
4 (50)
2021

ИЗВЕСТИЯ

МГТУ «МАМИ»

Izvestiya MGTU MAMI



НАУЧНЫЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ ЖУРНАЛ



**МОСКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХ**



ЭКО • ВЕКТОР

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

VEHICLES AND POWER PLANTS

№ 4 (50) 2021

Выходит 4 раза в год

ISSN 2074-0530

В номере

2	Бузиков Ш.В., Плотников С.А. Обоснование методов определения эффективности применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях	Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A. Substantiation of methods for determination of the effectiveness of the use of alternative fuels in automotive diesel engines
9	Гришин А.И., Лепешкин А.В. Исследование существующих конструкций насосов перистальтического принципа действия	Grishin A.I., Lepeshkin A.V. Study of existing designs of the peristaltic principle pumps
18	Жарковский А.А., Щур В.А., Омран М., Стасеев А.А. Автоматизация проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины	Zharkovskiy A.A., Shchur V.A., Omran M., Staseyev A.A. Automation of the design of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine
27	Кагдин В.Н., Малеев Р.А., Зимин А.Н., Зуев С.М., Якутль Д.Р. Стартер-генераторные установки современных автомобилей	Kagdin V.N., Maleyev R.A., Zimin A.N., Zuyev S.M., Yakhutl' D.R. Starter-generator sets of modern vehicles
33	Кулагин В.А. Разработка комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности	Kulagin V.A. Development of a complex of mathematical models of a vehicle suspension for fatigue life analysis
43	Селезнев В.Н. Численное моделирование кавитации в проточной части обратимой гидромашин на напор до 250 м	Seleznev V.N. Numerical simulation of cavitation in the flow path of a reversible hydraulic machine for a head up to 250 m
49	Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований сельскохозяйственного трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче	Sen'kevich S.E. Results of experimental studies of an agricultural tractor with an elastic-damping mechanism in a power train
60	Ципилев А.А., Наказной О.А. Аналитическое определение статических и динамических упругих характеристик пневмогидравлических систем поддрессоривания	Tsipilev A.A., Nakaznoy O.A. Analytical determination of static and dynamic elastic characteristics of pneumohydraulic suspension systems
73	Чичекин И.В., Шуранова А.А. Исследование работы дифференциала с внутренним трением в системе расчета динамики твердых тел	Chichekin I.V., Shuranova A.A. Modeling the work of the automotive differential with internal friction in the system for calculating the multi body dynamics
83	Шабанов А.В., Ванин В.К., Есаков А.Е. Энергосберегающие технологии и энергоэффективность автотранспортных энергоустановок	Shabanov A.V., Vanin V.K., Yesakov A.E. Energy saving technologies and energy efficiency of motor transport power plants

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ В АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ

К.Т.Н. Бузиков Ш.В., д.т.н. Плотников С.А.
Вятский государственный университет, Киров, Россия
shamilvb@mail.ru

Предметом исследования является определение параметров рабочего цикла тракторного дизеля при его работе на смесевом топливе, состоящем из дизельного топлива и рапсового масла. Основная цель настоящей работы состоит в определении эффективности применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях. Для определения зависимостей параметров рабочего цикла проведены теоретические и экспериментальные исследования тракторного дизеля на следующих составах смесевое топлива с содержанием рапсового масла 20 %, 55 % и 80 %, а также чистом дизельном топливе. В результате проведенных исследований получены: номограмма для определения величины снижения отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха, зависимости отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха от коэффициента избытка воздуха на разных составах смесевое топлива, частотах вращения коленчатого вала дизеля, нагрузки при 1800 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹. Экспериментально установлено, что увеличение доли рапсового масла в смесевом топливе с 0 до 80 %, частоты вращения с 1400 до 2000 мин⁻¹ и коэффициента избытка воздуха с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводило к снижению индикаторного КПД с 0,46 до 0,35, а отношение снижалось с 0,30 до 0,08, увеличение нагрузки от 0,2 до 1,2 МПа при 1800 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹, а коэффициента избытка воздуха от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводило к снижению индикаторного КПД с 0,44...0,40 до 0,28...0,22, а отношение с 0,34...0,25 до 0,10...0,09, соответственно. Теоретически рассчитано снижение отношения на 4,5 % при работе дизеля на смесевом топливе, с содержанием 80 % рапсового масла по сравнению с чистым дизельным топливом и экспериментально подтверждено это снижение на 4,1 %. Сходимость расчетного значения величины снижения отношения с экспериментальными данными составила 91,11 %. В связи с этим, известное утверждение о равенстве ввода теплоты с топливом требует уточнения.

Ключевые слова: рапсовое масло, смесевое топливо, рабочий цикл, показатели рабочего цикла.

Для цитирования: Бузиков Ш.В., Плотников С.А. Обоснование методов определения эффективности применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 2–8. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-2-8

Введение

На данный момент значительно увеличилось применение смесевое топлива (СТ) в тракторных дизелях. В свою очередь, основными компонентами СТ являются традиционное дизельное топливо (ДТ) и жидкие альтернативные топлива, например, растительные масла. В качестве растительных масел в основном применяют соевое, сурепное, редьковое, рыжиковое, льняное, горчицное, сафлоровое, соевое и другие [1].

Работа дизеля на СТ по сравнению с другими способами подачи альтернативных топлив обладает рядом преимуществ – таких, как отсутствие необходимости внесения конструктивных изменений в систему питания и значительных изменений исходных регулировок

по цикловой подаче, углу опережения впрыскивания топлива и др. Это объясняется тем, что подбором состава СТ можно обеспечить свойства суммарного топлива, близкие к свойствам нефтяного ДТ [2].

В исследованиях [3–6], проведенных ранее, были определены зависимости параметров рабочего цикла дизеля от доли содержания растительного компонента в СТ без изменения исходных регулировок системы питания, а следовательно, без соблюдения закона ввода теплоты в цилиндры дизеля.

Таким образом, в данных исследованиях было установлено снижение индикаторного и эффективного КПД дизеля, а также среднего эффективного давления, увеличение индикаторного и эффективного удельного расходов

топлива, снижение эффективной и индикаторной мощности и крутящего момента, увеличение часового расхода топлива, а также изменение плотности заряда на впуске, коэффициента наполнения цилиндров дизеля, часового расхода воздуха и температуры отработавших газов.

Однако, определение параметров рабочего цикла тракторного дизеля при его работе на СТ с соблюдением закона ввода теплоты, основывающееся на изменении исходных регулировок системы питания, представляет научный интерес.

В связи с этим целью настоящей работы является определение эффективности применения жидких альтернативных топлив в автотракторных дизелях. Научная новизна заключается в определении количественных показателей параметров рабочего цикла дизеля в зависимости от состава СТ. Для достижения поставленной цели необходимо было решить несколько задач. Во-первых, выявить взаимосвязь между параметрами рабочего цикла дизеля. Во-вторых, определить количественные зависимости между составом СТ и параметрами рабочего цикла дизеля. В-третьих, экспериментально подтвердить полученные зависимости.

Методы исследования

Согласно действующему ГОСТ [7] при переводе дизеля с одного вида топлива на другой необходимо, чтобы зависимости номинальной мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала n и нагрузки p_e соответствовали работе дизеля на товарном ДТ: $N_e^{ДТ} = N_e^{СТ}$ и $M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ}$, соответственно.

Следовательно, выражения для определения N_e и $M_{кр}$ при работе дизеля как на СТ, так и на товарном ДТ выглядят следующим образом:

$$N_e^{ДТ} = N_e^{СТ} = p_e \cdot n \cdot \left(\frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right), \quad (1)$$

$$M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ} = p_e \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right), \quad (2)$$

где p_e – среднее эффективное давление, МПа; V_d – литраж дизеля, л; n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹; τ – тактность дизеля.

Анализ выражений (1) и (2) с учетом требований [7] свидетельствует о том, что, применяя СТ в дизеле, необходимо, чтобы значение p_e на разных n соответствовало значениям

при работе дизеля на товарном ДТ: $p_e^{ДТ} = p_e^{СТ}$. Таким образом удастся добиться соблюдения нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля, установленных заводом-изготовителем. Такие показатели, как V_d и τ , зависят от конструктивно-технологических параметров рассматриваемого дизеля и не зависят от моторных свойств применяемого топлива, а n является величиной задаваемой.

Таким образом, p_e при работе дизеля как на ДТ, так и на СТ определится согласно выражения:

$$p_e^{ДТ} = p_e^{СТ} = p_i^{ДТ} - p_{мп} = p_i^{СТ} - p_{мп}, \quad (3)$$

где p_i – среднее индикаторное давление, МПа; $p_{мп}$ – среднее давление механических потерь, МПа.

Зависимость среднего давления механических потерь напрямую связана со скоростным режимом дизеля и не зависит от рода применяемого топлива [8, 9].

Анализ выражения (3) показал, что для соблюдения нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля, установленных заводом-изготовителем, необходимо, чтобы $p_i^{ДТ} = p_i^{СТ}$.

В свою очередь, выражение для определения среднего индикаторного давления:

$$p_i^{ДТ} = p_i^{СТ} = \frac{\eta_i^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ}}{l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}} = \frac{\eta_i^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ}}{l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}, \quad (4)$$

где $\eta_i^{ДТ}, \eta_i^{СТ}$ – индикаторный КПД дизеля при его работе на ДТ и СТ; $H_u^{ДТ}, H_u^{СТ}$ – низшая расчетная удельная теплота сгорания ДТ и СТ, МДж/кг; $\rho_k^{ДТ}, \rho_k^{СТ}$ – плотность воздуха во впускном коллекторе дизеля при его работе на ДТ и СТ, кг/м³; $\eta_v^{ДТ}, \eta_v^{СТ}$ – коэффициент наполнения цилиндров дизеля; $l_0^{ДТ}, l_0^{СТ}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг ДТ и СТ, кг возд./кг топл.; $\alpha^{ДТ}, \alpha^{СТ}$ – коэффициент избытка воздуха при работе дизеля на ДТ и СТ.

После преобразования выражения (4) получим соответствующие зависимости:

$$\frac{p_i^{ДТ}}{p_i^{СТ}} = \frac{\eta_i^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ} \cdot l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}{\eta_i^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ} \cdot l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}}. \quad (5)$$

Уравнение (5) свидетельствует о том, что, применяя СТ, необходимо, чтобы количество теплоты, вносимой с топливом в дизель, а также степень ее использования в действи-

тельном цикле для получения полезной работы соответствовали показателям работы дизеля на товарном ДТ [10–15]. Достичь этого можно увеличением цикловой подачи СТ при условии, что площади индикаторных диаграмм будут равны как при работе дизеля на ДТ, так и на СТ [14, 15]. Для этого требуется перерегулировка топливной аппаратуры и изменение угла впрыска топлива [13–15]. Необходимый коэффициент увеличения цикловой подачи СТ найдется:

$$\Delta q_{ц}^{СТ} = \frac{H_u^{ДТ}}{H_u^{СТ}} \cdot \quad (6)$$

Выражение (6) показывает, во сколько раз изменится цикловая подача СТ по отношению к подаче чистого ДТ при соблюдении равенства поданного количества теплоты в цилиндр дизеля. Отсюда следует, что, с увеличением цикловой подачи изменится и количество воздуха, участвующего в сгорании топлива, а следовательно, и степень использования в действительном цикле теплоты поданного СТ для получения полезной работы.

В связи с вышесказанным, после преобразований выражения (5), получим:

$$\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} = \left(\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}} \cdot \frac{\rho_k^{СТ}}{\rho_k^{ДТ}} \cdot \frac{\eta_v^{СТ}}{\eta_v^{ДТ}} \cdot \frac{p_i^{ДТ}}{p_i^{СТ}} \right) \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}} \quad (7)$$

С учетом выражений (5), (6) окончательно получим:

$$\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} = \left(\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}} \right) \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}} \quad (8)$$

Анализ выражения (8) показал, что $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}}$

для ДТ выше, чем для СТ, на соответствующую величину. Для разных составов и компонентов СТ можно определить зависимости, представленные на рис. 1 в виде номограммы. H_u и l_0 для ДТ и СТ определяли согласно выражениям и формулам в исследованиях, проведенных ранее [14, 15].

При использовании представленной номограммы (рис. 1) можно определить степень изменения $\frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}}$ в зависимости от $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}}$

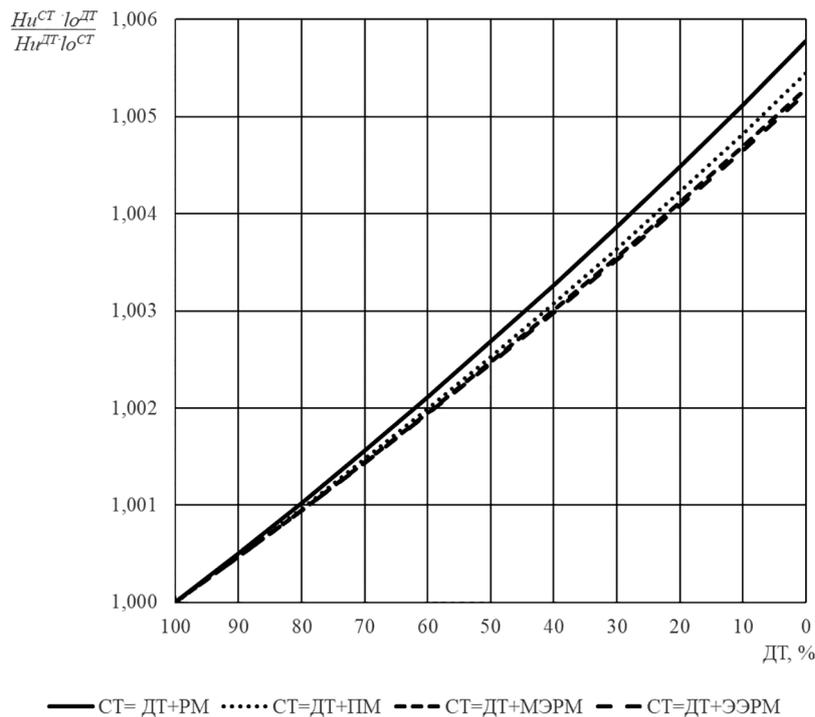


Рис. 1. Номограмма определения $\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}}$ от количества ДТ в СТ для разного компонентного состава:

PM – рапсовое масло; ПМ – подсолнечное масло; МЭРМ – метиловый эфир рапсового масла; ЭЭРМ – этиловый эфир рапсового масла

Fig. 1. Definition nomogram of $\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}}$ on the amount of diesel fuel in MF for different component composition: RO – rapeseed oil; SO – sunflower oil; MERO – rapeseed oil methyl ester; EERO – rapeseed oil ethyl ester

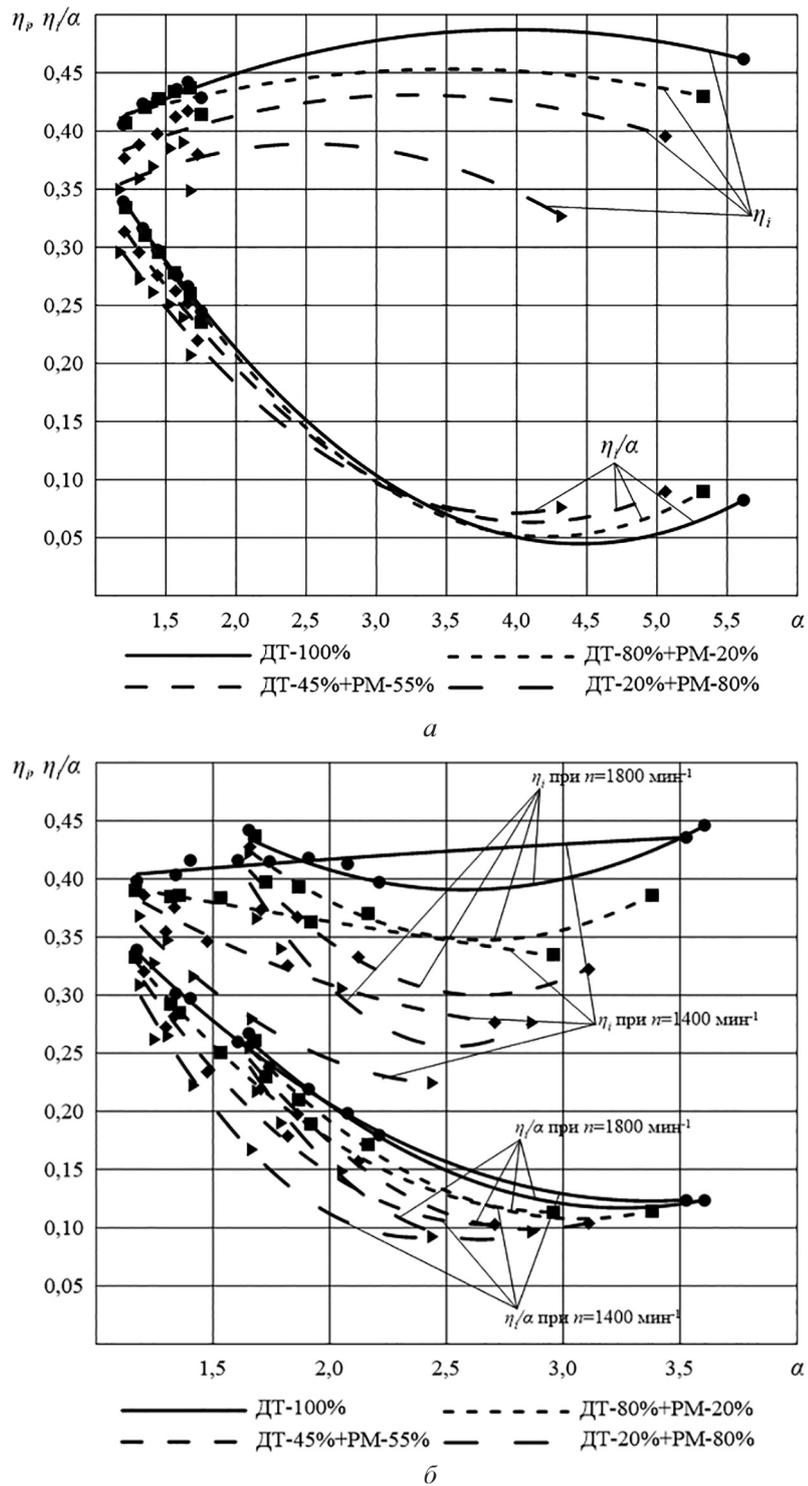


Рис. 2. Зависимости индикаторного КПД η_i и отношения индикаторного КПД

к коэффициенту избытка воздуха α $\frac{\eta_i}{\alpha}$:

a – от частоты вращения коленчатого вала n ; b – от нагрузки p_e при частотах вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 2. Dependences of the indicator efficiency and the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio

$\alpha \frac{\eta_i}{\alpha}$: a – from the crankshaft speed n ; b – from the load p_e at crankshaft speeds $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

для любого дизеля при работе на любом СТ, имеющем различный компонентный состав. Так, на рис. 1 видно, что с уменьшением доли ДТ в СТ наблюдается уменьшение значения $\frac{\eta_i^{CT}}{\alpha^{CT}}$ по сравнению с $\frac{\eta_i^{DT}}{\alpha^{DT}}$, и на чистом РМ достигает 5,7 %. Данное обстоятельство свидетельствует о том, что, если соблюдать закон ввода теплоты в цилиндры дизеля, представленный зависимостями (7) и (8), то не удастся добиться величины индикаторных показателей работы дизеля, аналогичных работе на чистом ДТ.

Результаты исследования

В ранее проведенных стендовых испытаниях тракторного дизеля Д-245.5С, размерностью 4ЧН 11,0/12,5 [14, 15], согласно ГОСТ [7], были получены внешняя скоростная и две нагрузочные характеристики при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, соответствующие номинальной мощности и максимальному крутящему моменту на следующих составах СТ: ДТ-80%+РМ-20%, ДТ-45%+РМ-55%, ДТ-20%+РМ-80%, а также на чистом ДТ. В результате были определены эффективные показатели указанного дизеля в зависимости от n и p_e . При проведении испытаний была произведена перерегулировка ТНВД путем изменения активного хода плунжера с целью увеличения $q_{и}^{CT}$ для компенсации снижения количества теплоты, вносимой с СТ в дизель, на величину, равную $\Delta q_{и}^{CT}$ [13–16]. При обработке экспериментальных данных абсолютная погрешность измерений, определенная согласно [7], составила 2 %, что, в свою очередь, свидетельствует о достоверности полученных показателей [13–15].

После обработки полученных характеристик тракторного дизеля Д-245.5С были определены зависимости η_i и $\frac{\eta_i}{\alpha}$ от α , которые представлены на рис. 2.

Анализ полученных зависимостей (рис. 2, а) позволяет сделать вывод о том, что рост доли РМ в СТ с 0 до 80 %, n с 1400 до 2000 мин^{-1} и α с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводит к снижению η_i с 0,46 до 0,35, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,30 до 0,08. Зависимости, представленные на рис. 2, б, показали, что увеличение доли РМ в СТ с 0 % до 80 %, p_e от 0,2 МПа до 1,2 МПа, при $n =$

1800 мин^{-1} и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и α от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводило к снижению η_i с 0,44...0,40 % до 0,28...0,22 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,34...0,25 до 0,10...0,09.

Экспериментально полученное среднее значение снижения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ при работе дизеля на СТ, состоящего из 20 % ДТ и 80 % РМ, по сравнению с чистым ДТ, составило 4,1 %. Теоретически

полученное снижение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ по номограмме (рис. 1) при работе на той же смеси составило 4,5 %.

Сопоставление теоретически полученного расчетного значения величины снижения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с экспериментальными данными дали хорошую степень сходимости в 91,11 %.

Выводы

1. В ходе проведенных исследований была получена номограмма для определения величины снижения отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха $\frac{\eta_i}{\alpha}$ в зависимости от количества ДТ в СТ для различного компонентного состава.

2. Экспериментально установлено, что увеличение доли РМ в СТ с 0 до 80 %, n с 1400 до 2000 мин^{-1} и α с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводит к снижению η_i с 0,46 до 0,35 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,30 до 0,08, а увеличение p_e от 0,2 МПа до 1,2 МПа, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, а α от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводит к снижению η_i с 0,44...0,40 % до 0,28...0,22 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,34...0,25 до 0,10...0,09, соответственно.

3. Теоретически рассчитано снижение отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ на 4,5 % при работе дизеля на СТ, состоящем из 20 % ДТ и 80 % РМ по сравнению с чистым ДТ, и экспериментально подтверждено это снижение на 4,1 %. Сходимость расчетного значения величины снижения отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с экспериментальными данными составила 91,11 %. Таким образом, расчетная номограмма и полученные экспериментальные данные дизеля Д-245.5С2 при его работе на различных режимах и составах СТ дают понять, что известное утверждение о том, что для достижения показателей работы, соответствующих по-

казателям работы на товарном ДТ, достаточно обеспечить только равенство ввода теплоты требует уточнения, так как $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} \neq \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}}$.

Литература

1. Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.
2. Марков В.А., Чайнов Н.Д., Лобода С.С. Физико-химические свойства нефтяных моторных топлив с добавками растительных масел и их влияние на показатели дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 5 (122).
3. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Экспериментальная оценка влияния сурепно-минерального топлива на показатели рабочего процесса дизеля // Нива Поволжья. 2012. № 4.
4. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Особенности работы дизеля на сурепно-минеральном топливе в режиме холостого хода // Нива Поволжья. 2013. № 3 (28).
5. Денежко Л.В., Новопащин Л.А., Асанбеков К.А. Исследование рапсовых смесей различного состава в тракторном дизеле // АВУ. 2015. № 1 (131).
6. Новопащин Л.А., Асанбеков К.А., Денежко Л.В., Садов А.А. Исследование показателей работы тракторного дизеля при использовании минерально-сафлоровых смесей // АВУ. 2017. № 1 (155).
7. ГОСТ 18509–88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (с Изменением № 1)
8. Иванов В.В., Шабалин Д.В. Математическая модель для определения относительного изменения механических потерь при изменении теплового состояния двигателя // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. 2020. № 9–10. С. 47–53.
9. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. 2008. № 1.
10. Стефановский А.Б. Особенности расчета коэффициентов наполнения и остаточных газов при анализе рабочего цикла дизеля с наддувом и продувкой // Ползуновский вестник. 2017. № 3. С. 17–21.
11. Денежко Л.В., Новопащин Л.А., Кочетков П.В. Исследование применения смесевых топлив различного состава в автотракторных дизелях // ФЫЛЫМИ ХАБАРШЫСЫ ВЕСТНИК НАУКИ. 2015. С. 74.
12. Салмин В.В., Долгова Л.А. Повышение точности и достоверности расчета основных параметров действительных процессов ДВС // Аллея науки. 2018. Т. 5. №. 6. С. 886–892.
13. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Исследование работоспособности дизельной форсунки на смесевых топливах с недостаточными низкотемпературными свойствами // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 1. С. 10–16.
14. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация добавки рапсового масла в смесевом топливе, применяемом в тракторных дизелях // Вестник транспорта Поволжья. 2020. № 5 (83). С. 72–77.
15. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация состава смесевое топлива для применения в тракторных дизелях // Труды НАМИ. 2021. № 1 (284). С. 16–24.
DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24
16. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Определение предельной концентрации рапсового масла в смесевом топливе, применяемом в дизеле // Вестник транспорта Поволжья. 2021. № 1 (85). С. 72–79.

References

1. Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Biofuels for internal combustion engines]. Moscow: NITS «InzheneR» Publ., 2016. 292 p.
2. Markov V.A., Chaynov N.D., Loboda S.S. Physicochemical properties of petroleum motor fuels with vegetable oil additives and their effect on diesel performance. Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroyeniye. 2018. No 5 (122) (in Russ.).
3. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Experimental assessment of the influence of rape-mineral fuel on the performance of a diesel engine. Niva Povolzh'ya. 2012. No 4 (in Russ.).
4. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Investigation of rapeseed mixtures of various compositions in a tractor diesel engine. Niva Povolzh'ya. 2013. No 3 (28) (in Russ.).
5. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Asanbekov K.A. Investigation of rapeseed mixtures of various compositions in a tractor diesel engine. AVU. 2015. No 1 (131) (in Russ.).
6. Novopashin L.A., Asanbekov K.A., Denezhko L.V., Sadv A.A. Study of the performance indicators of a tractor diesel engine when using mineral-safflower mixtures. AVU. 2017. No 1 (155) (in Russ.).
7. GOST 18509–88. Tractor and combine diesel engines. Bench test methods (with Amendment No 1)

8. Ivanov V.V., Shabalin D.V. Mathematical model for determining the relative change in mechanical losses with a change in the thermal state of the engine. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Seriya 16: Tekhnicheskiye sredstva protivodeystviya terrorizmu*. 2020. No 9–10, pp. 47–53 (in Russ.).
9. Parsadanov I.V., Belik S.Yu. Multivariate analysis of mechanical losses in a high-speed gas turbine diesel engine. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 2008. No 1 (in Russ.).
10. Stefanovskiy A.B. Peculiarities of calculating the filling factors and residual gases when analyzing the working cycle of a diesel engine with supercharging and purging. *Polzunovskiy vestnik*. 2017. No 3, pp. 17–21 (in Russ.).
11. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Kochetkov P.V. Investigation of the use of mixed fuels of various compositions in automotive diesel engines. *FYLYMI KHABARSHYSY VESTNIK NAUKI*. 2015, pp. 74 (in Russ.).
12. Salmin V.V., Dolgova L.A. Improving the accuracy and reliability of calculating the main parameters of the actual processes of the internal combustion engine. *Alleya nauki*. 2018. Vol. 5. No. 6, pp. 886–892 (in Russ.).
13. Plotnikov S.A., Buzikov Sh.V., Kozlov I.S. Investigation of the performance of a diesel injector running on mixed fuels with insufficient low-temperature properties. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 1, pp. 10–16 (in Russ.).
14. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of rapeseed oil addition in mixed fuel used in tractor diesel engines. *Vestnik transporta Povolzh'ya*. 2020. No 5 (83), pp. 72–77 (in Russ.).
15. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of the compound fuel composition for use in tractor diesel engines. *Trudy NAMI*. 2021. No 1 (284), pp. 16–24 (in Russ.). DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24
16. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Determination of the limiting concentration of rapeseed oil in mixed fuel used in diesel. *Vestnik transporta Povolzh'ya*. 2021. No 1 (85), pp. 72–79 (in Russ.).

SUBSTANTIATION OF METHODS FOR DETERMINATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE USE OF ALTERNATIVE FUELS IN AUTOMOTIVE DIESEL ENGINES

PhD in Engineering **SH.V. Buzikov**, DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**
Vyatka State University, Kirov, Russia
shamilvb@mail.ru

The subject of the research is to determine the parameters of the operating cycle of a tractor diesel engine when it is running on a mixed fuel, consisting of diesel fuel and rapeseed oil. The main goal of this work is to determine the efficiency of using alternative fuels in automotive diesel engines. In order to determine the dependences of the parameters of the operating cycle, the theoretical and experimental studies of a tractor diesel engine were carried out on the following compositions of mixed fuel: with a rapeseed oil content of 20 %, 55 % and 80 %, as well as pure diesel fuel. As a result of the research, the following was obtained: a nomogram for determining the value of the decrease in the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio, the dependence of the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio on the excess air ratio for different compositions of mixed fuel, diesel engine crankshaft rotational speed, load at 1800 min⁻¹ and 1400 min⁻¹. It was experimentally established that an increase in the proportion of rapeseed oil in mixed fuel from 0 to 80 %, the speed from 1400 to 2000 min⁻¹ and the excess air ratio from 1,18 ... 1,22 to 4,32 ... 5,61 led to a decrease in the indicator efficiency from 0,46 to 0,35, and the ratio decreased from 0,30 to 0,08, an increase in the load from 0.2 to 1.2 MPa, at 1800 min⁻¹, and 1400 min⁻¹, and the excess air ratio from 1.17 ... 1.68 to 3.53 ... 3.60 led to a decrease in the indicator efficiency from 0,44 ... 0,40 to 0,28 ... 0,22, and the ratio from 0,34 ... 0,25 to 0,10... 0,09, respectively. A 4,5 % reduction in the ratio is theoretically calculated when the diesel engine runs on a mixed fuel containing 80 % rapeseed oil as compared to pure diesel fuel, and this reduction by 4,1 % has been experimentally confirmed. The convergence of the calculated value of the decrease in the ratio with the experimental data was 91,11 %. In this regard, the well-known statement about the equality of the input of heat with fuel requires clarification.

Keywords: rapeseed oil, mixed fuel, duty cycle, duty cycle indicators.

Cite as: Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A. Substantiation of methods for determination of the effectiveness of the use of alternative fuels in automotive diesel engines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 2–8 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-2-8

ИССЛЕДОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ НАСОСОВ ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ

Гришин А.И., к.т.н. Лепешкин А.В.

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Московский политехнический университет», Москва, Россия
foxmcloud@rambler.ru

Перистальтические насосы получили широкое распространение в самых разнообразных областях благодаря их герметичности, простоте обслуживания и точности подачи. Тем не менее, применение перистальтических насосов ограничено их недостатками: малым сроком службы рабочего органа и неравномерностью подачи. В настоящей работе проведен обзор существующих конструктивных решений насосов. Рассмотрены основные преимущества и недостатки наиболее распространенных современных конструкций перистальтических насосов. Приведены разработанные конструктивные решения, предназначенные для продления срока службы упругого рабочего органа насоса. К таким решениям относится конструкция со спиральным расположением шланга, где повышение срока службы шланга достигается благодаря уменьшению количества его циклических сжатий за счет использования всего одного ролика. Другим решением является эксплуатация насоса с неполным сжатием рабочего органа, что уменьшает величины напряжений и тем самым продлевает срок службы рабочего органа. Для компенсации уменьшения подачи, вызванного эксплуатацией насоса с неполным сжатием рабочего органа, разработаны особые формы выступов в области сжатия. В работе представлен обзор решений, позволяющих снизить неравномерность подачи перистальтического насоса. Простейшим из них является применение нескольких параллельных каналов. В других разработках устранение пульсаций подачи достигается при помощи пневматического демпфера. Существует также конструктивное решение, в котором для равномерной подачи применяется специальный алгоритм срабатывания пяти выжимных элементов, каждый из которых сжимает только свой участок рабочего органа насоса. На основе проведенного анализа показано, что для устранения недостатков перистальтических насосов используют различные методы, которые, тем не менее, нуждаются в дальнейшем совершенствовании.

Ключевые слова: перистальтический насос, пульсации подачи, надежность гидромашин.

Для цитирования: Гришин А.И., Лепешкин А.В. Исследование существующих конструкций насосов перистальтического принципа действия // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 9–17. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-9-17

Введение

Перистальтические насосы представляют собой гидравлические машины, в которых нагнетание жидкости происходит за счет деформации упругого рабочего органа тем или иным способом. Насосы перистальтического принципа действия получили очень широкое применение в области медицины, пищевой промышленности [1], транспортировке агрессивных химических соединений. Перистальтические насосы используют также в строительстве, горнодобывающей промышленности, на очистных сооружениях, для транспортировки и рециркуляции красящих веществ и др. Широкое применение гидромашин перистальтического принципа действия в вышеназванных

областях обусловлено преимуществами этих насосов по сравнению с другими видами гидравлических машин. В частности, главным достоинством перистальтических насосов является герметичность. Во время работы насоса контакт перекачиваемой среды происходит только с внутренней поверхностью рабочего органа. Это исключает загрязнение рабочей жидкости продуктами износа механических частей насоса. К другим достоинствам перистальтических насосов относятся простота обслуживания и высокая точность дозирования. Перистальтические насосы, с другой стороны, имеют и существенные недостатки, к которым можно отнести неравномерность подачи и сравнительно малый срок службы упругого рабочего органа.

Целью настоящей работы является анализ существующих конструкций перистальтических насосов и посвященных им исследований, на основании результатов которого оценить направления их развития.

Совершенствование конструкций перистальтических насосов

Первые перистальтические насосы [2, 3] представляли собой конструкции, показанные на рис. 1. В конструкции с линейно расположенным рабочим органом использовалась роликовая цепь, которая перемещала выжимные элементы насоса. В конструкции с расположенным по кругу шлангом использовался всего один выжимной элемент, который имеет довольно сложное строение и приводится в движение вручную.

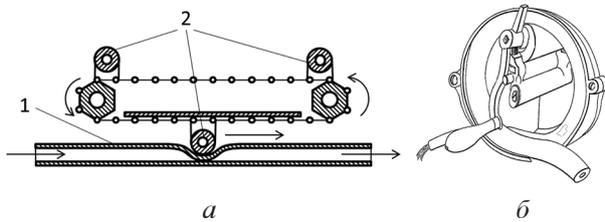


Рис. 1. Одни из первых конструкций насоса перистальтического принципа действия:

- а) с линейно расположенным упругим рабочим органом; 1 – упругий рабочий орган, 2 – выжимные элементы; б) с рабочим органом, расположенным по кругу

Fig. 1. One of the first designs of a peristaltic pump: a) with a linearly located elastic working body; 1 – elastic working body, 2 – release elements; b) with a working body located in a circle

В настоящее время эти конструкции вытеснены гораздо более эффективными вариантами. Для транспортировки жидкостей и веществ с величиной подачи до 80–100 м³/ч используют конструктивные решения, показанные на рис. 2. Упругий рабочий орган в них представляет собой однородную трубку или многослойный шланг. Материалом для упругого рабочего органа служат резина, биопрен, марпрен, силикон и другие эластомеры. Упругий рабочий орган сжимается башмаками (рис. 2, а) или роликами (рис. 2, б), которых в конструкции насоса чаще всего два (реже – 3 или 4).

Следует заметить, что конструкция с роликами (рис. 2, б) практически полностью вытеснила конструкцию насоса с башмака-

ми (рис. 1, а) по причине гораздо большей экономичности. Дело в том, что в конструкции с башмаками имеет место существенное трение выжимных элементов о поверхность упругого рабочего органа, вследствие чего используемый шланг сравнительно быстро изнашивается. Замена шланга вызывает не только простой оборудования, но и необходимость замены используемой смазки (например, глицерина). Из-за большего трения конструкция насоса с башмаками обычно требует и большего объема залитой в корпус насоса смазки. В совокупности обслуживание насоса с башмаками обходится в 2,5 раза дороже, чем аналогичного насоса с роликами [4]. Насосы с башмаками применяют только в тех областях, где необходимо создавать большие значения давления, максимальная величина давления для насоса с башмаками приблизительно на 0,4 МПа больше, чем у аналогичного насоса с роликами. Коэффициент полезного действия таких насосов достигает 0,45 [5], кроме того, для них существуют законченные методики расчета.

В областях, где требуются значительно меньшие подачи (до 2 мл/мин) применяются конструкции насосов с роликами и трубкой, расположенной по кругу, или конструкции с линейно расположенной трубкой. В последнем случае используются пьезоэлектрические кристаллы или другие толкатели, сжимающие

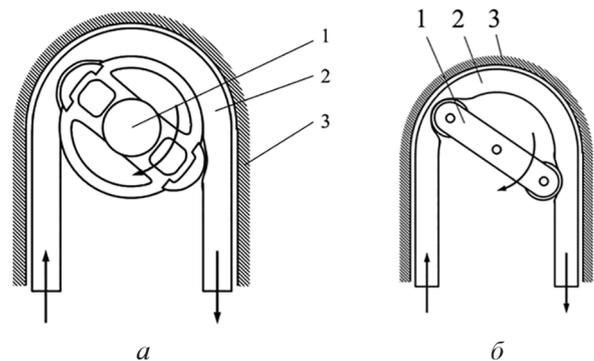


Рис. 2. Наиболее распространенные в настоящее время конструкции перистальтических насосов:

- а) с башмаками в качестве выжимных элементов; б) с роликами в качестве выжимных элементов; 1 – ротор с выжимными элементами; 2 – упругий рабочий орган; 3 – корпус

Fig. 2. The most common peristaltic pump designs today: a) with specific devices as release elements; b) with rollers as release elements; 1 – rotor with release elements; 2 – elastic working body; 3 – case

трубку путем возвратно-поступательных движений. Иногда вместо трубки используют мембранную конструкцию насоса с несколькими камерами. Такие миниатюрные перистальтические насосы предназначены в первую очередь для дозирования перекачиваемых веществ.

Повышение долговечности упругого рабочего органа

Так как частая замена упругого рабочего органа является причиной больших затрат и нередко препятствует внедрению таких насосов в производство, многие исследования, посвященные перистальтическим насосам, направлены именно на повышение срока службы упругого рабочего органа – шланга или трубки. В работе [5] представлена конструкция насоса со спирально расположенным шлангом и одним выжимным элементом (рис. 3). За счет того, что шланг насоса во время его работы сжимается только одним выжимным элементом, шланг подвергается вдвое меньшему числу циклических деформаций по сравнению с обычной конструкцией с двумя роликами. Кроме того, автор работы [5] предлагает также режим с неполным сжатием упругого рабочего органа, что приводит к меньшим величинам напряжений и повышению срока службы шланга, но влечет за собой уменьшение создаваемых величин подачи и давления. Конструкция, показанная на рис. 3, имеет также существенный недостаток – неправильная намотка шланга может привести к его повреждению во время эксплуатации.

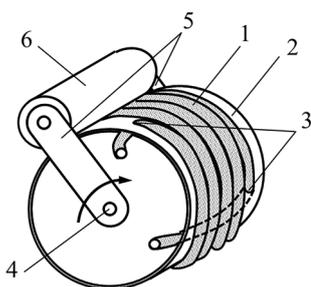


Рис. 3. Спиральное расположение упругого рабочего органа в перистальтическом насосе:

1 – упругий рабочий орган; 2 – барабан; 3 – пазы для упругого рабочего органа; 4 – вал; 5 – рычаги; 6 – ролик

Fig. 3. Spiral arrangement of an elastic working body in a peristaltic pump: 1 – elastic working body; 2 – drum; 3 – grooves for an elastic working body; 4 – shaft; 5 – levers; 6 – roller

Учитывая также, что шланг должен быть вставлен через специальные пазы, можно утверждать, что его замена потребует больших затрат времени, чем в ранее рассмотренных наиболее распространенных конструкциях перистальтических насосов.

Для уменьшения трения, которое возникает во время контакта выжимных элементов с поверхностью упругого рабочего органа вместо роликов могут быть использованы толкатели, которые приводятся в движение либо посредством кривошип-шатунного механизма, либо посредством эксцентриков. Упругий рабочий орган насоса в этом случае располагается не по кругу, а линейно. Пример такой конструкции перистальтического насоса показан на рис. 4.

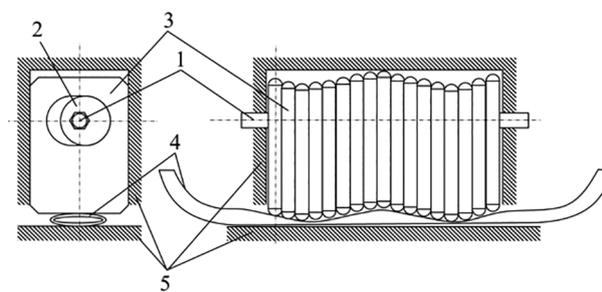


Рис. 4. Перистальтический насос с линейно расположенным упругим рабочим органом и толкателями:

1 – вал; 2 – эксцентрики; 3 – толкатели; 4 – упругий рабочий орган (трубка); 5 – корпус

Fig. 4. Peristaltic pump with linear resilient working body and pushers: 1 – shaft; 2 – eccentrics; 3 – pushers; 4 – elastic working body (tube); 5 – case

Авторы работы [6] разработали новую конструкцию предназначенного для перекачки жидкого цемента перистальтического насоса. Конструкция включает в себя два выжимных элемента, каждый из которых состоит из трех роликов – центрального, сжимающего шланг до конца, и двух боковых роликов, сжимающих шланг частично. По оценке, проведенной авторами в работе [6], благодаря такой конструкции срок службы шланга увеличивается на 25 % по сравнению с аналогичными конструкциями перистальтических насосов, используемых для перекачки жидкого цемента в области строительства.

Существуют также разработки особых плоско симметричных форм упругого рабо-

чего органа, которые, предположительно, позволяют уменьшить величины возникающих напряжений при полном сжатии и, таким образом, продлить срок службы рабочего органа [7, 8]. При этом во время установки или замены упругого рабочего органа возникает необходимость его точного позиционирования.

Автором работы [9] проведены исследования по повышению эффективности эксплуатации перистальтического насоса с линейно расположенным упругим рабочим органом и установлено, что использование выступов специальной формы в области сжатия в совокупности с неполным сжатием рабочего органа может увеличить полезную мощность вдвое. Эффект достигается благодаря тому, что выступы в области сжатия рабочего органа первым выжимным элементом уменьшают площадь поперечного сечения и тем самым увеличивают нагнетаемый к выходному патрубку объем жидкости во время срабатывания двух других выжимных элементов. Кроме того, сравнивая напряжения (рис. 5), возникающие при полном сжатии с напряжениями при неполном сжатии из работы [9], а также используя оценку долговечности эластомеров из работы [10], получаем, что неполное сжатие продлевает срок службы упругого рабочего органа в 1,69...2,85 раз (в зависимости от используемого эластомера).

Неравномерность подачи перистальтического насоса

Так же, как и другие виды объемных гидравлических машин, насос перистальтического принципа действия создаст неравномерную пульсационную подачу (рис. 6). Этот недостаток препятствует применению перистальтических насосов в тех областях, где требуется не только стерильность, но и постоянство

подачи либо ее изменение по некоторому заданному закону. В перистальтических насосах с упругим рабочим органом, расположенным по кругу, неравномерность подачи зависит от количества выжимных элементов [5] – чем их больше, тем более неравномерной получается подача насоса. Неравномерность вызвана промежутками времени, когда ролики входят в контакт с упругим рабочим органом и когда, наоборот, перестают его сжимать.

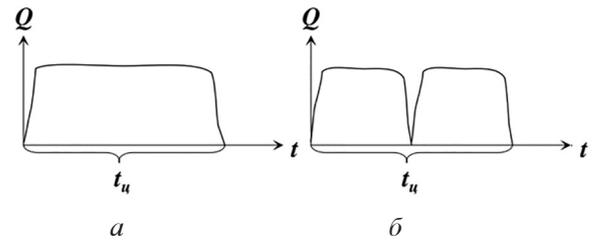


Рис. 6. Теоретическая пульсационная подача перистальтического насоса:

а) насос с одним роликом; б) насос с двумя роликами

Fig. 6. Theoretical pulsation flow of peristaltic pump: a) pump with one roller, b) pump with two rollers

Исследования, посвященные миниатюрным перистальтическим насосам, показывают также, что могут иметь место существенные колебания скорости и давления на протяжении всего времени цикла работы насоса. Например, в работе [11] был получен график зависимости подачи миниатюрного перистальтического насоса от времени, показанный на рис. 7. Автором работы [12] при помощи численного моделирования получен график пульсации скорости (рис. 8) в выходном патрубке перистальтического насоса с линейно расположенным упругим рабочим органом, перекачивающим жидкость с вязкостью 20...40 мПа·с.

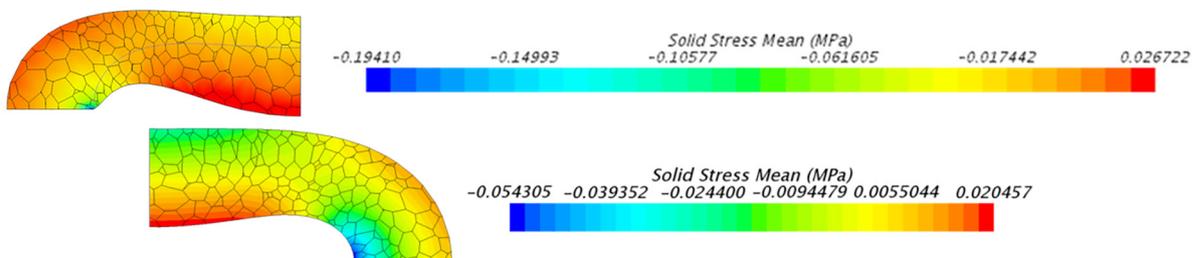


Рис. 5. Сравнение величины возникающих напряжений в зависимости от степени сжатия упругого рабочего органа

Fig. 5. Comparison of the magnitude of the arising stresses depending on the compression ratio of the elastic working body

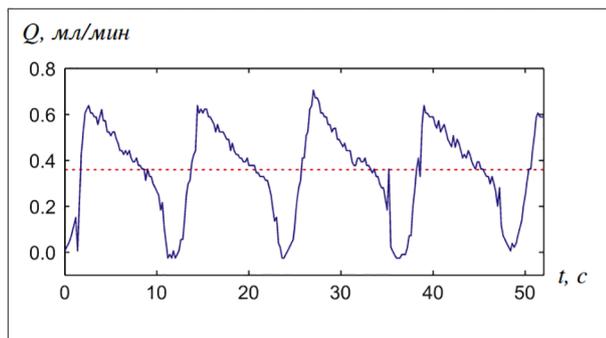


Рис. 7. Неравномерная подача миниатюрного перистальтического насоса

Fig. 7. Uneven flow of miniature peristaltic pump

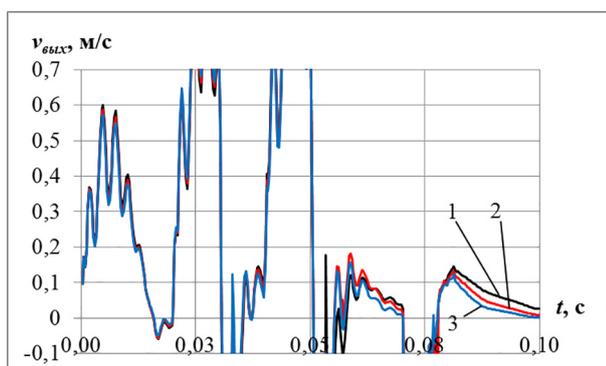


Рис. 8. Пульсации скорости в миниатюрном перистальтическом насосе с линейным расположением упругого рабочего органа при высоких частотах срабатывания выжимных элементов:

1 – $\mu = 20$ мПа·с; 2 – $\mu = 30$ мПа·с; 3 – $\mu = 40$ мПа·с

Fig. 8. Velocity pulsations in a miniature peristaltic pump with a linear arrangement of an elastic working body at high operating frequencies of the release elements: 1 – $\mu = 20$ mPa·s; 2 – $\mu = 30$ mPa·s; 3 – $\mu = 40$ mPa·s

Одним из решений, позволяющих сделать подачу более равномерной, является применение в насосе нескольких параллельных каналов [13, 14], которые пережимаются выжимными элементами с определенной задержкой (рис. 9, 10), обусловленной строением привода насоса.

Суммарная подача от двух работающих каналов, функционирующих по предложенной в работе [15] конструкции перистальтического насоса, показана на рис. 11. Применение двух параллельных каналов вместо одного, таким образом, существенно снижает амплитуду пульсаций подачи, но не устраняет их полностью.

На самом деле достаточно часто несколько параллельных каналов используются не для

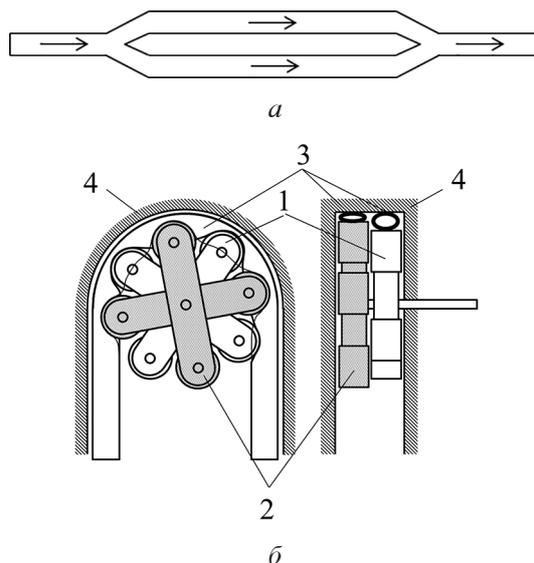


Рис. 9. Перистальтический насос с двумя параллельными каналами, расположенными по кругу: 1 – крестовина; 2 – ролики; 3 – упругие трубки; 4 – корпус

Fig. 9. Peristaltic pump with two parallel channels arranged in a circle: 1 – crosspiece; 2 – rollers; 3 – elastic tubes, 4 – body

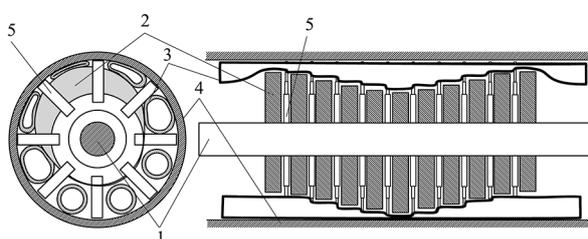


Рис. 10. Перистальтический насос с несколькими параллельными каналами, расположенными линейно: 1 – вращающийся вал; 2 – эксцентрики; 3 – упругие трубки; 4 – корпус; 5 – перегородки

Fig. 10. Peristaltic pump with several parallel channels arranged in a linear manner: 1 – rotating shaft; 2 – eccentrics; 3 – elastic tubes; 4 – body; 5 – partitions

выравнивания подачи, а для одновременной перекачки веществ по нескольким изолированным каналам [16]. Например, при одновременной дозировке компонентов медицинских препаратов из одного большого резервуара в несколько (до 24) маленьких сосудов (пробирок, баночек и т.д.). В таких насосах несколько трубок одновременно сжимаются при помощи устройства, напоминающего беличье колесо с четырьмя роликами-трубочками.

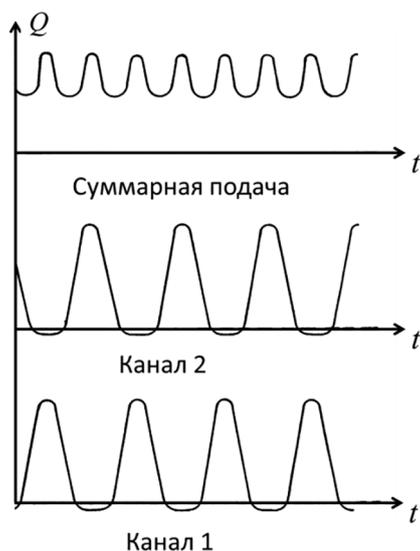


Рис. 11. Подача в каждом отдельном канале и суммарная подача перистальтического насоса с двумя параллельными каналами

Fig. 11. Flow in each individual channel and total flow of a peristaltic pump with two parallel channels

Выравнивание подачи в перистальтическом насосе может достигаться и другими способами. В работе [17] совершена попытка при помощи пневматического демпфера пульсаций выровнять подачу перистальтического насоса так, чтобы она имитировала биение сердца. Несмотря на то, что эта цель так и не была достигнута, применение пневматического демпфера пульсаций позволило существенно уменьшить неравномерность подачи.

В работе [18] авторы добились снижения пульсаций миниатюрного перистальтического насоса за счет применения пяти рабочих камер, которые сжимаются и отпускаются выжимными элементами в строго определенном порядке. Это позволило при величине подачи насоса 55 г/мин снизить пульсации до ± 6 г/мин, то есть до 11 %. Такая конструкция, с другой стороны, является более сложной по сравнению с другими конструкциями перистальтических насосов, в которых число сжимаемых участков (или камер) обычно всего три, как, например, представлено в работах [19–20]. Кроме того, особый алгоритм срабатывания выжимных элементов требует использования точной системы управления.

Заключение

Таким образом, перистальтические насосы являются гидромашинами, конструкции кото-

рых продолжают совершенствоваться в соответствии с требованиями областей их применения, и по мере разработки новых конструкций сфера использования этих насосов, вне всяких сомнений, будет продолжать расширяться, охватывая все больше направлений в различных областях человеческой деятельности.

Обзор существующих конструктивных решений и исследований, посвященных насосам перистальтического принципа действия, показал, что для устранения таких недостатков этих насосов, как малый срок службы рабочего органа и неравномерность подачи, применяются принципиально различные подходы. При этом применяемые конструктивные решения зависят от назначения насоса, области его применения и свойств перекачиваемой жидкости.

Разработки, направленные на устранение неравномерности подачи, не являются совершенными и требуют дальнейших улучшений конструкции насоса. В частности, при применении нескольких параллельных каналов в рассмотренных работах используется только четное число каналов и остается неясным, будет ли использование нечетного числа каналов иметь преимущества, подобно использованию нечетного числа гидроцилиндров в возвратно-поступательных насосах.

Следует также заметить, что в опубликованных работах исследователи делают больший упор на повышение надежности перистальтических насосов и получения нужной или более равномерной подачи и существенно меньше внимание уделяют анализу влияния параметров насоса на его энергетическую эффективность. Данное обстоятельство является существенным недостатком подобных исследований, так как не дает рекомендаций, позволяющих на этапе проектирования насоса отслеживать возможные изменения его коэффициента полезного действия.

На основе выявленных в проведенном обзоре недостатков современных конструкций перистальтических насосов и посвященных этим насосам исследований может быть сформулирована цель диссертационного научного исследования, заключающаяся в разработке методики проектирования перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой и с пластинами-толкателями, используемыми в качестве выжимных элементов. Эта методика должна позволять рассчитывать основные геометрические параметры насоса в соответ-

ствии с требуемыми значениями подачи насоса и создаваемым им давлением, а также отследить возможные изменения его коэффициента полезного действия.

Для достижения указанной цели планируется решение следующих задач:

- разработка математических моделей течения жидкости для перистальтического насоса с линейным расположением упругого рабочего органа с использованием численного моделирования в среде, например, Star-CCM+, а также на основе с использованием квазистационарной модели и на основе уравнения Бернулли;
- создание экспериментальной установки, позволяющей оценить адекватность указанных математических моделей;
- изучение влияния материала упругого рабочего органа насоса, алгоритмов срабатывания выжимных элементов, а также формы и качества внутренней поверхности трубки (рабочего органа).

Решение этих задач с нашей точки зрения, безусловно, является актуальным на современном этапе развития этого типа гидромашин.

Литература

1. Treutel C. Peristaltic pumps in the food industry // Pumps & Systems. – Birmingham, USA: Cahaba Media Group, July 2007. P. 28–31.
2. Allen E.E. Instrument for transfusion of blood // Патент US № 249285, 08.11.1881.
3. Porter R., Bradley J.D. Rotary Pump // Патент US № 12753, 17.04.1855.
4. Loudin T. The evolution of peristaltic pump // Pump engineer. – Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
5. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. 168 с.
6. Kondrashchenko V.I., Emelianova I.A., Chaika D.O. Features of the Use of a Universal Hose Concrete Pump in the Construction Site // OP Conf. Series: Earth and Environmental Science vol. 272 issue 3 32107. IOP Publishing, 2019, 6 p. DOI: 10.1088/1755-1315/272/3/032107
7. Порядков Л.Ф. Рабочая трубка для перистальтического насоса // Патент на изобретение № 309294, Российская Федерация. Опубликовано 27.10.2007. Бюл. № 30.
8. Тарасов Ю.Д. Перистальтический насос // Патент на изобретение № 2290536, Российская Федерация. Опубликовано 27.12.2006. Бюл. № 36.
9. Гришин А.И. Влияние на характеристику линейного перистальтического насоса формы сечения и длины сжимаемых участков // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48) С. 9–17. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-9-17
10. Копченков В.Г. Трение и изнашивание эластомеров в условиях контактно-динамического нагружения: дис. ... докт. техн. наук. Ставрополь, 2004. 424 с.
11. Skafte-Pedersen P., Hemmingsen M., Blaga F.S., Bruus H., Dufva M. A self-contained, programmable microfluidic cell culture system with real-time microscopy access // Biomed Microdevices. Springer Science, Business Media. 2011. P. 385–399. DOI: 10.1007/s10544-011-9615-6
12. Гришин А.И. Методика расчета характеристики перистальтического насоса линейного типа с неполным сжатием рабочего органа // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. № 3. С. 21–31.
13. Азнабаев Б.М., Бараков В.Н., Рамазанов В.Н., Мухаммадеев Т.Р., Бикчуряев Д.Р., Дибяев Т.И. Аспирационный насос для офтальмохирургических систем // Патент РФ 2434608 С1; опубл. 27.11.2011. Бюл. № 33.
14. Шлегель И.Ф. Перистальтический насос // Патент РФ № 2282056 С2; опубл. 20.08.2006. Бюл. № 23.
15. Daniel Minarik D., Beck J.E. Peristaltic pump having means for reducing flow pulsation // Патент US № 5257917, 02.11.1993.
16. Jönsson A., Toppi A., Dufva M. The FAST Pump, a low-cost, easy to fabricate, SLA-3D-printed peristaltic pump for multi-channel systems in any lab // HardwareX. Elsevier. 2020, 45 p. DOI: 10.1016/j.ohx.2020.e00115
17. Liermann M. Active Pneumatic Pulsation Damper for Peristaltic Pump Flow Loops // Proceedings of the 2016 Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC2016, Bath, England. 20 16, 9 p.
18. Hoffmeier K.L., Hoffman D., Feller K.-H. A First Inherently Pulsation Free Peristaltic Pump // 58th Ilmenau scientific colloquium, Technische Universität Ilmenau, 08–12 September 2014. 11 p.
19. Lin Q., Yang B., Xie J., Tai Y. Dynamic simulation of a peristaltic micropump considering coupled fluid flow and structural motion // Journal of micro-mechanics and microengineering. – UK, Institute of physics publishing: IOP Publishing Ltd, 2006. No. 17. P. 220–228.
20. Trenkle F., Haerberle S., Zengerle R. Normally-closed peristaltic micropump with re-usable actuator and disposable fluidic chip // Sensors and Actuators B: Chemical. – Elsevier Science, 2011. 154. P. 137–141. DOI: 10.1016/j.snb.2009.12.069

References

1. Treutel C. Peristaltic pumps in the food industry. Pumps & Systems. – Birmingham, USA: Cahaba Media Group, July 2007. P. 28–31.
2. Allen E.E. Instrument for transfusion of blood. Patent US No 249285, 08.11.1881.
3. Porter R., Bradley J.D. Rotary Pump. Patent US No 12753, 17.04.1855
4. Loudin T. The evolution of peristaltic pump. Pump engineer. – Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
5. Mikheyev A.Yu. Issledovaniye kharakteristiki i povysheniye nadezhnosti nasosov peristal'ticheskogo printsipa deystviya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation of the characteristics and increasing the reliability of pumps of the peristaltic principle of operation: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Ufa, 2004. 168 p.
6. Kondrashchenko V.I., Emelianova I.A., Chaika D.O. Features of the Use of a Universal Hose Concrete Pump in the Construction Site // OP Conf. Series: Earth and Environmental Science vol. 272 issue 3 32107. IOP Publishing, 2019, 6 p. DOI: 10.1088/1755-1315/272/3/032107
7. Poryadkov L.F. Rabochaya trubka dlya peristal'ticheskogo nasosa [Operating tube for peristaltic pump]. Patent na izobreteniyе No 309294, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.10.2007. Byul. No 30.
8. Tarasov Yu. D. Peristal'ticheskoy nasos [Peristaltic pump]. Patent na izobreteniyе No 2290536, Rossiyskaya Federatsiya. Opublikovano 27.12.2006. Byul. No 36.
9. Grishin A.I. Influence of the cross-sectional shape and length of the compressible sections on the characteristics of a linear peristaltic pump. Izvestiya MG TU «MAMI». 2021. No 2 (48), pp. 9–17 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-9-17
10. Kopchenkov V.G. Treniye i iznashivaniye elastomerov v usloviyakh kontaktno-dinamicheskogo nagruzheniya: dis. ... dokt. tekhn. nauk [Friction and wear of elastomers under dynamic contact loading: Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Stavropol', 2004. 424 p.
11. Skafte-Pedersen P., Hemmingsen M., Blaga F.S., Bruus H., Dufva M. A self-contained, programmable microfluidic cell culture system with real-time microscopy access // Biomed Microdevices. Springer Science, Business Media. 2011. P. 385–399. DOI: 10.1007/s10544-011-9615-6
12. Grishin A.I. Method for calculating the characteristics of a linear peristaltic pump with incomplete compression of the working body. Izvestiya MG TU «MAMI». 2018. No 3, pp. 21–31 (in Russ.).
13. Aznabayev B.M., Barakov V.N., Ramazanov V.N., Mukhamadeyev T.R., Bikchurayev D.R., Dibayev T.I. Aspiratsionnyy nasos dlya oftal'mokhirurgicheskikh system [Ophthalmic surgery suction pump]. Patent RF 2434608 C1; opubl. 27.11.2011. Byul. No 33.
14. Shlegel' I.F. Peristal'ticheskoy nasos [Peristaltic pump]. Patent RF No 2282056 S2; opubl. 20.08.2006. Byul. No 23.
15. Daniel Minarik D., Beck J.E. Peristaltic pump having means for reducing flow pulsation. Patent US No 5257917, 02.11.1993.
16. Jansson A., Toppi A., Dufva M. The FAST Pump, a low-cost, easy to fabricate, SLA-3D-printed peristaltic pump for multi-channel systems in any lab // HardwareX. Elsevier. 2020, 45 p. DOI: 10.1016/j.ohx.2020.e00115
17. Liermann M. Active Pneumatic Pulsation Damper for Peristaltic Pump Flow Loops // Proceedings of the 2016 Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC2016, Bath, England. 2016, 9 p.
18. Hoffmeier K.L., Hoffman D., Feller K.-H. A First Inherently Pulsation Free Peristaltic Pump // 58th Ilmenau scientific colloquium, Technische Universität Ilmenau, 08 – 12 September 2014. 11 p.
19. Lin Q., Yang B., Xie J., Tai Y. Dynamic simulation of a peristaltic micropump considering coupled fluid flow and structural motion // Journal of micromechanics and microengineering. – UK, Institute of physics publishing: IOP Publishing Ltd, 2006. No 17. P. 220–228.
20. Trencle F., Haeberle S., Zengerle R. Normally-closed peristaltic micropump with reusable actuator and disposable fluidic chip // Sensors and Actuators B: Chemical. – Elsevier Science, 2011. 154. P. 137–141. DOI: 10.1016/j.snb.2009.12.069

STUDY OF EXISTING DESIGNS OF THE PERISTALTIC PRINCIPLE PUMPS

A.I. Grishin, PhD in Engineering **A.V. Lepeshkin**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
foxmcloud@rambler.ru

Peristaltic pumps are used in a wide variety of applications due to their tightness, ease of maintenance and accurate delivery. Nevertheless, the use of peristaltic pumps is limited by their disadvantages: short service life of the working body and uneven feed. This work provides an overview of the existing design solutions for pumps. The main advantages and disadvantages of the most common modern designs of peristaltic pumps are considered. The developed design solutions are presented. These solutions are designed to extend the service life of the elastic working body of the pump. These include a spiral hose design, where hose life is improved by reducing the number of cyclic compressions using just one roller. Another solution is to operate the pump with incomplete compression of the working element, which reduces the stress values and thereby prolongs the service life of the working element. The special shapes of protrusions in the compression area were developed in order to compensate the decrease in flow caused by the operation of the pump with incomplete compression of the working member. The paper provides an overview of solutions to reduce the uneven flow of a peristaltic pump. The simplest of these is the use of multiple parallel channels. In other designs, the elimination of flow pulsations is achieved with a pneumatic damper. There is also a constructive solution, in which a special algorithm of actuation of five squeeze elements is used for uniform supply, each of which compresses only its own section of the pump working body. Based on the analysis, it is shown that in order to eliminate the disadvantages of peristaltic pumps the various methods are used. Nevertheless, those methods need further improvement.

Keywords: peristaltic pump, feed pulsations, reliability of hydraulic machines.

Cite as: Grishin A.I., Lepeshkin A.V. Study of existing designs of the peristaltic principle pumps. *Izvestiya MGТУ «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 9–17 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-9-17

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

д.т.н. Жарковский А.А., к.т.н. Щур В.А., Омран М., Стасеев А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

tshur_va@spbstu.tu

В статье приведено описание подходов к проектированию лопастной системы радиально-осевых гидротурбин на основе разработанной в СПбПУ автоматизированной системы проектирования на языке программирования Python. В указанную систему на настоящий момент включены следующие модули: выбор основных параметров гидротурбины, построение меридиональной проекции рабочего колеса, расчет потенциального потока и построение лопастной системы радиально-осевой гидротурбины. Выбор основных параметров гидротурбины основан на общепринятой в гидротурбостроении методике, которая оцифрована и внедрена в программный комплекс. В работе рассмотрены и проанализированы разные подходы к проектированию меридиональных обводов проточной части в области рабочего колеса радиально осевой гидротурбины, приведено сравнение результатов их построения по различным методикам. По результатам анализа выбрана методика, наиболее подходящая к алгоритмизации в программном комплексе. Построение линий тока и расчет скоростей вдоль них представлено на основе расчета потенциального потока в меридиональном сечении. Проектирование лопастной системы гидротурбины выполнено по методу решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин. В качестве примера спроектирована лопастная система радиально-осевой гидротурбины на напор до 75 метров, начальные параметры которой соответствуют гидротурбинам-аналогам схожей быстроходности. Спроектированная гидротурбина была рассчитана в Ansys, а результаты подтвердили ее отличные энергетические качества. Планируется дальнейшее развитие программного комплекса в части автоматического построения 3-х мерных твердотельных моделей проточной части, которая в дальнейшем может быть рассчитана методами вычислительной гидродинамики и оптимизирована для получения гидротурбин с параметрами, соответствующими современному уровню.

Ключевые слова: автоматизация проектирования, радиально-осевые гидротурбины, выбор основных параметров, python.

Для цитирования: Жарковский А.А., Щур В.А., Омран М., Стасеев А.А. Автоматизация проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26

Постановка задачи исследования

В настоящее время проектирование проточных частей гидромашин ведется с использованием программного обеспечения, которое реализует методы проектирования и оценки течения и потерь в лопастных гидромашинах, в том числе гидротурбинах. Среди гидротурбин широко распространены радиально-осевые гидротурбины (РО ГТ) – гидротурбины типа Френсис по зарубежной терминологии. При проектировании лопастных систем РО ГТ используются следующие подходы:

– струйный метод, когда в меридианном сечении рассчитываются линии тока и скорости $V_m(s)$ вдоль них и проектировщиком задается закон закрутки потока $r\psi_u(s)$ вдоль скелетной линии на каждой поверхности тока. Формы

скелетных линий лопасти на отдельных поверхностях тока при таком подходе не увязаны между собой. Данный подход аналогичен подходу, применяемому в насосостроении [1]. В гидротурбинах данный подход используют при проектировании насос-турбин;

– метод Бауэрсфельда-Вознесенского [2–4]. Лопасть проектируется в потенциальном меридианном потоке как единое целое. Скелетная поверхность лопасти представляет собой вихревую поверхность, вихревые линии которой расположены в меридианных проекциях РО ГТ;

– геометрический подход [5–7], когда форма скелетной линии на поверхности тока задается полиномиальной зависимостью, сплайн-функциями, кривыми Безье и другими кривыми.

После проектирования проточной части РО ГТ обязательно проводится расчет течения в ней, анализируются поля давлений и скоростей, интегральные параметры, такие как напор, КПД, антикавитационные качества, прочностные качества, критические частоты вращения. Для расчета течения в гидромашинах в настоящее время используют коммерческие пакеты программ [8–10].

Процессы проектирования и расчета имеют собственные программные продукты, работать с которыми по отдельности неудобно: нет единого интерфейса, подготовка и передача данных от одной программы к другой занимает время, нет единой базы данных для хранения информации, снижается скорость поиска оптимального решения. Наиболее рациональной формой организации проектирования является система автоматизированного проектирования – САПР. Можно привести некоторые примеры разработки САПР гидромашин [11–15]. Их недостатками являются либо возможность проектирования только отдельных элементов проточной части, либо использование вместо трехмерных методов квазитрехмерных для оценки течения и потерь, либо не полностью автоматизированная подготовка исходных данных на различных стадиях проектирования.

Целью исследования данной работы является обобщение подходов к проектированию гидротурбин радиально-осевого типа и выбор оптимальных методик для их включения в систему автоматизированного проектирования проточной части рабочего колеса гидротурбины – САПР РО ГТ, наиболее сложного и ответственного элемента проточной части гидротурбины. Основные этапы проектирования иллюстрируются на базе гидротурбины РО-75.

Выбор основных параметров РО ГТ

Правильный выбор основных параметров гидротурбин [2, 16–20] – важная задача. От этого зависит эффективность использования энергии потока воды в гидротурбине.

Для автоматизации выбора основных параметров в СПбПУ разработана программа, позволяющая по исходным данным построить рабочую зону гидротурбины на универсальной характеристике и рассчитать ее основные параметры. Программа написана на языке *Python* и реализует методику [18].

Основные параметры гидротурбин: тип турбины, n – частота вращения [мин^{-1}], D_1 – диаметр рабочего колеса [м], η_t – КПД гидротурбины в оптимальном режиме [%]. Для реконструируемых ГЭС исходными данными для выбора параметров гидротурбин служат данные с действующих объектов. Эти данные чаще всего получены на основе обработки и анализа параметров гидротурбин по результатам многолетних наблюдений. Для проектируемых ГЭС точно определить исходные данные проблематично, поэтому они прогнозируются с определенной долей погрешности. Для расчета мощности, частоты вращения, определения диаметра и КПД гидротурбины задать:

1) N_t – мощность турбины [кВт], которая задается по проекту для новых и действующих ГЭС (или из предположения увеличения мощности – для обоснования реконструкции действующих ГЭС).

2) Напоры гидротурбины [м]: H_p – расчетный, H_{\max} – максимальный, H_{\min} – минимальный, их величины обычно известны и зависят от сложившейся гидрологической обстановки для действующих ГЭС или от проекта плотин для новых гидроэлектростанций.

3) Q_t – расход через гидротурбину [$\text{м}^3/\text{с}$].

4) Универсальные характеристики гидротурбин, применимых на данные напоры [21].

Для определения кавитационных качеств турбины необходимо знать: высоту отсасывания H_s [м] – для действующих объектов, значения кавитационного коэффициента σ (берется с универсальной характеристики) и отметку расположения уровня нижнего бьефа ГЭС над уровнем моря ∇ [м] – для проектируемых станций и определения величины заглубления турбины под уровень нижнего бьефа. Формулы расчета основных параметров не приводятся ввиду их общеизвестности. Расчет на поправку КПД из-за масштабного эффекта следует проводить в соответствии с международными стандартами [22]. В разработанной программе выбора основных параметров гидротурбин за основу взяты исходные данные и универсальные характеристики радиально-осевых гидротурбин – наиболее распространенных, надежных и эффективных в гидротурбостроении.

На рис. 1 представлено окно задания исходных данных и автоматического выбора типа гидротурбины. В левой части – исходные пара-

метры, после ввода которых программа может автоматически выбрать тип турбины. Этот выбор можно корректировать также самостоятельно, задав тип турбины и максимальный напор, на который она применяется.

От максимального напора зависят предложенные на выбор в следующем окне универсальные характеристики (рис. 2). На рис. 2 показана характеристика с нанесенной предполагаемой рабочей точкой при расчетном напоре, которая расположена на линии 5 % запаса мощности и оптимальных приведенных оборотах (соответствующих расположению точки оптимального КПД).

Из выпадающего меню под универсальной характеристикой можно выбрать любую другую из предложенных на данные напоры и имеющихся в [21]. Справа в текстовых полях указаны параметры рабочей точки, предложен выбор синхронной частоты вращения гидроагрегата и координат рабочей точки при минимальном напоре.

После ввода всех параметров определяется рабочая зона (выделена зеленым на рис. 2), а также считаются осевое усилие, разгонная частота вращения и высота отсасывания предложенной гидротурбины. Зона работы турбины построена для всего диапазона напоров (от минимального до максимального) и охватывает «яблочко» – зону с максимальными КПД гидротурбины.

Таким образом, в качестве исходных данных по предложенной универсальной характеристике выбираются основные параметры ги-

дротурбины: тип, частота вращения, диаметр рабочего колеса и строится зона работы, охватывающая оптимальные по КПД режимы. Далее на основе этих данных могут быть спрогнозированы эксплуатационные характеристики, рассчитаны максимальный КПД с учетом масштабного эффекта, требуемая высота отсасывания, открытия направляющего аппарата и линия ограничения мощности. Полученные значения параметров турбины используются далее при проектировании лопасти рабочего колеса и последующего ее расчета и оптимизации с использованием методов вычислительной гидродинамики.

Проектирование меридиональных обводов и кромок рабочего колеса РО ГТ

В работе Топажа Г.И. [4] меридиональные обводы (далее – обводы) и расположение входной и выходной кромок на периферии и втулке для РО ГТ задаются рядом характерных размеров (рис. 3). Рекомендуемые диапазоны величин характерных размеров для различных РО ГТ приведены в [4].

В работе В. Обретенова [23] размеры меридианных обводов и кромки определяются величиной быстроходности n_0 , которая имеет вид:

$$n_0 = 0,00203 \cdot n_s \cdot \eta^{-0,5}.$$

Нами параметры из работы [23] были аппроксимированы в виде графических зависимостей от коэффициента быстроходности и использованы при автоматизированном по-

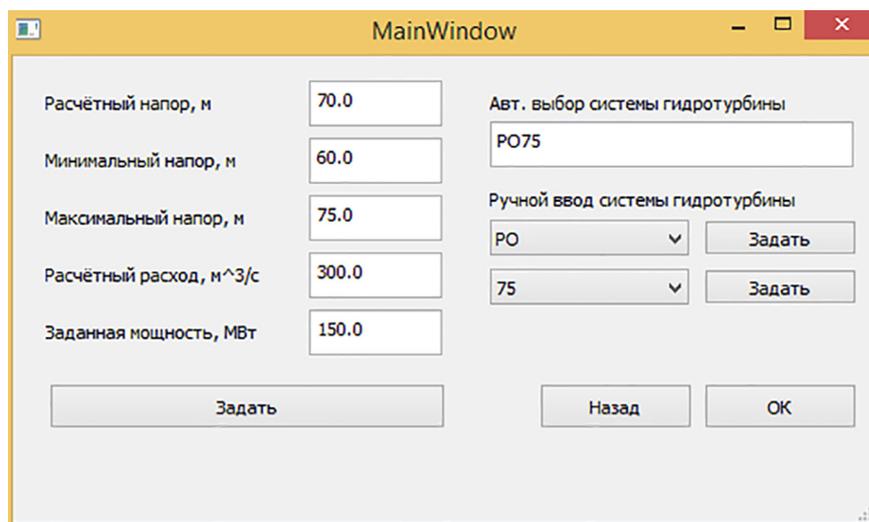


Рис. 1. Выбор типа гидротурбины и ее параметров (РО 75)

Fig. 1. Selection of the type of turbine and its parameters (RA 75)

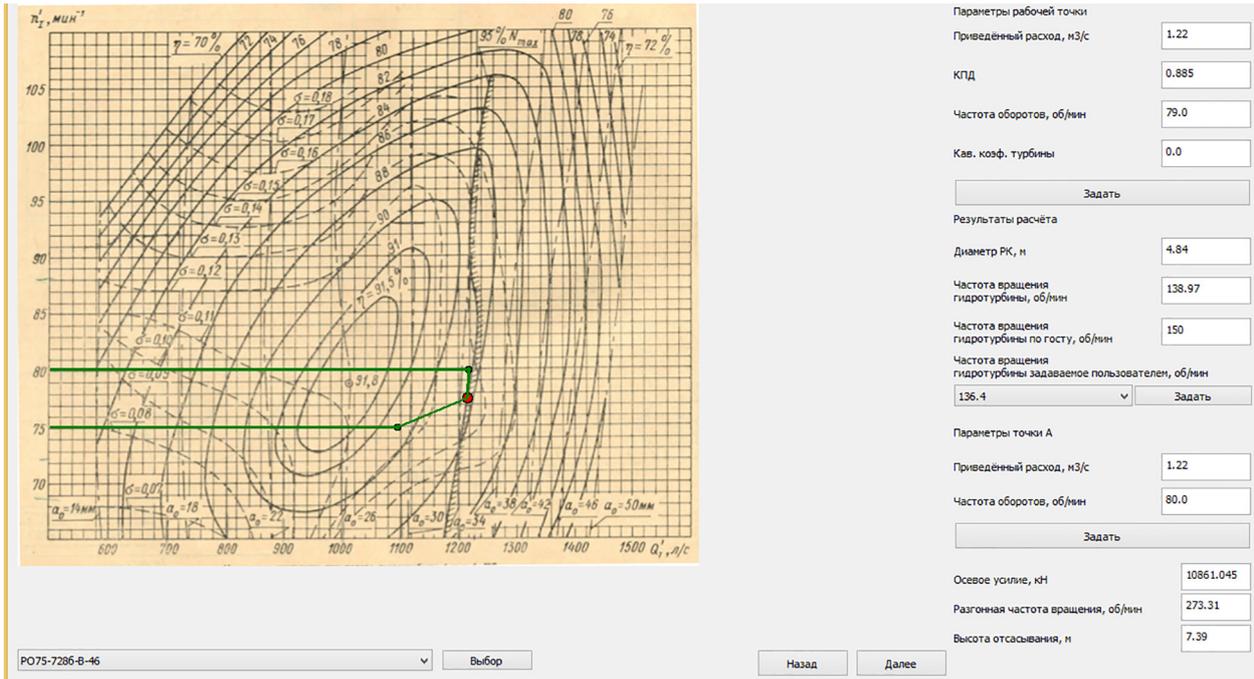


Рис. 2. Экран построения рабочей зоны гидротурбины

Fig. 2. Screen for constructing the working area of a hydraulic turbine

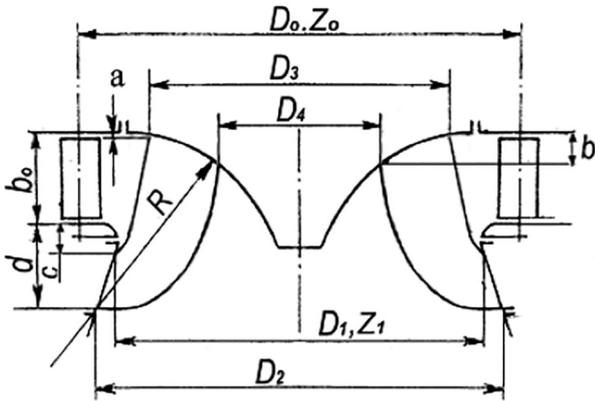


Рис. 3. Характерные размеры рабочего колеса РО гидротурбины

Fig. 3. Typical dimensions of the impeller radial-axial hydraulic turbine

строении обводов колеса и кромок лопастных систем по методике Обретенова (рис. 4).

В методе Бове [24] параметры меридианного сечения определяются как функции параметра n_0^* :

$$n_0^* = \frac{\omega \cdot \left(\frac{Q}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}}{(2 \cdot g \cdot H)^{\frac{3}{4}}}$$

Меридиональные обводы для низконапорных РО ГТ высокой быстроходности, построенные по методикам Топажа Г.И., В. Обретенова,

и обводы, используемые в натуральных образцах РО ГТ [17], приведены на рис. 4.

Перечисленные выше методики были запрограммированы и включены в подсистему по автоматизированному проектированию обводов РК (рабочего колеса) РО ГТ. Кромки лопастей строятся по характерным точкам в виде прямых линий, парабол разного типа, кривых Безье. Оптимальность формы того или иного обвода и кромок лопастной системы оценивается после проектирования РК и оценки его гидравлических качеств одним из методов вычислительной гидродинамики.

Расчет меридионального потока

Лопастные ПК гидротурбины проектируют в потенциальном потоке (МКЭ) [25], либо в осесимметричном вихревом потоке [5]. Пример результатов расчета потенциального потока по методу [25] приведен на рис. 5.

Проектирование лопастной системы РК РО гидротурбины

Проектирование лопастной системы гидротурбины РО-75 было выполнено по методу [5, 6], реализованному в комплексе программ САПР РО ГТ, на параметры: $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹.

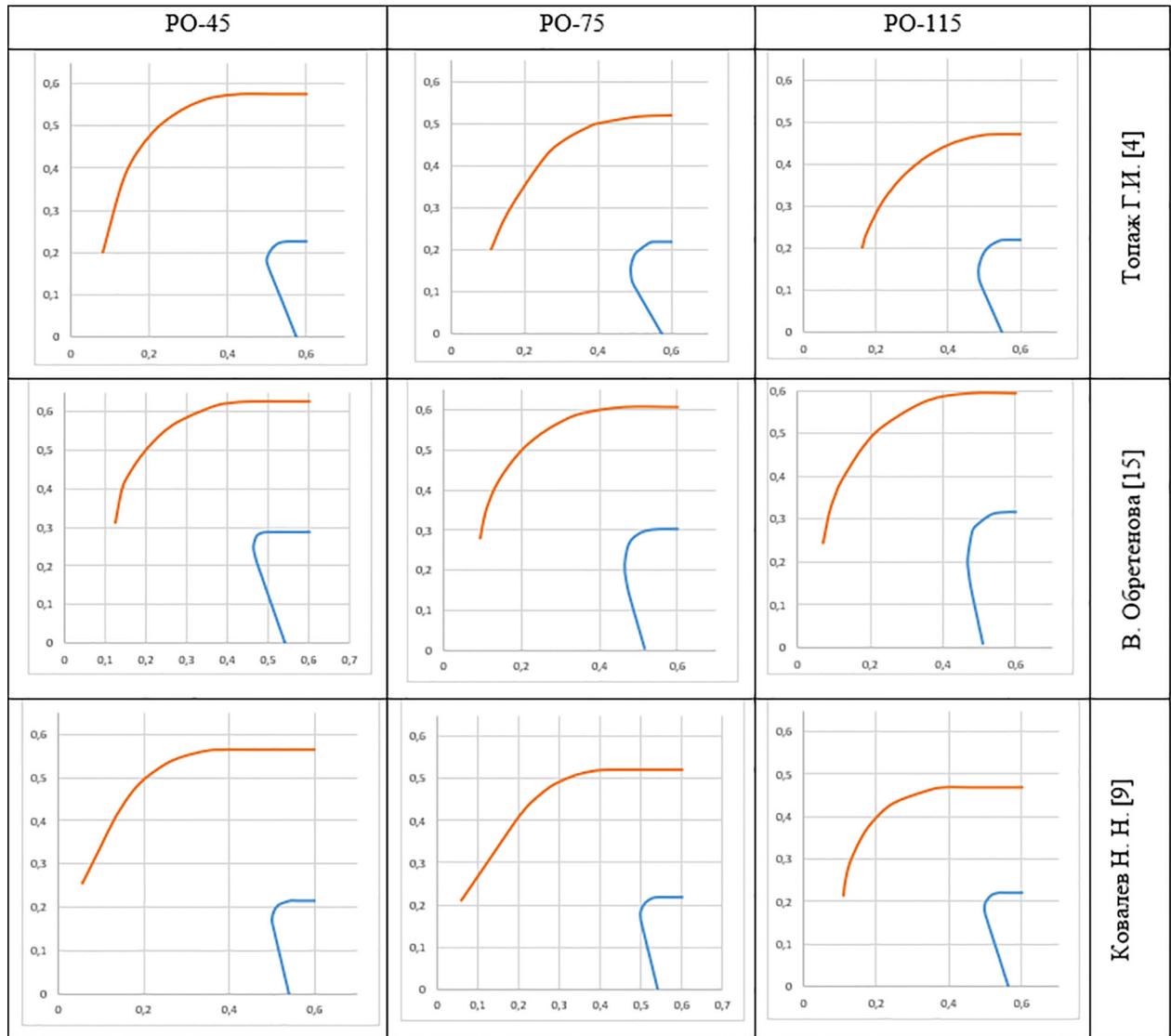


Рис. 4. Меридианные обводы рабочего колеса ГТ на различные напоры

Fig. 4. Meridian contours of the HT impeller for different heads

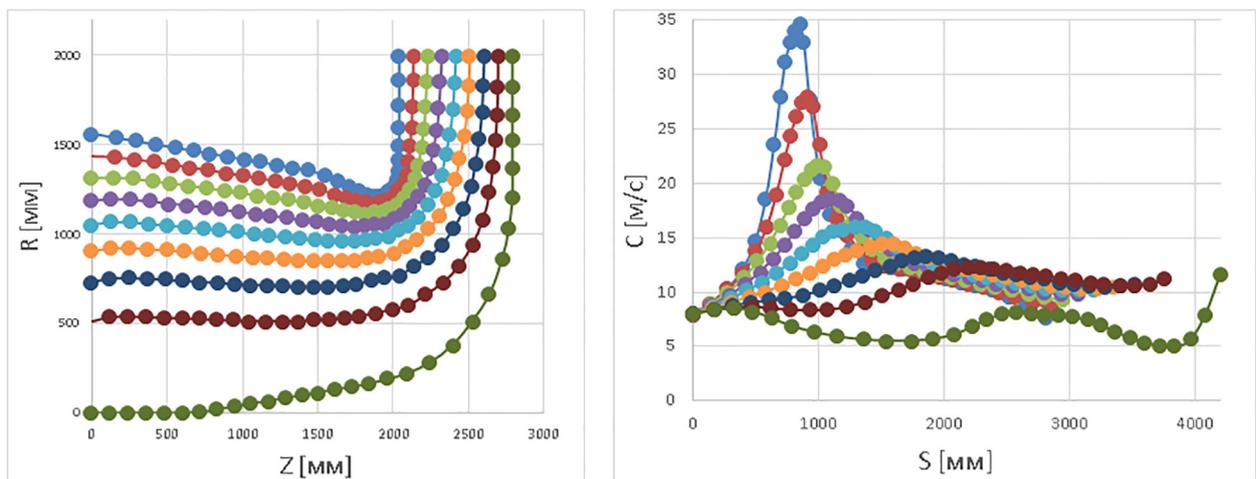


Рис. 5. Линии тока и меридиональные скорости в РК ГТ РО-75 (натурный размер)

Fig. 5. Streamlines and meridional velocities in impeller of HT RO-75 (full-scale size)

На рис. 6 приведены результаты проектирования рабочего колеса РО-75.

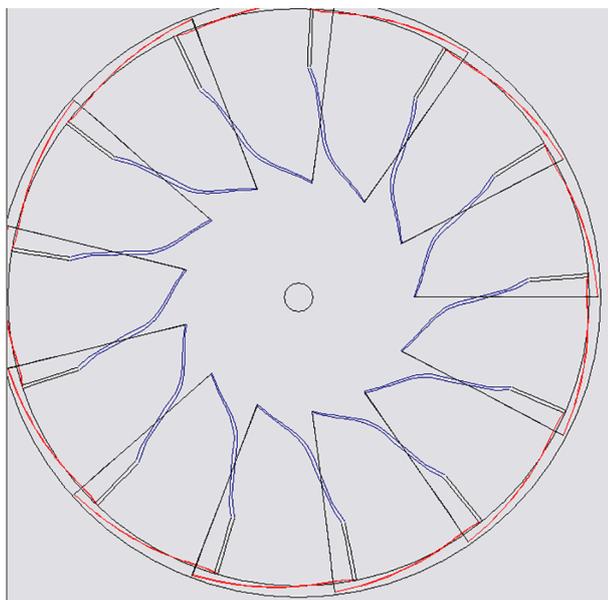


Рис. 6. Лопасть РК гидротурбины РО-75 в плане

Fig. 6. Impeller blade of RO-75 hydraulic turbine in plan

Расчет течения вязкой жидкости и интегральных параметров в гидротурбине РО 75

Методика расчета трехмерного вязкого течения в гидродинамическом пакете *ANSYS* для гидротурбин изложена, например, в работах [8–10]. В данной статье из-за ограниченности объема мы не имеем возможности описать особенности расчета трехмерного вязкого течения для рассматриваемой гидротурбины. После расчета течения были рассчитаны интегральные параметры гидротурбины РО-75 – расход, КПД и др. Поле КПД рассчитано для ряда открытий НА при ряде приведенных частот вращения n_1' . По полученному полю найден максимальный КПД спроектированной гидротурбины и координаты оптимума $(Q_1', n_1')_{\text{опт}}$ на универсальной характеристике с помощью программы *Tecplot* (рис. 7).

Максимальный гидравлический КПД гидротурбины – 92,8 %. Полный КПД с учетом объемных протечек и дисковых потерь (вычислены по эмпирическим методикам – 0,8 %) составил около 92 %. Координаты оптимальной точки – $Q_1' = 1141,1$ л/с, $n_1' = 79,9$ мин⁻¹. Вариант по ОСТ [21] – максимальный КПД 91,8 %, его координаты – $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹.

Заключение

Разработана программа САПР РО ГТ, которая позволяет: определить основные параметры проточной части гидротурбины; определить обводы гидротурбины и форму лопастей РК ГТ; рассчитать распределение меридианных скоростей и линии тока; спроектировать лопасти гидротурбины с возможностью варьирования углов лопастей, положения и формы входной и выходной кромок, толщины лопасти и т.д.; рассчитать локальные и интегральные параметры гидротурбины с использованием двумерных и трехмерных методов.

С использованием САПР РО ГТ спроектирована лопастная система рабочего колеса РО-75. Проектирование выполнялось на рабочую точку с параметрами $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹. По завершению проектирования был проведен расчет универсальной характеристики. Расчет проводился в трехмерной стационарной постановке с помощью программного комплекса *ANSYS*. По результатам расчета оптимум универсальной характеристики был получен в точке с параметрами $Q_1' = 1141,1$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹, что не полностью соответствует требуемым параметрам по величине Q_1' .

Максимальный КПД гидротурбины с учетом механических и объемных потерь составил $\eta_{\text{max}} \cong 92$ %, что сопоставимо с уровнем КПД рабочих колес, приведенных в [21]. Таким образом, полученная при помощи разработан-

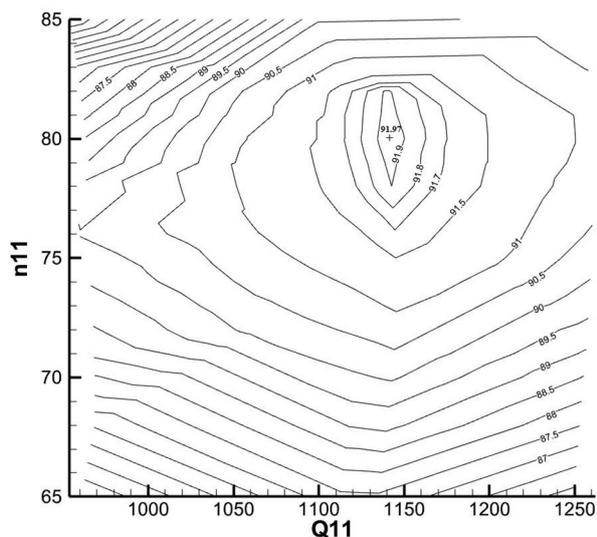


Рис. 7. Результаты проектирования РО-75 по САПР РО ГТ

Fig. 7. Results of design of RO-75 according to CAD of impeller of HT

ной программы САПР РО ГТ лопастная система имеет удовлетворительные параметры оптимального режима (Q_1', n_1'), приемлемый уровень максимального КПД и может быть использована в качестве первого приближения при дальнейшем проектировании лопастных систем методами оптимизационного проектирования.

Литература

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Барлит В.В. Гидравлические турбины. Киев, «Вища школа», 1977, 360 с.
3. Грянюк Л.П. Построение потенциального меридианного потока и гидродинамический расчет бесконечно-тонкой лопасти радиально-осевой гидротурбины по методу Бауэрсфельда-Вознесенского. Л.: Изд-во ЛПИ им. М.И. Калинина, 1985. 32 с.
4. Топаж Г.И. Лопастные гидромашин и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин. СПб.: Изд-во Политехн ун-та, 2011. 154 с.
5. Климович В.И. Расчет течений в проточной части насос-турбин на основе решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин // Известия АН СССР. МЖГ. 1988. № 4.
6. Федоров А.В., Струментова Н.С., Шумилин С.А. Автоматизированное проектирование лопастных систем рабочих колес насос-турбин на напоры 90–150 м // Труды ЦКТИ. 1988. Вып. 244. С. 28–35.
7. CFTurbo.
8. Поспелов А.Ю. Методика прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин на основе расчета трехмерного вязкого течения несжимаемой жидкости. Автореф. на соиск. уч. степ к.т.н., СПб, СПбГПУ, 2013, 16 с.
9. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапшин В.Н. Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
10. ANSYS CFX User's Guide, release 14.5. ANSYS, Inc., February 12, 2013.
11. Миронов К.А., Яковлева Л.К., Гулахмадов А.А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. Х.: НТУ «ХП», 2013.
12. Федоров А.В., Витензон М.С. Метод оптимизации решеток профилей гидромашин для подсистемы САПР «Проточная часть». Труды ЦКТИ, 1987, вып. 232. С. 18–22.
13. Голиков В.А., Жарковский А.А., Топаж Г.И. Программные комплексы для расчета течения и автоматизированного проектирования лопастных гидромашин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия «Наука и образование», 2012, № 1 (142). С. 199–206.
14. Anton I. – Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.
15. Eyup Kocaka, Salih Karaaslana, Nuri Yucela, Furkan Arundasa. A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner, 8th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, Turin, ITALY, 11–13 September 2016.
16. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. М.: Высшая школа, 1969. 400 с.
17. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. Л.: Машиностроение, 1971. 584 с.
18. Бусырев А.И., Топаж Г.И. Лопастные гидромашин. Выбор основных параметров и элементов проточной части гидротурбин: учебное пособие. СПб, Изд-во Политехнического ун-та, 2007, 123 с.
19. Морозов А.А., Аносов Ф.В., Гамус И.М. и др. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. М.: Госэнергоиздат, 1958, 519 с.
20. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергия, 1978. 320 с.
21. ОСТ 108.23.15-82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры.
22. IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests.
23. Обретенов В. Ръководство за курсово проектиране на хидравлически турбомашини, 1993, София.
24. Bovet N., Contribution to the study of Francis-Turbines Runner-Design, Trans. of the ASME, Special issue, 1960.
25. Борщев И.О., Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчет потенциальных течений методом конечных элементов // Труды конференции «Hydro-Turbo-89», ч. 1, 1989, ЧССР.

References

1. Lomakin A.A. Tsentrobezhnyye i osevyye nasosy [Centrifugal and axial pumps]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1966. 364 p.
2. Barlit V.V. Gidravlicheskiye turbiny [Hydraulic turbines]. Kiyev, «Vishcha shkola» Publ., 1977, 360 p.
3. Gryanko L.P. Postroyeniye potentsial'nogo meridiannogo potoka i gidrodinamicheskiy raschet beskonechno-tonkoy lopasti radial'no-osevoy gidroturbiny po metodu Bauersfel'da-Voznesensko-

- go [Construction of a potential meridian flow and hydrodynamic calculation of an infinitely thin blade of a radial-axial hydraulic turbine using the Bauersfeld-Voznesensky method]. Leningrad: Izd-vo LPI im. M.I. Kalinina Publ., 1985. 32 p.
4. Topazh G.I. Lopastn-yye gidromashiny i gidrodinamicheskiye peredachi. Osnovy rabochego protsessy i rascheta gidroturbin [Blade hydraulic machines and hydrodynamic transmissions. Hydro turbine workflow and design fundamentals]. SPb.: Izd-vo Politekhnik un-ta Publ., 2011. 154 p.
 5. Klimovich V.I. Calculation of flows in the flow path of pump-turbines based on the solution of the direct axisymmetric problem of the theory of hydraulic machines. Izvestiya AN SSSR. MZHG. 1988. No 4 (in Russ.).
 6. Fedorov A.V., Strumentova N.S., Shumilin S.A. Computer-aided design of vane systems for pump-turbine impellers for heads of 90–150 m. Trudy TSKTI. 1988. Vyp. 244, pp. 28–35 (in Russ.).
 7. CFTurbo
 8. Pospelov A.Yu. Metodika rognozirovaniya energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na osnove rascheta trekhmernogo vyazkogo techeniya neszhimayemoy zhidkosti. Avtoref. na soisk. uch. step k.t.n. [A method for predicting the energy characteristics of hydraulic turbines based on the calculation of a three-dimensional viscous flow of an incompressible fluid: Abstract for Dissertation for Degree of PhD in Engineering], SPb, SPBGPU Publ., 2013, 16 p.
 9. Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapshin V.N. i dr. Chislennoye modelirovaniye techeniy v turbomashinakh [Numerical simulation of flows in turbomachines]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2006. 202 p.
 10. ANSYS CFX User's Guide, release 14.5. ANSYS, Inc., February 12, 2013
 11. Mironov K.A., Yakovleva L.K., Gulakhmadov A.A. Improvement of flow paths of radial-axial hydraulic turbines. Visnik NTU «KHPI». Seriya: Yenergetichni ta teplotekhnichni protsesi ta ustatkuvannya. KH.: NTU «KHPI», 2013 (in Russ.).
 12. Fedorov A.V., Vitenzon M.S. The method of optimization of the lattices of the profiles of hydraulic machines for the Flowing part CAD subsystem. Trudy TSKTI, 1987, vyp. 232, pp. 18–22 (in Russ.).
 13. Golikov V.A., Zharkovskiy A.A., Topazh G.I. Software systems for calculating the flow and computer-aided design of vane hydraulic machines. Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPBGPU. Seriya «Nauka i obrazovaniYE», 2012, No 1 (142), pp. 199–206 (in Russ.).
 14. Anton I. – Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.
 15. Eyup Kocaka, Salih Karaaslana, Nuri Yucela, Furkan Arundasa. A numerical case study: Bovet approach to de-sign a Francis turbine runner, 8th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, Turin, ITALY, 11–13 September 2016.
 16. Smirnov I.N. Gidravlicheskiye turbiny i nasosy [Hydraulic turbines and pumps]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1969. 400 p.
 17. Kovalev N.N. Gidroturbiny [Hydraulic turbines]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1971. 584 p.
 18. Busyrev A.I., Topazh G.I. Lopastn-yye gidromashiny. Vybor osnovnykh parametrov i elementov protchnoy chasti gidroturbin: uchebnoye posobiye [Blade hydraulic machines. The choice of the main parameters and elements of the flow path of hydraulic turbines: a tutorial]. SPb, Izd-vo Politekhnikeskogo un-ta, 2007, 123 p.
 19. Morozov A.A., Anosov F.V., Gamus I.M. i dr. Turbinnoye oborudovaniye gidroelektrostantsiy [Turbine equipment for hydroelectric power plants]. Moscow: Gos-energoizdat Publ., 1958, 519 s.
 20. Krivchenko G.I. Gidravlicheskiye mashiny: Turbiny i nasosy [Hydraulic machines: Turbines and pumps]. Moscow: Energiya Publ., 1978. 320 p.
 21. OST 108.23.15-82. Turbines are hydraulic vertical rotary vane and radial-axial. Types, main parameters and dimensions.
 22. IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests.
 23. Obretenov V. R”kovodstvo za kursovo projektirane na khidravlichni turbomashini [Guide for course work on design of hydraulic turbomachines], 1993, Sofiya .
 24. Bovet N., Contribution to the study of Francis-Turbines Runner-Design, Trans. of the ASME, Special issue, 1960.
 25. Borshchev I.O., Zharkovskiy A.A., Shkarbul' S.N. Calculation of potential flows by the finite element method. Trudy konferentsii «Hydro-Turbo-89», ch. 1, 1989, CHSSR.

AUTOMATION OF THE DESIGN OF THE IMPELLER OF A RADIAL-AXIAL HYDRAULIC TURBINE

DSc in Engineering **A.A. Zharkovskiy**, PhD in Engineering **V.A. Shchur**, **M. Omran**, **A.A. Staseyev**
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia
tshur_va@spbstu.tu

The article describes approaches to the design of a vane system of radial-axial hydraulic turbines based on an automated design system developed at SPbPU using the Python programming language. The specified system currently includes the following modules: selection of the main parameters of the hydraulic turbine, construction of the meridional projection of the impeller, calculation of the potential flow and construction of the blade system of the radial-axial hydraulic turbine. The choice of the main parameters of the hydraulic turbine is based on the technique generally accepted in hydraulic turbine engineering, which has been digitized and introduced into the software package. The paper considers and analyzes different approaches to the design of the meridional bypasses of the flow path in the area of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine, a comparison of the results of their construction using different methods is given. A technique that is most suitable for algorithmization in the software package based on the results of the analysis was selected. The construction of streamlines and the calculation of velocities along them are presented on the basis of the calculation of the potential flow in the meridian section. The design of the blade system of the hydraulic turbine was carried out by the method of solving the direct axisymmetric problem of the theory of hydraulic machines. As an example, a blade system of a radial-axial hydraulic turbine was designed for a head up to 75 meters, the initial parameters of which correspond to hydraulic turbines-analogues of similar speed. The designed hydro turbine was calculated in Ansys, and the results confirmed its excellent energy properties. It is planned to further develop the software package in terms of automatic construction of 3-dimensional solid models of the flow path, which can later be calculated by the methods of computational fluid dynamics and optimized to obtain hydraulic turbines with parameters corresponding to the current state of the art.

Keywords: design automation, radial-axial hydraulic turbines, selection of basic parameters, Python

Cite as: Zharkovskiy A.A., Shchur V.A., Omran M., Staseyev A.A. Automation of the design of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 18–26 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26

СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Кагдин В.Н., к.т.н. Малеев Р.А., Зимин А.Н., к.ф.-м.н. Зуев С.М., к.т.н. Яхутль Д.Р.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

eoqe@mospolytech.ru

В данной статье описывается назначение и области применения стартер-генераторной установки. Рассмотрены режимы работы стартер-генераторной установки как в качестве электродвигателя постоянного тока последовательного возбуждения, осуществляющего вращение вала двигателя внутреннего сгорания, так и в качестве генератора, когда электрическая машина работает как источник постоянного тока независимого возбуждения, обеспечивающего питание электрических цепей управления, электродвигателей вспомогательного электрооборудования, освещения и заряда аккумуляторной батареи. Исследованы дополнительные функции стартер-генераторной установки в виде системы «старт-стоп», рекуперативного торможения, бустерного разгона автомобиля, гашения крутильных моментов вала двигателя внутреннего сгорания и управления потоками энергии в бортовой сети.

Проведен выбор и обоснование оптимальной схемы, а также конструкции стартер-генераторного устройства. Определены основные технико-экономические параметры стартер-генераторной установки. Была продемонстрирована конструкция стартер-генераторной установки, представляющая собой обратимую электрическую машину. Разработана блок-схема стартер-генераторной установки.

Рассмотрены электрические машины, применяемые для стартер-генераторных установок. Описаны конструкции асинхронной машины с короткозамкнутым ротором, синхронной машины с электромагнитным возбуждением, вентильной машины с постоянными магнитами, бесконтактной машины, синхронной машины с постоянными магнитами, вентильной индукторной машины с самовозбуждением. Проведен обзор и анализ электрических машин, применяемых в стартер-генераторных установках ведущих зарубежных фирм.

Рассмотрена конструкция обратимой индукционно-динамической машины, в которой ротор вращается снаружи, а не внутри двигателя и представляет собой короткозамкнутую обмотку с литой алюминиевой клеткой. Проведен расчет основных параметров обратимой индукционно-динамической машины как в стартерном, так и в генераторном режимах. Расчет проведен по методике аналогичной, как и у асинхронного двигателя.

Ключевые слова: стартер-генераторная установка, рекуперация, электрическая машина, двигатель внутреннего сгорания, индукционно-динамическая машина.

Для цитирования: Кагдин В.Н., Малеев Р.А., Зимин А.Н., Зуев С.М., Яхутль Д.Р. Стартер-генераторные установки современных автомобилей // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 27–32. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-27-32

Введение

В последние годы ведущие зарубежные производители уделяют серьезное внимание разработке стартер-генераторных устройств (СГУ), применение которых позволяет существенно улучшить технико-экономические показатели автомобиля.

Применяемые на автомобилях электростартеры и генераторные установки отличаются относительно невысокой надежностью и требуют ухода в эксплуатации. Электрическая машина, которая была разработана как электродвигатель, значительно хуже работает в режиме генератора, и наоборот машина, спроектированная как генератор, плохо работает в режиме электростартера.

Создание СГУ позволит сэкономить подкапотное пространство автомобиля.

Изначально предполагалось использовать СГУ только для выработки энергии и для запуска двигателя, но впоследствии перечень его функций был существенно расширен. На сегодняшний день СГУ рассматривается в качестве основы для будущих перспективных конструкций автомобилей.

Основная часть

На каждом автомобиле с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) применяются две электрические машины — электростартер и генератор, которые работают попеременно,

то есть при пуске двигателя работает электро-стартер, а генератор принудительно отключается от аккумуляторной батареи (АБ), чтобы исключить ее дополнительный разряд. После запуска ДВС электро-стартер отключается и работает генератор, который обеспечивает питание потребителей электроэнергии и зарядку АБ. Таким образом, на определенных режимах работы автомобиля одна из электрических машин бездействует. Объединение двух электрических машин в одном устройстве позволит значительно уменьшить габариты и массу всей системы, повысив тем самым технико-экономические показатели автомобиля. Вопросом совмещения двух электрических машин в одном корпусе занимаются не один десяток лет, но только с развитием современной электронной базы такие разработки стали находить реальное техническое исполнение [1].

В настоящее время ведущие западные автопроизводители *Honda*, *BMW AG*, *Volkswagen AG*, *Citroen*, *Peugeot* применяют на некоторых моделях своих автомобилей СГУ [2]. Разработка СГУ занимается фирмы *Siemens* и *Bosch*. Мощность разработанных устройств лежит в пределах 5 кВт. СГУ, разработанный *BMW*, использует жидкостное охлаждение, остальные производители применяют традиционное воздушное охлаждение [3]. Все разработанные машины рассчитаны на рабочее напряжение 42 В.

СГУ предназначено для запуска ДВС, выработки энергии и реализации дополнительных функций:

- система старт-стоп;
- бустерный разгон автомобиля;
- гашение крутильных колебаний вала ДВС;
- управление потоками энергии в бортовой сети.

Возможность использования гибридной силовой установки совместно с СГУ вместо привычной силовой установки на базе ДВС даст нам такие преимущества, как:

- снижение расхода топлива автомобилей;
- уменьшение теплового и звукового излучения, что очень важно для специальных и военных машин;
- снижение токсичности отработавших газов двигателя за счет уменьшения расхода топлива;
- повышение КПД силовой установки;
- возможность рекуперации энергии на спусках под уклон;
- улучшение динамических характеристик автомобиля;

– возможность применения бесступенчатых или малоступенчатых передач в системе привода ведущих колес автомобиля.

В настоящее время в России разработкой СГУ серьезно занимается крупнейший отечественный автопроизводитель АО «АвтоВАЗ» В сотрудничестве с Новосибирским государственным техническим университетом разработан и изготовлен СГУ для перспективных автомобилей ВАЗ. В данной разработке применяется индукторная электрическая машина, которая отличается простотой и надежностью. Разработанная машина в режиме генератора выдает напряжение 14 В, с возможностью повышения в трансформаторно-выпрямительном блоке до 42 В [4].

В режиме генератора (основном режиме) происходит выработка электроэнергии, которая запасается в АБ или суперконденсаторе. В момент, когда это необходимо стартер-генератор переходит в режим электродвигателя и начинает работать совместно с ДВС. На текущий момент разработкой гибридных автомобилей занимаются практически все ведущие автомобильные фирмы мира, при этом некоторые модели (*Toyota Prius*, *Honda Insight*, *Nissan Tino*) выпускаются уже довольно давно [5]. Однако в настоящее время отсутствует преобладающая концепция гибридной энергоустановки. При этом наиболее важными факторами, определяющими основные показатели силовой установки и автомобиля в целом и требующие первоочередного рассмотрения, являются:

- использование ДВС только для привода мощной генераторной установки, с помощью которой будет осуществляться электроуправление автомобилем [6];
- применение комбинированной энергоустановки, при которой используется как электрическая, так и механическая энергия [7];
- выбор типа и параметров накопителя энергии;
- оптимизация алгоритма управления силовой установкой.

СГУ первоначально разрабатывались как электрические машины с целью снижения массогабаритных показателей и уменьшения количества электрических машин на транспортном средстве. Наибольшее применение СГУ находят на гибридных автомобилях. На рис. 1 представлена конструкция СГУ, представляющая собой обратимую электрическую машину,

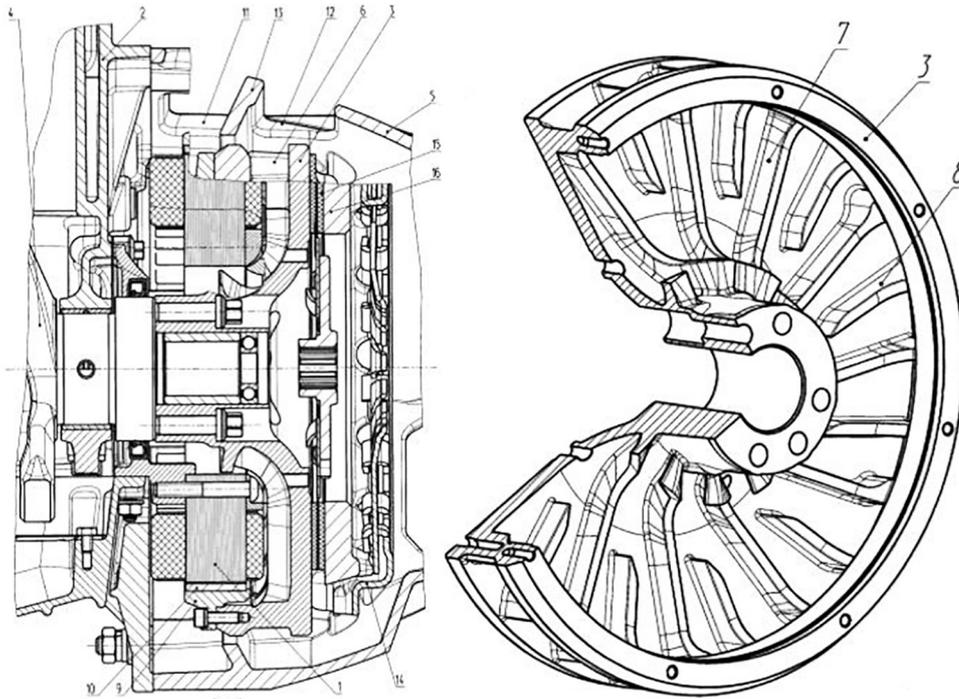


Рис. 1. Конструкция стартер-генераторной установки

Fig. 1. Starter generator set design

в состав которой входит статор 1, совмещенный с корпусом ДВС 2, и ротор 3, который механически связан с коленчатым валом 4 при помощи резьбового крепежа. В данной конструкции присутствует кожух 5, который закреплен на корпусе ДВС. Обмотка статора электрической машины подключена к АБ. Ротор представляет собой чашеобразную форму с отверстиями 6, разделенными длинными 7 и короткими 8 лопастями, а вогнутая поверхность ротора с лопастями направлена к статору. Таким образом,

при помощи лопастей образуются перегородки окон. Обруч 9 закреплен на роторе и окружает статор, а между ними располагается цилиндрическое кольцо, изготовленное из магнитопласта 10. В кожухе электрической машины расположены вентиляционные отверстия 11 и 12 для охлаждения обмоток.

Блок-схема СГУ представлена на рис. 2. Система включает электромеханическую часть (электродвигатель, генератор), автономный инвертор и систему управления.

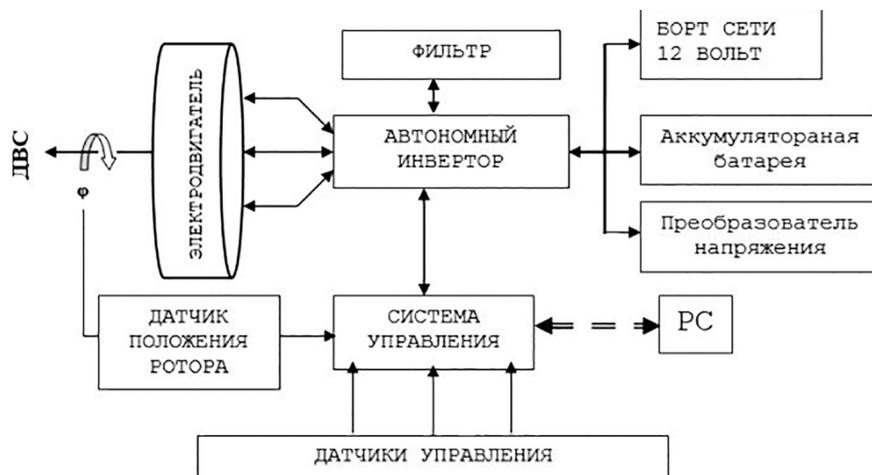


Рис. 2. Блок-схема стартер-генераторной установки

Fig. 2. Block diagram of a starter-generator set

СГУ включает в себя датчики положения ротора двигателя, педалей акселератора, сцепления, тормоза, подключенные к системе управления СГУ. Система управления может быть подключена к внешнему персональному компьютеру (ПК) через СОМ порт, для отслеживания работы СГУ. Автономный инвертор СГУ (ИСГУ) выполняет следующие задачи:

- в режиме генератора – накопление энергии для зарядки АБ;
- в режиме стартера – питание обмоток стартера от накопительного конденсатора.

При пуске СГУ развивает достаточный пусковой момент и минимальную пусковую частоту вращения. Данный режим позволяет реализовать функцию «стоп-старт», которая в режиме городского движения при остановке автомобиля выключает ДВС и быстро перезапускает для продолжения движения, тем самым уменьшая расход топлива за счет снижения времени работы ДВС в режиме холостого хода. В режиме «бустер» СГУ может работать совместно с ДВС, повышая динамичность движения автомобиля. Как только заканчивается пуск ДВС или режим «бустера», СГУ переходит в генераторный режим, при котором происходит заряд АБ и питание электрических потребителей автомобиля. В традиционной системе торможения вся энергия трения в колодках преобразуется в тепло. СГУ в режиме генератора также может использоваться как электромагнитный тормоз, что позволит преобразовать часть энергии торможения в электрическую энергию для заряда буферного источника энергии или батареи, а если батарея полностью заряжена, то электрическая энергия рассеивается на тормозном реостате. Данная система позволяет не только получать электрическую энергию, но и совместно с традиционной системой торможения останавливать автомобиль, что в свою очередь снижает износ и эксплуатационные затраты традиционной системы торможения. Кроме того, СГУ позволяет уменьшить колебания момента ДВС из-за неравномерности коленчатого вала. «Активное демпфирование» осуществляется следующим образом: при превышении установленного значения пульсаций крутящего момента коленчатый вал тормозится генератором и избыточная энергия, получаемая в результате этого, накапливается в суперконденсаторе и в последующем такте сжатия расходуется на увеличение скорости вращения коленчатого вала при недостаточном энергоснабжении [8].

Проведенный обзор и анализ СГУ ведущих зарубежных фирм показывает, что применяются следующие виды электрических машин:

- асинхронная машина с короткозамкнутым ротором;
- синхронная машина с электромагнитным возбуждением;
- вентильная машина с постоянными магнитами;
- бесконтактная машина;
- синхронная машина с постоянными магнитами;
- вентильная индукторная машина с самовозбуждением.

Асинхронная машина с короткозамкнутым ротором – наиболее часто встречающаяся электрическая машина СГУ. К числу достоинств асинхронной машины следует отнести простоту конструкции, высокую надежность и малую себестоимость. К числу недостатков асинхронной машины – относительно высокие потери в роторе, в результате чего снижается КПД.

Вентильная индукторная машина с самовозбуждением встречается крайне редко. К числу недостатков следует отнести достаточно высокие уровни вибраций и шумов. В РФ запатентована двухфазная вентильно-индукторная машина с электромагнитной асимметрией. Уменьшение числа фаз позволяет существенно упростить схему управления, которая содержит всего четыре ключа, а в роторе электрической машины отсутствуют постоянные магниты. Однако данная конструкция характеризуется значительным искажением вращающегося магнитного поля статора и большим шагом вращения результирующего вектора магнитного поля статора, что приводит к колебаниям электромагнитного момента, неравномерности вращения ротора и снижению КПД.

Несмотря на очевидные преимущества и недостатки конкретных типов СГУ и широкое применение гибридных силовых установок, в последние годы на мировом автомобильном рынке наблюдается достаточно жесткая конкуренция не только между крупными автомобильными фирмами, но и между небольшими фирмами, подтверждением чего являются тысячи патентов разных стран. Данная ситуация позволяет сделать прогноз, что в ближайшие 2–3 года ожидается резкий скачок в серийном и массовом производстве автомобилей с СГУ. Причиной тому является не только воз-

возможность повышения технико-экономических показателей автомобиля, но и забота производителей о собственном имидже.

В данной работе была рассмотрена конструкция обратимой индукционно-динамической машины (ИДМ), т.е. ротор вращается снаружи, а не внутри двигателя и представляет собой короткозамкнутую обмотку с литой алюминиевой клеткой. В режиме электродвигателя машина работает не более 30 с. Для увеличения продолжительности работы применяется мощный накопитель энергии. Коммутация обмоток СГУ при переключении его из одного режима работы в другой происходит с помощью схемы управления.

Был проведен расчет ИДМ по методике [9] аналогичной асинхронному двигателю, результаты которого представлены ниже:

- количество пазов статора и ротора 36/28;
- внешний диаметр статора 244 мм;
- длина статора 40 мм;
- внутренний диаметр статора 170 мм;
- воздушный зазор между ротором и статором 0,5 мм;
- внутренний диаметр ротора 245 мм;
- наружный диаметр ротора 290 мм;
- отношение наружного диаметра ротора к наружному диаметру статора 1.19;
- число полюсов возбуждения 4;
- мощность в режиме электродвигателя 4 кВт;
- мощность в режиме генератора Р 1,5 кВт;
- напряжение в режиме генератора 42 В;
- ток холостого хода 11 А;
- расчетный ток ротора в режиме генератора 40 А;
- расчетный ток в режиме стартера 122,4 А;
- линейная нагрузка стартера 351,9 А/см;
- линейная нагрузка ротора 309,3 А/см;
- коэффициент мощности 0,86;
- скольжение при максимальном моменте 0,19;
- КПД в режиме генератора – 68 %.

В дальнейшем предполагается проведение исследований СГУ с вышеуказанными параметрами.

Заключение

Применение СГУ на современных автомобилях приводит к объединению двух электрических машин в одном устройстве, что позволяет значительно уменьшить габариты и массу всей системы, повысив тем самым технико-эко-

номические показатели автомобиля. Использование СГУ дает возможность реализовать дополнительные функции: система старт-стоп, бустерный разгон автомобиля, гашение крутильных колебаний вала ДВС, управление потоками энергии в бортовой сети. Применение СГУ приводит к уменьшению расхода топлива автомобиля, повышению экологичности, сохранению энергии при рекуперации, улучшению динамических характеристик автомобиля, повышению КПД. Проведен расчет основных параметров ИДМ в СГУ.

Литература

1. Теория, конструкция, расчет автотракторного электрооборудования / Под редакцией Фесенко М.Н. М.: Машиностроение, 2006. 93 с.
2. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М.: Транспорт, 2019. 480 с.
3. Акимов С.В., Здановский А.А., Корец А.М. и др. Справочник по электрооборудованию автомобилей. М.: Машиностроение, 2004. 120 с.
4. Акимов С.В., Чижков Ю.П. Электрооборудование автомобилей. Учебник для ВУЗов. М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2001. 234 с.
5. Ганджа С.А., Ерлышева А.В. Стартер-генератор для автономных источников электроснабжения. – Ч.: Вестник ЮУрГУ, 2005. № 9. С. 84–86.
6. Конструкция автомобиля. Электрооборудование. Системы диагностики. Учебник для вузов, под редакцией А.Л. Карунина. М., Изд. «Горячая линия – Телеком», 2005, 480 с.
7. Николаев В.В. Стартер-генератор автономных объектов на основе вентильно-индукторной машины. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: МЭИ, 2005. 142 с.
8. Анисимов В.М. Автомобильный стартер-генератор с микропроцессорной системой управления. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Екатеринбург: УГТУ, 1997. 128 с.
9. Анисимов В.М. Электромеханические стартер-генераторные системы автомобильных транспортных средств: Теория, проектирование, исследование. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Самара: СамГТУ, 2004. 378 с.

Reference

1. Teoriya, konstruktsiya, raschet avtotraktornogo elektrooborudovaniya [Theory, design, calculation of automotive electrical equipment]. Pod redaktsiyey

- Fesenko M.N. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2006. 93 p.
- Yutt V.E. Elektrooborudovaniye avtomobiley [Electrical equipment of vehicles]. Moscow: Transport Publ., 2019. 480 p.
- Akimov S.V., Zdanovskiy A.A., Korets A.M. i dr. Spravochnik po elektrooborudovaniyu avtomobiley [Automobile electrical handbook]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2004. 120 p.
- Akimov S.V., Chizhkov Yu.P. Elektrooborudovaniye avtomobiley [Electrical equipment of vehicles]. Uchebnik dlya VUZov. Moscow: ZAO KZHI «Za ruleM» Publ., 2001. 234 p.
- Gandzha S.A., Yerlysheva A.V. Starter-generator for autonomous power supply sources: Vestnik YUURGU, 2005. No 9, pp. 84–86 (in Russ.).
- Konstruktsiya avtomobilya. Elektrooborudovaniye. Sistemy diagnostiki [Design of the automobile. Electrical equipment. Diagnostic systems]. Uchebnik dlya vuzov, pod redaktsiyey A.L. Karunina. Moscow, Izd. «Goryachaya liniya – TelekoM» Publ., 2005, 480 p.
- Nikolayev V.V. Starter-generator avtonomnykh ob"yektov .na osnove ventil'no-induktornoy mashiny. Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Starter-generator of autonomous objects based on a valve-inductor machine: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: M·EI Publ., 2005. 142 p.
- Anisimov V.M. Avtomobil'nyy starter-generator s mikroprotsessornoy sistemoy upravleniya. Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Automotive starter-generator with microprocessor control system: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Yekaterinburg: UGTU Publ., 1997. 128 p.
- Anisimov V.M. Elektromekhanicheskiye starter-generatorn-yye sistemy avtomobil'nykh transportnykh sredstv: Teoriya, proyektirovaniye, issledovaniye. Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy doktora tekhnicheskikh nauk [Electromechanical starter-generator systems of automotive vehicles: theory, design, research: Dissertation for Degree of DrSc in Engineering]. Samara: SaMGU Publ., 2004. 378 p.

STARTER-GENERATOR SETS OF MODERN VEHICLES

V.N. Kagdin, PhD in Engineering R.A. Maleyev, A.N. Zimin, PhD in Physics and Mathematics S.M. Zuyev,
PhD in Engineering D.R. Yakhutl'
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
eope@mospolytech.ru

This article describes the purpose and applications of the starter generator set. The modes of operation of a starter-generator set are considered both as a sequential excitation direct current electric motor, which rotates the shaft of an internal combustion engine, and as a generator, when an electric machine operates as a direct current source of independent excitation, supplying power to electric control circuits, electric motors of auxiliary electrical equipment, lighting and battery charging. Additional functions of a starter-generator set in the form of a start-stop system, regenerative braking, booster acceleration of a vehicle, damping of torsional moments of the shaft of an internal combustion engine and control of energy flows in the on-board network were studied.

The choice and substantiation of the optimal scheme, as well as the design of the starter-generator device, were carried out. The main technical and economic parameters of the starter-generator set were determined. The design of a starter-generator set was presented. This design is a reversible electric machine. A block diagram of a starter-generator set was developed.

Electrical machines used for starter-generator sets are considered. The design of an asynchronous machine with a squirrel-cage rotor, a synchronous machine with electromagnetic excitation, a valve machine with permanent magnets, a contactless machine, a synchronous machine with permanent magnets, and a valve machine with self-excitation are described. A review and analysis of electrical machines used in starter-generator sets of leading foreign companies is carried out.

The design of a reversible induction-dynamic machine is considered. The rotor rotates outside, and not inside the motor and is a short-circuited winding with a cast aluminum cage. The calculation of the main parameters of a reversible induction-dynamic machine was carried out both in the starting and in the generator modes. The calculation using a method similar to that of an induction motor was carried out.

Keywords: starter-generator set, recuperation, electric machine, internal combustion engine, induction-dynamic machine.

Cite as: Kagdin V.N., Maleyev R.A., Zimin A.N., Zuyev S.M., Yakhutl' D.R. Starter-generator sets of modern vehicles. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 27–32 (in Russ.).

DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-27-32

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ АНАЛИЗА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Кулагин В.А.

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

viktor.kulagin@nami.ru

Сокращение длительности разработки новых автомобилей и связанное с этим стремление снижения издержек автопроизводителей способствуют более активному применению математического моделирования для решения инженерных задач. Такие задачи, как анализ и прогнозирование усталостной долговечности узлов и агрегатов автомобиля, могут быть решены с использованием комплекса методов и инструментов математического моделирования.

В данной статье рассматривается разработка комплекса математических моделей передней и задней подвесок легкового автомобиля, обладающих свойствами, необходимыми для точного воспроизведения колесных нагрузок и динамического поведения подвески как механической системы. Комплекс математических моделей реализован в среде многозвенного моделирования. Модели разработаны для проведения последующего валидационного исследования нагруженности отдельных компонентов подвески в ходе форсированных ресурсных испытаний. В дальнейшем данный комплекс математических моделей может быть использован для имитационного моделирования полунатурных форсированных ресурсных испытаний модуля подвески, а также в качестве образца для разработки моделей подвесок других автомобилей.

Целью данной работы является формирование требований к математическим моделям, достаточных для реализации исследований усталостной долговечности методами математического моделирования и получения достоверных результатов расчетов. Инженеры-исследователи смогут руководствоваться данными требованиями для определения и сбора исходных данных для разработки собственных математических моделей.

Ключевые слова: многозвенное моделирование, долговечность, усталость, форсированные испытания, подвеска, направляющий аппарат, метод Крейга-Бэмптона, модель Пфеффера.

Для цитирования: Кулагин В.А. Разработка комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности // Известия МГТУ «НАМИ». 2021. № 4 (50). С. 33–42. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-33-42

Введение

Современные тенденции автомобильной промышленности предполагают сокращение длительности цикла разработки новых автомобилей при сохранении или увеличении модельного ряда. Вместе с этим, автопроизводители стремятся сокращать затраты, связанные с проектированием и испытаниями автомобилей, а также минимизировать ошибки инженеров на ранних этапах проектирования. Вследствие этого использование математического моделирования автомобиля, его узлов и агрегатов становится необходимым инструментом для решения инженерных задач.

На сегодняшний день математическое моделирование находит применение в течение всего цикла разработки автомобиля, в том числе

для сопровождения полунатурных и натурных испытаний автомобиля, его узлов и агрегатов: например, в ходе настройки систем шасси автомобиля. Подход внедрения математического моделирования в течение всего цикла разработки автомобиля активно используется автопроизводителями.

Среди инженерных задач, для решения которых активно внедряется математическое моделирование, следует отметить обеспечение требуемого срока службы автомобиля, его систем и компонентов. Моделирование используется для имитации нагружения компонентов, узлов и агрегатов форсированным нагрузочным циклом, а также для имитации полигонных форсированных испытаний автомобиля в соответствии с разработанной программой

испытаний. Посредством моделирования выполняется расчетная оценка воспринимаемых отдельными компонентами автомобиля нагрузок, накопления повреждений в течение предполагаемого срока службы и фактического ресурса компонентов [1].

Для решения задачи прогнозирования нагруженности и усталостной долговечности систем автомобиля математическое моделирование имеет особую значимость на ранних стадиях проектирования, когда желательно достичь более высокого уровня зрелости конструкции перед изготовлением и испытаниями первых прототипов. Однако полноценная реализация требований к математическим моделям для решения данной задачи скорее возможна на более поздних этапах, в частности, в ходе валидационных исследований автомобиля, так как к этому моменту, как правило, свойства отдельных компонентов подробно изучены и известны. С другой стороны, при разработке отдельных компонентов инженеры руководствуются целевыми значениями характеристик, которые теоретически определяются на этапе технического проектирования. При реализации определенных подходов математического моделирования использование целевых значений характеристик компонентов может быть достаточным для получения приемлемого результата. Поэтому в данной статье рассматривается создание комплекса математических моделей для анализа нагруженности и усталостной долговечности, применимого для использования на ранних стадиях проектирования.

Для моделирования выбраны модули передней и задней подвесок легкового автомобиля. Выбор данных подсистем автомобиля для моделирования обусловлен комплексным характером воздействия нагрузок, действующих в пятне контакта колеса с дорогой. Математические модели разрабатываются для выполнения расчетов, имитирующих полунатурные форсированные ресурсные испытания модулей подвесок на многокомпонентном стенде с 12 степенями свободы и для воспроизведения колесных нагрузок, записанных в ходе полигонных ресурсных испытаний.

Основные требования к построению математических моделей

Анализ силовых факторов, воспринимаемых компонентами подсистем автомобиля, является сутью решения задачи обеспечения тре-

буемой усталостной долговечности. Данный анализ является предметом математического многозвенного моделирования, где автомобиль или его подсистемы рассматриваются в виде механической системы, которая подвергается внешнему силовому или кинематическому возбуждению. Поэтому реализация математических моделей должна выполняться в среде многозвенного моделирования. Анализ усталостной долговечности выполняется также с применением технологий конечно-элементного моделирования для учета податливости тел и анализа напряженно-деформированного состояния, а также методов моделирования отдельных компонентов механической системы. Поэтому среда многозвенного моделирования должна иметь возможности для междисциплинарного решения задачи.

Основными исходными данными для разработки многозвенной модели модуля подвески являются кинематическая схема подвески, координаты характерных точек звеньев, инерционные свойства звеньев. Также состав модуля подвески определяется узлами и агрегатами, которые связаны с подвеской посредством силовой структуры и с колесами. Так, в состав модуля подвески включают рулевое управление, стабилизатор поперечной устойчивости и привод колес. Данная информация, как правило, доступна инженеру на протяжении всего цикла разработки автомобиля из конструкторской документации либо на основе данных, полученных от реальных образцов.

Состояние нагружения компонентов подвески и накопление повреждений зависят от полноты описания податливости механической системы. Наиболее полное описание податливости включает в себя характеристики упругодемпфирующих элементов подвески, динамические характеристики шарниров как силовых связей между звеньями и податливость твердотельных компонентов. Знание о данных свойствах механической системы меняется в течение цикла разработки автомобиля в сторону увеличения. При этом полнота математической модели оказывает непосредственное влияние на трудоемкость выполнения расчетов. Поэтому должен обеспечиваться баланс между полнотой описания модели с учетом имеющихся данных и трудоемкостью выполнения расчетов.

Реализация внешнего возбуждения модуля подвески должна соответствовать условиям возбуждения в ходе натурных или полуна-

турных испытаний. Это необходимо для обеспечения достоверности результатов моделирования. Для этого в многозвенной модели необходимо подготовить актуаторы силового или кинематического воздействия, для которых задаются значения нагрузок или перемещений, соответствующие реальным условиям воздействия на объект исследования.

Таким образом, общие требования для разработки математических моделей для исследования нагруженности и усталостной долговечности можно представить в следующем виде:

- модель разрабатывается в среде многозвенного математического моделирования;
- геометрические, инерционные и кинематические характеристики должны соответствовать конструкторской документации;
- податливость механической системы должна быть описана максимально полно в соответствии с имеющейся информацией;
- условия возбуждения модели должны соответствовать реальным условиям возбуждения;
- модель должна обладать приемлемой трудоемкостью решения задачи.

Для разработки комплекса математических моделей выбрана среда многозвенного моделирования *MSC Adams/Car* по следующим причинам:

- наличие специального модуля *Car*, который упрощает моделирование подсистем автомобиля;
- наличие графического интерфейса, повышающего удобство разработки модели;
- реализация взаимодействия со множеством систем автоматизированного проектирования (САПР);
- наличие широкого набора инструментов для учета податливости твердых тел и динамических характеристик шарниров;
- широкое и активное применение данного программного обеспечения мировыми авто-

производителями и инжиниринговыми центрами [2].

Комплекс математических моделей, рассматриваемый далее, разработан с учетом представленных общих требований к моделям.

Описание объектов моделирования

Объектами моделирования являются модули передней и задней подвески автомобиля класса М1С согласно ГОСТ Р 52051–2003, гармонизированным с приложением 7 к «Сводной резолюции о конструкции транспортных средств» (СР.3) [3].

Основные характеристики моделируемого автомобиля приведены в таблице 1.

Модуль передней подвески автомобиля включает в себя направляющий аппарат подвески, систему «пружина – демпфер», стабилизатор поперечной устойчивости, а также реечный рулевой механизм и главную передачу с приводными валами. В передней подвеске используется кинематическая схема с двойными поперечными рычагами, где нижний рычаг разделен на два элемента. Аналогичная кинематическая схема используется в таких автомобилях, как *BMW 7-Series*, *Jaguar XJ*, *Range Rover*, *Mercedes-Benz E-Klasse* и др.

На рис. 1 представлена *CAD*-модель модуля передней подвески с описанием входящих в нее компонентов, на рис. 2 – графическое представление ассоциативной с ней математической многозвенной модели (*MBS*-модели). Ассоциативная многозвенная модель включает в себя описание кинематической схемы подвески, звеньев подсистем передней подвески, рулевого управления и передней главной передачи, кинематических и силовых связей между ними в соответствии с конструкторской документацией. Характеристики силовых связей (пружины, амортизаторы, резинометаллические шарниры) назначены по результатам стендовых испыта-

Таблица 1

Основные параметры моделируемого автомобиля

Table 1. The main parameters of the simulated vehicle

Наименование параметра	Передняя подвеска	Задняя подвеска
Полная масса автомобиля, кг	5267	
Распределение массы автомобиля между осями П/З, %	48,4	51,6
Высота центра масс, мм	694	
Вертикальная жесткость подвески, приведенная к центру колеса, Н/мм	57,77	56,35
Угловая жесткость передней подвески, приведенная к центру колеса, Нм/град	4261,2	2910,9

ний этих компонентов. Основные положения формирования ассоциативной многозвенной модели рассмотрены в литературе [4].

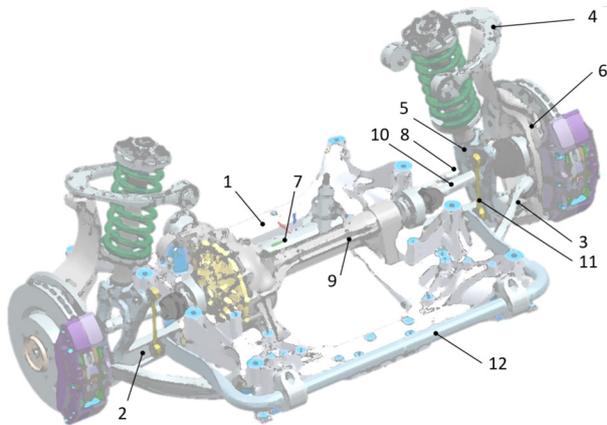


Рис. 1. CAD-модель модуля передней подвески:
1 – подрамник; 2 – нижний поперечный рычаг;
3 – нижний продольный рычаг; 4 – верхний рычаг;
5 – вилка амортизатора; 6 – поворотный кулак в сборе со ступицей и тормозным механизмом;
7 – рулевой механизм; 8 – рулевая тяга;
9 – главная передача; 10 – приводной вал; 11 – тяга стабилизатора; 12 – стабилизатор поперечной устойчивости

Fig. 1. Front suspension module CAD model:
1 – subframe; 2 – lower transverse arm; 3 – lower trailing arm; 4 – upper arm; 5 – shock absorber;
6 – upright assembled with a wheel hub and brake mechanism; 7 – steering gear; 8 – steering rod;
9 – main gear; 10 – drive shaft; 11 – balance bar;
12 – balance bar

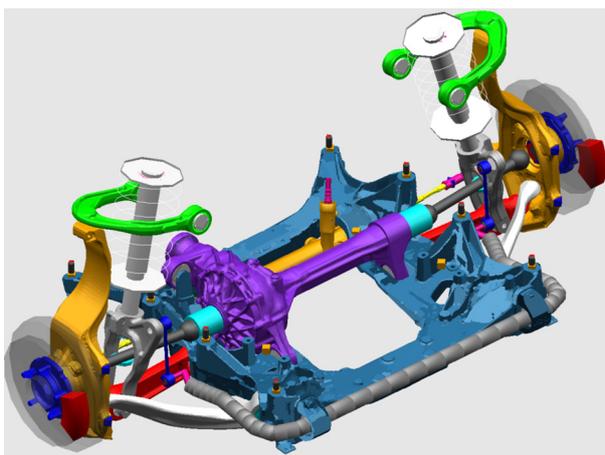


Рис. 2. Графическое представление ассоциативной MBS-модели модуля передней подвески в среде MSC Adams/Car

Fig. 2. Graphical representation of the associative MBS model of the front suspension module in the MSC Adams/Car

Модуль задней подвески автомобиля включает себя направляющий аппарат подвески, упругий и демпфирующий элементы, стабилизатор поперечной устойчивости и главную передачу с приводными валами. В задней подвеске используется многорычажная кинематическая схема с применением интегральной (тормозной) тяги, воспринимающей продольную реакцию при торможении. Аналогичная кинематическая схема используется в таких автомобилях, как *BMW 7-Series*, *Tesla Model S*, *Volvo XC90* и др.

На рис. 3 представлена CAD-модель модуля задней подвески с описанием входящих в нее компонентов, на рисунке 4 – графическое представление ассоциативной с ней математической многозвенной модели. Ассоциативная многозвенная модель включает в себя описание кинематической схемы подвески, звеньев подсистем задней подвески и задней главной передачи, кинематических и силовых связей между ними в соответствии с конструкторской документацией. Характеристики силовых связей (пружины, амортизаторы, резинометаллические шарниры, опоры подрамника) назначены по результатам стендовых испытаний этих компонентов.

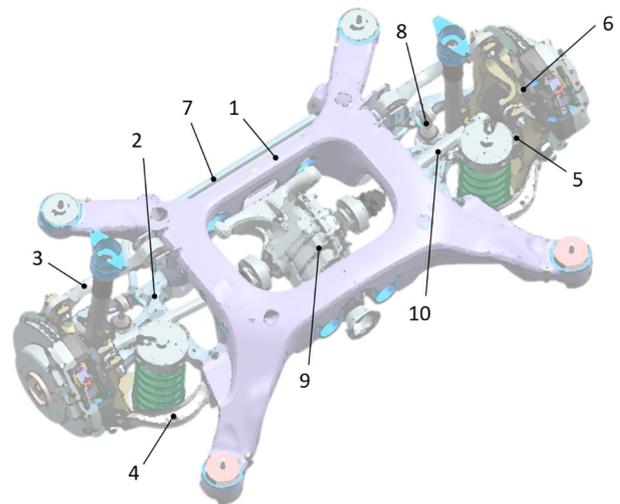


Рис. 3. CAD-модель модуля задней подвески:
1 – подрамник; 2 – нижний рычаг; 3 – верхний рычаг; 4 – тяга схождения; 5 – тормозная тяга; 6 – кулак в сборе со ступицей и тормозным механизмом; 7 – стабилизатор поперечной устойчивости; 8 – тяга стабилизатора; 9 – главная передача; 10 – приводной вал

Fig. 3. CAD model of rear suspension module:
1 – subframe; 2 – lower arm; 3 – upper arm;
4 – toe rod; 5 – brake rod; 6 – fist assembly with hub and brake mechanism; 7 – anti-roll bar;
8 – balance bar; 9 – main gear; 10 – drive shaft

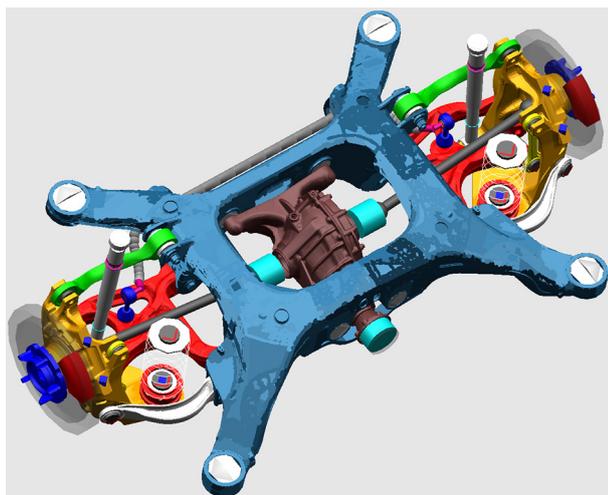


Рис. 4. Графическое представление *MBS*-модели модуля задней подвески в среде *MSC Adams/Car*

Fig. 4. Graphical representation of the *MBS* model of the rear suspension module in the *MSC Adams/Car* environment

Динамические свойства твердотельных компонентов

Разработанные математические модели являются усовершенствованной ревизией моделей, описываемых в работе [5]. Особенностью разработанных моделей является учет податливости компонентов направляющего аппарата в виде модального представления по методу Крейга-Бэмптона. Данный способ учета податливости является наиболее распространенным в современных средах математического моделирования благодаря обеспечению приемлемой точности моделирования линейных деформаций. Опыт работы с этими моделями показал необходимость учета податливости звеньев механической системы:

– исследование влияния податливости компонентов подвесок на накопление повреждаемости показало, что прирост повреждений от нагрузок, воспринимаемых «податливыми» компонентами направляющего аппарата по циклу форсированных испытаний составил до 50 % от значений повреждений для «жестких» компонентов;

– современные пакеты прикладных программ для математического многозвенного моделирования могут использовать модальное представление звеньев для восстановления временных историй напряженно-деформированного состояния звеньев, что может быть использовано в том числе для валидации математической модели. [5]

В дополнение, применение метода Крейга-Бэмптона для описания податливости твердых тел приводит к приемлемому увеличению трудоемкости расчетов. [5]

Реализация модального представления податливости компонентов возможна на протяжении всего цикла разработки автомобиля, в том числе на этапе технического проектирования, так как на данном этапе уже известны геометрические характеристики компонентов и характеристики выбранных материалов. Таким образом, в новых моделях сохранено использование метода Крейга-Бэмптона для учета податливости компонентов направляющего аппарата.

Описание податливости компонентов направляющего аппарата подвесок подготовлено в среде конечно-элементного моделирования *MSC Apex 2021*. Выбор данного программного продукта обусловлен простотой редактирования *CAD*-модели и конечно-элементной сетки для непрофильного инженера. Узловые точки компонентов, координаты которых соответствуют центрам шарниров, выполнены в виде элементов *RBE3*, что соответствует податливому закреплению узлов конечно-элементной сетки, связанных с узловой точкой. Значения частот первых трех собственных форм колебаний компонентов подвески представлены в таблице 2.

При расчетах в среде *MSC Adams/Car* приняты стандартные настройки демпфирования податливых тел (представлены в таблице 3).

Согласно литературе [6], при анализе усталостной долговечности запись сигналов датчиков ведется с максимальной частотой до 100 Гц, поэтому влияние собственных форм колебаний компонентов на результат замеров или расчетов теоретически отсутствует. Однако настройки демпфирования собственных форм в математической модели могут оказывать влияние на напряженно-деформированное состояние компонентов, поэтому использование стандартных настроек допустимо в ходе первых итераций расчетного исследования усталостной долговечности.

Динамические свойства резинометаллических шарниров

Известно, что динамические характеристики податливых шарниров и опор обладают зависимостью от амплитуды и частоты возбуждения. Как правило, резинометаллические шарниры обладают нелинейной регрессивной

Таблица 2

Значения частот первых трех собственных форм колебаний податливых тел

Table 2. Frequency values of the first three natural vibration modes of collapsible members

Наименование	Значения частот собственных форм колебаний, Гц		
	I	II	III
Передняя подвеска			
Подрамник	72,440	160,187	185,693
Продольный нижний рычаг	404,468	804,234	823,335
Поперечный нижний рычаг	703,900	1136,940	2020,174
Верхний рычаг	178,004	353,275	492,743
Вилка амортизатора	338,418	575,599	634,668
Кулак	401,915	737,190	818,731
Ступица	3093,679	3094,072	4060,384
Тяга стабилизатора	552,236	572,199	1058,033
Рулевая тяга	720,346	720,833	2018,734
Задняя подвеска			
Подрамник	137,324	238,874	290,231
Тяга схождения	833,180	1276,090	1285,996
Нижний рычаг	443,307	657,317	854,787
Верхний рычаг	1006,709	1186,615	1262,617
Интегральная тяга	1395,288	1755,577	2800,965
Кулак	601,944	795,209	1409,724
Ступица	3088,590	3088,921	4081,609
Тяга стабилизатора	1942,812	2095,911	2106,567

Таблица 3

Демпфирование собственных форм податливых компонентов

Table 3. Damping of the natural shapes of collapsible members

Значение собственной частоты колебаний, Гц	Коэффициент демпфирования, %
<100	1
100–1000	10
>1000	100

динамической жесткостью и нелинейным изменением угла потерь. Грамотное описание динамических характеристик является необходимым для обеспечения достоверности результатов математического моделирования форсированного цикла испытаний на долговечность.

Для многих программных продуктов многозвенного математического моделирования реализовано множество способов описания шарниров и опор в качестве силовой связи между звеньями механической системы. Каждый способ имеет собственные ограничения по области применения и требования. Так, простейшее описание в виде линейных характеристик жесткости и демпфирования не обеспечивает реалистичную реализацию динамических характеристик (динамическая жесткость линейно зависит от частоты возбуждения); комплекс-

ное описание шарнира в виде самостоятельной математической модели чаще всего недоступно на ранних этапах проектирования автомобиля, когда определяются целевые значения характеристик шарниров или отсутствуют результаты динамических испытаний шарниров.

Для описания поведения резинометаллических шарниров и опор, близкого к реалистичному, при отсутствии полного набора экспериментальных данных по их динамическому поведению, можно использовать линеаризованное частотно-независимое описание характеристик шарниров по каждой оси согласно модели Пфедфера, схема которой представлена на рис. 5.

В данной схеме упругий элемент с жесткостью k_1 характеризует статическую характеристику жесткости шарнира, два демпфера с коэффициентами демпфирования c_1 и c_2

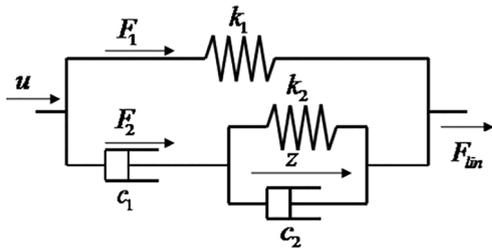


Рис. 5. Схема линейризованной частотозависимой упруго-диссипативной связи (модель Пфедфера)

Fig. 5. Scheme of a linearized frequency-dependent elastic-dissipative coupling (Pfeffer's model)

и упругий элемент с жесткостью k_2 отвечают за зависимость динамической характеристики шарнира от частоты возбуждения.

Данный способ описания характеристик силовых связей между звеньями реализован в программном обеспечении (ПО) *MSC Adams/Car* таким образом, что для описания динамических характеристик шарнира необходимо задать статическую характеристику жесткости в виде зависимости значения силового фактора (сила, момент) от деформации (перемещение, угол), и значение угла потерь для определенного в ПО ссылочного значения частоты. На основе предоставленных данных ПО выполняет расчет коэффициентов, характеризующих соотношение параметров элементов данной модели. Подробное описание и подтверждение адекватности данного способа описания резиноталлических шарниров рассмотрено в литературе [7].

Для разработанного комплекса математических моделей динамические характеристики шарниров на базе модели Пфедфера подготовлены на основе результатов динамических испытаний шарниров. В случае отсутствия экспериментальных данных в модели могут быть заданы целевые значения характеристики жесткости и угла потерь.

Реализация нагружения модуля подвески

Для нагружения подвески силовыми факторами, воспринимаемыми в центре колеса, разработана упрощенная модель многокомпонентного стенда с 12 степенями свободы, которая собирается в сборе модулем подвески. Необходимость разработки модели стенда обусловлена применением модели для имитации полунатурных ресурсных испытаний модуля подвески и для воспроизведения нагрузок, записанных с помощью тензометрических

ступиц в ходе полигонных форсированных ресурсных испытаний.

Стенд состоит из двух модулей, каждый из которых отвечает за нагружение одного колеса 6 силовыми факторами (3 силы и 3 момента). В дополнение, к стенду могут быть подключены актуаторы рулевого механизма, главной передачи и тормозных механизмов для имитации различных режимов движения. На рис. 6 и 8 показан стенд с установленными модулями подвески исследуемого автомобиля категории *MIC*, параметры которого приведены в таблице 1.

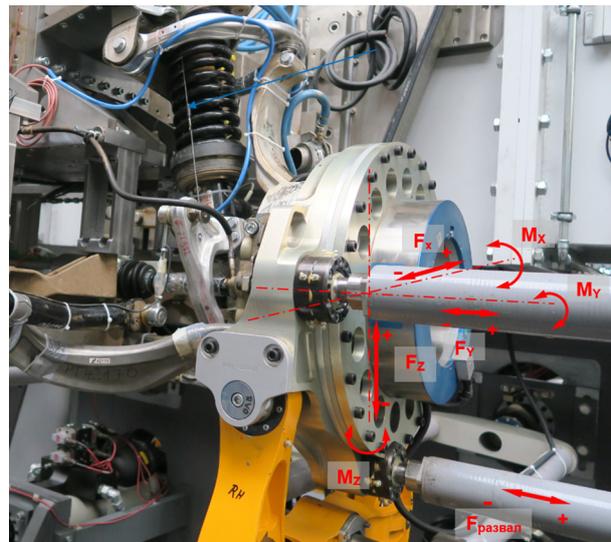


Рис. 6. Многокомпонентный стенд с установленным модулем передней подвески

Fig. 6. Multi-component test bench with front suspension module installed

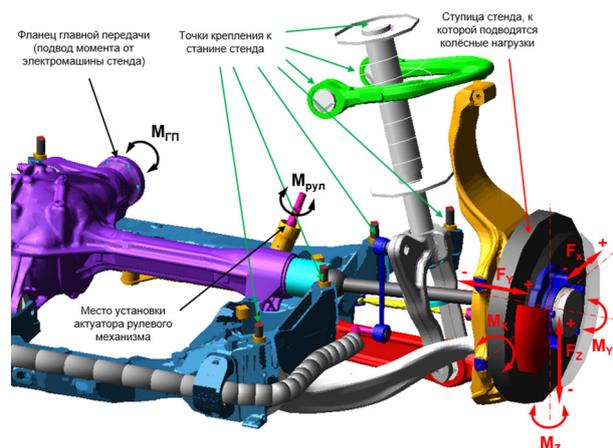


Рис. 7. Изображение упрощенной математической модели стенда в сборе с моделью передней подвески в среде *MSC Adams/Car*

Fig. 7. An image of a simplified mathematical model of the test bench assembled with a model of the front suspension in the *MSC Adams/Car*

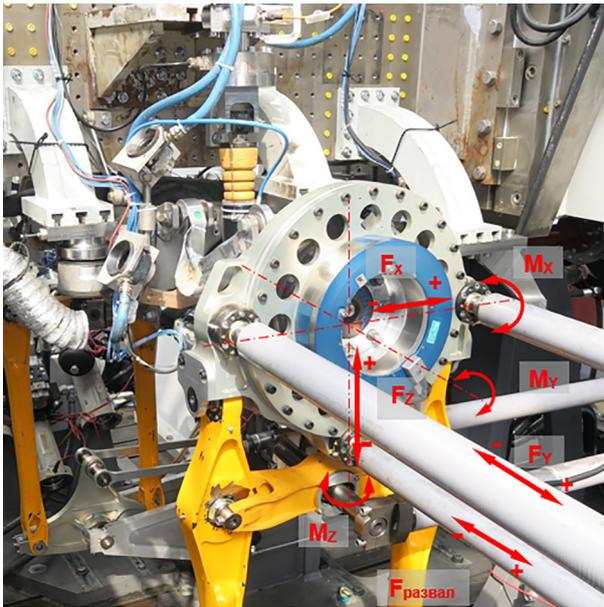


Рис. 8. Многокомпонентный стенд с установленным модулем задней подвески

Fig. 8. Multi-component test bench with installed rear suspension module

Расшифровка принятых обозначений силовых факторов, реализуемых испытательным стендом и математической моделью стенда, приведена в таблице 4.

Так как для моделирования форсированного цикла испытаний на долговечность математической модели требуется воспроизведение известных нагрузок, воспринимаемых колесами автомобиля, то полное математическое описание работы стенда не является необходимым. Поэтому математическая многосвязная модель многокомпонентного стенда реализована в упрощенном виде. Колесные нагрузки (6 силовых факторов на каждое колесо) сообщаются через ступицу стенда (графически

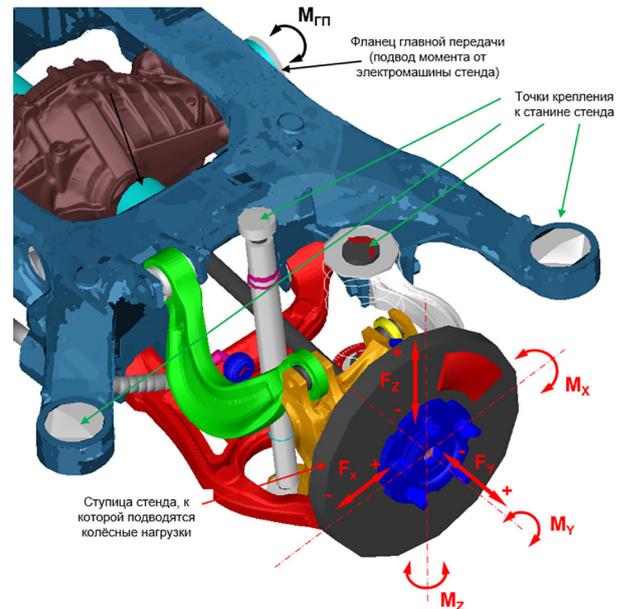


Рис. 9. Изображение упрощенной математической модели стенда в сборе с моделью задней подвески в среде MSC Adams/Car

Fig. 9. An image of a simplified mathematical model of the test bench assembled with a rear suspension model in the MSC Adams/Car

представлена в виде диска, установленного в плоскости колеса), которая имеет жесткую связь со ступицей колеса. Координаты установки ступицы стенда и система координат стенда соответствуют аналогичным характеристикам стенда. Сигнал каждого колесного силового фактора задается в виде специально подготовленной временной истории – изменения силового фактора по времени. Для имитации режимов разгона и торможения и соответствующего нагружения модуля подвески в модель включена блокировка главной передачи и тормозных механизмов. На рис. 7 и 9 представ-

Таблица 4

Обозначения силовых факторов, реализуемых стендом и моделью стенда

Table 4. Designations of the force factors implemented by the test bench and the test bench model

Название	Размерность	Формулировка
F_x	H	Продольная сила, приложенная к центру колеса
F_y	H	Поперечная сила, приложенная к центру колеса
F_z	H	Вертикальная сила, приложенная к центру колеса
$F_{развал}$	H	Сила, создающая момент M_x (не входит в исходные данные)
M_x	Hm	Опрокидывающий момент
M_y	Hm	Тяговый/тормозной момент
M_z	Hm	Стабилизирующий момент
$M_{гп}$	Hm	Момент на фланце ведущей шестерни главной передачи
$M_{рул}$	Hm	Момент на ведущей шестерне рулевого механизма

лены изображения математической модели стенда в сборе с математическими моделями передней и задней подвесок.

Разработанный комплекс математических моделей, включающий в себя модели подсистем автомобиля, образующих модули подвески в сборе, модель стенда и упрощенное описание податливости твердых тел и динамических свойств резинометаллических шарниров, направлен на исследование нагруженности и усталостной долговечности компонентов подвесок. Перед использованием данных моделей по назначению необходимо выполнить валидационное исследование, в котором при воспроизведении известных колесных нагрузок расчетное состояние нагруженности компонентов подвесок должно соответствовать результатам аналогичного эксперимента. Успешное выполнение валидации также подтвердит адекватность назначенных требований и подхода их реализации.

Заключение

1. Сформированы требования к математическим моделям, достаточные для реализации исследований усталостной долговечности методами математического моделирования и получения достоверных результатов расчетов.

2. В соответствии с сформированными требованиями выполнена разработка комплекса математических моделей подвесок легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности на базе среды многозвенного моделирования *MSC Adams/Car*. Соответствие требованиям было достигнуто с использованием следующих методов и инструментов:

- обеспечением соответствия набора звеньев, их кинематических и массогабаритных характеристик конструкторской документации или реальному образцу;
- модального представления твердых тел по методу Крейга-Бэмптона для учета податливости звеньев механической системы;
- линеаризованной модели Пфеффера для учета динамических характеристик шарниров и опор как силовых связей между звеньями;
- модели стенда, имитирующей нагружение центров колес в ходе полунатурных и натурных ресурсных испытаний.

3. Выбранные методы и инструменты моделирования могут быть использованы при ограниченном количестве информации о создаваемом

автомобиле, доступном на ранних этапах проектирования.

4. Подтверждение адекватности назначенных требований должно быть реализовано за счет проведения валидационного исследования нагруженности компонентов подвесок. В случае успешной валидации в дальнейшем инженеры-исследователи смогут руководствоваться данными требованиями для определения и сбора исходных данных и для разработки собственных математических моделей. Разработанный комплекс математических моделей будет использован для выполнения данного валидационного исследования.

Литература

1. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Modern approaches of vehicle suspension durability evaluation at early stages of development // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 941. No. 012072. DOI: 10.1088/1757-899X/941/1/012072
2. Adams: Real Dynamics for Functional Virtual Prototyping // MSC Software. URL: https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq_dS7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds_adams_ltr_w.pdf (дата обращения 22.09.2021).
3. ГОСТ Р 52051–2003 Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. – Введ. 2004-01-01. М.: Стандартинформ, 2008. 12 с.
4. Blundell M., Harty D. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. Ox.: Elsevier, 2015. 756 p.
5. Кулагин В.А., Бокарев А.И. Исследование влияния податливости компонентов направляющего аппарата подвески автомобиля на накопление повреждаемости при моделировании нагрузочного цикла ресурсных испытаний // Сборник «Форум инновационных транспортных технологий, наземные интеллектуальные транспортные средства и системы». Объединенный международный онлайн форум. 2020. С. 1165–1190.
6. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. Ch.: Wiley, 2014. 458 p.
7. Scheiblegger Ch., Lin J., Karrer H. New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focusing on Linearization and the Implementation into MBS Environment // Proc. FISITA 2012 Wor. Auto. Con., Vol. 10. Be.: Springer, 2013. P. 461–473. DOI: 10.1007/978-3-642-33795-6_38

References

1. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Modern approaches of vehicle suspension durability evaluation at early stages of development // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 941. No. 012072. DOI: 10.1088/1757-899X/941/1/012072
2. Adams: Real Dynamics for Functional Virtual Prototyping // MSC Software. URL: https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq_dSz7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds_adams_ltr_w.pdf (data obrashcheniya 22.09.2021)
3. GOST R 52051-2003 Power-driven vehicles and trailers. Classification and definitions. – Vved. 2004-01-01. Moscow: Standartinform Publ., 2008. 12 p.
4. Blundell M., Harty D. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. Ox.: Elsevier, 2015. 756 p.
5. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Investigation of the influence of the compliance of the components of the guide vane of the vehicle suspension on the accumulation of damage in modeling the load cycle of life tests. Sbornik «Forum innovatsionnykh transportnykh tekhnologiy, nazemnyye intellektual'nyye transportnyye sredstva i sistemY». Ob»yedinenny mezhdunarodny onlayn forum [Collection “Forum of innovative transport technologies, ground intelligent vehicles and systems”. United international online forum]. 2020, pp. 1165–1190 (in Russ.).
6. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. Ch.: Wiley, 2014. 458 p.
7. Scheiblegger Ch., Lin J., Karrer H. New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focusing on Linearization and the Implementation into MBS Environment // Proc. FISITA 2012 Wor. Auto. Con., Vol. 10. Be.: Springer, 2013. P. 461–473. DOI: 10.1007/978-3-642-33795-6_38

DEVELOPMENT OF A COMPLEX OF MATHEMATICAL MODELS OF A VEHICLE SUSPENSION FOR FATIGUE LIFE ANALYSIS

V.A. Kulagin

Central research and development automobile and engine institute NAMI
viktor.kulagin@nami.ru

The reduction in the duration of the development of new vehicles and the associated desire to reduce the costs of automotive plants contribute to a more active application of mathematical modeling to solve engineering problems. The tasks, which are analyzing and predicting the fatigue life of vehicle components and assemblies, can be solved using a set of methods and tools of mathematical modeling.

This article discusses the development of a complex of mathematical models of the front and rear suspensions of a passenger automobile, which have the properties necessary for accurate reproduction of wheel loads and dynamic behavior of the suspension as a mechanical system. The complex of mathematical models is implemented in a multi-link modeling environment. The models are designed to carry out a subsequent validation study of the loading of individual suspension components during forced service life tests. In the future, this complex of mathematical models can be used for simulation of semi-natural forced resource tests of the suspension module, as well as a sample for the development of suspension models of other automobiles.

The purpose of this work is to form sufficient requirements for mathematical models for the implementation of fatigue durability studies using mathematical modeling methods and obtaining reliable calculation results. Research engineers will be able to follow these requirements to determine and collect initial data for the development of their own mathematical models.

Keywords: multi-link modeling, durability, fatigue, forced testing, suspension, guiding device, Craig-Bampton method, Pfeffer model.

Cite as: Kulagin V.A. Development of a complex of mathematical models of a vehicle suspension for fatigue life analysis. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 33–42 (in Russ.).
DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-33-42

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ НА НАПОР ДО 250 М

Селезнев В.Н.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия
Seleznev_VN@power-m.ru

В областях, где расположены в основном расположены тепловые и атомные электростанции, проблема нехватки маневренных мощностей, покрытия пиковых нагрузок и прохождения периодов сниженного энергопотребления решается за счет строительства крупных гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС). Для создания высокоэффективных проточных частей насос-турбин одной из современных тенденций является использование численного моделирования трехмерного течения жидкости. В настоящее время существует множество программных продуктов, в которых реализовано численное моделирование методом конечных объемов. Самые известные среди них Fluent, CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision и CADRUN. Верификация расчетной модели остается актуальной задачей. Важно подобрать методику, которая позволит получить приемлемый результат при оптимальных временных затратах на подготовку данных и проведение расчетных исследований.

В статье исследуется проточная часть радиально-осевой насос-турбины, предназначенная для применения на максимальный напор до 250 м. Выполнено численное моделирование процесса кавитации, возникающего в турбинном режиме при существенном удалении от оптимума характеристики. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса Ansys CFX версии 2021R1. Дано краткое описание постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений. Представлено сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. Выполнено качественное сравнение областей возникновения кавитации полученного при численном моделировании с данными контроля состояния основного металла и сварных соединений рабочего колеса гидроагрегата методом цветной дефектоскопии.

Целью работы было представить экономичную методику численного моделирования кавитации для определения мест возможного возникновения кавитационного износа. Методика заключается в описании постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений для оптимально использования вычислительных ресурсов без существенной потери точности результатов.

Ключевые слова: кавитация, радиально-осевая насос-турбина, обратимый гидроагрегат, Ansys CFX, численное моделирование.

Для цитирования: Селезнев В.Н. Численное моделирование кавитации в проточной части обратной гидромашинны на напор до 250 м // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 43–48. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-43-48

Введение

В зоне напоров 50–650 м наибольшее распространение получили обратимые гидроагрегаты с классическими одноступенчатыми радиально-осевыми обратимыми гидромашинными, которые имеют сравнительно простую конструкцию рабочего колеса и цилиндрического направляющего аппарата, достаточно хорошие энергетические показатели, но являются относительно тихоходными, крупногабаритными и металлоемкими гидромашинными [1, стр. 161]. Численным исследованиям и проектированию данного типа машин уделено особое внимание. В статье рассмотрен подход к моделированию кавитации в гидромашинных такого типа.

В октябре 2018 г. на завод АО «Силовые машины» (ЛМЗ) для ремонта поступило рабочее колесо радиально-осевой насос-турбины, предназначенного для работы на максимальном напоре 250 м. Проектированием и поставкой рабочего колеса занималась сторонняя организация и после непродолжительной работы насос-турбинного гидроагрегата (около 2-х лет) оборудование пришло в непригодное для эксплуатации состояние. В ходе работ по восстановлению рабочего колеса был проведен комплексный анализ его состояния, а также режимов эксплуатации. Обычно при определении допустимой высоты всасывания H_s решающее значение имеют насосные

режимы [2, стр. 289], однако на поверхностях рабочего колеса были обнаружены следы кавитационных повреждений, характерные для турбинного режима работы. Из анализа режимов работы следует, что эксплуатация гидроагрегата велась на режимах с существенным удалением от оптимума характеристики. Отношение приведенного расхода (Q_{II}) в расчетном токе, к приведенному расходу в оптимуме универсальной характеристики составила $\approx 1,5$, в то время как, по нашему опыту, это соотношение находится в пределах 1.1–1.3, где 1.1 соответствует тихоходным, высоконапорным насос-турбинам. Было сделано предположение о наличии кавитации в турбинном режиме. Для подтверждения предположения были проведены расчетные исследования возникновения кавитации. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса *Ansys CFX* версии 2021R1.

В настоящее время проблеме моделирования кавитационных течений уделяется большое внимание. В частности в работах [3, 4] с использованием программного комплекса *Ansys CFX* для моделирования течения в гидромашине получено хорошее согласование с экспериментальными данными. В статье рассмотрен подход к моделированию кавитации применительно к обратной гидромашине.

Объект расчетного исследования и постановка задачи.

На основе имеющейся информации, результатов 3D сканирования и чертежей была восстановлена геометрия проточной части. Исследуемая 3D модель представлена на рис. 1.

Для сокращения времени кавитационных расчетов спиральная камера исключалась

из расчетной области. Предварительно проводились расчеты по определению зависимости гидравлических потерь в спиральной камере и статоре для турбинного режима. На входной границе задавалась величина расхода, на выходной – статическое подпорное давление. На рис. 2 показаны результаты расчетов для режима, близкого к оптимальному.

На рис. 3 показано отклонение потерь энергии, полученных в расчете, от аппроксимирующей параболической функции вида $h = a \cdot Q_{II}^2$. Как видно, функция достаточно точно описывает характер изменения потерь в спиральной камере. В дальнейших расчетах при определении потерь в спиральной камере в турбинном режиме использовалась полученная зависимость.

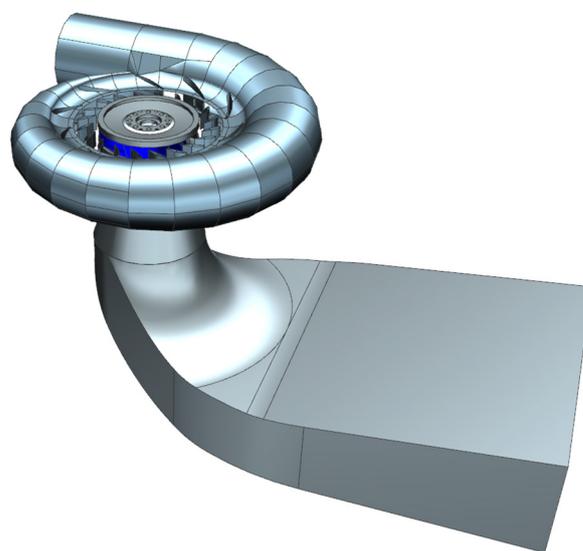


Рис. 1. Геометрия исследуемой проточной части насос-турбины

Fig. 1. Geometry of the investigated flow path of the pump-turbine

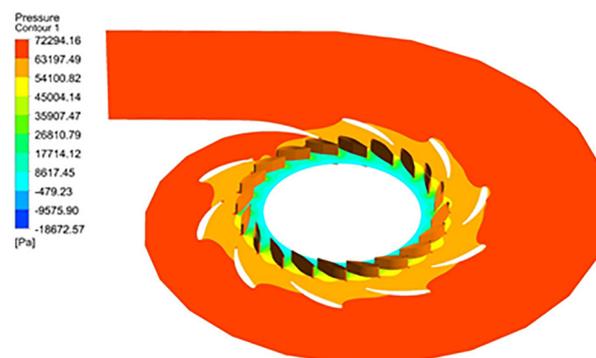
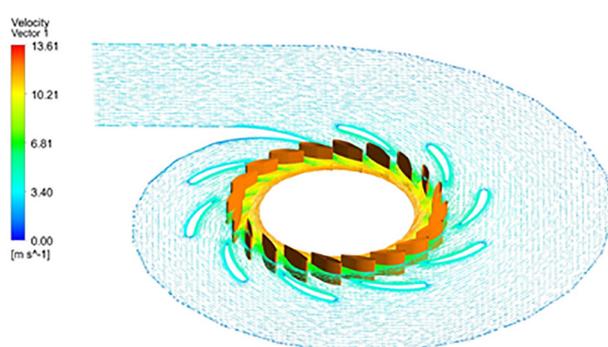


Рис. 2. Поля скоростей и статического давления в спиральной камере в турбинном режиме

Fig. 2. Velocity and static pressure fields in the volute in turbine mode

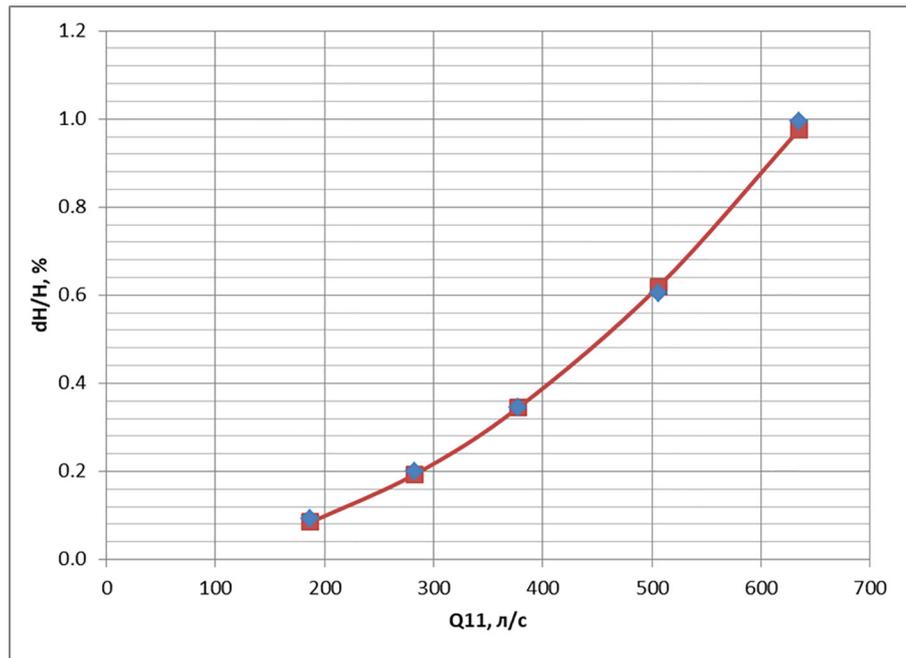


Рис. 3. Зависимость потерь энергии в спиральной камере от расхода

Fig. 3. Dependence of energy losses in the spiral chamber on the flow rate

Дальнейшие кавитационные расчеты были проведены в области одной лопадки направляющего аппарата с периодическими граничными условиями, всего рабочего колеса и отсасывающей трубы.

На входной границе задавалась полная энергия – *Total Pressure*, с учетом предварительно рассчитанных потерь энергии в спиральной камере и компоненты вектора направления потока. На выходной границе задано подпорное давление, соответствующее высоте отсасывания для исследуемого режима. В ходе расчета выполнялась автоматизированная корректировка входной энергии с выводом задачи на заданный напор, при этом потери в спиральной камере изменялись в зависимости от получаемого расхода в ходе решения. Расчеты выполнены для натуральных параметров.

Использовалась модель несжимаемой вязкой жидкости турбулентного течения в стационарной постановке. Для замыкания системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, использована *SST* модель турбулентности. Интегрирование системы уравнений по времени проводилось с использованием неявной численной схемы с порядком аппроксимации *High Resolution* (2-го порядка). Для пространственной дискретизации уравнений была выбрана схема «направленных разностей» *High Resolution* (2-го порядка).

Кавитационное течение жидкости описывается уравнением Релея-Плессета [5]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (1)$$

где R_B – радиус пузырьков; p_v – давление внутри пузырька; p – давление жидкости вокруг пузырька; ρ_f – плотность жидкости; σ – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром.

Уравнение переноса массы для единицы объема записывается в виде:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p), \quad (2)$$

где r_{nuc} – объемная доля растворенных газов.

Приняты следующие значения констант: $R_{nuc} = 2 \cdot 10^{-6}$ м, $r_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$ м, $F_{vap} = 50$ – коэффициент парообразования, $F_{cond} = 0,01$ – коэффициент конденсации.

Для расчетов построена экономичная, блочно-структурированная расчетная сетка. В лопастных каналах расчетная сетка построена с использованием *Ansys TurboGrid*. Количество ячеек в лопастном канале направляющего аппарата – 70 тыс., в рабочем колесе – 1800 тыс. (250 тыс. – на одну лопасть). Для построения сетки в отсасывающей трубе для элемента

колена и выходного диффузора использовался *ICEMCFD*, для конуса применялся *Ansys Meshing* с построением тетраэдральной сетки. Количество ячеек сетки составило 250 тыс. ячеек. Величина Y^+ составила от 10 до 600. Расчетные сетки представлены на рис. 4.

Сравнение результатов расчета кавитации с экспериментальными данными

Для контроля состояния основного металла и сварных соединений рабочего колеса гидроагрегата была выполнена цветная дефектоскопия. На рис. 5 и 6 представлено сопоставление области возникновения паровой

фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации, выявленными при осмотре рабочего колеса.

На представленных рис. 5 и 6 видно качественное согласование результатов численного моделирования с экспериментальными данными. Выполненные кавитационные расчеты подтверждают предположение о возникновении процесса кавитации при работе в турбинном режиме при номинальной мощности. Эксплуатация в данном режиме помимо уноса металла с рабочего колеса от воздействия кавитации характеризуется высокими пульсациями давления, что приводит к снижению надежности и срока службы оборудования.

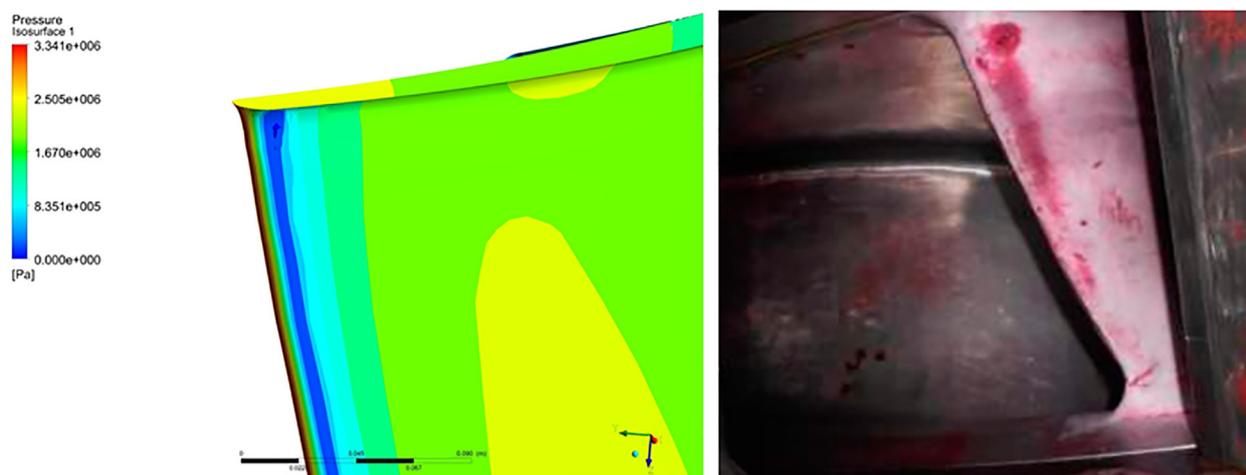


Рис. 5. Сопоставление области возникновения паровой фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации на напорной кромке рабочего колеса

Fig. 5. Comparison of the area of occurrence of the vapor phase, obtained in the calculation, with the places of damage from the effect of cavitation on the pressure edge of the impeller



Рис. 6. Сопоставление области возникновения паровой фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации на всасывающей кромке рабочего колеса

Fig. 6. Comparison of the area of occurrence of the vapor phase, obtained in the calculation, with the places of damage from the effects of cavitation on the suction edge of the impeller

Выводы

Получено качественное согласование результатов численного моделирования с экспериментальными данными. Выполненные кавитационные расчеты подтверждают предположение о возникновении процесса кавитации при работе в турбинном режиме при номинальной мощности. Эксплуатация в данном режиме помимо уноса металла с рабочего колеса от воздействия кавитации характеризуется высокими пульсациями давления, что приводит к снижению надежности и срока службы оборудования.

Использование экономичных блочно-структурированных сеток, а также проведение расчетов только в области одной лопатки направляющего аппарата, всего рабочего колеса и отсасывающей трубы с использованием предварительных результатов расчетов в спиральной камере позволяют оптимально использовать вычислительные ресурсы без существенной потери точности результатов.

Литература

1. Синюгин В.Ю., Магрук В.И., Родионов В.Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. М.: ЭНАС, 2008. 352 с.
2. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергия, 1978. 320 с.
3. Rodrigues Cunha M.A., Villa Nova H.F. CAVITATION MODELING OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER // 22nd International Congress

of Mechanical Engineering November 03–07, 2013, Ribeirro Petro, Sro Paulo, Brazil.

4. Somashekar D., Purushothama Dr. H.R. Numerical Simulation of Cavitation Inception on Radial Flow-Pump IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE) ISSN : 2278-1684 Volume 1, Issue 5 (July-August 2012), PP. 21–26 www.iosr-journals.org.
5. Documentation Ansys CFX 2021R1.

References

1. Sinyugin V.YU., Magruk V.I., Rodionov V.G. Gidroakkumuliruyushchiye elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike [Pumped storage power plants in the modern electric power industry]. Moscow: ENAS Publ., 2008. 352 p.
2. Krivchenko G.I. Gidravlicheskiye mashiny: Turbiny i nasosy [Hydraulic machines: Turbines and pumps]. Moscow: Energiya Publ., 1978. 320 p.
3. Rodrigues Cunha M.A., Villa Nova H.F. CAVITATION MODELING OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER // 22nd International Congress of Mechanical Engineering November 03–07, 2013, Ribeirro Petro, Sro Paulo, Brazil
4. Somashekar D., Purushothama Dr. H.R. Numerical Simulation of Cavitation Inception on Radial Flow-Pump IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE) ISSN: 2278-1684 Volume 1, Issue 5 (July-August 2012), PP. 21–26 www.iosr-journals.org
5. Documentation Ansys CFX 2021R1.

NUMERICAL SIMULATION OF CAVITATION IN THE FLOW PATH OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE FOR A HEAD UP TO 250 M

V.N. Seleznev

JSC Power Machines, Saint Petersburg, Russia

Seleznev_VN@power-m.ru

In areas where thermal and nuclear power plants are mainly located, the problem of lack of maneuverable capacities, the coverage of peak loads and the passage of periods of reduced energy consumption is solved through the construction of large pumped storage power plants (PSPP). To create highly efficient flow paths for pump-turbines, one of the modern trends is the use of numerical modeling of three-dimensional fluid flow. Nowadays, there are many software products that implement numerical modeling by the finite volume method. The most famous among them are Fluent, CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision and CADRUN. Verification of the computational model remains an urgent task. It is important to choose a methodology that will allow you to get an acceptable result with optimal time spent on preparing data and conducting computational studies.

The article examines the flow path of a radial-axial pump-turbine designed for use at a maximum head up to 250 m. Numerical modeling of the cavitation process arising in the turbine mode at a significant distance from the optimum of the characteristic was carried out. The calculations were performed using the Ansys CFX software package, version 2021R1. A brief description of the problem statement, the computational grids used and the assumptions made is given. Comparison of calculation results with experimental data is presented. A qualitative comparison of the cavitation origination regions obtained by numerical simulation with the data of monitoring the state of the base metal and welded joints of the hydroelectric unit impeller by the method of non-destructive testing is carried out.

The aim of the work was to present an "economical" technique for numerical simulation of cavitation to determine the places of possible occurrence of cavitation wear. The technique consists in describing the formulation of the problem, the computational grids used and the assumptions made for the optimal use of computing resources without a significant loss in the accuracy of the results.

Keywords: cavitation, radial-axial pump-turbine, reversible hydraulic unit, Ansys CFX, numerical simulation.

Cite as: Seleznev V.N. Numerical simulation of cavitation in the flow path of a reversible hydraulic machine for a head up to 250 m. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 43–48 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-43-48

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА С УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИМ МЕХАНИЗМОМ В СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Сенькевич С.Е.

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия
sergej_senkevich@mail.ru

Повышение эксплуатационной эффективности сельскохозяйственных тракторов является одним из основных факторов, который способствует увеличению производительности при существенном уменьшении энергозатрат. Важное значение имеют разработки, которые связаны с совершенствованием конструкции силовых передач колесных сельскохозяйственных тракторов, для которых неперенным условием является повышение производительности труда в сельскохозяйственном производстве. Достижение требуемых характеристик сельскохозяйственных тракторов определяется свойствами силовой передачи и взаимодействием связанных с ней систем. Одним из главных качеств силовой передачи должна быть способность поглощать крутильные колебания и демпфировать нагрузку.

В статье представлены исследования конструктивного улучшения силовой передачи сельскохозяйственного трактора путем установки в нее разработанного упруго-демпфирующего механизма на примере трактора малого класса тяги. С учетом актуальности обсуждаемой темы в статье решена задача определения влияния упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с культиватором.

В работе был проведен анализ взаимной корреляционной функции и анализ взаимной спектральной плотности двух процессов: угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя и угловая скорость вращения ведущего колеса, который показал изменение скорости распространения проходящих частот колебаний нагрузки по валопроводу и смещение частоты возмущающих воздействий.

Ключевые слова: упруго-демпфирующий механизм, силовая передача трактора, взаимная корреляционная функция, взаимная спектральная плотность.

Для цитирования: Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований сельскохозяйственного трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 49–59. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-49-59

Введение

Повышение эксплуатационной эффективности является одним из основных факторов, способствующих увеличению производительности при существенном уменьшении непродуцируемых энергозатрат. Среди энергосберегающих технологий немаловажное значение имеют разработки, которые связаны с улучшением конструкции силовых передач колесных сельскохозяйственных тракторов. Для таких тракторов неперенным условием является повышение производительности труда в сельскохозяйственном производстве. Решение этой проблемы встречает ряд трудностей, связанных с неустановившимися процессами при движении. Достижение требуемых характеристик тракторов определяется свойствами

силовой передачи, а также взаимодействием связанных с ней систем, к которой относится главная передача и ходовая часть. Для любой из рассмотренных систем колесного движителя мобильной машины силовая передача имеет первостепенное значение для достижения необходимых качеств системы. Кроме того, свойства сельскохозяйственного трактора как системы имеют решающее значение для создания необходимых тяговых характеристик, плавности хода и уплотняющего воздействия на почву, особенно при агрегатировании с сельскохозяйственной техникой, а также характеристик траектории их движения. В целом требования к самому трактору настолько разнообразны, что удовлетворить их можно только на основе набора качеств, которые

определяет потребитель. Одно из главных качеств – это способность силовой передачи поглощать крутильные колебания и демпфировать нагрузку. Причем демпфирование должно быть в нужном направлении и таким, чтобы соответствующие показатели эксплуатационных качеств получились наилучшими.

Применение различных демпферов улучшает работу сельскохозяйственных тракторов. Доказательство этого было приверено в статье [1], где при помощи методов математического моделирования и анализа доказывалось облегчение трогания составного транспортного средства при наличии упруго-деформируемых сцепок. Этот эффект обуславливается заменой одновременного трогания секций на поочередное. Эффективное взаимодействие ходовой части машины с поверхностью земли также помогают увеличить производительность и снизить потребление топлива [2]. Не только приведенные исследования, но и многие другие работы доказывают актуальность исследований в области применения упругих элементов для снижения вибронегативности тракторов и мобильных машин, и элементов их силовых передач. Эти вопросы, исследуемые по всему миру, позволяют значительно улучшать параметры силовой передачи трактора.

Устройство, работа и преимущества упруго-демпфирующего механизма (УДМ) были подробно представлены в работах [3–5]. Продолжение исследований по изучению влияния такого механизма на работу силовой передачи представлено в работах [6–8]. В работе [9, 10] было доказано, что использование УДМ позволило повысить производительность трактора более чем на 10 %, это снизило колебания внешней нагрузки на двигатель на 15...20 % и расход топлива на 9 %. В работах [11, 12] обосновано, что УДМ в силовой передаче трактора устраняет резонансные режимы работы в зоне реальных колебаний внешней нагрузки.

Настоящая статья является продолжением исследования влияния УДМ в силовой передаче трактора малого класса тяги (14 кН) на различные его показатели. С опорой на результаты экспериментальных измерений были проведены анализ взаимной корреляционной функции и анализ взаимной спектральной плотности двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса). Они показывают изменение скорости проходящих частот нагрузки по ва-

лопроводу силовой передачи колесного трактора тягового класса 1,4, в силовую передачу которого установлен УДМ. Исследования были проведены для условий работы трактора с культиватором. Экспериментальные данные, которые использовались при проведении расчетно-теоретических исследований по определению спектральных характеристик элементов УДМ в силовой передаче, были получены автором и описаны в работах [4, 6, 9, 12]. Устройство УДМ защищено патентом на изобретение, а подробное описание приведено в работе [13]. На основе вышеизложенного в статье представлены исследования конструктивного улучшения силовой передачи трактора путем установки в его силовую передачу разработанного УДМ. Предложенное и испытанное устройство применимо не только для тракторов малого класса тяги [3, 12, 14]. Для проведения наших исследований процесса функционирования трактора был выбран универсально-пропашной трактор тягового класса 1,4 Минского тракторного завода. Серийный трактор этого завода является самым распространенным трактором в нашей стране и может работать в агрегате с прицепными, навесными и полунавесными орудиями, также осуществлять погрузочные, разгрузочные, транспортные и другие виды работ, включая комплексную механизацию пропашных и овощных культур от возделывания до уборки.

Целью данных исследований было определение влияния УДМ, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с культиватором. С учетом поставленной цели и актуальности затронутой темы задачей исследований было определение влияния УДМ, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с культиватором, опираясь на проведенные натурные измерения с помощью метода корреляционно-спектрального анализа.

Материалы и методы

Разработанный нами УДМ служит для снижения динамической нагруженности силовой передачи. Его принципиальная схема представлена на рис. 1. Конструкция механизма защищена патентами на изобретение, а подробное устройство и работа описаны в работе [13].

На рис. 1 обозначены: 1 – планетарный редуктор; 2 – коронная шестерня; 3 – реактивное звено (солнечная шестерня); 4 – ше-

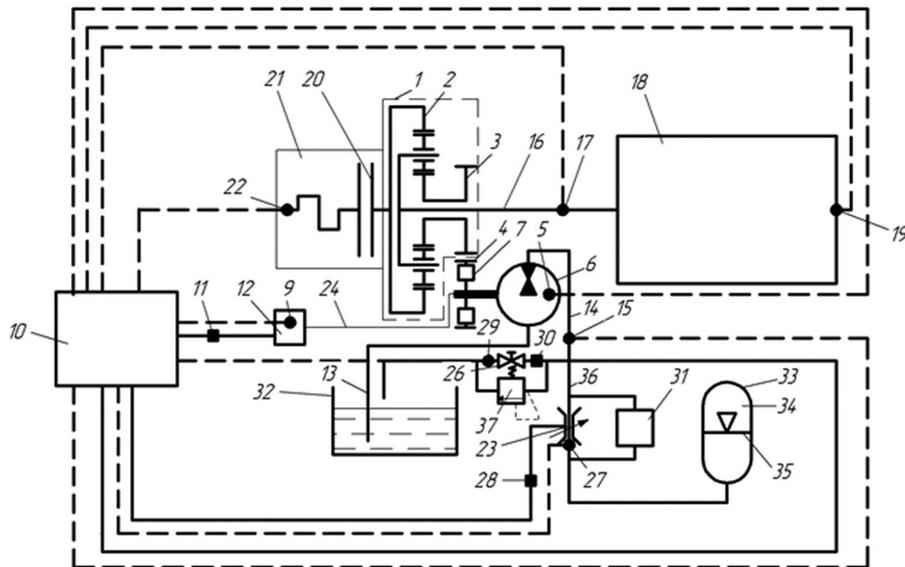


Рис. 1. Схема УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 [13]

Fig. 1. Elastic damping mechanism scheme in the power transmission of a tractor of traction class 1.4 [13]

стерня привода масляного насоса; 5 – датчик частоты вращения шестерни; 6 – масляный насос; 7 – устройство для изменения момента инерции; 8 – пружина (на рисунке не показано); 9 – датчик положения; 10 – контроллер; 11 – исполнительный элемент управления; 12 – регулятор положения; 13 – всасывающий канал (магистраль); 14 – нагнетательный канал (напорная магистраль); 15 – датчик давления масляного насоса; 16 – вал водила (первичный вал коробки передач); 17 – датчик частоты вращения первичного вала; 18 – коробка передач и вся силовая передача; 19 – датчик частоты вращения; 20 – муфта сцепления; 21 – двигатель; 22 – датчик частоты вращения двигателя; 23 – двухступенчатый регулируемый дроссель; 24 – маслопровод; 25 – предохранительный клапан; 26 – кран управления; 27 – датчик положения дросселя; 28 – исполнительный элемент управления дросселем; 29 – датчик положения крана; 30 – исполнительный элемент управления краном; 31 – демпферный клапан; 32 – гидробак; 33 – пневмогидроаккумулятор; 34 – гидроцилиндр (полость сжатого воздуха); 35 – подвижный поршень (свободный поршень); 36 – вход в дроссель; 37 – предохранительный клапан.

УДМ также предназначен для плавного трогания трактора при разгоне, для выполнения защитных функций от колебаний внешней нагрузки за счет демпфирующих свойств и автоматического изменения передаточного числа привода механизма.

УДМ состоит из следующих узлов и систем:

- планетарного редуктора;
- привода масляного насоса, коробки перемены передач, гидравлической системы и системы управления;
- масляных магистралей и устройств с системой дозирования, и предохранения;
- пневмогидроаккумулятора.

Коронная шестерня 2 планетарного редуктора 1 соединена с маховиком двигателя и передает крутящий момент на вал 11 привода коробки передач и на сателлиты, связанные с водилом и солнечной шестерней 3. Водило имеет жесткую связь с ведущим валом коробки перемены передач. Центральная шестерня 3 редуктора через привод 4 приводит во вращение податливое звено УДМ – гидронасос 5. Насос имеют всасывающий и нагнетательный каналы. Нагнетательный канал соединяет гидронасос с масляной полостью пневмогидроаккумулятора 22. Вторая полость пневмогидроаккумулятора, отделенная от первой поршнем с уплотнениями, заправлена сжатым воздухом. Заправка осуществляется через воздушный кран. Закон подачи масла в пневмогидроаккумулятор может изменяться регулируемым дросселем 15. Максимальное давление в нагнетательной полости насоса ограничивается предохранительным клапаном 17. Сброс масла при срабатывании клапана 17 и при открытом положении крана 18 осуществляется в бак 20.

В настоящей статье приводятся продолжение исследований, начало которых опубликовано в работе [6].

Объектом исследования является процесс функционирования трактора тягового класса 1,4, в силовую передачу которого установлен УДМ. Трактор находится в агрегате с культиватором. Трактор-макет, созданный на базе МТЗ-80, оснащен УДМ. Механизм выполнен с возможностью отключения (блокировки) для проведения сравнительных измерений. В собранном виде на тракторе элементы механизма представлены на рис. 2. На рисунке показано расположение пневмогидроаккумулятора, дросселя, предохранительного клапана и масляного насоса на раме трактора.

При подготовке трактора были проведены техническое обслуживание и регулировка основных его узлов и агрегатов. Перечень операций соответствовал техническому уходу № 2.

Для исследования динамических процессов и определения энергетических параметров работы трактора, который находился в агрегате с культиватором, применялась система автоматического накопления и обработки метрологической информации мобильного исполнения. Схема этой системы представлена на рис. 3. Все записывающее оборудование было установлено в кабине передвижной лаборатории на базе полноприводного автомобиля. Система



Рис. 2. Общий вид компоновки элементов УДМ на тракторе:

- 1 – пневмогидроаккумулятор; 2 – дроссель;
- 3 – блок предохранительных клапанов;
- 4 – масляный насос; 5 – манометр

Fig. 2. General view of the layout of the elastic damping mechanism elements on the tractor:
 1 – pneumatic hydroaccumulator; 2 – throttle body;
 3 – block of safety valves; 4 – oil pump;
 5 – manometer

включает в себя комплексы аппаратных и программных средств. Она состоит из бортового компьютера, платы аналого-цифрового преобразования, платы сопряжений, блок полного инструментального усилителя сигнала.

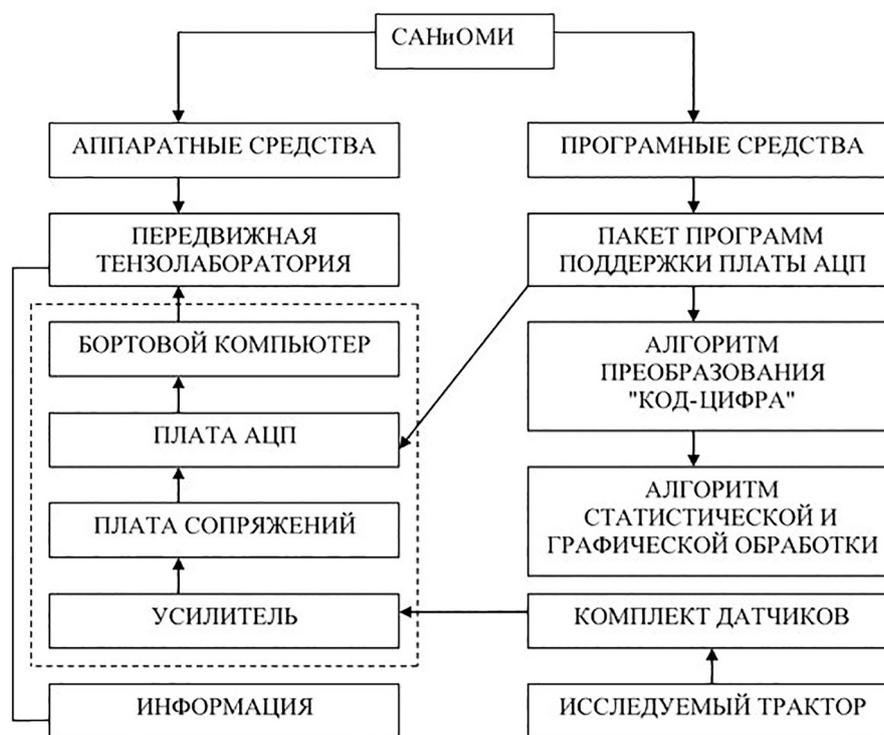


Рис. 3. Система автоматического накопления и обработки информации (САНиОМИ)

Fig. 3. System of automatic accumulation and processing of information

Все элементы системы смонтированы внутри передвижной лаборатории. Комплект первичных преобразователей (датчиков) установлен на исследуемом тракторе. Комплект датчиков системы, установленных на исследуемый трактор, позволяет измерять мгновенные значения следующих параметров:

$R_{кр}$ – тяговое сопротивление на крюке трактора;

$M_{кр}$ – крутящий момент на оси ведущего колеса трактора;

$n_{ген}$ – частота вращения вала генератора трактора;

$n_{шпмн}$ – частота вращения шестерни привода масляного насоса УДМ;

$P_{масл}$ – давление масла в масляной магистрали (до дросселя) УДМ;

$n_{кол}$ – импульсы оборотов путеизмерительного колеса трактора;

$N_{кол}$ – импульсы оборотов ведущего колеса трактора;

G_t – расход топлива.

Предварительно была проведена калибровка и настройка всех датчиков. После обработки калибровочной информации строились графики. Были получены уравнения аппроксимации полученных графиков, которые являются ключом при переводе кодированного сигнала в натуральные физические величины.

Методика проведения исследований [14, 15] трактора в составе с культиватором позволила изучить влияние параметров УДМ на показатели работы трактора при работе с культиватором.

Для получения одинаковых показателей при сравнительных испытаниях и снижения влияния таких параметров как КПД силовой передачи и КПД перекатывания колес, сопротивление самопередвижению трактора, контрольные опыты проводились на одном поле в течение рабочего дня [16]. Это поле учебно-опытного фермерского хозяйства на территории учебного хозяйства Азово-Черноморского инженерного института – филиала Донского государственного аграрного университета.

Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепным культиватором КПС-4 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66 представлен на рис. 4.

В качестве базы для сравнения при проведении опытов использовался тот же самый трактор, но с заблокированным УДМ. Управление трактором в обоих вариантах осуществлялось

одним и тем же трактористом первого класса. Схема расположения датчиков на исследуемом тракторе показана на рис. 5. Лапы культиватора были установлены на глубину 10...12 см. Время опыта и пройденный путь фиксировались при помощи САНиОМИ. Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета программ [17]. Измерительное оборудование позволило получить числовые временные ряды, на основе которых получены вероятностные характеристики процесса работы [17, 18].



Рис. 4. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепным культиватором и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Fig. 4. General view of the tested tractor in a unit with a trailed cultivator and a measuring complex of the TL-2 laboratory based on the GAZ-66 automobile

Применяя классические методы анализа временных рядов, был проведен корреляционно – спектральный анализ, методика которого описана в работах [15, 18–23]. Этот анализ позволяет оценить частотные составляющие при применении УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 [24–27].

Для оценки сходства и различия двух процессов используют функцию взаимной корреляции. С помощью этой функции можно измерить запаздывание во времени двух процессов. В нашем случае необходимо измерить скорость прохождения сигнала от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя (ДЧВКВД) до датчика оборотов ведущего колеса трактора (ДОВК). Изменения сигнала являются случайными, однако не верно считать, что они не связаны между собой. Колебания нагрузки, проходящие по валопроводу, будут проходить через оба датчика. Таким образом, на одном

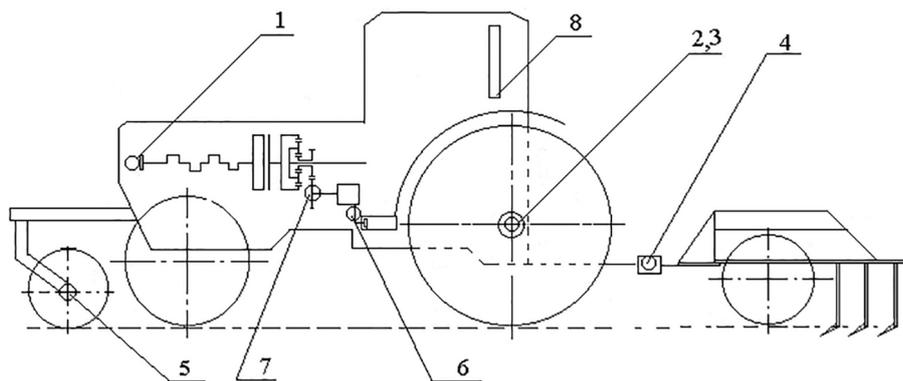


Рис. 5. Схема установки датчиков на исследуемом тракторе при работе с культиватором:
 1 – датчик оборотов коленвала двигателя; 2, 5 – датчики оборотов ведущего и путеизмерительного колес соответственно; 3 – датчик крутящего момента ведущего колеса трактора; 4 – тензометрический датчик тягового усилия; 6 – датчик давления масла; 7 – датчик оборотов шестерни привода масляного насоса; 8 – счетчик для фиксации расхода топлива

*Fig. 5. Installation diagram of sensors on the investigated tractor when working with a cultivator:
 1 – engine crankshaft speed sensor; 2, 5 – sensors of revolutions of the driving and track measuring wheels, respectively; 3 – torque sensor of the driving wheel of the tractor; 4 – tensometric traction force sensor; 6 – oil pressure sensor; 7 – sensor of revolutions of the oil pump drive gear;
 8 – counter for recording fuel consumption*

из датчиков должен появиться сигнал, очень похожий на сигнал, наблюдаемый на другом датчике (либо на ДЧВКВД, либо на ДОВК). Иначе говоря, имеется связь между двумя сигналами. Если вычислить функцию взаимной корреляции этих двух сигналов, то можно узнать величину временного запаздывания между сигналами. После чего легко определить скорость прохождения колебаний нагрузки по валопроводу. Корреляция между сигналами от датчиков при запаздывании на время τ_0 принимает максимальное значение. Отношение расстояния между датчиками к временному запаздыванию определяет скорость прохождения колебаний.

$$V(\omega) = \frac{D_{1-2}}{\tau_0}, \quad (1)$$

где $V(\omega)$ – скорость распространения колебаний (сигнала) по валопроводу, м/с; D_{1-2} – расстояние между датчиками-преобразователями сигнала, м; τ_0 – временное запаздывание сигнала, сек.

Результаты и обсуждения

После обработки полученных сигналов от системы сбора информации нами определена взаимная корреляционная функция двух случайных процессов. Определение взаимной корреляционной функции двух случайных процессов, таких как угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя и угловая скорость вращения ведущего колеса, позво-

лит оценить параметры, в том числе свойства суммы и разности. На рис. 6 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса (далее используется название «угловых скоростей») в опытном и серийном варианте для тракторов во время работы с культиватором, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю. На рис. 7 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для тракторов во время работы с культиватором, с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу. Взаимная корреляционная функция угловых скоростей представлена для двух вариантов: опытный вариант – сплошная линия; серийный вариант – прерывистая линия.

Рис. 6 и 7 показывают, что корреляция между частотой вращения коленвала двигателя и ведущим колесом в опытном и серийном вариантах стремится к нулю в начальном периоде разгона и уходит из отрицательных значений в положительные при установившемся режиме работы. При работе трактора с культиватором зависимости очень идентичны. Но несмотря на это, имеются различия в одном и в другом направлении.

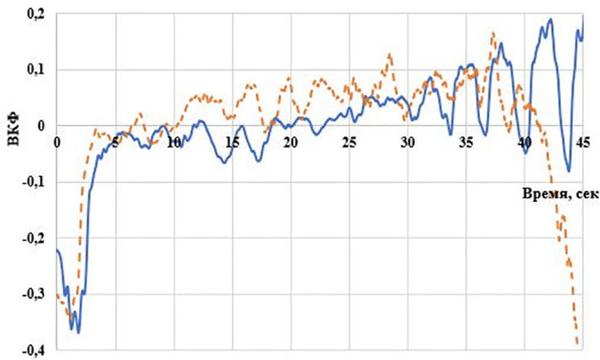


Рис. 6. Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором (анализ сигнала от двигателя к ведущему колесу)

Fig. 6. Combined graphs of changes in the cross-correlation function of angular velocities of an experimental and serial tractor when aggregated with a cultivator (analysis of the signal from the engine to the drive wheel)

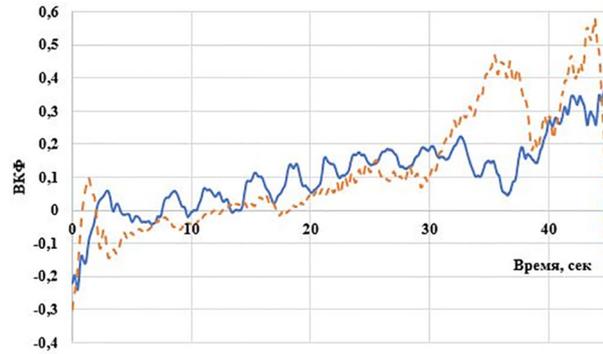


Рис. 7. Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором (с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю)

Fig. 7. Combined graphs of changes in the cross-correlation function of angular velocities of an experimental and serial tractor when aggregated with a cultivator (taking into account the analysis of the signal from the drive wheel to the engine)

На рис. 8–10 представлены совмещенные графики изменения действительной части, мнимой части и модуля функции взаимной спектральной плотности угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса (далее используется название «угловых скоростей») опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором.

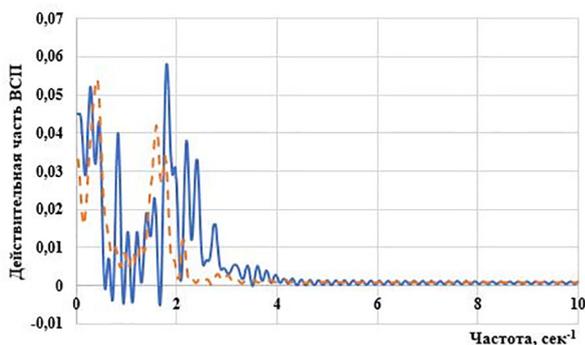


Рис. 8. Совмещенные графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором

Fig. 8. Combined graphs of changes in the real part of the function of the mutual spectral density of angular velocities of an experimental and serial tractor when aggregated with a cultivator

Рис. 8 и 9 показывают, что частоты возмущающих воздействий и их величины (действительной и мнимой части) в серийном варианте имеют одинаковый характер по частотам и по дисперсиям. Сравнивая модуль взаимной спектральной плотности (рис. 10) видны идентичность опытного и серийного вариантов в процессе выполнения технологической операции.

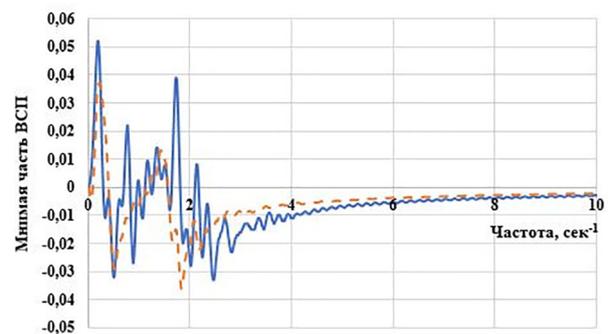


Рис. 9. Совмещенные графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором

Fig. 9. Combined graphs of changes in the imaginary part of the function of the mutual spectral density of angular velocities of an experimental and serial tractor when aggregated with a cultivator

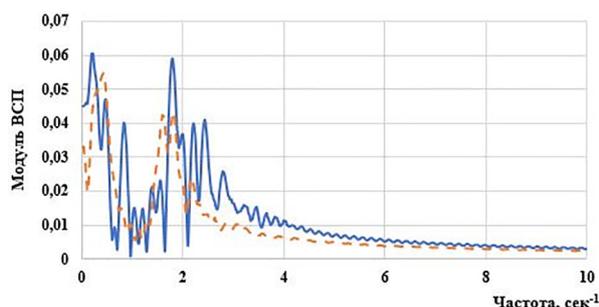


Рис. 10. Совмещенные графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного тракторов при агрегатировании с культиватором

Fig. 10. Combined graphs of changes in the modulus of the function of the mutual spectral density of angular velocities of an experimental and serial tractor when aggregated with a cultivator

Заключение

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (частоты вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу (определяемых по формуле 1). Отношение времени прохождения (время прохождения сигнала в серийном тракторе по отношению ко времени прохождения сигнала в опытном тракторе) возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с культиватором уменьшается на 48,9 %. Это доказывает, что УДМ снижает скорость распространения частоты колебаний нагрузки и по валопроводу.

Анализ взаимной спектральной плотности (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с культиватором на 8,9 %. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что УДМ как элемент силовой передачи поглощает часть колебаний нагрузки распространяющихся по валопроводу.

Литература

1. Попов И.П. Упругие сцепки составного сельскохозяйственного транспортно-технологического средства // Вестник НГИЭИ. 2021. № 4 (119). С. 21–30. DOI: 10.24412/2227-9407-2021-4-21-30
2. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova Ye., Kravchenko L. Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category

3 tractors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. V. 403. P. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126

3. Сенькевич С.Е., Васильев Е.К., Сенькевич А.А. Результаты применения гидропневматического демпфирующего устройства в силовой передаче трактора малого класса тяги для улучшения показателей работы // Агротехника и энергообеспечение. 2018. № 4 (21). С. 128–139.
4. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations // Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2018. V. 866. P. 168–177. DOI: 10.1007/978-3-030-00979-3_17
5. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A., Babayev V. Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation // (Chapter 6) Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149–179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006
6. Сенькевич С.Е. Анализ результатов экспериментальных исследований трактора класса 1.4 модернизированного гидропневматическим демпферным устройством в силовой передаче // Агротехника и энергообеспечение. 2019. № 3 (24). С. 8–16.
7. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gamolina I., Pavkin D. Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN) // Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2020. V. 1072. P. 204–213. DOI: 10.1007/978-3-030-33585-4_20
8. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., Chaplygin M. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers // IEEE Access, vol. 9, pp. 71784–71804, 2021. DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609
9. Senkevich, S.E, Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., Sergeev N.V. Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device // Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development. Hershey, PA: IGI Global, 2020. P. 1–27. DOI: 10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001

10. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing // (Chapter 17) Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423–463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017
11. Сенькевич С.Е., Ильченко Е.Н., Годжаев З.А., Дурягина В.В. Результаты проведения полевых исследований трактора класса тяги 1,4 с упруго-демпфирующим механизмом в силовом приводе // Известия МГТУ МАМИ. 2020. № 4 (46). С. 76–87. DOI 10.31992/2074-0530-2020-46-4-76-87
12. Сенькевич С.Е., Крюковская Н.С. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом в трансмиссии, при движении в составе транспортного тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 59–66. DOI 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66
13. Сенькевич С.Е., Ильченко Е.Н., Кравченко В.А., Дурягина В.В., Годжаев З.А., Алексеев И.С. Автоматическое устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства: патент на изобретение № 2739100 Российская Федерация; опубл. 21.12.2020, Бюл. № 36.
14. Кравченко В.А., Сенькевич А.А., Сенькевич С.Е., Максименко В.А. Модернизация посевного машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 // Международный научный журнал. 2008. № 1. С. 57–62.
15. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. М.: Колос, 1973. 199 с.
16. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. М.: Питер, 2002. 604 с.
17. Liljedahl J.B., Turnquist P.K., Smith D.W., Hoki M. Tractors and their power units // Van Nostrand Reinhold, New York. 1996. P. 364.
18. Бойко Б.П., Тюрин В.А. Спектр сигнала: учебно-методическое пособие. Казань: Казанский федеральный университет, 2014. 38 с.
19. Бендат, Д., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983. 312 с.
20. Мясникова Н.В., Берестень М.П. Экспресс-анализ сигналов в технических системах. Пенза: ПГУ, 2012. 151 с.
21. Мясникова Н.В., Строганов М.П., Берестень М.П. Спектральный анализ на основе исследования экстремальных значений процесса // Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз. сб. науч. тр. Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 1995. Вып. 15. С. 80–82.
22. Хованова Н.А., Хованов И.А. Методы анализа временных рядов // Учеб. пособие. Саратов: Изд-во ГосУНЦ «Колледж», 2001. 120 с.
23. Brockwell P.J., Davis R.A. Introduction to time series and forecasting. Springer. 2016. P. 425.
24. Cryer J.D., Chan K.S. Time Series Analysis with Applications in R. Second Edition Springer Science & Business Media. 2008. P. 492.
25. Klenke A. Probability theory: a comprehensive course. Springer Science & Business Media, 2014. P. 638.
26. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics. Springer Science & Business Media, 2012. Vol. 202.
27. Turner J.C. Modern applied mathematics: probability, statistics, operational research. English University Press, 1970. P. 502.

References

1. Popov I.P. Elastic couplings of a composite agricultural vehicle. Vestnik NGIEI. 2021. No 4 (119), pp. 21–30 (in Russ.). DOI: 10.24412/2227-9407-2021-4-21-30
2. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova Ye., Kravchenko L. Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category 3 tractors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. V. 403. P. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126
3. Sen'kevich S.E., Vasil'yev Ye.K., Sen'kevich A.A. The results of the use of a hydropneumatic damping device in the power transmission of a tractor of a small traction class to improve performance. Agrotekhnika i energoobespecheniye. 2018. No 4 (21), pp. 128–139 (in Russ.).
4. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations // Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2018. V. 866. P. 168–177. DOI: 10.1007/978-3-030-00979-3_17
5. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A., Babayev V. Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation // (Chapter 6) Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149–179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006

6. Sen'kevich S.E. Analysis of the results of experimental studies of a tractor of class 1.4 upgraded with a hydropneumatic damper device in a power transmission. *Agrotehnika i energoobespecheniye*. 2019. No 3 (24), pp. 8–16 (in Russ.).
7. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gamolina I., Pavkin D. Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN) // *Advances in Intelligent Systems and Computing*. Springer, Cham. 2020. V. 1072. P. 204–213. DOI: 10.1007/978-3-030-33585-4_20
8. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., Chaplygin M. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers // *IEEE Access*, vol. 9, pp. 71784–71804, 2021. DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609
9. Senkevich, S.E, Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., Sergeev N.V. Improvement of Traction and Cou-pling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping De-vice // *Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development*. Hershey, PA: IGI Global, 2020. P. 1–27. DOI: 10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001
10. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing // (Chapter 17) *Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering*. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423–463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017
11. Sen'kevich S.E., Il'chenko YE.N., Godzhayev Z.A., Duryagina V.V. Results of field studies of a tractor of 1.4 traction class with an elastic-damping mechanism in a power drive. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2020. No 4 (46), pp. 76–87 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-76-87
12. Sen'kevich S.E., Kryukovskaya N.S. Analysis of experimental studies of a tractor equipped with an elastic-damping mechanism in the transmission, when driving as part of a transport tractor unit. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 6, pp. 59–66 (in Russ.). DOI 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66
13. Sen'kevich S.E., Il'chenko Ye.N., Kravchenko V.A., Duryagina V.V., Godzhayev Z.A., Alckseyev I.S. Avtomaticheskoye ustroystvo dlya snizheniya zhestkosti transmissii transportnogo sredstva [Automatic device for reducing the rigidity of the vehicle transmission]: patent na izobreteniye No 2739100 Rossiyskaya Federatsiya; opubl. 21.12.2020, Byul. No 36.
14. Kravchenko V.A., Sen'kevich A.A., Sen'kevich S.E., Maksimenko V.A. Modernization of a seeding machine-tractor unit based on a 1.4 traction class tractor. *Mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal*. 2008. No 1, pp. 57–62 (in Russ.).
15. Vedenyapin G.V. Obshchaya metodika eksperimental'nogo issledovaniya i obrabotki opytnykh dannykh [General methodology for experimental research and processing of experimental data]. Moscow: Kolos Publ., 1973. 199 p.
16. Sergiyenko A.B. Tsifrovaya obrabotka signalov [Digital signal processing]. Moscow: Piter Publ., 2002. 604 p.
17. Liljedahl J.B., Turnquist P.K., Smith D.W., Hoki M. Tractors and their power units // *Van Nostrand Reinhold*, New York. 1996. P. 364.
18. Boyko B.P., Tyurin V.A. Spektr signala [Signal spectrum]: uchebno-metodicheskoye posobiye. Kazan': Kazanskiy federal'nyy universitet Publ., 2014. 38 p.
19. Bendat, D., Pirsol A. Primeneniye korrelyatsionnogo i spektral'nogo analiza [Correlation and spectral analysis applications]. Moscow: Mir Publ., 1983. 312 p.
20. Myasnikova N.V., Beresten' M.P. Ekspress-analiz signalov v tekhnicheskikh sistemakh [Express analysis of signals in technical systems]. Penza: PGU Publ., 2012. 151 p.
21. Myasnikova N.V., Stroganov M.P., Beresten' M.P. Spectral analysis based on the study of process extreme values. *Datchiki sistem izmereniya, kontrolya i upravleniya: Mezhevuz. sb. nauch. tr.* Penza: Izd-vo Penz. gos. tekhn. un-ta, 1995. Vyp. 15, pp. 80–82 (in Russ.).
22. Khovanova N.A., Khovanov I. A. Metody analiza vremennykh ryadov [Time series analysis methods]. Ucheb. posobiye. Saratov: Izd-vo Gos-UNTS "Kolledzh" Publ., 2001. 120 p.
23. Brockwell P.J., Davis R.A. Introduction to time series and forecasting. Springer. 2016. P. 425.
24. Cryer J.D., Chan K.S. Time Series Analysis with Applications in R. Second Edition Springer Science & Business Media. 2008. P. 492.
25. Klenke A. Probability theory: a comprehensive course. Springer Science & Business Media, 2014. P. 638.
26. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics. Springer Science & Business Media, 2012. Vol. 202.
27. Turner J.C. Modern applied mathematics: probability, statistics, operational research. English University Press, 1970. P. 502.

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF AN AGRICULTURAL TRACTOR WITH AN ELASTIC-DAMPING MECHANISM IN A POWER TRAIN

S.E. Sen'kevich

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

sergej_senkevich@mail.ru

Improving the operational efficiency of agricultural tractors is one of the main factors that helps to increase productivity while significantly reducing energy costs. The developments that are associated with improving the design of power transmissions for wheeled agricultural tractors are very important, because its indispensable condition is to increase labor productivity in agricultural production. Achievement of the required characteristics of agricultural tractors is determined by the properties of the power train and the interaction of associated systems. One of the main qualities of a power train should be the ability to absorb torsional vibrations and damp the load.

The article presents studies of the constructive improvement of the power transmission of an agricultural tractor by installing a developed elastic-damping mechanism using the example of a tractor of a small traction class. Considering the relevance of the topic, the article solved the problem of determining the influence of the elastic-damping mechanism installed in the power transmission of the tractor on its operation with the cultivator.

The paper analyzed the cross-correlation function and the mutual spectral density of two processes: the angular speed of rotation of the crankshaft of the engine and the angular speed of rotation of the drive wheel, which showed a change in the speed of propagation of passing frequencies of load oscillations along the shafting and displacement of the frequency of disturbing influences.

Keywords: *elastic damping mechanism, tractor power transmission, cross correlation function, cross spectral density.*

Cite as: *Sen'kevich S.E. Results of experimental studies of an agricultural tractor with an elastic-damping mechanism in a power train. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 4 (50), pp. 49–59 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-49-59*

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

К.Т.Н. Ципилев А.А., д.т.н. Наказной О.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

alexts@bmstu.ru

При разработке новых подвесок гусеничных и колесных машин, а также при так называемом реверс-инжиниринге уже существующих конструкций (в том числе, в образовательном процессе подготовки профильных кадров) необходимо решить задачу по нахождению упругой характеристики подвески. В первом случае необходимо обеспечить выполнение заданных тактико-технических требований, во втором – восстановить вид характеристики по известной конструкции. Обе эти задачи сильно затрудняются при отсутствии точных и универсальных аналитических зависимостей, пригодных для определения характеристик упругих элементов подвески различных конструктивных реализаций. Опыт взаимодействия с некоторыми заводами показывает, что конструкторы, не имея возможности качественно рассчитать упругие характеристики, пользуются методом подбора и аналогий, когда для новой машины используют подвеску как на старой, масштабируя ее по размерам, чтобы приблизительно сохранить значения рабочих давлений. Для этого проводят многочисленные стендовые испытания, по результатам которых выбирают требуемые зарядные объем и давление. Особую сложность вызывают подвески с противодавлением, так как не только итоговая характеристика, но и работоспособность всего узла зависит от комбинации объемов и давлений двух камер, которые работают в противофазе: когда одна нагружается, другая разгружается, и наоборот. Использование аналитических зависимостей позволит сократить время, затрачиваемое на проектирование; параметризовать в определенной мере кинематику подвески, получить значения эквивалентной жесткости подвески, а также иметь возможность разработки характеристик модельного ряда пневмогидравлических рессор для машин различной весовой категории.

В настоящей статье представлена методика аналитического определения характеристик пневмогидравлических рессор различных конструкций. Среди вариантов исполнения как реально используемые в современной и исторической технике (в частности, на БМД-1, 2, 3, 4; ГМ-352; Урал «Тайфун»; Объект 775 и др.), так и полученные путем комбинации различных конструктивных элементов, реализация которых может быть полезной в образовательном процессе при подготовке профильных кадров. Представленные в статье зависимости позволяют получить статические и динамические упругие характеристики при различных показателях полнотропы и пригодны при проектировании подвесок колесных и гусеничных машин разного назначения.

Ключевые слова: гусеничные машины, колесные машины, подвеска, пневмогидравлическая рессора, система подрессоривания.

Для цитирования: Ципилев А.А., Наказной О.А. Аналитическое определение статических и динамических упругих характеристик пневмогидравлических систем подрессоривания // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 60–72. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-60-72

Введение

Использование пневмогидравлических устройств, в частности, пневмогидравлических (также встречается – гидропневматических) рессор (ПГР), является перспективным способом совершенствования систем подрессоривания быстроходных гусеничных и колесных машин. Это отмечено во многих работах, например, в [1–6], а пути достижения этой цели представлены в диссертациях ряда российских

ученых, к примеру [7–11]. Вместе с тем, вопросы аналитического определения конструктивных параметров ПГР зачастую подробно не рассматриваются, хотя возможность параметризации упругой характеристики, особенно с учетом кинематических связей ПГР и опорного катка (колеса для колесных машин), является интересной и актуальной задачей.

В статье [12] была представлена методика определения характеристик упругого элемен-

та подвески для случая использования ПГР. Показанные в статье зависимости пригодны для получения характеристик упругого элемента, при которых показатель политропы n остается неизменным. В частности, рассматривался случай с $n = 1,4$. Однако в реальных условиях отличный от единицы показатель политропы характерен только для режима движения машины, когда сжатие и расширение газа происходят достаточно быстро, так что теплообменом ПГР с окружающей средой, и, в частности, теплообменом газа со стенками ПГР можно пренебречь. При нахождении машины в неподвижном положении, например, после установки ПГР на заводе или после ремонта элементов ходовой части, нагретый вследствие сжатия газ полностью отдает избыточную энергию окружающей среде. Медленно протекающие процессы сжатия-расширения можно считать изотермическими, то есть проходящими при неизменной температуре рабочего тела. В этом случае показатель политропы n равен единице, а рассчитанное зарядное давление по зависимостям в [12] будет недостаточным для обеспечения заданного статического хода подвески. В связи с этим разделяют понятия статической и динамической упругих характеристик ПГР.

Под статической упругой характеристикой ПГР понимают зависимость силы сопротивления газа от хода штока, полученную при крайне медленном сжатии, когда показатель политропы $n = 1$, а процесс сжатия можно считать изотермическим. Динамической упругой характеристикой называют зависимость, при которой показатель политропы n отличен от единицы.

Определение основных параметров ПГР, таким образом, должно производиться для двух случаев: когда $n = 1$ и когда $n \neq 1$. В настоящей статье представлены с частичным выводом зависимости, которые позволяют получить основные конструктивные параметры, а также статические и динамические упругие характеристики ПГР различных конфигураций.

Исходные данные

Исходными данными для определения основных параметров ПГР [12, 13] являются следующие:

– значения силовой $u(\beta)$ передаточной функции при начальном β_0 , статическом $\beta_{ст}$ и максимальном β_{max} угловых положениях балансира;

- статический $f_{ст}$ и полный $f_{полн}$ ходы подвески, м, соответствующие статическому и максимальному угловому положениям балансира;
- статический $x_{ст}$ и полный $x_{полн}$ ходы штока, м, соответствующие статическому и максимальному угловому положениям балансира;
- статическая сила, приходящаяся на один опорный каток $P_{ст}$, Н;
- эффективные площади основного $S_{п}$ и вложенного $S_{в.п}$ (для двухпоршневой ПГР) поршней, м²;
- коэффициент динамичности для подвески $K'_{дин}$ и коэффициент динамичности для ПГР $K'_{дин} = K_{дин} u(\beta_{ст})/u(\beta_{max})$.

Однопоршневая однокамерная ПГР без противодействия

В общем виде упругая характеристика ПГР может быть выражена известной зависимостью [12, 13]:

$$P_{шт}(x_{шт}) = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{п} x_{шт}} \right)^n p_0 S_{п}, \quad (1)$$

где $P_{шт}$ – сила упругого сопротивления газа, приведенная к штоку ПГР, Н; $x_{шт}$ – ход штока, м;

V_0 – зарядный (начальный) объем пневмокамеры, м³; p_0 – зарядное (начальное) давление газа в ПГР, Па.

Для статической упругой характеристики $n = 1$, в качестве p_0 следует брать зарядное давление, для динамической – $n = 1,4$, а в качестве p_0 следует брать начальное давление. Объем в обоих случаях остается неизменным.

В первую очередь получение необходимых параметров производится для зарядной температуры $T_{зар}$. Как правило, она соответствует нормальной температуре. Начальный объем пневмокамеры V_0 для однопоршневой однокамерной ПГР определяется по формуле [12, 13]

$$V_0 = \frac{(x_{полн} \sqrt[n]{K'_{дин}} - x_{ст}) S_{п}}{\sqrt[n]{K'_{дин}} - 1}, \quad (2)$$

при этом $n = 1,4$, так как требуемый коэффициент динамичности должен обеспечиваться для динамической упругой характеристики.

Далее следует определить зарядное давление газа в ПГР $p_{0зар}$, то есть такое давление, до которого газ заряжают в ПГР. Оно необходимо для обеспечения требуемого статического положения штока (опорного катка). Для построения динамической упругой харак-

теристики будем пользоваться другим значением – начальным давлением $p_{0нач}$.

Зарядное давление можно вычислить, зная статический ход штока, по формуле

$$p_{0зар} = \left(\frac{V_0 - S_n x_{ст}}{V_0} \right) \frac{P_{ст}}{S_n u(\beta_{ст})}. \quad (3)$$

В свою очередь, начальное давление определяется по аналогичной зависимости, но с учетом показателя политропы:

$$p_{0нач} = \left(\frac{V_0 - S_n x_{ст}}{V_0} \right)^n \frac{P_{ст}}{S_n u(\beta_{ст})}. \quad (4)$$

При изменении температуры до некоторой произвольной, условно принимаемой за рабочую $T_{раб}$, поменяются значения давлений в ПГР и, как следствие, статического хода штока (опорного катка). Несложно определить новое значение статического хода штока при температуре $T_{раб}$, зная закон Шарля ($p_1/p_2 = T_1/T_2$):

$$x_{шт}(\beta_T) = \frac{S_n x_{ст} T_{раб} - V_0 (T_{раб} - T_{зар})}{S_n T_{зар}}, \quad (5)$$

здесь β_T – угол поворота балансира, при котором обеспечивается новое статическое положение подвески. Его можно вычислить, зная выражение для хода штока при заданной кинематике подвески [13, 14].

Динамическая упругая характеристика будет строиться относительно нового статического положения. Соответственно, выражения для статической и динамической упругих характеристик при температуре $T_{раб}$ примут вид

$$P_{шт.Т}(x_{шт}) = \frac{T_{раб}}{T_{зар}} \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n x_{шт}} \right) p_{0зар} S_n, \quad (6)$$

$$P_{шт.Т.дин}(x_{шт}) = \left(\frac{V_0 - S_n x_{шт}(\beta_T)}{V_0 - S_n x_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}}{u(\beta_T)},$$

где $P_{шт.Т}(x_{шт})$ – выражение для статической упругой характеристики при температуре $T_{раб}$; $P_{шт.Т.дин}(x_{шт})$ – выражение для динамической упругой характеристики при температуре $T_{раб}$.

В ряде случаев, когда разница температур велика, результат вычислений по формуле (5) может получиться меньше нуля. Однако ход штока не может быть отрицательным. В этом случае следует принять его равным нулю, а построение динамической характеристики производить от нулевого хода штока.

Однопоршневая однокамерная ПГР с противодавлением

Характерной особенностью ПГР с противодавлением является тот факт, что камера противодействия разгружает шток. Это позволяет обеспечить любое значение силы на штоке при нулевом его ходе, включая нулевое и отрицательное (то есть использование в качестве отбойника). Общая зависимость для упругой характеристики однопоршневой однокамерной ПГР с противодавлением имеет вид

$$P_{шт}(x_{шт}) = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n x_{шт}} \right)^n p_0 S_n - \left(\frac{V_{0п.д} - S_{п.д} x_{шт.полн}}{V_{0п.д} - S_{п.д} (x_{шт.полн} - x_{шт})} \right)^n p_{0п.д} S_{п.д}. \quad (7)$$

Удобно производить расчет, полагая, что для статической упругой характеристики сила при нулевом ходе штока будет равна нулю. Это возможно при равенстве сил, действующих на шток со стороны основной пневмокамеры и со стороны пневмокамеры противодействия. Введем понятие нулевого давления в пневмокамере, которое достигается для статической упругой характеристике при нулевом ходе штока (и минимальном объеме пневмокамеры противодействия $V_{мин.п.д} = V_{0п.д} - S_{п.д} \cdot x_{шт.полн}$):

$$p_{0п.д} = \frac{p_{0зар} S_n}{S_{п.д}}, \quad (8)$$

где $S_{п.д}$ – эффективная площадь поршня со стороны камеры противодействия, м².

Также без вывода приведем зависимость для начального объема камеры противодействия V_0 . Он рассчитывается так, чтобы давление в камере не падало ниже минимально допустимого всем диапазоном температур эксплуатации:

$$V_{0п.д} = \frac{p_{0п.д} S_{п.д} x_{шт.полн}}{p_{0п.д} - p_{мин}}. \quad (9)$$

Минимально допустимое давление определяется из следующего условия. Сила, создаваемая газом в камере противодействия, должна превышать силу сухого трения в уплотнениях. Силы трения в уплотнениях меняются в широком пределе и зависят как от перепада давления на уплотнении, так и от температуры, материала пар трения, наличия смазанного слоя

и т.д. Минимальное давление p_{\min} , Па можно вычислить по эмпирической зависимости, полагая, что минимальный диаметр поршня-разделителя составляет 0,04 м, сила трения равна 1000 Н (что согласуется с рядом экспериментов), а минимальная температура эксплуатации составляет 223 К:

$$p_{\min} = \frac{1000}{0,25\pi \cdot 0,04^2} \cdot \frac{T_{\text{зар}}}{223} = 3570T_{\text{зар}}. \quad (10)$$

Поскольку камера противодействия разгружает шток ПГР, необходимо откорректировать (увеличить) зарядные давления в пневмокамерах:

$$p'_{0\text{зар}} = p_{0\text{зар}} \left[1 + \left(\frac{z}{1-z} \right)^n \cdot \left(\frac{u(\beta_{\text{ст}})}{u(\beta_0)} \right)^{1/n} \right]^n, \quad (11)$$

$$p'_{\text{п.д.зар}} = p_{\min} \left[1 + \left(\frac{z}{1-z} \right)^n \cdot \left(\frac{u(\beta_{\text{ст}})}{u(\beta_0)} \right)^{1/n} \right]^n,$$

значение коэффициента z вычисляется

$$z = \left[\frac{x_{\text{шт.полн}} (x_{\text{шт.полн}} - x_{\text{ст}}) \sqrt[3]{K'_{\text{дин}}}}{(x_{\text{шт.полн}} \sqrt[3]{K'_{\text{дин}}} - x_{\text{ст}}) \times \left[x_{\text{шт.полн}} + x_{\text{ст}} \left(\sqrt[3]{p_{0\text{п.д}}/p_{\min}} - 1 \right) \right]} \right]^n. \quad (12)$$

В свою очередь, необходимо откорректировать (увеличить) также и зарядный объем основной пневмокамеры. Степень увеличения определяется несколько иначе:

$$V'_0 = V_0 \cdot \delta V, \quad \delta V = \sqrt[n]{\frac{u(\beta_{\text{ст}})}{u(\beta_0)}} \cdot \sqrt[n]{1 + \left(\frac{z}{1-z} \right)^n \cdot \left(\frac{u(\beta_{\text{ст}})}{u(\beta_0)} \right)^{1/n}}. \quad (13)$$

Выражения (11) – (13) справедливы для зарядной и рабочей температур и обеспечивают сохранение статического хода. Они также пригодны для дальнейших расчетов ПГР иных конструкций. Однако их недостатком является несовпадение коэффициентов динамичности для ПГР с противодействием и без него. Аналитическое решение, обеспечивающее одновременное сохранение значений коэффициента динамичности и статического хода, весьма сложно, но может быть получено в каждом отдельном случае путем численного решения системы уравнений в виде равенства зависимостей (1) и (7) для статического и полного ходов штока относительно объема основной пневмокамеры и зарядного давления в ней.

Выражение для статической упругой характеристики при $T = T_{\text{зар}}$ примет вид

$$P_{\text{шт}}(x_{\text{шт}}) = \left[\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}} \right) - \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{шт}}} \right) \right] p_{0\text{зар}} S_{\text{п}}, \quad (14)$$

а для динамической, соответственно,

$$P_{\text{шт}}(x_{\text{шт}}) = \left[\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{ст}}}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}} \right)^n - \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{ст}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{шт}}} \right)^n \right] p_{0\text{зар}} S_{\text{п}}. \quad (15)$$

При изменении температуры до $T_{\text{раб}}$, соответственно, возрастают давления в пневмокамерах, а новое значение статического хода штока можно определить численно из выражения

$$\frac{P_{\text{ст}}}{u(\beta_T) p_{0\text{зар}} S_{\text{п}} \left(1 + z/(1-z) \cdot \left(u(\beta_{\text{ст}})/u(\beta_{\text{max}}) \right)^n \right)} \times \times \frac{T_{\text{зар}}}{T_{\text{раб}}} = \left[\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}(\beta_T)} \right) - \left(\frac{(p_{0\text{п.д}} + p_{\min}) x_{\text{шт.полн}}}{(p_{0\text{п.д}} + p_{\min}) x_{\text{шт.полн}} - p_{\min} x_{\text{шт}}(\beta_T)} \right) \right], \quad (16)$$

здесь аргументом является угол β_T .

При температуре $T_{\text{раб}}$ статическая и динамическая упругие характеристики примут вид:

$$P_{\text{шт.Т}}(x_{\text{шт}}) = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{зар}}} \left[\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}} \right) - \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{шт}}} \right) \right] p_{0\text{зар}} S_{\text{п}},$$

$$P_{\text{шт.Т.дин}}(x_{\text{шт}}) = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{зар}}} \left[\left(\frac{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}(\beta_T)}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}} \right)^n \times \times p_{\text{ст.1}} S_{\text{п}} - \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{шт}}} \right)^n p_{\text{ст.1.п.д}} S_{\text{п}} \right], \quad (17)$$

$$p_{\text{ст.1}} = \left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x_{\text{шт}}(\beta_T)} \right) p_{0\text{зар}},$$

$$p_{\text{ст.1.п.д}} = \left(\frac{V_{\text{мин.п.д}}}{V_{\text{мин.п.д}} + S_{\text{п.д}} x_{\text{шт}}(\beta_T)} \right) p_{0\text{зар}}.$$

При построении динамических характеристик сила упругого сопротивления сравнивается с нулем до достижения вывешенного положения опорного катка, то есть пневмокамера противодействия сработает как ограничитель минимального хода подвески. Это несколько снижает удельную потенциальную энергию подвески, что, однако, может быть скомпенсировано ростом коэффициента динамичности. Вместе с тем, это увеличивает эквивалентную жесткость подвески, одновременно позволяя несколько упростить конструкцию.

Двухпоршневая однокамерная ПГР без противодействия

Для такой ПГР основные зависимости остаются без изменения по сравнению с данными, представленными в [1]. Начальный объем определяется

$$V_{0в.п} = V_0 - x_{ст} (S_{п} - S_{в.п}), \quad (18)$$

где $S_{в.п}$ – площадь вложенного поршня, м².

Зарядное давление можно вычислить

$$P_{0зар.в.п} = \left(\frac{V_0 - S_{п} x_{ст}}{V_{0в.п}} \right) \frac{P_{ст}}{S_{п} u(\beta_{ст})}, \quad (19)$$

а начальное давление для построения динамической характеристики

$$P_{0нач.в.п} = \left(\frac{V_0 - S_{п} x_{ст}}{V_{0в.п}} \right)^n \frac{P_{ст}}{S_{п} u(\beta_{ст})}. \quad (20)$$

Статическая и динамическая упругая характеристики изменяются только для ходов, меньших статического:

$$P_{шт.в.п}(x_{шт}) = \left(\frac{V_{0в.п}}{V_{0в.п} - S_{в.п} x_{шт}} \right) P_{0зар.в.п} S_{в.п}$$

при $x < x_{ст}$,

$$P_{шт.п.дин}(x_{шт}) = \left(\frac{V_{0в.п}}{V_{0в.п} - S_{в.п} x_{шт}} \right)^n P_{0нач.в.п} S_{в.п}$$

при $x < x_{ст}$.

(21)

Для ходов, больших статического, они вычисляются по (1).

При повышении температуры статический ход не изменится, что обеспечивается условием $S_{в.п}/S_{п} > T_{зар}/T_{раб}$. Поэтому при температуре $T_{раб}$ оба выражения в (21) следует домножить на коэффициент $T_{раб}/T_{зар}$. В остальном зависимости остаются неизменными.

Однопоршневая двухкамерная ПГР без противодействия

Для двухкамерной ПГР зарядные давления в пневмокамерах могут быть одинаковыми или различными. Вне зависимости от этого начальные объемы пневмокамер определяются по [12]. Зарядные и начальные давления в пневмокамерах, если они одинаковы, определяются по (3) и (4), а прочие выражения совпадают с таковыми для случая однокамерной однопоршневой ПГР без противодействия. Соответственно, идентичными будут и упругие характеристики.

При разных зарядных давлениях выражения, их определяющие, примут вид

$$P_{0низ.зар} = P_{0низ.нач} = \frac{P_{ст}}{S_{п} u(\beta_{ст})},$$

$$P_{0выс.зар} = \left(1 + \frac{(1+k)x_{ст} \left(\sqrt[n]{K'_{дин}} - 1 \right)}{x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}}} \right) \frac{P_{ст}}{S_{п} u(\beta_{ст})},$$

$$P_{0выс.нач} = \left(1 + \frac{(1+k)x_{ст} \left(\sqrt[n]{K'_{дин}} - 1 \right)}{x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}}} \right)^n \frac{P_{ст}}{S_{п} u(\beta_{ст})}, \quad (22)$$

причем индекс «низ» относится к пневмокамере низкой жесткости, индекс «выс» – к пневмокамере высокой жесткости, а коэффициент k характеризует отношение жесткостей этих камер: $k = c_{выс}/c_{низ}$. Также следует обратить внимание, что начальное и зарядное давления для пневмокамеры низкой жесткости совпадают. Это связано с тем, что она не вступает в работу до статического хода (кроме пониженных температур).

При температуре $T_{зар}$ упругая характеристика изменится только для ходов меньших статического:

$$P_{шт.дк}(x_{шт}) = \left(\frac{V_{0выс}}{V_{0выс} - S_{п} x_{шт}} \right) P_{0выс.зар} S_{п},$$

$$P_{шт.дк.дин}(x_{шт}) = \left(\frac{V_{0выс}}{V_{0выс} - S_{п} x_{шт}} \right)^n P_{0выс.нач} S_{п}.$$
(23)

Для ходов больших статического она будет иметь вид (1) вне зависимости от значения показателя политропы. При повышении температуры необходимо, как и прежде, вычислить новое статическое положение штока. Для этого можно воспользоваться формулой (5), а в качестве начального объема взять таковой для пневмокамеры высокой жесткости. По-

сколькx начальное давление в пневмокамере низкой жесткости остается неизменным (в том смысле, что не зависит от хода штока), при $n \neq 1$ включение этой пневмокамеры произойдет несколько ранее. Ход штока, при котором давления сравниваются, составит

$$x'_{шт} = V_0/S_{п} - (V_0/S_{п} - x_{шт}(\beta_T)) \sqrt[n]{T_{нач}/T_{раб}} \quad (24)$$

Соответственно, изменится и выражение для динамической упругой характеристики:

$$P_{шт.дк.Т.дин}(x_{шт}) = \begin{cases} \left(\frac{V_{0выс} - S_{п}x_{шт}(\beta_T)}{V_{0выс} - S_{п}x'_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}}{u(\beta_T)} \text{ при } x < x'_{шт}, \\ \left(\frac{V_0 - S_{п}x'_{шт}}{V_0 - S_{п}x_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}}{u(\beta_T)} \frac{T_{раб}}{T_{зар}} \text{ при } x \geq x'_{шт}. \end{cases} \quad (25)$$

Для статической упругой характеристики при температуре $T_{раб}$ изменение давления определяется только температурой, поэтому можно воспользоваться выражениями (1) и (23), домножив их на $T_{раб}/T_{зар}$.

Двухпоршневая двухкамерная ПГР без противодействия

Для двухкамерной двухпоршневой ПГР без противодействия с одинаковыми зарядными давлениями все выражения не отличаются от таковых для однокамерной двухпоршневой ПГР, а для вычисления начальных объемов каждой пневмокамеры следует подставлять $V_{0в.п}$ в соответствующие зависимости.

При разных зарядных давлениях начальные давление и объем изменяются только для пневмокамеры высокой жесткости. Выражения для зарядных давлений в камерах имеют вид

$$P_{0выс.зар.в.п} = \frac{P_{ст}(V_0 - S_{п}x_{ст})}{(k+1)V_{0выс.вп}S_{п}u(\beta_{ст})}, \quad (26)$$

$$P_{0низ.зар.в.п} = \frac{P_{ст}}{S_{п}u(\beta_{ст})}.$$

Начальные давления можно вычислить

$$P_{0выс.нач.в.п} = \frac{P_{ст}(V_0 - S_{п}x_{ст})^n}{(V_{0выс.вп}(k+1))^n S_{п}u(\beta_{ст})}, \quad (27)$$

$$P_{0низ.нач.в.п} = \frac{P_{ст}}{S_{п}u(\beta_{ст})},$$

а начальные объемы:

$$V_{0выс.в.п} = V_{0выс} - x_{ст}(S_{п} - S_{в.п}), \quad V_{0низ.в.п} = V_{0низ}. \quad (28)$$

Статическая и динамическая упругие характеристики при $T_{зар}$ совпадают по виду с таковыми для однокамерной двухпоршневой ПГР, однако в качестве начального объема в (21) следует подставлять $V_{0выс.в.п}$, в то время как выражение (1) останется без изменений.

При изменении температуры до $T_{раб}$ статическая упругая характеристика изменится только в части дополнительного множителя $T_{раб}/T_{зар}$, а для динамической упругой характеристики следует учитывать два события: соприкосновение поршней, которое происходит при неизменном ходе штока $x_{ст}$, и включение в работу пневмокамеры низкой жесткости, что происходит при некотором ходе штока $x'_{шт}$, меньшем $x_{ст}$. Включение в работу пневмокамеры низкой жесткости можно вычислить по (24), полагая в качестве площади поршня величину $S_{в.п}$. Динамическая упругая характеристика примет вид

$$P_{шт.дк.в.п.Т.дин} = \begin{cases} \left(\frac{V_{0выс.в.п} - S_{в.п}x_{шт}(\beta_T)}{V_{0выс.в.п} - S_{в.п}x'_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}S_{в.п}}{u(\beta_T)S_{п}} \frac{T_{раб}}{T_{зар}} \\ \text{при } x < x'_{шт}, \\ \left(\frac{V_{0в.п} - S_{в.п}x'_{шт}}{V_{0в.п} - S_{в.п}x_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}S_{в.п}}{u(\beta_T)S_{п}} \frac{T_{раб}}{T_{зар}} \\ \text{при } x'_{шт} \leq x \leq x_{ст}, \\ \left(\frac{V_0 - S_{п}x'_{шт}}{V_0 - S_{п}x_{шт}} \right)^n \frac{P_{ст}}{u(\beta_T)} \frac{T_{раб}}{T_{зар}} \text{ при } x > x_{ст}. \end{cases} \quad (29)$$

Двухпоршневая однокамерная ПГР с противодействием

Поскольку для двухпоршневой ПГР вид упругой характеристики изменяется только для ходов штока меньших статического (или близкого к нему, соответствующего моменту соприкосновения поршней), различия в получении параметров пневмокамеры противодействия также будут касаться только этого диапазона ходов.

Нулевое давление в пневмокамере противодействия $p_{0в.п.п.д}$ можно вычислить по (8), причем в качестве давления $p_{0зар}$ следует брать таковое для однокамерной двухпоршневой ПГР без противодействия, а в качестве эффективных площадей поршней – для вложенного

поршня. Начальный объем камеры противо-
 давления можно вычислить, несколько преоб-
 разовав зависимость (9), учтя изменение пло-
 щади поршня:

$$V_{0п.д} = \frac{p_{0п.д} (S_{п.д} x_{шт.полн} - (S_{п.д} - S_{в.п.п.д}) x_{ст})}{p_{0п.д} - p_{мин}}, \quad (30)$$

где $S_{в.п.п.д}$ – площадь вложенного поршня
 со стороны камеры противодействия, вычисля-
 ется в зависимости от кинематики ПГР по [1].

Зарядные давления в пневмокамере про-
 тиводействия и основной пневмокамере вы-
 числяются по (11), причем коэффициент z вы-
 числяется по (12), но в качестве $p_{0п.д}$ следует
 подставлять $p_{0в.п.п.д}$. Объем основной пневмока-
 меры увеличивается, как и прежде, и расчи-
 тывается по (13). Статическая и динамическая
 упругие характеристики также изменяются
 только для ходов, меньших статического:

$$P_{шт.в.п} (x_{шт}) = \left[\left(\frac{V_{0в.п} \delta V}{V_{0в.п} \delta V - S_{в.п} x_{шт}} \right) - \left(\frac{V_{мин.п.д}}{V_{мин.п.д} + S_{в.п.п.д} x_{шт}} \right) \right] \left[1 + \frac{z}{1-z} \cdot \left(\frac{u(\beta_{ст})}{u(\beta_{max})} \right)^n \right] \times p_{0зар.вп} S_{в.п} \text{ при } x < x_{ст},$$

$$P_{шт.в.п.дин} (x_{шт}) = \left[\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{п} x_{ст}} \right) \left(\frac{V_{0в.п} \delta V}{V_{0в.п} \delta V - S_{в.п} x_{шт}} \right)^n - \left(\frac{V_{мин.п.д}}{V_{мин.п.д} + S_{п.д} x_{ст}} \right) \left(\frac{V_{мин.п.д} + S_{в.п.п.д} x_{ст}}{V_{мин.п.д} + S_{в.п.п.д} x_{шт}} \right)^n \right] \times p_{0зар.вп} S_{в.п} \text{ при } x < x_{ст}. \quad (31)$$

А для ходов, больших статического они
 могут быть вычислены по (14)–(17).

Однопоршневая двухкамерная ПГР с противодействием

Для двухкамерной однопоршневой ПГР
 с противодействием при одинаковых заряд-
 ных давлениях все зависимости совпадают
 с таковыми для однопоршневой однокамерной
 ПГР с противодействием, а начальные объемы
 пневмокамер высокой и низкой жесткости вы-
 числяются по [12], но с учетом коэффициента δV .

Если зарядные давления различны, они
 рассчитываются по (22), а результат затем до-
 множается на $1 + z(u(\beta_{ст})/u(\beta_{max}))^n/(1-z)$.
 Начальный объем пневмокамеры высокой

жесткости рассчитывается по [1], а пневмока-
 меры низкой жесткости – $V_{0низ.п.д} = V'_0 - V_{0выс}$.

Двухпоршневая двухкамерная ПГР с противодействием

Для двухпоршневой двухкамерной ПГР
 с противодействием при одинаковых заряд-
 ных давлениях выражения не отличаются
 от случая двухпоршневой однокамерной ПГР
 с противодействием. При разных зарядных
 давлениях коррекции подлежат только объем
 и давление камеры высокой жесткости, кото-
 рые вычисляются по зависимостям (26)–(28),
 а затем давление домножают на выражение
 $1 + z(u(\beta_{ст})/u(\beta_{max}))^n/(1-z)$, а объем – на ко-
 эффициент δV (13). Объем пневмокамеры
 низкой жесткости, как и прежде, опреде-
 ляют разницей между суммарным объемом
 и объемом пневмокамеры высокой жестко-
 сти.

Реализация упругих характеристик подвески

В качестве примера реализации харак-
 теристик рассмотрим гусеничную машину
 с параметрами, представленными в табл. 1.
 Для простоты будем считать, что кинематика
 соответствует кинематике прямого хода ПГР
 с подвижным корпусом.

В таблице 2 представлены рассчитанные
 по зависимостям (2)–(5), (8)–(13), (16), (18)–
 (20), (22), (26)–(28), (30), а также по зависимо-
 стям без ссылок основные параметры для всех
 рассмотренных вариантов конструкции ПГР
 (при температуре $T_{нач}$). Для двухкамерных
 ПГР принято, что зарядные давления различ-
 ны, поскольку при одинаковых зарядных дав-
 лениях вид упругой характеристики не будет
 отличаться от ПГР аналогичной конструкции,
 но однокамерной.

На рис. 1–4 представлены статические и ди-
 намические упругие характеристики ПГР раз-
 личных видов, а в таблице 3 – сравнение коэф-
 фициентов динамичности.

Для ПГР с противодействием в ряде кон-
 струкций (для однокамерных ПГР и двух-
 камерных с одинаковым зарядным давлени-
 ем) коэффициент динамичности получается
 более высоким, нежели для аналогичной кон-
 струкции без противодействия. Это вызвано,
 в первую очередь, тем, что камера противодей-
 ствия разгружает обе основных пневмокамеры,
 а не только пневмокамеру высокой жесткости.

Таблица 1

Параметры гусеничной машины
Table 1. Tracked vehicle parameters

Наименование параметра	Значение
Общая масса M , кг	36700
Момент инерции продольный J_y , кг·м ²	271800
Радиус балансира R_0 , м	0,360
Статическая сила, приведенная к одному опорному катку $P_{ст}$, Н	30019
Статический ход подвески $f_{ст}$, м	0,100
Динамический ход подвески $f_{дин}$, м	0,300
Начальный угол поворота балансира β_0 , град	40,93
Статический угол поворота балансира $\beta_{ст}$, град	61,46
Максимальный угол поворота балансира β_{max} , град	110,83
Угол между рычагами балансира и ПГР α , град	65,23
Радиус рычага ПГР b , м	0,255
Расстояние между точками крепления балансира и ПГР на корпусе c , м	0,711
Угол наклона линии c к горизонту γ , град	44,71
Коэффициент динамичности подвески $K_{дин}$	3,50
Диаметр основного поршня $D_{п}$, м	0,100
Диаметр вложенного поршня $d_{в.п}$, м	0,085
Эффективный диаметр поршня камеры противодействия, м	0,070
Клиренс $H_{кл}$, м	0,450
Начальная (зарядная) температура газа $T_{нач}$, К	293
Рабочая температура газа $T_{раб}$, К	373

Таблица 2

Рассчитанные конструктивные параметры
Table 2. Calculated design parameters

Наименование параметра	Значение
Однопоршневая однокамерная ПГР без противодействия	
Зарядный объем основной пневмокамеры, л	3,385
Зарядное давление основной пневмокамеры, Па	4,42·10 ⁶
Однопоршневая однокамерная ПГР с противодействием	
Зарядный объем основной пневмокамеры, л	3,979
Зарядное давление основной пневмокамеры, Па	6,20·10 ⁶
Зарядный объем пневмокамеры противодействия, л	1,306
Зарядное давление пневмокамеры противодействия, Па	1,47·10 ⁶
Двухпоршневая однокамерная ПГР без противодействия	
Зарядный объем основной пневмокамеры, л	3,224
Зарядное давление основной пневмокамеры, Па	4,64·10 ⁶
Двухпоршневая однокамерная ПГР с противодействием	
Зарядный объем основной пневмокамеры, л	3,715
Зарядное давление основной пневмокамеры, Па	6,76·10 ⁶
Зарядный объем пневмокамеры противодействия, л	1,261
Зарядное давление пневмокамеры противодействия, Па	1,53·10 ⁶
Однопоршневая двухкамерная ПГР без противодействия	
Зарядный объем пневмокамеры высокой жесткости, л	1,282

Окончание таблицы 2

Наименование параметра	Значение
Зарядное давление пневмокамеры высокой жесткости, Па	$2,92 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры низкой жесткости, л	2,103
Зарядное давление пневмокамеры низкой жесткости, Па	$5,33 \cdot 10^6$
Однопоршневая двухкамерная ПГР с противодавлением	
Зарядный объем пневмокамеры высокой жесткости, л	1,282
Зарядное давление пневмокамеры высокой жесткости, Па	$4,25 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры низкой жесткости, л	2,571
Зарядное давление пневмокамеры низкой жесткости, Па	$7,77 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры противодействия, л	1,405
Зарядное давление пневмокамеры противодействия, Па	$1,40 \cdot 10^6$
Двухпоршневая двухкамерная ПГР без противодействия	
Зарядный объем пневмокамеры высокой жесткости, л	1,121
Зарядное давление пневмокамеры высокой жесткости, Па	$3,34 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры низкой жесткости, л	2,103
Зарядное давление пневмокамеры низкой жесткости, Па	$5,33 \cdot 10^6$
Двухпоршневая двухкамерная ПГР с противодавлением	
Зарядный объем пневмокамеры высокой жесткости, л	1,121
Зарядное давление пневмокамеры высокой жесткости, Па	$4,47 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры низкой жесткости, л	2,103
Зарядное давление пневмокамеры низкой жесткости, Па	$7,15 \cdot 10^6$
Зарядный объем пневмокамеры противодействия, л	1,340
Зарядное давление пневмокамеры противодействия, Па	$1,40 \cdot 10^6$

Таблица 3

Сравнение коэффициентов динамичности

Table 3. Comparison of dynamic factors

Тип ПГР	$K_{дин}$
ПГР без противодействия (все конфигурации)	3,50
Однопоршневая однокамерная ПГР с противодавлением	3,67
Двухпоршневая однокамерная ПГР с противодавлением	3,70
Однопоршневая двухкамерная ПГР с противодавлением	3,50
Двухпоршневая двухкамерная ПГР с противодавлением	3,50

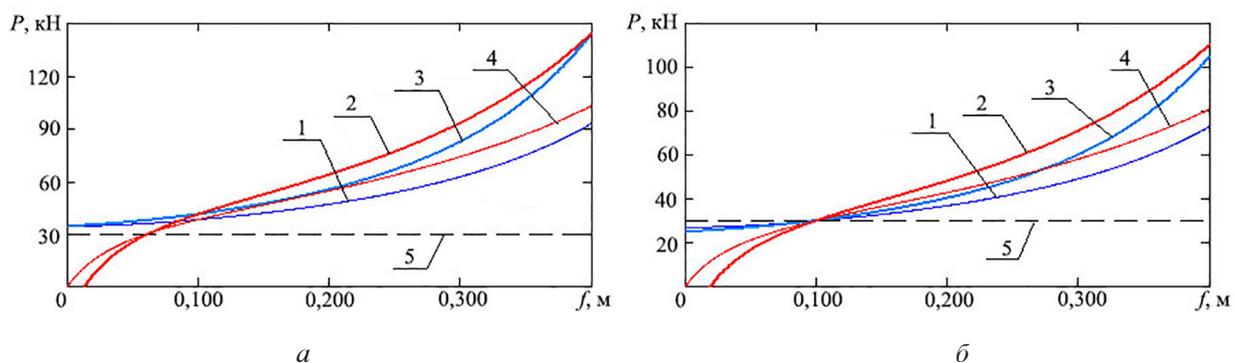


Рис. 1. Статические (1, 4) и динамические (2, 3) характеристики подвески с однокамерной однопоршневой ПГР при рабочей (а) и зарядной (б) температурах:

1, 3 – статическая и динамическая, без противодействия; 4, 2 – статическая и динамическая, с противодавлением; 5 – уровень статической силы

Fig. 1. Static (1, 4) and dynamic (2, 3) characteristics of a suspension with a single-chamber single-piston block at operating (a) and charging (b) temperatures: 1, 3 – static and dynamic, without back pressure; 4, 2 – static and dynamic, with back pressure; 5 – static force level

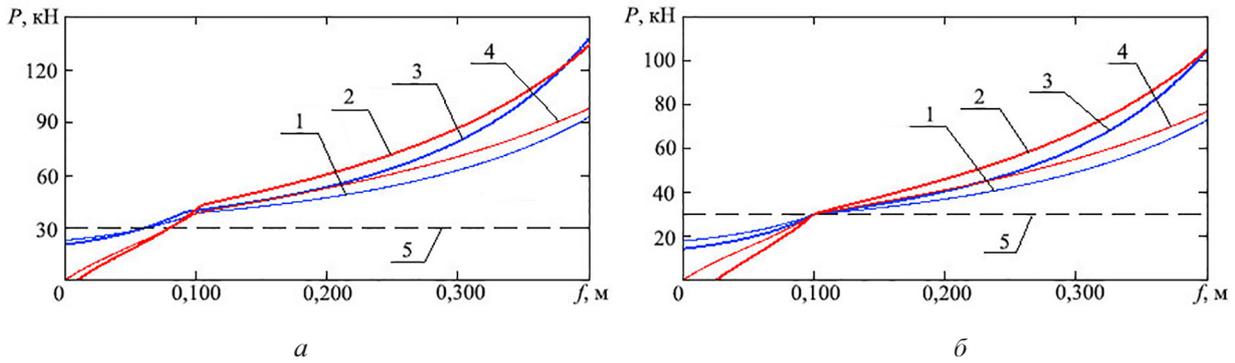


Рис. 2. Статические (1, 4) и динамические (2, 3) характеристики подвески с двухкамерной однопоршневой ПГР при рабочей (а) и зарядной (б) температурах: 1–5 – см. рис. 1

Fig. 2. Static (1, 4) and dynamic (2, 3) characteristics of the suspension with a two-chamber single-piston block at operating (a) and charging (b) temperatures: 1–5 – see Fig. 1

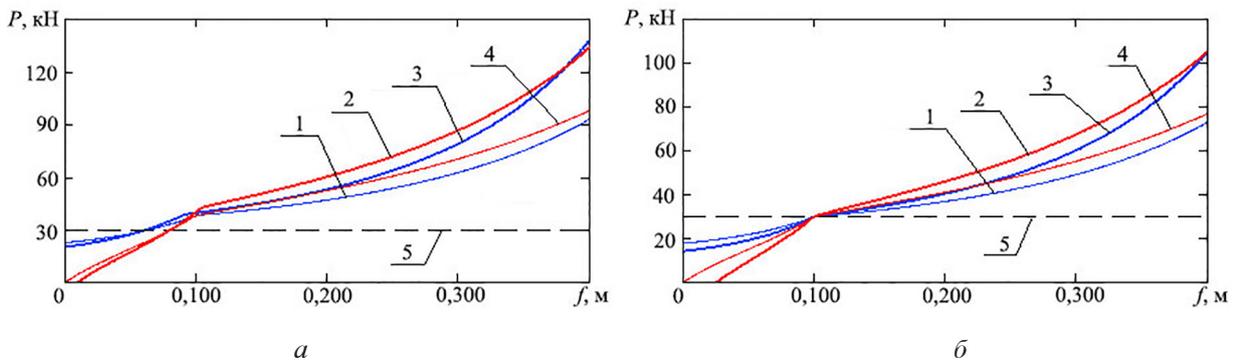


Рис. 3. Статические (1, 4) и динамические (2, 3) характеристики подвески с однокамерной двухпоршневой ПГР при рабочей (а) и зарядной (б) температурах: 1–5 – см. рис. 1

Fig. 3. Static (1, 4) and dynamic (2, 3) characteristics of the suspension with a single-chamber two-piston block at operating (a) and charging (b) temperatures: 1–5 – see Fig. 1

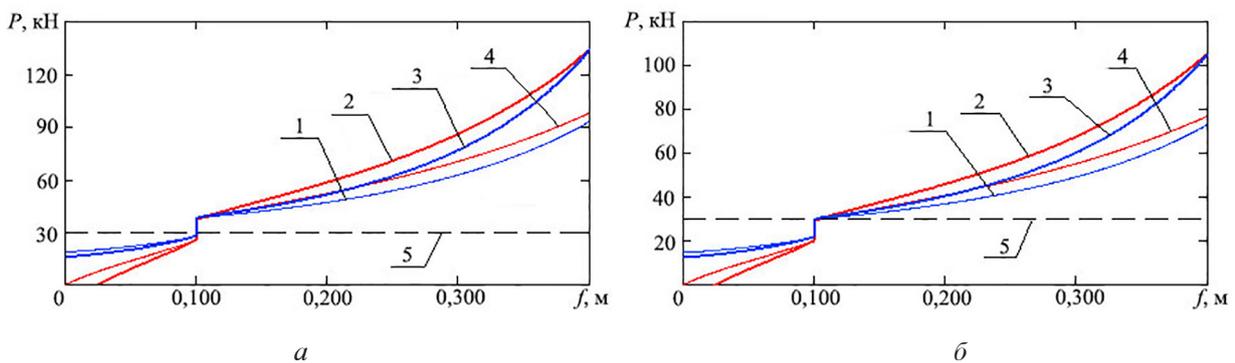


Рис. 4. Статические (1, 4) и динамические (2, 3) характеристики подвески с двухкамерной двухпоршневой ПГР при рабочей (а) и зарядной (б) температурах: 1–5 – см. рис. 1

Fig. 4. Static (1, 4) and dynamic (2, 3) characteristics of a suspension with a two-chamber two-piston block at operating (a) and charging (b) temperatures: 1–5 – see Fig. 1

Кроме того, вид передаточной функции также будет влиять на фактическое значение коэффициента динамичности. Необходимо учитывать, что при значительном изменении значений силовой передаточной функции расхождения коэффициента динамичности с теоретическим значением для ПГР без противодействия также будут расти.

Для приведения коэффициента динамичности в соответствие с заданием необходимо либо корректировать представленные зависимости, либо добиваться изменения значений силовой передаточной функции в пределах 10 %.

Выводы

Представленные в статье зависимости позволяют получить основные конструктивные параметры ПГР (при известной кинематике подвески) практически всех возможных конфигураций. Корректирующие зависимости, позволяющие изменить начальные объемы и зарядные давления, тем не менее, являются удачной полуэмпирической связью, которая дает хорошие результаты при изменениях силовой передаточной функции в пределах 10 %. Рост диапазона значений силовой передаточной функции будет приводить к отклонениям коэффициента динамичности от эталонного значения. Таким образом, для использования корректирующих зависимостей необходимо предварительно подобрать кинематические параметры до получения удачного (рационального) вида силовой передаточной функции.

Следует, однако, отметить, что некоторые конструктивные реализации ПГР не являются рациональными, хотя могут представлять определенный интерес в учебном процессе. В частности, практический смысл проектирования одно- и двухкамерных двухпоршневых ПГР с противодействием, а также двухпоршневой двухкамерной ПГР без противодействия весьма мал, поскольку конструкциякратно усложняется, в то время как возможность стабилизации статического хода обеспечивается не только вложенным поршнем, но также и наличием противодействия либо разных зарядных давлений в основных пневмокамерах. Тем не менее, подобные конструкции могут иметь интерес в образовательной среде, повышая разнообразие вариаций тем курсовых проектов или домашних заданий по соответствующей дисциплине.

Литература

1. 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.
2. Котиев Г.О. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. М. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
3. 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>.
4. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2011. Выпуск 12. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многососных колесных машин. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2012. Выпуск 1. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». ЭЛ № ФС77-48211. 2012. Выпуск 1. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>.
7. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: Дисс. ... доктора техн. наук. М.: МГТУ, 2000. 265 с.
8. 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.
9. Смирнов А. А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 1999. 154 с.

10. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины. Дис. ... канд. техн. наук. М., 2003, 149 с.
 11. 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.
 12. 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> (дата обращения: 13.09.2021 г.).
 13. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 112, [2] с.: ил.
 14. Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебно-методическое пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020, 53 с.
- ### References
1. Kotiyev G.O., Smirnov A.A., Shilkin V.P. Issledovaniye rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskih ustroystvakh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Study of work processes in pneumohydraulic devices of crawler vehicle suspension systems]: Ucheb. posobiye. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2001. 80 p.
 2. Kotiyev G.O. Kompleksnoye podressorivaniye vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin [Complex suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. G.O. Kotiyev, Ye.B. Sarach. M. MGTU im. N.E. Bauman, 2010. 184 p.
 3. Sarach Ye.B., Kotiyev G.O., Smirnov I.A. Prospects for the development of a suspension system for high-speed tracked vehicles. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii, 2013, vyp. 10 (in Russ.). URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>
 4. Zhileykin M.M., Kotiyev G.O., Sarach Ye.B. Experimental study of the load characteristics of a two-chamber pneumohydraulic spring for the suspension of a new generation of medium and heavy-duty automobile platforms. Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovaniye: elektronnoye nauchno-tekhnicheskoye izdaniYE». EL No FS77-48211. 2011. Vypusk 12 (in Russ.). URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>
 5. Zhileykin M.M., Kotiyev G.O., Sarach Ye.B. Method of selection of characteristics of controlled suspension with two levels of damping for multi-axle wheeled vehicles. Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovaniye: elektronnoye nauchno-tekhnicheskoye izdaniYE». EL № FS77-48211. 2012. Vypusk 1 (in Russ.). URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>
 6. Zhileykin M.M., Kotiyev G.O., Sarach Ye.B. Method for calculating the characteristics of pneumohydraulic controlled suspension with two-level damping of multi-axle wheeled vehicles. Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovaniye: elektronnoye nauchno-tekhnicheskoye izdaniYE». EL No FS77-48211. 2012. Vypusk 1 (in Russ.). URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>
 7. Kotiyev G.O. Prognozirovaniye ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voyennykh gusenichnykh mashin: Diss. ... doktora tekhn. nauk [Prediction of the operational properties of suspension systems for military tracked vehicles: Dissertation for Degree of DSc in Engineering]. Moscow: MGTU, 2000. 265 p.
 8. Sarach Ye.B. Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeney svobody dlya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny: Dis. ... kand. tekhn. nauk [Method for selecting characteristics of a suspension system with a non-integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU, 2003. 150 p.
 9. Smirnov A.A. Matematicheskoye modelirovaniye pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv: Diss. ... kand. tekhn. nauk [Mathematical modeling of pneumohydraulic devices of vehicle suspension systems: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU, 1999. 154 p.
 10. Sukhorukov A.V. Upravleniye dempfiruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny. Dis. ... kand. tekhn. nauk [Control of damping elements in the suspension system of a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow, 2003, 149 p.
 11. Tsipilev A.A. Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoy nagruzhennosti pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proyektirovaniya: Dissertatsiya na soiska-

- niye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Methods for determining the design characteristics and assessing the thermal loading of pneumohydraulic devices for suspension systems of high-speed tracked vehicles at the design stage: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU im. N.E. Baumana, 2017. 223 p.
12. Sarach Ye.B., Tsipilev A.A. Method of analytical selection of design parameters of pneumohydraulic springs. *Elektronnyy zhurnal: «Nauka i obrazovaniye: elektronnoye nauchno-tekhnicheskoye izdaniYE»*. EL No FS77-48211. 2014. Vypusk 11 (in Russ.). URL: <http://technomag.neicon.ru/doc/733738.html> (accessed: 13.09.2021 g.).
13. Sarach Ye.B., Tsipilev A.A. Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskih sistem podressorivaniya [Basics of calculating pneumohydraulic suspension systems]. *Uchebnoye posobiye*. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2017. 112 s.
14. Tsipilev A.A. Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya [Basics of calculating pneumohydraulic suspension systems]. *Uchebno-metodicheskoye posobiye*. Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2020, 53 p.

ANALYTICAL DETERMINATION OF STATIC AND DYNAMIC ELASTIC CHARACTERISTICS OF PNEUMOHYDRAULIC SUSPENSION SYSTEMS

PhD in Engineering **A.A. Tsipilev**, DSc in Engineering **O.A. Nakaznoy**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
alexts@bmstu.ru

When developing new suspensions for tracked and wheeled vehicles, as well as in the so-called reverse engineering of existing structures (including in the educational process of training personnel), it is necessary to solve the problem of finding the elastic characteristics of the suspension. In the first case, it is necessary to ensure the fulfillment of the specified tactical and technical requirements, in the second – to restore the form of characteristics according to a known design. Both of these tasks are greatly complicated in the absence of precise and universal analytical dependencies suitable for determining the characteristics of elastic suspension elements of various design implementations. The experience of interaction with some factories shows that designers, not being able to qualitatively calculate the elastic characteristics, use the method of selection and analogy, when for a new vehicle they use the suspension as on the old one, scaling it in size in order to approximately keep the values of working pressures. The numerous bench tests are carried out, which results are used for selecting required charging volume and pressure. Suspensions with backpressure cause particular difficulty, since not only the final characteristic, but also the performance of the entire unit depends on the combination of volumes and pressures of the two chambers, which work in antiphase: when one is loaded, the other is unloaded, and vice versa. Using analytical dependencies will reduce the time spent on design, to parameterize, to a certain extent, the suspension kinematics, to obtain the values of the equivalent suspension stiffness, and also to be able to develop the characteristics of the model range of pneumohydraulic springs for vehicles of various weight categories.

This article presents a technique for the analytical determination of the characteristics of pneumohydraulic springs of various designs. The options include both actually used in modern and historical technology (in particular, on BMD-1, 2, 3, 4; GM-352; Ural Typhoon; Object 775, etc.), and obtained by combining various structural elements, which implementation can be useful in the educational process in training personnel. The dependences presented in the article make it possible to obtain static and dynamic elastic characteristics at various polytropic indices and are suitable for the design of suspensions for wheeled and tracked vehicles for various purposes.

Keywords: tracked vehicles, wheeled vehicles, suspension, air-hydraulic spring, suspension system.

Cite as: Tsipilev A.A., Nakaznoy O.A. Analytical determination of static and dynamic elastic characteristics of pneumohydraulic suspension systems. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 60–72 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-60-72

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛА С ВНУТРЕННИМ ТРЕНИЕМ В СИСТЕМЕ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

К.Т.Н. Чичекин И.В., Шуранова А.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
chichekin_iv@bmstu.ru, arina1999_arina@mail.ru

Работа посвящена моделированию и анализу работы автомобильного дифференциала повышенного трения в системе расчета динамики связанных тел. Модель разработана в приложении по расчету динамики твердых и деформируемых тел — RecurDyn от компании FunctionBay. Целью работы является разработка математической модели дифференциала с фрикционными шайбами и подтверждение адекватности ее работы. Разработанная математическая модель дифференциала проверена на возможность ее последующего использования при моделировании трансмиссии автомобиля в системе расчета динамики связанных тел. В работе создана и подробно описана математическая модель дифференциала, с помощью которой проведен анализ кинематики и динамики. Показаны способы моделирования простого симметричного дифференциала и самоблокируемого с использованием одной разработанной математической модели. Приведены известные аналитические зависимости, описывающие кинематические и силовые законы соотношения угловых скоростей и крутящих моментов между выходными звеньями и корпусом дифференциала. Выбран и описан способ расчета и моделирования момента трения в дифференциале. Представлено используемое авторами в работе уравнение, описывающее момент трения в дифференциале.

Разработан и описан виртуальный стенд, с помощью которого осуществлялось моделирование работы дифференциала. Выбраны нагрузочные режимы, эквивалентные различным условиям движения реального автомобиля, приведены их количественные параметры. В работе выбраны критерии оценки работоспособности математической модели дифференциала. Приведены результаты моделирования для всех нагрузочных режимов, по ним доказана адекватность разработанной математической модели дифференциала с фрикционными шайбами. Выполнены предложения о дальнейшем использовании разработанной модели дифференциала.

Ключевые слова: самоблокирующийся дифференциал, математическая модель, динамика связанных тел, Recurdyn.

Для цитирования: Чичекин И.В., Шуранова А.А. Исследование работы дифференциала с внутренним трением в системе расчета динамики твердых тел // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 73–82. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-73-82

Введение

Дифференциал служит для распределения подводимого к нему крутящего момента между выходными валами с необходимым соотношением и обеспечивает возможность их вращения с разными угловыми скоростями, что позволяет избежать циркуляции мощности [1, 2].

При движении в поворотах колеса автомобиля двигаются по разным радиусам поворота R проходят разный путь (рис. 1). Как известно, если связь между колесами жесткая, угловые скорости всех колес равны, то это приводит к большим нагрузкам на трансмиссию, повышенному износу шин и ухудшению управляемости транспортного средства.

При движении в сложных дорожных условиях, например, при движении колесной машины по деформируемому грунту с разными физико-механическими характеристиками под левыми и правыми колесами, при изменении нормальных реакций в пятне контакта колес с опорной поверхностью сила тяги ограничивается сцеплением колес с дорогой. Для реализации возможной силы тяги колеса, находящегося в лучших условиях, применяют блокировку дифференциалов [3]. Для автоматизированного распределения крутящего момента между выходными ведущими колесами, осями или бортами применяют самоблокируемые дифференциалы [1, 2].

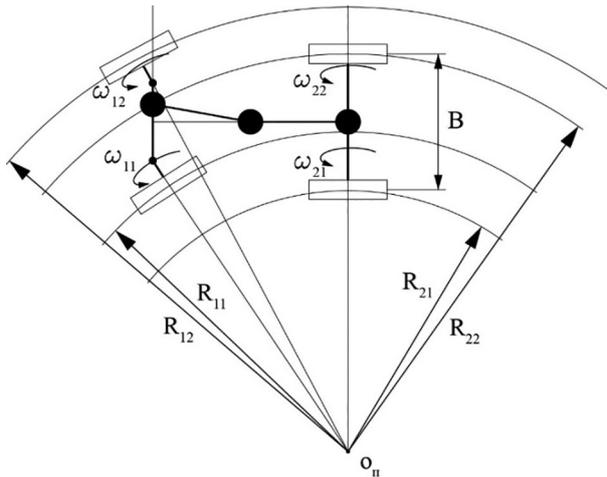


Рис. 1. Кинематическая схема движения автомобиля с колесной формулой 4x4 по криволинейной траектории

Fig. 1. Kinematic diagram of the movement of a vehicle with a 4x4 wheel arrangement along a curved trajectory

При расчетах движения автомобилей с самоблокирующимся дифференциалом обычно используют известные аналитические зависимости [4, 5, 6]. При разработке моделей колесных машин в приложениях по расчету динамики связанных тел [7] модель трансмиссии нужно создавать в этом же приложении [8].

Целью работы является разработка модели дифференциала и подтверждение адекватности ее работы, для дальнейшего использования этой модели при моделировании все трансмиссии автомобиля в системе расчета динамики связанных тел.

Аналитическая оценка работы дифференциала

На рис. 2 представлена кинематическая схема дифференциала с фрикционными шайбами, который исследуется в данной работе [1, 2]:

Для доказательства адекватности работы модели дифференциала необходимо показать, что полученные в результате расчета параметры соответствуют общеизвестным расчетным формулам работы автомобильного дифференциала.

Соотношение для угловых скоростей описывается формулой 1:

$$\omega_{л} + \omega_{п} = \omega_{к}, \quad (1)$$

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

Соотношение для крутящих моментов описывается формулой 2:

$$M_{л} + M_{п} = M_{к}, \quad (2)$$

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

В данной работе сопротивление движению, численно равное максимальному моменту колеса по сцеплению с опорной поверхностью, создаваемое колесами, определяется при помощи формул:

$$M_{сл} = R_{зл} \cdot \varphi_{л} \cdot r_k$$

$$M_{сп} = R_{зп} \cdot \varphi_{п} \cdot r_k,$$

где $R_{зл}$, $R_{зп}$ – статическая реакция в пятне контакта колеса с дорогой для полностью груженого автомобиля. Реакции для левого и правого колес приняты одинаковыми и равными 15000 Н, что соответствует нагрузке на одно колесо груженого автомобиля ГАЗ [10]; $\varphi_{л}$, $\varphi_{п}$ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхности (для каждого режима вводятся индивидуально); r_k – радиус качения колеса, в работе принят равным 513 мм.

По данным для дифференциалов, разработанных для автомобилей ГАЗ по формулам, представленным в работе [1], были получены значения моментов трения между корпусом дифференциала и каждой из выходных шестерней:

$$M_{тр_л} = M_{тр_п} = 293 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

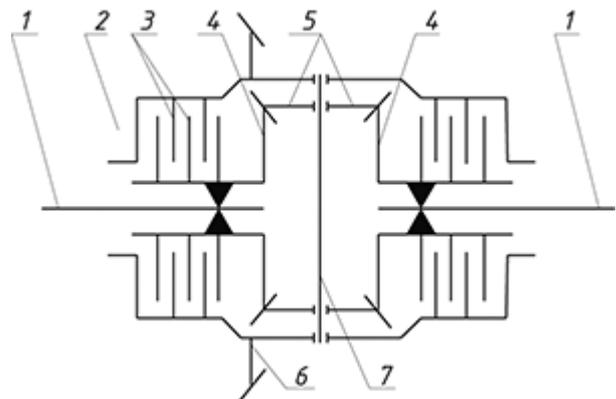


Рис. 2. Кинематическая схема дифференциала с фрикционными шайбами:

- 1 – полуоси; 2 – картер дифференциала;
- 3 – фрикционы; 4 – полуосевые шестерни;
- 5 – сателлиты; 6 – конические шестерни ЦП;
- 7 – крестовина

Fig. 2. Kinematic diagram of the differential with friction washers: 1 – half-shafts; 2 – differential housing; 3 – clutches; 4 – half-axle gears; 5 – satellites; 6 – bevel gears; 7 – cross section

Значение момента трения, зависит только от конструктивных параметров и не изменяется при различных режимах работы дифференциала с внутренним трением. Для исследуемого дифференциала с дисками из стали 65Г, с одиннадцатью парами трения с каждой стороны был получен коэффициент блокировки 2.12, что соответствует значению данного коэффициента у реальных конструкций.

Описание разработанной математической модели дифференциала

Для моделирования дифференциала с фрикционными шайбами разработана математическая твердотельная динамическая модель в приложении *RecurDyn* [9].

Модель дифференциала и схема размещения шарниров и силовых связей представлены на рис. 3. Модель включает в себя: корпус дифференциала 1, два сателлита 2, 3 и две выходных шестерни 4, 5.

При моделировании сделаны допущения – все тела абсолютно жесткие, трение в шарнирах и зубчатых зацеплениях отсутствует, подшипники дифференциала моделируются шарниром *Revolute 1* (рис. 3, а). Вращение корпуса дифференциала относительно неподвижного звена осуществляется кинематически – угловая скорость входного звена плавно увеличивается за 5 секунд до постоянного значения в 5 рад/с, что соответствует скорости движения рассматриваемого автомобиля 9 км/ч.

Зубчатое зацепление между сателлитами и выходными шестернями было задано шарни-

ром *Gear 2* (рис. 3, б) из стандартной библиотеки приложения. Для моделирования моментов сопротивления движению на выходные звенья дифференциала со стороны неподвижного звена приложены крутящие моменты *Rotation 4*. Значение моментов сопротивления для каждого из расчетных случаев представлены ниже.

Моделирование момента трения в фрикционных шайбах выполнено также с помощью силовой связи *Rotation 3* (рис. 3, б). Момент трения обычно моделируется с использованием функции *sign*:

$$M_{\text{тр}} = M \cdot \text{sign}(\Delta\omega),$$

где M – значение момента трения; $\Delta\omega$ – разница угловых скоростей вращающихся деталей – между корпусом и каждой полуосевой шестерней.

Для плавного нарастания момента трения в настоящей работе момент моделировался с использованием функции гиперболического тангенса:

$$M_{\text{тр}} = M \cdot \tanh(k \cdot \Delta\omega),$$

где k – коэффициент пропорциональности, в работе принят равным 5.

Анализ работы модели

Для анализа работы смоделированы восемь режимов движения колесной машины. Для каждого из режимов были получены графики угловых скоростей вращения корпуса дифференциала, правой и левой выходных шестернях (рис. 4), а также моментов на корпусе дифференциала, правой и левой выходных шестернях (рис. 5).

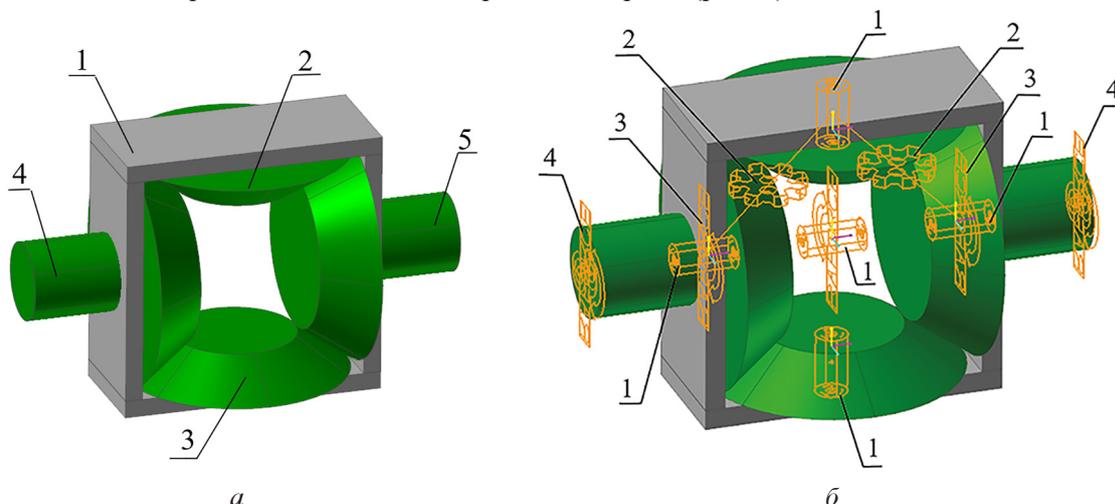
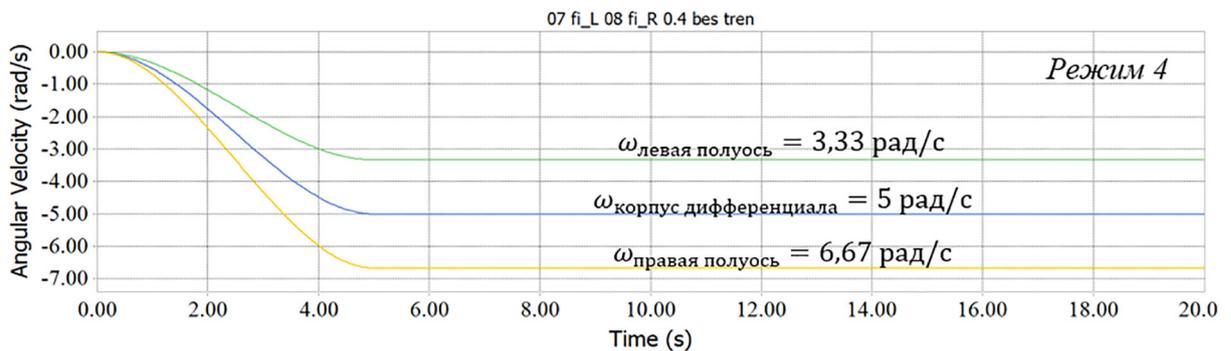
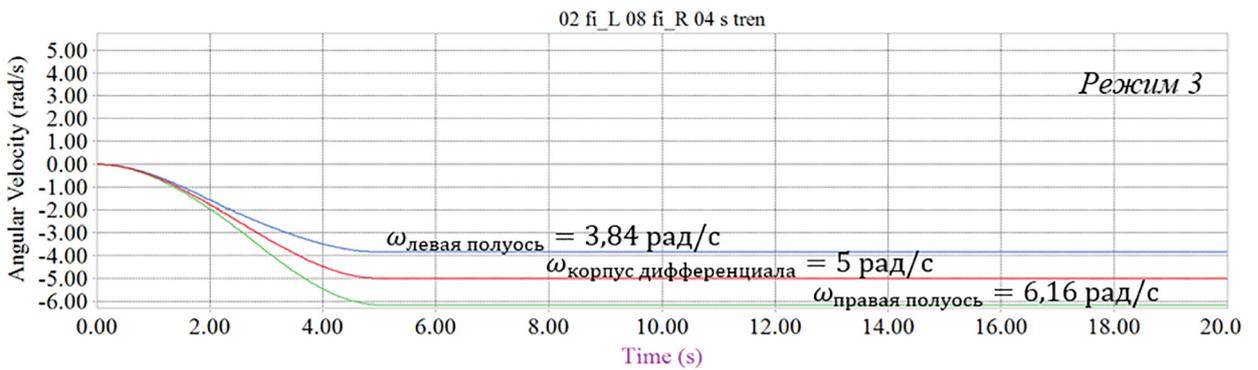
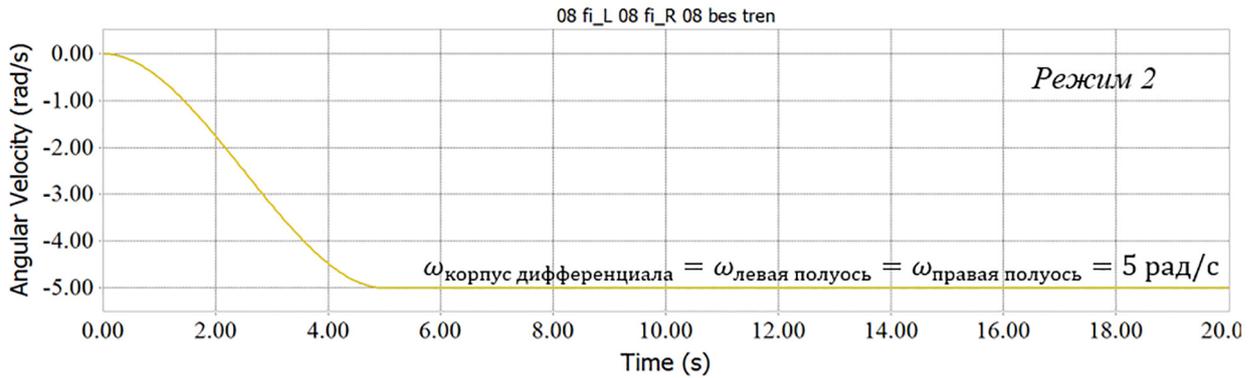
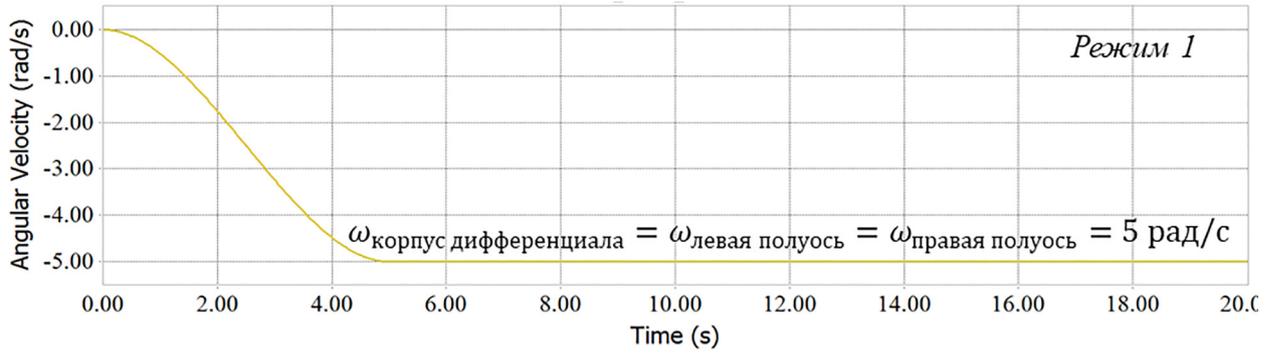


Рис. 3. Модель дифференциала с внутренним трением:
а) звенья модели; б) схема размещения шарниров и силовых связей

Fig. 3. Internal friction differential model: a) links of the model; b) layout of hinges and power connections



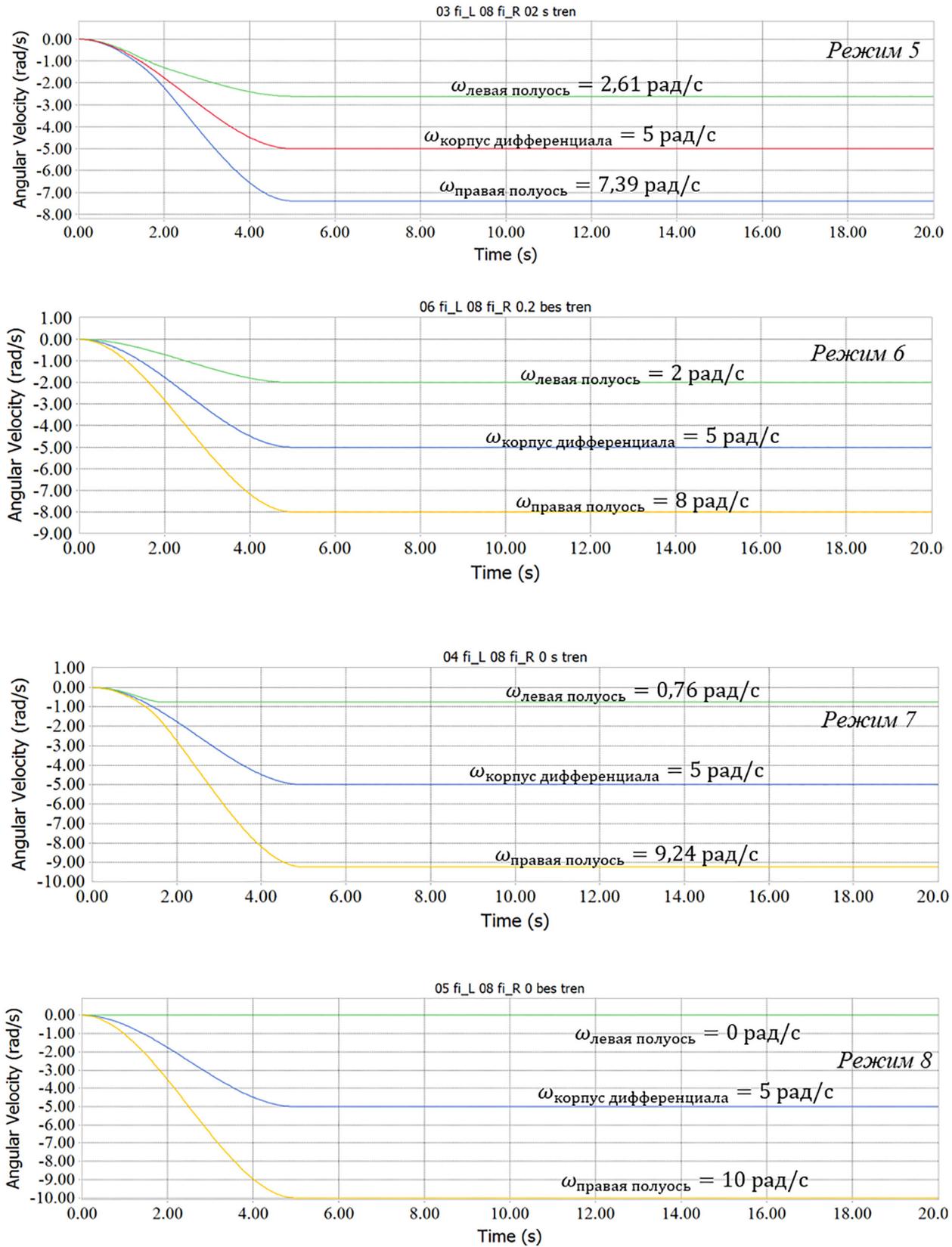
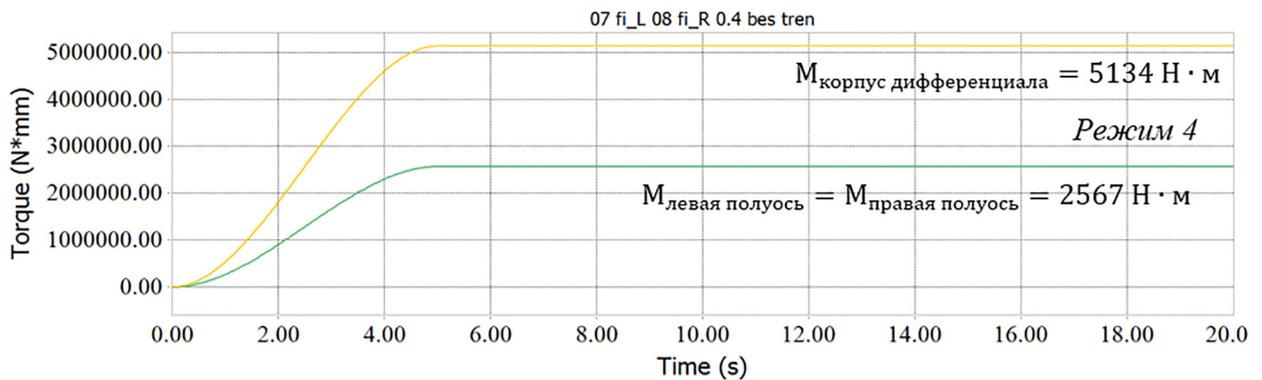
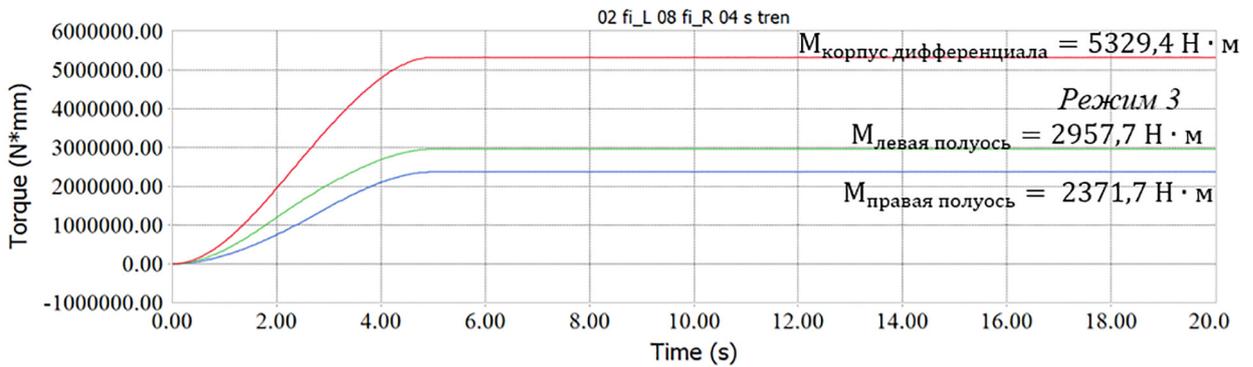
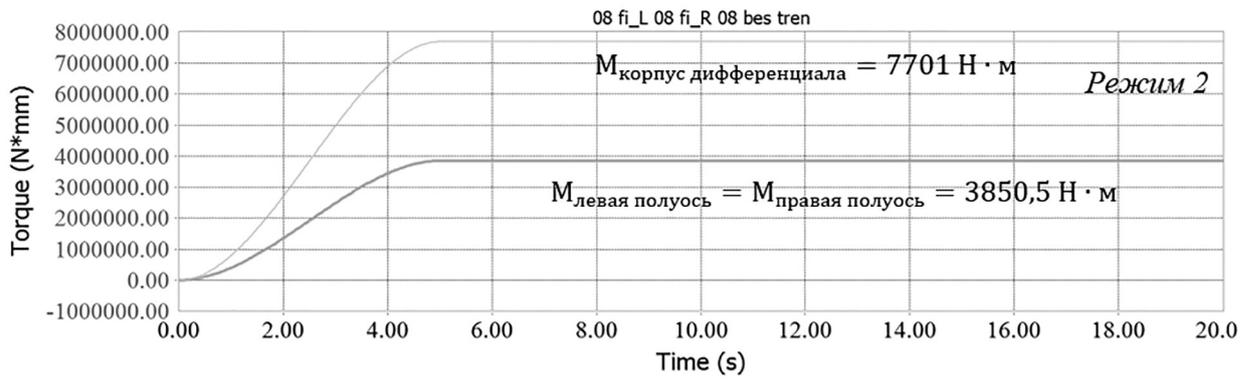
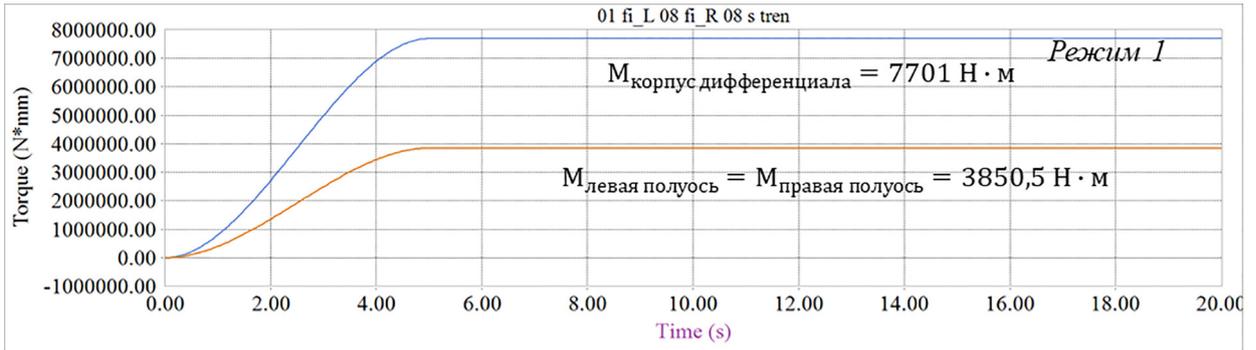


Рис. 4. Графики изменения угловых скоростей звеньев дифференциала в процессе моделирования для режимов 1–8

Fig. 4. Graphs of changes in the angular velocities of the differential links during the simulation for modes 1–8



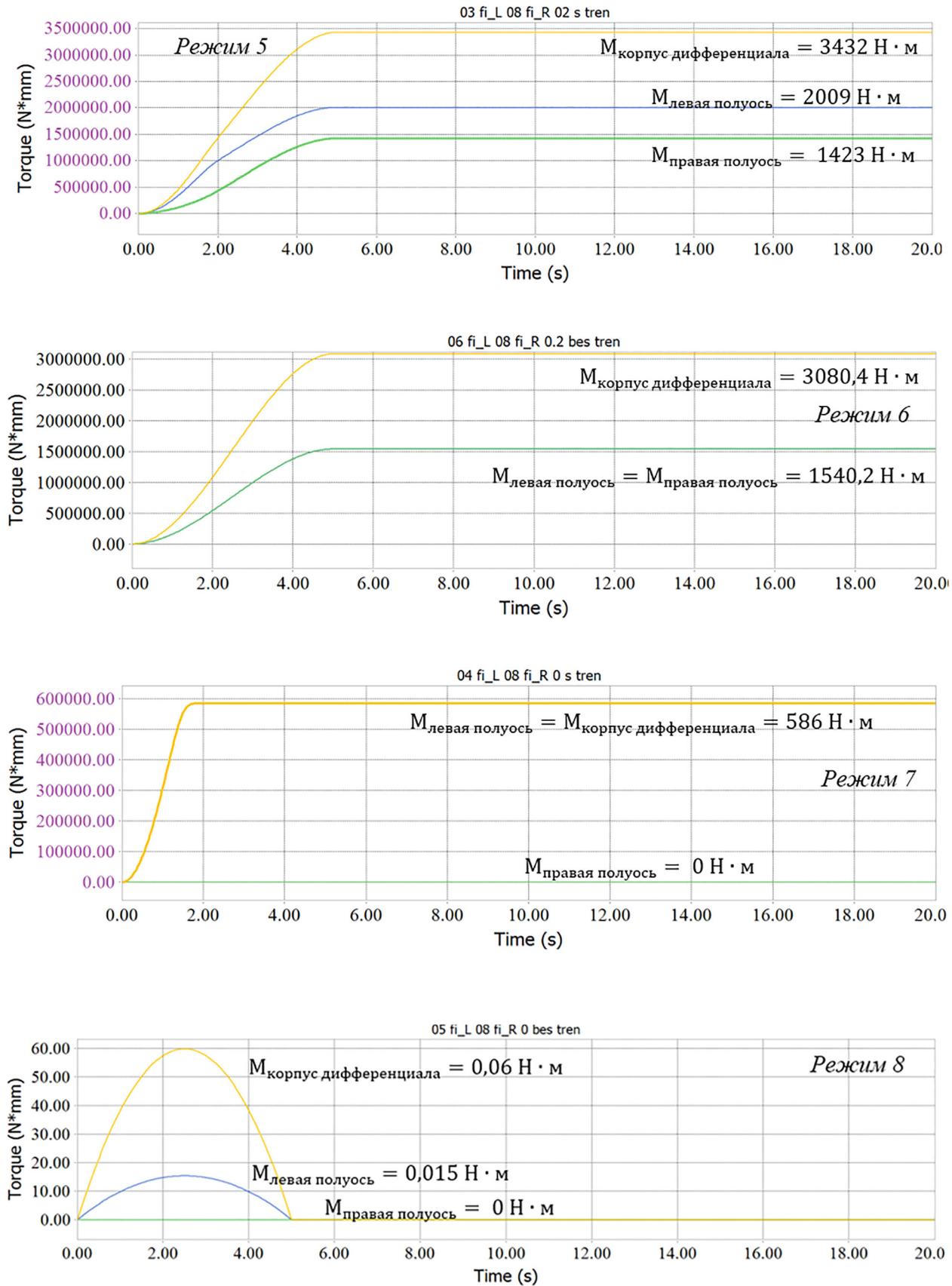


Рис. 5. Графики изменения крутящих моментов на звеньях дифференциала в процессе моделирования для режимов 1–8

Fig. 5. Graphs of changes in torque on the differential links during the simulation for modes 1–8

Были приняты следующие значения $M_{k \max} = 13277 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{\text{тр}} = 293 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $R_{\text{зл}} = R_{\text{зп}} = 15000 \text{ Н}$. В таблице 1 приведены изменяемые параметры для всех восьми режимов.

Результаты исследования

Полученные установившиеся значения угловых скоростей и крутящих моментов были проверены на соответствие с аналитическими результатами, полученными по формулам (1) и (2) соответственно. Полученные результаты для всех восьми режимов представлены в таблице 2.

После анализа всех режимов можно сделать вывод: модель работает адекватно как с трением, так и без него. Если в модели включено трение, то дифференциал становится самоблокирующимся, при повышении момента происходит блокировка и колесо, стоящее на опорной поверхности с большим коэффициентом, вращается с большей угловой скоростью, нежели в обычном симметричном дифференциале без блокировки. Это позволяет

колесу, находящемуся на опорной поверхности с лучшим сцеплением, реализовывать большую силу тяги по сцеплению.

Выводы

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

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

3. Модель обладает хорошей производительностью, моделирование происходит быстрее реального времени. Поэтому разработанную модель дифференциала можно применять при моделировании трансмиссии для расчета динамики колесных машин.

Таблица 1

Режимы движения и исходные данные

Table 1. Modes of movement and initial data

№ режима	Коэффициент сцепления		Момент трения, Нм
	под правым колесом	под левым колесом	
1	0,8	0,8	293
2	0,8	0,8	0
3	0,4	0,8	293
4	0,4	0,8	0
5	0,2	0,8	293
6	0,2	0,8	0
7	0	0,8	293
8	0	0,8	0

Таблица 2

Результаты исследования

Table 2. Research results

№ режима	Параметры оценки					
	$\omega_{\text{левая полуось}}^?$ рад/с	$\omega_{\text{правая полуось}}^?$ рад/с	$\omega_{\text{корпус диф.}}^?$ рад/с	$M_{\text{левой полуоси}}^?$ Н·м	$M_{\text{правой полуоси}}^?$ Н·м	$M_{\text{корпус диф.}}^?$ Н·м
1	5	5	5	3850,5	3850,5	7701
2	5	5	5	3850,5	3850,5	7701
3	3,84	6,16	5	2957,7	2371,7	5329,4
4	3,33	6,67	5	2567	2567	5134
5	2,61	7,39	5	2009	1423	3432
6	2	8	5	1540,2	1540,2	3080,4
7	0,76	9,24	5	586	0	586
8	0	10	5	0,015	0	0,06

4. Модель дифференциала универсальна, так при нулевом значении момента внутреннего трения модель ведет себя как простой симметричный дифференциал, при заданном значении момента трения – как самоблокирующийся, при очень большом значении момента трения модель становится полностью блокируемой.

Литература

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. Издательство «Машиностроение», 1987. 51–54 с.
2. Вольская Н.С., Левенкова Е.Ю., Чудаков О.И. Конструкции приводов и распределительных механизмов современных автомобилей: Учебно-методическое пособие. 17–23 с.
3. Агейкин Я.С., Вольская Н.С., Чичекин И.В. Проходимость автомобиля: учебник. М.: МГИУ, 2010. 275 с.
4. Горелов В.А., Чудаков О.И. Повышение тягово-динамических свойств и активной безопасности колесной машины за счет рационального перераспределения крутящего момента между осями. Сборник: Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем. 2018. С. 181–192.
5. Тарасик В.П., Пузанова О.В., Курстак В.И. Моделирование дифференциальных приводов ведущих колес мобильных машин. Вестник Белорусско-Российского университета. 2009. № 3 (24). С. 42–53.
6. Жилейкин М.М. Стабилизация движения двухосных колесных машин за счет перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 3 (684). С. 31–39.
7. Чичекин И.В., Левенков Я.Ю., Вольская Н.С., Ширяев К.Н., Ястребов Г.Ю. Моделирование движения колесной машины высокой проходимости по деформируемому грунту. Труды НАМИ. 2020. № 4 (283). С. 32–41.
8. Чичекин И.В., Максимов Р.О. Моделирование работы автомобильного дифференциала в системе расчета динамики твердых тел // Известия МГТУ «МАМИ», 2019. № 2 (40). С. 80–87. DOI: 10.31992/2074-0530-2019-40-2-80-87
9. Официальный сайт программного обеспечения RcurDyn с функцией Help [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm>, свободный. – Яз. англ. (дата обращения – 2021-10-13).
10. Руководство по эксплуатации автомобиля ГАЗ-66-11 и его модификации // Министерство автомобильной промышленности СССР, 1986. С. 8–11.

References

1. Andreyev A.F., Vantsevich V.V., Lefarov A.Kh. Differentsialy kolesnykh mashin [Differentials of wheeled vehicles]. Izdatel'stvo «MashinostroyeniYE» Publ., 1987. 51–54 p.
2. Vol'skaya N.S., Levenkova Ye.Yu., Chudakov O.I. Konstruktsii privodov i raspredelitel'nykh mekhanizmov sovremennykh avtomobiley [Design of drives and distribution mechanisms of modern automobiles]: Uchebno-metodicheskoye posobiye. 17–23 p.
3. Ageykin Ya.S., Vol'skaya N.S., Chichekin I.V. Prokhodimost' avtomobilya [Vehicle cross-country ability]: uchebnik. Moscow: MGIU Publ., 2010. 275 p.
4. Gorelov V.A., Chudakov O.I. Improving traction and dynamic properties and active safety of a wheeled vehicle due to rational redistribution of torque between axles. Sbornik: Tekhnologii i komponenty intellektual'nykh transportnykh sistem. 2018, pp. 181–192 (in Russ.).
5. Tarasik V.P., Puzanova O.V., Kurstak V.I. Modeling differential drives of driving wheels of mobile vehicles. Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta. 2009. No 3 (24), pp. 42–53 (in Russ.).
6. Zhileykin M.M. Stabilization of the movement of two-axle wheeled vehicles due to the redistribution of torque between the driving wheels. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. 2017. No 3 (684), pp. 31–39 (in Russ.).
7. Chichekin I.V., Levenkov Ya.Yu., Vol'skaya N.S., Shirayev K.N., Yastrebov G.Yu. Modeling the motion of a wheeled vehicle of high cross-country ability on deformable soil. Trudy NAMI. 2020. No 4 (283), pp. 32–41 (in Russ.).
8. Chichekin I.V., Maksimov R.O. Modeling the operation of an automobile differential in a system for calculating the dynamics of rigid bodies. Izvestiya MGTU «MAMI», 2019. No 2 (40), pp. 80–87 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2019-40-2-80-87
9. Ofitsial'nyy sayt programmnoy obespecheniya RcurDyn s funktsiyey Help [Official website of RcurDyn software with Help function] [Elektronnyy resurs]. URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm>, svobodnyy. – Yaz. angl. (accessed – 2021-10-13).
10. Rukovodstvo po ekspluatatsii avtomobilya GAZ-66-11 i yego modifikatsii [Operation manual for the GAZ-66-11 vehicle and its modifications]. Ministerstvo avtomobil'noy promyshlennosti SSSR Publ., 1986, pp. 8–11.

MODELING THE WORK OF THE AUTOMOTIVE DIFFERENTIAL WITH INTERNAL FRICTION IN THE SYSTEM FOR CALCULATING THE MULTI BODY DYNAMICS

PhD in Engineering **I.V. Chichekin, A.A. Shuranova**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
chichekin_iv@bmstu.ru, arina1999_arina@mail.ru

The work is devoted to the operation of an automobile differential of suspended friction modeling in the system for calculating the dynamics of coupled bodies. The model was developed in the RecurDyn application for calculating the dynamics of rigid and deformable bodies from the FunctionBay company. The aim of the work is to develop a mathematical model of the differential with friction washers and to confirm the adequacy of its operation. The developed mathematical model of the differential is tested for the possibility of its subsequent use in modeling the transmission of a vehicle in the calculating the dynamics of coupled bodies system. In this work, a model of the differential has been created and described in detail. The model was used for the analysis of kinematics and dynamics. Methods of modeling a simple symmetric differential and a self-locking one are shown based on one mathematical model. The well-known analytical dependences describing the kinematic and force laws of the ratio of angular velocities and torques between the output links and the differential housing are given. A method for calculating and modeling the friction torque in the differential was selected and described. An equation describing the frictional moment in the differential is presented.

A virtual test bench was developed and described. Afterwards it was used for differential operation simulation. Load modes that are equivalent to various driving conditions of a real automobile are selected, their quantitative parameters are given. In this work, the criteria for evaluating the performance of the differential model are selected. The results of modeling for all load modes are given. According to those results the adequacy of the developed mathematical model of the differential with friction washers is proved. The proposals on the use of the developed model are given.

Keywords: self-locking differential, mathematical model, dynamics of coupled bodies, RecurDyn.

Cite as: Chichekin I.V., Shuranova A.A. Modeling the work of the automotive differential with internal friction in the system for calculating the multi body dynamics. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 73–82 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-73-82

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

к.т.н. Шабанов А.В.¹, Ванин В.К.², к.т.н. Есаков А.Е.³

¹НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

²ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

³Московский политехнический университет, Москва, Россия

saaha-1955@mail.ru

Рассмотрены перспективные альтернативные углеводородным источникам энергии, используемые в настоящее время в мире. Анализируются энергосберегающие технологии использования углеводородного топлива на автотранспорте.

Отмечается необходимость развивать применение электропривода на автомобилях, а также планомерно накапливать и анализировать существующий опыт эксплуатации автомобилей с электроприводом за рубежом и в Российской Федерации. Мониторинг разрабатываемых за рубежом технологий и проблем, возникающих при эксплуатации автомобилей с электроприводом, позволит определить приоритетные пути их развития и сконцентрировать усилия исследователей в направлении, обеспечивающем максимальную эффективность их применения.

Одним из привлекательных и экономически выгодных в настоящее время для отечественной практики путей развития автомобильного транспорта является применение автомобилей с гибридными силовыми установками. Показано, что производство гибридных автомобилей и электромобилей за рубежом успешно развивается и является в настоящее время одним из самых динамичных в мире. Приведены показатели эффективности расхода электроэнергии автомобилей с электроприводом различных автомобилестроительных фирм. Выполнен сравнительный анализ технологий применения автомобилей с электроприводом для улучшения экологической ситуации в мегаполисах и рассмотрены проблемы повышения эффективности автомобильных энергоустановок.

Показано, что климатические условия Российской Федерации с длительными периодами низких температур атмосферного воздуха сильно влияют на потери энергии, связанные с обогревом салона, и в значительной степени – на энергоэффективность силовой установки электромобилей.

Для оценки эффективности использования автомобилей с электроприводом предложено использовать универсальный показатель эффективности расхода энергии. Сравнительную оценку энергетических затрат различных автомобилей предложено проводить по энергетическому параметру qEL . Приведенные расчетные данные показывают, что использование автомобилей с электроприводом и, в частности, подзаряжаемых гибридов более выгодно по сравнению с использованием автомобилей, оборудованных исключительно ДВС.

Ключевые слова: автомобиль, электромобиль, водородомобиль, гибрид, экологичность, топливная экономичность, характеристики эффективности, энергоэффективность, CO_2 , комбинированные силовые установки.

Для цитирования: Шабанов А.В., Ванин В.К., Есаков А.Е. Энергосберегающие технологии и энергоэффективность автотранспортных энергоустановок // Известия МГТУ «НАМИ». 2021. № 4 (50). С. 83–91. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-83-91

Введение

В настоящее время в промышленно развитых странах, таких как Япония, США, Китай, а также страны Евросоюза, наблюдается процесс перехода на альтернативные источники энергии и на энергосберегающие технологии использования углеводородного топлива. Это касается направления использования на автомобилях электроэнергии, применения водородного и газового топлива и т.п. В названных

странах уже более десяти лет находятся в эксплуатации электромобили, обычные гибриды и подзаряжаемые гибриды (гибриды *plug-in*).

Производство гибридных автомобилей и электромобилей за рубежом успешно развивается и является в настоящее время одним из самых динамичных в мире [1]. Также развиваются технологии использования электропривода на автомобилях с использованием топливных элементов. В зарубежных странах

появились в продаже водородомобили [2, 3]. Важность этих направлений развития автомобилестроения обусловлена тем, что большинство промышленно развитых стран находится в высокой зависимости от поставок углеводородов из-за рубежа и от необходимости снижения выбросов вредных веществ и CO_2 .

Для использования электромобилей и водородомобилей требуется производство электроэнергии. Основной объем ее выработки обеспечивается тепловыми электростанциями (ТЭЦ), использующими продукты нефтепереработки, газ, уголь. Следует указать на то, что эти технологии, улучшая экологическую ситуацию в мегаполисах, не решают глобальных экологических проблем, так как всего лишь отдалают источник выбросов от населенных пунктов. Фильтры очистки газов ТЭЦ не позволяют полностью нейтрализовать вредные выбросы. В этой связи представляется целесообразным выполнить анализ эффективности автотранспортных энергоустановок, а также рассмотреть отдельные проблемы, возникающие при эксплуатации электромобилей, гибридов и альтернативных экологически чистых силовых установок.

Материалы и методы исследования

1. Экологически чистые автомобили, альтернативные источники энергии

Основными производителями экологически чистых автомобилей на мировом рынке являются Япония и США. Япония первой начала производить электромобили (*Mitsubishi i MiEV*), гибриды (*Toyota Prius*) и водородомобиль *Toyota Mirai*, созданный на базе гибрида *Toyota Prius*. Популярность водородомобилей поддерживается дотациями со стороны государств. В США их цена начинается с 58000 \$ [4].

В виду высокой стоимости водородомобили в настоящее время не получили широкого распространения. Но правительства упомянутых стран, учитывая отсутствие собственных топливных ресурсов и острую необходимость независимого развития автотранспорта, стимулируют их производство и поддерживают финансово их эксплуатацию. В этих странах приняты программы, нацеленные на развитие водородной энергетики с целью минимизации углеводородной зависимости. Например, в реформирование энергосистемы и освоение новых технологий КНР намерена вложить порядка 16 трлн \$ за два десятилетия [4].

Отметим, что еще в начале XXI в. в Российской Федерации АО «АвтоВАЗ» также имело разработки в данном направлении. Был разработан и осуществлен выпуск небольшой партии электромобилей *EL Lada*, которые прошли тестовые испытания. Кроме того, используя технологии военно-промышленного комплекса, АО «АвтоВАЗ» разработало экспериментальную водородную «Ниву» с силовой установкой малой мощности на водородно-кислородных топливных элементах. Работая в этом направлении, АО «АвтоВАЗ» получило определенный опыт, который впоследствии может быть использован для новых разработок.

Занимаются разработкой электромобилей и другие автомобилестроительные компании Российской Федерации.

Следует, однако, упомянуть, что проблема использования альтернативных источников энергии в Российской Федерации стоит не так остро, как в Европе или Японии. Российская Федерация пока располагает достаточными запасами углеводородов. Проблемы, которые решают отечественные автомобилестроители, состоят в создании собственных энергоэффективных технологий и ограничении выбросов парниковых газов автотранспортом. Для производителей легковых автомобилей Директивой № 443 ЕС предусмотрено поэтапное существенное снижение показателя выбросов CO_2 . После 2020 г. средний показатель составил 95 г/км, что соответствует расходу топлива 3,7 л на 10 км. К 2030 г. показатель выбросов CO_2 должен составлять 66 г/км.

Для широкого использования этих технологий необходимо решать не только проблему экологии, но и предусматривать решение проблем утилизации батарей, рационального потребления электроэнергии и ее передачи в зарядную сеть в мегаполисах, получение, хранение и транспортировку водорода, безопасность конструкции силовых установок и т.п.

Водород по своим свойствам летуч и взрывоопасен. Хотя при авариях и утечках он не скапливается на месте, а уходит в атмосферу (что снижает пожароопасность) работа с ним требует повышенной осторожности. Водород сложно долго временно удерживать в баллоне под давлением. Даже в случае содержания его в жидком состоянии при низкой температуре, утечка через баллон значительна, так как молекулы водорода легко диффундируют сквозь металл

и скорость испарения составляет около 1 % в сутки [4]. Хранение и эксплуатация таких автомобилей также весьма проблематичны.

Для водородомобилей нужны специальные заправочные станции. При этом на заправочной станции по вышеуказанным причинам требуется соблюдение повышенных мер безопасности, что усложняет создание водородных заправок. Производство водорода обходится в несколько раз дороже производства углеводородного топлива. Так как производство водорода находится вдали от мест его использования, возникает проблема его транспортировки к заправочным станциям. По разным подсчетам стоимость 1 л сжиженного водорода составляет примерно от 2 \$ до 9,5 \$ в зависимости от способа его производства [4].

Специалисты считают, что сложность современных методов производства, хранения и применения водорода не позволит в ближайшие десятилетия использовать его в отечественной практике как экономически эффективное топливо [4]. Если для западного мира и Японии актуальность развития водородной энергетики объясняется необходимостью экономии энергетических ресурсов и защитой окружающей среды от вредных выбросов, то в Российской Федерации, имеющей свои значительные запасы природных ресурсов, проблема экономии нефтепродуктов успешно решается применением газового топлива. К тому же отечественные допустимые нормы вредных выбросов от автотранспорта значительно ниже. Однако следует учитывать, что запасы углеводородов имеют свой предел и ситуация с объемами добычи нефти может в будущем измениться в худшую сторону.

В Российской Федерации автомобильный транспорт потребляет более половины всех топливных ресурсов нефтяного происхождения, и тенденция роста потребления сохраняется. Поэтому, перед отечественными автопроизводителями также ставится задача снижения потребления топлива автотранспортом и применения автомобилей с электроприводом. Использование автомобилей с электроприводом позволит решить не только энергетические проблемы, стоящие перед автомобилестроителями, но также, что не менее важно, улучшить экологическую ситуацию в крупных городах.

Мониторинг разрабатываемых за рубежом технологий и проблем, возникающих при их эксплуатации, позволит определить

приоритетные пути развития автомобилей с электроприводом, концентрировать усилия исследователей в направлении, обеспечивающем максимальную эффективность их применения. Для Российской Федерации необходимо ориентироваться не только на рынок западных производителей, но и на собственное производство автомобилей с электроприводом и комплектующих для них. Россия – страна с особым климатом, и необходимо учитывать особенности эксплуатации электротранспорта в зимних условиях, а также специфику парка общественного транспорта.

2. Энергоэффективность применения электромобилей

Повышение эффективности силовых установок автомобилей и ограничение выбросов автомобильным транспортом по сути своей являются аспектами одной проблемы, взаимосвязанных общей закономерностью. Одним из привлекательных и практически выгодных в настоящее время для нашей страны способов решения этой проблемы является применение автомобилей с электроприводом. Это направление стало развиваться благодаря передовым технологиям по хранению электроэнергии сначала в никель-металлогидридных (Ni-MH), а затем и в более эффективных литий-ионных (Li-Ion) аккумуляторных батареях.

Существует три основных вида энергоустановок с использованием электроэнергии: комбинированные энергоустановки (гибриды), подзаряжаемые гибриды; электромобили. Для электромобилей, как показывают выполненные авторами расчеты и результаты испытаний, расходы энергии при движении в четыре раза меньше, чем у автомобилей, оборудованных в качестве источников механической энергии только ДВС. Например, для *Nissan Leaf E* расход электрической энергии при емкости батареи 24 кВт·ч и запасе хода в 175 км составляет 13,7 кВт·ч на 100 км. В других единицах составляет это 49,4 МДж на 100 км (1 кВт·ч = 3,6 МДж). При пересчете же по теплотворной способности бензина $H_u = 44$ МДж/кг (33 МДж/л) условный расход топлива автомобиля составит 1,5 л на 100 км.

Нерациональное применение электрического источника энергии на автомобиле, как будет показано ниже, может при определенных условиях снижать эффективность использования энергоустановки автомобиля и приводить к су-

щественному увеличению стоимости силовой установки. На период 2011 г. стоимость электромобилей, приведенных в таблице 1, находилась в пределах от 36000 \$ (*Mitsubishi i-MiEV*) до 96000 \$ (*Tesla Model S*). В настоящее время электромобиль *Tesla Model S* оборудуется современными высокотехнологичными дорожными системами и стоит в два раза дороже [5].

Для оценки направлений применения электрических источников энергии на автомобиле рассмотрим основные влияющие на эффективность факторы. Проанализируем также положительные и проблемные стороны использования различных конструкций автомобилей с электроприводом.

Основными показателями, характеризующими автомобили данного типа, является запас хода, показатели расхода электроэнергии на 1 км пробега, а также – удельный расход энергии с учетом массы автомобиля. Запас хода электромобиля определяется емкостью аккумуляторных батарей, а удельные показатели расхода электроэнергии определяются его конструкцией.

Характеристики аккумуляторных батарей определяют конструкцию автомобилей с электроприводом, энергоэффективность силовой установки, конструктивную и экологическую безопасность, управляемость и другие свойства, поэтому совершенствование их характеристик напрямую связано с развитием электромобилей. К проблемам, связанным с применением электромобилей, относится прежде всего создание электросети в местах движения электротранспорта, а также производство, обеспечение должного срока службы и утилизация аккумуляторных батарей. Данные обстоятельства создают определенные технические, технологические и экономические трудности [6, 7, 8].

Опыт западных стран показывает, что одна из проблем эксплуатации электротранспорта – это влияние работы сети зарядных станций на городскую энергосеть. При большой дневной нагрузке в сети наблюдаются пики потребления электроэнергии. Они возникают, как правило, в утренние и вечерние часы. Перед энергетиками стоит задача по сглаживанию этих пиков, то есть распределению потребления электроэнергии по времени в течение суток [9].

В таблице 1 приведены характеристики и показатели эффективности расхода электроэнергии автомобилями с электроприводом различных автомобилестроительных фирм. На-

пример, электромобиль *EL Lada* с полностью заряженной батареей по результатам испытаний на стенде с беговыми барабанами обеспечивает в летний период пробег 162 км в смешанном ездовом цикле. Расход энергии данного электромобиля составляет 569 кДж/км. Запас хода других электромобилей, представленных в таблице 1, с аккумуляторами емкостью 16...30 кВт·ч составляет 130...250 км [3, 10]. Малый пробег на одной зарядке является одним из недостатков электромобилей, так как при небольшом пробеге теряются все основные преимущества этого вида транспорта.

Эксплуатация показывает, что климатические условия Российской Федерации с длительными зимними периодами низких температур атмосферного воздуха сильно влияют на потери энергии, связанные с обогревом салона, и в значительной степени – на энергоэффективность силовой установки электромобилей. Если в летний период значения данной величины в условиях городского движения являются удовлетворительными, то в зимний период, создаваемая обогревателями салона автомобиля, нагрузка на бортовую электрическую сеть сокращает пробег на одной зарядке более, чем на 50 % [11].

Для снижения потерь производители электробусов устанавливают автономные отопительные агрегаты, использующие нефтяное топливо. Но они, не имея нейтрализатора, выделяют в атмосферу городов вредные выбросы с отработавшими газами.

Одним из способов решения проблемы повышения запаса хода является установка батареи повышенной емкости. Например, на электромобиле *Tesla Model S* применяются *Li-Ion* батареи с емкостью 60 и 85 кВт·ч. Благодаря этому пробег автомобиля достигает соответственно 390 и 435 км [3]. Однако увеличение пробега в данном случае сопровождается ростом удельного расхода энергии из-за увеличения массы автомобиля, а также приводит к существенному увеличению стоимости транспортного средства.

Для оценки эффективности подобных мер можно использовать показатели эффективности расхода электроэнергии электромобилей. Более энергоемкая и тяжелая батарея электромобиля *Tesla Model S* приводит к снижению энергоэффективности q_{EL} с 0,154 до 0,195 кВт·ч/км. Расход энергии в других единицах составляет 555 и 702 кДж/км.

Таблица 1

Характеристики и показатели эффективности расхода электроэнергии автомобилей с электроприводом

Table 1. Characteristics and efficiency indicators of energy consumption of electric vehicles

№ п. п.	Электромобили, гибриды	Масса автомобиля (полная), кг	Масса батареи, кг	Ёмкость батареи, кВт·ч	Запас хода на одной зарядке, км	qEL*, кВт·ч/км	qELm*, кВт·ч / т·км
1	Chevrolet Volt E (подзаряжаемый гибрид)	2080 –	198 435	16/18,4 (Li-Ion) 60 (Li-Ion)	80 320	16/80 = 0,20 60/320 = 0,186	16/(2,08·80) = 0,096 60/(2,08·320) = 0,090
2	EL Lada	1610	270	23 (LiFeYPO4)	150	0,153	23/(1,61·150) = 0,095
3	Mitsubishi i MiEV	1450	–	16 (Li-Ion)	130	0,123	16/(1,45·130) = 0,085
4	Nissan Leaf E	1965	250	24 (Li-Ion)	175	0,137	24/(1,965·175) = 0,070
5	Tesla Model S	2100 –	258 365	60 (Li-Ion) 85 (Li-Ion)	390 435	0,154 0,195	–
6	Volkswagen E-Up!	1500	–	18,7 (Li-Ion)	160	0,117	18,7/(1,5·160) = 0,078
7	Renault Fluence	2025	–	22 (Li-Ion)	185	0,119	22/(2,025·185) = 0,059
8	Volkswagen Golf	1960	–	24,2 (Li-Ion)	190	0,127	24/(1,96·190) = 0,064
9	Volvo C30	1995	–	23 (Li-Ion)	150	0,153	23/(1,99·150) = 0,077
10	Volkswagen Sion	–	–	14,4 (Li-Ion) 30 (Li-Ion)	120 250	0,12 0,12	–

* Расчётные данные.

Следует отметить, что, хотя на электромобиле *Tesla Model S* применяется аккумулятор с самым высоким показателем удельной энергоемкости батареи $qEm = 0,233$ кВт·ч/кг, но его удельная характеристика энергоэффективности qEL является относительно низкой по сравнению с другими моделями электромобилей. Данный показатель на 40 % превышает значение, достигнутое на электромобилях *Volkswagen E-Up!* и *Renault Fluence* (удельный расход энергии на км пробега у этих автомобилей составляет соответственно 0,117 и 0,123 кВт·ч/км). Отсюда следует вывод о том, что установка на автомобиле батарей повышенной емкости приводит к существенному снижению энергоэффективности силовой установки. Следует также учитывать соотношение полной массы автомобиля и его грузоподъемности, что также является немаловажным фактором.

Тенденция увеличения емкости батарей прослеживается и на других моделях. Например, на подзаряжаемом гибриде *Chevrolet Volt* установлена батарея энергоемкостью 16 кВт·ч, а на последней ее модели энергоемкость батареи увеличена до 60 кВт·ч. Запас хода на электротяге с такой батареей увеличен до 320 км. Это привело к снижению энергоэффективно-

сти до 40 % режима электротяги относительно других моделей. Показатель qEL *Chevrolet Volt* составляет 0,2...0,186 кВт·ч/км. Энергоемкость батареи в других единицах составляет 57,6 МДж, что соответствует почти 1 л высокооктанового бензина. Масса *Li-Ion* батарей составляет 198 кг. Расход топлива в циклах ЕС (городском / магистральном / смешанном) равен 0,9 / 1,3 / 1,2 л на 100 км. Выбросы CO_2 при этом составляют всего 27 г/км [12].

3. Комбинированные силовые установки

В настоящее время на автотранспорте наиболее распространенными силовыми установками, использующими электрический привод, являются комбинированные силовые установки.

На гибридном автомобиле *Toyota Prius*, появившемся более двадцати лет назад, вначале использовались *Ni-MH* аккумуляторные батареи емкостью 0,4 кВт·ч. На автомобилях модели *Toyota Prius plug-in* стали уже устанавливать *Li-Ion* аккумуляторы емкостью 1,3 кВт·ч, которые имеют в два раза большую удельную плотность энергии [12].

Автомобили с гибридными силовыми установками имеют по сравнению с электромобилями следующие преимущества:

– снижение емкости, удельной мощности, массы и стоимости аккумуляторных батарей, а также увеличения их срока службы;

– снижение потерь мощности в электроустановках при значительно меньшей массе накопителей электроэнергии, нежели у других источников энергии.

Например, на гибриде *Peugeot 3008*, масса *Ni-MH* батареи составляет всего 48 кг при емкости 1,2 кВт·ч.

При выборе алгоритма управления силовой установкой основным критерием оптимальности работы ДВС является его минимальный расход топлива. Снижение расхода топлива у ДВС гибридного автомобиля достигается за счет его работы в зоне минимальных удельных расходов топлива. В режиме движения с максимальной интенсивностью разгон обеспечивается при совместной работе ДВС и ТЭД.

Важным является и оптимальный выбор алгоритма включения в работу агрегатов электротяги, а кроме того – использование рекуперативного торможения автомобиля. Для эффективного функционирования разрядно-зарядной системы силовой установки при движении автомобиля необходимо непрерывно поддерживать заряд батарей на определенном уровне [10].

В таблице 2 приведены основные характеристики гибридных автомобилей *Toyota* и ее аналога, традиционного автомобиля.

Аббревиатурой EU здесь обозначаются европейские испытательные циклы (городской/магистральный/смешанный).

На автомобиле *Toyota Prius* было получено снижение расхода топлива на 55 % в европейском городском цикле и 42 % в смешанном цикле относительно базового аналога *Toyota*

Corolla. Как показали испытания, гибридные автомобили выделяют в атмосферу на порядок меньше CO, HC, NO_x и взвешенных частиц, чем того требуют действующие в Европе нормы Правил ООН № 83-06 [8].

4. Подзаряжаемые гибриды

Наиболее простым решением проблемы повышения энергоэффективности и, что важно, экономически оправданным для городского автотранспорта является применение комбинированных энергоустановок и подзаряжаемых гибридов, позволяющих достичь существенного улучшения энергетических и экологических показателей по сравнению с автомобилями, оборудованными только ДВС. Гибриды *plug-in*, подзаряжаемые от электросети, появились в последнее десятилетие в качестве развития комбинированных энергоустановок. Они максимально используют электрическую тягу при увеличенной энергоемкости батарей и обеспечивают максимальную эффективность ДВС. Используя преимущества гибридов с бортовой зарядкой от генератора, они подзаряжаются дешевой электроэнергией зарядных станций.

На подзаряжаемом гибриде *Toyota plug-in* устанавливаются аккумуляторы емкостью 4,4 кВт·ч и весом 80 кг при передаваемой электродвигателю мощности от батареи в 27 кВт. При этом можно максимально сократить время подзарядки батарей от стационарного источника питания, используя аккумуляторную батарею меньшей мощности и, соответственно, стоимости (в настоящее время аккумуляторная батарея автомобиля *Toyota Prius Plug-in* стоит более 10000 \$ [10]).

Заряд аккумуляторов емкостью 4,4 кВт·ч автомобиля *Toyota Prius Plug-in* осуществ-

Таблица 2

Характеристики гибридных автомобилей *Toyota* и их аналога с бензиновым ДВС

Table 2. Characteristics of *Toyota* hybrid vehicles and their analogue with ICE

Автомобиль	Масса автомобиля, кг	Рабочий объем ДВС, л	Мощность ДВС, кВт	Мощность ТЭД, кВт	Общая мощность СУ, кВт	Расход топлива, л на 100 км
<i>Toyota Corolla</i> (бензиновый)	1250...1750	1,8	108	–	–	EU 8,7/5,5/6,7
<i>Toyota Corolla</i> (гибрид)	1380...1805	1,8	73	60	100	EU 3,8/3,8/3,8
<i>Toyota Prius</i> (гибрид 4-ой серии)	1370...1805	1,8	73	60	100	EU 3,9/3,7/3,9

вляется за 1,5 часа от бытовой электрической сети с напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Энергия в 4,4 кВт·ч соответствует тепловой энергии 2,02 л бензина. Расход энергии составляет 672 кДж/км. Это соответствует расходу электромобиля *Tesla Model S*. Средний топливный расход в смешанном цикле движения автомобиля *Toyota Prius Plug-in* не превышает 2,1 л на 100 км, а выбросы CO₂ составляют 49 г/км. Возможный же непрерывный пробег в режиме электротяги EV по данным каталога – 26 км [3].

В случае, если движение автомобиля осуществляется только за счет ДВС, потребление топлива в среднем составляет 3,7 л на 100 км, а выбросы CO₂ – 85 г/км. Совокупный пробег *Toyota Prius Plug-in* составляет 1248 км на одном топливном баке и одной зарядке батареи.

Фирмой *Volkswagen* создан гибрид *Volkswagen XL1 (Extra Light)* с массой 865 кг. Его силовая установка, состоящая из аккумуляторной батареи весом 75 кг, электродвигателя мощностью 20 кВт и бензинового двухцилиндрового ДВС мощностью 35 кВт, позволяет обеспечивать расход топлива в городском цикле всего 0,9 л на 100 км. Автомобиль *Golf 7 plug-in hybrid* имеет силовую установку, включающую четырехцилиндровый ДВС с рабочим объемом 1,4 л, шестиступенчатую трансмиссию и встроенный электродвигатель. Суммарная мощность системы составляет чуть более 147 кВт. Разгон до 100 км/ч – 7,6 с, максимальная скорость – 220 км/ч. Гибрид обладает низким расходом топлива (1,5...2,5 л на 100 км). Это достигается преимущественным использованием электротяги. В данном режиме на скорости до 130 км/ч гибрид *Golf 7 plug-in hybrid* обеспечивает пробег в 50 км [3].

По эффективности использования энергии подзаряжаемые гибриды не уступают электромобилям, но в отличие от электромобилей гибридам удастся при небольшом расходе топлива обеспечить большую дальность пробега.

Выводы

1. Сравнительный анализ энергоэффективности автомобилей по предложенным удельным показателям qEL и qEm показал, что нерациональное применение электрического источника энергии на автомобиле с установкой на автомобиле батарей повышенной емкости снижает эффективность использования энергоустановки и приводит к существенному ее

удорожанию. По эффективности использования энергии подзаряжаемые гибриды не уступают электромобилям, при этом им удастся при небольшом расходе топлива обеспечить большую дальность пробега, и в эксплуатации они могут успешно конкурировать с электромобилями.

2. Для развития рынка автомобилей с электроприводом в России необходимо изучать зарубежный опыт эксплуатации, а также формировать собственный применительно к российским климатическим условиям и существующей инфраструктуре сети зарядных станций в мегаполисах. Данный опыт позволит целенаправленно решать проблемы повышения энергоэффективности силовых установок и улучшения их экологических показателей.

3. По мнению зарубежных экспертов основными препятствиями, сдерживающими расширение использования электромобилей, являются: а) невозможность преодолевать большие расстояния на применяемых сегодня аккумуляторных батареях; б) их высокая стоимость. Эксперты признают, что тенденция к увеличению числа эксплуатируемых электромобилей на Западе не стала в настоящее время господствующей, и склоняются к использованию подзаряжаемых гибридов, которые имеют высокие экологические показатели и по энергоэффективности конкурируют с электромобилями.

Литература

1. Шабанов А.В., Ломакин В.В., Шабанов А.А. Характеристики электромобилей и тенденции развития электропривода // Журнал автомобильных инженеров. 2014. № 3 (86). С. 38–43.
2. Мастепанов А.М. Водородная энергетика России: состояние и перспективы // Энергетическая политика, 2020, № 12 (154). С. 50–52.
3. Каталоги автомобилей *Automobil revue*. 2009. 2015 г.
4. Водородные автомобили: есть ли у них будущее [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.drom.ru/info/misc/81326.html>. Дата доступа: 02.11.2021. Загл. с экрана.
5. *Tesla Model S* [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://tesla.drom.ru/model_s. Дата доступа: 02.11.2021. Загл. с экрана.
6. Шмелев Е.Н. Экологический транспорт в России – зачем? // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 1 (72). С. 54–57.
7. Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А. Перспективы развития электро-

- мобилей в России // 9-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сборник докладов Междунар. науч.-техн. конф. М.: МАДИ, 2021. С. 114–122.
8. Загарин Д.А., Шабанов А.В., Ломакин В.В., Шабанов А.А. Характеристики комбинированных энергоустановок гибридных автомобилей // Материалы Междунар. науч.-практич. конф. «Прогресс транспортных средств и систем» (Волгоград, 24 – 26 сентября 2013 г.) Волгоград: ВолГГТУ, 2013. С. 50–52.
 9. Загарин Д.А., Сальников В.И., Шабанов А.В. [и др.] Гибридные автомобили. Пути повышения их энергетической эффективности // Автомобильная промышленность, 2016, № 1. С. 4–7.
 10. Загарин Д.А., Сальников В.И., Шабанов А.В. Аккумуляторные батареи автомобилей с электроприводом // Автомобильная промышленность, 2016, № 5. С. 24–27.
 11. Морозов С.А., Семенихина И.К., Коробов Д.Г. Быть или не быть? Особенности эксплуатации электромобиля в зимний период // Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 4 (81), С. 14–16.
 12. Загарин Д.А., Шабанов А.В., Ломакин В.В. [и др.] Некоторые аспекты и тенденции развития экологически чистых автомобилей с электроприводом // Автомобильная промышленность. 2014. № 7. С. 6–8.
- References**
1. Shabanov A.V., Lomakin V.V., Shabanov A.A. Characteristics of electric vehicles and trends in the development of electric drive. Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov. 2014. No 3 (86), pp. 38–43 (in Russ.).
 2. Mastepanov A.M. Hydrogen energy in Russia: current state and prospects. Energeticheskaya politika, 2020, No 12(154), pp. 50–52 (in Russ.).
 3. Katalogi avtomobiley «Automobil revue» [Automobil revue automobile catalogs]. 2009. 2015 g.
 4. Vodorodnyye avtomobili: yest' li u nikh budushcheye [Hydrogen automobiles: do they have a future] [Elektronnyy resurs]. URL: <https://www.drom.ru/info/misc/81326.html>. accessed: 02.11.2021. Zagl. s ekrana.
 5. Tesla Model S [Elektronnyy resurs]. URL: https://tesla.drom.ru/model_s. accessed: 02.11.2021. Zagl. s ekrana.
 6. Shmelev Ye.N. Ecological transport in Russia – why? Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov. 2012. No 1 (72), pp. 54–57 (in Russ.).
 7. Devyanin S.N., Markov V.A., Savastenko A.A., Savastenko E.A. Prospects for the development of electric vehicles in Russia. 9-e Lukaninskiye chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sbornik dokladov Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [9th Lukanin Readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex: a collection of reports of international scientific and technical conference]. Moscow: MADI, 2021, pp. 114–122 (in Russ.).
 8. Zagarin D.A., Shabanov A.V., Lomakin V.V., Shabanov A.A. Characteristics of hybrid vehicles power plants. Materialy Mezhdunar. nauch.-praktich. konf. «Progress transportnykh sredstv i sisteM» [Materials of the International scientific-practical conf. Progress of vehicles and systems] (Volgograd, 24 – 26 sentyabrya 2013 g.) Volgograd: VolGGTU, 2013, pp. 50–52 (in Russ.).
 9. Zagarin D.A., Sal'nikov V.I., Shabanov A.V. [i dr.] Hybrid vehicles. Ways to improve their energy efficiency. Avtomobil'naya promyshlennost', 2016, No 1, pp. 4–7 (in Russ.).
 10. Zagarin D.A., Sal'nikov V.I., Shabanov A.V. Batteries for electric vehicles. Avtomobil'naya promyshlennost', 2016, No 5, pp. 24–27 (in Russ.).
 11. Morozov S.A., Semenikhina I.K., Korobov D.G. To be or not to be? Operation of an electric vehicle in winter. Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov. 2013. No 4 (81), pp. 14–16 (in Russ.).
 12. Zagarin D.A., Shabanov A.V., Lomakin V.V. [i dr.] Aspects and trends in the development of environmentally friendly electric vehicles. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2014. No 7, pp. 6–8 (in Russ.).

ENERGY SAVING TECHNOLOGIES AND ENERGY EFFICIENCY OF MOTOR TRANSPORT POWER PLANTS

PhD in Engineering A.V. **Shabanov**¹, V.K. **Vanin**², PhD in Engineering A.E. **Yesakov**³

¹Research Center for Testing and Adjustment of Automotive Equipment of the Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia

²Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia

³Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
saaha-1955@mail.ru

The perspective energy sources alternative to hydrocarbons, which are currently used in the world, are considered. Energy-saving technologies for the use of hydrocarbon fuel in vehicles are analyzed. The need to develop the use of electric drives on automobiles is noted. The importance of systematical accumulation and analyzing of the existing experience of operating vehicles with electric drives abroad and in the Russian Federation is considered. Monitoring the technologies developed abroad and the problems arising during the operation of electric vehicles will make it possible to determine the priority ways of their development and to concentrate the efforts of researchers in the direction ensuring the maximum efficiency of their application.

One of the currently attractive and economically viable ways of developing road transport for domestic practice is the use of vehicles with hybrid power plants. It is shown that the production of hybrid vehicles and electric vehicles abroad is successfully developing and is nowadays one of the most dynamic in the world.

Indicators of efficiency of electric power consumption of vehicles with electric drive of various automobile manufacturers are given. A comparative analysis of technologies for the use of electric automobiles to improve the environmental situation in megalopolises is carried out and the problems of increasing the efficiency of automobile power plants are considered.

It is shown that the climatic conditions of the Russian Federation with long periods of low temperatures of atmospheric air strongly affect the energy losses associated with heating the passenger compartment, and to a large extent - on the energy efficiency of the power plant of electric vehicles.

To assess the efficiency of using electric vehicles, it is proposed to use a universal indicator of the efficiency of energy consumption. It is proposed to carry out a comparative assessment of the energy consumption of various vehicles by the energy parameter qEL .

The calculated data show that the use of vehicles with electric drive and, in particular, rechargeable hybrids is more profitable in comparison with the use of vehicles equipped exclusively with internal combustion engines.

Keywords: vehicle, electric vehicle, hydrogen vehicle, hybrid, environmental friendliness, fuel efficiency, efficiency characteristics, energy efficiency, CO₂, hybrid power plants.

Cite as: Shabanov A.V., Vanin V.K., Yesakov A.E. Energy saving technologies and energy efficiency of motor transport power plants. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 83–91 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-83-91