,154$ Н·м·с, выделено светло-серым).

Выполненный анализ показал, что важной особенностью одноцилиндрового 2-х тактного ДВС является сильное влияние положения ЦМ на его уравновешенность и на других режимах работы. В таблице 1 приведены значения импульсов возмущения L_M на среднем режиме работы $n = 4000$ мин⁻¹, $P_i = 0,75$ МПа при разных положениях его ЦМ.

Видно, что при изменении этой координаты значение импульса возмущения существенно меняется. Минимальное расчетное возмущение от действия результирующего опрокидывающего момента на этом режиме (найденно программным способом) характеризуется величиной импульса $L_M = 0,018$ Н·м·с и обеспечивается при положении ЦМ, с координатами $c = 42$ мм и угле $\alpha = 12^\circ$. По сравнению с вариантом расположения ЦМ в центре КШМ ($c = 0$), где значение $L_M = 0,114$ Н·м·с, импульс уменьшается в 6 раз, а энергия возмущения, пропорциональная квадрату значения импуль-

са [4], соответственно в 36 раз. Из этого видно, что влияние положение ЦМ на уравновешенность от действия опрокидывающего момента в одноцилиндровом 2-х тактном ДВС существенно выше, чем в подобном по весогабаритным параметрам 4-х тактном, где разница возмущений при указанных положениях ЦМ составляет около 1,4 раза при сравнении по значениям импульсов и 2-х раз при сравнений энергий возмущений [4].

Существенно более сильное влияние положения ЦМ на уравновешенность от действия опрокидывающего момента в одноцилиндровом 2-х тактном двигателе сравнительно с 4-х тактным ДВС характерно и для иных размерностей ДВС.

Для наглядности на рис. 3 показано расположение оптимальных точек ЦМ исследованного одноцилиндрового 2-х тактного ДВС на некоторых режимах работы. Координаты точек на схеме нанесены в том же масштабе, что и основные элементы КШМ. Область их расположения соответствует на рис. 3 зоне заштрихованного овала А. Чем ниже скоростной режим и чем больше нагрузка, тем дальше от центра КШМ целесообразно расположить ЦМ.

Хотя в принципе возможно создание устройств, обеспечивающих автоматическое изменение положения ЦМ в зависимости от режима работы, целесообразно ограничиться обеспечением такой развесовки ДВС, при которой его ЦМ будет находиться в оптимальной зоне соответствующей наиболее часто используемых режимов. Следует иметь ввиду, что при некоторых неправильных положениях ЦМ результирующий опрокидывающий момент M_{ps} может быть даже больше уравновешиваемого реактивного крутящего M_p (по своему возмущающему действию). Поэтому такой анализ необходим на стадии проектирования ДВС.

Таблица 1

Расчетные значения импульсов возмущений L_M , Н·м·с, от действия результирующего опрокидывающего момента M_{ps} при разных положениях ЦМ для режима работы ДВС: $n = 4000$ мин⁻¹, $P_i = 0,75$ МПа

Угол вектора координаты ЦМ α , гр	Длина вектора координаты ЦМ c , мм				
	0	15	30	45	60
-100	0,114	0,078	0,052	0,063	0,089
00	0,114	0,076	0,043	0,044	0,072
100	0,114	0,075	0,039	0,026	0,062
200	0,114	0,076	0,041	0,028	0,065
300	0,114	0,079	0,046	0,041	0,067

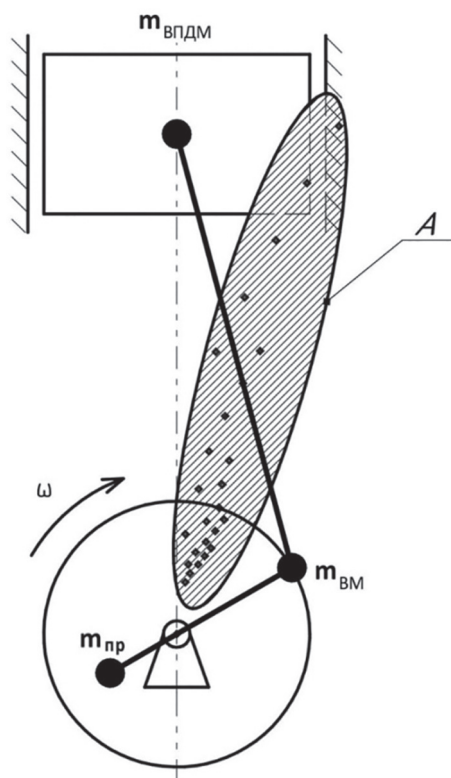


Рис. 3. Зона (А) оптимального расположения центра масс силовой установки с одноцилиндровым 2-х тактным двигателем на разных режимах работы

Заметим, что рассмотренный способ уравнивания, связанный с оптимизацией развесовки может быть в принципе применен и для других типов ДВС, где существует неуравновешенная результирующая сила инерции. Как известно, кроме рассмотренного одноцилиндрового, таковыми являются рядные модели некоторых 2-х и 4-х цилиндровых ДВС, где отсутствуют специальные устройства (балансиры вала) для уравнивания этих сил. Однако анализ показал, что в этих случаях возможность уменьшения возмущений от действия реактивного крутящего момента за счет подбора положения ЦМ незначительна. Оптимальным здесь является положение в середине коленчатого вала, и любое смещение приводит к увеличению неуравновешенности от действия опрокидывающего момента. Во всяком случае положение ЦМ в этих ДВС должно быть контролируемым: эта точка должна быть по возможности ближе к середине коленчатого вала.

Выводы

В результате выполненных исследований была разработана программа, позволяющая

выполнять анализ всех видов возмущений от действия неуравновешенных сил и моментов для одноцилиндрового 2-х тактного двигателя с произвольно задаваемыми параметрами: масс и размеров элементов КШМ, режима работы, положения центра масс.

Выполненный анализ уравниваемости рассмотренного ДВС показал, сильное влияние положения ЦМ на его уравниваемость от действия опрокидывающего момента. За счет специального подбора положения центра масс можно не только исключить возмущения от действия опрокидывающего момента инерционных сил $M_{\text{ж}}$, но и многократно уменьшить возмущения от действия реактивного крутящего момента. Найдены оптимальные положения ЦМ для разных режимов работы исследованного ДВС.

Литература

1. Луканин В.Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. М. Высш. шк., 2005. 400 с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Двигатели внутреннего сгорания. / Под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. Т. IV-14. 2013. 784 с.
3. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. Колебания силового агрегата автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 266 с.
4. Гусаров В.В., Газиалиев С.В. Улучшение уравниваемости одноцилиндрового двигателя путем подбора положения его центра масс // Машиностроение и инженерное образование. 2012. № 3. С. 2–6.
5. Гусаров В.В., Ашишин А.А. Новый способ оценки внутренних возмущений поршневых автомобильных ДВС // Машиностроение и инженерное образование. 2009. № 1 (18). С. 15–21.

References

1. Lukanin V.N. i dr. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal combustion engines]. Pod red. V.N. Lukanina i M.G. SHatrova. Moscow. Vysshaya shkola Publ., 2005. 400 p.
2. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. i dr. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal combustion engines]. T. IV-14. Pod obshch. red. A.A. Aleksandrova i N.A. Ivashchenko. 2013. 784 p.

3. Tol'skij V.E., Korchemnyj L.V., Latyshev G.V., Minkin L.M. *Kolebaniya silovogo agregata avtomobilya* [Oscillations of the power unit of automobile]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 266 p.

4. Gusarov V.V., Gazialiev S.V. Improving the balance of a single-cylinder engine by selecting

the position of its center of mass. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*. 2012. No 3, pp. 2–6 (in Russ.).

5. Gusarov V.V., Ashishin A.A. A new way to assess internal disturbances of piston automotive ICE. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*. 2009. No 1 (18), pp. 15–21 (in Russ.).

POSSIBILITIES OF BALANCING A SINGLE-CYLINDER TWO-STROKE ENGINE

PhD in Engineering **D.V. Apelinskij**, PhD in Engineering **V.V. Gusarov**, DSc in Engineering **V.M. Fomin**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
mixalichDM@mail.ru

The analysis of the balance of a single-cylinder two-stroke engine taking into account the effect of perturbation from the action of the tilting moment of inertial forces with respect to the center of mass was carried out. A program for calculating all moments acting on the frame, taking into account the possibility of varying weight and dimensional parameters and the mode of operation of the studied engine has been developed. The program provides an optimization procedure that allows in each individual case to find the coordinates of the center of mass position, ensuring the minimum perturbation from the effect of the resulting tilting moment. The results of the quantitative analysis of the effect of disturbances from the action of tilting moments of a single-cylinder two-stroke engine of a chainsaw of the «Ural» type are presented. The graphs of the flow of different moments during the period of their action are shown, the values of the perturbation pulses characterizing the vibration load from the action of the resulting tilting moment at different positions of the center of mass are found for a given mode of operation. The zone of points of position of the center of masses, which provides the best balance of the engine, is established. Using the developed program, a quantitative assessment of the influence of the center of mass position on the vibration load of a single-cylinder two-stroke engine was performed. It is concluded that it is possible to significantly improve the balance of a single-cylinder two-stroke engine due to a special selection of the center of mass position.

Keywords: engine balance, single-cylinder two-stroke engine, tilting moment, engine center of mass.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ПОДВИЖНОСТИ ПГРК НА БАЗЕ АВТОПОЕЗДОВ С АКТИВНЫМ ПРИЦЕПНЫМ ЗВЕНОМ

к.т.н. Бердников А.А.¹, к.п.н. Стрельцов Р.В.²

¹Военная академия Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого, Москва, Россия

aa-berdnikov@mail.ru

²Пермский военный институт войск национальной гвардии Российской Федерации, Пермь, Россия

Streltsov86@rambler.ru

Высокая подвижность грунтовых ракетных комплексов определяет их мобильность, позволяющую обеспечить частые перемещения автономных пусковых установок, тем самым создавая неопределенность их местонахождения и повышая их живучесть. Автономные пусковые установки обладают оперативно-тактической подвижностью – способностью к переходу из одного пункта в другой за определенное время и стратегической – приспособляемостью к погрузке и перевозке другими видами транспорта. Для повышения подвижности автономных пусковых установок необходимо иметь их высокую быстроходность с учетом требований проходимости, плавности хода и устойчивости, чего можно добиться путем создания автономных пусковых установок на базе автопоездов с активными прицепными звеньями. Однако необходимо разработать методы создания автономных пусковых установок на базе автопоездов с активным прицепным звеном и оценки их подвижности, обеспечивающие максимальную быстроходность с учетом требований к проходимости, плавности хода и устойчивости.

Ключевые слова: подвижность, быстроходность, проходимость, маневренность, распределение потоков мощности, изменение полюса поворота.

Введение

Подвижные грунтовые ракетные комплексы (ПГРК) наряду с морским, воздушным и шахтным базированием являются одной из важнейших составляющих ядерного щита Российской Федерации. Основное преимущество ПГРК – его мобильность. Мобильность ПГРК, наряду с защищенностью, является важнейшим свойством, которое заключается в частых перемещениях путем создания неопределенности местонахождения пусковой установки. Тем самым достигается наивысшая скрытность элементов боевого порядка и обеспечивается их высокая живучесть.

Мобильность ПГРК во многом зависит от подвижности автономных пусковых установок (АПУ), а точнее от возможностей используемого для них шасси. На современных АПУ применяется многоосное шасси, возможности которого по обеспечению быстроходности с учетом устойчивости и плавности хода исчерпаны. В связи с этим необходимо рассмотреть другие компоновочные схемы под монтаж ракетных комплексов, например автопоезда.

Постановка задачи

Понятие подвижности для АПУ ПГРК является комплексным, т.е. более широким чем понятие подвижности с точки зрения эксплуатационных свойств автомобильной техники. Так, например, в [1] определено, что АПУ могут обладать оперативно-тактической и стратегической подвижностью.

Под оперативно-тактической подвижностью понимается способность АПУ к переходу из одного пункта в другой за определенное время. Стратегическая подвижность характеризуется приспособляемостью АПУ к погрузке и перевозке ее другими видами транспорта: железнодорожным, воздушным, водным [2, 3]. Подвижность в целом характеризуется средней скоростью движения [1]:

$$\Pi = v_{\text{ср}} = \frac{L}{t_{\text{д}} + t_{\text{од}} + t_{\text{то}}}, \quad (1)$$

где Π – подвижность; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения; L – пройденный путь при выполнении задачи; $t_{\text{д}}$ – чистое время движения; $t_{\text{од}}$ – время, необходимое для обеспечения дви-

жения (подготовка АПУ к движению; время проведения технического обслуживания и устранения отказов; время восстановления от боевых повреждений; время на инженерную подготовку дорог; время, необходимое для организации преодоления зараженных участков местности и т.п.); $t_{то}$ – время выполнения технологических операций на пункте назначения для приведения АПУ в готовность к применению по своему назначению.

В знаменателе формулы (1) учтены суммарные затраты времени, влияние которых на подвижность можно проследить, преобразовав формулу (1):

$$\Pi = \frac{L}{t_d + t_{од} + t_{то}} = \frac{\frac{L}{t_d}}{\frac{t_d}{t_d} + \frac{t_{од}}{t_d} + \frac{t_{то}}{t_d}} = \frac{v_{ср}}{1 + \frac{t_{од}}{t_d} + \frac{t_{то}}{t_d}}. \quad (2)$$

Отсюда следует, что чем меньше потери времени на обеспечение движения $t_{од}$ и выполнения технологических операций $t_{то}$, тем выше подвижность АПУ и стремится к средней технической скорости движения $v_{ср}$.

Средняя техническая скорость зависит от конструктивных параметров АПУ и условий движения по дорогам и местности (вне дорог). При этом важным параметром для оценки подвижности АПУ является коэффициент сцепной массы $k_{сц}$ – чем он больше, тем подвижность выше. Коэффициент сцепной массы определяется отношением сцепной массы к полной массе АПУ:

$$k_{сц} = \frac{m_{сц}}{m_A} = \frac{G_{сц}}{G_A} = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m R_{zij}}{G_A \cos \alpha}, \quad (3)$$

где $m_{сц}$, m_A – сцепная масса и полная масса АПУ соответственно; $G_{сц}$, G_A – сцепной вес и полный вес АПУ соответственно; m – число ведущих осей; R_{zij} – нормальная реакция, действующая на i -е колеса j -й ведущей оси АПУ.

Чем больше коэффициент сцепной массы $k_{сц}$, тем выше подвижность АПУ в трудных дорожных условиях. На коэффициент сцепной массы $k_{сц}$ влияет колесная формула АПУ и распределение нагрузки по осям. Значение коэффициента сцепной массы для полноприводных

АПУ равен $k_{сц} = 1$. Для неполноприводных транспортных средств характерны значительно меньшие значения коэффициента сцепной массы.

Не менее важными, с точки зрения повышения подвижности АПУ, являются все показатели эксплуатационных свойств, которыми должны обладать транспортные средства. Эксплуатационные свойства АПУ можно сгруппировать в три основных блока: проходимость (опорная, определяющая возможность движения в ухудшенных дорожных условиях по деформируемой опорной поверхности, и профильная – связанную с возможностью преодоления геометрических препятствий, а также маневренность и возможность преодолевать брод – бродоходимость), быстроходность (характеризуется средней скоростью движения, определяемой тягово-скоростными и тормозными свойствами, устойчивостью и управляемостью, а также плавностью хода) и автономность (определяется запасом хода, т.е. движение АПУ без дозаправки, и коэффициентом готовности) [4, 8].

Таким образом, исходя из специфики функционирования АПУ ПГРК для обеспечения ее мобильности необходимо иметь высокую быстроходность с учетом требований проходимости, плавности хода и устойчивости.

Результаты

Основными базовыми шасси, обеспечивающими подвижность ПГРК, на сегодняшний день являются специальные колесные шасси (СКШ) производства Минского завода колесных тягачей, спроектированные еще в 60–70 гг. прошлого столетия и с тех пор подвергающиеся только модернизации. Конструкция таких СКШ того времени была важным достижением, так как она включала передовые технологии производства – это многоосное шасси с дизелем и гидромеханической планетарной коробкой передач; механическая трансмиссия, включающая раздаточные коробки, главные передачи, колесные редукторы, карданные передачи для привода управляемых колес как передних, так и задних осей; рулевое управление с гидроусилителем и механической обратной связью; пневмогидравлическая подвеска, а также традиционная система тормозного управления и электрооборудование. Отсутствие в конструкции систем обеспечения безопасности, особенно при движении с

транспортно-пусковым контейнером (ТПК), снаряженным ракетой и высоко размещенным центром масс, относительно большие габаритные размеры пусковой установки при движении даже с невысокой максимальной скоростью (около 40 км/ч) требуют высокой квалификации экипажа, а маршруты движения при этом должны тщательно подбираться или подвергаться специальной подготовке [5, 10].

Повышение устойчивости, плавности хода, маневренности и, как следствие, повышение быстроходности, т.е. средней скорости движения, можно добиться путем размещения пусковой установки на базе автопоездов с активными прицепными звеньями. К тому же опыт использования автопоездов в ракетных комплексах имеется.

Для транспортировки, установки (изъятия) ТПК и ракет применяются автопоезда в составе тягачей с прицепными звеньями (например, агрегаты 15Т284, 15Т145М, 15У79, 15Т246, 15Т414 и т.д.). В том числе отдельные прицепные звенья имеют привод ведущих колес, например, транспортно-перегрузочный агрегат 15Т284 (рис. 1) на каждой из 8 колесных пар подкатной тележки имеется тяговый электро-

мотор, таким образом, все 16 колес являются ведущими, однако 16 колес прицепа – неведущие и неуправляемые.

Автопоезд в составе тягача МАЗ-537Е с пятиосным транспортно-перегрузочным агрегатом 15Т145М имеет колесную формулу 18х16 (средняя ось агрегата неведущая) с гидравлической системой управления колесами прицепного звена. Привод ведущих колес агрегата – от встроенных электромоторов. Для питания гидропривода и электромоторов на тягаче установлен гидронасос и электрогенератор (рис. 2).

Примером применения прицепного звена в качестве пусковой установки может стать разрабатываемый американцами в 1980-х годах опытный образец стартового комплекса Midgetman с электрогидравлической трансмиссией (рис. 3). Преимуществами стартового комплекса Midgetman стали:

- снижение центра масс пусковой установки, что обеспечивает ее устойчивость при движении, повышая тем самым быстроходность. На испытаниях Midgetman показал скорость 48 км/ч по местности (вне дорог) и 97 км/ч на шоссе;
- обеспечение дополнительной защиты от поражающих факторов ядерного взрыва путем



а



б

Рис. 1. Транспортно-перегрузочный агрегат 15Т284:
а – общий вид; б – подкатная тележка с электромоторами



а



б

Рис. 2. Тягач МАЗ-537Е с пятиосным транспортно-перегрузочным агрегатом 15Т145М:
а – общий вид; б – движение агрегата на повороте



а



б

Рис. 3. Стартовый комплекс Midgetman для ракеты XMGM-134A (США):

а – общий вид; б – с опущенным полуприцепом

особой установки. В момент подготовки к пуску полуприцеп с ТПК автопоезда сгружался на землю и протягивался тягачом вперед, при этом полуприцеп специальными устройствами самозакапывался, что обеспечивало его устойчивость от опрокидывания;

- отвод тягача в момент пуска в сторону, тем самым обеспечивается защита его и экипажа;

- независимость пусковой установки от штатного тягача, так как при выходе его из строя он может быть заменен.

Перевозка ракет в контейнерах на автопоездах с прицепными звеньями применяется и в народно-освободительной армии Китая с максимальной скоростью движения 60 км/ч (рис. 4).

**Рис. 4. Трейлер с транспортно-пусковой установкой (КНР)**

Приведенный анализ автопоездов показывает, что движение АПУ осуществляется не только по дорогам общего пользования, но и зачастую вне дорог. При движении в тяжелых дорожных условиях их проходимость резко понижается, т.к. автопоезда имеют неполный привод колес, а следовательно, коэффициент сцепной массы меньше единицы $k_{сц} < 1$. В этом случае автопоезд может потерять движение по условию низкого коэффициента сцепления.

Из-за значительных габаритов автопоездов по длине и ширине ухудшают их маневрен-

ность, увеличивают габаритную ширину при повороте, т.к. прицепное звено смещается в сторону мгновенного центра поворота. Это смещение вызывает увеличение сопротивления движению на деформируемых грунтах, а следовательно, ухудшает проходимость и топливную экономичность, увеличивает износ шин и нагрузку на детали подвески и рамы.

Для исключения рассмотренных проблем с целью повышения подвижности АПУ необходимо обеспечить реализацию следующих мероприятий [5, 11]:

- подвод крутящего момента ко всем колесам автопоезда и управление распределением потоков мощности, подводимой к колесам автопоезда в зависимости от возможности реализации свободной тяги каждым колесом;

- уменьшением длины базы автопоезда, в том числе путем смещения опорно-сцепного устройства (ОСУ) вдоль продольной оси базы тягача;

- введением в конструкцию полуприцепов управляемых колес с соблюдением законов управления изменением положения полюса поворота в зависимости от скорости выполняемого маневра и внешних условий;

- использованием в прицепных звеньях специальной следящей запоминающей системы, поворачивающей колеса в зависимости от поворота управляемых колес тягача, но с запаздыванием на время прохождения прицепными звеньями пути от их колес до колес тягача;

- применением на последней оси тележек полуприцепов самоустанавливающихся колес [6].

Таким образом, повышения подвижности АПУ можно достичь путем управления распределением потоков мощности, изменения положения полюса поворота в зависимости от скорости выполняемого маневра, управления поддрессированием в целях минимизации отклика пусковой установки во время движения

на кинематические и силовые возмущения от внешней среды, управления тормозными моментами в целях обеспечения требуемого замедления при сохранении управляемости и устойчивости, прогнозирования траектории движения прицепа звена.

Заключение

Повысить подвижность АПУ ПГРК возможно путем размещения ее на базе автопоезда с активным (полноприводным) прицепным звеном. Однако отсутствие эффективных методов оценки подвижности АПУ с прицепными звеньями в различных условиях эксплуатации и при различном конструктивном исполнении автопоезда не дает полный спектр данных для проектирования автопоездов с активным прицепным звеном. Повышение подвижности АПУ в составе автопоезда возможно за счет создания новых законов управления движением, эффективность которых должна оцениваться методами имитационного моделирования.

Методом имитационного моделирования на ранних стадиях проектирования АПУ в составе автопоездов с прицепными звеньями можно будет оценить эффективность применяемых законов управления движением: распределения потоков мощности, изменения положения полюса поворота, управления поддрессированием и т.д. в различных условиях эксплуатации и совершения маневра.

Литература

1. Степанченко Э.П., Фалалеев П.П. Технологическое оборудование: основы конструкции и расчета базовых машин / Под общ. ред. П.П. Фалалеева. М.: МО СССР, 1986. 364 с.
2. Паньков Н.П. Основы эффективности применения армейской автомобильной техники. Л.: ВАТТ, 1979.
3. Самусенко М.Ф. Конструирование и расчет большегрузных транспортных средств. Подвижность и устойчивость. М.: МАДИ, 1983.
4. Падалькин Б.В., Котиев Г.О., Горелов В.А. «Колесный ход триады»: возрождение отечественной отрасли транспортного специального машиностроения // Автомобильная промышленность. 2018. № 6. С. 6–10.
5. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов в 3 т. Т. 1 / Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.
6. Чикалов Н.В. Дерюшев В.В. Пусковые установки и командные пункты ракетных комплексов: учеб. пособие. МО РФ, 2018. 329 с.
7. Волков Е.Б., Дворкин В.З., Прокудин А.И. и др. Технические основы эффективности ракетных систем / Под ред. Е.Б. Волкова. М.: Машиностроение, 1989. 256 с.
8. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
9. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет. / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
10. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов в 3 т. Т. 3 / Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
11. Горелов В.А. Научные методы повышения безопасности и энергоэффективности движения многоосных колесных транспортных комплексов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. М., 2012. 336 с.

Reference

1. Stepanchenko E.N., Falaleev P.P. *Tekhnologicheskoe oborudovanie: osnovy konstrukcii i rascheta bazovyh mashin* [Technological equipment: basic design and calculation of basic machines]. Pod obshch. red. P.P. Falaleeva. Moscow: MO SSSR Publ., 1986. 364 p.
2. Pan'kov N.P. *Osnovy ehffektivnosti primeneniya armejskoj avtomobil'noj tekhniki* [Fundamentals of the effectiveness of the use of military vehicles]. Leningrad: VATT Publ., 1979.
3. Samusenko M.F. *Konstruirovaniye i raschet bol'shegruznyh transportnyh sredstv. Podvizhnost' i ustojchivost'* [Design and calculation of heavy vehicles. Mobility and stability]. Moscow: MADI Publ., 1983.
4. Padalkin B.V., Kotiev G.O., Gorelov V.A. The "Triad Wheel Run": the revival of the domestic special transport industry. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2018. № 6. P. 6–10 (in Russ.).
5. *Proektirovaniye polnoprivodnyh kolesnyh mashin* [Design of all-wheel drive vehicles]: uchebnik dlya vuzov; V 3 t. T. 1 / B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, G.I. Gladov i dr.; pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.EH. Bauman Publ., 2008. 496 p.

6. CHikalov N.V. *Puskovye ustanovki i komandnye punkty raketnykh kompleksov* [Launchers and command posts of missile complexes]: ucheb. posobie / N.V. CHikalov, V.V. Deryushev. MO RF, 2018. 329 p.
7. Volkov E.B., Dvorkin V.Z., Prokudin A.I. i. dr. *Tekhnicheskie osnovy ehffektivnosti raketnykh system* [Technical bases of the effectiveness of rocket systems]. Pod red. E.B. Volkova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 256 p.
8. Litvinov A.S. *Avtomobil': teoriya ehkspluatatsionnykh svoystv: uchebnyk dlya vuzov po special'nosti «Avtomobili i avtomobil'noe hozyajstvo»* [Automobile: the theory of operational properties: a textbook for universities in the specialty "Automobiles and automobile economy"] / A.S. Litvinov, YA.E. Farobin. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 240 p.
9. Belousov B.N. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzo-pod'emnosti. Konstrukciya. Teoriya. Raschet* [Wheeled vehicles of particularly large capacity. Design. Theory. Calculation] / B.N. Belousov, S.D. Popov; pod obshch. red. B.N. Belousova. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.EH. Bauman Publ., 2006. 728 p.
10. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive vehicles]: uchebnyk dlya vuzov; V 3 t. T. 3 / B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. ZHeglov i dr.; pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.EH. Bauman Publ., 2008. 432 p.
11. Gorelov V.A. *Nauchnye metody povysheniya bezopasnosti i ehnergoehffektivnosti dvizheniya mnogoosnykh kolesnykh transportnykh kompleksov: dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Scientific methods for improving the safety and energy efficiency of multi-axle wheeled transport systems: Dissertation for degree of Dr. (Engineering)]: 05.05.03. Moscow, 2012. 336 p.

WAYS TO INCREASE MOBILITY OF MOBILE GROUND MISSILE SYSTEM ON THE BASIS OF ROAD TRAINS WITH ACTIVE TRAILED LINK

PhD in Engineering **A.A. Berdnikov**¹, PhD in Pedagogics **R.V. Streltsov**²

¹The Military Academy of Strategic Rocket Troops after Peter the Great

aa-berdnikov@mail.ru

²Perm Military Institute of the Russian National Guard troops, Perm

Streltsov86@rambler.ru

The high mobility of ground-based missile systems determines their mobility, allowing for the frequent movement of autonomous launchers, thereby creating the uncertainty of their location and increasing their survivability. Autonomous launchers have operational-tactical mobility – the ability to move from one point to another for a certain time and strategic – adaptable to loading and transportation by other modes of transport. To increase the mobility of autonomous launchers, it is necessary to have a high speed of them, taking into account the requirements of maneuverability, smoothness and stability, which can be achieved by creating autonomous launchers on the basis of road trains with active trailed links. However, it is necessary to develop methods for creating autonomous launchers on the basis of road trains with an active trailing link and assessing their mobility, ensuring maximum speed with regard to the requirements for maneuverability, smoothness and stability.

Keywords: mobility; high speed; passability; maneuverability; distribution of power flows; change pole turning.

РАСПЫЛИВАНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С ОРГАНИЧЕСКИМИ ДОБАВКАМИ

Салим Соо¹, К.Т.Н. Абдель Сатер Х.И.¹, К.Т.Н. Бернацкий В.В.^{1,2}, К.Х.Н. Ходяков А.А.¹, Хлопков С.В.¹

¹Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

²Московский политехнический университет

vladislav_bern@mail.ru

Известно, что использование смесового дизельного топлива (ДТ) обеспечивает не только экономию минерального сырья, но и улучшает экологические качества горючего. Обладая позитивными свойствами, этот вид горючего из-за высокой плотности и вязкости может обладать более иными, чем ДТ характеристиками впрыска. Поэтому проведены испытания распыливания дизельного топлива, смесей, содержащих арахисовое масло (АМ) и ДТ, компаунда, состоящего из ДТ, АМ и керосина (КЕР), получены значения угла конуса факела распыливания, рассчитаны диаметры капель струи, формируемой форсункой. Показано, что по мере роста содержания в смесях АМ параметр d_{32} возрастает. Для компаунда, состоящего из 33 % КЕР, 29 % ДТ и 38 % арахисового масла, d_{32} больше среднего диаметра капель дизельного топлива всего на 8 %. Такое отличие позволяет сделать позитивный прогноз. Использование смеси дизельного топлива с керосином и арахисовым маслом не приведет к существенным нарушениям работы мотора, характерным для двигателя, питаемого растительным маслом или смесями с высоким содержанием АМ. Опыты проводили на приборе для испытания и регулировки дизельных форсунок КИ-562Д, при давлении открытия форсунки 17 МПа (170 кг-см^{-2}). Под форсункой устанавливали бумажный экран, на котором (после процедуры впрыска в атмосферу) оставался отпечаток от факела распыла горючего. Далее измеряли диаметр оставленного на бумаге отпечатка. В качестве устройства впрыска использовали штифтовую форсунку ФШ-1.5х250. Кинематическую вязкость измеряли с помощью капиллярного стеклянного вискозиметра ВПЖ-4 и ВПЖ-2, плотность – ареометром (нефтеденсиметром).

Ключевые слова: дизельное топливо, арахисовое масло, керосин, вязкость, плотность, поверхностное натяжение, впрыск, диаметр капель.

Введение

Известно, что использование смесового дизельного топлива обеспечивает не только экономию минерального сырья, но и улучшает экологические качества горючего [1–6]. Обладая позитивными свойствами, этот вид топлива имеет и недостатки, к которым относятся, например, потеря мощности двигателя, повышенный расход горючего [2–4]. Эти недостатки обусловлены несоответствием физико-химических свойств растительных масел требованиям организации рабочего процесса в двигателе [5, 6]. Поэтому изучение физико-химических свойств смесей дизельного топлива с растительными маслами, а также поиск путей улучшения этих свойств не потеряло своей актуальности. К одному из способов улучшения качеств смесового дизельного топлива (СДТ) является введение в смесь вещества, например бензина, модифицирующего компонентный состав горючего [7, 8]. Подбор

ингредиентов, обеспечивающих питание двигателя без использования какого-либо дополнительного оборудования, состоящего, как правило, из смесителя и подогревателей, является важным решением задачи применения СДТ. При работе мотора на такой смеси следует учитывать, что процесс ее впрыскивания так же как и дизельного топлива зависит от плотности (σ), вязкости (ν) и поверхностного натяжения горючего (σ) [9–12]. Поэтому информация о зависимости угла конуса факела распыливания, среднего диаметра капель, формируемой форсункой струи, с параметров ρ , ν и σ имеет большое значение.

Цель исследования

Оценить угол конуса факела распыливания дизельного топлива, дизельного топлива с добавками арахисового масла и керосина, рассчитать диаметр капель струи жидкостей при их впрыске форсункой.

Экспериментальная часть

Объектами исследования были дизельное топливо (ДТ) летнего вида, нерафинированное арахисовое масло (получено ручным холодным отжимом на дубовом прессе; ТУ 9141-001-0062499777-2016; АМ), осветительный керосин (КЕР; КО-25 ТУ 38.401-58-10-01). Изучали смеси, состоящие из ДТ и АМ, компаунды, содержащие ДТ, АМ и КЕР. Использование керосина было вполне закономерным, т.к. он служит не только средством, позволяющим улучшить низкотемпературные свойства дизельного топлива, но и является хорошим горючим [13, 14].

Определение физических характеристик проб указанных ранее объектов исследования проводили по стандартным методикам. Так, кинематическую вязкость (ν) измеряли с помощью капиллярного стеклянного вискозиметра ВПЖ-4 и ВПЖ-2, плотность (ρ) – ареометром (нефтеденсиметром).

Расчет вязкости (ν , сСт) проводили по уравнению (1):

$$\nu = C \cdot \tau, \quad (1)$$

где C – постоянная вискозиметра, сСт·с⁻¹; τ – среднearифметическое время истечения проб исследуемых жидкостей, с.

Оценку угла конуса факела (конус струи) распыливания дизельного топлива и смесей, содержащих арахисовое масло, осветительный керосин, проводили на приборе для испытания и регулировки дизельных форсунок КИ-562Д [15]. В качестве устройства впрыска при испытании жидкостей использовали штифтовую форсунку ФШ-1,5х25°, которую подсоединяли к трубопроводу высокого давления. Подачу

жидкости в форсунку осуществляли встроенным в КИ-562Д нагнетательным насосом. Опыты проводили при давлении открытия форсунки 17 МПа (170 кг·см⁻²). Под форсункой устанавливали бумажный экран, на котором (после процедуры впрыска в атмосферу) оставался отпечаток от факела распыла топлива (рис. 1). Далее измеряли диаметр оставленного на бумаге отпечатка.

Обсуждение результатов

В таблице 1 представлены данные, необходимые для расчета среднего диаметра капель струи дизельного топлива, смесей дизельного топлива с арахисовым маслом, смесей содержащих керосин. Следует отметить, что показав

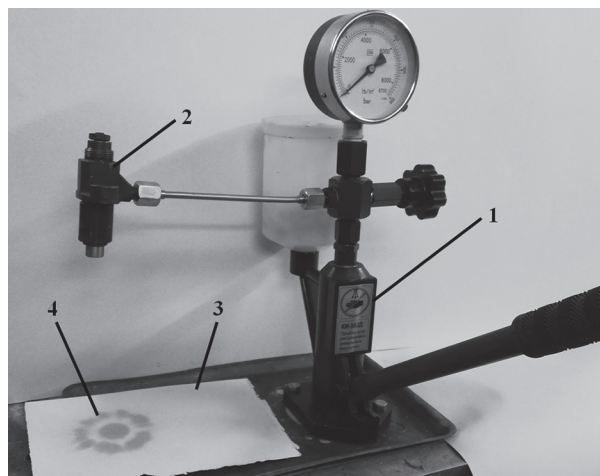


Рис. 1. Распыливание дизельного топлива, дизельного топлива с органическими добавками форсункой ФШ-1,5х25°:
1 – прибор КИ-562Д; 2 – форсунка ФШ-1,5х25°;
3 – бумажный экран; 4 – отпечаток от факела распыла топлива

Таблица 1

Физико-химические показатели дизельного топлива (ДТ), керосина (КЕР) и арахисового (АМ) масла

Объект исследования	* ρ , кг·м ⁻³ при 15 °С	ρ , кг·м ⁻³ при 20 °С	** ν , мм ² ·с ⁻¹ при 20 °С	** ν , мм ² ·с ⁻¹ при 40 °С	ν , мм ² ·с ⁻¹ при 100 °С	***К	**** $\sigma \cdot 10^{-3}$, Н·м ⁻¹
ДТ	830,0	828,0	5,1	3,2	1,6	2,80	27,0
КЕР	794,9	–	1,5	–	–	5,6	24,0
АМ	918,0	915,0	77,2	36,1	8,4	1–2,25	32,8

* – плотность при 15 °С для дизельного топлива по нормам ГОСТ 32511-2013 и ГОСТ 305-2013 (ЕН 590:2009) составляет 820,0–845,0 кг·м⁻³ и 863,4 кг·м⁻³ (Л), 843,4 кг·м⁻³ (З) соответственно;

** – вязкость при 20 °С для дизельного топлива по нормам ГОСТ 32511-2013 составляет 3,0–6,0 мм²·с⁻¹ (Л) и 1,8–5,0 (З) мм²·с⁻¹;

*** – вязкость при 40 °С для дизельного топлива по нормам ГОСТ 305-2013 составляет 2,0–4,5 мм²·с⁻¹;

**** – кислотность, мг КОН на 100 см³, не более 5 (ГОСТ 305-2013) для дизельного топлива и кислотное число в мг КОН на г, не более 1–2,25 для арахисового масла первого и высшего сорта (ГОСТ 7981-68);

***** – коэффициент поверхностного натяжения.

тели используемого в экспериментах дизельного топлива соответствуют представленным в ГОСТ нормативным параметрам ρ , ν .

Угол конуса факела (конус струи, $\alpha_{\text{эфф}}$) рассчитывали по формуле (2) [16, 17]:

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D}{2A}\right), \quad (2)$$

где D – диаметр отпечатка на бумажном экране, мм; A – расстояние от конца распылителя форсунки до экрана, равное 100 мм (рис. 2).

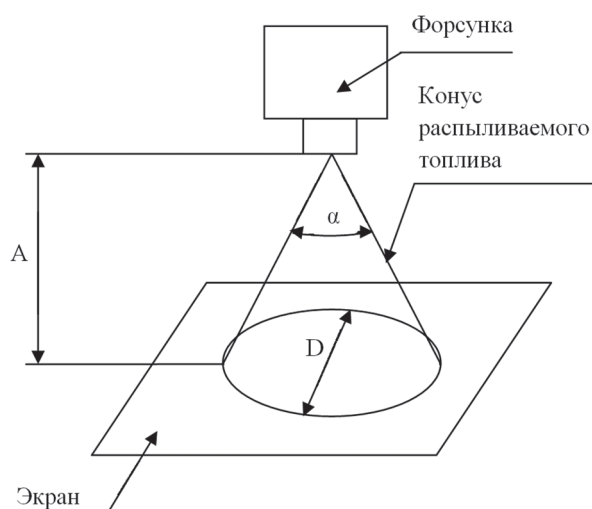


Рис. 2. Схематическое изображение распыливания исследуемых жидкостей:

A – расстояние от конца распылителя форсунки до экрана; D – диаметр отпечатка на бумажном экране; $\alpha_{\text{эфф}}$ – угол конуса факела

Характеристика угла конуса факела распыливания как эффективного значения параметра α связано с тем, что выражение (2) обычно применяют для расчета α при впрыске дизельного топлива не в атмосферу (как это происходит при работе на приборе КИ-562), а в цилиндры двигателя, где газы находятся под высоким давлением [18]. К тому же арахисовое масло в отличие от дизельного топлива состоит не из

углеводородов, а из жиров, высших жирных кислот, мицелл, которые имеют иную, чем углеводороды природу, и, следовательно, могут оказывать существенное влияние на размер отпечатка и дальность струи смесей, содержащих АМ.

Из сопоставления данных (табл. 2) следует, что диаметр отпечатка и угол конуса факела смесей, содержащих более 22 % АМ, ниже параметра D и $\alpha_{\text{эфф}}$ дизельного топлива. Такое уменьшение значений D и $\alpha_{\text{эфф}}$ при распыливании жидкостей может быть связано с большим по сравнению с дизельным топливом размером капель смесей, содержащих арахисовое масло.

Расчет среднего диаметра капель (d_{32}) смесей, содержащих арахисовое масло, проводили по формуле Заутера (3), которая используется для расчета диаметра капель, образующихся при распаде струи дизельного топлива [12, 19]:

$$d_{32} = d_c \cdot 1,68 \cdot \left(\frac{\rho_v \cdot \Delta P \cdot d_c}{\rho \cdot \sigma} \right)^{-0,266} \times \left(\frac{\rho_m \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu} \right)^{-0,073}, \quad (3)$$

где d_c – диаметр сопла, м; ρ – плотность топлива, $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$; ρ_v – плотность воздуха, $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$; ΔP – перепад давления в сопловом отверстии и среды, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-2}$; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости (топлива), $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$; μ – коэффициент динамической вязкости, $\text{Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-2}$.

Расчет коэффициентов поверхностного натяжения смесей проводили, предполагая, что эти коэффициенты обладают аддитивными свойствами, т.е. связь между σ смеси и суммой коэффициентов поверхностного натяжения составных частей компаунда прямо пропорциональная.

Из сопоставления данных (табл. 3) следует, что по мере роста содержания в смесях АМ параметр d_{32} возрастает. Следовательно, средний диаметр капель, образующихся в резуль-

Таблица 2

Значения плотности (ρ), вязкости (ν) дизельного топлива, ρ , ν смесей дизельного топлива с арахисовым маслом при 20 °С, диаметр отпечатка (D), эффективный угол конуса струи ($\alpha_{\text{эфф}}$)

Параметр	Содержание АМ в смеси, %				
	0	22	48	68	85
ρ_{20} , $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$	830	838	872	900	914
ν_{20} , $\text{мм}^2\cdot\text{с}^{-1}$	5,1	10,1	18,5	31,7	52,1
D , мм	57,0±1,8	57,3±1,3	53,9±1,6	53,0±1,4	44,8±0,9
$\alpha_{\text{эфф}}$, град	32,3	32,3	31,3	30,2	25,9

Таблица 3

Плотность (ρ), динамическая вязкость (μ), коэффициент поверхностного напряжения σ дизельного топлива, смесей ДТ с арахисовым маслом, средний диаметр капель (d_{32})

Параметр	Содержание АМ в смеси, %					
	0	25	30	50	70	100
ρ , кг·м ⁻³ при 20 °С	830,0	841	847	878	898	918,0
$\mu \cdot 10^{-3}$, Н·с·м ⁻²	4,2	8,7	11,2	16,9	31,3	70,9
$\sigma \cdot 10^{-3}$, Н·м ⁻¹	27,0	28,5	28,7	29,9	31,1	32,8
$d_{32} \cdot 10^{-5}$, м	1,54	1,73	1,80	1,95	2,13	2,47

тате распада струи (формируемой форсункой) смесей, содержащих арахисовое масло, по сравнению с d_{32} ДТ увеличивается. Для смеси, состоящей из 33 % КЕР, 29 % ДТ и 38 % арахисового масла, значение d_{32} составило $1,67 \cdot 10^{-5}$ м ($\rho = 845,0$ кг·м⁻³, $\mu = 6,8 \cdot 10^{-3}$ Н·с·м⁻²), т.е. d_{32} смеси, состоящей из керосина, дизельного топлива и арахисового масла, больше среднего диаметра капель ДТ на ~ 8 %, а для смеси с 25 % АМ – на ~ 11 %.

Следует отметить, что диаметры капель струи смесей и дизельного топлива не являются сведениями, которые отражают параметры впрыска форсунок при непосредственном питании двигателя указанным горючем. Эти данные использованы как качественные параметры для сравнения d_{32} смесей и дизельного топлива.

Заключение

Таким образом, в результате проведенных испытаний впрыска дизельного топлива, смесей, содержащих арахисовое масло и ДТ, компаунда, состоящего из ДТ, АМ и керосина, получены значения угла конуса факела распыливания, рассчитаны диаметры капель струи, формируемой форсункой. Показано, что по мере роста содержания в смесях АМ параметр d_{32} возрастает. Для компаунда, состоящего из 33 % КЕР, 29 % ДТ и 38 % арахисового масла, d_{32} больше среднего диаметра капель дизельного топлива всего на 8 %. Такое отличие позволяет сделать позитивный прогноз. Использование смеси дизельного топлива с керосином и арахисовым маслом не приведет к существенным нарушениям работы мотора, характерным для двигателя, питаемого растительным маслом или смесями с высоким содержанием АМ.

Литература

1. Гусаков С.В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых

источников. Учебное пособие. М.: РУДН, 2008. 318 с.

2. Уханов А.П., Уханов Д.А., Шеменев Д.С. Дизельное смесевое топливо. Пенза: РИО ПГСХА, 2012. 147 с.
3. Уханов А.П., Уханов Д.А., Сидоров Е.А., Година Е.Д. Нетрадиционные биоконпоненты смесевое дизельного топлива. Пенза: РИО ПГСХА, 2013. 113 с.
4. Халиль Ибрагим Абдель Сатер, Шевченко Д.В. Биоэнергетика автотранспорта // Вестник РУДН. Инженерные исследования. 2011. № 4. С. 52–60.
5. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 480 с.
6. Фомин В.М., Абу-Ниджим Р.Х. К проблеме эффективного использования биоуглеводородных топливных композиций в сфере энергетического комплекса АПК // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 10. С. 3–13.
7. Шустер А.Ю. Совершенствование показателей транспортного дизеля путем использования двухкомпонентных и многокомпонентных смесевых биотоплив на основе растительных масел: автореф. дис. канд. техн. наук. МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2010. 17 с.
8. Быковская Л.И. Оценка эффективности применения многокомпонентных биотоплив в дизельных двигателях сельскохозяйственных машин: автореф. дис. канд. техн. наук / Быковская Л.И.; ФГБОУ ВПО МГАУ им. В.П. Горячкина. М., 2013. 19 с.
9. Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Литвинов П.В. Влияние свойств разноразных топлив для дизелей на характеристики топливоподачи // Вестник СибАДИ. 2016. Выпуск 2 (48). С. 44–50.
10. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М.: МАШГИЗ, 1963. 200 с.
11. Жосан А.А., Рыжов Ю.Н., Курочкин А.А. Впрыск и горение рапсового масла и дизельного

- топлива в современных дизелях // Вестник Орел ГАУ. 2012. № 1 (34). С. 130–132.
12. Масцкий А.В. Обзор расчетных методов исследования качества распыливания топлива дизельной форсункой и анализ факторов, влияющих на качество распыливания // Молодой ученый. 2012. № 3 (38). С. 61–70.
 13. Халикова Д.А., Меньшикова Т.С. Сравнение ключевых показателей дизельных топлив зарубежного и отечественного производств // Вестник казанского технологического университета. 2012. Т. 15. № 9. С. 226–227.
 14. Бирюков В.П. Смазочные материалы, топлива и технические жидкости. Учебное пособие. М.: МИИТ, 2008. 183 с.
 15. Силицын А.К. Лабораторный практикум по курсу «Основы технической эксплуатации автомобилей. Учебное пособие. М.: РУДН, 2011. 152 с.
 16. Фаталиев Н.Г. Автомобильные двигатели: учебное пособие. Лабораторные работы по испытанию топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания. Махачкала: Даггоссельхозакадемия, 2011. 44 с.
 17. Горелик Г.Б. Исследование взаимосвязи топливopодачи и смесеобразования с рабочим процессом в дизелях при работе на долевых режимах // Вестник ТОГУ. 2008. № 1 (8). С. 75–90.
 18. Сафин Ф.Р. Исследование влияния методики регулирования форсунок на неравномерность топливopодачи. Вестник БГАУ. 2015. № 1. С. 100–102.
 19. Володин А.И., Михайлова Л.Ю. Расчет параметров струи впрыскиваемого жидкого топлива тепловозных дизелей // Омский научный вестник: Машиностроение и машиноведение. 2011. № 3 (103). С. 143–147.
- ### References
1. Gusakov S.V. *Perspektivy primeneniya v dizelyah al'ternativnyh topliv iz vozobnovlyaemyh istochnikov* [Prospects for use in diesel engines of alternative fuels from renewable sources]: Uchebnoe posobie. Moscow: RUDN Publ., 2008. 318 p.
 2. Uhanov A.P., Uhanov D.A., SHemenev D.S. *Dizel'noe smesevoe toplivo* [Diesel mixed fuel]. Penza: RIO PGSKHA Publ., 2012. 147 p.
 3. Uhanov A.P., Uhanov D.A., Sidorov E.A., Godina E.D. *Netradicionnye biokomponenty smesevogo dizel'nogo topliva* [Unconventional bio-components of the mixed diesel fuel]. Penza: RIO PGSKHA Publ., 2013. 113 p.
 4. Halil' Ibragim Abdel' Sater, SHEvchenko D.V. Bio-energetika avtotransporta. Vestnik RUDN. Inzhenernye issledovaniya. 2011. No 4, pp. 52–60.
 5. Gajvoronskij A.I., Markov V.A., Ilatovskij YU.V. *Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugih al'ternativnyh topliv v dizel'nyh dvigatelyah* [Using of natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow: ООО «IRC Gazprom» Publ., 2007. 480 p.
 6. Fomin V.M., Abu-Nidzhim R.H. The effective use of hydrocarbon fuel compositions in the field of energy complex of agroindustrial complex. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2017. No 10, pp. 3–13 (in Russ.).
 7. SHuster A.YU. *Sovershenstvovanie pokazatelej transportnogo dizelya putem ispol'zovaniya dvuhkomponentnyh i mnogokomponentnyh smesevyh biotopliv na osnove rastitel'nyh masei*: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Improving the performance of a diesel engine through the use of two-component and multi-component biofuels based on vegetable oils: Dissertation for Degree of PhD (Engineering)]. MGTU im. N.E. Bauman. Moscow, 2010. 17 p.
 8. Bykovskaya L.I. *Ocenka effektivnosti primeneniya mnogokomponentnyh biotopliv v dizel'nyh dvigatelyah sel'skohozyajstvennyh mashin*: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Evaluation of the effectiveness of the use of multicomponent biofuels in diesel engines of agricultural machinery: Dissertation for Degree of PhD (Engineering)]. FGBOU VPO MGAU im. V.P. Goryachkina. Moscow, 2013. 19 p.
 9. Vedruchenko V.R., Krajnov V.V., Litvinov P.V. Influence of the properties of different-grade diesel fuels on fuel delivery characteristics. *Vestnik SibaDI*. 2016. Vypusk 2 (48), pp. 44–50 (in Russ.).
 10. Lyshevskij A.S. *Processy raspylivaniya topliva dizel'nyimi forsunkami* [Processes of atomization of diesel fuel injectors]. Moscow: MASHGIZ Publ., 1963. 200 p.
 11. ZHosan A.A., Ryzhov YU.N., Kurochkin A.A. *Vprysk i gorenje rapsovogo masla i dizel'nogo topliva v sovremennyh dizelyah* [Injection and combustion of rapeseed oil and diesel fuel in modern diesel engines]. *Vestnik Orel GAU*. 2012. No 1 (34), pp. 130–132 (in Russ.).
 12. Maeckij A.V. Review of computational methods for studying the quality of fuel atomization by a diesel injector and analysis of factors affecting the quality of atomization. *Molodoj uchenyj*. 2012. No 3 (38), pp. 61–70 (in Russ.).
 13. Halikova D.A., Men'shikova T.S. Comparison of key indicators of diesel fuels of foreign and domestic production. *Vestnik kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2012. Vol. 15. No 9, pp. 226–227 (in Russ.).

14. Biryukov V.P. *Smazochnye materialy, topliva i tekhnicheskie zhidkosti* [Lubricants, fuels and technical liquids]. Uchebnoe posobie. Moscow: MIIT Publ., 2008. 183 p.
15. Sinicyn A.K. *Laboratornyj praktikum po kursu «Osnovy tekhnicheskoy ekspluatacii avtomobilej* [Laboratory workshop on the discipline “Fundamentals of technical operation of vehicles”]: Ucheb. posobie. Moscow: RUDN Publ., 2011. 152 p.
16. Fataliev N.G. *Avtomobil'nye dvigateli: uchebnoe posobie. Laboratornye raboty po ispytaniyu toplivnoj apparatury dvigatelej vnutrennego sgoraniya* [Automobile engines: a tutorial. Laboratory work on the testing of fuel equipment of internal combustion engines]. Mahachkala: Daggosel'hozakademiya, 2011. 44 p.
17. Gorelik G.B. Investigation of the relationship of fuel supply and mixing with the working process in diesel engines when working on share modes. *Vestnik TOGU*. 2008. No 1 (8), pp. 75–90.
18. Safin F.R. Investigation of the influence of the injector control method on the irregularity of fuel supply. *Vestnik BGAIU*. 2015. No 1, pp. 100–102 (in Russ.).
19. Volodin A.I., Mihajlova L.YU. Calculation of parameters of the jet of injected liquid fuel of diesel locomotive engine. *Omskij nauchnyj vestnik: Mashinostroenie i mashinovedenie*. 2011. No 3 (103), pp. 143–147 (in Russ.).

SPRAYING OF DIESEL FUEL WITH ORGANIC ADDITIVES

Salim Soo¹, PhD in Engineering H.I. Abdel' Sater¹, PhD in Engineering V.V. Bernackij^{1,2},

PhD in Chemistry A.A. Hodyakov¹, S.V. Hlopkov¹

¹Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russia

²Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

vladislav_bern@mail.ru

It is known that the use of composite diesel fuel (DF) provides not only the economy of mineral raw materials, but also improves the environmental quality of fuel. Possessing positive properties, this type of fuel due to its high density and viscosity may have more different than diesel injection characteristics. Therefore, tests of spraying diesel fuel, mixtures containing peanut oil (PO) and DF, a compound consisting of DF, PO and kerosene (KER), the cone plume angle values were obtained, and the diameters of the jet droplets formed by the nozzle were calculated. It is shown that as the content in PO mixtures increases, the d_{32} parameter increases. For a compound consisting of 33 % KER, 29 % DF and 38% peanut butter, d_{32} is only 8% larger than the average diameter of the droplets of diesel fuel. This difference allows us to make a positive forecast. The use of a mixture of diesel fuel with kerosene and peanut oil will not lead to significant disturbances in the operation of the engine, which are usual for an engine fed with vegetable oil or mixtures with a high PO content. The experiments were carried out on a device for testing and adjusting diesel nozzles KI-562D, with a nozzle opening pressure of 17 MPa (170 kg·cm⁻²). A paper screen was installed under the nozzle, on which (after the injection into the atmosphere) an imprint of the fuel spray was left. Then the diameter of the print left on the paper was measured. As the injection device the pin nozzle FSh-1.5x250 was used. Kinematic viscosity was measured using a capillary viscometer glass VPZH-4 and VPZH-2, the density was measured by a hydrometer (oil densimeter).

Keywords: diesel fuel, peanut oil, kerosene, viscosity, density, surface tension, injection, droplet diameter.

К ЗАДАЧАМ АВТОМАТИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫМИ СЦЕПЛЕНИЯМИ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ИХ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

К.Т.Н. Есаков А.Е., К.Т.Н. Кретов А.В., Козакул В.А.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
ravn@mail.ru

Одной из фундаментальных закономерностей естественных и искусственных системных объектов является историчность, заключающаяся в нецеленаправленном изменении свойств составляющих систему элементов и связей между ними с течением времени. Игнорирование этой закономерности при создании систем автоматики может привести к неадекватности реализуемых процессов и как следствие к снижению эффективности управления, а в отдельных случаях – к утрате системой способности выполнять свои функции должным образом. В механических трансмиссиях автомобилей с автоматизированным или автоматическим управлением данная проблема актуальна прежде всего в отношении фрикционных сцеплений. Эксплуатационный износ элементов пар трения таких сцеплений обуславливает существенное изменение кинематических и силовых соотношений в их механизмах. Не являясь скомпенсированным или хотя бы просто учтенным при синтезе управляющего алгоритма, это изменение влечет за собой снижение точности управления и ухудшение его качества, которое характеризуется ресурсом фрикционных накладок (как элементов пар трения, подверженных изнашиванию в наибольшей степени). В данной статье рассматриваются в статике основные закономерности функционирования наиболее распространенных в настоящее время одинарных нормально замкнутых однодисковых сухих сцеплений с разрезными тарельчатыми пружинами прямой установки. В настоящее время системы автоматического управления такими сцеплениями внедряются производителями на автомобили многих популярных брендов, среди которых Citroen, Renault, Toyota и др. По результатам проведенного в статье рассмотрения предлагается математический аппарат, с помощью которого становится возможным произвести количественную оценку упомянутых эффектов. Также элементы этого аппарата могут быть использованы для организации управления сцеплением как при наличии средств контроля состояния фрикционных накладок, так и при отсутствии таковых.

Ключевые слова: автоматизация, автомобиль, алгоритм управления, ведомый диск, износ, статическая характеристика, сцепление, тарельчатая пружина, фрикционные накладки, упругие элементы.

Введение

Фрикционное сцепление относится к наиболее нагруженным и наименее долговечным агрегатам трансмиссий самоходных машин в общем и автомобилей в частности [1]. Данное обстоятельство обретает особую значимость в контексте мероприятий по его автоматизации, поскольку нагруженность и долговечность в значительной степени определяются реализуемым автоматикой алгоритмом управления [2, 3].

Проблема автоматизации фрикционного сцепления имеет ряд недостаточно изученных до настоящего времени аспектов. Один из них связан с постепенным изменением в процессе эксплуатации его статической характеристики, которое, не являясь учтенным и скомпенсированным при синтезе системы автоматического

управления, будет способствовать преждевременному износу фрикционных накладок и необходимости более частых сервисных мероприятий по их замене.

Наличие существенного изменения статической характеристики фрикционного сцепления подтверждают результаты экспериментальных исследований, приведенные, например, в [4]. В качестве основных причин данного явления указываются как усталостные изменения упругих свойств деталей сцепления вследствие продолжительных циклических воздействий на них механических и температурных нагрузок в широких диапазонах значений, так и естественный износ фрикционных накладок.

Теоретическое исследование последнего фактора было произведено в работе [5]. Ос-

новным результатом стали аналитические зависимости, посредством которых можно оценить статическую характеристику сцепления в качественном и количественном аспектах при любом допустимом значении линейного износа накладок. Вместе с тем параметрический вид статической характеристики, представленный [5], не вполне удобен для использования в дальнейших исследованиях (в том числе производимых средствами вычислительной техники [6]). К тому же данные зависимости при их безусловной полезности не позволяют получить ответ на вопрос о том, как упомянутое изменение статической характеристики влияет на реализуемые процессы управления и в конечном счете – на его эффективность.

Цель исследований

В рамках настоящей статьи авторы ставят перед собой задачу углубления начатых в [5] изысканий с целью указания инженерного метода, который даст возможность выявить степень и характер этого влияния, а также сможет использоваться при синтезе более эффективных алгоритмов управления трансмиссиями машин, содержащими фрикционные сцепления.

Материалы и методы исследования

Для начала положим, что M_c – целевой (желаемый) момент сил трения в сцеплении. В общем случае данная величина является функцией многих переменных, которые определяют динамику трогания автомобиля и характеризуют задающие и возмущающие воздействия, а также состояние объекта управления [3].

В контексте затронутой проблемы автоматическое (или автоматизированное) фрикционное сцепление целесообразно рассматривать как систему, которая состоит из собственно фрикционной муфты и привода, осуществляющего управление ею. Реализация целевого момента обеспечивается воздействием на муфту со стороны входящего в состав этого привода гидравлического, пневматического, электромеханического или иного по принципу действия усилителя [2, 3, 7–10], в результате чего изменяется сила взаимного прижатия элементов фрикционных пар F_n , связь которой с M_c выражается следующей формулой:

$$M_c = F_n k_m n_n \bar{R}, \quad (1)$$

где k_m – коэффициент трения скольжения во фрикционных парах; n_n – число фрикционных

пар; $\bar{R}$ – средний радиус приложения интегральной касательной силы трения [9–11].

Объектом рассмотрения в настоящей статье, равно как и в [5], является автомобильное одинарное нормально замкнутое однодисковое сухое сцепление с разрезной тарельчатой пружиной прямой установки. В связи с этим $n_n = 2$, а

$$\bar{R} = \frac{2(R_n^3 - R_b^3)}{3(R_n^2 - R_b^2)} \approx \frac{R_n + R_b}{2}, \quad (2)$$

где R_n и R_b – наружный и внутренний радиусы кольцевых фрикционных накладок соответственно [9, 11].

В дальнейших рассуждениях станем руководствоваться предложенными и обоснованными в [5] допущениями с их следствиями. В частности, приняв допущение о постоянстве k_m как в отдельных процессах буксования сцепления, так и на протяжении всего срока его эксплуатации, будем считать, что значения величин M_c и F_n взаимно однозначны, то есть каждому значению M_c соответствует единственное значение F_n и наоборот.

Из выражения (1) и упомянутой специфики объекта рассмотрения следует, что реализация момента M_c требует создания прижимного усилия

$$F_n = \frac{M_c}{2k_m \bar{R}}. \quad (3)$$

Для лаконичности последующих математических выкладок далее по ходу изложения будут введены некоторые вспомогательные величины. Первой из них станет параметр A , обобщающий конструктивные особенности сцепления, учитываемые в формулах (1)–(3):

$$A = \frac{1}{2k_m \bar{R}}.$$

Тогда

$$F_n = M_c A. \quad (4)$$

Тарельчатая пружина во фрикционном сцеплении не только создает необходимое для его замыкания нажимное усилие F_n , но и, работая в качестве «рычага», является органом управления муфты, на который со стороны управляющего устройства оказываются воздействия, характеризуемые величиной F_b , именуемой в [5] выжимным усилием.

Исходя из уравнения статического равновесия моментов сил, действующих на «рычаг» тарельчатой пружины [5], имеем выражение,

которое связывает величину F_B с величинами F_n и F_H :

$$F_B = \frac{r_H - r_o}{r_o - r_B} (F_H - F_n), \quad (5)$$

где r_H , r_o и r_B – радиусы нажимной, опорной и выжимной окружностей пружины, показанные на рисунке наряду со схемой приложения вышеупомянутых сил.

Нелинейная характеристика упругости тарельчатой пружины в [5] описывается следующей аналитической зависимостью:

$$F_H = \frac{\pi E \cdot h \cdot \ln(r_H/r_p) S_H}{6(1-\mu^2) \cdot (r_H - r_p)^2} \times \left[(h_H - S_H) \cdot \left(h_H - \frac{S_H}{2} \right) + h^2 \right], \quad (6)$$

где $\pi = 3,14\dots$; E и μ – соответственно модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала пружины; h – толщина листа, из которого изготовлена пружина; r_p – радиус разрезанной части пружины по ее среднему сечению в свободном состоянии; S_H – смещение нажимной окружно-

сти пружины при ее деформации; h_H – высота неразрезанной части пружины по ее среднему сечению в свободном состоянии (см. рис. 1).

Введем параметр B , который обобщит совокупность механических свойств материала тарельчатой пружины и фигурирующих в ее математической модели (6) радиальных размеров:

$$B = \frac{\pi E \ln(r_H/r_p)}{6(1-\mu^2)(r_H - r_p)^2}.$$

С учетом данного обозначения перепишем (6), чтобы далее использовать характеристику упругости тарельчатой пружины в компактном виде:

$$F_H = B h S_H \left[(h_H - S_H) \left(h_H - \frac{S_H}{2} \right) + h^2 \right]. \quad (7)$$

В [5] показано, что в собранном сцеплении вплоть до его полного выключения прижимное усилие связано со смещением нажимной окружности S_H и линейным износом фрикционных накладок $\Delta \in [0; \Delta_{\max}]$ (где $\Delta_{\max}$ – их предельный допустимый износ) следующей зависимостью:

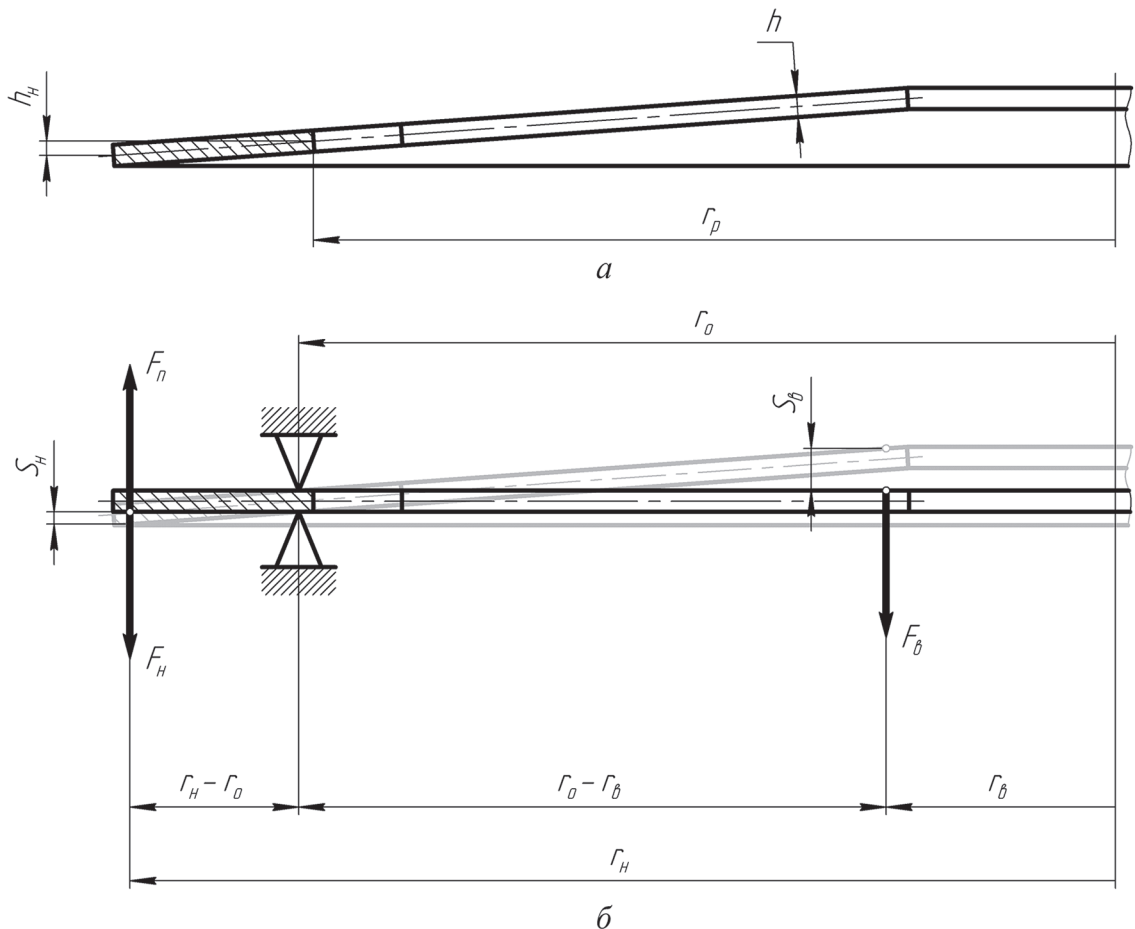


Рис. 1. Расчетная схема тарельчатой пружины

$$F_n = k \left[S_{n0\max} + \left(\frac{F_{n0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - S_n \right]^C. \quad (8)$$

Следовательно, если принять во внимание (4), должное смещение нажимной окружности при реализации целевого момента сил трения в сцеплении

$$S_n = S_{n0\max} + \left(\frac{F_{n0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C}. \quad (9)$$

Здесь $k > 0$ и $C \geq 1$ – соответственно коэффициент и показатель степени функции, описывающей совокупную характеристику упругости элементов ведомого диска сцепления в осевом направлении; $S_{n0\max}$ – смещение нажимной окружности в полностью включенном сцеплении с новыми ($\Delta = 0$) накладками; F_{n0} – нажимное усилие в полностью включенном сцеплении при текущем износе накладок.

Значение F_{n0} вычисляется подстановкой в (7) $S_n = S_{n0\max} - \Delta$:

$$F_{n0} = Bh(S_{n0\max} - \Delta) \left[(h_n - S_{n0\max} + \Delta) \times \left(h_n - \frac{S_{n0\max} - \Delta}{2} \right) + h^2 \right]. \quad (10)$$

Так, на основании (4), (5), (7) и (9) путем несложных тождественных преобразований получаем формулу, посредством которой с учетом (10) можно определить, как в статике следует воздействовать на лепестки тарельчатой пружины для реализации желаемого момента сил трения в сцеплении при текущем износе его фрикционных накладок:

$$F_B = \frac{r_n - r_o}{r_o - r_B} \left\langle Bh \left[S_{n0\max} + \left(\frac{F_{n0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C} \right] \left[h_n - S_{n0\max} - \left(\frac{F_{n0}}{k} \right)^{1/C} + \Delta + \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C} \right] \left[h_n - \frac{S_{n0\max}}{2} - \left(\frac{F_{n0}}{2^C k} \right)^{1/C} + \frac{\Delta}{2} + \left(\frac{M_c A}{2^C k} \right)^{1/C} \right] + h^2 \right\rangle - M_c A.$$

В качестве примера, ниже приведены полученные с помощью данной формулы графики (рис. 2), которые иллюстрируют то, как усилие F_B (Н) должно изменяться во времени t (с) для различных значений Δ с тем, чтобы реализовать

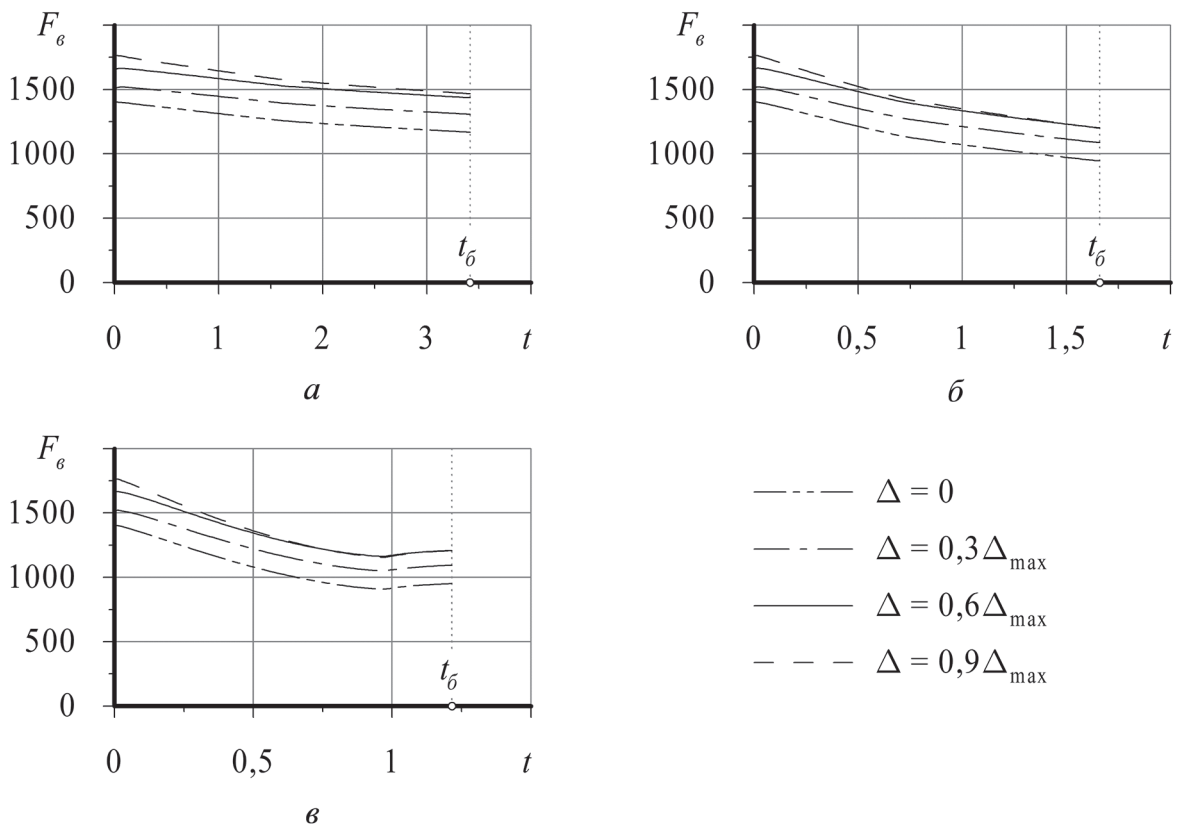


Рис. 2. Изменение выжимного усилия в различных эксплуатационных ситуациях:
а – «вялое» трогание; б – «плавное» трогание; в – «резкое» трогание [2]

целевые процессы трогания легкового автомобиля при использовании одного из предложенных в работе [2] алгоритмов управления. Нулевой момент времени здесь соответствует началу буксования сцепления, а момент времени t_0 – его окончанию. Процессы после окончания буксования не рассматриваются как практически не влияющие на износ фрикционных накладок.

Памятуя же о том, что выражение $(r_h - r_o)/(r_o - r_b)$ есть отношение длин плеч «рычага» тарельчатой пружины [5], можно вывести формулу и для нужного смещения выжимной окружности, актуальную при использовании приводов сцепления с обратной связью по положению:

$$S_b = \frac{S_h}{(r_h - r_o)/(r_o - r_b)} = \frac{r_o - r_b}{r_h - r_o} \times \left[S_{h0\max} + \left(\frac{F_{h0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C} \right].$$

Допустим теперь, что погрешности в автоматическом (или автоматизированном) устройстве управления отсутствуют (пренебрежимо малы) и усилие на лепестках тарельчатой пружины реализуется в полном соответствии с заданным алгоритмом, но отслеживание текущей толщины фрикционных накладок не предусмотрено. Таким образом, при любом значении Δ на лепестках тарельчатой пружины по факту будет реализовываться усилие:

$$\begin{aligned} \tilde{F}_b = \frac{r_h - r_o}{r_o - r_b} & \left\{ Bh \left[S_{h0\max} + \left(\frac{\tilde{F}_{h0}}{k} \right)^{1/C} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \tilde{\Delta} - \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C} \right] \left[h_h - S_{h0\max} - \left(\frac{\tilde{F}_{h0}}{k} \right)^{1/C} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \tilde{\Delta} + \left(\frac{M_c A}{k} \right)^{1/C} \right] \left[h_h - \frac{S_{h0\max}}{2} - \left(\frac{\tilde{F}_{h0}}{2^C k} \right)^{1/C} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\tilde{\Delta}}{2} + \left(\frac{M_c A}{2^C k} \right)^{1/C} \right] + h^2 \right\} - M_c A, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\tilde{\Delta} = \text{const}$ – суммарный линейный износ фрикционных накладок, в расчете на который был произведен синтез алгоритма управления сцеплением, а $\tilde{F}_{h0} = \text{const}$ – соответствующее этому износу нажимное усилие в полностью включенном сцеплении, вычисляемое по формуле (10) для $\Delta = \tilde{\Delta}$:

$$\begin{aligned} \tilde{F}_{h0} = Bh(S_{h0\max} - \tilde{\Delta}) & \left[(h_h - S_{h0\max} + \tilde{\Delta}) \times \right. \\ & \left. \times \left(h_h - \frac{S_{h0\max} - \tilde{\Delta}}{2} \right) + h^2 \right]. \end{aligned}$$

Фактическое выжимное усилие (11) соответствует фактическому нажимному усилию $\tilde{F}_h$ и фактическому прижимному усилию $\tilde{F}_n$. Понятно, что значения всех этих усилий совпадают с целевыми, когда $\Delta = \tilde{\Delta}$. При всех прочих состояниях накладок будет наблюдаться та или иная степень рассогласования управления.

Параметры Δ и F_{h0} в формуле (8) зависят не от используемого алгоритма управления, а только от текущего состояния сцепления и его конструктивных особенностей. Вследствие этого разница между фактическим и целевым прижимными усилиями обуславливается лишь различным характером процессов перемещения нажимной окружности при $\Delta = \tilde{\Delta}$ и $\Delta \neq \tilde{\Delta}$:

$$\tilde{F}_n = k \left[S_{h0\max} + \left(\frac{F_{h0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \tilde{S}_h \right]^C, \quad (12)$$

где $\tilde{S}_h$ – смещение нажимной окружности, обусловленное воздействием усилия $\tilde{F}_b$.

С тем, чтобы выяснить, как именно изменяется $\tilde{S}_{h2}$ для рассматриваемой системы сил выразим $\tilde{F}_h$ из (5):

$$\tilde{F}_h = \tilde{F}_b \frac{r_o - r_b}{r_h - r_o} + \tilde{F}_n.$$

С другой стороны, сообразно (7)

$$\tilde{F}_h = Bh\tilde{S}_h \left[(h_h - \tilde{S}_h) \left(h_h - \frac{\tilde{S}_h}{2} \right) + h^2 \right].$$

Приравняв друг к другу правые части двух последних выражений, преобразуя получившуюся формулу и подставляя в нее выражение для $\tilde{F}_n$ с учетом того, что $\tilde{F}_b$ нам известно из (11), выводим нелинейное относительно $\tilde{S}_h$ уравнение следующего вида:

$$\begin{aligned} Bh\tilde{S}_h \left[(h_h - \tilde{S}_h) \left(h_h - \frac{\tilde{S}_h}{2} \right) + h^2 \right] & - \tilde{F}_b \frac{r_o - r_b}{r_h - r_o} - \\ & - k \left[S_{h0\max} + \left(\frac{F_{h0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \tilde{S}_h \right]^C = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Анализ структуры полученного уравнения показывает, что общего решения оно не имеет. Более того, даже в частных случаях для боль-

шинства возможных значений C аналитические решения отсутствуют. Исключения составляют ситуации, когда $C \in \{1; 2; 3; 4\}$, что позволяет трактовать (13) как алгебраическое уравнение, разрешимое в радикалах [12]. В связи с этим для выявления искомой зависимости $\tilde{S}_n$ от $\tilde{F}_b$ в общем случае целесообразно привлечь численные методы вкупе с аппаратными и программными средствами современных компьютеров [6].

Результаты исследования

Зная, как изменяется в конкретном процессе управления $\tilde{S}_n$, помимо прочего можем найти соответствующее изменение смещения выжимной окружности, что может быть полезно при анализе историчной кинематики сцепления и его привода:

$$\tilde{S}_b = \frac{\tilde{S}_n}{(r_n - r_o)/(r_o - r_b)}.$$

Основным же следствием решения уравнения (13) является возможность определить то, как при текущем износе накладок будет изменяться в конкретном процессе управления фактическое прижимное усилие и фактический момент трения в сцеплении $\tilde{M}_c$, который обусловит протекание процесса управления и его эффективность [2, 3]. На основании (4) и (12)

$$\tilde{M}_c = \frac{\tilde{F}_n}{A} = \frac{k}{A} \left[S_{n0\max} + \left(\frac{F_{n0}}{k} \right)^{1/C} - \Delta - \tilde{S}_n \right]^C.$$

Заключение

Тем самым в нашем распоряжении оказывается математический аппарат, дающий при надлежащей его реализации возможность:

- оценить влияние, которое нескомпенсированное изменение силовых соотношений в сцеплении при износе накладок оказывает на точность и качество управления;
- организовать должное управление, если в аппаратной части системы управления предусмотрены средства отслеживания текущего состояния накладок;
- обоснованно выбрать такое значение $\tilde{\Delta}$, которое обеспечит наибольшую возможную эффективность управления, если таких средств не имеется.

Литература

1. Шарипов В.М., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных

машин / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.

2. Есаков А.Е. Методика создания алгоритмов для систем управления фрикционными сцеплениями автомобильных автоматических трансмиссий: дис. ... канд. техн. наук. М., 2010. 161 с.
3. Кретов А.В. Выбор параметров и законов регулирования автоматического сцепления по критериям минимизации нагрузочных режимов трансмиссии: дис. ... канд. техн. наук. М., 1987. 214 с.
4. Прокопьев М.В., Петунин В.П., Таразанов С.П. Оценка изменений характеристик сцепления и привода сцепления в процессе эксплуатации легкового автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 2 (20), Т. 1. С. 55–58.
5. Есаков А.Е., Кретов А.В., Потепун И.В., Балабанов К.В. Теоретическое исследование статической характеристики автомобильного фрикционного сцепления как объекта автоматического управления // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 2 (28). С. 93–102.
6. Васильков Ю. В., Василькова Н. Н. Компьютерные технологии вычислений в математическом моделировании. Учеб. пособие. М.: Финансы и статистика, 2002. 256 с.
7. Фишер Р., Гшайде Р., Хайдер У., Хоманн Б., Кайль В., Манн Й., Шлегель Б., Виммер А., Вормер Г. Автомобильная техника: введение в специальность. Учеб. / Под общ. ред. Р. Гшайде. Астана: Фолиант, 2017. 720 с.
8. Кретов А.В., Есаков А.Е., Минаев В.В. Современные тенденции в управлении механическими трансмиссиями легковых автомобилей // Известия МГТУ «МАМИ». 2007. № 2 (4). С. 55–57.
9. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. М.: Машгиз, 1960. 191 с.
10. Микнас В., Попиоль Р., Шпренгер А. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы. М.: За рулем, 2012. 352 с.
11. Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Бутусов Г.Ф., Вавуло В.А., Каноник И.В., Молибошко Л.А., Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
12. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1974. 832 с.

References

1. SHaripov V.M., SHaripova N.N., SHEvelyov A.C., SHCHetinin YU.S. *Teoriya i proektirovanie frikcionnyh scepelenij kolyosnyh i gusenichnyh mashin* [Theory and design of friction clutches of wheeled and

- tracked vehicles]. Pod obshch. red. V.M. SHaripova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. 170 p.
2. Esakov A.E. *Metodika sozdaniya algoritmov dlya sistem upravleniya frikcionnymi scephleniyami avtomobil'nyh avtomaticheskikh transmissij*: dis. ... kand. tekhn. nauk [Methods of creating algorithms for control systems of friction clutches of automobile automatic transmissions: Dissertation for Degree of PhD (Engineering)]. Moscow, 2010. 161 p.
 3. Kretov A.V. *Vybor parametrov i zakonov regulirovaniya avtomaticheskogo scephleniya po kriteriyam minimizatsii nagruzochnykh rezhimov transmissii*: dis. ... kand. tekhn. nauk [The choice of parameters and laws of regulation of automatic clutch according to the criteria of minimizing the load modes of transmission: Dissertation for Degree of PhD (Engineering)]. Moscow, 1987. 214 p.
 4. Prokop'ev M.V., Petunin V.P., Tarazanov S.P. Evaluation of changes in the characteristics of the clutch and clutch drive during the operation of the vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. No 2 (20). Vol. 1, pp. 55–58 (in Russ.).
 5. Esakov A.E., Kretov A.V., Potepun I.V., Balabanov K.V. Theoretical study of the static characteristics of automotive friction clutch as an object of automatic control. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2016. No 2 (28), pp. 93–102 (in Russ.).
 6. Vasil'kov YU. V., Vasil'kova N. N. *Komp'yuternye tekhnologii vychislenij v matematicheskoy modelirovanii* [Computer calculation techniques in mathematical modeling]: Ucheb. posobie. Moscow: Finansy i statistika Publ., 2002. 256 p.
 7. Fisher R., Gshajde R., Hajder U., Homann B., Kajl' V., Mann J., SHlyogel' B., Vimmer A., Vormer G. *Avtomobil'naya tekhnika: vvedenie v special'nost'* [Automotive vehicles: an introduction to specialty]: Ucheb. Pod obshch. red. R. Gshajde. Astana: Foliant Publ., 2017. 720 p.
 8. Kretov A.V., Esakov A.E., Minaev V.V. Modern trends in the management of mechanical transmissions of passenger vehicles. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2007. No 2 (4), pp. 55–57 (in Russ.).
 9. Malahovskij YA.E., Lapin A.A. *Scephleniya* [Clutches]. Moscow: Mashgiz Publ., 1960. 191 p.
 10. Miknas V., Popiol' R., SHprenger A. *Avtomobil'nye scephleniya, transmissii, privody* [Automotive clutches, transmissions and drives]. Moscow: Zaryom, 2012. 352 p.
 11. Grishkevich A.I., Busel B.U., Butusov G.F., Vavulo V.A., Kanonik I.V., Moliboshko L.A., Ruktshel' O.S., Taubes L.E. *Proektirovanie transmissij avtomobilej* [Automobile transmission design]: Spravochnik. Pod obshch. red. A.I. Grishkevicha. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 272 p.
 12. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike (dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov)* [Handbook of mathematics (for scientists and engineers)]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 832 p.

AUTOMATION OF CONTROL OF AUTOMOTIVE CLUTCHES TO REFLECT THE CHANGES IN THEIR STATIC CHARACTERISTICS

PhD in Engineering **A.E. Esakov**, PhD in Engineering **A.V. Kretov**, **V.A. Kozakul**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
ravn@mail.ru

One of the fundamental laws of natural and artificial system objects is historicity, which consists in non-directional change of the properties of the elements that make up the system and the relationships between them over time. Ignoring this pattern when creating automation systems can lead to inadequacy of the implemented processes and, as a result, to a decrease in management efficiency, and in some cases to the system's loss of ability to perform its functions. In mechanical transmissions of automobiles with automated or automatic control, this problem is primarily relevant in relation to friction clutches. The operational wear of friction pair elements of such clutches causes a significant change in the kinematic and force ratios in their mechanisms. Without being compensated or at least simply taken into account in the synthesis of the control algorithm, this change entails a decrease in the control accuracy and deterioration of its quality, which is characterized by the service life of friction pads (as elements of friction pairs that are most subject to wear). This article discusses in statics the basic laws governing the functioning of the currently most common single normally closed single-disc dry clutches with split cup springs of direct installation. Nowadays automatic control systems for such clutches are being introduced by manufacturers on automobiles of many popular brands, including Citroen, Renault, Toyota and others. According to the results of the review carried out in the article, a mathematical apparatus is proposed. It is possible to quantify the mentioned effects using it. The elements of this apparatus can be used to organize the control of the clutch both in the presence of means to control the state of the friction pads, and in the absence of such.

Keywords: automation, automobile, control algorithm, driven disc, wear, static characteristic, clutch, disc spring, friction pads, elastic elements.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ FORMULA SAE

д.т.н. Коноплев В.Н., к.т.н. Абу-Ниджим Р.Х., Дьяченко М.В., Гусейнов Р.М.

Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

konopl-v@mail.ru

Применение самоблокирующихся дифференциалов в спортивных автомобилях вызвано необходимостью повышения устойчивости автомобиля на трассе при высоких скоростях, улучшения управляемости и сокращения времени прохождения поворотов. Для решения этих задач был проведен анализ различных конструкций дифференциалов, рассмотрены их преимущества и недостатки, была выбрана наиболее оптимальная схема дифференциала и разработана его конструкция для спортивного автомобиля «Формула-студент» 5-ой модели, обеспечивающая улучшение разгонных характеристик, выдерживающая крутящий момент в 1200 Н·м и обеспечивающая возможность крепления дифференциала к двигателю Honda CBR 600. Принцип работы дифференциала с коэффициентом блокировки более 0,21 заключается в трении фрикционных дисков, которые зажаты прижимными кольцами, воздействующими на фрикционные диски. При увеличении крутящего момента прижимные кольца воздействуют на фрикционные диски, создавая высокое трение и тем самым увеличивая степень блокировки дифференциала. В конструкции дифференциала предусмотрены три режима работы, которые зависят от разреза на прижимных кольцах. Разработанный дифференциал был рассчитан на максимальный передаваемый момент 1200 Н·м. В качестве материала для дифференциала рекомендован алюминий Д16Т и титан В95Т. Основное внимание при прочностных расчетах было сделано на конструкцию центральной и левой части корпуса дифференциала, так как в предыдущей модели имелись проблемы со шлицевыми соединениями на корпусе дифференциала. Для исключения дефектов и ошибок на ранней стадии проектирования была создана модель дифференциала, напечатанная на 3D принтере. Расчеты на запас прочности, напряжение и деформацию проводились в программе SOLIDWORKS Simulation. Испытания дифференциала проводились на специальных испытательных площадках и непосредственно на евро-пейских соревнованиях Германии, Нидерландах, Венгрии и России.

Ключевые слова: самоблокирующийся дифференциал, формула SAE, SOLIDWORKS Simulation, 3D принтер, коэффициент блокировки, коробка передач.

Введение

Formula SAE предполагает соревнование между техническими ВУЗами, где студентам требуется за один год построить гоночный автомобиль и представить его судьям, которые являются конструкторами ведущих машиностроительных компаний. Автомобиль должен соответствовать регламенту Formula Student Rules по всем установленным нормативам.

Применение самоблокирующихся дифференциалов в спортивных автомобилях вызвано необходимостью повышения устойчивости автомобиля на трассе, обеспечения лучшей управляемости и сокращения времени прохождения поворотов на высоких скоростях движения.

Цель исследования

Анализ различных конструкций дифференциалов, рассмотрение их преимуществ и недо-

статков с учетом методик расчета коэффициента блокировки.

Методы и средства проведения исследований

На основании проведенной аналитической работы была выбрана наиболее рациональная кинематическая схема дифференциала для спортивного автомобиля полной массой 240 кг (табл. 1) и разработана его конструкция с применением 3D-моделирования.

Данная конструкция дифференциала является вторым усовершенствуемым вариантом (рис. 1 и 2), имеющим лучшие эксплуатационные характеристики и динамические показатели в спортивных соревнованиях сезона 2017 г.

Первый вариант конструкции дифференциала (рис. 1) был рассчитан на максимальный передаваемый крутящий момент 800 Н·м

Таблица 1

Характеристики спортивного автомобиля «Формула-студент»

№ п/п	Наименование показателей, единица измерения	Численное значение
1	Мощность двигателя, кВт	48
2	Крутящий момент двигателя, Н·м	85
3	Масса автомобиля, кг	240
4	Крутящий момент, действующий на корпус дифференциала, Н·м	1100
5	Шины (слики) Hoosier 152,4×62,5×13 с максимальным коэффициентом сцепления (сухой асфальт)	1,7
6	Длина автомобиля, мм	1800
7	Ширина автомобиля, мм	1400

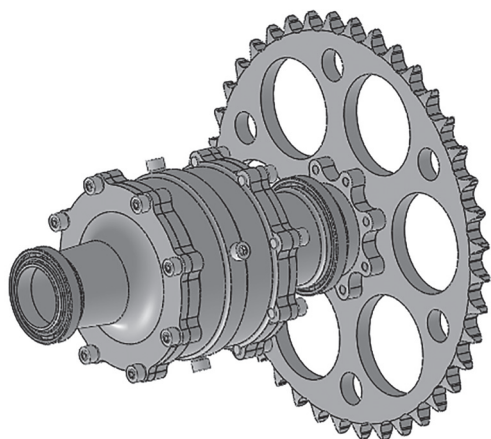


Рис. 1. Первая модель дифференциала

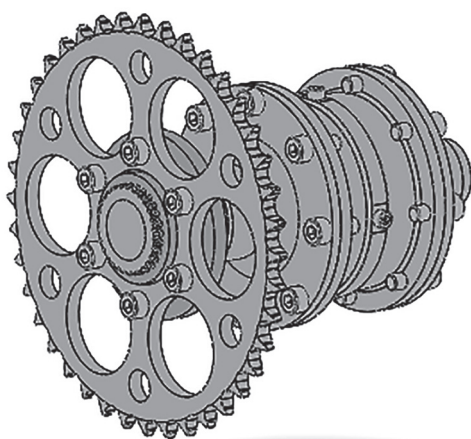


Рис. 2. Вторая модель дифференциала

(табл. 2), что не обеспечило требуемого уровня тягово-динамических характеристик при эксплуатационных нагрузках (Программа соревнований 2016 г.). Поэтому для обеспечения более высоких динамических показателей спортивного автомобиля «Формула-студент» 5-ой модели была разработана компоновочно-конструкторская схема (ККС) дифференциала № 2 повышенного трения, удовлетворяющего следующие требованиям:

- обеспечение улучшения разгонных характеристик;
- возможность крепления дифференциала к двигателю Honda CBR 600 со встроенной коробкой передач автомобиля;
- максимально передаваемый момент – более 800 Н·м;
- коэффициент блокировки $k_b = 0,21 - 0,70$ [1];
- массой не более 3,5 кг.

Принцип работы дифференциала (рис. 3) заключался в изменении коэффициента блокировки за счет трения фрикционных дисков (3), которые зажаты пружинными кольцами (2). Чем больше передаваемый крутящий момент на колесо, тем больше раздвигаются пружинные кольца, воздействуя на фрикционные диски, которые создают высокое трение и тем самым увеличивают коэффициент блокировки дифференциала.

Таблица 2

Технические характеристики первой модели дифференциала

№ п/п	Наименование показателей, единица измерения.	Численное значение
1	Максимальный передаваемый крутящий момент, Н·м	800
2	Полная масса, кг	2
3	Габаритные размеры корпуса (без установленной звезды и шрусов), Д×Ш×В, мм	180×100×100
4	Применяемое масло	Castrol SAF-XJ75W140 G15

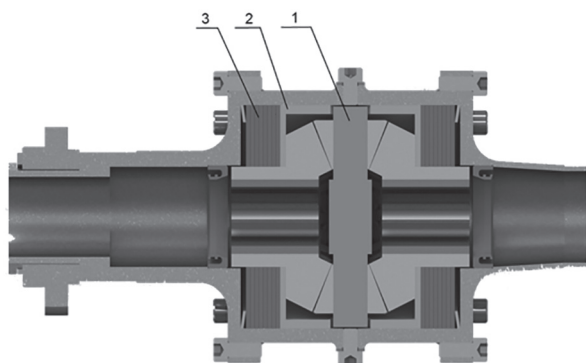


Рис. 3. Внутреннее строение дифференциала:

1 – крестовина; 2 – пружинные кольца;
3 – фрикционные диски

Разработанная компоновочно-конструкторская схема дифференциала № 2 была рассчитана на максимальный передаваемый момент 1200 Н·м (табл. 3). Элементы данного дифференциала выполнены из высокопрочного алюминия Д16Т ГОСТ 51834-2001 и титана В95Т ГОСТ 51834-2001 [2, 3]. Основные его преимущества заключаются в малых размерах корпуса, выполненного специально для возможности его крепления непосредственно к двигателю автомобиля, а не к раме, что позволило снизить массу автомобиля за счет исключения деталей его креплений. Кроме того, важным преимуществом новой компоновочно-конструкторской схемы дифференциала является возможность регулирования коэффициента блокировки $k_b = 0,21 - 0,7$, блокировании дифференциала в режимах торможения, при быстром старте (жесткое мгновенное включение), при обеспечении курсовой устойчивости в заносах.

Конструкцией дифференциала (рис. 4) предусмотрено три режима его работы:

- режим “2 way” – дифференциал блокируется как при ускорении, так и при торможении; идеально подходит для дрифтинга;
- режим “1,5 way” – дифференциал блокируется при ускорении и при замедлении, но блокировка при замедлении имеет более

«мягкий характер»; применяется для дорог общего пользования; наиболее подходит для новичков;

- режим “1 way” – дифференциал блокируется только при ускорении; применяется в кольцевых гонках.

В процессе разработки новой компоновочно-конструкторской схемы дифференциала была создана модель дифференциала на 3D принтере (рис. 5, 6), что позволило исключить дефекты и ошибки в конструкции на ранней стадии проектирования.

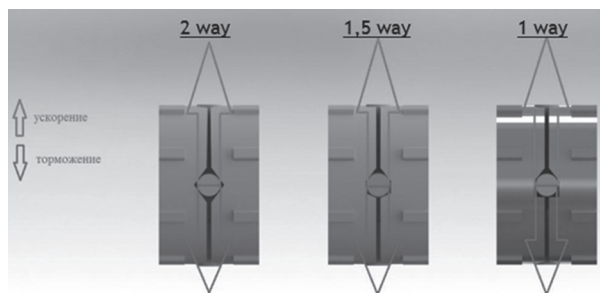


Рис. 4. Виды настроек дифференциала:

режим “2 way” – работает при ускорении и при торможении; режим “1,5 way” – работает при ускорении, но при торможении в 2 раза слабее; режим “1 way” – работает только при ускорении

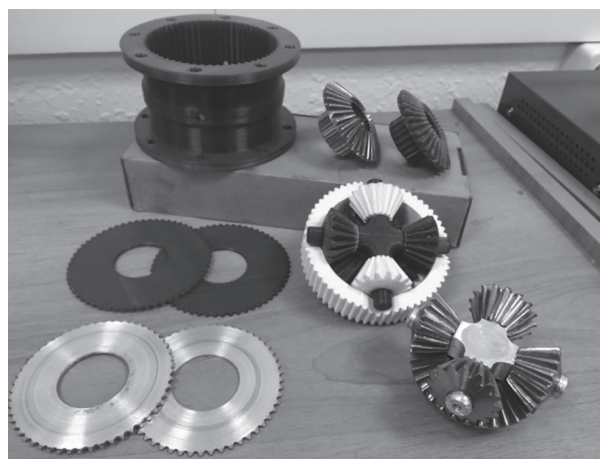


Рис. 5. 3D-модель дифференциала
(корпусные детали и конические шестерни)

Таблица 3

Технические характеристики разработанного дифференциала

№ п/п	Наименование показателей, единица измерения	Численное значение
1	Максимальный передаваемый крутящий момент, Н·м	1200
2	Полная масса, кг	3,3
3	Габаритные размеры корпуса (без установленной звезды и шрусов), ДхШхВ, мм	203x115x115
4	Применяемое масло	Castrol SAF-XJ75W140 GI5

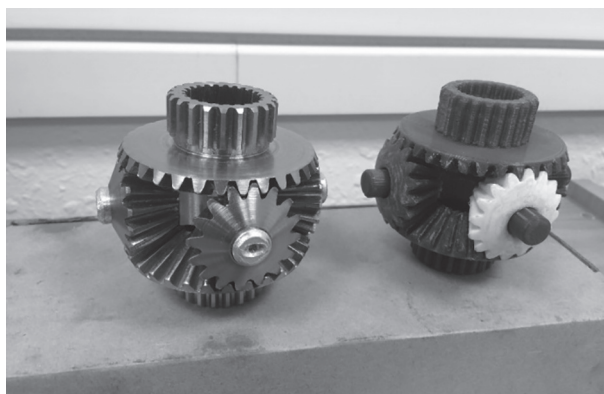


Рис. 6. 3D-модель дифференциала (полу-осевые шестерни и сателлиты в сборе)

В процессе разработки компоновочно-конструкторской схемы дифференциала детали были рассчитаны по запасу прочности, величине напряжения и деформации в программе SOLIDWORKS Simulation. К моделям прикладывался крутящий момент 1200 Н·м. Основной упор был сделан на шлицевые соединения [4], так как в предыдущей модели имелись про-

блемы со шлицевым соединением левой части корпуса дифференциала. Удовлетворительным численным значением показателя запаса прочности для спортивных автомобилей является его значение не менее 1,2 [5, 6].

На рис. 7 и 8 показана левая часть корпуса первой конструкции дифференциала. Данная модель была рассчитана на крутящий момент 800 Н·м и в результате при нагрузке в 1200 Н·м не выдержала возникавших при движении перегрузок.

На рис. 7 видно, что запас прочности равен 0,38, что и привело к поломке детали. На рис. 9 изображена центральная часть корпуса первой модели дифференциала, который также был рассчитан на меньший крутящий момент. При приложении крутящего момента в 1200 Н·м расчеты показали, что запас прочности равен 0,15.

В результате изменений и доработок были достигнуты следующие результаты:

- левая часть корпуса (рис. 10 и 11) имела запас прочности 1,2;
- центральная часть корпуса (рис. 12) имела запас прочности 3.

В таблице 4 показаны результаты расчетов деталей дифференциала.

Испытания дифференциала проводились на специальных полигонах и непосредственно на соревнованиях Formula Student Germany 2017, FSN2017 и FSH17. Данная модель выдержала все эксплуатационные нагрузки на этапах Германии, Нидерландах, Венгрии и России. На Московском этапе команда получила лучший

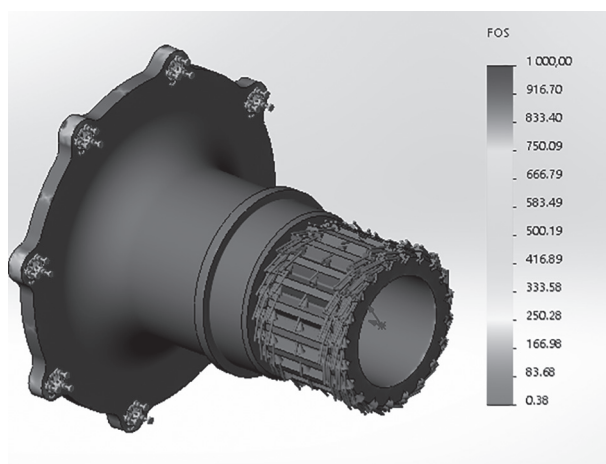


Рис. 7. Результаты расчетов по запасу прочности левой части корпуса первой модели дифференциала

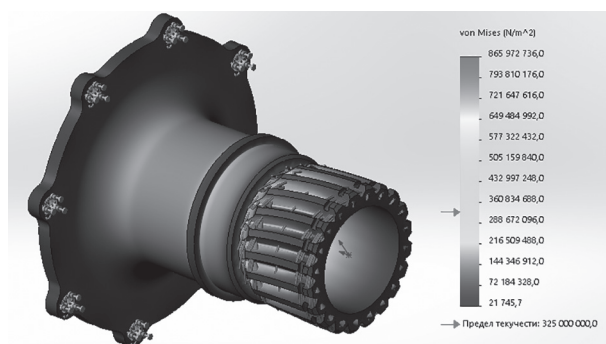


Рис. 8. Результаты расчетов левой части корпуса первой модели дифференциала по величине возникающих напряжений

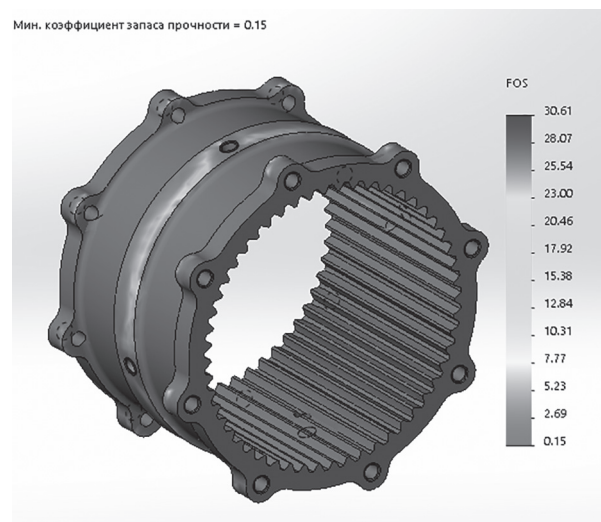


Рис. 9. Результаты расчетов по запасу прочности центральной части корпуса первой модели дифференциала

Таблица 4

Таблица расчетов деталей корпуса дифференциала

Деталь	Запас прочности первой модели	Запас прочности второй модели	Степень улучшения показателя
Левая крышка дифференциала	0,38	1,2	в 3 раза
Центральная часть корпуса дифференциала	0,15	3	в 20 раз

Мин. коэффициент запаса прочности = 1.2

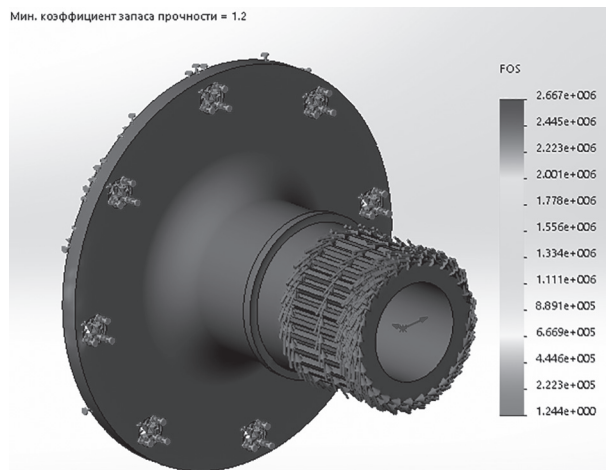


Рис. 10. Результаты расчетов по запасу прочности левой части корпуса второй модели дифференциала

Мин. коэффициент запаса прочности = 3

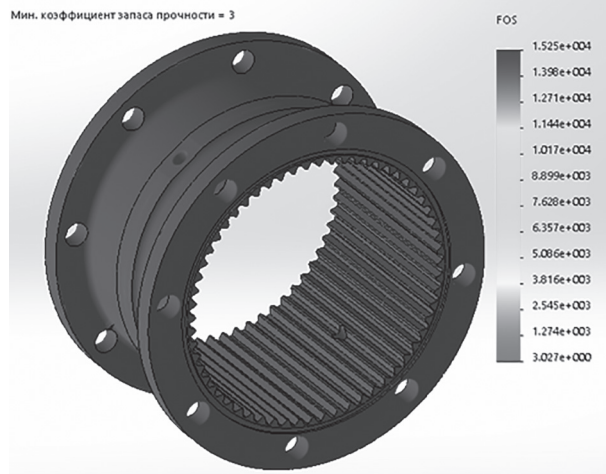


Рис. 12. Результаты расчетов по запасу прочности центральной части корпуса второй модели дифференциала

результат в ускорении, прохождении круга и гонки на выносливость, опередив семь Российских команд. Дифференциал показал себя с наилучшей стороны, выдержав все нагрузки, возникавшие во время соревнований.

Заключение

По результатам анализа прочностных свойств исходного варианта дифференциала

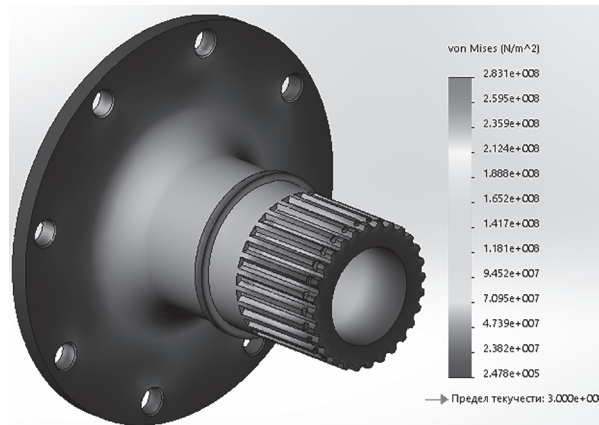


Рис. 11. Результаты расчетов левой части корпуса второй модели дифференциала по величине возникающих напряжений

выявлен ряд проблемных вопросов. В результате проведенных работ с использованием 3D принтера была проработана компоновка нового варианта дифференциала повышенной прочности. Для его изготовления использовался высокопрочный алюминиевый сплав Д16Т и В95Т [7], который обеспечил достижение высоких результатов по запасу прочности корпуса дифференциала при передаваемом крутящем моменте 1200 Н·м. Наиболее нагруженная левая часть корпуса имела запас прочности 1,2, а центральная часть корпуса – 3.

Итоги участия спортивного автомобиля с разработанным новым вариантом дифференциала непосредственно в соревнованиях Formula Student Germany 2017, FSN2017 и FSH17 на этапах Германии, Нидерландах, Венгрии и России подтвердили правильность принятых конструкторских решений и применения новейших компьютерных технологий проектирования.

Литература

1. Лукин П.П, Гаспарянц Г.А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: «Наука», 1984. 376 с.
2. Тихонов В.Н. Аналитическая химия алюминия. М.: «Наука», 1971. 266 с.

3. ГОСТ 4784-97. Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. М.: Издательство стандартов, 2000. 31 с.
4. ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски. М.: Издательство стандартов, 1982. 11 с.
5. Morselli R, Detailed and Reduced Models of Passive and Active Limited Slip Car Differentials// Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems. 2006, pp. 347–362.
6. Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. М.: Машиностроение, 2006. 476 с.
7. Цвиккер У. Титан и его сплавы. М.: Машиностроение, 1979. 512 с.
3. *GOST 4784-97 Alyuminij i splavy alyuminievye deformiruemye* [Aluminum and wrought aluminum alloys]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 2000. 31 p.
4. *GOST 1139-80. Osnovnye normy vzaimozamenyayemosti. Soedineniya shlicevye pryamobochnye. Razmery i dopuski* [Basic standards of interchangeability. Straight spline connections. Dimensions and tolerances]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1982. 11 p.
5. Morselli R, Detailed and Reduced Models of Passive and Active Limited Slip Car Differentials // Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems. 2006. Rp. 347-362.
6. Vahlamov V.K. *Avtomobili. Konstrukciya i elementy rascheta* [Automobiles. Design and calculation elements]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2006. 476 p.
7. Cvikker U. *Titan i ego splavy* [Titanium and its alloys]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 512 p.

References

IMPROVING THE DESIGN OF THE LIMITED SLIP DIFFERENTIAL FOR A FORMULA SAE RACE CAR

DSc in Engineering **V.N. Konoplev**, PhD in Engineering **R.H. Abu-Nidzhim**, **M.V. D'yachenko**, **R.M. Gusejnov**
Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russia
konopl-v@mail.ru

The use of self-locking differentials in sports cars due to the need to stabilize the car on the highway, better manageability and reduce the time cornering. And as is known to the finish line first come those cars that offer all the benefits. To achieve them, an analysis of various designs differentials, discusses their advantages and disadvantages, on the basis of which was chosen as the most optimal design based on the use of the vehicle and the development of the differential under the car «Formula Student» 5-th model satisfying the best acceleration characteristics, withstand torque of 1200 N·m and the possibility of attaching the differential to the engine «Honda CBR 600». The principle of the differential is the friction of the friction discs, which are clamped by clamping rings acting on the friction discs. With increasing torque, the clamping rings act on the friction discs, create high friction and, increase the degree of differential lock. The design of the differential provides three modes of operation, which depend on the cut on the clamping rings. The developed differential was designed for a maximum transmitted torque of 1200 N·m. Material selected for the differential was an aluminum D16T and titanium B95T. The main emphasis was placed on splined joints, because in the previous model there were problems with splined joints on the differential case. To eliminate defects and errors, a differential model was created, printed on a 3D printer. Calculations for safety margin, stress and deformation were carried out in the SOLIDWORKS Simulation program. Differential tests were carried out at special places and directly at European competitions in Germany, the Netherlands, Hungary and Russia.

Keywords: limited-slip differential, differential, Formula SAE, differential increasing friction.

ОЦЕНКА БОКОВОЙ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

д.т.н. Сарач Е.Б.¹, Курасова М.С.¹, Лычагов А.А.²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия

profound2005@gmail.com

Данная статья посвящена решению актуальной задачи – разработки имитационной математической модели для исследования боковой жесткости пневмогидравлической подвески многоосной колесной машины. Уменьшение поперечных угловых отклонений корпуса машины при криволинейном движении и на косогоре предлагается получить за счет использования пневмогидравлических рессор с противодавлением и перекрестных связей в системе поддрессоривания машины. Для оценки целесообразности выбора конструктивных решений на этапе проектирования, с учетом сложной взаимосвязи подсистем пневмогидравлической подвески, авторами статьи разработана оригинальная математическая модель четырехосной колесной машины с двойными поперечными рычагами. Модель реализована в программном комплексе Matlab с использованием элементов SimMechanics. Результаты работы имитационной математической модели пневмогидравлической системы поддрессоривания демонстрируются на примере оценки бокового крена машины на наклонной рампе (поперечном уклоне) с разными вариантами подвесок. Показано, что наличие противодавления в системе поддрессоривания позволяет снизить крен машины на боковом уклоне. Причем при увеличении объема камеры противодавления боковая жесткость подвески возрастает. Однако увеличение объема камеры противодавления до 1,5 л требует повышения максимального давления в гидросистеме примерно на 30 %. Проведенная оценка влияния гидравлических связей в контуре противодавления подвески на крен машины позволяет сделать вывод о том, что наличие связей не только сокращает количество управляющих элементов в гидравлической схеме, но и незначительно снижает боковую жесткость подвески и увеличивает крен машины на боковом уклоне. В статье на основании полученных результатов делается вывод о том, что разработанная математическая модель адекватно отражает поведение многоосной машины при боковом крене как с независимой, так и со связанной подвеской и может быть использована для оценки работоспособности таких систем на этапе их проектирования.

Ключевые слова: имитационная математическая модель, боковая жесткость, пневмогидравлическая подвеска, колесная машина, пневмогидравлическая рессора.

Введение

В настоящее время на транспортных машинах находят широкое применение пневмогидравлические системы поддрессоривания (подвески). Обусловлено это их широкими возможностями по изменению положения кузова автомобиля в пространстве. Такие подвески, использующие газ в качестве упругого элемента и жидкость для передачи усилия и демпфирования колебаний, имеют свои достоинства и недостатки.

К достоинствам пневмогидравлической подвески (ПП) можно отнести простоту реализации системы изменения дорожного про-

света (клиренса) и горизонтирования кузова машины, возможность обеспечить прогрессивную упругую характеристику подвески, компактность узлов и агрегатов подвески.

К основным недостаткам ПП относятся зависимость характеристик подвески от температуры и низкая жесткость подвески в районе статического хода. Кроме того, вследствие отсутствия в конструкции ПП стабилизаторов поперечной устойчивости, такая машина обладает низкой боковой жесткостью системы поддрессоривания. То есть, при криволинейном движении и на косогоре корпус машины совер-

пашт относительно большие поперечные угловые отклонения (крены), что может при определенных условиях привести к невыполнению требований технического задания.

Уменьшение крена машины с ПГП можно обеспечить за счет использования пневмогидравлических рессор (ПГР) с противодавлением (рис. 1) и связей в ее системе подпрессоривания (рис. 2). Определить на этапе проектирования машины конструктивные параметры таких решений и эффект, достигающийся при их использовании аналитическим путем, затруднительно из-за сложных взаимосвязей между подсистемами ПГП: пневматической, гидравлической, механической и тепловой. Поэтому разработчики при решении подобных задач прибегают к использованию имитационного математического моделирования движения машины с ПГП в характерных условиях, оценивают результаты моделирования и делают выводы о целесообразности тех или иных конструктивных решений.

Цель исследования

Разработка имитационной математической модели, позволяющей оценить боковую жесткость ПГП четырехосной колесной машины.

Методы и средства проведения исследований

Имитационное математическое моделирование для исследования плавности хода колесных и гусеничных машин, в том числе и с ПГП, используется достаточно давно. Известны

модели прямолинейного движения колесных и гусеничных машин с различной степенью детализации элементов системы подпрессоривания [1–5]. Например, в [3–5] представлена модель, подробно описывающая работу ПГП. Пневмогидравлическое устройство состоит из подсистем: механической, гидравлической, пневматической и тепловой. Каждая из подсистем описывается своими дифференциальными и алгебраическими уравнениями. Данная модель реализована в программном комплексе Matlab Simulink и используется для оценки плавности хода транспортной машины при прямолинейном движении по неровностям местности. В моделях, представленных в работах [1, 2, 6], характеристики упругих и демпфирующих элементов подвески задаются массивом точек. Это значительно увеличивает скорость расчетов, но не всегда позволяет получить адекватный результат.

К сожалению, модели, представленные в работах [1–3], не позволяют исследовать работу системы подпрессоривания при боковых кренах машины вследствие того, что в них в соответствии с задачами моделирования подвески транспортных машин рассматривались как имеющие «свечную» схему, позволяющие моделировать перемещение колес только параллельно вертикальной оси корпуса машины. Поэтому для решения задач, поставленных в данном исследовании, была разработана математическая модель четырехосной колесной машины с подвеской, имеющей двойные поперечные рычаги (рис. 3).

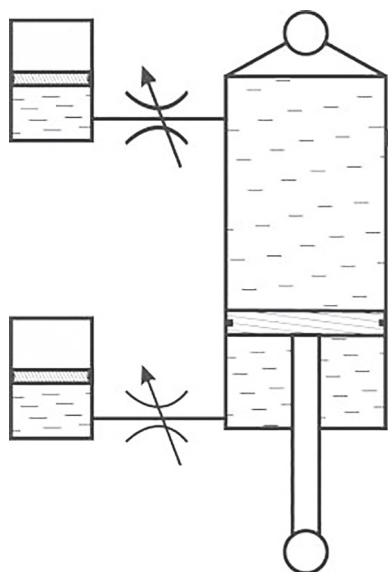


Рис. 1. Пневмогидравлическая рессора с противодавлением

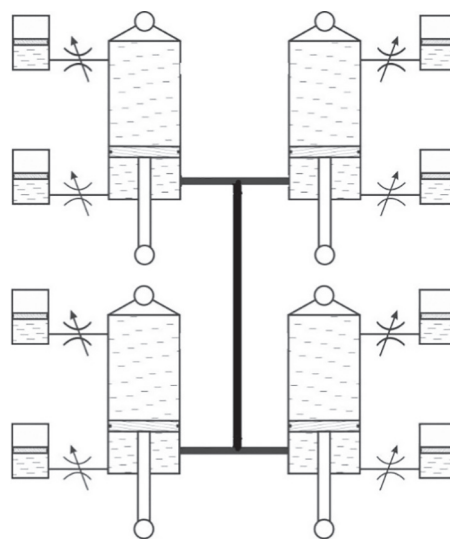


Рис. 2. Гидравлическая связь в контуре противодействия подвесок двух соседних осей

Модель реализована в программном комплексе Matlab с использованием элементов SimMechanics. На рис. 4–8 представлены блоки разработанной модели колесной машины.

На рис. 4 представлена модель, включающая блок корпуса машины (Hull) и блоки восьми подвесок колес (susp1–susp8).

Также на рис. 4 показана реализация связей в контуре противодействия (рис. 2). Силы в связанных элементах подвески усредняются.

Блок корпуса раскрыт на рис. 5. Его структура описана блоками тел из раздела библиотеки SimMechanics Bodies и блоками шарниров из раздела Joints.

Основным блоком, описывающим характеристики корпуса машины с его габаритными и инерционными характеристиками, является блок Solid. Он посредством блока 6-DOF Joint связан с неподвижной системой координат

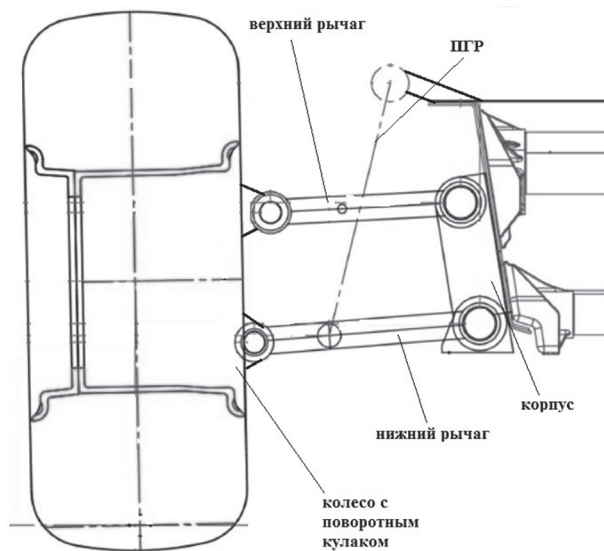


Рис. 3. Схема двухрычажной подвески

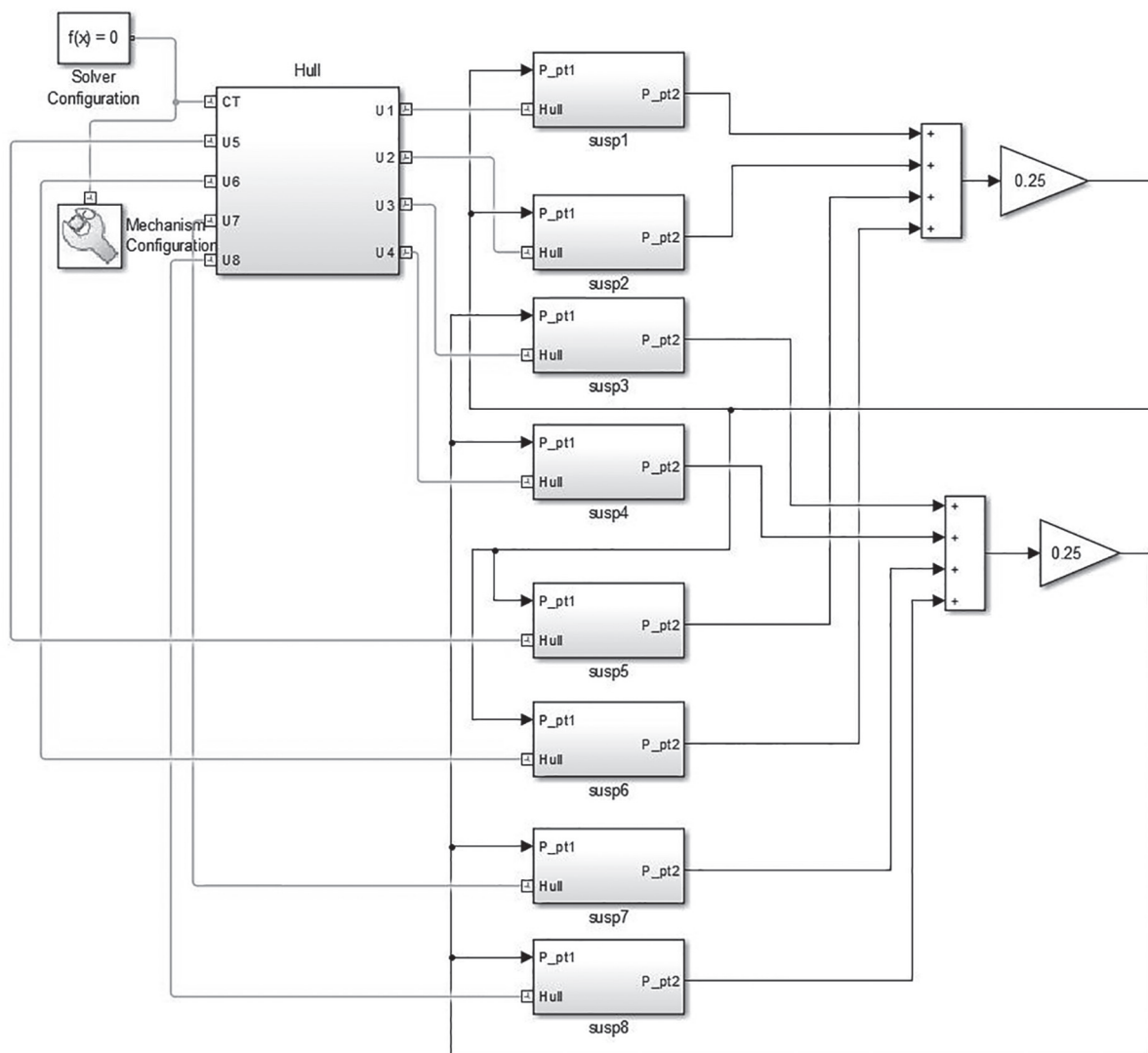


Рис. 4. Модель колесной машины 8×8 со связанной подвеской

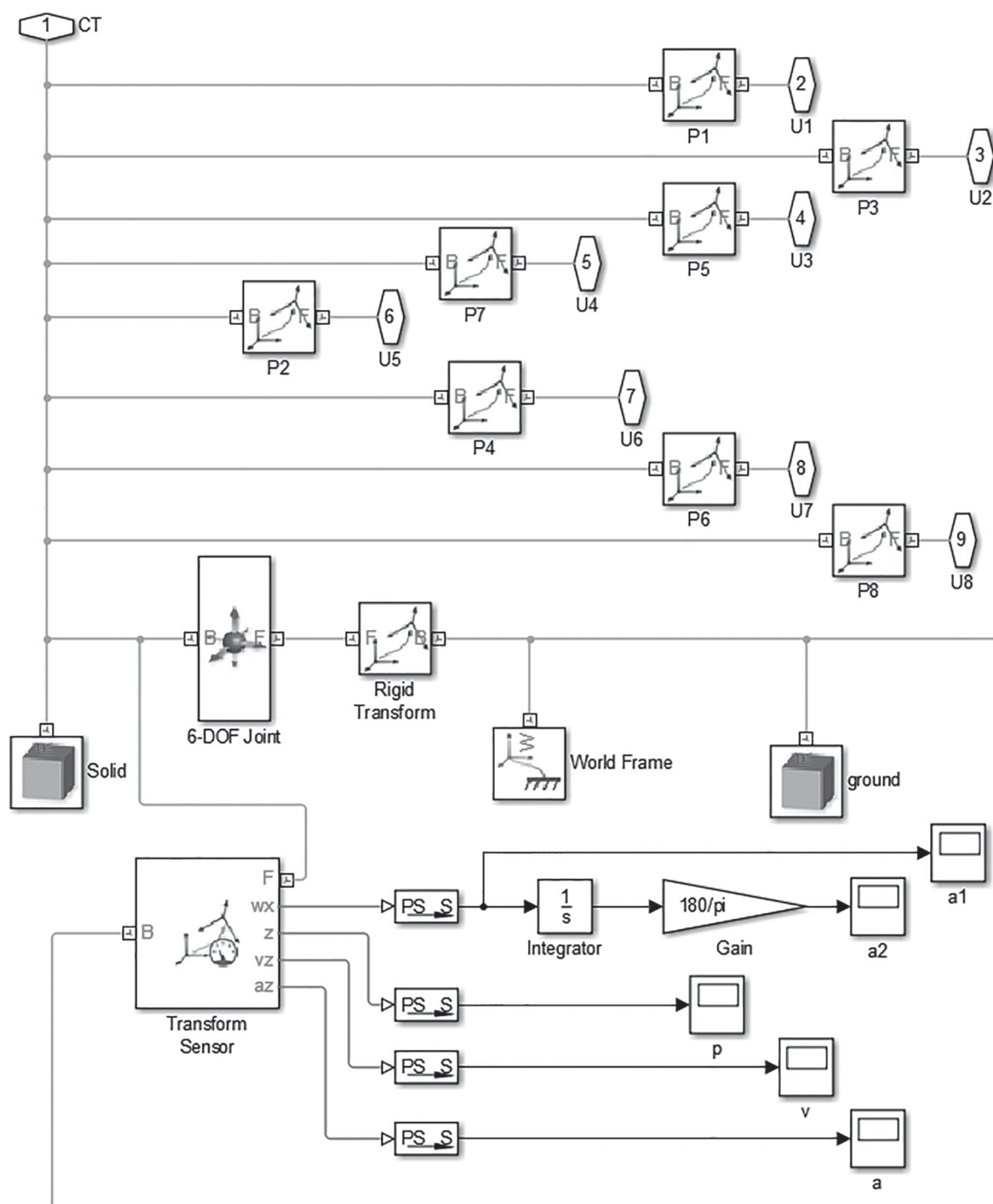


Рис. 5. Блок Hull (корпус)

World Frame (абсолютной инерциальной системы координат Земли).

Блок 6-DOF Joint в общем случае выполняет функцию шарнирного сочленения двух тел и имеет шесть степеней свободы (три поступательных примитива P1, P2, P3 и один сферический шарнир (Spherical) примитив S).

Блок Ground, который также связан с неподвижной системой координат World Frame,

представляет собой графическое представление неподвижного основания. В окне настройки этого блока задаются размеры тела «грунт» в данном случае в виде плоского прямоугольного параллелепипеда.

Для того чтобы измерять движения корпуса относительно неподвижной системы координат при моделировании, используется блок Transform Sensor. Этот блок позволяет из-

мерить угловые и линейные координаты и их первые и вторые производные между двумя телами в модели. В данном случае выводится угловая скорость относительно продольной оси X, а также перемещение, скорость и ускорение вдоль вертикальной оси Z.

В блоках P1–P8 задаются координаты подвесок относительно центра тяжести корпуса машины. Каждый из этих блоков имеет два обязательных порта входа/выхода, которые обозначаются индексами B (Base, база) и F (Follower, последующий). Порт B соединен с блоком корпуса (блок Solid), представляющим первое тело, порт F – с портами блоков подвесок U1–U8, представляющими последующие тела, которые движутся относительно корпуса.

На рис. 6 представлен блок подвеска (susp). Каждая подвеска состоит из двух рычагов (верхнего VR и нижнего NR), ПГР (PGR) и поворотного кулака колеса (wh). Все элементы

подвески связаны между собой и с корпусом машины с помощью цилиндрических шарниров Revolute Joint в соответствии со схемой рис. 3.

ПГР в модели (рис. 7) представлена в виде цилиндра (блок cylinder) и штока (блок shtok), между которыми установлен цилиндрический шарнир (Cylindrical Joint). Силовая связь между цилиндром и штоком определяется упругой и демпфирующей характеристиками ПГР. Упругая характеристика задается массивом точек с помощью функции Look up Table. Демпфирующая характеристика задается коэффициентом k_d (см. рис. 8).

На рис. 8 представлен блок характеристик ПГР (b2), для связанной подвески. Здесь, чтобы получить усилие на штоке от противодействия (P_pt2) из характеристики ПГР с противодействием (Table1) вычитается характеристика ПГР без противодействия (Table).

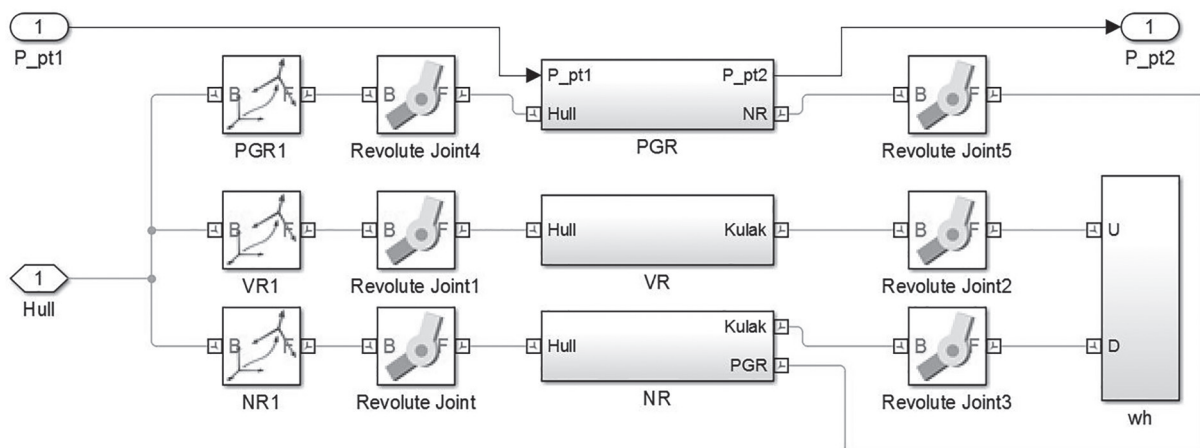


Рис. 6. Блок susp (подвеска)

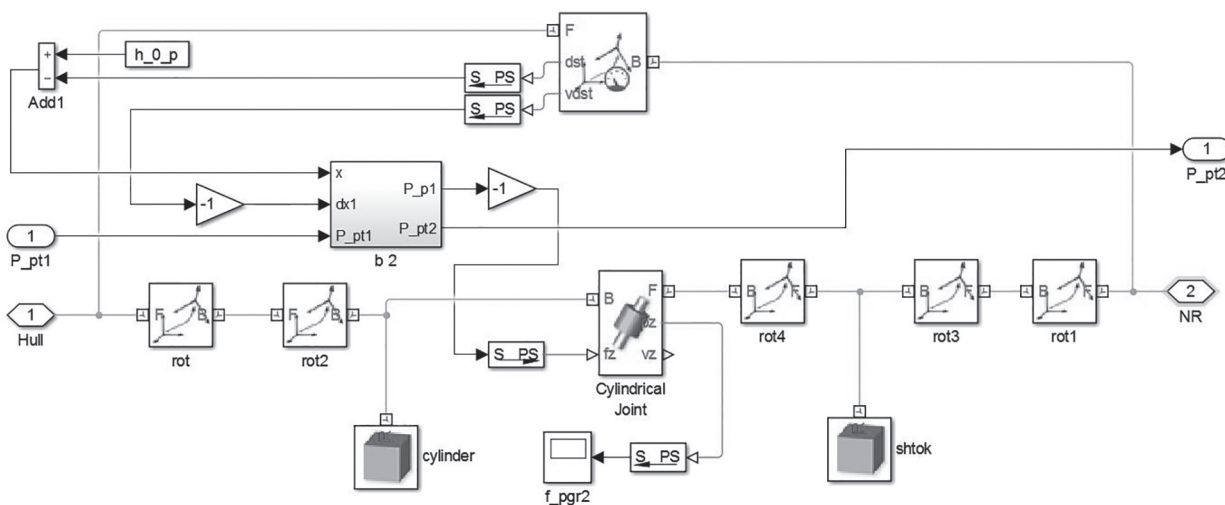


Рис. 7. Блок ПГР

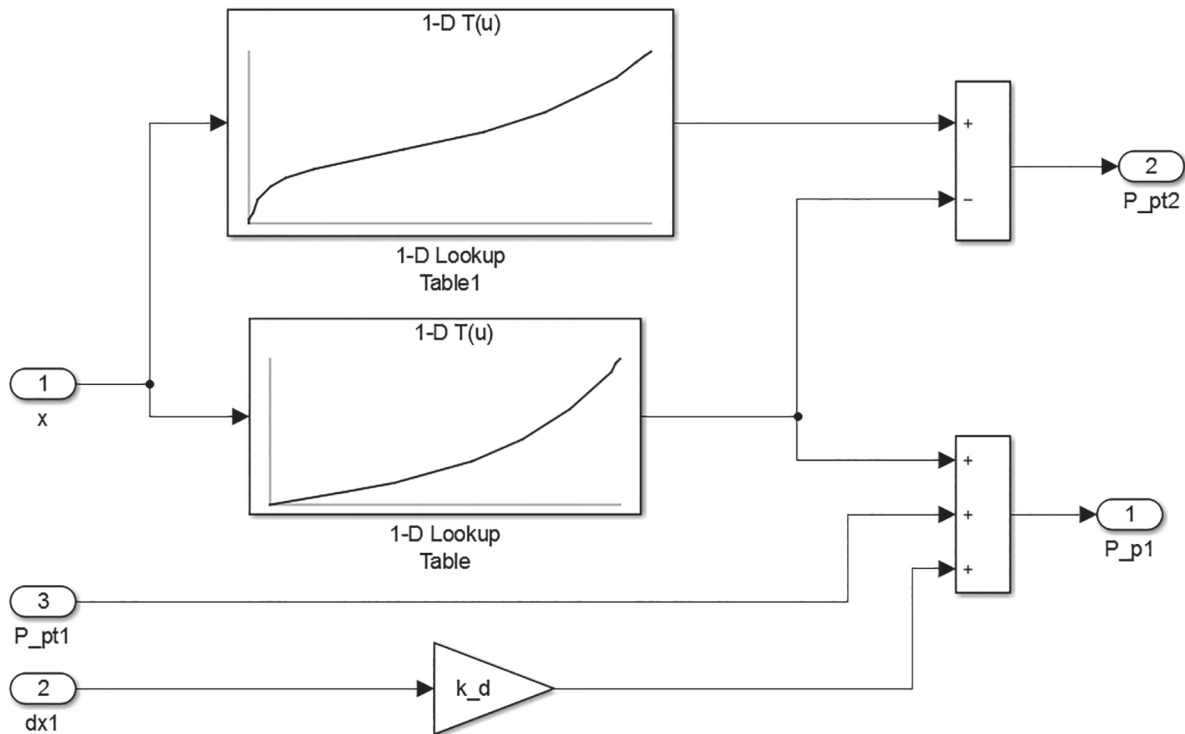


Рис. 8. Блок b2 в модели ПГР (связанная подвеска)

Основные результаты исследований и их обсуждение

Работа модели представлена на примере оценки бокового крена машины на наклонной рампе (поперечном уклоне). Для моделирования крена были выбраны три варианта подвесок:

- вариант 1 – с минимальным объемом камеры противодействия 1 л и заправочными давлениями основной камеры и камеры противодействия равными 6,5 МПа и 0,4 МПа соответственно (этот вариант моделировался в случае независимой и связанной подвесок);
- вариант 2 – с объемом камеры противодействия 1,5 л и заправочными давлениями основной камеры и камеры противодействия равными 9 МПа и 5 МПа соответственно;
- вариант 3 – без противодействия. Заправочное давление основной камеры 6,5 МПа.

Объем основной камеры во всех вариантах подвесок 3 л.

На рис. 9 представлены упругие характеристики вариантов подвески, приведенные к колесу.

Из рисунка видно, что вариант с объемом камеры противодействия 1,5 л (№ 2) имеет упругую характеристику большей чем в других вариантах жесткости. Однако при этом максимальное давление в рессоре возрастает примерно на 30 %.

Угол наклона рампы изменялся от нуля до 25° со скоростью 1 °/с. Машина, установленная на рампе, вследствие работы системы поддрессирования отклонилась на большие углы.

На рис. 10 показан график изменения поперечного угла корпуса машины от времени для исследуемых вариантов подвесок. Из графика видно, что машина с подвеской без противодействия отклонилась на больший угол, а с объемом камеры противодействия 1,5 л на меньший угол, чем машина с камерой противодействия 1 л. Таким образом, противодействие в системе поддрессирования позволяет снизить крен машины на боковом уклоне.

На рис. 11 представлены изменения ходов штоков передних подвесок исследуемых машин

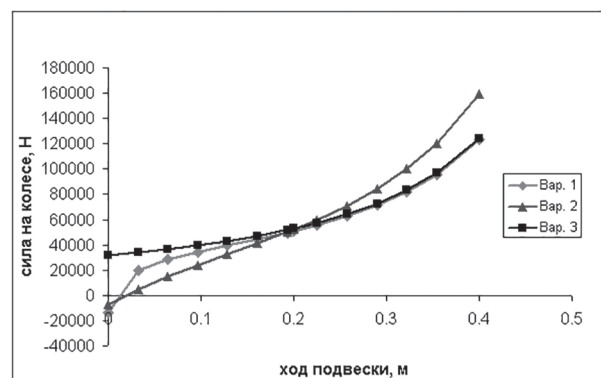


Рис. 9. Упругая характеристика вариантов подвески

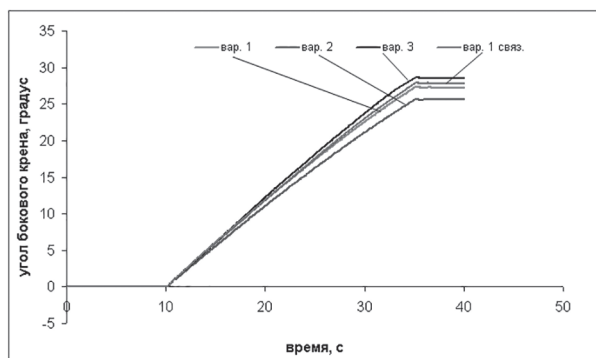


Рис. 10. Угол бокового крена корпуса машины

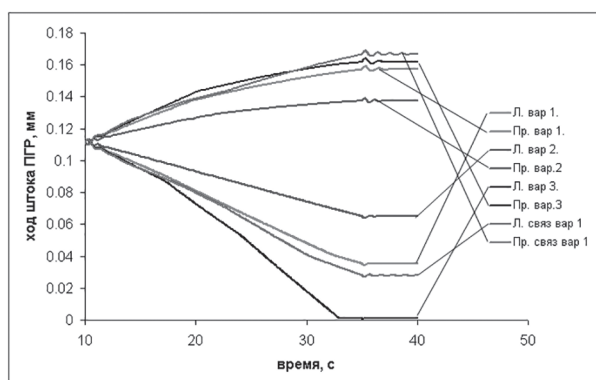


Рис. 11. Хода штоков первых подвесок

от времени. Видно, что левое колесо подвески без противодействия вывешивается (ход равен нулю). Меньшие хода имеет подвеска вар. 2.

На рис. 12 схематично показано положение машины в конце моделирования, полученное с помощью анимации модели.

На рис. 10 и 11, кроме влияния различных вариантов противодействия на крен машины, приведены характеристики, позволяющие оценить влияние наличия связей в контуре противодействия подвески на крен машины. При этом про-

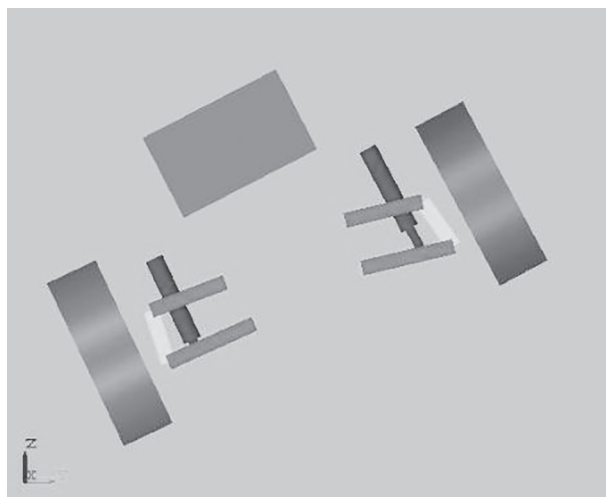


Рис. 12. Положение машины на рампе

цесс крена машины моделировался с подвеской вар. 1 при ее нахождении на наклонной рампе.

Заметим, что подвеска четырехосной колесной машины в контуре противодействия может иметь гидравлическую связь между всеми колесами двух соседних осей (рис. 2): 1–2 и 3–4. Эти связи позволяют сократить количество управляющих элементов в гидравлической схеме ПГР.

Из рис. 10 и 11 видно, что машина с гидравлической связью в контуре противодействия отклоняется больше, чем при независимой подвеске с противодействием, но меньше, чем без противодействия.

Выводы

1. Разработанная математическая модель адекватно отражает поведение машины при боковом крене как с независимой, так и со связанной подвеской и может быть использована для оценки работоспособности таких систем на этапе проектирования.

2. Наличие камеры противодействия увеличивает боковую жесткость подвески (сопротивление крену). Причем при увеличении объема камеры противодействия боковая жесткость подвески возрастает. Однако увеличение объема камеры противодействия до 1,5 л. требует повышения максимального давления в ПГР примерно на 30 % (см. рис. 9).

3. Гидравлическая связь в контуре противодействия, позволяющая сократить количество управляющих элементов в гидравлической схеме, незначительно снижает боковую жесткость подвески и увеличивает крен машины на боковом уклоне.

Литература

1. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Основы расчета систем поддрессирования гусеничных машин на ЭВМ. Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 52 с.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
3. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Математическое моделирование систем транспортных средств: учебное пособие. М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 98 с.
4. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым

демпфированием многоосных колесных машин [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание», 2012 выпуск 1.

5. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Исследование внутренней динамики пневмогидравлических устройств // Известия вузов: Машиностроение #2 [683], 2017. С. 19–29.
6. Фоминых А.Б., Жеглов Л.Ф. Математическая модель движения полноприводной колесной машины по дорогам с твердой неровной поверхностью [Электронный ресурс] // Электрон. журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2013. Выпуск 11.

References

1. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. *Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin na EVM* [Fundamentals of the calculation of the crawler track suspension systems on a computer]: Uchebnoe posobie. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002. 52 p.
2. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin* [Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2010. 184 p.
3. ZHilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. *Matematicheskoe modelirovanie sistem transportnyh sredstv* [Mathematical modeling of vehicle systems]: uchebnoe posobie. Moscow: Izd-vo MVTU im. N.E. Bauman Publ., 2018. 98 p.
4. ZHilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. The method of calculating the characteristics of pneumohydraulic controlled suspension with two-level damping multi-wheeled vehicles [Elektronnyj resurs]. *Elektron. zhurn. «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tehnicheskoe izdanie»*, 2012 vypusk 1 (in Russ.).
5. Sarach E.B., Cipilev A.A. Study of the internal dynamics of pneumatic-hydraulic devices. *Izvestiya vuzov: Mashinostroenie #2 [683]*, 2017, pp. 19–29 (in Russ.).
6. Fominyh A.B., ZHeglov L.F. Mathematical model of the movement of the all-wheel drive vehicle on roads with a hard, uneven surface [Elektronnyj resurs]. *Elektron. zhurnal «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tehnicheskoe izdanie»*. 2013. Vypusk 11 (in Russ.).

EVALUATION OF THE LATERAL STIFFNESS OF THE PNEUMOHYDRAULIC SUSPENSION OF A MULTI-AXLE WHEELED VEHICLE USING IMITATIONAL MATHEMATICAL MODELING

DSc in Engineering **E.B. Sarach¹**, **M.S. Kurasova¹**, **A.A. Lychagov²**

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Public Joint-Stock Company «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia
profound2005@gmail.com

This article is devoted to the solution of the urgent problem of development of an imitation mathematical model for studying the lateral rigidity of the pneumohydraulic suspension of a multi-axle wheeled vehicle. The reduction of the transverse angular deviations of the vehicle body during curvilinear motion and on a slope is obtained using pneumo-hydraulic springs with backpressure and cross-links in the suspension system of the vehicle. To assess the feasibility of choosing design solutions at the design stage, taking into account the complex interconnection of the subsystems of a pneumatic-hydraulic suspension, the authors of the article developed an original mathematical model of a four-wheel drive vehicle with double wishbones. The model is implemented in the Matlab software package using SimMechanics elements. The results of the simulation of a mathematical model of the pneumohydraulic suspension system on the example of evaluating the lateral roll of the machine on an inclined ramp (transverse slope) with different types of suspensions are shown. It is shown that the presence of backpressure in the suspension system reduces the roll of the machine on the side slope. Moreover, the lateral stiffness of the suspension increases with an increase in the volume of the backpressure chamber. However, increasing the volume of the backpressure chamber to 1,5 liters requires an increase in the maximum pressure in the hydraulic system by about 30 %. The assessment of the influence of hydraulic connections in the backpressure circuit of the suspension on the roll of the machine allows to conclude that the presence of links does not only reduces the number of control elements in the hydraulic circuit, but also slightly reduces the lateral rigidity of the suspension and increases the roll of the machine on the lateral slope. Based on the obtained results, the article concludes that the developed mathematical model adequately reflects the behavior of a multiaxial machine with side roll with both independent and associated suspension and can be used to assess the performance of such systems at the design stage.

Keywords: imitation mathematical model, lateral stiffness, pneumatichydraulic suspension, wheeled vehicle, pneumatichydraulic spring.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК С ПРИВОДОМ ОТ АВТОНОМНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В ГИДРОСИСТЕМАХ С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ ПИТАНИЯ

К.Т.Н. Лепешкин А.В., К.Т.Н. Михайлин А.А., Медведев А.С.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
lep@mami.ru

Для современных многофункциональных транспортно-технологических комплексов весьма перспективным представляется использование комбинированных гидравлических систем с приводом насоса от автономного двигателя внутреннего сгорания. Данная статья посвящена исследованию способов регулирования подачи подобных энергоустановок «двигатель-насос», в том числе, за счет управления режимом работы самого двигателя. В работе проводится сравнительный анализ различных способов управления подачей насосной установки и обосновывается методика выбора оптимального варианта для использования в системе «двигатель-насос». На основе проведенного исследования предложены принципиальные конструктивные схемы регуляторов для таких насосных установок. В результате проведенного анализа было выявлено, что при использовании насосной установки с регулируемым насосом в широком диапазоне подач она имеет существенно лучшие показатели топливной экономичности по сравнению с установкой, использующей нерегулируемый насос. Особенно это проявляется в зоне малых подач, где регулирование обеспечивается гидравлическими элементами установки. Однако при работе установки значительное время в диапазоне больших подач отмеченное преимущество установки с регулируемым насосом по сравнению с установкой с нерегулируемым насосом снижается. При работе же установки только в диапазоне больших подач, где регулирование обеспечивается двигателем, экономичность рассматриваемых установок практически одинакова. При выборе оптимального варианта установки «двигатель-насос» также необходимо учитывать сложность, а следовательно, и стоимость входящих в нее элементов. Гидросистемы с нерегулируемым насосом и переливным клапаном используют насосы, стоимость которых значительно ниже стоимости регулируемого насоса с регулятором подачи. Надежность систем с нерегулируемыми насосами также выше, чем у систем с регулируемыми насосами. В статье делается вывод о том, что на данном этапе технологического развития более перспективным следует признать энергоустановку «двигатель-насос», построенную на базе нерегулируемого насоса.

Ключевые слова: насосные установки, способы регулирования подачи, энергоустановка «двигатель-насос», методика обоснованного выбора конструкции насосной установки.

Введение

Современные специализированные и многофункциональные самоходные машины (комплексы) оснащаются различными гидравлическими системами. Эти системы, в первую очередь гидроприводы [1], используются как для обеспечения работы самой машины (рулевое управление, тормоза и т.д.), так и для функционирования различных дополнительных устройств (подъемник, спасательное оборудование, дополнительный генератор и др.) [2, 3].

Важнейшим преимуществом гидроприводов, обеспечивающим их широкое применение,

является свобода компоновки агрегатов в пределах машины. Это весьма существенно для самоходных машин, в первую очередь, машин специального назначения насыщенных различными устройствами. Кроме того, регулируемые гидроприводы позволяют получить оптимальные режимы работы этих устройств.

В большинстве таких систем для привода насосных установок гидросистемы используется основной двигатель самоходной машины [3]. Однако это не всегда целесообразно. Например, при значительной доле мощности, отбираемой гидросистемой, снижается мощность,

используемая для движения машины. Кроме того, некоторые агрегаты самоходной машины должны функционировать и во время ее стоянки, а использовать в этом случае основной (транспортный) двигатель нецелесообразно. Поэтому в таком случае, и не только на самоходных машинах, для привода насоса сложной комбинированной гидросистемы перспективным является использование специального (автономного) двигателя внутреннего сгорания малой мощности.

Очевидно, что использование в гидросистемах, работающих от насосных установок с постоянным давлением питания и переменным потреблением рабочей жидкости, энергетических установок, состоящих из двигателя внутреннего сгорания и насоса, расширяет возможности управления их подачей. При этом для изменения подачи насосной установки могут применяться как традиционные гидравлические способы (использование регулируемого насоса или нерегулируемого насоса с переливным клапаном), так и весьма перспективным представляется изменение подачи насосной установки за счет регулирования частоты вращения вала ее насоса, которое можно обеспечить регулированием режима работы приводного двигателя внутреннего сгорания.

Цель исследования

Статья посвящена исследованию возможности регулирования подачи насосной установки, состоящей из роторного насоса и двигателя внутреннего сгорания, в том числе и за счет управления работой этого двигателя.

В работе также проводится сравнительный анализ различных способов управления подачей такой насосной установки и обосновывается выбор оптимального варианта для использования в системе «двигатель-насос». На основании результатов проведенного исследования предложены принципиальные конструктивные схемы такой насосной установки.

Методы и средства проведения исследования

В работе для получения результатов в обобщенном виде в качестве параметров, характеризующих режимы работы устройств, используются относительные физические величины (отнесенные к их максимальным значениям).

При этом если пренебречь потерями в насосе, то для нерегулируемого насоса до сра-

батывания переливного клапана считаем, что относительный крутящий момент, реализуемый двигателем $\bar{M}$, равен относительному давлению $\bar{p}$ на входе в гидросистему, а относительная скорость вращения $\bar{\omega}$ вала двигателя равна относительной подаче насосной установки $\bar{Q}$.

Для дальнейших рассуждений примем также во внимание то, что важным условием нормальной работы гидросистемы в области изменения подачи насосной установки является обеспечение положительного приращения давления $\Delta\bar{p}$ на входе в гидросистему при уменьшении потребляемого ею расхода жидкости на некоторую величину $\Delta\bar{Q}$ [1].

На рис. 1 в относительных координатах приведена в качестве исходной характеристика насосной установки $\bar{p} = f(\bar{Q})$ (линия ABC), получаемая в результате работы нерегулируемого насоса с переливным клапаном при неизменной частоте вращения его вала (при отсутствии объемных потерь в насосе) [1]. На этот же график при принятых допущениях нанесена внешняя скоростная характеристика двигателя $\bar{M} = f(\bar{\omega})$ (линия $AB'DE$).

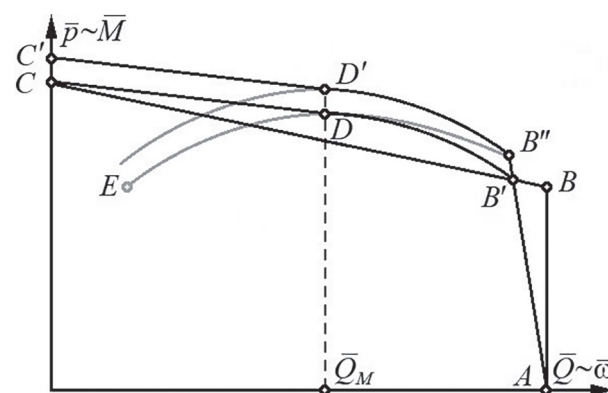


Рис. 1. Возможные характеристики рассматриваемой энергоустановки

Анализ этих двух зависимостей позволяет предположить, что подача насосной установки гидросистемы с нерегулируемым насосом и приводом от автономного двигателя может изменяться за счет изменения скорости вращения его вала. В этом случае характеристика такой насосной установки в относительных параметрах принимает вид кривой $AB'DC$ и на участке $AB'D$ будет повторять часть внешней скоростной характеристики двигателя, которая соответствует отмеченному выше условию нормальной работы гидросистемы (на участ-

ке DE это условие не выполняется). Заметим, что точка D ($\bar{Q} = \bar{Q}_M$) приблизительно соответствует режиму максимального крутящего момента двигателя. Следует также отметить, что смещение точки B' относительно точки B весьма незначительно.

Анализ зависимости $AB'DC$, приведенной на рис. 1, позволяет сделать вывод о том, что устойчивое регулирование подачи установки в области больших расходов (при $\bar{Q} > \bar{Q}_M$) обеспечивается за счет изменения скорости вращения двигателя, а при малых расходах ($\bar{Q} < \bar{Q}_M$) устойчивое регулирование может быть достигнуто только за счет работы элементов гидросистемы.

Необходимо отметить, что при работе насосной установки по линии $AB'D$ управляющий орган двигателя (например, дроссельная заслонка) не должен находиться в положении максимальной нагрузки, так как при регулировании системы на участке DC необходим дополнительный момент для обеспечения повышения давления до $\bar{p} = 1$.

Таким образом, оптимальным представляется следующий порядок (принцип) управления подачей насосной установки с нерегулируемым насосом и приводом от автономного двигателя внутреннего сгорания:

- при работе двигателя по линии ограничителя скорости вращения (линия AB' на рис. 1) его управляющий орган (например, дроссельная заслонка) не меняет своего положения (близко к максимальному);

- в точке B' (рис. 1) двигатель выходит на внешнюю скоростную характеристику BD , при этом положение управляющего органа насоса также неизменно;

- в точке D должен включиться регулятор, обеспечивающий повышение мощности двигателя, и одновременно уменьшающий подачу насосной установки (линия DC на рис. 1).

Принципиальная схема регулятора, обеспечивающего предложенный порядок работы, представлена на рис. 2. Отметим, что вместо заслонки 4 в схеме может быть иной элемент управления двигателем.

При работе насоса 1 по линии $AB'D$ (рис. 1) поршень 2 находится в крайнем левом положении и через шток 3 обеспечивает требуемую нагрузку двигателя. В точке D под действием повышенного давления поршень начинает преодолевать усилие пружины 5. Смещаясь вправо, он открывает проточку 6, через кото-

рую происходит слив жидкости. Одновременно открывается заслонка 4, и двигатель выходит на режим максимальной нагрузки. При $\bar{Q} = 0$ вся подача насоса сливается через регулятор.

Предложенная конструкция регулятора позволяет реализовать выбранный порядок управления насосной установкой с использованием только механических элементов, что может затруднить создание реальной конструкции. Поэтому создание предложенного устройства лучше реализовывать с применением электронных средств. В такой конструкции электронный блок управления должен обеспечивать передачу информации от штока 3 к заслонке 4 по необходимому закону. Данное регулирующее устройство имеет достаточно простую конструкцию, но при этом имеет два недостатка, снижающих эффективность его работы.

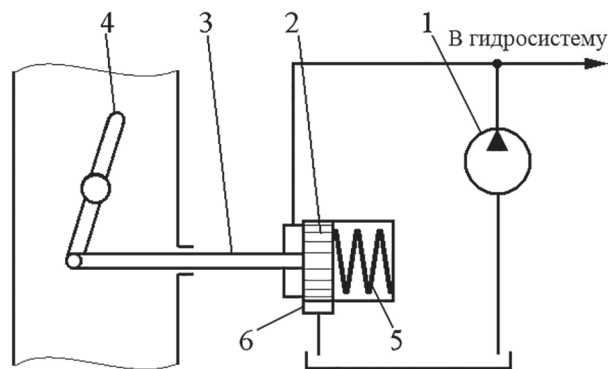


Рис. 2. Регулятор для установки с нерегулируемым насосом:

1 – нерегулируемый насос, 2 – поршень, 3 – шток управления, 4 – дроссельная заслонка, 5 – пружина, 6 – проточка в корпусе

Первый заключается в том, что при таком управлении насосной установкой двигатель не использует своей максимальной мощности (точка B'' на рис. 1). То есть двигатель для обеспечения регулирования должен иметь избыток мощности и повышенные габариты.

Вторым недостатком является ограничение минимального расхода за счет управления двигателем величиной $\bar{Q}_M = \bar{\omega}_M$ и, как следствие, необходимость перепуска рабочей жидкости в бак без совершения полезной работы, что снижает эффективность работы насосной установки.

Рассмотрим способы устранения отмеченных недостатков.

Первый можно устранить усложнением конструкции регулятора, который должен обеспе-

чивать следующий порядок управления насосной установкой:

- при работе двигателя по линии ограничителя скоростей вращения (линия AB'' на рис. 1) его управляющий орган (например, дроссельная заслонка) полностью открыт и двигатель выходит на режим максимальной мощности (точка B'' на рис. 1);

- в точке максимальной мощности включается в работу регулятор, который при снижении подачи установки ($\bar{Q} = \bar{\omega}$) начинает прикрывать дроссельную заслонку так, что при $\bar{Q}_M = \bar{\omega}_M$ двигатель выходит на режим пониженной нагрузки (линия $B'D$ на рис. 1);

- далее регулятор работает аналогично регулятору, представленному на рис. 2, т.е. обеспечивает повышение мощности двигателя и одновременно уменьшает подачу насосной установки (линия DC на рис. 1).

Такой порядок работы может быть получен с использованием двухрежимного регулятора. Этот регулятор в области больших подач должен обеспечивать один режим работы (до $\bar{Q}_M = \bar{\omega}_M$), а в области малых подач – второй. Это существенно усложняет задачу по созданию реальной конструкции регулятора, но она может быть решена с использованием современных электронных средств. При этом может быть использован двигатель внутреннего сгорания пониженной мощности (на 4...7 %).

Второй из отмеченных недостатков установки (необходимость перепуска рабочей жидкости в бак без совершения полезной работы для получения малых подач $\bar{Q} \rightarrow 0$) не может быть устранен при использовании в ней нерегулируемого насоса.

Принципиальная схема регулятора для насосной установки с регулируемым насосом представлена на рис. 3. В соответствии с этой схемой при работе насоса 1 по линии $AB''D'$ (рис. 1) поршень 2 находится в крайнем правом положении и через шток 3 обеспечивает требуемую нагрузку двигателя (на схеме в качестве примера приведено управление дроссельной заслонкой 4). В точке D' под действием повышенного давления поршень начинает преодолевать усилие пружины 5. При этом шток 6, смещаясь влево, уменьшает рабочий объем насоса, а значит и его подачу. Подача, поступающая в гидросистему, при изменении рабочего объема насоса изменяется по линии $D'C'$. Одновременно шток 3 прикрывает заслонку 4, и реализуемая нагрузка двигателя снижается.

При $\bar{Q} = 0$ двигатель выходит на режим близкий к режиму холостого хода.

Предложенное устройство (как и предыдущее, рис. 2) может быть реализовано и с использованием средств электроники. В таком случае можно исключить из конструкции механические связи 3 и 5, что существенно упростит компоновку системы. Отметим, что, как и в ранее рассмотренной схеме, вместо заслонки 4 в конструкции может быть иной элемент управления двигателем.

Данное регулирующее устройство позволяет исключить недостатки предыдущей конструкции. Действительно: в точке B'' (рис. 1) реализуется режим максимальной мощности двигателя; при работе в диапазоне от $\bar{Q}_M$ до нуля (линия $D'C'$) двигатель эксплуатируется в условиях понижающегося момента нагрузки, так как уменьшение подачи насосной установки достигается за счет уменьшения рабочего объема насоса.

При этом следует учитывать, что эта насосная установка требует дорогостоящих регулируемых насосов, что ограничивает область ее использования.

Результаты и их обсуждение

Таким образом, в результате проведенного исследования предложены три варианта энергоустановок «двигатель-насос». Причем две установки используют нерегулируемые насосы (с однорежимным и двухрежимным регуляторами), а одна – регулируемый насос.

Проведем сравнительный анализ установок. Причем сначала проведем сравнение между собой двух установок с нерегулируемыми насосами.

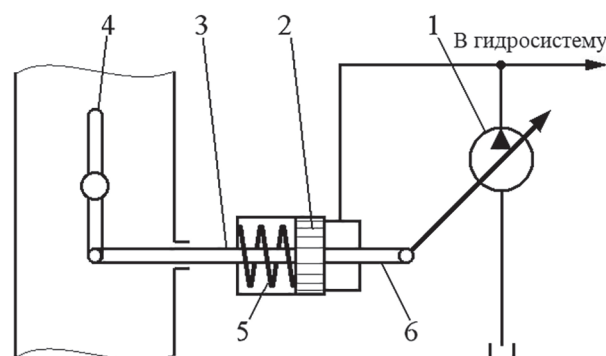


Рис. 3. Регулятор для установки с регулируемым насосом:

1 – регулируемый насос, 2 – поршень, 3 – шток управления двигателем, 4 – дроссельная заслонка, 5 – пружина, 6 – шток управления рабочим объемом насоса

Одним из важнейших показателей работы устройства является топливная экономичность установки «двигатель-насос».

Величины расхода топлива на разных режимах работы двигателей различны, поэтому для проведения сравнительного анализа были использованы средние величины топливной экономичности типового бензинового двигателя [4, 5].

По итогам проведенных оценочных расчетов для насосной установки с нерегулируемым насосом были получены следующие результаты:

- в области работы с невысокими подачами ($\bar{Q} < \bar{Q}_M$) – топливная экономичность установок с двухрежимным регулятором выше, чем аналогичный показатель установки с однорежимным регулятором на 2,5...3,5 %;

- в области работы с большими подачами ($\bar{Q} > \bar{Q}_M$) – показатели топливной экономичности установок с разными регуляторами сближаются и при $\bar{Q} = \bar{Q}_M$ становятся практически равными.

С учетом этого представляется целесообразным для управления установкой с нерегулируемым насосом использовать однорежимный регулятор. В таком случае незначительно ухудшается топливная экономичность установки и увеличиваются габариты двигателя. Однако при этом используется существенно более простой регулятор, что удешевляет устройство в целом. Кроме того, более простая конструкция повышает надежность работы системы.

Сравнительный анализ установки «двигатель-насос» с регулируемым насосом и установки «двигатель-насос» с нерегулируемым насосом и однорежимным регулятором показал, что:

- в области работы с невысокими подачами ($\bar{Q} < \bar{Q}_M$) – повышение давления $\bar{p}$ обеспечивается за счет снижения рабочего объема насоса. Однако требуемое повышение давления не велико (на рис. 1 от точки D до точки C), а подача снижается значительно (от $\bar{Q}_M$ до нуля). Поэтому в этой области регулятор подачи регулируемого насоса обеспечивает снижение нагрузки на валу двигателя, что существенно улучшает топливную экономичность системы (на 20...30 %);

- в области работы с большими подачами ($\bar{Q} > \bar{Q}_M$) – насос работает на максимальном рабочем объеме, а двигатель также, как при ис-

пользовании двухрежимного регулятора и нерегулируемого насоса. Поэтому топливная экономичность этих систем одинакова и практически такая же, как у установки с нерегулируемым насосом и однорежимным регулятором.

Итак, при сравнении топливной экономичности двух рассматриваемых установок («двигатель-насос» с регулируемым насосом и «двигатель-насос» с нерегулируемым насосом и однорежимным регулятором) во всем диапазоне работы вторая установка имеет более низкие показатели топливной экономичности. В частности, при одинаковом времени работы на всех режимах работы показатели топливной экономичности ухудшаются на ~ 15...20 %.

Таким образом, установка с регулируемым насосом обеспечивает лучшие показатели топливной экономичности, и это преимущество наиболее значительно при работе в диапазоне малых подач. Однако такая установка требует использования более дорогих регулируемых насосов, поэтому ее стоимость существенно выше.

Отметим, что если в гидроприводе основная часть времени работы происходит на режимах больших подач, то выигрыш от использования установки с регулируемым насосом в топливной экономичности будет совсем небольшим. Очевидно, что в таком случае целесообразнее использовать установку с нерегулируемым насосом.

Заключение

На современных многофункциональных самоходных машинах с комбинированными гидравлическими системами перспективным для привода насосных установок представляется применение автономных двигателей внутреннего сгорания небольшой мощности. При этом в ее составе может использоваться как нерегулируемый, так и регулируемый насосы.

Изменение подачи установки «двигатель-насос» от максимальной до режима максимального момента двигателя целесообразно обеспечивать за счет уменьшения скорости вращения двигателя, а дальнейшее уменьшение подачи – за счет регулирования гидравлических элементов устройства.

Сравнение вариантов установок «двигатель-насос» и выбор оптимального должен проводиться на основе оценки их экономико-эксплуатационных качеств: топливной экономичности, сложности конструкции и стоимости.

В результате проведенного анализа было выявлено, что при использовании насосной установки с регулируемым насосом в широком диапазоне подач она имеет более высокие показатели топливной экономичности.

Использование этой установки в зоне малых подач (регулирование обеспечивается гидравлическими элементами) приводит к еще более существенному улучшению топливной экономичности по сравнению с установкой, использующей нерегулируемый насос.

Если эта установка работает значительное время в диапазоне больших подач, то отмеченное преимущество установки с регулируемым насосом снижается по сравнению с установкой с нерегулируемым насосом. При работе только в диапазоне больших подач (регулирование обеспечивается двигателем) энергоэффективность рассматриваемых установок практически одинакова.

С экономической точки зрения более перспективными из рассмотренных следует признать гидросистемы с нерегулируемым насосом и переливным клапаном, которые используют насосы, стоимость которых значительно ниже стоимости регулируемых насосов с регулятором подачи.

Учитывая, что повышение сложности конструкции влечет за собой снижение надежности ее работы, более высокой надежностью будет обладать насосная установка с нерегулируемым насосом и однорежимным регулятором. Эту установку и следует рекомендовать для практического использования.

Литература

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод. М., Инфра-М, 2017. 446 с.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А. К вопросу о использовании комплексных объемных гидроприводов на транспортных машинах. Межвузовский сборник научных трудов «Колесные и гусеничные машины». М., МГТУ «МАМИ», 2004. 9 с. ISBN: 5-94099-030-4.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Медведев А.С. Объемный гидропривод дополнительного генератора, устанавливаемого на транспортном средстве // Сборник «Современные тенденции развития науки и технологий». Материалы XIV международной научно-практической конференции. Белгород, АПНИ, 2016. 8. ISBN: 2413-0869.
4. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М., Инфра-М, 2005. 368 с.
5. Хиллиард Д., Спрингер Дж. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями. М., Машиностроение, 1988. 504 с.

References

1. Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A., Shejpak A.A. *Gidravlika i gidropnevmoпривод. Gidravlicheskie mashiny i gidropnevmoпривод* [Hydraulics and hydro-pneumatic drive. Hydraulic machines and hydro-pneumatic actuators]. Moscow, Infra-M Publ., 2017. 446 p.
2. Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A. The use of integrated volumetric hydraulic actuators on transport vehicles. *Mezhvuzovskij sbornik nauchnyh trudov «Kolesnye i gusenichnye mashiny»*. Moscow, MGТУ «МАМИ», 2004. 9 p (in Russ.). ISBN: 5-94099-030-4.
3. Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A., Medvedev A.S. Volumetric hydraulic drive of an additional generator mounted on a vehicle. *Sbornik «Sovremennye tendencii razvitiya nauki i tekhnologij»*. *Materialy XIV mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*. Belgorod, APNI, 2016. 8 (in Russ.). ISBN: 2413-0869.
4. Stukanov V.A. *Osnovy teorii avtomobil'nyh dvigatelej i avtomobilya* [Fundamentals of the theory of automobile engines and automobiles]. Moscow, Infra-M Publ., 2005. 368 p.
5. Hilliard D. Springer Dzh. *Toplivnaya ekonomichnost' avtomobilej s benzinovymi dvigatelyami* [Fuel economy of gasoline vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 504 p.

PROSPECTS FOR THE USE OF PUMPING UNITS DRIVEN BY AN AUTONOMOUS INTERNAL COMBUSTION ENGINE IN HYDRAULIC SYSTEMS WITH A CONSTANT SUPPLY PRESSURE

PhD in Engineering **A.V. Lepeshkin**, PhD in Engineering **A.A. Mihajlin**, **A.S. Medvedev**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
lep@mami.ru

The use of combined hydraulic systems with a pump drive from an autonomous internal combustion engine seems very promising for modern multifunctional transport and technological complexes. This article is devoted to the study of ways to control the supply of «engine-pump» power plants, including by controlling the operating mode of the engine itself. A comparative analysis of various ways to control the pumping unit supply is carried out and the method of choosing the optimal variant for use in the «engine-pump» system is substantiated. The principal design schemes of regulators for such pumping plants on the basis of the conducted research are proposed. As a result of the analysis, it was found that when using a pumping unit with an adjustable pump, in a wide range of feeds, it has significantly better fuel economy compared with an facility, which uses an unregulated pump. This is especially evident in the area of small innings, where the regulation is provided by the hydraulic elements of the installation. However, during the operation of the plant, a considerable time, in the range of large feed rates, the marked advantage of the installation with an adjustable pump compared to the installation with an unregulated pump is reduced. When operating the installation only in the range of large feed rates, where the regulation is provided by the engine, the efficiency of the considered installations is almost the same. When choosing the optimal installation option «engine-pump» it is also necessary to take into account the complexity and, consequently, the cost of its constituent elements. Hydraulics with an unregulated pump and an overflow valve use pumps that cost significantly less than the cost of an adjustable pump with a feed regulator. The reliability of systems with unregulated pumps is also higher than with systems with adjustable pumps. The article concludes that at this stage of technological development, the «engine-pump» power unit based on an unregulated pump should be considered more promising.

Keywords: pumping units, flow control methods, engine-pump power installation, method of reasonable choice of pumping unit design.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАДИАЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ И КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С БЕЗВОЗДУШНОЙ ШИНОЙ

К.Т.Н. Мазур В.В.

Братский государственный университет, Братск, Россия

mazurvv@yandex.ru

Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, определяет необходимость поиска принципиально новых конструктивных решений колесных движителей для повышения безопасности гражданских автомобилей и живучести колесной бронетехники, одним из которых является применение безвоздушных шин из эластичных полимерных материалов. Моделирование рабочих процессов автомобильных шин позволяет на этапе проектирования обосновать параметры их конструктивных элементов и физико-механических свойств конструкционных материалов, обеспечивающие неограничиваемые выходные характеристики колесных движителей для конкретного автотранспортного средства. Однако создание колес с безвоздушными шинами осложняется недостатком опубликованных научных работ, содержащих теоретические обобщения и научно обоснованные методы расчета, и многообразием технических решений, не позволяющих применять единые методы проектирования. Новое научно обоснованное техническое решение заключается в уменьшении силовой неоднородности колеса с безвоздушной шиной при качении применением опорного кольца из полиуретанового эластомера с высоким модулем упругости в сравнении с материалом гибких спиц. Разработанные математические модели радиального нагружения и качения колеса с безвоздушной шиной позволяют построить идеальные характеристики нормальной жесткости и графики колебаний нормальной реакции в контакте с опорной поверхностью при качении колеса и оценить влияние геометрических параметров и физико-механических свойств эластичных полиуретанов на упругие свойства, несущую способность и силовую неоднородность колесного движителя. Адекватность математических моделей исследуемым процессам подтверждена результатами стендовых испытаний. Полученные теоретические и опытные результаты могут быть востребованы изготовителями гражданских и военных автомобилей, колесной бронетехники и тракторов, строительных и дорожных машин, спецавтотранспорта и колесных планетоходов.

Ключевые слова: непневматическая шина, коэффициент нормальной жесткости, идеальная характеристика жесткости, силовая неоднородность, качение колеса.

Введение

Простота и высокая эффективность колесного движителя как механизма для преобразования вращательного движения в поступательное обусловили широкое его применение на наземных транспортных машинах и, в первую очередь, на автомобилях. Однако колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток, заключающийся в прекращении движения колесной машины при потере избыточного давления воздуха. Более того, потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции при движении автотранспортного средства с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжелыми последствиями. Остановка автомобиля для замены колеса на проез-

жей части или на обочине дороги с интенсивным движением также представляет опасность. Проблема, связанная с возможностью потери избыточного давления воздуха в пневматических шинах, также актуальна для бронированного автомобильного транспорта, предназначенного для перевозки ценностей или высокопоставленных пассажиров. Особенно остро эта проблема касается автомобильной техники военного назначения, так как в условиях боевых действий неподвижная машина становится удобной мишенью для гранатометов и прицельного огня стрелкового оружия, что в значительной степени влияет на шансы военнослужащих остаться в живых и выполнить боевую задачу.

Уровень современной химической промышленности позволяет создавать принципи-

ально новые конструкции безвоздушных колесных движителей, имеющих повышенную стойкость к механическим повреждениям и при этом не уступающих по своим эксплуатационным показателям традиционным пневматическим шинам. Безвоздушные шины из эластичных полиуретанов были впервые применены на колесной бронетехнике Южно-Африканской международной технологической компанией совместно с Южно-Африканским институтом оборонных исследований. Значительный вклад в создание и совершенствование безвоздушных шин внесли зарубежные компании, такие как «Юнироял», «Мишлен», «Ресилиент Технолоджис» совместно с Центром полимерной инженерии США, «Поларис», «Йокогама», «Бриджстоун», «Ханкук», «Тойо», «Боинг», «Америтайр», «Гудьир», «Брайтек» и др. В России исследованиями безвоздушных колесных движителей занимаются ООО «Веском НИЦШП», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Южно-Уральский ГУ, Нижегородский ГТУ им. Р.Е. Алексеева и др.

Цель исследования

Безусловно, появление безвоздушных шин является важным шагом в направлении повышения безопасности автомобилей и живучести военной автомобильной техники. Но сравнительно недавний интерес шинных компаний к безвоздушным шинам не позволил накопить достаточного количества опубликованных научных работ, содержащих теоретические обобщения и позволяющих судить об оптимальности конструкций. Ряд безвоздушных шин известных компаний имеет научно обоснованные технические решения, полученные в результате теоретических исследований на этапе проектирования [1–6]. Однако предлагаемые математические модели и аналитические выражения предназначены для расчета оригинальных фирменных конструкций. В то же время конструктивное разнообразие безвоздушных шин свидетельствует о разных подходах к вопросу их создания разными шинными компаниями.

Кафедра машиностроения и транспорта Братского государственного университета имеет опыт создания автомобильных колес с непневматическими шинами. При финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (гос. контракт № 14.740.11.0319, 17 сентября 2010 г. – 26 ноября 2012 г.) были разработаны и изготовлены натурные образцы колес с без-

воздушными шинами из эластичных полиуретанов для легкового автомобиля малого класса (рис. 1).

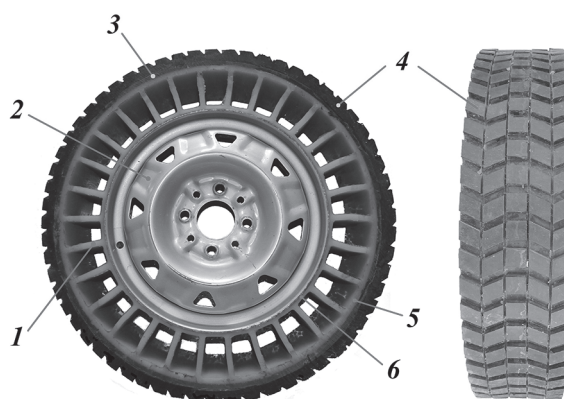


Рис. 1. Автомобильное колесо с безвоздушной шиной из эластичных полиуретанов:

- 1 – гибкие спицы; 2 – стандартное дисковое колесо 5JX13H2 с глубоким ободом; 3 – опорное кольцо; 4 – протектор; 5 – соединительное кольцо; 6 – посадочное кольцо

Упругие свойства и несущая способность безвоздушной шины обеспечиваются гибкими спицами и опорным кольцом. При этом гибкие полиуретановые спицы под воздействием весовой нагрузки в зоне контакта колеса с поверхностью дороги испытывают продольный изгиб и теряют устойчивость, а в верхней полуокружности безвоздушной шины – находятся в напряженном состоянии под воздействием растягивающих сил.

Новое техническое решение, требующее научного обоснования, заключается в обеспечении необходимой несущей способности при минимальной силовой неоднородности в процессе качения колеса с безвоздушной шиной применением опорного кольца из полиуретанового эластомера с высоким модулем упругости в сравнении с материалом гибких спиц. Для определения оптимальных значений конструктивных параметров были разработаны математические модели процессов радиального нагружения и качения колеса с безвоздушной шиной.

Методы и средства проведения исследований

Метод конечных элементов, который применялся для расчетов напряженно-деформированного состояния безвоздушных колес и шин в научных работах [7–14], несомненно, имеет достоинства и позволяет создавать ма-

тематические модели физических объектов с произвольной конструктивной формой. Однако основные конструктивные элементы создаваемых натурных образцов безвоздушных шин – гибкие спицы и опорное кольцо – имеют простую, с точки зрения расчета, форму. Поэтому построение математических моделей было выполнено с помощью более простых и широко известных в инженерном деле методов теории сопротивления материалов в сочетании с методом конечных разностей, которые позволяют получить достаточно точные и простые аналитические и итерационные выражения для расчетов деформаций и напряжений конструктивных элементов безвоздушной шины при ее силовом нагружении.

В соответствии с [15, 16] для оценки упругих свойств и несущей способности автомобильной шины необходимо построение характеристики ее радиальной жесткости. Характеристика радиальной, или, иначе, нормальной жесткости может быть получена экспериментально в процессе силового нагружения автомобильной шины в направлении нормали к опорной поверхности и при условии совпадения плоскости нагружения и плоскости вращения колеса. В свою очередь математическая модель радиального нагружения колеса с безвоздушной шиной позволяет рассчитать идеальную характеристику нормальной жесткости, характеризующую отсутствием гистерезисного и других видов трения.

Расчет зависимости жесткости гибких спиц безвоздушной шины от их геометрических размеров и физико-механических свойств конструкционного материала является задачей, способы которой изложены в теории сопротивления материалов в готовом виде. Спицы создаваемой безвоздушной шины имеют форму брусьев или стержней, то есть тел, у которых длина значительно превышает их поперечные размеры. Основными элементами стержня являются его поперечное сечение и ось – линия, соединяющая центры тяжести поперечных сечений стержня, кривизна которой изменяется при деформации спиц. Внешние силы, которые действуют на автомобильное колесо, деформируя безвоздушную шину в радиальном направлении, вызывают продольную деформацию ее гибких спиц, а именно их продольный изгиб. В то же время влияние других видов деформации гибких спиц на характеристику нормальной жесткости безвоздушной шины не учитывается.

В теории сопротивления материалов в качестве примера расчета на продольный изгиб приводится как основной случай способ шарнирного закрепления обоих концов стержня. Однако гибкие спицы безвоздушной шины представляют собой стержни, защемленные обоими концами. Расчет на продольный изгиб стержня, защемленного обоими концами, выполняется так же, как и стержня с концами шарнирно закрепленными, при условии, что его приведенная длина l будет равна половине действительной длины l_d .

На рис. 2 изображена схема для расчета спицы безвоздушной шины на продольный изгиб. Под действием продольной силы P_x устойчивость формы стержня нарушается, и он деформируется как в продольном, так и в поперечном направлениях до тех пор, пока не примет криволинейную устойчивую форму, которая определяется упругим равновесием между внутренними и внешними силами, действующими на стержень.

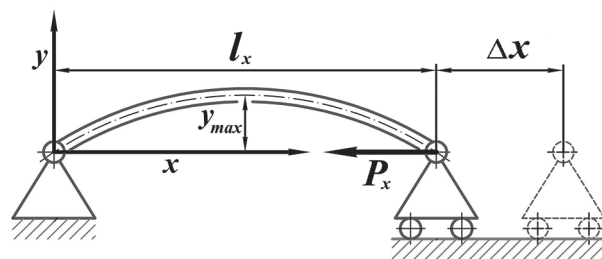


Рис. 2. Схема для расчета спицы безвоздушной шины на продольный изгиб:

P_x – продольная сила; Δx – продольная деформация стержня; $y_{\max}$ – максимальный поперечный прогиб стержня

Криволинейная форма стержня может быть описана дифференциальным уравнением упругой линии, которое при продольном изгибе представляет собой гармоническую функцию следующего вида:

$$y = y_{\max} \cdot \sin \frac{\pi x}{l_x}.$$

Решением дифференциального уравнения при $x = l_x/2$ является формула Эйлера, представленная как:

$$P_x = \frac{EI_z \pi^2}{l_x^2}, \quad (1)$$

где E – модуль продольной упругости материала стержня; I_z – осевой момент инерции сечения стержня.

Для прямоугольного сечения спицы момент инерции определяется как:

$$I_z = \frac{bh^3}{12},$$

где h – толщина спицы; b – ширина спицы.

Для перехода от характеристики продольной жесткости одной гибкой спицы как функции продольной силы P_x от продольной деформации Δx к характеристике суммарной нормальной жесткости гибких спиц, находящихся в зоне контакта колеса с опорной поверхностью, воспользуемся расчетными схемами, приведенными на рис. 3 и 4.

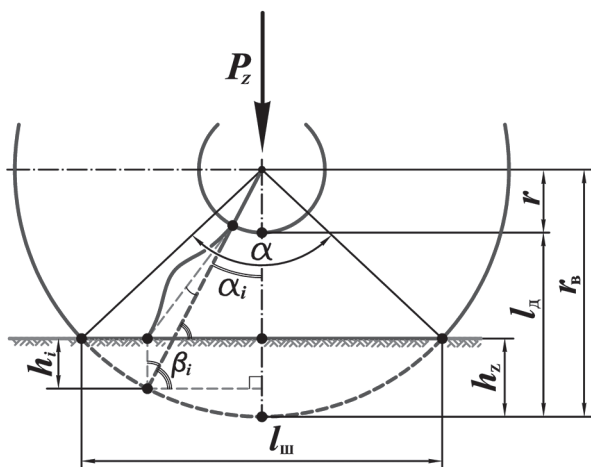


Рис. 3. Схема для определения нормального прогиба гибкой спицы при радиальной деформации шины на плоской недеформируемой поверхности

На схемах приняты следующие обозначения: P_z – нормальная сила; h_z – нормальный прогиб безвоздушной шины; r_B – внутренний радиус опорного кольца шины; r – наружный радиус посадочного кольца шины; l_d – действительная длина гибкой спицы; $l_{ш}$ – длина контакта шины с опорной поверхностью; α – центральный угол контакта шины с опорной поверхностью; i – порядковый номер гибкой спицы; h_i – нормальный прогиб спицы; δ_i – угловой прогиб спицы; α_i – центральный угол между продольной осью ненагруженной спицы и нормалью к опорной поверхности; δ_i – угол между осью продольного нагружения спицы и опорной поверхностью; β_i – угол между продольной осью ненагруженной спицы и опорной поверхностью; γ_i – угол между осью продольного нагружения спицы и нормалью к опорной поверхности; R_i – реакция опорной поверхности в направлении оси продольной деформации спицы; R_{zi} – нормальная реакция опорной

поверхности на силовое действие спицы; Δx_i – продольная деформация спицы.

В соответствии со схемой, представленной на рис. 3, при известном α_i , определяющим положение i -ой спицы относительно опорной поверхности безвоздушной шины, справедливо:

$$\beta_i = \frac{\pi}{2} - \alpha_i.$$

Нормальный прогиб гибкой спицы определяется следующим образом:

$$h_i = h_z - r_B + r_B \cdot \sin \beta_i.$$

В свою очередь, в соответствии со схемой, представленной на рис. 4, продольная деформация спицы определяется по теореме косинусов как:

$$\Delta x_i = l_d - \sqrt{h_i^2 + l_d^2 - 2h_i \cdot l_d \cdot \cos \alpha_i}.$$

В соответствии с формулой (1) реакция опорной поверхности в направлении оси продольной деформации спицы определяется выражением:

$$R_i = \frac{EI_z \pi^2}{0,25(l_d - \Delta x_i)^2}.$$

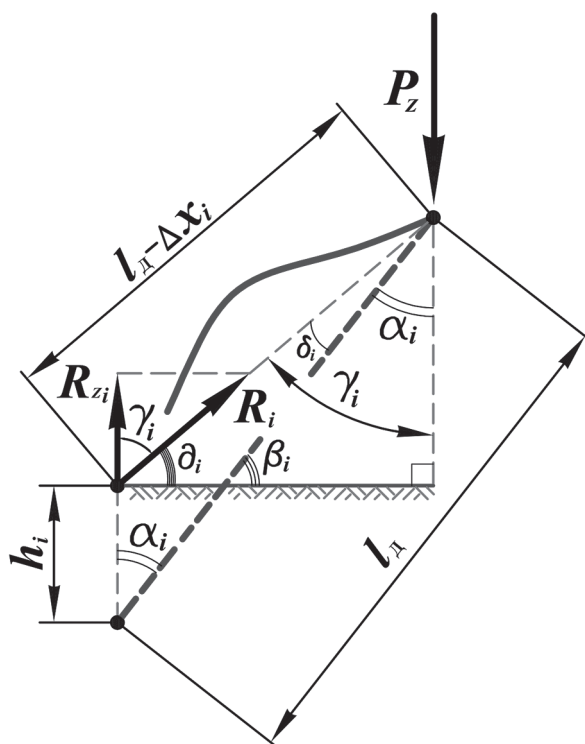


Рис. 4. Схема для определения нормальной реакции опорной поверхности на силовое действие гибкой спицы

В свою очередь, нормальная реакция опорной поверхности на силовое воздействие гибкой спицы рассчитывается следующим образом:

$$R_{z_i} = R_i \cdot \cos \gamma_i.$$

Необходимый для расчета угол γ_i между нормалью к опорной поверхности и осью продольного нагружения спицы находится как:

$$\gamma_i = \frac{\pi}{2} - \partial_i.$$

Угол ∂_i между осью продольного нагружения спицы и опорной поверхностью вычисляется следующим образом:

$$\partial_i = \beta_i - \delta_i.$$

Угловой прогиб спицы δ_i рассчитывается по теореме синусов как:

$$\delta_i = \arcsin \frac{h_i \cdot \sin \alpha_i}{l_d - \Delta x_i}.$$

Суммарная нормальная реакция на силовое воздействие гибких спиц, находящихся в зоне контакта безвоздушной шины с опорной поверхностью, определяется как:

$$R_c = \sum_{i=1}^{N_k} R_{z_i},$$

где N_k – число гибких спиц в зоне контакта шины с опорной поверхностью.

В свою очередь,

$$N_k = N_l + N_n,$$

где N_l и N_n – число спиц в зоне контакта, соответственно, левой и правой полуокружностей шины с опорной поверхностью.

Число испытывающих продольный изгиб спиц левой полуокружности безвоздушной шины N_l определяется из условия:

$$\frac{\alpha}{2} \geq \alpha_{1_l} + \alpha_c (i-1),$$

где $i = 1 \dots N_l$; α_{1_l} – центральный угол положения первой спицы левой полуокружности шины; α_c – центральный угол между соседними спицами.

Угол между соседними спицами рассчитывается как:

$$\alpha_c = \frac{2\pi}{N_c},$$

где N_c – число гибких спиц безвоздушной шины.

Число N_n также определяется из условия:

$$\frac{\alpha}{2} \geq |\alpha_{1_n} - \alpha_c i|,$$

где $i = 1 \dots N_n$.

Центральный угол контакта шины с опорной поверхностью находится из определения косинуса:

$$\frac{\alpha}{2} = \arccos \frac{r_B - h_z}{r_B}.$$

В свою очередь центральные углы положения спиц левой и правой полуокружностей относительно опорной поверхности колеса определяются следующими выражениями:

$$\alpha_{i_n} = \alpha_{1_n} + \alpha_c (i-1); \quad \alpha_{i_n} = |\alpha_{1_n} - \alpha_c i|.$$

Следующим шагом в расчете идеальной характеристики нормальной жесткости безвоздушной шины является расчет ее опорного кольца.

Из научных работ [17, 18], направленных на исследование износа пневматических шин на их статические характеристики, следует, что высота рисунка протектора очень мало влияет на величину радиальной жесткости и параметры контакта шины с опорной поверхностью, а величина разброса показаний не превышает точности измерений. Поэтому в расчете опорного кольца безвоздушной шины параметрами ее протектора можно пренебречь.

Схема для расчета опорного кольца приведена на рис. 5.

Нагружение безвоздушной шины нормальной силой P_z вызывает локальную радиальную деформацию ее опорного кольца в зоне контакта с опорной поверхностью с максимальным нормальным прогибом h_z . В то же время вне указанной зоны работающие на растяжение гибкие спицы сохраняют близкую к круглой форму опорного кольца. Поэтому известные из теории сопротивления материалов готовые схемы для расчета усилий и перемещений кольца в его плоскости не применимы для решения поставленной задачи.

В соответствии с расчетной схемой локально деформируемый участок опорного кольца представлен в виде балки – стержня, работающего на изгиб. При этом оба конца балки зашпелены на опорах А и В.

Опорные реакции R_A и R_B определяются как:

$$R_A = R_B = \frac{R_k}{2},$$

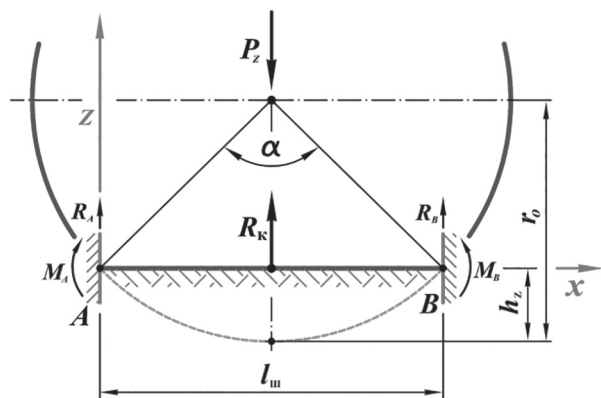


Рис. 5. Расчетная схема опорного кольца безвоздушной шины:

P_z – нормальная нагрузка на колесо;
 R_k – нормальная реакция опорной поверхности на радиальную деформацию опорного кольца; R_A и R_B – реакции на концах локально деформированного участка опорного кольца; M_A и M_B – изгибающие моменты на концах локально деформированного участка опорного кольца; α – центральный угол контакта безвоздушной шины с опорной поверхностью; r_o – средний радиус опорного кольца

где R_k – нормальная реакция опорной поверхности на радиальную деформацию опорного кольца безвоздушной шины.

Изгибающие моменты на опорах рассчитываются по формуле:

$$M_A = M_B = \frac{R_k \cdot l_{ш}}{8},$$

где длина контакта шины с опорной поверхностью $l_{ш}$ вычисляется из определения синуса угла следующим образом:

$$l_{ш} = 2 r_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Максимальный прогиб безвоздушной шины определяется в наиболее нагруженном сечении балки при $x = \frac{l_{ш}}{2}$ следующим образом:

$$h_z = \frac{R_k \cdot l_{ш}^3}{192 EI_k}, \quad (2)$$

где I_k – осевой момент инерции сечения опорного кольца; E – модуль упругости материала опорного кольца.

Осевой момент инерции сечения I_k , при условии равенства ширины гибкой спицы b и ширины опорного кольца безвоздушной шины, определяется известным образом:

$$I_k = \frac{b \cdot h_k^3}{12},$$

где h_k – толщина опорного кольца безвоздушной шины.

Для расчета нормальной реакции опорной поверхности на радиальную деформацию опорного кольца применяются следующие разностные схемы:

$$\begin{cases} dh_{z_n} = h_{z_{n+1}} - h_{z_n}; \\ dR_{k_n} = R_{k_{n+1}} - R_{k_n}, \end{cases}$$

откуда:

$$\begin{cases} h_{z_{n+1}} = h_{z_n} + dh_{z_n}; \\ R_{k_{n+1}} = R_{k_n} + dR_{k_n}, \end{cases}$$

где n – показатель итерации; dh_z – приращение нормального прогиба безвоздушной шины; dR_k – приращение нормальной реакции.

Приращение нормальной реакции R_k может быть получено из формулы (2):

$$dR_k = \frac{192 EI_k dh_z}{l_{ш}^3}.$$

В конечном итоге нормальная реакция в контакте безвоздушной шины с опорной поверхностью будет рассчитываться как

$$R_z = R_c + R_k.$$

Нормальная реакция R_z численно равна нормальной нагрузке P_z , вызывающей радиальную деформацию с нормальным прогибом h_z :

$$R_z = P_z.$$

Для построения модели процесса качения колеса с безвоздушной шиной были использованы те же условия и ограничения, расчетные схемы (рисунки 2–5) и аналитические выражения, что и для модели процесса ее радиального нагружения. Отличие моделей состоит в описываемых процессах разностных схемах.

Для расчета колебаний нормальной реакции в контакте безвоздушной шины с опорной поверхностью при постоянном заданном нормальном прогибе h_z применяется следующая разностная схема:

$$d\alpha_{1_{ln}} = \alpha_{1_{ln+1}} - \alpha_{1_{ln}},$$

откуда:

$$\alpha_{1_{ln+1}} = \alpha_{1_{ln}} + d\alpha_{1_{ln}},$$

где α_{1_n} – центральный угол положения первой спицы левой полуокружности; $d\alpha_{1_n}$ – прира-

щение угла положения первой спицы левой полуокружности.

Угол поворота колеса относительно оси вращения α_k может быть выражен через суммарное приращение угла α_{1n} . При этом периодичность функции, описывающей зависимость нормальной реакции R_z от угла α_k , равна углу между соседними спицами α_c .

В таблице 1 в качестве примера приведены геометрические параметры конструктивных элементов безвоздушной шины, которые были заданы для проверки функционирования разработанных математических моделей.

В качестве конструкционного материала гибких спиц был выбран эластичный полиуретан СУРЭЛ ТФ-228 ($E = 5$ МПа), а опорного кольца – СУРЭЛ ТФ-682 ($E = 28,1$ МПа).

Для минимизации силовой неоднородности при качении колеса число гибких спиц безвоздушной шины $N_c = 30$.

На рис. 6 приведены идеальные расчетные характеристики нормальной жесткости безвоздушной шины и ее основных конструктивных элементов, а на рис. 7 – графики колебаний нормальной реакции в контакте с опорной поверхностью при качении колеса.

Лабораторные испытания позволили проверить адекватность математических моделей.

Опытное построение характеристик нормальной жесткости осуществлялось в режиме непрерывного квазистатического нагружения колес на плоском основании испытательного стенда ШС-77 [19–21]. Измерение и регистрация нормальной силы осуществлялись с помощью тензометрического датчика [22] в комплекте с цифровым индикатором *DN-10W*, аналого-цифровым преобразователем *E14-140-M* и ЭВМ. Нормальные прогибы автомо-

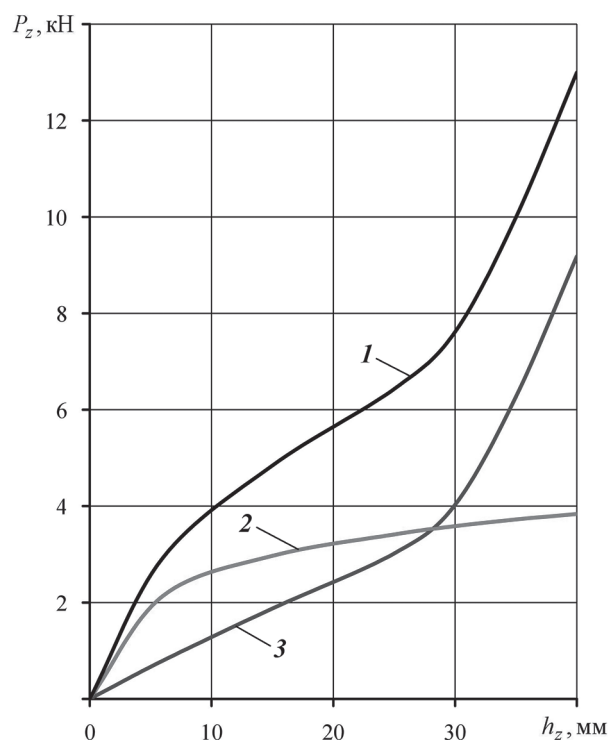


Рис. 6. Идеальные характеристики нормальной жесткости при $\alpha_1 = \alpha_c/2$:

1 – безвоздушной шины; 2 – опорного кольца; 3 – гибких спиц

билых шин измерялись датчиками линейных перемещений *DACELL LPS-100s* или *RIFTEK РФ603.5-60/100-232-IN-U-12-CG-3*.

На рис. 8, а приведена экспериментальная характеристика нормальной жесткости натурального образца безвоздушной шины, а на рис. 8, б – сравнение идеальных расчетной и экспериментальной (средней линии [16]) характеристик.

Относительные приведенные погрешности экспериментальных данных были определены с использованием коэффициента множествен-

Таблица 1

Задаваемые размеры безвоздушной шины, мм

Наименование геометрического параметра	Обозначение	Значение
1. Ширина профиля шины	B	120
2. Ширина гибкой спицы	b	
3. Ширина опорного кольца		
4. Габаритный диаметр шины	D	530
5. Высота профиля шины	H	100
6. Посадочный диаметр шины	d	330
7. Длина гибкой спицы	$l_{\text{д}}$	55
8. Наружный диаметр посадочного кольца	$2r$	370
9. Толщина опорного кольца	$h_{\text{к}}$	20
10. Толщина гибкой спицы	h	8

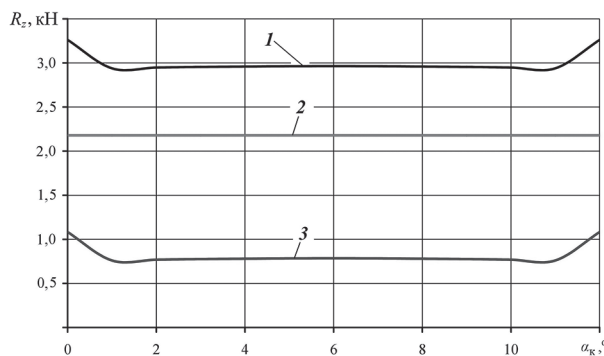


Рис. 7. Расчетная зависимость $R_z = R_z(\alpha_k)$ при качении колеса ($\bar{h}_z = 5,75$ мм):

- 1 – на воздействие безвоздушной шины;
- 2 – на воздействие опорного кольца;
- 3 – на воздействие гибких спиц

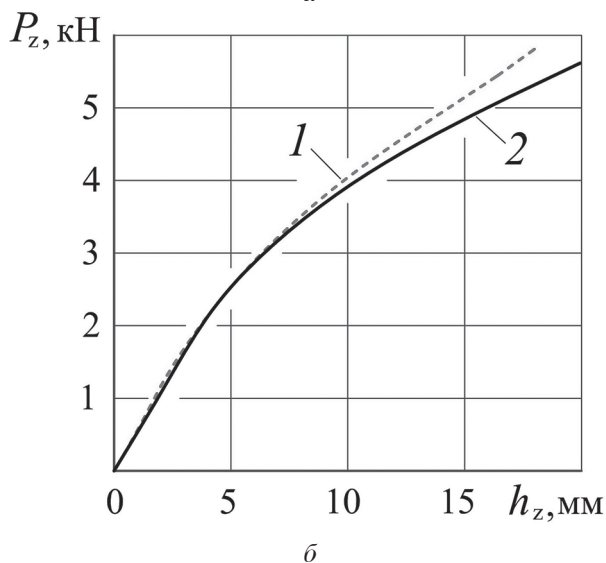
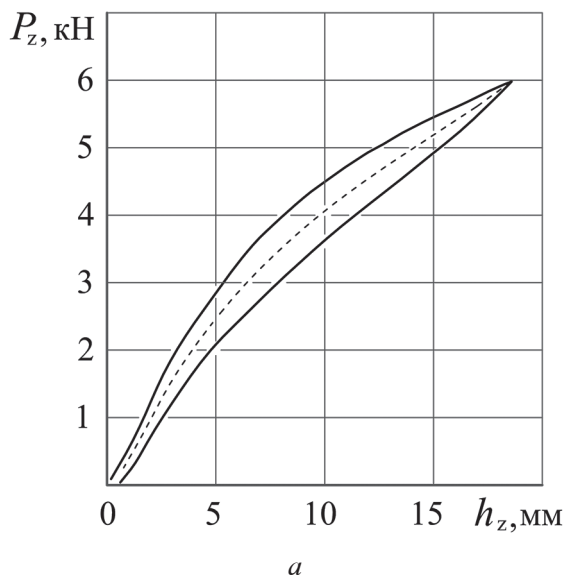


Рис. 8. Характеристики нормальной жесткости безвоздушной шины:

а – экспериментальная; б – идеальные:

1 – экспериментальная средняя линия; 2 – расчетная

ной корреляции [23]. При нормальном прогибе $h_{z \max} = 20$ мм погрешность $\gamma = 10,8$ %.

Оценка силовой неоднородности выполнялась с помощью коэффициента неоднородности (коэффициента вариации):

$$K_B = \frac{100}{\bar{R}_z} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (R_z(\alpha_{ki}) - \bar{R}_z)^2}{n-1}},$$

где $R_z(\alpha_{ki})$ – нормальная реакция в контакте шины с опорной поверхностью в i -ой точке кривой колебаний, Н; $\bar{R}_z$ – среднее арифметическое значение нормальной реакции, Н; n – количество точек кривой колебаний нормальной реакции.

Обсуждение результатов

При нормальном прогибе $\bar{h}_z = 5,75$ мм расчетный коэффициент неоднородности $K_B = 4,57$ %. Для сравнения коэффициент неоднородности экспериментальной кривой колебаний нормальной (радиальной) силы в контакте натурального образца безвоздушной шины с опорной поверхностью, полученной в процессе качения колеса «вперед-назад» по передвижной платформе шинного стенда ШС-77, $K_B = 5,43$ % [19].

Заключение

Разработанные математические модели, результаты теоретических и экспериментальных исследований могут быть востребованы изготовителями гражданских и военных автомобилей, колесной бронетехники и тракторов, строительных и дорожных машин, спецавтотранспорта и колесных планетоходов.

Литература

1. Gajewski V.J. Polyurethane elastomer and non-pneumatic tire fabricated therefrom: pat. US № 522359. Uniroyal Chemical Company. Publ. date 29.06.1993.
2. Fudemoto H., Izumoto R., Kotsubo H. Non-pneumatic tire: pat. US № 0251492. Bridgestone Corporation. Publ. date 10.09.2015.
3. Mun D.Y., Kim H.J., Choi S.J. Airless tire: pat. US № 0060991. Publ. date 15.03.2012.
4. Rhyne T.B., Thompson R.H., Cron S.M., Demino K.W. Non-pneumatic tire: pat. US № 7201194. Michelin Recherche et Technique S.A. Publ. date 10.04.2007.

5. Arakawa K., Masanori I. Masahiro S. Non-pneumatic tire: pat. US № 0132858. Toyo Tire & Rubber Co., Ltd. Publ. date 03.01.2010.
6. Choi S.J., Kim H.J., Kim M.S., Ko K.J., Kang K. Non-pneumatic tire with reinforcing member having plate wire structure: pat. US № 9333799. Hankook Tire Co., Ltd. Publ. date 10.05.2016.
7. Veeramurthy M., Ju J., Thompson L.L., Summers J.D. Optimisation of geometry and material properties of a non-pneumatic tyre for reducing rolling resistance / *Int. J. Vehicle Design*. 2014. Vol. 66. № 2. P. 193–216.
8. Карташов А.Б. Применение композиционных материалов в конструкции ходовой части городского автомобиля // *Труды Нижегородского гос. техн. ун-та им. Р.Е. Алексеева*. 2010. № 3 (82). С. 155–159.
9. Карташов А.Б., Котиев Г.О., Смирнов А.А. Метод моделирования динамики колесной машины с двигателем из стеклопластика // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение»*. 2010. С. 138–144.
10. Карташов А.Б. Разработка крупногабаритных колесных двигателей из композиционных материалов на основе стеклопластика: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. М., 2010. 149 с.
11. Абдрахимов Р.Р., Цитцер В.А., Сапожников С.Б. Многоспицевая шина из композита: прочность и жесткость // *Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение»*. 2016. Т. 16. № 4. С. 5–12.
12. Абдрахимов Р.Р., Игнатова А.В., Сапожников С.Б. Многоспицевая шина из композита: тепловое состояние // *Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение»*. 2017. Т. 17. № 1. С. 5–12.
13. Еремин Г.П., Карташов А.Б. Теоретическая оценка работоспособности перспективных конструкций непневматических шин [Электронный ресурс] // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана: электрон. изд.* 2013. Режим доступа: <http://engjournal.ru/articles/407/407.pdf>.
14. Михеев А.В., Кострова З.А., Беляков В.В., Макаров В.С., Зезюлин Д.В. Исследование несущей способности безвоздушных шин // *Журнал автомобильных инженеров*. 2016. № 4 (99). С. 12–17.
15. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1972. 24 с.
16. ОСТ 37.001.252-82 Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. М.: НАМИ, 1984. 60 с.
17. Кнороз В.И., Кленников Е.Б., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
18. Запорожцев А.Н., Кленников Е.В. Износ шин и работа автомобиля. М.: НИИНАвтопром, 1971. 52 с.
19. Мазур В.В. Автомобильные колеса с безвоздушными шинами. Результаты стендовых испытаний // *Транспорт: наука, техника, управление*. 2016. № 2. С. 41–47.
20. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. Братский гос. ун-т. Братск, 2005. 430 с.
21. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: монография. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Издательство «Лань», 2017. 440 с.: ил.
22. Мазур В.В. Способ определения жесткости и неупругого сопротивления автомобильной шины и стенд для испытаний автомобильных шин: патент на изобретение № 2382346, Российская Федерация. Опубликовано 20.02.2010. Бюл. № 5.
23. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. 248 с.

References

1. Gajewski V.J. Polyurethane elastomer and non-pneumatic tire fabricated therefrom: pat. US № 522359. Uniroyal Chemical Company. Publ. date 29.06.1993.
2. Fudemoto H., Izumoto R., Kotsubo H. Non-pneumatic tire: pat. US № 0251492. Bridgestone Corporation. Publ. date 10.09.2015.
3. Mun D.Y., Kim H.J., Choi S.J. Airless tire: pat. US № 0060991. Publ. date 15.03.2012.
4. Rhyne T.B., Thompson R.H., Cron S.M., Demino K.W. Non-pneumatic tire: pat. US № 7201194. Michelin Recherche et Technique S.A. Publ. date 10.04.2007.
5. Arakawa K., Masanori I. Masahiro S. Non-pneumatic tire: pat. US № 0132858. Toyo Tire & Rubber Co., Ltd. Publ. date 03.01.2010.
6. Choi S.J., Kim H.J., Kim M.S., Ko K.J., Kang K. Non-pneumatic tire with reinforcing member having plate wire structure: pat. US № 9333799. Hankook Tire Co., Ltd. Publ. date 10.05.2016.
7. Veeramurthy M., Ju J., Thompson L.L., Summers J.D. Optimisation of geometry and material properties of a non-pneumatic tyre for reducing rolling resistance / *Int. J. Vehicle Design*. 2014. Vol. 66. № 2. P. 193–216.

8. Kartashov A.B. The use of composite materials in the design of the chassis of a city automobile. *Trudy Nizhegorodskogo gos. tekhn. un-ta im. R.E. Alekseeva*. 2010. No 3 (82), pp. 155–159 (in Russ.).
9. Kartashov A.B., Kotiev G.O., Smirnov A.A. Method for modeling the dynamics of a wheeled vehicle with a fiberglass propulsion unit. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. «Mashinostroyeniye»*. 2010, pp. 138–144 (in Russ.).
10. Kartashov A.B. *Razrabotka krupnogabaritnykh kolyosnykh dvizhiteley iz kompozitsionnykh materialov na osnove stekloplastika*: dis. ... kand. tekhn. nauk [Development of large-sized wheel propulsion units based on fiberglass: Dissertation for Degree of Ph.D (Engineering)]: 05.05.03. Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Bauman. M., 2010. 149 p.
11. Abdrahimov R.R., Citcer V.A., Sapozhnikov S.B. Multi-rung tire made of composite: strength and stiffness. *Vestnik YUUrGU. Ser. «Mashinostroyeniye»*. 2016. Vol. 16. No 4, pp. 5–12 (in Russ.).
12. Abdrahimov R.R., Ignatova A.V., Sapozhnikov S.B. Multi-rung tire made of composite: heat state. *Vestnik YUUrGU. Ser. «Mashinostroyeniye»*. 2017. Vol. 17. No 1, pp. 5–12 (in Russ.).
13. Eremin G.P., Kartashov A.B. Theoretical evaluation of the performance of promising non-pneumatic tire designs [Elektronnyy resurs]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman: elektron. izd.* 2013. Rezhim dostupa: <http://engjournal.ru/articles/407/407.pdf>. (in Russ.)
14. Miheev A.V., Kostrova Z.A., Belyakov V.V., Makarov V.S., Zezyulin D.V. Investigation of the bearing capacity of airless tires. *ZHurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2016. No 4 (99), pp. 12–17 (in Russ.).
15. GOST 17697-72 Avtomobili. Kachenie kolesa. Terminy i opredeleniya [Automobiles. Wheel rolling. Terms and Definitions]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1972. 24 p.
16. OST 37.001.252-82 Avtotransportnye sredstva. Metody opredeleniya osnovnykh parametrov, vliyayushchih na plavnost' hoda [Motor vehicles. Methods for determining the main parameters affecting smoothness.]. Moscow: NAMI Publ., 1984. 60 p.
17. Knoroz V.I., Klennikov E.B., Petrov I.P., Sheluhin A.S., YUr'ev YU.M. *Rabota avtomobil'noj shiny* [Vehicle tire operation]. Pod red. V.I. Knoroza. Moscow: Transport Publ., 1976. 238 p.
18. Zaporozhcev A.N., Klennikov E.V. *Iznos shin i rabota avtomobilya* [Tire wear and vehicle performance]. Moscow: NIINAvtoprom Publ., 1971. 52 p.
19. Mazur V.V. Automobile wheels with airless tires. Bench test results. *Transport: nauka, tekhnika, upravlenie*. 2016. No 2, pp. 41–47 (in Russ.).
20. Rykov S.P. *Metody modelirovaniya i ocenki pogloshchayushchej i sglazhivayushchej sposobnosti pnevmaticheskikh shin v raschetakh podveski i kolebanij kolyosnykh mashin*: dis. ... d-ra tekhn. nauk [Methods of modeling and evaluating the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires in the calculations of the suspension and vibrations of wheeled vehicles: Dissertation for degree of Dr. (Engineering)]: 05.05.03. Bratskiy gos. un-t. Bratsk, 2005. 430 p.
21. Rykov S.P. *Osnovy teorii neuprugogo soprotivleniya v pnevmaticheskikh shinah s prilozheniyami: monografiya* [Fundamentals of the theory of inelastic resistance in pneumatic tires with applications: monograph]. 2-e izd., pererab. i dop. SPb.: Izdatel'stvo «Lan» Publ., 2017. 440 p.
22. Mazur V.V. *Sposob opredeleniya zhyostkosti i neuprugogo soprotivleniya avtomobil'noj shiny i stend dlya ispytaniy avtomobil'nykh shin* [The method of determining the stiffness and inelastic resistance of a automobile tire and the test bench for testing automobile tires]: patent na izobretenie No 2382346, RF. Opublikovano 20.02.2010. Byul. No 5.
23. Novickij P.V., Zograf I.A. *Ocenka pogreshnostej rezul'tatov izmerenij* [Estimation of measurement errors]. Leningrad: Energoatomizdat Publ.. Lenin-gr. otd-nie, 1985. 248 p.

MATHEMATICAL MODELING OF THE PROCESSES OF RADIAL LOADING AND ROLLING OF A WHEEL WITH AN AIRLESS TIRE

PhD in Engineering **V.V. Mazur**
Bratsk State University, Bratsk, Russia
mazurw@yandex.ru

The known disadvantage of pneumatic tires, which consists in the loss of their performance during through mechanical damage, determines the need to search for fundamentally new design solutions for wheel propulsion to increase the safety of civilian vehicles and the survivability of wheeled armored vehicles, one of which is the use of airless elastic polymeric materials. The modeling of the working processes of automobile tires allows, at the design stage, to substantiate the parameters of their structural elements and the physicomechanical properties of structural materials, which provide the necessary output characteristics of wheel propulsion units for a specific vehicle. However, the creation of wheels with airless tires is complicated by the lack of published scientific works containing theoretical generalizations and scientifically based calculation methods, and a variety of technical solutions that do not allow the use of uniform design methods. A new scientifically based technical solution is to reduce the force non-uniformity of a wheel with an airless tire when rolling using a support ring made of polyurethane elastomer with a high modulus of elasticity in comparison with the material of flexible rung. The developed mathematical models of radial loading and rolling of a wheel with an airless tire make it possible to construct ideal characteristics of normal stiffness and diagrams of oscillations of a normal reaction in contact with a supporting surface during rolling of a wheel and to evaluate the influence of geometrical parameters and physicomechanical properties of elastic polyurethanes on elastic properties, carrying capacity and power heterogeneity of the wheel propulsion. The adequacy of mathematical models of the investigated processes is confirmed by the results of bench tests. The obtained theoretical and experimental results can be claimed by manufacturers of civilian and military vehicles, wheeled armored vehicles and tractors, construction and road vehicles, special motor vehicles and wheeled planetary rovers.

Keywords: non-pneumatic tire, normal stiffness coefficient, ideal stiffness characteristic, force non-uniformity, wheel rolling.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОКОМПРЕССОРОВ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ВЕРТОЛЕТОВ

д.т.н. Меркулов В.И.¹, к.т.н. Тищенко И.В.², Абалакин С.А.³

¹Московский политехнический университет, Москва, Россия

²МГТУ имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

³ПАО НПО «Наука», Москва, Россия

sserviuss@gmail.com

В современных летательных аппаратах существует необходимость использования систем кондиционирования воздуха для жизнеобеспечения экипажа и функционирования оборудования аппарата. Подобные системы используются на всех режимах полета и служат как для охлаждения воздуха, так и для обогрева летательного аппарата. В частности такие системы часто используются и для вертолетов. Применение вертолетов с каждым годом расширяется, область их эксплуатации становится больше, требования выше и, как следствие, необходимость применения систем кондиционирования воздуха растет. Существует множество требований к таким системам, основными из которых являются энергетические и массогабаритные характеристики. Предварительные расчеты подобных схем позволяют оценить их энергопотребление и обосновать необходимость их дальнейших расчетов для выявления актуальности разработки таких схем. В данной статье рассматриваются различные варианты схем систем, предназначенных для кондиционирования кабины вертолета, проводится их сравнение по энергетическим показателям, а именно по энергопотреблению систем кондиционирования воздуха. Основным источником энергии для функционирования таких систем является горячий сжатый воздух, отобранный от двигателя вертолета. В статье предлагаются варианты модернизации таких схем, применения в них электрокомпрессоров для частичного или полного исключения отбора горячего воздуха от двигателя. Подобные агрегаты недавно нашли применение в области самолетостроения, однако для систем кондиционирования вертолетов они не применяются. В статье проведены оценочные газодинамические расчеты схем СКВ, дано сравнение схем по энергетическим показателям и иным параметрам, а также описаны преимущества и недостатки таких технических решений. Для вычислений был использован программный комплекс MathCAD.

Ключевые слова: электрокомпрессор, СКВ, ресурс, вертолеты, регулирование температуры, эффективность, надежность.

Введение

В наше время сложно представить себе летательный аппарат без хорошей современной системы кондиционирования воздуха (СКВ). Существует множество вариантов таких систем. При проектировании СКВ необходимо соблюдать основные требования к ним, а именно: массогабаритные показатели, надежность, эффективность. Эти параметры имеют существенное влияние на итоговую стоимость и затраты на ее обслуживание, эксплуатацию и т.д. СКВ должны полностью обеспечивать все необходимые параметры воздуха, подаваемого в кабину летательного аппарата (температуру, расход, давление, влажность, отсутствие примесей, скорость подачи и т.д.).

В современных наземных транспортных средствах (автомобили, городской транспорт, и т.д.) СКВ достаточно отработаны уже давно [1, 2]. Однако в области вертолетостроения ситуация иная в связи с расширением диапазона их применения и условий эксплуатации, например высоты полета. С увеличением высоты полета изменяются условия окружающей среды. Давление, температура и влажность воздуха на большой высоте существенно ниже нежели на земле, и соответственно требования к работе СКВ жестче. Современные СКВ и системы автоматического регулирования давления (САРД) решают эти проблемы, однако существуют направления модернизации этих систем [4, 5].

Применение электрокомпрессоров хорошо показало себя в области самолетостроения. Подобные системы применяются в самолетах фирм Boeing и Airbus. Они позволяют снизить потребления воздуха, отобранного от двигателя, чем снижают общее энергопотребление таких систем. Однако в области вертолетостроения эти агрегаты до сих пор не применялись.

Цель исследования

Целью исследования является анализ эффективности применения автономных источников сжатого воздуха в СКВ, применяемых на вертолетах.

Описание системы

СКВ летательных аппаратов – это система, которая в автоматическом режиме регулирует температуру и расход воздуха, подаваемого в кабину. Основным источником сжатого воздуха для ее работы – двигатель летательного аппарата, в нашем случае вертолета. Однако воздух, отбираемый от двигателя, имеет чрезмерно высокие значения температуры и давления, которые приходится снижать в СКВ, используя для этого дополнительные агрегаты и, по сути, не используя часть энергии, затраченной на сжатие воздуха двигателем, в холостую. Давление такого воздуха может достигать до 3 МПа, а температура достигать 600 °С. Основ-

ной задачей СКВ при таком отборе является охлаждение воздуха до необходимых параметров. Применение отбора сжатого воздуха от двигателя было обусловлено его простотой, надежностью и отсутствием хорошего, компактного и эффективного электрооборудования для подготовки рабочего воздуха для СКВ. Пример распространенной схемы СКВ приведен на рис. 1.

Расчетно-оценочная часть

В приведенном на рис. 1 варианте схемы наибольшая тепловая нагрузка приходится на первичный теплообменник АТ1.1. Его приходится выполнять из жаропрочных материалов, назначенный ресурс его службы ограничен, из-за больших нагрузок он имеет большую массу [6]. Помимо этого в общем оба теплообменника имеют большие габариты из-за необходимости снятия на них значительной тепловой нагрузки. Данная система имеет очень низкую энергетическую эффективность. Очень много тепловой энергии сбрасывается в атмосферу при теплообмене. В предлагаемых альтернативных вариантах приведенные недостатки частично устраняются.

В качестве рассматриваемых были выбраны 4 схемы:

1) традиционная схема без дополнительных автономных источников сжатого воздуха и эжектора;

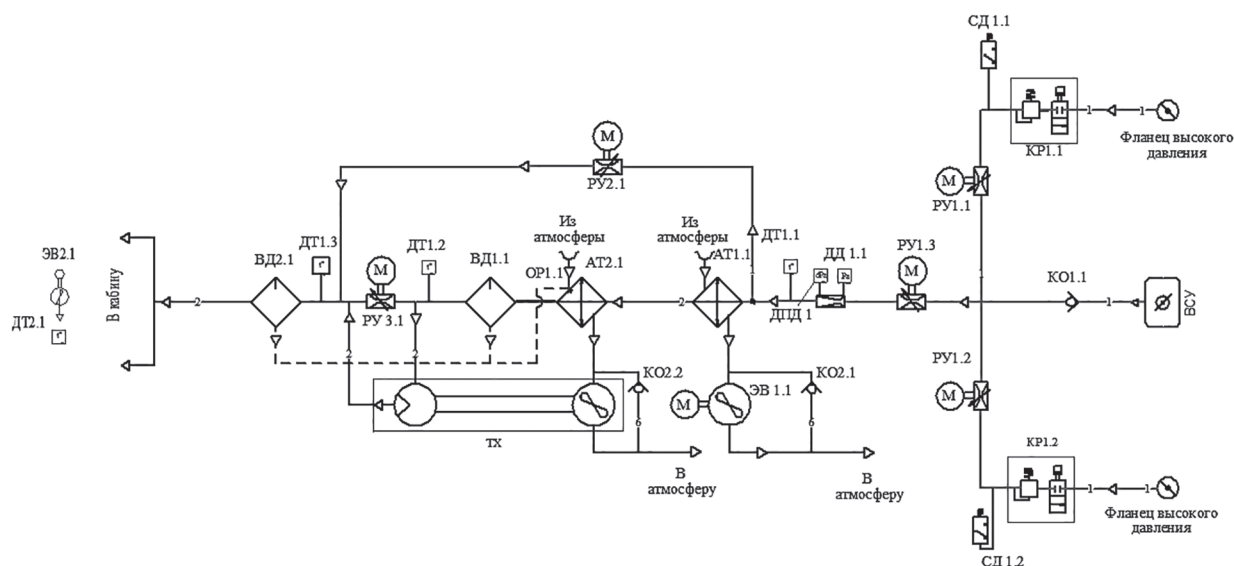


Рис. 1. Существующая схема СКВ с автоматическим регулированием:

АТ – воздухо-воздушный теплообменник; ВД – влагоотделитель; ВСУ – вспомогательная силовая установка; ДД – датчик давления; ДПД – датчик перепада давления; ДТ – датчик температуры; КО – обратный клапан; КР – регулятор избыточного давления; ОР – ороситель; РУ – регулирующие устройства/заслонки; СД – сигнализатор давления; ТХ – турбохолодильник; ЭВ – электровентиль для обдува датчика температуры

- 2) схема с применением электрокомпрессора и эжектора;
- 3) схема с применением эжектора для рециркуляции воздуха;
- 4) схема с заменой отбора рабочего воздуха от двигателя на отбор воздуха от электрокомпрессора.

Основные отличия между вариантами

Схема № 2 предполагает сокращение потребления рабочего воздуха от двигателя за счет рециркуляции воздуха из кабины с помощью эжектора. Электрокомпрессор позволяет регулировать работу турбохолодильника, дожимая воздух до необходимого давления, обеспечивающего необходимую мощность на турбине турбохолодильника. По сравнению со схемой № 4 в данной схеме электрокомпрессор потребляет меньшую мощность, поэтому он будет иметь меньшие габариты, массу и себестоимость. Однако в этой схеме все еще отбирается часть воздуха от двигателя вертолета. Также применение эжектора позволяет уменьшить тепловую нагрузку на теплообменные аппараты за счет смешения с менее высокотемпературным воздухом из кабины [8]. Недостаток схемы – низкая эффективность на наземном режиме.

Схема № 3 позволяет организовать рециркуляцию с помощью эжектора без применения дополнительных электроагрегатов. Преимуществами данной схемы являются: снижение потребления рабочего воздуха от двигателя; меньшая масса схемы по сравнению со схемами № 2 и № 4 в связи с отсутствием электроагрегатов (применение эжектора позволяет отказаться от электровентилятора для рециркуляции воздуха). Недостатками данной схемы являются сложность регулирования расхода рециркуляционного воздуха в связи с применением эжектора, использование воздуха, отобранного от двигателя, низкая эффективность на наземном режиме.

Схема № 4 позволяет полностью отказаться от рабочего воздуха, отбираемого от двигателя летательного аппарата, и заменить его воздухом от электрокомпрессора, а также в схеме присутствует рециркуляция за счет электровентилятора. Преимуществами данной схемы являются полный отказ от отбора рабочего воздуха от двигателя и простота регулирования с помощью электроагрегатов. Недостатками

данной схемы являются большое количество электроагрегатов и, как следствие, уменьшение надежности системы, высокая вероятность увеличения общих массогабаритных показателей системы.

Для упрощения и удобства анализа в расчетах систем используются упрощенные принципиальные схемы систем, в которых исключены датчики, клапаны. Для расчета были выбраны 2 режима работы вертолета: стоянка на земле и полет на высоте 4 км. Расчеты проведены исходя из условия необходимости подать в кабину воздух с расходом 442 кг/ч и температурой 5 °С (снимаемая нагрузка 2847 Вт) для наземного режима и 451 кг/ч и 5 °С для полета на высоте 4 км (снимаемая нагрузка 2900 Вт). Для каждого режима была подсчитана необходимая мощность для работы системы исходя из минимально необходимой мощности для сжатия рабочего и рециркуляционного воздуха. Для схем № 1, 2, 3 мощность рассчитывалась исходя из давления отбора от доступной ступени двигателя (850 кПа). Во всех схемах за входное давление принято давление после регулятора давления.

$$N = \frac{G \cdot R \cdot \frac{k}{k-1} \cdot T_{\text{вх}} \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вых}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta},$$

где N – мощность, потребляемая агрегатом (компрессором двигателя или электрокомпрессором); G – расход воздуха, проходящий через агрегат (компрессор двигателя или электрокомпрессор); R – газовая постоянная воздуха; k – показатель адиабаты воздуха; $T_{\text{вх}}$ – температура воздуха на входе в агрегат (компрессор двигателя или электрокомпрессор); $p_{\text{вх}}$ – давление воздуха на входе в агрегат (компрессор двигателя или электрокомпрессор); $p_{\text{вых}}$ – давление воздуха на выходе из агрегата (компрессор двигателя или электрокомпрессор); η – КПД агрегата (компрессор двигателя или электрокомпрессор).

Расчет существующей схемы (Схема № 1)

Для начала был проведен расчет рассмотренной выше схемы. Упрощенная принципиальная схема, использованная для расчета, приведена на рис. 2. Расчет проводился для наземного режима работы. Результаты расчета приведены в таблице 1.

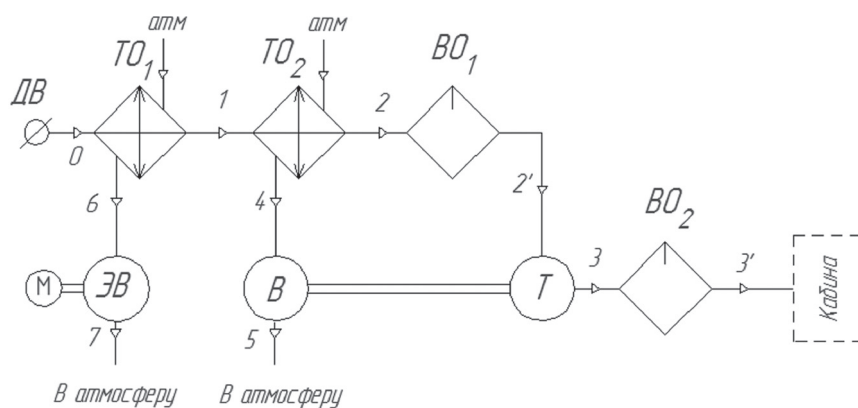


Рис. 2. Принципиальная схема стандартной СКВ вертолета (Схема № 1)

Таблица 1

Результаты расчета стандартной схемы СКВ (Схема № 1)

Точки	Наземный режим					Полет на высоте 4 км				
	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$
0	312,9	450	18	0	443	217,9	450	2,9	0	451,2
1	170	437,1	18	0	443	170	437,9	2,9	0	451,2
2	63	436,4	18	0	443	115	437	2,9	0	451,2
2'	63	436,1	18	0	443	115	436,8	2,9	0	451,2
3	4,9	105	5,2	12,8	443	4,4	82	2,9	0	451,2
3'	4,9	104,8	5,2	0,6	443	4,4	81,7	2,9	0	451,2
4	56,7	90	18	0	2047	26,4	49,3	2,9	0	1575
5	74	103	18	0	2047	56,5	63,6	2,9	0	1575
6	165	85,2	18	0	420,2	165	44,1	2,9	0	120,7
7	197,5	103	18	0	420,2	229,5	63,6	2,9	0	120,7
Атм.	37	101,3	18	0	—	13	61,6	2,9	0	—
Суммарная потребляемая мощность СКВ, кВт										
Земля					Полет					
55,521					67,063					

Расчет схемы с уменьшением отбора воздуха, отобранного от двигателя за счет рециркуляции с применением эжектора (Схема № 2)

Принципиальная упрощенная схема данной СКВ представлена на рис. 3. Результаты расчета данной схемы приведены в таблице 2. Расчет потребляемой мощности производился исходя из минимально необходимой мощности для сжатия рабочего воздуха двигателем, а так же мощности, необходимой для работы электрокомпрессора.

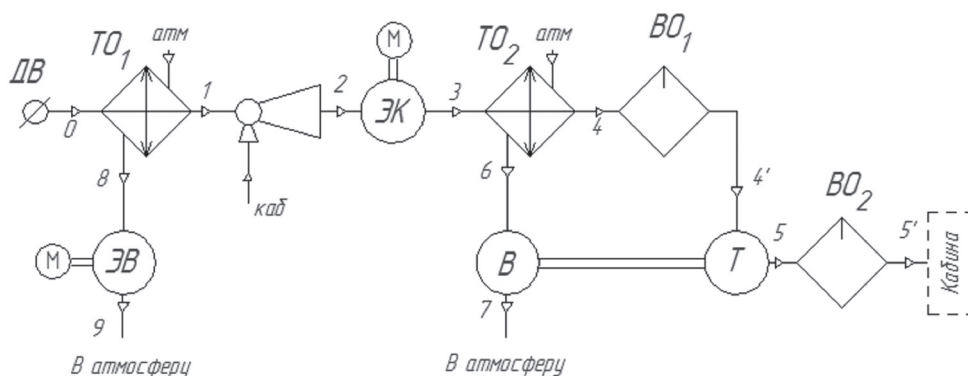


Рис. 3. Принципиальная схема с частичным отказом от воздуха, взятого от двигателя (Схема № 2)

Таблица 2

Результаты расчета схемы с частичным отказом от воздуха, взятого с двигателя (Схема № 2)

Точки	Наземный режим					Полет на высоте 4 км				
	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$
0	312,9	450	18	0	340,7	312,9	450	2,9	0	225,6
1	170	442,4	18	0	340,7	170	446,7	2,9	0	225,6
2	139,3	192,5	18,5	0	443	91,5	118,4	3,9	0	451,2
3	325,1	565	18,5	0	443	136,8	165	3,9	0	451,2
4	80	564,5	18,5	0	443	48	164,4	3,9	0	451,2
4'	80	564,4	18,5	0	443	48	164,4	3,9	0	451,2
5	5	105	5,2	13,3	443	4,6	82	3,9	0	451,2
5'	5	104,9	5,2	0,7	443	4,6	81,9	3,9	0	451,2
6	78	88,9	18	0	2120	44	55	2,9	0	1036
7	98	103	18	0	2120	61,9	63,6	2,9	0	1036
8	165	84,1	18	0	304,2	165	53,8	2,9	0	169,6
9	199,8	103	18	0	304,2	61,9	63,6	2,9	0	169,6
Атм.	37	101,3	18	0	—	13	61,6	2,9	0	—
Суммарная потребляемая мощность СКВ, кВт										
Земля					Полет					
65,688					39,509					

Расчет схемы с уменьшением отбора воздуха, отобранного от двигателя за счет рециркуляции через эжектор (Схема № 3)

Принципиальная упрощенная схема данной СКВ представлена на рис. 4. Результаты расчета данной схемы приведены в таблице 3. Расчет потребляемой мощности производился исходя из минимально необходимой мощности для сжатия рабочего воздуха двигателем.

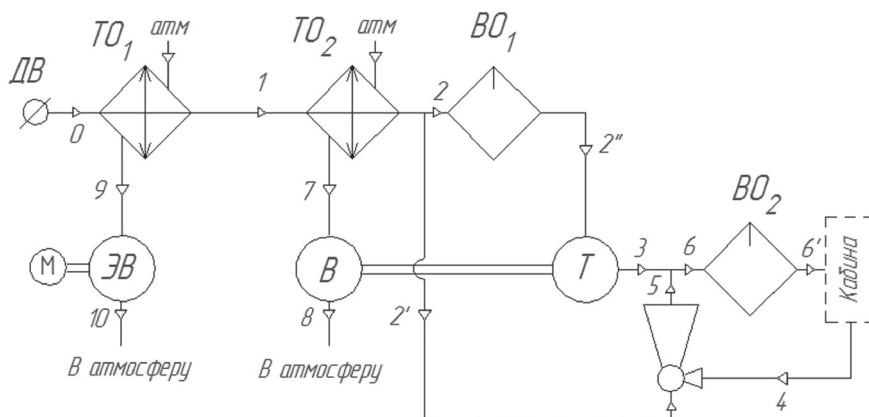


Рис. 4. Принципиальная схема с частичным отказом от воздуха, взятого от двигателя (Схема № 3)

Таблица 3

Результаты расчета схемы с частичным отказом от воздуха, взятого с двигателя (Схема № 3)

Точки	Наземный режим					Полет на высоте 4 км				
	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{кПа}$	$d_{\text{пар}}, \text{г/кг}$	$d_{\text{кап}}, \text{г/кг}$	$G, \text{кг/ч}$
0	312,9	450	18	0	414	217,9	450	2,9	0	221,5
1	170	438,8	18	0	414	170	447,1	2,9	0	221,5
2	58	438,1	18	0	409,4	63	446,9	2,9	0	195,3
2'	58	438,1	18	0	409,4	63	446,9	2,9	0	195,3
2''	58	437,9	18	0	4,6	63	446,8	2,9	0	26,2
3	2,5	105	4,4	13,6	409,4	-29,2	82	0,5	2,4	195,3
4	28	101,3	6,4	0,7	29	28	80	2,5	0,1	221,5
5	32,1	105	8,6	0	33,6	31,7	82	2,6	0	247,7
6	4,7	105	5,1	12,2	443	4,9	82	2,7	0	443
6'	4,7	104,8	5,1	0,6	443	4,9	81,9	2,7	0	443

Окончание таблицы 3

Точки	Наземный режим					Полет на высоте 4 км				
	t , °C	P , кПа	$d_{\text{пар}}$, г/кг	$d_{\text{кап}}$, г/кг	G , кг/ч	t , °C	P , кПа	$d_{\text{пар}}$, г/кг	$d_{\text{кап}}$, г/кг	G , кг/ч
7	55,8	90,6	18	0	1975	31,1	55	2,9	0	1048
8	72,2	103	18	0	1975	48,2	63,6	2,9	0	1048
9	165	86,3	18	0	369,6	165	53,6	2,9	0	55,8
10	195,4	103	18	0	369,6	194,2	63,6	2,9	0	55,8
АТМ	37	101,3	18	0	—	13	61,6	2,9	0	—
Суммарная потребляемая мощность СКВ, кВт										
Земля					Полет					
51,458					32,306					

Расчет схемы с отказом отбора воздуха от двигателя (Схема № 4)

Принципиальная схема СКВ представлена на рис. 5. Результаты расчета приведены в таблице 4. Расчет потребляемой мощности производился исходя из минимально необходимой мощности для сжатия рабочего воздуха двигателем, а так же мощности, необходимой для работы электрокомпрессора и электровентиллятора.

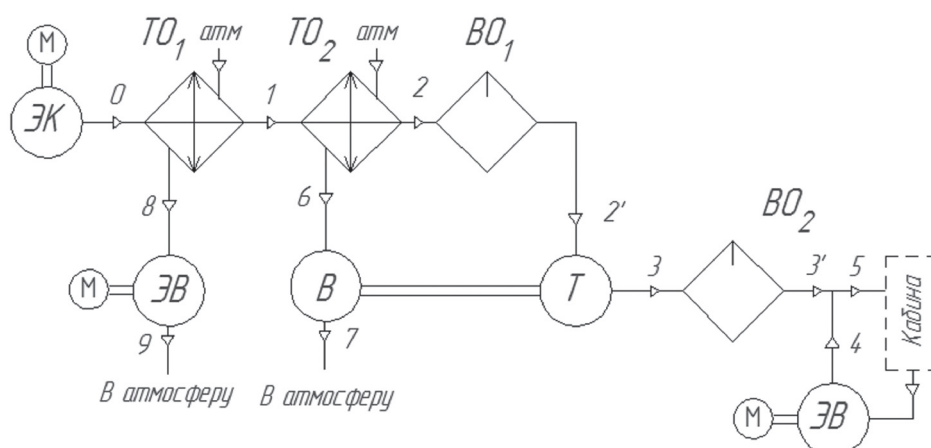


Рис. 5. Принципиальная схема с полным отказом от рабочего воздуха от двигателя (Схема № 4)

Таблица 4

Результаты расчета схемы с полным отказом от рабочего воздуха двигателя (Схема № 4)

Точки	Наземный режим					Полет на высоте 4 км				
	t , °C	P , кПа	$d_{\text{пар}}$, г/кг	$d_{\text{кан}}$, г/кг	G , кг/ч	t , °C	P , кПа	$d_{\text{пар}}$, г/кг	$d_{\text{кан}}$, г/кг	G , кг/ч
0	255,8	485	18	369,1	0	198	265	2,9	0	221,5
1	170	477,2	18	369,1	1	170	260,2	2,9	0	221,5
2	59	476,7	18	369,1	2	41	259,8	2,9	0	221,5
2'	59	476,5	18	369,1	22	41	259,8	2,9	0	221,5
3	-0,5	103	3,6	369,1	3	-21,1	82	1	1,9	221,5
3'	-0,5	102,8	3,6	369,1	33	-21,1	81,9	1	0,1	221,5
4	31,8	105	5,6	73,8	4	30,6	82	3	0	221,5
5	4,9	105	4,6	443	5	4,7	82	2	0	443
6	55,5	92,6	18	1771	6	38,1	56,3	2,9	0	911
7	71,6	105	18	1771	7	52,9	63,6	2,9	0	911
8	165	89	18	197,9	8	165	55,4	2,9	0	32,6
9	189,9	103	18	197,9	9	188,4	63,6	2,9	0	32,6
АТМ.	37	101,3	18	0	—	13	61,6	2,9	0	0
Суммарная потребляемая мощность СКВ, кВт										
Земля					Полет					
23 705					11 646					

Таблица 5

Потребляемая мощность на работу систем, кВт

№ схемы	1	2	3	4
Стоянка	55,521	65,688	51,458	23,705
Полет	67,063	39,509	32,306	11,646

Выводы

В данной статье был проведен анализ и оценка вариантов схем СКВ с применением электроагрегатов, дано сравнение с их аналогами и сделан вывод о перспективности использования таких схем СКВ в области вертолетостроения.

Предварительная оценка предлагаемых вариантов реализации схем СКВ позволяет сделать следующие выводы:

Предлагаемые варианты схем № 3 и 4 значительно снижают энергопотребление СКВ за счет частичной и полной отбора воздуха от двигателя (таблица 5).

В предлагаемых вариантах схем № 3 и 4 снижаются массогабаритные характеристики теплообменных аппаратов, а в последнем варианте и вовсе исключается один из теплообменников.

Снижается общий температурный износ элементов системы благодаря снижению температуры рабочего воздуха.

Главными недостатками альтернативных вариантов является необходимость использования дополнительных электроагрегатов (электрокомпрессора, электровентилятора), что повышает себестоимость и габариты системы, а также снижает ее надежность.

Заключение

По итогам проведенного анализа можно сделать вывод, что применение электрокомпрессора является перспективным направлением в развитии СКВ вертолетов. Данная модификация позволяет снизить энергопотребление системы, увеличить ее ресурс работы благодаря уменьшению тепловой нагрузки. Однако существует высокая вероятность увеличения общих массогабаритных характеристик СКВ. Для подтверждения данных преимуществ необходимо провести дальнейший расчет и проектирование систем и создания их прототипов для стендовых испытаний СКВ.

Литература

1. Степанов И.С., Евграфов А.Н., Карунин А.Л., Ломакин В.В., Шарипов В.М. Автомобили и

тракторы. Основы эргономики и дизайна / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 230 с.

2. Шарипов В.М., Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Климатическая комфортабельность колесных и гусеничных машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 197 с.
3. Воронин Г.И., Верба М.И. Кондиционирование воздуха на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1965. 480 с.
4. Антонова Н.В., Дубровин Л.Д., Шустров Ю.М. Проектирование авиационных систем кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 2006. 384 с.
5. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин. М.: Изд-во НГТУ, 2006. 404 с.
6. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М.. Справочник по теплопередаче. М.: Наука, 1986. 414 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. Энергоатомиздат 1989. 352 с.
8. Меркулов В.И., Попов А.А. Поликарпов А.В., Тищенко И.В. Теплосмесители эжекторного типа при кондиционировании воздуха на транспорте // Известия МГТУ МАМИ 2018. № 1 (35). С. 35–48.

References

1. Stepanov I.S., Evgrafov A.N., Karunin A.L., Lomakin V.V., SHaripov V.M. *Avtomobili i traktory. Osnovy ergonomiki i dizajna* [Automobiles and tractors. Basics of ergonomics and design]. Pod obshch. red. V.M. SHaripova. Moscow: MGTU «MAAMI» Publ., 2002. 230 p.
2. SHaripov V.M., Mihajlov V.A., SHaripova N.N. *Klimaticheskaya komfortabel'nost' kolesnyh i gusenichnyh mashin* [Climatic comfort of wheeled and tracked vehicles]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 197 p.
3. Voronin G.I., Verba M.I. *Kondicionirovanie vozduha na letatel'nyh apparatah* [Air conditioning on aircraft]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1965. 480 p.
4. Antonova N.V., Dubrovin L.D., SHustrov YU.M. i dr. *Proektirovanie aviacionnyh sistem kondicion-*

- irovaniya vozduha* [Designing of air conditioning systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2006. 384 p.
5. D'yachenko YU.V. *Issledovanie termodinamicheskikh ciklov vozdushno-holodil'nykh mashin* [Study of thermodynamic cycles of air-refrigeration machines]. Moscow: Izd-vo NGTU Publ., 2006. 404 p.
6. Kutateladze S.S., Borishanskij V.M. *Spravochnik po teploperedache* [Heat transfer guide]. Moscow: Nauka Publ., 1986. 414 p.
7. Sokolov E.YA., Zinger N.M. *Strujnye apparaty* [Inkjet machines], Energoatomizdat Publ. 1989. 352 p.
8. Merkulov V.I., Popov A.A. Polikarpov A.V., Tishchenko I.V. Ejector type heat mixers for transport air conditioning. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2018. No 1 (35), pp. 35–48 (in Russ.).

THE USE OF ELECTROCOMPRESSORS IN HELICOPTER AIR CONDITIONING SYSTEMS

DSc in Engineering **V.I. Merkulov**¹, PhD in Engineering **I.V. Tishchenko**², **S.A. Abalakin**³

¹Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

³Public Joint-Stock Company Scientific Production Association «Nauka», Moscow, Russia
sserviuss@gmail.com

In modern aircraft there is a need to use air conditioning systems for the life support of the crew and the functioning of the equipment of the device. Such systems are used in all flight modes and serve both for cooling the air and for heating the aircraft. In particular, such systems are often used for helicopters. The use of helicopters is expanding every year, their area of operation becomes wider, the requirements are higher and, as a result, the need for air conditioning systems is growing. There are many requirements for such systems and the main are energy and mass-dimensional characteristics. Preliminary calculations of such schemes allow to estimate their energy consumption and justify the need for their further calculations to identify the relevance of developing such schemes. This article discusses the various options for schemes of systems designed for helicopter cabin air conditioning, and compares them with respect to energy indicators, namely, the energy consumption of air conditioning systems. The main source of energy for the operation of such systems is hot compressed air taken from the engine of the helicopter. The article proposes options for the modernization of such schemes and the use of electric compressors to partially or completely exclude the selection of hot air from the engine. Such units have recently found application in the field of aircraft, but they do not apply to helicopter air-conditioning systems. The article presents the estimated gas-dynamic calculations of schemes for air condensation systems, compares the schemes for energy performance and other parameters, and describes the advantages and disadvantages of such technical solutions. The software complex MathCAD was used for calculations.

Keywords: electric compressor, air condensation system, life cycle, helicopters, temperature control, efficiency, reliability.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН

д.т.н. **Сарач Е.Б.**¹, к.т.н. **Ципилев А.А.**¹, **Лычагов А.А.**²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия

alexts@bmstu.ru

Необходимость находиться на шаг впереди современного опыта, накопленного предприятиями, – один из ключевых факторов динамичного развития любого научного направления. Научные изыскания в каждой из сфер деятельности человека представляют собой движущую силу, что стимулирует развитие техники и технологий. В настоящей статье рассмотрены аспекты научной и инженерной деятельности по направлению проектирования перспективных систем поддрессоривания на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана. В статье обозначены темы НИР и ОКР, в которых кафедра принимала непосредственное участие, применив свой опыт проектирования и разработок пневмогидравлических систем поддрессоривания. В основной части статьи представлены методы, позволяющие для энерговооруженных машин, движущихся в условиях с частыми прыжками, определить характеристики пневмогидравлических систем поддрессоривания с управляемым демпфированием, оценить путем имитационного математического моделирования тепловую нагруженность демпферов. Данные методы позволяют провести расчет характеристики упругого элемента, выбор и получение характеристик демпфирующего элемента, обеспечивающих движение гусеничной машины в режиме преодоления трамплина с хода без пробоев подвески и превышения допустимых разовых ускорений. Кроме этого, в статье приведена методика оценки тепловой нагруженности пневмогидравлической системы поддрессоривания, учитывающая переходные процессы при выходе на стационарный тепловой режим. В статье приведена соответствующая математическая модель пневмогидравлической рессоры, включающая в себя модель расчета тепловой нагруженности с использованием метода конечных разностей Шмидта. Показано, что данный метод позволяет производить оценку тепловой нагруженности с высокой точностью. Представленные в статье аналитические зависимости и методы являются систематизацией наиболее перспективных результатов научных исследований, нашедших отражение в современных НИР и ОКР, выполненных при участии кафедры.

Ключевые слова: быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, подвеска, система поддрессоривания, пневмогидравлические рессоры, пневмогидравлические системы поддрессоривания; гидропневматические рессоры; перспективные системы поддрессоривания.

Введение

Направление по проектированию перспективных систем поддрессоривания на кафедре гусеничных машин МВТУ имени Н.Э. Баумана (сейчас кафедра носит название «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы») появилось достаточно давно. Основные труды по системам поддрессоривания опубликованы основателем кафедры, основоположником отечественной научной школы проектирования и конструирования гусеничной техники, профессором, лауреатом Государственной премии СССР, Заслуженным

деятелем науки и техники РСФСР Михаилом Константиновичем Кристи [1] и его учениками и последователями профессором Николаем Александровичем Забавниковым [2, 3] и доцентом Сергеем Ивановичем Леоновым [4, 5].

Дальнейшее развитие направления по проектированию перспективных систем поддрессоривания на кафедре велось в тесном сотрудничестве с профессорами Военной академии бронетанковых войск Дмитриевым Авениром Алексеевичем и Савочкиным Владимиром Алексеевичем. Научные труды [6, 7] общепризнаны и используются в учебном процессе

многих вузов при подготовке инженеров – специалистов по разработке гусеничных машин.

Учеником и последователем Дмитриева А.А. и Савочкина В.А. является профессор Котиев Георгий Олегович, который продолжил развитие данного направления на кафедре. Труды [8–11] широко используются в учебном процессе кафедры.

В настоящее время в связи с активным взаимодействием с предприятиями отрасли новое развитие на кафедре получило направление по разработке пневмогидравлических систем поддрессирования (ПГСП). Можно отметить НИР и ОКР, в которых сотрудники кафедры приняли непосредственное участие:

- ОКР «Тайфун» совместно с «ВМК ВгТЗ», в которой была разработана двухкамерная пневмогидравлическая рессора для грузового автомобиля бхб;

- ОКР «Курганец – 25 ГПСП» совместно с «ВМК ВгТЗ» и ОАО «Курганмашзавод», в которой были разработаны алгоритмы функционирования и проведен расчет параметров гидропневматической системы поддрессирования гусеничной машины;

- ОКР «Платформа-О/МГТУ» совместно с ПАО «КАМАЗ», в которой были проведены теоретическое и экспериментальное исследование рабочих процессов в пневмогидравлической системе поддрессирования многоосного шасси;

- НИР «Луноход1-МГТУ» совместно с Концерном «Тракторные заводы», в которой была проведена разработка ходовой системы с ПГСП колесной машины повышенной проходимости; и ряд других работ.

В связи с активным интересом к направлению проектирования пневмогидравлических систем поддрессирования в машиностроительной отрасли, возникла необходимость структурировать и обобщить накопленные знания и опыт при разработке подобных систем. Такая работа была проведена и нашла свое отражение в ряде научных отчетов и статей [12–18], диссертационных работах [19] и методических пособиях [20].

В данной статье хотелось бы подробно остановиться на возможности достижения уникальных характеристик подвесок современных быстроходных гусеничных машин (БГМ) за счет использования новых методов проектирования и применения пневмогидравлических систем поддрессирования.

Обеспечение показателей плавности хода БГМ

Актуальность данного вопроса обусловлена тенденцией роста удельных мощностей современных БГМ, который приводит к соответствующему ожидаемому росту средних скоростей движения [21, 22]. В свою очередь это накладывает дополнительные, более строгие требования к системам поддрессирования (подвескам). Современные подвески БГМ, рассчитанные по традиционной методике, основанной на использовании метода гармонической линеаризации [6], обеспечивают преодоление периодической неровности высотой не более 0,18–0,2 м с вертикальными ускорениями, не превышающими 30–35 м/с². Для машин с высокими показателями удельной мощности средняя скорость при ограничениях системы поддрессирования может быть недостаточной с точки зрения реализации скоростных возможностей. Необходимый для увеличения средней скорости движения рост высоты этой – «проходной» – неровности возможен за счет использования демпферов с более высокой способностью к рассеянию энергии, силы сопротивления которых в традиционных системах поддрессирования ограничены как значениями передаваемых на поддрессорируемый корпус высокочастотных ускорений, так и зависанием опорных катков на обратном ходе вследствие неудерживающей связи с опорным основанием [6, 23, 24]. Кроме этого, увеличение сил сопротивления демпферов влечет рост рабочих давлений и тепловой нагруженности устройства, негативно влияя на плавность хода БГМ, а в ряде случаев вызывает разрушение узла подвески.

Одним из путей разрешения проблемы является переход от традиционных неуправляемых систем поддрессирования к многоуровневым (в том числе релаксационным) [25] и управляемым подвескам [25]. Наиболее распространенной конструктивной реализацией является использование пневмогидравлических рессор (ПГР), то есть применение ПГСП.

Однако в этом случае встает вопрос определения рациональных характеристик такой подвески, поскольку в противном случае преимуществ использования такого устройства может и не быть. Кроме этого, обязательна оценка тепловой нагруженности, которую можно провести путем имитационного математического моделирования работы системы поддрессирования.

вания, включая моделирование ее внутренней динамики.

Для точного учета внутренней динамики ПГР была разработана ее математическая модель, включающая блок расчета тепловой нагруженности. Расчетная схема ПГР приведена на рис. 1.

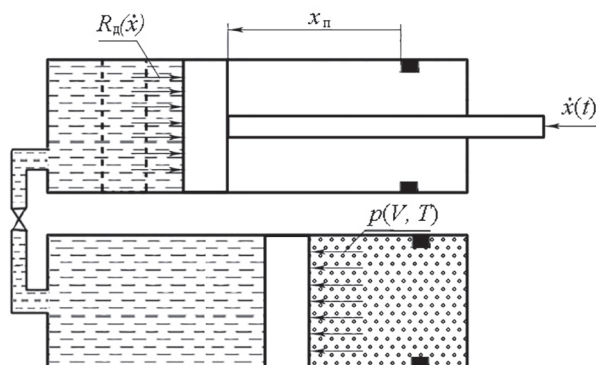


Рис. 1. Расчетная схема ПГР:

$\dot{x}(t)$ – задаваемая скорость штока; $R_d(\dot{x})$ – реакция со стороны жидкости при ее перетекании через дроссельные сопротивления; $p(V, T)$ – реакция со стороны газа в виде давления в газовой полости; x_n – фактическое перемещение поршня

При составлении математической модели была использована методика, предложенная А.А. Смирновым [26]. В соответствии с ней ПГР условно разделяется на функциональные элементы, каждый из которых представляет собой определенную часть ПГР: гидроцилиндр, пневмоцилиндр(ы), дроссельная система. Каждый из этих элементов состоит из определенных подсистем, отвечающих за те или иные функции. Так, для гидроцилиндра это механическая и гидравлическая подсистема, как и для дроссельной системы. Для гидроцилиндра это также и пневматическая подсистема. Описывая математически каждую подсистему и комбинируя их друг с другом, можно создать математическую модель любого пневмогидравлического устройства.

Работа механической подсистемы описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{1}{m} \int_0^t \left(\int_0^t (cx + b\dot{x} - R_{уп}(x, \dot{x}) - F_{уп}(x) - R_{тр}(\dot{x}) - R_d(\dot{x})) dt \right) dt = x_n - R_d(\dot{x})c_{ж},$$

где $\dot{x} = dx/dt$ – задаваемое воздействие на шток с поршнем (поршень-разделитель для пневмоцилиндра) м/с; m – масса штока с поршнем

(поршня-разделителя), кг; c – условная жесткость материала штока, Н/м; b – условное внутреннее демпфирование материала штока, Нм/с; $R_{уп}(x, \dot{x}), F_{уп}(x)$ – демпфирующая и упругая реакции упоров, Н; $R_d(\dot{x})$ – составляющая демпфирующей силы, учитывающая потери при перетекании жидкости из гидроцилиндра (пневмоцилиндра) к клапанной системе, Н; $c_{ж}$ – характеристика сжимаемости жидкости; x_n – фактическое перемещение поршня со штоком (поршня-разделителя), м.

Работу пневматической подсистемы можно представить через уравнение Редлиха-Квонга и уравнение политропы:

$$p(V, T) = \nu RT / (V - \nu b) - \nu^2 a / (\sqrt{T} V (V + \nu b));$$

$$p = p_0 (V_0 / V)^n.$$

В этих зависимостях p и p_0 – текущее и начальное давления газа в газовой полости, Па; V и V_0 – текущий и начальный объемы газа в газовой полости, м³; T – температура газа, К; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); ν – количество газа в газовой полости, моль; a и b – некоторые постоянные для данного вещества коэффициенты.

Гидравлическая подсистема описывает поведение жидкости в дроссельной системе при ее перетекании через гидравлические сопротивления. Силы сопротивления, возникающие при этом, можно представить зависимостями, приведенными в [27, 28].

Для расчета тепловых процессов была разработана отдельная тепловая подсистема, основанная на использовании метода конечных разностей Э. Шмидта. Суть метода заключается в замене непрерывного теплового процесса для трехмерного теплового поля, описываемого дифференциальным уравнением:

$$\partial t / \partial \tau = a (\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 + \partial^2 t / \partial z^2),$$

на дискретный процесс, представленный уравнением в конечных разностях, которое для одномерного теплового поля имеет вид:

$$\Delta t / \Delta \tau = a \cdot \Delta^2 t / \Delta x^2,$$

здесь a – коэффициент температуропроводности, м²/с; t – температура тела в различных его точках, К; τ – время, сек; x, y, z – координаты точек тела в пространстве.

При выборе временного интервала $\Delta \tau = \Delta x^2 / (2a)$ можно записать решение уравнения в виде:

$$t_{n,k+1} = 0,5(t_{n+1,k} + t_{n-1,k}),$$

где n – порядковый номер слоя материала (рис. 2); k – номер рассматриваемого временного интервала $\Delta\tau$.

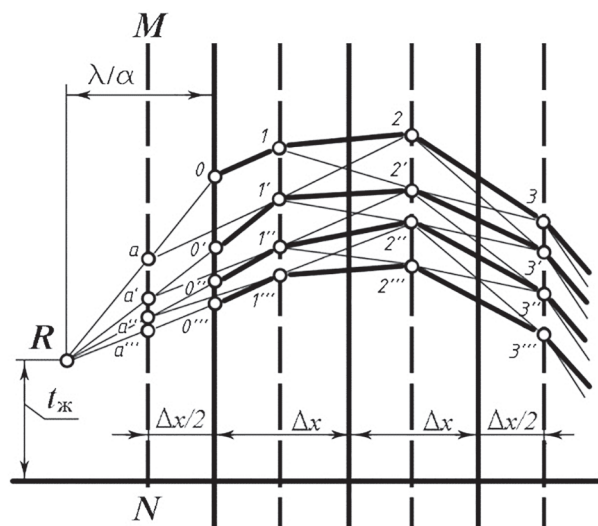


Рис. 2. Схема решения задачи нестационарной теплопроводности

Выражения, определяющие температуры поверхностей тела и вспомогательных точек a с обеих сторон границ тела, имеют вид:

$$t_a = t_0 \left(\frac{2\lambda_c - \Delta x \alpha}{2\lambda_c} \right) + t_{\text{ж}} \left(1 - \frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right),$$

$$t'_0 = t_1 \left(\frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right) + t_{\text{ж}} \left(1 - \frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right),$$

где t_0 – температура поверхности стенки; λ_c – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К); Δx – толщина слоя, м; α – коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка, Вт/(м²·К); $t_{\text{ж}}$ – температура жидкости, отражается на рисунке точкой R .

Входными данными для моделирования процесса нагрева ПГР служит изменение температуры рабочей жидкости, определяющееся по формуле:

$$\Delta T = \frac{1}{m_{\text{ж}} c_p} \int_0^t P(\dot{x}_{\text{п}}) \dot{x}_{\text{п}} d\tau,$$

где $m_{\text{ж}}$ – масса рабочей жидкости, кг; c_p – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); $P(\dot{x}_{\text{п}})$ – демпфирующая сила, приведенная к скорости штока, Н.

Процесс нагрева ПГР описывается уравнением:

$$W = \int_0^t P(\dot{x}_{\text{п}}) \dot{x}_{\text{п}} d\tau - \int_0^t Q_{\text{к}} d\tau - \int_0^t Q_{\text{и}} d\tau - \sum_i \Delta T_i m c_p,$$

где $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{и}}$ – мощность теплоотдачи с поверхности ПГР за счет конвекции и излучения соответственно, Вт; $\sum T_i$ – суммарное изменение температуры слоев стенок ПГР за один шаг интегрирования, К; m – масса незаправленной ПГР, кг; c_p – удельная теплоемкость стали, Дж/(кг·К).

Для сохранения адекватности имитационной математической модели были разработаны зависимости перехода от реальных объектов к эквивалентным плоским задачам.

Площадь поверхности теплообмена можно рассчитать как сумму площадей поверхности эквивалентных цилиндров:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i,$$

где n – количество эквивалентных элементов теплообмена. Например, для однокамерной ПГР $n = 2$; для двухкамерной $n = 3$. Для однокамерной ПГР с противодавлением при условии исполнения камеры противодавления в штоке $n = 2$; F_i – площадь поверхности эквивалентного цилиндра, м², которую можно рассчитать по формуле:

$$F_i = \pi D_i L_i + 2\pi D_i^2 + 2\pi (D_i + 0,02) D_{\text{пш}},$$

здесь D_i – наружный диаметр i -го элемента ПГР, м; L_i – длина i -го элемента ПГР, м; $D_{\text{пш}}$ – диаметр поршня i -го элемента ПГР, м.

В случае, если пневмокамера имеет сферическую форму, ее можно преобразовать в эквивалентный цилиндр, площадь поршня которого равна эффективной площади поршня гидроцилиндра, а длина определяется как:

$$L_{\text{экв}} = 4V_{\text{шар}} / (\pi D_{\text{экв}}^2) + h_{\text{экв}} + 2b,$$

здесь $V_{\text{шар}}$ – заправочный объем газовой камеры шар-баллона, м³; $D_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр поршня-разделителя, численно равный диаметру поршня в гидроцилиндре, м; $h_{\text{экв}}$ – эквивалентная толщина поршня-разделителя, м.

Для пневмо- и гидроцилиндров, имеющих стенки разной толщины, средняя эквивалентная толщина стенки рассчитывается как:

$$\bar{b} = \sum_{i=1}^k b_i l_i / \sum_{i=1}^k l_i,$$

где b_i , l_i – соответственно, толщина и длина i -го участка цилиндра; k – общее число участков разной толщины.

Усредненный диаметр определяется так:

$$\bar{D} = D_{\text{п}} + 2\bar{b}.$$

При расчете эквивалентной площади теплообмена учитываются только площади поверхностей гидроцилиндра и пневмоцилиндров, а площади поверхности корпуса и штока, равно как и теплоотдача в корпус машины в местах крепления ПГР, не учитываются. Их учет производится с помощью коэффициента, включающего в себя составляющие теплоотдачи поверхностей корпуса и штока ПГР в атмосферу и в корпус машины, то есть:

$$F_{\text{экв}} = k_{\text{инт}} \sum_{i=1}^n F_i,$$

где $k_{\text{инт}}$ – интегральный коэффициент учета выпадающей мощности теплоотдачи.

Масса жидкости рассчитывается как $m_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}$ при этом объем ее $V_{\text{ж}}$ определяется по зависимости:

$$V_{\text{ж}} = 1,1 \left(\sum_{i=1}^n V_i^{\text{м}} + S_{\text{п}} x_{\text{штг}} \right),$$

где $\sum_{i=1}^n V_i^{\text{м}}$ – суммарное количество жидкости, расположенное в пневмоцилиндрах при нулевом ходе штока и в гидроцилиндре при полностью выбранном ходе штока, м³; $S_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, м².

Эквивалентная теплоемкость жидкости определяется как произведение базовой теплоемкости и поправки, учитывающей изменение величины плотности теплового потока при переходе от цилиндрической стенки к эквивалентной плоской. Теплоемкость рассчитывается по зависимости:

$$c_p^{\text{экв}} = 2q_l^{\text{цил}} c_p / (3q_l^{\text{ст}}),$$

где $q_l^{\text{ст}} = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + (d_2 - d_1)/2\lambda_2$ – удельная плотность теплового потока, проходящего через плоскую стенку; $q_l^{\text{цил}} = (1/(\alpha_2 d_1) + 1/(\alpha_1 d_2) + \ln(d_1/d_2)/(2\lambda_2))/\pi$ – удельная плотность теплового потока, проходящего через цилиндрическую стенку.

В этих зависимостях α_1 – коэффициент теплоотдачи сталь–воздух, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи масло–сталь, Вт/(м²·К); d_2 и d_1 – наружный и внутренний диаметры гидроцилиндра соответственно, м; λ_2 – коэф-

фициент теплопроводности стенки корпуса, Вт/(м²·К).

С целью ограничения вычислительных ресурсов ЭВМ реальная стенка заменяется эквивалентной с числом слоев n_1 . Шаг моделирования в MATLAB Simulink при интегрировании дифференциальных уравнений методом Богацки и Шампина определяется по зависимости:

$$\Delta\tau = \left[\frac{\Delta r^2}{2 \cdot 14,7 \cdot 10^{-6}}, -(\lfloor \lg(n_1) \rfloor + 4) \right],$$

где n_1 – коэффициент, определяющий шаг интегрирования; Δr – расчетная толщина слоя, рассчитываемая как $\Delta r = (d_2 - d_1)/(2n_1)$, здесь d_2 – наружный диаметр цилиндра, м; d_1 – внутренний диаметр цилиндра, м.

Зависимость позволяет рассчитать шаг моделирования с точностью до знака после запятой, определяемого десятичным логарифмом. Так, если принять $n_1 = 10$, то $\Delta\tau = 0,0034$ с, а если принять $n_1 = 100$, то $\Delta\tau = 0,00034$ с.

Такое допущение позволяет менять шаг интегрирования в соответствии с требованиями механической части модели. Результат расчетов не будет зависеть от шага интегрирования, как видно на рис. 3. Восходящий характер кривых нагрева обусловлен логарифмической шкалой оси ординат.

Для оценки адекватности и точности полученной математической модели была проведена ее верификация путем сравнения результатов экспериментальных данных с результатами расчетов. На рис. 4 представлены совмещенные динамические характеристики ПГР Урал «Тайфун» при стендовых испытаниях, а на рис. 5 – совмещенные характеристики тепловой нагруженности.

Реализованная в MATLAB Simulink ММ позволяет также исследовать внутреннюю динамику ПГСП при ее работе в составе БГМ. Было проведено сравнительное исследование тепловой нагруженности при движении БГМ по контрольно-измерительной трассе (КИТ) с различными скоростями, результаты которого представлены на рис. 6.

Анализ результатов моделирования показывает высокую точность математической модели: погрешность определения усилий не превышает 10 %, температуры при нагреве ПГР до 100 °С – 6 %; температуры стабилизации – 3,1 %; времени нагрева до 100 °С – не более 7,4 %.

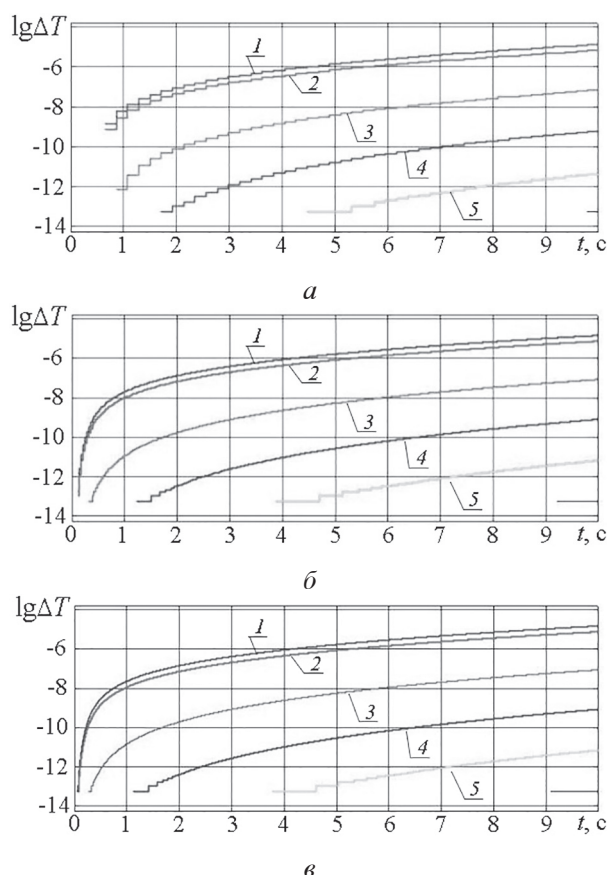


Рис. 3. Участок записи изменения температуры слоев стенки при разных шагах моделирования Δt :
 а – $\Delta t = 2,1 \cdot 10^{-3}$ с; б – $\Delta t = 3,4 \cdot 10^{-4}$ с;
 в – $\Delta t = 3,4 \cdot 10^{-6}$ с; t – время моделирования, $\times 10^{-2}$ с;
 ΔT – относительная температура стенки, К;
 1–5 – порядковые номера слоев, начиная с внутреннего (ближнего к жидкости)

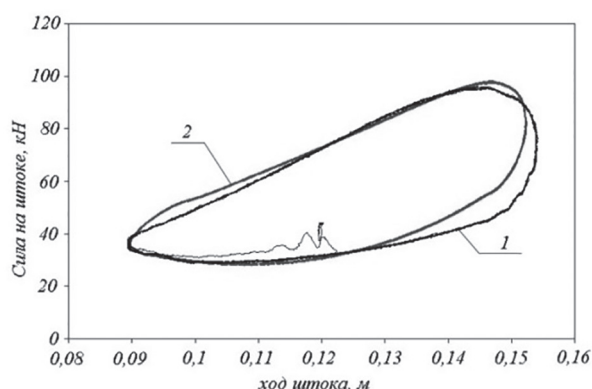


Рис. 4. Совмещенные динамические характеристики ПГР:
 1 – эксперимент; 2 – моделирование

Это свидетельствует о возможности использования математической модели ПГР на стадии проектного расчета для исследования тепловой нагруженности устройства, что является необходимым при определении рациональных характеристик.

Алгоритм определения рациональных характеристик ПГР для СП с управляемым демпфированием заключается в следующем:

- 1) выбор условий движения БГМ;
- 2) определение характеристик упругих элементов СП;
- 3) определение количества демпфирующих элементов СП;
- 4) определение характеристик демпфирующих элементов СП;
- 5) оценка тепловой нагруженности демпфирующих элементов СП;
- 6) оценка качества СП по значениям действующих на подрессоренный корпус ускорений в различных режимах движения.

Подробно выбор условий движения описан в [6].

Характеристики упругих элементов можно найти, следуя такому алгоритму:

1. Определение минимального диаметра поршня исходя из ограничений по значению действующих давлений:

$$S_{\text{п}} \geq P_{\text{шт.ст}} K'_{\text{дин}} / [p_{\text{упр}}] + R_{\text{шт.мах}} / [p_{\text{демф}}],$$

где $R_{\text{шт.мах}}$ – максимальная сила неупругого сопротивления на штоке, Н; $[p_{\text{упр}}]$, $[p_{\text{демф}}]$ – максимально допустимые давления от действия сил упругого и неупругого сопротивления соответственно, Па.

2. Определение заправочного объема пневмокамеры. Его можно найти по зависимости:

$$V_0 = S_{\text{п}} \left(x_{\text{шт.ст}} + x_{\text{шт.дин}} \sqrt[n]{K'_{\text{дин}}} / (\sqrt[n]{K'_{\text{дин}}} - 1) \right).$$

Для двухуровневых ПГР с одинаковым заправочным давлением в камерах отношение значений заправочных объемов пропорционально отношению жесткостей камер, при этом суммарный их объем должен быть равен расчетному значению для одноуровневой ПГР. В случае, если рассматривается ПГР с разными заправочными давлениями, такое соотношение должно выполняться для статических объемов в камерах.

Для ПГР с вложенными поршнями заправочный объем определяется как:

$$V_{0\text{в.п}} = V_0 - (S_{\text{п}} - S_{\text{м.п}}) x_{\text{ст}},$$

где $S_{\text{м.п}} = \pi d^2_{\text{м.п}} / 4$ – площадь малого поршня.

Определение заправочного давления. Для однопоршневой однокамерной и двухкамерной ПГР с одинаковыми заправочными давлениями оно рассчитывается как:

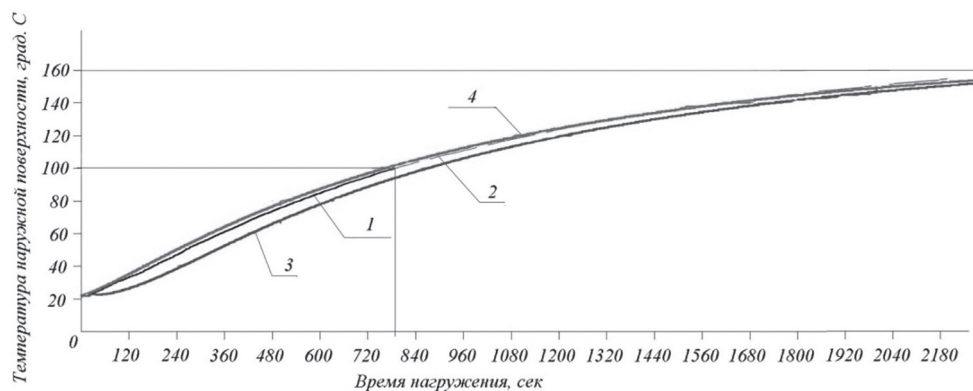


Рис. 5. Сравнение характеристик теплонагруженности ПГР:

1 – нагрев до 100 °С, эксперимент; 2 – тренд выхода на стационарный тепловой режим, эксперимент;
3 – усредненная температура наружной поверхности ПГР, модель;
4 – усредненная температура жидкости, модель

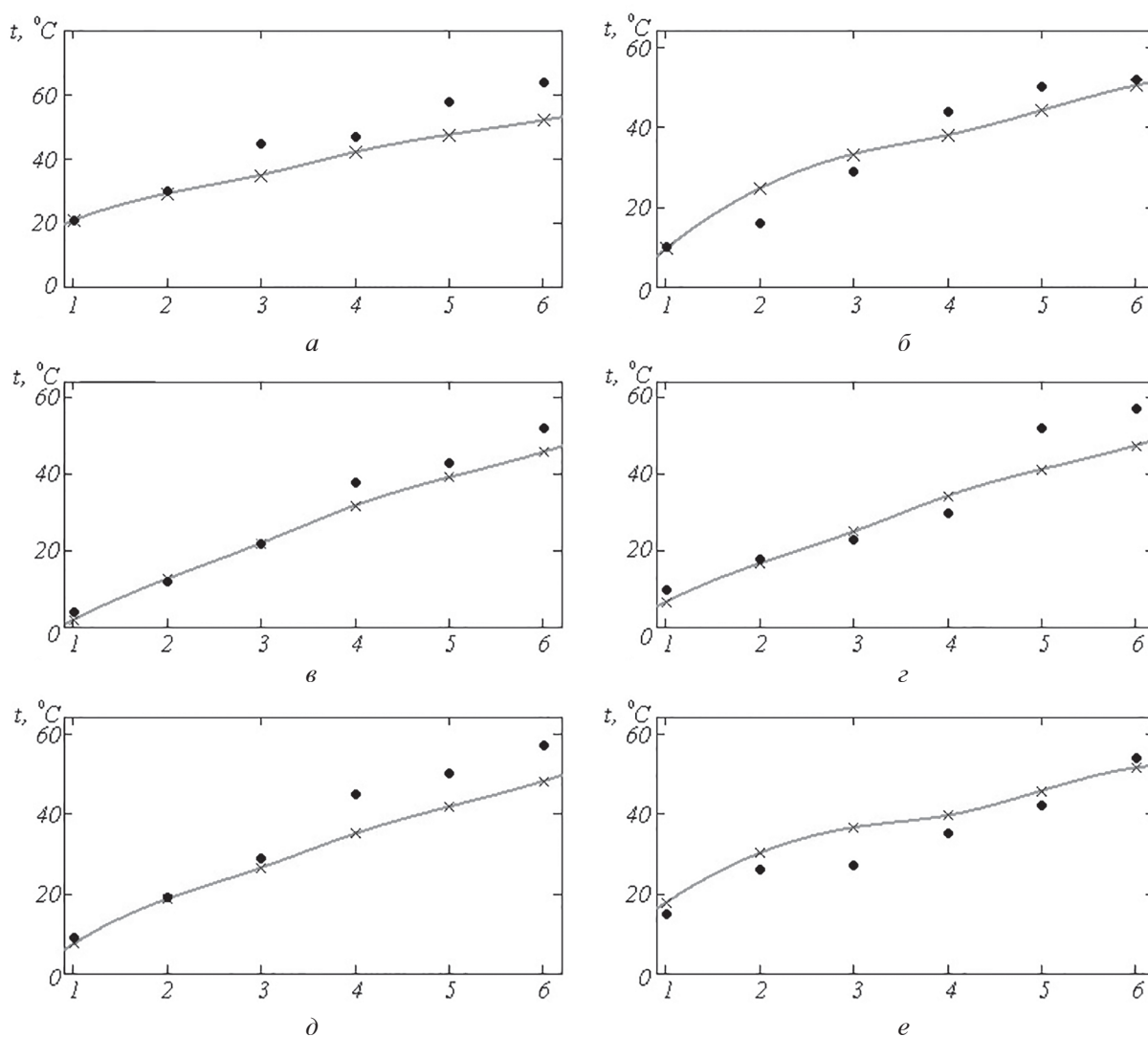


Рис. 6. Сравнение результатов заезда по КИТ:

а–е – температура подвесок с первой по шестую, соответственно; 1–6 – номер эксперимента;
точки – результаты эксперимента; кресты – результаты моделирования;
кривые – аппроксимация моделирования

$$p_0 = \left(x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}} / \left(x_{шт.полн} \sqrt[n]{K'_{дин}} - x_{шт.ст} \right) \right)^n p_{ст}.$$

Для двухкамерной ПГР с разными заправочными давлениями в камерах соотношение заправочных давлений можно определить по зависимости:

$$w = \left(1 + x_{ст} \left(\sqrt[n]{K'_{дин}} - 1 \right) / \left(a x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}} \right) \right)^n,$$

где $a = (c_{выс}/c_{низ} + 1)^{-1}$, при этом $c_{выс}$, $c_{низ}$ – жесткости камер высокой и низкой жесткостей, соответственно.

Для ПГР с вложенными поршнями заправочное давление составляет:

$$p_{0в.п} = \left((V_{0в.п} - S_{м.п} x_{ст}) / V_{0в.п} \right)^n p_{ст}.$$

Определение параметров камеры противодействия (для ПГР с противодействием). Минимальный объем камеры противодействия рассчитывается из условия обращения в ноль реакции на штоке при нулевом его ходе, а минимальное давление – из условия сохранения давления в полости противодействия выше атмосферного во всем температурном диапазоне работы ПГР:

$$V_{мин}^{п.д.} \geq S_{п}^{п.д.} x_{шт.полн} / \left(\sqrt[n]{p_0^{п.д.} / (p_{мин} \Delta T_{среды})} - 1 \right).$$

С целью уменьшения габаритов ПГР и снижения влияния камеры противодействия на больших ходах подвески желательнее использовать минимальный объем камеры.

Определение характеристик управляемого демпфера следует проводить, придерживаясь такого алгоритма:

Демпферы устанавливаются на всех опорных катках для достижения максимальной возможности энергорассеяния в СП.

Сопротивление на обратном ходе катка для БГМ определяется из условия независания катка при движении БГМ по гармоническому профилю в резонансном режиме по продольно-угловым колебаниям.

Сопротивление на прямом ходе при высоком уровне демпфирования ограничивается значением передаваемых на подрессоренный корпус БГМ ускорений, допустимых по условию сохранения экипажем работоспособности [29], при преодолении трамплина предельной высоты с «вылетом–прыжком», высота которого определяется как $h_{max} = \ddot{z} f_{полн} / g$, где $\ddot{z}$ – до-

пускаемое значение вертикальных ускорений на подрессоренном корпусе.

Сопротивление на прямом ходе для низкого уровня демпфирования ограничивается допускаемыми ускорениями тряски, наклонный участок демпфирующей характеристики оставляется таким же, как для высокого уровня демпфирования, с целью упрощения конструкции ПГР.

В соответствии с разработанным методом были синтезированы характеристики демпфера для ГМ полной массой 34 т, они представлены на рис. 7, а соответствующие им записи ускорений при преодолении трамплина предельной высоты – на рис. 8.

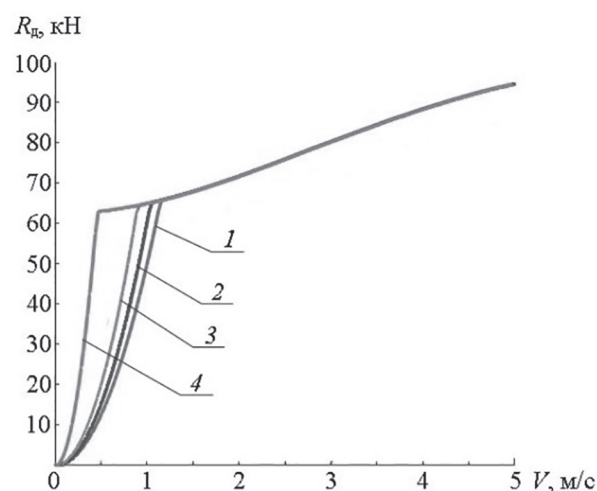


Рис. 7. Варианты характеристик демпфера для БГМ:
 R_d – реакция демпфера, V – скорость вертикального перемещения опорного катка; 1 – $\mu = 5 \cdot 10^4$ Нс²/м²;
 2 – $\mu = 6 \cdot 10^4$ Нс²/м²; 3 – $\mu = 8 \cdot 10^4$ Нс²/м²;
 4 – $\mu = 30 \cdot 10^4$ Нс²/м²

Запись ускорений показывает, что синтезированные зависимости являются предельными с точки зрения воспринимаемых подрессоренным корпусом ускорений, то есть дальнейшее увеличение демпфирования на прямом ходе невозможно без превышения допустимых перегрузок.

Использование управляемого демпфирования с определенными согласно представленному методу характеристиками позволяет реализовать коэффициент качества СП, близкий к единице, для БГМ с удельной мощностью 30 л.с/т.

При движении машины по профилю типа «ухабистая лесная дорога» с управляемым демпфированием возможно снизить число пробоев на 50–80 % с одновременным сохранением низких значений высокочастотных ускорений, а преодо-

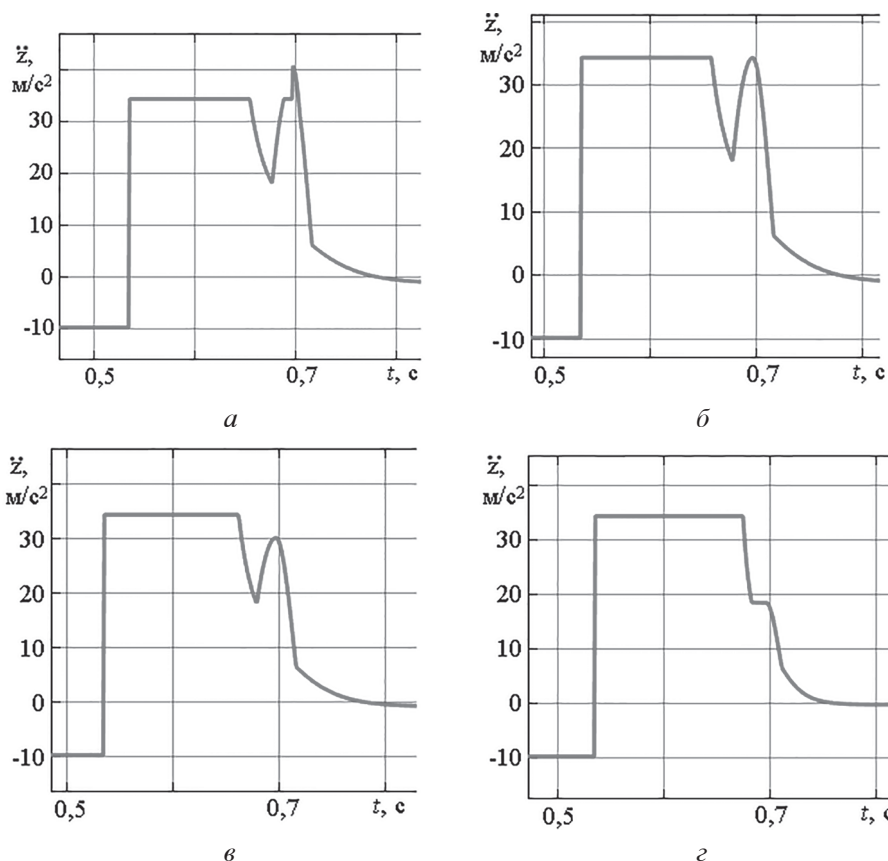


Рис. 8. Запись ускорений, передаваемых на поддрессированный корпус, для различных коэффициентов μ :

t – время моделирования; $\ddot{z}$ – передаваемые ускорения, m/s^2 ; а – $\mu = 5 \cdot 10^4 \text{ Нс}^2/\text{м}^2$;
б – $\mu = 6 \cdot 10^4 \text{ Нс}^2/\text{м}^2$; в – $\mu = 8 \cdot 10^4 \text{ Нс}^2/\text{м}^2$; г – $\mu = 3 \cdot 10^5 \text{ Нс}^2/\text{м}^2$

ление трамплина высотой 1,54 м сопровождается ускорениями не более 4g (рис. 9).

Применение разработанной математической модели ПГР позволяет сделать вывод о росте тепловой нагруженности подвески с управляемым демпфером не более чем на 10 % и о возможности ее существенного снижения путем установки системы принудительного охлаждения. Для обеспечения рабочей температуры не выше 120 °С (рис. 10) достаточ-

но применение теплообменника с площадью, вчетверо большей суммарной площади поверхности ПГР. Скорость обдува при этом не превышает 10 м/с.

Исследования в данном направлении на кафедре «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ имени Н.Э. Баумана в настоящее время продолжаются, в том числе, с ведущими в России предприятиями, такими как ПАО «КАМАЗ», ОАО «766 УПТК» и др.

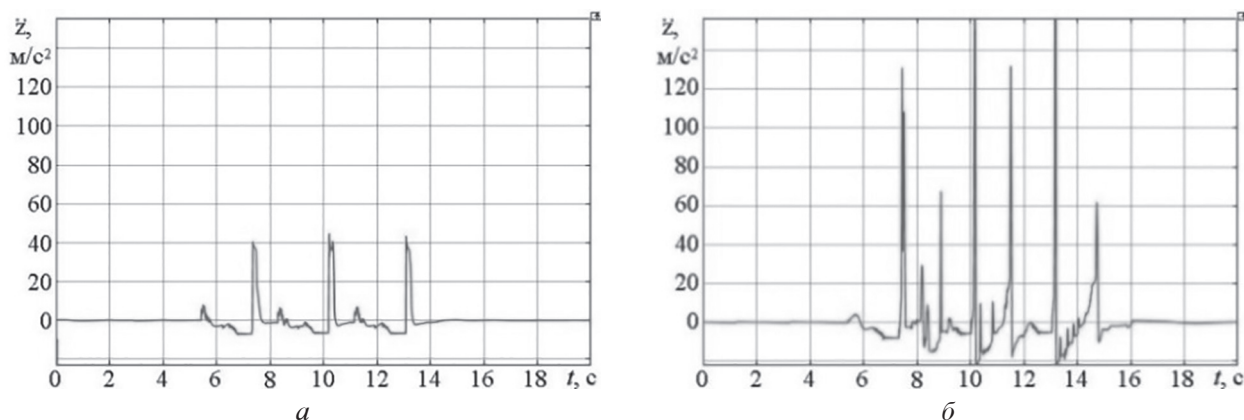


Рис. 9. Запись воспринимаемых ускорений для БГМ ($V = 16 \text{ м/с}$):

а – пассивно-управляемая СП; б – традиционная СП; $\ddot{z}$ – вертикальные ускорения; t – время моделирования

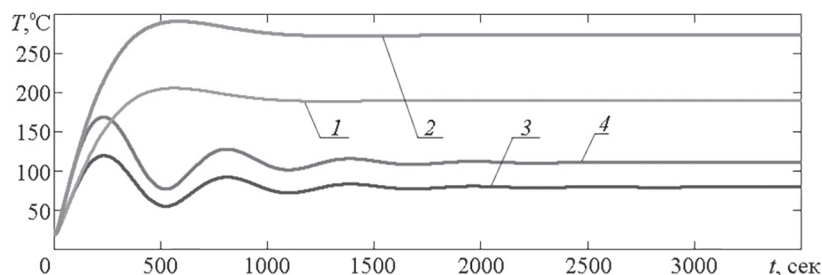


Рис. 10. Иллюстрация средней теплонагруженности ПГР:

1, 2 – без системы охлаждения; 3, 4 – с системой охлаждения; 1, 3 – ГМ массой 48 т; 2, 4 – ГМ массой 25 т

Выводы

Разработанные ММ ПГР позволяют исследовать динамику ее работы как на стенде, так и в составе СП БГМ. Установлена высокая адекватность ММ: погрешность определения основных параметров не превышает 10 % при стендовых и 19 % – при натурных испытаниях.

Методы определения упругих и демпфирующих характеристик ПГСР позволяют обеспечить коэффициент качества СП, близкий к единице, для БГМ с удельной мощностью до 30 л.с./т, при этом число пробоев снижается на 50–80 % в сравнении с традиционной СП, а теплонагруженность растет незначительно (до 10 %). Показано, что данные характеристики являются оптимальными для движения БГМ с «вылетами–прыжками». Разработанная методика оценки тепловой нагруженности позволяет оценить работоспособность ПГР по показателям температурных полей и обосновать необходимость введения системы принудительного охлаждения на этапе проектирования, а также выбирать основные ее параметры: погрешность определения температуры ПГР не превышает 10 %.

Литература

1. Танки основы теории и расчета / Под ред. М.К. Кристи. М.: изд. Военной академии механизации и моторизации РККА, 1937. 437 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
3. Забавников Н.А., Коровайцев А.В., Коровайцева Н.С. Неустойчивые и субгармонические колебания транспортных гусеничных машин. Учебное пособие. М.: МВТУ, 1987. 48 с.
4. Леонов С.И., Коровайцева Н.С. Нестационарные колебания гусеничных машин. Учебное пособие. М.: МВТУ, 1980. 48 с.
5. Леонов С.И., Хаткин С.В., Наумов В.Н. Выбор оптимальных параметров подвески гусеничных машин с линейной характеристикой. Учебное пособие. М.: МВТУ, 1984. 28 с.
6. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1976. 207 с.
7. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1993. 320 с.
8. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Основы расчета систем поддрессирования гусеничных машин на ЭВМ: Учебное пособие по курсу «Теория ходовых систем гусеничных машин». М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 52 с.
9. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин. Учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 80 с.
10. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. Учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 40 с.
11. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
12. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методы исследования систем поддрессирования транспортных машин // Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2012. Выпуск 5. Режим доступа: <http://technomag.neicon.ru/doc/376246.html>.
13. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методика аналитического подбора конструктивных параметров пневмогидравлических рессор // Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2014. Выпуск 11. Режим доступа: <http://technomag.neicon.ru/doc/733738.html>.

14. Ципилев А.А. Исследование теплонагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных транспортных машин // Труды НАМИ: Сборник научных статей. ПИ № ФС77-21162. 2015. Выпуск 261. С. 152–172.
15. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Исследование внутренней динамики пневмогидравлических устройств // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. ПИ № ФС77-49142. 2017. Выпуск 2. С. 19–29.
16. Сарач Е.Б., Наказной О.А., Ципилев А.А. Исследование тепловой нагруженности пневмогидравлической рессоры гусеничной машины легкой весовой категории // Инженерный журнал: наука и инновации, 2016. Вып. 11. DOI: 10.18698/2308-6033-2016-11-1565
17. Сарач Е.Б., Ципилев А.А., Наказной О.А. Оценка тепловой нагруженности элементов системы поддрессирования гусеничной машины // Инженерный журнал: наука и инновации, 2016. Вып. 12. DOI: 10.18698/2308-6033-2016-12-1563
18. Ципилев А.А., Васильев А.Б., Кибизов Д.Г. Метод выбора демпфирующей характеристики системы поддрессирования гусеничной машины // Инженерный журнал: наука и инновации, 2017. Вып. 6. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-6-1625
19. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 223 с.
20. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчета пневмогидравлических систем поддрессирования. Конспект лекций. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 112 с.
21. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: Дисс. ... доктора техн. наук. М.: МГТУ, 2000. 265 с.
22. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 10. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>
23. Военные гусеничные машины. Учебник, в 4-х т. Т. 1, кн. 2. Устройство. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. 336 с.
24. Никитин А.О., Сергеев Л.В. Теория танка. М.: ВА БТВ, 1962. 585 с.
25. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2003. 150 с.
26. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 1999. 154 с.
27. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.] М.: Машиностроение, 1982. 423 с. 2-е изд., перераб.
28. Idelchik, I.E., Handbook of Hydraulic Resistance, CRC Begell House, 1994.
29. Рабинович Б.А. Безопасность человека при ускорениях (Биомеханический анализ). М.: 2007. 208 с.

References

1. *Tanki osnovy teorii i rascheta* [Tanks, the basic theory and calculation]. Pod red. M.K. Kristi. Moscow: izd. Voennoj akademii mekhanizacii i motorizacii RKKA, 1937. 437 p.
2. Zhabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin* [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p.
3. Zhabavnikov N.A., Korovajcev A.V., Korovajceva N.S. *Neustanovivshiesya i subgarmonicheskie kolebaniya transportnyh gusenichnyh mashin* [Unsteady and subharmonic vibrations of tracked transport vehicles]: Uchebnoe posobie. Moscow: MVTU Publ., 1987. 48 p.
4. Leonov S.I., Korovajceva N.S. *Nestacionarnye kolebaniya gusenichnyh mashin* [Unstationary oscillations of tracked vehicles]: Uchebnoe posobie. Moscow: MVTU Publ., 1980. 48 p.
5. Leonov S.I., Hatkin S.V., Naumov V.N. *Vybor optimal'nyh parametrov podveski gusenichnyh mashin s linejnoj harakteristikoj* [Selection of optimal suspension parameters for tracked vehicles with linear characteristics]: Uchebnoe posobie. Moscow: MVTU Publ., 1984. 28 p.
6. Dmitriev A.A., CHobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelinejnyh sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin* [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p.
7. Savochkin V.A., Dmitriev A.A. *Statisticheskaya dinamika transportnyh i tyagovyh gusenichnyh mashin* [Statistical dynamics of transport and traction tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 320 p.

8. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. *Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin na EVM* [Fundamentals of the calculation of the crawler track suspension systems on a computer]: Uchebnoe posobie po kursu «Teoriya hodovyh sistem gusenichnyh mashin». Moscow: MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002. 52 p.
9. Kotiev G.O., Smirnov A.A., SHilkin V.P. *Issledovanie rabochnykh processov v pnevmogidravlicheskikh ustroystvakh sistem podressorivaniya gusenichnyh mashin* [Research of working processes in pneumatic-hydraulic devices of tracked vehicles suspension]: Ucheb. posobie. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2001. 80 p.
10. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Sarach E.B. *Konstrukciya i raschet podvesok bystrohodnyh gusenichnyh mashin* [Design and calculation of high-speed tracked vehicle suspension]: Ucheb. posobie. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2007. 40 p.
11. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin* [Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow. MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2010. 184 p.
12. Sarach E.B., Cipilev A.A. Research methods for transport vehicles suspensions. *Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie»*. EL No FS77-48211. 2012. Vypusk 5. Rezhim dostupa: <http://technomag.neicon.ru/doc/376246.html>. (in Russ.)
13. Sarach E.B., Cipilev A.A. Methods of analytical selection of design parameters of pneumohydraulic springs. *Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie»*. EL No FS77-48211. 2014. Vypusk 11. Rezhim dostupa: <http://technomag.neicon.ru/doc/733738.html>. (in Russ.)
14. Cipilev A.A. Investigation of the thermal load of the pneumatic-hydraulic devices of the suspension systems of high-speed transport vehicles. *Trudy NAMI: Sbornik nauchnykh statej*. PI No FS77-21162. 2015. Vypusk 261, pp. 152–172 (in Russ.).
15. Sarach E.B., Cipilev A.A. Study of the internal dynamics of pneumatic-hydraulic devices. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie*. PI No FS77-49142. 2017. Vypusk 2, pp. 19–29 (in Russ.).
16. Sarach E.B., Nakaznoj O.A., Cipilev A.A. Study of the thermal loading of the pneumohydraulic spring of a tracked vehicle of light weight category. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii*, 2016, vyp. 11 (in Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2016-11-1565
17. Sarach E.B., Cipilev A.A., Nakaznoj O.A. Evaluation of the thermal load on the elements of the crawler suspension system. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii*, 2016, vyp. 12 (in Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2016-12-1563
18. Cipilev A.A., Vasil'ev A.B., Kibizov D.G. The method of selecting the damping characteristics of the tracked vehicle suspension system. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii*, 2017, vyp. 6 (in Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2017-6-1625
19. Cipilev A.A. *Metody opredeleniya raschetnykh harakteristik i ocenki teplovoj nagruzhennosti pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrohodnyh gusenichnyh mashin na etape proektirovaniya*: Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Methods for determining the design characteristics and thermal load assessment of pneumatic-hydraulic devices of suspension systems of high-speed tracked vehicles at the design stage: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGTU im. N. E. Bauman Publ., 2017. 223 p.
20. Sarach E.B., Cipilev A.A. *Osnovy rascheta pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya: konspekt lekcij* [The basics of calculating pneumohydraulic suspension systems: lecture notes]. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2017. 112 p.
21. Kotiev G.O. *Prognozirovanie ekspluatacionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnyh mashin*: Diss. ... doktora tekhn. nauk [Prediction of operational properties of the suspension systems of military tracked vehicles: Dissertation for Degree of Dr. (Engineering)]. Moscow: MGTU Publ., 2000. 265 p.
22. Sarach E.B., Kotiev G.O., Smirnov I.A. Prospects for the development of the suspension system of high-speed tracked vehicles. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii*, 2013, vyp. 10 (in Russ.). Rezhim dostupa: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>
23. *Voennye gusenichnye mashiny* [Military tracked vehicles]: Uchebnik, v 4-h t. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 1990. 336 p. Vol. 1, kn. 2. Ustrojstvo.
24. Nikitin A.O., Sergeev L.V. *Teoriya tanka* [Tank theory]. Moscow: VA BTV Publ., 1962. 585 p.
25. Sarach E.B. *Metod vybora harakteristik sistemy podressorivaniya s necelym chislom stepeney svobody dlya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny*: Dis. ... kand. tekhn. nauk [The method of selecting the characteristics of the suspension system with a

- non-integral number of degrees of freedom for high-speed tracked vehicles: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGTU Publ., 2003. 150 p.
26. Smirnov A.A. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskih ustrojstv sistem podressorivaniya transportnyh sredstv*: Diss. ... kand. tekhn. nauk [Mathematical modeling of pneumo-hydraulic devices of vehicle suspension systems: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow: MGTU Publ., 1999. 154 s.
27. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Uchebnik dlya mashinostroitel'nyh vuzov. T.M. Bashta [i dr.] Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p. 2-e izd., pererab.
28. Idelchik, I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, CRC Begell House, 1994.
29. Rabinovich B.A. *Bezopasnost' cheloveka pri uskoreniiyah (Biomekhanicheskij analiz)* [Human safety during accelerations (Biomechanical analysis)]. Moscow: 2007. 208 p.

DESIGN OF PNEUMOHYDRAULIC SUSPENSION SYSTEMS FOR PROMISING MILITARY TRACKED AND WHEELED VEHICLES

DSc in Engineering **E.B. Sarach**¹, PhD in Engineering **A.A. Cipilev**¹, **A.A. Lychagov**²

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Public Joint-Stock Company «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia
alexts@bmstu.ru

The need to be one step ahead of the modern experience gained by enterprises is one of the key factors for the dynamic development of any scientific field. Scientific research in each of the areas of human activity is the driving force that stimulates the development of technology. This article discusses aspects of scientific and engineering activities in designing of advanced suspension systems at the Department of Multi-purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots at Bauman Moscow State Technical University. The article highlights the topics of research and development, in which the department was directly involved, applying their experience in designing and developing pneumatic-hydraulic suspension systems. In the main part of the article, there were presented the methods that allow for energy-armed machines moving in conditions with frequent jumps, to determine the characteristics of pneumatic-hydraulic suspension systems with controlled damping, to estimate by means of imitational mathematical modeling the thermal load of the dampers. These methods allow to calculate the characteristics of the elastic element, select and obtain characteristics of the damping element, which ensure the movement of the tracked vehicle in the mode of overcoming the springboard from the course without suspension breakdowns and exceeding the allowable one-time accelerations. In addition, the article presents a method for estimating the thermal load of the pneumatic-hydraulic suspension system, which takes into account transients when entering the stationary thermal regime. The article presents the corresponding mathematical model of a pneumo-hydraulic spring, which includes a model for calculating thermal load using the Schmidt finite-difference method. It is shown that this method allows to estimate the thermal load with high accuracy. The analytical dependencies and methods presented in the article are a systematization of the most promising research results, which are reflected in modern R&D, carried out with the participation of the Department.

Keywords: high-speed tracked vehicles, tracked vehicles, suspension, suspension system, pneumo-hydraulic springs, pneumo-hydraulic suspension system; hydropneumatic springs; advanced suspension systems.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА В СИСТЕМЕ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

К.Т.Н. Чичекин И.В., Максимов Р.О.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
hiv2@mail.ru

Исследование посвящено анализу работы автомобильного межколесного дифференциала в системе расчета динамики твердых тел. Модель разработана в приложении RecurDyn Student Version, являющейся ограниченной версией приложения RecurDyn Professional (MBD). Цель работы – разработка модели дифференциала и подтверждение адекватности ее работы, для возможности последующего ее использования при моделировании всей трансмиссии автомобиля в системе расчета динамики твердых тел. В работе создана и подробно описана модель автомобильного симметричного дифференциала для последующего анализа кинематики и динамики его работы. Создан и описан виртуальный стенд, имитирующий работу главной передачи и дифференциала в системе расчета динамики твердых тел, эквивалентный работе автомобильного межколесного дифференциала. Приведено описание виртуального стенда, разработан список нагрузочных режимов, эквивалентных различным условиям движения реального автомобиля. Для каждого нагрузочного режима выполнено моделирование работы межколесного дифференциала и определены основные кинематические и динамические параметры его работы – угловые скорости вращения звеньев системы и крутящие моменты на первичном валу главной передачи, корпусе дифференциала и полуосевых шестернях. Приведенные в работе результаты расчета сравнивались с результатами, полученными при выполнении аналитических расчетов по известным зависимостям. Доказана адекватность работы модели межколесного симметричного дифференциала. Проведенная работа показала работоспособность и возможность использования разработанной модели главной передачи и дифференциала для моделирования всей трансмиссии и последующего применения для расчета динамики автомобиля.

Ключевые слова: симметричный автомобильный дифференциал, главная передача, блокировка дифференциала, динамика твердых тел, кинематическая схема, RecurDyn.

Введение

В настоящее время проектирование узлов и агрегатов трансмиссии автомобиля представляет собой комплексную инженерную задачу. Для определения схем приводов и конструкции трансмиссии производится оценка условий эксплуатации транспортного средства, рассматриваются варианты их рационального использования и компоновки в зависимости от функционального назначения автомобиля [2]. Существуют две общеизвестные схемы привода к ведущим колесам: дифференциальная и блокированная. Первая схема имеет преимущество при движении по усовершенствованным дорогам, вторая – по бездорожью [3].

Распределительным механизмом трансмиссии автомобиля является дифференциал. Он непрерывно передает крутящий момент от двигателя к ведущим колесам автомобиля, обеспе-

чивая возможность их вращения с разной угловой скоростью. При движении в поворотах и по неровностям колеса автомобиля двигаются с разными радиусами поворота R проходят разные пути (рис. 1). Если связь между колесами жесткая, угловые скорости ω всех колес равны, то это приводит к большим нагрузкам на трансмиссию, повышенному износу шин и ухудшению управляемости транспортного средства [2]. Как известно, для обеспечения движения ведущих колес с разными угловыми скоростями необходима дифференциальная связь между ведущими колесами (осями). Многообразие конструкций и принципов работы различных видов дифференциалов рассмотрены в работах [2, 3, 4] и др.

Проектирование деталей, узлов и агрегатов транспортных средств, и, в частности, дифференциалов, проводится с широким использованием компьютерного моделирования и рас-

четов. В данной работе для моделирования и расчетов используется компьютерное приложение RecurDyn Student Version [1, 5].

Цель работы

Разработка универсальной модели дифференциала и подтверждение адекватности ее работы для последующего ее использования при моделировании всей трансмиссии автомобиля в системе расчета динамики твердых тел.

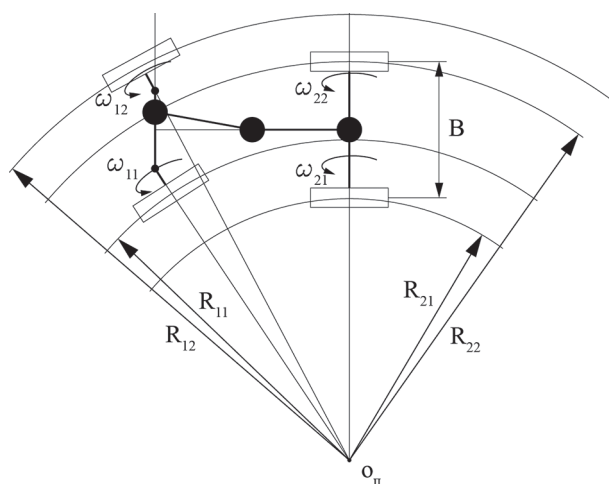


Рис. 1. Кинематическая схема движения автомобиля 4x4 по криволинейной траектории

Описание модели

Для моделирования работы автомобильного симметричного дифференциала разработана математическая твердотельная динамическая модель, общий вид которой представлен на рис. 2.

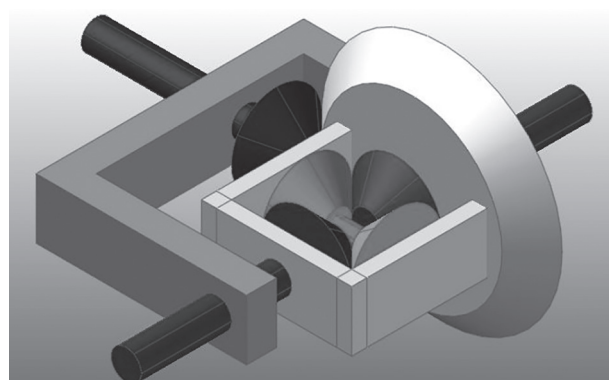


Рис. 2. Модель симметричного дифференциала

Модель созданного виртуального стенда включает в себя (рис. 3): корпус редуктора 1 (неподвижное звено), ведущую шестерню главной передачи 2, ведомое колесо главной переда-

чи 3, корпус дифференциала 4, ось сателлитов 5, сателлиты дифференциала 6, полуосевые шестерни 7 и полуоси 8. Конструкция созданной модели аналогична общеизвестной конструкции симметричного дифференциала [2].

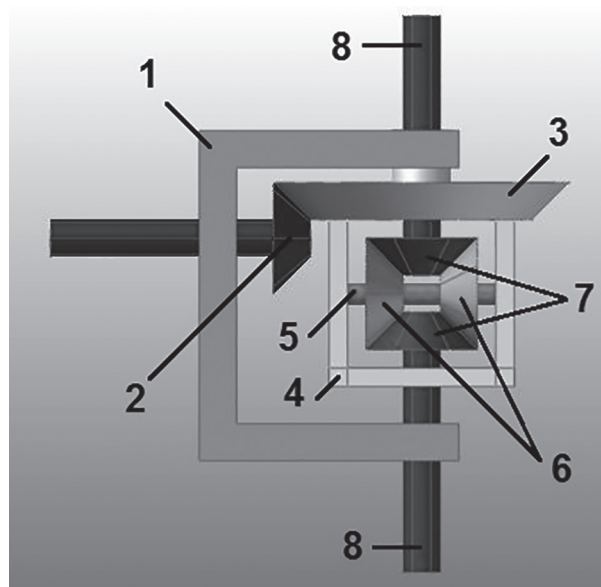


Рис. 3. Структурная модель дифференциала, описание звеньев модели

Все звенья модели соединены между собой шарнирами, размещение которых показано на рис. 4. Корпус редуктора неподвижный. Ведущий вал, корпус дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни связаны шарнирами вращения 3 – Revolute [1, 5] (рис. 4). Зубчатые зацепления главной передачи 4 и зацепления между сателлитами и полуосевыми шестернями 5 выполнены с помощью шарнира «зубчатое зацепление» – Gear. Ведущий вал приводился в движение заданием кинематической скорости в шарнире 1 (рис. 4).

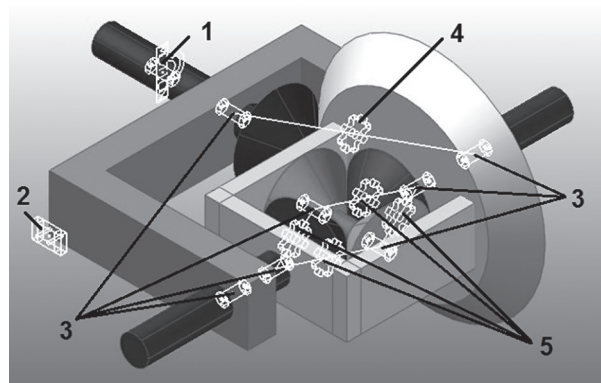


Рис. 4. Структурная модель дифференциала, описание шарниров модели

Моделирование блокировки дифференциала производится с помощью силовой связи – пружины кручения – Rotational Spring [5] – с большой угловой жесткостью, обеспечивающей синхронное вращение левой полуоси и корпуса дифференциала. Моменты сопротивления вращения полуосей моделируются шарниром типа Bushing [5] с заданием вязкого трения, пропорционального коэффициенту сцепления колеса с опорной поверхностью.

Для анализа работы модели были приняты следующие допущения:

- вращение входного звена задается по кинематическому закону;
- угловая скорость входного звена постоянна и равна $\omega = 15,75$ рад/с (150 об/мин);
- передаточное отношение главной передачи постоянно и равно $u = 3,5$;
- передаточное число полуосевой шестерни и сателлита равно 1;
- все звенья механизма – абсолютно твердые тела;
- трение в шарнирах и зубчатых передачах отсутствует;
- сопротивление на полуосях задается с помощью моментов от вязкого трения.

Расчетные формулы для оценки работы дифференциала

Для доказательства адекватности работы модели главной передачи и дифференциала необходимо показать, что полученные в результате расчета параметры соответствуют общезвестным расчетным формулам работы автомобильного дифференциала [3].

Соотношение для угловых скоростей:

$$\omega_{\text{л}} + \omega_{\text{п}} = 2\omega_{\text{к}},$$

где $\omega_{\text{л}}$, $\omega_{\text{п}}$, $\omega_{\text{к}}$ – угловые скорости вращения левой и правой полуосей и корпуса дифференциала соответственно.

Соотношение для крутящих моментов:

$$M_{\text{л}} + M_{\text{п}} = M_{\text{к}},$$

где $M_{\text{л}}$, $M_{\text{п}}$, $M_{\text{к}}$ – крутящие моменты на левой и правой полуосях и корпусе дифференциала соответственно.

Соотношение для мощностей:

$$N_{\text{л}} + N_{\text{п}} = N_{\text{к}} - N_{\text{о}}$$

или после подстановки

$$M_{\text{л}} \cdot \omega_{\text{л}} + M_{\text{п}} = M_{\text{к}} \cdot \omega_{\text{к}} + N_{\text{о}},$$

где $N_{\text{л}}$, $N_{\text{п}}$, $N_{\text{к}}$ – мощность на левой и правой полуосях и корпусе дифференциала соответственно, а $N_{\text{о}}$ – мощность механических потерь.

Анализ работы модели

Для анализа работы смоделированы 6 расчетных случаев движения колесной машины:

- 1) движение по опорной поверхности с одинаковым сцеплением – дифференциал свободный;
- 2) движение по опорной поверхности с разным сцеплением – дифференциал свободный;
- 3) вывешивание одного колеса – дифференциал свободный;
- 4) движение по опорной поверхности с одинаковым сцеплением – дифференциал заблокирован;
- 5) движение по опорной поверхности с разным сцеплением – дифференциал заблокирован;
- 6) вывешивание одного колеса – дифференциал заблокирован.

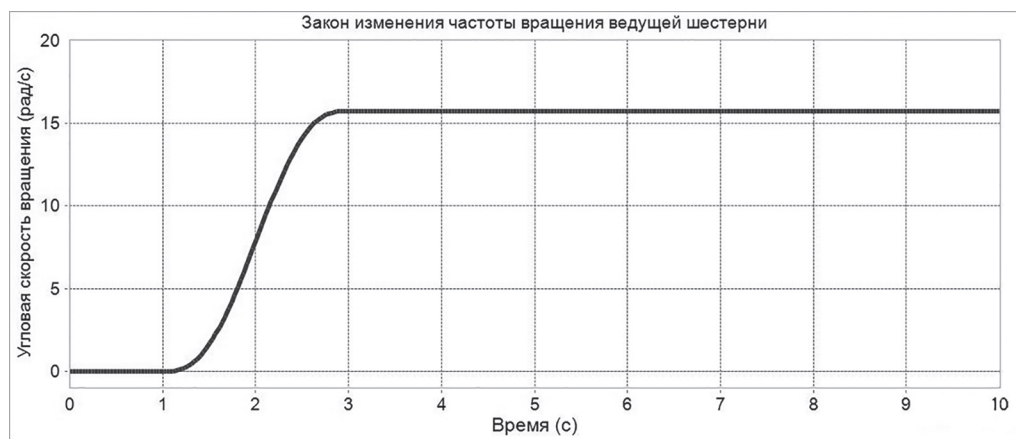


Рис. 5. Закон изменения частоты вращения ведущей шестерни

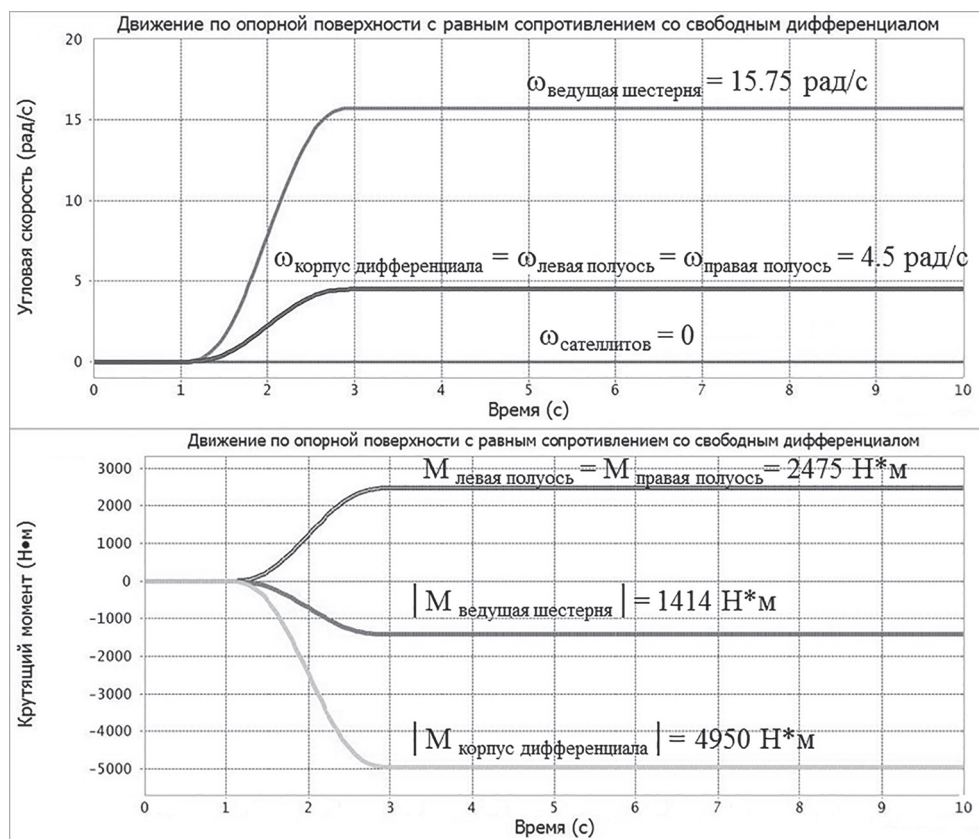


Рис. 6. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при движении по опорной поверхности с одинаковым сопротивлением со свободным дифференциалом

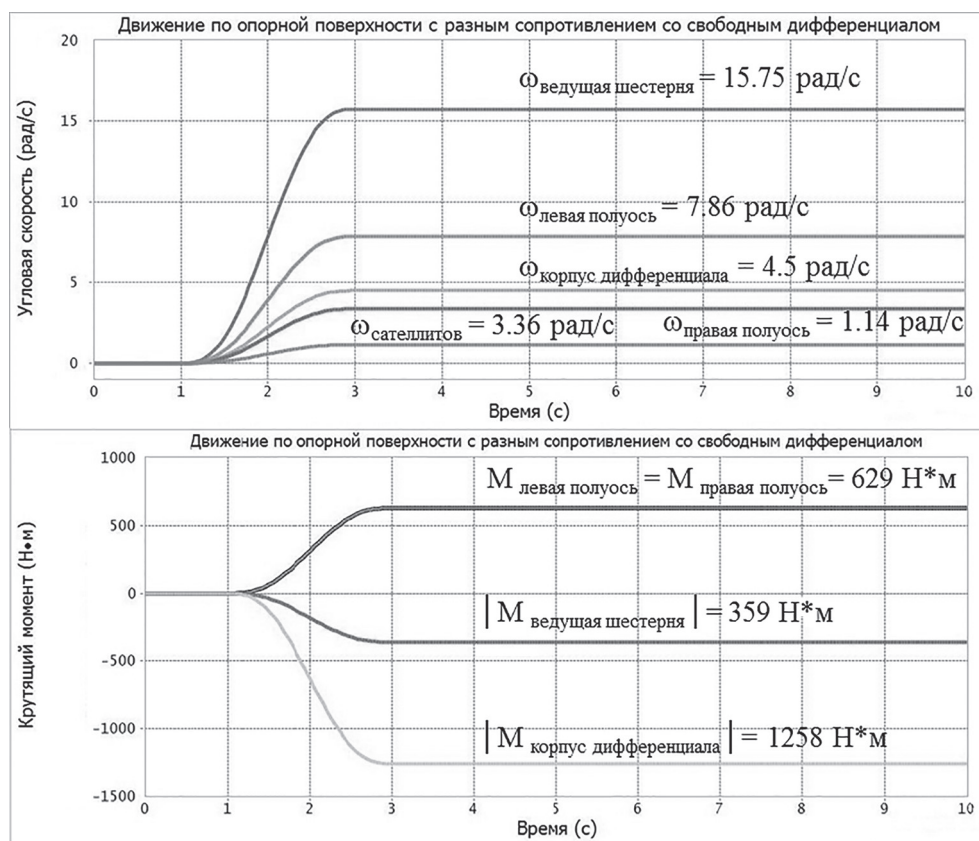


Рис. 7. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при движении по опорной поверхности с разным сопротивлением со свободным дифференциалом

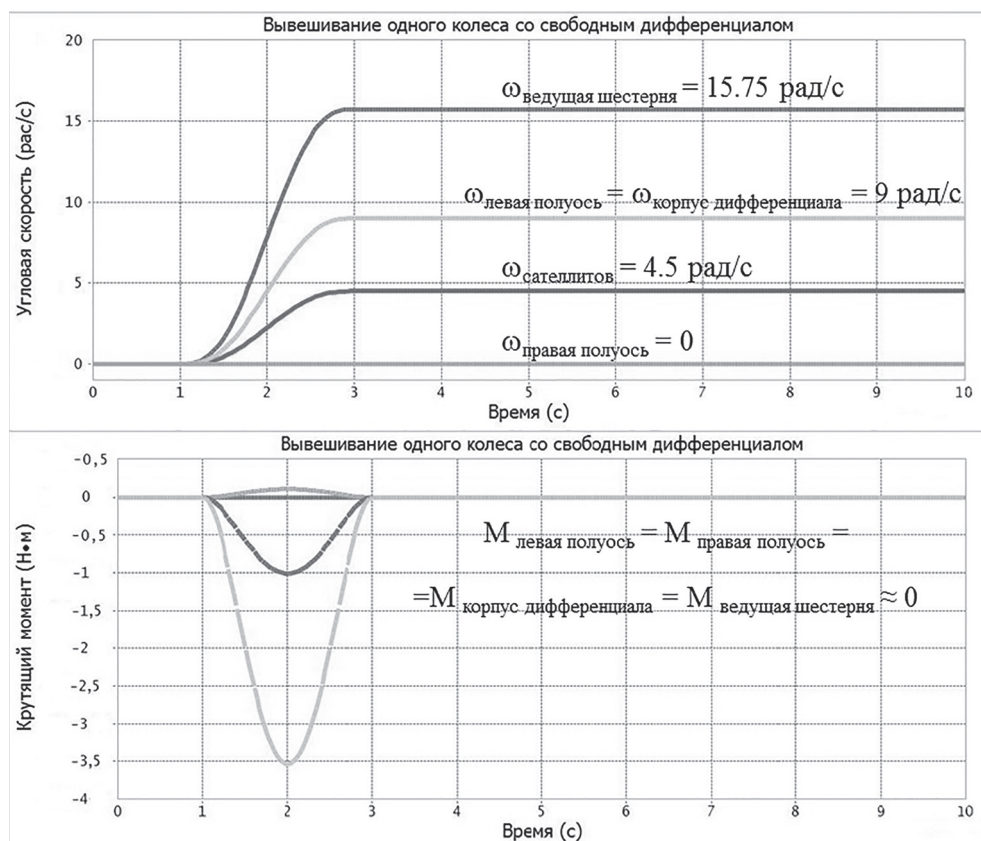


Рис. 8. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при вывешивании одного из колес ведущей оси транспортного средства со свободным дифференциалом

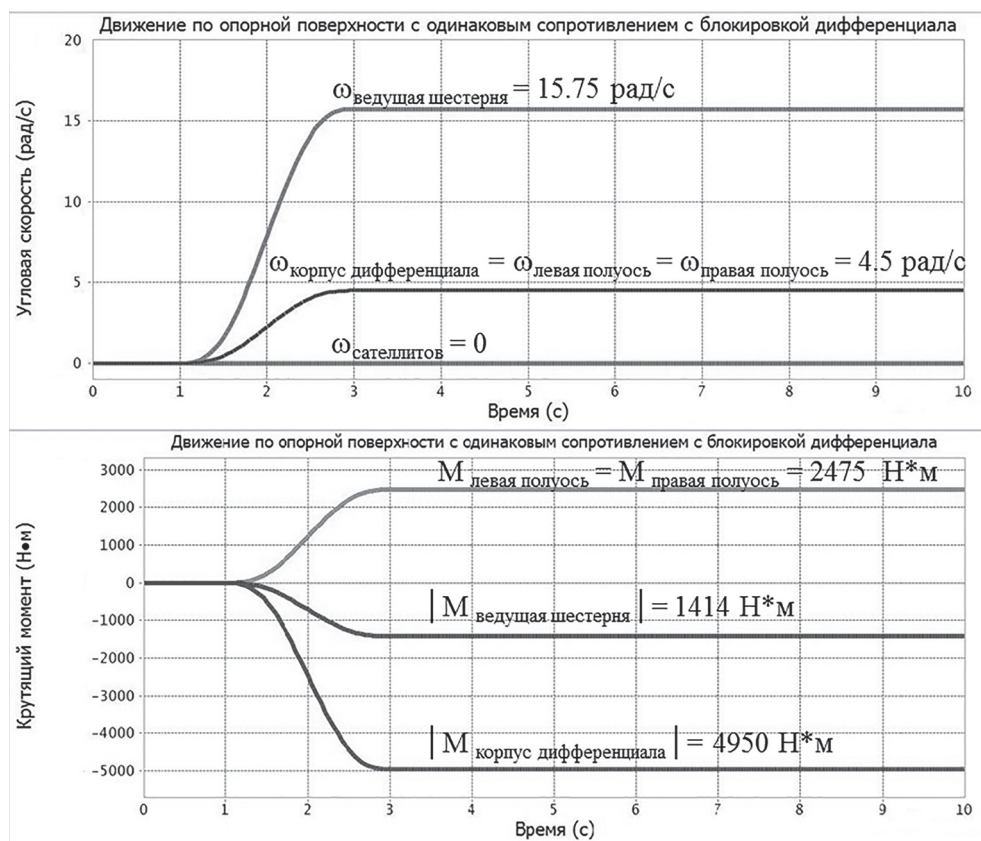


Рис. 9. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при движении по опорной поверхности с одинаковым сопротивлением с применением блокировки дифференциала

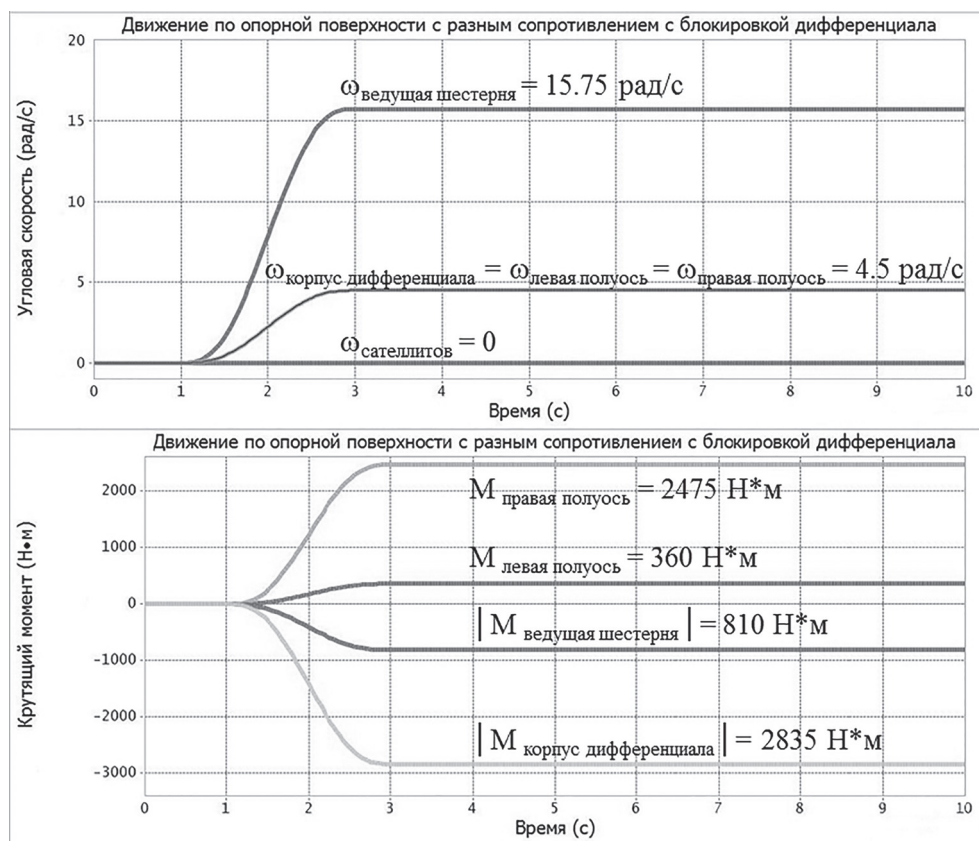


Рис. 10. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при движении по опорной поверхности с разным сопротивлением с применением блокировки дифференциала

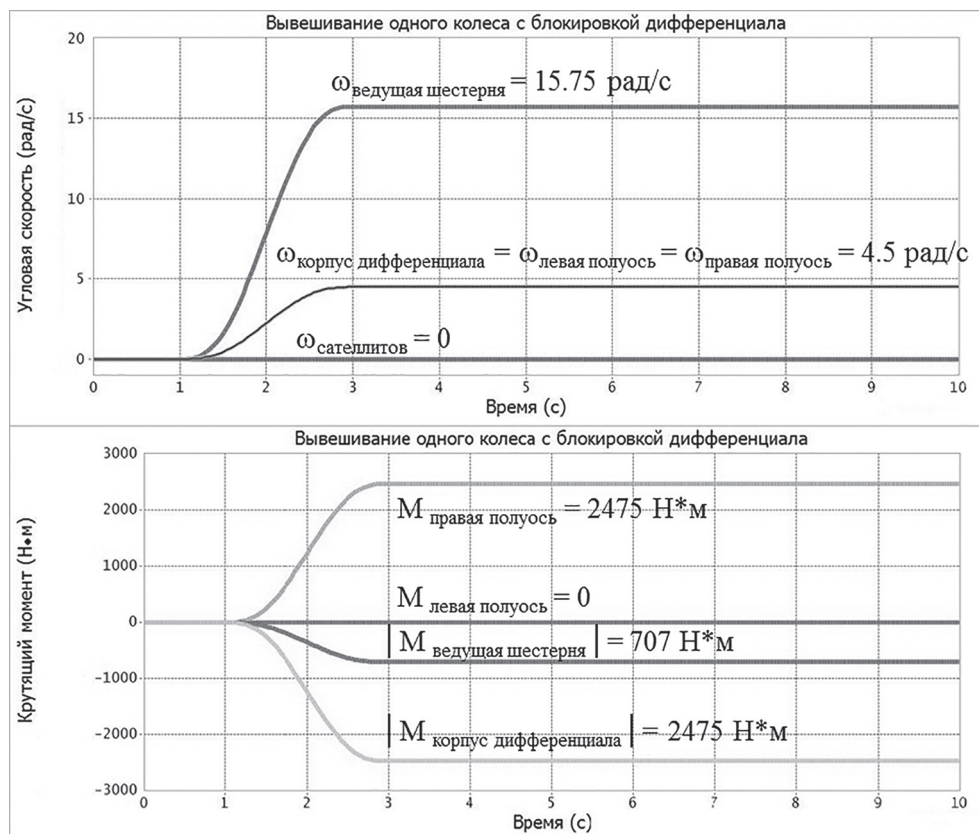


Рис. 11. Распределение угловых скоростей и крутящих моментов при вывешивании одного из колес ведущей оси транспортного средства с применением блокировки дифференциала

При численном эксперименте входным независимым параметром является изменение частоты вращения ведущей шестерни по кинематическому закону:

$$\omega(t) = -15,75 \cdot \text{step5}(\text{time}, 1, 0, 3, 1).$$

Угловая скорость входного звена постоянна и равна $\omega = 15,75$ рад/с (150 об/мин). График изменения угловой скорости ведущей шестерни представлен на рис. 5.

Результаты расчетов приведены на графиках, представленных на рис. 6–11, и сведены в таблицу.

Выводы

При помощи виртуального стенда рассмотрена универсальная модель дифференциала, позволяющая исследовать работу как простых симметричных дифференциалов, так и дифференциалов с принудительной блокировкой.

По результатам проведенной работы установлено, что работа созданной математической модели симметричного автомобильного дифференциала адекватна. Полученные значения угловых скоростей и крутящих моментов совпадают с расчетными значениями, полученными по известным аналитическим зависимостям.

Разработанную модель дифференциала можно применять при моделировании трансмиссии для расчета динамики колесных машин. Также целесообразно рассматривать не только свободный и заблокированный дифференциалы, но и дополнить модель и разработать модель дифференциала с внутренним трением.

Литература

1. <https://functionbay.com/en/downloads/recurdyn-student-version> (дата обращения 25.03.2019 года).
2. Вольская Н.С., Ширяева Е.Ю., Чудаков О.И. Конструкции приводов и распределительных

механизмов современных автомобилей. Учебно-методическое пособие для студентов ВУЗов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». Федеральное агентство по образованию, Московский гос. индустриальный ун-т. Москва: Изд. МГИУ, 2010. 32 с.

3. Андреев Ф.А., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. Под общ. ред. А.Х. Лефарова. М.: Машиностроение, 1987. 176 с.
4. H. Naunheimer et al., Automotive Transmissions, 2nd ed., DOI 10.1007/978-3-642-16214-5, © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011.
5. Flexible MultiBody Dynamics CAE Simulation: [Электронный ресурс]. FunctionBay GmbH. 2003-2019. URL: <https://www.functionbay.org> (Дата обращения: 15.03.2018).
6. Проектирование полноприводных колесных машин. Учебник для ВУЗов: П79 В 3 т. Т.1 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полуняна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.

References

1. <https://functionbay.com/en/downloads/recurdyn-student-version> (data obrashcheniya 25.03.2019 goda)
2. Vol'skaya N.S., SHiryayeva E.YU., CHudakov O.I. *Konstrukcii privodov i raspredelitel'nyh mekhanizmov sovremennyh avtomobilej* [Designs of drives and distribution mechanisms of modern automobiles]. Uchebno-metodicheskoe posobie dlya studentov VUZov, obuchayushchihsya po special'nosti «Avtomobile- i traktorostroenie». Federal'noe agentstvo po obrazovaniyu, Moskovskij gos. industrial'nyj un-t. Moscow: Izd. MGIU Publ., 2010. 32 p.
3. Andreev F.A., Vancevich V.V., Lefarov A.H. *Differencialy kolesnyh mashin* [Differentials of wheeled vehicles]. Pod obshch. red. A.H. Lefarova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 176 p.

Таблица

Результаты расчетов

Номер расчетного режима	$\omega_{\text{левая полуось}}$ рад/с	$\omega_{\text{правая полуось}}$ рад/с	$\omega_{\text{корпус диф}}$ рад/с	$\omega_{\text{сателлита}}$ рад/с	$M_{\text{левой полуоси}}$ Н·м	$M_{\text{правой полуоси}}$ Н·м	$M_{\text{корпус диф}}$ Н·м
1	4,5	4,5	4,5	0	2475	2475	4950
2	7,86	1,14	4,5	3,36	629	629	1258
3	9	0	4,5	4,5	0	0	0
4	4,5	4,5	4,5	0	2475	2475	4950
5	4,5	4,5	4,5	0	360	2475	2835
6	4,5	4,5	4,5	0	0	2475	2475

4. H. Naunheimer et al., Automotive Transmissions, 2nd ed., DOI 10.1007/978-3-642-16214-5, © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011
5. Flexible MultiBody Dynamics CAE Simulation: [Elektronnyj resurs]. FunctionBay GmbH. 2003-2019. URL: <https://www.functionbay.org> (Data obrashcheniya: 15.03.2018).
6. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. i dr. *Proektirovanie polnoprivodnyh kolesnyh mashin* [Designing of all-wheel drive vehicles]: Uchebnik dlya VUZov: P79 V 3 t. Vol. 1. Pod red. A.A. Polungyana. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2008. 496 p.

MODELING THE WORK OF THE AUTOMOTIVE DIFFERENTIAL IN THE SYSTEM FOR CALCULATING THE DYNAMICS OF SOLIDS

PhD in Engineering **I.V. Chichekin, R.O. Maksimov**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
hiv2@mail.ru

The paper is devoted to the analysis of the work of the automobile cross-axle differential in the system for calculating the dynamics of solids. The model was developed in the RecurDyn Student Version application, which is a limited version of the RecurDyn Professional (MBD) application. The aim of the work is to develop a model of the differential and confirm the adequacy of its work, for the possibility of its subsequent use in modeling the entire vehicle transmission in the system for calculating the dynamics of solid bodies. The model of automobile symmetric differential for the subsequent analysis of kinematics and dynamics of its work is created and described in detail. The methods of modeling locking and open differentials are shown. There was created and described virtual test bench, which imitates the work of the main gear and the differential in the system for calculating the dynamics of solids, equivalent to the work of the automobile cross-axle differential. A description of the virtual test bench, a list of load modes, equivalent to different conditions of movement of a real vehicle are given. For each load mode, the operation of the cross-wheel differential was simulated and the main kinematic and dynamic parameters of its operation were determined. They are angular speeds of rotation of the system elements and torques on the clutch shaft of main gear, housing and differential and half-axle gears. The calculation results presented in the work were compared with the results obtained when performing analytical calculations using known dependencies. The adequacy of the model of the symmetrical differential wheel was proved. The work performed showed the efficiency and the possibility of using the developed model of the main transmission and differential to simulate the entire transmission, and the subsequent application to calculate the dynamics of the automobile.

Keywords: symmetrical automobile differential, final drive, differential lock, solid body dynamics, kinematic scheme, RecurDyn.

СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОНОМНОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

д.т.н. Чернов А.Е.¹, к.т.н. Акимов А.В.²

¹НОЧУ ВО «Экономико-энергетический институт», Москва, Россия

²ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия
eore@mospolytech.ru

В статье рассматриваются основные направления снижения расхода топлива автономной электроэнергетической системы на базе дизельной электростанции (ДЭС). К вновь разрабатываемым автономным электроэнергетическим системам предъявляются следующие требования: высокая надежность, электрическая и пожарная безопасность, низкий уровень шума, автозапуск и работа электростанции на протяжении длительного периода времени, без привлечения к данному процессу человека, низкий уровень расхода топлива, простота в эксплуатации и обслуживании, надежный пуск электростанции в холодное время года. Одним из основных показателей эффективной работы ДЭС является удельный расход топлива на выработку одного кВт·ч электрической энергии. Минимальный расход топлива ДЭС обеспечивается только при номинальной нагрузке. Однако нагрузка ДЭС имеет переменный характер. В связи с этим в статье проведен обзор методов регулирования расхода топлива при изменении нагрузки электростанции. Приведены рекомендации по увеличению эффективности работы ДЭС: применение устройств, которые при изменении нагрузки изменяют скорость вращения первичного двигателя для снижения расхода топлива и применение нескольких ДГУ различной мощности. Предложена микропроцессорная система управления впрыском топлива, которая при изменении нагрузки изменяет скорость вращения дизельного двигателя для снижения расхода топлива при данной величине нагрузки. Микропроцессорный блок управления двигателем (МПБУД) включает в себя микропроцессор, постоянное запоминающее устройство, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), совокупность датчиков и органы управления. Для эффективного управления системой определяются характеристики режимов работы двигателя, которые изменяются с изменением мощности электропотребления. МПБУД отслеживает данные о состоянии дизеля, рассчитывает необходимую потребность топлива и определяет длительность импульсов для подачи топлива форсунками, ряд датчиков.

Ключевые слова: автономная энергосистема, дизельная электрическая станция, расход топлива, регулирование частоты вращения.

Введение

В настоящее время при необходимости использования дополнительных источников электроэнергии повышенной мощности, при трудностях, возникающих с электроснабжением или для использования электростанции в качестве постоянного, бесперебойного источника электроэнергии, в течение длительного времени широкое применение получили дизельные электростанции (ДЭС) [1]. Средний ресурс работы ДЭС составляет около 20 000 моточасов. Практический опыт эксплуатации ДЭС показывает, что затраты на топливо являются определяющими в себестоимости вырабатываемой ими электроэнергии [2]. Поэтому минимизация расхода топлива при эксплуатации ДЭС является важнейшей стратегической задачей, определяющей экономическую эффективность электростанции.

Использование ДЭС обусловлено высоким коэффициентом готовности к работе, быстрой запуском, простотой обслуживания, компактностью и высокой степенью автоматизации [3]. Эффективный КПД дизеля составляет 25–42 %, ресурс до первого капитального ремонта составляет 10 000–20 000 моточасов, удельная масса – 10–50 кг/кВт, а частота вращения в основном 1500 или 1000 об/мин. Они распространены в различных отраслях легкой промышленности, коммунальном и сельском хозяйствах, на военных объектах [4].

К недостаткам ДЭС относятся:

- наличие большого количества трущихся и вращающихся деталей, усложняющих конструкцию и ограничивающих возможность повышения частоты вращения;

- сравнительно высокую стоимость и большой расход топлива, составляющий 200–300 г/(кВт×ч);

- малый (не более 500 ч) межрегламентный ресурс работы;

- наличие токсичных выбросов отработанных газов и высокий уровень шума (85–90 дБ) [5, 6].

К вновь разрабатываемым автономным электроэнергетическим системам предъявляются следующие требования: высокая надежность, электрическая и пожарная безопасность, низкий уровень шума, автозапуск и работа электростанции на протяжении длительного периода времени, без привлечения к данному процессу человека, низкий уровень расхода топлива, простота в эксплуатации и обслуживании, надежный пуск электростанции в холодное время года [7]. Одним из основных показателей эффективной работы ДЭС является удельный расход топлива на выработку одного кВт·ч электрической энергии. Минимальный расход топлива ДЭС обеспечивается только при номинальной нагрузке.

Автономные электроэнергетические системы, используемые для питания распределенной нагрузки, как правило, работают при умеренных и низких коэффициентах использования установленной мощности [3, 8]. То есть при недостаточной загрузке оборудования и переменных, сезонных и суточных графиках энергопотребления, типичных для нашей страны, обусловленными климатическими особенностями.

Цель исследования

Анализ основных направлений снижения потребления расхода топлива автономной электроэнергетической системы на базе дизельной электростанции.

Основная часть

Рассмотрим этот вопрос более подробно. Под электрической нагрузкой понимается мощность, потребляемая электрической установкой в определенный момент времени. Если электрическая нагрузка рассматривается в месте присоединения электропотребителя к электрической сети, то в этом случае речь идет об электрической энергии, потребляемой потребителем как преобразователем ее в другие виды энергии. Когда же рассматривается узел электрической сети, то речь идет об электри-

ческой энергии, передаваемой по ее элементам. Следовательно, в данном случае электрическая нагрузка в каждый момент времени будет определяться мощностью определенного числа включенных потребителей электроэнергии, присоединенных к этому узлу электрической сети. Электрическая нагрузка группы электропотребителей является случайной величиной, как следствие случайной реализации электрифицированных технологических процессов, когда в каждый момент времени количество и мощность включенных в работу потребителей случайны.

Для узлов электрической сети, начиная с 10кВ/0,4 кВ и выше, можно считать, что электрическая нагрузка как случайная величина распределена по нормальному закону распределения вероятностей. Эта гипотеза базируется на центральной предельной теореме теории вероятностей, смысл которой заключается в следующем: если случайная величина является следствием большого количества слагаемых, каждое из которых случайно и слабо влияет на сумму, то нет оснований, отвергать гипотезу о распределении этой случайной величины по нормальному закону распределения вероятностей. И чем больше количество потребителей, тем больше основание не отвергать гипотезу о распределении электрической нагрузки по нормальному закону распределения вероятностей.

При указанном представлении электрической нагрузки как случайного явления, при фиксированном времени она рассматривается в статике. Однако такой подход для решения задач по управлению электроэнергетическими объектами является явно недостаточным. Поэтому зачастую необходимо рассматривать электрическую нагрузку в динамике, когда ее характеристики как случайной величины изменяются во времени. При таком представлении электрическая нагрузка является случайным процессом, и характер ее поведения описывается теорией случайных процессов. Под случайным процессом в данном случае понимают процесс, конкретный вид которого в результате реализации заранее неизвестен. Электрическая нагрузка на практике, как случайный процесс, всегда имеет только одну из множества возможных реализаций, которая является следствием случайного функционирования электрифицированных технологических процессов. Пример графика изменения нагрузки

активной P и реактивной Q мощности нагрузки объекта специального назначения за сутки по записи регистрирующих приборов (1) и по указанию счетчика активной и реактивной энергии приведен на рис. 1.

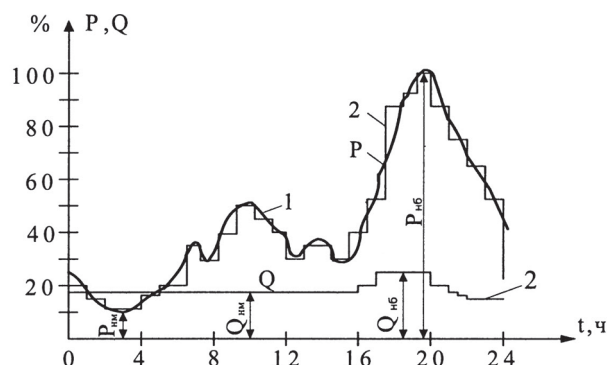


Рис. 1. Пример графика изменения нагрузки активной P и реактивной Q мощности нагрузки объекта специального назначения за сутки по записи регистрирующих приборов (1) и по указанию счетчика активной и реактивной энергии (2)

Режимы работы автономной электроэнергетической установки определяются следующими причинами:

- необходимостью изменять мощность, вырабатываемую ДЭС, если изменилась потребляемая мощность;
- изменением атмосферных условий: давления и особенно температуры атмосферного воздуха, поступающего в дизельный двигатель.

Для дизельного двигателя, как и для любого другого первичного двигателя, основной задачей является обеспечение необходимой мощности, определяемой потребителем, при этом должно быть обеспечено поддержание постоянной частоты вращения электрического генератора для получения стабильной частоты в подавляющем большинстве случаев 50 Гц генерируемого напряжения. Это требование должно быть выполнено при любых атмосферных условиях и допустимых параметрах нагрузки. Наличие переменного графика нагрузки не позволяет эксплуатировать ДЭС в экономически выгодном режиме с минимальным удельным расходом топлива. Необходимо отметить, что одновременно с существенным увеличением удельного расхода топлива при малых нагрузках ДЭС ухудшаются условия эксплуатации первичного двигателя, и сокращается его моторесурс, поэтому для каждого типа первичного двигателя устанавливается

величина минимально допустимой нагрузки. Несмотря на сравнительно небольшую мощность автономных установок по сравнению со стационарными электростанциями генерируемое ими напряжение должно строго укладываться в установленные правилами и нормами пределы, так как в данном случае ДЭС используется как основной источник электроснабжения.

Повышение топливной экономичности ДЭС в настоящее время достигается следующими техническими решениями:

- при изменении нагрузки изменяют скорость вращения первичного двигателя таким образом, чтобы скоростной режим работы двигателя попал в область оптимальных значений минимального расхода топлива при данной величине нагрузки;
- снижение эксплуатационного расхода топлива дизель-генераторной установки (ДГУ);
- применение нескольких ДГУ различной мощности.

Рассмотрим более подробно каждое из технических решений, перечисленных выше.

Применение устройств, которые при изменении нагрузки изменяют скорость вращения первичного двигателя для снижения расхода топлива при данной величине нагрузки

На рис. 2 приведена схема ДГУ с устройством регулирования частоты вращения первичного двигателя.



Рис. 2. Схема ДГУ с устройством регулирования частоты вращения первичного двигателя

Система включает системы автоматического управления: частотой вращения дизельного двигателя и напряжением генератора. Однако схема рис. 2 имеет следующие недостатки:

- дизельный двигатель должен работать при строго постоянной частоте вращения, тре-

буемой для стабилизации частоты выходного напряжения, что вынуждает отказываться от оптимизации режимов его работы, обеспечивающих уменьшение расхода топлива и увеличение срока его службы;

– при быстрых изменениях электрической нагрузки происходит значительное изменение напряжения генератора по величине и частоте, которое не отслеживается системами автоматического управления для обеспечения адекватного воздействия на ДГУ.

Для исключения указанных недостатков необходимо использовать схему с устройством, имеющим собственные каналы регулировки частоты и напряжения, и создать автоматическую систему оптимизации частоты вращения дизельного двигателя по величине расхода топлива. Устройство, имеющим собственные каналы регулировки частоты и напряжения с лучшими динамическими характеристиками, являются полупроводниковые преобразователи частоты.

Создание автоматической системы управления частотой вращения дизельного двигателя, обеспечивающей снижение расхода топлива во всех режимах работы, возможно на основе модернизации существующих микропроцессорных систем управления работой дизельного двигателя. Схема управления подачей топлива с применением микропроцессорного блока представлена на рис. 3.

На рис. 3 представлена система управления впрыском топлива программного типа, осуществляющая управление электромагнитны-

ми форсунками по заранее заданному закону управления или программе. Необходимым элементом таких систем является постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), где хранится информация о необходимом количестве впрыскиваемого топлива в виде кодовых комбинаций, представленных в двоичной системе исчисления (программа включения – выключения форсунок в зависимости от режимов работы двигателя). Микропроцессорный блок управления двигателем (МПБУД) включает в себя микропроцессор, постоянное запоминающее устройство, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), совокупность датчиков и органы управления. Для эффективного управления системой определяются характеристики режимов работы двигателя, которые изменяются с изменением мощности электропотребления. МПБУД отслеживает данные о состоянии дизеля, рассчитывает необходимую потребность топлива и определяет длительность импульсов для подачи топлива форсунками. Для сбора информации о работе дизельного двигателя предусмотрены три типа датчиков. К первому типу относятся: датчик частоты вращения вала дизеля, датчик мощности нагрузки и датчик положения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). Ко второму типу относятся датчики, осуществляющие коррекцию подачи топлива в зависимости от условий работы дизельного двигателя. Они определяют температуру топлива в топливном баке, температуру всасываемого воздуха ТНВД, атмосферное давление. К третьему типу относятся

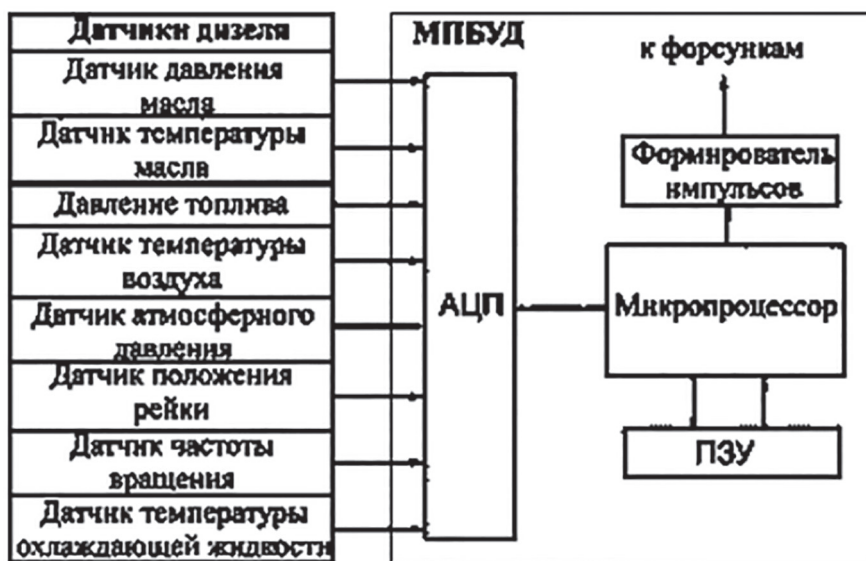


Рис. 3. Схема управления подачей топлива с применением микропроцессорного блока

блок датчиков предупреждения аварийных режимов дизеля (БАД): датчики температуры и давления масла дизельного двигателя, датчик температуры охлаждающей жидкости дизельного двигателя.

На рис. 4 представлена схема ДГУ с разработанной микропроцессорной системой управления впрыском топлива.

Принцип работы ДГУ с разработанной микропроцессорной системой управления впрыском топлива заключается в следующем. При изменении нагрузки электропотребления происходит изменение частоты вращения вала дизельного двигателя и, как следствие, напряжения на выходе генератора. Установленный за генератором преобразователь частоты стабилизирует параметры сгенерированной электроэнергии. Сигналы с датчика мощности (ДМ), датчика частоты вращения вала дизельного двигателя и генератора (ДЧВ), датчика положения рейки топливного насоса высокого давления (ДП), датчика температуры масла

с датчика мощности, датчика частоты вращения вала дизельного двигателя и генератора, датчика положения рейки топливного насоса высокого давления вычисляется необходимое воздействие на шаговый двигатель топливного насоса высокого давления (ШД). Постоянное запоминающее устройство (ПЗУ) хранит информацию о выходной мощности установки, частоте вращения вала дизельного двигателя, положении рейки топливного насоса высокого давления, температуре топлива, температуре всасываемого воздуха, атмосферном давлении, температуре и давлении масла в дизельном двигателе, температуре охлаждающей жидкости в дизельном двигателе, количестве и длительности впрыска топлива в дизельный двигатель. Также в ПЗУ находится программное обеспечение, которое осуществляет опрос всех датчиков, обработку полученных данных и формирование управляющего воздействия. Микропроцессор осуществляет сравнение данных, поступающих с АЦП, с данными, хра-

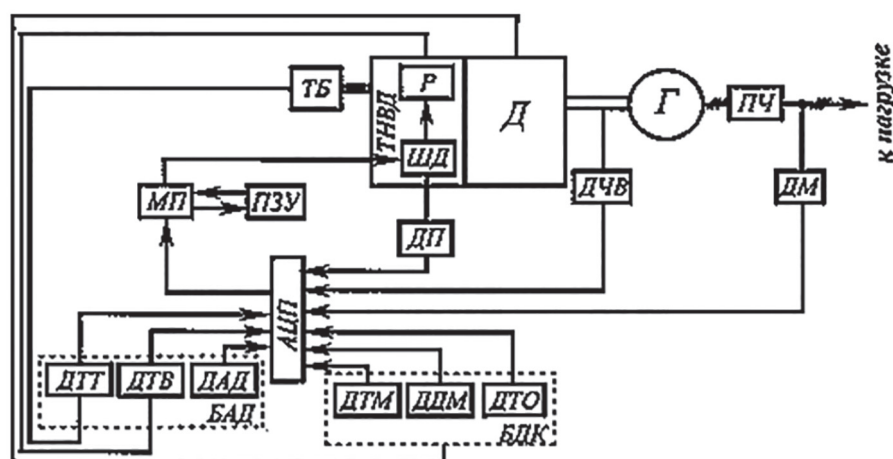


Рис. 4. Схема ДГУ с разработанной микропроцессорной системой управления впрыском топлива

дизельного двигателя (ДТМ), датчика давления масла дизельного двигателя (ДДМ), датчика температуры охлаждающей жидкости (ДТО), датчика температуры топлива (ДТТ), датчика температуры всасываемого воздуха в топливный насос высокого давления (ДТВ) и датчика атмосферного давления (ДАД) поступают в аналого-цифровой преобразователь (АЦП). АЦП преобразует сигналы в цифровую форму и передает на микропроцессор (МП). По данным с блока датчиков коррекции (БДК) осуществляется корректировка необходимого количества впрыскиваемого топлива и воздуха в дизельный двигатель. По сигналам

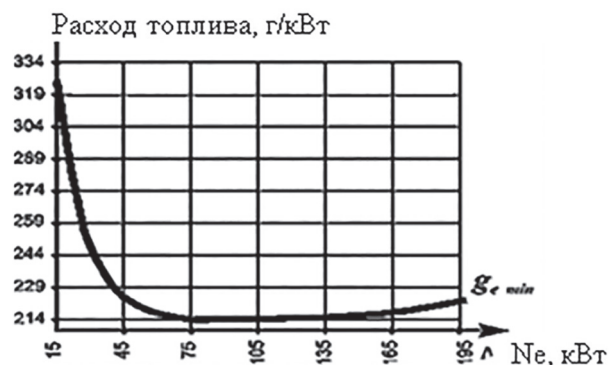


Рис. 5. Зависимость минимального удельного расхода топлива от мощности для дизельного двигателя ЯМЗ-238Н

нящимися в ПЗУ, производит расчет и выбор режима работы дизельного двигателя в соответствии с минимальным расходом топлива в зависимости от изменяемой нагрузки.

Для примера на рис. 5 представлена зависимость минимального удельного расхода топлива от мощности для дизельного двигателя ЯМЗ-238Н. По величине минимального удельного расхода топлива дизель-генераторной установки микропроцессорное устройство управляет шаговым электродвигателем топливного насоса высокого давления для изменения подачи топлива в дизельный двигатель.

Снижение эксплуатационного расхода топлива ДГУ

Снижение эксплуатационного расхода топлива ДГУ заключается в том, что при работе установки с малой нагрузкой или в режиме холостого хода часть цилиндров дизельного двигателя отключают. Процесс отключения цилиндров на холостом ходу и малых нагрузках в первую очередь связан с отключением топливоподачи в определенные цилиндры. У дизельных двигателей при отключении подачи топлива в часть цилиндров, когда оставшиеся работающие цилиндры совершают большую работу, цикловые подачи топлива в этих цилиндрах возрастают. Это приводит к улучшению распыливания топлива, распределению его по объему камеры сгорания, уменьшению неравномерности подачи топлива по секциям ТНВД и снижению нестабильности подач топлива в последовательности циклов, что благоприятно сказывается на индикаторном КПД и других показателях работы дизеля. При работе дизельного двигателя на четырех цилиндрах на режимах холостого хода в диапазоне частот от 1000 до 1400 мин⁻¹ снижение расхода топлива достигает 6 % от часового расхода при работе дизеля без отключения цилиндров.

Основные способы отключения цилиндров:

- отключение топливоподачи, с одновременным сообщением неработающих цилиндров с атмосферой или с выпускным трубопроводом (при соединении с выпускным коллектором поддерживается температурный режим отключенных цилиндров);
- отключение топливоподачи с сохранением соединения цилиндров с системой топливоподачи;
- отключение впрыска топлива по заданной в электронном блоке программе (через один

или несколько циклов) с целью поддержания температурного режима отключенных цилиндров. Эффект от применения данной системы меньше, чем от приведенных выше способов, поскольку после отключения каждого цикла приходится подавать несколько обогащенную смесь;

– отключение путем удержания впускных и выпускных клапанов в закрытом состоянии и прекращения газообмена в неработающих цилиндрах с периодическим открытием на меньшую величину по сравнению с обычным режимом для предотвращения залипания. Это более эффективный способ экономии топлива, но его использование связано с существенным изменением конструкции двигателя.

Недостатками системы отключения части цилиндров дизельного двигателя являются:

- значительное усложнение конструкции двигателя, что ведет к повышению его стоимости;
- ремонт силового агрегата с системой отключения клапанов, в случае поломки обойдется дороже, чем ремонт обычного двигателя;
- износ подушек и иных шумопоглощающих и вибропоглощающих устройств двигателя с системой отключения клапанов приводит при отключении цилиндров к существенному возрастанию уровней шума и вибрации.

Применение нескольких ДГУ различной мощности

Повысить топливную экономичность ДЭС возможно за счет оптимизации ее рабочего режима, для достижения которого часто используют режим параллельной работы ДГУ. Количество и номинальная мощность дизельных агрегатов определяются на этапе проектирования и должны быть согласованы с ожидаемым графиком электрических нагрузок [3]. При этом требуется тщательная настройка системы управления электростанцией, которая должна обеспечить подключение или отключение ДГУ по мере изменения величины нагрузки. Режим параллельной работы ДГУ на общую нагрузку позволяет также повысить общую надежность электроснабжения потребителей, снизить величину возможного ущерба от недостатка электроэнергии, увеличить моторесурс дизельных агрегатов. Определение закономерностей формирования и регулирования графиков электрических нагрузок децентрализованных потребителей необходимо для повышения эффективности режимов работы как ДГУ, так и

автономной электроэнергетической системы в целом.

Применение в ДЭС нескольких ДГУ имеет существенные преимущества. Несколько небольших ДГУ дешевле, чем одна крупная установка равной мощности. Нагрузка объекта электроснабжения не является постоянной величиной. Чаще всего ее значение меняется в два-три раза, в зависимости от режима работы (зима, лето, ночь, день). Поэтому нерационально вырабатывать ресурс ДГУ большой мощности, используя его в ряде режимов менее чем на треть от номинальной нагрузки или загружая его на полную мощность. Схема с несколькими агрегатами значительно надежнее, чем применение одного генератора. В случае выхода из строя одной из машин электростанции, потребители не останутся полностью без электроснабжения. Если в составе нагрузки есть один или несколько больших двигателей со значительными пусковыми токами, необходимо несколько генераторов. При пуске обычно работают они все, а затем ненужная мощность отключается.

Для того чтобы несколько агрегатов работали одновременно (параллельно) на одну и ту же нагрузку, необходимо обеспечить следующие условия: одинаковая частота, равные напряжения, совпадающий порядок чередования фаз. Таким образом, на выходных клеммах каждого генератора необходимо получить идеально совпадающие параметры напряжения, и только после этого запускать их параллельную работу. Синхронизация осуществляется двумя способами: самосинхронизация и точная синхронизация. Рассмотрим оба способа, так как они практически одинаково часто применяются в обеспечении работы электростанций.

При самосинхронизации ранее не работающий генератор раскручивается двигателем до достижения номинальной частоты вращения. После этого агрегат подключается к сети и на обмотку возбуждения подается напряжение. Сеть сама автоматически включает ДГУ в синхронную работу. Бросок тока в статоре возникнет, но он будет небольшим, так как до включения в сеть в магнитной системе существует лишь остаточный магнетизм, который нарастает относительно медленно. Этот способ достаточно несложен и позволяет без проблем автоматизировать процесс синхронизации. Разработано большое количество схем и устройств, в которых реализован именно

этот метод. Таким способом можно включать в сеть даже генераторы, мощность которых больше, чем мощность всех уже работающих агрегатов. Провал напряжения в сети невелик и не влияет на снабжение потребителей.

При точной синхронизации генератор синхронизируется без малейших провалов напряжения в сети и бросков тока в обмотках агрегата. Подключиться таким образом к сети вручную – сложный технологический процесс, требующий точного измерительного оборудования. Последовательность действий должна быть следующей:

1. Фазировка. Обычно выполняется в процессе монтажа генератора с помощью фазоуказателя.
2. Обеспечение нужной частоты вращения. Проверяется с помощью частотомера.
3. Достижение агрегатом действующего значения напряжения, совпадающего с напряжением сети. Контролируется вольтметром.
4. Обеспечение полного совпадения векторов фазных напряжений агрегата с сетью с помощью синхроскопа.
5. Включение генератора в сеть.

На современной ДГУ синхронизировать агрегат нерационально. Поэтому применяют специальные контроллеры, которые после достижения генератором параметров, точно совпадающих с параметрами сети, подают сигнал на включение.

После того, как генератор включен в общую сеть, он принимает на себя часть общей нагрузки. В случае, если электростанция состоит из нескольких одинаковых агрегатов, нагрузка делится между ними равномерно. Если в параллельном режиме работают генераторы разной мощности, необходимо, чтобы мощность, отдаваемая ими в сеть, распределялась пропорционально их номинальным мощностям, иначе синхронизация отдельных ДГУ может быть нарушена. Увеличение или уменьшение части нагрузки, воспринимаемой конкретным агрегатом, регулируется увеличением или уменьшением подачи топлива на соответствующий дизельный двигатель.

Выводы

1. Проведен технический анализ основных методов снижения расхода топлива автономной электроэнергетической системы на базе дизельной электростанции для объекта электроснабжения специального назначения.

2. Наиболее перспективными методами с точки зрения надежности и стоимости являются: применение устройств, которые при изменении нагрузки изменяют скорость вращения первичного двигателя для снижения расхода топлива при данной величине нагрузки и применение нескольких ДГУ различной мощности.

3. Разработана ДСЭ с микропроцессорной системой управления впрыском топлива, которая при изменении нагрузки изменяет скорость вращения дизельного двигателя для снижения расхода топлива при данной величине нагрузки.

Литература

1. Артюхов И.И. Повышение эффективности систем автономного электроснабжения на объектах нефтегазовой промышленности // Проблемы электроэнергетики: межвуз. науч. сб. Саратов: СГТУ, 2006.
2. Зуев С.М., Шматков Ю.М., Малеев Р.А., Хортон В.П., Лавриков А.А., Варламов Д.О. Электрооборудование и электроника автомобилей в основных терминах с их объяснением на русском и английском языках. Учебный справочник. Москва: Московский Политех, 2017. 196 с.
3. Левин В.М. Управление электропотреблением энергетической системы: учеб. пособие / В.М. Левин, Б.Н. Мошкин. Новосибирск: НГТУ, 2000. 88 с.
4. Акимов А.В., Варламов Д.О., Зуев С.М. Конструкция, описание работы и проведение диагностики системы электростартерного пуска современных транспортных средств. Учебное пособие. Москва: Московский Политех, 2017. 52 с.
5. Герасимов А. Дизель-генераторные электростанции: работа при переменной частоте вращения дизеля // Новости электротехники. 2005. № 5.
6. A.A. Skvortsov, V.P. Khortov, S.M. Zuev. High-voltage starting systems of combustion engines. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*. Volume 111. № 3. 2016, pp. 455–465.
7. Хортон В.П., Скворцов А.А., Зуев С.М. Высоковольтные системы пуска двигателей внутреннего сгорания. Автомобильная промышленность. № 10. 2016. С. 24–27.
8. Шматков Ю.М., Зуев С.М., Лавриков А.А. Исследование работы системы электростартерного пуска транспортных средств. Методические указания. М.: Московский Политех. 2017. 20 с.

References

1. Artyuhov I.I. Improving the efficiency of autonomous power supply systems at the oil and gas industry facilities. *Problemy elektroenergetiki: mezhvuz. nauch. sb.* Saratov: SGTU Publ., 2006 (in Russ.).
2. Zuev S.M., SHmatkov YU.M., Maleev R.A., Hortov V.P., Lavrikov A.A., Varlamov D.O. *Elektrooborudovanie i elektronika avtomobilej v osnovnyh terminah s ih ob'yasneni-em na russkom i anglijskom yazykah* [Electrical equipment and automotive electronics in basic terms with their explanation in Russian and English]. *Uchebnyj spravochnik*. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 196 p.
3. Levin V.M. *Upravlenie elektropotrebleniem energeticheskoy sistemy* [Energy system power control]: ucheb. posobie / V.M. Levin, B.N. Moshkin. Novosibirsk: NGTU Publ., 2000. 88 p.
4. Akimov A.V., Varlamov D.O., Zuev S.M. *Konstrukciya, opisaniye raboty i provedeniye diagnostiki sistemy elektrostarternogo puskа sovremennykh transportnykh sredstv* [Construction, description of work and diagnostics of the system of electric starter run-up of modern vehicles]. *Uchebnoye posobie*. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 52 p.
5. Gerasimov A. Diesel power plants: work at variable engine speeds. *Novosti elektrotehniki*. 2005. No 5 (in Russ.).
6. A.A. Skvortsov, V.P. Khortov, S.M. Zuev. High-voltage starting systems of combustion engines. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, Volume 111, No 3, 2016, p. 455–465.
7. Hortov V.P., Skvorcov A.A., Zuev S.M. High voltage starting systems for internal combustion engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2016. No 10, pp. 24–27 (in Russ.).
8. SHmatkov YU.M., Zuev S.M., Lavrikov A.A. *Issledovanie raboty sistemy elektrostarternogo puskа transportnykh sredstv* [Study of the vehicle electric starter run-up system]. *Metodicheskie ukazaniya*. Moscow: Moskovskij Politekh Publ., 2017. 20 p.

REDUCING THE FUEL CONSUMPTION OF AN AUTONOMOUS POWER SYSTEM BASED ON A DIESEL POWER STATION

DSc in Engineering **A.E. Chernov**¹, PhD in Engineering **A.V. Akimov**²

¹Non-state private educational institution of higher education «Economics and Energy Institute», Moscow, Russia

²Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
eoqe@mospolytech.ru

The article discusses the main directions of reducing the fuel consumption of an autonomous power system based on a diesel power station (DPS). The following requirements are placed on newly developed autonomous power generation systems: high reliability, electrical and fire safety, low noise, auto start-up and operation of the power plant for a long period of time, without involving a person in this process, low fuel consumption, ease of operation and maintenance, reliable start-up of the power station during the cold season. One of the main indicators of the efficiency of DPS is the specific fuel consumption for the production of one kWh of electrical energy. However, the DPS load is variable. In this regard, the article reviewed the methods of controlling fuel consumption when the load of a power plant changes. The are given the recommendations to increase the efficiency of DPS. Among them is the use of devices that, when the load changes, change the speed of rotation of the primary engine to reduce fuel consumption, and the use of several diesel generator sets of various capacities. A microprocessor-based fuel injection control system is proposed, which, when the load changes, changes the speed of rotation of the diesel engine to reduce fuel consumption at a given load value. The microprocessor engine control unit (MECU) includes a microprocessor, read-only memory, an analog-to-digital converter (ADC), a set of sensors and controls. For effective control of the system, the characteristics of the engine operating conditions are determined, which vary with the power consumption. MECU monitors data on the state of the diesel engine, calculates the required fuel demand and determines the pulse duration for the fuel injectors, a set of sensors.

Keywords: autonomous power system, diesel power plant, fuel consumption, angular velocity control.