

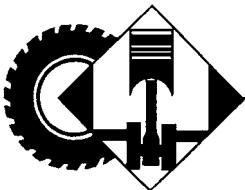
ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 7 • ИЮЛЬ • 2019



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113.073

СОВМЕСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ И НАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **МИХАЙЛОВ В.Г., МИШУТА Д.В.**
Минск (sapr7@mail.ru)

Проведён анализ моделирования движения автомобиля, методов и способов получения продольного профиля и микропрофиля дорог и их использования. Предложена блок-схема реализации модели движения и нагруженности автомобиля в пакете Matlab/Simulink с использованием единого массива данных профилей дороги и модуля S-Function Builder. Проведено моделирование движения и нагруженности автомобиля по реальной дороге. Получены данные по средней скорости движения и расходу топлива, нагрузкам на балку переднего моста, ходам рессор, а также среднеквадратическим ускорениям на раме в октавных полосах. Дано сравнение с экспериментальными данными, подтверждающие корректность модели и использованного подхода. Рассмотрено возможное применение предложенной модели и блок-схемы для оценки тягово-скоростных характеристик автомобиля, получения данных по нагруженности основных узлов: подвески, мостов, трансмиссии, использования данных при проведении их стендовых испытаний, отладки систем управления коробкой передач.

Ключевые слова: автомобиль, математическая модель, блок-схема реализации его движения и нагруженности, продольный профиль, микропрофиль дороги, Matlab/Simulink, S-Function Builder.

Mikhailov V.G., Mishuta D.V.

JOINT MODELLING OF MOVEMENT AND LOADING OF THE VEHICLE

The analysis of methods and modes of reception longitudinal and a micro profile of roads and their use is carried out. The mathematical model of movement of the vehicle is considered. The block-schema of realisation of model of movement and loading the vehicle in package Matlab/Simulink with use of a uniform data file of profiles of road and module S-Function Builder is offered. Modelling of movement and loading the vehicle on real road is spent. Data on average speed of movement and fuel consumption, loadings on a beam front the bridge, to courses of springs, and also Mean squared value of vibration on a frame in octava strips is obtained. Comparison with the experimental data, models confirming a correctness and the used approach is given. Possible application of the offered model and the block-schema for an estimation of tяgovo-speed characteristics of the vehicle, data acquisition on loading the basic knots is considered: suspenders, bridges, transmission, use of the data at carrying out of their bench tests, debuggings of control systems of a check point.

Keywords: the Vehicle, mathematical model, the block the schema of realisation of its movement and loading, a longitudinal and micro profile of a road, Matlab/Simulink, S-Function Builder.

Широкое применение методов виртуального моделирования позволяет более тщательно проработать конструкцию автомобиля ещё на стадии при проектировании. В частности, крупными зарубежными автомобильными фирмами для этого используются имитационные стенды на основе гидропульсаторов и движущейся платформы с мониторами, имитирующей дорожную обстановку, где учитываются реакции на неё водителя (рис. 1).

Воздействие и режим испытаний задаются на основе компьютерного моделирования [1]. В основном подобные испытания проводятся для отработки систем безопасности: рулевого управления, тормозных систем в экстремальных условиях и эргономики, а также используются для отладки систем управления беспилотными автомобилями. Судя по косвенным признакам, они также используются и для моделирования движения и нагруженности автомобиля [2], которое базируется на "Vehicle dynamic model" (VDM). К сожалению, информация об использованных фирмами моделях и методиках в открытых источниках крайне скучна и, похоже, VDM у каждой фирмы свои и являются их "ноу-хау". На основе опубликованных работ преподавателей, аспирантов, выпускников вузов, прошедших стажировку на разных фирмах, можно заключить, что используются уже известные модели колебаний и управляемости автомобиля [1–3].



Рис. 1. Имитационные испытания автомобилей за рубежом

Для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля в основном применяется пакет *"MatLab/Simulink"*, позволяющий моделировать динамику движения автомобиля основанную на общеизвестном нелинейном дифференциальном уравнении

$$\text{второго порядка } \frac{dV_a}{dt} = \frac{F_k - F_{\text{в}} - F_{\Psi}}{m_a \delta},$$

где F_k — сила тяги, $F_{\text{в}}$ — сила сопротивления воздуха, F_{Ψ} — сила дорожного сопротивления, m_a — полная

масса автомобиля, $\frac{dV_a}{dt} = a$ — ускорение автомобиля, δ — коэффициент учёта вращающихся масс [4–6].

Сложность моделирования движения автомобиля на основе вышеприведённого уравнения заключается в необходимости получения и задания массива продольного профиля дороги, дорожных условий, реализации многопараметрических зависимостей двигателя, учёта передаточных чисел трансмиссии, нелинейных характеристик и логики действий водителя и переключения передач [5, 6]. Сейчас эта задача решается стандартными компонентами *"Simulink"* и процедурами *"MatLab"* с заданием профилей дорог в *"Excel"*. Применяемые методы получения массивов продольного профиля дороги [7–11], рассмотренные в работе [12], неточны и затратны. Уникальные же возможности модуля *"S-Function Builder"*, позволяющие принимать данные, проводить программно вычисления на языке C/C++, включая формирование возмущения дороги по точкам, выдавать информацию обратно в *"Simulink"*, для этих задач почему-то не используются.

Важным фактором при моделировании движения автомобиля яв-

ляется также необходимость учёта дорожных условий: ограничений скорости на отдельных участках, населённых пунктах (что сейчас используется в ОИМ НАН РБ); поворотов дороги и подъёмов, ограничивающих видимость и устойчивость, из-за которых приходится снижать скорость; движения встречных и попутных автомобилей при осуществлении обгонов; вибрационного воздействия состояния дороги (её микропрофиль) на водителя и автомобиль в виде изменения коэффициента сопротивления движению.

В основном учёт дорожных условий ведётся по первому фактору, а второй частично может задаваться как первое. Работ по учёту третьего и четвёртого фактора нет. Необходимо читывать, что при использовании массива *"MS.Excel"* в *"MatLab/Simulink"* можно использовать порядка 1000 значений информации. На практике же в большинстве работ используется массив до 20 точек, а фирма "Вольво" применяет массив в 1200 точек [10, 11]. Реализовать при таком подходе ещё и совместное моделирование нагруженности автомобиля практически невозможно из-за недостаточности объёма массива для микропрофиля дороги (требующего использования шага 0,1 м и длин участков не менее 10 км) при проведении моделирования колебаний и нагруженности автомобиля с учётом переменной скорости движения, зависящей от параметров дороги, тягово-скоростных показателей автомобиля и других факторов.

По указанным причинам эти задачи до сих пор решаются по отдельности, что не позволяет на стадии проектирования в полной мере адекватно оценить нагруженность

автомобиля и создавать оптимальную конструкцию автомобиля. Необходимость в совместном решении этих задач остаётся актуальной, поскольку они взаимосвязаны. Тягово-скоростные свойства, дорожные условия, колебательные параметры влияют на нагруженность автомобиля и наоборот.

Целью данной работы является разработка методики совместного моделирования движения и нагруженности автомобиля в пакете *"Matlab/Simulink"* на основе использования модуля *"S-Function Builder"*, программы на C/C++ и объединённого массива макро- и микропрофиля реальной дороги, для определения тягово-скоростных свойств автомобиля, топливной экономичности, вибронагруженности, решения задач выбора на стадии проектирования оптимальных параметров автомобиля, управления коробкой передач, получения данных по нагруженности и проведения в дальнейшем на их основе ускоренных испытаний и оценки долговечности узлов автомобиля.

С выпуском новых версий *"MatLab/Simulink"* (2015b, 2017b, 64-х битных), к которым можно подключить компилятор языка C/C++ (MinGW-w64), появилась возможность реализовать совместные задачи моделирования движения и нагруженности автомобиля. Это позволяет использовать значительно больший объём массива памяти (384 Кб, 96 000 значений точек) для хранения данных по дороге [12], увеличить скорость быстродействия за счёт отказа от применения интерпретируемых процедур *"Matlab"*, реализовать логику управления, переключения передач и формировать возмущение дороги, дорожные ограничения. Предлагаемый в рабо-

те подход по использованию модуля "S-Function Builder", программы на С/C++, объединённого массива макро- и микропрофиля реальной дороги является новым и наиболее эффективным для решения этого класса задач. Он позволяет решать задачи в реальном масштабе времени, что особенно актуально для задач по автоматическим и роботизированным трансмиссиям, осуществления управления ими с помощью микропроцессорных систем и решения задач синтеза, отработки алгоритмов управления двигателем и трансмиссией. Благодаря этому можно достигнуть экономии топлива, уменьшить сроки доводки конструкции, динамические нагрузки на трансмиссию, что положительно скажется на её долговечности.

Как показали исследования, для решения задач совместного движения и нагруженности автомобиля можно использовать единый массив

макро- и микропрофиля дороги [12], реализуемый с помощью модуля "S-Function Builder", программы на С/C++. В работе применена математическая модель движения автомобиля, рассмотренная в [5, 6]. Существенное отличие её от работ [5, 6], где используются стандартные средства и процедуры "MatLab", заключается в переносе основной части решения задачи движения автомобиля (логики переключения передач, формирования возмущения дороги) в модуль "S-Function Builder" с помощью программы на языке С/C++ и интегрировании модели движения с блоком моделирования колебаний ("VibrModelAuto"). Блок-схема реализации модели представлена на рис. 2. Логика переключения передач реализована на основе инверсированных зависимостей загрузки двигателя, предложенных в работах [5, 6], показанных на рис. 3.

На данном этапе режим скорости движения задан в виде массива V_S , в котором введены ограничения скорости (связанные с населёнными пунктами, поворотами, препятствиями). Дополнительно в модель поступает информация о пробое подвески ($\times 3$), что вызывает снижение скорости на 10 % на последующей длине участка (100 м). Управляющее движением осуществлялось с помощью PID-регулятора $P(s)$ и множительного блока "Product 1". Учитывались потери мощности на вентилятор, генератор, глушитель в модуле P_{expl} . Расход топлива рассчитывался с помощью характеристик двигателя и его загрузки. Необходимый для расчётов движения угол наклона дороги получается путём дифференцирования сигнала, выделенного из объединённого профиля с помощью фильтра 0–0,7 Гц.

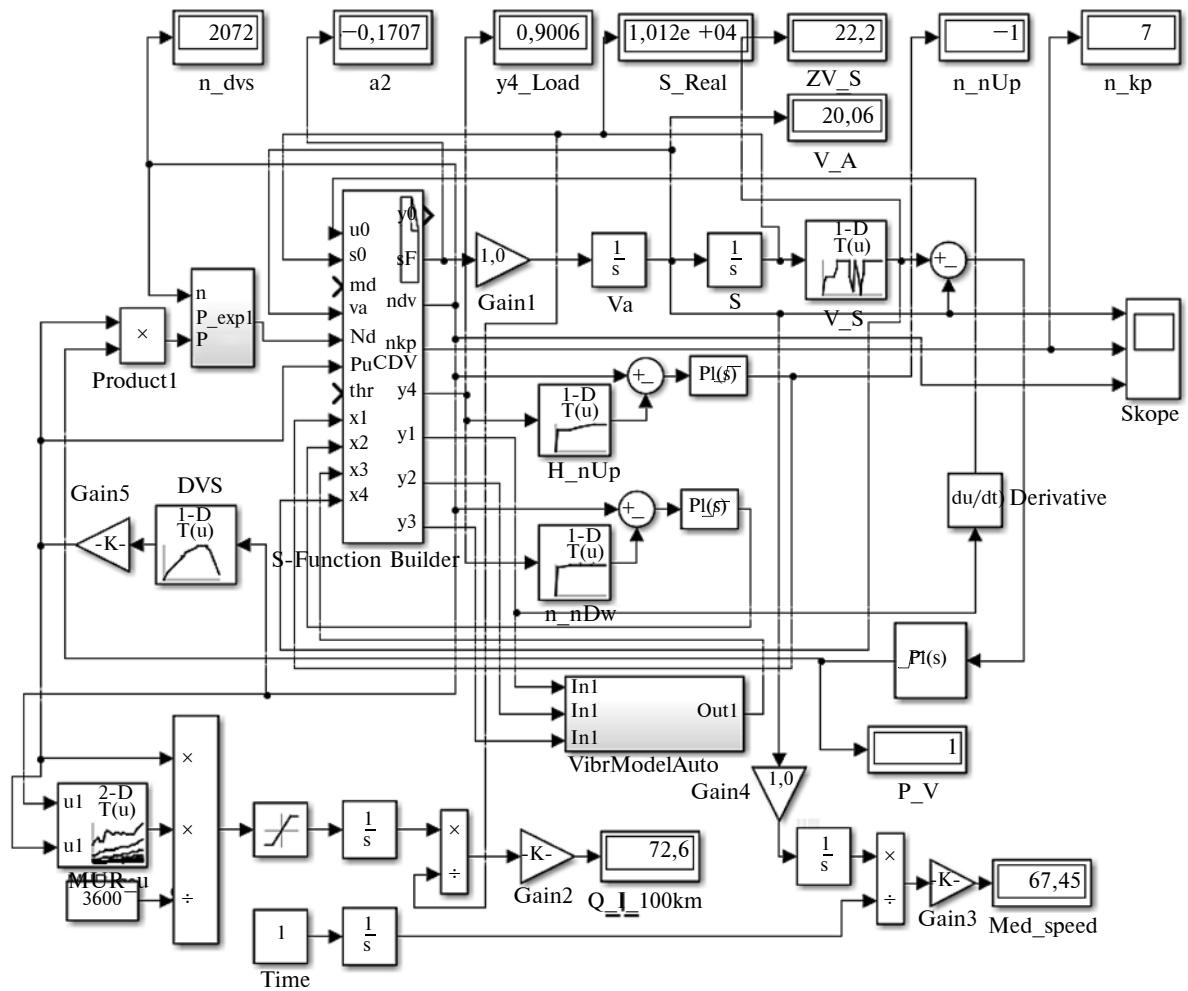


Рис. 2. Блок-схема реализации моделирования движения и нагруженности автомобиля

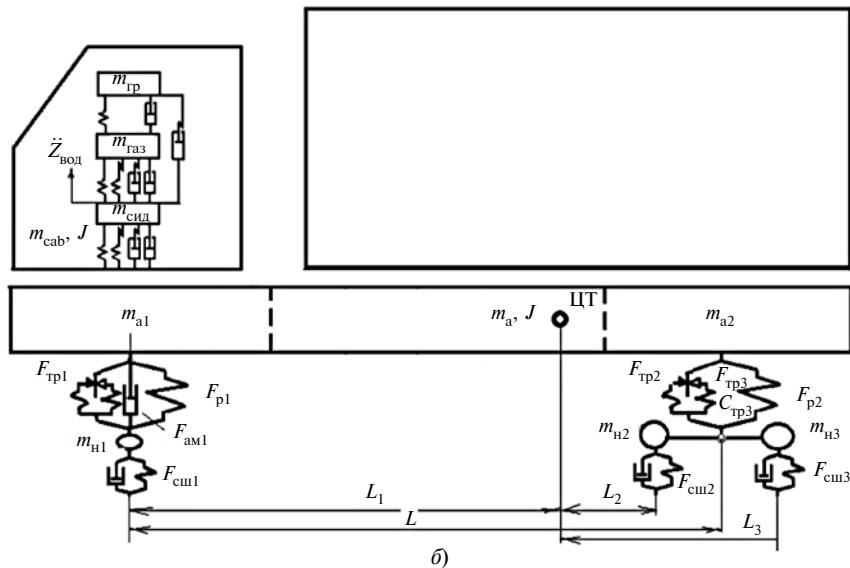
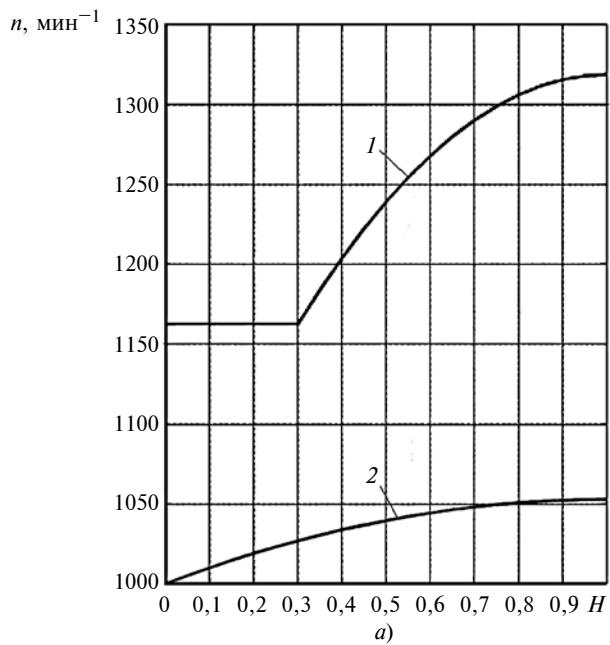


Рис. 3. Границы работы двигателя (а), задающие область переключения передач (1 — вверх, 2 — вниз) и плоская колебательная модель автомобиля 6×6 (б)



Рис. 4. Сравнение продольных профилей на основе радарного сканирования Земли и интегрирования ускорений и углов дороги

В качестве колебательной модели (модуль "VibrModelAuto") использовалась плоская модель автомобиля 6×6 с кузовом-контейнером, учитывающая сложную модель трения в рессорах, описанная в работе [13, 14], обеспечивающая хорошую сходимость по ускорениям с расхождением 5–15 % в октавных полосах частот (2, 4, 8, 16 Гц) [12]. Разработанную модель целесообразно использовать при расчётах динамической нагруженности мостов, элементов подвески, вибрационных испытаний кабин. В то же время для оценки нагруженности рам, платформ, кузовов-контейнеров, испытывающих крутящие нагрузки, требуется применение пространственной модели.

В качестве объекта исследований использовались данные по автомобилю МАЗ-6317 (автомобиль 6×6) с кузовом-контейнером. На основе предложенных моделей и блок-схемы проведено моделирование движения этой машины по реальной местной дороге под Минском: Белробот—Приморье—Семково городок—Чучаны—МКАД2 общей протяжённостью 10 км (4 км асфальто-бетонного разбитого шоссе, 6 км асфальтированного шоссе хорошего качества). Данная дорога имеет два поворота (90 и 120°) и характеризуется значительными подъёмами и спусками, разным качеством покрытия, проездом через два населённых пункта. Она наиболее походит для моделирования тяговой динамики специальных машин, включая штабные.

На рис. 4 показаны профили этой дороги, полученные двумя способами: на основе карты радарного сканирования Земли с помощью программы на сайте [9] с шагом замеров 100 м и путём замеров ускорений и их математических преобразований. Как видно из рис. 4, они имеют близкий характер и имеется приемлемое совпадение по среднеквадратическим (20–30 %) и максимальным значениям высоты профиля (10–15 % в характерных точках).

Результаты моделирования движения автомобиля при начальных условиях $N_{\text{кпп}} = 1$, $V_a = 2 \text{ м/с}$ приведены на рис. 5. Как видим, автомобиль практически сразу переходит с первой передачи на вторую, третью, четвёртую и затем на пятую. Это связано с большим запасом мощности двигателя (243 кВт) и небольшой суммарной массой 17 000 кг штабного автомобиля, включая кузов-контейнер (шасси рассчитано на полную массу 25 000 кг), а также началом движения на спуск. И практически до времени 295 с он движется на седьмой передаче. Далее он переключается на шестую передачу в связи с подъёмом, а после его преодоления и разгона — снова на седьмую. На этой передаче он движется до конца пути. Средняя скорость получилась равной 67,45 км/ч. Расход топлива составил 6100 г или 72,6 л/100 км.

Результаты моделирования колебаний и нагруженности автомобиля приведены на рис. 6, 7. Полученные в процессе моделирования колебаний массивы ускорений, относительных перемещений, скоростей являются исходными данными для оценки нагруженности основных узлов автомобиля. Динамические нагрузки на балки мостов можно определить на основе произведений вертикальных ускорений на неподпрессоренную массу моста (см. рис. 6, в и 7, в). А на основе массивов ходов подвески, их относительных скоростей можно оценить нагруженность рессор (рис. 6, а), амортизаторов (рис. 7, б), элементов их крепления и в дальнейшем их долговечность.

Рассчитанное указанным способом максимальное значение динамической нагрузки на передний

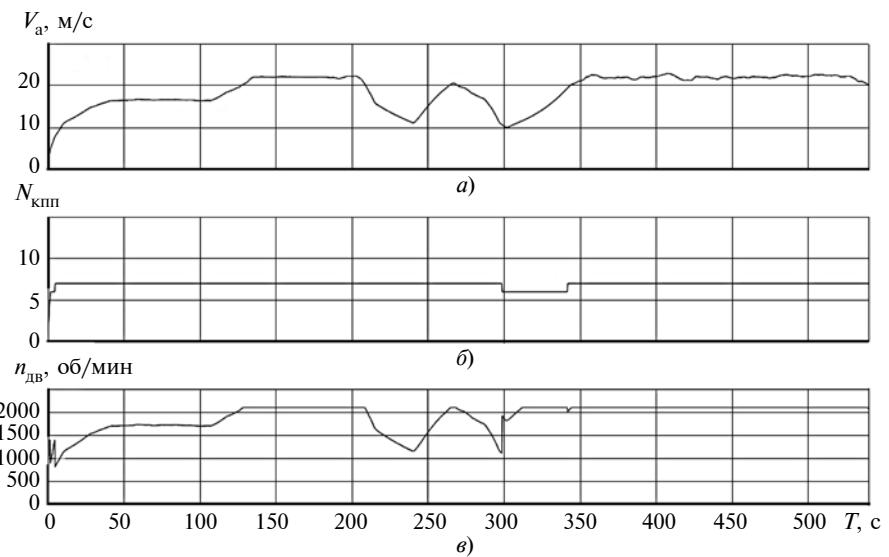


Рис. 5. Результаты моделирования движения:

а — скорость движения автомобиля; б — номер передачи; в — обороты двигателя

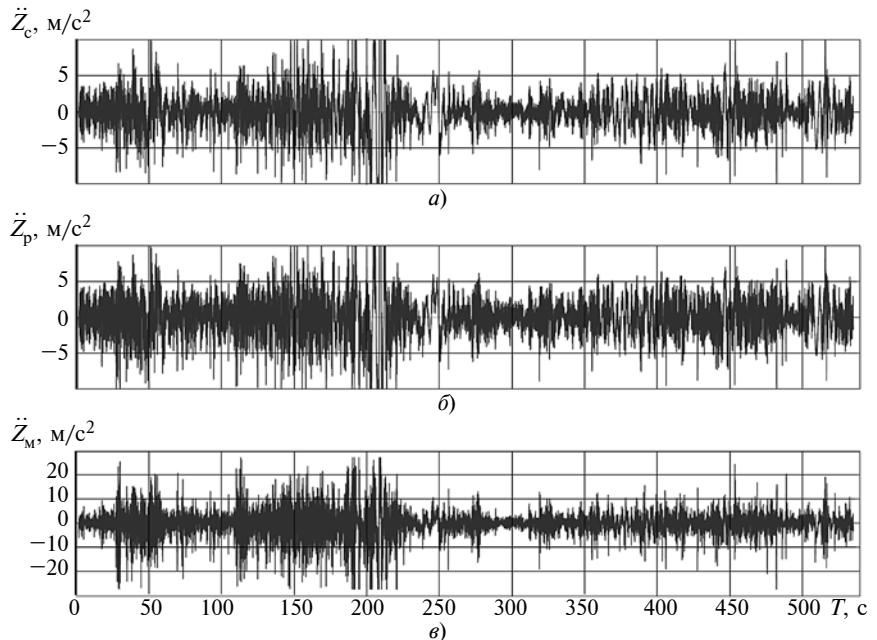


Рис. 6. Результаты моделирования колебаний автомобиля на сиденье (а), на раме (б), на переднем мосту (в)

мост составило 71,5 кН при среднеквадратическом значении 8,13 кН. Величина среднеквадратических ходов рессор от положения статического равновесия составила 2,97 мм, а максимальных 7,2 см. Величина среднеквадратических скоростей амортизаторов составляет 0,13 м/с, а максимальная 1,535 м/с. Небольшая величина среднеквадратических ходов рессор обусловлена жёсткой подвеской автомобиля, имеющего собственную частоту колебаний 3 Гц [13], а максимальная вызвана переездом препятствия на

мосту д. Чучаны. Полученные массивы данных моделирования могут непосредственно использоваться при имитационных стендовых испытаниях.

Для оценки корректности моделирования сравнивались данные по уровню среднеквадратических ускорений на раме над передней осью в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16 Гц, составившие соответственно 0,84; 1,0; 0,68; 0,72 м/с². Уровень вибраций автомобиля МАЗ-6303 (ближайший аналог МАЗ-6317), замеренных в этих же полосах час-

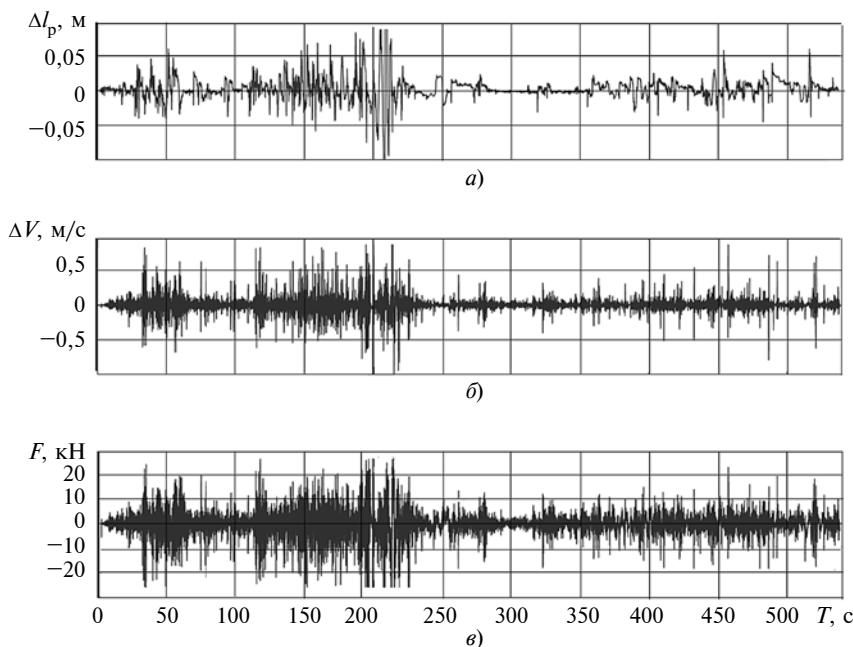


Рис. 7. Динамическая нагруженность передних рессор по ходам (а), амортизаторов по относительной скорости (б) и балки переднего моста (в)

тот на асфальтированном шоссе под Минском в районе д. Вязань в 1980 г. при скоростях 60/70 км/ч, составил соответственно 0,7/0,8; 0,84/0,94; 0,43/0,67; 0,81/1,09 м/с² и свидетельствует о её корректности.

Разработанный метод получения и использования единого массива продольного профиля и микропрофиля дорог данной блок-схемы и программы для "S-Function Builder" открывает возможность проведения одновременного моделирования движения, колебаний, нагруженности автомобиля и его узлов в дорожных условиях, более приближенных к реальным. Всё это в совокупности позволяет более точнее оценивать параметры автомобиля на стадии проектирования, выбирать передаточные числа трансмиссии, а также в дальнейшем позволит управлять работой испытательных стендов на основе данных моделирования через "S-Function Builder" и появившейся в пакете "Matlab/Simulink 2017b" библиотеки интеграции с "Arduino/Raspberry" и через них управлять и отлаживать систему управления коробкой передач в стендовых условиях.

На основе разработанных программы и блок-схемы проведено моделирование движения и нагруженности автомобиля, в результате которого установлена средняя ско-

рость движения штабной машины 67,5 км/ч и расход топлива на участке 10 км — 6100 л (72 л/100 км), получены данные по вертикальным колебаниям автомобиля, нагрузкам на передний мост, ходам передних рессор и амортизаторов. Предложенный метод совместного имитационного моделирования позволяет следующие задачи: моделирование движения и нагруженности автомобиля, выбора оптимальных параметров, получения данных по нагруженности; проведение стендовых испытаний автоматизированных и роботизированных коробок передач и отладки систем их управления; проведение вибрационных и прочностных испытаний, оценки долговечности узлов автомобиля. На основе выполненной работы проведена отработка метода получения и использования единого массива продольных профилей и микропрофилей больших участков дорог при моделировании и блок-схем в пакете "MatLab/Simulink", показавшие хорошую сходимость с экспериментом.

Литература

1. Obialero Emanuele. A Refined Vehicle Dynamics Model for Driving Simulators // Charhalmers University of Technology/Guteborg, Sweden 2013. Master's thesis, P. 120.
2. Shakouri P. A Longitudinal vehicle dynamics using Simulink/Matlab // P. Shakouri, A. Ordys, M. Askari, D.S. Laila / Faculty of Engineering, Kingston University, London, 07 May 2015.
3. Solhmirzaei Ali. Road profile estimation using wavelet neural network and 7-DOF vehicle dynamic systems / Solhmirzaeil Ali, Azadi, Shahram and Kazemi. Journal Reza of Mechanical Science and Technology. 2012. 26 (10). P. 3029—3036.
4. Гришкевич А.И. Исследование динамики движения армейских автомобилей по дорогам с неровной поверхностью: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03 Минск, 1973. — С. 353.
5. Выгонный А.Г. Закон переключения передач, оптимальный по тягово-скоростным и топливо-экономическим показателям магистрального автопоезда / А.Г. Выгонный, О.С. Руктешель, Р.Э. Шейбак // Актуальные вопросы машиностроения. 2015. Т. 4. С. 182—188.
6. Выгонный А.Г. Сравнительный анализ многокритериальной и однокритериальной оптимизации параметров двигателя и трансмиссии магистрального автопоезда / А.Г. Выгонный, М.М. Дечко, А.А. Дюжев, С.В. Харитончик // Механика машин, механизмов и материалов, 2014. № 4. С. 40—46.
7. Skulic A. and al. Methods and devices for registration of road microprofiles / [Электронный ресурс/Electronic resource]. / <http://scindeks-clanci.ceon.rs/data/pdf/0040-2176/2016/0040-21761605697S.pdf> — Режим доступа Access mode: 30.10.2017.
8. Moustapha Doumiati, Alessandro Victorino. Estimation of road profile for vehicle dynamics motion: experimental validation / [Электронный ресурс/Electronic resource] / https://www.researchgate.net/publication/224254316_Estimation_of_road_profile_for_vehicle_dynamics_motion_Experimental_validation_2011_American_Control_Conference_on_O'Farrell_Street,_San_Francisco,_CA,_USA_June_29—July_01,_2011.
9. Карта для определения высоты местности и профиля высот. [Электронный ресурс] / <http://www.vhfdx.ru/karta-vyisot> // Режим доступа: 24.12.2017.
10. Per Sahlholm Piecewise Linear Road Grade Estimation /Per Sahlholm, Ather Gattami, Karl Henrik Johansson / Scania CV AB, 2ACCESS Linnaeus Centre Royal Institute of Technology, Sweden, 2011. KTH — School of Electrical Engineering SE-100 44 Stockholm, Sweden TRITA-EE 2011:007. P. 16.
11. Per Sahlholm Road Grade Estimation for Look-ahead Vehicle Control/Per Sahlholm, Karl Henrik Johansson / Scania CV AB, SE-151 87 Sodertalje, Sweden / Royal Institute of Technology (KTH), SE-100 44, Stockholm. P. 7.
12. Михайлов В.Г. Получение и использование единого массива продольного профиля и микропрофиля дороги для моделирования ТС // Журнал автомобильных инженеров, 2018. № 2. С. 4—7.
13. Михайлов В.Г. Оценка эффективности систем подпрессоривания грузового автомобиля / В.Г. Михайлов, Д.В. Мишути // Автомобильная промышленность. — 2016. № 5. С. 16—20.
14. Мишути Д.В. Динамическая и математическая колебательная модель штабной машины с контейнером / Д.В. Мишути, В.Г. Михайлов // Актуальные вопросы машиностроения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. — 2013. — Вып. 2. С. 351—354.

ПЕРСПЕКТИВЫ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ СОЗДАНИЯ БЕСПИЛОТНЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Д-р техн. наук **ШИПИЛЕВСКИЙ Г.Б.**
НИИЦ АТ З ЦНИИ МО РФ (gbship@mail.ru)

Рассматриваются возможности создания беспилотных автотранспортных систем военного назначения, а также возможные принципы их эксплуатации. Указывается на необходимость проведения предварительных исследований с целью получить сведения для оценки военно-экономической эффективности применения таких систем для материально-технического обеспечения сухопутных войск.

Ключевые слова: беспилотные автомобили, автотранспортные системы, перевозки, материально-техническое обеспечение, военно-экономическая эффективность.

Shipilevsky G.B. THE PROSPECTS AND FEASIBILITY OF ESTABLISHING UNMANNED VEHICLES MILITARY SYSTEMS

The possibilities of creating unmanned vehicle systems for military purposes, as well as possible principles of their operation are considered. The need for preliminary studies to obtain information to assess the military-economic efficiency of the use of such systems for the material and technical support of the land forces is pointed out.

Keywords: unmanned vehicles, road transport systems, transportation, logistics, military-economic efficiency.

Развитие автомобильной техники неминуемо приведёт к появлению и успешной эксплуатации по крайней мере некоторых видов беспилотных автомобилей. Так, уже в ближайшие несколько лет ожидаются беспилотные таксомоторы и карьерные самосвалы. Например, БелАЗ сообщает о выходе на испытания образца комплекса, включающего не только самосвалы, но и дистанционно управляемый погрузчик.

Понятно, что в этих условиях возникает желание оценить возможности и целесообразность новых применений беспилотного автотранспорта, в том числе в интересах Вооружённых сил. Учитывая, что именно автомобильный транспорт служит основой подвижности войск, естественно попытаться рассмотреть и эту область, имея в виду использование таких машин в уже существующих в войсках системах перевозок.

Некоторый анализ перспектив применения беспилотного автотранспорта в системном формате уже производился [1]. В нём рассматривались общие возможные постановки, в том числе грузоперевозки как регулярного, так и разового характера. Однако в числе конкретных областей возможного системного применения беспилотных автомобилей проблемы военного назначения не рассматривались. Под понятием "беспилотная автотранспортная система" предлагается понимать: автомобили с оборудованием, позволяющим управлять их движением без водителя, и программно-аппаратных средств, обеспечивающих автоматическое решение навигационных задач (задание пункта назна-

чения, выбор маршрута следования, безопасное и безаварийное управление движением автомобиля по выбранному маршруту до пункта назначения); персонал, обеспечивающий перевозки грузов беспилотными автомобилями (обслуживание, включая дозаправку топливом, постановка под погрузку и выгрузку и их контроль, ввод заданий и команд в бортовую управляющую аппаратуру); регламенты, определяющие порядок планирования регулярных перевозок и приём заявок экстренного характера, формирование поручений на перевозку, доведение поручений до готовности к вводу в бортовую управляющую аппаратуру; а также регламенты, силы и средства, позволяющие в случае возникновения форс-мажорных ситуаций в кратчайшие сроки возобновлять перевозки и доставлять грузы по назначению с минимальной задержкой.

Что и как нужно возить для удовлетворения нужд Вооружённых сил как в мирное время, так и в особый период? Сразу же исключим из рассмотрения вопросы перевозки личного состава (в том числе перевозки десантов в защищённых транспортно-боевых машинах), полагая, что они не имеют системного характера и даже при использовании при этом автомобилей, оборудованных средствами беспилотного управления, среди этого состава всегда найдутся военнослужащие (особенно из числа офицеров и прaporщиков) с соответствующими навыками и удостоверениями, которые могут взять на себя управление транспортным средством в целях гарантированной безопасности перевозки людей. Понятно, что и автомобили, перевозящие командиров и начальников разного уровня, тоже можно не рассматривать. Наконец, здесь бессмысленно даже упоминать применение средств дистанционного управления движением, так как замена принципа "один автомобиль — один водитель" на принцип "один автомобиль — один оператор дистанционного управления" никакого полезного эффекта не обещает (если не рассматривается тактическая зона и задача вывода водителей из-под огня противника).

Далее можно исключить также машины боевого назначения (разведывательно-ударные, инженерные, медицинские и т.п.). Они в основном создаются на базе оригинальных платформ, и на системное применение не рассчитываются. Сюда же можно отнести беспилотные машины с дистанционным управлением, созданные на базе серийных защищённых транспортно-боевых машин. Они тоже рассчитаны на разовые применения в некоторых особых условиях.

Подчеркнём, что и там, и там имеется в виду дистанционное управление по радио с обратной связью по видеоканалу. Дальность действия такого управления весьма ограничена, и транспортные задачи на её основе решать не удастся.

Остаётся рассматривать перевозки, осуществляемые в целях материально-технического обеспечения (МТО) войск, и в первую очередь сухопутных. Его можно считать наиболее разнообразным по номенклатуре перевозимых грузов, по разветвлённости логистических сетей и по большому числу получателей этих грузов, иногда не имеющих постоянного расположе-

ния, особенно во время учений и тем более в особый период¹.

В целом служба МТО получает от поставщиков и доводит до определённого потребителя ряд разнообразных грузов, из которых важнейшими можно считать: различные боеприпасы, начиная от пистолетных патронов и кончая ракетами для средств ПВО и систем оперативно-тактического назначения; горюче-смазочные материалы и расходные материалы для обслуживания и войскового ремонта вооружения, машин и другой техники; продовольствие, питьевую воду и фураж; медикаменты и другие медико-санитарные средства.

Потребителями этих грузов являются части и подразделения с неодинаковыми потребностями по количеству. Кроме того, грузы отличаются количественно по величине и массе минимальных единиц. Так что в этой системе возникают логистические схемы разной разветвлённости, включающие в некоторых узлах хранение на складах и перегрузку с одного транспортного средства на другое. И в этих условиях обсуждать возможности создания беспилотных транспортных систем придётся, приняв одну из двух основных *гипотез их существа*.

Первая считает возможным создание автомобилей и средств автономного маршрутного управления их движением, которые позволяют с помощью дружественного интерфейса бортовой управляющей системы оперативно вводить указание места назначения, задаваемое по находящейся в памяти системы (или вводимой в память системы с помощью необходимых средств в порядке привязки к району действия) карте местности, самостоятельно определять маршрут движения и безаварийно проехать по нему к пункту назначения.

Вторая предполагает возможность создания автомобилей и средств дублёрного управления ими, позволяющих некоторому количеству автомобилей двигаться в кильватерной колонне с безопасной дистанцией, где каждый автомобиль повторяет траекторию впереди идущего, причём головной автомобиль колонны имеет водителя, знающего маршрут и место назначения.

Как отмечено выше, дистанционное управление движением автомобилей здесь во внимание не принимается, поэтому нужно всё-таки указать на некоторые особые условия, в которых малогабаритное беспилотное транспортное средство с таким управлением может оказаться полезным, но к понятию "автотранспортная система" оно не подойдёт никак. Малогабаритное и малошумное беспилотное транспортное средство, управляемое дистанционно в пределах прямой видимости (или всё-таки с видеоканалом), может использоваться в двух следующих случаях. Одно (подходящее условное обозначение "*носильщик*") может в определённых условиях сопровождать группу выполняющих разведывательно-диверсионную задачу и скрытно передвигающихся пеших военнослужащих, будучи нагруженным дополнительным боезапасом, оружием,

взрывчатым веществом, продовольствием, радиоаппаратурой и прочими необходимыми грузами. При этом управление его движением может обеспечивать даже военнослужащий из этой же группы на ходу. Другое (его можно назвать "*курьер*", а отличаться от "*носильщика*" оно должно большей дальностью действия каналов дистанционного управления) можно использовать для скрытной пересылки удалённой и почти изолированной группе военнослужащих боеприпасов, продовольствия и других полезных грузов. Однако работы в этом направлении, если будут признаны полезными, должны будут вестись на другой технической основе.

Возвращаясь к рассмотрению перспектив создания беспилотных автотранспортных систем военного назначения, попробуем указать на необходимые для этого действия и ориентировочно оценить их сложность. Но сначала нужно на уровне принятия решений о целесообразности большой и дорогостоящей работы выявить тот эффект, ради которого она будет проводиться. Если для наземных робототехнических систем военного назначения, предназначенных выполнять ударные, разведывательные, инженерные и другие задачи, главный мотив — предотвращение потерь личного состава от поражающих средств противника, то для беспилотной автотранспортной системы, обеспечивающей отдельные задачи МТО сухопутных войск, такой эффект назвать очевидным нельзя. Тем не менее все последующие соображения будут исходить из необходимости подтвердить, что он имеет место и достаточно рентабелен, так что работы по созданию таких систем можно начинать.

Прежде всего нужно будет указать, что в любом случае автомобили, предназначенные для беспилотного применения, должны пройти серьёзную модернизацию в плане существенного повышения уровня автоматизации контроля и управления. Строго говоря, работы в этом направлении следовало бы начать прямо сейчас, безотносительно к перспективам беспилотного использования, учитывая, что в результате может быть получено заметное повышение эксплуатационных свойств машин задолго до возможного перехода к беспилотному использованию [2].

Далее совершенно очевидно, что какая бы гипотеза из двух принятых выше ни была бы принята за основу развития беспилотных автотранспортных систем (при этом можно заметить, что они вполне могут оказаться сосуществующими, так как не содержат того, что в философии называют "антагонистическими противоречиями"), для их реализации потребуются достаточно трудоёмкие и дорогостоящие исследования и разработки для решения технических вопросов управления движением беспилотных автомобилей. Здесь нужно признаться, что применительно к условиям, в которых обычно могут происходить автомобильные перевозки в рамках МТО сухопутных войск, рассчитывать на возможность использования инфраструктурной поддержки не приходится. Так что ешё и сами принципы беспилотного управления здесь ешё нужно будет отыскивать и тщательно проверять. Но это ешё не все трудности.

¹ Для сравнения можно сослаться на МТО частей ВМФ и РВСН, имеющих, как правило, постоянные места дислокации.

Беспилотные автомобили, как и любые другие, нуждаются в обслуживании, в том числе в заправках топливом, как было отмечено выше. При наличии водителя в каждой машине этот вопрос решается без затруднений. А для беспилотных автомобилей придётся выстраивать систему обслуживания заново, однако пока, похоже, об этом ещё никто не думает. Но без решения этого вопроса, безотносительно к принятой гипотезе организации перевозок, они просто вряд ли вообще станут возможными. К нему нужно будет также добавить решение, как при использовании одиночных беспилотных машин (предполагая наличие на них средств автоматической аварийной защиты) посыпать и принимать сигнал об аварийной остановке и обеспечивать в первую очередь продолжение перевозки в интересах боеспособности войск, а только затем какие-то необходимые действия с неисправной машиной.

Автомобильные перевозки в целях МТО сухопутных войск благополучно происходят в настоящее время. Это указывает на наличие достаточно эффективного администрирования, включающего планирование регулярных перевозок, оперативное выполнение заявок экстренного характера, доведение соответствующих распоряжений непосредственно до перевозчиков и получение докладов об успешно выполненных перевозках. Так как вариант перевозки колонной с дублёрным управлением предусматривает наличие водителя в головном автомобиле, то здесь, скорее всего, останутся эффективными действующие правила и порядки организации перевозок, хотя вопрос формирования колонны автомобилей, которые до сведения в колонну могут загружаться разными грузами в разных местах, тоже придётся решать. Но как планировать и доводить конкретное маршрутное задание каждому беспилотному автомобилю отдельно (при этом имея в виду не столько техническую, сколько организационную сторону этого вопроса)?

Считать эти трудности непреодолимыми пока не стоит. Но их устранение добавит к упомянутой трудоёмкости и стоимости решения технических вопросов достаточно тяжёлый довесок. И вот тут возникает необходимость постановки и решения ещё одной группы вопросов, где нужно будет искать ответ и доказать его справедливость. Суть этих вопросов одна: а стоит ли заниматься преодолением упомянутых трудностей?

И вот здесь уже придётся серьёзно подумать и посчитать. Постановки, связанные с созданием и принятием на вооружение наземных робототехнических систем боевого применения, основаны на общей цели — вывести из-под огня противника личный состав водителей, экипажей и просто бойцов. А какие эффекты могут быть получены в части автомобильных перевозок для нужд МТО, ответить непросто.

Экономия на численности водительского состава может обернуться (и скорее всего обязательно обернётся) неизбежным увеличением численности персонала в других местах. Ускорения доставки грузов войскам здесь не прогнозируется (дай Бог, чтобы не замедлилась из-за возможного усложнения администрирования). Более рациональные логистические схемы могут появиться и для автомобилей с водителями. Мелкие

неисправности, которые опытный водитель устраниет достаточно быстро, остановят беспилотный автомобиль, и он будет стоять, пока к нему не прибудет ремонтная группа.

Но с другой стороны можно посмотреть, а где тот самый человеческий фактор мешает сделать эти перевозки более эффективными (далее автор, не являющийся специалистом в этой области, на бесспорность никак не претендует). Ведь водители должны отдыхать, а по ночам они ведут машины гораздо медленнее. Водитель может неправильно понять указание навигатора и сбиться с заданного маршрута. В общем, здесь возникает потребность не только в том, чтобы вспомнить все возможные неприятности из-за этого самого человеческого фактора, но и оценить их в ресурсном исчислении. Вот тогда и только тогда можно будет получить исходные данные, которые позволят определить, а стоит ли заниматься этими самыми беспилотными автотранспортными системами для МТО сухопутных войск (для ВМФ, РВСН и других этот вопрос задаётся отдельно).

В итоге можно увидеть, что пока нет оснований для окончательных выводов как о целесообразности попыток создания беспилотных автотранспортных систем военного назначения, так и об отсутствии таковой. В этих условиях напрашивается предложение о проведении поисковой НИР в форме комплексной целевой программы. В ней просматривается следующая очередьность получения результатов.

Сначала должно быть определено наличие или отсутствие положительных эффектов от использования таких систем, если они будут созданы. При наличии эти эффекты оцениваются в реальном исчислении (финансы, численность персонала, скорость доставки и т.д.). Даётся рекомендация о предпочтительности какой-то из двух предложенных выше систем или их обеих в определённом порядке использования или ещё каких-то, при этом формулируются технические требования по конструктивным решениям машин и средств управления ими с пользовательским интерфейсом.

На основе этих требований прорабатывается облик как машин, подвергнутых модернизации, так и аппаратно-программных средств автоматического управления их движением по выбранным способам. Оценивается трудоёмкость и стоимость разработки и освоения производства, а также подготовки к войсковой эксплуатации. Выдаются проекты тактико-технических заданий на разработку и производство изделий.

Далее производится военно-экономический анализ, в котором делается сравнение достоинств и недостатков исследуемых решений. Принимается решение о проведении ОКР. Начинается разработка приёмов администрирования перевозок для МТО сухопутных войск, в том числе необходимых нормативных документов.

В такой постановке должны обязательно участвовать как специалисты по организации перевозок в составе МТО, так и специалисты по автомобильной технике в части современных средств управления движением машин.

В результате проведения предлагаемых работ Сухопутные войска могут получить современное средство для повышения эффективности МТО, либо попытки бесполезных затратных действий навсегда прекратятся. Для других выводов оснований пока не просматривается, кроме одного — беспилотный грузовой автомобиль с защитной окраской не является самоцелью.

Литература

- Шипилевский Г.Б. Перспективы и целесообразность применения беспилотных автотранспортных систем. — "Автомобильная промышленность", № 1, 2018 г.
- Шипилевский Г.Б., Дёмик В.В. Задачи автоматизации военной автомобильной техники. — "Автомобильная промышленность", № 2, 2017 г.

УДК 621.436

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРИВОДА ТОЛКАТЕЛЕЙ ПЛУНЖЕРОВ ТНВД ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА

Канд. техн. наук **ПАВЛОВ А.А.**, д-р техн. наук **ЛЕБЕДЕВ А.Е., ЛЕБЕДЕВ Д.В., ВАТАГИН А.А.**

Ярославский ГТУ (dzemitory@yandex.ru)

Рассматривается проблема возникновения контактных напряжений в кинематических парах топливных насосов высокого давления при достижении рабочего давления. Предложена конструкция привода плунжера, которая благодаря увеличению площади контакта позволит снизить контактные напряжения и увеличить рабочее давление в системе.

Ключевые слова: топливный насос высокого давления, плунжер, толкатель, контактные напряжения, эксцентрик, давление.

Pavlov A.A., Lebedev A.E., Lebedev D.V., Vatagin A.A.

ECCENTRIC TYPE DEVICE FOR ACTUATOR OF HIGH-PRESSURE FUEL PUMP PLUG PRESSURE PUMP DRIVERS

The article deals with a high-pressure fuel pump, namely the problem of contact stresses in kinematic pairs when the working pressure is reached. In connection with this, it is proposed to improve the plunger drive, to reduce the contact stresses. The proposed design will reduce contact stresses and increase the operating pressure in the system by increasing the contact area.

Keywords: high pressure fuel pump, plunger, pusher, contact voltages, eccentric, pressure.

Наиболее нагруженный, а следовательно, и наиболее ответственный элемент в системах питания дизелей — топливный насос высокого давления. Основные отличия в подобных насосах обусловлены многообразием конструкций двигателей и, как правило, касаются конструкции приводов толкателей, клапанов низкого и высокого давления и их компоновки внутри корпуса ТНВД. Однако основа всех существующих конструкций привода одинакова: роликовый толкатель плунжера и воздействующий на него кулачок [1—2].

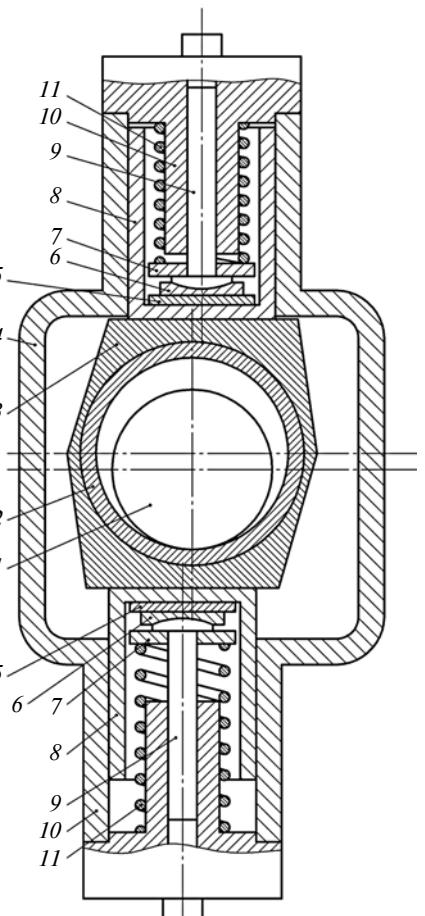
Недостаток подобной компоновки состоит в том, что при обеспечении необходимого рабочего давления топлива в высшей кинематической паре "кулачок — роликовый толкатель" неизбежно возникают критические контактные напряжения. Поэтому данная схема исключает дальнейшую форсировку насоса по величине рабочего давления топли-

ва, а контактные напряжения часто служат причиной отказа, приводя к разрушению деталей кинематической пары "кулачок — роликовый толкатель" даже при штатном режиме работы. В целях устранения отмеченного недостатка предлагается заменить высшие кинематические пары кулачок — толкатель на низшие пары — "вал — втулка", что позволит существенно увеличить площадь контакта и тем самым снизить контактные напряжения.

Конструкция привода плунжеров топливного насоса высокого давления с эксцентриком изображена на рисунке. В корпусе 4 ТНВД смонтирован эксцентриковый вал 1, контактирующий через втулку с корпусом эксцентрика 3, который находится в контакте с опорной поверхностью толкателей 8 верхней и нижней секций плунжерных пар, состоящих из втулок 10, плунжеров 9, поджимаемых пружинами 11. Пружины упираются с одной сторо-

ны во втулки, а с другой стороны — в шайбы 7. Нижний торец плунжеров опирается на подпятники 6, которые установлены на шайбах 5, расположенных в толкателях 8.

Принцип работы устройства следующий. Эксцентриковый вал 1 получает вращение от двигателя (не показан) и воздействует на втулку 2, а через неё на корпус эксцентрика 3. Корпус эксцентрика, совершая плоскоконтактное движение, перемещает толкатель 8 плунжера верхней секции вверх. Толкатель плунжера нижней секции под действием пружины 11 также движется вверх.



Конструкция привода плунжеров топливного насоса высокого давления эксцентрикового типа

Вместе с тем в верхней секции, в по- лости трубы 10, осуществляется сжатие топлива плунжером и его подача в топливный аккумулятор (не показан), а плунжером нижней секции (двигающийся вверх под действием пружины) обеспечивает- ся заполнение топливом надплун- жерной полости. Дальнейший пово- рот эксцентрикового вала обеспечи- вает движение корпуса эксцентри- ка, а через него и толкателя нижней секции вниз. В результате этого уже плунжер нижней секции, двигаясь вниз, сжимает топливо в полости втулки 10, и оно подаётся в топ-

ливный аккумулятор. Параллельно этому процессу плунжер в верхней секциидвигается вниз под действи- ем пружины, обеспечивая наполнение надплунжерной полости топ- ливом. Очередной подъём толкателья 8 вверх вновь запускает рабочий цикл, который будет повторяться вплоть до принудительной остановки двигателя.

Применение в конструкциях при- вода плунжеров ТНВД низших кинематических пар при их компакт- ных размерах позволит развивать рабочие давления топлива выше 200 МПа. Открывается также воз-

можность создания топливных насосов с ещё более высоким рабочим давлением (вплоть до 300 МПа), ко- торые должны найти применение в перспективных топливных системах.

Литература

1. Патент № 2369767 С1 Российская Федерация, МПК F02M 59/00, МПК F02M 51/04. Топливный насос высокого давления / Э.Л. Смирнов, Е.А. Зиняев, И.В. Потемкин, Е.Б. Тюремнов, В.В. Курманов — Опубликовано 10.10.2009.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управле-ния дизелей: Учебник для вузов. — М.: Ле-гион-Автодата, 2004 — 344 с.

УДК 531

КЛЮЧ К РАЗРЕШЕНИЮ РАДИАННОЙ ПРОБЛЕМЫ — В МЕХАНИКЕ

Канд. техн. наук **ПОЖИДАЕВ С.П.**
Институт механизации и электрификации
сельского хозяйства НААН Украины
(+38050.246-40-65, spozhy2@ukr.net)

Радианская проблема заключается в трудностях толкова-ния размерностей физических величин механики врача-тельного движения и противоречиях между ними. Это не-допустимо, так как метрология должна обеспечивать единство измерений. Установлено, что причиной радианной проблемы является неточность формул центростре-мительного ускорения и некорректность единицы радиуса кривизны, которая должна быть равной метр на радиан, а не метр. Исправление этих ошибок устраняет радианную проблему. Благодаря этому физическая величина плоский угол может быть введена в число основных величин, единицы которых обязательны для применения в выражениях производных единиц СИ. При этом единицы всех величин, связанных с моментами, претерпят некоторые изме-нения.

Ключевые слова: Международная система единиц СИ, уг-ловые величины, плоский угол, радиан, радиус кривизны, моменты.

Pozhydaiev S.P.
THE KEY TO SOLVING THE RADIAN PROBLEM IS IN THE MECHANICS

The radian problem lies in the difficulty of interpretation the dimensions of a quantities of the mechanics of rotational movement and the contradictions between them. This is unacceptable, since metrology should provide measurement uniformity. It has been established that the cause of the radian problem is the inaccuracy of the formulas of the centripetal acceleration and the curvature radius unit incorrectness, which should be a meter per radian, and not a meter. Correction of the mentioned errors eliminates the radian problem. Due to this, the physical quantity plane angle can be entered into the number of basic quantities, the units of which are mandatory for use in the expressions for the derivative SI units. In this case, the units of magnitudes associated with the moments will undergo some changes.

Keywords: International System of Units (SI), angular values, plane angle, radian, radius of curvature, moments.

Специалистам-механикам хорошо известна пробле-ма неопределённости толкования единиц физических величин, применяемых при описании явлений врача-тельного движения, и противоречия между ними. На-пример, "...если в результате решения любой задачи мы получаем количественное значение величины, измеренное в c^{-1} , то как определить, что это — оборот в секунду, колебание в секунду, или радиан в секунду. Ответа на этот вопрос Международная система единиц (СИ) и ос-нованные на ней <...> международные и государствен-ные стандарты нам не дадут. Более того, упомянутые нормативные документы могут ввести нас в прямое заблуждение в зависимости от того, каким документом мы воспользуемся и какую страницу указанных докумен-тов мы откроем. <...> И для правильного толкования данных необходимо тщательно <...> изучить, что же в конце концов получено..." [1].

Жёсткость валов на кручение в одних работах изме-ряется в $N \cdot m$, а в других — в $N \cdot m/\text{рад}$ — "и это при-нципиальное несовпадение <...> проявляется при решении конкретных прикладных задач в связи с имеющимися не-разрешенными противоречиями размерностного анали-за, от которых в настоящее время не избавлена ни одна из размерностных систем физических величин, включая СИ. Неудовлетворённость по поводу ньютон-метра вы-ражают и метрологи, когда замечают, что размернос-ти работы (энергии) и момента силы совпадают, так как в обоих случаях применяется единица измерения, ко-торая называется "ニュ顿-метр". <...> Анализ выяв-ленных неувязок можно продолжить и далее, однако из рассмотренного выше материала перед нами уже ясно видны недостатки СИ и среди них чёткие очертания приобретает "радианская проблема" [1].

Уже на самом начальном этапе, при формулировке определения единицы угла поворота, наблюдается ма-нипулирование, в то время как при выборе определе-ний единиц других физических величин подобного нет. Например, изменение положения объектов в про-странстве характеризуется двумя элементарными фор-мами перемещения — углом поворота и прямолиней-

ным движением. Эти две формы будем считать равнозначными, хотя поворот является более общей формой: прямолинейное движение является частным случаем вращательного, которое наблюдается при бесконечно большом радиусе поворота тела относительно некоторой оси или точки.

Первоначальное определение единицы длины "метр" было сформулировано предельно простым и естественным путём — как одна десятимиллионная часть четверти длины земного меридиана. То есть единица длины "метр" базируется на естественной единице длины, данной Природой.

Радиан, принятый сегодня в СИ единицей плоского угла, тоже мог быть определён таким же простым путём — как $1/2\pi$ часть полного оборота, который является естественной единицей угла. Тем более что аналогично поступал ещё древнегреческий учёный Птолемей — за единицу угла он принимал $1/360$ часть полного оборота, называемую сейчас градусом.

Однако в СИ угол поворота рассматривается не как часть одного оборота, а как абстрактное математическое понятие, которое можно считать искусственным. Оно не связано с каким-либо явлением или объектом Природы, а представляет собой формальное отношение длины дуги, вырезанной из окружности, к её радиусу. Это отношение, как и все отношения одноименных величин (энергетический КПД, относительное удлинение, относительная плотность, добротность, коэффициент трения, усиления или затухания и т.п.), не является физической величиной [2; 3]. Оно — безразмерностная математическая величина (термин "безразмерностный" заимствуем из словаря-справочника [4]) и указывает лишь на то, в каком соотношении находятся два разных значения одной и той же величины (длины) при том или ином размере угла.

Формально это определение корректно, но не каждое корректное определение пригодно для решения той или иной физической задачи. Например, определение плоского угла можно было построить и на примере дуги, вырезанной из окружности не произвольного, а единичного радиуса [5]. В таком случае мерой угла была бы непосредственно длина дуги, имеющая размерность длины. Опираясь на такое определение (абсолютно корректное математически, но неуместное для механики), мы могли бы утверждать, что физическая величина "плоский угол" имеет размерность длины, а единицей плоского угла является метр. Это пример нелепых последствий бездумного применения математики, с помощью которой, по словам А. Эйнштейна, можно доказать всё, что угодно [6].

Понятие "безразмерностная величина" не имеет отношения к значимости той или иной величины или единиц её измерения. Оно означает лишь то, что данная величина не может быть выражена через величины, принятые за основные в данной системе величин. Но большинство специалистов-прикладников неверно воспринимают понятие "безразмерность угла" — как свидетельство отсутствия у него единицы измерения и фиктивности наименования "радиан", которое якобы ничего не означает. И потому, мол, 30 м/рад,

30 м · рад или 30 м — это одно и то же, вследствие чего единицу "радиан" не стоит упоминать, можно писать просто 30 м.

К таким ложным представлениям побуждает и нормативная литература. Справочное пособие А.Г. Чертова [7, с. 45] не обязывает, а всего лишь позволяет "...когда это удобно, пользоваться специальными наименованиями "радиан" и "стерадиан". А Межгосударственный стандарт ГОСТ 8.417—2002 ГСИ предписывает, что радиан и стерадиан "...могут быть использованы или не использованы в выражениях для других производных единиц СИ (по необходимости)" [8]. То есть стандарт узаконивает индивидуально-манипулятивный подход в этом вопросе. О каком единстве измерений можно говорить, если каждый субъект имеет право поступать так, как лично он считает нужным в той или иной конкретной ситуации? Метрологи, отвечая на замечания практиков о несовершенстве такого подхода, уверяют: "*Заявление, что такая многозначность (неопределённость) приводит к путанице, целиком на совести автора. <...> ... все прекрасно понимают друг друга*" [9]. Но если действительно все прекрасно понимают друг друга без слов, то зачем тогда нужны писанные стандарты?

Поскольку плоский угол определяется через другую физическую величину (длину), то он не может быть принят в качестве основной величины СИ, ибо последняя должна быть независимой от всех величин. Угол также не может быть отнесён и к производным величинам, так как он не зависит от основных величин СИ [10]. Чтобы разорвать этот замкнутый круг, углы директивно отнесены к производным величинам, хотя формально не подпадают под такое определение.

Таким образом, физические величины "угол" (плоский и пространственный) оказались как бы нелегитимными, безродными сиротами, лишь в отдельных случаях ("по необходимости") допущенными к применению наряду с другими "полноценными" величинами СИ.

Директивно плоский угол можно было отнести и к основным величинам, благодаря чему его единица радиан была бы обязательной к применению в выражениях для производных единиц. Ведь в метрологии не существует никаких ограничений или запретов на включение той или иной конкретной величины в число основных. Однако, оказывается, на угловые величины такое право не распространяется, "...потому что это вызвало бы трудности в толковании размерностей величин, связанных с вращением" [11]. Но это совершенно неестественно, так как вращение — такой же элементарный вид перемещения тела, как и прямолинейное движение, аналитическое описание которого не встречает никаких затруднений. Создаётся впечатление, что нынешний неопределённый статус угловых величин создали умышленно, чтобы получить возможность скрывать непонятные размерностные противоречия в механике вращательного движения.

Попробуем разрешить описанную выше "радианную проблему".

Предположим, что решение находится не в области метрологии, а в механике вращательного движения, которую описывают с помощью угловых величин. Ведь возможно, последние просто отражают несовершенство современных представлений о механике, как электрическая лампочка в рассказе М. Зощенко "Бедность" высвечивала убогость коммунальной квартиры. Действующий ГОСТ 8.417—2002 ГСИ разрешает, пусть и "по необходимости", пользоваться угловыми единицами радиан и стерадиан. Следовательно, мы имеем законное право применять их, однако будем делать это не манипулятивно, а неукоснительно, без каких-либо исключений. И выясним, какие конкретно проблемы при этом будут возникать: во втором столбце таблицы представлен перечень некоторых величин, связанных с вращательным движением; в третьем столбце — соответствующие расчётные формулы; а в четвёртой — единицы этих величин согласно СИ, выраженные через её угловые и основные единицы.

Прежде всего, обратим внимание на известное ещё со школьного курса физики совпадение единиц ме-

ханической работы и момента силы (строки 11—12 и 13—14). Конформисты не видят в нём противоречия (т. е. научной проблемы) и считают его не достойной внимания мелочью. Они, например, ограничились объяснением, что совпадение, мол, возможно потому, что механическая работа является скалярной величиной, а момент силы — векторной [13, с. 155]. Хотя известно, что "...принадлежность величины к разряду векторных не имеет значения при определении её размерности" [7, с. 54].

Однако единицы измерения любых величин — это их идентификаторы (как и формулы размерности), а совпадение идентификаторов неоднородных величин должно вызывать у каждого специалиста такое же подозрение, как искрение проводов в электропроводке или как идентичные номерные знаки на двух различных автомобилях. Каждый такой случай должен быть предметом самого пристального изучения, которое должно дать понятное и убедительное объяснение его законности или незаконности. Например, в журнале АП (2018, № 7, с. 26—29) было проанализировано сов-

№	Величина	Формула	Единица величины, выраженная через угловые и основные единицы СИ		
			принятая в СИ	определенная по формуле	
				без дополнительных условий	при единице радиуса кривизны, м/рад
1	Угол поворота	$\varphi = s/r$	рад	рад	рад
2	Длина дуги	$s = \varphi r$	м	рад · м	м
3	Радиус кривизны	$r = s/\varphi$	м	м/рад	м/рад
4	Угловая скорость	$\omega = d\varphi/dt$	рад/с	рад/с	рад/с
5	Окружная скорость	$v = \omega r$	м/с	м · рад/с	м/с
6	Угловое ускорение	$\varepsilon = d\omega/dt$	рад/с ²	рад/с ²	рад/с ²
7	Касательное ускорение	$a_{\kappa} = \varepsilon r$	м/с ²	м · рад/с ²	м/с ²
8	Центробежительное ускорение	$a_{\text{ц}} = V^2/r$	м/с ²	м · рад/с ²	а) м · рад/с ² б) м/с ²
9		$a_{\text{ц}} = V\omega$			
10		$a_{\text{ц}} = \omega^2 r$			
11	Механическая работа момента силы	$W = Fr\varphi = Fs$	кг · м ² /с ²	кг · м ² /с ²	кг · м ² /с ²
12		$W = Fr\varphi = M\varphi$			
13	Момент силы (крутящий момент)	$M = Fr$	кг · м ² /с ²	кг · м ² /с ²	кг · м ² /(рад · с ²)
14		$M = W/\varphi$			
15	Мощность, развиваемая моментом силы	$N = W/t$	кг · м ² /с ³	кг · м ² /с ³	кг · м ² /с ³
16		$N = M\omega = Fr\omega$			
17	Момент инерции материальной точки	$J = mr^2$	кг · м ²	кг · м ²	кг · м ² /рад ²
18		$J = M/\varepsilon$		кг · м ² /рад	
19	Кинетическая энергия	$T = J\omega^2/2$	кг · м ² /с ²	кг · м ² · рад/с ²	кг · м ² /с ²
20	Момент количества движения	mvr	кг · м ² /с	кг · м ² /с	кг · м ² /(рад · с)
21		$m\omega r^2$		кг · м ² · рад/с	
22	Импульс момента	Mt	кг · м ² /с	кг · м ² /(рад · с)	кг · м ² /рад · с

падение единиц механической работы и момента силы. Оказалось, что оно является следствием некорректности единицы момента силы в СИ, обусловленной неточным определением этой физической величины, эмпирически сложившимся ещё в доисторические времена и некритически применяемым сегодня. Уточнённое определение момента силы исключило совпадение его единицы с единицей работы.

В пятом столбце таблицы представлены единицы, полученные по соответствующим формулам столбца третьего при условии применения в них угловых единиц "радиан". Анализируя их, встретимся с тремя видами расхождений между единицами измерений.

Первое — расхождение с единицами СИ. Его причиной может быть как ошибочность представлений о механике вращательного движения, так и несовершенство существующей СИ. Поэтому никаких категорических выводов из такого расхождения делать не следует.

Второе — расхождение с единицами величин механики, характеризующими прямолинейное движение. Например, у нас нет оснований сомневаться в правильности единицы ускорения при прямолинейном движении — $\text{м}/\text{с}^2$. Поэтому единицей центростремительного ускорения тоже должен быть $\text{м}/\text{с}^2$ и только он. Любое расхождение с этой единицей — признак недопустимой ошибки.

Третье — разногласия между единицами величин, полученными из разных, но эквивалентных между собой формул. Такие формулы описывают один и тот же закон природы, поэтому из них должны следовать только одинаковые единицы величин. Пазл Природы не может иметь несколько вариантов складывания.

Проанализируем результаты, представленные в пятом столбце таблицы.

Вторая строка таблицы: длина дуги якобы должна измеряться в $\text{рад} \cdot \text{м}$. Это не совпадает с единицей измерения длины в СИ.

Третья строка: радиус кривизны якобы должен измеряться в $\text{м}/\text{рад}$. Этот факт тоже не согласуется с СИ, но имеет объяснение. Так, И.Ш. Коган обратил внимание, что из соотношения $r = s/\phi$, определяющего радиус кривизны траектории движения точки, однозначно следует, что единицей величины r должен быть метр на радиан, а не применяемый сегодня метр [16]. Такой же результат, полученный в результате анализа энергетических соотношений, приведён и в упоминавшемся выше номере АП: физический смысл радиуса кривизны траектории движения точки — это не отрезок длиной r , а соотношение между размерами взаимосвязанных линейного s и углового ϕ перемещений (обобщённых координат). Численно соотношение s/ϕ равно длине отрезка r , но его единицей является метр на радиан. Следовательно, физическая величина "радиус кривизны" не является разновидностью физической величины "длина". Как, например, не являются разновидностью длины физические величины "скорость" или "ускорение". Это отдельная производная физическая величина. И тот факт, что численно соотношение s/ϕ равно длине отрезка r , не означает, что

радиус кривизны — это длина. Например, значение скорости движения точки 40 м/с может быть изображено в виде вектора длиной 40 мм, но это не означает, что скорость движения относится к физическим величинам "длина".

Пятая строка: окружная скорость якобы должна измеряться в $\text{м} \cdot \text{рад}/\text{с}$, опять имеем расхождение с СИ и с прямолинейным движением, в которых скорость измеряется в $\text{м}/\text{с}$.

Седьмая строка: касательное ускорение якобы измеряется в $\text{м} \cdot \text{рад}/\text{с}^2$, а не в $\text{м}/\text{с}^2$, что тоже не соответствует СИ и механике прямолинейного движения, в которых ускорение измеряется в $\text{м}/\text{с}^2$.

Строки 8—10: в зависимости от формулы центростремительного ускорения оно якобы может иметь три различные единицы — $\text{м}/\text{с}^2$, $\text{м} \cdot \text{рад}/\text{с}^2$ или $\text{м} \cdot \text{рад}^2/\text{с}^2$. Это недопустимо: единицы центростремительного ускорения должны быть одинаковыми и равными $\text{м}/\text{с}^2$.

Аналогичный недопустимый разнобой наблюдается попарно и с единицами всех остальных величин, приведённых в таблице: механической работы (строки 11—12), момента силы (строки 13—14), мощности (строки 15—16), момента инерции (строки 17—18) и момента количества движения (строки 20—21).

Строка 19: единица кинетической энергии не соответствует СИ и единице кинетической энергии при прямолинейном движении.

Противоречия возникают также и между единицами физических величин в механике Ньютона (они представлены в СИ) и единицами таких же величин, полученных из уравнений Лагранжа для вращательного движения. Например, после дифференцирования выражения для кинетической энергии $I\omega^2/2$ обобщённая сила (в данном случае она олицетворяет момент силы) получает иную, чем в механике Ньютона, единицу. А именно, если единицу момента инерции принимать согласно СИ ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$), то единица обобщённой силы должна оказаться такой, как единица момента силы в СИ — $\text{Н} \cdot \text{м}$, или, что то же самое, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$. Однако, получаем её в виде $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{рад}/\text{с}^2$.

Этот факт давно известен, однако тоже, к сожалению, никого не заинтересовал. Авторы учебников или ограничивались его констатацией [14, с. 540], или излагали механику вообще без упоминания каких-либо единиц измерения [15]!

В целях выяснения причин радианной проблемы обратимся к упоминавшемуся выше факту: радиус кривизны является не разновидностью длины, а совсем иной физической величиной, единицей которой является $\text{м}/\text{рад}$. Выдвинем гипотезу, что именно это обстоятельство породило радианную проблему. Для подтверждения гипотезы следует проверить, исчезнет ли радианная проблема при замене единицы радиуса кривизны в третьей строке "м" на "м/рад". Если исчезнет, гипотезу можно будет считать подтверждённой.

Результаты проверки представлены в шестом столбце таблицы.

Вторая строка: длина дуги измеряется в метрах, что совпадает с единицей измерения длины в СИ.

Пятая строка: единица окружной скорости — м/с. Это согласуется с СИ и с механикой прямолинейного движения, в которой применяется такая же единица.

Седьмая строка: единица касательного ускорения — м/с². Это согласуется с СИ и с механикой прямолинейного движения;

Строки 8—10: единица центростремительного ускорения во всех трёх строках одинакова — м · рад/с². То есть разнобоя между результатами применения различных формул нет. Но полученная единица не согласуется с СИ и, что более существенно, с единицей ускорения прямолинейного движения, равной м/с². Это недопустимое противоречие, к его анализу мы ещё вернёмся.

Строки 11—12: единицы измерения механической работы не имеют разнобоя, они согласуются как с СИ, так и с механикой прямолинейного движения.

Строки 13—14: единица момента силы в обеих строках равна кг · м²/(рад · с²), что не соответствует СИ. Однако в том же номере АП было показано, что момент силы должен иметь именно такую единицу, а не принятую в нынешней СИ. То есть единица кг · м²/(рад · с²), полученная в таблице, тождественна представленной в журнале единице Н · м/рад. Исчезло также имевшееся ранее совпадение единиц измерения момента силы с единицами механической работы (строки 11—12). Как видим, совпадение являлось не проявлением какой-то объективной закономерности Природы, а всего лишь следствием применения некорректного определения момента силы.

Строки 15—16: единицы измерения мощности не имеют разнобоя, они согласуются как с СИ, так и с механикой прямолинейного движения.

Строки 17—18: единицы измерения момента инерции не имеют разнобоя, но не такие, как в СИ.

Строка 19: единица измерения кинетической энергии такая же, как и в СИ, она совпадает с единицей однородной с ней физической величины "механическая работа" (строки 11—12).

Строки 20—21: единицы измерения момента количества движения не имеют разнобоя, но не такие, как в СИ.

Строка 22: единица импульса момента силы не совпадает с СИ, но такая же, как и единица однородной с ней физической величины "момент количества движения" (строки 20—21).

Исчезло также и противоречие между единицами физических величин в механике Ньютона и единицами таких же величин, полученных из уравнений Лагранжа для вращательного движения. Если в последнем применяем уточненную единицу момента инерции кг · м²/рад², взятую из строк 17—18 таблицы, то дифференцирование выражения для кинетической энергии $I\omega_2/2$ приводит к единице обобщённой силы кг · м²/(рад · с²), что совпадает с единицей момента силы в строках 13—14.

Таким образом, с выдвинутой гипотезой не согласуется только один результат (в строках 8—10 таблицы), но этого достаточно для отклонения гипотезы. Мы вынуждены констатировать, что пазл Природы

сложить пока не удалось, радианная проблема осталась неразрешенной, потому что она, очевидно, действительно обусловлена какими-то непознанными человеком особенностями угловых величин.

Однако пазл не может не складываться: Природа познаваема, но её секреты не лежат на поверхности и не выявляются при поверхностном созерцании. Они открываются только в результате тщательного анализа явлений и противоречий, выполняемого без оглядки на какие-либо авторитеты. Поэтому продолжим поиск путей разрешения радианной проблемы.

Обратим внимание, что с выдвинутой гипотезой не согласуется всего лишь один результат из имеющихся в шестом столбце. Это даёт право предположить, что выдвинутая гипотеза всё же верна, а причиной некорректности результата, полученного в строках 8—10, может быть неточность формул центростремительного ускорения, приведённых в этих строках. Безусловно, эти формулы известны сотни лет, они давно превратились в не вызывающие сомнений догмы, несчётное число раз бездумно переписываемые из одних учебников в другие. Но у нас такие сомнения возникли.

Для проверки предположения (гипотезы) о неточности формул центростремительного ускорения рассмотрим процедуру вывода одной из них [14, с. 265—267]. В формуле присутствует сомножитель $\lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \{[\sin(\Delta\varphi/2)]/(\Delta\varphi/2)\}$, который равен 1 рад⁻¹, в результате чего им именем пренебрегли. Но это действие неправомерно, так как вместе с коэффициентом "1" из формулы исчезла единица угла "рад⁻¹". Ранее эта ошибка не было заметна, так как компенсировалась другой ошибкой — некорректной единицей радиуса кривизны r "метр" вместо необходимой единицы "метр на радиан".

Восстановление в формулах сомножителя "1 рад⁻¹" обеспечивает получение правильной единицы центростремительного ускорения м/с².

Таким образом, в столбце 6 таблицы устранено последнее противоречие между единицами измерения величин, характеризующих механику вращательного движения. Пазл Природы сложился! Обе гипотезы оправдались. Физическая величина "плоский угол" и её единица "радиан" полностью реабилитированы. **Единицы уточнённой СИ должны быть приведены к виду, представленному в шестом столбце.** При этом изменяются единицы и других производных величин, связанных с моментами, — в них будет присутствовать единица "радиан" в той или иной степени.

Простейший тому пример: из курса сопротивления материалов известно соотношение для вычисления

нормальных напряжений при чистом изгибе $\sigma = \frac{M_{xy}}{I_x}$,

где M_x — изгибающий момент, его единицей, как мы установили, является Н · м/рад; r — расстояние (радиус) элементарного участка сечения до оси x , его единица — м/рад; I_x — осевой момент инерции, в нынешней редакции СИ его единицей является м⁴. Раз-

решив данное уравнение относительно осевого момента инерции I_x , получаем, что в усовершенствованной СИ его единицей будет $\text{м}^4/\text{рад}^2$. Это соответствует физической сути данной величины, потому что в её формулу расстояние u входит во второй степени.

Кроме того, при очередном пересмотре СИ следует также прислушаться к предложению И.Ш. Когана упразднить единицы с^{-1} и м^{-1} , обязав применять их только совместно с единицами "радиан", "оборот", "цикл" или "период" [16].

Таким образом, ключ к разрешению "радианной проблемы" кроется не в метрологии, а в механике, в которой применяются некорректная единица радиуса кривизны и неточные формулы для определения центростремительного ускорения. Исправление этих ошибок упраздняет радианную проблему и позволяет ввести физическую величину "плоский угол" в число основных величин СИ, обязательных для применения в выражениях для производных единиц. При этом соответственно изменятся и единицы всех производных величин, связанных с моментами.

Литература

1. Митрохин А.Н. Математика и её роль в анализе размерностей и образовании единиц измерений // Законодательная и прикладная метрология. — 2000. — № 5. — С. 39—47.
2. Широков К.П. О статусе угловых единиц // Измерительная техника. — 1978. — № 9. — С. 30—33.
3. Васенков Л.В. Является ли ослабление физической величиной? // Измерительная техника. — 1987. — № 2. — С. 14.
4. Основные термины в области метрологии. Словарь-справочник / М.Ф. Юдин [и др.], под ред. Ю.В. Тареева. — М.: Изд-во стандартов, 1989. — 113 с.
5. Камке Д., Кремер К. Физические основы единиц измерения. — М.: Мир, 1980. — 208 с.
6. Зелиг К. Альберт Эйнштейн. Пер. с нем. М.: Атомиздат, 1966. — 232 с.
7. Чертов А.Г. Физические величины. М.: Высшая школа, 1990. — 335 с.
8. ГОСТ 8.417—2002. ГСИ. Единицы величин. Введён 01.09.2003. — 29 с.
9. Брянский Л.Н., Дойников А.С., Крупин Б.Н. О "размерности" безразмерных единиц // Законодательная и прикладная метрология. — 1999. — № 4. — С. 48—50.
10. Широков К.П. Рационализация угловых единиц // Измерительная техника. — 1972. — С. 23—28.
11. Лабутин А.А. Краткие сведения о международной системе единиц измерений (СИ). Киев: Вища школа, 1975. — 89 с.
12. Коган И.Ш. Альтернативный путь к новой СИ. Часть I // Законодательная и прикладная метрология. — 2015. — № 1. — С. 29—42.
13. Сена Л.А. Единицы физических величин и их размерности. — М.: Наука, 1988. — 432 с.
14. Воронков И.М. Курс теоретической механики. — М.: Наука, 1966. — 596 с.
15. Иродов И.Е. Основные законы механики. — М.: Высшая школа, 1978. — 240 с.
16. Коган И.Ш. Физическая величина не должна иметь единицу м^{-1} или с^{-1} // Законодательная и прикладная метрология. — 2011. — № 5. — С. 43—49.

УДК 62.629

МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ АВТОПОЕЗДОВ

Д-р техн. наук СЛИВИНСКИЙ Е.В.

Елецкий ГУ имени И.А. Бунина (47467.6-40-84)

Описана конструкция перспективной адаптивной торсионной рессоры, предназначенной для прицепов, входящих в состав большегрузных автопоездов, и приведены результаты расчётов по обоснованию эффективности её использования в практике.

Ключевые слова: прицеп, адаптивная торсионная рессора, расчёт, эффективность.

Slivinsky E.V.

MODERNIZATION OF THE RESOURCE SUSPENSION OF TRAILERS

In presented article the design of a promising adaptive torsion suspension spring designed for trailers included in the structure of heavy trucks and numerical results to validate the effectiveness of its use in practice.

Keywords: trailer, adaptive torsion suspension spring, calculations, effectiveness.

Основой конструкции всех прицепных звеньев автопоездов служит шасси. Ходовая часть прицепов состоит из передней и задней подвесок, включающих, как правило, листовые рессоры с осями и колёсами. Полуприцепы же имеют одну или несколько осей колёс, размещенных в задней части шасси на аналогичной подвеске. Несмотря на простоту конструкции и эффективность использования листовых рессор, по-

следние обладают существенными недостатками, такими как — высокая металлоёмкость и жёсткость, высокая трудоёмкость при проведении ремонтных работ, относительно высокая стоимость в изготовлении и ремонте и т.д. [1].

Анализ многочисленных источников, а также отечественных и зарубежных патентов позволил разработать на уровне изобретения оригинальное техническое решение (RU2475390), позволяющее упростить конструкцию рессорного подвешивания автомобильных полуприцепов и прицепов и, в частности, вместо листовых рессор использовать торсионы по компоновочной схеме независимой подвески передних и задних колёс.

Общий вид адаптивной торсионной рессоры в продольной её плоскости с частичным разрезом и сечениями показан на рис. 1. Такая рессора состоит из стержня 1, в котором выполнен канал прямоугольного сечения 2, переходящий после перегородки 3 в канал круглого сечения 4. В канале прямоугольного сечения 2 подвижно, в продольной его плоскости, размещен брус прямоугольного сечения 5, который шарнирно, с помощью пальца 6, соединён с одним из плеч 7 двуплечего рычага 8, шарнирно установленного на кронштейне 9, жёстко закреплённого на кузове 10 полуприцепа. Другое плечо 11 двуплечего рычага 8, также шарнирно, при помощи пальца 12, взаимосвязано с кронштейном 13, установленным на кузове 10. Брус прямоугольного сечения 5 снабжён штоком 14, имеющим разные диаметры 15 и 16, выполненные по

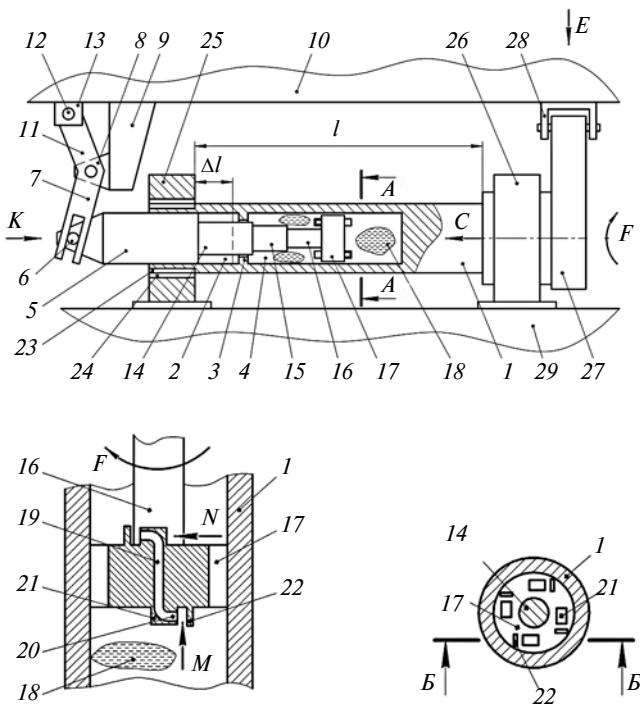


Рис. 1. Адаптивная торсионная рессора по патенту RU2475390

его длине, который жёстко присоединён к поршню 17, расположенным подвижно в канале круглого сечения 4 и заполненным рабочей жидкостью 18. Поршень 17 снабжён горизонтальными дроссельными каналами 19, переходящими в вертикальные дроссельные каналы 20 выполненные в приливах 21, примыкающих с зазором к рёбрам 22. Стержень 1 с одной стороны снабжён шлицами 23, которые взаимосвязаны с ответными шлицами 24, выполненными в опоре 25, а с другой — с возможностью угловых поворотов расположен в подшипниковой опоре 26 и снабжён рычагом 27, шарнирно связанным с кронштейном 28 кузова 10 транспортного средства. Опоры 25 и 26 жёстко закреплены на раме 29 транспортного средства. Особенность такой компоновки рессорной подвески заключается в том, что последнее размещено между кузовом и рамой и предназначено для тех случаев, когда перевозимый груз требует высокой комфортности с точки зрения гашения колебаний кузовов при передаче на них динамических составляющих нагрузок, возникающих от неровностей пути, т. е. для специального подвижного состава.

Работает адаптивная торсионная рессора следующим образом. Когда транспортное средство находится в отстое, детали торсиона расположены так, как это показано на рис. 1. Такое их состояние создано статической нагрузкой, которая приложена к стержню 1 торсиона через рычаг 27, действующей по стрелке *E*. Такая нагрузка вызывает закрутку стержня 1 по стрелке *F* из-за перемещения кузова 10 в вертикальной плоскости в сторону его рамы 29 на некоторую величину, называемую статическим прогибом. В случае движения транспортного средства под действием динамических составляющих сил, вызванных колебани-

ями кузова 10 и его рамы 29, происходит дополнительное не только упругое угловое перемещение стержня 1, вызванное поворотом рычага 27, но и поступательное движение по стрелке *K* бруса прямоугольного сечения 5, который уменьшает рабочую длину *l* стержня 1 торсиона, например, на величину Δl . В этом случае, согласно известной зависимости $K_\phi = \frac{GJ_\phi}{ld^2}$ жёсткость

стержня 1 торсиона возрастает, и демпфирующая способность торсионной рессоры увеличивается. Одновременно с поступательным движением бруса прямоугольного сечения 5 совместно со штоком 14 в этом же направлении движется и поршень 17, при этом рабочая жидкость 18 под давлением поступает по стрелке *M* в дроссельные каналы 19 и 20 и истекает из них по стрелке *N* с высокой поступательной скоростью и взаимодействует с ребром 22, оказывая на него значительное по величине давление. Под действием такого давления, а следовательно, и создаваемого им усилия поршень 17 получает угловой поворот по стрелке *P*, а так как он жёстко закреплён на штоке 14, то и последний, за счёт своих упругих свойств, получает упругую угловую деформацию, поворачиваясь относительно своей продольной оси на некоторый угол. Это позволяет получить дополнительное сопротивление перемещению кузова 10 и одновременно демпфировать резкий угловой поворот стержня 1 торсиона, что в итоге обеспечит плавность действия сил сопротивления, вызванных динамическими нагрузками. Но так как шток 14 имеет различного диаметра участки 15 и 16, то в зависимости от воздействия на брус прямоугольного сечения 5 переменных усилий угловые повороты поршня 17 будут различны. Например, они ниже, когда в работе участок штока с большим диаметром и наоборот. Следовательно, по сути дела, в работу по гашению колебаний кузова включается адаптивный гидромеханический демпфер, который образуют шток 14 и поршень 17 с дроссельными каналами 19 и 20. При этом рассеивание энергии его режима, в данном случае сжатия, происходит за счёт нагрева рабочей жидкости 18 и упругого закручивания штока, имеющего различную жёсткость K_ϕ . После того, как динамическая нагрузка, вызванная перемещением кузова, исчезнет, брус прямоугольного сечения 5 возвращается в исходное положение в направлении, обратном стрелке *K*, и поршень также перемещается в этом же направлении, при этом ему соответствует режим отдачи и рабочая жидкость перетекает в обратном направлении, упруго закручивая шток 14 в обратном стрелке *P* направлении, создавая силы сопротивления перемещению бруса прямоугольного сечения 5 и тем самым повышая плавность хода кузова при перемещении его в исходное положение. В дальнейшем указанные процессы могут повторяться неоднократно.

Рассмотрим пример предварительного расчёта основных параметров предложенной торсионной подвески адаптивного типа, например, для автомобильного прицепа модели МАЗ-8926. Для этого воспользуемся расчётной схемой, приведённой на рис. 2. Здесь

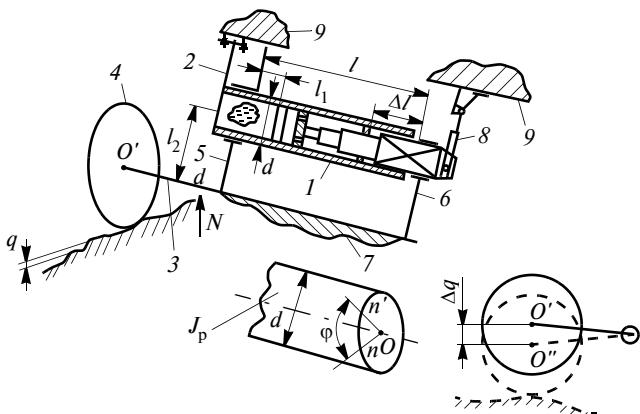


Рис. 2. Расчётная схема

показан стержень торсиона 1, который своим рычагом 2 шарнирно соединён с кузовом 9. Ось 3 колеса 4 прицепа жёстко установлена на раме прицепа 7. Торсион 1 с помощью опор 5 и 6 установлен также на раме прицепа 7. Внутри торсиона 1 подвижно установлен адаптивный гидромеханический демпфер, шток которого имеет возможность поступательного движения и управляетяется рычагом 8, шарнирно закреплённым на кузове прицепа 9.

Известно [2], что такой прицеп имеет следующие характеристики: грузоподъёмность 8,0 т, собственная масса прицепа 3,81 т, колея 1970 мм, база 3700 мм, число передних колёс — 2, задних — 2.

Исходя из того, что на четыре колеса прицепа действует статическая нагрузка в $8,0 + 3,81 = 11,81$ т, то на балансир одной торсионной рессоры будет приложена сила $N_{ct} = 11,81/4 = 2,95$ т, а статический крутящий

момент $M_{kp}^C = N_{ct}l_1 = 2,95 \cdot 0,4 = 1,18$ т·м. Согласно известным данным, полученным при испытаниях автомобильных прицепов, коэффициент динамики при скорости 60 км/ч по грунтовой дороге составляет 1,21 [3]. Тогда можно считать, что рабочая нагрузка (динамическая) на один рессорный комплект для нашего примера составит $2,95 \cdot 1,2 = 3,54$ т. Окончательно примем $N_d = 3,54$ т. Тогда, момент, приложенный к торсиону, определится $M_{kp} = N_d l_1 = 3,54 \cdot 0,4 = 1,42$ т·м. Вычислим диаметр стержня торсиона из стали марки 65С2ВА (по ГОСТ 14959—79) по приведённой в [4] зависимости $d_t = \sqrt[3]{\frac{16 M_{kp}}{\pi [\tau]}}$. При $[\tau] = 0,5 \sigma_b = 0,5 \cdot 1862 = 931$ МПа получаем

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14,2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 931}} = \sqrt[3]{77719} = 43 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 2590—88 на прокат круглого сечения и учитывая, что стержень торсиона выполнен полым, примем его наружный диаметр равным 80 мм, при этом внутренний диаметр, с точки зрения прочности торсиона эквивалентно рассчитанному 43 мм, примем равным 54 мм.

Определим угол закручивания торсиона с рабочей длиной стержня $l = 900$ мм при его статическом нагружении по известной формуле:

$$\varphi_C = \frac{32 M_{kp} l}{G \pi d^4} = 10 \frac{M_{kp} l}{G d^4} = 10 \frac{11,8 \cdot 10^6 \cdot 900}{8 \cdot 10^4 \cdot 43^4} = 0,38 \text{ рад} = 22^\circ.$$

Теперь определим угол закручивания торсиона при его динамическом нагружении, предполагая, что он не снабжён устройством регулирования рабочей длины l , описанным в патенте RU2278039:

$$\varphi_d = \frac{32 M_{kp} l}{G \pi d^4} = 10 \frac{M_{kp} l}{G d^4} = 10 \frac{14,2 \cdot 10^6 \cdot 900}{8 \cdot 10^4 \cdot 43^4} = 0,46 \text{ рад} = 27^\circ.$$

Перемещение кузова в этих случаях соответственно составят:

$$\Delta_C = 2l_1 \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \cdot 400 \cdot \sin \frac{22^\circ}{2} = 800 \cdot 0,1908 = 152,64 \text{ мм}$$

и

$$\Delta_d = 2l_1 \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \cdot 400 \cdot \sin \frac{27^\circ}{2} = 800 \cdot 0,2334 = 186,72 \text{ мм.}$$

Однако с учётом динамического коэффициента, равного 1,2, перемещение прицепа в вертикальной плоскости Δ_d будет меньше, так как рабочая длина торсиона уменьшится с длины l до длины l_1 , например на 80 мм. В этом случае угол закручивания торсиона в динамике будет равен:

$$\varphi_d = \frac{32 M_{kp} l^1}{G \pi d^4} = 10 \frac{M_{kp} l^1}{G d^4} = 10 \frac{14,2 \cdot 10^6 \cdot 820}{8 \cdot 10^4 \cdot 43^4} = 0,42 \text{ рад} = 24^\circ,$$

а перемещение кузова в этом случае составит:

$$\Delta_d = 2l_1 \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \cdot 400 \cdot \sin \frac{24^\circ}{2} = 800 \cdot 0,2079 = 166,32 \text{ мм.}$$

При этом

$$\tau = \frac{16 M_{kp}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 14,2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 43^3} = 56,9 \text{ МПа} \leq 931 \text{ МПа},$$

т.е. прочность торсиона обеспечена.

Определим жёсткость торсиона при действии на него как статической нагрузки, так и динамической по зависимостям: $J_C = \frac{N_C}{\Delta_C} = \frac{29500}{152,64} = 193,26 \text{ Н/мм}$,

и $J_d = \frac{N_d}{\Delta_d} = \frac{35400}{186,72} = 189,58 \text{ Н/мм}$. Увеличение жёсткости торсиона, как видим, позволит создать силу сопротивления вышеуказанной N_d , тем самым демпфировать колебания кузова в этом диапазоне его нагружения.

Следует отметить, что в конструкции торсионной рессоры предусмотрена установка гидравлического демпфера, позволяющего повысить эффективность её использования. И такой демпфер показан на рисунках

(поз. 15, 16 и 17). В нём выполнены Г-образной формы дроссельные каналы, расположенные в его поршне 17. Основное назначение таких каналов — создавать угловые повороты как поршня, так и его штока 14, что позволяет рассеивать энергию, возникающую при поступательном движении бруса прямоугольного сечения 5, позволяющего снизить амплитуду колебаний кузова прицепа относительно его рамы.

Для определения крутящего момента M_{kp} , возникающего на штоке, а следовательно, и определения геометрических и прочностных его характеристик, принята следующая методика.

Силу давления струи рабочей жидкости, приложенной к ребру D , можно определить по зависимости

$$P = \frac{\rho V_1 w_1}{g},$$

где ρ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; V_1 — скорость течения рабочей жидкости при её подходе к ребру D , $\text{м}/\text{с}$; w_1 — мгновенный расход рабочей жидкости, $\text{см}^3/\text{с}$ [3].

Для вычисления этой силы предварительно необходимо определить соответственно площадь F_b поршня D_{Π} , площадь f_k вертикально расположенных каналов d_k и приведённую площадь поршня S по зависимостям:

$$F_b = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}, \quad f_k = \frac{\pi d_k^2}{4}, \quad S = F_b - n f_k.$$

Здесь: D_{Π} — диаметр поршня, м ; d_k — диаметр вертикально расположенного канала, м ; n — количество каналов.

Затем по формулам определяют давление рабочей жидкости в подпоршневой полости при ходе, например, поршня по стрелке B и скорость потока рабочей жидкости V_{cp} , протекающей через канал d_k :

$$\rho = \frac{P_d}{S}; \quad V_{cp} = \frac{SV_b}{nf_k},$$

где P_d — динамическая нагрузка, приложенная к гасителю от действия неровности пути на движущееся колесо; V_b — поступательная скорость поршня, $\text{м}/\text{с}$.

Для оценки режима движения рабочей жидкости в канале d_k определяют число Рейнольдса по зависимости:

$$R_e = \frac{V_{cp} d_k}{v},$$

где v — кинематическая вязкость рабочей жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$ [1].

Установив режим движения рабочей жидкости и сравнив его с критическим значением $R_{e(kp)}$, можно определить перепад её давлений по формуле

$$\Delta p = P_2 - P_1 = \frac{\gamma \alpha_i}{2g} (V_{cp}^2 - V_b^2) - \rho \varphi_d l' l' F_B,$$

где φ_d — коэффициент дросселирования, учитывающий конструктивную особенность предложенной конструкции гидравлического гасителя колебаний; λ_d — коэффициент динамичности, учитывающий силовое нагружение гасителя при воздействии на колесо транспортного средства неровности пути; l' — приведённая длина дроссельного канала поршня, м ; α_i — коэффи-

циент, учитывающий неравномерность распределения скорости в соответствующих сечениях потока рабочей жидкости [3].

Зная перепад давлений рабочей жидкости, мгновенный расход её в канале d_k поршня, можно определить по зависимости:

$$w_1 = \mu f_k \sqrt{\frac{2g}{\rho}} \sqrt{\Delta p},$$

где μ — коэффициент истечения рабочей жидкости, зависящий от её вязкости, перепада давления на канале d_k и его формы и размеров; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$ [1, 3].

Так как рабочая жидкость при прохождении канала d_k сжимается, то согласно принципу неразрывности струи, её скорость V_1 можно определить по формуле:

$$V_1 = \frac{f_k V_{cp}}{f_0},$$

где f_0 — сжатое сечение рабочей жидкости, зависящее от коэффициента сжатия Σ и площади поперечного сечения канала d_k .

Зная численные значения V_1 и w_1 , можно вычислить усилие, создаваемое потоком рабочей жидкости на ребро D поршня и определить крутящий момент M_{kp} , возникающий на штоке демпфера по известной зависимости:

$$M_{kp} = 4P \frac{d_0}{2},$$

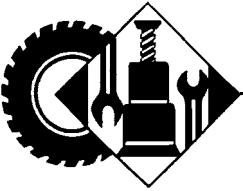
где d_0 — диаметр поршня, на котором выполнены дроссельные каналы d_k .

Проведённые расчёты по такой методике позволили рассчитать основные геометрические параметры демпфера, такие как: рабочим телом является жидкость АМГ с объёмным весом $\gamma = 860 \text{ кг}/\text{м}^3$ с кинематической вязкостью $v = 14 \text{ ССТ} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, длина прямолинейного участка канала $l = 35 \text{ мм}$, диаметр дроссельных каналов $d_k = 1,7 \text{ мм}$, количество каналов $n = 4$ шт., максимальный диаметр штока (14) $d_{max} = 32 \text{ мм}$, минимальный диаметр штока (16) $d_{min} = 16 \text{ мм}$, диаметр поршня (17) $d_{porsh} = 54 \text{ мм}$, поступательная скорость поршня V_b при преодолении неровности пути $V_b = 1,8 \text{ м}/\text{с}$, крутящий момент на штоке $M_{kp} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам машиностроительной отрасли для дальнейшего изучения и доработки предложенной конструкции торсионного рессорного подвешивания в целях возможного внедрения их в практику.

Литература

- Челноков И.И. и др. Гасители колебаний вагонов. М.: Трансжелдориздат, 1963. 165 с.
- Сливинский Е.В., Савин Л.А., Радин С.Ю. Пути совершенствования ходовых частей транспортных средств: монография. — Елец: ЕГУ им. И.А. Бунина. 2009. — 240 с.
- Дербарамидкер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. — М.: Машиностроение, 1969. 235 с.
- Конструкция и динамика тепловозов. Изд. 2-е и доп., под ред. Иванова В.Н. — М.: Транспорт, 1974. 260 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 62-592.131

РАСЧЁТНАЯ МОДЕЛЬ ЗАРОЖДЕНИЯ ТРЕЩИНЫ В ТОРМОЗНОМ БАРАБАНЕ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

АСКЕРОВ С.А.

Азербайджанский технический университет
(hssh3883@gmail.com)

Предложена расчётная модель зарождения трещины в барабане тормозной системы грузового автомобиля в процессе торможения, позволяющая определять местоположение и размер зоны трещинообразования. Разработанная расчётная модель даёт возможность оценить гарантированный ресурс тормозного барабана с учётом ожидаемых дефектов и условий нагружения; установить допустимый уровень дефектов в барабане; оптимально выбрать материал барабана.

Ключевые слова: тормозной барабан, трещинообразование, торможение автомобиля.

Askerov S.A.

COMPUTATIONAL MODEL OF INITIATION OF CRACK IN BRAKE DRUM OF WHEELED VEHICLE

A computational model of initiation of a crack in brake system of a truck during the braking process is proposed. This model allows to determine the location and size of the crack formation zone. The developed computational model makes it possible to estimate the guaranteed life of the brake drum with taking into account the expected defects and loading conditions; to establish the permissible level of defects in the drum; to optimally choose the drum material.

Keywords: brake drum, crack initiation, vehicle braking.

Пара трения "барабан—накладка" барабанных колодочных механизмов колёсной машины работает в условиях сложного напряжённого состояния [1, 2]. В процессе эксплуатации в барабане возникают зоны предразрушения (концентраторы напряжений), в которых ослаблены межчастичные связи материала. При их моделировании тормозной барабан рассматривается как изотропное однородное упругое тело, которое при повторно-кратковременном режиме торможения подвергается многократному циклическому нагружению. В процессе деформирования в концентраторе напряжений могут появляться зоны неупругого поведения, в которых закон Гука не выполняется, т.е. напряжения превосходят предел упругости.

Пусть, для определённости, нагрузка изменяется таким образом, что в области ослабленных межчастичных связей материала происходит неупругое деформирование. Через некоторое число циклов нагрузений (торможений) возможность неупругого деформирования в области ослабленных межчастичных связей материала будет исчерпана, и раскрытие берегов полосы предразрушения резко возрастёт. Если максимальное раскрытие берегов зоны предразрушения достигнет предельного для данного материала барабана значения δ_c ,

в этой точке образуется усталостная трещина [3, 4]. Местоположение и размер зоны предразрушения заранее неизвестны и должны быть определены. Причём в рассматриваемой расчётной модели удлинение трещины происходит непрерывно от нулевой длины.

Исследования [5] возникновения областей, в которых материал деформируется за пределом упругости, показывают, что в начальной стадии нагружения зоны предразрушения представляют собой узкий вытянутый слой, а с ростом нагрузки внезапно появляется вторичная система областей, содержащих материал с частично нарушенными связями. Физическая природа таких связей и размеры зон предразрушения, в которых осуществляется взаимодействие берегов областей межчастичных связей, зависит от вида материала.

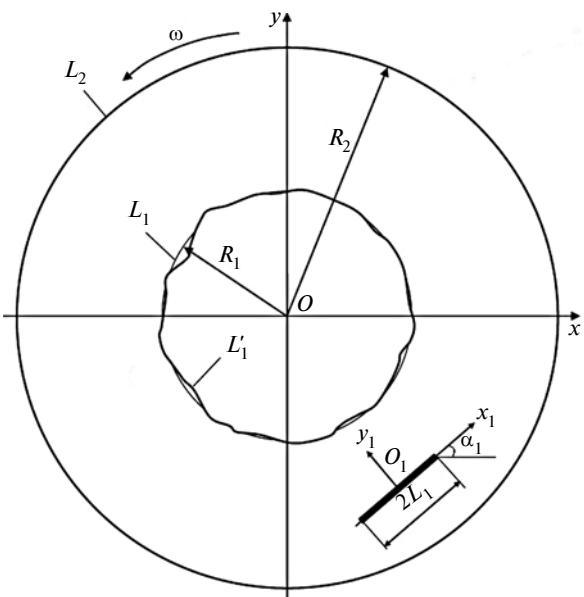
Задача деформации барабана за пределами упругости сводится к задаче деформации упругого тела, имеющего условные разрезы. Силы, действующие по поверхности этих зон предразрушения, называются силами сцепления ослабленных связей, а зоны, в которых они появляются, — зонами предразрушения или областями ослабленных связей.

Берега зоны предразрушения взаимодействуют. Это взаимодействие сдерживает зарождение трещины. В расчётной модели для описания взаимодействия берегов зоны предразрушения принято, что между ними имеются связи, закон деформирования которых задан. При действии на барабан силовой и тепловой нагрузок в связях, соединяющих берега зоны предразрушения, будут возникать нормальные $q_{y_1}(x_1)$ и касательные $q_{x_1,y_1}(x_1)$ усилия.

Зона предразрушения (прослойка перенапряжённого материала барабана) мала по сравнению с упругой частью тела и её можно заменить разрезом, поверхности которого взаимодействуют между собой по некоторому закону, соответствующему действию удалённого материала. В исследуемом случае возникновение трещины представляет собой переход области предразрушения в область разорванных связей между поверхностями материала.

Внутренний контур барабана считается близким к круговому. Реальная поверхность тормозного барабана не бывает абсолютно гладкой, но всегда имеет макро- или микроскопические неровности технологического характера, образующие шероховатость. Несмотря на исключительную малость таких неровностей, они оказывают существенное влияние на различные эксплуатационные свойства барабана.

В центре зоны предразрушения разместим начало системы координат $x_1 O_1 y_1$, ось x_1 которой совпадает с линией зоны предразрушения (см. рисунок). Полагаем, что в зоне предразрушения имеют место силы сцепле-



Расчёчная схема зарождения трещины в тормозном барабане колёсной машины

ния $q_{y_1}(x_1)$ и $q_{x_1y_1}(x_1)$ [3, 4]. Отнесём барабан к полярной системе координат $r\theta$ с началом координат в центре концентрических окружностей L_1, L_2 с радиусами R_1, R_2 .

Принято, что выполняются условия плоской деформации. Рассмотрим некоторую реализацию шероховатой внутренней поверхности барабана. Представим границу внутреннего контура барабана L'_1 в виде $r = \rho(\theta) = R_1 + \varepsilon H(\theta)$, где $\varepsilon = R^0/R_1$ — малый параметр; R^0 — наибольшая высота выступа (впадины) неровности внутренней поверхности барабана; $H(\theta)$ — функция, не зависящая от малого параметра.

Рассмотрим зону предразрушения длины $2l_1$, расположенную на отрезке $|x_1| \leq l_1, y_1 = 0$. Границные условия рассматриваемой задачи на внутреннем и внешнем контурах тормозного барабана при торможении колёсной машины будут иметь вид формул 1 (в табли-

це) при $r = \rho(\theta)$ в зоне контакта, формул 2 — вне зоны контакта и формул 3 при $r = R_2$. Границные условия на берегах зоны предразрушения — формула 4.

Границные условия 1—3 необходимо дополнить соотношением, связывающим раскрытие берегов зоны предразрушения и усилия в связях. Это соотношение представим в виде формулы 5 [4], где функции $\Pi_y(x_1, q_{y_1})$ и $\Pi_x(x_1, q_{x_1y_1})$ представляют собой эффективные податливости связей, зависящие от их натяжения; $(v_1^+ - v_1^-)$ и $(u_1^+ - u_1^-)$ — нормальная и касательная составляющие раскрытия берегов зоны предразрушения. При постоянных значениях функций $\Pi_y(x_1, q_{y_1})$ и $\Pi_x(x_1, q_{x_1y_1})$ имеем линейный закон деформирования связей (формула 5). В общем случае закон деформирования связей является нелинейным.

Напряжения и перемещения в тормозном барабане при торможении колёсной машины будем искать в виде разложений по малому параметру, в которых пренебрегаем, для упрощения, членами, содержащими ε в степени выше первой. Разлагая в ряд выражения для напряжений в окрестности при $r = R_1$, получим значения компонент тензора напряжений при $r = \rho(\theta)$. Используя метод малого параметра для краевой задачи механики контактного разрушения, получаем последовательность граничных задач теории упругости для тормозного барабана с круговыми границами.

С помощью формул Колосова—Мусхелишвили краевые условия задачи запишем в виде граничной задачи для отыскания двух комплексных потенциалов $\Phi^{(0)}(z)$ и $\Psi^{(0)}(z)$.

Удовлетворяя комплексными потенциалами краевым условиям в нулевом приближении, получаем комплексное сингулярное интегральное уравнение относительно неизвестной функции $g(x_1)$, характеризующей раскрытие берегов зоны предразрушения, и бесконечную систему алгебраических уравнений относительно коэффициентов a_k, b_k потенциалов $\Phi_0^{(0)}(z), \Psi_0^{(0)}(z)$. Функция $g(x_1)$ в нулевом приближении имеет вид формулы 6. Для внутренней зоны предразрушения к син-

№	Формула	Примечание
1	$\sigma_n = -p(\theta), \tau_{nt} = -fp(\theta)$	При $r = \rho(\theta)$ в зоне контакта
2	$\sigma_n = 0, \tau_{nt} = 0$	При $r = \rho(\theta)$ вне зоны контакта
3	$\sigma_r = 0, \tau_{r\theta} = 0$	При $r = R_2$
4	$\sigma_{y_1} = q_{y_1}, \tau_{x_1y_1} = q_{x_1y_1}$	$\sigma_r, \sigma_\theta, \tau_{r\theta}$ — компоненты тензора напряжений в полярной системе координат; $p(\theta)$ — контактное давление; f — коэффициент трения пары "барабан—накладка"
5	$(v_1^+ - v_1^-) - i(u_1^+ - u_1^-) = \Pi_y(x_1, q_{y_1})q_{y_1}(x_1) - i\Pi_x(x_1, q_{x_1y_1})q_{x_1y_1}(x_1)$	—
6	$g_1^{(0)} = \frac{2G}{i(1+\kappa)} \frac{\partial}{\partial x_1} \{ u_1^+(x_1, 0) - (u_1^-(x_1, 0) + i[v_1^+(x_1, 0) - v_1^-(x_1, 0)]) \}$	G — модуль сдвига материала барабана; $\kappa = 3 - 4\mu$; μ — коэффициент Пуассона материала барабана
7	$\int_{-l_1}^{l_1} g_1^{(0)}(t) dt = 0$	—
8	$ u_1^+(x_1, 0) - u_1^-(x_1, 0) - i[v_1^+(x_1, 0) - v_1^-(x_1, 0)] = \delta_c$	—

гулярному интегральному уравнению следует добавить условие однозначности смещений при обходе контура зоны предразрушения (формула 7).

Сингулярное интегральное уравнение при условии формулы 6 с помощью процедуры алгебраизации сводится к системе M алгебраических уравнений относительно M неизвестных $g_1^{(0)}(t_m)$ ($m = 1, 2, \dots, M$). Если в полученной системе перейти к комплексно-сопряжённым величинам, добавится ещё M алгебраических уравнений.

Для замкнутости полученных алгебраических уравнений систем имеется два комплексных уравнения, определяющих местоположение зоны предразрушения (координаты её концов). Решение интегрального уравнения ищется в классе всюду ограниченных функций (напряжений), поэтому к полученной алгебраической системе следует добавить условия ограниченности напряжений на концах зоны предразрушения $x_1 = \pm l_1$.

Полученные системы алгебраических уравнений относительно $a_k, b_k, g_1^{(0)}(t_m)$ ($m = 1, 2, \dots, M$) позволяют при заданной внешней нагрузке найти напряжённо-деформированное состояние тормозного барабана с зоной предразрушения и определить местоположение этой зоны в нулевом приближении. Зная координаты концов зоны предразрушения, по известным формулам аналитической геометрии находим размер зоны трещинообразования.

После решения полученных алгебраических систем переходим к построению решения задачи в первом приближении. Используя формулы Колосова—Мусхелишвили граничные условия задачи в первом приближении можно записать в виде краевой задачи для определения комплексных потенциалов $\Phi^{(1)}(z)$ и $\Psi^{(1)}(z)$. Функции $\Phi^{(1)}(z), \Psi^{(1)}(z)$ ищем так же как и в нулевом приближении, с очевидными изменениями. Дальней-

ший ход решения задачи в первом приближении также аналогичен нулевому приближению.

После определения напряжённо-деформированного состояния для нахождения предельного значения контактного давления в тормозной системе колёсной машины, при котором возможно зарождение трещины, использовали критерий критического раскрытия берегов зоны предразрушения (формула 8). Здесь δ_c — характеристика сопротивления материала барабана трещинообразованию; определяется опытным путём [5].

Предложенная расчётная модель зарождения трещины в тормозном барабане колёсной машины даёт возможность решать следующие практически важные задачи на стадии проектирования: оценить гарантированный ресурс тормозного барабана с учётом ожидаемых дефектов и условий нагружения; установить допустимый уровень дефектов (нормы дефектности и максимальные значения рабочих нагрузок, обеспечивающие достаточный запас прочности); выбрать материал барабана с необходимым комплексом статических и циклических характеристик трещиностойкости.

Литература

1. Вольченко В.И. Барабанно-колодочные тормозные устройства / В.И. Вольченко, Ю.С. Замора. — Львов: Вища школа, 1980. — 161 с.
2. Александров М.П. Тормозные устройства: справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, М.В. Новожилов; под общ. ред. М.П. Александрова. — М.: Машиностроение, 1985. — 312 с.
3. Мирсалимов В.М. Зарождение дефекта типа трещины во втулке контактной пары / В.М. Мирсалимов // Математическое моделирование. — 2005. — Т. 17, № 2. — С. 35—45.
4. Мирсалимов В.М. К решению задачи механики контактного разрушения о зарождении и развитии трещины со связями между берегами во втулке трения / В.М. Мирсалимов // Прикладная математика и механика. — 2007. — Т. 71, № 1. — С. 132—151.
5. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / В.В. Панасюк. — Киев: Наукова думка, 1991. — 416 с.

УДК 621.892

АЛГОРИТМ ВЫБОРА МОТОРНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ТЕХНИКИ

Д-р техн. наук КОРНЕЕВ С.В., ПАШУКЕВИЧ С.В.,
МАЧЕХИН Н.Ю., БАКУЛИНА В.Д., БУРАВКИН Р.В.,
АНОПРИЕНКО А.А.

СибАДИ, Омский ГТУ, ОАБИИ ВАМТО,
ПАО "Сургутнефтегаз" (sofia96@bk.ru)

Методологией проведения работы является анализ показателей свойств выпускаемых промышленностью нефтепродуктов и опыта эксплуатации техники в критических условиях.

Ключевые слова: смазочные материалы, алгоритм, моторные масла, низкие температуры.

Korneev S.V., Pashukevich S.V., Machechin N.Yu.,
Bakulina V.D., Buravkin R.V., Anoprienko A.A.
THE ALGORITHM FOR SELECTING MOTOR OIL
FOR MACHINERY

The methodology of the work is the analysis of the properties of petroleum products produced by the industry and the experience of equipment operation in critical conditions.

Keywords: lubricants, algorithm, engine oils, low temperatures.

В настоящее время для правильной работы автомобильной техники в нашей стране применяется огромное количество марок горючего, масел, смазок и специальных жидкостей, в том числе и устаревших, не полностью отвечающих современным требованиям [1]. Наряду со сложностью производства столь многочисленного ассортимента горючего и смазочных материалов имеются значительные трудности хранения, транспортирования, выдачи и контроля их качества, усложняются эксплуатация техники и её техническое обслуживание, возрастают расходы горючего и смазочных материалов, особенно устаревших марок [2]. Увеличивается вероятность смешения различных марок горючего и смазочных материалов на местах применения, использования их не по назначению. В сложившихся условиях проведение работ по рационализации и организации смазочного хозяйства и, в частности, работ по унификации номенклатуры применяемых смазочных материалов — важный резерв повышения эффективности работы предприятий, эксплуатирующих автотракторную технику и промышленное оборудование.

Работа автотранспортных комплексов характеризуется большим разбросом техники, что требует достаточно гибкой организации её технического обслуживания и ремонта для обеспечения эффективного использования [3]. Влияние распределения по местности техники усугубляется плохими дорожными условиями в районах выполнения производственных задач и на пути к ним, что увеличивает нагрузки на агрегаты и механизмы машин. Также усугубляющим фактором при подборе смазочного материала являются низкие температуры зимой и отсутствие в достаточном количестве тёплых помещений для обслуживания, ремонта и стоянки техники. Хранение на открытых площадках зимой осложняет пуск двигателей, затрудняется начало движения техники после межсменной стоянки, ухудшаются показатели надёжности автомобилей, увеличивается расход топлива и усложняется проведение технического обслуживания [4, 5].

Все перечисленные факторы усложняют процесс эксплуатации техники, а требования, предъявляемые в таких условиях к качеству используемых материалов, должны обеспечивать надёжную работу подвижного состава при выполнении производственных задач. Естественно, что в таких условиях подбор номенклатуры смазочных материалов играет далеко не последнюю роль в обеспечении эффективности эксплуатации техники [6].

Эксплуатационная надёжность техники во многом зависит от качества и правильного выбора сорта и вида смазочного материала. Для своевременного и качественного смазывания машин заводы-изготовители автомобильной техники снабжают их таблицами или картами смазывания, содержащими необходимые сведения по периодичности смазывания и по маркам смазочных материалов. Заводы-изготовители машин должны вносить в таблицы и карты смазывания изменения, соответствующие уровню новейших научных разработок [7]. При отсутствии указанных в таблице марок смазочных материалов их заменяют другими равной или несколько большей вязкости. Степень очистки на заводах должна быть аналогичной или более глубокой; температура вспышки должна быть не меньше, чем у заменяемого масла, а температура замерзания ниже [8].

Первое направление унификации — исключение из применения устаревших малоэффективных, а также необеспеченных ресурсами марок смазочных материалов и замена их на сокращённый ассортимент высокоэффективных унифицированных продуктов, при этом срок службы масла увеличивается. Второе направление — сокращение их ассортимента в целом на каждой конкретной марке машины, двигателя, механизма, что служит значительным упрощением эксплуатации и обслуживания техники [9].

В настоящее время в мире действуют несколько классификаций моторных масел. В Российской Федерации разделение моторных масел регламентировано ГОСТ 17479.1 и стандартом Ассоциации автомобильных инженеров Российской Федерации СТО ААИ 003-98. Ассоциацией европейских производителей автомобилей (ACEA) разработана своя классифи-

кация моторных масел. В США и ряде других стран действуют взаимодополняющие классификации Общества инженеров — автомобилестроителей (SAE) и Американского института нефти (API), Международного комитета по стандартизации и аprobированию моторных масел (ILSAC), созданного Американской и Японской ассоциациями производителей автомобилей. Разработана классификация моторных масел только для бензиновых двигателей легковых автомобилей. Японской организацией автомобильных стандартов (JASO) создана своя классификация масел [10]. Однако, несмотря на множество классификаций, они построены по одному принципу и подразделяют моторные масла по одним и тем же признакам: вязкостным характеристикам, назначению (для бензиновых двигателей и дизельных), условиям эксплуатации, энергосберегающим и экологическим свойствам.

Самая первая классификация моторных масел, предложенная SAE США в начале XX века и используемая как неотъемлемая часть практически всех иных классификаций, предусматривает подразделение моторных масел по вязкостно-температурным характеристикам.

Классификация ACEA подразделяет масла на три класса и одиннадцать категорий по назначению. Класс A/B распространяется на универсальные масла для бензиновых двигателей и дизелей лёгких транспортных средств. Масла четырёх категорий класса C имеют то же назначение, но отличаются совместимостью с катализаторами обезвреживания газов отработавших и с сажевыми фильтрами. К классу E относятся масла для дизелей грузовых автомобилей, многоместных автобусов и строительной техники [11].

Классификация API подразделяет масла на две категории S и C. Масла категории S предназначены только для четырёхтактных бензиновых двигателей легковых автомобилей, фургонов, пикапов, микроавтобусов, грузопассажирских машин, категории C — для двухтактных или четырёхтактных дизелей грузовых автомобилей, автобусов, промышленных и сельскохозяйственных тракторов, дорожно-строительной техники. Универсальным моторным маслам, применяемым в дизелях и бензиновых двигателях, присваивают обозначения обеих категорий.

Классификация моторных масел ILSAC, разработанная для бензиновых двигателей легковых автомобилей, содержит к настоящему времени три категории. В связи с тем, что обязательным требованием ILSAC является наличие энергосберегающих свойств, к моторным маслам указанных категорий могут быть отнесены только маловязкие жидкости [12].

Классификация JASO предусматривает производство моторных масел трёх классов: для автомобильных двигателей, двухтактных и четырёхтактных мотоциклетных бензиновых двигателей.

При выборе масел на основе существующих классификаций в соответствии с алгоритмом (рис. 1), предпочтение следует отдавать тем маркам масел, которые имеют допуск конкретного производителя или соответствуют требованиям его спецификаций. Это естественно, поскольку в них учтены все основные факторы, влияющие на техническое состояние двигателя.

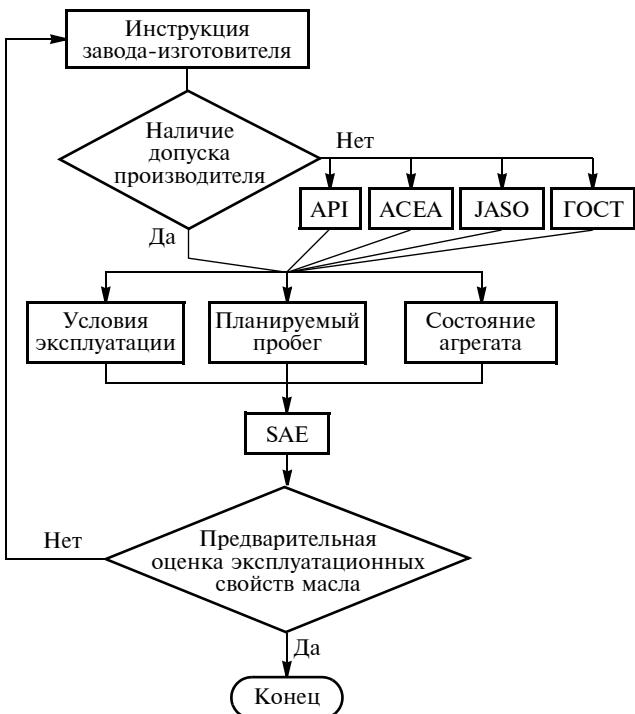


Рис. 1. Алгоритм выбора моторных масел на основе существующих классификаций

Алгоритм выбора моторного масла определяет порядок действий при выборе смазочного материала. В соответствии с инструкцией по эксплуатации техники определяются требования, предъявляемые заводом-изготовителем к смазочным материалам. Затем определяется, есть ли у данного смазочного материала допуск производителя выбранной техники. При его отсутствии стоит обратиться к международным классификациям моторных масел. В случае положительного ответа о наличии допуска следует обратить внимание на три следующих фактора: условия эксплуатации (прежде всего климатические и их воздействие на смазочный материал), состояние дорожных покрытий и другие внешние воздействия на технику: планируемый пробег (определяет интенсивность эксплуатации и периодичность технических обслуживаний); состояние агрегата (от него зависит расход моторных масел и эффективность его работы).

После того, как была проведена оценка условий эксплуатации и состояния техники, необходимо проверить вязкостно-температурные характеристики выбираемого моторного масла. И в дальнейшем провести предварительную оценку эксплуатационных свойств масла. Для моторных масел это температурные воздействия и обводнение, что характерно для работы двигателей в зимнее время. Среди систем классификаций, используемых при определении смазочных материалов, на данный момент в России, как среди производителей техники, так и среди производителей смазочных материалов, наибольшее распространение получили моторные масла: ГОСТ 17479.1—85, SAE J 300, API.

Результаты унификации смазочных материалов должны отражаться в картах смазки. Для разработки

карт смазки необходимо использовать однотипные модели, позволяющие отражать унифицированную номенклатуру смазочных материалов для любой из единиц подвижного состава.

Для группировки подвижного состава предприятия и составления унифицированных карт применения смазочных материалов вводится понятие обобщённой модели единицы подвижного состава, под которой понимается гипотетическая модель единицы подвижного состава, состоящая из элементов, представляющих собой образы основных конструктивных элементов различных моделей автотракторной и специальной техники. В состав рассматриваемых элементов включены основные агрегаты и системы автотракторной и специальной техники, требующие заправки смазочными материалами (рис. 2). Наличие и конструкция конкретного элемента сопоставляются в соответствии с рассматриваемой реальной моделью единицы подвижного состава.

В результате анализа сформировано четыре обобщённые модели единиц подвижного состава, использование которых позволяет ускорить составление карт смазки для всех типов техники.

I — модель единицы подвижного состава отечественного производства, оснащённой: дизелем или бензиновым двигателем любой степени форсированности с наддувом и без наддува; агрегатами трансмиссии, включающими элементы механических и гидромеханических передач; элементами гидросистем.

II — модель единицы подвижного состава зарубежного производства, оснащённой: дизелем или бензиновым двигателем любой степени форсированности с наддувом и без наддува, легковых автомобилей, микроавтобусов, лёгких грузовиков; агрегатами трансмиссии, включающими элементы механических и гидромеханических передач; элементами гидросистем.

III — модель единицы подвижного состава зарубежного производства, оснащённой: дизелем любой степени форсированности с наддувом и без наддува грузовой автомобильной, строительной и внедорожной техники; агрегатами трансмиссии, включающими элементы механических и гидромеханических передач; элементами гидросистем.

IV — модель единицы подвижного состава зарубежного производства, оснащённой: двухтактным дизелем; агрегатами трансмиссии, включающими элементы механических и гидромеханических передач; элементами гидросистем.

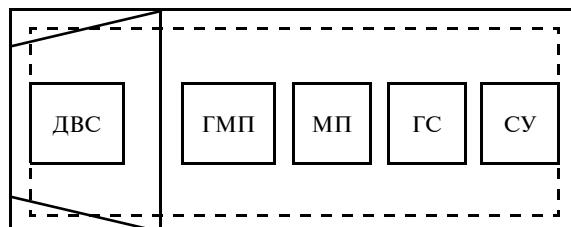


Рис. 2. Обобщённая модель единицы подвижного состава:

ДВС — двигатель внутреннего горения; ГМП — элементы гидромеханических передач; МП — элементы механических передач; ГС — элементы гидросистем; СУ — узлы, смазываемые пластичными смазками

Разработанный алгоритм выбора моторного масла для техники позволяет использовать современные смазочные материалы при эксплуатации разнородной техники и унифицировать однотипные продукты. Данный метод даёт возможность на базе международных классификаций и основных требований к использованию подобрать смазочный материал применительно к условиям эксплуатации техники. Один из главных этапов — предварительная оценка эксплуатационных свойств масла, которая помогает предотвратить проблемы, образующиеся при эксплуатации техники в различных климатических условиях. Унифицированные карты смазки обеспечивают подбор смазочных материалов для всего парка техники различных предприятий.

Литература

1. Лапина Е.А., Лапина И.А. Основные показатели и требования к качеству бензиновых и дизельных топлив // Новая наука: От идеи к результатам. 2016. № 10. С. 63–64.
2. Голубев Д.С., Костенко М.Ю., Ушаков О.В., Штурманов С.С. Оценка влияния эксплуатационных факторов на процесс старения моторного масла // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. 2017. № 3 (35). С. 91–97.
3. Долгова Л.А. К вопросам оптимизации сроков замены моторного масла в ДВС // Синергия Наук. 2018. № 23. С. 1109–1116.
4. Колунин А.В., Нечаев В.В., Белокопытов С.В. Влияние воды на эксплуатационные свойства моторных масел // Вестник военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева. 2015. № 2. С. 72–74.
5. Нуруллаев А.А., Муродов М.Н., Сатторов М.О. Изучение методов очистки моторных масел // Наука и образование сегодня. 2016. № 4. С. 6–7.
6. Мухин Д.В., Вольсков Д.Г. Разработка методики прогнозирования срока службы моторных масел // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2016. № 2. С. 33–37.
7. Егоров А.В., Зубова Е.В., Вахрушев В.В., Черепахин С.О., Попов А.М. Особенности оценки служебных свойств работающих моторных масел // АПК России. 2015. Т. 73. С. 49–57.
8. Королев А.Е. Анализ свойств моторных масел // Вестник Государственного аграрного университета Северного Зауралья. 2016. № 2. С. 115–121.
9. Соломахин Ю.В., Демаков К.К. Основные тенденции совершенствования моторных масел // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. 2016. № 1. С. 290–293.
10. Жосан А.А., Ревякин М.М., Ершов Д.С. К вопросу об улучшении эксплуатационных свойств моторных масел // Агротехника и энергообеспечение. 2016. № 2. С. 81–86.
11. Пресняков В.А., Каминский Н.С., Петренко С.С. Обоснование периодичности замены моторных масел при эксплуатации автомобиля // Успехи современной науки и образования. 2016. № 6. С. 115–117.
12. Левандовский С.Н., Колосович Е.К. Изменение свойств моторных масел при эксплуатации // Новая наука: От идеи к результату. 2017. № 1-2. С. 160–162.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-233.2-55

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ СБОРКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ПРЕДНАТЯГА ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ

БУЛАВИН И.А., ШАНДРОВ Б.В., МИШИН В.Н., САМОЙЛОВА А.С.

Московский политехнический университет (МАМИ) (bulavin-mami@yandex.ru)

Приводится анализ конструкции подшипниковых узлов с предварительным осевым натягом в редукторах ведущих мостов автомобилей и автобусов. Определено влияние силовых и деформационных факторов, возникающих при сборке, на точность создания силы преднатяга. Приведены результаты статистических исследований влияния каждого фактора. Представлено технологическое оборудование, созданное совместно с заводами отрасли.

Ключевые слова: сборка, редуктор заднего моста, преднатяг подшипников, силовые и деформационные факторы, размерные цепи, технологическая установка.

Bulavin I.A., Shandrov B.V., Mishin V.N., Samoylova A.S.

**ADAPTIVE QUALITY CONTROL OF ASSEMBLY OF BEARING UNITS WITH
ADJUSTMENT OF PRELOAD OF BEARINGS OF REDUCERS OF DRIVING AXLES**

In given article the analysis of a design of bearing mount assemblies with preliminary axial compression of bearings in reducers of leading bridges of cars and buses is resulted. Influence of the power and deformation factors arising at assembly, on accuracy of creation of force of preliminary axial compression of bearings is defined. Results of statistical probes of influence of each factor are presented. Results of teamwork with motor industry factories on creation of the process equipment for regulation of preliminary axial compression of bearing mount assemblies of a reducer are resulted.

Keywords: assembly, reducer of the rear bridge, preliminary axial compression of bearings, power and deformation factors, dimensional chains, technological installation.

При сборке подшипниковых узлов и регулировке преднатяга подшипников главных передач редукторов транспортных средств, как известно, достигаются требуемые параметры зацепления главной передачи редуктора. Однако этот ответственный и трудоёмкий этап до сих пор характеризуется низким уровнем автоматизации и требует высокой квалификации сборщика. Погрешности непосредственно влияют на эксплуатационные показатели работы и на надёжность редуктора в целом. Как показывает многолетний опыт, основными здесь являются погрешности, вызванные силовыми факторами при выполнении различных соединений, деформациями сопрягаемых элементов, точностью измерения дистанционного элемента или пакета компенсаторов и их неконтролируемым рассеиванием в особенности осевой податливости конических роликоподшипников.

В процессе сборки узла ведущей шестерни редуктора (рис. 1) с жёст-

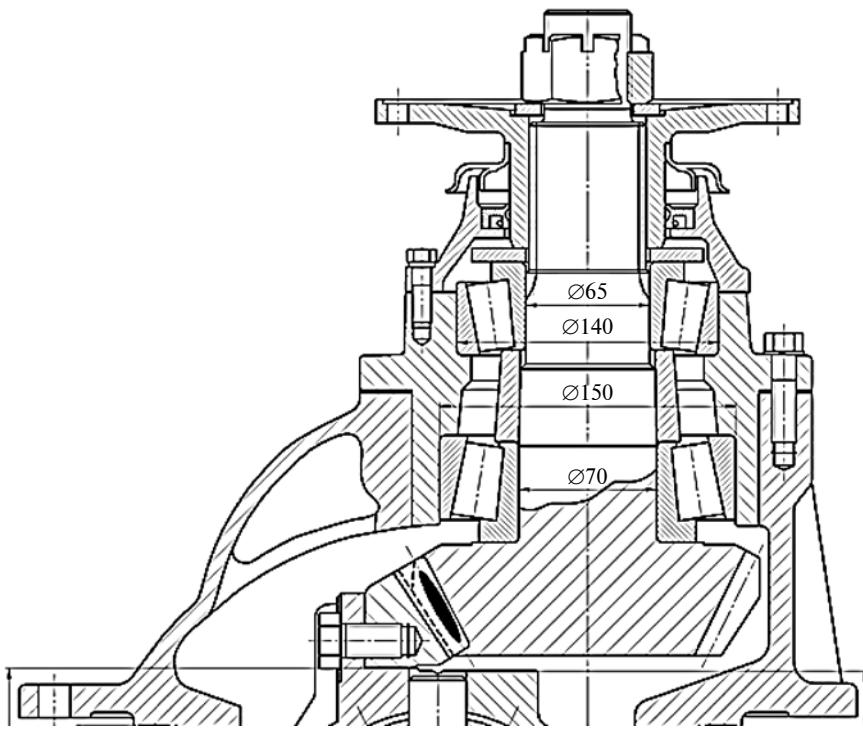


Рис. 1. Узел ведущей шестерни с коническими роликоподшипниками и втулкой-компенсатором в редукторе заднего моста транспортного средства

ким распорным элементом между коническими роликоподшипниками наружные кольца и одно внутреннее кольцо роликоподшипников устанавливается в корпус с диаметральным натягом. При запрессовке наружных колец в корпус и внутреннего кольца на вал с нарушени-

ем схемы базирования возникает их перекос, а неравномерный по радиальной жёсткости корпус и погрешности расточки в корпусе приводят к радиальным деформациям, которые проявляются в виде погрешности формы на поверхностях качения колец подшипников.

Эти погрешности формы в виде отклонений от круглости (10...20 мкм), а также перекос колец (0,08...0,1 мм) приводят к изменению осевой податливости дуплекса регулируемых подшипников и, как следствие, к изменению характеристики осевой деформации и силы преднатяга. Эта деформация δa_0 определяется по эмпирической формуле 1 (таблица). Здесь C — постоянный эмпирический коэффициент, который для дуплекса регулируемых подшипников равен сумме при последовательном соединении сжимаемых элементов ($C_1 + C_2 = 0,004...0,04$ мм/кг · м).

Главным силовым фактором является сила преднатяга, которую необходимо обеспечить в окончательно собранном подшипниковым узле в соответствии с техническими требованиями, заданными конструктором в технической документации. В отдельных случаях задаётся сама сила преднатяга, в других — осевая деформация в подшипниках, но контроль всегда осуществляется по моменту трения в дуплексе подшипников. Измерения требуемой длины дистанционного распорного элемента — компенсаторного звена выполняется с предварительным нагружением дуплекса подшипников технологической силой $F_{\text{тех}}$ по схеме, показанной на рис. 2.

№	Формула	Примечание
1	$\delta a_0 = CF_a^m$	δa_0 — осевая податливость в коническом подшипнике в состоянии поставки, мкм; F_a — осевая сила сжатия подшипника Н; m — эмпирический показатель степени — (2/3); $C = C_1 + C_2$
2	$F_m = \left(F_0^m - \frac{\delta_{\text{в.к}} + \delta_{0N}}{C_1 + C_2} \right)^{1/m}$	F_0 — осевая сила преднатяга; C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты осевой податливости подшипникового дуплекса; $\delta_{\text{в.к}}$ — осевая деформация при сжатии внутреннего контура; δ_{0N} — осевое приращение монтажной высоты подшипника от запрессовки внутреннего кольца на вал-шестерню; $m = 2/3$
3	$\delta_a^{\Delta_{\text{с6}}} = \delta_{a_0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)^{0,3} + 27,7 \left(\frac{\Delta R}{\Delta R_0} - 1 \right)^{0,526}$	δa_0 — исходная осевая упругая податливость подшипника; ΔR_0 — и ΔT_0 — погрешности колец подшипников в состоянии поставки; ΔR и ΔT — погрешности колец подшипников после выполнения прессовых соединений с корпусом
4	$\delta_a = \frac{F_a^{0,665}}{Z^{0,438} l_p^{0,28} d_p^{0,178} (\sin \beta)^{1,863}}$	F_a — осевая сила на подшипник, кг; Z — количество роликов; d — диаметр роликов, мм; l — длина образующей роликов, мм; β — угол конуса наружного кольца, °
5	$(C_1 + C_2)_i = \sigma_0^{\Sigma} / F_0$	—
6	$F_{mi} = \left[F_0^m - \frac{\delta_{\text{в.к}} + \delta_{0N}}{C_1 + C_2} \right]^{1/m}$	F_0 — требуемая сила преднатяга

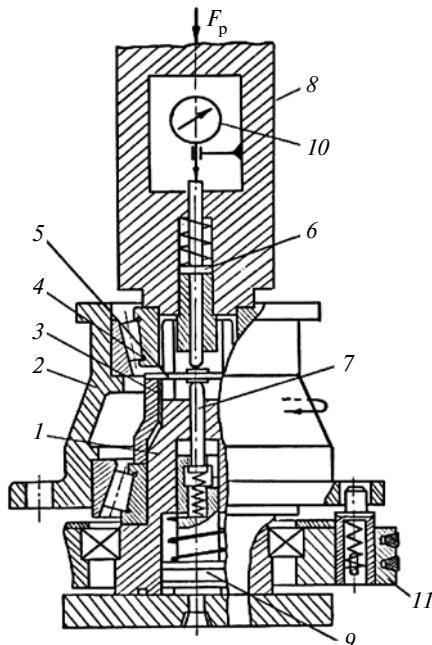


Рис. 2. Схема измерения требуемой толщины компенсаторного звена для регулирования преднатяга подшипников на фальшоправке за один установок:

1 — фальшоправка; 2 — корпус; 3 — дистанционная втулка; 4 — конический роликоподшипник; 5 — измерительный щуп; 6 — верхний шток; 7 — нижний шток; 8 — пиноль для нагружения дуплекса подшипников измерительной технологической силой; 9 — поршень пневмоцилиндра для перемещения нижнего и верхнего штоков; 10 — контрольный прибор; 11 — привод вращения корпуса

Подшипниковый узел, собранный в корпусе, устанавливается на фальшоправку. Между верхним подшипником и дистанционной втулкой устанавливается измерительный щуп. На подсобранный таким образом узел с помощью пиноли прикладывается измерительная технологическая сила F_p , на корпус с помощью привода и плавающего пальца прикладывается вращение примерно $20\dots30 \text{ мин}^{-1}$, через 5...10 оборотов включается пневмопривод, который перемещает измерительный щуп в зазор между торцом внутреннего кольца верхнего подшипника и торцом дистанционной втулки. Требуемый размер компенсатора определяется как сумма показаний контрольного прибора и толщины измерительного щупа.

Величина технологической измерительной силы F_p определяется по формуле 2, учитывающей силовые и деформационные факторы, возникающие при окончательной сборке подшипников. Здесь m — показа-

тель степени, характеризующий осевую податливость подшипников как полукубическую параболу.

Регулируемый подшипниковый узел устанавливается на стенде без втулки и компенсатора и нагружается силой преднатяга. С помощью индикатора определяется осевая податливость при вращении корпуса. Коэффициент осевой податливости позволяет по вышеприведённой формуле определить требуемую технологическую силу для данного подшипникового узла. Затем выполняется "Установ 1" в соответствии с рис. 3; при этом индикатор настраивается на "0". Далее выполняется "Установ 2". Требуемый размер компенсатора определяется суммой технологической шайбы " $B_{\text{тех}}$ " и показаниями индикатора при втором установе "Установ 2".

Контроль точности регулировки осуществляется по моменту трения при вращении корпуса подшипникового узла. Величина момента трения

$M_{\text{тр}}$ в дуплексе регулируемых подшипников в различных конструкциях может быть задана конструктором в диапазоне $0,15\dots0,35 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ или $1,5\dots3,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Линейная величина преднатяга, соответствующая этим пределам, находится примерно в диапазоне $40\dots120 \text{ мкм}$. Взаимосвязь этих параметров преднатяга показана на рис. 4.

Из формулы 2 следует, что если перечисленные деформационные факторы C_1 , C_2 , $\delta_{\text{вк}}$ и δ_{0N} постоянны и не имеют отклонений, то точность при измерении компенсатора будет обеспечена. Однако если какой-то из факторов в указанной формуле имеет отклонения, требуемая технологическая сила для каждого измеряемого узла будет разной.

Как показали исследования этих факторов, осевая деформация при сжатии внутреннего контура и осевое приращение монтажной высоты подшипника имеют небольшой разброс ($\pm 10 \%$). Однако осевая подат-

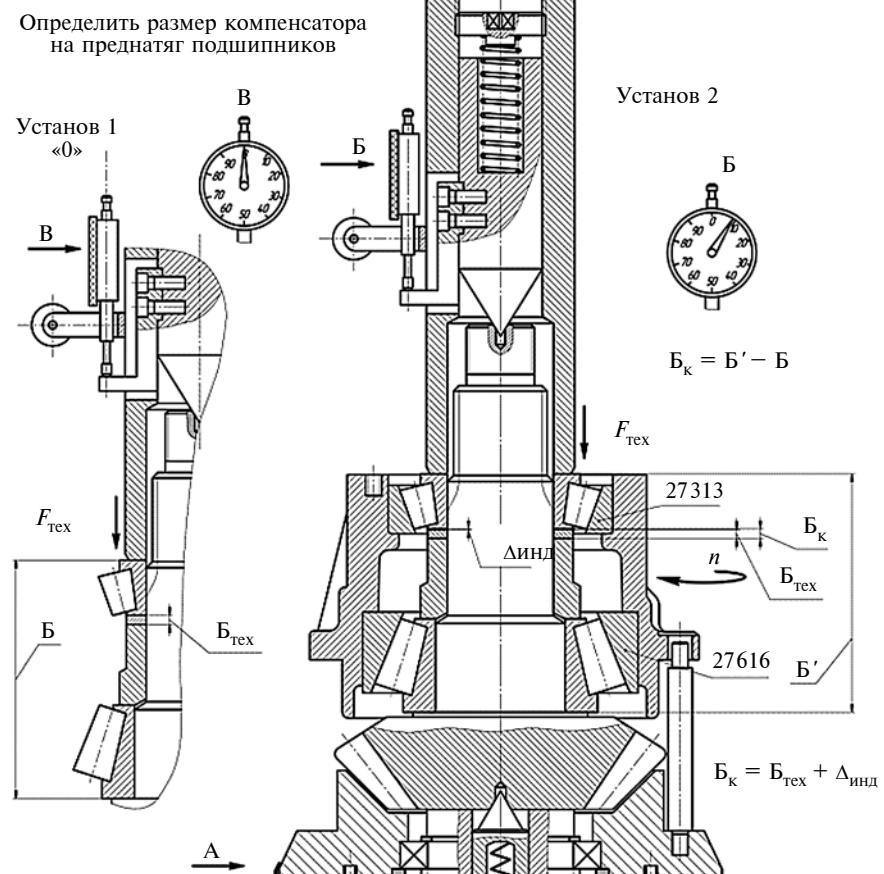


Рис. 3. Схема измерения требуемой толщины компенсаторного звена для регулирования преднатяга подшипников на штатном валу за два установа при нагружении осевой варьируемой технологической силы

ливость подшипников дуплекса, а значит и коэффициенты C_1 и C_2 , вследствие вышеуказанных погрешностей формы и взаимного расположения колец подшипников имеют рассеивание $\pm 50\%$. Исследования влияния погрешностей формы и взаимного расположения позволили установить их влияние на осевую податливость в виде эмпирической зависимости, результаты которых приведены на рис. 5.

Полученная эмпирическая зависимость 3 учитывает действительные погрешности и допустимые значения этих параметров. Входящая в неё начальная осевая деформация δ_{00} определяется эмпирической зависимостью 4 с учётом геометрических параметров подшипника.

Зависимость 3 получена на модели подшипникового узла в результате проведения трёх однофакторных экспериментов с раздельным варьированием погрешностей ΔR и ΔT . В реальных подшипниковых узлах на поверхностях качения имеет место одновременно и отклонение от круглости ΔR , и перекос колец ΔT .

Для проверки полученной зависимости проведены исследования суммарного осевого смещения дуплексов регулируемых подшипников 7610K1-7613K1, наружные кольца которых запрессованы в условиях производства и их поверхности качения имеют реальные погрешности формы и взаимного расположения. Образцы подшипниковых узлов были отобраны с экстремальными сочетаниями ΔR и ΔT . Анализ графиков показывает, что характер расчётной зависимости и аппроксимированной по экспериментальным данным совпадает. Погрешности формы ΔR и взаимного расположения ΔT поверхностей качения приводят к снижению осевой жёсткости подшипника. Аналитически это характеризуется увеличением постоянного коэффициента упругости C и изменением показателя степени m в зависимости 1.

Изменение суммы постоянных коэффициентов C_1 и C_2 в приведённой формуле для расчёта технологической измерительной силы с учётом отклонений осевой податливости $\pm 50\%$ приведёт, как показывают расчёты (при $\delta_{0k} = 0,05$ мм,

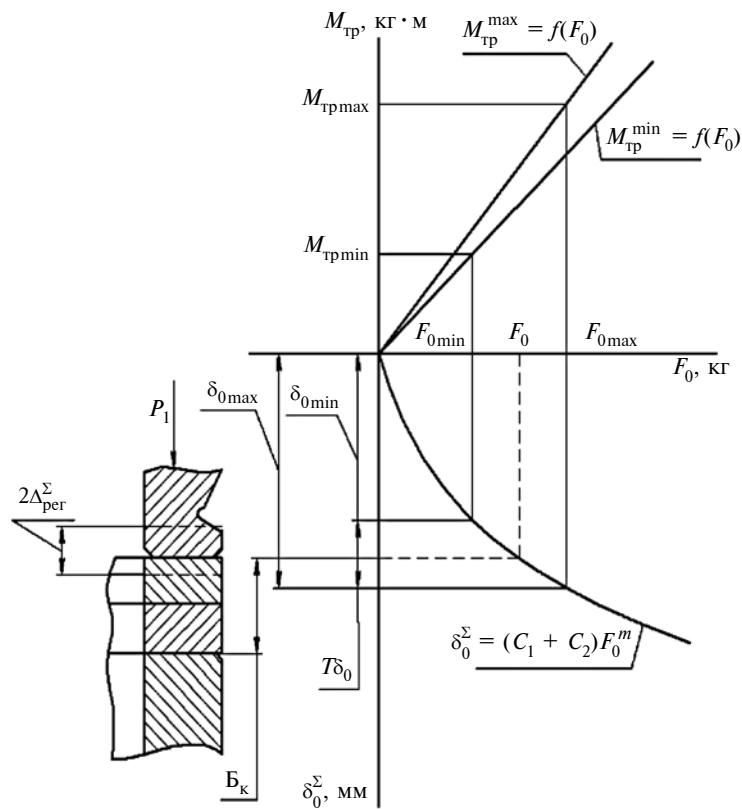


Рис. 4. Взаимосвязь момента трения, осевых упругих смещений и осевой нагрузки в дуплексе регулируемых подшипников и её влияние на точность регулирования силы преднатяга F_0 с помощью компенсатора B_k

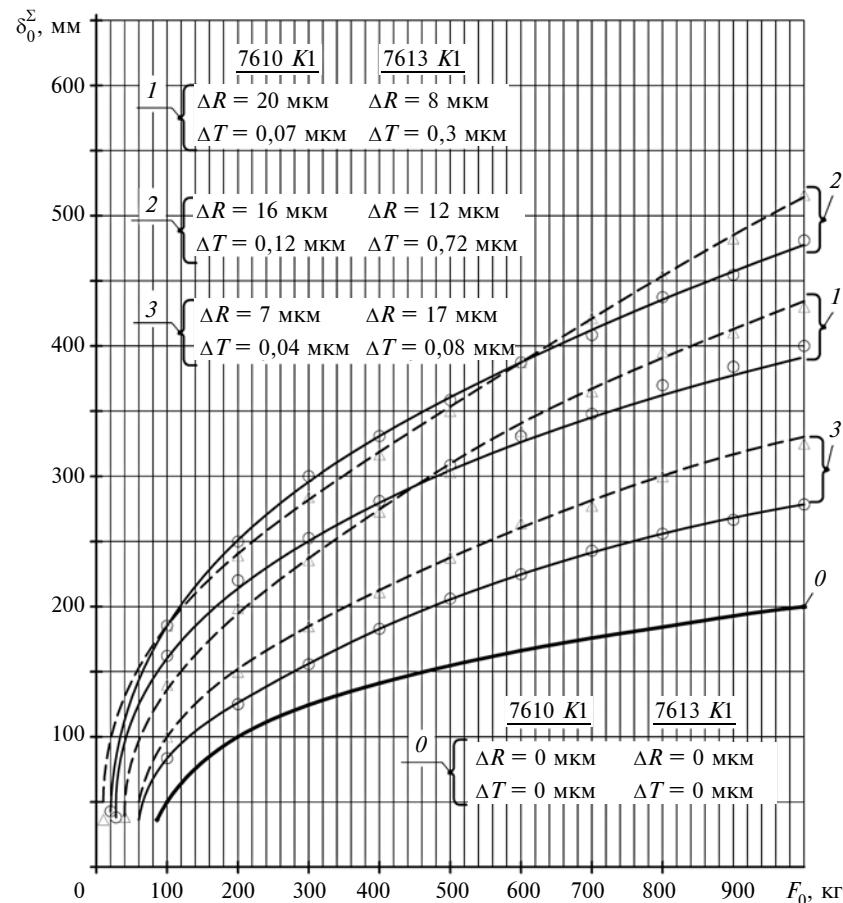


Рис. 5. Зависимость осевых упругих смещений в дуплексах конических подшипников с учётом погрешностей формы ΔR и взаимного расположения ΔT поверхностей качения

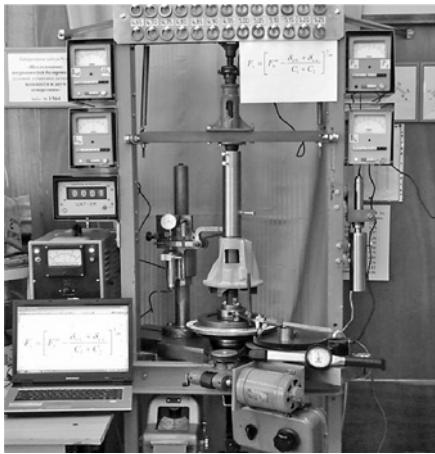


Рис. 6. Экспериментальная технологическая установка для регулирования преднатяга дуплексируемых подшипников с адаптивным управлением процессом измерения размера требуемого дистанционного комплекта (распорная втулка — компенсатор) с варьированием технологической силы на подшипники

$\delta_{0N} = 0,04$ мм и $C_1 + C_2 = 0,05 \dots 0,015$ мм/кг), к отклонениям технологической измерительной силы более чем в два раза. Вследствие этого будет значительной погрешность измерения дистанционного распорного элемента или пакета компенсатора. Это неизбежно приведёт к погрешности регулирования преднатяга подшипников, точность которого контролируется по моменту трения в подшипниках после сборки с компенсатором, измеренным и подобранным с погрешностью.

Проведённые исследования позволили разработать и провести опытные испытания нового метода регулирования преднатяга с использованием адаптивного управления при измерении требуемого дистанционного элемента в дуплексе регулируемых подшипников. Сущность метода заключается в следующем. Узел устанавливается на стенде, как показано на рис. 2, и предварительно на дуплекс подшипников прикладывается технологическая сила, равная силе преднатяга $F_m = F_0$.

При этом с помощью индуктивного датчика измеряется осевая податливость δ_0^Σ , которая позволяет на основе алгоритма расчёта в измерительной системе определить суммарный коэффициент осевой податливости по формуле 5. Тогда требуемая для данного дуплексируемо-

го подшипникового узла технологическая измерительная сила будет определяться для каждого подшипникового узла индивидуально по формуле 6. В ней δ_{Bk} , δ_{0N} — постоянные величины, определяемые эмпирически по деформации внутреннего контура и по деформации внутреннего кольца на вал, а C_1 и C_2 — изменяющаяся величина — коэффициенты осевой податливости регулируемых подшипников, позволяющая адаптировать требуемую величину технологической измери-

тельной силы при изменении компенсатора для данного подшипникового узла.

Этот расчётный алгоритм был заложен в системе управления технологическим оборудованием, и полученные значения технологической силы должны прикладываться на дуплексированный подшипниковый узел при измерении компенсатора.

На рис. 6 показана экспериментальная технологическая установка для регулирования преднатяга дуп-

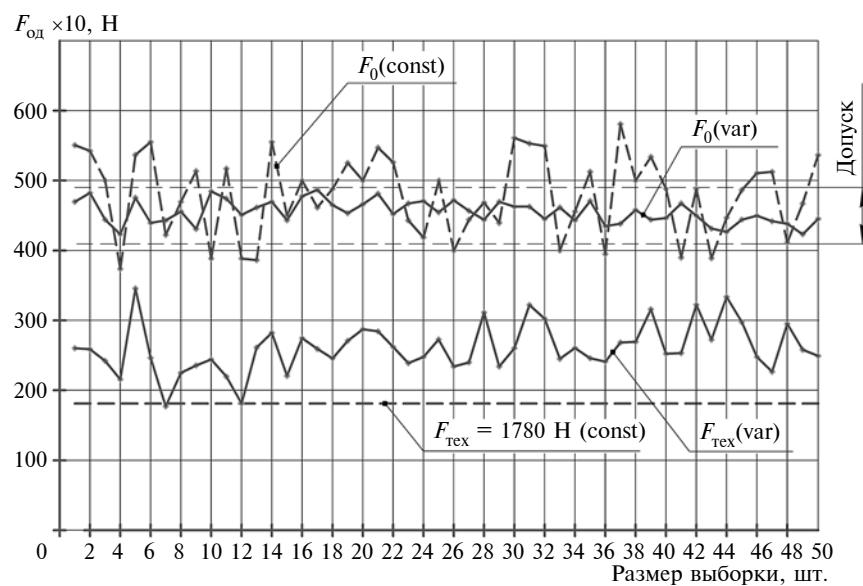


Рис. 7. Результаты исследования точности регулирования преднатяга подшипников с адаптивным управлением за один установ на фальшоправке с распорной втулкой и пакетом компенсаторов (РЗМ грузового автомобиля)

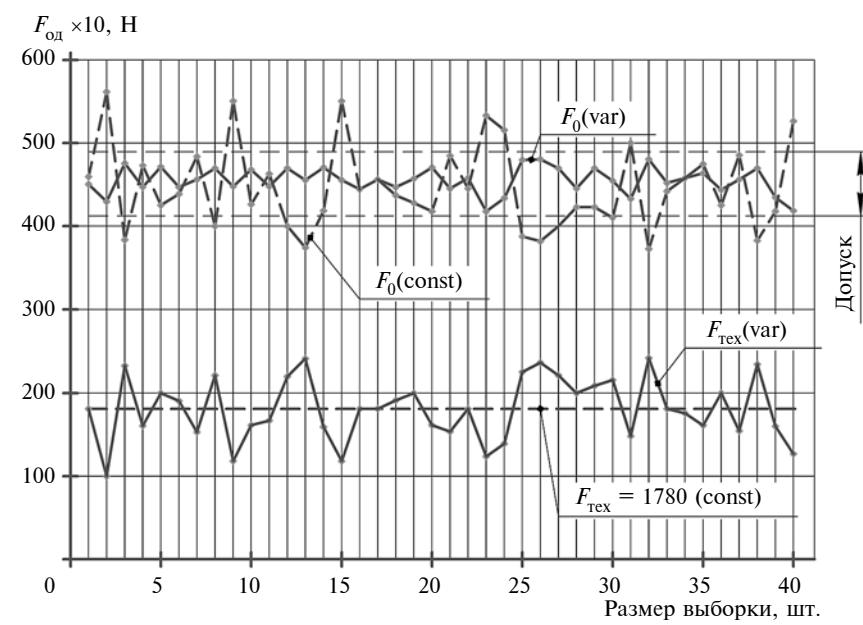


Рис. 8. Результаты исследования точности регулирования преднатяга подшипников с адаптивным управлением за один установ на штатном валу с компенсаторной втулкой (РЗМ "КамАЗ")

лексируемых подшипников с адаптивным управлением процессом измерения размера требуемого дистанционного комплекта (распорная втулка — компенсатор) с варьированием технологической силы на подшипники.

Ниже, на рисунках 7, 8 и 9, представлены результаты экспериментальных исследований точности регулировки преднатяга подшипников ведущей шестерни РЗМ грузового и малотоннажного автомобилей автомобиля. Результаты показаны в виде точечных диаграмм. Как видно из графиков, регулировка преднатяга при постоянной технологической силе (показано пунктиром), прикладываемой на подшипниковый узел при измерении компенсаторного элемента, приводит к значительно разбросу действительной силы преднатяга, выходящему за границы поля допуска. Регулировка с варьируемой технологической силой позволяет уменьшить разброс примерно в три раза.

На указанных рисунках результаты регулирования с адаптивным управлением (с варьируемой технологической силой) показаны сплошным контуром. Здесь: $F_{\text{tex}}(\text{const})$ — требуемая технологическая сила при измерении компенсатора; $F_{\text{tex}}(\text{var})$ — требуемая технологическая сила при измерении компенсатора с адаптивным управлением; $F_0(\text{const})$ — действительная сила преднатяга после сборки с постоянной технологической силой при измерении компенсатора; $F_0(\text{var})$ — действительная сила преднатяга после сборки с варьируемой технологической силой при измерении компенсатора с адаптивным управлением. Экспериментальные исследования данного метода в лабораторных условиях показали, что погрешность при измерении компенсатора составляет не более $\pm 5 \%$.

В ходе совместной работы кафедры "Технологии и оборудование машиностроения" с заводами отрасли (ПАО "КамАЗ") был разработан и изготовлен итальянской фирмой "Robomax" комплекс стендов, на которых реализована система адаптивного управления процессом регулирования преднатяга дуплексируемых подшипников с варьируемой

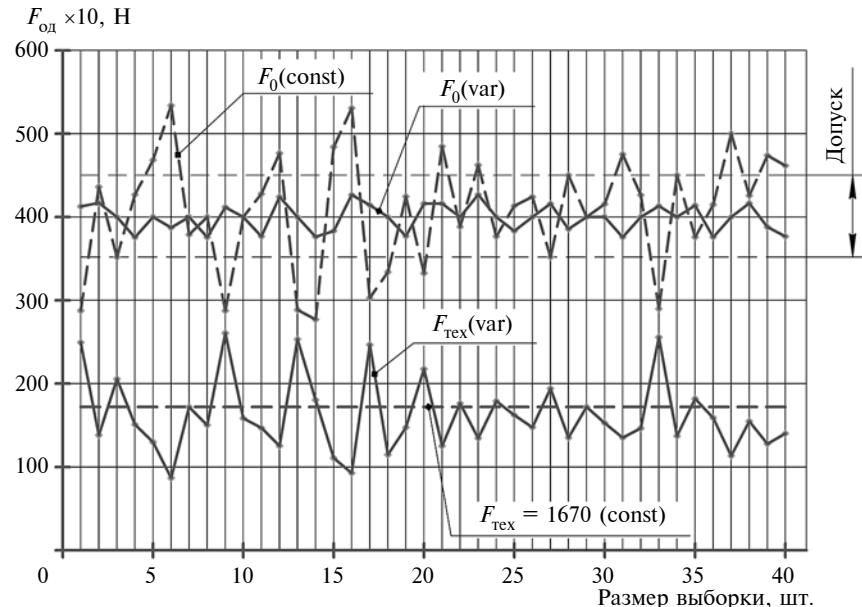


Рис. 9. Результаты исследования точности регулирования преднатяга подшипников с адаптивным управлением за два установки на штатном валу компенсаторного кольца (РЗМ "Газель")

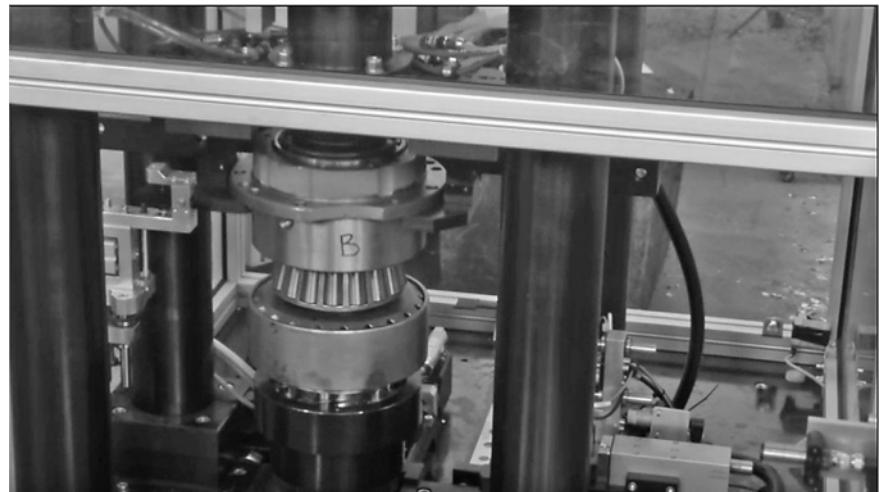


Рис. 10. Рабочая зона стендла для регулирования преднатяга подшипников ведущей шестерни РЗМ при их дуплексации

технологической измерительной силой, прикладываемой на подшипниковый узел при измерении компенсатора в зависимости от действительной осевой податливости регулируемых конических роликоподшипников. Данный стенд показан на рис. 10. На рис. 11 — магазин компенсаторных втулок и пульт управления и контроля правильности измеренной и выбранной компенсаторной втулки для регулировки преднатяга подшипников ведущей шестерни РЗМ, а на рис. 12 — окончательный этап сборки подшипникового узла с преднатягом — резьбозатяжная операция на гайке хвостовика ведущей шестерни и контроль

точности преднатяга по моменту трения с помощью динамометрического ключа.

Цикл работы данной технологической установки следующий:

- измерение требуемого размера компенсатора выполняется на штатном валу за два установки и за два измерения;
- первоначально в специальный патрон устанавливается вал-шестерня (рис. 8) с напрессованным внутренним кольцом большего подшипника;
- устанавливается дистанционная фальшвтулка с минимальным размером и корпус с малым подшипником;

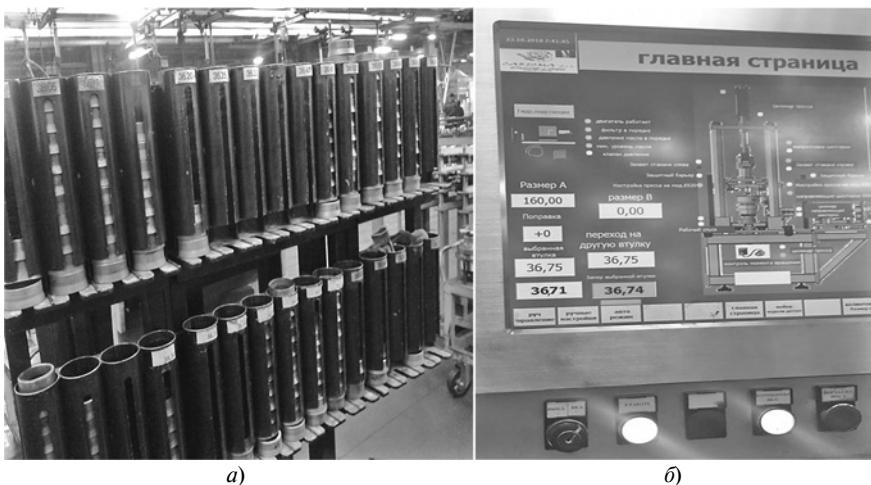


Рис. 11. Магазин компенсаторных втулок (а) и пульт управления и контроля (б) правильности измеренной и выбранной компенсаторной втулки для регулировки преднатяга подшипников ведущей шестерни РЗМ



Рис. 12. Окончательный этап сборки подшипникового узла с преднатягом — резьбозатяжная операция на гайке хвостовика ведущей шестерни (а) и контроль точности преднатяга по моменту трения (б) с помощью динамометрического ключа

— на подшипниковый узел прикладывается с помощью пиноли осевая нагрузка, равная силе преднатяга;

— датчик осевой деформации контролирует осевое смещение колец дуплекса подшипников, на основе чего определяется по вышеуказанному алгоритму требуемая технологическая сила для данного узла.

При втором нагружении на узел прикладывается именно эта сила и датчик осевой деформации фиксирует начало отсчета размера компенсаторной втулки. При третьем

нагружении корпус подшипникового узла снимается и на штатный вал шестерню устанавливается подобранный компенсаторной втулкой из магазина втулок (см. рис. 11).

Таким образом, пиноль с плавающим центром пневмопривода сжимает до беззазорного состояния внутренний контур с втулкой на штатном валу. Датчик осевого перемещения фиксирует требуемый размер пакета компенсаторов для данного подшипникового узла.

После набора и установки компенсатора из комплекта подшипниковый узел с последующей подсбор-

кой маслоотражательного кольца, карданного фланца, шайбы и силового замыкания с помощью резьбового соединения на хвостовике штатного вала в подшипниковом узле требуемый преднатяг, контролируемый по моменту трения, будет обеспечен. Исследования данного метода на партии узлов в количестве 100 шт. показали, что разброс силы преднатяга составляет не более $\pm 10\%$.

Литература

- Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. Факторы, определяющие качество редукторов ведущих мостов транспортных средств. Научно-технический журнал "Автомобильная промышленность", 2017, № 7.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов. Автомобильная промышленность, 2001, № 2.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников. Автомобильная промышленность, 2001, № 6.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние силовых и деформационных факторов при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулирования преднатяга подшипников. Машиностроитель, 2009, № 7.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние сил и деформаций звенев при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулировки преднатяга подшипников. Научно-технический журнал "Техника машиностроения", 2009, № 2. С. 32–36.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Совершенствование технологической оснастки для выполнения прессовых соединений колец подшипников в редукторах автомобилей. — Технология машиностроения, 2013, № 4. С. 31–33.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В., Киселев Ю. Технологическое оборудование и оснастка для исследования и сборки редукторов автомобилей. Сборник докладов международного научно-технического семинара: Современные технологии сборки. 2011 г.
- Шандров Б.В., Булавин И.А., Масленникова Г.В. "Изменение монтажной высоты конических роликоподшипников под действием осевой нагрузки в процессе силового замыкания подшипниковых узлов с преднатягом". Автомобильная промышленность, 2015, № 6.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА ДЕТАЛЕЙ ПУТЬМ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССАМИ ФОРМИРОВАНИЯ РАЗМЕРНОГО РЯДА МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Доктора техн. наук [СОЛОМЕНЦЕВ Ю.М.,

АНТИПЕНКО В.С., НИКОЛАЕВА Н.С.

АН РФ, РУТ (МИИТ), МГТУ имени Н.Э. Баумана

(antipenkovs7@mail.ru)

Приведена расширенная классификация станков, предложен принцип построения перспективных размерных рядов металлорежущих станков. Поставлена задача производственной логистики — оптимизация размерных рядов металлорежущих станков.

Ключевые слова: металлорежущий станок, классификация металлорежущих станков, размерный ряд станков, производственная логистика, оптимизация.

Solomentsev Yu.M., Antipenko V.S., Nikolaeva N.S.

OPTIMIZATION OF TYPE OF CUTTING MACHINES FOR THE PRODUCTION OF SPECIAL EQUIPMENT

The article presents a comprehensive classification of machine tools, principles of construction of perspective dimension ranks of metal-cutting machines. The task of production logistics — optimization of the size range of machine tools.

Keywords: metal-cutting machine, classification of metal-cutting machines, size range of machines, production logistics, optimization.

Современный уровень развития автомобильной промышленности и непрерывное совершенствование выпускаемой спецтехники приводят к тому, что номенклатура обрабатываемых деталей постоянно возрастает, а это требует регулярного технического перевооружения производств, которое в свою очередь влечёт необходимость разработки и использования наиболее эффективного металлообрабатывающего оборудования как при долгосрочном, так и при краткосрочном планировании. Очевидно, необоснованное расширение номенклатуры выпускаемых станков, сходных по своему назначению, приводит к уменьшению серийности выпуска, возрастанию себестоимости и ценам станков и повышенным расходам на их эксплуатацию [1].

Повышение эффективности использования металлорежущих станков достигается, в частности, путём создания и выбора экономически обоснованных размерных рядов металлорежущих станков и оборудования, полностью обеспечивающего текущие и перспективные запросы потребителя. Ряды эти преимущественно формировались с помощью предпочтительных чисел, в частности, по принципу геометрической прогрессии, при этом значение главного параметра, образующего размерный ряд, определялось с использованием эмпирических коэффициентов — знаменателей прогрессии [2]. Строгое научное обоснование с использованием дифференцированного подхода фактического распределения потребностей в металлорежущих станках различного предназначения отсутствова-

ло ввиду сложности проблемы (потребности рынка отражались косвенно). Знаменатели размерных рядов основных технологических групп металлообрабатывающих станков представлены в табл. 1.

Для создания новых современных производств элементов продукции спецтехники и проведения технических перевооружений производств необходимо, опираясь на долгосрочное техническое и экономическое прогнозирование, формирование размерных рядов металлорежущих станков с помощью соответствующей математической модели, учитывающей в том числе существующие классификации как станков, так и обрабатываемых на них деталей.

Одной из наиболее полных и основополагающих является предложенная ЭНИМС классификация металлорежущих станков (табл. 2). В связи с появлением новых конструкционных материалов и соответствующих им способов обработки необходимо обновление парка металлорежущих станков, что требует дополнения и расширения приведённой классификации. Станки разбиваются на девять основных групп, которые в свою очередь подразделяются на девять типов. Данная классификация должна быть расширена.

Научная классификация не является застывшей, она видоизменяется, развивается и дополняется с развитием техники и появлением новых способов обработки заготовок. Дополним существующую классификацию получившими в последние десятилетия значительное распространение на производствах многоцелевыми станками (МС). Такой станок предназначен для выполнения нескольких различных видов обработки металла резанием, оснащён системами ЧПУ и автоматической смены инструмента [3], т. е. позволяет объединять переходы на одном станке.

МС можно разделить на три группы [4] по виду обрабатываемых заготовок и характеру преобладающих выполняемых переходов. В данную классификацию можно добавить ещё одну группу МС — высокоскоростной обработки (ВСО) [5]. Это одна из современных технологий, позволяющая, по сравнению с обычным резанием, увеличить производительность, качество и точность механообработки. По сравнению с обычной обработкой ВСО характеризуется малой глубиной (0,3—4 мм) и шириной (0,3—1 мм) резания при частоте вращения шпинделя до 40 000 об/мин и рабочей подаче до 20 м/мин. В мировом станкостроении сегодня наблюдается устойчивая тенденция создания станков с ЧПУ, предназначенных для ВСО. Использование многоцелевых станков и станков ВСО позволяет повысить эффективность обработки по сравнению с использованием одноцелевых станков, за счёт времени транспортирования деталей, уменьшения подготовительно-заключительного времени, обеспечение точности (за счёт исключения переустановка заготовок), сокращение площади, электроэнергии и т. д., что экономически выгодно.

Предложенная в работе [6] классификация по типу обработки заготовки упрощает выбор требуемого оборудования для обработки заготовок, даёт возможность быстро переналаживать производство при возникшей необходимости и может быть использована как

входная информация для математической модели оптимизации значений размерных рядов металлорежущих станков. Таким образом, с учётом изложенного можно предложить дополнение классификации станков (табл. 3).

Предлагаемый подход состоит в рассмотрении задачи получения значений размерных рядов металлорежущих станков как математической задачи автоматизации управления процессами формирования размерного ряда металлообрабатывающих станков, которая в свою очередь является задачей оптимизации со многими переменными, в том числе с такими, как параметры классификации станков и параметры классификации обрабатываемых на них деталей, а также в рассмотрении процесса создания оборудования как элемента логистики. Математическая модель оптимизации значений размерного ряда содержит критерий эффективности ряда, позволяющий устанавливать искомые численные значения технико-экономических параметров и показателей металлорежущих станков и оборудования.

Пусть имеется совокупность технических параметров T и экономических показателей E . Введём целевую функцию $F(T, E, R)$ — основу критерия эффективности искомого оптимального размерного ряда (ряд для которого целевая функция достигает минимума). Критерий также должен учитывать так называемые затраты на адаптацию R , т. е. затраты, возникающие из-за несовпадения требуемых значений

параметров станков и предлагаемых [7]. Это типичная проблема внутренней логистики, связывающей материальные потоки (детали, станки и т.п.) с экономическими потоками (затраты на производство, реконструкцию и т.п.) за время жизни станка. Тогда критерий ряда (целевой функционал) запишем в виде $F(T, E, R) \rightarrow \min$ [8, 3].

Таким образом, требуется установить количество членов ряда N и автоматизировать процесс оптимизации значений параметров для всех N , для минимизации величины целевого функционала, построенного из технико-экономических функций, характеризующих изделия, при условии выполнения запланированного объёма работ. Другими словами, оптимальный размерный ряд должен обеспечивать выполнение всех планируемых объёмов работ полностью за время жизни станков с минимальными затратами.

Итак, возникает необходимость установления структуры и вида целевого функционала с соответствующими ограничениями на значения параметров и показателей. Исходя из анализа вида и структуры целевого функционала, выбирается метод установления оптимальных значений параметров ряда металлорежущих станков.

В последующих публикациях коллективом авторов планируется изложить результаты исследований с целью построения перспективного ряда станков для заданного объёма работ на примере предприятий автомобильной промышленности.

Таблица 1

Технологическая группа металлообрабатывающих станков	Главный параметр	Диапазон изменения главного параметра, мм	Знаменатель размерного ряда
Токарно-винторезные, токарные патронно-центровые и патронные станки	Наибольший диаметр заготовки, устанавливаемой над станиной	125...5000	$\sqrt[3]{2}$
Токарно-карусельные станки	Наибольший диаметр заготовки	1250...20 000	$\sqrt{2}$
Токарные многошпиндельные прутковые горизонтальные автоматы	Диаметр прутка	12...160	$\sqrt[3]{2}$
Вертикально-сверлильные станки	Наибольший условный диаметр отверстия при сверлении	3...12	2
Координатно-расточные и координатные сверлильно-фрезерно-расточные вертикальные станки	Ширина поверхности стола	250...2000	$\sqrt{2}$
Сверлильно-фрезерно-расточные станки	Ширина поверхности стола	200...2000	$\sqrt{2}$
Круглошлифовальные станки	Наибольший диаметр заготовки	100...800	$\sqrt[3]{2}$
Плоскошлифовальные станки	Ширина поверхности стола	160...800	$\sqrt{2}$
Электроэррозионные вырезные станки	Длина вырезаемого контура	160...800	$\sqrt[3]{2}$
Электрохимические копировально-прошивочные станки	Ширина поверхности стола	200...630	$\sqrt[3]{2}$
Зубофрезерные вертикальные полуавтоматы для цилиндрических колёс	Наибольший диаметр заготовки зубчатого колеса	80...12 500	$\sqrt[3]{2}$
Фрезерные широкоуниверсальные инструментальные станки	Ширина поверхности стола	200...800	$\sqrt[3]{2}$
Продольно-фрезерные станки	Ширина поверхности стола	500...4500	$\sqrt{2}$
Продольно-строгальные станки	Ширина заготовки	1000...3150	$\sqrt[3]{2}$

Таблица 2

Станки	Группа	Типы станков								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Токарные	1	Автоматы и полуавтоматы		Револьверные	Сверлильно-отрезные	Карусельные	Винто-резные	Много-резовые	Специализированные для фасонных изделий	Разные токарные
		одношпиндельные	многошпиндельные							
Сверлильные, расточочные	2	Вертикально-сверлильные	Одношпиндельные полуавтоматы	Многошпиндельные полуавтоматы	Координатно-расточные одностоечные	Радиально-сверлильные	Горизонтально-расточечные	Алмазно-расточные	Горизонтально-сверлильные	Разные сверлильные
Шлифовальные, полировальные, доводочные	3	Круглошлифовальные	Внутришлифовальные	Обдирочно-шлифовальные	Специализированные шлифовальные	—	Заточные	Плоскошлифовальные с прямоугольным или круглым столом	Притирочные и полировальные	Разные станки, работающие абразивным инструментом
Комбинированные	4	Универсальные	Полуавтоматы	Автоматы	Электрохимические	Электроискровые	—	Электроэрэзационные, ультразвуковые	Анодномеханические	—
Зубо-, резьбообрабатывающие	5	Зубострогальные для цилиндрических колёс	Зуборезные для конических колёс	Зубофрезерные для цилиндрических колес и шлицевых валиков	Зубофрезерные для червячных колёс	Для обработки торцов зубьев колёс	Резьбофрезерные	Зубоотделочные	Зубо- и резьбошлифовальные	Разные зубо- и резьбообрабатывающие
Фрезерные	6	Вертикально-фрезерные	Фрезерные непрерывного действия	—	Копировальные и гравировальные	Вертикальные бесконсольные	Продольные	Широкоуниверсальные	Горизонтальные консольные	Разные фрезерные
Строгальные, долбёжные, протяжные	7	Продольные		Поперечно-строгальные	Долбёжные	Протяжные горизонтальные	Протяжные вертикальные	—	—	Разные строгальные
Разрезные	8	Отрезные, работающие						Пилы		—
		токарным резцом	абразивным кругом	фрикционным блоком	Гравильно-отрезные	ленточные	дисковые	ножовочные	—	
Разные	9	Муфто- и трубобордывающие	Пилонасекательные	Правильно- и бесцентрово-обдирочные	—	Для испытания инструмента	Делительные машины	Балансировочные	—	—

Таблица 3

Многоцелевые станки или обрабатывающие центры	Группа	Типы станков			
		1	2	3	4
Сверлильно-фрезерно-расточные с главным движением — вращением инструмента	1	Трёхкоординатные	Четырёхкоординатные	Пятикоординатные	Шести- и более координатные станки — "гексаподы"
Токарно-сверлильно-фрезерно-расточные с главным движением — вращением детали или инструмента	2	"-	"-	"-	"-
Для выполнения разнородных переходов и оригинальной компоновкой	3	"-	"-	"-	"-
ВСО сверлильно-фрезерно-расточные с главным движением — вращением инструмента	4	"-	"-	"-	"-
ВСО токарно-сверлильно-фрезерно-расточные с главным движением — вращением детали или инструмента	5	"-	"-	"-	"-
ВСО для выполнения разнородных переходов и оригинальной компоновкой	6	"-	"-	"-	"-

Литература

1. Вереина Л.И., Черпаков Б.И. Технологическое оборудование машиностроительного производства. — М.: Академия, 2015.
2. Рекомендация Р3-63. Экономическое обоснование выбора параметрических и размерных рядов в стандартах и нормах. М.: ВНИИН-маш и ВНИИС. Изд. 2-е, 1966.
3. Багров Б.М., Козлов А.М. Многоцелевые станки. — Липецк: ЛГТУ, 2004.
4. Васильев В.С. Современная классификация металлорежущих станков и станочных систем: Основные термины и определения / В.С. Васильев, П.Ю. Лещинский, Н.Ф. Хлебалин // Станки и инструмент. — 1984. — № 2.
5. Николаева Н.С. Современные подходы к проектированию и модернизации станков с ЧПУ при внедрении высокоскоростной обработки / Мещерякова В.Б., Николаева Н.С. // Технология машиностроения. — 2018. — № 3.
6. Галий В.В. Повышение эффективности проектирования производственных участков на основе направленного формирования номенклатуры изделий и использования количественно оцениваемого подобия решений: реф. дис. кандидата технических наук: 05.02.08 / Галий В.В.; Место защиты: Моск. гос. техн. университет им. Н.Э. Баумана. — Москва, 2016.
7. Дж. ван Эттингер, Дж. Ситиг. Больше ... через качество. — М.: Издательство Стандартов, 1968.
8. Антипенко В.С., Кац Г.Б., Петрушов В.А. Модели и методы оптимизации параметрических рядов машин. — М.: Машиностроение, 1990.



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНСТИТУТОВ РАЗВИТИЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ (на примере ФГУ "Российский фонд технологического развития")

Канд. экон. наук КАЛМЫКОВ Ю.П.

Финансовый Университет (jkalmykov@fa.ru)

Рассматриваются вопросы финансирования программ ФГУ "Российский фонд технологического развития", направленных на разработку новой высокотехнологичной промышленной продукции, создание конкурентоспособных производств и импортозамещение. Значительное место в работе отводится анализу практики стимулирования предприятий и отдельных предпринимателей по разработке и внедрению инновационных проектов, обеспечивающих технологическую независимость экономики России. По результатам проведенного исследования сформулированы конкретные предложения о повышении эффективности использования субсидии федерального бюджета для финансового обеспечения конкурентоспособных продуктов/технологий, которые могут быть использованы при создании новых институтов развития промышленности, в том числе в регионах.

Ключевые слова: экономика, промышленность, институты развития инновации, стимулирование инноваций, федеральный бюджет, субсидии, налоги, финансовые риски, банкротство, цифровизация промышленности.

Kalmykov Yu.P.
IMPROVING THE EFFICIENCY OF INDUSTRIAL DEVELOPMENT INSTITUTES

This article examines the matters of funding the projects of Industrial Development Fund, that are aimed at development of new high-tech industrial products, technical re-equipment and creation of competitive manufactures on the basis of the best available technologies. This article is focused on the analysis of the governmental stimulation methods for private entrepreneurship development and identification of federal budget efficiency enhancement opportunities for the new innovative projects implementation.

Keywords: economy, industry, federal budget, innovations, subsidies, loans, leasing, industrial development institutes, industrial development fund.

Один из основных приоритетов развития промышленного комплекса России — освоение производства конкурентоспособной на мировом рынке продукции с высокой добавленной стоимостью. Для решения этой задачи государством ежегодно выделяются значительные материальные и финансовые средства на расширение горизонта прикладных научных исследований и коммерциализации их результатов. Среди субъектов инновационной деятельности большие ожидания на ускорение выпуска высокотехнологичной продукции возлагаются сегодня на государственные фонды развития промышленности, которые впервые введены в практику Федеральным законом от 31.12.2014 г. № 488-ФЗ "О промышленной политике в Российской Федерации". В частности, в нём (п. 1 ст. 11) записано: "Финансовую поддержку субъектов деятельности в сфере промышленности могут предоставлять государственные фонды развития промышленности, создаваемые Российской Федерацией или субъектами Российской Федерации [1].

Руководствуясь этим законом, Правительство РФ издало 28 августа 2014 г. Распоряжение № 1651-р, которым передало федеральное государственное автономное учреждение "Российский фонд технологического развития" от Минобрнауки в ведение Минпромторга. Приказом Минпромторга России от 01.12.2015 г. утверждён устав фонда, которым определены цели, задачи и органы его управления: Наблюдательный совет Учреждения, Директор Учреждения, Экспертный совет Учреждения [2]. Согласно уставу одной из основных целей фонда является содействие реализации государственной промышленной политики, а предметом деятельности — предоставление финансовой и иной поддержки организациям, реализующим инновационные проекты в сфере модернизации промышленности, освоения новых производств и обеспечения импортозамещения.

Фонд решает следующие задачи: проводит отбор и экспертизу проектов субъектов деятельности в сфере промышленности для предоставления финансовой поддержки; формирует, ведёт и организует использование баз данных результатов научно-технической деятельности; организует доступ предприятий и организаций к формируемым информационным ресурсам; содействует распространению лучших корпоративных практик оценки и развития компетенций профессиональных кадров субъектов деятельности в сфере промышленности.

В настоящее время фонд финансирует 8 программ развития промышленности: "Проекты развития", 2014 г.; "Лизинг", 2014 г.; "Станкостроение", 2016 г.; "Конверсия", 2014 г.; "Комплектующие изделия", 2018 г.; "Маркировка лекарств", 2018 г.; "Цифровизация промышленности", 2018 г.; "Производительность труда", 2018 г.

Для стимулирования внедрения новых продуктов/технологий фонд предоставляет субъектам инновационной деятель-

ности в области промышленности "длинные, дешёвые деньги" в виде займов по ставке 1, 3 и 5 % годовых сроком до 7 лет в объёме от 5 до 750 млн рублей. Займы имеют целевое назначение и предоставляются заявителям на конкурсной и возвратной основе. Для получения займа заявитель должен иметь обеспечение суммы займа и процентов за весь срок его использования в виде гарантии возвратности третьего лица, получательства или залога. При этом проценты на сумму задолженности по основному долгу начисляются заёмщиком со дня, следующего за днём предоставления суммы займа, и должны уплачиваться фонду ежеквартально 20-го числа последнего месяца квартала.

Важно отметить, что по каждому из перечисленных выше направлений инновационной деятельности фондом разработаны и установлены "особые" условия финансовой поддержки, которые зависят: от размера общего бюджета проекта; доли в общем бюджете проекта софинансирования проекта со стороны заявителя, частных лиц или банков; целевого объёма продаж новой продукции, ключевых показателей эффективности использования субсидии и других целевых ориентиров.

Финансовое обеспечение перечисленных программ развития осуществляется фондом на основании постановлений Правительства РФ "Об утверждении Правил предоставления из федерального бюджета субсидий федеральному государственному автономному учреждению "Российский фонд технологического развития" в целях стимулирования деятельности в сфере промышленности" [3], а также соглашений фонда с Минпромторгом РФ на очередной финансовый год, регулирующих обязательства сторон по финансированию проектов.

Постановлениями Правительства РФ определяются цели предоставления субсидий, их объёмы и правила выдачи займов. Особое внимание при этом уделено повышению эффективности использования субсидии и их возвратности. Для оценки эффективности осуществления фондом расходов "Правилами" установлен ряд ключевых показателей (индикаторов), а именно: суммарный объём выручки предприятий и индивидуальных предпринимателей, обеспеченный за счёт реализации проектов; объём налоговых поступлений в бюджеты бюджетной системы Российской Федерации, обеспечиваемый за счёт реализации проектов; число заявок, поданных на регистрацию объектов интеллектуальной собственности, созданных в ходе реализации проектов; объём средств частных инвесторов, привлекаемых для реализации проектов дополнительно к объёму средств Фонда; число высокопроизводительных рабочих мест, создаваемых в ходе реализации проектов; доля средств, обеспеченных к возврату, в общем объёме предоставленных средств с учётом предыдущих периодов в соответствии с графиком возврата и др.

Важно отметить, что указанными постановлениями Правительства РФ определено, что в случае несоблюдения условий, установленных соглашением между фондом и Минпромторгом по использованию субсидий, соответствующие средства субсидии подлежат возврату в доход федерального бюджета в порядке, установленном бюджетным законодательством Российской Федерации.

Первое соглашение между фондом и Минпромторгом РФ было заключено в декабре 2014 г., которое затем неоднократно изменялось и дополнялось в части обязательств сторон.

Таблица 1

Годы	Число профинансированных проектов	Сумма выданных займов за счёт субсидий (млн руб.)	Количество новых производств за счёт льготных займов
2015	55	19 100	—
2016	77	16 100	18
2017	98	21 700	21
2018	140	27 600	57
Итого	370	84 500	96

На основании соглашений в период с 2014 по 2018 г. фонд за счёт субсидий, полученных от Минпромторга, предоставил займы на финансирование программ развития в объеме 84 500 млн рублей. Сведения о выданных Фондом займах на финансирование новых проектов и об открытии новых производств в 2014–2018 гг. представлены в табл. 1. Как видим, особенно значительные изменения по количеству проектов, принятых фондом для финансирования за счёт льготных займов, произошли в 2018 году: по сравнению с 2017 г. они увеличились в 1,4 раза, что вызвано, главным образом, открытием новых инвестиционных программ ("Цифровизация промышленности", "Маркировка лекарств" и "Производительность труда"), потребность в которых вызвана реализацией национальных проектов в соответствии с указом Президента Российской Федерации от 07.05.2018 г. [4].

Необходимо отметить, что в годовых отчётах фонда, имеющихся в открытом доступе, не содержится информации о предоставлении льготных займов в привязке к конкретным программам развития. В рамках технического задания Счётной палаты РФ такое исследование было проведено; оно охватывало период работы фонда за 2014–2016 гг., когда были профинансираны за счёт субсидий 132 проекта на общую сумму 34 498,6 млн руб. По результатам анализа было установлено, что большая часть субсидии — 32 498,6 млрд руб. (93,6 %) была направлена на финансирование проектов по программе "Проекты развития". При этом другие, исключительно важные программы и проекты не получилиной финансовой поддержки. Например, на станкостроение, имеющее наибольший уровень импортозависимости (92 %) было выделено из общего бюджета фонда всего 1,1 млрд руб. (3,2 %).

Такой "перекос" в использовании бюджетной ссуды вызван тем, что Минпромторг РФ предоставлял фонду субсидии из федерального бюджета и планировал целевые показатели эффективности их использования без подразделения их по программам. Это означало, что выбор, на какие программы направить субсидии и под какие проекты выдать льготные займы, всецело отдан был министерством на усмотрение фонда. В результате льготные займы за счёт бюджетной субсидии были направлены не на решение острых проблем, а на проекты, которые весьма привлекательны по налоговой отдаче, но не являются первостепенными для развития гражданских отраслей промышленности.

Так, предметный анализ программы "Проекты развития" показал, что она содержит немалое число проектов, имеющих достаточно высокую бюджетную эффективность, но не отвечающих цели реализации данной программы. Осуществление таких проектов направлено в основном на развитие и расширение номенклатуры розничного товарооборота, а не на обеспечение технологической независимости обрабатывающих отраслей промышленности. Например, производство мебели для магазинов, обуви, алюминиевых радиаторов для отопления, счётчиков для учёта расхода электроэнергии, изделий из хрустали и т.д. По самым приблизительным оценкам на такие проекты были выданы фондом льготные займы за счёт бюджетной субсидии на несколько млрд рублей.

Необходимо к сказанному выше добавить, что на момент создания Фонда, да и сегодня, отсутствует утверждённая на государственном уровне номенклатура освоения особо критичных для страны продуктов и технологий, которые были бы обязательны для принятия решения о предоставлении льготного финансового обеспечения. Например, из-за отставания развития технико-технологической базы производства оборудования для пищевой промышленности поставлена под угрозу продовольственная безопасность страны. Не случайно, что в 2018 г. Совет Федерации вынужден был принять по этому вопросу специальное постановление.

Как отмечалось выше, "Российский фонд технологического развития" образован в форме Федерального государственного автономного учреждения и его деятельность регулируется Федеральным законом № 174-ФЗ от 03.11.2006. "Об автономных учреждениях". По сравнению с государственными казёнными и бюджетными учреждениями государственное

автономное учреждение имеет больше прав в использовании материальных и нематериальных активов. Например, оно вправе размещать средства на депозитах в кредитных организациях, совершать сделки с ценными бумагами, приобретать и реализовывать имущественные и неимущественные права, привлекать займы, заниматься коммерческой деятельностью, приносящей доход, получать доходы по внерализационным операциям, включая проценты, штрафы, пени и неустойки, самостоятельно распоряжаться заработанными средствами, участвовать в других юридических лицах путём внесения денежных средств и иного имущества в уставный (складочный) капитал и др. В результате деятельность таких учреждений при выполнении ими уставных целей и задач может быть подвергна различным финансовым рискам, в том числе образованию просроченной кредиторской задолженности, ведущей к банкротству учреждения и полной утрате его имущества [5].

Учитывая вышеизложенное, исключительно важным является качественное, ответственное исполнение фондом задач и функций по финансированию проектов. С одной стороны, они должны способствовать ускорению создания новых продуктов и технологий, а с другой — обеспечить повышение эффективности использования бюджетных субсидий и своевременный возврат полученных займов и процентов по ним в федеральный бюджет.

Организация финансирования Фондом создания новых продуктов, технологий и конкурентоспособного производства основана на Стандартах фонда и Договорах целевого займа, заключаемых фондом с предприятиями и предпринимателями. Стандарты фонда согласованы с Минпромторгом и Минэкономразвития России и утверждены наблюдательным советом фонда. Они определяют условия и порядок отбора проектов для их финансирования, адаптированы к программам развития и разработаны с учётом требований финансового обеспечения проектов, изложенных в "Правилах", утверждённых постановлениями Правительства РФ. В их состав входят следующие элементы.

- *Условия программы:* сумма займа, срок займа, общий бюджет проекта, целевой объём продаж новой продукции, обязательства по софинансированию проекта со стороны Заявителя;
- *Критерии отбора проектов для финансирования:* рыночную перспективность и экспортный потенциал продукта, финансово-экономическую эффективность и устойчивость проекта, финансовую состоятельность Заявителя;
- *Направления целевого использования средств финансирования:* проведение патентных исследований на разработку нового продукта/технологии, сертификацию и другие обязательные испытания вывода продукта на рынок, приобретение специального оборудования.;
- *Требования к Заявителю и основным участникам проекта:* раскрытие структуры собственности, наличие аффилированных лиц, отсутствие просроченной задолженности по обязательным платежам в бюджеты бюджетной системы;
- *Инструменты финансирования:* предоставление целевого займа на условиях взаимодействия и возвратности, обеспечение возврата займа в объёме основного долга и процентов по нему, возможность контроля Фондом действий Заявителя и основных участников проекта в ходе реализации проекта;
- *Проведение экспертиз проекта:* экспресс-оценка, входная экспертиза и комплексная экспертиза, презентация проекта, принятие решения Экспертным советом о финансировании проекта, принятие решений по сделкам, требующим одобрения Наблюдательного совета.

Элементы и регламенты, изложенные в утверждённых стандартах фонда, служат основанием для разработки и заключения Договоров целевого займа с Заемщиками субсидий. Наряду с изложением обязательств сторон, в том числе обязательства фонда о предоставлении льготного займа на финансирование проекта и обязательства Заемщика возвратить сумму субсидии и проценты по нему в бюджет фонда, договор содержит в виде приложений ряд организационных, технических

и финансовых условий его исполнения: техническое задание на проект; смету расходования средств; календарный план выполнения работ; целевые показатели эффективности использования займа; график возврата займа; форму квартального отчёта по результатам реализации проекта; форму отчёта "О целевых показателях использования займа"; форму отчёта "О достижении технических задач проекта по договору целевого займа"; регламент согласования фондом операций по расходованию средств с особым счёта, открытого Заемщику в банке.

Анализ стандартов фонда и договоров целевого займа показал, что они содержат риски для эффективного использования субсидий на финансирование проектов. Так, в стандартах не предусмотрено привлечение к материальной ответственности Заемщиков при недостижении ими показателей эффективности проекта. В соответствии с Законом 488-ФЗ за это нарушение может быть установлен штраф в сумме, эквивалентной предоставляемой субсидии. В разделе стандартов "Принятие решения о финансировании проекта" не указаны размеры и условия сделок по предоставлению займов Заемщикам, требующим одобрения наблюдательного совета фонда. Отсутствуют такие сведения и в пункте 9 раздела 4.14 устава учреждения, посвящённого рассмотрению наблюдательным советом предложений директора учреждения о совершении крупных сделок.

Содержат риски для использования бюджетных средств и ряд статей типовых Договоров целевого займа. Так, в пункте 5.6 статьи 5 "Получение и использование займа" записано: "Заемщик вправе заключить с кредитной организацией, открывшей обособленный счёт, соглашение о начислении процентов на остатки денежных средств по счёту в размере не более 5 % годовых. Указанные проценты перечисляются на иные счета Заемщика и не подлежат зачислению на счёт". Однако в договоре не указано, на какие цели могут быть использованы средства, начисленные кредитной организацией на остатки денежных средств по счёту. По разъяснению, полученному от фонда, доход от начисленных процентов на остатки средств по займам предприятия могут использовать в период до освоения проекта для оплаты текущей задолженности по уплате процентов фонду. Это означает, что вместо собственных источников и средств соинвесторов предприятия используют доходы от начисленных банками процентов на остатки средств по бюджетным субсидиям.

Ранее указывалось, что льготные займы предприятиям на финансирование проектов за счёт субсидии из федерального бюджета предоставляются фондом с длительными сроками возврата — до семи лет. В этих условиях, наряду с обеспечением качественного планирования целевых показателей эффективности использования бюджетных субсидий, требуется организовать должный контроль за выполнением Заемщиками принятых на себя договорных обязательств. Анализ показал, что фондом создан и используется специальный механизм для отслеживания исполнения предприятиями проектов, включающий *составление паспорта проекта* (информация по договору целевого займа и результаты квартальных отчётов) и *выявление критических точек или проблемных зон* исполнения проектов (наличие задолженности по процентам; наличие списаний по исполнительным документам; выполнение календарного плана проекта; нарушения установленных кovenантов; обеспеченность проекта; финансовое состояние поручителей; наличие правовых рисков — банкротство, реорганизация, исковые требования).

На сайте фонда отсутствует информация о выполнении целевых показателей эффективности использования займа предприятиями. На основании технического задания Счетной палаты РФ нами проведено такое исследование по итогам работы за 2016 г., результаты которого представлены в табл. 2. Как видим, ни один целевой показатель эффективности использования займа (ЦПЭ), суммированный по предприятиям, не выполнен, при этом удельный вес предприятий, не обеспечивших выполнение своих обязательств, имеет достаточно высокий уровень — от 54 % (заявки на патенты) до 76 % (объем получения выручки).

Таблица 2

Наименование целевого показателя	Результат выполнения предприятиями обязательств по целевым показателям	Всего предприятий, имевших задание на 2016 год	Предприятия, не выполнившие задание в 2016 году	
			Число	Удельный вес, %
Выручка от реализации продукции, млн руб.	План 36 866 Факт 15 273 Результат — 41,4 %	63	48	76
Объём налоговых поступлений, млн руб.	План 1761 Факт 1551 Результат — 88,0 %	72	44	61
Заявки на регистрацию объектов интеллектуальной собственности (РИД), шт.	План 116 Факт 59 Результат — 50,8 %	35	19	54
Объём средств частных инвесторов, млн руб.	План 27 920 Факт — 19 629 Результат — 70,3 %	107	66	61,7
Создание высокопроизводительных рабочих мест (ВПРМ), ед. (чел.)	План 4073 Факт 2478 Результат — 60,8 %	73	49	67,1

Такое положение обусловлено возникновением в ходе исполнения предприятиями проектов ряда критических и проблемных зон. Так, за 3-й квартал 2016 г. из 68 предприятий имели проблемные зоны по выполнению проектов 20 предприятий, или 29,4 %. При этом 4 предприятия имели от 3 до 4 критических точек, в том числе отставание по капитальному строительству, юридические риски, невозмещённые списания по исполнительным документам.

Не улучшилось положение и в IV квартале 2016 г. По результатам мониторинга 130 профинансированных проектов имели нарушения 75 предприятий, или 57 % от их числа. Нарушения по выполнению договорных обязательств имели: 29 предприятий — по финансовому состоянию (задолженность по уплате процентов, наличие некомпенсированных списаний с особого счёта и др.); 18 предприятий, невыполнение проектов в срок; 8 предприятий — недостатки обеспечения займа; 3 предприятия — юридические риски (исковые требования в размере >10 % валюты баланса); 50 предпри-

ятий — по софинансированию проекта (<51 % объёма от текущего плана по договору). Наличие критических точек и проблемных зон в выполнении многими предприятиями в 2016 году принятых обязательств по эффективности использования субсидии стали причиной невыполнения их и по фонду в целом.

Сведения о значениях ЦПЭ по всем проектам и об их исполнении за 2016 г. отражены в отчёте фонда, направленном в Минпромторг РФ, и приведены в табл. 3. Таким образом, по результатам работы за 2016 г. фонд не выполнил только один целевой показатель — "Суммарный объём выручки российских юридических лиц и российских предпринимателей, обеспеченный за счёт реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения". При задании, согласованном фондом с Минпромторгом, получить объём выручки в 2016 г. в сумме 22 200 000 тыс. руб. её фактически получено 15 272 926 тыс. руб. (на уровне 68,7 %).

Однако результаты исследования, приведённые нами в табл. 3, опровергают сведения фонда об успешном выполнении в 2016 г. показателей эффективности использования субсидии. При сопоставлении значений плановых показателей фонда с целевыми показателями эффективности, суммированные по предприятиям, результаты окажутся совершенно иными. Это видно из данных, приведённых в табл. 4: результаты по эффективности использования субсидии, представленные фондом за 2016 г. в Минпромторг России, не соответствуют обязательствам предприятий, предусмотренных на этот год в договорах целевого займа. Основная причина этого — занижение фондом плановых показателей против обязательств предприятий по договорам целевого займа, заключённым с фондом.

Несоответствие указанных выше плановых показателей по эффективности использования займа руководство фонда объяснило созданием резервов на случай непредвиденных ситуаций с выполнением проектов. Нам представляется, что такой подход к планированию целевых показателей эффективности использования займа по предприятиям и формированию отчётности по их исполнению недопустим, а их исполнители должны быть привлечены к ответственности. Анализ показал, что фонд не обеспечил выполнение запланированных показателей по эффективности использования субсидии и в 2015 году. Сведения о значениях целевых показателей по всем проектам и об их исполнении фондом за 2015 г. приведены в табл. 5. Как видим, по результатам работы за 2015 г. фонд не обеспечил выполнение ряда согласованных с Минпромторгом целевых показателей эффективности использования субсидии: по объёму налоговых поступлений в бюджеты бюджетной системы РФ выполнение составило 42,6 %; объёму средств частных инвесторов, привлекаемых для реализации проектов дополнительно к объёму средств учреждения — 55,1 %; количеству высокопроизводительных рабочих мест, создаваемых в

Таблица 3

№	Наименование целевого показателя	Значение показателя	Исполнение показателя	Результат исполнения, %
1	Общее количество проектов, финансовое обеспечение которых осуществляется за счёт средств фонда, ед.	115	129	112,2
2	Суммарный объём выручки российских юридических лиц и российских предпринимателей, обеспеченный за счёт реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения (тыс. руб.)	22 200 000	15 272 926	68,7
3	Объём налоговых поступлений в бюджеты бюджетной системы РФ, обеспеченный за счёт реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения (тыс. руб.)	1 500 000	1 550 568	103,4
4	Количество заявок, поданных на регистрацию объектов интеллектуальной собственности, созданных в ходе реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения	32	59	184,4
5	Объём средств частных инвесторов, привлекаемых для реализации проектов дополнительно к объёму средств учреждения (тыс. руб.)	19 250 000	19 601 905	101,8
6	Количество высокопроизводительных рабочих мест, создаваемых в ходе реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения	2350	2478	105,4

Таблица 4

Наименование целевого показателя	Обязательства предприятий на 2016 г. по договорам целевого займа	Плановые показатели за 2016 г. в отчёте фонда	Результат
Суммарный объём выручки, обеспеченный за счёт реализации проектов (млн руб.)	36 866	22 200	-14 666
Объём налоговых поступлений, обеспеченный за счёт реализации проектов (млн руб.)	1761	1500	-261
Количество заявок, поданных на регистрацию объектов интеллектуальной собственности (шт.)	116	32	-84
Объём средств частных инвесторов, привлекаемых для реализации проектов (млн руб.)	27 920	19 250	-8670
Количество высокопроизводительных рабочих мест (ед.)	4073	2350	-1723

Таблица 5

№	Наименование целевого показателя	Значение показателя	Исполнение показателя	Результат исполнения, %
1	Общее количество проектов, финансовое обеспечение которых осуществляется за счёт средств фонда	50	55	110
2	Суммарный объём выручки российских юридических лиц и российских предпринимателей, обеспеченный за счёт реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения (тыс. руб.)	2 000 000	3 181 373	159,1
3	Объём налоговых поступлений в бюджеты бюджетной системы РФ, обеспеченный за счёт реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения (тыс. руб.)	250 000	106 380	42,6
4	Количество заявок, поданных на регистрацию объектов интеллектуальной собственности, созданных в ходе реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения	5	15	300
5	Объём средств частных инвесторов, привлекаемых для реализации проектов дополнительно к объёму средств Учреждения (тыс. руб.)	10 000 000	5 511 960	55,1
6	Количество высокопроизводительных рабочих мест, создаваемых в ходе реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения	800	214	26,7
7	Доля средств, обеспеченных к возврату в общем объёме предоставленных средств с учётом предыдущих периодов в соответствии с графиком возврата	0	0	—

ходе реализации проектов, источником финансового обеспечения которых являются средства учреждения, — 26,7 %.

Фондом был представлен отчёт в Минпромторг России о причинах неисполнения указанных целевых показателей. Так, из-за отсутствия у фонда наработанного опыта работы и статистики по выдаче займов показатели на 2015 г. устанавливались эмпирическим путём и часть из них носила приблизительный характер; на момент формирования целевых показателей не были завершены мероприятия по разработке стандартов фонда и формированию кадрового состава; активная работа по выдаче займов началась лишь с III квартала и достигла максимальных значений только в IV квартале, что из-за малого срока, оставшегося до окончания года, не позволило обеспечить достижение значений целевых показателей. Неудовлетворительные итоги выполнения фондом за 2015 и 2016 гг. целевых показателей эффективности займа являются, на наш взгляд, следствием низкого качества планирования и контроля деятельности Фонда со стороны его учредителя — Минпромторга РФ.

Перечисленные выше сведения о проблемах исполнения предприятиями договорных обязательств и состоянии выполнения целевых показателей эффективности использования субсидий свидетельствуют о наличии рисков для их возврата в федеральный бюджет, а также возникновения условий для

возбуждения процедуры банкротства фонда. Для предотвращения того и другого необходимо провести по проблемным заемщикам аудит обоснованности получения субсидии под заявленные проекты и эффективности организации их исполнения. Требуется также использовать по должникам ускоренные процедуры (инструменты) обеспечительного характера льготных займов, предусмотренных стандартами Фонда и договорами с предприятиями. Такой подход позволит повысить ответственность заемщиков и соинвесторов проектов за выполнение взятых на себя обязательств по эффективному использованию бюджетных субсидий. Также важно обеспечить доступность и прозрачность информации о состоянии исполнения предприятиями договоров целевого займа и организовать тесное взаимодействие фонда с органами исполнительной власти на местах по мониторингу исполнения подведомственными предприятиями заявленных для внедрения проектов.

ИСТОЧНИКИ

1. Федеральный закон от 31.12. 2014 г. № 488-ФЗ.
2. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 28.08.2014 № 1651-р.
3. Постановление Правительства Российской Федерации от № 1388.
4. Постановление Правительства Российской Федерации от 14.03.2016 № 189.
5. Указ Президента Российской Федерации от 07.05.2018 года.

Автор уточняет

В статье В.А. Петрушова "Будущее электромобиля" (см. АП, 2019, № 6) приведена мощность расчёного энергопотребления мирового парка электромобилей, замещающего парк автомобилей с ДВС 2040 года (1,85 млрд шт.), составляющая 6300 ГВт. Эту мощность можно себе представить как мощность 710 крупнейших атомных электростанций типа "Фукусима" (8,82 ГВт).

Что же касается приведённого в статье числа 215 таких АЭС, оно соответствует одной только мощности сопротивления движению (аэродинамика и шины) рассматриваемого парка электромобилей, составляющей 1900 ГВт.

Содержание

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Михайлов В.Г., Мишуга Д.В. — Совместное моделирование движения и нагруженности автомобиля 1

Шипилевский Г.Б. — Перспективы и целесообразность создания беспилотных автотранспортных систем военного назначения 7

Павлов А.А., Лебедев А.Е., Лебедев Д.В., Ватагин А.А. — Устройство для привода толкателей плунжеров ТНВД, эксцентрикового типа 10

Пожидаев С.П. — Ключ к разрешению радианной проблемы — в механике 11

Сливинский Е.В. — Модернизация рессорного подвешивания прицепных звеньев автопоездов 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Аскеров С.А. — Расчётная модель зарождения трещины в тормозном барабане колёсной машины. 20

Корнеев С.В., Пашукевич С.В., Мачехин Н.Ю., Бакулина В.Д., Буракин Р.В., Аноприенко А.А. — Алгоритм выбора моторных масел для техники 22

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Булавин И.А., Шандров Б.В., Мишин В.Н., Самойлова А.С. — Адаптивное управление качеством сборки подшипниковых узлов при регулировании преднатяга подшипников редукторов ведущих мостов 25

Соломенцев Ю.М., Антипенко В.С., Nikolaeva Н.С. — Повышение эффективности серийного производства деталей путём управления процессами формирования размерного ряда металлообрабатывающих станков 32

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Калмыков Ю.П. — Повышение эффективности институтов развития промышленности 35

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 09.05.2019. Подписано в печать 01.07.2019.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гирицкий О.И. — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И. — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАТавтоПром"
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В. — канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А. — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИАТавтоПром"
Ксеневич Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агрониверситета (Владикавказ)
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртичян Г.Г. — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И. — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А. — канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н. — ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б. — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Егоров А.Н. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
Захарик А.М. — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ
Мариев П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Сазонов И.С. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"