

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство
"Инновационное машиностроение"

Главный редактор **И. Ф. ГУМЕРОВ**, канд. техн. наук,
заместитель генерального директора ПАО "КАМАЗ" —
директор по развитию

Заместитель главного редактора **А. С. САВЧЕНКО**

Редакционный совет

В. С. Антипенко,
д-р техн. наук, проф.
Е. В. Балакина,
д-р техн. наук, проф.
Д. Х. Валеев,
д-р техн. наук
Ю. Э. Васильев,
д-р техн. наук, проф.
С. М. Гайдар,
д-р техн. наук, проф.
Л. В. Грехов,
д-р техн. наук, проф.
В. А. Зорин,
д-р техн. наук, проф.
М. Ю. Карелина,
д-р техн. наук, проф.
Н. Т. Катанаев,
д-р техн. наук, проф.
В. Н. Козловский,
д-р техн. наук, проф.
В. В. Комаров,
канд. техн. наук
А. В. Кочетков,
д-р техн. наук, проф.

В. А. Марков,
д-р техн. наук, проф.
Л. Б. Миротин,
д-р техн. наук, проф.
А. Н. Новиков,
д-р техн. наук, проф.
А. Н. Ременцов,
д-р пед. наук, проф.
О. Н. Румянцева,
генеральный директор
ООО "Издательство
"Инновационное
машиностроение"
А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук, проф.
А. А. Солнцец,
д-р техн. наук, проф.
В. С. Устименко,
канд. техн. наук
Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук, проф.
Н. Д. Чайнов,
д-р техн. наук, проф.

Корпункт:

Я. Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; gruzovik.mashin@gmail.com,
<http://www.mashin.ru>

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой
по надзору в сфере связи, информационных технологий
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор).
Регистрационный номер ПИ № ФС77-63955
от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:

по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,
"Грузовик", 2021

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при
обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При
перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет
рекламодатель.



В НОМЕРЕ:

Конструкция

- 3** Рыжиков В. А., Козырева Е. А., Мачитадзе Д. З., Туркеничева О. А. Демпфирование колебаний подвески автомобилей при резонансе

Исследования. Расчет

- 9** Рябов И. М., Ковалев А. М., Ширяев С. А., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Аль-Ждумаили А. Х. Теоретическое исследование мощности моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном

- 17** Коптилов В. И. Использование кинематического радиуса в механике качения эластичного колеса

Эксплуатация. Ремонт

- 28** Фасхиев Х. А., Баязитов Р. Б. Оценка ресурса и эффективности замены применяемой на автомобиле модели шины

Транспортный комплекс

- 31** Дунов В. А. Транспортная инфраструктура Уссурийского городского округа: состояние, проблематика и пути решения

Спецтехника

- 36** Семенов Д. А. Современные тенденции развития вилочных погрузчиков

- 41** Нгуен Чонг Минь, Зорин В. А. Разработка диагностической модели оценки состояния гидроцилиндров

Информация

- 26** Выставки. Конференции. Презентации

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House
"Innovative Engineering"

Editor-in-Chief I. F. GUMEROV, cand. tehn. s.,
deputy general director JSC "KAMAZ" —
director of development

Deputy Editor-in-Chief A. S. SAVCHENKO

Editorial council

V. S. Antipenko,
dr. en. s., prof.

E. V. Balakina,
dr. en. s., prof.

D. H. Valeev,
dr. en. s.

Ju. E. Vasilyev,
dr. en. s., prof.

S. M. Gaidar,
dr. en. s., prof.

L. V. Grekhov,
dr. en. s., prof.

V. A. Zorin,
dr. en. s., prof.

M. Ju. Karelina,
dr. en. s., prof.

N. T. Katanaev,
dr. en. s., prof.

V. N. Kozlovsky,
dr. en. s., prof.

V. V. Komarov,
cand. tehn. s.

A. V. Kochetkov,
dr. en. s., prof.

V. A. Markov,
dr. en. s., prof.

L. B. Mirotin,
dr. en. s., prof.

A. N. Novikov,
dr. en. s., prof.

A. N. Rementsov,
dr. hab, phd in en. s.

O. N. Rumyantseva,
gen. dir. JSC "Publisher
"Innovative Engineering"

A. F. Sinelnikov,
cand. tehn. s., prof.

A. A. Solntsev,
dr. en. s., prof.

V. S. Ustymenko,
cand. tehn. s.

J. A. Faskhiyev,
dr. en. s., prof.

N. D. Chaynov,
dr. en. s., prof.

Correspondent's office:

Ya. E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:

107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12

Ph. (499) 269-48-96

E-mail: gruzovik@mashin.ru; gruzovik.mashin@gmail.com;

<http://www.mashin.ru>

Address of publishing house:

107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2

Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for
Supervision of Communications,
Information Technology and Mass Communications
(Roskomnadzor).

Registration number PI number FS77-63955

on December 9, 2015

Subscription index:

according to the integrated catalog

"Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House,
"Truck", 2021

CONTENTS:

Design

- 3** Ryzhikov V. A., Kozyreva E. A., Machitadze D. Z.,
Turkenicheva O. A. Damping of vibration of the car
suspension at resonance

Research. Calculation

- 9** Ryabov I. M., Kovalev A. M., Chiryayev S. A.,
Al-Sumaidae F. R., Al-Jumaili A. Kh. Theoretical
study of motor brake power with permanent
throttle and electromagnetic valve

- 17** Kopotilov V. I. Use of the kinematic radius in the
rolling mechanics of an elastic wheel

Operation. Repair

- 28** Faskhiyev Kh. A., Bayazitov R. B. Assessment
of the life and efficiency of replacing the tire used
on the car

Transport complex

- 31** Dunov V. A. Transport infrastructure of Ussuriy
city district: state, problems and solutions

Spectechnika

- 36** Semenov D. A. Modern trends in the development
of forklifts

- 41** Nguyen Trong Minh, Zorin V. A. Development of
hydraulic cylinder diagnostic methods by modeling
methods

Information

- 46** Exhibitions. Conferences. Presentations



КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.3.01

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-5-3-8

В. А. Рыжиков, д-р техн. наук, профессор, e-mail: rigikov54@mail.ru, ИСОиП (филиал) ДГТУ в г. Шахты Ростовской обл.,

Е. А. Козырева, доцент, e-mail: kozarkaty@yandex.ru, ИСОиП (филиал) ДГТУ в г. Шахты Ростовской обл.,

Д. З. Мачитадзе, e-mail: machitadze2015@yandex.ru, ИСОиП (филиал) ДГТУ в г. Шахты Ростовской обл.,

О. А. Туркеничева, e-mail: ars_agadzhanaya@mail.ru, Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), г. Ростов-на-Дону

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ РЕЗОНАНСЕ

Разработана структурная схема устройства, в основу которой положен принцип динамического поглощения колебаний. Рассмотрена конструкция динамического поглотителя колебаний подвески автомобиля. Приводится математическая модель подвески автомобиля с динамическим поглотителем колебаний и результаты ее моделирования численным методом. Анализ полученных результатов позволяет определить оптимальные параметры устройства динамического поглотителя колебаний.

Ключевые слова: подвеска, автомобиль, динамический, демпфирование, колебания, математическая, модель, анализ, параметры.

A block diagram of the device has been developed, which is based on the principle of dynamic vibration absorption. The design of a dynamic absorber of car suspension vibrations is considered. A mathematical model of a car suspension with a dynamic vibration absorber and the results of its numerical simulation are presented. The analysis of the results obtained makes it possible to determine the optimal parameters of the device for a dynamic vibration absorber.

Keywords: suspension, car, dynamic, damping, vibration, mathematical, model, analysis, parameters.

Ссылка для цитирования:

Рыжиков В. А., Козырева Е. А., Мачитадзе Д. З., Туркеничева О. А. Демпфирование колебаний подвески автомобилей при резонансе // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 3—8

Одним из наиболее ответственных элементов конструкции автомобилей является подвеска, которая обеспечивает их надежность в эксплуатации. На подвеску действуют внешние силы, связанные с взаимодействием колес с дорожным покрытием. Неровности дорожного покрытия вызывают ударные нагрузки, действующие на элементы подвески, что снижает устойчивость и управляемость автомобиля [1–10]. Это, в свою очередь, приводит к снижению комфортабельности и скорости движения автомобиля [11].

Как и любая механическая система, подвеска имеет собственную резонансную частоту колебаний, которой соответствует определенная скорость движения автомобиля. При дви-

жении автомобиля по неровностям дорожного покрытия с определенной скоростью возникает явление резонанса, при котором частота возмущающих факторов становится равной собственной частоте колебаний подвески. Резонанс механической системы приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний, что, в свою очередь, вызывает вибрацию кузова автомобиля. При этом многократно увеличиваются динамические нагрузки, которые могут привести к усталостным разрушениям металлических элементов конструкции автомобиля. Применение амортизаторов и резиновых втулок приводит к уменьшению амплитуды колебаний, но не устраняет их [12–15].

КОНСТРУКЦИЯ

1. Демпфирующее устройство подвески

С целью поглощения колебаний при резонансе в механической системе целесообразно применить демпфирующее устройство с динамическим поглотителем колебаний [16–20]. Для поглощения колебаний в месте крепления подвески колеса достаточно присоединить массу m_d на пружине с жесткостью C_d (рис. 1).

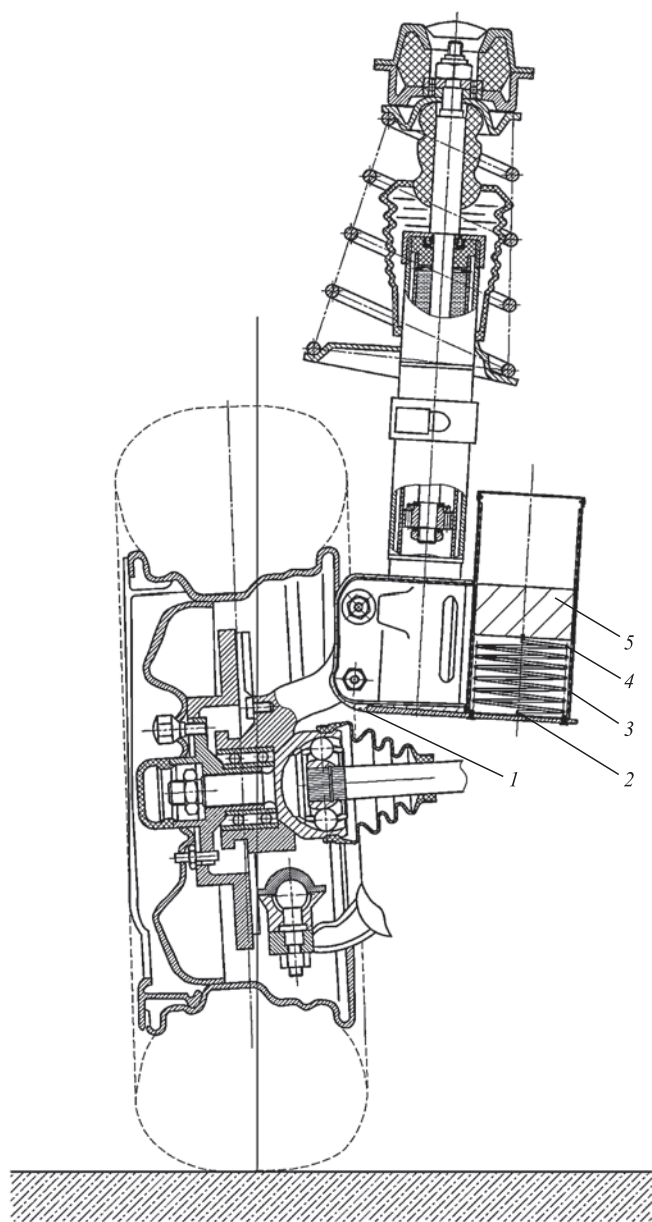


Рис. 1. Демпфирующее устройство подвески:

1 — телескопическая стойка; 2 — кронштейн; 3 — корпус; 4 — пружина демпфера; 5 — груз

Величину массы m_d и жесткость пружины C_d выбирают с учетом резонансной частоты подвески P из соотношения:

$$P = \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (1)$$

где m — масса колеса и ступицы с шарнирами; C — приведенная жесткость подвески.

Резонансная частота зависит от размеров элементов трансмиссии и жесткости упругих элементов, определяемых конструктивными особенностями автомобиля. Параметры демпфирующего устройства целесообразно определять по результатам моделирования работы подвески на ПК.

Для поглощений колебаний вблизи резонансных частот подвески автомобиля ВАЗ-2190 предлагается использовать демпфирующее устройство с динамическим поглощением колебаний. К нижней части телескопической стойки 1 с помощью кронштейна 2 крепится цилиндрический корпус 3 демпфирующего устройства. Внутри цилиндрического корпуса 3 жестко устанавливается пружина демпфера 4, создающая упругую связь корпуса 3 и груза 5 демпфера. Груз демпфера 5 во избежание осевого отклонения выполнен цилиндрической формы и жестко соединен с верхней частью пружины 4.

Установка демпфирующего устройства на нижнюю часть ступицы колеса автомобиля непосредственно на подрессоренной массе обусловлена непосредственной близостью источников вибрации, которые возникают в подвеске при движении по неровностям дорожного покрытия.

2. Математическая модель подвески автомобиля

Механическую систему подвески автомобиля можно рассматривать как двухмассовую систему, соединенную между собой упругими связями.

Одна из масс m , включающая массу колеса и ступицы с шарнирами, связана через упругую связь с кузовом автомобиля. Упругая связь обусловлена жесткостью C подвески. Вторая масса демпфера m_d связана через упругую связь жесткостью C_d со ступицей колеса.

Масса m при движении автомобиля по неровностям дорожного покрытия периодически перемещается на величину y :

КОНСТРУКЦИЯ

$$y = \Delta \cos \omega t, \quad (2)$$

где Δ — величина неровности дорожного покрытия; ω — частота вращения колеса автомобиля.

Таким образом, будем иметь двухмассовую механическую систему с обобщенными координатами x и x_d , где x — обобщенная координата приведенных масс колеса, ступицы с рычагами и приводного вала; x_d — обобщенная координата приведенной массы демпфера.

При разработке математической модели подвески автомобиля с демпфирующим устройством были приняты следующие допущения.

1. Система имеет стационарные двухсторонние связи.
2. Учитывается диссипация энергии в амортизаторе.
3. Демпфирующее устройство поглощения колебаний имеет постоянную массу.
4. Зазоры и люфты отсутствуют.
5. Вертикальные перемещения кузова отсутствуют.
6. Учитываются упругие свойства пружины подвески и шины колеса, а остальные элементы считаются жесткими.

На рис. 2 показана приведенная расчетная схема подвески автомобиля. В качестве звена приведения принята пружина подвески.

Кинетическая энергия механической системы равна

$$T = \frac{1}{2}(m\dot{x}^2 + m_d\dot{x}_d^2), \quad (3)$$

а потенциальная:

$$P = \frac{1}{2}[Cx^2 + C_d(x - x_d)^2]. \quad (4)$$

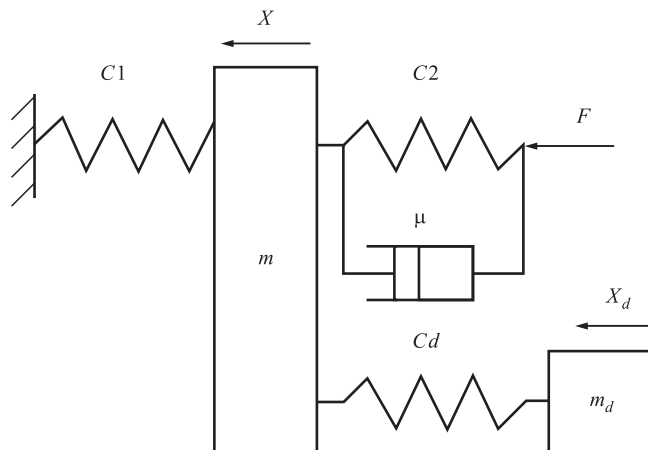


Рис. 2. Приведенная расчетная схема подвески автомобиля

Приведенная жесткость будет равна

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}, \quad (5)$$

где C_1 — жесткость пружины подвески; C_2 — жесткость резиновой шины.

Жесткость пружины подвески определяется по формуле

$$C_1 = \frac{Gd^4}{8iD^3}, \quad (6)$$

где G — модуль упругости второго рода; D — диаметр пружины; d — диаметр сечения витка пружины; i — число витков пружины.

Жесткость резиновой шины определяется по формуле

$$C_2 = \frac{0,149E_r J}{R^3}, \quad (7)$$

где E_r — модуль упругости резины; J — осевой момент инерции поперечного сечения шины; R — радиус колеса.

Величину массы и жесткость пружины поглотителя колебаний выбирают с учетом резонансной частоты подвески P из соотношения

$$P = \sqrt{\frac{C_d}{m_d}}. \quad (8)$$

Тогда с учетом уравнений Лагранжа второго рода математическая модель будет иметь вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + \mu\dot{x} + c(x + \Delta \cos(\omega t)) + c_d(x - x_d) = F, \\ m_d\ddot{x}_d - c_d(x - x_d) = 0, \end{cases} \quad (9)$$

где μ — коэффициент вязкого трения амортизатора; F — сила веса автомобиля, действующая на колесо.

С помощью системы дифференциальных уравнений можно моделировать различные режимы работы подвески автомобиля и определять нагрузку в упругих звеньях.

3. Результаты компьютерного моделирования

Система дифференциальных уравнений движения приведенных масс подвески автомобиля (9) может быть решена численным методом системой математических вычислений с применением различных функций.

Для решения задачи моделирования различных режимов работы подвески автомобиля была разработана программа расчета системы диффе-

КОНСТРУКЦИЯ

ренциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами, реализующие метод Рунге-Кутты с фиксированным шагом.

При решении задавалась функция, интервал вычислений x и x_d , количество точек и матрица функций.

Для автомобиля ВАЗ-2190 с передним приводом было проведено исследование переходных процессов в системе при его движении по неровностям дорожного покрытия в зоне резонансных частот. В качестве начальных условий:

$$t = 0; \dot{x} = 0; \dot{x}_d = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{x}_d = 0; x = \frac{F}{C}; x_d = \frac{F}{C}.$$

На рис. 3 показан график изменения нагрузки в упругом звене и перемещений подвески без поглощения колебаний во время движения автомобиля со скоростью 45,9 км/ч, при которой

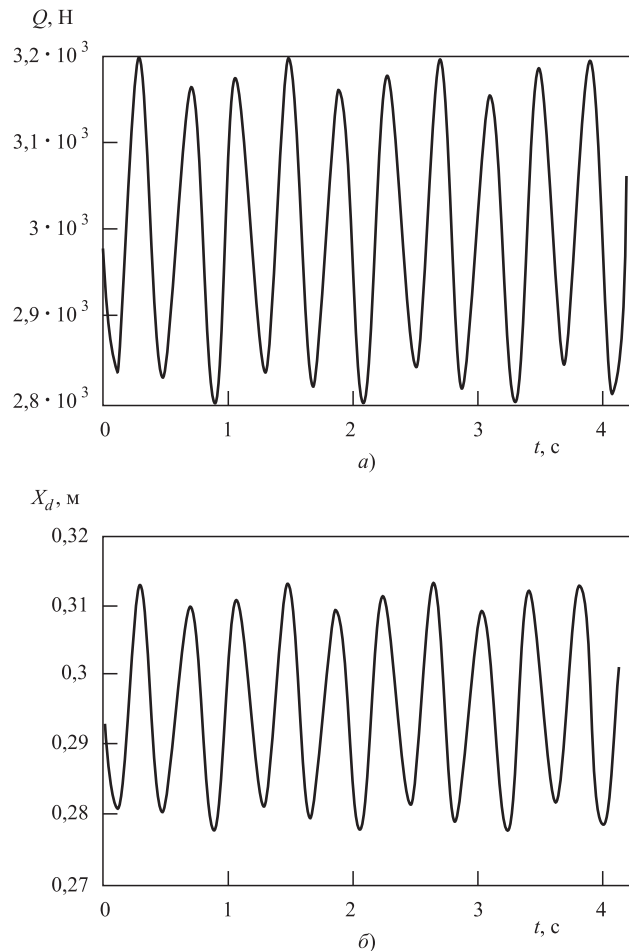


Рис. 3. График изменения режимов работы подвески без поглощения колебаний при резонансе:

a — изменения нагрузки в упругом звене подвески; *б* — перемещение подвески

наступало явление резонанса. Эти изменения носят циклический характер с постоянной амплитудой без ее увеличения, так как имеет место вязкое трение в амортизаторе.

Если амортизатор выключен, то амплитуда колебаний постоянно возрастает. На рис. 4 показано изменение нагрузки в упругом звене подвески автомобиля и перемещений подвески.

На рис. 5 показано изменение нагрузки в упругом звене подвески автомобиля и перемещений подвески с применением демпфирующего устройства динамического поглощения колебаний при резонансе. Имеет место затухание амплитуды колебаний силы до 306,2 Н, а перемещений — до 290,5 мм и неровности дорожного покрытия $\Delta = 0,02$ м. Настройка амортизатора позволяет уменьшить время затухания колебаний.

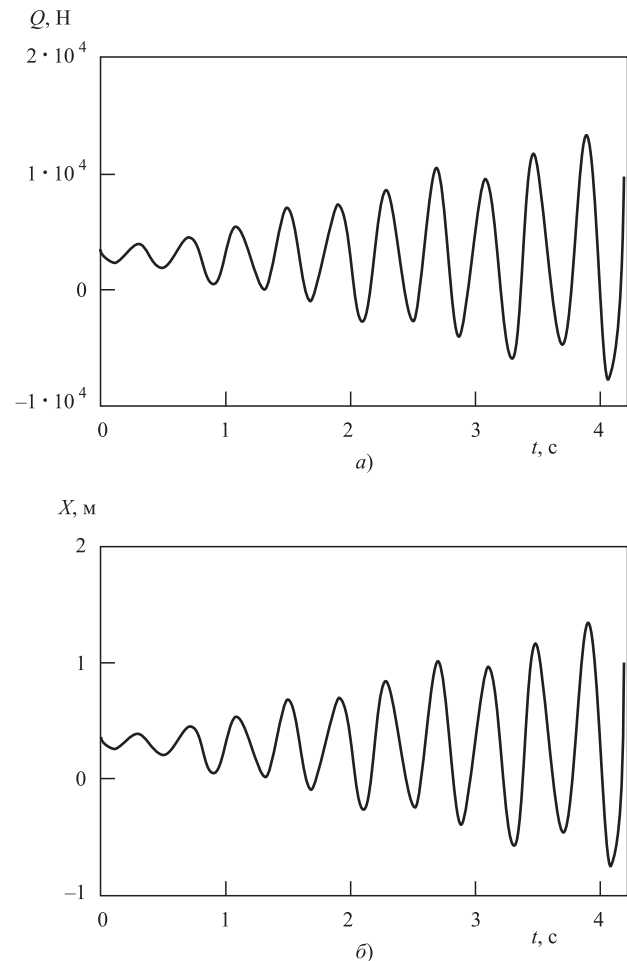


Рис. 4. График изменения режимов работы подвески без поглощения колебаний при резонансе без амортизатора:

a — изменения нагрузки в упругом звене подвески; *б* — перемещение подвески

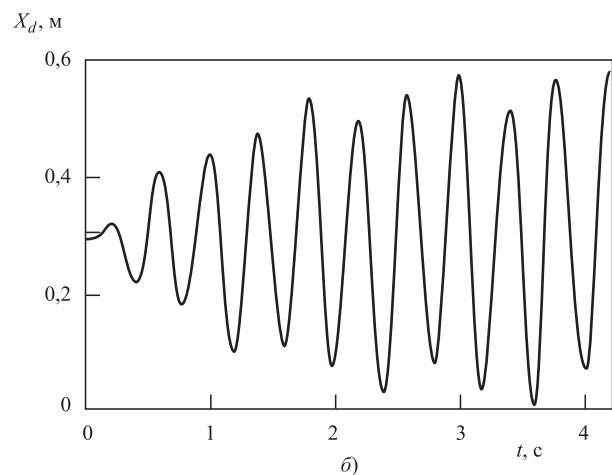
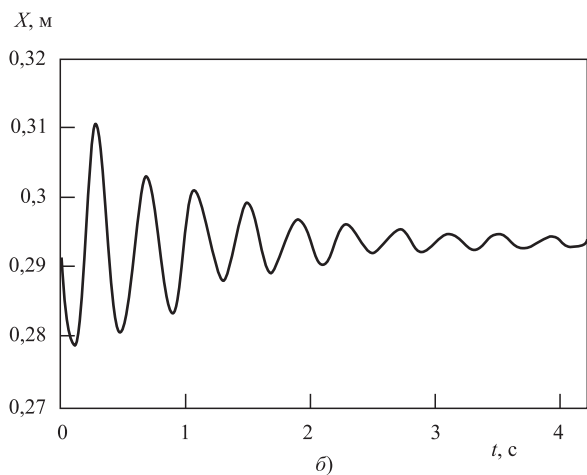
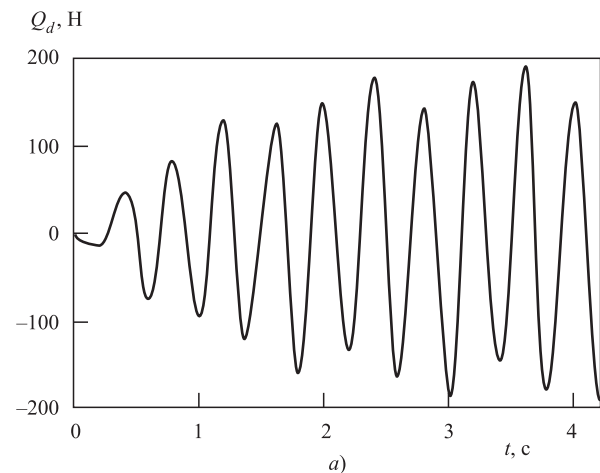
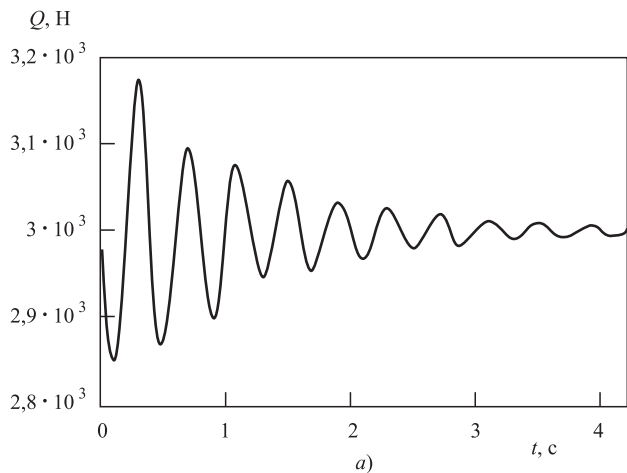


Рис. 5. График изменения режимов работы подвески с применением демпфирующего устройства динамического поглощения колебаний при резонансе:

a — изменения нагрузки в упругом звене подвески; *b* — перемещение подвески

Изменение перемещений массы демпфера и динамических усилий, действующих на груз при резонансе, показаны на рис. 6.

Изменение усилия в пружине демпфирующего устройства носит колебательный характер с амплитудой 189 Н. Имеет место симметричный цикл изменения перемещения груза демпфирующего устройства с наибольшей амплитудой 0,27 м.

Оптимизация расчета проводилась по минимальной величине амплитуды колебаний подвески автомобиля. Параметром оптимизации является жесткость пружины и масса груза демпфирующего устройства, которые для данной задачи составили: $C_d = 681$ Н/м, $m_d = 1$ кг.

Анализ полученных результатов математического моделирования показывает, что при использовании демпфирующего устройства с динамиче-

Рис. 6. График изменения режимов работы демпфирующего устройства подвески при резонансе:

a — изменения нагрузки в упругом звене демпфера; *b* — изменения перемещения массы груза демпфера

ским поглощением колебаний в зоне резонансных частот уменьшаются воздействия на подпружиненную часть подвески автомобиля и снижаются динамические усилия на 16 %.

Моделирование работы подвески на ПК подтверждает эффективность использования метода динамического поглощения колебаний и позволяет определять оптимальные параметры демпфирующего устройства для конкретной модели автомобиля.

Заключение

1. Для демпфирования колебаний подвески автомобиля предложено устройство, обеспечивающее их динамическое поглощение в зоне резонансных частот.

2. Разработана математическая модель подвески автомобиля, позволяющая моделировать ее

КОНСТРУКЦИЯ

работу в переходных режимах и анализировать полученные результаты.

3. Выбор оптимальных параметров демпфирующего устройства возможен с учетом минимизации динамических нагрузок в элементах подвески.

4. Рассмотренное техническое решение позволяет снизить динамические нагрузки в узлах подвески и повысить надежность автомобиля в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Домнин Д. А., Сальников В. И.** Динамический гаситель колебаний колеса автомобиля: компьютерный прогноз // Автомобильная промышленность: Научно-технический журнал. — 2005. — № 8. — С. 19–21.
2. **Басков В. Н., Денисов А. С.** Эксплуатационные факторы и надежность автомобиля — Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2003. — 269 с.
3. **Гудков А. В.** Реактивное звено в крутильной колебательной системе трансмиссии автомобиля / Под ред. Ю. М. Панова: Совершенствование эксплуатационных свойств тракторов, автомобилей и двигателей. — Горький: Горьк. головной с.-х. ин-т, 1980. — Т. 146. — С. 56–59.
4. **Лукин П. П.** Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля и расчет демпферного устройства: учеб. пособие. — М.: Изд-во МАМИ, 1977. — 55 с.
5. **Wu J. S., Chen C.-H.** Torsional Vibrations on Analysis of Gear-Branched Systems by Finite Element Method // Journal of Sound and Vibration. — 2001. — 240 (1) — P. 159–182.
6. **Couderc Ph., Callenaere J., Der Hagopian J., Ferraris G.** Vehicle Driveline Dynamic Behaviour: Experiment and Simulation // Journal of Sound and Vibration. — 1998. — 218 (1). — P. 133–157.
7. **Crowther A., Zhang N., Liu D., Jeyakumaran J. M.** Torsional Finite Elements And Non-Linear Numerical Modelling In Vehicle Powertrain Dynamics // Journal of Sound and Vibration (submitted) 2004.
8. **Reik W.** Torsional Vibrations in the Drive Train of Motor Vehicles — Principle Considerations // Proceedings of the 4th International Symposium on Torsional Vibrations in the Drivetrain Baden-Baden, Germany, 20 April 1990.
9. **Farshidianfar A.** Hybrid Modelling and Simulation of the Torsional Vibration of Driveline Systems / A. Farshidianfar, A. Ebrahimi, H. Bartlett // Journal of Automobile Engineering. — 1999. — 215. — P. 217–229.
10. **Gonçalves J., Ambrósio J.** Complex Flexible Multibody Systems with Application to Vehicle Dynamics // Multibody System Dynamics. — 2001. — Vol. 6 (2). P. 163–182.
11. **Рыжиков В. А., Мачитадзе Д. З.** Конструктивные особенности передних подвесок // Современные проблемы теории машин. — 2019. — С. 43.
12. **Шульман З. П., Кордонский В. И.** Демпфирующие устройства. — М.: Гидродинамика, 2009. — № 25. — 62 с.
13. **Челомей В. Н.** Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. Совет: В. Н. Челомей (пред.). Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. — М.: Машиностроение 1981. — 456 с.
14. **Коломенцев А. В.** Теория подвески автомобиля. — М.: Машгиз, 2001. — 217 с.
15. **Вахламов В. К.** Автомобили: Конструкция и элементы расчета подвесок автомобиля. — М.: Издательский центр "Академия", 2006. — 240 с.
16. **Комаров М. С.** Динамика механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 294 с.
17. **Рыжиков В. А., Туркеничева О. А., Приходько В. М.** Колебательные процессы в механических системах машин // Современные наукоемкие технологии. — 2018. — № 3. — С. 90–95. URL: <http://www.top-technologies.ru>.
18. **Ryzhikov V. A., Saponov Yu. G., Gorin S. A., Asstaturev Yu. G.** Dynamic damping torsional vibrations in the transmission of rear-wheel drive and all-wheel drive vehicles // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. — 2015. — Vol. 10. — P. 5334–5337.
19. **Калмыков Б. Ю., Рыжиков В. А., Овчинников Н. А.** Аспекты безопасной эксплуатации автомобильного транспорта. — Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2018. — 124 с.
20. **Рыжиков В. А., Мачитадзе Д. З.** Экспериментальные исследования динамического поглотителя колебаний // Научная весна — 2020. Технические науки: сборник научных трудов. Науч. электр. изд. — Шахты, ИСОиП (филиал) ДГТУ в г. Шахты. — 2020. — С. 216–223. URL: <http://www.sssu.ru/Default.aspx?PageContentID=1386&tabid=846>.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-5-9-16

И. М. Рябов, д-р техн. наук, проф., e-mail: rjabov1603@mail.ru,
А. М. Ковалев, канд. техн. наук, e-mail: ak-553@yandex.ru,
С. А. Ширяев, канд. техн. наук, e-mail: sergey-danilov1@ya.ru,
Ф. Р. Аль-Сумайдаи, аспирант, e-mail: farqad485@gmail.com, Волгоградский
государственный технический университет (ВолгГТУ), г. Волгоград,
А. Х. Аль-Джумаили, аспирант, e-mail: abdulsatar_k@mail.ru, Московский политехнический
университет, г. Москва

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ МОТОРНЫХ ТОРМОЗОВ С ПОСТОЯННЫМ ДРОССЕЛЕМ И С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ КЛАПАНОМ

В статье показано, что по сравнению с гидравлическими и электрическими вспомогательными тормозными системами моторный тормоз имеет более простую конструкцию, в несколько раз меньший вес и стоимость. Он может быть смонтирован в выпускном трубопроводе практически любого автомобиля, а его применение дает значительный социально-экономический эффект. Разработана математическая модель для теоретического исследования мощности моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном. Проведено теоретическое исследование двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном. Анализ результатов исследования показал, что моторный тормоз с электромагнитным клапаном обеспечивает большую тормозную мощность ДВС, а следовательно, лучшую эффективность торможения автомобиля.

Ключевые слова: исследование, автомобиль, моторный тормоз, дроссель, электромагнитный клапан, мощность.

The article shows that in comparison with hydraulic and electric auxiliary braking systems, the engine brake has a simpler design, several times lower weight and cost. It can be installed in the exhaust pipe of almost any car, and its application gives a significant socio-economic effect. A mathematical model has been developed for the theoretical study of the power of motor brakes with a constant choke and with an electro-magnetic valve. A theoretical study of the ZMZ-406 engine with a motor brake with a constant choke and an electromagnetic valve has been carried out. The analysis of the research results showed that a motor brake with an electromagnetic valve provides a greater braking power of the internal combustion engine, and, consequently, a better vehicle braking efficiency.

Keywords: research, car, engine brake, throttle, solenoid valve, power.

Ссылка для цитирования:

Рябов И. М., Ковалев А. М., Ширяев С. А., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Аль-Джумаили А. Х. Теоретическое исследование мощности моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 9—16

На современном этапе развития автомобилестроения наиболее перспективным способом повышения эффективности торможения является использование моторных тормозов различных конструкций.

Моторный тормоз применяется на автомобилях российских производителей, в частности, на некоторых модификациях двигателей ЯМЗ-236

и ЯМЗ-238 для грузовиков МАЗ, Урал, КраЗ, КамАЗ. Он предназначен для снижения нагрузок на рабочую тормозную систему, повышения ее надежности, а также безопасности движения автомобиля особенно на затяжных спусках. На иномарках он выполняет дополнительную функцию — заслонку прикрывают для ускорения прогрева ДВС и ограничения белого дыма. По сравнению

с гидравлическим и электрическим вспомогательными тормозами моторный тормоз, например с заслонкой, имеют более простую конструкцию, в несколько раз меньший вес и стоимость. Он может быть смонтирован в выпускном трубопроводе практически любого автомобиля. Доказано, что применение торможения автомобилей двигателем дает значительный социально-экономический эффект [1–5]. Однако моторные тормоза простой конструкции имеют следующие существенные недостатки:

1) не позволяют водителю плавно регулировать мощность механических потерь ДВС и его тормозной момент в процессе торможения, поэтому для поддержания необходимой скорости на затяжном спуске водителю необходимо выполнять следующие действия: переключать передачи; непрерывно включать и выключать моторный тормоз; подключать рабочую тормозную систему;

2) не обеспечивают стабилизацию замедления движения автомобиля в процессе торможения, при уменьшении скорости замедление уменьшается;

3) тормозная мощность недостаточна для эффективного служебного торможения.

Пути совершенствования моторных тормозов

Для повышения эффективности торможения были разработаны две конструкции моторного тормоза с новыми принципами работы. Первую конструкцию создали инженеры Daimler AG, ее назвали Konstantdrossel (постоянный дроссель) (рис. 1). Они установили дополнительный клапан

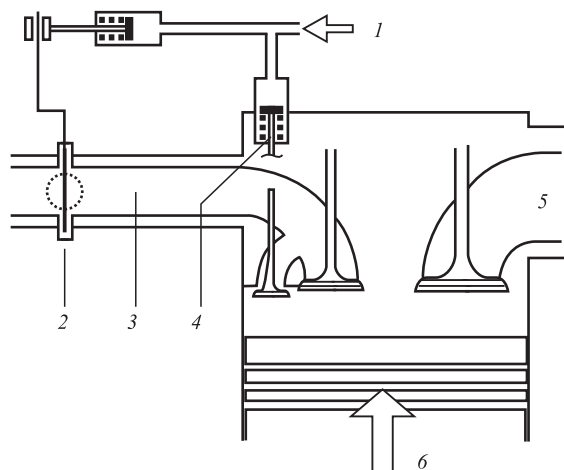


Рис. 1. Моторный тормоз инженеров Daimler AG — Konstantdrossel (постоянный дроссель):

1 — подача сжатого воздуха в пневматические цилиндры поворота заслонки 2 и открытия дополнительного клапана (дросселя) 4; 3 — выпускной коллектор; 5 — впускной коллектор; 6 — поршень

в головке блока цилиндров, который при активации моторного тормоза удерживается в открытом положении. Утечка воздуха через постоянный дроссель в выпускную систему на такте сжатия — мала, поскольку среднее давление невелико. Это позволяет получить большую работу сжатия.

Наибольшее количество сжатого воздуха выходит из пространства над поршнем во время нахождения поршня около верхней мертвой точки под высоким давлением. Это предотвращает положительную работу расширения в течение третьего такта. При уменьшении частоты вращения коленчатого вала до оборотов холостого хода (ниже 900 об/мин) утечки через постоянный дроссель возрастают, тормозной момент уменьшается, и система автоматически деактивируется. Моторный тормоз с заслонкой и постоянным дросселем Konstantdrossel устанавливался на грузовики Mercedes-Benz. По эффективности он в 2 раза превышает самый простой моторный тормоз с выпускной заслонкой, используемый в грузовиках и автобусах и может обеспечить удельную мощность торможения 30...40 кВт на литр рабочего объема ДВС. Однако ему присущи недостатки (1-й и 2-й), отмеченные выше, а также конструкция является весьма сложной и дорогой.

Вторую конструкцию моторного тормоза с новым принципом работы, которая применяется в США на грузовиках Freightliner (двигатели Cummins и Caterpillar) и в Нидерландах на грузовиках DAF, создал Джакобс — Jake Brake. Принцип его работы основан на сбросе давления в цилиндре после такта сжатия путем открытия штатного выпускного клапана. Цикл моторного тормоза состоит из четырех тактов, два из которых (впуск и сжатие) показаны на рис. 2, а и б соответственно. На первом такте (рис. 2, а) поршень перемещается от верхней мертвой точки (В.М.Т.) 1 до нижней мертвой точки (Н.М.Т.) 2. Происходит всасывание воздуха в цилиндр под давлением несколько ниже атмосферного. На втором такте (рис. 2, б) поршень перемещается в обратном направлении, и происходит сжатие воздуха по адиабате 2—3. В точке 3 происходит сброс давления до атмосферного путем кратковременного открытия выпускного клапана.

В такте 3 происходит расширение воздуха в камере сгорания до давления ниже атмосферного. В такте 4 открывается выпускной клапан, и газы из выпускного тракта заходят в цилиндр, давление повышается до атмосферного, затем воздух из цилиндра под давлением немного большим, чем атмосферное выталкивается через выпускной

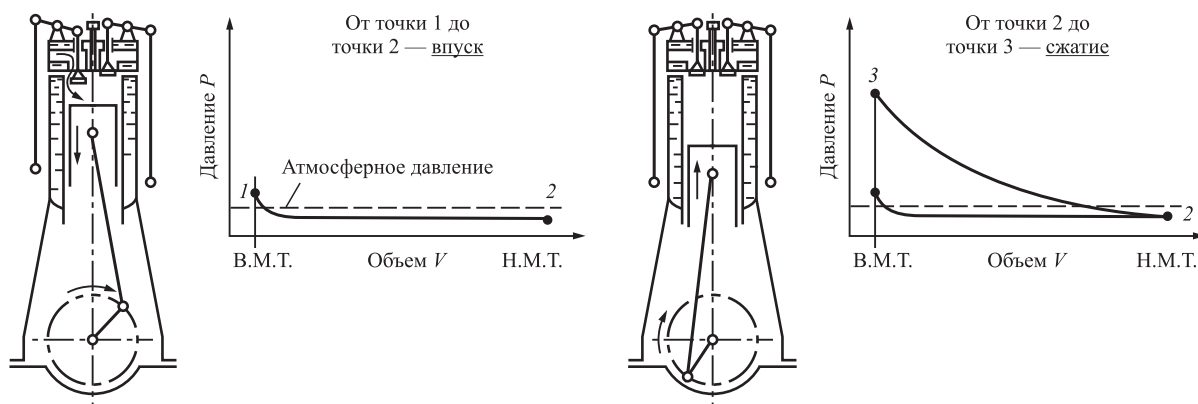


Рис. 2. Такты впуска и сжатия моторного тормоза Джакобса — Jake Brake:

a — такт впуска; *б* — такт сжатия

клапан. Диаграммы тактов 3 и 4 не приведены, но они мало отличаются от диаграммы такта 1. Полная работа цикла практически равна площади фигуры, обозначенной точками 1, 2 и 3 на такте сжатие (см. рис. 2, б).

Для сброса давления в конце хода сжатия (точке 3) между толкателем и стержнем клапана устанавливается промежуточное звено — плунжер, изменяющий длину под действием управляющей гидравлической системы. Основная работа торможения совершается на такте сжатия после открытия выпускного клапана и сброса давления, поэтому такой тормоз называют декомпрессионным. Небольшая работа торможения совершается также и на такте впуска, когда в цилиндре создается разрежение. В моторном тормозе Джакобса отсутствует заслонка и возможность попадания в цилиндры двигателя твердых частиц из выхлопного тракта, которые могут снизить ресурс ДВС.

Дальнейшее совершенствование моторного тормоза, работающего по принципу Джакобса, пошло по пути применения вместо гидравлических систем управления штатными клапанами дополнительных электромагнитных клапанов и электронного блока управления (ЭБУ) [1–3].

Принцип работы системы торможения ДВС с электронным управлением основан на регулировании давления в камере сгорания ДВС с помощью электромагнитного клапана, который открывается и закрывается электронным блоком управления (ЭБУ).

ЭБУ осуществляет соответствие между управляющим воздействием водителя (силой нажатия на педаль тормоза) и тормозным моментом ДВС, который он изменяет в соответствии с заданной водителем интенсивностью торможения автомобиля. Электронный блок также может стабили-

ровать тормозной момент ДВС, т. е. поддерживать постоянство заданного водителем замедления при снижении скорости в процессе торможения.

Однако теоретических исследований характеристик мощности моторных тормозов, работающих по принципам Джакобса и Konstantdrossel, не найдено. В связи с этим теоретическое исследование мощности моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном, управляемым ЭБУ, представляет несомненный интерес.

Математическое моделирование моторных тормозов

Основой для разработки математической модели моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном является расчетная схема (рис. 4), на которой представлены конструктивные параметры ДВС, а также показатели, определяющие состояние газа в цилиндрах. В модели моторного тормоза с постоянным дросселем дополнительный клапан (рис. 3) открыт на величину Δ . В модели моторного тормоза Джакобса этот клапан открывается и закрывается в определенные моменты времени.

Задавшись рабочим объемом камеры $V_{\text{раб}}$ и степенью сжатия ε , можно вычислить максимальный объем камеры:

$$V_{\text{min}} = \frac{V_{\text{раб}}}{\varepsilon - 1}. \quad (1)$$

Рабочий объем камеры $V_{\text{раб}}$ рассчитывается исходя из диаметра поршня $D_{\text{пор}}$ и радиуса кривошипа коленвала $r_{\text{кр}}$.

$$V_{\text{раб}} = 2r_{\text{кр}}S_{\text{пор}}, \quad (2)$$

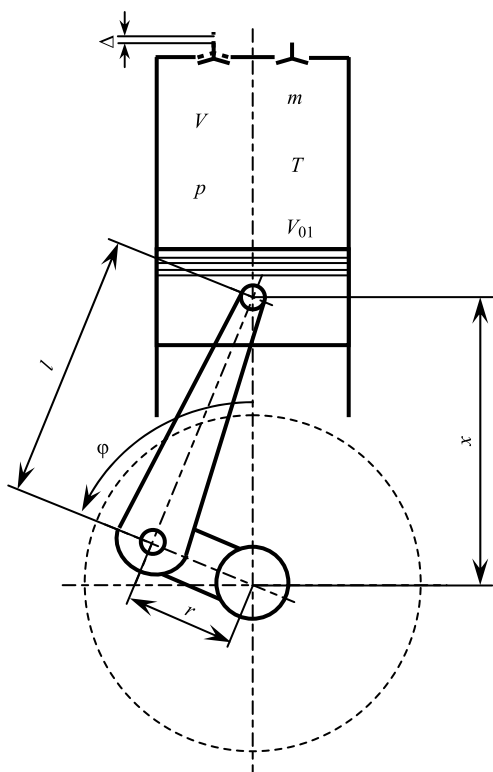


Рис. 3. Расчетная схема цилиндра ДВС с моторным тормозом:

V — объем рабочей камеры; $V_{01}(t)$ — объем газа, соответствующий начальному (атмосферному) давлению в данный момент времени; $p = p(t)$ — давление в рабочей камере в данный момент времени; $T = T(t)$ — температура в рабочей камере в данный момент времени; $m = m(t)$ — масса газа в рабочей камере в данный момент времени; l — расстояние между осями шатуна; r — расстояние между осями коренной и шатунной шеек коленчатого вала; x — расстояние между осью коренной шейки коленчатого вала и осью поршня; φ — угол поворота коленчатого вала

где $S_{\text{порш}} = \frac{\pi D_{\text{порш}}^2}{4}$.

Зная минимальный объем камеры V_{min} и площадь поршня $S_{\text{порш}}$, можно вычислить максимальный объем камеры:

$$V_{\text{max}} = V_{\text{min}} + 2rS_{\text{порш}}. \quad (3)$$

Таким образом, V_{min} и $V_{\text{max}} = V_{\text{min}} + 2rS_{\text{порш}}$ — объемы камеры при положении поршня в ВМТ и НМТ.

Текущее значение объема камеры V зависит от расстояния между осью коренной шейки коленчатого вала и осью поршня. Это расстояние можно вычислить по формуле

$$x = r \cos \varphi + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}. \quad (4)$$

Тогда текущее значение объема камеры

$$\begin{aligned} V(t) &= V_{\text{min}} + (r + l - x)S_{\text{порш}} = \\ &= V_{\text{min}} + (r + l - r \cos \varphi - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi})S_{\text{порш}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Введем дополнительные обозначения:

T_0 — начальная температура газа в камере;

$T_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды;

$p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление;

m_0 — начальная масса газа в камере перед закрытием впускного клапана;

V_0 — начальный объем газа в камере перед закрытием впускного клапана.

Рассмотрим изменение давления в цилиндре с поршнем.

Давление в цилиндре избыточное по отношению к атмосферному:

$$p = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}, \quad (6)$$

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; $p_{\text{абс}}$ — абсолютное давление в цилиндре.

Начальное давление в цилиндре:

$$p_0 = p_{\text{абс0}} - p_{\text{атм}}. \quad (7)$$

Текущее давление $p_{\text{абс}}$ в закрытой камере можно определить, зная начальное давление p_0 , начальный объем V_0 , текущий объем V и показатель политропы n , из выражения:

$$\frac{p_{\text{абс}}}{p_{\text{абс0}}} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n. \quad (8)$$

В статическом положении:

$$p_0 = p_{\text{абс0}} - p_{\text{атм}}. \quad (9)$$

Используя формулы (6) и (7) в формуле (8), получим

$$\frac{p_{\text{абс}}}{p_{\text{абс0}}} = \frac{p + p_{\text{атм}}}{p_0 + p_{\text{атм}}} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n. \quad (10)$$

Выразим из формулы (8) избыточное давление:

$$p = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n (p_0 + p_{\text{атм}}) - p_{\text{атм}}. \quad (11)$$

$$p = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n p_0 + \left[\left(\frac{V_0}{V} \right)^n - 1 \right] p_{\text{атм}}. \quad (12)$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$p = \left(\frac{V_0}{V}\right)^n p_0 + \frac{V_0^n - V^n}{V^n} p_{\text{атм}}. \quad (13)$$

Особенностью камеры с дроссельным отверстием (щелью) является то, что объем V_0 , соответствующий начальному давлению, изменяется из-за перетекания газа, в этом случае он обозначается V_{01} . Поэтому давление в камере с дроссельным отверстием (щелью) определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} p(t) &= \left(\frac{V_{01}(t)}{V(t)}\right)^n p_0 + \frac{V_{01}^n(t) - V^n(t)}{V^n(t)} p_{\text{атм}} = \\ &= \left(\frac{V_{01}(t)}{V(t)}\right)^n (p_0 + p_{\text{атм}}) - p_{\text{атм}} = \\ &= \left(\frac{V_{01}(t)}{V_{\min} + (r+l-r\cos\varphi - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\varphi}) S_{\text{порш}}}\right)^n \times \\ &\quad \times (p_0 + p_{\text{атм}}) - p_{\text{атм}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Теперь найдем расход газа через клапан при изменяющемся давлении.

Известна формула массового расхода газа из камеры через щель площадью f_0 :

$$dQ = K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT_1}} \sqrt{p_1^2 - p_2^2} dt, \quad (15)$$

где K_p — коэффициент расхода газа; g — ускорение свободного падения.

При $p(t) > 0$ разница между этими расходами составит массу перетекшего газа:

$$dQ = K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT(t)}} \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2} dt. \quad (16)$$

Так как

$$Q(t) = m_0 - m(t), \quad (17)$$

$$m(t) = m_0 \frac{V_{01}(t)}{V_0}, \quad (18)$$

получим:

$$\begin{aligned} dQ &= d(m_0 - m(t)) = d\left(m_0 - m_0 \frac{V_{01}(t)}{V_0}\right) = \\ &= K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT(t)}} \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2} dt. \end{aligned} \quad (19)$$

Здесь m_0 — начальная масса газа, а $m(t)$ — масса оставшегося газа в камере.

Тогда:

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= \\ &= -\frac{V_0}{m_0} K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT(t)}} \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Воспользуемся уравнением состояния идеального газа:

$$p_{\text{абс}0} V_0 = \frac{m_0}{\mu} RT_0, \quad (21)$$

откуда

$$\frac{V_0}{m_0} = \frac{RT_0}{\mu p_{\text{абс}0}}. \quad (22)$$

Отношение температур

$$\frac{T(t)}{T_0} = \left(\frac{p(t) + p_{\text{атм}}}{p_0 + p_{\text{атм}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (23)$$

В результате изменение начального объема, соответствующего начальному давлению, происходит по закону

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= -\frac{RT_0}{\mu (p_0 + p_{\text{атм}})} \times \\ &\times K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT}} \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2} \end{aligned} \quad (24)$$

или

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= -\frac{\sqrt{RT_0}}{\mu (p_0 + p_{\text{атм}})} \sqrt{\left(\frac{p_0 + p_{\text{атм}}}{p(t) + p_{\text{атм}}}\right)^{\frac{n-1}{n}} \times} \\ &\times K_p f_0 \sqrt{g} \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2}, \end{aligned} \quad (25)$$

или

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= -\frac{K_p}{\mu} f_0 \times \\ &\times \sqrt{\frac{gRT_0}{(p_0 + p_{\text{атм}})^{\frac{1+n}{n}} (p(t) + p_{\text{атм}})^{\frac{n-1}{n}}}} \times \\ &\times \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2}. \end{aligned} \quad (26)$$

При $p(t) < 0$:

$$dQ = K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT_{\text{окр}}}} \sqrt{p_{\text{атм}}^2 - (p(t) + p_{\text{атм}})^2} dt. \quad (27)$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Так как

$$Q(t) = m_0 + m(t), \quad (28)$$

$$m(t) = m_0 \frac{V_{01}(t)}{V_0}, \quad (29)$$

получим:

$$\begin{aligned} dQ &= d(m_0 + m(t)) = d\left(m_0 + m_0 \frac{V_{01}(t)}{V_0}\right) = \\ &= K_p f_0 \sqrt{\frac{g}{RT_{\text{окр}}}} \sqrt{p_{\text{атм}}^2 - (p(t) + p_{\text{атм}})^2} dt. \end{aligned} \quad (30)$$

Тогда:

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= \frac{V_0}{m_0} K_p f_0 \times \\ &\times \sqrt{\frac{g}{RT_{\text{окр}}}} \sqrt{p_{\text{атм}}^2 - (p(t) + p_{\text{атм}})^2}. \end{aligned} \quad (31)$$

Так как

$$p_{\text{абс0}} V_0 = \frac{m_0}{\mu} RT_0, \quad (32)$$

$$\frac{V_0}{m_0} = \frac{RT_0}{\mu p_{\text{абс0}}}, \quad (33)$$

получим

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= \frac{K_p RT_0}{\mu (p_0 + p_{\text{атм}})} f_0 \sqrt{\frac{g}{RT_{\text{окр}}}} \times \\ &\times \sqrt{p_{\text{атм}}^2 - (p(t) + p_{\text{атм}})^2}. \end{aligned} \quad (34)$$

В результате получены формулы для расчета: текущего значения объема камеры

$$V(t) = V_{\text{min}} + (r + l - r \cos \varphi - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}) S_{\text{порш}};$$

давления в камере с дроссельным отверстием:

$$p(t) = \left(\frac{V_{01}(t)}{V(t)}\right)^n (p_0 + p_{\text{атм}}) - p_{\text{атм}};$$

при $p(t) > 0$:

$$\begin{aligned} \frac{dV_{01}(t)}{dt} &= -\frac{K_p}{\mu} f_0 \sqrt{\frac{gRT_0}{(p_0 + p_{\text{атм}})^{\frac{1+n}{n}} (p(t) + p_{\text{атм}})^{\frac{n-1}{n}}}} \times \\ &\times \sqrt{(p(t) + p_{\text{атм}})^2 - p_{\text{атм}}^2}; \end{aligned}$$

при $p(t) < 0$:

$$\frac{dV_{01}(t)}{dt} = \frac{K_p RT_0}{\mu (p_0 + p_{\text{атм}})} f_0 \sqrt{\frac{g}{RT_{\text{окр}}}} \sqrt{p_{\text{атм}}^2 - (p(t) + p_{\text{атм}})^2}.$$

Результаты теоретического исследования и их анализ

Исследование было проведено для двигателя ЗМЗ-406, некоторые технические характеристики которого приведены в таблице.

Характеристики двигателя ЗМЗ-406

Объем	2286 см ³ (2,3 л)
Мощность	73,55 кВт (100 л. с.)
Момент крутящий	177/201 Нм (на 4200 об/мин)
Вес	192 кг
Степень сжатия	9,3
Питание	Инжектор/карбюратор
Тип мотора	Рядный бензиновый
Зажигание	Коммутаторное
Число цилиндров	4
Число клапанов на каждом цилиндре	4
Материал ГБЦ	Сплав алюминиевый
Впускной коллектор	Дюралевый
Выпускной коллектор	Литой чугунный
Распределительный вал	2 шт. схема DOCH
Диаметр цилиндра	92 мм

```

Pascal ABC
Файл  Правка  Вид  Программа  Сервис  Помощь
[Иконки панели инструментов]
Диаграмма цикла двигателя с дроссельным отверстием (5).pas

PROGRAM Vibration;
USES GraphABC, CRT;
TYPE VEC=array[1..8] OF REAL;
CONST
  vd=2400; {число оборотов двигателя в об/мин}
  dotv=0.0007; {диаметр отверстия}
  dotv1=0.0005; {диаметр отверстия}
  w0=2*pi*vd/60;

  Dpor=0.092;
  Spor=pi*sq(Dpor)/4;
  rad=0.043; {радиус кривошипа}
  l=0.158; {межосевое расстояние шатуна}
  e=9.3; {степень сжатия}
  Vrab=2*rad*Spor;
  Vmin=Vrab/(e-1); {объем камеры сгорания}
  Vmax=e*Vmin; {полный объем камеры}

  k=1.4;
  T0=363;
  Tokr=323;
  patm=100000.0;
  g=9.81;
  mu=0.029; {Молярная масса воздуха}
  R=287; {297 для азота; 287 для воздуха}
    
```

Рис. 4. Фрагмент программы, в котором вводятся исходные данные для расчета параметров моторных тормозов двигателей внутреннего сгорания

Фрагмент программы, в котором вводятся исходные данные для расчета параметров моторных тормозов двигателей внутреннего сгорания, приведен на рис. 4.

Развернутые индикаторные диаграммы двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем (а) и моторным тормозом с электромагнитным клапаном (б) при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ об/мин приведены на рис. 5.

Характеристики мощности насосных потерь в одном цилиндре двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем (кривая 1) и моторным тормозом с электромагнитным клапаном приведены на рис. 6.

Сравнение полученных характеристик мощности насосных потерь двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем (кривая 1) и моторным тормозом с электромагнитным клапаном (кривая 2) показывает, что моторный тормоз с электромагнитным клапаном обеспечивает значительно большую мощность насосных потерь ДВС, а следовательно, лучшую эффективность торможения автомобиля.

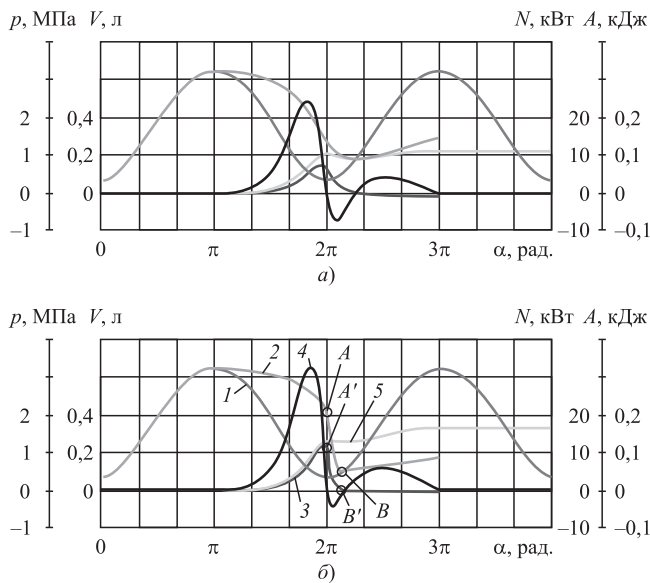


Рис. 5. Развернутые индикаторные диаграммы двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем (а) и моторным тормозом с электромагнитным клапаном (б) при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ об/мин:

1 — объем V над поршнем; 2 — объем над поршнем, соответствующий атмосферному давлению при текущем количестве газа; 3 — давление; 4 — мгновенная мощность N процесса; 5 — произведенная работа A по вытеснению газа; точки А и В — начало процесса изменения объема и давления в момент срабатывания электромагнитного клапана; точки А' и В' — конец процесса

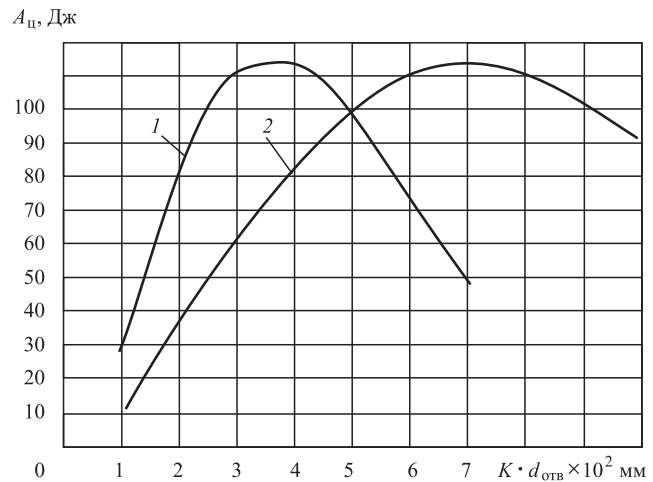


Рис. 6. Характеристики мощности насосных потерь в одном цилиндре двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем (кривая 1) и моторным тормозом с электромагнитным клапаном (кривая 2)

Заключение

1. Показано, что по сравнению с гидравлическими и электрическими вспомогательными тормозными системами моторный тормоз имеет более простую конструкцию, в несколько раз меньший вес и стоимость. Он может быть смонтирован в выпускном трубопроводе практически любого автомобиля, а его применение дает значительный социально-экономический эффект.

2. Отмечены следующие существенные недостатки существующих моторных тормозов:

1) не позволяют водителю плавно регулировать мощность механических потерь ДВС и его тормозной момент в процессе торможения, поэтому для поддержания необходимой скорости на затяжном спуске водителю необходимо выполнять следующие действия: переключать передачи; непрерывно включать и выключать моторный тормоз; подключать рабочую тормозную систему;

2) не обеспечивают стабилизацию замедления движения автомобиля в процессе торможения, при уменьшении скорости замедление уменьшается;

3) тормозная мощность недостаточна для эффективного служебного торможения.

3. Рассмотрены две конструкции моторного тормоза с разными принципами работы: созданный инженерами Daimler AG — Konstantdrossel (постоянный дроссель) и созданный Джакобсом — Jake Brake.

4. Разработана математическая модель для теоретического исследования мощности моторных тормозов с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном.

5. Проведено теоретическое исследование двигателя ЗМЗ-406 с моторным тормозом с постоянным дросселем и с электромагнитным клапаном. Анализ результатов исследования показал, что моторный тормоз с электромагнитным клапаном обеспечивает большую тормозную мощность ДВС, а значит, лучшую эффективность торможения автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Обоснование** целесообразности постоянного использования двигателя для служебных торможений автомобиля / И. М. Рябов, Ф. Р. Аль-Сумайдаи, И. М. Титов, С. В. Данилов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2020. — № 3 (62). — С. 10—19.
2. **Рябов И. М., Аль-Сумайдаи Ф. Р.** Оценка ресурсосбережения при использовании ДВС автомобиля в качестве тормоза-замедлителя при служебных торможениях // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. Волгоградский государственный технический университет. — 2019. — № 4 (21) — С. 33—37.
3. **Рябов И. М., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Соколов А. Ю., Данилов С. В., Аль-Джумаили А. Х.** Анализ мощности механических потерь ДВС и определение уровня их повышения для обеспечения эффективного торможения автомобиля двигателем // Грузовик. — 2020. — № 12 — С. 13—20.
4. **Рябов И. М., Аль-Сумайдаи Ф. Р.** Особенности механических потерь в ДВС и их влияние на процесс торможения автомобиля // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. Волгоградский государственный технический университет. — 2019. — № 4 (29). — С. 37—43.
5. **Оценка** повышения экологической безопасности при использовании систем рекуперации энергии торможения на автомобильном пассажирском транспорте / С. А. Ширяев, И. М. Рябов, Ю. Г. Юсупов, З. К. Омарова // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. — Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г. Ф. Морозова, 2016. — С. 132—136.
6. **Патент** на ПМ RU 153 247 Вспомогательная тормозная система автомобиля с электронным управлением / Савельев М. А., Родин С. В., Прокофьев Д. В., Стрелков Д. Н., Новиков С. В., Пашков В. А., Левченко А. В. Заявка 2014119639/06, 15.05.2014; опубл. 10.07.2015.
7. **Патент** на 2033548. Компрессионный моторный замедлитель / Дьячихин А. В., Швеиц Э. А., Брось Т. В., Глушенко С. В. Заявка 4894715/06, 07.03.1991; опубл. 20.09.2002.
8. **Патент** на 2189460. Моторный тормоз для двигателя внутреннего сгорания со сжатием воздуха / Дитер Виттманн, Хериберт Кубис. Заявка 4894715/06, 07.03.1991; опубл. 20.04.1995.
9. **Путинцев С. В.** Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: Учеб. пособие по дисциплине "Специальные главы конструирования и САПР". — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011 — 287 с.
10. **Гребенников С. А., Иванов Р. В.** Способ определения механических потерь автотракторных двигателей // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н. И. Вавилова. — 2008. — № 4. — С. 62—66.
11. **Иванов Р. В.** Диагностирование и управление техническим состоянием двигателя по мощности механических потерь // Логистика и экономика ресурсосбережения и энергосбережения в промышленности: сб. науч. тр. Т. 3. — Саратов: СГТУ, 2007. — С. 114—117.
12. **Карелина М. Ю., Гайдар С. М., Пыдрин А. В.** Исследование влияния наноструктурирования поверхностей трибосопряжений на эксплуатационные характеристики двигателей // Грузовик. — 2015. — № 2. — С. 29—37.
13. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
14. **Кравец В. Н.** Теория автомобиля: учебник. Нижегород. гос. технич. ун-т им. Алексеяева. — 2-е изд., переработ. — Нижний Новгород, 2013. — 413 с.
15. **Kennedy M., Hoppe S., Esser J.** Piston ring coating reduces gasoline engine friction // MTZ. — 2012. — № 5. — P. 41—43.

В. И. Коптилов, канд. техн. наук, профессор, e-mail: vikopotilov@mail.ru,
Тюменское высшее военно-инженерное командное училище им. маршала инженерных войск
А. И. Прошлякова, г. Тюмень

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАДИУСА В МЕХАНИКЕ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Дается анализ физической сущности кинематического и динамического радиусов колеса. Утверждается, что радиус качения колеса представляет условный кинематический параметр, характеризующий только режим качения колеса. Он не является плечом всех продольных сил, воздействующих на колесо и не должен использоваться для определения сил тяги, сопротивления качению и тормозной силы колеса. Приводятся конкретные примеры, иллюстрирующие неправомерность использования кинематического радиуса для определения сил и моментов.

Ключевые слова: эластичное колесо, радиус качения, кинематический радиус, динамический радиус, плечо силы, сила тяги, сила сопротивления качению, тормозная сила, режим качения.

The analysis of the physical essence of the kinematic and dynamic radii of the wheel is given. It is stated that the rolling radius of the wheel is a conditional kinematic parameter that characterizes only the rolling mode of the wheel. It is not the shoulder of all longitudinal forces acting on the wheel and should not be used to determine tractive forces, rolling resistance and wheel braking forces. Specific examples are given to illustrate the inappropriateness of using the kinematic radius to determine forces and moments.

Keywords: elastic wheel, rolling radius, kinematic radius, dynamic radius, arm of force, traction force, rolling resistance force, braking force, rolling mode.

Ссылка для цитирования:

Коптилов В. И. Использование кинематического радиуса в механике качения эластичного колеса // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 17—27

Как известно, в механике колеса с эластичной шиной широкое применение находит как динамический (r_d), так и кинематический (r_k) радиус. Вместе с тем у специалистов по теории движения колесных машин до сих пор нет ясного понимания сферы их применения. Более того, в последние годы прослеживаются попытки отдельных исследователей, особенно С. П. Пожидаева, установить примат кинематического радиуса. Дело доходит до того, что кинематический радиус объявляется "универсальной характеристикой эластичного колеса, единой для определения его кинематических и силовых свойств" [1, с. 29]. По мнению указанного автора, динамический радиус колеса следует вообще изъять из теории качения, так как он "... имеет к процессу качения эластичного колеса точно такое же "отношение", как дорожный просвет автомобиля или цвет колес" [1, с. 29]. Разумеется, такие радикальные заявления не способствуют решению проблемы и лишь обостряют вопрос об адекватном использовании этих пара-

метров колеса в теории движения колесных машин. Попробуем разобраться в физической сущности указанных радиусов и уточнить сферы их применения.

Все силы, действующие на автомобиль со стороны дороги, передаются через его колеса. Сложность динамических и кинематических процессов, протекающих при качении колеса, снабженного пневматической шиной, вызвали необходимость введения в научный оборот различных по смыслу радиусов. Впервые такие радиусы были предложены академиком Е. А. Чудаковым, который дал четыре радиуса колеса и определил их следующим образом [2, с. 15-16]:

r_o — свободный радиус колеса или максимальный радиус беговой дорожки колеса при отсутствии воздействия на последнее радиальной или окружной силы;

r_s — статический радиус колеса или минимальное расстояние от оси колеса до опорной плоскости, на которой неподвижно стоит колесо;

r_d — динамический радиус колеса или минимальное расстояние от оси колеса до опорной плоскости, по которой катится колесо; при этом на колесо помимо радиальной может действовать также и окружная сила;

r_k — радиус качения колеса или радиус такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания, а кроме того, имея с действительным колесом одинаковую скорость вращения ω , одновременно с этим имеет одинаковую с ним и скорость V качения (скорость перемещения оси колеса)

$$r_k = V/\omega. \quad (1)$$

Вводя кинематический радиус, Е. А. Чудаков исходил из кинематики плоскопараллельного движения *абсолютно твердого* тела, точнее, качения круглого диска. Применительно к качению такого тела отношение V к ω — это расстояние от центра катящегося диска до мгновенного центра его скоростей, который при отсутствии проскальзывания располагается в плоскости соприкосновения двух тел, т. е. в точке их контакта. При этом указанное расстояние (r_k) численно равно геометрическому радиусу этого диска.

Если реальное колесо мысленно заменять неким воображаемым абсолютно твердым телом, катящимся без проскальзывания и имеющим геометрический радиус, численно равный отношению V к ω , то очевидно, что размеры последнего (r_k) не имеют непосредственного отношения к размерам реального эластичного колеса. Единственное, что их объединяет — это равенство линейных и угловых скоростей. Поэтому для воображаемого твердого тела $r_k = V/\omega$ — это радиус колеса, а для эластичного — всего лишь параметр *режима качения*, характеризующий не размеры колеса, а только соотношение его линейной и угловой скорости движения.

Условность "кинематического радиуса" обусловлена не только тем, что r_k выражает размер воображаемого твердого тела, но и тем, что для эластичного колеса отношение V/ω нельзя в принципе интерпретировать как расстояние от его центра до мгновенного центра скоростей. Это объясняется несколькими причинами.

Во-первых, угловая скорость ω — это параметр, характеризующий вращение не всякого, а только абсолютно твердого тела. Это означает, что характеризовать вращение эластичного колеса, взаимодействующего с дорогой, посредством ω , можно лишь только в том случае, если дефор-

мации шины невелики, не имеют значения для решения конкретной задачи и ими можно пренебречь, считая колесо абсолютно круглым твердым телом.

Во-вторых, у эластичного колеса имеется не одна, а множество точек соприкосновения с опорной поверхностью, образующих зону контакта, причем многие из них покоятся, поэтому у такого колеса нет и мгновенного центра скоростей (МЦС).

Это означает, что для эластичного колеса $r_k = V/\omega$ — это не расстояние от оси его вращения колеса до МЦС, а всего лишь некое отвлеченное размерное число, не имеющее того изначального смысла, которое есть у абсолютно твердого тела. Другими словами, $r_k = V/\omega$ — это величина, показывающая всего лишь соотношение линейной и угловой скорости (да и то с указанной выше оговоркой) и ничего более, а вовсе не какой-то "радиус" эластичного колеса.

Условность r_k для эластичного колеса подчеркивает и тот факт, что этот параметр представляет собой исключительно расчетную величину и его измерить непосредственно (как это можно у свободного, статического или динамического радиуса) невозможно.

Между тем, как сам Е. А. Чудаков, так и некоторые его последователи, игнорируя всю условность этого "радиуса" и пренебрегая канонами теоретической механики, стали без всяких на то оснований рассматривать r_k как плечо различных "касательных" и "окружных" сил и "продольных" реакций. Более того, стали посредством этого "радиуса" определять силу тяги, силу сопротивления качению и даже тормозную силу эластичного колеса.

Автору данной статьи приходилось неоднократно выступать в печати о недопустимости использовать кинематический радиус, вместо динамического, в качестве плеча соответствующих продольных сил, т. е. в качестве силового параметра.

Рассмотрим, к чему ведет использование кинематического радиуса (вместо динамического), если посредством r_k определять основные силовые показатели работы колеса.

1. Кинематический радиус и сила тяги колеса.

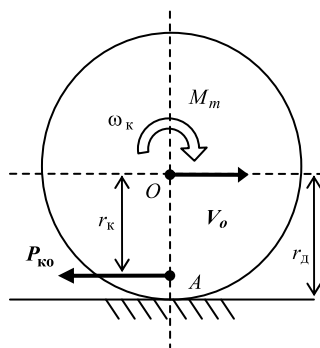
Первым, кто предложил формулу силы тяги посредством кинематического радиуса был Е. А. Чудаков, который ввел так называемую полную окружную силу колеса [3]. Он определил ее как отношение крутящего момента M_k , подводимого к колесу, к радиусу его качения r_k [4, с. 24]:

$$P_{\text{ко}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}} \quad (2)$$

К сожалению, вводя силу $P_{\text{ко}}$, автор не дал удовлетворительного объяснения, почему крутящий момент следует относить к радиусу качения колеса. Не было дано и объяснения механизма образования такой силы "тяги", линии ее действия, а также конкретной точки ее приложения. Чудаков Е. А., полагаясь на интуицию, считал, что эта сила прикладывается к ведущему колесу, направлена в сторону движения автомобиля и является при этом движущим усилием. Сумму таких сил на ведущих колесах $P_p = \Sigma P_{\text{ко}i}$ он назвал "полной окружной силой", а последнюю рассматривал как силу тяги автомобиля. При этом разницу между движущей силой P_p и силой P_f суммарного сопротивления качению ведущих колес ($P_a = P_p - P_f$) он назвал "свободной окружной силой" автомобиля, которую, также не дав разумительных объяснений, рассматривал, порой, почему-то как сумму продольных реакций, прикладываемых к ведущим колесам автомобиля со стороны дороги ($P_a = \Sigma X_i$).

К сожалению, подобный взгляд на силу тяги вошел во многие учебники и учебные пособия, которые лишь тиражировали и до сих пор тиражируют такие представления о движущей силе автомобиля.

Между тем, такой взгляд на силу тяги, изложенный Е. А. Чудаковым в учебнике [4], содержит вопиющее противоречие с механикой, так как из его основополагающей формулы (1) вовсе не вытекает ни то направление окружной силы, ни место ее приложения, которую предписывает ей Е. А. Чудаков. Более того, если исходить из того, как определил эту силу сам Е. А. Чудаков, то полную окружную силу $\vec{P}_{\text{ко}}$ следует рассматривать как вектор, приложенный к нижней части колеса и направленный против вектора скорости



Полная окружная сила колеса

перемещения его оси, т. е. так, как показано на рисунке. Только в этом случае сила $\vec{P}_{\text{ко}}$, будучи приложенной "к колесу на расстоянии радиуса $r_{\text{к}}$ от его оси" [4, с. 24], и создает момент относительно оси вращения колеса, равный $M_{\text{к}} = P_{\text{ко}} r_{\text{к}}$ и направленный по ходу его вращения. Естественно, что продольная сила, направленная не в сторону перемещения оси вращения колеса, а в противоположную сторону, не может быть силой тяги, которая преодолевает силы внешних сопротивлений и продвигает ведущее колесо и автомобиль вперед.

Таким образом, Е. А. Чудаков, поделив крутящий момент $M_{\text{к}}$ на радиус качения $r_{\text{к}}$, фактически получил некую условную физически несуществующую силу, которая "прикладывается" к ведущему колесу на некотором расстоянии $r_{\text{к}} \neq r_{\text{д}}$ от оси его вращения, т. е. вне зоны контакта колеса с опорной поверхностью. При этом, не рассмотрев механизма образования указанной силы, без всяких обоснований и пояснений, он направил ее в сторону движения автомобиля и рассматривал как движущую силу колеса, а совокупность именно таких сил была названа им "полной окружной силой" автомобиля.

Заметим, что, если бы в формуле (2) фигурировал не кинематический, а динамический радиус колеса, то окружную силу, соответствующую $M_{\text{к}}/r_{\text{д}}$, можно было рассматривать как усилие, которое будучи приложенным к колесу в плоскости контакта, вследствие трения передается опорной поверхности и становится при этом продольной силой воздействия *на дорогу*. Кстати, именно такую трактовку окружной силы можно встретить в некоторых учебниках и учебных пособиях, авторы которых, игнорируя или не обращая внимания на то, что в формуле (2) фигурирует все-таки $r_{\text{к}}$, а не $r_{\text{д}}$, полагают, что вектор силы $\vec{P}_{\text{ко}}$ располагается в плоскости контакта. Примером может служить так называемая "касательная сила тяги при установившемся движении", которую вводит проф. Д. А. Чудаков. Называя эту силу (2) "касательной", автор полагает, что сила $P_{\text{к}}$ непосредственно создает "напряжения, возникающие на поверхности пути и в почве" [5, с. 22]. Однако более точен проф. Г. М. Кутьков, который, используя динамический радиус $r_{\text{д}}$ колеса, на странице 53 своего учебника [6] вместо силы (2) вводит активную касательную силу $P_{\text{к}} = M_{\text{к}}/r_{\text{д}}$ и прямо указывает, что эта сила передается колесом поверхности грунта и направлена против хода самого ведущего колеса.

Думается, Чудаков Е. А. все-таки хорошо понимал всю условность окружной силы (2), но был вынужден, вопреки правилам теоретической ме-

ханики, просто перенести линию действия силы в плоскость дороги, т. е. в ту плоскость, в которой только и могут располагаться продольные силы, действующие на ведущие колеса автомобиля со стороны дороги.

Сомнения в силе, определяемой формулой (2), и понимание ее условности возникали и у других специалистов, которые стали называть ее фиктивным усилием. Условность (фиктивность) полной окружной силы отмечают в своих учебниках и пособиях Г. А. Смирнов [7], Г. И. Гладов и А. М. Петренко [8], В. В. Селифонов [9] и некоторые другие авторы. Условность окружной силы отмечается и в ГОСТ 17697—72, в котором указывается, что полная окружная сила колеса ($P_{\text{ко}}$) — это "условная количественная характеристика нагружения колеса, имеющая размерность силы и равная отношению крутящего момента колеса к радиусу качения без скольжения" [10].

Нельзя не отметить и то, что разные авторы в формулах, аналогичных (2), используют различные радиусы качения. Например, В. А. Петров [11, 12], в отличие от Е. А. Чудакова, Г. А. Смирнова, Г. И. Гладова и А. М. Петренко, а также ряд других ученых, величину этой силы определяет в виде отношения крутящего момента к радиусу $r_{\text{ко}}$ колеса в ведомом режиме:

$$P_T = M_K / r_{\text{ко}}, \quad (3)$$

где $r_{\text{ко}}$ — радиус колеса в ведомом режиме.

Правда, в другой своей работе [13] он убеждает, что эту силу тяги следует выражать в виде отношения крутящего момента M_K к радиусу колеса r_K не в ведомом, а в свободном режиме качения:

$$P_T = M_K / r_{\text{КС}}, \quad (4)$$

$r_{\text{КС}}$ — радиус колеса в свободном режиме.

А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович и В. С. Прозоров [14] под величиной окружной силы P на ведущем колесе понимали даже отношение крутящего момента M_K на колесе, не к радиусу качения, а к свободному радиусу r_0 этого колеса:

$$P = \frac{M_K}{r_0}, \quad (5)$$

где r_0 — свободный радиус колеса.

Следует ясно осознавать, что признание формулы (2), как впрочем и формул (3, 4 и 5), фактически равносильно утверждению, что вектор полной окружной силы $\vec{P}_{\text{ко}}$ располагается вне

плоскости соприкосновения двух взаимодействующих тел (колеса и дороги). Следовательно, все силы, основанные на этих формулах, противоречат понятию самой силы трения. Ведь, если окружная сила $\vec{P}_{\text{ко}}$ для колеса является не внутренней силой, а внешним усилием и порождается опорной поверхностью, то она может лежать только в опорной плоскости, т. е. на расстоянии динамического радиуса, который представляет собой ее плечо относительно оси колеса. Это означает, что в формуле силы должен применяться не кинематический, а *динамический* радиус колеса. Использование динамического радиуса колеса имеет место в [15—17 и др.].

Рассмотрим те противоречия, которые возникают, если вместо динамического радиуса используется кинематический радиус.

Так, в период нагружения колеса крутящим моментом, предшествующим моменту трогания автомобиля с места, угловая ω и линейная V скорости колеса равны нулю, следовательно, кинематический радиус $r_K = V/\omega = 0/0$, т. е. является математически неопределенной величиной. Но это означает, что математически неопределенной является и значение силы тяги колеса. На практике же все не так: сила тяги нарастает, достигая соответствующего критического значения, равного суммарной силе сопротивления, после чего и начинается процесс его качения. Этот процесс нарастания силы тяги адекватно отражает формула $P_m = M_K / r_{\text{СТ}}$, где $r_{\text{СТ}}$ — это фактически динамический радиус, соответствующий состоянию покоя ($V = 0$, $\omega = 0$).

Неправомыслие использования кинематического радиуса в качестве плеча силы обнаруживается в других примерах.

Так, если ведущее колесо в процессе движения автомобиля пробуксовывает, то, согласно формуле (2), окружная сила $P_{\text{ко}}$ должна значительно возрастать, так как кинематический радиус колеса, равный $r_K = V/\omega$ уменьшается. Однако в действительности этого, как известно, нет.

Если автомобиль неподвижен, а его ведущие колеса при этом буксуют, то из-за падения кинематического радиуса до нуля ($r_K \rightarrow 0$) значение силы $P_{\text{ко}}$ тяги колеса должно возрастать вплоть до бесконечности ($P_{\text{ко}} \rightarrow \infty$). Однако в действительности и этого нет. Следовательно, формула (2) и в этом случае не "работает".

Таким образом, эти примеры свидетельствуют о том, что формула (2) не только противоречит теоретической механике, но и в некоторых случаях неработоспособна. И не случайно ГОСТ 17697—72,

независимо от степени фактического проскальзывания колеса и реального соотношения V к ω , предлагает использовать не фактический радиус качения $r_k = V/\omega$, а "радиус качения без скольжения", т. е. радиус качения, который по своему значению практически не отличается от динамического радиуса. Все это лишний раз указывает на несостоятельность "полной окружной" силы (2) и неприемлемость использования кинематического радиуса.

Несмотря на это, формула (2) все же сыграла положительную роль. Это обусловлено, во-первых, тем, что в практике эксплуатации автомобиля режимы движения, как правило, таковы, что разница в кинематическом, динамическом и статическом радиусах невелика и не имеет практического значения вопрос о том, какой радиус использовать в расчетах. Во-вторых, при вычислениях силы тяги радиус колеса того или иного автомобиля приходится задавать, а в справочной литературе имеется только статический радиус, поэтому он фактически и используется для расчетов. Разумеется, это не означает, что вопрос о формуле силы тяги теряет всякий смысл и проблема научного обоснования силы тяги снимается с повестки.

Как доказано [18], сила тяги является одной из сил пары с крутящим моментом M_m , которая подводится посредством трансмиссии к ведущему колесу со стороны двигателя. При этом одна сила \vec{P}_A этой пары прикладывается к колесу в зоне его контакта с дорогой. Эта сила, стремясь вращать колесо вокруг оси, находящейся на расстоянии *динамического радиуса*, передается *опорной поверхностью* в виде силы трения \vec{F}_A , что вызывает у последней лежащую в опорной плоскости продольную реакцию \vec{R}_x , которую воспринимает колесо. При этом вектор \vec{R}_x , будучи силой противодействия и одновременно силой трения, лежит на одной линии с силой действия, т. е. силой трения \vec{F}_A , которую воспринимает дорожная поверхность. Так как силы трения возникает в плоскости дороги, то линия действия всех трех сил \vec{P}_A , \vec{F}_A и \vec{R}_x располагаются на расстоянии *динамического радиуса* (r_d).

Вторая сила пары \vec{P}_O , подводимой к ведущему колесу, неизбежно прикладывается к оси колеса, так как только эту силу и может воспринимать рама или кузов автомобиля. Поскольку параллельные силы \vec{P}_A и \vec{P}_O располагаются на плече, равном динамическому радиусу, то значение сил пары

$$P_O = P_A = \frac{M_T}{r_d}. \quad (6)$$

Это означает, что значение силы тяги колеса \vec{P}_O определяется силовым (динамическим) радиусом этого колеса. И это вывод неизбежно вытекает из самой физики процесса образования этой силы.

Все сказанное позволяет утверждать, что использование кинематического радиуса для вычисления силы тяги лишено всякой теоретической основы, а всякие полученные посредством r_k окружные, касательные и им подобные силы "тяги" лишены какого-либо физического смысла.

2. Кинематический радиус и сила сопротивления качению. Кинематический радиус используется и для определения силы сопротивления качению.

Формула, посредством которой Е. А. Чудаков, определил величину силы сопротивления качению в работах [4], аналогична формуле (2):

$$P_f = M_f/r_k = G_k a/r_k. \quad (7)$$

Е. А. Чудаков хотя и не привел доказательств, но считал что сила P_f сопротивления качению колес приложена в пятне контакта и направлена против движения автомобиля. Не внесли никаких принципиальных изменений в формулу и последователи автора, в результате чего они лишь повторяли то, что в качестве предположения высказал Е. А. Чудаков. В работах других авторов [7, 19, 20], как и в ГОСТ 17697—72, для выражения силы сопротивления качению стали использовать тоже кинематический радиус колеса, но "без скольжения"; в работах [11, 13, 21, 22] — кинематический радиус, но в свободном режиме качения (r_{kc}); в работах [12, 20, 23, 24] — радиус r_k качения в ведомом режиме, а в работе [14] — свободный радиус r_o колеса. Более того, некоторые авторы стали допускать возможность использования разных радиусов колеса, и этот выбор, как они полагают, определяется не принципиальными соображениями, а всего лишь удобством вычисления. Были и такие, которые стали утверждать, что P_f — это сила, лежащая не в плоскости контакта колеса и дороги, а на расстоянии r_k . Так, например, такой известный специалист в области теории автомобиля и трактора, как проф. Д. А. Чудаков, прикладывал ее не в пятне контакта колес и дороги, а на расстоянии от оси вращения, "равном их теоретическому радиусу r_k " [5, с. 25]. Согласно Чудакову Д. А. каждая такая сила сопротивления "параллельна поверхности пути и направлена против движения". При этом Д. А. Чудаков, как впрочем и все другие авторы, к сожалению, не

объясняет, как может точка приложения и линия воздействия дороги располагаться вне плоскости контакта, разделяющей колесо и саму дорогу. Разумеется, многие специалисты, понимая всю нелепость такой силы, стали считать (7) некой условной (фиктивной) силой. Такой взгляд на силу нашел отражение и в ГОСТ 17697–72 [10].

Согласно п. 73 ГОСТ 17697–72 "Сила сопротивления качению колеса (P_f) — условная количественная характеристика сопротивления качению колеса, имеющая размерность силы и равная отношению момента сопротивления качения колеса к радиусу качения без скольжения".

Наконец, имеются такие авторы как, например, Львов Е. Д. [16], Кутьков [6], Скотников В. А. [25], которые утверждают, что при вычислении силы сопротивления качению (P_f) момент сопротивления качению (M_f) следует делить не на кинематический, а динамический радиус колеса.

$$P_f = M_f/r_d = G_k a/r_d. \quad (8)$$

Возможность же использования кинематического радиуса и его модификаций, а тем более других, вызывает у них значительные сомнения и даже полное неприятие. Однако, принимая динамический радиус, они также не дали научного обоснования его применению. Возможно, они исходили из того, что сила сопротивления лежит в плоскости дороги, т. е. ее линия действия располагается на расстоянии динамического радиуса от оси вращения колеса, относительно которой нормальная реакция создает момент M_f сопротивления качению.

Как видим, до сих пор у силы сопротивления качению нет общепринятой формулы. Одни авторы момент сопротивления качения относят к кинематическому радиусу или его разновидностям, а другие — к динамическому.

Оставляя в стороне вопрос об отсутствии соответствующего теоретического обоснования самой силы сопротивления качению как вектора, рассмотрим к чему ведет использование в формуле (7) кинематического радиуса колеса.

В зависимости от режима качения колеса значение его кинематического радиуса претерпевает большие изменения. Особенно велико это изменение может быть при качении колеса в ведущем режиме. Если все же, вопреки канонам механики, принять, что кинематический радиус колеса является плечом силы, а сама сила сопротивления \vec{P}_f лежит при этом в плоскости дороги, то тогда логичным было бы признать, что из-за изменения кинема-

тического радиуса меняется и расстояние от оси вращения колеса до опорной плоскости. Однако, это означает, что происходит и изменение высоты точки приложения прижимающего колесо усилия \vec{G}_k , обусловленного тяжестью колесной машины. Но в таком случае при составлении уравнения мощностного баланса колеса следовало бы учитывать и работу силы \vec{G}_k , которую она совершает из-за изменения высоты точки ее приложения. Между тем, никто из приверженцев формулы (7), в которой присутствует кинематический радиус, это обстоятельство в расчет не принимает.

Кроме того, если кинематический радиус используется в качестве плеча всех сил, которые лежат в плоскости дороги либо приложены к оси, то из уравнения мощностного баланса колеса следовало бы исключить работу сил трения скольжения, так как колесо, ось которого располагается на высоте, равной r_k , по определению перекачивается без всяких проскальзываний. Однако и это обстоятельство приверженцами r_k тоже почему-то игнорируется.

Из этих примеров следует, что использование на практике кинематического радиуса вносит в теорию сопротивления качению внутренние противоречия. И не случайно формула $P_f = M_f/r_k$ работает удовлетворительно лишь только тогда, когда r_k близок к r_d . Однако, если различие радиусов r_k и r_d становится большим, то неправомерное использование кинематического радиуса вместо динамического становится особенно очевидным. Приведем пример.

Когда колесная машина стоит на месте, а ее ведущие колеса буксуют (характерное явление при эксплуатации машины в гололед), линейная скорость колес $V_0 = 0$, а их угловая $\omega_k \neq 0$. В такой ситуации кинематический радиус ведущих колес машины $r_k = 0$, а сила сопротивления качению каждого буксующего колеса (если исходить из формулы $P_f = M_f/r_k$) устремляются при этом в бесконечность:

$$P_f = \lim(M_f/r_k) = \lim(M_f \omega_k/V) \rightarrow \infty.$$

Очевидно, что такого роста силы сопротивления быть не может.

Таким образом, если в расчетной формуле P_f вместо динамического радиуса используется кинематический, то возникает вопиющее несоответствие силы сопротивления качению с ее реальными значениями.

Не желая отказаться от использования кинематического радиуса (и тем самым избежать па-

радоксов), некоторые специалисты, в первую очередь, Ю. В. Пирковский [23], Р. В. Виравов [26, 27] и В. А. Петрушов [20], посчитали необходимым объявить саму силу P_f "условной" или "фиктивной".

Так, Виравов Р. В., признавая, что при $V \rightarrow 0$ сила сопротивления качению P_f конечно же не может устремляться к бесконечности, объясняет это тем, что "... полученный результат является лишь следствием приложения фиктивной ... силы сопротивления качению к оси колеса" [26]. Таким образом, Виравов Р. В. указанный абсурд объяснил не тем, что сила P_f изначально определена неправильно, а тем, что она сама по себе якобы "фиктивна" и ей позволительно быть какой угодно.

Чтобы уйти от указанного выше парадокса Пирковский Ю. В., Петров В. А. и Петрушов В. А. внесли ряд предложений. Рассмотрим их.

Пирковский Ю. В., несмотря на то что колесо фактически работает в ведущем режиме, предложил делить момент M_f сопротивления качению на радиус качения колеса не в ведущем, а ... в ведомом режиме ($r_{ко}$) [23]. Логика Ю. В. Пирковского предельно проста: так как ведомое колесо, в отличие от ведущего, никогда не буксует на месте и его радиус $r_{ко} \neq 0$, то и сила сопротивления качению ведущего колеса, вычисленного по формуле $P_f = M_f / r_{ко}$, никогда не примет бесконечно большого значения.

Петров В. А. [13] с этой же целью пытался доказать, что момент сопротивления качению следует делить на радиус $r_{кс}$ качения колеса в так называемом свободном режиме качения, который у ведущего колеса одиночного автомобиля в реальных условиях эксплуатации практически отсутствует.

Однако, как при использовании первого ($r_{ко}$), так и второго радиуса ($r_{кс}$) возникает вполне резонный вопрос: силу сопротивления качению в каком режиме качения выражает такая лишенная всякой логики и физического смысла формула, т. е. в ведомом, свободном или все-таки ведущем? На наш взгляд, выражать же силу сопротивления качению ведущего колеса через его кинематический радиус в совершенно другом режиме (ведомом или свободном режиме), просто нелогично, так как в одной формуле соединяются два совершенно разных режима качения одного и того же колеса, в результате чего получается величина силы, не имеющая ясного физического смысла.

Петрушов В. А., в отличие от двух выше указанных авторов, в формуле силы сопротивления качению (7) предложил не заменять кинематиче-

ский радиус качения колеса в ведущем режиме на другой, а лишь ограничить величину r_k исходя из условия качения колеса "без проскальзывания" [20]. Таким образом, Петрушов В. А., признавая, что при значительном отклонении кинематического радиуса от динамического формула (7) фактически неработоспособна, предложил сугубо формальное, также не имеющее никакого научного обоснования, решение. К сожалению, именно такой же подход к определению силы P_f нашел отражение и в стандарте [10], одним из основных разработчиков которого выступал сам Петрушов В. А.

Отметим, что выше рассмотренный парадокс — не единственный, который возникает, если силу сопротивления ведущего колеса определять через кинематический радиус. Неправомерность использования кинематического радиуса обнаруживается и при другом предельном состоянии ведущего колеса, а именно при трогании автомобиля с места.

В период нагружения колеса крутящим моментом, предшествующем моменту его трогания с места, угловая и линейная скорость колеса равны нулю ($\omega = 0$, $V = 0$). В этот период радиус колеса $r_k = 0/0$ — величина математически неопределенная. Следовательно, математически неопределенной является и сила сопротивления качению. Однако, практически это не так, и сила сопротивления качению принимает вполне конкретное значение, при превышении которого и начинается процесс его качения. Заметим, подобный казус не возникает, если сила сопротивления качению определяется не кинематическим, а его динамическим радиусом [28].

Все приведенные примеры наглядно иллюстрирует тот факт, что при определении силы сопротивления качению совершена та же самая теоретическая ошибка, что и при определении силы тяги, а именно: вместо реального плеча (r_d) продольной силы стали использовать отвлеченную величину r_k , характеризующую не плечо продольных сил, а всего лишь кинематический режим движения колеса.

3. Кинематический радиус и тормозная сила.

Величину этой продольной силы определяют в виде отношения тормозного момента (M_τ), создаваемого силами трения в тормозном механизме, к радиусу колеса (r) [15, 22, 29, 30—32 и др.], т. е. по формуле

$$P_\tau = \frac{M_\tau}{r}. \quad (9)$$

Единодушно задавая величину тормозной силы формулой (9), приверженцы такого представления о тормозной силе расходятся в том, к какому именно радиусу колеса следует относить тормозной момент.

Одни авторы, например, Михайловский Е. и Цымбалин В. [29] относят тормозной момент к кинематическому радиусу колеса, а Я. С. Агейкин и Н. С. Вольская [22] — к кинематическому радиусу в свободном режиме.

Другие авторы, например, Фалькевич Б. С. [15], Машенко А. Ф. и Розанов В. Г. [30], Кузьмин Н. А. и Песков В. И. [32], а также Литвинов А. С. и Фаробин Я. Е. [33] — к динамическому радиусу.

Если же принять за истину, что сила тяги колеса определяется отношением крутящего момента к кинематическому радиусу, то логично считать, что и тормозная сила колеса также определяется отношением тормозного момента к этому же радиусу, т. е.

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_{\text{к}}}. \quad (10)$$

Действительно, не может же только изменение направления действия крутящего момента принципиально изменить саму формулу!

Однако, рассмотрим, к чему приводит такая формула, если в ней также вместо динамического радиуса используется кинематический.

Начнем с тормозной силы колеса, которая удерживает автомобиль и колесо в неподвижности.

Оценить величину этой силы посредством формулы (10) не представляется возможным, так как радиус качения в этой ситуации — величина неопределенная. Другими словами, формула тормозной силы в этой ситуации просто "не работает", чего нельзя сказать, если тормозная сила определяется формулой

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_{\text{д}}}. \quad (11)$$

Как отмечалось выше, в статическом положении, т. е. при отсутствии движения, динамический радиус колеса превращается в статический, который является ни чем иным как частным случаем динамического и представляет собой также расстояние от оси вращения до опорной плоскости колеса, но при скорости $V_0 = 0$.

Теперь рассмотрим тормозную силу в процессе движения автомобиля.

При приложении к колесу тормозного момента возникает его проскальзывание, причем при росте величины тормозного момента степень этого проскальзывания нарастает. Это означает, что угловая скорость $\omega_{\text{к}}$ колеса сокращается в большей мере, чем линейная скорость перемещения оси его вращения. Из-за таких изменений кинематических параметров радиус качения колеса $r_{\text{к}} = V/\omega$ конечно же нарастает, устремляясь в пределе (при блокировке колеса) к бесконечности ($r_{\text{к}} \rightarrow \infty$).

В таком случае формула (10) говорит нам о том, что при увеличении тормозного момента значение тормозной силы падает, а при переходе к заблокированному состоянию колеса и вовсе устремляется к нулю, что означает, что и сам процесс торможения прекращается. Абсурд налицо, что лишний раз указывает на недопустимость использования кинематического радиуса при вычислении тормозной силы.

4. Об уравнениях мощностного и силового баланса ведущего колеса.

Значительный "вклад" в противостояние динамического и кинематического радиуса эластичного колеса внесли в свое время уравнения его мощностного и силового баланса, составленные В. А. Петрушовым [20], который усмотрел в них определенные "противоречия". Эти "противоречия" используются и ныне, например, С. П. Пожидаевым [1], чтобы заострить проблему несовместимости динамического и кинематического радиусов.

Одно из таких противоречий, по мнению В. А. Петрушова, состоит в том, что уравнения мощностного и силового баланса колеса дают якобы разную оценку сопротивления качению.

Исходя из уравнения мощностного баланса автор выразил мощность сопротивления качению ведущего колеса как разницу подводимой и отводимой мощности [20, с. 12]:

$$N_f = M_{\text{к}}\omega_{\text{к}} - XV_a, \quad (12)$$

где $M_{\text{к}}$ — крутящий момент, подводимый к колесу; N_f — мощность, теряемая колесом при его качении (мощность сопротивления качению); $\omega_{\text{к}}$ — угловая скорость колеса; V_a — линейная скорость колеса; X — продольное усилие, прикладываемое к колесу со стороны корпуса.

Если эту мощность N_f сопротивления качению поделить на угловую скорость $\omega_{\text{к}}$ вращения колеса и учесть, что $V_a/\omega_{\text{к}} = r_{\text{к}}$, то момент сопротивления качению выразится формулой

$$M_f = M_{\text{к}} - Xr_{\text{к}}, \quad (13)$$

где r_k — кинематический радиус колеса.

Уравнения силового баланса (точнее, уравнения моментов) применительно к такому же режиму качения Петрушов В. А. записал в следующем виде:

$$G_k b = M_k - X r_d, \quad (14)$$

где b — снос вектора нормальной реакции Z_k дороги.

Если же принять, что произведение G_k на плечо пары (b) численно равно моменту сопротивления качению, т. е. $M_f = G_k b$, то из уравнения (14) вытекает уже другое выражение момента сопротивления качению:

$$M_f = M_k - X r_d. \quad (15)$$

Так как при качении ведущего колеса $r_d \neq r_k$, то автор заключает, что момент сопротивления качению (13), получаемый из уравнения мощностного баланса (12), не таков как момент (15), получаемый из уравнения силового баланса (14). При этом разницу в моментах, получаемых соответственно из уравнения мощностного и силового балансов, выразил формулой

$$\Delta M_f = X (r_d - r_k). \quad (16)$$

Так как расхождение в радиусах иногда достигает 15...25 %, то это, указывает В. А. Петрушов, "...предопределяет значительные отличия в величинах моментов сопротивления качению, ... и соответственно в величинах силы P_f сопротивления качению и коэффициента f " [20, с. 13].

Не касаясь спорности количественных оценок различия сил и моментов сопротивления качению, которые приводит В. А. Петрушов, рассмотрим сам факт отмеченного им противоречия и попытаемся разобраться в его причинах.

На наш взгляд, причина указанного противоречия — это неправильное толкование физического смысла показателя крутящего момента M_f , входящего в уравнение (13) и получаемого от деления мощности N_f сопротивления качению на угловую скорость ω_k вращения колеса ($M_f = N_f / \omega_k$). Указанная величина (M_f) — это *условный* момент сопротивления качению, соответствующий как физическому сносу вектора нормальной реакции, обусловленному работой внутренних сил трения (гистерезиса), так и условному сносу, обусловленному работой внешних сил трения скольжения в пятне контакта. Он отличается от момента сопротивления $M_f = b G_k = b Z$, входящего в уравне-

ние (15), так как последний определяется лишь физическим сносом b нормальной реакции.

Покажем, что при правильном составлении уравнения мощностного баланса ведущего колеса никакого противоречия между ним и уравнением силового баланса нет.

В уравнении мощностного баланса (12) N_f фактически представляет мощности сил внутреннего (N_{f0}) и внешнего трения (N_s):

$$N_f = N_{f0} + N_s. \quad (17)$$

Мощность N_{f0} выразим через величину физического сноса b и нормальную реакцию R_z опорной поверхности:

$$N_{f0} = b R_z \omega_k. \quad (18)$$

Мощность N_s сил трения скольжения шины, которую "потерял" В. А. Петрушов, определяется продольной реакцией дороги и скоростью проскальзывания шины:

$$N_s = R_x V_s, \quad (19)$$

где R_x — продольная реакция опорной поверхности, т. е. сила трения скольжения; V_s — средняя скорость проскальзывания шины.

Как известно, скорость проскальзывания протектора можно выразить через разницу динамического и кинематического радиуса колеса [34, 35]:

$$V_s = \omega_k (r_d - r_k). \quad (20)$$

Подставив выражение скорости проскальзывания (20) в формулу (19), получим мощность сил трения в пятне контакта:

$$N_s = R_x \omega_k (r_d - r_k). \quad (21)$$

Если учесть, что мощность, теряемая ведущим колесом, складывается из мощности сопротивления качению (18) и трения в пятне контакта (21), то уравнение (12) мощностного баланса ведущего колеса при его равномерном качении предстанет в следующем виде:

$$b R_x \omega_k + R_x \omega_k (r_d - r_k) = M_k \omega_k - X V_a. \quad (22)$$

Так как при равномерном качении колеса $X = R_x$, а его линейная скорость $V_a = \omega_k r_k$, то уравнение (22) легко сводится к следующему виду:

$$M_k = b R_z + R_x r_d. \quad (23)$$

Так как $bR_z = M_f$ а $R_x = X$, то уравнение (23), вытекающее из уравнения мощностного баланса, точно такое же, как и уравнение (15), вытекающее из уравнения силового баланса.

Таким образом, анализ показывает, что при правильном составлении уравнений никакого противоречия между уравнениями мощностного и силового баланса нет, да и не должно быть. Противоречие же, "обнаруженное" Петрушовым В. А., есть не что иное, как результат неправомерного отождествления двух моментов сопротивления качению ($M_f = N_f/\omega_k$) и ($M_f = bG_k = bZ$) и, как результат, неправильного составления уравнения мощностного баланса. Первый момент — это приведенный, а второй — физический, соответствующий сносу нормальной реакции дороги.

К этому добавим, что при качении ведущего колеса *без проскальзываний и соответствующих потерь мощности*, т. е. при $N_s = R_x \omega_k (r_d - r_k) = 0$, практически нет и различий в радиусах ($r_d - r_k = 0$). Если это так, то нет и противоречий между двумя уравнениями (13) и (15).

Общие выводы

1. Радиус качения r_k , представляет собой условный кинематический параметр, отражающий только скоростной режим качения колеса. Он не является плечом продольных сил, лежащих в плоскости контакта колеса с дорогой и продольных сил, приложенных к оси его вращения, и не определяет значения моментов этих сил относительно оси вращения колеса или поперечной оси, расположенной в зоне соприкосновения колеса с опорной плоскостью.

2. Динамический радиус r_d , равный расстоянию от центра колеса до опорной плоскости, представляет собой плечо всех продольных сил, приложенных как к оси колеса, так и продольных сил, лежащих в плоскости его соприкосновения с дорогой, и непосредственно связывает значения этих сил с соответствующими моментами, которые они при этом образуют.

3. Значения векторов сил тяги колеса, силы сопротивления его качению и тормозной силы представляют собой отношения соответствующих моментов к динамическому радиусу колеса. Все указанные силы, полученные посредством кинематического радиуса, не имеют физического смысла.

4. Кинематический радиус колеса может использоваться только для вычисления или задания линейной или угловой скорости движения колеса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Пожидаев С. П.** Еще раз об основах теории качения эластичного колеса // Автомобильная промышленность. — 2020. — № 9. — С. 24—33.
2. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса. — М.: Машгиз, 1947. — 70 с.
3. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР. Вып. 9. — М.—Л.: Изд. АН СССР, 1948. — 200 с.
4. **Чудаков Е. А.** Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 463 с.
5. **Чудаков Д. А.** Основы теории трактора и автомобиля. — М.: Сельхозиздат, 1962. — 312 с.
6. **Кутьков Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. — М.: Колос, 2004. — 504 с.
7. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин: Учебное пособие. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
8. **Гладов Г. И., Петренко А. М.** Специальные транспортные средства: Теория. Учебник для вузов. — М.: ИКЦ "Академкнига", 2006. — 215 с.
9. **Селифонов В. В.** Теория автомобиля. Учебное пособие. — М.: ООО "Гринлайт", 2009. — 208 с.
10. **ГОСТ 17697—72** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
11. **Петров В. А.** Основы теории качения пневматического колеса // Вестник машиностроения. — 1986. — № 2. — С. 40—44.
12. **Петров В. А.** Узловые вопросы теории качения пневматического колеса // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 8. — С. 18—22.
13. **Петров В. А.** Уточнение силового баланса самоходной машины на базе развития теории качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Тракторы и сельхозмашины. — 1991. — № 7. — С. 17—19.
14. **Армейские автомобили.** Ч. 1. Теория / Под ред. А. С. Антонова. — М.: Воениздат, 1970. — 526 с.
15. **Фалькевич Б. С.** Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963. — 239 с.
16. **Львов Е. Д.** Теория тракторов: Учебник для вузов. — М.: Машгиз, 1960. — 252 с.
17. **Тракторы:** Теория: Учебник для вузов / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
18. **Копотилов В. И.** Сила тяги и механизм ее образования // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 7. — С. 4—9.
19. **Гришкевич А. И.** Автомобили: теория. — Минск: Вышэйшая школа, 1986. — 208 с.
20. **Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н.** Мощностной баланс автомобиля. — М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

21. **Петров В. А.** Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Автомобильная промышленность. — 1993. — № 4. — С. 14—18.
22. **Агейкин Я. С., Вольская Н. С.** Теория автомобиля: Учебное пособие. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с.
23. **Пирковский Ю. В.** Некоторые вопросы качения автомобильного колеса // Автомобильная промышленность. — 1965. — № 12. — С. 26—29.
24. **Петрушов В. А.** О качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности // Тр. НАМИ. — 1963. — Вып. 57. — С. 3—29.
25. **Основы** теории и расчета трактора и автомобиля / Под ред. В. А. Скотникова. — М.: Агропромиздат, 1986. — 383 с.
26. **Виравов Р. В.** Об оценке сопротивления качению упругого колеса по жесткому основанию // ИВ: Машиностроение, 1967. — № 7. — С. 93—98.
27. **Виравов Р. В.** Об оценке сопротивления качению колеса с пневматической шиной // Вестник машиностроения. — 1987. — № 7. — С. 46—50.
28. **Коптилов В. И.** Проблемы качения колеса с пневматической шиной: монография. — Барнаул: ИП Колмогоров И. А., 2020. — 267 с.
29. **Михайловский Е., Цымбалин В.** Теория трактора и автомобиля. Учебное пособие для вузов. — М.: Сельхозиздат, 1960. — 336 с.
30. **Мащенко А. Ф., Розанов В. Г.** Тормозные системы автотранспортных средств. — М.: Транспорт, 1972. — 144 с.
31. **Иларионов В. А.** Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ). — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
32. **Кузьмин Н. А., Песков В. И.** Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие. — М.: ФОРУМ, ИНФРА-М, 2017. — 256 с.
33. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
34. **Чернышев И. Н.** Влияние крутящего момента на динамический радиус качения автомобильного колеса // Автомобильная промышленность. — 1954. — № 4. — С. 15—18.
35. **Коптилов В. И.** Теоретический анализ радиусов ведущего колеса автомобиля // Грузовик. — 2013. — № 2. — С. 34—39.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2021 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (495) 785-60-69.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.1

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-5-28-30

Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: faskhiev@mail.ru, ФГБОУ ВО "Уфимский государственный авиационный технический университет", г. Уфа,

Р. Б. Баязитов, доцент, e-mail: bayazitov.rustam@gmail.com, ФГБОУ ВО "Уфимский государственный авиационный технический университет", г. Уфа

ОЦЕНКА РЕСУРСА И ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАМЕНЫ ПРИМЕНЯЕМОЙ НА АВТОМОБИЛЕ МОДЕЛИ ШИНЫ

В статье приведены формулы расчета ресурса шин, которые учитывают условия эксплуатации автомобиля. Достоверность предложенных формул подтверждается результатами полигонных испытаний. Формулы позволяют оперативно оценить эффективность замены шины на другую модель.

Ключевые слова: автомобиль, шина, износ, ресурс, условия эксплуатации, испытание, пробег.

The article provides formulas for calculating the resource of tires, which take into account the operating conditions of the car. The reliability of the proposed formulas is confirmed by the results of field tests. Formulas allow you to quickly assess the effectiveness of replacing a tire with another model.

Keywords: car, tire, wear, resource, operating conditions, test, mileage.

Ссылка для цитирования:

Фасхиев Х. А., Баязитов Р. Б. Оценка ресурса и эффективности замены применяемой на автомобиле модели шины // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 28—30

В настоящее время торговая сеть запчастей и комплектующих автомобилям изобилует разными моделями шин одной размерности производителей со всего мира. Перед владельцами автомобилей при замене изношенных шин возникает проблема выбора наиболее эффективных, конкурентоспособных шин. Шины являются одним из важнейших составных элементов автомобильного шасси, стоимость которых достигает 5 % его цены. Ресурс шин, критерием работоспособности которых является износ протектора, может быть определен по формуле Фасхиева Х. А. [1], км:

$$L_{\text{ш}} = \frac{1000V_{\text{н}}(h - h_{\text{г}})}{V_{\text{T}}u\theta}, \quad (1)$$

где h — высота протектора новой шины, мм; $h_{\text{г}}$ — допустимая минимальная высота протектора шины, мм; u — удельный износ шины, мм/1000 км; $V_{\text{н}}$ — базовая скорость движения, км/ч, $V_{\text{н}} = 50$ км/ч; θ — коэффициент учета условий эксплуатации шины.

Однако эта формула не учитывает снижения износа шин в зимний период. Считается, что

автомобиль весь срок службы эксплуатируется только на одном типе дорог. Хотя известно, что большинство автомобилей эксплуатируются круглогодично в различных дорожно-климатических условиях. Эти недостатки устранены в предлагаемой усовершенствованной формуле расчета ресурса шин, км:

$$L_{\text{ш}} = \frac{1000V_{\text{н}}(h - h_{\text{г}})}{V_{\text{T}}u \left(\frac{D_{\text{лет}}}{D_{\text{к}}} + \chi_{\text{зим}} \frac{D_{\text{зим}}}{D_{\text{к}}} \right) \sum_{i=1}^r \theta_i \frac{K_i}{D_{\text{к}} \alpha_{\text{T}} l_{\text{сс}}}}, \quad (2)$$

где $D_{\text{лет}}$ — число дней работы в летний период, дни; $D_{\text{зим}}$ — число дней работы в зимний период, дни; $D_{\text{к}}$ — число календарных дней работы в году, дни; $\chi_{\text{зим}}$ — коэффициент учета снижения износа шин в зимний период, $\chi_{\text{зим}} = 0,75$; θ_i — коэффициент учета условий эксплуатации шины на дороге типа i ; K_i — пробег на дороге типа i ; r — число типов дорог, на которых эксплуатируется автомобиль; α_{T} — коэффициент технической готовности; $l_{\text{сс}}$ — среднесуточный пробег, км.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Таблица 1
Значения коэффициента учета условий эксплуатации

Условия эксплуатации	θ
Гладкие бетонные дороги на равнинной местности	1,00
Мошечные покрытия в хорошем состоянии	1,02
Одна треть гравийных, две трети мошечных	1,05
Грунтовые, гравийные неуллучшенные дороги	1,08
Извилистые дороги на холмистой местности	1,20
Сильно извилистые горные дороги	1,10
Городские условия эксплуатации	1,08

Значения коэффициента учета условий эксплуатации θ для разных условий рекомендуется принимать по табл. 1.

Для подтверждения достоверности предложенной формулы расчета ресурса шин определено отклонение расчетных значений ресурса от экспериментальных. В период с марта по ноябрь были проведены эксплуатационные испытания двух автомобилей КАМАЗ-5320 на дорогах автополигона НИЦИАМТ. Пробег автомобилей распределялся следующим образом [2], км:

- асфальтобетонная дорога (автомобиль № 1/№ 2) 16665/17833;
- езда в городе 3331/3404;
- булыжная ровная дорога 6005/6019;
- грунтовая дорога 4514/4500.

Средняя техническая скорость движения по всем типам дорог составила $v_T = 37$ км/ч,

$G_0 = 7080$ кг, $q = 8500$ кг, $\beta = 1$, $D_K = 240$ дней, $D_{лет} = 150$ дней, $D_{зим} = 90$ дней, θ_i принимается из табл. 1.

На каждый автомобиль устанавливали по пять одинаковой размерности шин моделей 260-508 ИН-190 и 260-508 ИН-142Б. В ходе испытания определялся удельный износ и отмечался ресурс шин при замене (табл. 2).

Среднее отклонение экспериментальных значений ресурса от расчетных по новой формуле (2) составило 3 %, тогда как по известной формуле (1) — 15,3 %. Результаты показывают достоверность и адекватность предложенной формулы (2). Она позволяет более точно рассчитать ресурс шин грузового автомобиля.

Ресурс шины в основном зависит от удельного износа и высоты протектора. Увеличение ресурса шин, следовательно, пробега автомобиля между заменами шин, может оцениваться по формуле, км:

$$\Delta L_{ш} = \frac{1000V_n(2-\beta)}{V_T \left(\frac{D_{лет}}{D_K} + \chi_{зим} \frac{D_{зим}}{D_K} \right) \sum_{i=1}^r \theta_i \frac{K_i}{D_K \alpha_T l_{cc}}} \times \left(\frac{h_1 - h_g}{U_1} - \frac{h_2 - h_g}{U_2} \right), \quad (3)$$

где U_1, U_2 — удельный износ шин базовой и новой модели соответственно, мм/1000 км; h_1, h_2 — высота протектора базовой и новой модели, мм.

В случае, когда составляющая $\frac{h_1 - h_g}{U_1} - \frac{h_2 - h_g}{U_2} \geq 0$, ресурс шин новой модели меньше

Таблица 2

Результаты испытаний шин на дорогах автополигона НИЦИАМТ

Показатели	260-508 ИН-190		260-508 ИН-142Б	
	автом. № 1	автом. № 2	автом. № 1	автом. № 2
1. Удельный износ шин, средняя по пяти колесам, мм/1000 км	0,245	0,311	0,341	0,333
2. Глубина протектора, мм:				
в начале испытаний	16,0	16,0	19,0	19,0
при замене	0,8	0,6	0,6	0,8
3. Средний ресурс до замены, тыс. км	65,3	51,4	55,4	57,0
4. Расчетный ресурс до замены шин по формуле (1), тыс. км	76,2	60,8	66,3	67,1
5. Расчетный ресурс до замены шин по формуле (2), тыс. км	66,4	53,2	57,7	58,7
Отклонение по формуле (1), %	+14,3	+15,5	+16,4	+15,0
Отклонение по формуле (2), %	+1,65	+3,4	+4,0	+3,0

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

или равен ресурсу базовой шины. Например, на автомобили КАМАЗ-5320 можно устанавливать шины размерности 260-508 модели И-142БМ или шины модели ИН-190. Удельный износ для шины I модели $U_1 = 0,214$ мм/1000 км; для II модели $U_2 = 0,245$ мм/1000 км. Высота протектора для обеих шин равна $h_1 = h_2 = 16$ мм, а $h_g = 0,5$ мм. Определим разность

$$\frac{0,214}{16 - 0,5} - \frac{0,245}{16 - 0,5} = 9,164 \text{ км} > 0.$$

В этом случае при замене шин модели И-142БМ шинами модели ИН-190 пробег автомобиля между заменами шин уменьшится. А какую величину с учетом условий эксплуатации можно рассчитать по формуле (3), которая позволяет оценить эффективность применения той или иной шины на автомобиле.

Таким образом, получены формулы, определяющие степень влияния параметров автомобиля и условий эксплуатации на долговечность шин. По усовершенствованной формуле был рассчитан ресурс для 20 шин двух моделей грузового автомобиля. Отклонение расчетных значений ресурса от экспериментальных составило в среднем 3 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Фасхиев Х. А., Костин И. М.** Обеспечение конкурентоспособности грузовых автомобилей на этапе разработки. — Набережные Челны: Изд-во Камского политехнического института, 2001. — 349 с.
2. **Фасхиев Х. А., Нуретдинов Д. И., Гарифов А. Г.** Оценка экономической эффективности и выбор подвижного состава. — Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2006. — 306 с.

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ГРУЗОВИКОВ VOLVO



Volvo Trucks показала новое поколение тяжелых грузовых автомобилей с акцентом на безопасность, производительность и рабочее место водителя. Это четыре модели для тяжелых условий эксплуатации: FH, FH16, FM и FMX. Модели автомобилей в линейке Volvo Trucks будут доступны с несколькими вариантами кабин и могут быть подготовлены для разных видов работ. В магистральных автомобилях кабина часто служит водителю вторым домом. Во время региональных перевозок автомобиль порой становится своеобразным мобильным офисом, а в строительной отрасли грузовые автомобили должны выполнять роль надежных и практичных рабочих инструментов. Поэтому при разработке всех новых моделей грузовых автомобилей во главу угла

были поставлены обзор, комфорт, эргономика, уровень шума, маневренность и безопасность. Изменился и внешний вид автомобилей, позволив объединить всю линейку посредством родственного современного дизайна.

Volvo FH и Volvo FM поставляются с двигателем, работающим на СПГ. Он соответствует стандарту Euro-6, обеспечивая экономию топлива и производительность наравне с аналогичными дизельными автомобилями Volvo, но с гораздо меньшим воздействием на климат. Газовый двигатель может работать на биогазе, сокращая выбросы CO₂ вплоть до 100 %, или на природном газе, который уменьшает выбросы CO₂ вплоть до 20 % по сравнению с аналогичными дизельными автомобилями Volvo. Речь идет о вредных выбросах при эксплуатации автомобиля в цикле "от бака до руля".

Новый Volvo FH можно оснастить новым эффективным дизельным двигателем Euro-6, который включен в пакет I-Save и обеспечивает значительную экономию топлива, одновременно снижая выбросы CO₂. Например, для магистральных перевозок новый Volvo FH с I-Save оснащается двигателем D13TC с новым пакетом функций и может обеспечить экономию топлива до 7 %. Также версии Euro-3 и Euro-5 были улучшены такими функциями, как Volvo Torque Assist.

Пресс-служба Volvo Trucks Vostok

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 656.01

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-5-31-35

В. А. Дунов, магистрант, e-mail: xrovn.nah@mail.ru, Российская академия народного хозяйства и государственной службы при Президенте Российской Федерации РАНХиГС, г. Хабаровск

ТРАНСПОРТНАЯ ИНФРАСТРУКТУРА УССУРИЙСКОГО ГОРОДСКОГО ОКРУГА: СОСТОЯНИЕ, ПРОБЛЕМАТИКА И ПУТИ РЕШЕНИЯ

В работе рассмотрены общая характеристика транспортной инфраструктуры и основные проблемные вопросы Уссурийского городского округа. Проведен анализ состояния основных составляющих транспортной инфраструктуры (автомобильный, железнодорожный транспорт) Уссурийского городского округа. Рассмотрен ряд предложений, направленных на совершенствование транспортного процесса, необходимые для развития Уссурийского городского округа.

Ключевые слова: инфраструктура, городской округ, транспортная сеть, анализ, транспортно-логистический центр.

The work considers the general characteristic of transport infrastructure and considers the main problems of Ussuriysk urban district. An analysis of the state of the main components of transport infrastructure (road, rail) of Ussuriysk city district has been carried out. A number of proposals aimed at improving the transport process necessary for the development of the Ussuriysk urban district have been considered.

Keywords: infrastructure, urban district, transport network, analysis, transport and logistics center.

Ссылка для цитирования:

Дунов В. А. Транспортная инфраструктура Уссурийского городского округа: состояние, проблематика и пути решения // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 31—35

Уссурийский городской округ (далее — городской округ) является крупным транспортным узлом, занимающим стратегическое положение на пересечении автомобильных и железнодорожных магистралей, состояние и развитие которых оказывают значимое влияние на транспортную инфраструктуру и экономическое состояние не только Приморского края, но и всего Дальневосточного федерального округа (транспортный узел, влияющий на интеграционные процессы между Россией и странами Азиатско-Тихоокеанского региона).

Городской округ расположен в центральной части Приморского края, наделен статусом 06.08.2004 года № 131-КЗ "Об Уссурийском городском округе", административным центром которого является г. Уссурийск.

Город Уссурийск, центр Уссурийского городского округа, расположен в месте слияния рек Раздольная, Раковка, Комаровка. На севере граничит

с Октябрьским (70 км) и Михайловским (96 км) муниципальными районами, на востоке со Шкотовским муниципальным районом, на юге с Надеждинским (196 км) муниципальным районом и Артемовским городским округом, на западе с КНР (66 км).

Площадь городского округа 3690 кв. км. Уссурийск расположен примерно в 104 км к северу от Владивостока, центра Приморского края, в 81 км от международного аэропорта "Владивосток". С транспортной доступностью до Владивостока и Аэропорта 1,5...2 ч.

Является крупным транспортным узлом с населением более 198 тыс. чел.

Территориально в состав городского округа включены земли города Уссурийска и 36 сельских населенных пункта, железнодорожные станции Лимичевка, Воздвиженская.

Применительно к Приморскому краю округ составляет:

— по проживающему населению — более 10,5 %;

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

- по территории — более 2 %;
- по доле в ВВП — более 13 %.

Транспортная составляющая представлена в основном — автодорожным (наибольший объем в транспортной отрасли), а также железнодорожным и строящимся трубопроводным (нефтегазовый).

Автодорожная инфраструктура — включает магистрали:

- федерального значения (трасса М-60: Хабаровск — Владивосток, проходящая по центральной улице — ул. Некрасова);

- регионального значения (Владивосток — Пограничный, Владивосток—Полтавка). ими обеспечивается передвижение значительного объема грузо-пассажирооборота.

Автомобильный транспорт представлен предприятиями различных форм собственности, осуществляющими пассажирские и грузовые перевозки. Он имеет широкую сеть сервисного обслуживания.

Географическое нахождение округа исторически определило сферу применения грузового автотранспорта, специализирующегося на перевозке грузов во внешнеэкономической деятельности.

С учетом снижения международной деловой активности, вызванной всемирным экономическим кризисом и ограничениями, связанными с борьбой с Covid-19, общие показатели грузоперевозок автомобильным транспортом по сравнению с 2019 г., за аналогичный период в 2020 г. показывают снижение немногим более чем на 3 %, при этом в 2018 г. этот показатель показал снижение около 6 % по сравнению с 2017 г.

Перевезено пассажирским автомобильным транспортом общего пользования более 7794 тыс. чел. (более 97 % к уровню 2017 г.), при этом общий пассажирооборот составил более (97 %) — 141 млн пасс. км.

По представленным показателям городской округ занял прочное третье место в региональном рейтинге.

Транспортная инфраструктура городского округа складывалась во второй половине XX века, и в современном состоянии количество дорог равно 607 ед., общей протяженностью — 473,82 км, а расчетная нагрузка на одну ось не более 6 т.

В транспортную инфраструктуру округа входит 35 искусственных сооружений:

- мосты — железобетонные, каменные, металлические и пешеходный — 32;
- путепроводы — 3.

Значительная часть из которых имеет просроченные межремонтные сроки.

Сегодня транспортный поток создает нагрузку на ось от 8 т и выше, при указанной ранее не более 6 т.

Протяженность, категоричность и характеристика покрытия автомобильных дорог муниципального значения приведена в табл. 1.

Наличие дорог V-й категории (44 %) показывает крайне невысокий уровень устройства транспортной инфраструктуры.

Из 482,2 км дорог требуют средний или капитальный ремонт 26,8 %, а 22,0 % дорог с твердым покрытием не соответствуют действующим стандартам.

Детальный анализ транспортной инфраструктуры показывает то, что она исторически сформирована (сложившейся жилищной и административно-промышленной застройкой), а применяемая современная схема организации движения, с дислокацией технических средств организации дорожного движения и, как следствие, возникающие причины дорожно-транспортных происшествий указывает на то, что в Уссурийске наиболее загруженными являются центральные улицы: Некрасова, Агеева, Пушкина, Краснознаменная, Комарова, Ленина, Раковская, Ленинградская, Тургенева, Владивостокское шоссе, обеспечивающие пропуск основных транспортных потоков, при этом пиковые нагрузки на них приближаются к критическим.

Таблица 1

Характеристика автомобильных дорог муниципального значения

	Общее	II Категория — капитальное покрытие	III Категория — облегченное усовершенствованное	IV Категория — гравийное	V Категория — без твердого покрытия
Протяженность дорог (км)	482,20	178,21	16,91	75,87	211,21 (44 %)

Ширина многих основных дорожных улиц недостаточна для снижения существующей плотности движения транспортных средств и увеличения пропускной способности.

Уссурийск связан с населенными пунктами Приморского края, а также с городами КНР. В городе действуют 20 пригородных муниципальных маршрутов, 61 междугородний маршрут и 12 международных маршрутов.

При этом основная маршрутная схема движения городского пассажирского транспорта осуществляется именно по ним (26 маршрутов движения автобусов, частных компаний — ИП "Петренко А. С.", ИП "Черныш", ПАО "Приморавтотранс" Автоколонна 1273, НПП "Дилижанс" и ООО "Исток -М"), а расположение и обустройство остановочных пунктов не соответствует существующему пассажиропотоку, количеству транспортных средств и техническим нормам.

Перевозка пассажиров автомобильным транспортом общего пользования осуществляется по территории городского округа — 118 автобусами малого, среднего и большого класса транспортных средств по 56 городским и 26 пригородным.

Пассажиропоток 2020 г. на 19 % меньше по сравнению с 2019 г.

В дачный сезон действуют дополнительные четыре дачных маршрута.

Общая протяженность пассажирских маршрутов составляет более 31 100 км, из них городские — 19 172 км, пригородные — 11 948 км.

Регулярность работы пассажирского транспорта на маршрутах за 9 месяцев 2020 г. составляет примерно 92 %.

Дорожная отрасль испытывает острый дефицит в специализированной технике (обеспеченность которой составляет около 50 % от нормативной).

Ряд микрорайонов вдоль дорожной сети не полностью обеспечены наружным освещением.

Городской округ является ключевым железнодорожным транспортным узлом (контактирующим и дополняющим автодорожное сообщение), осуществляющим грузоперевозки не только по территории Российской Федерации и за ее пределы, а также структурные специализированные железнодорожные предприятия, ПАО "Российские железные дороги".

Эти обстоятельства предоставляют округу преимущества по экономическому развитию в сравнении с другими муниципальными округами Приморского края.

В связи с этим расширение автодорожной сети дорог и создание комплексных транспортных автомобильно-железнодорожных узлов следует рассматривать как возможность улучшения предпосылок экономического и демографического развития.

В общем в настоящее время возможно обозначить наиболее острые проблемные вопросы в области транспортной инфраструктуры, а именно:

- недостаточное развитие и размещение магистральных улиц с необходимым качеством дорожного покрытия создают предпосылки к значительному снижению их пропускной способности;

- загрузка основных транспортных магистралей транзитным и внегородским транспортом, создает критическую загрузку и определяет острую необходимость строительства ряда объездных участков дорог в обход городских улиц.

Решение сложившейся ситуации в сфере транспортной инфраструктуры видится в:

- строительстве транспортно-логистического центра;

- формировании рациональной современной схемы движения транспортных потоков;

- развитии транспортной инфраструктуры, обеспечивающей ускорение товародвижения и снижения транспортных издержек в экономике;

- завершении работ по паспортизации дорог;

- проведении мероприятий и работ по расширению улиц;

- формировании современного парка пассажирского транспорта;

- развитию интегрированной системы контроля безопасности на транспорте в рамках "комплексной стратегии безопасный город".

На территории округа основные мероприятия по дорогам общего пользования проводятся в рамках муниципальной программы "Уссурийские дороги" на 2016—2021 гг.

Целями программы являются:

- организация дорожной деятельности в отношении муниципальных (окружных) дорог общего пользования;

- создание условий для повышения уровня комфортности проживания граждан округа.

Для достижения поставленных целей необходимо решение следующих задач:

- сохранение и развитие улично-дорожной сети;

- обеспечение безопасности пассажирских перевозок;

- обеспечение комплексной безопасности на автомобильных дорогах;

- развитие системы ливневой канализации.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Финансирование программы предусмотрено за счет муниципальных средств дорожного фонда округа, утвержденного решением Думы округа на очередной финансовый год, а также за счет субсидий дорожного фонда Приморского края в случае его участия в краевой программе по "Развитию транспортного комплекса Приморского края" на 2013—2021 годы", утвержденной постановлением от 07.12.2012 года № 394-па.

Общий объем финансирования мероприятий Программы составляет 2647,131 млн руб., и представлен в табл. 2.

Выполненные в рамках программы цели и задачи позволили снизить количество ДТП (учетные) в 2018 г. — на 20,89 % по сравнению с 2017 г., и числа погибших и раненых участников дорожного движения — на 8,6 %, а травмированных граждан — на 9,1 %.

Участие в ДТП детей (до 16 лет) в 2018 г. снизилось на 2,1 % по сравнению с 2017 г.

Кроме того, необходимо отметить, на территории округа реализуется Генеральный план Уссурийского городского округа (постановление от 02.08.2010 года № 1155-НПА "Об утверждении плана реализации Генерального плана Уссурийского городского округа").

ГП предусмотрен ряд мероприятий в области развития транспортной инфраструктуры:

1) *Автомобильный транспорт:*

- перевод автодороги "Уссурийск — Пограничный — Госграница" в разряд дорог федерального значения и ее реконструкция с целью повышения технических параметров;
- строительство участка дороги протяженностью 5 км до Корфовки;
- строительство автодорожного моста через р. Раковка между населенными пунктами

Тимирязевский и Лимичевка для связи Тимирязевского района с железнодорожной станцией;

- строительство ближнего западного обхода, проходящего по дамбе в западной части города через Загородное, с выходом на Новоникольское шоссе;
- строительство автозаправочных станций возле населенных пунктов Дубовый ключ и Раковка;
- строительство новых крупных СТО на проектируемом продолжении ул. Комарова;
- строительство трех автоматизированных высотных стоянок (паркингов), предназначенных для временного хранения легковых автомобилей на ул. Комсомольской, ул. Краснознаменной, на ул. Ленина.

Городские автодороги:

- поэтапное строительство ближнего северного обхода города:

1 этап — строительство грузовой дороги в обход сопки Стрелковой от Новоникольского шоссе до ул. Некрасова по промзоне с выходом на ул. Фадеева, строительство путепроводов на пересечении с подъездными ж/д путями.

2) *Железнодорожный транспорт:*

- модернизация железнодорожной линии Уссурийск — Владивосток для организации скоростного пассажирского сообщения юга Приморского края;
- усовершенствование (электрификация, устройство второго главного пути) железнодорожных линий Барановский — Хасан;
- организация на ст. Уссурийск II терминала с контейнерными площадками;

Таблица 2

Финансирование программы по "Развитию транспортного комплекса Приморского края" на 2013—2021 гг.

№ п/п	Источники финансирования (бюджет)	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.	2021 г.	Итого
	Итого в том числе	433 945,89	335 448,07	343 950,13	795 847,29	377 940,0	360 000,0	2 647 131,38
1	Местный бюджет	399 999,45	281 613,16	297 900,13	405 280,09	377 940,0	360 000,0	2 122 732,83
2	Краевой (Прогноз по привлечению)	33 946, 44	48 466, 40	46 050,00	390 567,20	0,00	0,00	519 030,04
3	Федеральный бюджет	0,00	5368,51	0,00	0,00	0,00	0,00	5368,51

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

- организация станционной площадки на 400 рефрижераторных вагонов на ст. Лимичевка;
- строительство подъездного железнодорожного пути к транспортно-логистическому комплексу в южной части Уссурийска.

3) *Авиационный транспорт:*

— создание (согласование) возможности использования аэродрома "Воздвиженка" для обслуживания самолетов гражданской авиации.

Уссурийский городской округ в рамках Стратегии социально-экономического развития на период до 2030 г. рассматривается как место комфортного проживания с достойными условиями жизни для всех людей.

Подводя итоги краткого анализа состояния транспортной инфраструктуры, можно с уверенностью утверждать, что ее совершенствование, безусловно, является одним из основных приоритетов развития Уссурийского городского округа, что в значительной мере позволит улучшить качество и комфортность проживающего на территории округа населения, а также снизить не только транспортную нагрузку, но и рационализировать расходы на содержание.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Транспортная** стратегия Российской Федерации на период до 2030 г. URL: <http://www.mintrans.ru/documents/detail.php> (дата обращения: 10.05.2020).
2. **Стратегия** социально-экономического развития Приморского края до 2030 года [Электронный ресурс] <http://economy.gov.ru/wps/wcm/connect/cfcb975d-76df-41fb-b033-2188ec1dc9c0/primokkrstr>
3. **База** данных муниципальных образований Федеральной службы государственной статистики. URL: <http://www.gks.ru/dbscripts/munst/munst27/DBInet.cgi> (дата обращения: 22.05.2020).
4. **Ганин В. А.** Основные проблемы развития транспортной системы России в 2016 году: материалы II Междунар. науч.-практ. конф. (12 февр. 2016 г.) // ЦНС "Интерактив плюс". — 2016. — № 1 (7). — С. 262—263.
5. **Транспорт** и транспортная инфраструктура: некоторые важные результаты и показатели 2016 года. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.nps.v.u/news/4019/>
6. **Решение** Думы Уссурийского городского округа от 2 ноября 2009 года № 113-НПА "О Стратегии развития Уссурийского городского округа до 2020 года".
7. **Постановление** администрации Уссурийского городского округа от 31 марта 2015 года № 895-НПА "Об утверждении Порядка разработки, реализации и оценки эффективности муниципальных программ Уссурийского городского округа и о признании утратившими силу некоторых нормативных правовых актов администрации Уссурийского городского округа".
8. **Распоряжение** администрации Уссурийского городского округа от 24 июля 2015 года № 211 "Об утверждении Перечня муниципальных программ Уссурийского городского округа".
9. **Постановление** Администрации Уссурийского городского округа Приморского края от 22 декабря 2015 г. N 3594-НПА "Об утверждении муниципальной программы "Уссурийские дороги" на 2016—2021 гг."

На заводе двигателей "КАМАЗ" — три новых линии

На заводе двигателей завершаются работы по вводу в эксплуатацию трех новых линий.

Автоматизированный комплекс фирмы EMAG для обработки ступицы переднего колеса был смонтирован и прошел пусконаладку еще в августе прошлого года. Здесь будут обрабатываться ступицы передних колес моделей КАМАЗ-5490, КАМАЗ-65208, КАМАЗ-6580 и КАМАЗ-65801. Идет подготовка к изготовлению ступиц для моделей

Также смонтирована линия для сборки ступиц с подшипниками кассетного типа. Подшипник устанавливает в ступицу робот.

Роботизированный комплекс обработки кулака состоит из робота, двух обрабатывающих центров: двухшпиндельного горизонтального и токарного вертикального, установок продувки и лазерной маркировки. Производительность линии — 8,5 детали в час.

Новое оборудование рассчитано на выпуск 25 тыс. передних осей в год.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

Д. А. Семенов, аспирант, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, г. Санкт-Петербург

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ВИЛОЧНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Данная статья помогает разобраться в том, а что такое вилочный погрузчик, какой он был и какой он на данный момент. В нижеприведенном тексте хорошо прослеживается краткая история возникновения погрузчика, описывается конструктивная составляющая и ее особенности. Выделяются основные аспекты развития погрузчика в системе подъемно-транспортных машин и складских помещений. Обобщаются актуальные тенденции развития вилочных погрузчиков, приводится анализ рынка европейских и отечественных потребителей и формулируется вывод о популярных производителях. Не обошла стороной и информация о современных конструктивных решениях машин данного типа, описаны принципы работы, а также предложена своя собственная конструктивно-параметрическая модель вилочного погрузчика, которая способна сделать работу на складских помещениях более экономичной и выгодной. В заключении сформулированы основные тезисы о модернизированной машине, которая впоследствии может дать толчок для развития автоматизированного управления на погрузчиках отечественного производства.

Ключевые слова: вилочный погрузчик, модернизация, усовершенствование, подъемно-транспортная техника.

This article helps to understand what a forklift is, what it was and what it is at the moment. In the text below, a brief history of the appearance of the loader is well traced, the constructive component and its features are described. The main aspects of the development of a loader in the system of lifting and transporting machines and storage facilities are highlighted. The current trends in the development of forklifts are summarized, an analysis of the market of European and domestic consumers is provided and a conclusion about popular manufacturers is formulated. The information about modern design solutions for machines of this type was also not spared, the principles of operation were described, and also its own design-parametric model of a forklift was proposed, which is able to make work in warehouses more economical and profitable. In the conclusion, the main theses about the modernized machine are formulated, which can subsequently give an impetus to the development of automated control on domestically produced loaders.

Keywords: forklift, modernization, improvement, lifting and transport equipment.

Ссылка для цитирования:

Семенов Д. А. Современные тенденции развития вилочных погрузчиков // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 36—40

Прогресс не стоит на месте и у подъемно-транспортных машин. Погрузчики, краны, лифты — существует множество направлений развития и усовершенствования вышеперечисленной техники. Лифты оснащаются в шахтах без противовесов, практикуется движение кабины как в вертикальном направлении, так и в горизонтальном. У башенных и автомобильных кранов активно тестируются системы безопасности при непредвиденных чрезвычайных ситуациях.

Что касается погрузчиков, то и тут прогресс не стоит на месте. Ни для кого не секрет, что

погрузчики в основном подразделяются на два вида: вилочные и ковшовые. Ковшовые погрузчики применяются для расчистки территорий от разных видов материалов и загрязнений, в том числе от снежных масс. Вилочные же погрузчики служат хорошим помощником на складских помещениях, перемещая различные грузы с одного места на другое [1].

История вилочных погрузчиков начинается еще с начала XX века. Железнодорожная платформа с электрическим приводом для погрузки/разгрузки багажа стала прототипом идеи для создания той

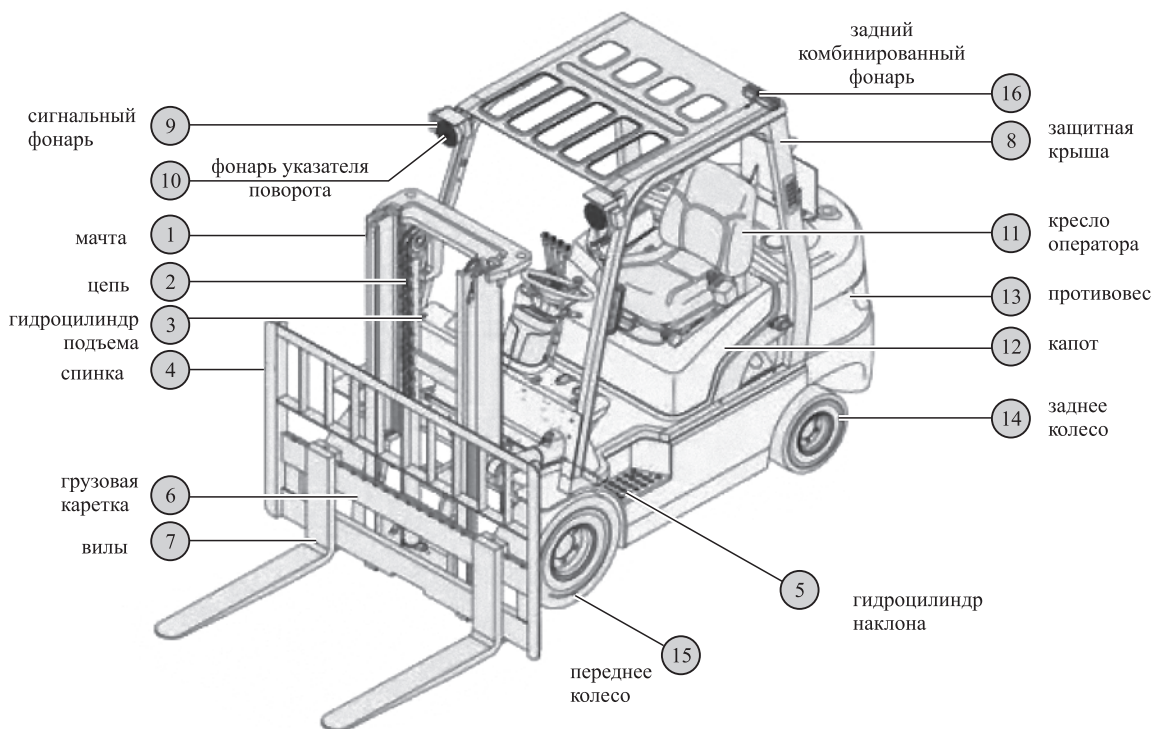


Рис. 1. Конструктивная схема вилочного погрузчика

самой машины, которую мы видим в наши дни. Американские инженеры в 1920-х гг. создают машину, которая впоследствии и получила название вилочного погрузчика. Позднее техника подвергалась различным доработкам, но базовая конструкция машины оставалась неизменной (рис. 1) [1, 2].

Ближе к началу XXI века в производственной среде данных машин возникла новая тенденция развития — применение электродвигателей. Работа машины в помещении с двигателем внутреннего сгорания приводила к своим недостаткам, была необходимость в постоянной вентиляции складских объектов, да и воздействие шума при работе двигателя создавала некий дискомфорт для рабочего персонала. Разговоры о начале внедрения электродвигателей были еще в середине XX века, причем такая тенденция относилась не только к погрузчикам, но и к легковым автомобилям. Но тогда мировому сообществу было не интересно переводить свои бренды на новые силовые установки. На данный момент электрические вилочные погрузчики производятся многими известными предприятиями. Об этом свидетельствует статистика, изображенная на рис. 2.

Данные представлены на первый квартал 2020 г. европейской логистической компанией. Российские производители при проведении анализа не учитывались [3].

Ситуация с европейскими машинами понятна, а что же в России? Наша страна поддерживает эксплуатацию вилочных погрузчиков с электрическим двигателем, однако в большинстве случаев предпочитает использовать технику иностран-

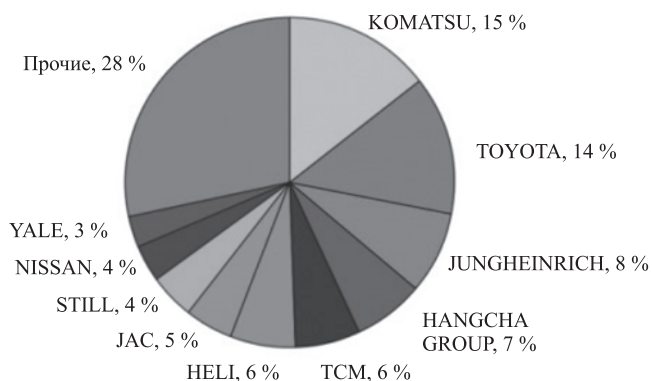


Рис. 2. Статистика производства вилочных погрузчиков в мировом сообществе на первый квартал 2020 г.

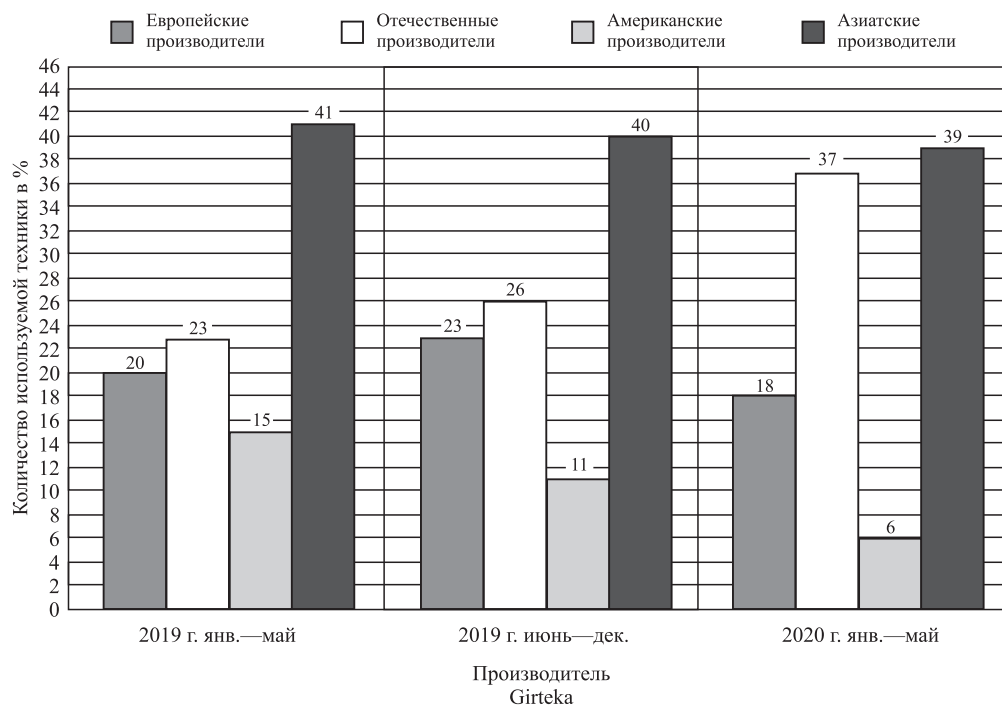


Рис. 3. Статистические данные по эксплуатации электрических погрузчиков в России за 2019—2020 гг.

ного происхождения. На рис. 3 представлена статистика логистической компании Girtex [4]. Но в последний год ситуация изменилась. Возможно, повышение доверия эксплуатирующих организаций к отечественным заводам связано с мировой пандемией, которая в той или иной степени повлияла как на производство, так и на торговые отношения в целом. Цены на запчасти стали выше, сроки доставки увеличились.

Сейчас уже использованием электрических погрузчиков никого не удивит. Пока в нашей стране эта тенденция можно считать освоенной, европейские и азиатские инженеры решили пойти дальше и преподнести миру новую точку развития — автоматизированное управление. Опыт использования автопилота хорошо виден на примере автомобилей "Tesla", а значит имеет место быть и на других машинах. Создание беспилотного вилочного погрузчика на ближайшие три года станет актуальной тенденцией. Уже на сентябрь 2020 г. южнокорейская фирма Hyundai не только объявила миру об успешных испытаниях новой модели, но и о подготовке к серийному производству беспилотных электрических погрузчиков малой грузоподъемности до 1,5 т [5, 6].

Немецкая компания DB Schenker решила не отставать от коллег из Южной Кореи и также

вошла в процесс тестирования погрузчика без участия машиниста. Результаты экспериментов не оглашаются.

Другая европейская компания Agilox не только решила проводить свои испытания, но и изменить конструкцию погрузчика. Если оператор не нужен, значит и место для него не так важно. С точки зрения безопасности такой подход не очень приветствуется, ведь какой сильный не был бы искусственный интеллект программы управления, он может давать сбой, и перейти на ручное управление в данной модели будет невозможно. Проект машины представлен на рис. 4 [7].

В полевых испытаниях погрузчик себя показал неплохо, но что будет в условиях складских помещений — вопрос остается открытым.

Азиатские компании всерьез утверждают о том, что беспилотные погрузчики в течение пяти лет станут востребованными в мире и окончательно уберут с рынка машины с использованием оператора.

В России пока о намерениях создания беспилотного вилочного погрузчика информации нет. Хотя разработка программного обеспечения и сопутствующее изменение конструкции машины позволило бы поднять популярность отечественного производства и выйти на европейский рынок



Рис. 4. Беспилотный вилочный погрузчик фирмы AgiloX

в статусе конкурентоспособной страны в плане новых технологий.

На данный момент предприятия нашей страны занимаются другой актуальной проблемой — габаритность машины и ее маневренность. Так как погрузчик является в основном складской техникой, а помещение, в котором он работает, не всегда может похвастаться широким пространством, появляется потребность в машинах с менее широкими размерами, при этом не понижая такие параметры, как грузоподъемность и производительность [8].

Другой немаловажный вопрос — время цикла. Испытания производителей показали, что увеличение максимальной скорости машины не влияет положительно на эффективность погрузочно-разгрузочных работ.

Найти оптимальный выход из вышеперечисленных проблем можно с помощью модернизации погрузчика. На рис. 5 предлагается возможный вариант конструктивного исполнения вилочного погрузчика, с помощью которого можно будет решить озвученные проблемы.

С виду может показаться, что погрузчик не только стал сложнее устроен, размеры машины стали больше. Однако, это лишь первоначальное впечатление. Модернизированный погрузчик предлагается в конструктивном исполнении с двумя вилами и, соответственно, с двумя мачтами и каретками. Кабина расположена на центральной оси машины, которая является ведущей,

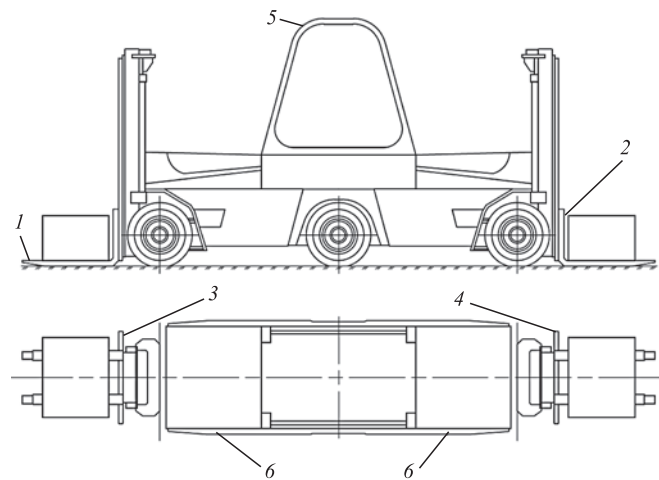


Рис. 5. Модернизированный вилочный погрузчик:

1, 2 — рабочий орган машины (вилы); 3, 4 — мачты; 5 — кабина; 6 — капотное пространство

однако, в отличие от обычных погрузчиков, не является поворотной. За поворот отвечают передняя и задняя оси.

Что касается силовой установки, то машина оснащена двумя ведущими электрическими двигателями, расположенными в капотном пространстве. За работу гидравлических узлов машины (подъем/опускание вилок, отклонение мачты от вертикальной оси) отвечают две дополнительные силовые установки. Однако размер силовых установок будет меньше, так как требуемая мощность машины будет разделена на две оси, при этом за

счет расположения вила с двух сторон грузоподъемность машины станет больше, а следовательно, и его производительность будет повышена.

Поворот машины, как говорилось ранее, осуществляется с помощью передних и задних колес. При этом для более гибкой маневренности машины подразумевается использование шарнирно-сочлененного узла. Использование такой особенности позволит погрузчику в полной мере если не сохранить величину радиуса поворота базовой модели, то хотя бы увеличить ее на небольшое значение.

Что касается эргономики машины, то тут сложностей возникнуть не должно. Кресло оператора имеет возможность вращения на 360° с функцией фиксации в двух положениях. Все основные рычаги управления находятся под рукой, как в стандартном погрузчике. Единственное, панели управления рабочих органов находятся по обеим сторонам. С одной стороны, это положительный момент, так как нагрузка на систему управления становится минимальной. С другой, для управления задними вилами оператору необходимо будет менять свое положение на 180°.

Погрузчик такого конструктивного плана необходим для сокращения времени рабочих циклов, другими словами, за 1 цикл машина способна сразу увезти 2 поддона, экономия времени — экономия финансов.

Другим плюсом модернизированной машины можно признать предпосылку перехода к беспилотному управлению.

В будущем на базе данного погрузчика можно выполнить полноценный процесс автоматизации. Это привело бы к появлению в нашей стране такой машины, которая не просто не имела бы аналогов в мире, но и еще соответствовала всем актуальным тенденциям развития подъемно-транспортной техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федотов П. И.** Подъемно-транспортные машины. — М.: Изд-во АСВ, 2019. — 200 с.
2. **Шестопалов К. К.** Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. — М.: Академия, 2017. — 325 с.
3. **Гришко Г. С., Минин В. В.** Рабочее оборудование универсальных малогабаритных погрузчиков. Исследования и анализ конструкций. — М.: Изд-во СФУ, 2020.
4. **Минин В. В.** Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков. — М.: ИНФРА-М, 2020. — 304 с.
5. **Sarupuri V.** Enhancing depth cues with AR visualization for forklift operation assistance in warehouse". — HIT LAB NZ, 2020. — 91 p.
6. **Shao Y.** Design and analysis of new flexible and safe forklifts". — "MS. Department of Mechanical and Industrial Engineering, Northeastern University, 2020. — 150 p.
7. **Яхонтов Ю. А., Сергеева Н. В.** Подъемно-транспортные и погрузочные машины. — М.: Изд-во МИСиС, 2020. — 164 с.
8. **Лозовецкий В. В., Мурашев В. П., Кольниченко Г. И.** Расчет и проектирование электрогидравлических систем и оборудования транспортно-технологических машин". — М.: Лань, 2020. — 420 с.

ГАЗ начал выпуск нового среднетоннажного грузовика "Валдай NEXT"

В феврале 2021 г. на ГАЗе началось производство среднетоннажного грузовика "Валдай NEXT"

В новой модели используется бескапотная кабина, что позволило уменьшить габариты автомобиля и увеличить объем грузового отсека. Применение хорошо известного в России дизельного двигателя Cummins ISF 2.8, агрегатированного с новой шестиступенчатой коробкой передач, а также элементов трансмиссии от более тяжелых версий среднетоннажников ГАЗ позволило создать эффективный и экономичный грузовик с большим запасом прочности и высоким ресурсом, рассчитанный на интенсивную эксплуатацию. Объем грузового отсека автомобиля — от 20 до 29 куб. м. Площадь кузова позволяет разместить от 8 до 11 стандартных европаллет. Минимальный радиус разворота — 6,2 м.

Основная сфера использования новой модели — городские перевозки, муниципальное и городское хозяйство. К заказу уже доступны промтоварные и изотермические фургоны, европлатформы. В дальнейшем модельный ряд пополнят рефрижераторы, автомобили с КМУ, эвакуаторы, самосвалы и другая спецтехника.

Интервал между ТО составляет 20 тыс. км. При этом стоимость ТО для автомобиля "Валдай NEXT", а также стоимость запасных частей остается существенно более низкой по сравнению с зарубежными аналогами.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

РАЗРАБОТКА ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Гидравлический привод рабочего оборудования строительной машины представляет собой сложную динамическую систему, которая работает в условиях переменного внешнего воздействия, вызванного различными факторами. В процессе эксплуатации эти нагрузки вызывают выход из строя элементов гидросистемы. Для предотвращения возможных неисправностей следует применять техническую диагностику с целью определения технического состояния и остаточного ресурса гидроцилиндров. В статье проведена оценка рабочего состояния гидроцилиндров с помощью математической модели, разработанной на платформе matlab/simulink. Приведены результаты моделирования.

Ключевые слова: диагностика, гидроцилиндр, моделирование, разработка.

The hydraulic drive of a construction machine is a complex dynamic system that is subjected to many dynamic loads of a variable nature and operates under conditions of variable external influences caused by various factors. During operation, these loads cause failure of the hydraulic transmission elements. To prevent these malfunctions, technical diagnostics should be applied by determining their current technical condition and remaining service life. The article assesses the working condition of hydraulic cylinders using a mathematical model. Using matlab/simulink software to simulate the hydraulic cylinder and hydraulic piston speed when changing the hydraulic cylinder clearance. The simulation results are presented.

Keywords: diagnostic, hydraulic cylinder, simulation, development.

Ссылка для цитирования:

Нгуен Чонг Минь, Зорин В. А. Разработка диагностической модели оценки состояния гидроцилиндров // Грузовик. — 2021. — № 5. — С. 41—45

Гидравлические системы нашли широкое применение в дорожно-строительной, землеройно-транспортной и коммунальной технике в качестве привода рабочих органов. Основным силовым исполнительным звеном гидропривода является гидроцилиндр [1, 3, 6].

Качество переходных процессов, протекающих в гидроцилиндрах рабочего оборудования, во многом определяет эксплуатационные свойства гидросистемы и машины в целом. Ухудшение технического состояния гидроцилиндра в процессе эксплуатации, вызванное изнашиванием деталей трибосопряжений, снижает эффективность использования гидросистемы и машины в целом. Математическое моделирование процесса изменения технического состояния позволяет оценить уровень работоспособности и надежности гидроцилиндров [2, 5, 9].

Методы

Для проведения диагностики гидроцилиндра построим тестовую схему, показанную на рис. 1.

Схема включает насос 2, распределительный клапан (4/3) 4, регулируемый дроссель 3, гидроцилиндр 5, имеющий зазор. Процесс изменения давления во времени во многом зависит от величины утечки рабочей жидкости (РЖ) Q_{Li} , поэтому Q_{Li} используется в качестве диагностического сигнала для гидроцилиндров.

Сначала мы определяем стандартное значение диагностического параметра (давления) для нового гидроцилиндра при утечке жидкости $Q_{Li} = 0$. Затем изменяем объем утечки жидкости Q_{Li} , полученные значения диагностического параметра будут сохранены [4, 8].

Цель и задачи диагностики:

- определение утечки РЖ гидроцилиндра по изменению входных значений;
- измерение параметров открытия и закрытия распределительного клапана;
- измерение нагрузки;
- измерение различных зазоров для каждого значения расхода РЖ насоса.

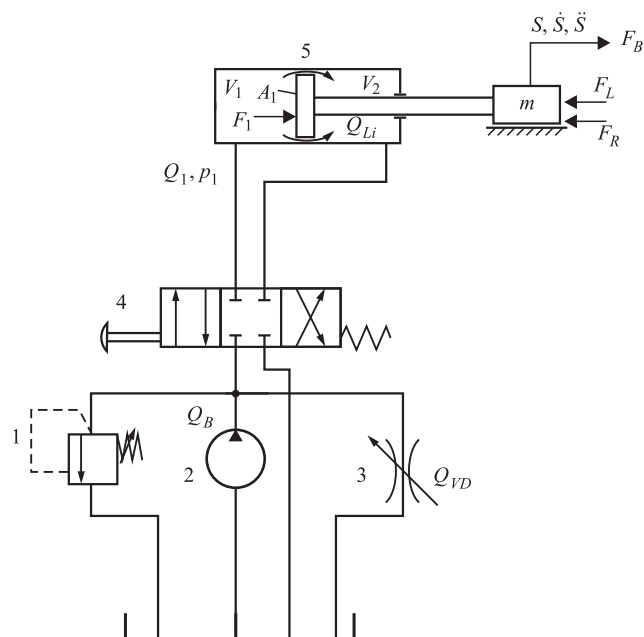


Рис. 1. Принципиальная схема гидроцилиндра с зазором
 1 — клапан ограничения давления; 2 — насос; 3 — регулируемый дроссель; 4 — распределительный клапан (4/3); 5 — гидроцилиндр, V_1 — объем, A_1 — площадь, Q_{Li} — объем утечки

Диагностические параметры:

- рабочее давление гидроцилиндра;
- скорость перемещения поршня гидроцилиндра.

В расчетной схеме, представленной на рис. 1, показано положение гидрораспределителя 4, при котором рабочая жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра 5 из гидробака с помощью насоса 2. Когда мы открываем клапанный распределитель 4, давление гидравлического масла в системе сразу же меняется. Процесс измене-

ния давления и перемещения поршня в гидроцилиндре 5 будет зависеть от размера суммарного зазора в цилиндре (царапины в цилиндре, зазор, износ деталей трибосопряжений). Объем утечки (Q_{Li}) РЖ через суммарный зазор в цилиндре снижает давление в системе [8].

Уравнение баланса потока (рис. 1):

$$Q_1 = Q_B - Q_{VD} - Q_{Li} - Q_{V1}, \quad (1)$$

где Q_B — расход насоса ($\text{м}^3/\text{с}$); Q_1 — расход РЖ гидроцилиндра ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{V1} = A_1 \dot{S}$ — расход масла при перемещении поршня гидроцилиндра S ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{VD} = K\sqrt{p}$ — расход масла через дроссельную заслонку ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{Li} = G_{Li}p$ — объем утечки РЖ ($\text{м}^3/\text{с}$); где G_{Li} — значения утечки ($\text{м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$); p — давление РЖ ($\text{Н}/\text{м}^2$).

Уравнение силы:

$$F_B = A_1 p_1 - F_R - F_L, \quad (2)$$

где $F_R = kS$ — сила трения (Н); k — коэффициент силы трения, пропорциональный скорости ($\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$); \dot{S} — скорость перемещения гидравлического поршня ($\text{м}/\text{с}$); F_L — внешние силы (Н).

Дифференциальные уравнения:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V_1 \beta} Q_1,$$

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = \frac{F_B}{m}.$$

Результаты

Диагностическая блок-схема гидроцилиндра с утечкой может быть представлена следующим образом (рис. 2).

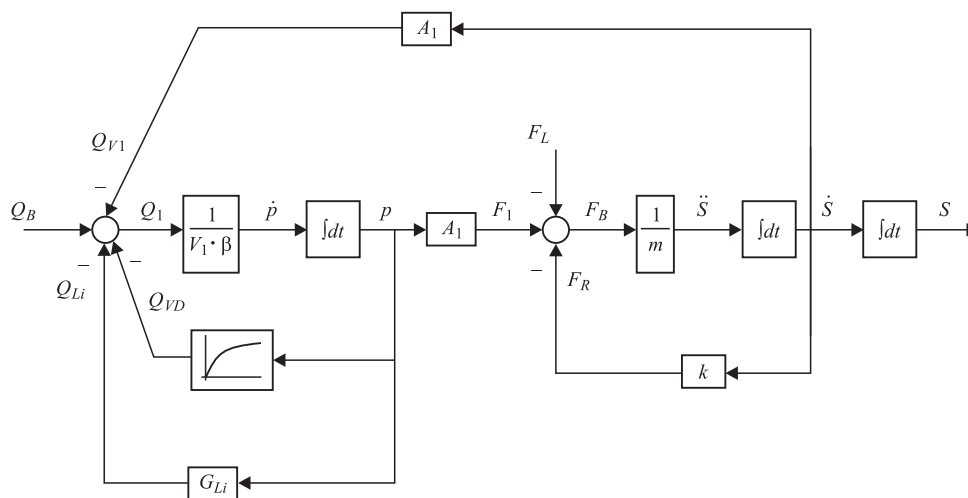


Рис. 2. Диагностическая блок-схема гидроцилиндра с утечкой

СПЕЦТЕХНИКА

На основе блок-схемы, показанной на рис. 2, с помощью программного обеспечения Matlab в библиотеке simulink построена имитационная модель процесса изменения технического состояния гидроцилиндра [7, 10] (рис. 3).

Входные параметры для моделирования приведены в таблице.

По результатам имитационного моделирования построены следующие графики (рис. 4–10):

— для нового гидроцилиндра с утечкой $G_{Li} = 0 \text{ м}^5/\text{н}\cdot\text{с}$.

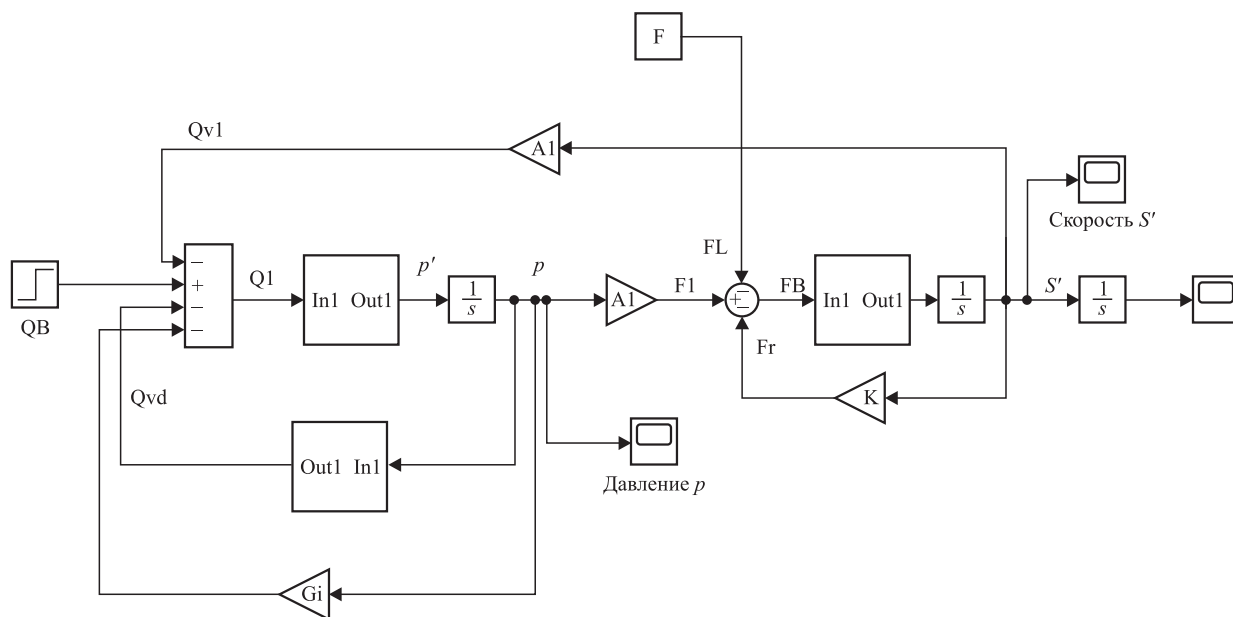


Рис. 3. Моделирование в программе Matlab simulink

Входные параметры для моделирования

№ п/п	Обозначения в		Параметры	Численные значения	Единицы измерения
	формулах	программе			
1	K	К	По характеристикам клапана	$4 \cdot 10^{-8}$	$\text{м}^4 \sqrt{\text{н}} \cdot \text{с}$
2	β	beta	Коэффициент преобразования	$1 \cdot 10^{-9}$	$\text{м}^2/\text{н}$
3	Q_B	Qb	Расход насоса	0,001	$\text{м}^3/\text{с}$
4	V_1	V1	Объем	0,0006	м^3
5	m	m	Масса	400	кг
6	k	k	Коэффициент трения	5000	$\text{н}\cdot\text{с}/\text{м}$
7	A_1	A1	Площадь	0,002	м^2
8	F_L	F	Внешние силы	1000	н
9	G_{Li}	Gi	Значения утечки	$(0...5,4) \cdot 10^{-10}$	$\text{м}^5/\text{с}\cdot\text{н}$
10	\dot{S}	S'	Скорость поршня гидроцилиндра	—	м/с
11	p	p	Давление	—	$\text{н}/\text{м}^2$

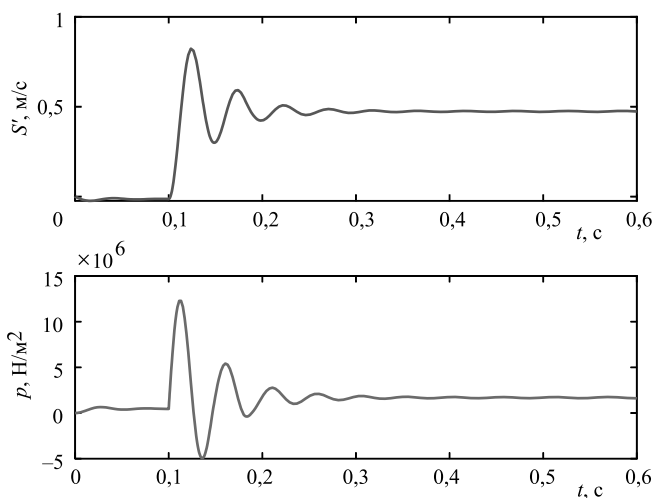


Рис. 4. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 0 \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

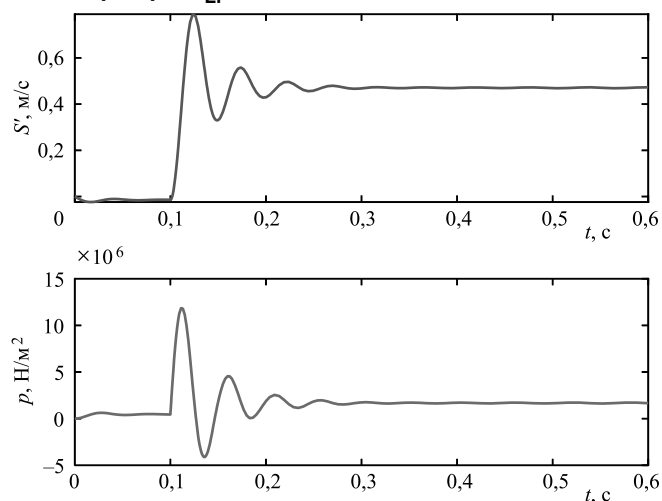


Рис. 5. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 4 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

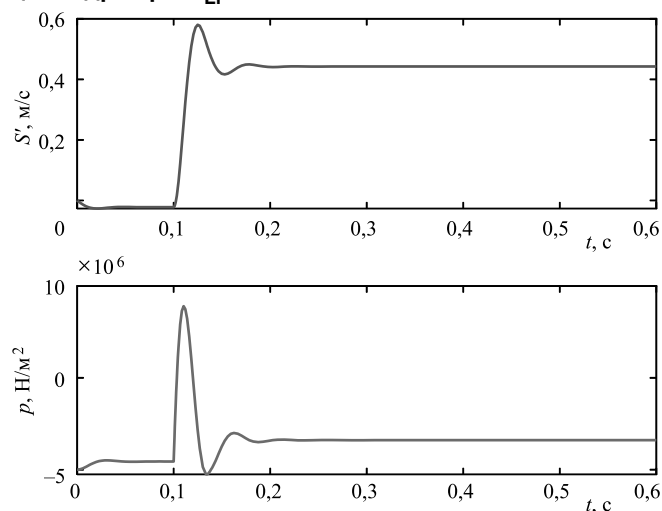


Рис. 6. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 4 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

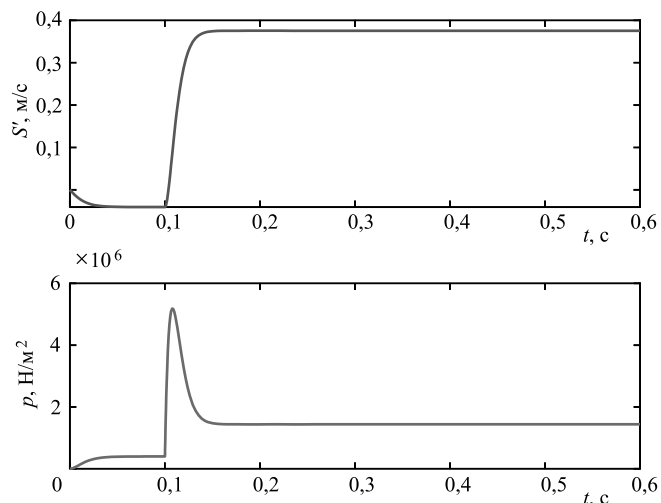


Рис. 7. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 1,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

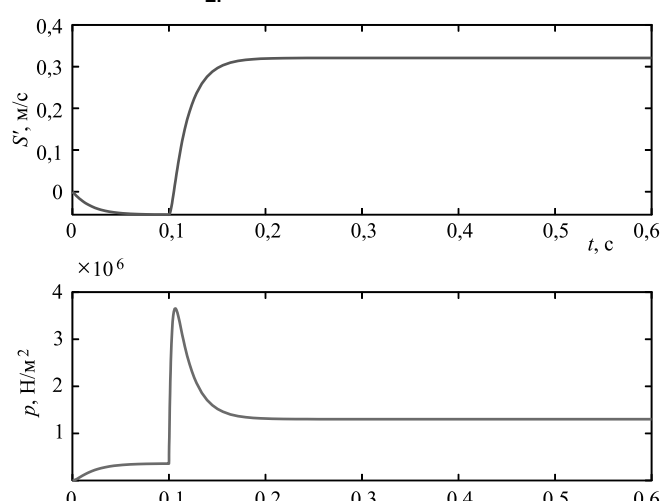


Рис. 8. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 2,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

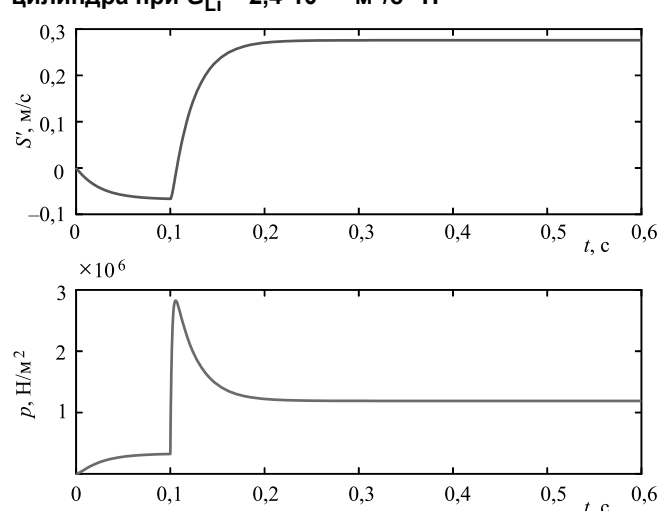


Рис. 9. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 3,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

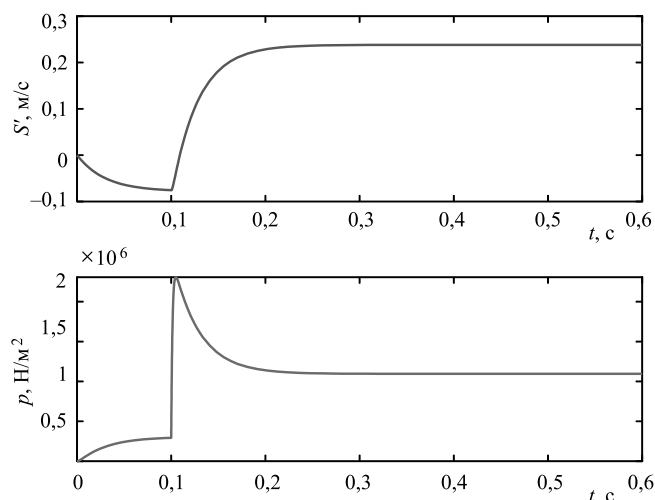


Рис. 10. График скорости поршня и давления РЖ гидроцилиндра при $G_{Li} = 4,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^5/\text{с} \cdot \text{Н}$

Заключение

При значении утечки $G_{Li} = 0$ новый гидроцилиндр имеет нулевой зазор. Полученный параметр давления будет основой для диагностики неисправности гидроцилиндра.

Когда мы изменяем в процессе моделирования значение утечки G_{Li} , давление в системе изменяется. Чем больше суммарный зазор, тем ниже скорость и давление РЖ в гидроцилиндре.

Таким образом, получены теоретические значения диагностических параметров на основе конкретных параметров гидроэлементов с разными уровнями зазоров и утечек. При проведении экспериментов с гидроэлементами одного типа сравниваем полученные результаты с исходными теоретическими диагностическими параметрами. Отсюда можно определить степень износа (уровень отказа) гидроэлементов.

Таким образом, оценка суммарного износа деталей трибосопряжений гидроцилиндров с по-

мощью разработанной математической модели позволяет обосновать новый метод диагностирования гидроцилиндров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Зорин В. А.** Надежность механических систем. — М.: Изд-во "ИНФРА-М", 2015. — 380 с.
2. **Зорин В. А., Нгуен Чонг Минь, Нефелов И. С.** Повышение надежности гидравлических систем строительных машин методами технического диагностирования // Вестник МАДИ. — 2020. — № 3 (62). — С. 24–30.
3. **Гидравлические и пневматические системы** транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования / В. В. Буренин, Г. С. Мазлумян, Л. А. Пресняков, Г. О. Трифонова, О. И. Трифонова, Р. В. Чайка. — М.: Изд-во "ЦЭНКИ", 2017. — 217 с.
4. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем. — Минск: Новое знание, 2013. — 584 с.
5. **Фоменко Н. А., Бурлаченко О. В., Фетисов Ю. М.** Повышение надежности гидропривода строительного-дорожных машин // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. — 2019. — № 2 (75). — С. 149–161.
6. **Zorin V. A., Baurova N. I., Pegachkov A. A.** Assessment of products risks of mechanical engineering by results of diagnosing // Periodicals of Engineering and Natural Sciences. — 2019. — Vol. 7. No. 1. — P. 287–293.
7. **Devendra K.** Modeling and Simulation of Systems Using MATLAB and Simulink. — New York: CRC Press, 2010. — 734 p.
8. **Will D., Gebhardt N.** Hydraulik. — Berlin: Springer. — 2011. — 523 p.
9. **Belyaev A., Pushkarev A., Kuzmichev V.** Vehicle reliability and safety through simulation of the sequence of restoration of motor vehicle components // Transportation Research Procedia. — 2018. — Vol. 36. — P. 50–55.
10. **Nollau R.** Modellierung und Simulation technischer Systeme. — Berlin: Springer, 2009. — 302 p.

ИНФОРМАЦИЯ

ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

ФОКУС НА РЕЗУЛЬТАТ

1 марта 2021 г. МАН Трак энд Бас РУС провела в Москве традиционную ежегодную отчетную пресс-конференцию, на которой были обнародованы итоги работы компании в 2020 г. и представлены основные направления дальнейшего развития.



Как известно, 2020 г. был непростым, но компании "МАН Трак энд Бас РУС" удалось не только сохранить, но и укрепить свои позиции на российском рынке. "Мы смогли достичь успехов в первую очередь за счет того, что сохраняли верность главному принципу – фокусироваться на результате. Рассматривая период трудностей как время для новых возможностей, мы вкладывали дополнительные усилия в развитие современных технологических решений и значимых социальных проектов, уделяли особое внимание безопасности наших сотрудников, партнеров и клиентов, проявляли заботу об окружающей среде. Именно эти устойчивые и ответственные подходы позволили нашей компании достойно пройти через непростой период и проложить путь к новым достижениям", – прокомментировал Ян Айхингер, генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас РУС".

MAN на рынке грузовых автомобилей

Компания MAN уверенно сохранила третью позицию среди европейских брендов на российском рынке (Е7) коммерческой техники: такой результат компания демонстрирует уже третий



Ян Айхингер, генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас РУС"



Новый MAN TGX отмечен международной премией "Грузовик года"

ИНФОРМАЦИЯ

год подряд. Среди производителей E7 рыночная доля MAN составила 19 %.

При этом по ряду направлений, в частности в сегментах самосвальной и мусоровозной техники, MAN сохраняет позиции лидера. Также бренд занял по итогам года первое место по объему продаж автомобилей на шасси 6х6: на продукцию MAN здесь пришлось 27,3 % всего российского рынка – на 0,6 % больше, чем годом ранее. По направлению шасси для строительной техники MAN также удерживает ведущую позицию с долей рынка 25,1 %. В сегменте тягачей бренд показал по итогам года третий результат среди брендов E7, с долей 17 %. В сегменте "Другие шасси" MAN удалось подняться со второго места в 2019 г. на первое, даже несмотря на некоторое снижение доли рынка среди брендов E7 – до 20,5 % по сравнению с 21,4 % в 2019 г.

MAN демонстрирует стабильность присутствия во всех регионах России. Наиболее успешными регионами для MAN в 2020 г. стали Уральский, Южный и Северо-Кавказский федеральные округа – здесь немецкий бренд занимает лидирующие позиции по объемам реализованной техники с долей рынка более 30 %. При этом доля бренда в СКФО значительно увеличилась – до 38,3 % по сравнению с 30,9 % годом ранее. Рост доли с 29 до 32,8 % отмечен в ЮФО, а в УрФО она сохраняется на стабильном уровне – 30,6 % (30,7 % в 2019 г.). В Центральном федеральном округе MAN занял второе место среди брендов E7.

Важнейшим событием 2020 г. для международного сообщества MAN стала премьера New Truck Generation (нового поколения грузовых автомобилей MAN), состоявшаяся 10 февраля в Бильбао (Испания). Полностью новый грузовик представлен компанией впервые за два последних десятилетия и ориентирован на меняющиеся требования индустрии. Появление New Truck Generation стало символом того, что компания MAN Truck & Bus уверенно движется к преобразованию из традиционного автопроизводителя в поставщика комплексных интеллектуальных транспортных решений, способных обеспечить устойчивое развитие в средне- и долгосрочных перспективах. MAN New Truck Generation стал ярчайшей мировой премьерой минувшего года и был удостоен престижной международной премии "Грузовик года" (ITOUY, International Truck of the Year).

В России очередной успех сопутствовал модели MAN TGS, вновь признанной "Лучшим самосвалом года", а также ставшей лауреатом первой категории Международной экологической премии

EWA Awards, впервые врученной в рамках крупнейших природоохранных выставок "ЭкваТэк и ВэйстТэк 2020". Самая мощная модификация в линейке тягачей нового поколения, MAN TGX 18.640 4x2 BL, удостоилась премии "Лучший коммерческий автомобиль года в России" в номинации "Перспектива года".

Укреплению позиций MAN на территории России способствовало и непрерывное развитие дилерской сети. За 2020 г. заключено пять новых дилерских соглашений в Казани ("Ман Трак Челны"), Комсомольске-на-Амуре ("ДМИ Сервис"), Московской области ("Центр Ман Шереметьево"), Оренбурге ("Ман Центр Челябинск") и Сыктывкаре ("АВТОБАТ"), а партнеры в Нижнем Новгороде ("СТО Приволжье") и в Ижевске (КТУ) модернизировали свои станции и переехали в новое здание.

MAN на рынке автобусов

Несмотря на кризисную ситуацию, рынок автобусной техники в России с января по октябрь 2020 г. показал рост на 17,7% по сравнению с аналогичным периодом прошлого года. Бренды MAN и Neoplan увеличили количество регистраций на 232,4 %. О том, почему в этом тренде нет ничего удивительного и как рынок будет вести себя в дальнейшем рассказали эксперты компании.

"Если говорить о цифре, которую мы зафиксировали – нам во многом помогли крупные заключенные ранее контракты и победы в новых тендерах. Мы постоянно анализируем ситуацию, благодаря чему наша команда готова отвечать на запросы рынка еще до того, как они формируются", – рассказывает Павел Селев, коммерческий директор ООО "MAN Трак энд Бас РУС".



MAN Lion's Intercity в российской комплектации Advance

ИНФОРМАЦИЯ

Российский MAN специализируется на продаже городских, междугородних и туристических автобусов. Несмотря на все сложности рынка, европейским брендам в целом удалось нарастить свое присутствие: с 92 ед. в прошлом году до 162 ед. с января по октябрь 2020 г.

В российском представительстве компании это связывают с ростом спроса и популярности на европейские бренды у крупных корпоративных заказчиков, которые при планировании закупок зачастую стали рассматривать в долгосрочной перспективе стоимость владения автопарком, ресурс автобусов и остаточную стоимость. Благодаря росту спроса на автобусы в качестве долгосрочных инвестиций, европейцам удалось даже потеснить азиатские бренды, которые в прошлом году составили им серьезную конкуренцию. В гонке "Европы" и "Азии" первым удалось отвоевать чуть более 20 % рынка: в 2019 г. соотношение составляло 90,3 % к 9,7 %, в этом – 70,5 % к 29,5 %.

Другим трендом может стать частичное замещение спроса: возможно, дорогим "туристам" рынок предпочтет комфортабельные, но более доступные "междугородники". В 2019 г. всплеск регистраций междугородних автобусов пришелся на апрель–май, хотя в 2018 г. этот показатель приходился на март–сентябрь. В этом году кривая регистраций выровнялась, но все же на ней виден рост в июне и июле. В этом ключе появление "междугородника с комфортабельными опциями туриста" в портфолио бренда выглядит вполне логично. Речь идет о MAN Lion's Intercity в эксклюзивной для российского рынка комплектации Advance. Презентация этой модели состоялась на выставке Comtrans-2019.

По данным "Эвитос-Информ" и "Автостат", увеличение количества регистраций автобусов европейских брендов за январь–октябрь 2020 г. отмечено в трех регионах: Центральном, Северо-Западном и Сибирском федеральных округах. В Ханты-Мансийском автономном округе этот показатель не изменился. Лидирующие позиции бренды MAN и Neoplan заняли в Центральном, Северо-Западном, Приволжском и Сибирском федеральных округах.

Комплексные транспортные решения

MAN Трак энд Бас РУС стремится обеспечить своим клиентам максимально удобное сотрудничество и ведет работу по целому ряду направлений. По итогам 2020 г. компания отметила повышенный интерес клиентов к фирменным комплексным транспортным решениям.

Годом ранее была представлена телематическая платформа MAN Pride, разработанная специально для российского рынка и обеспечивающая уникальный набор отчетности по ключевым контролируемым параметрам. Это решение клиенты встретили с интересом: за год рост подключений MAN Pride составил 43 %, были учтены и новые пожелания клиентов о дополнительных возможностях системы. В 2020 г. телематическая платформа MAN Pride получила премию первой категории EWA Awards.

MAN Трак энд Бас РУС уделяет значительное внимание обеспечению клиентов оригинальными запасными частями и фирменными смазочными материалами. Продажи запасных частей через дилерскую сеть возросли на 12 % по сравнению с предыдущим годом, на 47 % увеличились объемы реализации оригинального масла MAN Oil. По Москве и Московской области доставка осуществляется два раза в сутки, в регионы – в течение 24 часов. Развитию продаж оригинальных запчастей способствует постоянная работа над ценообразованием, расширение программ работы с дилерами, а также специальные акции и кампании, в частности проведенные в 2020 году акции "Т.О. что надо" и "Вакцина от затрат".

Повышается и качество сервиса, причем основной фокус в 2020 году был сделан на развитии системы сервисных контрактов, чрезвычайно заинтересовавшей клиентов: портфолио контрактов увеличилось на 19% по сравнению с предыдущим годом. Налаживается оперативная работа с рекламациями, проводятся локальные тренинги для дилеров и сертификация сотрудников MAN Expert. Там проходят обучение и сдают экзамены высшей категории сложности технические эксперты, требующиеся во всех дилерских центрах сети MAN в России.

Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор

Сдано в набор 10.03.2021. Подписано в печать 00.04.2021. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Авансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru