

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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. Солнцев, 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: guzovik@mashin.ru; guzovik.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 № ФС 77-63955 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** Салахов Р. Р., Хисматуллин Р. М., Ермаков А. М., Фардеев Л. И., Андриянов С. М. Исследование влияния теплообменника EGR на систему охлаждения ДВС

Исследования. Расчет

- 13** Потахов Е. А. Жесткость телескопического стрелового оборудования

Эксплуатация. Ремонт

- 22** Гребенников С. А., Гребенников А. С. Изменение показателей эксплуатационных затрат и ресурса автомобилей в последовательных межремонтных периодах
- 29** Лобах В. П., Геращенко В. В., Коваленко Н. А., Шарков В. Н., Шашенко С. Ф. Метод и стенд для диагностирования антиблокировочных систем автомобилей

Практика

- 34** Ягопольский А. Г., Ефремов С. С., Грибакин А. О. Практический опыт устранения перекосов портала фрезерных станков для механической обработки деталей автомобильной техники

Экология

- 38** Рагимов Э. А. Методы предотвращения загрязнения транспорта в городах

Транспортный комплекс

- 42** Рябов И. М., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Данилов С. В., Ковалев А. М., Аль-Джумаили А. Х. Оценка социально-экономической эффективности применения новой системы торможения ДВС на современных автомобилях



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** Salakhov R. R., Khismatullin R. M., Ermakov A. M.,
Fardeev L. I., Andriyanov S. M. Study of the
effect of the EGR heat exchanger on the internal
combustion engine cooling system

Research. Calculation

- 13** Potakhov E. A. Rigidity of telescopic boom
equipment

Operation. Repair

- 22** Grebennikov S. A., Grebennikov A. S. Change
in vehicle operating costs and life in successive
repair periods

- 29** Lobakh V. P., Gerashenko V. V., Kovalenko N. A.,
Sharkov V. N., Shashenko S. F. Method and stand
for diagnosing the anti-lock braking systems of
vehicles

Practice

- 34** Jagopolsky A. G., Efremov S. S., Gribakin A. O.
Practical experience in eliminating distortions
portal milling machines for machining
automotive parts

Ecology

- 38** Rahimov E. A. Methods to prevent transport
contamination in cities

Transport complex

- 42** Ryabov I. M., Al-Sumaidae F. R., Danilov S. V.,
Kovalev A. V., Al-Jumaili K. H. Assessment of
socio-economic efficiency of application of the
new ice braking system on modern cars



КОНСТРУКЦИЯ

УДК 536.24

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-2-03-12

Р. Р. Салахов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: RRSalakhov@kai.ru, КНИТУ-КАИ, г. Казань,
Р. М. Хисматуллин, аспирант, e-mail: rmkhismatullin@kai.ru, КНИТУ-КАИ, г. Казань,
А. М. Ермаков, канд. техн. наук, доцент, e-mail: amermakov@kai.ru, КНИТУ-КАИ г. Казань,
Л. И. Фардеев, зам. главного конструктора по перспективным двигателям,
С. М. Андриянов, руководитель КИГ РИ научно-технического центра ПАО КАМАЗ,
г. Набережные Челны

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКА EGR НА СИСТЕМУ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

В статье приведено исследование и модификация системы охлаждения рядного дизельного двигателя КАМАЗ Р6 с использованием теплообменного аппарата системы рециркуляции продуктов сгорания в программном комплексе одномерного моделирования Simcenter AMESim. В ходе выполнения исследований выявлены проблемы перегрева двигателя при использовании теплообменника системы рециркуляции продуктов сгорания, предложены и исследованы возможные варианты решения по оптимизации температурного уровня теплоносителя в системе охлаждения двигателя.

Ключевые слова: одномерное моделирование, 1D моделирование, ДВС, двигатель внутреннего сгорания, теплообмен, система охлаждения, CO, теплообменник, теплообменный аппарат, ТА.

The article presents a study and modification of the cooling system of a KAMAZ R6 in-line diesel engine using a heat exchanger of the combustion products recirculation system in the Simcenter AMESim one-dimensional simulation software. In the course of the research, the problems of engine overheating when using a heat exchanger of the combustion products recirculation system were identified, and possible solutions were proposed and investigated to optimize the temperature level of the coolant in the engine cooling system.

Keywords: one-dimensional modeling, 1D modeling, ICE, internal combustion engine, heat exchange, cooling system, CO, heat exchanger, heat exchanger, TA.

Введение

В современном мире большой объем перевозок груза осуществляется автомобильным транспортом. Грузовые автомобили имеют огромное разнообразие типов и нагрузочных возможностей, таким образом эти особенности обеспечили доминирование в доставке товаров по всему миру. Согласно статистике в России 68,1 % всех грузоперевозок осуществляется грузовиками [1]. Кроме того, объем грузоперевозок непрерывно растет, несмотря на подорожание топлива и ужесточение требований по защите окружающей среды (табл. 1), которые регулируют количество вредных веществ в отработавших газах. Вследствие этого, разработка более экономичных, надежных, мощных и наименее вредных для окружающей среды двигателей является важнейшей задачей.

Лидирующим производителем грузовиков и двигателей внутреннего сгорания в России яв-

ляется ПАО "КАМАЗ". В настоящее время ПАО "КАМАЗ" продолжает развивать недавно вышедший в серийное производство рядный дизельный двигатель Р6. Характеристики двигателя Р6 представлены в табл. 2.

Модифицирование и доработка данного двигателя требуют проведения большого количества исследований в различных его системах, включая повышение эффективности системы охлаждения.

Основной задачей системы охлаждения двигателя (рис. 1) является удержание температуры

Таблица 1

Требования по содержанию отработавших газов

Стандарт	CO, %	HC, %	NO _x , %	PM, %
Euro 5	1,5	0,46	2,0	0,02
Euro 6	1,5	0,13	0,4	0,01

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 2

Характеристики двигателя Р6

Параметр	КАМАЗ-910.10-550
Рабочий объем, л	11,95
Габариты (Д×Ш×В), мм	1373×927×1156
Мощность, л. с.	550
при частоте вращения, об/мин	1900
Максимальный крутящий момент, Н·м	2550
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	182,4

двигателя до заданного значения, после которого возникают сильные температурные напряжения в механических элементах, увеличивается количество вредных веществ в отработавших газах.

Одним из элементов системы охлаждения, способствующей в том числе и снижению выбросов вредных веществ в окружающую среду, является система рециркуляции отработавших газов EGR (Exhaust Gas Recirculation).

Клапан EGR позволяет перепускать отработавшие газы на вход в цилиндры камеры сгорания, тем самым замещая избыточный воздух в рабочей смеси инертным газом и понижая температуру горения, что приводит к уменьшению выбросов NO, одного из самых опасных токсических веществ. Перед входом в камеру сгорания отработавшие газы проходят через теплообменный

аппарат, который снижает их температуру, и тем самым увеличивая нагрузку на систему охлаждения в целом.

Для серийно выпускаемого магистрального автомобиля КАМАЗ-54901 с рядным дизельным двигателем Р6 проводят ряд исследований модификаций двигателя в части повышения давления сгорания топлива в цилиндрах до 280 бар. Для данных модификаций двигателя необходимо провести численные исследования системы охлаждения с использованием теплообменника EGR на наличие перегрева и критических мест при различных режимах работы двигателя в условиях окружающей среды.

Построение функциональной модели системы охлаждения

Для построения модели использовалась ранее разработанная и верифицированная система охлаждения двигателя КАМАЗ Р6 в составе автомобиля КАМАЗ 54901-К5 (рис. 2) [2, 3].

Данная модель состоит из нескольких блоков.

Блок описания характеристик используемых материалов, теплоносителей, условия окружающей среды.

В качестве используемого газа в модели выбран сухой воздух, характеристики которого взяты из библиотеки программного комплекса (рис. 3).

Помимо воздуха в модели используется два жидкостных теплоносителя: охлаждающая жидкость (50 % содержание этиленгликоля) и моторное масло, характеристики которого получены в ходе проведения экспериментов [4].

Модель двигателя в системе описывается двумя модулями расчета характеристик металлов из библиотеки Thermal: СЧ 35 и СЧ 30.

Характеристики воздушного потока на блоке радиаторов определяются в соответствующем модуле библиотеки "HEAT".

Данный модуль указывает параметры перед блоком и после вдоль оси X (рис. 4), отвечает непосредственно за расчет теплового потока на радиаторах.

Указание тепловыделения в систему основывалось на предоставленных ПАО "КАМАЗ" расчетных данных теплового баланса, которые составляли собой тепловыделение на различных режимах из двигателя в CO, а также тепловыделение теплообменника EGR.

Для проведения расчетов была модифицирована имеющаяся модель системы охлаждения двигателя (рис. 5).

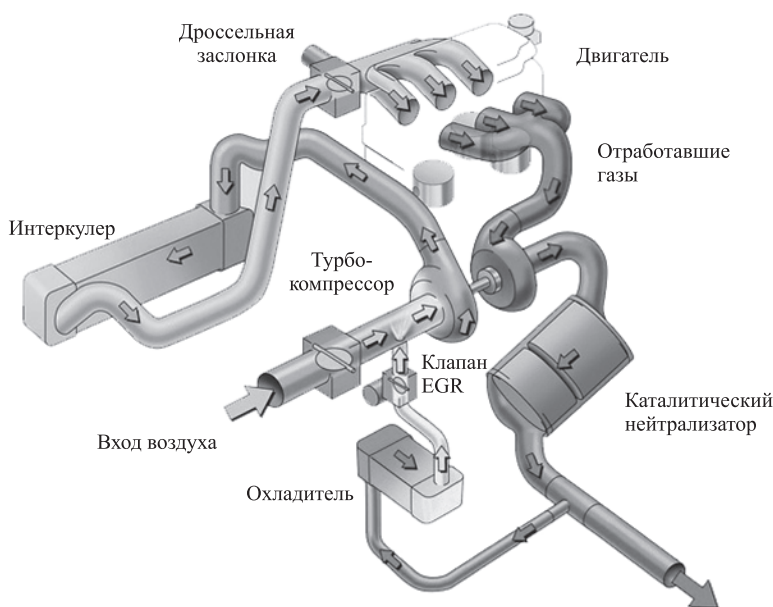


Рис. 1. Система охлаждения двигателя с клапаном EGR

КОНСТРУКЦИЯ

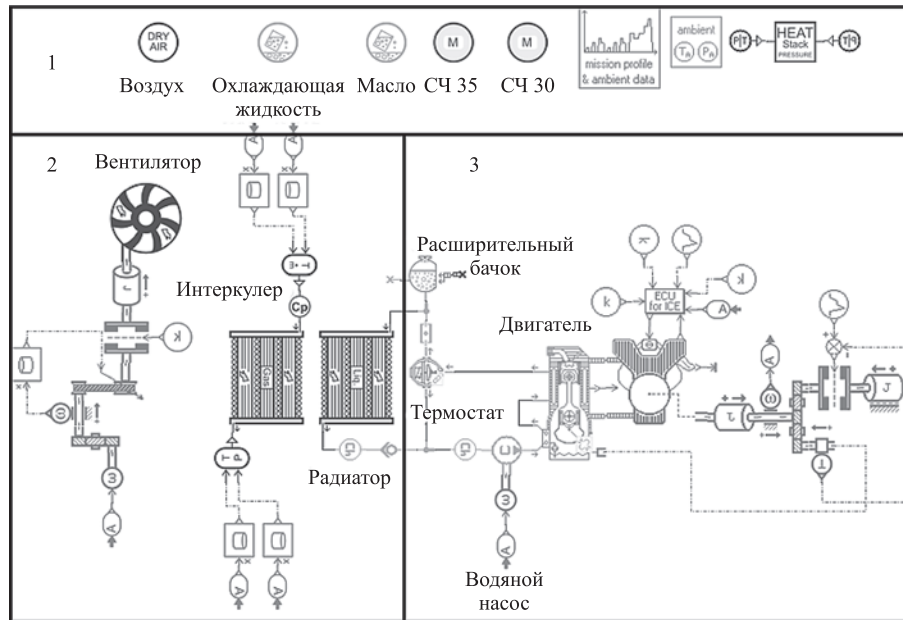


Рис. 2. Модель системы охлаждения R6:

1 — блок описания характеристик материалов и теплоносителей; 2 — блок радиаторов; 3 — блок двигателя

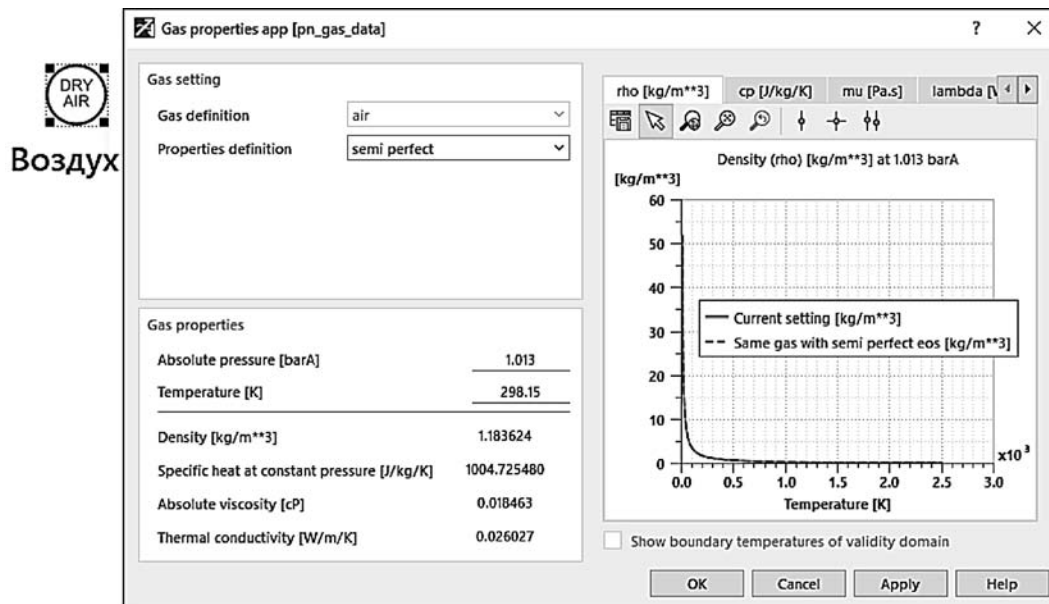


Рис. 3. Характеристики воздуха

По сравнению с оригинальной моделью (см. рис. 2) изменения коснулись следующих элементов:

1. Изменение работы модуля двигателя, поскольку тепловыделение для решения поставленной задачи задано табличными расчетными данными и отсутствует необходимость дополнительного расчета непосредственно внутри модели.

Таким образом, в подмодели двигателя происходит только расчет скорости вращения коленчатого вала и потребления топлива. Тепловая энергия подводится к подмодели рубашки охлаждения через табличные параметры, входными значениями для которых являются: скорость вращения коленчатого вала, температура окружающей среды и давление сгорания топлива в цилиндрах.

КОНСТРУКЦИЯ

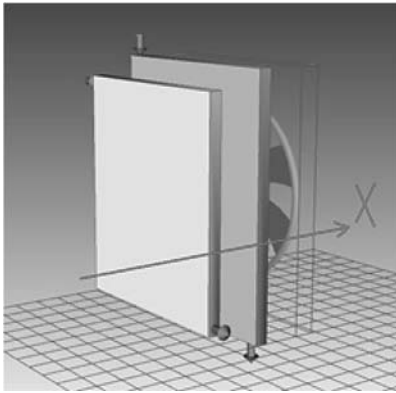


Рис. 4. 3D-визуализация блока радиаторов

2. В систему внедрен модуль теплообменника EGR. Данный модуль необходим для оценки влияния на систему охлаждения, подводимого при работе рециркуляционной системы тепла. Тепловыми исходными данными для разработки модуля EGR служат предоставленные ПАО "КАМАЗ" расчетные значения. За основу гидравлической составляющей приняты исследования, проведенные ранее одним из соавторов работы

в КНИТУ-КАИ по расчету теплообменных аппаратов системы EGR [5].

3. Одним из требований ПАО "КАМАЗ" является исследование системы при наличии набегающего потока воздуха скоростью 30 км/ч и его отсутствии. Данное условие удовлетворяется за счет модификации блока радиаторов.

Подмодель описания давления до блока радиаторов производит расчет исходя из следующего уравнения:

$$P = P_{\infty} + \frac{1}{2} C_p \rho_{\infty} v_{\infty}^2,$$

где P — итоговое значение давления, Па; P_{∞} — давление свободного потока, Па; C_p — коэффициент давления; ρ_{∞} — плотность воздуха, кг/м³; v_{∞} — относительная скорость воздуха, м/с.

Относительная скорость воздуха указывается исходя из рассчитанной для текущего блока радиаторов карты (рис. 6), где входными данными "X" и "Y" являются значения " T_{amb} " и " V_{amb} " соответственно.

Входными данными для данной карты являются скорость потока воздуха (км/ч) и температура окружающей среды (°C).

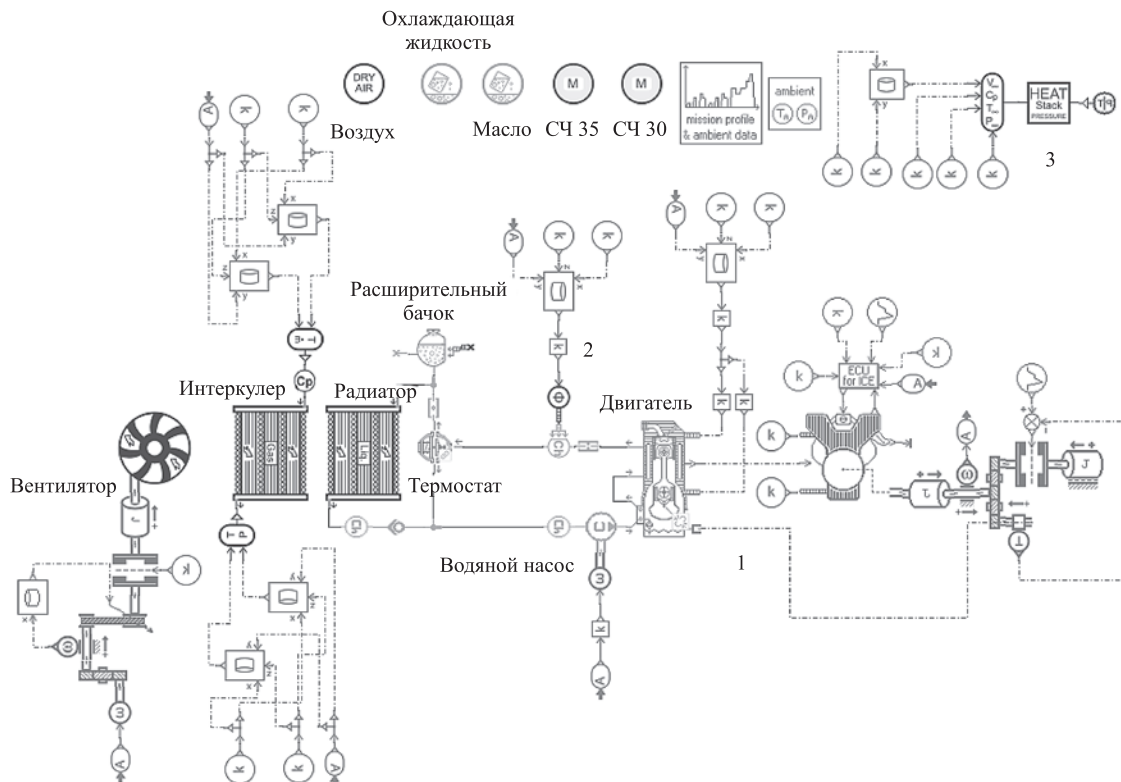


Рис. 5. Доработанная модель системы охлаждения двигателя Р6:

1 — модуль двигателя; 2 — теплообменный аппарат EGR; 3 — характеристики воздуха блока радиаторов

КОНСТРУКЦИЯ

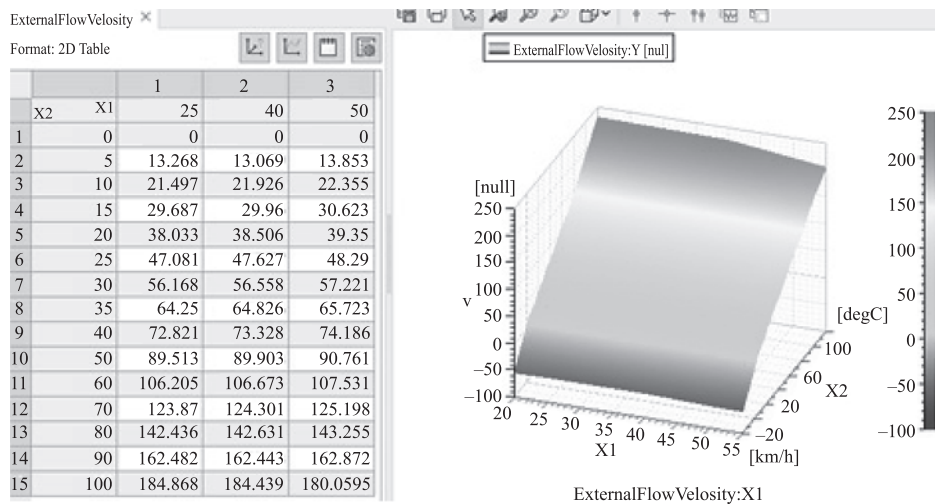


Рис. 6. Карта пересчета скорости воздушного потока на блоке радиаторов

Выходным значением подмодели описания давления до блока радиаторов является некоторое добавочное значение давления.

В подмодели описания давления после блока радиаторов указываются постоянные параметры:

- Temperature at port 1 = $T_{amb} + 7,5 + 273,15$ [K].
- Pressure at port 1 = P_{amb} [barA].

Таким образом, скорость воздушного потока в библиотеке "HEAT" регулируется за счет разницы давлений до и после блока радиаторов.

Основным критерием работоспособности системы охлаждения является отсутствие нагрева охлаждающей жидкости выше $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ на входе в радиатор. Данное условие должно соблюдаться на всех режимах работы двигателя начиная с 900 об/мин и заканчивая 1900 об/мин при максимальной нагрузке. Температура окружающей среды должна варьироваться тремя режимами: 25, 40, 50 $^{\circ}\text{C}$. Каждый режим требуется рассчитать при отсутствии набегающего воздуха, т. е. при работе только вентилятора, а также при поступающем на вход в радиатор потоке воздуха 30 км/ч.

Также дополнительным условием при расчете температуры является дополнительный нагрев воздуха в подкапотном пространстве на $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Данная цифра — усредненное значение, полученное в результате проведения экспериментальных исследований производителем. Добавочная температура подкапотного пространства указывается в модуле описания характеристик воздуха блока радиаторов.

Исследование проведено в течение 3600 с с шагом отображения в 0,1 с, данное значение обусловлено временем проведения цикла WHTC для

дизельных двигателей. Результаты исследований представлены в табл. 3.

Анализ результатов исследований показывает значительный перегрев охлаждающей жидкости на всех режимах при отсутствии набегающего воздуха на радиаторе системы охлаждения. При скорости потока 30 км/ч перегрев наблюдается на режимах при температуре окружающей среды $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для решения выявленной проблемы и увеличения теплоотдачи в окружающую среду можно использовать следующие способы:

1. Увеличение скорости охлаждающей жидкости для повышения коэффициента теплоотдачи внутреннего контура радиатора.

Повышение скорости движения охлаждающей жидкости может позволить увеличить коэффициент теплоотдачи, тем самым повысив количество теплоты, выделяемое в окружающую среду. Повышение оборотов насоса возможно за счет повышения передаточного коэффициента используемого ремня на двигателе.

Недостатком данного способа является ограничение нагрузки на двигатель, поскольку увеличение количества оборотов насоса — это дополнительная нагрузка на двигатель и отбор мощности от других элементов системы. В свою очередь, насос спроектирован под определенные обороты и с их увеличением эффективность насоса снижается, вызывая дополнительные потери.

Исследование данного способа, представленное в табл. 4, с повышением скорости вращения жидкостного насоса, за счет увеличения коэффициента передачи с 1,77 до максимально допустимо-

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 3

Результаты симуляции работы двигателя с теплообменником EGR

Частота вращения коленвала, 1/мин	Температура окружающей среды, °С	Скорость набегающего воздуха 0 км/ч		Скорость набегающего воздуха 30 км/ч	
		Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С	Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С
900	25	1145	127,24	1145	78,25
	40	1145	118,84	1145	82,91
	50	1145	123,52	1145	90,22
1100	25	1390	122,21	1390	82,3
	40	1390	137,33	1390	97,24
	50	1390	151,76	1390	109,06
1300	25	1630	116,22	1630	85,45
	40	1630	127,86	1630	98,32
	50	1630	143,26	1630	111,15
1500	25	1836	114,66	1836	88,72
	40	1836	128,15	1836	102,38
	50	1836	141,64	1836	114,31
1700	25	2104	116,44	2104	93,54
	40	2104	129,19	2104	106,64
	50	2104	142,33	2104	118,49
1900	25	2348	118,77	2348	98,05
	40	2348	130,69	2348	110,6
	50	2348	143,49	2348	122,49

го конструкцией значения 2,3, показало неэффективность данного метода, поскольку большинство режимов осталось с недопустимо высокой температурой. Повышение расхода теплоносителя на высоких оборотах работы двигателя не дает выгоды за счет повышенного гидравлического сопротивления системы и нагрева жидкости вследствие работы сил трения в каналах и элементах системы охлаждения. На режимах, отличных от представленных в табл. 4, выявляется аналогичный принцип.

Для реализации снижения перегрева за счет повышения оборотов жидкостного насоса необходимо перепроектировать элементы системы охлаждения для уменьшения гидравлического сопротивления.

2. Повышение расхода воздуха для увеличения коэффициента теплоотдачи за счет набегающего потока.

Повышение расхода второго теплоносителя — расхода набегающего воздуха за счет повышения скорости вращения вентилятора также позволит увеличить количество отводимого от радиатора тепла в окружающую среду. Повышение эффективности системы охлаждения данным способом позволяет значительно эффективнее снимать требуемое количество теплоты (рис. 7). Исследования с набегающим потоком воздуха и без набегающего воздуха подтверждают эффективность способа.

В свою очередь, увеличение скорости потока доступно только на определенном диапазоне расхода воздуха, ограниченного рабочими характеристиками вентилятора (рис. 7), которое согласно результатам проведенных исследований, представленных в табл. 5, при максимальных объемных расходах позволяет достичь лишь 30 км/ч на радиаторе.

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 4

Результаты исследования системы охлаждения при 50 °С при набегающем потоке воздуха 30 км/ч

Скорость двигателя, об/мин	Температура теплоносителя, °С	Скорость вращения насоса, об/мин	Объемный расход теплоносителя, л/мин	Гидросопротивление, барА
Коэффициент передачи 1,77				
900	89,28	1593	153,95	1,97
1100	108,4	1947	216,73	2,88
1300	110,73	2280	281,53	3,9
1500	114,22	2598	354,15	5,13
1700	118,34	2963	438,34	6,77
1900	122,95	3319	512,78	8,47
Коэффициент передачи 2,3				
900	87,57	2070	236,71	3,24
1100	107,89	2530	335,68	4,83
1300	111,82	2962	436,75	6,78
1500	116,75	3376	524,01	8,75
1700	122,09	3850	636,42	11,25
1900	127,98	4313	746,42	13,83

Согласно результатам расчетов, ввиду ограничения максимальной скорости характеристиками вентилятора, удается частично оптимизировать температуру охлаждающей жидкости в системе при отсутствии набегающего воздуха. Однако при максимальных режимах работы двигателя, а также при высоких температурах окружающей среды теплосъема с радиатора все еще недостаточно.

При наличии дополнительного потока 30 км/ч работа вентилятора нивелируется. Суммарный

расход воздуха остается тем же самым, что указывает на неэффективность данного метода при наличии набегающего потока воздуха такого же или большего объема, чем позволяет напорная характеристика вентилятора.

3. Увеличение площади теплообменного аппарата.

Стандартный радиатор имеет следующие коэффициенты теплопередачи:

- внешний теплоноситель: $1,3569 \cdot G_{ext}^{0,7708}$;
- внутренний теплоноситель: $1,3379 \cdot G_{int}^{3,2855}$.

Ввиду недостаточной эффективности предыдущих двух методов повышения теплоотдачи в окружающую среду добиться достаточного снижения температуры охлаждающей жидкости можно за счет увеличения площади теплообмена на радиаторе.

Повышение площади теплообмена в подмоделе радиатора газ-жидкость [HEATRADI001] осуществляется за счет повышения значения гидравлического диаметра теплоносителей с дальнейшим пересчетом коэффициентов теплопередачи.

Увеличение на 15 % проходных сечений внешнего теплоносителя и на 10 % внутреннего позволяет получить следующие коэффициенты теплопередачи:

- внешний теплоноситель: $1,6558 \cdot G_{ext}^{0,7893}$;
- внутренний теплоноситель: $5,1624 \cdot G_{int}^{2,412}$.

Численные исследования проведены на режиме без набегающего воздуха при температуре

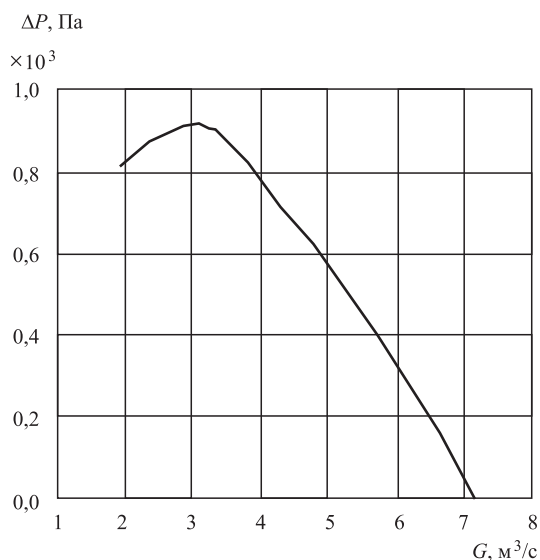


Рис. 7. Напорная характеристика вентилятора

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 5

Результаты численных исследований повышения скорости вращения насоса при отсутствии дополнительного набегающего потока воздуха

Частота вращения коленвала, 1/мин	Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура окружающей среды, °С	Объемный расход на вентиляторе, м ³ /с	Скорость потока на радиаторе, км/ч	Температура теплоносителя, °С
Повышенная скорость, коэффициент передачи 2					
900	1734	25	5,1	19	95
		40	5,05	18,48	95,31
		50	5,03	19,43	101,89
1100	2109	25	6,2	23	92
		40	6,21	23,75	107,58
		50	6,18	23,63	120,39
1300	2439	25	7,28	27	89
		40	7,23	27,82	102,13
		50	7,21	27,66	115,78
1500	2680	25	7,8	29	91
		40	7,89	30,31	104,52
		50	7,97	30,61	116,19
1700	2699	25	7,87	29,96	100
		40	7,95	30,41	112,2
		50	8,03	30,71	123,91
1900	2719	25	7,95	30	109
		40	8,02	30,51	120,92
		50	8,1	30,82	132,57
Повышенная скорость, коэффициент передачи 1,3					
900	1145	25	3,22	11	126
		40	3,19	12,07	117,91
		50	3,17	12,06	122,67
1100	1390	25	4,02	15	121
		40	3,99	14,93	136,75
		50	3,97	14,83	151,14
1300	1616	25	4,74	17	116
		40	4,7	17,78	128,02
		50	4,68	17,65	143,51
1500	1836	25	5,42	20	114
		40	5,38	20,39	128,19
		50	5,36	20,28	141,69
1700	2087	25	6,2	23	116
		40	6,15	23,28	129,33
		50	6,13	23,19	142,45
1900	2331	25	6,96	26	119
		40	6,91	26,12	131,63
		50	6,88	26	144,57

КОНСТРУКЦИЯ

окружающей среды 50 °С как на самом сложном для работы системы охлаждения режиме, результаты представлены в табл. 6.

Метод оптимизации температуры охлаждающей жидкости за счет повышения площади теплообмена наиболее эффективен. Однако при текущих используемых значениях скоростей те-

плоносителей все еще отводится недостаточное количество теплоты при температуре окружающей среды 50 °С.

В результате проведенных исследований оптимальным методом повышения теплоотдачи системы охлаждения двигателя Р6 является совмещение второго и третьего способов (табл. 7).

Таблица 6

Результаты исследования модификации радиатора

Частота вращения коленвала, 1/мин	Стандартный радиатор		Модифицированный радиатор	
	Температура теплоносителя, °С	Тепловой поток, кВт	Температура теплоносителя, °С	Тепловой поток, кВт
900	122,67	111	99,67	121,2
1100	151,14	179	119,14	198,73
1300	143,51	182	115,4	204,51
1500	141,69	193	114,81	219,91
1700	142,45	220	114,94	253,74
1900	144,57	253	116,1	294,04

Таблица 7

Сравнительная таблица результатов оптимизированной модели системы охлаждения

Частота вращения коленвала, 1/мин	Температура окружающей среды, °С	Стандартная модель				Оптимизированная модель			
		Скорость набегающего воздуха 0 км/час		Скорость набегающего воздуха 30 км/час		Скорость набегающего воздуха 0 км/час		Скорость набегающего воздуха 30 км/час	
		Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С	Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С	Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С	Частота вращения вентилятора, 1/мин	Температура ОЖ на входе в радиатор, °С
900	25	1145	127,24	1145	78,25	1734	76,44	1734	70,79
	40	1145	118,84	1145	82,91	1734	80,55	1734	77,55
	50	1145	123,52	1145	90,22	1734	87,84	1734	85,34
1100	25	1390	122,21	1390	82,3	2109	74,43	2109	72,1
	40	1390	137,33	1390	97,24	2109	88,95	2109	86,58
	50	1390	151,76	1390	109,06	2109	100,52	2109	97,61
1300	25	1630	116,22	1630	85,45	2439	72,32	2439	73,12
	40	1630	127,86	1630	98,32	2439	85,7	2439	86,63
	50	1630	143,26	1630	111,15	2439	97,76	2439	98,24
1500	25	1836	114,66	1836	88,72	2598	73,34	2598	74,92
	40	1836	128,15	1836	102,38	2598	87,14	2598	89,12
	50	1836	141,64	1836	114,31	2598	98,16	2598	100,28
1700	25	2104	116,44	2104	93,54	2619	77	2619	77,01
	40	2104	129,19	2104	106,64	2619	91,25	2619	90,99
	50	2104	142,33	2104	118,49	2619	102,32	2619	102,14
1900	25	2348	118,77	2348	98,05	2641	83	2641	79,89
	40	2348	130,69	2348	110,6	2641	96,18	2641	93,57
	50	2348	143,49	2348	122,49	2641	105,45	2641	104,76

Используя два последних способа оптимизации температуры охлаждающей жидкости, удается добиться требуемой температуры на всех режимах работы двигателя при заданных значениях температуры окружающей среды.

Заключение

В ходе данной работы модифицирована модель системы охлаждения дизельного рядного двигателя внутреннего сгорания Р6 для оценки влияния системы рециркуляции отработавших газов EGR. В ходе численных исследований выявлена проблема перегрева на большинстве режимов работы двигателя, в особенности без набегающего потока воздуха на радиатор. Для решения данной проблемы предложены и исследованы три варианта оптимизации системы охлаждения для удержания температуры охлаждающей жидкости до 105 °С. Оптимальным вариантом, позволяющим удовлетворить указанное условие, является совмещение метода повышения скорости потока воздуха за счет вентилятора для устранения перегрева на большинстве режимов без набегающего потока воздуха с методом увеличения площади теплообмена радиатора, позволяющим устранить перегрев на максимальных режимах работы двигателя при 50 °С окружающей среды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Общая** структура рынка коммерческих грузоперевозок. URL: http://agava-cl.ru/postavki_iz_evropi_analytics (дата обращения: 18.09.2020).
2. **Salakhov R. R., Khismatullin R. M., Gureev V. M.** Air temperature control on the functional model of the air conditioning system for truck // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). — 2017. — Vol. 8. — No. 1. — P. 317–323.
3. **Salakhov R. R., Khismatullin R. M., Gureev V. M.** Development of a functional model for the cooling system of a inline six-cylinder diesel engine with modeling the operation of the air conditioning system in the lms amesim software package // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). — 2017. — Vol. 8. — No. 3. — P. 467–475.
4. **Salakhov R., Ermakov A., Khismatullin R.** Researching of a vacuum pump system based on the numerical computations // Amazonia Investiga. — 2019. — Vol. 8. — No. 23. — P. 286–298.
5. **Салахов Р. Р., Хисматуллин Р. М., Ермаков А. М.** Моделирование принципов автоматического регулирования температуры теплоносителя в системе охлаждения поршневого двигателя // Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности. — Казань: ООО "Конверт", 2020. — С. 180–182.

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

Е. А. Потахов, аспирант, e-mail: epotakhov@mail.ru, Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ФГБОУ ВО ПГУПС), г. Санкт-Петербург

ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО СТРЕЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В результате исследования разработаны аналитические модели жесткости телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывают: влияние неравномерных межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость опор скольжения, изгибную жесткость секций, жесткость гидроцилиндра телескопирования и гидроцилиндра подъема. Определен коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости. Установлено влияние межсекционных зазоров на коэффициент динамичности и жесткость стрелового оборудования с учетом неравномерного износа опор скольжения.

Ключевые слова: телескопическая стрела, железнодорожный кран, коэффициент жесткости, коэффициент динамичности.

As a result of the study, analytical models of the rigidity of the telescopic boom equipment in the vertical and horizontal planes were developed, which take into account: the influence of uneven intersectional vertical and horizontal gaps, the flexibility of the sliding supports, the flexural rigidity of the sections, the rigidity of the telescoping hydraulic cylinder and the lifting hydraulic cylinder. The dynamic coefficient is determined, taking into account the presence of intersectional gaps, with unsteady movement in the vertical and horizontal plane. The influence of intersectional gaps on the coefficient of dynamism and rigidity of the boom equipment taking into account the uneven wear of the sliding supports is established.

Keywords: telescopic boom, railway crane, stiffness coefficient, dynamic coefficient.

В настоящее время при производстве строительных, погрузо-разгрузочных и монтажных работ широко применяются самоходные стреловые краны (ССК), оснащенные телескопическим стреловым оборудованием.

Телескопическая стрела (ТС) представляет собой стержневую консольную конструкцию переменной жесткости, которая образована из сопрягаемых одной корневой (неподвижной) и нескольких подвижных секций, каждая последующая из которых смонтирована во внутрь предыдущей. Каждая подвижная секция опирается на опорные элементы, одна часть которых установлена в верхней задней части внутренней секции, а другая — в нижней передней части внешней секции. Для предотвращения бокового смещения секций устанавливаются боковые опорные элементы (боковые упоры).

Телескопические секции, имея протяженную форму, обладают собственной изгибной деформацией, которая оказывает влияние на колебательные процессы оголовка ТС и груза.

В качестве опорных элементов между телескопическими секциями чаще всего применяются элементы трения скольжения (опоры скольжения, плиты скольжения, ползуны). В настоящее время самым распространенным материалом для плит

скольжения является полиамид ПА-6 (капрон). Податливость полиамидных опор вызывает отклонение оси секций от прямолинейности.

Боковые опорные элементы устанавливаются к боковым поверхностям секции с зазором, который исключает заклинивание секции при перемещении, и величина которого может превышать 12 мм [1]. В связи с наличием конструктивных зазоров, неровностью площадки установки грузоподъемного крана на опорах, и что деформация опорных стоек ТС не компенсируется ходом симметричного размещения секций в боковой плоскости, в конструкции ТС всегда присутствует боковой зазор, увеличивающийся по мере износа опор и способствующий возрастанию отклонения оголовка ТС [1]. Отклонение оголовка ТС увеличивает амплитуды и время колебаний груза, что затрудняет достижение точной установки груза и требует затрат времени на успокоение раскачивания и ручное воздействие монтажников для установки груза. В результате чего снижается производительность ССК, что особенно негативно проявляется для железнодорожных кранов при выполнении путевых работ.

Дополнительный перекокс секций определяется конструктивным вертикальным зазором между секциями для возможности сборки стрелы,

величина которого в зависимости от типа крана колеблется от 7 до 22 мм, нарушением проектной толщины опорного башмака выдвижной секции, местной деформацией поясов в месте контакта с опорными элементами, начальным искривлением секции, остаточной деформацией секции и величиной износа опор скольжения [2]. Образующийся зазор в узлах трения при достижении предельного износа полимерных накладок может привести к взаимному перекосу секций ТС, при котором невозможна дальнейшая нормальная эксплуатация крановой установки, в результате чего происходит утрата работоспособности ССК [3].

Известно, зазоры в передачах приводов приводят к ударным нагрузкам системы и существенному повышению динамической нагрузки по сравнению с системой без зазоров. При этом нагрузки, вызванные наличием зазора, возрастают с увеличением продолжительности эксплуатации, так как зазор увеличивается вследствие изнашивания соединений [4]. Описанные особенности нагружения элементов грузоподъемного крана, в частности, распространяются на ТС.

Для перемещения телескопических секций наибольшее применение находят длинноходовые гидроцилиндры (ГЦ) двустороннего действия. Свободный конец консольно подвешенной гильзы гидроцилиндра телескопирования (ГЦТ) оборудован кронштейном с верхними и нижними роликами или упорами, которые ограничивают вертикальное перемещение гидроцилиндра. ГЦТ, обладая некоторой массой и воспринимая нагрузки от секций, оказывает влияние на общую жесткость стрелового оборудования.

Важность учета взаимодействия ТС с ГЦ подъема определяется следующими факторами: возможная деформация ГЦ подъема-опускания ТС приводит к уменьшению угла наклона стрелового оборудования; деформирование ГЦ подъема может дополнительно привести к отклонению оси стрелы от прямолинейности из плоскости ТС; жесткость и место крепления ГЦ подъема-опускания влияет на колебательный процесс стрелового оборудования и груза.

В результате возникает необходимость точного определения жесткости телескопического стрелового оборудования с учетом влияния всех его элементов, а также определения влияния межсекционных зазоров, что требуется для более корректного статического и динамического расчета телескопического стрелового оборудования (определения частот, форм колебаний, перемещений, напряжений). Существует ряд работ, посвящен-

ных исследованию динамики, вибрации и напряжений ТС, где проводился расчет жесткости телескопического стрелового оборудования.

Динамическая модель ТС [1] описывает движение оборудования в горизонтальной плоскости и включает: массу груза и секций, контактные жесткости опорных элементов. Контактные жесткости определяются с учетом величины горизонтальных межсекционных зазоров, силы трения в зоне контакта опорных элементов секции от суммарных реакций под действием веса ТС и груза, суммарных реакций в опорах, радиусов перемещений опорных узлов секций относительно оголовка ТС. Но в данной математической модели не учитывается: ГЦТ, собственная изгибная жесткость секций, неравномерный зазор между секциями, нагружение в вертикальной плоскости.

В работе [5] в качестве расчетной схемы ССК была принята конечно-элементная расчетно-статическая модель, построенная на основе теории упругих тонкостенных стержней. Исследования нагруженности ССК проводились методом конечных элементов с применением теории тонкостенных стержней. Но данная математическая модель не учитывает: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменную жесткость ТС, динамическое нагружение.

Динамическая модель телескопического подъемника [6] имеет две степени свободы, два коэффициента жесткости и демпфирования: ТС и рычага платформы, которые были определены из экспериментальных данных методом логарифмического декремента. Применяемую методику можно распространить на любой тип грузоподъемной машины, оснащенной стреловым оборудованием. Но в указанном исследовании отсутствует универсальный аналитический метод расчета, представленным методом не представляется возможным определить влияние того или иного параметра стрелового оборудования на общую жесткость ТС, также невозможно рассчитать жесткость ТС при проектировании.

В работе [7] разработаны две динамические модели системы "ТС-кран": численная модель, построенная методом конечных элементов с использованием пакета COSMOS/M; дискретно-непрерывная (аналитическая) модель, которая содержит приведенные массы, стержни, три коэффициента жесткости: выносных опор, ГЦ подъема стрелы, эквивалентная жесткость стрелы и каната. Аналитическая задача о колебаниях системы формулируется с использованием принципа

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Гамильтона. В рассматриваемой работе не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменная изгибная жесткость ТС.

В исследовании [8] представлена балочная модель телескопической стрелы автокрана DUT0203, включающая трехсекционную ТС; поступательные пружины, моделирующие жесткость опорных элементов и ГЦ подъема; поступательные демпферы, моделирующие вязкость опорных элементов; вращательный демпфер, моделирующий сопротивление в точке крепления стрелы к раме. Модель также учитывает вязкоупругость материала балок (секций), характеризуемого модулем упругости и коэффициентами вязкости. Аналитическая задача о колебаниях системы формулируется с использованием принципа Гамильтона. В данной работе были рассчитаны частоты затухающих колебаний и степень затухания амплитуды колебаний системы. В разработанной модели не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров.

Динамическая модель стрелового мобильного крана [9] содержит три жестких тела (корневая часть стрелы, шток и гильза ГЦ подъема) и одно гибкое тело (стрела). Характеристики (сила реакции ГЦ, скорость подъема, перемещения точек стрелы) мобильного крана определяются с помощью гибкого многотельного анализа, в котором жесткое и упругое движение системы формулируется с использованием абсолютных координат и модальных переменных. Гибкое тело моделируется методом конечных элементов, а модальные переменные используются в качестве упругих переменных с помощью модального преобразования. На основе метода конечных элементов получены уравнения движения гибкой многотельной системы. В представленной модели не учитывается: ГЦТ, влияние межсекционных зазоров и элементов сопряжения, переменная изгибная жесткость ТС, нагруженность в горизонтальной плоскости.

Цель исследования состоит в разработке аналитических моделей жесткости телескопического стрелового оборудования

ССК в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывали бы: влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость полиамидных опор скольжения, изгибную жесткость секций, жесткость ГЦТ и ГЦ подъема. Также целью работы является аналитическое определение коэффициента динамичности, учитывающего наличие межсекционных зазоров при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости.

В связи с тем что каждая подвижная секция ТС в вертикальной плоскости опирается на верхние и нижние опорные элементы, а в горизонтальной плоскости опирание происходит на правые и левые боковые упоры, жесткость коробчатой конструкции можно определить как жесткость двухопорной балки (рис. 1). Суммарную жесткость подвижной секции ТС составляют: жесткость коробчатой секции (c_c), жесткость ГЦТ ($c_{ГЦТ}$), жесткости опорных элементов (в данном случае рассматриваются опоры скольжения) ($c_{1ЭС}$, $c_{2ЭС}$).

Коэффициенты жесткости опор скольжения можно определить по Закону Гука как жесткости однородных стержней постоянного сечения, упруго деформируемых вдоль оси:

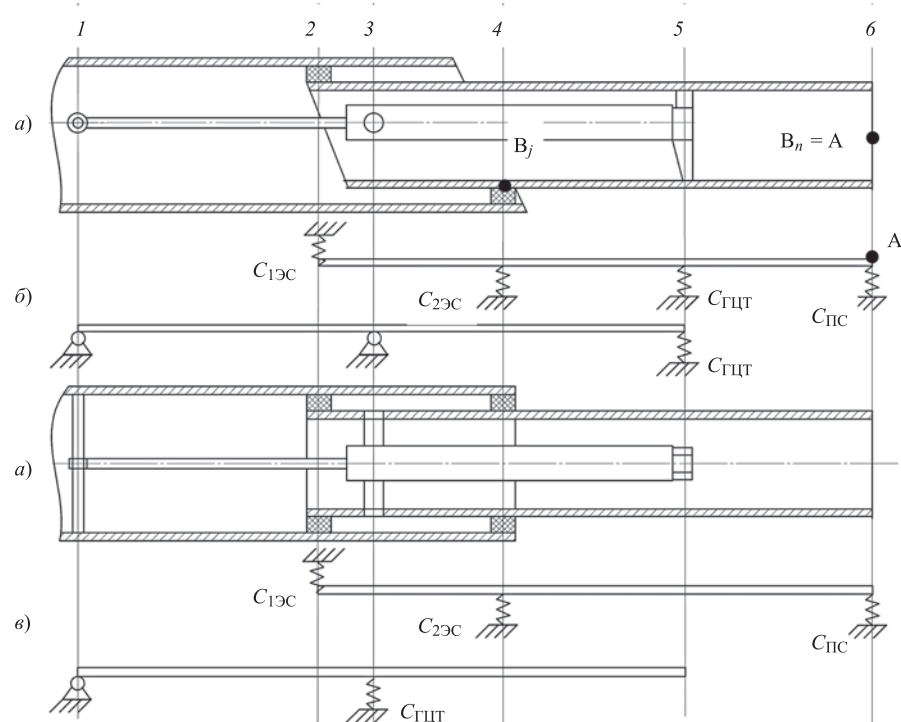


Рис. 1. Схема подвижной секции ТС:

а — конструктивная схема; б — схема для расчета жесткости секции ТС в вертикальной плоскости; в — схема для расчета жесткости секции ТС в горизонтальной плоскости

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$c_{1,2ЭС}^{\Gamma,В} = \frac{E_p S_p}{l_p}, \quad (1)$$

где E_p , S_p , l_p — модуль Юнга, МПа; площадь поперечного сечения, м²; высота полиамидных опорных элементов (как неизношенные, так и изношенные), м.

Коэффициент жесткости подвижной секции в двух плоскостях определяется как жесткость двухопорной балки (рис. 2, а):

$$c_{ПС}^{\Gamma,В} = \frac{3E_{ПС}J_{ПС}}{L_{ПС}(L_{ПС} - L_{ПСР})^2}, \quad (2)$$

$E_{ПС}$, $J_{ПС}$, $L_{ПС}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения, м⁴; длина секции, м; $L_{ПСР}$ — расстояние между опорами секции, м [4, 10, 11].

Перемещение оконечности подвижной секции ТС (точка B_j), обусловленное изгибной деформацией стрелового оборудования, определяется по закону Гука:

$$y_1^{\Gamma,В} = \frac{F_{Bj}}{c_{ПС}^{\Gamma,В}}, \quad (3)$$

где F_{Bj} — приведенная сила (собственный вес и/или внешнее воздействие) к внешнему краю секции (точка B_j).

Межсекционные зазоры (конструктивных и образовавшихся в результате износа элементов сопряжения) ТС при статическом нагружении обуславливают поворот секции на некоторый угол относительно первоначального положения (рис. 3).

Отклонение (горизонтальное и вертикальное) оголовка секции от первоначального положения, обусловленное межсекционными зазорами, можно представить:

$$\begin{aligned} y_2^{\Gamma,В} &= L_{ПС} \sin(\alpha_Z) = \\ &= L_{ПС} \frac{\Delta y}{L_{ПСР}} = L_{ПС} \frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{L_{ПСР}}, \end{aligned} \quad (4)$$

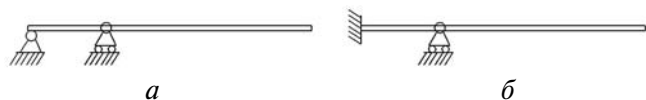


Рис. 2. Расчетные схемы упругих элементов для определения коэффициента жесткости:

а — двухопорная балка на шарнирных опорах; б — двухопорная балка на шарнирной опоре и заделке

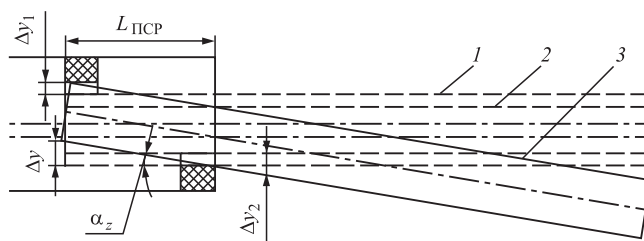


Рис. 3. Схема поворота секции, обусловленного межсекционными зазорами:

1 — положение при отсутствии зазоров; 2, 3 — положения при наличии зазоров

где $L_{ПС}$ — длина подвижной секции, м; Δy — суммарная величина межсекционных зазоров сочленения (Δy_1 — зазор между секцией и верхней/левой опорой, Δy_2 — зазор между секцией и нижней/правой опорой), м; $L_{ПСР}$ — расстояние между опорами скольжения, м; α_Z — угол поворота секции, вызванный межсекционными зазорами, град.

Зазор между секцией и опорным элементом можно представить:

$$\Delta y_i = \frac{1}{2} \Delta y_K + \Delta y_{Иi}, \quad (5)$$

где Δy_K — суммарный конструктивный зазор между секцией и опорными элементами, м; $\Delta y_{Иi}$ — сумма износа опорного элемента и выработки поверхности по следу от ползунов на листах секций, м.

В связи с тем что величина сил, действующих на опорные элементы ТС разная [12], можно сделать вывод, что наблюдается неравномерный износ элементов сопряжения. Наибольший износ характерен для области контакта II опорного элемента с поверхностью секции, так как там наблюдается наибольшая нагрузка. В связи с тем что предельный износ первоначально наступит у II опоры, расчет жесткости ТС будет происходить относительно переменных величин: Δy_K и $\Delta y_{И-II}$. Тогда величины зазоров у остальных опорных элементов можно определить в зависимости от соотношения нагрузок (реакций опор):

$$\Delta y_i = \frac{1}{2} \Delta y_K + \frac{R_i}{R_{II}} \Delta y_{И-II}, \quad (6)$$

где R_i — реакция опоры, Н.

Тогда выражение коэффициента жесткости подвижной секции ТС с учетом межсекционных зазоров примет вид:

$$c_{ПСЗ}^{\Gamma,В} = \frac{F_{Bj}}{y_1^{\Gamma,В} + y_2^{\Gamma,В}}. \quad (7)$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Коэффициент жесткости корневой секции в вертикальной плоскости определим как жесткость двухопорной балки (см. рис. 2, а), опирание которой происходит в основании секции и месте крепления с ГЦ подъема-опускания:

$$c_{\text{КС}}^{\text{В}} = \frac{3E_{\text{КС}}J_{\text{КС}}}{L_{\text{КС}}(L_{\text{КС}} - L_{\text{РКС}})^2}, \quad (8)$$

где $E_{\text{КС}}$, $J_{\text{КС}}$, $L_{\text{КС}}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения, м^4 ; длина корневой секции, м; $L_{\text{РКС}}$ — расстояние между опорами корневой секции, м.

Коэффициент жесткости корневой секции в горизонтальной плоскости определим как жесткость двухопорной балки (см. рис. 2, б):

$$c_{\text{КС}}^{\text{Г}} = \frac{12E_{\text{КС}}J_{\text{КС}}}{(4(L_{\text{КС}} - L_{\text{РКС}}) + 3L_{\text{РКС}})(L_{\text{КС}} - L_{\text{РКС}})^2}. \quad (9)$$

Коэффициент жесткости ГЦТ в вертикальной плоскости определяется как жесткость двухопорной балки (см. рис. 2, а):

$$c_{\text{ГЦТ}}^{\text{В}} = \frac{3E_{\text{ГЦТ}}J_{\text{ГЦТ}}}{L_{\text{ГЦТ}}(L_{\text{ГЦТ}} - L_{\text{ГЦТР}})^2}, \quad (10)$$

где $E_{\text{ГЦТ}}$, $J_{\text{ГЦТ}}$, $L_{\text{ГЦТ}}$ — модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения, м^4 ; длина ГЦТ, м; $L_{\text{ГЦТР}}$ — расстояние между опорами ГЦТ, м.

Жесткость ГЦТ в горизонтальной плоскости, в районе цапф определим из соотношения с жесткостью оконечности двухопорной балки (см. рис. 2, б):

$$c_{\text{ГЦТ}}^{\text{Г}} = \frac{12E_{\text{ГЦТ}}J_{\text{ГЦТ}}}{(4(L_{\text{ГЦТ}} - L_{\text{ГЦТР}}) + 3L_{\text{ГЦТР}})(L_{\text{ГЦТ}} - L_{\text{ГЦТР}})^2} \times (11) \\ \times \frac{L_{\text{ГЦТ}}}{L_{\text{ГЦТР}}}.$$

Коэффициент жесткости ГЦ подъема-опускания ТС:

$$c_{\text{ГЦТ}} = \frac{0,785D_{\text{П}}^2}{\frac{1,02\delta_{\text{П}}}{E_{\text{Ж}}} + 1,17\left(\frac{d_{\text{Ш}}}{D_{\text{П}}}\right)^2 \frac{l_{\text{Ш}}}{E_{\text{Ш}}}}, \quad (12)$$

где $D_{\text{П}}$ — диаметр поршня, м; $\delta_{\text{П}}$ — ход поршня, м; $d_{\text{Ш}}$ — диаметр шлангов, м; $l_{\text{Ш}}$ — длина шлангов, м; $E_{\text{Ж}}$ — модуль упругости шлангов гидро-

системы, МПа; $E_{\text{Ж}}$ — модуль упругости рабочей жидкости, МПа [13].

Жесткости всех элементов, приведенных к оси подвеса груза (см. рис. 1, точка А) можно определить как:

$$c_{i\text{А}}^{\text{Г,В}} = c_i^{\text{Г,В}} u_i^2 \eta_i, \quad (13)$$

где u_i — передаточное число, η_i — КПД механизма [4, 10, 11].

Тогда суммарная, приведенная к оси подвеса груза жесткость многосекционной ТС в вертикальной плоскости определяется как суммарная жесткость параллельно расположенных упругих элементов: $c_{\text{ГЦТА}i}$ и $c_{\text{Посл-А}}$, где $c_{\text{Посл-А}}$ — жесткость последовательно расположенных упругих элементов: $c_{1\text{ЭСА}j}$, $c_{2\text{ЭСА}j}$, $c_{\text{ПСЗ}Aj}$, $c_{\text{КСА}j}$, $c_{\text{ГЦА}j}$; суммарная, приведенная к оси подвеса груза жесткость многосекционной ТС в горизонтальной плоскости определяется аналогичным образом, но при отсутствии ГЦ подъема:

$$c_{\text{ТС}}^{\text{В}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{c_{1\text{ЭСА}j}^{\text{В}}} + \frac{1}{c_{2\text{ЭСА}j}^{\text{В}}} + \frac{1}{c_{\text{ПСЗ}Aj}^{\text{В}}} \right) + \frac{1}{c_{\text{КСА}}^{\text{В}}} + \sum_{b=1}^m \frac{1}{c_{\text{ГЦА}b}^{\text{В}}} + \sum_{i=1}^h c_{\text{ГЦТА}i}^{\text{В}}}, \quad (14)$$

$$c_{\text{ТС}}^{\text{Г}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{c_{1\text{ЭСА}j}^{\text{Г}}} + \frac{1}{c_{2\text{ЭСА}j}^{\text{Г}}} + \frac{1}{c_{\text{ПСЗ}Aj}^{\text{Г}}} \right) + \frac{1}{c_{\text{КСА}}^{\text{Г}}} + \sum_{i=1}^h \frac{1}{c_{\text{ГЦТА}i}^{\text{Г}}}}, \quad (15)$$

где n — число подвижных секций, m — число ГЦ подъема-опускания, h — количество ГЦТ.

Выбор типа расположения приведенных упругих элементов ТС определяется тем, что если каждый упругий элемент соединения воспринимает весь силовой поток, такое соединение называют последовательным; если каждый элемент соединения воспринимает только часть силового потока, такое соединение называется параллельным [11]. Также жесткость последовательного соединения во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [11], что характерно для основных несущих конструкций. При этом телескопические секции, ГЦ подъема-опускания и опорные элементы являются основными несущими

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

шими элементами ТС, а ГЦТ — поддерживающими, вспомогательными.

Перемещения оголовка ТС в направлении силы тяжести:

$$y_{A}^{\Gamma, B} = \frac{y_{A1}^{\Gamma, B} + y_{A2}^{\Gamma, B}}{\cos(\alpha)}, \quad (16)$$

где α — угол наклона ТС к горизонту, град.

Расчет уравнений (14), (15) выполняется на примере железнодорожного ССК "Сокол 80.01М", оснащенного телескопическим стреловым оборудованием, механизм перемещения секций которого включает два поршневых гидроцилиндра двухстороннего действия. Кран специальный на железнодорожном ходу "Сокол 80.01" (ЕДК-500/ТС) предназначен для использования в качестве мобильного средства большой грузоподъемности при аварийно-восстановительных работах на железнодорожном транспорте. Конструктивный зазор между II опорой скольжения и секцией задается от 0 до 5 мм, износа II плиты скольжения — от 5 до 10 мм. При расчете горизонтальной жесткости ТС рассматриваются максимальные боковые нагрузки при нормированном повороте ССК, которые согласно [1] составляют 6 % от веса груза.

Исходя из грузовысотных характеристик ССК, были выбраны четыре положения стрелового оборудования, описываемых длиной ТС и соответствующей массой груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т). Результаты расчета уравнений (14), (15), выполняемые на примере железнодорожного ССК "Сокол 80.01М", представлены на рис. 4, 5.

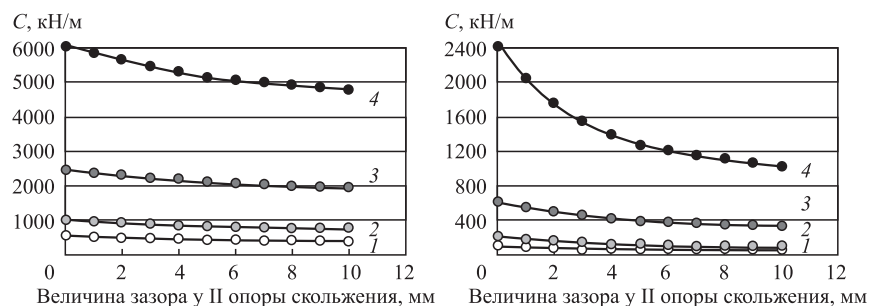


Рис. 4. Влияние всех межсекционных зазоров на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения:

a — вертикальная плоскость; *b* — горизонтальная плоскость; длина ТС и масса груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т)

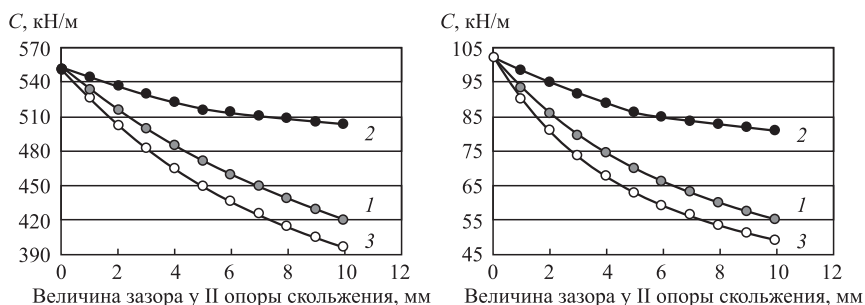


Рис. 5. Влияние межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС — 25 м, масса груза — 25 т):

a — вертикальная плоскость; *b* — горизонтальная плоскость; 1 — влияние зазоров 1-го сочленения ТС, 2 — влияние зазоров 2-го сочленения, 3 — влияние всех зазоров ТС

Тенденция влияния межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС, представленная на рис. 5, распространяется на 1, 2, 3 и 4 выбранные положения, где сохраняется наибольшее влияние 1-го сочленения, но уже не так значительно. Исходя из полученных результатов (рис. 5) можно заключить, что из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на общую жесткость ТС оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения, что не противоречит исследованиям [1], где установлено, что из всех сочленений ТС контактная жесткость 1-го сочленения оказывает наибольшее влияние на горизонтальное отклонение оголовка ТС.

В связи с тем что жесткость последовательного соединения во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [11], представляется возможным установить наиболее значимую жесткость элемента телескопического стрелового оборудования. Исходя из представленных результатов значений жесткостей элементов стрелового оборудования (табл. 1 и 2) можно заключить, что вертикальная и горизонтальная жесткость телескопического стрелового оборудования в 1–3 положениях в основном определяется средней секцией, в положении 4 — жесткостью корневой секции.

Установлено, что ГЦТ снижают прогиб (отклонение) оголовка ТС на 5...22 % в вертикальной плоскости и порядка 6...14 % в горизонтальной (табл. 3). Так как при параллельном соединении суммарный коэффициент жесткости определяется наибольшим коэффициентом жесткости составляющих элементов [11], из двух ГЦТ наибольшее влияние

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таблица 1

Жесткости элементов стрелового оборудования в вертикальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	ГЦ подъема	Корневая секция	Средняя секция	Верхняя секция	Опоры скольжения	1-й ГЦТ	2-й ГЦТ
25 м (25 т)	5500 кН/м	3000 кН/м	830 кН/м	1640 кН/м	248...1440 МН/м	34 кН/м	84 кН/м
20,3 м (25 т)	8200 кН/м	4560 кН/м	1270 кН/м	12 900 кН/м	370...2190 МН/м	59 кН/м	137 кН/м
15,2 м (38 т)	15 000 кН/м	8167 кН/м	3900 кН/м	895 000 кН/м	308...3000 МН/м	108 кН/м	176 кН/м
11 м (80 т)	28 500 кН/м	15 688 кН/м	146 000 кН/м	895 000 кН/м	260...2860 МН/м	152 кН/м	176 кН/м

Таблица 2

Жесткости элементов стрелового оборудования в горизонтальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	Корневая секция	Средняя секция	Верхняя секция	Опоры скольжения	1-й ГЦТ	2-й ГЦТ
25 м (25 т)	600 кН/м	180 кН/м	300 кН/м	248...1440 МН/м	2,8 кН/м	6,2 кН/м
20,3 м (25 т)	900 кН/м	270 кН/м	2300 кН/м	370...2190 МН/м	4,3 кН/м	17,2 кН/м
15,2 м (38 т)	1600 кН/м	830 кН/м	160 000 кН/м	308...2960 МН/м	9,7 кН/м	77,2 кН/м
11 м (80 т)	3100 кН/м	31 200 кН/м	160 000 кН/м	260...2860 МН/м	66,8 кН/м	75,3 кН/м

Таблица 3

Плоскость		Положение Прогиб оголовка ТС стрелового оборудования			
		25 м (25 т)	20,3 м (25 т)	15,2 м (38 т)	11 м (80 т)
Вертикальная (в направлении силы тяжести)	ТС + ГЦТ	440 мм	249 мм	152 мм	132 мм
	ТС	565 мм	308 мм	171 мм	139,2 мм
Горизонтальная	ТС + ГЦТ	150,0 мм	64,2 мм	36,2 мм	19,4 мм
	ТС	160,0 мм	71,4 мм	42,0 мм	20,6 мм

на жесткость телескопического стрелового оборудования оказывает 2-й (верхний) ГЦТ (табл. 3).

При наличии межсекционных зазоров ТС в условиях динамического нагружения помимо угла поворота секций, в связи с существованием пространства для свободного хода и избыточной энергии движения образуются ударные взаимодействия между секциями в месте контакта с опорными элементами; кроме того, увеличивается сила взаимодействия секций друг с другом при забросе вверх.

Тогда при расчете нагруженности ТС внешняя нагрузка определяется следующим образом:

$$P_{iZ} = K_{\text{дин}} P_{\text{НАГ}}, \quad (17)$$

где $K_{\text{дин}}$ — коэффициент динамичности; $P_{\text{НАГ}}$ — нагрузка, действующая на секции, без учета меж-

секционных зазоров; P_{iZ} — нагрузка, действующая на секции, с учетом влияния межсекционных зазоров.

При подъеме груза с жесткого основания при слаботянутом канате (подъем с подхватом) или мгновенном торможении опускающегося груза динамический коэффициент нагрузки на металлоконструкцию крана может быть определен по известной формуле из рассмотрения одномассовой расчетной схемы [4], которая применимо к ТС в вертикальной плоскости примет вид:

$$K_{\text{ДЗ}}^{\text{В}} = 1 + \frac{\xi v}{\lambda_{\text{СТ}} + \gamma_{\text{СТ}}} \sqrt{\frac{m_{\text{ТС}} + m_{\Gamma}}{c_{\text{ТС}}^{\text{В}}}}, \quad (18)$$

где $c_{\text{ТС}}^{\text{В}}$ — коэффициент вертикальной жесткости ТС, приведенный к точке А приложения нагрузки (рис. 1), Н/м; $m_{\text{ТС}}$ — масса ТС, приведенная к точке

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

приложения нагрузки (точка А), кг; m_{Γ} — масса груза, кг; y_{CT} — статический прогиб ТС от действия веса груза в месте его приложения (точка А), м; λ_{CT} — перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза ($\lambda_{CT} = G_{\Gamma}/c_{\Gamma}$, G_{Γ} — вес груза, c_{Γ} — коэффициент жесткости грузового каната), м; v — скорость груза (оголовка ТС в случае отсутствия груза), м/с; ξ — поправочный коэффициент (для кранов общего назначения можно принять 1,5).

В связи с тем что подъем груза с основания с подхватом и пуск при наличии зазоров в механизмах крана приводят к ударным нагрузкам системы [4], предлагается рассчитывать коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной плоскости (подъем груза с основания и опускание на основание, пуск (торможение) висящего груза на подъем или спуск, внезапное снятие нагрузки с ТС, просадка аутригера) по формуле (18), в которой коэффициент жесткости будет определяться в зависимости от зазоров (14).

Коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в горизонтальной плоскости (пуск (торможение) груза при вращении, просадка аутригера) предлагается рассчитывать по аналогичной формуле

$$K_{DZ}^{\Gamma} = 1 + \frac{\xi v}{\lambda_{\Gamma TC}^{\Gamma} + y_{CT}} \sqrt{\frac{m_{TC} + m_{\Gamma}^{\Gamma}}{c_{\Gamma TC}^{\Gamma}}}, \quad (19)$$

где $\lambda_{\Gamma TC}^{\Gamma}$ — коэффициент горизонтальной жесткости ТС, приведенный к точке А приложения нагрузки (рис. 1), m_{Γ}^{Γ} — масса боковой нагрузки, кг; y_{CT} — статический прогиб ТС от действия горизонтальной проекции веса груза в месте его приложения, м; $\lambda_{\Gamma TC}^{\Gamma}$ — горизонтальное перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза, м.

Результаты расчета уравнений (18, 19), выполняемого на примере железнодорожного ССК "Со-

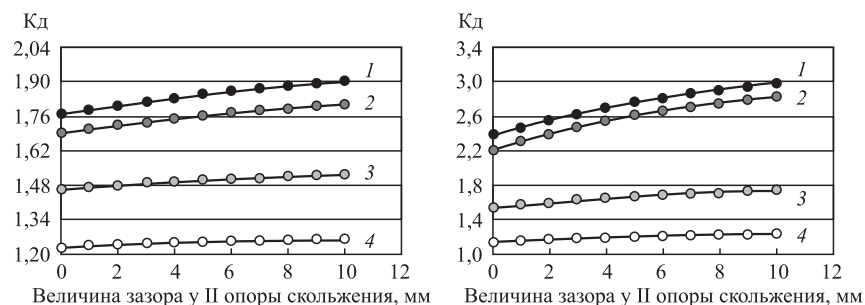


Рис. 6. Влияние всех межсекционных зазоров на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения:

a — вертикальная плоскость; *b* — горизонтальная плоскость; длина ТС и масса груза: 1 — 25 м (25 т), 2 — 20,3 м (25 т), 3 — 15,2 м (38 т), 4 — 11 м (80 т)

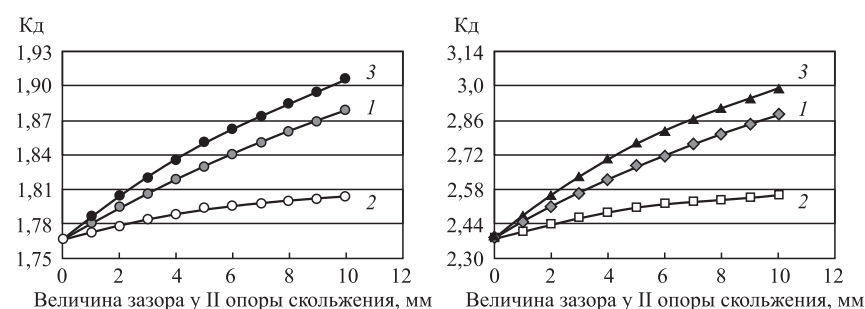


Рис. 7. Влияние межсекционных зазоров сочленений на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС — 25 м, масса груза — 25 т):

a — вертикальная плоскость; *b* — горизонтальная плоскость; 1 — влияние зазоров 1-го сочленения ТС, 2 — влияние зазоров 2-го сочленения, 3 — влияние всех зазоров ТС

кол 80.01М", представлены на рис. 6, 7 (скорость груза принята 1 м/с).

Исходя из полученных данных (см. рис. 6 и 7), можно сделать следующие выводы:

- коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, возрастает с увеличением вылета стрелового оборудования;
- из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения;

- коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при равной скорости груза в плоскости подвеса и из плоскости подвеса, в горизонтальной плоскости ТС превышает коэффициент динамичности в вертикальной плоскости.

Вывод

В процессе исследований разработаны аналитические модели жесткости телескопического

стрелового оборудования ССК в вертикальной и горизонтальной плоскости, которые учитывают: влияние неравномерных межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливость полиамидных элементов сопряжения между секциями, изгибную жесткость секций, жесткость ГЦТ и ГЦ подъема.

Определен коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной и горизонтальной плоскости.

Установлено влияние межсекционных зазоров на коэффициент динамичности и жесткость стрелового оборудования с учетом неравномерного износа опор скольжения. Определено влияние ГЦТ на жесткость и прогиб ТС.

Полученные результаты позволят повысить точность статических и динамических расчетов телескопического стрелового оборудования (например, для определения частот, форм колебаний, перемещений, напряжений).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Соломатина Л. А.** Динамика поворота гидравлических стреловых самоходных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. — М., 1984. — 239 с.
2. **Позынич Е. К., Позынич К. П., Клигунов Е. С., Петров Е. Е.** Элементная модель определения показателей деградации крановых телескопических стрел при их нормальной длительной эксплуатации // Механика XXI века: сборник докладов VIII Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. — Братск: ГОУ ВПО БрГУ, 2009. — С. 17–23.
3. **Александрова Е. А.** Модельная оптимизация трипараметров тяжело нагруженных опор скольжения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2011. — Т. 13. — № 4-3. — С. 652–655.
4. **Гохберг М. М.** Справочник по кранам. В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Браунде, М. М. Гохберг, И. Е. Звянягин и др.; под общ. ред. М. М. Гохберга. — Л.: Машиностроение, 1988. — 536 с.
5. **Панасенко Н. Н., Хахов А. А.** Влияние остаточных деформаций телескопических стрел на грузовые характеристики грузовых кранов // Вестник АГТУ. — 2005. — № 2 (25). — С. 81–90.
6. **Solazzi L.** Experimental and analytical study on elevating working platform // Procedia Engineering, X International Conference on Structural Dynamics, Eurodyn 2017. — 2017. — Vol. 199. — P. 2597–2602.
7. **Geisler T., Sochacki W.** Modelling and research into the vibrations of truck crane // Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science. — 2011. — Vol. 1 (10). — P. 49–60.
8. **Bold M., Garus S., Sochacki W.** Damped vibrations of telescopic crane boom // 24 International Conference Engineering mechanics 2018. — Svatka, Czech Republic, 2018. — Paper 165. — P. 101–104.
9. **Kilic̆aslan S., Balkan T., Ider S. K.** Tipping loads of mobile cranes with flexible booms // Journal of Sound and Vibration. — 1999. — Vol. 223 (4). — P. 645–657.
10. **Богуславский П. Е.** Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. — М.: Машгиз, 1961. — 519 с.
11. **Казак С. А.** Динамика мостовых кранов. — М.: Машиностроение, 1968. — 332 с.
12. **Потахов Е. А.** Нагруженность телескопической стрелы в процессе поворота // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. — 2019. — № 4. — С. 497–509.
13. **Гоберман Л. А.** Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник для техникумов. — М.: Машиностроение, 1988. — 464 с.

MAN TGX назван лучшим грузовым автомобилем 2021 года

Новый MAN TGX получил международную премию "Грузовой автомобиль 2021 года". Это одна из самых престижных наград в сегменте коммерческого транспорта. На церемонии награждения, прошедшей в режиме онлайн, Джаненрико Гриффини, председатель жюри международного конкурса "Грузовой автомобиль года", вручил желанную премию Андреасу Тостману, исполнительному директору компании MAN Truck & Bus. Жюри в составе 24 журналистов из 24 наиболее влиятельных европейских изданий, посвященных грузовым автомобилям, признало новую модель MAN TGX самой продвинутой с точки зрения ходового комфорта, обустройства кабины, безопасности, топливной экономичности, средств подключения, инновационных сервисов, а также концепции управления и отображения информации для водителя.

Члены жюри конкурса "Международный грузовой автомобиль года" тщательно изучали модель MAN TGX с февраля 2020 г. Помимо ходового комфорта, их особенно впечатлило рабочее место водителя. Они отдельно отметили продуманно упорядоченные приборы на цифровом дисплее, новое многофункциональное рулевое колесо с множеством параметров регулировки и органами управления функциями вождения и мультимедийными функциями, а также удобный поворотный-нажимной контроллер системы MAN SmartSelect. Не менее высоко члены жюри оценили и организацию жилого пространства в новой кабине грузовика.

Пресс-релиз компании "MAN Трак энд Бас РУС"

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.113.539.538

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-2-22-28

С. А. Гребенников, канд. техн. наук, e-mail: sa.greb@mail.ru,
А. С. Гребенников, д-р техн. наук, e-mail: asg@sstu.ru, СГТУ имени Ю. А. Гагарина,
г. Саратов

ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ И РЕСУРСА АВТОМОБИЛЕЙ В ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ МЕЖРЕМОНТНЫХ ПЕРИОДАХ

Рассмотрены вопросы прогнозирования ресурса и эксплуатационных затрат на поддержание работоспособности автотранспортных средств после выполнения их агрегатам и системам капитальных ремонтов. Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований изменения показателей ресурса и затрат на технические воздействия в последовательных межремонтных периодах эксплуатационного цикла автомобиля и неравномерности расхода запасных частей по сезонам года.

Ключевые слова: автомобиль, прогнозирование, ресурс, затраты, запасные части, ремонт, сезон года.

Issues of resource forecasting and operational costs for maintenance of vehicle operability after their performance to units and systems of major repairs are considered. The results of theoretical and experimental studies of change of resource indices and costs for technical impacts in successive inter-repair periods of the vehicle operating cycle and non-uniformity of spare parts consumption over the seasons of the year are presented.

Keywords: car, forecasting, resource, costs, spare parts, repair, season of the year.

Материально-трудовые затраты на обеспечение работоспособности автотранспортных средств (АТС) до 50 % формируются статьями расхода средств на приобретение и доставку запасных частей [9, 12] в автотранспортные предприятия (АТП). В себестоимости коммерческих перевозок они составляют значительную часть (до 25 %) и на протяжении эксплуатационного цикла не остаются постоянными: по мере выработки ресурса ("возраста") АТС их доля увеличивается из-за нарастающей частоты отказов основных элементов и сложности выполнения ремонтно-восстановительных операций.

По этой причине финансовыми и техническими службами АТП постоянно корректируются предстоящие квартальные и годовые эксплуатационные затраты на выполнение регламентных работ по техническому обслуживанию (ТО), текущему (ТР) и капитальному (КР) ремонтам АТС. Основанием для их планирования являются нормативные требования Положения [15] или Руководств [2] по эксплуатации фирм-производителей АТС, которые рассчитаны на

амортизационный период 8—10 лет с последующим их списанием и утилизацией.

Однако в Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. (распоряжение Правительства РФ № 1734-р) не указаны возрастные пределы или ориентировочные пробеги эксплуатации АТС, поэтому в настоящее время более половины подвижного состава имеют наработки, значительно превышающие амортизационные. Порядок планирования эксплуатационных затрат, рекомендуемый Положением [15] на обеспечение работоспособности "возрастных" АТС, прошедших один и более КР, давно не пересматривался и не в полной мере соответствует реальным их показателям на современном этапе развития отрасли.

При разработке методик планировании объема востребования запасных частей и других расходных материалов принято исходную информацию представлять двумя формами: статистическими данными их спроса со склада за прошлые годы или сведениями о надежности элементов автомобилей (законами распределения вероятностей

наработок до предельного состояния деталей, агрегатов и т. п.).

Наиболее достоверным методологическим подходом к расчету потребности в запасных частях считается второй вариант — на основании установленных норм расхода запчастей по известным показателям наработки на отказ деталей или их долговечности [1, 9, 12, 14, 17] с учетом особенностей эксплуатации АТС в АТП. На этой основе разработано несколько более точных разновидностей стратегий планирования поставок запасных частей [3, 4, 12, 14] и материальных средств на их приобретение, которые, в первую очередь, рекомендованы для крупных АТП и станций технического обслуживания (СТО) со значительным числом обслуживаемых однотипных АТС. В них принято считать, что спрос на запасные части к автомобилям в течение года является равномерным с интенсивностью u ед./день, соответственно в интервале времени Δt (неделя, месяц, квартал) имеет место потребность в них $Y = u\Delta t$. С учетом сопутствующих издержек при поставках запасных частей АТП необходимый их запас на складах в планируемом временном интервале — дней T [4] определяют с использованием целевой функции минимизации затрат:

$$f_1(T, y) = (f_1(y(t), 0 \leq t < T) = s \sum_{t=1}^T y, \chi(y_t, \geq 0) + h \sum_{t=1}^T |y| \chi(y_t < 0) + gn(T), \quad (1)$$

где χ — индикатор множества $A(y_t \geq 0 = > \chi(y(t) \geq 0) = 1; y(t) < 0 = > \chi(y(t) \geq 0) = 0$; $f_1(T, y)$ — функция издержек управления запасами; $y(t)$ — объем запасов для определенной номенклатуры запасных частей и комплектующих на моменты $t > 0$, ед.; $n(T)$ — число поставок на временном интервале T , ед.; s — стоимость хранения одной позиции запасной части за единицу времени, руб./день; g — стоимость доставки одной планируемой партии запасных частей, руб.; h — убыток или упущенная выгода из-за отсутствия запасной детали, руб.

Известна также упрощенная рекомендация Вильсона [14] по определению оптимального заказа (ОРЗ) поставок запасных частей с учетом корректировочного коэффициента k , характеризующего скорость пополнения запасов на складе по времени его исполнения после заказа:

$$\text{ОРЗ} = \sqrt{\frac{2gy(t)}{sk}}. \quad (2)$$

Однако, как свидетельствует практика, на процессы планирования поставок запасных частей и эксплуатационных материалов по формулам (1), (2) в АТП оказывают влияние много иных факторов и, прежде всего, "возраст" и природно-климатические условия эксплуатации подвижного состава. Особенно значительные расхождения планируемых и реально необходимых объемов поставок наблюдаются в крупных, "базовых" АТП города, которые помимо "своих", осуществляют ТО и ремонт автомобилям, принадлежавших сторонним коммерческим организациям. Следует заметить, что подобная практика характерна для большинства городов; тенденция последних десятилетий, направленная на разукрупнение АТП, привела к ситуации сосредоточения более 90 % коммерческого автомобильного парка России в малых по составу АТС (менее 25 ед.) предприятиях индивидуальных владельцев, нуждающегося в централизованном качественном его обслуживании. Из-за существующей спонтанности поступления сторонних АТС с различными сроками эксплуатации на ремонтно-восстановительные воздействия в "предписанные" базовые АТП города, сроки их простоя в ТР или КР по причине отсутствия запасных частей значительно превышают даже ранее установленные нормативы [15].

В создавшейся проблеме наиболее приемлемой методикой планирования объема, номенклатуры поставок в ограниченных временных (среднемесячных, квартальных и годовых) интервалах и иных технико-экономических показателей работы базовых АТП являлась та, которая учитывала и опиралась на закономерности изменения технического состояния АТС по пробегу в последовательных между капитальными ремонтами периодах. Сказанное выше определило теоретическую и практическую актуальность данной работы.

Цель статьи — обоснование методологии прогнозирования по корректированию показателей материально-трудовых затрат и ресурса коммерческих АТС в последовательных межремонтных периодах эксплуатационного цикла.

В работе [5] доказано, что поток постепенных отказов агрегатов и систем АТС в процессе эксплуатации (по пробегу l) экспоненциально увеличивается:

$$\omega_{n \text{ от}} = \omega_{0 \text{ от}} e^{b_{\text{от}} l}, \quad (3)$$

где $\omega_{0 \text{ от}}$ — параметр потока постепенных отказов в конце этапа приработки элементов автомобиля; $b_{\text{от}}$ — коэффициент интенсификации отказов.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Из динамики (3) отказов следует, что расходы на запасные части, эксплуатационные материалы и трудовые ресурсы, обеспечивающие работоспособность автомобиля в эксплуатации, подчиняются той же закономерности:

$$C = C_{03}e^{b_3 l}, \quad (4)$$

где C_{03} — значение материальных и трудовых затрат на устранение отказов, приведенных к началу эксплуатации (после этапа приработки); b_3 — коэффициент интенсификации, характеризующий изменение эксплуатационных затрат на единицу пробега l АТС.

Объективность зависимости (4) подтверждена многочисленными данными, приведенных в работах авторов [5] и других исследователей [1, 6—8, 10, 12, 16]. На рис. 1 приведен пример прогрессирующего роста эксплуатационных затрат по материально-трудовым ресурсам, превышающих более чем в 3 раза затраты первых трех лет, для автомобилей КАМАЗ [6] по пробегу за первый амортизационный период работы (8 лет), аппроксимированных по (4) с высокой степенью достоверной вероятности.

Косвенно о прогрессирующем росте эксплуатационных расходов на запасные части по мере выработки ресурса основными агрегатами АТС можно судить по статистическим данным изменения рыночной цены подержанного автомобиля многомиллионного парка США, соответствующей также экспоненциальной зависимости (рис. 2).

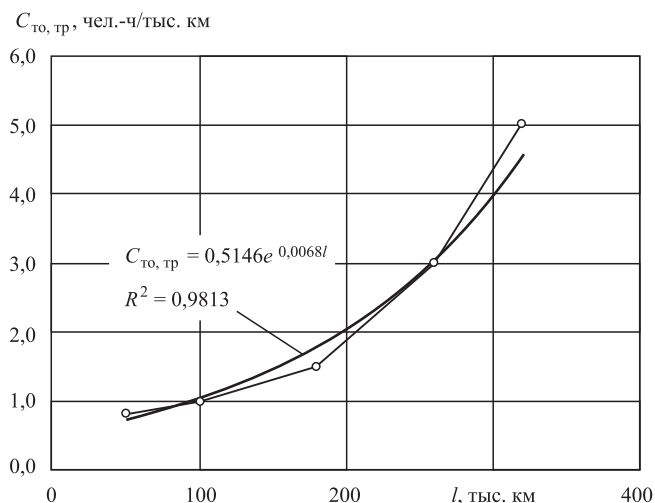


Рис. 1. Изменение удельной трудоемкости $C_{то,тр}$ на обеспечение работоспособности автомобилей КАМАЗ-5511 от пробега l до КР

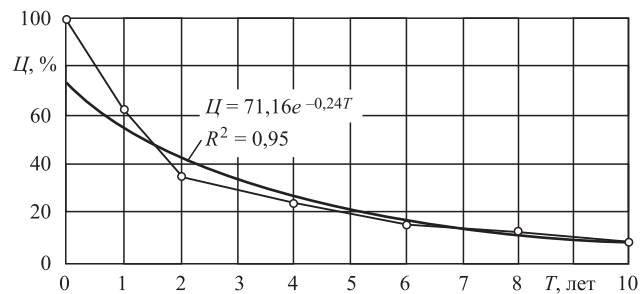


Рис. 2. Изменение рыночной цены C автомобиля от срока эксплуатации T

Традиционно считается, что экспоненциальный рост материально-трудовых затрат (4) на поддержание работоспособности АТС характерен для всего периода эксплуатации, вплоть до списания [1, 9, 12]. Однако статистика [5—8, 10, 12, 16] по АТС отечественного и зарубежного производства свидетельствует, что показатели динамики изменения затрат, отображенной на рис. 1, соответствует только применительно к первому, начальному периоду эксплуатации — до выполнения автомобилю полнокомплектного КР или основным его агрегатам. При длительной эксплуатации (более 10 лет), характерной для 70 % АТС России, показатели тренда затрат (4) на восстановление их работоспособности в последующих межремонтных периодах имеют иные значения и структуру их представления на протяжении всего эксплуатационного цикла. Подтверждением этому служат "точечные" значения суммарных эксплуатационных затрат на ремонт агрегатов и систем автомобилей в интервалах пробега, соответствующих среднемесячным, квартальным и годовым отчетам АТП, которые значительно отклоняются (до 50 % и более) в обе стороны от линии тренда зависимости (4), снижающие ее показатель R^2 достоверности. В качестве подобного примера на рис. 3 показана аппроксимация "точечных" суммарных удельных затрат на ТО и ТР исследуемой группы автомобилей DAF95 XF по экспериментальным данным [16] на достаточно длительном периоде эксплуатации, которая только в интервале пробега $l = 500...770$ тыс. км по зависимости (4) имеет параметры $C_{то,тр} = 0,2103e^{0,003l}$ с достаточным показателем детерминации ($R^2 = 0,72$). Первый этап эксплуатации автомобилей DAF95 XF на начальном пробеге до 500 тыс. км и третий $l > 770$ тыс. км имеют иные показатели зависимости (4).

Причина значительных колебаний эксплуатационных затрат (рис. 3) заключена в существую-

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

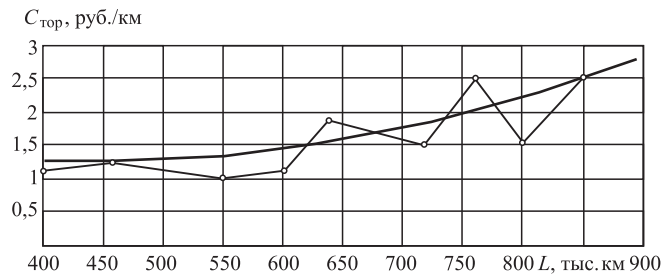


Рис. 3. Изменение удельных затрат C_{top} на обеспечение работоспособности подконтрольной группы автомобилей DAF95 XF от пробега l

шей стратегии поддержания работоспособности сложных технических систем, каковой является автомобиль, основанной на принципе нормативно установленной периодичности выполнения технических воздействий по восстановлению ухудшающихся его потребительских свойств в эксплуатации.

Эту гипотезу подтвердил выполненный авторами анализ причинно-следственных факторов колебаний эксплуатационных затрат по индивидуальным группам однородных, как по моделям, так и условиям работы групп АТС, который выявил циклическую структуру трансформации закономерности (4) в межремонтных периодах эксплуатации АТС. Она обусловлена качественными преобразованиями общего технического состояния АТС после проведения значительных по объему текущих или КР основным его агрегатам и системам. Отмечено заметное снижение эксплуатационных издержек на восстановление работоспособности грузовых АТС после замен дорогостоящих элементов (АКБ, шин), как правило, по срокам, совпадающих с капитальными или текущими ремонтами ДВС, трансмиссии и ходовой части; для автобусов и такси — в дополнение к перечисленным работам — восстановлением кузовных элементов: облицовочных панелей, колесных ниш, дверей и ферм. При этом материальные затраты на обеспечение работоспособности АТС в начальные периоды следующего межремонтного цикла эксплуатации возвращаются к значениям, близким исходным, свойственным новым автомобилям.

Если ограничить технико-экономическим критерием [1, 6] величину эксплуатационных затрат $C_{\text{эн.кр}}$ на поддержание работоспособности АТС в межремонтных периодах или показателем получения максимального эффекта от выполненной ими транспортной работы [13], то динамики изменения технического состояния и затрат на

ремонтно-восстановительные работы с объемами расходуемых запасных частей будут соответствовать виду функциональных зависимостей, графически отображенных на рис. 4, где вертикальными сплошными линиями выделены затраты на проведение КР, а пунктирными — пробеги автомобиля до очередного КР. В соответствии с (4) и значения затрат на ТО и ТР, приведенные к начальным периодам следующих межремонтных циклов, будут экспоненциально возрастать $C_{0\text{top}2} > C_{0\text{top}1}$.

Теоретические доводы, подтверждающие цикличность трансформации показателей динамик по более "крутым" интенсивностям изменения затрат на поддержание работоспособности АТС и ресурсных возможностей восстановленных АТС в последовательных межремонтных циклах эксплуатации (рис. 4), следующие.

Из-за невозможности воспроизведения условий заводской сборки, лишь частичной замены элементов на новые и наличия в не замененных деталях остаточных показателей износа, деформаций и других физико-химических изменений, ресурс восстановленных после КР элементов всегда меньше, чем у нового АТС. Поэтому динамика изменения их параметров S (структурных, усталостных и коррозионных) в последовательных межремонтных интервалах эксплуатации будет определяться относительным различием их начальных численных значений S_0 в обобщенной формуле [1]:

$$S = S_0 e^{bl}. \quad (5)$$

Так как первоначальное значение обобщенного показателя S_{01} не равно аналогичному, соответствующему послеремонтному периоду эксплуатации АТС S_{02} , то при известных предельных S_n значениях обобщенного параметра, взаимосвязь ресурсов L_1 (начального) и L_2 (после КР)

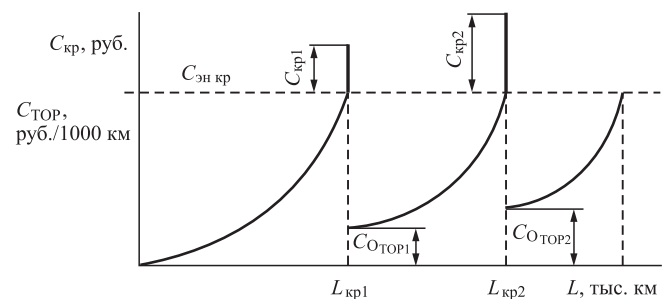


Рис. 4. Изменение затрат C_{top} на ТО и ремонт АТС в межремонтных циклах эксплуатации L

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

в соответствии с (5) экспоненциально зависит от их разности ($S_{02} - S_{01} > 0$)

$$L_2 = L_1 \ln\left(\frac{S_n}{S_{02}}\right) / \ln\left(\frac{S_n}{S_{01}}\right). \quad (6)$$

Следовательно, каждый последующий межремонтный период ($L_{кр1} \dots L_{кр2}$, $L_{кр2} \dots L_{кр3}$) АТС в 1,2–2 раза короче начального $0 \dots L_{кр1}$. Принято считать [12, 15], что после первого КР неустранимые (остаточные) повреждения, вызванные перечисленными причинами изменения технического состояния АТС, составляют величину не менее 20 %, то значение ресурса впервые капитально восстановленного автомобиля в идеальном случае не превысит $0,8L_{кр1}$. При дальнейшей эксплуатации послеремонтный ресурс АТС экспоненциально уменьшается относительно предыдущего межремонтного пробега $L_{крn-1}$

$$L_{крn} = L_{крn-1} e^{-b_{кр}l}, \quad (7)$$

где $b_{кр}$ — коэффициент интенсификации изменения технического состояния АТС после КР.

Зависимости (4) и (7), наглядно отраженные на рис. 4, применимы не только к целостной структуре АТС, но и к отдельным его составляющим агрегатам и системам. В этом отношении особенно показателен пример цикличности изменения затрат и ресурса АТС (рис. 5) по экспериментальным данным сотрудников МАДИ [7] по ремонту кузовных элементов в процессе эксплуатации 500 микроавтобусов в условиях пассажирских перевозок г. Махачкала. Уменьшенные значения протяженности сроков и увеличенные амплитуды

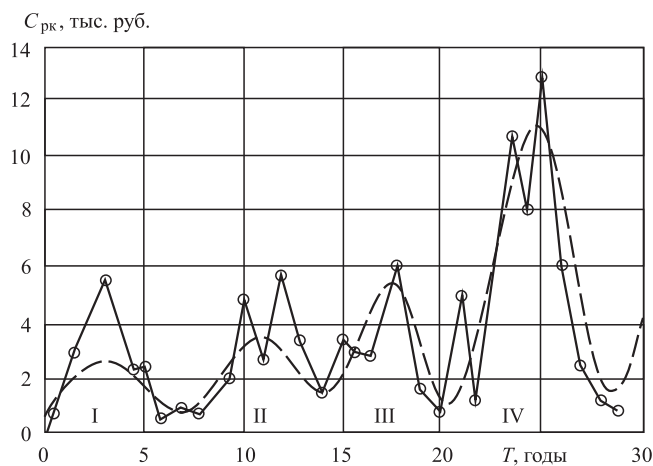


Рис. 5. Полигон стоимостных затрат $C_{рк}$ кузовных работ от срока эксплуатации T микроавтобусов:

I–IV — межремонтные периоды

циклических изменений затрат (на рис. 5 циклы показаны штриховыми линиями) по сроку эксплуатации подтверждают ранее обоснованные теоретические предпосылки.

Сравнительные показатели циклических изменений удельных затрат на обеспечение работоспособности двигателей ЗИЛ 8Ч 10/9,5 (по данным Е. С. Кузнецова [12]) и их ресурса до и после КР, как наиболее сложного агрегата АТС, состоящего из множества механизмов и систем, приведены на рис. 6.

На рис. 7 по данным [1, 6] показаны изменения затрат на ремонт одиночного, более простого элемента АТС — ступиц колес автомобилей-самосвалов КамАЗ-5511 и их ресурсные показатели до и после ремонтно-восстановительных работ на пробеге 140...160 тыс. км. Как видно из рис. 6, параметры экспоненциальных зависимостей роста затрат на обеспечение работоспособности колесных ступиц различаются: на начальном этапе (поз. 1) $C_1 = 0,803e^{0,017l}$, $R^2 = 0,91$; в первом межремонтном цикле (поз. 2) $C_2 = 0,75e^{0,009l}$, $R^2 = 0,94$.

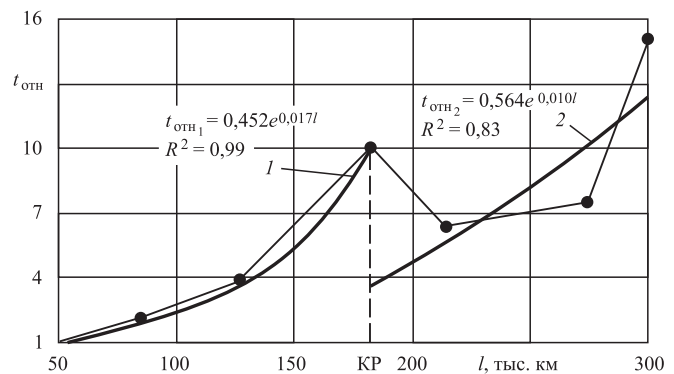


Рис. 6. Изменение относительной трудоемкости $t_{отн}$ устранения отказа ДВС 8Ч 10/9,5 от пробега l до и после выполнения КР

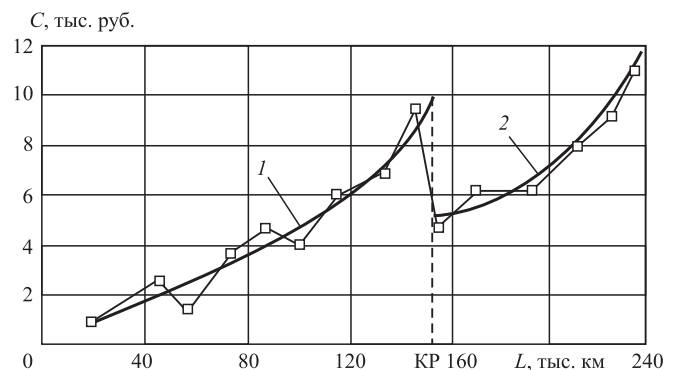


Рис. 7. Изменение затрат C на ремонт колес и ступиц по пробегу l автомобилей КамАЗ-5511 до ремонта (1) и после (2)

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Соответственно и значение ресурса ступиц колес после восстановления $l \approx 100$ тыс. км составляет около 70 % первоначального.

Рассмотренные примеры подтверждают правомерность представления динамик эксплуатационных затрат для планирования поставок запасных частей по зависимости, показанной на рис. 4 для большинства регионов России. В зонах с экстремальными условиями эксплуатации АТС, к которым относятся районы [11, 15] очень жаркого сухого климата с высокой агрессивностью окружающей среды, а также очень холодного климата (Крайний Север), при планировании квартальных и полугодовых затрат необходимо учитывать и сезонность предстоящих транспортных работ. В этих районах помимо отмеченной цикличности изменения затрат, имеющей место в периодах между КР, существуют значительные периодические всплески потока отказов элементов АТС по временам года, по которым перепады температур достигают 60°C и более. Подобные изменения сезонных температур характерны 10 субъектам, наиболее суровые условия (до 90°C) в Республике Саха (Якутия). В ряде районов Сибири и Крайнего Севера при температурах $-65...-60^\circ\text{C}$ и скорости ветра до 30 м/с протяженность морозного периода может составлять 200...300 дней в году. В таких условиях долговечность элементов двигателя, трансмиссии, электрооборудования и шин существенно снижается.

Необходимость учета сезонных перепадов температуры воздуха в течение календарного года при планировании поставок запасных частей обусловлена их причинно-следственной связью с неравномерностью потока отказов, достигающей для экстремально низких — отрицательных температур 200 % [10] и более (рис. 8); для экстремальных положительных — до 70 %.

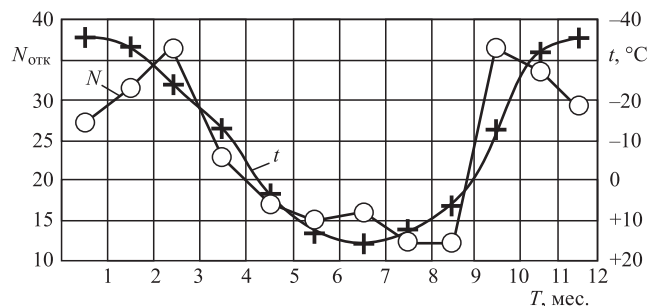


Рис. 8. Зависимость числа отказов $n_{\text{отк}}$ рессор автомобиля КамАЗ и среднемесячной температуры t по месяцам T года в Якутии

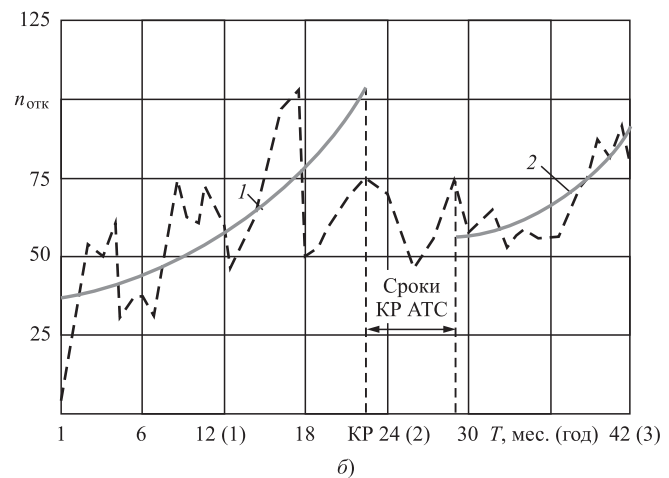
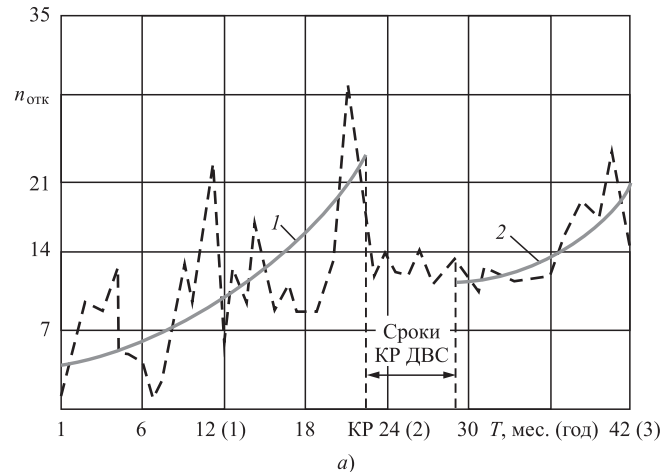


Рис. 9. Зависимости отказов $n_{\text{отк}}$ двигателей 8Ч 13,0/14,0 (а) и автомобилей КраЗ (б) от времени эксплуатации T в условиях Крайнего Севера до КР (1) и после (2)

Иллюстрацией сказанному служит рис. 9, графическое отображение которого построено по данным, заимствованным из [3]. На общем тренде деструкции элементов автомобилей, работающих в районах Крайнего Севера, явно различимы две разновидности циклических изменений показателей потока отказов ДВС и автомобилей в целом: сезонная (летняя — в 1,5...2 раза ниже зимней) и в межремонтных периодах. Границы выполнения КР для ДВС и других основных элементов автомобиля практически совпадают, но имеют интервал в 1—1,5 года (на рис. 9 отмечены стрелками) из-за присущей массовым группам АТС неравномерности изменения технического состояния [5] (под наблюдением находились 20 автомобилей одной модели, одного года выпуска и выполняющих одинаковую транспортную работу [10]).

Сезонная нестабильность поступления в зоны ТР АТС имеет место и в прилегающих к централь-

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

ной зоне областях, но менее выражена. Обобщающие данные [12] свидетельствуют, если показатели надежности городских автобусов большого класса в умеренной климатической зоне в летний период принять за 100 %, то в осенние — весенние месяцы эксплуатации показатели надежности снизятся на 3...5 %, а в зимние — на 20 %.

В связи с изложенным сделаны следующие основные выводы:

— неравномерность поставок и расхода запасных частей на поддержание работоспособности АТС в процессе эксплуатации в общем случае характеризуются экспоненциальной зависимостью (4);

— аperiodические циклические отклонения затрат на запасные части (рис. 4) в пределах эксплуатационного цикла АТС существенно меняют структуру планируемых их поставок в последовательных межремонтных циклах. В регионах с экстремальными условиями помимо общей закономерности изменения эксплуатационных затрат в межремонтных периодах (4), значимой является периодически изменяющаяся их составляющая, зависящая от сезона года, которую также следует учитывать;

— учет неравномерности и цикличности изменения технического состояния элементов АТС позволяет АТП повысить точность прогнозирования ресурса восстановленных АТС в последовательных межремонтных периодах по (7), тем самым обеспечивать ритмичный, планомерный характер выполнения технических воздействий, что позволит снизить материально-трудовые затраты на обеспечение работоспособности АТС и повысить эффективность его эксплуатации.

Результаты исследования также необходимы для более объективного:

— определения номенклатуры и объема выпуска запасных частей фирмам и заводам — изготовителям АТС;

— экспертного заключения об остаточной стоимости поврежденных при ДТП элементов АТС для начислений средств его восстановительного ремонта в сфере обязательного страхования;

— совершенствования "Методики определения рыночной стоимости транспортных средств при производстве товароведческих экспертиз в экспертно-криминалистических службах ФТС России".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Авдонькин Ф. Н.** Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. — М.: Транспорт, 1985. — 215 с.

2. **Автобусы:** ЛиАЗ-429260-79; ЛиАЗ-529265-79; ЛиАЗ-621365-79. Номенклатура и нормы расхода материалов и запасных частей для выполнения операций технического обслуживания и текущего ремонта. — Ликино-Дулево: ООО "Ликинский автобусный завод". — 2018. — 69 с.
3. **Бауэрсокс Д., Клосс Д.** Логистика: интегрированная цепь поставок / Пер. с англ. — М.: ЗАО "Олимп-Бизнес", 2001. — 640 с.
4. **Бугримов В., Кондратьев А., Сарбаев В., Бородулин В.** Статистическая основа имитационного моделирования системы управления запасами предприятия автосервиса // Мир транспорта и техно-логических машин. — 2017. — № 1 (56). — С. 132—138.
5. **Гребенников А. С., Гребенников С. А., Косарева С. А.** Неравномерность и цикличность изменения затрат на обеспечение работоспособности автомобиля // Вестник машиностроения. — 2017. — № 9. — С. 3—11.
6. **Денисов А. С.** Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей. — Саратов: СГТУ, 1999. — 352 с.
7. **Егоров В. А., Абакаров А. А., Жанказиев С. В.** Прогнозирование затрат на кузовные работы // Грузовое и пассажирское автохозяйство. — 2005, № 5. — С. 79—84.
8. **Жималин А. В., Мороз С. М.** Обоснование целесообразности регулирования периодичности ТО по мере выработки ресурса колесных транспортных средств на коммерческих перевозках // Грузовик. — 2014. — № 9. — С. 21—23.
9. **Кузьмин Н. А., Борисов Г. В.** Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей / Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р. Е. Алексеева, 2012. — 270 с.
10. **Ишков А. М.** Математическая ритмология в работоспособности техники на Севере. — Якутск: Изд-во Якутский научный центр СО РАН ГУП "Полиграфист", 2000. — 320 с.
11. **Крайнюков А. В., Жегалов И. Н., Жданов Т. Ю.** Проблема надежного функционирования автомобильной техники в условиях низких температур // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 11. — С. 18—20.
12. **Кузнецов Е. С.** Управление технической эксплуатацией автомобилей. — М.: Транспорт, 1990. — 272 с.
13. **Курганов В. М.** Экономические критерии системы эксплуатации // Грузовое и пассажирское автохозяйство. — 2007. — № 6. — С. 32—35.
14. **Малкин В. С.** Техническая эксплуатация автомобилей: Теоретические и практические аспекты. — М.: Академия, 2007. — 288 с.
15. **Положение** о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. — М.: Транспорт, 1986. — 78 с.
16. **Хусейнова О. Н., Янчевский В. А.** Затраты на обеспечение работоспособности современного грузового автомобиля на послегарантийном пробеге // Грузовик. — 2013. — № 8. — С. 34—37.
17. **Wang Wenbin, Syntetos Aris A.** Spare parts demand: Linking forecasting to equipment maintenance // Original research article. Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review. — 2011. Vol. 47, Is. 6. — P. 1194—1209.

В. П. Лобах, канд. техн. наук, доцент, e-mail: lobakhvp@mail.ru,
В. В. Геращенко, канд. техн. наук, доцент, **Н. А. Коваленко**, канд. техн. наук, доцент,
В. Н. Шарков, ст. преподаватель, **С. Ф. Шашенко**, зав. лабораторией кафедры
 "Техническая эксплуатация автомобилей" "ГУ ВПО "Белорусско-Российский университет"

МЕТОД И СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АНТИБЛОКИРОВОЧНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

Разработаны метод и стенд для проверки эффективности работы антиблокировочной системы (АБС) автомобиля по проскальзыванию колес. Изготовлены малогабаритный стенд с тормозной системой и АБС, позволяющие производить диагностирование и исследования АБС при минимальных затратах времени и средств, а также выполнены необходимые исследования.

Ключевые слова: антиблокировочная система (АБС), тормозной момент, коэффициент проскальзывания колеса, блокировка колеса, стенд, диагностический параметр, бесконтактные датчики, делитель, вычитающий элемент, транзистор.

A method and a bench have been developed to test the performance of the anti-lock system (ABS) of a vehicle on wheel slip. A small-sized stand with a braking system and ABS is manufactured, allowing diagnosis and testing of the ABS with minimal time and cost.

Keywords: anti-lock system (ABS), braking torque, wheel slip ratio, wheel lock, stand, diagnostic parameter, proximity sensors, divider, subtractive element, transistor.

Проблема технической эксплуатации АБС

Современные автомобили оборудуют антиблокировочными системами (АБС) несмотря на их сложность конструкции и дороговизну. Они предотвращают блокировку колес при торможении путем автоматического регулирования тормозного момента, тем самым обеспечивают оптимальную эффективность торможения и повышают устойчивость автомобиля.

Одним из принципов работы АБС положен учет зависимости коэффициентов сцепления μ колеса с дорогой от коэффициента λ относительного скольжения колеса, который должен поддерживаться АБС на оптимальном уровне и который определяется по формуле [1]

$$\lambda = \frac{v - \dot{\omega} r}{v}, \quad (1)$$

где v — линейная скорость оси колеса; $\dot{\omega}$ — угловая скорость колеса; r — радиус колеса.

Оптимальное значение коэффициента λ относительного скольжения колеса равно 0,1—0,3, так как при этом коэффициенты [1] сцепления колеса с дорогой в продольном μ_{HF} и поперечном μ_S направлениях будут наибольшими (рис. 1), поэтому коэффициент λ может характеризовать

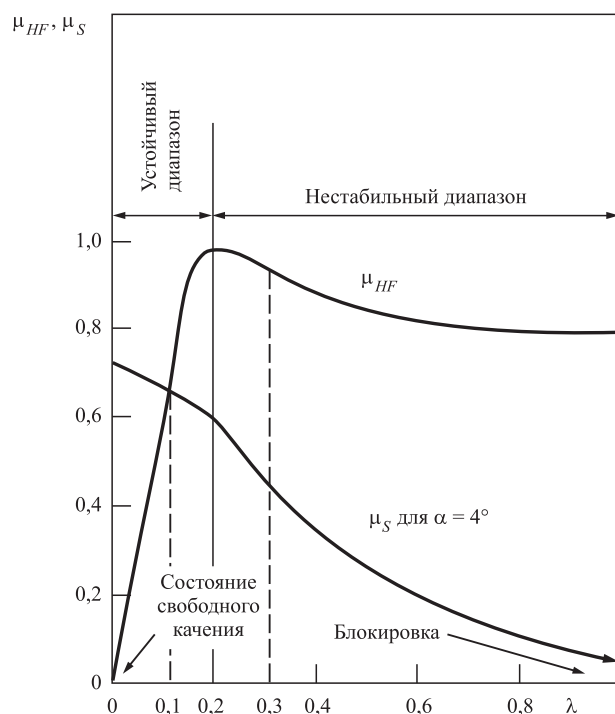


Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления μ колеса с дорогой от коэффициента λ относительного скольжения колеса:

μ_S — коэффициент сцепления в поперечном направлении;
 μ_{HF} — коэффициент сцепления в направлении движения;
 λ — коэффициент относительного скольжения колеса

техническое состояние АБС. Однако для определения технического состояния АБС необходимы методы и технические средства диагностирования, которых в настоящее время нет.

Решение проблемы диагностирования АБС

Разработанные в данной работе метод и стенд для диагностирования АБС заключаются в определении коэффициента относительного скольжения колеса λ , который принимается за диагностический параметр и для исправной АБС должен быть не более 0,3.

Для реализации предложенного метода диагностирования авторами разработано устройство (рис. 2) в виде приставки для существующих роликовых силовых тормозных стендов, на которых невозможно выполнить диагностирование АБС по ряду причин. Объясняется это тем, что существующие тормозные стенды не имеют соответствующего оборудования для диагностирования АБС, они не обеспечивают требуемую скорость вращения колес, которая у контактирующих с ними барабанами стендов [2] равна 2–10 км/ч (например, 5 км/ч у стенда Sherpa-BPS-Компакт-3,5, Германия), а регулирование торможения автомобиля АБС начинается со скорости [3] 12 км/ч (BMW, Nissan). Кроме того, для определения блоком управления АБС скорости движения автомобиля, например, по средней скорости вращения затормаживаемых колес, необходимо обеспечить на стенде роликами одновременное вращение этих колес, что существенно усложняет стенд. В этом случае возможна имитация работы датчиков скорости колес без их вращения (что суще-

ственно упрощает стенд) подачей напряжения на блок управления АБС от этих датчиков примерно в 75 мВ [3], что соответствует требуемой начальной скорости движения автомобиля для работы АБС. Но при имитации работы датчиков исключается из контроля их техническое состояние.

Сущность выполненных исследований заключается в следующем. Так как в разработанном стенде автомобиль установлен неподвижно, то линейная скорость оси колеса равна нулю, а в выражении (1) за линейную скорость оси колеса принимаем линейную скорость v_6 барабана стенда, равную:

$$v_6 = \dot{\omega}_6 r_6, \quad (2)$$

где $\dot{\omega}_6$ — угловая скорость барабана стенда; r_6 — радиус барабана стенда.

Так как на стенде диагностируются автомобили с различными радиусами r колес, то и угловая скорость $\dot{\omega}$ их колес будет равна:

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}_6 r_6 / r. \quad (3)$$

Таким образом, для диагностирования АБС автомобилей с разными радиусами r колес на стенде с барабанами одного радиуса r_6 для определения коэффициента λ проскальзывания колеса в стенд введен регулирующий элемент (резистор), учитывающий разные размеры колес диагностируемых автомобилей.

Схема стенда для диагностирования АБС автомобиля приведена на рис. 2.

Стенд состоит из электродвигателя 1, который приводит во вращение барабан 2 стенда и установленное на нем колесо 3 автомобиля [4–6]. На ось барабана 2 и на колесо 3 автомобиля установлены металлические диски 4 и 5 с выступами и впадинами, а рядом с ними импульсные бесконтактные датчики 6 и 7, напряжения с которых при вращении колеса 3 автомобиля и барабана 2 стенда передаются на соответствующие преобразующие устройства 8 и 9 для их обработки. На выходах устройств 8 и 9 формируются напряжения, пропорциональные частотам вращения барабана и колеса. Коэффициент k деления по напряжению получают с помощью делителя 10 по напряжению, выполненного на двух последовательно соединенных резисторах 11 и 12.

При этом значение коэффициента k определяется из соотношения сопротивлений резисторов 11 и 12 по выражению (4) и принимается равным 0,3, соответствующим наибольшему допустимому коэффициенту λ проскальзывания колеса:

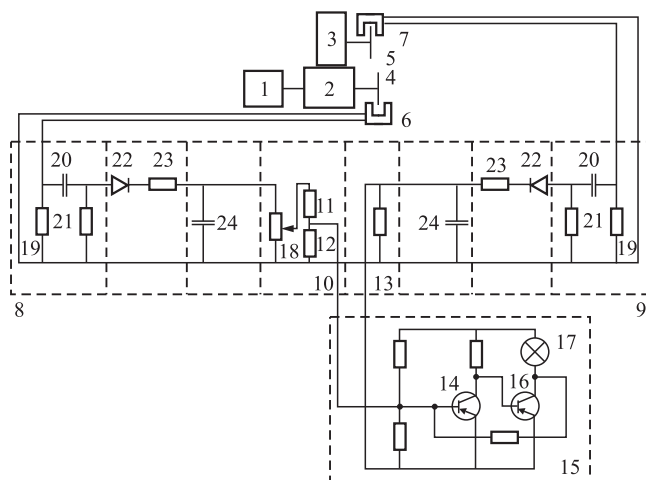


Рис. 2. Схема стенда для диагностирования АБС

$$k = R_{12} / (R_{11} + R_{12}). \quad (4)$$

Так, если сопротивление резистора R_{12} принять равным 3 кОм, то сумма сопротивлений резисторов $R_{11} + R_{12}$ делителя 10 будет равна 10 кОм при принятых коэффициенте деления k и коэффициенте проскальзывания λ , равных 0,3, что следует из решения уравнения 4.

Сопротивление резистора R_{11} равно:

$$R_{11} = (R_{11} + R_{12}) - R_{12} = 10 - 3 = 7 \text{ кОм}.$$

Напряжение на выходе 9 датчика частоты вращения колеса 3 всегда больше, чем напряжение на выходе резистора 12. С помощью вычитающего элемента, выполненного на резисторах 12 и 13, производится операция вычитания напряжений на этих резисторах. На выходе резистора 12 формируется сигнал ΔU , равный:

$$\Delta U = U_{13} - U_{12}. \quad (5)$$

Результат вычитания напряжений ΔU подается на базу транзистора 14 усилителя 15. Вычитающий элемент стенда непрерывно определяет разность выходных сигналов делителя 10 и преобразующего устройства 9 и при достижении коэффициентом λ проскальзывания значения, равного 0,3, сигнал на выходе вычитающего элемента становится равным нулю. На коллекторе транзистора 14 усилителя 15 появляется положительное напряжение, так как на его базу подается напряжение, равное нулю, $\Delta U = 0$. Транзистор закрывается и на его выходе появляется положительное напряжение, которое подается на базу транзистора 16, он открывается и загорается лампа 17, включенная в цепь коллектора транзистора 16, что свидетельствует о том, что коэффициент λ больше 0,3, а АБС неисправна. При диагностировании исправной АБС лампа 17 не должна гореть. Перед диагностированием с помощью регулируемого резистора 18 производится установка значения сопротивления, соответствующего размеру колеса диагностируемого автомобиля в соответствии с формулой (3).

На рис. 3 представлены сигналы, формируемые преобразующими устройствами 8 и 9 при двух разных частотах вращения дисков 4 и 5. На резисторе 5 получаем сигналы в виде периодической последовательности прямоугольных импульсов напряжения, при этом с увеличением частоты вращения возрастает частота следования прямоугольных выступов (рис. 3, а). С резистора 19 импульсы поступают на дифференцирующую цепь, состоящую из конденсатора 20 и резисто-

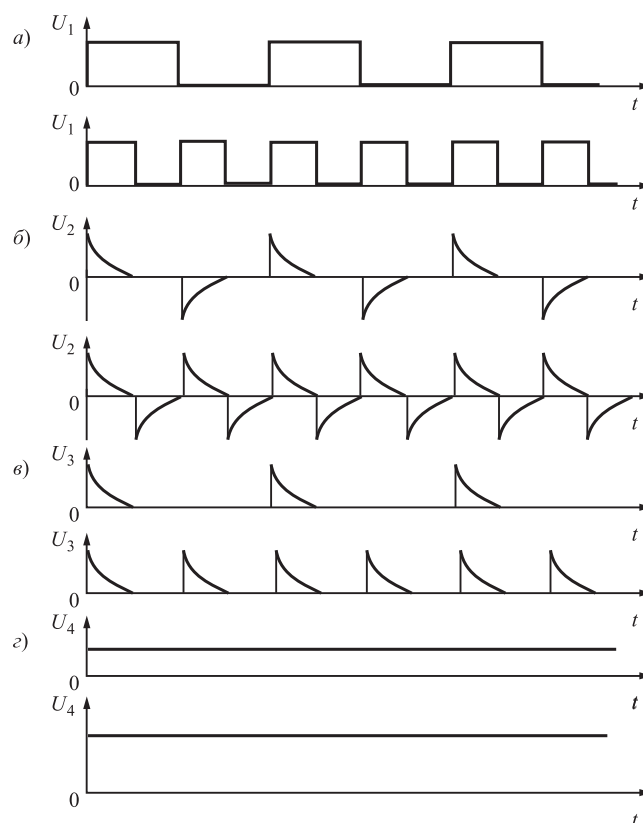


Рис. 3. Сигналы от индукционных датчиков в цепях их обработки

ра 21. На резисторе 21 возникают разнополярные экспоненциальные импульсы (рис. 3, б). После выпрямления диодом 22 импульсы становятся положительными (рис. 3, в). После интегрирования с помощью резистора 23 и конденсатора 24 на регулируемом резисторе 18 возникает непрерывный аналоговый сигнал (рис. 3, з).

Диагностирование АБС производится следующим образом. Автомобиль устанавливается колесами на барабаны стенда. На одно или более колес 3 (см. рис. 2) автомобиля с помощью магнитных прижимов устанавливается соосно металлический диск 4 с выступами и впадинами, а рядом с диском к кузову автомобиля с помощью магнитных прижимов крепится импульсный бесконтактный датчик 6. На пульте стенда регулируемым резистором 18 устанавливается сопротивление, соответствующее радиусу колеса диагностируемого автомобиля. Включается электродвигатель 1 привода барабанов 2 стенда и производится торможение автомобиля нажатием на педаль привода тормозов до срабатывания АБС (проскальзывание колес). При работе исправной АБС с коэффициентом проскальзывания не более 0,3 на пульте стенда лампа 17 не будет гореть. При неисправной АБС, когда

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

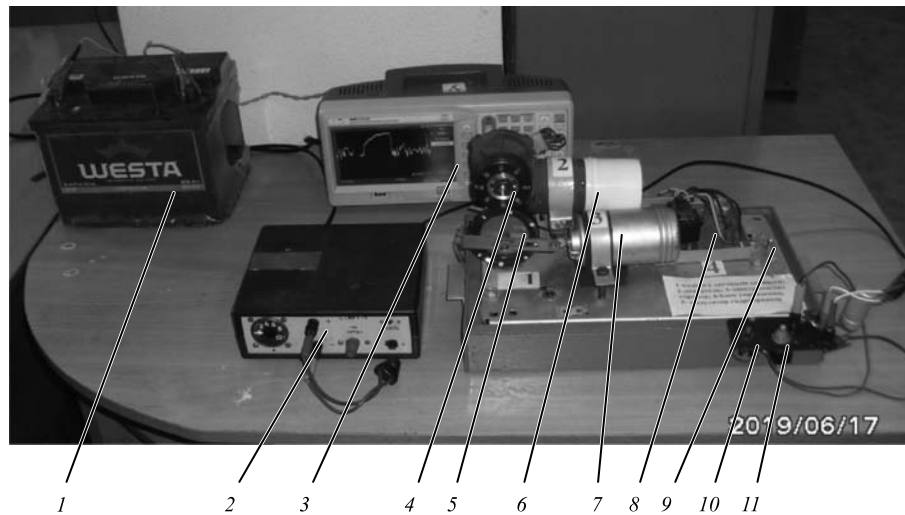
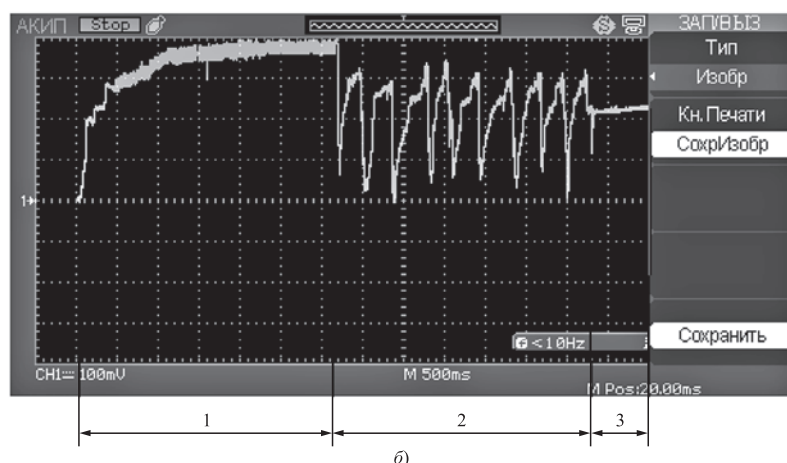
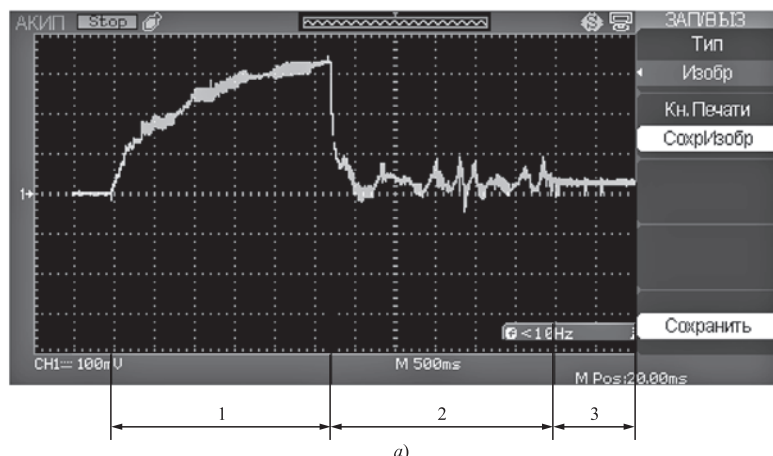


Рис. 4. Малогабаритный тормозной стенд с тормозной системой, имеющей электрический привод и ABS:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — регулируемый блок питания электромагнита тормоза; 3 — осциллограф; 4 — ведущее колесо; 5 — затормаживаемое колесо с датчиком его угловой скорости и тормозным механизмом; 6 — приводной электродвигатель затормаживаемого колеса; 7 — электромагнит привода тормоза затормаживаемого колеса; 8 — блок управления ABS; 9 — выключатели питания электродвигателя и тормозной системы с ABS; 10 — блок определения средней угловой скорости затормаживаемого колеса с контрольной лампой; 11 — выключатель блока 10



коэффициент проскальзывания больше 0,3, лампа 17 будет гореть.

Для проверки предлагаемого метода и стенда для диагностирования ABS нами был разработан и изготовлен малогабаритный силовой стенд (рис. 4) с тормозной системой, имеющей электрический привод и ABS.

Диагностирование на стенде осуществляется следующим образом. При подаче напряжения на электродвигатель 6 вращается его ротор и ведущее колесо 4 (имитирует дорогу). При этом вращение от ведущего колеса 4 передается на диагностируемое колесо 5 с датчиком его угловой скорости (рис. 5, участок 1), имитирующее работу автомобильного колеса. При подаче напряжения на электромагнит 7 привода тормоза колеса 5 происходит его затормаживание и при достижении установленного нижнего предела блокировки колеса 5 электронный блок 8 управляет

Рис. 5. Осциллограммы диагностирования ABS на разработанном тормозном стенде при неисправной (а) и исправной (б) ABS:

1, 2, 3 — соответственно угловая скорость колеса: без торможения; затормаживаемого при работе ABS; средняя при работе ABS

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

ния работой АБС посредством электромагнита 7 растормаживает колесо 5. Аналогичные циклы затормаживание-растормаживание колеса 5 повторяются при работе АБС, изменяя угловую скорость колеса 5 во времени (рис. 5, участок 2). При включении блока 10 включателем 11 определяется средняя угловая скорость затормаживаемого колеса 5 (рис. 5, участок 3). В примере (рис. 5, а), используя формулу (1), определим: $\lambda = (18 - 2)/18 = 0,9$, что больше заданного $\lambda = 0,3$ и лампа не горит, что свидетельствует о неисправности АБС. В примере (рис. 5, б) определим: $\lambda = (18 - 12)/18 = 0,3$, что равно заданному $\lambda = 0,3$ и лампа горит, что свидетельствует о исправности АБС.

Цифры в расчетах определены из осциллограмм (рис. 5) и указывают угловую скорость колеса 5 в относительных единицах при его вращении без торможения (рис. 5, участок 1) и его среднее значение при торможении с АБС (рис. 5, участок 3).

Таким образом, авторами разработаны метод и стенд, позволяющие диагностировать АБС автомобилей, используя в качестве диагностического параметра коэффициент проскальзывания колеса.

Выводы по работе

1. Разработаны метод и стенд, позволяющие определить техническое состояние АБС.

2. Параметром для диагностирования АБС предложен коэффициент проскальзывания колеса при его торможении.

3. Для диагностирования АБС требуются специальные стенды, которые могут быть изготовлены путем модернизации существующих силовых тормозных стендов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Тормозное управление автомобиля. — М.: Транспорт, 1978. — 152 с.
2. Данов А. С. Электронные системы управления иностранных автомобилей. — М.: Горячая линия — Телеком, 2002. — 224 с.
3. Дентон Т. Автомобильная электроника. — М.: Пресс, 2008. — 576 с.
4. Герашенко В. В., Коваленко Н. А., Лобах В. П. Методы и средства диагностирования и повышения эксплуатационных свойств автомобилей и их агрегатов: монография. — Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2017. — 170 с.
5. Герашенко В. В., Лобах В. П., Рогожин В. Д., Метто А. А. Усовершенствованный регулятор тормозных сил // Автомобильная промышленность. — 2012. — № 6. — С. 16–18.
6. Герашенко В. В., Зайцев А. И., Коваленко Н. А., Лобах В. П., Щур А. В. Безопасность, экономичность и повышение проходимости автомобильного транспорта: монография. — Санкт-Петербург: Политехн. ун-т, 2018. — 153 с.

"Группа ГАЗ" поставила в Тюмень экологичные автобусы ЛиАЗ

"Группа ГАЗ", ведущий производитель пассажирского транспорта в России, поставила 60 газовых низкопольных автобусов ЛиАЗ в Тюмень. Техника будет работать на маршрутах Пассажирского автотранспортного предприятия № 1.

Автопарк Тюмени пополнили 60 газовых низкопольных автобусов большого класса ЛиАЗ-5292.67. Автобусы оснащены современными экологичными газовыми двигателями ЯМЗ-530 CNG. Сжатый природный газ, используемый в качестве топлива, по своему химическому составу сгорает без образования дыма, а содержание вредных оксидов в четыре раза ниже допустимых пределов, установленных стандартом, что особенно актуально для крупных городов.

Каждый автобус оснащен системой кондиционирования, USB-зарядками для гаджетов, видеорегистратором и комплексом из семи видеокамер с внешним Wi-Fi-устройством с возможностью мгновенной передачи информации в транспортный парк.

Все автобусы — полностью низкопольные, оборудованы механическими аппаратами и электронными системами наклона кузова в сторону остановки. Все это облегчает посадку и высадку пассажиров с детскими колясками, людей с ограниченными физическими возможностями, пожилых людей, пассажиров с объемным багажом. Вместимость данной модели — 109 пассажиров. В салоне автобуса ЛиАЗ-5292.67 также предусмотрены места для инвалидной коляски и собаки-поводыря.

В настоящий момент Тюмень входит в число самых активных российских регионов по темпам обновления пассажирского транспорта. Начиная с 2016 г. в Тюменскую область поставлено 350 автобусов производства "Группы ГАЗ".

"Группа ГАЗ" является ведущим производителем и поставщиком автобусов в России. Техника изготавливается на Ликинском, Павловском и Курганском автобусных заводах, на Горьковском автозаводе. Компания выпускает полную линейку автобусов малого, среднего, большого и особо большого классов. Модельный ряд включает городские, пригородные, междугородные автобусы вместимостью от 19 до 201 человек. Автобусы выпускаются на различных видах топлива (бензин, дизель, газ, электричество).

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

ПРАКТИЧЕСКИЙ ОПЫТ УСТРАНЕНИЯ ПЕРЕКОСОВ ПОРТАЛА ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В данной статье проводится анализ наиболее характерных видов перекосов в конструкции п-образного портала станка, таких как перекос портала относительно направляющих и перекос оси шпинделя относительно стола станка, которые возникают при его сборке и монтаже, а также показаны способы обнаружения и выявления таких перекосов в конструкции станка. В статье излагается практический опыт сборщиков и наладчиков станков, изготавливаемых в ООО "Модульная механика" при МГТУ им. Н. Э. Баумана, по устранению перекоса portalной рамы фрезерных станков с ЧПУ при их сборке и монтаже конструкции п-образного портала.

Ключевые слова: спецтехника, автомобилестроение, фрезерный станок, отклонение, стол станка, порталная компоновка, перемещения, перекос, сборка, датчики.

This article analyzes the most typical reasons for the appearance of distortions in the design of the n-shaped portal of the machine, such as the skewing of the portal relative to the guides and the skewing of the spindle axis relative to the machine table that arise during assembly, and also shows methods for detecting and detecting such distortions in the machine design. The article describes the practical experience of the assemblers and adjusters of machine tools manufactured in "Modular Mechanics" Ltd., to eliminate the skewing of the portal frame of CNC milling machines when assembling and assembling the construction of the U-shaped portal.

Keywords: special machinery, automotive industry, milling machine tool, deviation, machine table, portal, movements, skew, assembly, sensors.

Современное автомобилестроение требует применения высокоточных и качественно изготовленных деталей. Для достижения требований по взаимной перпендикулярности, параллельности обрабатываемых плоскостей деталей двигателей в автомобилестроении необходимо использование точного и надежного металлообрабатывающего оборудования, способного обеспечивать заданные технологические требования.

В автомобилестроительном производстве применяются огромное количество фрезерных станков [1, 2], которые также могут использоваться для проведения ремонтных работ на станциях технического обслуживания автомобилей, авторемонтных мастерских и автосервисах. Каждый из таких станков имеет свою собственную компоновку для изготовления конкретных деталей из определенных видов заготовок, используемых в автомобильной промышленности. По изготовлению деталей (рис. 1) из плоских заготовок-листов, как правило, применяется фрезерный станок portalного типа (рис. 2).

В основном порталные фрезерные станки с ЧПУ имеют одну шпиндельную головку, которая призвана выполнять все операции механической обработки, поэтому шпиндель в таких станках имеет возможность наклона и поворота, а также подразумевает наличие п-образного портала. Его перемещение вдоль рабочей плоскости обеспечивает обработку заготовки по оси Y . По оси X заготовка обрабатывается посредством перемещения шпинделя вдоль балки портала.

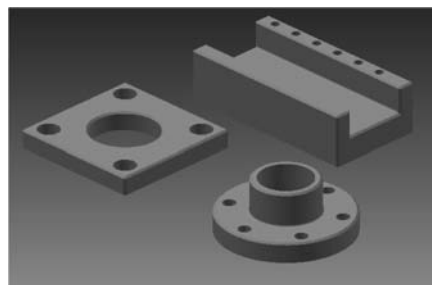


Рис. 1. Типовая номенклатура деталей автомобилей



Рис. 2. Трехкоординатный фрезерный станок с ЧПУ портального типа

Данные станки, как правило, имеют большую рабочую зону, что позволяет обрабатывать плоские заготовки различных размеров. Также эти станки достаточно просты в эксплуатации [3, 4], так как все операции, такие как: 2-D- и 3-D фрезерование деталей автомобильной техники разной точности и детализации, гравировка и т. д., выполняемые на станках, однотипны и не требуют высокой квалификации рабочего.

Изготовлением подобного типа станков занимается ООО "Модульная механика" при МГТУ им. Н. Э. Баумана, у которого существует целый модельный ряд фрезерных станков с ЧПУ портального типа, имеющие различную рабочую зону и предназначенных для обработки различных материалов [5]. Основные типы станков, изготавливаемых в ООО "Модульная механика", представлены на рис. 3.

При сборке, монтаже и вводе в эксплуатацию данных станков возникают неточности перемещений рабочих органов и повторяемости, т. е. величины "разброса" ошибки позиционирования рабочих органов относительно некоего среднего значения, а также посторонние шумы и вибрации в процессе работы, что ухудшает качество обработанных деталей и, следовательно, характеристики автомобилей [6–12].

Целью данной статьи является анализ наиболее характерных причин возникновения перекосов в конструкции п-образного портала станка при его сборке, способы обнаружения и выявления таких перекосов, а также пути их устранения.

Причиной неточности перемещений и повторяемости, посторонних шумов и вибраций, воз-

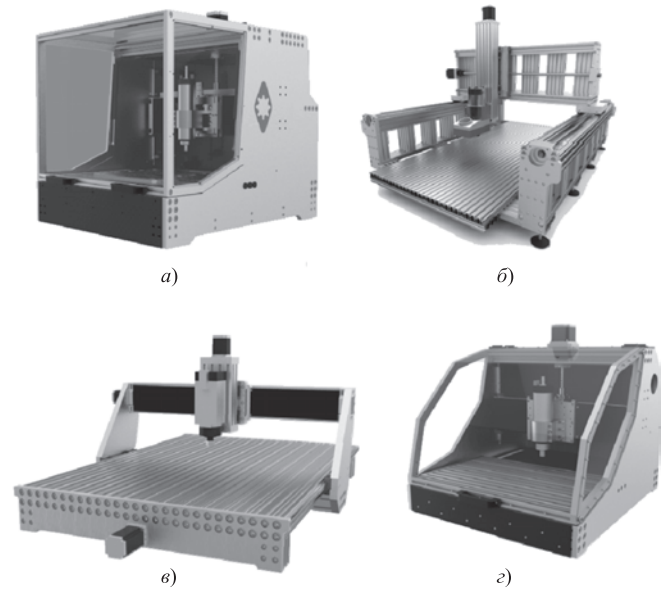


Рис. 3. Модельный ряд фрезерных станков с ЧПУ ООО "Модульная механика":

a — Bison; *б* — Miller; *в* — Beaver; *г* — Rabbit

никающих при сборке каждого станка, являются перекосы конструкции п-образного портала. Они возникают по нескольким причинам, таким как: неточность закупаемых комплектующих, погрешность при изготовлении составных деталей конструкции, погрешность сборки самих станков (рис. 4).

Во фрезерных станках портального типа, вследствие их больших габаритов, даже малейшие перекосы влияют на точность позиционирования рабочего органа, из-за чего в изготавливаемых деталях возникают погрешности формы и размеров, что приводит к увеличению брака выпускаемой продукции.

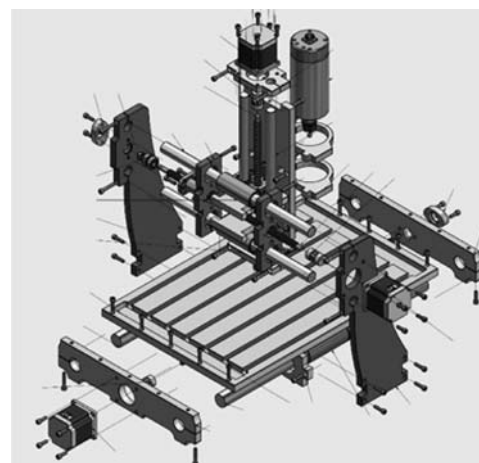


Рис. 4. Составные изделия фрезерного станка с ЧПУ портального типа (синим цветом выделены детали, влияющие на перекосы станка)

При эксплуатации станков такие перекосы в конструкции достаточно трудно заметить, поскольку точные средства измерения не всегда есть в наличии у потребителя, потому что заказчиками такого оборудования, как правило, являются индивидуальные предприниматели, небольшие фирмы и другие малые предприятия. В результате чего целая партия готовых изделий, изготовленных на таком станке, может оказаться бракованной. Таким образом, необходимо выявить все перекосы в конструкции станка во время его сборки и отладки, т. е. до его ввода в эксплуатацию (продажи потребителю).

Некоторые виды отклонений, такие как: непараллельность направляющих, негоризонтальность портала и т. д., помимо неточности изготовленных деталей, повышают износ узлов и механизмов станка посредством возникающих осевых и радиальных биений во время его работы. Эти отклонения вызывают шум в процессе работы и поэтому легко определяются. Устраняются они регулировкой при монтаже станка.

В основном, при сборке данных станков возникают два вида перекосов:

- перекося портала относительно направляющих;
- перекося оси шпинделя относительно стола станка.

1. Рассмотрим перекося портала относительно направляющих. Данный перекося влияет на контуры обрабатываемых деталей. Возникает отклонение полученного контура обработанной детали от заданного. Для определения величины перекося проводят следующие действия: стойки портала выставляются относительно датчиков нуля, установленных на станине и представляющие собой концевые датчики, задающие начало координат в системе ЧПУ. Но при сборке возникает проблема установки вышеупомянутых датчиков на одной линии, перпендикулярной направляющим (оси X).

Для устранения отклонения полученного контура от заданного, необходимо определить угол α , на который оси X и Y (портал) отклонены от перпендикулярности (рис. 5).

Определить данный перекося можно обработкой пробной детали (рис. 6), а для его устранения необходимо ввести полученное значение в систему управления станка в качестве расстояния от портала до датчиков нуля.

2. Рассмотрим перекося оси шпинделя (оси Z) относительно стола (т. е. плоскости XY). Данный перекося влияет на параллельность плоскостей де-

тали при двусторонней обработке. Поэтому его просто обнаружить при контроле параллельности плоскостей обработанной пробной детали. Устранить перекося оси шпинделя возможно двумя способами:

- регулировкой при сборке станка (в конструкции станка предусматриваются

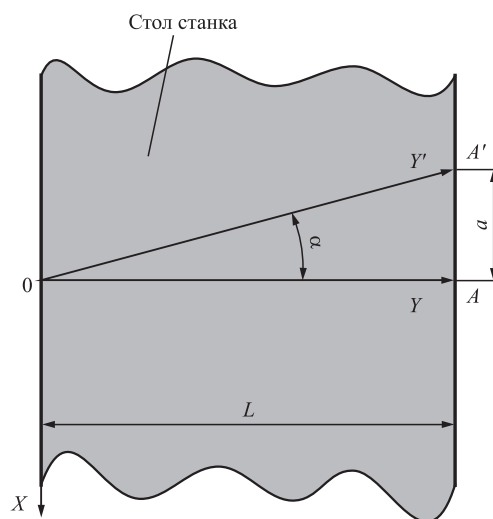


Рис. 5. Отклонение осей X и Y от перпендикулярности:

где X — направление оси X станка; Y — мнимое положение оси Y , заданное в системе ЧПУ; Y' — действительное положение оси Y , вызванное перекосям

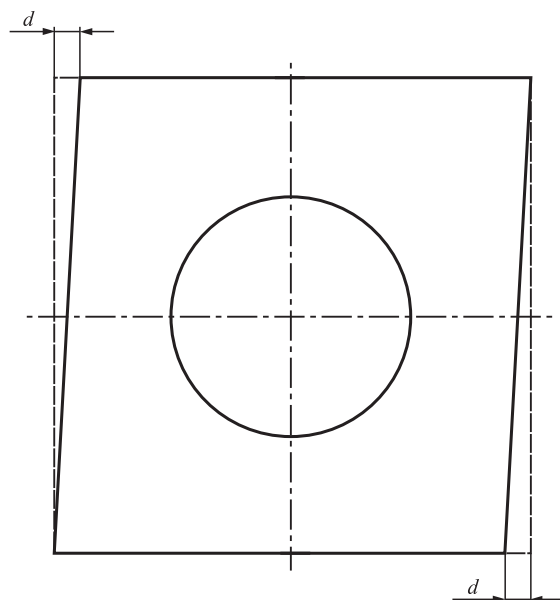


Рис. 6. Деталь, получаемая при перекося портала относительно стола:

штриховой линией обозначен необходимый контур; d — погрешность полученного размера от заданного

элементы, позволяющие устранить данный перекос);

- механической обработкой стола станка (происходит обработка стола непосредственно на станке).

Такие отклонения в перекосе п-образной конструкции портала достаточно просто определить и устранить с использованием простых контрольно-измерительных инструментов, таких как штангенциркуль, и пр.

Вывод. В данной статье проанализированы наиболее часто встречающиеся перекосы в конструкции фрезерных станков с ЧПУ порталного типа, возникающие при сборке и монтаже, и определены наиболее оптимальные способы их устранения, которые: дешевые, простые, легкие в реализации, не требуют специальных устройств и приборов, а также высокой квалификации обслуживающего данные станки персонала (сборщиков, наладчиков и операторов), работающего на станциях технического обслуживания автомобилей, авторемонтных мастерских и автосервисах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Верейна Л. И.** Металлообрабатывающие станки: учебник. — М.: ИНФРА-М, 2016. — 440 с.
2. **Черпаков Б. И., Верейна Л. И.** Технологическое оборудование машиностроительного производства — М.: Издательский центр "Академия", 2005. — 416 с.
3. **Проектирование** автоматизированных станков и комплексов. В 2 т. / Под ред. П. М. Чернянского. 2-е изд., испр. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. — Т. 1. — 331 с.; Т. 2. — 303 с.
4. **Верейна Л. И., Ягопольский А. Г.** Расчеты конструирования станков / Под ред. Л. И. Верейной. — М.: Издательский центр "Академия", 2014. — 272 с.
5. **Сайт** ООО "Модульная механика" <http://m-drives.ru>
6. **Ягопольский А. Г., Николаева Н. С., Плетнев В. А.** Особенности проектирования металлорежущего оборудования для повышения его конкурентоспособности // Инновации и инвестиции. — 2017. — № 3. — С. 126—130.
7. **Васильев Г. Н., Ягопольский А. Г., Тремасов А. П.** Проблемы диагностики и обеспечение надежности металлорежущих станков // СТИН. — 2003. — № 7. — С. 14—17.
8. **Ягопольский А. Г.** Обеспечение технологической надежности токарных станков мониторингом параметров перемещения суппортных узлов // Вестник МГТУ, серия "Машиностроение". — 2010. — № 2 (79). — С. 91—105.
9. **Ягопольский А. Г., Тремасов А. П.** Современные методы диагностики и контроля для обеспечения технологической надежности станков // Состояние и проблемы измерений: Тез. докл. 8-й Всероссийской науч.-техн. конф. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — С. 86—87.
10. **Ягопольский А. Г., Ткаченко Я. В.** Использование автоматизированных испытаний для повышения технологического уровня станков // Состояние и проблемы измерений: Тез. докл. 8-й Всероссийской науч.-техн. конф. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — С. 82—83.
11. **Enhancement** of the overall equipment effectiveness measure: A contribution for handling uncertainty in shop floor optimization and production planning. Rößler, Markus Philipp and Abele, Eberhard // International Journal of Industrial and Systems Engineering, Inderscience Publishers, Switzerland. — 2015. — No. 20 (2). — P. 141—154.
12. **Law M., Wabner A., Colditz M., Kolouch S., Noack S.** Ihlenfeldt "Active vibration isolation of Machine tools using an electro-hydraulic actuator". Fraunhofer Institute for Machine Tools and Forming Technology IWU, Department of Machine Tools and Automation, Reichenhainer Str. 88, 09126 Chemnitz, Germany, Vol. 10, August 2015. — P. 36—48.

Экологичная доставка DPD

Пилотный проект по использованию электромобилей DPD в России DPD стартовал в ноябре 2019 г. За это время электрокары доставили более 2,5 т посылок в Москве и в Ростове-на-Дону. И, ежедневно выходя на маршрут, проехали более 50 тыс. км с нулевым выбросом CO₂.

Renault KANGOO Z.E. — это многофункциональный электромобиль в грузовой и пассажирской версиях, благодаря чему он легко адаптируется к различным задачам. Цель DPD — к 2025 г. снизить выбросы CO₂ в пересчете на посылку на 30 % по сравнению с 2013 г. и поставить на маршрут 5000 транспортных средств на альтернативном топливе.

Пресс-служба DPD

Э. А. Рагимов, канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, e-mail: elmar_rahimov@yahoo.com, Институт Географии имени акад. Г. Алиева, Национальная Академия Наук Азербайджана, г. Баку

МЕТОДЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ТРАНСПОРТА В ГОРОДАХ

Цель этой статьи заключается в оценке воздействия загрязнения, связанного с транспортом, на функционирование городских районов. Полученные результаты позволят проанализировать наиболее эффективные решения, которые будут служить руководством для развития для небольших городов в направлении охраны окружающей среды и оптимизации уровня и типа транспорта, чтобы уменьшить явление перегруженности.

Ключевые слова: транспорт, загрязнение воздуха, окружающая среда, парниковый эффект, пробки.

The purpose of this article is to estimate the influence of transportation associated contamination on the operation of metropolitan regions. The results gathered will allow considering the most efficacious solutions that give guidance for the evolution of small towns toward ecological protection and optimisation of the degree and form of transportation to decrease the issue of traffic jams.

Keywords: transport, air contamination, environment, greenhouse effect, traffic jam.

Введение

Транспорт является одним из наиболее важных элементов функционирования бизнеса на рынке, поэтому введение стандартов, среди прочего, направленных на сокращение выбросов выхлопных газов, является мерой, которая необходима в настоящее время [1, 2]. Более половины общих выбросов оксида азота и оксида углерода приходится на автомобильный транспорт. Кроме того, к серьезным проблемам относятся многочисленные дорожно-транспортные происшествия и препятствия для движения транспорта, особенно в городских районах.

Эти проблемы побуждают к более подробному обсуждению в этой статье. Экономическое развитие имеет большое влияние на повышение значения транспорта для социальной и экономической жизни. Современное желание людей перемещаться и перевозить грузы привело к значительным изменениям в автомобильном транспорте, что, несомненно, повлияло на окружающую среду.

Загрязнение, вызванное увеличением количества транспортных средств, в том числе из-за роста интереса к логистическим услугам, оказывает негативное влияние на условия жизни. Однако следует отметить, что необходимость развития в этой области общественной жизни является результатом прогресса цивилизации. Действия, предпринимаемые странами, правительствами и частными учреждениями, направлены на умень-

шение негативного воздействия транспорта на окружающую среду и условия жизни. Очень важно, чтобы все учреждения и организации объединили свои действия для достижения общей цели. Каждое предприятие должно включать экологический аспект в свою стратегию работы на рынках.

Осуществление любой модернизации, позволяющей снизить негативные последствия ведения хозяйственной деятельности, должно быть оценено покупателями, поскольку приводит к улучшению жилищных условий. В крупных городах с загруженными транспортными маршрутами, помимо выхлопных газов, может наблюдаться множество других неблагоприятных эффектов, влияющих на качество жизни и окружающую среду, таких как заторы, шум, износ инфраструктуры и т. д. Из-за отсутствия возможности устранения транспорта применяются различные инициативы, направленные на снижение негативного воздействия транспорта в городах. Загрязнение в городах является результатом многих факторов. Поэтому важно заботиться об окружающей среде уже сегодня, чтобы предотвратить проблемы в будущем.

Загрязнение в городах

Воздействие загрязнения на качество жизни и окружающую среду является значительным из-за возрастающего влияния вредных веществ, особенно в городских районах [3]. Предполагается,

Типы веществ, выбрасываемых транспортными средствами

Вещество	Формирование
СО, окись углерода	Вещество выделяется при быстром и неполном сгорании топлива, особенно во время пробок. Окись углерода соединяется с кислородом атмосферы с образованием двуокси углерода СО ₂
СО ₂ , двуокись углерода	Вещество является результатом выхлопных газов. В естественных условиях (без загрязнения) в небольших количествах встречается в воздухе, играя важную роль в процессах вегетации, в процессе фотосинтеза. В настоящее время его слишком много, чтобы растения могли его усвоить
NO _x , оксиды азота	Вещества, образующиеся при сочетании азота и кислорода при высокой температуре воздуха, например, в двигателях автомобилей во время пробок. NO _x появляется в виде так называемых кислотных дождей, которые производят характерный туман — смог
НС, гидроксиды	Вещества, образующиеся в результате неполного сгорания топлива и моторных масел, особенно в дизельных двигателях в городах
Pb, свинец	Поступают из свинцовых присадок в некоторые виды бензина. Количество свинца уменьшилось с тех пор, как начали применяться каталитические нейтрализаторы и увеличилось использование неэтилированного бензина
Бензол	Вещество выбрасывается в основном автотранспортными средствами и химической промышленностью
Твердые частицы	Состоят из смесей гидроксидов, смесей серы и различных смесей минералов: они настолько малы, что остаются взвешенными в воздухе в течение длительного времени. Они могут быть очень опасными для здоровья. В основном они выбрасываются в воздух дизельными двигателями, и на транспортный сектор приходится 33 % их образования

что транспорт вызывает загрязнение воздуха на 40 %. В табл. 1 представлена разбивка веществ, влияющих на здоровье человека. Анализируя данные, приведенные в табл. 1, можно сделать вывод, что выброс большинства вредных веществ является результатом пробок в центрах городов и при сжигании дизельного топлива.

Основными "виновниками" выброса опасных веществ являются дизельные автомобили, не соответствующие последним европейским стандартам. Большим удобством в борьбе с негативным воздействием автомобильного транспорта будет допуск автомобилей, соответствующих стандартам ЕВРО V и VI, и автомобилей, использующих неэтилированный бензин.

Твердые частицы, оставшиеся в воздухе, могут представлять опасность для здоровья человека в течение более длительного периода времени, чем другие вещества, непосредственно влияющие на окружающую среду. Делая выводы из полученной информации, необходимо стремиться к устранению вредного транспорта из городских центров в пользу экологических решений и увеличения зеленых насаждений. Автомобильный транспорт удовлетворяет потребность в доставке товаров и способствует мобильности людей.

Основная задача Стратегии развития транспорта — улучшение транспортной доступности, безопасности участников движения и эффективности транспортного сектора. Такая ситуация, среди прочего, происходит благодаря деятель-

ности по созданию согласованной и устойчивой транспортной системы не только в Азербайджанской Республике, но и в Европе [3, 4].

Кроме того, выполнение задач, указанных в Стратегии развития транспорта, требует сокращения среднего времени в пути между провинциальными городами, минимизации негативного воздействия транспорта на окружающую среду и повышения уровня безопасности движения [5]. Кроме того, необходимо стремиться к адаптации инструментов, ориентированных на внедрение экологических и энергосберегающих средств автомобильного транспорта [6].

Транспорт несет ответственность за создание внешних издержек, таких как загрязнение окружающей среды, негативное воздействие на климат, ландшафт и шум [7, 8]. Каждое общество хотело бы минимизировать затраты на здоровье, вызванные прогрессом цивилизации. Облегчением является внедрение современных технологических приложений во многие области жизни [9]. Также важно вести деятельность в соответствии с действующим законодательством.

Значение автомобильного транспорта и окружающей среды

Автомобильный транспорт составляет наибольшую долю в перевозках как грузов, так и пассажиров. Это один из наиболее часто используемых видов транспорта. Поэтому в данной статье

Таблица 2

Избранные данные по автомобильному транспорту в Азербайджанской Республике с точки зрения охраны окружающей среды, тыс. т

Тип данных	2017	2018
Выбросы CO ₂ от автомобильного транспорта	13 000	11 000
Выбросы NO _x автомобильным транспортом	70,5	67,8
Выбросы твердых частиц от автомобильного транспорта	21,9	18,1

представленные данные касаются воздействия этого вида транспорта на окружающую среду. Использование автомобильного транспорта становится все более популярным в Азербайджанской Республике, в том числе из-за стратегического расположения страны. Это представляет собой высокий потенциал для компаний, работающих на азербайджанском рынке, а также проблему с точки зрения защиты окружающей среды. Автомобильный транспорт, основанный на нефтяном топливе, оказывает влияние на увеличение выбросов парниковых газов и значительно влияет как на окружающую среду, так и на людей. Выбросы парниковых газов от транспорта в 2018 г. составили 14 % от общих выбросов парниковых газов. Дорожный транспорт выбросил 11 млн т CO₂, т. е. на 2 млн т меньше, чем в 2017 г., при этом более 50 % этого загрязнения возникло в результате использования легковых автомобилей.

Помимо снижения выбросов углекислого газа, также наблюдается снижение уровня других загрязнителей воздуха, в том числе углеводородов, оксидов азота, твердых частиц [10]. В динамично развивающейся среде наблюдается заметный спрос на транспорт. Все большее количество предприятий используют в своей деятельности различные транспортные средства для доставки продукции конечным потребителям. В контексте защиты окружающей среды наибольшее негативное влияние оказывает автомобильный транспорт.

Выводы

В наше время транспорт — очень важный фактор жизни. Он оказывает как положительное, так и отрицательное влияние на общественную жизнь и окружающую среду. Люди быстро привыкли к новым возможностям и начали использовать имеющиеся транспортные средства для удовлетворения своих индивидуальных потребностей. Повышенный интерес и желание иметь собственный автомобиль привели к тому, что автомобиль-

ный рынок был адаптирован к социальным требованиям, и были произведены автомобили, доступные каждому. Возможность иметь собственные транспортные средства привела к тому, что их количество постоянно растет, что значительно облегчает жизнь.

Несомненным преимуществом транспорта является возможность перемещения людей и товаров с мест их производства в места продажи. Содействие, обеспечиваемое транспортом, особенно в наши дни, когда время и стоимость доставки товаров значительны, имеют большое значение. Исследование позволило констатировать, что транспорт способствовал значительному экономическому развитию страны.

Увеличение количества транспортных средств негативно сказывается на окружающей среде и воздухе. В частности, проблема наблюдается в крупных городах, где загрязнение воздуха выхлопными газами очень велико. Тем не менее, следует помнить, что проблемы загрязнения воздуха и негативных последствий от автомобильного транспорта становятся заметны во все большем количестве городов Азербайджанской Республики. Эти проблемы, прежде всего, являются результатом динамичного роста количества транспортных средств, плохого технического состояния, возраста транспортных средств и отсутствия соответствующей дорожной инфраструктуры. В центрах крупных городов бывают пробки, которые увеличивают расход топлива и выброс выхлопных газов.

Шум также отрицательно сказывается на здоровье населения. Поддержка инициатив, направленных на сокращение использования автомобильного транспорта в городах, может привести к снижению загрязнения воздуха и повышению качества жизни. Запрет проезда автомобилей в центры городов также поддержит устойчивое развитие и озеленение территорий. В настоящее время важно ценить и поддерживать идеи, которые помогают снизить негативное влияние транспорта на загрязнение воздуха, чтобы повысить качество городской жизни.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Пардо К. Ф.** Устойчивый городской транспорт. Шанхайское руководство: руководство по устойчивому городскому развитию в XXI веке. Департамент по экономическим и социальным вопросам ООН. Китай. 2012.
2. **Раджендра Д. Р., Пачаури К.** Борьба с изменением климата путем содействия экологически устойчивому развитию. Достижение устойчивого развития и содействие развитию сотрудничества. Диалоги в Экономическом и Социальном Совете. Департамент по экономическим и социальным вопросам. — Нью-Йорк, 2008. — С. 17–20.

3. **Рагимов Э. А.** Исследование водородных автомобилей на транспорте // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. — 2020. — № 9. — С. 18—23. DOI: <https://dx.doi.org/10.25791/pribor.09.2020.1205>.
4. **Пачура П., Ниткевич Т.** Финансирование и содействие устойчивому развитию // Текущая политика и экономика России, Восточной и Центральной Европы. — 2007. — Т. 22. — № 2. — С. 96—101.
5. **Грановский М., Динджер И., Розен М. А.** Экономическое и экологическое сравнение обычных, гибридных, электрических и водородных транспортных средств на топливных элементах // Журнал источников энергии. — 2006 — 159 (2). — С. 1186—1193.
6. **Кубик А., Туронь К., Станик З.** Транспортные средства систем каршеринга и такси в городской транспортной системе — правовые требования, техническое обслуживание, эксплуатация // По материалам "Международной конференции по транспорту и проектированию транспортных систем. 27—28 сентября 2018 года, Белград, Сербия", City Net Научно-исследовательский центр. — 2018. — С. 923—930.
7. **Рагимов Э. А.** Экологические проблемы транспортных средств. Транспорт: наука, техника, управление, ВИНТИ РАН. — 2020. — № 5. — С. 57—61. DOI: <https://dx.doi.org/10.36535/0236-1914-2020-05-11>.
8. **Ахтнихт М., Бюлер Г., Гермелинг С.** Влияние наличия топлива на спрос на автомобили с альтернативным топливом // Исследование транспорта. Часть D: Транспортная среда. — 2012. — 17 (3). — С. 262—269.
9. **Чех П., Турон К., Барчик Дж.** Автономный транспорт — основные вопросы // Научный журнал Силезского технологического университета. Серия Транспорт. — 2018. — № 100. — С. 15—22.
10. **Эззат М., Динджер И.** Разработка и оценка нового гибридного транспортного средства с аммиаком и водородом // Прикладная энергия. — 2019. — С. 226—239.

Новейший карьерный самосвал от "КАМАЗа"

Разработка инженеров компании — карьерный самосвал КАМАЗ-65805 — показан на международной выставке машин и оборудования для горнодобывающей и горнообработывающей промышленности MiningWorld Russia-2020, которая проходила в октябре 2020 г.

Лидером отечественного грузового автомобилестроения на крупнейшей специализированной бизнес-площадке представлен карьерный самосвал КАМАЗ-65805-002-91 — первый представитель абсолютно нового семейства автомобилей в линейке настоящих карьерных самосвалов КАМАЗ. Семейство будет состоять из карьерных самосвалов с колесной формулой 8×4 и 10×6, грузоподъемностью от 45 до 70 т. Презентованный самосвал разработан и изготовлен в Научно-техническом центре "КАМАЗа". Дебютировавший этим летом 60-тонный автомобиль предназначен для транспортировки скальной и горной породы в средних и малых карьерах в районах с умеренным и холодным климатом.

"В силу своих технических характеристик автомобиль обеспечивает лучшие показатели в отрасли, — рассказал главный конструктор инновационных автомобилей Научно-технического центра компании Сергей Назаренко. — КАМАЗ-65805 проектировали под увеличенные до 12 т допустимые нагрузки на рулевые оси и ведущие мосты с нагрузкой до 21 т. Многослойные шины Michelin X Works типоразмера 325/95R24 рассчитаны на эксплуатацию на дорогах невысокого качества (гравий, грейдер), строительных площадках с раскисшим грунтом и карьерах со скальной крошкой. Следует отметить снижение удельного давления на грунт за счет большего пятна контакта всех колес".

Как пояснил Назаренко, если у "карьерников" с колесной формулой 4×2 на шесть колес шириной 600 мм приходится 90—95 т, (26,39 т на 1 м линейный), то у КАМАЗа при меньшей на 3...9 % полной массе на пять осей давление распределяется через 16 колес шириной 325 мм при меньшем линейном давлении (16,73 т/м). С учетом диаметра колеса (2,2 м против 1 м у КАМАЗа) получается удельное давление в пятне контакта у КАМАЗа ниже на 10...30 %, что значительно снижает нагрузку на дорожные покрытия (асфальт, бетон, гравий, щебень) технологических дорог.

Длина самосвала — 11 040 мм, ширина — 2530 мм, высота — 3950 мм. При этом, несмотря на свои внушительные размеры, машина обладает маневренностью на уровне самосвалов 8×4. А соответствие габаритов требованиям ПДД позволяет автомобилю без груза перемещаться и по дорогам общего пользования.

Под капотом КАМАЗ-65805 установлен новый рядный 12-литровый дизельный двигатель КАМАЗ Р6 мощностью 500 л. с. Коробка передач представляет собой гидромеханический автомат, что для карьерной техники в таком классе грузоподъемности является самым подходящим решением, так как позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности.

Колесная формула автомобиля — 10×6. Три задних моста — ведущие. При этом две первые оси и последний задний мост — управляемые, т. е. их колеса поворачиваются. Такое решение позволяет повысить маневренность автомобиля при работе в карьере. На ведущие колеса приходится более 72 % сцепного веса автомобиля, что выше, чем у дорожных самосвалов 8×4, и практически достигает показателей самосвалов 6×4. Это обеспечивает высокие показатели проходимости автомобиля, в том числе и по мокрой дороге внутри карьера.

Задние ведущие мосты представляют собой полноценный триднем, т. е. распределение крутящего момента происходит в равной пропорции между ними. Самосвальная платформа с днищем и боковинами из специальной стали увеличенной толщины используется для погрузки больших и твердых глыб горной породы. Благодаря ее обогреву отработавшими газами двигателя решен вопрос с примерзанием мокрого зимнего грунта. Кузов, угол наклона которого равен 50°, имеет специальный защитный козырек над кабиной, защищающий водителя, агрегаты и узлы самосвала от падения скальной породы. Объем самосвальной платформы в скальном исполнении — 26 куб. м.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 338.2

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-2-42-48

И. М. Рябов, д-р техн. наук, проф., e-mail: rjabov1603@mail.ru, ВолгГТУ, г. Волгоград,
А. Р. Аль-Сумайдаи, асп., e-mail: farqad485@gmail.com, ВолгГТУ, г. Волгоград,
С. В. Данилов, канд. техн. наук, e-mail: sergey-danilov1@ya.ru, СКГА, г. Черкесск,
А. М. Ковалев, канд. техн. наук, e-mail: ak-533@yzndex.ru, ВолгГТУ, г. Волгоград,
А. Х. Аль-Джумаили, асп., e-mail: abdulstar_k@mail.ru, Московский политехнический университет, г. Москва

ОЦЕНКА СОЦИАЛЬНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НОВОЙ СИСТЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ ДВС НА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЯХ

Статья посвящена оценке социально-экономической эффективности оборудования ДВС электронной системой регулирования его механических потерь, обеспечивающей эффективное торможение автомобиля. Проведенная оценка социально-экономической эффективности предложенного оборудования ДВС автомобилей-такси электронной системой управления механическими потерями, обеспечивающей эффективное торможение автомобиля, показала, что данное совершенствование дает высокую экономию ресурсов для России, составляющую порядка 3,5 % от объема выручки рынка такси в РФ.

Ключевые слова: оценка, автомобиль, социально-экономический эффект, торможение автомобиля двигателем.

The article is devoted to assessing the socio-economic efficiency of internal combustion engine equipment with an electronic system for regulating its mechanical losses, which provides effective vehicle braking. The evaluation of the socio-economic efficiency of the proposed equipment for the internal combustion engine of cars-taxis with an electronic system for managing mechanical losses, which provides effective braking of the car, showed that this improvement provides a high resource economy for Russia, amounting to about 3.5 % of the revenue of the taxi market in the Russian Federation.

Keywords: rating, car, socio-economic impact, the deceleration of the vehicle engine.

Введение

Темпы роста численности автомобилей в России за период с 2005 по 2014 г. практически постоянны и они значительно выше, чем в передовых европейских странах (рис. 1). Однако по обеспеченности жителей легковыми автомобилями (числу автомобилей на 1000 жителей) Россия значительно отстает от передовых стран Европы (рис. 2).

В передовых европейских странах с 2013 г. число автомобилей практически стабилизировалось, а в России происходит непрерывный рост этого показателя.

На основе графиков (рис. 1) и данных рис. 2 можно сделать вывод, что если темпы увеличения численности автомобилей в России сохранятся, то страна достигнет уровня автомобилизации передовых европейских стран к 2035 г. Для ускорения

этого процесса необходимо совершенствование существующих автомобилей для повышения их качества.

Одним из перспективных путей совершенствования существующих легковых автомобилей является применение системы торможения ДВС с электронным управлением. Такое совершенствование конструкции позволит применять торможение движением и улучшить некоторые эксплуатационные показатели автомобиля, в частности топливную экономичность, экологическую и дорожную безопасность.

В связи с этим оценка социально-экономической эффективности применения предлагаемого оборудования ДВС электронной системой управления его механическими потерями представляет несомненный интерес. Особенно актуально внедрение предложенной электронной системы на автомобилях с интенсивной эксплуатацией в

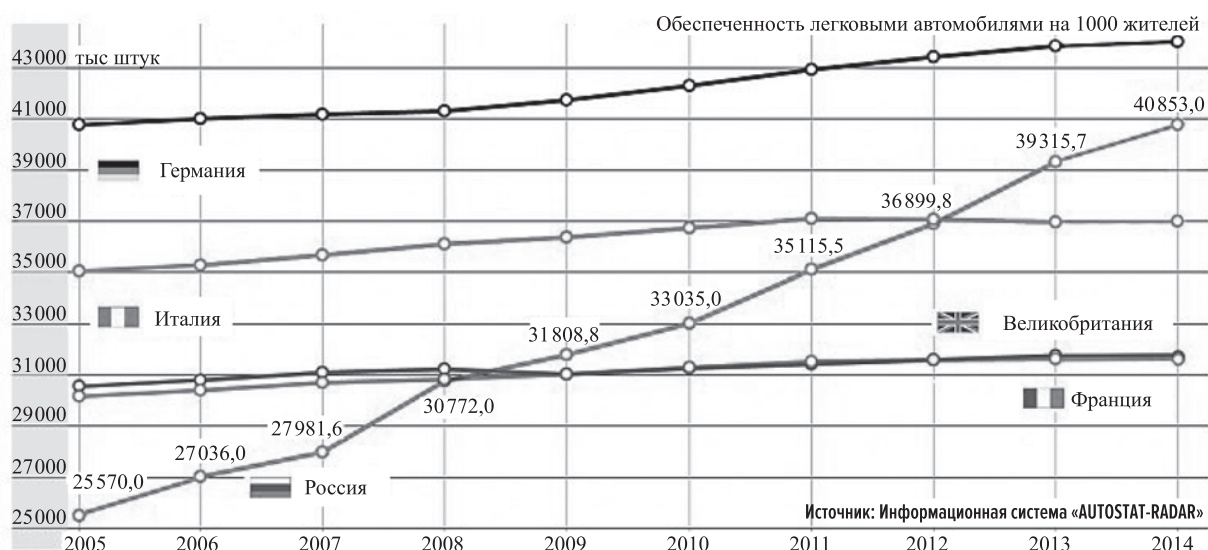


Рис. 1. Изменение численности автомобилей и обеспеченность ими жителей в России и в передовых европейских странах



Рис. 2. Обеспеченность жителей различных стран легковыми автомобилями (на 1000 жителей)

городах, например, легковых автомобилях-такси. Это не только повысит их дорожную и экологическую безопасность, но также даст существенную экономию ресурсов за счет экономии топлива, снижения числа ДТП и затрат на замену тормозных колодок и улучшит качество обслуживания пассажиров.

Недостатки существующих оценок

Авторы статьи проводили исследования в направлении повышения эффективности и качества обслуживания пассажиров на автомобильном пассажирском транспорте [1–7]. В работе [7] была рассмотрена техническая и экономическая эффективность автомобиля ДВС. Доказано, что торможение двигателем не приводит к негативным последствиям как для самого двигателя, так и для трансмиссии. Также была проведена расчетная оценка ресурсосбережения при использовании торможения легкового автомобиля-такси двигателем, не оборудованным электронной системой управления его механическими потерями. Данная оценка была недостаточно точной, поскольку

в ней не учитывались некоторые особенности процесса торможения автомобиля двигателем и не рассматривался социально-экономический эффект от повышения безопасности движения.

В связи с этим проведение уточненной оценки социально-экономической эффективности оборудования ДВС электронной системой регулирования механических потерь, обеспечивающей эффективное торможение автомобиля, представляет несомненный интерес.

Принцип работы и возможности предложенной электронной системы управления механическими потерями ДВС

Принцип работы электронной системы управления механическими потерями ДВС основан на регулировании давления в камере сгорания ДВС с помощью небольшого дополнительного клапана (рис. 3), который открывается и закрывается соленоидом, связанным с электронным блоком управления (ЭБУ).

ЭБУ по специальным алгоритмам открывает и закрывает дополнительный клапан, получая

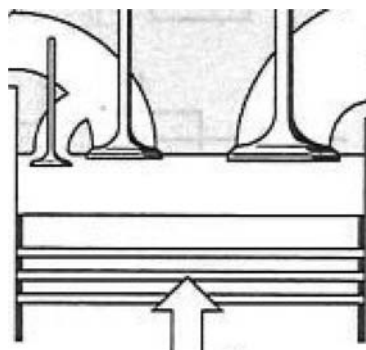


Рис. 3. Камера сгорания ДВС с дополнительным клапаном, управляемым электронным блоком

сигналы от датчиков. При этом он осуществляет соответствие между управляющим воздействием водителя (силой нажатия на педаль тормоза) и тормозной силой ДВС, возникающей в пятне контакта ведущих колес с дорогой. Эту силу ЭБУ стабилизирует, что обеспечивает заданную водителем эффективность торможения автомобиля и поддерживает постоянство заданного водителем замедления при снижении скорости.

Уточненная оценка социально-экономического эффекта

Социально-экономический эффект оборудования ДВС автомобиля электронной системой управления его механическими потерями представим состоящим из следующих четырех составляющих:

$$\Theta = \Theta_1 + \Theta_2 + \Theta_3 + \Theta_4, \quad (1)$$

где Θ_1 — экономия затрат на топливо, руб.;

Θ_2 — экономия затрат за счет уменьшения экологического ущерба, руб.;

Θ_3 — экономия затрат на замену тормозных колодок, руб.;

Θ_4 — социально-экономический эффект за счет повышения безопасности движения (снижения риска ДТП), руб.

Оценку социально-экономической эффективности внедрения предложенной электронной системы управления механическими потерями ДВС будем проводить для легковых автомобилей-такси (ЛАТ) в соответствии с формулой (1) в 4 этапа.

Этап 1. Уточненная оценка экономии затрат на топливо

Особенность процесса торможения современного автомобиля ДВС состоит в следующем. Во время торможения

автомобиля рабочей тормозной системой, когда ДВС отсоединен от трансмиссии, он работает на холостом ходу, и потребляет топливо. В случае торможения автомобиля ДВС подача топлива в него прекращается, поэтому топливо экономится. Для точного расчета экономии топлива следует рассмотреть два режима торможения автомобиля двигателем.

Первый режим — снижение скорости автомобиля не до нуля или притормаживание. В этом режиме ДВС постоянно работает как тормоз-замедлитель даже при подключении рабочей тормозной системы. Тогда для расчета экономии затрат на топливо используем формулу

$$\Theta_{1П} = Q_{ч} t_{п} Ц_{Т}, \quad (2)$$

где $Q_{ч}$ — часовой расход топлива на холостом ходу; $t_{п}$ — время притормаживаний за год эксплуатации ЛАТ; $Ц_{Т}$ — цена топлива.

Часовой расход на холостом ходу у прогретого двигателя легкового автомобиля составляет 0,6...0,7 л/ч, холодный двигатель расходует около 1 л/ч. Поскольку прогрев ДВС занимает только несколько минут, целесообразно для расчетов принять $Q_{ч} = 0,7$ л/ч.

В работе [9] в результате анализа изменения скорости легкового автомобиля от времени его движения по городскому маршруту протяженностью 12 км установлено, что время, в течение которого автомобиль снижает скорость без остановки, составляет 7,0 % от общего времени его движения по маршруту. Тогда, при продолжительности движения ЛАТ за смену 8 ч, время служебных торможений без остановки автомобиля равно 0,56 ч, в год $t_{п} = 204,4$ ч. При цене на топливо $Ц_{Т} = 45$ руб./л годовая экономия затрат на топливо в денежном выражении по формуле (3) составит:

$$\Theta_{1П} = 0,7 \cdot 204,4 \cdot 45 = 6439 \text{ руб.}$$

Второй режим — снижение скорости автомобиля до нуля или остановка. Особенностью процесса торможения ЛАТ двигателем при снижении скорости до нуля является то, что двигатель работает как тормоз-замедлитель только до момента, когда частота вращения его коленчатого вала снизится до частоты, близкой к частоте холостого хода. В этот момент включается подача топлива в ДВС для поддержания его вращения, водитель выключает передачу и далее нажимает на педаль тормоза и с помощью рабочей тормозной системы останавливает автомобиль.

Таким образом, в процессе торможения ЛАТ с использованием ДВС до остановки, подача

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

топлива в него отсутствует только на части полного времени торможения, величина которой зависит частоты вращения его коленчатого вала в начале и в конце торможения. Введем коэффициент снижения частоты ДВС в процессе торможения:

$$K_{\text{чд}} = n_{\text{хх}} / n_{\text{нт}}, \quad (3)$$

где $n_{\text{хх}}$ — частота конца торможения, которая близка к частоте холостого хода; $n_{\text{нт}}$ — частота вращения коленчатого вала ДВС в начале торможения.

Долю времени торможения двигателем при снижении скорости автомобиля до нуля можно определить по формуле

$$D = 1 - K_{\text{чд}}. \quad (4)$$

Например, если ЛАТ начинает торможение двигателем без переключения передач со скорости 60 км/ч, двигаясь на 4-й передаче при частоте вращения коленчатого вала ДВС в начале торможения около 2000 об/мин, и заканчивает торможение при частоте коленчатого вала ДВС около 1000 об/мин, то $D = 0,5$. Таким образом, топливо будет экономиться только половину времени торможений автомобиля до полной остановки.

Если перед торможением двигателем ЛАТ со скорости 60 км/ч водитель перейдет с 4-й передачи на вторую, то частота вращения двигателя увеличится примерно до 4000 об/мин, в соответствии с передаточным отношением между этими передачами, которые приведены в табл. 1.

Тогда увеличится не только замедление автомобиля, но и доля времени служебного торможения, в течение которого экономится топливо до $D = 0,75$.

Для расчета годовой экономии затрат на топливо при снижении скорости до нуля используем формулу

$$\Theta_{10} = Q_{\text{ч}} t_0 \text{ДЦ}_{\text{T}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива на холостом ходу; t_0 — время торможения до остановки за год эксплуатации ЛАТ; D — средняя доля времени служебного торможения, в течение которого экономится топливо; Ц_{T} — цена топлива.

В работе [7] было получено что время торможения автомобиля до остановки на городском маршруте составляет 23 % от общего времени движения. Тогда за смену суммарное время служебных торможений ЛАТ до остановки за смену составит 1,84 ч, а за год $t_0 = 671,6$ ч. Экономия затрат на топливо при его цене 45 руб./л в денежном выражении составит

$$\Theta_{10} = 0,7 \cdot 671,6 \cdot 0,65 \cdot 45 = 13\,751 \text{ руб.}$$

Полная годовая экономия на топливе при использовании предложенной системы на одном ЛАТ:

$$\Theta_1 = \Theta_{1\Pi} + \Theta_{10}, \quad (6)$$

где $\Theta_{1\Pi}$ — экономия затрат на топливо при притормаживании (снижении скорости автомобиля не до нуля), руб.; Θ_{10} — экономия затрат при торможении до остановки.

$$\Theta_1 = 6439 + 13\,751 = 20\,190 \text{ руб.}$$

Этап 2. Оценка экономии ресурсов за счет уменьшения экологического ущерба

Используем известную оценку [7], основанную на том, что данная экономия связана с экономией расходов на топливо по формуле

$$\Theta_2 = 0,4\Theta_1. \quad (7)$$

Тогда экономия затраты ресурсов за счет уменьшения экологического ущерба при использовании предложенного совершенствования на одном ЛАТ:

$$\Theta_2 = 0,4 \cdot 20\,190 = 8076 \text{ руб.}$$

Этап 3. Уточненная оценка экономии ресурсов за счет снижения затрат на приобретение и замену тормозных колодок

Оценка экономии ресурсов за счет снижения затрат на приобретение и замену тормозных колодок основана на статистических данных по

Таблица 1
Передаточные числа коробки передач

Передачи	ВАЗ-2105	ВАЗ-2109
I	3,67	3,636
II	2,10	1,95
III	1,36	1,357
IV	1,00	0,941
V	0,82	0,784
R (Задний ход)	3,53	3,53

Таблица 2

Средний ресурс тормозных накладок отечественных автомобилей

Тип транспортного средства	$R_{\text{ср}\Delta}$, тыс. км	Доверительные границы $R_{\text{ср}\Delta}$, тыс. км	
		нижняя	верхняя
ГАЗ-3221	13,8	13,1	14,5
ВАЗ-2110, 2115	24,5	13,7	35,3

среднему ресурсу тормозных колодок (табл. 2). Он зависит от стиля вождения автомобиля и других факторов, поэтому имеет разброс значений для одного автомобиля

Ресурс передних и задних колодок отличается. Например, у автомобиля Renault Logan, который часто используется в качестве ЛАТ, он составляет $P = 25...30$ тыс. км пробега, задних барабанных колодок — около 40 тыс. км.

Число замен колодок определяют по формуле

$$n = L_T/P, \quad (8)$$

где L_T — средний годовой пробег ЛАТ. Например, в г. Санкт Петербурге он составляет порядка $L_T = 90$ тыс. км. Тогда число замен передних колодок в год $n_{\text{п}} = 3,6...3,0$, а задних колодок — $n_{\text{з}} = 2,25$.

Средняя цена передних тормозных колодок для автомобилей Renault Logan и Renault Symbol составляет порядка 1470 руб., а задних тормозных колодок для барабанных тормозов — порядка 1987 руб.

Стоимость услуг по замене тормозных колодок в автосервисах Волгограда изменяется от 400 до 2380 руб. Например, в автосервисах "АвтоЛаборатория" и "Плаза" стоимость замены передних тормозных колодок от 690 руб., а задних тормозных колодок от 990 руб.

Экономии затрат на замену передних и задних колодок определим по формуле:

$$\Delta_3 = \Delta_{\text{ЗПК}} + \Delta_{\text{ЗЗК}}, \quad (9)$$

где $\Delta_{\text{ЗПК}}$ — экономия затрат на замену передних колодок, руб.; $\Delta_{\text{ЗЗК}}$ — экономия затрат на замену задних колодок.

Затраты на замену передних колодок можно определить по формуле:

$$\Delta_{\text{ЗПК}} = (\text{Ц}_{\text{ПК}} + \text{Ц}_{\text{ЗПК}})n_{\text{Д}}, \quad (10)$$

где $\text{Ц}_{\text{ПК}}$ — цена передних колодок, руб.; $\text{Ц}_{\text{ЗПК}}$ — стоимость замены задних колодок; n — число за-

мен колодок в год; Д — доля кинетической энергии автомобиля, которая поглощается двигателем.

Поскольку при снижении скорости автомобиля до нуля в конце процесса торможения используется рабочая тормозная система, то доля кинетической энергии автомобиля, которая будет поглощена двигателем:

$$\text{Д}_3 = 1 - \frac{V_{\text{к}}^2}{V_{\text{н}}^2}, \quad (11)$$

где $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{к}}$ — начальная и конечная скорость автомобиля при торможении двигателем.

Предложенное оборудование ДВС электронной системой управления его механическими потерями позволяет снижать скорость ЛАТ двигателем в 3 раза. Тогда по формуле (11) $\text{Д}_3 = 0,9$. Подставив в формулу (10) приведенные выше величины входящих в нее параметров, получим стоимость замены передних тормозных колодок для автомобилей Renault Logan:

$$\Delta_{\text{ЗПК}} = (690 + 1470) \cdot 3,3 \cdot 0,9 = 5832 \text{ руб.},$$

и задних колодок:

$$\Delta_{\text{ЗЗК}} = (990 + 1987) \cdot 2,25 \cdot 0,9 = 6028 \text{ руб.}$$

Полная экономия затрат ресурсов на замену колодок на одном ЛАТ Renault Logan по формуле (9):

$$\Delta_3 = 5832 + 6028 = 11\,860 \text{ руб.}$$

Этап 4. Оценка социально-экономического эффекта за счет повышения безопасности движения

Социально-экономический эффект за счет повышения безопасности движения можно определить по данным, полученным на основе установленного международным опытом влияния мероприятий по повышению безопасности движения на снижение риска ДТП [8]. В этих данных содержится информация о том, что реализация мероприятий по повышению сцепных свойств дорожных покрытий сокращает риск ДТП на 20 %.

Предложенное оборудование ДВС ЛАТ электронной системой управления его механическими потерями также повышает сцепление шин с дорогой, что снижает риск заноса. На этом основании можно принять, что оно позволит ожидать такое же снижение риска ДТП как от мероприятий по повышению сцепных свойств покрытий дороги.

Тогда социально-экономический эффект за счет повышения безопасности движения применением предложенной электронной системой управления механическими сопротивлениями ДВС на всех ЛАТ в России:

$$\Theta_4 = 0,2U_{\text{ЛАТ}}/N_{\text{лат}}, \quad (12)$$

где $U_{\text{ЛАТ}}$ — годовой ущерб от ДТП в России, приходящийся на ЛАТ; $N_{\text{лат}}$ — число легковых автомобилей-такси в России.

Для определения годового ущерба от ДТП в России, приходящегося на ЛАТ, используем данные агентства "Автостат" и других источников. На 1 января 2019 г. парк автомобильной техники в России насчитывает 51,8 млн ед., из которых ЛАТ в России $N_{\text{лат}} = 600$ тыс. ед., что составляет 1,2 %.

В работе [9] отмечено, что ущерб от ДТП в России в последние годы стабилен и составляет более $U = 1$ трлн руб. При допущении, что ущерб по всем автомобилям распределен равномерно $U_{\text{ЛАТ}} = 12$ млрд. руб.

Тогда социально-экономический эффект за счет снижения риска ДТП при установке предлагаемой системы, приходящийся на один ЛАТ, по формуле (12):

$$\begin{aligned} \Theta_4 &= 0,2U_{\text{ЛАТ}}/N_{\text{лат}} = \\ &= 0,2 \cdot 12 \text{ млрд} / 600 \text{ тыс.} = 4000 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Общий годовой социально-экономический эффект от оборудования ДВС легковых автомобилей-такси электронной системой управления его механическими потерями

Общий годовой социально-экономический эффект от совершенствования тормозной системы одного ЛАТ, по формуле (1):

$$\begin{aligned} \Theta &= 20 \ 190 + 8 \ 076 + 11 \ 860 + \\ &+ 4000 = 45 \ 166 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Стоимость оборудования ЛАТ предлагаемой системой и ее годового обслуживания по предварительным расчетам составляет порядка 20 тыс. руб. Тогда срок окупаемости данной системы составит меньше полгода, а годовой социально-экономический эффект оборудования данной системой ДВС всех 600 тыс. легковых автомобилях-такси России после срока ее окупаемости составит:

$$\Theta_{\text{tax}} = 45 \ 166 \ 600 \ 000 = 27,0996 \text{ млрд руб.}$$

Заключение

1. Анализ показал, что если темп увеличения численности автомобилей в России сохранится, то она достигнет уровня автомобилизации передовых европейских стран к 2035 году.

2. Одним из перспективных путей совершенствования автомобилей является предложенное авторами статьи оборудование их ДВС электронной системой управления механическими потерями, позволяющей улучшить эффективность торможения двигателем и некоторые эксплуатационные показатели автомобиля.

3. В существующей оценке экономического эффекта от торможения автомобиля ДВС не рассматривался эффект от повышения безопасности движения, а оценка была недостаточно точной, поскольку не учитывались некоторые особенности процесса торможения автомобиля двигателем.

4. Предложенная электронная система, которая управляет механическими потерями ДВС при торможении автомобиля, осуществляет соответствие между управляющим воздействием водителя (силой нажатия на педаль тормоза) и тормозной силой ДВС, возникающей в пятне контакта ведущих колес с дорогой, а также обеспечивает постоянство тормозной силы ДВС при снижении скорости автомобиля.

5. Уточненный социально-экономический эффект состоит из следующих четырех составляющих: экономия затрат на топливо; экономия затрат за счет уменьшения экологического ущерба; экономия затрат на замену тормозных колодок; социально-экономический эффект от снижения риска ДТП.

6. Оценка социально-экономической эффективности оборудования ДВС электронной системой, управляющей его механическими потерями в процессе торможения автомобиля двигателем, проведенная для легковых автомобилей-такси России, показала, что такое оборудование окупается за 5...6 мес. и позволяет получить годовую экономию ресурсов до 27,0996 млрд руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **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. — 2019. — № 4 (21). — С. 33—37.
2. **Оценка** экономической эффективности модернизации городских автобусов и автомобилей-

- такси путем установки системы рекуперации энергии торможения / И. М. Рябов, З. К. Омарова, Ю. Г. Юсупов, С. В. Данилов // Грузовик. — 2019. — № 8. — С. 36—40.
3. **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.
 4. **Преимущества** и недостатки внедрения на городском пассажирском автомобильном транспорте систем рекуперации энергии торможения / И. М. Рябов, З. К. Омарова, Ш. М. Минатуллаев, Ю. Г. Юсупов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сб. науч. трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции. 14—15 ноября 2016 г. — Воронеж, 2016. № 5. Ч. 4 (25-4). — С. 132—136.
 5. **Чванов В. В.** Методы оценки и повышения безопасности дорожного движения с учетом условий работы водителя. — М.: ИНФРА-М, 2010. — 416 с.
 6. **Верзилин В. А., Назолина Ю. В.** Социально-экономический ущерб от ДТП как один из аспектов обеспечения экономической безопасности Российской Федерации // РЕГИОН: системы, экономика, управление. — 2019. — № 4 (47). — С. 143—152.
 7. **Путинцев С. В.** Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: Учебное пособие по дисциплине "Специальные главы конструирования и САПР". — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. — 287 с.
 8. **Гребенников С. А., Иванов Р. В.** Способ определения механических потерь автотракторных двигателей // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н. И. Вавилова. — 2008. — № 4. — С. 62—66.
 9. **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.
 10. **Якунин Р. В.** Методические основы оптимизации профиля юбки поршня ДВС с целью снижения механических потерь.: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. — М., 2012. — 127 с.
 11. **Агеев А. Г.** Снижение механических потерь в быстходном дизеле воздушного охлаждения совершенствованием конструкции деталей ЦПГ: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. — М., 2017. — 68 с.
 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; 2-е изд., перераб. — Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Алексея, 2013. — 413 с.
 15. **Kennedy M., Hoppe S., Esser J.** Piston ring coating reduces gasoline engine friction // MTZ. — 2012. — № 5. — P. 41—43.

"КАМАЗ" планирует экспортировать пассажирский транспорт

ПАО "КАМАЗ" планирует в будущем поставлять пассажирский транспорт в Европу — необходимую для этого сертификацию компания рассчитывает пройти в 2021 г.

По словам генерального директора "КАМАЗа" Сергея Когогина, сегмент пассажирского транспорта становится очень важным для компании. Это направление автогигант будет активно развивать и дальше. "Наша стратегия ориентирована на создание универсальной модульной платформы, которую мы сейчас разрабатываем вместе с Петербургским политехническим университетом. Хотим спроектировать весь спектр автобусов и электробусов от 9 до 18 м в новом кузове, с лучшими характеристиками, — поделился планами Сергей Когогин. — Только так мы сможем наладить экспорт в Европу. Пока мы не готовы к сертификации по европейским требованиям, но в 2021 г., думаю, доведем конструкцию до соответствия всем нормам и сможем автобусы экспортировать".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 03.12.2020. Подписано в печать 28.01.2021. 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 "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru