Грузовик

4
2018

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн.наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн.наук
Л.В. Грехов, д-р техн.наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн.наук
В.В. Комаров, канд.техн.наук
В.А. Марков, д-р техн.наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед.наук, канд.техн.наук
О.Н. Румянцева, ген.дир.ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд.техн.наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн.наук
В.С. Устименко, канд.техн.наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн.наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн.наук, проф.

Корпункт:
Я.Е.Карповский (г.Минск)

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

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

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

Подписной индекс:
по объединенному каталогу "Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2018

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 *Макеев В. Н., Плешков Д. Д.* Результаты исследования манипулятора измененной конструкции на примере гидравлического экскаватора

9 *Фасхиев Х. А.* Методика проектирования зубчатых колес главных передач автомобилей на заданный ресурс

Исследования. Расчет

16 *Зорин В. А., Тимченко М. И.* Применение аддитивных технологий при изготовлении деталей автомобилей

18 *Батыщев Д. Ю.* Определение величины погрешности парковочных систем при оценке расстояния до препятствия

21 *Москвичев Д. А., Виноградов О. В.* Оптимизация производства схемами поставок модульных транспортных средств

Энергетическое машиностроение

24 *Матюхин Л. М.* Термодинамические основы альтернативной оценки наполнения и анализа циклов поршневых ДВС

Городской пассажирский наземный транспорт

34 *Блудян Н. О., Кудряшов М. А., Качанова Н. А.* Анализ и оценка эффективности транспортного обслуживания ТПУ МЦК

Экология

41 *Нагорнов С. А., Романцова С. В., Марков В. А.* Использование эфирных смесей в качестве альтернативных моторных топлив для дизелей. Часть 2

47 ***Пресс-тур***

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru.
Пятилетний импакт-фактор РИНЦ 2015 г.— 0,208.
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2014 г.по тематике "Транспорт" — 11; по тематике "Машиностроение" — 44. http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777
Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

4
2018

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"
Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev, dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, 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; snp748@yandex.ru
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", 2018

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

CONTENTS:

Design

3 *Makeev V. N., Pleshkov D. D.* Results of the study arm redesigned the example of hydraulic excavator

9 *Faskhiev Kh. A.* Methodology for designing the gear wheels transmission of vehicles to the customized resource

Research. Calculation

16 *Zorin V. A., Timchenko M. I.* Application of additive technologies at production of automobiles details

18 *Batyshhev D. Y.* Determination of the size of the parking system error at the estimation of distance to obstacle

21 *Moskvichev D. A., Vinogradov O. V.* Optimization of production schemes supply modular vehicles

Energy engineering

24 *Matyukhin L. M.* Thermodynamic fundamentals of alternative evaluation of the loading's quality and analysis of piston combustion engine's cycles

Public passenger land transport

34 *Bludyan N. O., Kudryashov M. A. Kachanova N. A.* Analysis of transport services of the MCC stations by land-based public passenger transport

Environment

41 *Nagornov S. A., Romantsova S. V., Markov V. A.* The use of ester mixtures as alternative motor fuels for diesel engines. Part 2

47 ***Press tour***

The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
System of Russian Science Citation Index www.elibrary.ru.
Five-year impact factor INDEX 2015 — 0.208.
Place in rating of SCIENCE INDEX for 2014, on the theme "Transport" — 11; on the theme of "Engineering" is 44.
http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777

Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 621.879.322

В. Н. Макеев, канд. техн. наук, профессор, **Д. Д. Плешков,** соискатель,
Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (ВГЛТУ), г. Воронеж
E-mail: pleshkov2012@yandex.ru

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ МАНИПУЛЯТОРА ИЗМЕНЕННОЙ КОНСТРУКЦИИ НА ПРИМЕРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Создание манипулятора гидравлического экскаватора оптимальной конструкции является актуальной проблемой. В статье приводятся результаты исследования манипулятора измененной (оптимальной) конструкции гидравлического экскаватора ЭО-5225. При этом подробно излагаются результаты исследования параметров разработанной конструкции, приводится ее математическая модель, ориентированная для реализации на ЭВМ с использованием разработанной авторами программы. По результатам исследования приводятся графические зависимости исследуемых параметров предлагаемой конструкции гидравлического манипулятора. Внедрение разработанной оптимальной конструкции гидроманипулятора дает повышение производительности одноковшовых экскаваторов на земляных работах, что очень убедительно доказывается в данной научной статье.

Ключевые слова: *манипулятор гидравлического экскаватора, производительность, рабочее оборудование, земляные работы, параметры манипулятора, гидроцилиндры стрелы.*

Create manipulator hydraulic excavator optimal design is an actual problem. The article presents the results of a study of the manipulator modified (optimal) design of the hydraulic excavator EO-5225. This details the results of the study parameters of design is a mathematical model of it; targeted for implementation on a computer using a program developed by the authors. The study provides a graph of the test parameters of the proposed design of the hydraulic manipulator. Implementation of the developed optimal design hydro manipulator increases productivity shovels in the excavation, which is very clearly proved in this scientific article.

Keywords: *arm hydraulic excavator, productivity, work equipment, earthworks, the parameters of the manipulator, boom cylinder.*

Манипулятор гидравлического экскаватора представляет собой сложный гидромеханизм, от работы которого зависят многие факторы, оказывающие значительное влияние на производительность при производстве земляных работ.

Многообразие форм и видов рабочего оборудования гидравлического экскаватора делают его универсальным, способным выполнять практически любые операции в дорожном строительстве и других отраслях при производстве земляных работ. Однако параметры манипулятора, а именно параметры установки гидроцилиндра стрелы, неизменны для каждого из видов рабочего оборудования, что, в свою очередь, негативно сказывается на рабочем процессе и приводит к снижению производительности. Рабочее оборудование (стрелы, рукояти, ковши) отличается между собой не только геометрическими параметрами и массой, но и характерными особенностями их применения [1].

В ряде научных работ [2—4], посвященных гидравлическим экскаваторам, отмечается, что наибольшее и основополагающее воздействие на повышение производительности оказывают параметры рабочего оборудования, рабочего органа (ковша) и параметры гидромеханизма подъема стрелы.

Зачастую необходимость повышения производительности складывается благодаря увеличению емкости ковша, снижению категории разрабатываемого грунта и уменьшению длины стрелы и рукояти. В то же время работа с ковшами повышенной емкости приводит к стопорениям рабочего оборудования в забое, перегрузкам гидропривода и других узлов, значительному снижению производительности и ресурса [5].

Стопорения в забое рабочего оборудования гидравлического экскаватора в первую очередь вызвано нерациональной компоновкой его манипулятора, вследствие чего возрастают реактивные давления в гидроцилиндрах стрелы, которые зачастую превышают давление настройки предохранительных клапанов и происходит проседание рабочего оборудования, увеличивается трение ковша о грунт, скорость и сила резания падают, происходит снижение производительности [6].

Во избежание таких негативных явлений необходимо создать оптимальный манипулятор гидравлического экскаватора для различных видов рабочего оборудования и характерных особенностей его технологического применения, что в свою очередь, позволит повысить производительность и эффективность процесса разработки грунта.

Определение (выбор) параметров манипулятора неразрывно связан со значением геометрических размеров рабочего оборудования и областью его использования [7, 8].

На рис. 1 приведена расчетная схема параметров манипулятора гидравлического экскаватора.

При подъеме манипулятор преодолевает сопротивление сил тяжести перемещаемых элементов и динамические нагрузки. На величину динамических нагрузок существенное влияние оказывает положение точек крепления гидроцилиндра стрелы, так как применяемые основные виды рабочего оборудования отличаются геометрическими размерами и массой.

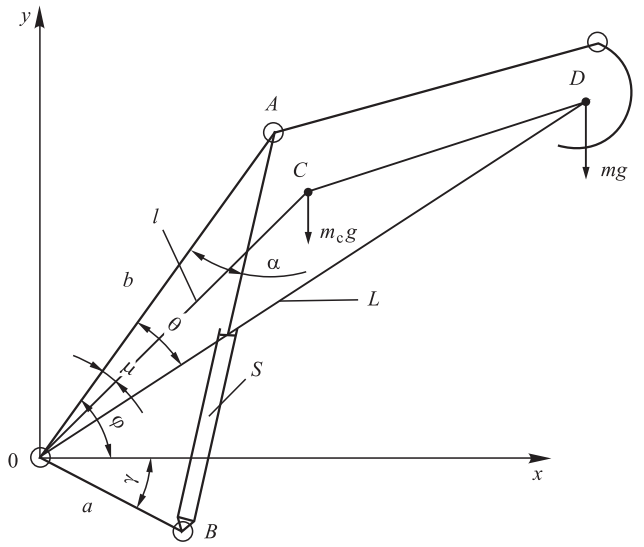


Рис. 1. Расчетная схема параметров манипулятора гидравлического экскаватора

Момент, реализуемый гидроцилиндром стрелы относительно ее пяты O, равен:

$$M_{\text{гц}} = Fb\sin\alpha, \tag{1}$$

где F — усилие, развиваемое гидроцилиндром подъема стрелы, Н.

Момент является функцией текущего угла α, который связан с угловым перемещением φ и геометрическими параметрами, определяющими положение гидроцилиндра a, b, γ.

При заданных величинах a, b и угла γ углы φ и α будут равны:

$$\varphi = \arccos\left[\frac{a^2 + b^2 - S^2}{2ab}\right], \tag{2}$$

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{a\sin(\varphi + \gamma)}{S}\right]. \tag{3}$$

Согласно положениям, приведенным в работе [5], полагаем, что скорость движения поршня v в момент подъема рабочего оборудования постоянна, тогда выражение для определения суммарной длины гидроцилиндра будет иметь вид:

$$S = S_0 + vt, \tag{4}$$

где S_0 — минимальная длина гидроцилиндра подъема стрелы, м; t — время, с.

Выражение, определяющее длину гидроцилиндра, необходимую для подъема рабочего оборудования на заданный угол φ, получим из ΔOAB (рис. 1):

$$S = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos(\gamma + \varphi)}. \tag{5}$$

Для определения времени подъема рабочего оборудования на заданный угол φ приравняем выражения (4) и (5):

$$t = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos(\gamma + \varphi)}\Big/v - S_0. \tag{6}$$

Усилие в гидроцилиндре стрелы при заданных параметрах манипулятора определяется размерами рабочего оборудования, динамическими нагрузками и массой перемещаемого грунта в ковше, будет иметь вид:

$$F = \frac{\left[\left(J_c + ml^2\right)\varepsilon + g\left(m_c l\cos(\varphi - \mu) + mL\cos(\varphi - \theta)\right)\right]}{ab\sin(\gamma + \varphi)} \times \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos(\gamma + \varphi)}, \tag{7}$$

где $L = (l_c + l_р + l_к/2)\psi$ — для расправленного рабочего оборудования с груженым ковшом; $L = (l_c + l_р + l_к)\psi$ — для расправленного рабочего оборудования на максимальном его вылете; l_c, $l_р$, $l_к$ — длина стрелы, рукояти и ковша соответственно; ψ — конструктивный параметр рабочего оборудования, 0,95 [8]; ε — угловое ускорение, определяемое путем дифференцирования выражения (2) по времени:

$$\varepsilon = \frac{v}{ab}\frac{v\sin\varphi - S\omega\cos\varphi}{\sin^2\varphi}. \quad (8)$$

Задача выбора и исследования параметров манипулятора гидравлического экскаватора сводится к определению величин a, b и угла γ, исходя из снижения величины усилия развиваемого гидроцилиндром подъема стрелы, и динамических нагрузок. Выбор параметров (производится в сравнении со стандартным манипулятором гидравлического экскаватора ЭО-5225) [9, 10]:

1. Параметры a и γ — постоянны и соответствуют аналогу проектируемого манипулятора гидравлического экскаватора. Параметр $b = 2{,}5 + 0{,}05j$, где $j = 0...10$.

На рис. 2 приведен график зависимости усилия F в гидроцилиндре стрелы манипулятора от параметра b в момент движения на максимальном вылете рабочего оборудования. Минимальное усилие в штоке гидроцилиндра соответствует значениям $b = 2{,}7...2{,}9$ м.

2. Параметры b и γ — постоянны и соответствуют аналогу проектируемого манипулятора гидравлического экскаватора. Параметр $a = 0{,}8 + 0{,}05j$, где $j = 0...10$.

На рис. 3 приведен график зависимости усилия F в гидроцилиндре стрелы манипулятора от параметра a в момент движения на максимальном вылете рабочего оборудования. Минимальное значение F наблюдается при увеличении (для больших значений) параметра a. Область изменения усилий F при $a = 1{,}2$ м почти в 2 раза меньше соответствующей области при $a = 0{,}8$ м.

3. Параметры a и b — постоянны и соответствуют аналогу проектируемого манипулятора гидравлического экскаватора. Параметр $\gamma = (38 + 2{,}5j)\frac{\pi}{180}$, где $j = 0...10$.

На рис. 4 приведен график зависимости усилия F в гидроцилиндре стрелы манипулятора от угла γ. На величину усилия в гидроцилиндре стрелы угол γ оказывает существенное влияние, при значительном увеличении угла $\gamma = 50...65°$, наблюдается возрастание усилия, развиваемого гидроцилиндром. Это объясняется уменьшением плеча AB относительно точки O. Уменьшение угла γ дает снижение усилия, развиваемого гидроцилиндром. Минимальные динамические нагрузки и усилия в штоке наблюдаются при значениях $\gamma = 40...50°$.

На основании математических формул (1)—(8) и программного обеспечения, созданного в среде

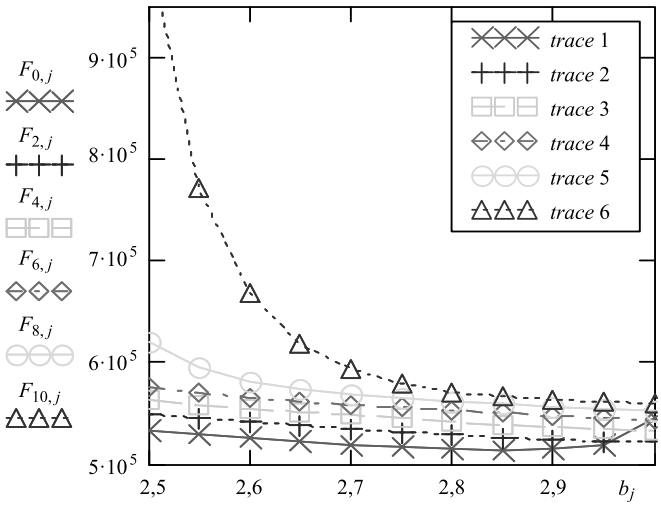


Рис. 2. Зависимость усилия F в гидроцилиндре стрелы манипулятора от параметра b при различных положениях стрелы:

$a = 0{,}9$ м; $S_0 = 2{,}1$ м; $L = 9{,}2$ м; $l = 5{,}1$ м; $\gamma = 56°$; $m_c = 10\,000$ кг; $m = 1800$ кг;
1 — $t = 1$ с; *2* — $t = 2$ с; *3* — $t = 3$ с; *4* — $t = 4$ с; *5* — $t = 5$ с; *6* — $t = 5$ с

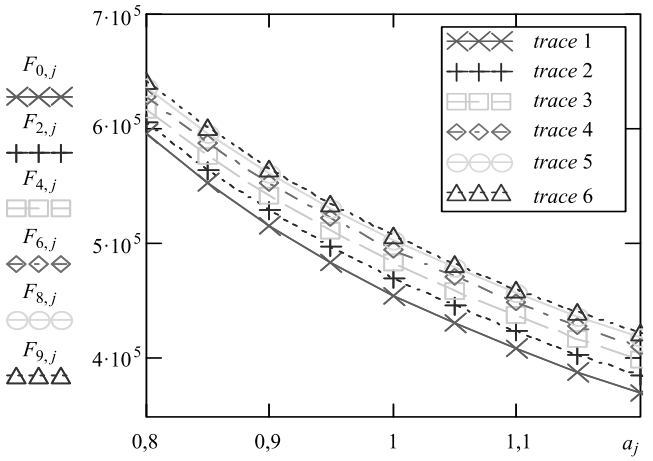


Рис. 3. Зависимость усилия F в гидроцилиндре стрелы манипулятора от параметра a:

$b = 2{,}8$ м; $S_0 = 2{,}1$ м; $L = 9{,}2$ м; $l = 5{,}1$ м; $\gamma = 56°$; $m_c = 10\,000$ кг; $m = 1800$ кг;
1 — $t = 1$ с; *2* — $t = 2$ с; *3* — $t = 3$ с; *4* — $t = 4$ с; *5* — $t = 5$ с; *6* — $t = 5$ с

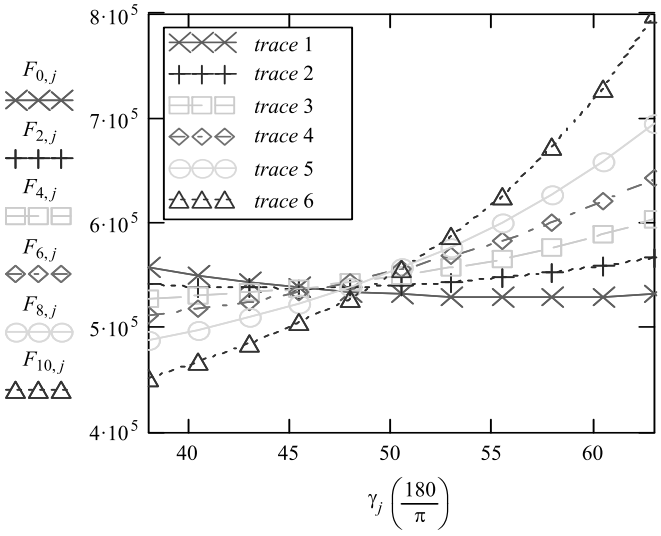


Рис. 4. Зависимость усилия *F* в гидроцилиндре стрелы манипулятора от угла γ при различных положениях стрелы:

a = 0,9 м; *b* = 2,8 м; S_0 = 2,1 м; *L* = 9,2 м; *l* = 5,1 м; m_c = 10 000 кг; *m* = 1800 кг;
1 — *t* = 1 с; *2* — *t* = 2 с; *3* — *t* = 3 с; *4* — *t* = 4 с; *5* — *t* = 5 с; *6* — *t* = 5 с

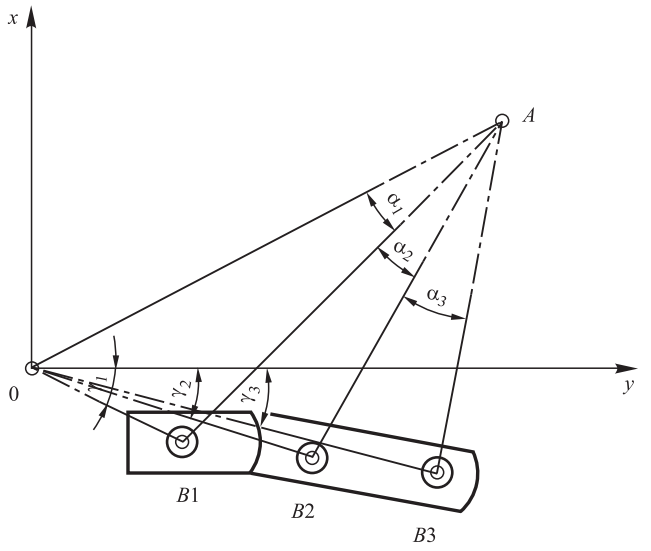


Рис. 5. Схема изменения кинематических параметров манипулятора гидравлического экскаватора:

*B*1 — стандартная конструкция (*a* = 0,9 м, γ = 56°); *B*2 (*a* = 1,1 м, γ = 45°) и *B*3 (*a* = 1,2 м, γ = 40°) — измененная конструкция

Delphi [11], возможно определять и исследовать параметры манипулятора гидравлического экскаватора, а именно:

— значение углов поворота стрелы и углов между стрелой и гидроцилиндром ее поворота для различных положений стрелы и параметров установки гидроцилиндра;

— величину усилия, развиваемого гидроцилиндром поворота стрелы, для различных кинематических и геометрических размеров рабочего оборудования;

— параметры установки гидроцилиндра стрелы манипулятора по критерию снижения динамических нагрузок, учитывая вид рабочего оборудования.

На рис. 5 приведена схема изменения кинематических параметров манипулятора для трех положений гидроцилиндра (*B*1, *B*2, *B*3), одно из которых стандартное (*B*1), а два других (*B*2, *B*3) получены на основании собственных теоретических исследований [9, 10].

На основании данной схемы изменения кинематических параметров манипулятора (рис. 5) и проведенных теоретических исследований [9, 10] разработана конструкция манипулятора гидравлического экскаватора с применением съемного кронштейна [12].

На рис. 6 приведен гидравлический экскаватор ЭО-5225 с измененной конструкцией манипулятора.

Произведем исследование работоспособности измененной конструкции манипулятора гидравлического экскаватора и выявим ее преимущества перед стандартной конструкцией. Для этого исследуем характер изменения времени цикла при производстве земляных работ для различных положений гидроцилиндра стрелы.

Определение продолжительности цикла производства земляных работ гидравлического экскаватора (обратная лопата) со стандартной и измененной конструкцией манипулятора, проводилось при рытье траншеи шириной, близкой двукратной

Рис. 6. Гидравлический экскаватор ЭО-5225 с измененной конструкцией манипулятора

Статистические показатели оценки экспериментальных данных времени рабочего цикла

Положение гидроцилиндра	Время $\bar{X}$, с	Дисперсия S	Среднеквадратическое отклонение $S\bar{x}$	Доверительная вероятность P, %	Коэффициент вариации V, %
$B1$ стандартное	22,12	0,445575	0,121871	0,101	0,55
$B2$	21,55	0,511552	0,130582	0,260	1,419
$B3$	20,94	0,316333	0,102686	0,089	0,490

ширине ковша и глубиной около 2/3 наибольшей кинематической глубины копания данного рабочего оборудования с поворотом платформы на выгрузку в отвал. Продолжительность рабочего цикла является суммой продолжительности всех операций от момента приложения ковша в точке, от которой начинается рабочий процесс. Число рабочих циклов 30.

Экспериментальные данные обрабатывались обычными методами математической статистики. В таблице приведены основные статистические показатели изменения времени цикла производства земляных работ для различных положений гидроцилиндра.

На рис. 7 приведена гистограмма времени цикла для трех положений гидроцилиндра стрелы.

Как видно из рис. 7, снижение времени рабочего цикла производства земляных работ при изменении параметров манипулятора гидравлического экскаватора составляет от 0,6 до 1,1 с. Это позволит выполнять сменный объем земляных работ быстрее до 30 мин и соответственно повысить производительность на 10 %.

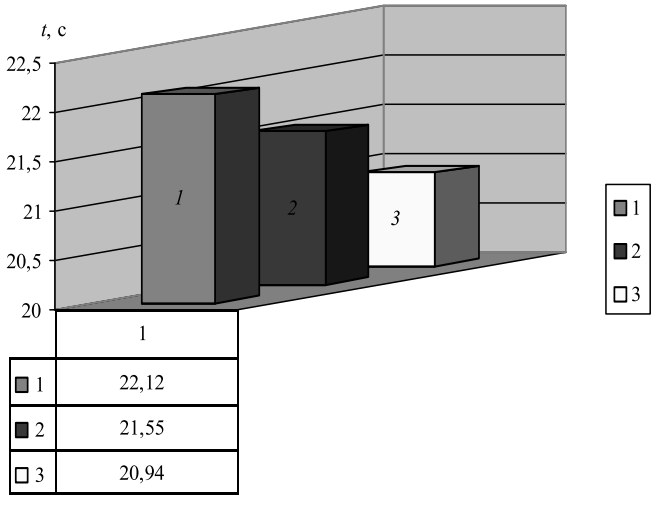


Рис. 7. Гистограмма времени цикла производства земляных работ для трех положений гидроцилиндра стрелы:
1 — a = 0,9 м, γ = 56°; *2* — a = 1,1 м, γ = 45°; *3* — a = 1,2 м, γ = 40°

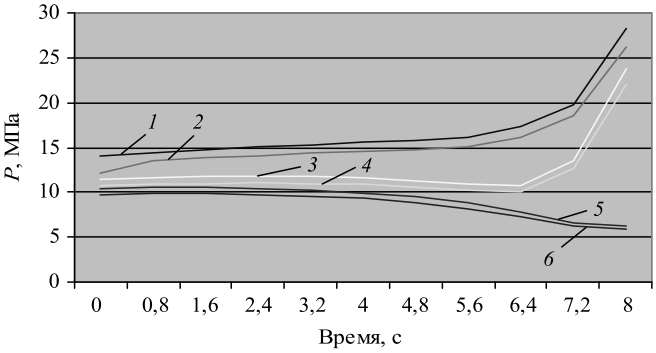


Рис. 8. График изменения давления в гидроцилиндре стрелы при подъеме рабочего оборудования для различных параметров манипулятора:
1, *3*, *5* — экспериментальные кривые; *2*, *4*, *6* — теоретические кривые.
Параметры манипулятора: *1* — a = 0,9 м, γ = 56°, кривые *1*, *2*; *2* — a = 1,1 м, γ = 45°, кривые *3*, *4*; 3 — a = 1,2 м, γ = 40°, кривые *5*, *6*.

На рис. 8 приведен график изменения давления в гидроцилиндре стрелы в момент подъема рабочего оборудования при различных параметрах манипулятора, теоретические и экспериментальные кривые.

Вывод

Проанализировав экспериментальные кривые изменения давления в гидроцилиндрах стрелы манипулятора в момент подъема рабочего оборудования (при различных параметрах манипулятора), скорректировав место крепления гидроцилиндров стрелы манипулятора, можно достичь снижения давления и более плавного его распределения во всем диапазоне движения; характер снижения давления колеблется от 10 до 30 %, что позволяет увеличить запас усилия, развиваемого гидроцилиндром; в положении $B3$ установки гидроцилиндров стрелы наблюдается снижение давления в верхних положениях подъема рабочего оборудования.

Снижение давления в гидроцилиндрах стрелы способствует снижению времени рабочего цикла

и повышению производительности, что свидетельствует о повышении эффективности гидравлического экскаватора.

Проверка общей работоспособности измененной конструкции манипулятора гидравлического экскаватора показала адекватность выполнения всех необходимых операций при производстве земляных работ.

Результаты исследования манипулятора измененной конструкции гидравлического экскаватора подтвердили, что изменение его конструкции для различных видов рабочего оборудования способствует росту производительности и повышению эффективности при производстве земляных работ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сушков С. И., Макеев В. Н., Плешков Д. Д.** Анализ конструктивных особенностей грузоподъемных механизмов гидравлических экскаваторов // Строительные и дорожные машины. — 2012. № 6. — С. 13—15.
2. **Домбровский Н. Г., Панкратов С. А.** Землеройные машины: учебник. — М.: ГОССТРОЙИЗДАТ, 1961. — 645 с.
3. **Петерс Е. Р.** Основы теории одноковшовых экскаваторов. — М.: Машгиз, 1965. — 270 с.
4. **Смоляницкий Э. А.** Развитие теории одноковшовых гидравлических экскаваторов и разработанное на ее базе техническое предложение по созданию перспективных конструкций машин оптимального ряда: учебник. — М.: Машгиз, 1985. — 560 с.
5. **Королев А. В.** Рабочее оборудование зарубежных гидравлических экскаваторов: Экскаваторы и стреловые краны (ЦНИИТЭстроймаш). Вып. 2. — М., 1982. — 41 с.
6. **Зеленин М. Ю., Макеев В. Н., Плешков Д. Д.** Снижение реактивных давлений в гидроцилиндрах подъема стрелы экскаватора // Природопользование: ресурсы, техническое обеспечение: межвуз. сборник науч. тр. — Воронеж: ВГЛТА, 2009. — Вып. 4. — С. 68—72.
7. **Башкиров В. А., Церлюк М. Д.** Оптимизация параметров стрелоподъемного механизма одноковшовых экскаваторов с гидравлическим приводом переменной производительности // Строительные и дорожные машины. — 1979. — № 10. — С. 8—10.
8. **Иоффе А. С., Елизарова В. Б.** Выбор длины элементов рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Строительные и дорожные машины. — 1982. — № 10. — С. 27—29.
9. **Макеев В. Н., Попиков П. И., Плешков Д. Д., Сидоров А. А.** Влияние параметров крепления гидроцилиндра подъема стрелы на динамическую нагруженность экскаватора // Изв. вузов северо-кавказ. регион. техн. науки. — 2007. — № 5. — С. 59 — 60.
10. **Макеев В. Н., Плешков Д. Д.** Исследование и выбор параметров грузоподъемного механизма гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. — 2010. — № 9. — С. 24—25.
11. **Свидетельство** о государственной регистрации программы для ЭВМ 2008613799 РФ. Программа расчета режимных параметров стрелоподъемного механизма гидравлического экскаватора / Д. Д. Плешков, патентообладатель ВГЛТА. № 2008612575. Заявл. 16.06.2008. Опубл. 08.08.2008. Бюл. № 9.
12. **Патент** на полезную модель № 62124 РФ, МПК E02F 3/28. Рабочее оборудование одноковшового гидравлического экскаватора / В. Н. Макеев, Д. Д. Плешков. № 2006137940/22; заявл. 26.10.2006; опубл. 27.03.2007, Бюл. № 9. — 2 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2018 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

УДК 629.13
Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфимский филиал Финансового университета
E-mail: faskhiev@mail.ru

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ НА ЗАДАННЫЙ РЕСУРС

Разработана методика, согласно которой при проектировании главной передачи автомобиля геометрические параметры зубчатых колес предлагается рассчитывать на удовлетворение нормативной стендовой долговечности по контактным и изгибным напряжениям. При этом нормативные значения стендовой долговечности устанавливаются исходя из заданного эксплуатационного ресурса автомобиля. Применение предложенной методики проектирования зубчатых колес позволяет создать надежные главные передачи автомобилей, соответствующие заданному в техническом задании эксплуатационному ресурсу. Кроме того, при этом упрощается процедура их испытания и доводки. Методика универсальна, может применяться при проектировании зубчатых передач и других агрегатов автомобилей.

Ключевые слова: *автомобиль, главная передача, шестерня, зубчатое колесо, нормативная долговечность, ресурс, крутящий момент, изгиб, усталостное выкрашивание, напряжение.*

A technique has been developed according to which, when designing the main vehicle transmission, the geometrical parameters of the gears are proposed to be expected to satisfy the standard bench longevity by contact and flexural stresses. In this case, the standard values of bench life are established based on the specified service life of the car. The application of the proposed method of designing gears allows creating reliable main vehicle transmissions that meet the operational resource specified in the technical task. In addition, while simplifying the procedure for their testing and debugging. The technique is universal, it can be used for the design of gears and other aggregates of cars.

Keywords: *car, main gear, gear, cogwheel, normative durability, resource, torque, bending, fatigue chipping, tension.*

Одной из актуальных проблем в автомобилестроении является задача обеспечения прочности и ресурса выпускаемых автомобилей. При этом конструкция должна обладать минимальной массой, удовлетворять требованиям безопасности, надежности и эксплуатационной технологичности. Ужесточение требований к конструкции транспортных средств обусловливается непрерывным увеличением их удельной мощности, скорости, грузоподъемности, производительности и других параметров, что, в свою очередь, приводит к росту напряженности элементов конструкции.

Проблема обеспечения надежности машин может быть решена на основе использования новейших достижений науки и техники в процессе конструирования и расчета их элементов, системным проведением ряда последовательных мероприятий с самого начала проектирования и далее при изготовлении опытного образца, его испытаниях, серийном производстве и в эксплуатации, вплоть до списания данной модели.

Основными требованиями, предъявляемыми к системе обеспечения надежности конструкций, являются:

— полнота, то есть система должна содержать все мероприятия и процедуры, необходимые для обеспечения надежности и безопасности конструкции;

— замкнутость, то есть наличие обратных связей между результатами, получаемыми при осуществлении той или иной процедуры, сопоставленными с нормативными требованиями, и необходимыми изменениями конструкции, технологии, условий эксплуатации;

— система должна быть адаптивной, то есть изменяться с накоплением как положительного, так и отрицательного опыта эксплуатации;

— система должна работать на всех стадиях создания и эксплуатации изделия, начиная с самой ранней стадии проектирования, обеспечивая эффективное использование накапливаемой информации.

В настоящее время накоплен большой теоретический материал и практический опыт разработки деталей, агрегатов автомобилей, проведены обширные экспериментальные исследования в области автомобилестроения. Несмотря на это, назвать совершенными применяемые технологии

разработки и постановки на производство новой техники нельзя. Применяемые ныне подходы к разработке новой техники пока не обеспечивают реализацию принципа "делать правильно с первого раза". Доказательство тому — огромные эксплуатационные затраты потребителей автомобильной техники на ремонт и техническое обслуживание. Выбор неоптимальных параметров при разработке, недостаточное внимание к обеспечению качества на производстве приводят к значительным экономическим потерям в эксплуатации, низкой конкурентоспособности новой модели на рынке. Например, трудоемкость содержания в технически исправном состоянии грузовых автомобилей до первого капитального ремонта в 5—8 раз больше трудоемкости их изготовления, а за весь амортизационный период — в 60—70 раз. В автомобилестроении расходы на производство автомобиля в среднем составляют лишь 1,5 % общих расходов, затрачиваемых в течение его жизненного цикла.

Меры по обеспечению конкурентоспособности проектируемой модели целесообразно принимать с ранних этапов ее создания. Неверные решения, принятые на начальных этапах проекта, многократно возрастают по мере прохождения этапов жизненного цикла изделия и могут свести к "нулю" труд огромного коллектива, поэтому на разработчиков возлагается большая ответственность. По оценкам специалистов в сфере качества, если все усилия по обеспечению качества изделия принять за 100 %, то 75 % приходится на проектирование и доводку макетного образца, разработку технологии изготовления; 20 % — на контроль производственных процессов; 5 % — на окончательную приемку изделия. Европейская организация по качеству отмечает, что в мире действует правило "70-20-10", согласно которому 70 % отказов происходит вследствие упущений при проектировании, 20 % — вследствие некачественного изготовления и 10 % — вследствие несоблюдения правил эксплуатации [1]. Эти данные показывают, что надежность изделия закладывается при его создании, поэтому у разработчика должен быть обоснованный инструмент обеспечения надежности проектируемого изделия.

Данная статья посвящена созданию такого инструмента на примере главной передачи грузового автомобиля, в частности, разработки методики проектировочного расчета зубчатых колес главных передач мостов автомобилей с учетом нормативной стендовой долговечности, эквивалентной заданному эксплуатационному ресурсу.

Основным критерием работоспособности деталей, подвергаемых в эксплуатации нерегулярным нагрузкам, является усталостная долговечность, поэтому проектирование таких деталей должно осуществляться исходя из условия обеспечения их долговечности. На практике для уверенности ответственные детали при разработке подвергают усталостным испытаниям на стенде. По причине отсутствия данных эксплуатационного нагружения проектируемых изделий и в целях упрощения требований к испытательной технике усталостную долговечность деталей машин в стендовых условиях, как правило, оценивают при регулярных или блок-программных режимах нагружения. В обоих случаях режим испытания существенно отличается от условий нагружения детали от эксплуатационного, в связи с чем возникает проблема объективного сопоставления результатов стендовых испытаний с эксплуатационными данными. Способ решения данной проблемы покажем на примере главной передачи грузового автомобиля, которая в эксплуатации подвергается переменным во времени нагрузкам.

На этапе проектирования трансмиссии автомобилей в ходе кинематического расчета определяются передаточные числа ступеней, крутящие моменты на валах. Разрушения деталей трансмиссии наиболее вероятны при приложении максимального крутящего момента, который определяется по максимальному крутящему моменту двигателя:

$$M_{\max} = \frac{M_{e\max} U_{\text{КП1}} U_{\text{ГП}} \eta}{K}, \qquad (1)$$

где $M_{e\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя; $U_{\text{КП1}}$, $U_{\text{ГП}}$ — передаточное число I ступени коробки передач (КП) и главной передачи соответственно; η — кпд трансмиссии; K — число ведущих мостов.

Случайное нагружение трансмиссии автомобиля в эксплуатации при проектировании для упрощения расчетов и в дальнейшем испытаний на основе теории равенства накопленных повреждений может быть заменено эквивалентным гармоническим нагружением с крутящим моментом $M_{\max}$ и эквивалентным числом циклов нагружения, определяемым по кривой усталости шестерни зубчатой пары из соотношения:

$$N_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^{r} \left[N_i \left(\frac{M_{ie\max}}{M_{\max}} \right)^m \right], \qquad (2)$$

где $M_{ie\max}$ — максимальный крутящий момент на i-й передаче КП; m — показатель наклона кривой усталости для материала зубчатого колеса; N_i — число циклов нагружения детали на i-й передаче, которое определяется по формуле:

$$N_i = \frac{L_{\text{Н}}\alpha_i}{\pi r_{\text{к}}}. \quad (3)$$

Здесь $L_{\text{Н}}$ — заданный в техническом задании нормативный ресурс автомобиля; α_i — относительный пробег на i-й передаче, принимаемый по статистическим данным пробега в эксплуатации аналогичных автомобилей; $r_{\text{к}}$ — динамический радиус колеса.

Подставляя в выражение (2) данные по соотношениям (1) и (3), получим эквивалентное число циклов нагружения деталей главной передачи в наиболее повреждающем режиме, т. е. при приложении крутящего момента $M_{\max}$:

$$N_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^{r}\left[\frac{L_{\text{Н}}\alpha_i}{\pi r_{\text{к}}}\left(\frac{U_i}{U_{\text{КП1}}}\right)^m\right]. \quad (4)$$

Амплитуда напряжений, соответствующая данной эквивалентной долговечности по кривой усталости детали, определяется из соотношения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{Rd}\sqrt[m]{\frac{N_G}{\sum_{i=1}^{r}\left[\frac{L_{\text{Н}}\alpha_i}{\pi r_{\text{к}}}\left(\frac{U_i}{U_{\text{КП1}}}\right)^m\right]}}. \quad (5)$$

Здесь σ_{Rd} — предел контактной выносливости зубчатого колеса; N_G — базовое число циклов нагружения.

При известных значениях нагрузки и эквивалентных напряжений могут быть определены основные геометрические зубчатых колес, соответствующие эквивалентному числу циклов нагружения в стендовых условиях, которые определены по нормативному ресурсу, заданному в техническом задании.

При проектировании показатель наклона кривой изгибной усталости зубчатых колес при твердости материала колеса меньше 350 НВ рекомендуется принимать $m = 6$ и $m = 9$ при НВ > 350. Базовое число циклов в формуле (5) принимается $N_G = 4\cdot10^6$ циклов.

Проектировочный расчет закрытых зубчатых передач сводится, прежде всего, к определению межосевого расстояния из условия отсутствия выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев цилиндрической передачи или внешнего делительного диаметра конического колеса по формуле [2, 3]

$$a_W = K_a(U \pm 1)\sqrt[m]{\frac{M_2 K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}V}}{[\sigma_{\text{экв}}]_{\text{Н}}^2 U^2 \psi_{\text{ва}}}}, \quad (6)$$

где K_a — коэффициент, принимаемый для косозубых колес 410 МПа; U — передаточное число рассчитываемой зубчатой пары; M_2 — крутящий момент на зубчатом колесе; $K_{\text{H}\alpha}$, $K_{\text{H}\beta}$, $K_{\text{H}V}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения по длине контактной линии, динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $[\sigma_{\text{экв}}]_{\text{Н}}$ — амплитуда эквивалентных контактных напряжений на поверхности зуба шестерни; U — передаточное число; $\psi_{\text{ва}}$ — коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию.

В расчетах крутящий момент на зубчатом колесе M_2 принимается равным крутящему моменту, рассчитанному на II передаче КП. Это связано с тем, что выкрашивание зубьев наиболее вероятно при длительной работе на средних нагрузках. Кроме того, при длительном действии нагрузки M_2 должно происходить выкрашивание зубьев, а не их излом. Излом зубьев наиболее вероятен при действии максимального момента, определяемого по формуле (1). Поэтому максимальный момент принимается при расчетах и испытаниях зубчатых колес на изгибную выносливость, а момент, равный $(0{,}5...0{,}65)M_{\max}$, что соответствует II передаче КП, при расчетах и испытаниях на контактную выносливость. Эта особенность учитывается в предварительных расчетах величин $N_{\text{экв}}$, $\sigma_{\text{экв}}$ с использованием параметров кривой усталости σ_{Rd}, m, N_G. Они принимаются по кривым изгибной или контактной усталости.

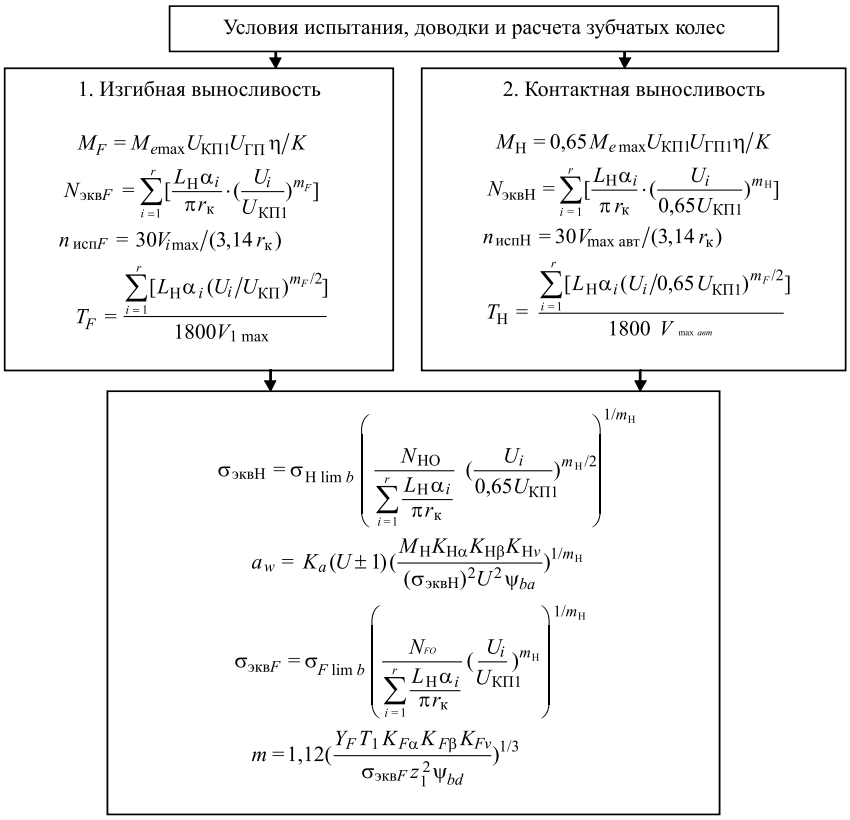
По условию изгибной выносливости определяется нормальный модуль зацепления:

$$m_n = 1{,}12 m_F\sqrt{\frac{M_{\max} K_{FB} K_{FV} K_{F\alpha} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{\text{экв}}]_F}}, \quad (7)$$

где $[\sigma_{\text{экв}}]_F$ — эквивалентное число циклов по изгибу, определенное по соотношению (5), соответствующее $N_{\text{экв}F}$; Y_F — коэффициент формы зуба, устанавливаемый по эквивалентному числу зубьев; ψ_{bd} — коэффициент ширины колеса, рассчитываемый по делительному диаметру; z_1 — число зубьев шестерни; $K_{F\beta}$, K_{Fv}, $K_{F\alpha}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения по длине контактной

линии, динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении $[\sigma_{экв}]_F$ — амплитуда эквивалентных изгибных напряжений зуба, определяемая по формуле (5); m_F — показатель наклона кривой усталости по изгибу материала зуба колеса [2].

На рисунке показана последовательность расчета режимов испытания зубчатых колес главной передачи автомобиля на изгибную и контактную выносливость, а также определения геометрических размеров проектируемых зубчатых колес.



Расчет режимов испытания и геометрических размеров зубчатых колес главной передачи грузового автомобиля:

$n_{испF}$, $n_{испH}$ — частота вращения вала зубчатого колеса при испытании на изгибную и контактную выносливость соответственно; M_F, M_H — прилагаемый на вал зубчатого колеса главной передачи крутящий момент при испытании на изгибную и контактную выносливость соответственно; $N_{эквF}$ — расчетное эквивалентное (нормативное) число циклов нагружения зубчатого колеса до разрушения зуба по критерию изгиба; $N_{эквH}$ — расчетное эквивалентное (нормативное) число циклов нагружения шестерни по критерию усталостное выкрашивание; $V_{i\max}$ — максимальная скорость автомобиля на i-й передаче коробки передач; $V_{\max\ авт}$ — максимальная скорость автомобиля; T_F, T_H — время испытания на изгибную и контактную выносливость соответственно; $\sigma_{H lim\, b}$ — предел контактной выносливости зубьев шестерни; $\sigma_{F lim\, b}$ — предел изгибной выносливости зубьев колеса; N_{H0} — число циклов нагружения, соответствующее пределу контактной выносливости зубьев шестерни; N_{F0} — число циклов нагружения, соответствующее пределу изгибной выносливости зубьев колеса; T_F, T_H — нормативное время до разрушения зубчатых колес по изгибным и контактным напряжениям соответственно

В дальнейшем по значениям модуля зацепления m_n и межосевого расстояния a_w по общепринятой методике, изложенной в ГОСТ 16532—70 "Передачи зубчатые цилиндрические. Эвольвентные внешнего зацепления", определяют геометрические и контрольные размеры зубчатых колес.

Спроектированные зубчатые колеса по вышеописанной методике испытываются в стендовых условиях под воздействием крутящих моментов M_F, M_H, рассчитанных по формулам, приведенным на рисунке. Фактическая долговечность зубчатых колес при стендовых испытаниях по изгибной и контактной выносливости должна быть не меньше эквивалентной долговечности по изгибным ($N_{эквF}$) и контактным $N_{эквH}$ напряжениям, рассчитанным по формулам, приведенным на рисунке.

Описанная методика проектирования и испытания зубчатых колес главной передачи была опробована в ПАО "КАМАЗ". Стендовые изгибно-усталостные испытания главных передач в научно-техническом центре предприятия проводятся на стенде "Глиссон-510" с замкнутым силовым контуром. Режим испытания на изгибную усталость рассчитывается по алгоритму, приведенному на рисунке. Так, для двухступенчатой главной передачи автомобиля-самосвала колесной формулой 6×4, грузоподъемностью 13 т, величина крутящего момента при стендовых испытаниях на валу ведомой цилиндрической шестерни равнялась M_F = 16,4 кН·м, частота вращения 75 мин$^{-1}$. В силовой контур стенда включены два редуктора, один из которых испытываемый (направление вращения и приложение крутящего момента соответствует движению автомобиля передним ходом), другой — вспомогательный (направление приложения крутящего момента соответствует движению автомобиля в режиме наката). Для замыкания контура межосевой и межколесные дифференциалы при испытании блокируются. Нагружение трансмиссии осуществляется электромеханическим нагружителем, путем относительного

скручивания входного и выходного элементов испытываемого редуктора. В главную передачу заливается трансмиссионное масло ТСп-15К. Испытания проводятся при температуре масла (70 ± 5) °С, что обеспечивается принудительным охлаждением масла в замкнутом циркулирующем контуре. При поломке зубьев одного из колес испытания прекращаются.

В данном режиме испытаниям подверглись 40 главных передач. Результаты испытания показали, что долговечность ведущих цилиндрических шестерен распределяется по двухпараметрическому закону Вейбулла. Эмпирическое значение средней долговечности составило $0{,}42 \cdot 10^5$ циклов нагружения, а коэффициент вариации долговечности равнялся 0,95, что указывает на нестабильность параметров усталостной прочности зубчатых колес. В ходе испытания часто зубчатые колеса разрушаются по причине износа и потери предварительного натяга конических роликовых подшипников вала ведомого колеса. Вследствие этого пятно контакта в зацеплении смещается к краю зуба, что приводит к их поломке. Результаты эксплуатационных исследований 50 главных передач подконтрольных партий автомобилей показали, что средний ресурс ведущих цилиндрических шестерен в эксплуатации равен 375 тыс. км.

По результатам статистической обработки данных стендовой долговечности и эксплуатационного ресурса главных передач автомобилей-самосвалов 13 т грузоподъемности можно сделать вывод о том, что, если зубчатые колеса главных передач при приложении максимального крутящего момента по двигателю не имеют разрушения зубьев при наработке $0{,}42 \cdot 10^5$ циклов, то в эксплуатации их ресурс будет не менее 375 тыс. км. Таким образом, 42 тыс. циклов нагружения зубчатых колес на стенде при приведенном выше режиме нагружения (см. рисунок) эквивалентно 375 тыс. км пробега автомобиля в реальной эксплуатации. Данное утверждение может быть принято за основу при проектировании коническо-цилиндрических двухступенчатых главных передач, в частности для расчета режимов испытания и эквивалентной стендовой долговечности, геометрических размеров зубчатых колес.

При стендовых испытаниях на контактную усталость средняя долговечность зубьев колес по критерию "усталостное выкрашивание" равнялась $3{,}5 \cdot 10^6$ циклов, или 130 ч работы при частоте вращения полуосей n = 450 мин$^{-1}$. Статистические наблюдения в эксплуатации показывают, что при пробеге автомобилей-самосвалов с данной главной передачей в 350 тыс. км, выкрашивания зубьев колес главной передачи не происходит. При пробеге 500 тыс. км наблюдается усталостное выкрашивание, не превышающее в 2—3 балла по оценочной шкале, принятой в ПАО "КАМАЗ", что практически не оказывает влияния на работоспособность главной передачи. Следовательно, можно утверждать, что зубья колес редукторов, отработавших не менее $2{,}8 \cdot 10^6$ циклов нагружения при крутящем моменте на ведомом колесе, определенном на II передаче по максимальному моменту двигателя в эксплуатации при пробеге 350 тыс. км, не будут иметь выкрашиваний. Исходя из данного норматива, по вышеописанной методике можно определить геометрические параметры зубчатой передачи. По критерию "усталостное выкрашивание" по формуле (6) рассчитывается основной параметр — межосевое расстояние зубчатого зацепления.

Преимущество предлагаемых методик усталостных испытаний главных передач состоит в том, что режимы нагружения на стенде рассчитываются на заданный ресурс по известным уже на стадии проектирования кинематическим характеристикам и легко реализуются при испытании на простейшем стендовом оборудовании. Испытания проводятся при повышенных нагрузках ускоренно. Результаты испытания легко переводятся на эксплуатационный пробег автомобиля. Нормативные данные условий эксплуатации учитываются при расчете эквивалентного числа циклов через относительный пробег α_i на отдельных передачах в различных дорожных условиях, которые для каждого типа автомобилей определены статистическими исследованиями, и их можно найти в литературе [4].

Изложенная методика проектирования деталей трансмиссии автомобилей была применена при проектировании зубчатых колес цилиндрической ступени двухступенчатой главной передачи автомобиля-самосвала КАМАЗ-55111. Расчет был выполнен для нормативного эксплуатационного ресурса, равного 350 тыс. км. Материал зубчатых колес сталь марки 25 ХГНМТА, термообработка — цементация, твердость 60...63 HRC. Механические характеристики стали: σ_{Flimb} = 950 МПа, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, m_F = 9, $\sigma_{\text{H}limb}$ = 1200 МПа, $N_{\text{H}0} = 12 \cdot 10^6$, m_{H} = 6. Число зубьев косозубой шестерни z_1 = 12, колеса z_2 = 50. Результаты исходных расчетов приведены в табл. 1 и 2.

Используя данные табл. 1 и 2, определяем нормативные значения максимального крутяще-

Таблица 1

Расчет эквивалентной долговечности зубьев колеса по изгибному напряжению

Передаточные числа КП	$U_i/U_{КП1}$	$(U_i/U_{КП1})^6$	α_i	$\sum_{i=1}^{r}\frac{L_H\alpha_i}{\pi r_к}$	$N_i(U_i/U_{КП1})^6$
$U_{КП1} = 7{,}82$	1	1	0,03	$5{,}3\cdot10^6$	$5{,}3\cdot10^6$
$U_{КП2} = 4{,}03$	0,515	$18\cdot10^{-3}$	0,12	$21{,}2\cdot10^6$	$0{,}38\cdot10^6$
$U_{КП3} = 2{,}5$	0,3	$7{,}2\cdot10^{-4}$	0,3	$53\cdot10^6$	$3{,}81\cdot10^4$
$U_{КП4} = 1{,}53$	0,19	$4{,}7\cdot10^{-5}$	0,4	$70{,}7\cdot10^6$	$3{,}3\cdot10^3$
$U_{КП5} = 1{,}00$	0,12	$2{,}9\cdot10^{-6}$	0,15	$26{,}5\cdot10^6$	76,8
$N_{экв F}$					$5{,}7\cdot10^6$

Таблица 2

Расчет эквивалентной долговечности зубьев шестерни по контактным напряжениям

Передаточные числа КП	$U_i/0{,}65U_{КП1}$	$(U_i/0{,}65U_{КП1})^6$	α_i	$\sum_{i=1}^{r}\frac{L_H\alpha_i}{\pi r_к}$	$N_i(U_i/U_{КП1})^6$
$U_{КП1} = 7{,}82$	1,53	12,8	0,03	$5{,}3\cdot10^6$	$67{,}8\cdot10^6$
$U_{КП2} = 4{,}03$	0,79	0,24	0,12	$21{,}2\cdot10^6$	$5{,}08\cdot10^6$
$U_{КП3} = 2{,}5$	0,49	$13{,}8\cdot10^{-3}$	0,3	$53\cdot10^6$	$0{,}73\cdot10^6$
$U_{КП4} = 1{,}53$	0,3	$0{,}7\cdot10^{-3}$	0,4	$70{,}7\cdot10^6$	$0{,}049\cdot10^6$
$U_{КП5} = 1{,}00$	0,19	$47\cdot10^{-6}$	0,15	$26{,}5\cdot10^6$	$0{,}001245\cdot10^6$
$N_{экв H}$					$73{,}7\cdot10^6$

го момента по условию изгибной и контактной выносливости:

$$M_F = \frac{650\cdot7{,}82\cdot7{,}22\cdot0{,}95}{2} = 17\ 432{,}1\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

$$M_H = 0{,}65\frac{650\cdot7{,}82\cdot7{,}22\cdot0{,}95}{2} = 11\ 330{,}9\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Эквивалентные контактные и изгибные напряжения, соответствующие расчетным эквивалентным долговечностям по данным кривой усталости материала колеса равны:

$$\sigma_{экв H} = 1200\cdot10^6\sqrt[6]{\frac{120\cdot10^6}{73{,}7\cdot10^6}} = 1301{,}5\ \text{МПа};$$

$$\sigma_{экв F} = 950\cdot10^6\sqrt[9]{\frac{4\cdot10^6}{5{,}7\cdot10^6}} = 913{,}3\ \text{МПа}.$$

По формуле (6) определяем межосевое расстояние:

$$a_W = 2115{,}6\sqrt[3]{\frac{11\ 330{,}9\cdot1{,}1\cdot1{,}07\cdot1{,}1}{1301{,}5^2\cdot4{,}16^2\cdot0{,}65}} = 193{,}67\ \text{мм}.$$

По условию изгибной выносливости определяется нормальный модуль зацепления из соотношения (7):

$$m_n = 1{,}12\sqrt[3]{\frac{3{,}9\cdot14\ 643\cdot1{,}05\cdot1{,}1\cdot0{,}25}{913{,}3\cdot12^2\cdot0{,}8}} = 0{,}603\cdot10^{-2}\ \text{м}.$$

Расчетное межосевое расстояние, определенное на основе формулы (6), равно 193,67 мм, а модуль зацепления, рассчитанный по формуле (7), равен 6 мм. Для сравнения у серийно выпускаемого автомобиля КАМАЗ-55111 межосевое расстояние второй ступени главной передачи равно 196 мм, модуль зацепления 6 мм. При этом при пробеге 350 тыс. км автомобили данной модели поломок или усталостного выкрашивания зубьев главной передачи не имеют. Практически полное совпадение расчетных значений межосевого расстояния a_w и модуля зацепления m_n с фактическими,

применяемыми на главной передаче КАМАЗ-55111, дает основание утверждать, что предлагаемая методика определения основных геометрических размеров зубчатых передач по нормативной стендовой долговечности достоверна и рекомендуется для практического применения.

Таким образом, зубчатые колеса при проектировании по предложенной методике рассчитываются на удовлетворение контактной и изгибной нормативной стендовой долговечности, эквивалентной заданному эксплуатационному ресурсу. При доводке зубчатые колеса главной передачи испытывают на стенде в регулярном режиме нагружения приложением расчетной нагрузки на изгибную и контактную выносливость. Полученные результаты сравнивают с нормативной долговечностью, на соответствие которой определяются геометрические размеры и прочностные характеристики зубчатой пары. Применение предложенной методики проектирования зубчатых колес позволяет создать надежные главные передачи автомобилей, соответствующие заданному в техническом задании эксплуатационному ресурсу. Кроме того, при этом упрощается процедура их испытания и доводки. Предлагаемая методика универсальна, может применяться при проектировании зубчатых передач и других агрегатов автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гиссин В. И.** Управление качеством продукции. — Ростов-на-Дону: Феникс, 2000. — 256 с.
2. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Конструирование узлов и деталей машин. 8-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательский центр "Академия", 2004. — 496 с.
3. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. — М.: Изд-во стандартов, 1993. — 47 с.
4. **Фасхиев Х. А., Гусева А. А.** Разработка норм прочности деталей грузовых автомобилей // Грузовик. — 2003. — № 12. — С. 22—25.
5. **Павленко П. Д., Фасхиев Х. А., Галимянов А. Д.** Разработка и использование норм прочности деталей в автомобилестроении / В сб. докладов 3-й всероссийской НТК "Современные тенденции развития автомобилестроения России". — Тольятти: ТГУ, 2004. — С. 41—47.
4. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.

Сотрудничество с Индией

Представители ООО "ЧКЗЧ" приняли участие в одной из самых масштабных азиатских строительных выставок EXCON 2017, прошедшей в Бангалоре, Индия.

По приглашению организаторов — Confederation of Indian Industry (CII), выставку в качестве деловых гостей посетили профессор Михаил Валяев, представитель Концерна "Тракторные Заводы" в Индии и странах Тихоокеанского региона, а также консультант ООО "ЧКЗЧ" Прияншу Гарг. Во время визита на EXCON 2017 были проведены встречи, в ходе которых освещались вопросы поставок запасных частей к ходовым системам производства ЧАЗ, с местными дистрибьюторами и производителями строительной и тяжелой землеройной техники. Представители ООО "ЧКЗЧ" отметили интерес со стороны индийских компаний к отечественной технике и совместному производству элементов ходовых систем в Индии.

Самой востребованной машиной как в строительной, так и в других отраслях промышленности Индии остается гусеничный экскаватор, а востребованность в запасных частях для ходовых систем экскаваторов на индийском рынке составляет 70 %.

"Технологическую особенность продукции ЧАЗа, которую представляет ООО "ЧКЗЧ", отличает то, что выпускаемые элементы ходовой для экскаваторов — цепи и гусеницы, являются производными от элементов ходовой (звенья, башмаки) для бульдозерной техники и производятся по схожим технологиям, которые отработаны совместно с ведущими зарубежными производителями. В связи с этим запас прочности изделий повышается, что выгодно отличает нашу продукцию от китайских производителей, которые добиваются низкой цены изделия за счет более низкого качества", — комментирует Михаил Валяев.

По оценкам специалистов ООО "ЧКЗЧ", рынок строительной техники Индии стремительно развивается с 2015 г. и продолжит свой оптимистический рост до 2020 г., в то время как емкость рынка к этому времени достигнет 16...21 млрд долл. США. Одним из аспектов таких показателей стало решение индийского правительства о старте программы строительства транспортного коридора Дели—Мумбай с возведением с нулевой отметки 100 новых современных "умных" городов, автомобильных и железных дорог. Уже в начале 2018 г. количество техники в количественном выражении достигнет 89 тыс. ед. с приростом в 14 % ежегодно.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 629
В. А. Зорин, д-р техн. наук, профессор, **М. И. Тимченко,** бакалавр, МАДИ
E-mail: madi-dm@list.ru

ПРИМЕНЕНИЕ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье описаны перспективы применения аддитивных технологий при производстве деталей автомобилей на примере опоры рычага коробки переключения передач.

Ключевые слова: *аддитивные технологии, детали автомобилей, 3D модель, полимерные композиционные материалы.*

In article the prospects of use of additive technologies are described by production of automobiles details on the example of gear shifting box lever support.

Keywords: *additive technologies, details of automobiles, 3D model, polymeric composite materials.*

(Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

Основными направлениями развития автомобилестроения в настоящее время являются: применение новых полимерных композиционных материалов (ПКМ) при производстве деталей автомобилей; разработка новых технологических методов, оборудования и процессов производства изделий автомобилестроения. В настоящее время широкое распространение в машиностроении получили аддитивные технологии (рис. 1) [1].

Основными преимуществами аддитивных технологий перед традиционными являются:

сокращение трудоемкости изготовления;

сокращение сроков проектирования и изготовления детали;

снижение себестоимости проектирования и изготовления детали;

экономия машиностроительных материалов.

Первым шагом на пути создания автомобиля является пространственное проектирование изделий машиностроения с применением компьютерных виртуальных цифровых трехмерных моделей, что стало возможным благодаря внедрению современного программного обеспечения (CAD-программы), моделирования и расчетов (CAE).

Наиболее популярной в машиностроении является технология FDM (Fused Deposition Modeling), предусматривающая подачу термопластичного материала в виде проволоки (нити) на печатающую головку с последующим распределением по поверхности рабочего стола (платформы) или по предыдущему слою изготавливаемой детали в соответствии с определенной программой траектории. Слои материала, застывая, формируют тело детали. Алгоритм повторяется до завершения построения детали (рис. 2).

Устройства для формирования материала с заранее заданными свойствами в виде нити для 3D-принтеров называются экструдерами (рис. 3). Экструдер применяется для размягчения (пластификации) материалов и придания им формы путем продавливания через профилирующий инструмент — экструзионную головку. В экструдере используют главным образом термопластичные полимерные материалы, резиновые компоненты с наполнителями различных видов.

В связи с тем, что полимеры в чистом виде не обеспечивают достаточную прочность, при создании деталей автомобилей необходимо формировать новые композиционные материалы с заданными эксплуатационными свойствами. С этой целью в состав полимера вводятся наполнители: волокна, минеральные и металлические порошки, стружки и проч. [2—5]. Для получения равномерного распределения в матрице наполнитель постепенно вводится в состав расплавленного вяжущего с одновременным перемешиванием.

В качестве наглядного примера возможности применения аддитивных технологий при производстве деталей автомобилей выбрана опора рычага коробки переключения передач, которая используется в ряде моделей автомобилей и коммунальных машин.

При выборе детали учитывались следующие факторы: простота конструкции, отсутствие повышенных динамических и статических нагрузок, широта применения. Опора рычага переключения передач не требует высокой точности в процессе изготовления.

При выходе из строя любой детали наступает отказ, вследствие чего компания несет убытки вследствие простоя автомобиля. Печать на 3D-принтере существенно снижает затраты времени и материальных ресурсов на создание вышедшей из строя детали. Достигается и экономия сырья: производство на 3D-принтере отличается высокой точностью, не требует дополнительной механической обработки детали, позволяет исключить расходы материала в виде стружки. При этом сокращаются финансовые и трудовые ресурсы. Благодаря 3D печати уменьшается негативное воздействие на окружающую среду по сравнению с традиционным производством.

Расчет на прочность методом конечных элементов

Как уже отмечалось, в основе аддитивного производства лежит создание компьютерной виртуальной цифровой трехмерной модели детали (рис. 4). Для построения модели используется система АРМ FEM, представляющая собой интегрированный в КОМПАС-3D инструмент для подготовки и последующего конечно-элементного анализа трехмерной твердотельной модели (детали или сборки).

Подготовка цифровой 3D модели и задание материала осуществляется средствами системы КОМПАС-3D. С помощью АРМ FEM можно приложить нагрузки различных типов, установить граничные условия, создать конечно-элементную сетку и выполнить необходимые расчеты детали на прочность (рис. 5). При этом процедура генерации конечных элементов проводится автоматически.

Учитывая показатели физико-механических свойств материала, методом конечных элементов определяем величину напряжений, действующих на деталь. Для этого цифровую модель делим на множество конечных элементов и прикладываем нагрузку, соответствующую эксплуатационной.

Полученная таким образом цифровая модель распределения суммарных линейных перемещений в материале опоры рычага переключения передач (рис. 6) позволяет оценить прочность детали, изготовленной из полимерного композиционного материала и, в случае необходимости, скорректировать его показатели эксплуатационных свойств. Чем выше интенсивность окраски части поверхности детали, тем выше напряжение или деформация детали в данной области.

Разработанная 3D модель и обоснованные значения физико-механических параметров полимерного композиционного материала [6—8] позволяют приступить к изготовлению опоры рычага коробки переключения передач аддитивным методом.

Вывод

В настоящее время накоплен значительный объем результатов теоретических и экспериментальных исследований в области аддитивных технологий. Это позволяет использовать полимерные композиционные материалы при производстве и ремонте автомобилей.

Применение аддитивных технологий в автомобилестроении снижает трудоемкость и металлоемкость изготовления детали. Масса детали из ПКМ меньше, а значит, уменьшаются расходы топлива и снижаются выбросы токсичных отработавших газов в окружающую среду в процессе эксплуатации автомобиля. Изготовление деталей с помощью аддитивной технологии также снижает уровень загрязнения окружающей среды в процессе производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Зорин В. А., Полухин Е. В.** Перспективы применения аддитивных технологий при производстве дорожно-строительных машин // Строительная техника и технологии. — 2016. — № 3 (119). — С. 54—57.
2. **Гращенков Д. В., Чурсова Л. В.** Стратегия развития композиционных и функциональных материалов // Авиационные материалы и технологии. — 2012. — № S. — С. 231—242.
3. **Зорин В. А., Серегин Д. В.** Перспективы применения неметаллических материалов при производстве дорожно-строительных машин // Механизация строительства. — 2015. — № 7 (853). С. 4—7.
4. **Баурова Н. И., Зорин Н. И.** Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учеб. пособие. — М.: МАДИ, 2016. — 264 с.
5. **Полимерные композиционные материалы:** структура, свойства, технология: учебное пособие / Под ред. А А. Берлина. — 3-е испр. изд. — СПб.: ЦОП "Профессия", 2011. — 560 с.
6. **Баурова Н. И.** Закономерности процессов разрушения композиционных материалов при продольном нагружении в зависимости от особенностей их структуры на микроуровне // Энциклопедия инженера-химика. — 2012. — № 11. — С. 35—41.
7. **Зорин В. А., Баурова Н. И.** Повышение стойкости полимерных материалов, применяемых при ремонте машин, к воздействию циклических нагрузок // Механизация строительства. — 2013. — № 4 (826). — С. 25—27.
8. **Зорин В. А., Баурова Н. И.** Применение интеллектуальных материалов при производстве, диагностировании и ремонте машин: монография. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ИНФРА-М, 2015. — 110 с.

УДК 629.1

Д. Ю. Батыщев, ассистент кафедры, ИСОиП (филиал) ДГТУ, г. Шахты
E-mail: batyshhev@bk.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОГРЕШНОСТИ ПАРКОВОЧНЫХ СИСТЕМ ПРИ ОЦЕНКЕ РАССТОЯНИЯ ДО ПРЕПЯТСТВИЯ

Проведено натурное моделирование процесса парковки транспортного средства с определением величины относительной погрешности измерений. Приведены графические зависимости, описывающие изменение величины погрешности с учетом разницы расстояний до объекта.

Ключевые слова: *система, акустическая, парковка, препятствие транспортное средство, погрешность.*

A full-scale simulation of the parking process of the vehicle was carried out with the determination of the relative error of the measurements. Graphic dependencies describing the change in the magnitude of the error, taking into account the difference in distances to the object, are given.

Keywords: *system, acoustic, parking, obstacle vehicle, error.*

Работа автомобильного транспорта неразрывно связана с множеством негативных факторов, нарушающих безопасность при его эксплуатации. К числу таких факторов относится опасность повреждения деталей кузова и шасси при парковке задним ходом [1—3].

Для помощи при парковке в настоящее время применяются активные и пассивные парковочные системы [4, 5]. Однако вследствие несовершенства конструкций, их использование не дает абсолютной уверенности в обеспечении безопасности при совершении парковочного маневра. Для определения качества работы системы, целесообразно оценить ее работу по величине действительных значений абсолютной и относительной погрешностей при оценке расстояния до условного препятствия [6].

С этой целью было проведено натурное моделирование. В качестве экспериментального оборудования, для имитации парковочного маневра использовалась стенд-панель с ультразвуковыми излучателями. Также используются датчики с различной частотой несущего сигнала.

Стенд устанавливается на опорной поверхности. Расстояние до условных препятствий оценивается в четырех фиксированных точках (300, 500, 1000 и 1500 мм до ультразвукового излучателя). Высота излучателя зависит от высоты бампера имитируемого автомобиля. Для автомобилей среднего класса рекомендуемая высота составляет 600 мм, для автомобилей малого класса — 500 мм (рис. 1).

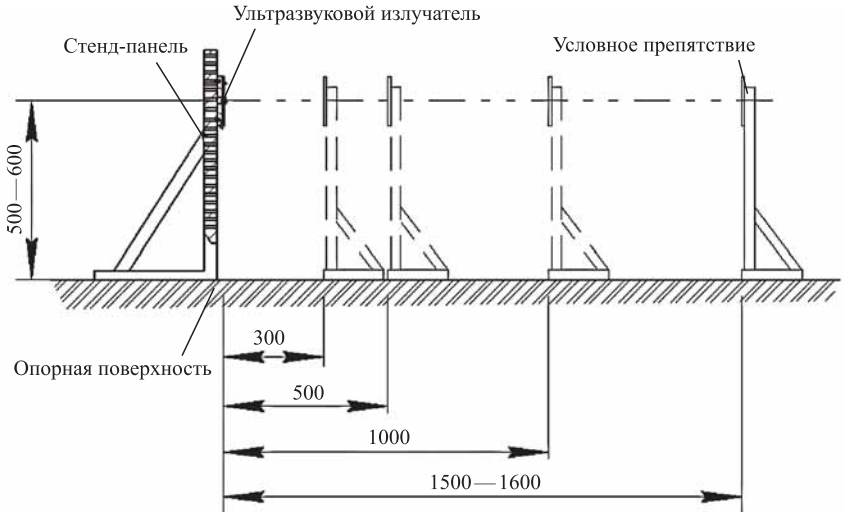


Рис. 1. Схема определения погрешности парковочной системы при оценке расстояния до препятствия

Как видно из рисунка, препятствие с габаритными размерами 150/150 мм последовательно устанавливается в фиксированных положениях. Действительное расстояние сравнивается с показаниями парковочной системы [2, 6].

Формула для расчета абсолютной погрешности:

$$П_{абс} = L - L_i, \qquad (1)$$

где L, L_i — действительное и измеренное расстояние, мм.

Формула для расчета относительной погрешности:

$$П_{отн} = \frac{П_{абс}}{L} 100\ \%. \qquad (2)$$

Для определения величин погрешностей работы парковочной системы на автомобиле среднего класса установим излучатель на высоту 600 мм от опорной поверхности. Поскольку в данных измерениях будут использоваться те же системы что и ранее, сократим максимальное расстояние до препятствия с 1600 до 1500 мм, а минимальное с 300 до 250 мм.

Данные, полученные в ходе экспериментального исследования, представлены в виде графических зависимостей на рис. 2 и 3. Это зависимости относительной погрешности измерений

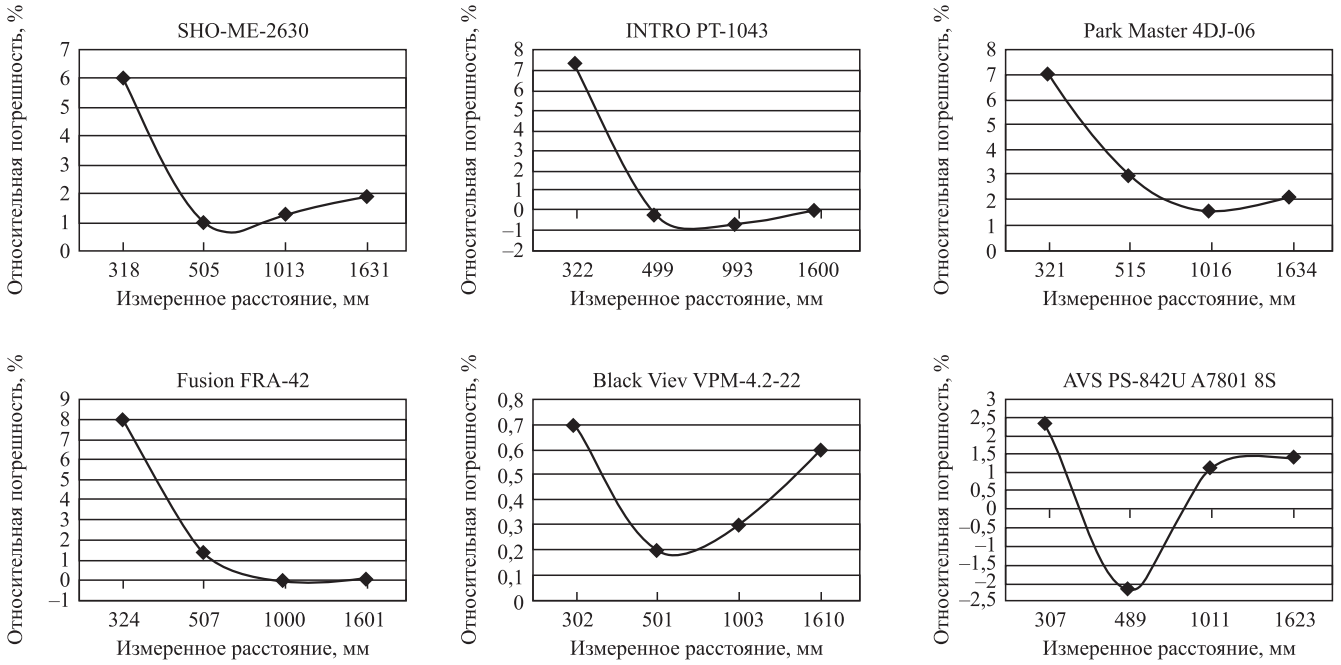


Рис. 2. Зависимости относительной погрешности измерений от действительного расстояния при установке парковочных систем различных производителей на автомобиль малого класса

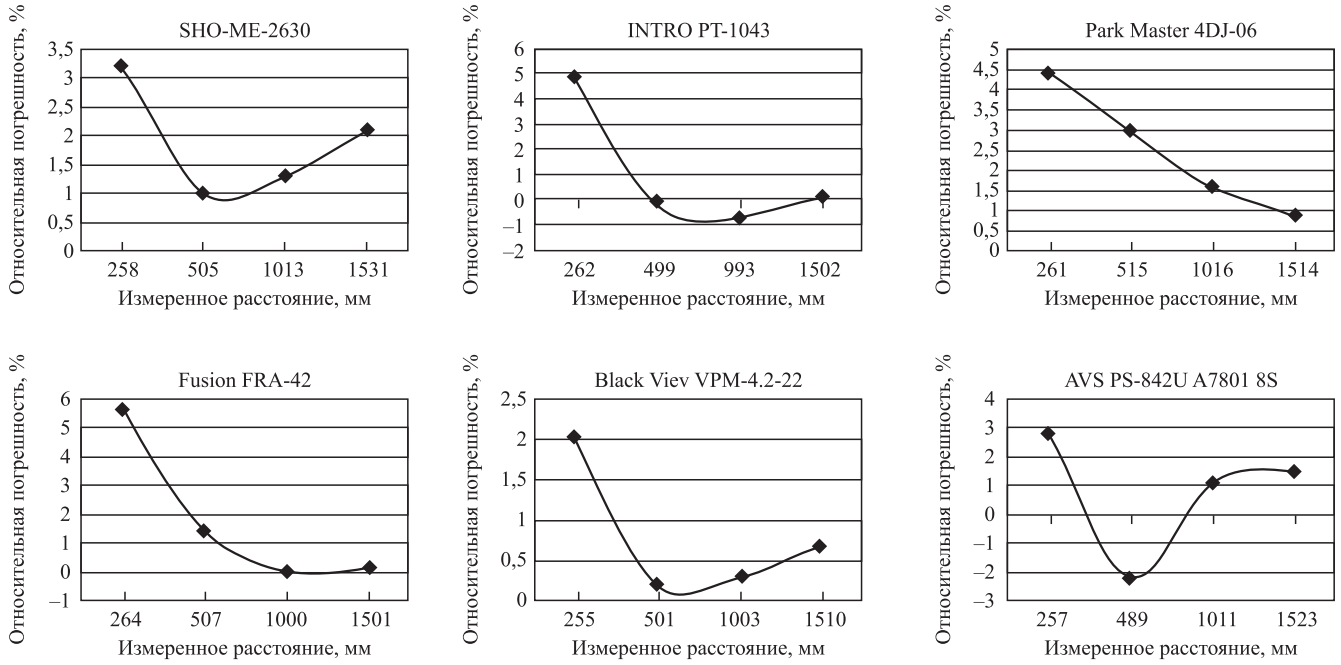


Рис. 3. Зависимости относительной погрешности измерений от действительного расстояния при установке парковочных систем различных производителей на автомобиль среднего класса

от действительного расстояния при установке автомобильных парковочных систем различных производителей на автомобили.

Выводы

1. Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что наибольшая погрешность при определении расстояния до препятствия наблюдается при минимальной и максимальной дистанции до объекта. Это явление объясняется наличием мертвых зон между излучателями и низкой частотой сигнала при его отражении от поверхности препятствия на большом расстоянии.

2. Качество работы парковочных систем может быть улучшено путем оптимизации мест установки ультразвуковых датчиков и настройки продольного и поперечного углов их наклона относительно транспортного средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ермолов И. Н.** Теория и практика ультразвукового контроля. — М.: Машиностроение, 1981. — 240 с.
2. **Крауткремер Й., Крауткремер Г.** Ультразвуковой контроль материалов: справочник. — М.: Металлургия, 1991. — 751 с.
3. **Кретов Е. Ф.** Ультразвуковая дефектоскопия в машиностроении. — СПб.: Радиоавионика, 1995. — 328 с.
4. **Приборы** для неразрушающего контроля материалов и изделий: справочник. В 2 т. Т. 2 / Под ред. В. В. Клюева. — М.: Машиностроение, 1986. — 352 с.
5. **Меренков А. О.** О роли интеллектуальных транспортных систем в вопросе борьбы с автомобильными пробками // Материалы 4-й международной студенческой научно-практической конференции "Анализ социально-экономического состояния и перспектив развития Российской Федерации". — М.: ГУУ, 2016. — С. 30—32.
6. **Меренков А. О.** О роли мобильных приложений в процессе взаимодействия пользователей с интеллектуальной транспортной системой // Реформы в России и проблемы управления: Материалы 31-й Всероссийской научной конференции молодых ученых — М.: ГУУ, 2016. — С. 263—265.

Бульдозер ЧЕТРА Т11 для сельхозугодий Тамбовской области

Технологический парк ООО "Брахросагро" пополнился модернизированным бульдозером ЧЕТРА Т11 с поворотным механическим отвалом и трехзубым рыхлителем.

Новый бульдозер отправился в Тамбовскую область для ООО "Брахросагро" — передового предприятия, специализирующегося на выращивании зерновых, технических и прочих сельскохозяйственных культур. Для расширения территории компания расчищает от древесно-кустарниковой растительности сельхозугодия, которые не обрабатывались с 1990-х годов. Чаще всего это неудобья с не самой лучшей почвой, расположенные в низменных местах, в которых много влаги. Для работы в таких непростых условиях ООО "Брахросагро" приобрело бульдозер ЧЕТРА Т11 специальной модификации — с поворотным механическим отвалом и трехзубым рыхлителем. Теперь бульдозер помогает компании, выкорчевывая многолетние корневища одичавших фруктовых деревьев.

Бульдозер ЧЕТРА Т11 весит около 18 т и оснащен производительным и надежным отечественным дизелем ЯМЗ мощностью 150 л. с., который обеспечивает машине повышенные тяговые свойства при тяжелых бульдозерно-рыхлительных работах.

Инженеры предусмотрели комфортные условия работы оператора: микроклимат в кабинах, оснащенных двойными стеклопакетами, обеспечивают кондиционер, а также зависимый и независимый отопители. Кроме того, бульдозер опционально может быть оснащен системой нивелирования, вся техника в стандартной комплектации оснащается системой онлайн-мониторинга на базе ГЛОНАСС.

Бульдозер также может похвастаться своей маневренностью, которая достигнута с помощью гидравлического управления трансмиссией, реализованного, в свою очередь, при помощи контроллера и пульта в кабине оператора.

В техническом обслуживании ЧЕТРА Т11 удобен благодаря модульной конструкции всех узлов и систем машины — ходовой, трансмиссии, охлаждения, рабочего оборудования, кабины и управления. Такое конструкторское решение гарантирует ЧЕТРА Т11 простое и удобное обслуживание при проверке и дозаправке, а также, в случае необходимости, дает возможность снять и установить узлы и силовые передачи отдельными модулями.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 629.1-4
Д. А. Москвичев, аспирант, **О. В. Виноградов,** канд. техн. наук, доцент, РГАУ-МСХА им. К. А. Тимирязева
E-mail.ru: voin.23@mail.ru

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА СХЕМАМИ ПОСТАВОК МОДУЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Данная статья охватывает структуру производства автомобилей модульным методом. Отмечены предпосылки ее образования, процесс развития и какие результаты уже показаны. Схемы поставок компонентов являются ключевыми в оптимизации производства транспортных средств.

Ключевые слова: *автомобиль, модуль, транспорт, производства, схемы поставки.*

This article covers the structure of automobile production by a modular method. The prerequisites for its formation, the process of development and what results are already shown. Schemes of supply components are key in optimizing the production of vehicles.

Keywords: *automobile, module, transportation, production, delivery schemes.*

Для среднего потребителя присоединение друг к другу множества модулей для постройки транспортного средства кажется простым, но это не так. Как только производители автомобилей начали идти этим путем, они положили начало тенденции, которая является более революционной, чем сборочный конвейер Генри Форда, изобретенный более 100 лет назад.

Автомобильная инфраструктура претерпевает изменения. Поставщики становятся более влиятельными игроками и решают, каким будет транспортное средство с ранних шагов проектирования. Некоторые будут выходить из бизнеса, а те, кто останется, будут придерживаться активного сотрудничества друг с другом. Количество рабочих на сборочных заводах будет сокращаться с 30 до 60 %, в зависимости от транспортного средства, так как все стремятся к сокращению затрат и расходов до 25 %.

Этот сценарий реализуется на 5 лет вперед, но стремление к модульности уже сейчас резко меняет облик промышленности. Сталкиваясь с растущей прибылью и огромным желанием минимизировать расходы, автомобильные компании все больше и больше увеличивают расходы на исследования и развитие в сфере поставок, так как они заказывают у ведущих компаний разработку и постройку модулей [1].

Прежде чем разобрать актуальные тенденции данной отрасли, определим классификацию производителей автокомпонентов, которых можно условно рассортировать по четырем группам: по степени сложности производимого продукта и их участию в производственной цепочке (рис. 1).

1. Производители автомобилей. Опыт производства деталей любого уровня сложности именно производителем автомобилей имеет высокий уровень распространения.

2. Поставщики первого уровня. Производители получают от них готовые системы и модули, необходимые для финальной сборки. Данные поставщики являют собой главнейший канал, по которому производители автомобилей получают предсборочные элементы и модули: двигатели, комплекты кузовов, системы кондиционирования, сиденья в сборе и т. д.

3. Поставщики второго уровня. Предоставляют для поставщиков первого уровня такие элементы,

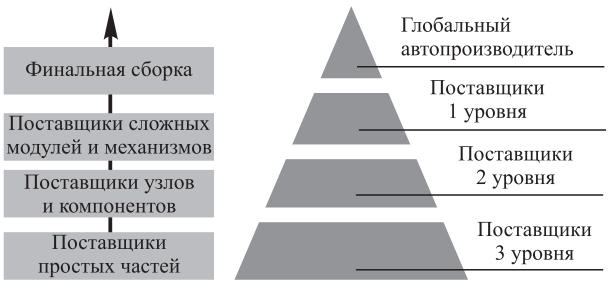


Рис. 1. Традиционная структура поставщиков автомобильных компонентов

как: поршневую группу для двигателя, или оконные комплекты, раму сиденья и т. д.

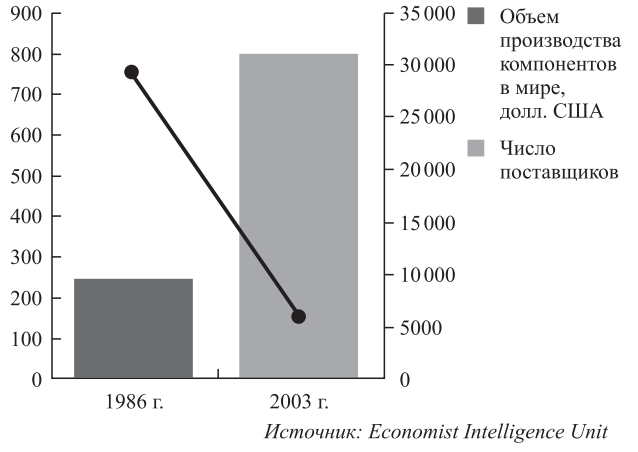
4. Поставщики третьего уровня. Выпускают простые заготовки и детали: литье, болты, проводку и т. д. [2].

В настоящее время отдельные исследователи отмечают, что из поставщиков первого уровня начинают образовываться крупные мега-поставщики, так называемые поставщики-интеграторы.

Начало вертикальной дезинтеграции в автоиндустрии обычно объясняется деятельностью американских производителей автомобилей в ответ на вызов японских, которые в 1980-е гг. определили передовые принципы "поставки точно в срок" и "бережливого производства". Известно, General Motors и Ford выделили свои подразделения по производству компонентов (Delphi и Visteon) и начали внедрять гибкие системы производства, основанные на бригадах, имеющие способность успешно разрешать проблемы. Наряду с этим, в ведение поставщиков была передана часть функций, такие как: НИОКР компонентов, сборка и дизайн систем совместно с модулями.

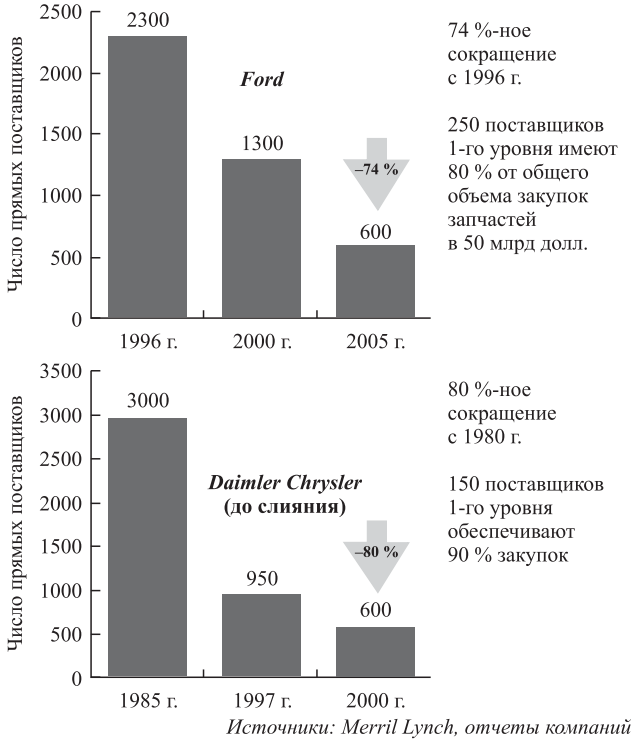
По оценкам исследователей, Delphi и Visteon вошли в число самых крупных поставщиков первого уровня. Традиционно прежние хозяева составляют основную клиентскую базу. К примеру, Delphi в 2001 г., при имеющемся совокупном объеме производства более 26 млрд долл. осуществила поставку 67,6 % своей продукции для GM и всего 32,4 % для других компаний [2].

Для улучшения производительности, снижения себестоимости и увеличения уровня качества



Источник: Economist Intelligence Unit

Рис. 2. Консолидация поставщиков автомобильных компонентов



Источники: Merril Lynch, отчеты компаний

Рис. 3. Сокращение числа поставщиков компонентов глобальных автопроизводителей

продукции автомобилестроители совместно с поставщиками внедрили зарекомендовавшие себя в мире передовые системы производства из Японии. Глобальная производственная система DMS (Delphi Manufacturing System) оказала существенное влияние на повышение качества продукции, операционную эффективность, увеличение утилизации производственных площадей, сокращение производственного цикла, рост эффективности управления товарными запасами при одновременном сокращении потерь в цепочке ценностей.

Процесс консолидации мировой автомобильной промышленности продолжает стремиться сокращать затраты. За последние 10 лет в отрасли производителей автомобильных компонентов произошло 272 слияния. Процесс поглощения и слияний поставщиков автокомпонентов имеет тенденцию к продолжению. Данный факт вызван тем, что потенциал сокращения издержек путем консолидации владельцев брендов исчерпал себя, а экономический прессинг переносится большей частью на поставщиков.

На примере рис. 2 и 3 видно, что уменьшение числа поставщиков автопроизводителей за последние 10—20 лет происходило одновременно с расширением объемов производства автокомпонентов в мире.

У глобальных автопроизводителей, таких как Ford и General Motors, число поставщиков компонентов уменьшилось за названный период в 4—5 раз [2].

Поставщики первого уровня являются связующим звеном между производителями отдельных компонентов и финальной сборкой автомобиля. Поэтому их можно определить как наиболее значимых игроков в цепочке. Возможность поставить на сборочный конвейер готовый модуль, который требует минимальных затрат на технологическую установку, обеспечен гарантией и подходит по уровню качества, вызывает большой интерес у автопроизводителей. Это объясняется тем, что модуль позволяет экономить на издержках и ведет к сокращению производственного цикла.

Необходимо отметить, что для различных моделей и платформ используются одинаковые модули и компоненты. Такие компании, как PSA (Peugeot, Citroen), BMW и VW, наиболее склонны к модульным стратегиям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Modularity**: A Growing Management Tool because it Delivers Real Value Luther Johnson (April 2013).
2. **Анализ тенденций** на мировом рынке автомобильных компонентов (2013) Кудеркин Дмитрий — Бизнес-аналитик "Про-Инвест Консалтинг" Степин Артем — Бизнес-аналитик "Про-Инвест Консалтинг".
3. **Modularization** (2011) Kenneth Eskildsen Aalborg University Copenhagen.

Тенденции рынка аренды спецтехники

В Чебоксарах прошел второй Региональный арендный форум, организованный ООО "АСК" при поддержке АО "ЧЕТРА-ПМ". Эксперты области выступили с докладами о состоянии рынка аренды, его развитии и потенциале, а главной темой форума стала динамично развивающаяся аренда энергетического оборудования.

Задало темп форуму выступление президента учебно-исследовательского центра RusRental Никиты Кроткого об актуальных тенденциях на рынке аренды. По словам эксперта, сейчас рынок очищается от случайных игроков — арендные компании, созданные 4—5 лет назад, или ушли с рынка, или вышли на положительный денежный поток и продолжают развитие за счет собственных средств. В то же время рынок защищен от появления международных игроков, а в арендных парках происходит замещение импортной техники оборудованием отечественных производителей. Рост рынка аренды России идет уже 5 лет, и в следующем году будет составлять не менее 17 %. На данный момент основная доля рынка приходится на землеройную технику — по итогам прошлого года она составила 55 %, однако наибольшая динамика роста наблюдается у подъемного и энергетического оборудования.

Тему энергетического оборудования и спецтехники продолжили в выступлениях специалисты АО "ЧЕТРА-ПМ", ООО "АСК" и партнеры компаний. "У нас большой собственный парк техники, мы можем предложить аренду, ремонт и техническое обслуживание дорожно-строительной техники ЧЕТРА и сторонних производителей. Мы привлекаем к работе и оборудование наших партнеров, что позволяет реализовывать комплексные решения для потребителя, которые являются наиболее востребованными. Так, одним из самых важных сфер работ компании стала энергетическая безопасность", — рассказал президент компании ООО "АСК" Александр Дмитриев.

Сейчас "Арендно-Сервисная Компания" может предложить поставку, аренду и сервисное обслуживание такого энергетического оборудования, как дизельные генераторы, осветительное оборудование и энергетические контейнеры. На форуме специалисты компании на примере показали удобство онлайн-конфигуратора дизель-генераторов на сайте "АСК-Электро", который способен подобрать необходимое оборудование с учетом всех запросов заказчика.

Посетил форум и заместитель министра экономического развития, промышленности и торговли Чувашской Республики Сергей Григорьев, который выразил поддержку со стороны органов власти Республики в проведении этого единственного в своем роде отраслевого регионального мероприятия.

Никита Кроткий также особенно отметил компанию ООО "АСК" как организатора Регионального арендного форума и участника рынка: "У АСК уникальная позиция на рынке, сейчас это единственная компания в России, которая опирается именно на российскую технику. Те темпы, с которыми компания развивается, позволяют нам сказать, что перед нами может быть один из будущих лидеров рынка аренды".

После выступления экспертов, гостей форума пригласили на демонстрационную площадку, где прошла презентация техники ЧЕТРА и энергетического оборудования. Гости также приняли участие в тест-драйве, который прошел в форме командного соревнования "Построй свой дом". Используя бульдозер и необходимое для постройки дома оборудование, участники смогли ощутить себя на строительной площадке. Победители конкурса получили в подарок масштабные модели техники ЧЕТРА.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.43.013.2; 662.769.2
Л. М. Матюхин, канд. техн. наук, профессор, МАДИ
E-mail: panam1@mail.ru

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ ОЦЕНКИ НАПОЛНЕНИЯ И АНАЛИЗА ЦИКЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДВС

Используемые исключительно двигателистами в теории поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) понятия коэффициентов наполнения (η_v) и остаточных газов (γ_r) не позволяют оценивать состав рабочей смеси, определяющий все — мощностные, экономические и экологические — показатели двигателя. При этом основной показатель наполнения цилиндров — коэффициент η_v — характеризует не столько наполнение, сколько его ухудшение в сравнении с неким виртуальным "теоретическим" наполнением. Общетехнические понятия долей компонентов рабочей смеси не только характеризуют ее состав, но и однозначно определяют степень заполнения объема цилиндра каждым из компонентов рабочей смеси. Предлагаемый подход к анализу наполнения особенно важен при анализе рабочих циклов двигателей, работающих на газообразных топливах и, в первую очередь, на водороде. В статье рассматривается перспективность оценки наполнения долями воздуха и/или свежего заряда, а также расчета рабочего цикла поршневых ДВС, работающих на любых типах топлива при наличии или отсутствии рециркуляции.

Ключевые слова: *поршневые ДВС, газообмен, наполнение, коэффициент наполнения, объемные доли компонентов рабочей смеси, водород.*

The notions of volumetric efficiency (η_v) and residual gases (γ_r) are used exclusively in the theory of piston internal-combustion engines. These notions do not allow to evaluate the composition of the working (air-fuel-residual gases) mixture that defines all — capacity, economic and environmental — performance data of the engine. The main indicator of quality of the cylinders loading — the coefficient of the volumetric efficiency η_v — characterizes not so much a directly loading but its deterioration in comparison with a kind of virtual "theoretical" loading. Unlike coefficient η_v the general concept of fractions of components of the mixture not only characterizes its composition but also uniquely determine the filling's degree of the total cylinder volume with each of the components of the mixture. The proposed approach to the analysis of the loading is especially important when are analyzing the cycles of engines operating on any gaseous fuels and primarily of the hydrogen engines. The article discusses the prospect of evaluation of the cylinder's loading with the fractions of air and / or fresh charge in the air-fuel-residual gases mixture, as well as the calculation of cycles of piston internal combustion engines working on all types of fuels with or without exhaust gas recirculation.

Keywords: *piston internal combustion engines, volumetric efficiency, interchange of gases, loading, volumetric ratios of components in the air-fuel-residual gases-mixture, hydrogen.*

Введение

Мощностные показатели поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) зависят от количества поступившего в цилиндры топлива, которое, в свою очередь, определяется количеством находящегося в цилиндрах воздуха, то есть — **наполнением** цилиндров.

В общем случае по завершении процессов газообмена в цилиндрах двигателя находится **рабочая смесь**, состоящая из воздуха, (паров) топлива, рециркуляционных газов и некоторого количества газов остаточных — не удаленных из цилиндра продуктов сгорания. От состава рабочей смеси зависят все — мощностные, экономические и экологические — показатели двигателя.

Являясь, по сути, прикладной термодинамикой, теория поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) оценивает, вместе с тем, состав рабочей смеси не долями ее компонентов, а тремя невзаимосвязанными коэффициентами — избытка воздуха α, наполнения η_v и остаточных газов γ_r.

Несовершенство коэффициента η_v в качестве основного оценочного критерия качества наполнения известно [1, 2], но, несмотря на это, тепловой расчет рабочего цикла ДВС традиционно базируется на использовании именно этого коэффициента.

Помимо отсутствия однозначной зависимости между коэффициентом наполнения и оцениваемым с его помощью массовым наполнением (коэффициент η_v может возрастать при снижении массового наполнения и наоборот), известные выражения для определения коэффициента η_v не учитывают влияния на него рециркуляции отработавших газов и типа применяемого топлива [3, 4]. Это влияние тем существеннее, чем выше степень рециркуляции и меньше (кажущаяся) молекулярная масса используемого топлива. Как будет показано ниже, особенно значительно снижает наполнение использование в качестве топлива водорода.

И если коэффициент избытка воздуха является понятием, широко используемым в теплотехнике, то коэффициенты наполнения и очистки применяются исключительно в теории поршневых двигателей. В связи с этим в предлагаемой статье излагаются термодинамические основы альтернативной оценки наполнения и расчета рабочего цикла поршневых ДВС на базе традиционно используемых во всех областях науки и техники долей компонентов рабочей смеси.

Наполнение осуществляется за счет заполнения свежим зарядом (СЗ) рабочего объема цилиндра V_h, освобождаемого при работе двигателя в результате перемещения поршня от верхней до нижней мертвой точки (от ВМТ до НМТ).

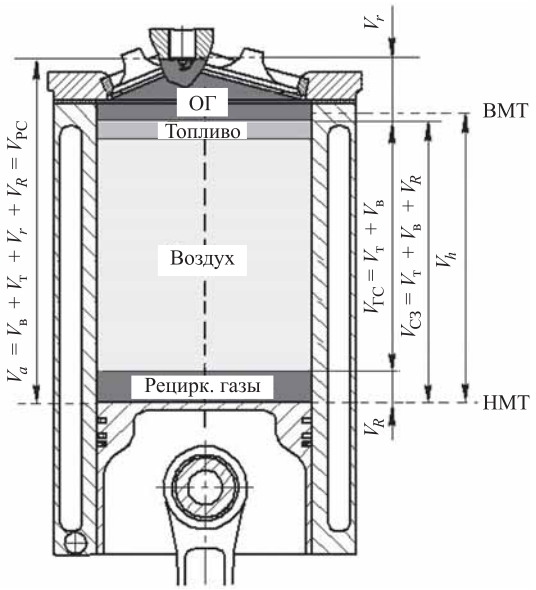


Рис. 1. Состав рабочей смеси как сумма парциальных объемов ее компонентов (обозначения объемов:

V_h — рабочий; $V_в$ — воздуха; $V_т$ — топлива; V_r — остаточных газов; V_R — рециркуляционных газов; $V_{ГС} = V_в + V_т$ — горючей смеси; $V_{СЗ} = V_в + V_т + V_R$ — свежего заряда; $V_{РС} = V_в + V_т + V_r + V_R$ — рабочей смеси, равный полному объему V_a

При наличии различных определений коэффициента наполнения η_v общим для них является то, что этот коэффициент соотносит количества свежего заряда, в действительности поступившего в цилиндры двигателя, с неким виртуальным "теоретическим" количеством, которое **могло бы** разместиться **в рабочем объеме** цилиндра V_h (рис. 1) на входе в двигатель. Таким образом, коэффициент наполнения можно представить в виде отношения поступившего в цилиндр циклового объема воздуха к рабочему объему цилиндра $\eta_v = \frac{G_в^ц}{G_ц^{теор}} = \frac{V_в^ц \rho_k}{V_h \rho_k} = \frac{V_в^ц}{V_h}$. Здесь в числителе стоит цикловой объем воздуха (или, в общем случае, свежего заряда, состоящего из воздуха, топлива и рециркуляционных газов), в действительности, поступившего в цилиндр в процессе наполнения при условии сохранения им параметров на входе в цилиндры — p_k и T_k.

Исходя из сказанного, **коэффициент наполнения характеризует не наполнение как таковое, а его относительное ухудшение** в связи с наличием гидравлических сопротивлений и подогрева свежего заряда, а также в результате его разбавления остаточными газами.

Основная часть

В любом случае образующаяся при смешении свежего заряда и остаточных газов (ОГ) рабочая смесь, а также, следовательно, и каждый из ее компонентов занимают **полный объем** цилиндра V_a.

Если давление смеси равно p_a, то каждый из ее — смеси — компонентов находится при своем собственном парциальном давлении p_i. При идеальной очистке остаточные газы полностью удаляются из цилиндра, а рабочая смесь имеет тот же состав и параметры, что и свежий заряд. В этом частном случае давление свежего заряда равно давлению рабочей смеси в момент нахождения поршня в НМТ (в точке "a" индикаторной диаграммы (рис. 2), то есть — $p_{СЗ} = p_a$).

Для получения максимальной мощности при любых значениях p_a и T_a необходимо стремиться именно к такому наполнению, при котором в момент закрытия впускного клапана свежий заряд полностью занимает все надпоршневое пространство цилиндра (то есть полный объем цилиндра V_a) при отсутствии в нем ОГ. Определить соответствующее такому наполнению значение коэффициента наполнения η_v оказывается затруднительным в том случае, когда литраж двигателя оценивается его рабочим объемом.

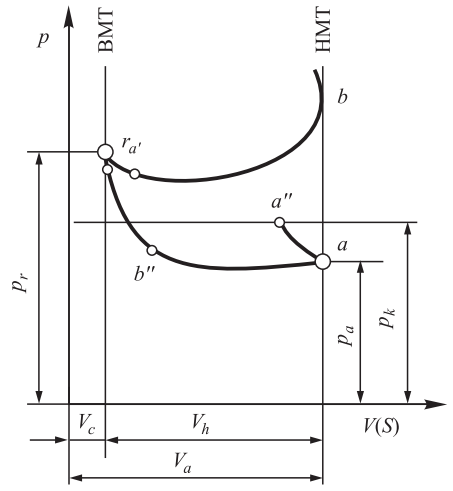


Рис. 2. Процессы газообмена:

точка *a′* — открытие впускного клапана; *b″* — закрытие выпускного клапана; *a″* — закрытие впускного клапана; ВМТ — верхняя мертвая точка; НМТ — нижняя мертвая точка

Иными словами, при использовании рабочего объема цилиндра в качестве базового, невозможно назвать оптимальное, необходимое для достижения максимальной мощности значение коэффициента наполнения. Это связано с тем, что при изменении режима работы двигателя, а также значений p_k и T_k подобному "идеальному" наполнению каждый раз будут соответствовать различные значения коэффициента η_v. Недостатком коэффициента η_v являются и затруднения с оценкой наполнения работающих по циклу Миллера—Аткинсона двигателей с переменной степенью сжатия.

В отличие от рабочего объема полный объем цилиндра есть величина, ограниченная поверхностями цилиндра и головки со всех сторон. Это обстоятельство делает объем V_a весьма удобным для оценки результатов газообмена, поскольку дает возможность наглядно показать степень заполнения цилиндра свежим зарядом.

Если соотносить парциальные объемы компонентов рабочей смеси с полным объемом цилиндра, это позволит оценивать состав смеси, поскольку отношения парциальных объемов компонентов рабочей смеси к ее объему (V_a) эквивалентны соответствующим объемным (молярным) долям [3—5]. Действительно, $\sigma_i = \dfrac{V_i}{V_a}$.

Поэтому доля каждого из компонентов в рабочей смеси показывает степень заполнения им полного объема цилиндра. Отсюда следует, что **доля воздуха $\sigma_в$ однозначно характеризует наполнение** (см. рис. 1). А так как при α = const количество подаваемого в цилиндры топлива зависит от количества находящегося в нем воздуха, то для увеличения мощности двигателя при прочих равных условиях необходимо стремиться к увеличению доли воздуха $\sigma_в$ в рабочей смеси (РС).

Произведение каждой из долей на полный объем цилиндра и плотность соответствующего компонента равно его — компонента — массе: $G_i = V_i\rho_i = \sigma_i V_a\rho_i$. Следовательно, произведение $G_в = \sigma_в V_a\rho_в$ — есть массовое наполнение "по воздуху". Использование значений долей компонентов рабочей смеси σ_i в качестве основных оценочных характеристик результатов процессов газообмена весьма удобно, так как позволяет наглядно представить относительные количества компонентов рабочей смеси в цилиндре двигателя. При этом собственно наполнение цилиндров оценивается значениями долей свежего заряда ($\sigma_{СЗ}$) или воздуха ($\sigma_в$)

Для оценки наполнения большое значение имеет парциальный объем свежего заряда, в общем случае представляющий собой сумму парциальных объемов воздуха, (газообразного) топлива и рециркуляционных газов. Отношение $\sigma_{СЗ} = V_{СЗ}/V_a$ равно доле СЗ в рабочей смеси $(\sigma_{СЗ} = \sigma_в + \sigma_т + \sigma_R)$ и характеризует долю полного объема цилиндра, занятого свежим зарядом. Соответственно доля остаточных газов $\sigma_r = 1 - \sigma_{СЗ}$ характеризует резервы по наполнению. По величине этой доли можно судить не только о резервах по наполнению, но также и о наличии потерь части СЗ. Так, если $\sigma_{СЗ} < 1$, это свидетельствует о некачественной очистке и о наличии резервов по наполнению. Если же $\sigma_{СЗ} > 1$, то объем свежего заряда при параметрах p_a и T_a превышает полный объем цилиндра, что является следствием потерь части СЗ в период перекрытия клапанов.

Например, при использовании приводимого в [5] выражения $\eta_v = \sigma_{СЗ}\dfrac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\dfrac{p_a}{p_k}\dfrac{T_k}{T_a}$ объемной доле свежего заряда 80 % при степени сжатия 10, p_a = 0,98 бара, T_a = 350 K, p_k = 1 бар и T_k = 300 K соответствует коэффициент наполнения, равный 0,747. Это значение η_v говорит лишь о том, что в **полный объем** цилиндра V_a поступило лишь 74,7 % того количества свежего заряда (воздуха), которое **могло бы** разместиться в неограниченном сверху **рабочем объеме** V_h при условиях на входе. Следовательно, о том, сколько еще можно подать в цилиндр свежего заряда без его потерь, а также и о количестве остающихся продуктов сгорания судить по значениям η_v и коэффициента остаточ-

ных газов γ_r весьма затруднительно. В то же время значение $\sigma_{СЗ} = 0{,}8$ свидетельствует о том, что в цилиндре находится 20 % остаточных газов, т. е. имеются существенные резервы по наполнению. Следовательно, применение вместо коэффициента наполнения η_v доли $\sigma_{СЗ}$ имеет еще и то **преимущество, что позволяет отказаться от использования в расчетах коэффициента остаточных газов γ_r.**

Значению $\sigma_{СЗ} = 1$ в приведенном выше выражении, связывающем эту долю с коэффициентом η_v, соответствует оптимальное наполнение, отвечающее получению максимальной мощности при отсутствии потерь заряда в результате продувки. В этом случае коэффициент наполнения определится выражением $\eta_v^{\max} = \dfrac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\dfrac{p_a}{p_k}\dfrac{T_k}{T_a}$, численное значение которого изменяется при изменении параметров свежего заряда на входе в двигатель.

Объем рабочей смеси есть сумма парциальных объемов ее компонентов:

$$V_a = V_r + V_в + V_т + V^R, \qquad (1)$$

где индексы "*r*", "*в*", "т" и "*R*" соответствуют остаточным газам, воздуху, (газообразному) топливу и рециркуляционным газам. Парциальный объем остаточных газов определяется исходя из их параметров и объема камеры сгорания как:

$$V_r = V_c \frac{p_r}{p_a}\frac{T_a}{T_r}\varphi_s,$$

где φ_s — коэффициент очистки.

После подстановки в (1) значений остальных парциальных объемов компонентов смеси, предварительно выраженных через парциальный объем воздуха $V_в$ [5], получаем:

$$V_a = V_c \frac{p_r}{p_a}\frac{T_a}{T_r}\varphi_s + V_в + V_в \frac{1}{\alpha L_0 \mu_т} + V_в \frac{1}{1 - R'_с}, \quad (*)$$

где $R'_c = \dfrac{N^R}{N^R + N_в + N_т}$ — степень рециркуляции, выраженная через соотношения киломолей, а $\mu_т$ — масса киломоля топлива. Очевидно, что степень рециркуляции равна доле рециркуляционных газов в поступающем в цилиндры двигателя свежем заряде [6].

Из равенства (*) можно найти выражение для определения парциального объема воздуха:

$$V_в = V_c \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{p_a T_r}\frac{\alpha L_0 \mu_т}{\alpha L_0 \mu_т + 1}(1 - R'_с),$$

в котором α — коэффициент избытка воздуха, ε — степень сжатия и $\mu_т$ — масса киломоля (газообразного) топлива.

Если обозначить:

$$A = \frac{\mu_т \alpha L_0}{(\mu_т \alpha L_0 + 1)}, \qquad (2)$$

то зависимость для определения величины парциального объема воздуха принимает вид:

$$V_в = V_с \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s}{p_a T_r} A(1 - R'_с). \qquad (3)$$

Величину *A* предлагается назвать коэффициентом вытеснения. Этот коэффициент численно равен доле воздуха в топливовоздушной смеси [3—11].

Приведенная зависимость для нахождения коэффициента вытеснения *A* может быть получена и из выражения для определения коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_в}{l_0 G_т} = \frac{\mu_в N_в}{l_0 \mu_т N_т}.$$

После деления числителя и знаменателя на суммарное количество киломолей горючей смеси *N* и массу киломоля воздуха получаем:

$$\alpha = \frac{\sigma''_в}{L_0 \mu_т \sigma''_т} = \frac{\sigma''_в}{L_0 \mu_т (1 - \sigma''_в)},$$

откуда $\sigma''_в = \dfrac{\mu_т \alpha L_0}{(\mu_т \alpha L_0 + 1)} = \dfrac{\alpha L_0}{\left(\alpha L_0 + \dfrac{1}{\mu_т}\right)} = A.$

Два штриха в индексации долей указывает на то, что речь идет о составе горючей топливовоздушной смеси.

Таким образом, коэффициент вытеснения представляет собой объемную долю воздуха в горючей смеси. В последнем выражении αL_0 — количество молей воздуха, а $\dfrac{1}{\mu_т}$ — количество молей в 1 кг топлива. Перевод двигателя с бензина на водород сопровождается возрастанием количества молей топлива в смеси более чем в 55 раз!

Но при одинаковых условиях киломоль любого рабочего тела имеет одинаковый объем, а потому "легкое" газообразное топливо в цилиндре занимает больший объем, нежели "тяжелое" жидкое, и его доля в смеси возрастает за счет уменьшения доли воздуха.

Поскольку коэффициент вытеснения представляет собой долю воздуха в горючей смеси, то

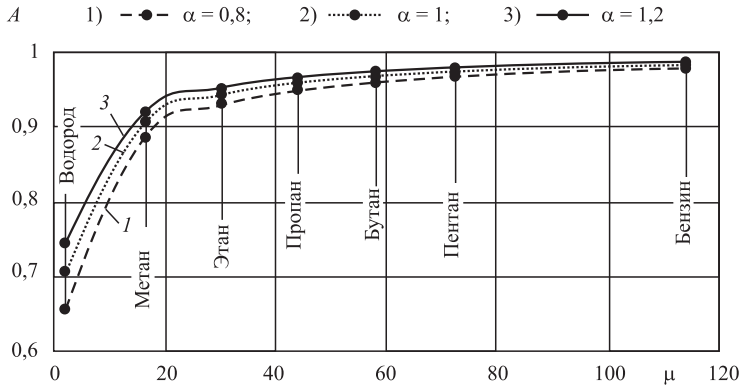


Рис. 3. Влияние молекулярной массы топлива μ и коэффициента избытка воздуха α на величину коэффициента вытеснения *A*

переход на более легкое топливо при неизменном значении коэффициента избытка воздуха должен сопровождаться уменьшением количества поступающего в цилиндр воздуха.

Как следует из (2), значение коэффициента вытеснения уменьшается при обогащении смеси и в случае перевода двигателя на более "легкие" сорта топлив (рис. 3). Игнорирование величины A при расчетном определении коэффициента наполнения газового двигателя [5, 7] неизбежно приводит к ошибкам.

Поскольку $\sigma_i = \dfrac{V_i}{V_a}$, то соответствующие значения долей компонентов рабочей смеси определяются выражениями [5]:

для воздуха:

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r} A\left(1 - R'_{\text{с}}\right); \qquad (4)$$

для топлива:

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r} \frac{A}{\mu_{\text{т}} \alpha L_0}\left(1 - R'_{\text{с}}\right);$$

для остаточных газов

$$\sigma_r = \frac{p_r T_a \varphi_s}{\varepsilon p_a T_r};$$

для рециркуляционных газов:

$$\sigma^R = \frac{R'_{\text{с}} \sigma_{\text{в}}}{A\left(1 - R'_{\text{с}}\right)};$$

для суммарной доли в рабочей смеси продуктов сгорания (ПС):

$$\sigma_r^{\Sigma} = \sigma_r + \sigma^R = \frac{\varphi_s\left[p_r T_a\left(1 - R'_{\text{с}}\right)\right]}{\varepsilon p_a T_r} + \frac{R'_{\text{с}} \varepsilon p_a T_r}{\varepsilon p_a T_r};$$

для доли свежего заряда:

$$\sigma_{\text{сз}} = \sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{т}} + \sigma^R = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r};$$

для горючей смеси:

$$\sigma_{\text{гс}} = \sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{т}} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r}\left(1 - R'_{\text{с}}\right).$$

Если $R'_{\text{с}}$ — степень рециркуляции, то разность $\left(1 - R'_{\text{с}}\right)$ представляет собой объемную долю горючей топливовоздушной смеси в свежем заряде. Умножением этой разности на долю воздуха $\sigma''_{\text{в}} = A$ в горючей смеси можно определить долю воздуха — $A\left(1 - R'_{\text{с}}\right) = \sigma'_{\text{в}}$ в свежем заряде.

С переходом на оценку наполнения долей воздуха удобным оценочным критерием является доля ОГ (σ_r). При отсутствии системы внешней рециркуляции **доля ОГ в рабочей смеси σ_r является величиной, позволяющей оценивать степень "внутренней рециркуляции"**.

В случае же подачи в двигатель на входе продуктов сгорания **суммарная степень рециркуляции определится выражением** $R_{\text{с}}^{\Sigma} = \sigma_r + \sigma_R$. Следовательно, анализ результатов процессов газообмена объемными долями позволяет судить о суммарном количестве остаточных и рециркуляционных газов в рабочей смеси, что важно при анализе влияния доли нейтральных продуктов сгорания на мощностные, экономические и экологические показатели двигателя [5, 6].

Поскольку подача во впускной тракт рециркуляционных газов приводит к ухудшению наполнения, соответствующая "дельта" определится равенством:

$$\Delta\sigma = \sigma_{\text{СЗ}} - \sigma_{\text{ГС}} = R'_{\text{с}} \sigma_{\text{СЗ}},$$

поскольку $\sigma_{\text{ГС}} = \sigma_{\text{СЗ}}\left(1 - R'_{\text{с}}\right)$.

Следовательно, степень рециркуляции можно найти в виде отношения

$$\delta(\sigma) = \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{\text{СР}}} = R'_{\text{с}}.$$

Отсюда следует вывод — **значение $R'_{\text{с}}$ можно найти без определения расхода рециркуляционых газов. Достаточно при проведении эксперимента последовательно провести замеры $V_{\text{СЗ}}$ с использованием рециркуляции и без нее** [6].

При известном объемном расходе воздуха $V_{\text{в}}$ его действительная доля в рабочей смеси может быть найдена с использованием выражения [5]:

$$\sigma_{\text{в}}^{\text{д}} = \frac{(\varepsilon - 1)V_{\text{в}} \cdot 10^3}{30n\varepsilon i V_h} \frac{p_k}{p_a} \frac{T_a}{T_k}.$$

Доля топлива в этом случае определяется зависимостью

$$\sigma_{\text{т}}^{\text{д}} = \frac{(\varepsilon - 1)V_{\text{т}} \cdot 10^3}{30n\varepsilon i V_h} \frac{p_k}{p_a} \frac{T_a}{T_k},$$

а доля свежего заряда (при известном расходе рециркуляционных газов V_R):

$$\sigma_{\text{СЗ}}^{\text{д}} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot 10^3 T_a}{30n\varepsilon i V_h p_a} \left[(V_{\text{в}} + V_{\text{т}}) \frac{p_k}{T_k} + V_R \frac{p_R}{T_R} \right].$$

Доля воздуха в **горючей смеси** определяется выражением (2).

Анализ состава рабочей смеси показывает, что значения коэффициентов дозарядки и очистки взаимосвязаны — увеличение наполнения может происходить лишь в случае соответствующего уменьшения количества ОГ. В связи с этим коэффициенты дозарядки и очистки взаимосвязаны, и их значения нельзя задавать произвольно [8]:

$$\varphi_1 = \frac{M_1^{\text{д}}}{M_1} = \frac{V_{\text{СЗ}}^{\text{д}}}{V_{\text{СЗ}}} = \frac{V_a - \varphi_s V_r}{V_a - V_r} = \frac{1 - \varphi_s \sigma_r}{\sigma_{\text{СЗ}}},$$

$$\varphi_s = \frac{1 - \varphi_1 \sigma_{\text{СЗ}}}{1 - \sigma_{\text{СЗ}}}.$$

Применение понятия долей позволяет уточнить традиционно используемое для оценки наполнения понятие коэффициента наполнения. Из опыта известно, что коэффициент наполнения "по воздуху" всегда меньше коэффициента наполнения "по смеси". Но коэффициент наполнения по воздуху $\eta_v^{\text{в}}$ не может не равняться коэффициенту наполнения по смеси. Действительно, коэффициент η_v характеризует ухудшение наполнения и при изменении его значения в одинаковой степени изменяется наполнение каждым из компонентов смеси. Так, например, если в цилиндр поступает лишь 80 % идеального "теоретического" количества газовоздушной смеси $\left(\eta_v^{\text{см}} = 0,8\right)$, это означает, что точно таким же должно быть ухудшение наполнения и каждым из компонентов свежего заряда — воздухом, газообразным топливом и рециркуляционными газами.

Использование предложенного выше коэффициента вытеснения A позволяет избежать упомянутого выше противоречия. Если при определении коэффициента наполнения "по воздуху" по замерам часового расхода воздуха в знаменатель расчетного выражения $\eta_v = \frac{G_{\text{в}}}{0,03niV_h\rho_k}$ в соответствии с определением коэффициента наполнения подставлять вместо плотности воздуха при давлении топливовоздушной смеси p_k его плотность при параметрах на входе (т. е. при T_a и собственном парциальном давлении в свежем заряде $p_{\text{в}} = p_k\sigma_{\text{в}}'' = p_k A$), то коэффициенты наполнения "по воздуху" и "по смеси" окажутся одинаковыми [7]. Таким образом, в строгом соответствии с определением коэффициента наполнения **действительный расход воздуха необходимо соотносить с тем его количеством, которое могло бы разместиться в рабочем цилиндре двигателя при его — воздуха — парциальном давлении $p_{\text{в}}$ в смеси, а не при суммарном давлении p_k газо-воздушной смеси**.

Для газового двигателя коэффициент наполнения при известном часовом расходе воздуха следует определять по выражению:

$$\eta_v = \frac{G_{\text{в}}}{0,03AniV_h\rho_k} = \eta_v^{\text{в}} = \eta_v^{\text{см}}.$$

В общем же случае это выражение запишется как:

$$\eta_v^{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{0,03A(1 - R_{\text{с}}')niV_h\rho_k}.$$

В результате отключения подогрева впускного трубопровода при конвертации бензинового двигателя для его работы на газе коэффициент наполнения практически остается неизменным, а доля воздуха $\sigma_{\text{в}}$ в рабочей смеси в случае сохранения постоянным значения α снижается, что отражает последствия уменьшения наполнения цилиндров окислителем и приводит к снижению мощности.

Соотношение долей воздуха и топлива в горючей смеси можно получить из выражения $\alpha = \frac{G_{\text{в}}}{l_0 G_{\text{т}}} = \frac{N_{\text{в}}\mu_{\text{в}}}{l_0 N_{\text{т}}\mu_{\text{т}}}$. После деления числителя и знаменателя на массу киломоля воздуха $\mu_{\text{в}}$ и суммарное количество молей горючей смеси N имеем $\alpha = \frac{\sigma_{\text{в}}}{L_0\sigma_{\text{т}}\mu_{\text{т}}}$ или:

$$\frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{т}}} = L_0\alpha\mu_{\text{т}}. \qquad (5)$$

Из этого равенства следует, что при неизменном коэффициенте избытка воздуха в результате уменьшения произведения $L_0\mu_{\text{т}}$ доля воздуха уменьшается при переходе на более "легкие" сорта топлив при одновременном возрастании доли топлива $\sigma_{\text{т}}$. Так, при $\alpha = 1$ это отношение равно для бензина приблизительно 62, а для водорода —

лишь 2,4 [9—10]. Но доля топлива определяется выражением $\sigma_т = \frac{\sigma_в}{\alpha\mu_т L_0}$. Следовательно, чем больше (при данном значении α) в цилиндре воздуха, тем больше в нем и топлива. Отсюда следует — чем "тяжелее" используемое топливо, тем больше в цилиндр поступает воздуха и тем большее количество топлива может быть окислено в процессе сгорания, что определяет и большую мощность двигателя. Переход на более легкие газообразные топлива для двигателей с внешним смесеобразованием неизбежно означает меньшее наполнение по воздуху, а следовательно, и меньшую мощность.

Применение анализа результатов наполнения на основе соотношений парциальных объемов позволяет получить зависимость для определения традиционно используемого коэффициента наполнения. С этой целью применим выражение (3), где "теоретический" объем воздуха при параметрах точки "а" — $V_в^т = V_h \frac{p_k}{p_a} \frac{T_a}{T_k}$, и в результате получаем уточненную зависимость [11]:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \varphi_s)}{p_k T_r} \frac{T_k}{T_a} A(1 - R'_c). \qquad (6)$$

Приведенное **выражение имеет универсальный характер** и позволяет находить значение коэффициента наполнения для двигателей, работающих на любых типах топлив, как с рециркуляцией, так и без нее.

Количество молей свежего заряда может определяться универсальной зависимостью [12]:

$$N_1 = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_т}\right)\left(\frac{1}{1 - R'_c}\right). \qquad (7)$$

Коэффициент молекулярного изменения характеризует увеличение количества киломолей (или объема рабочей смеси) в результате сгорания и находится из выражения:

$$\mu_д = \frac{\varphi_1 N_2 + \varphi_1 N^R + \varphi_s N_r}{\varphi_1 N_1 + \varphi_1 N^R + \varphi_s N_r}.$$

После деления на количество киломолей РС получаем $\mu_д = \varphi_1 \mu_0 \sigma_{ГС} + \sigma_r^\Sigma$ или:

$$\mu_д = \sigma_{ГС}^д \mu_0 + \sigma_r^\Sigma. \qquad (8)$$

Здесь μ_0 — теоретический коэффициент молекулярного изменения, учитывающий изменение количества киломолей горючей топливовоздушной смеси в результате сгорания. Таким образом, **действительный коэффициент молекулярного изменения" численно равен сумме долей нейтральных продуктов сгорания в рабочей смеси и увеличенной в μ_0 раз доли горючей смеси.** Поскольку сумма долей компонентов рабочей смеси всегда равна единице $\left(\sigma_{ГС}^д + \sigma_r^\Sigma = 1\right)$, значение действительного коэффициента молекулярного изменения превосходит единицу.

Выражения (6), (7) и (8) универсальны, так как позволяют определять значения коэффициента наполнения, количества молей свежего заряда и действительного коэффициента молекулярного изменения для двигателей с внешним и внутренним смесеобразованием, работающих на жидком и газообразном топливах, при наличии или отсутствии рециркуляции.

Проведение расчета на базе объемных долей позволяет оценивать количество свежего заряда, остающегося в цилиндре двигателя, работающего по циклу Миллера, с помощью коэффициента дозарядки [13], определяемого выражением

$$\varphi_1 = \frac{2 + (\varepsilon - 1) B_{a''}}{2\varepsilon}.$$

В приведенной зависимости значение коэффициента $B_{a''}$ зависит от угла запаздывания закрытия впускного клапана:

$$B_{a''} = \left[(1 - \cos\varphi) + (\lambda / 4)(1 - \cos 2\varphi)\right].$$

Важно, что применение традиционно используемой зависимости $p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \rho_k \eta_v$ в случае газовых двигателей и двигателей с рециркуляцией должно приводить к ошибкам, поскольку в случае одинаковых значений в них коэффициента наполнения количество поданного в цилиндры окислителя и топлива различны. Во избежание ошибки вместо плотности воздуха ρ_k при параметрах на входе в цилиндры в этом выражении должна фигурировать плотность воздуха при его парциальном давлении в смеси, т. е. — $\rho_в = \rho_k \sigma_в$.

Использование в качестве базовых характеристик полного объема цилиндра (вместо объема рабочего) и объемной доли воздуха (вместо коэффициента наполнения) позволяет получить удобное для проведения анализа выражение среднего индикаторного давления.

Так, $p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{G_т^ц H_u \eta_i}{V_h} = \frac{\sigma_в V_a \rho_a H_u \eta_i}{\alpha l_0 V_h}$ или окончательно:

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \sigma_в \rho_a.$$

С учетом дозарядки это выражение принимает вид:

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \sigma_в \varphi_1 \rho_a.$$

При подстановке значения доли воздуха получаем [14]:

$$p_i = \frac{\rho_k}{\varepsilon - 1} \frac{H_u}{l_0} \eta_i \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a}{p_k T_r} \varphi_1 \frac{T_k}{T_a} \frac{A}{\alpha} (1 - R'_c), \quad (9)$$

откуда следует, что **величина p_i зависит от отношения A/α, характеризующего степень эффективности количественного регулирования**. Физический смысл этого отношения можно установить из равенства:

$$\frac{A}{\alpha} = \frac{\mu_т L_0}{(\mu_т \alpha L_0 + 1)} = \frac{L_0}{\left(\frac{1}{\mu_т} + \alpha L_0\right)}.$$

Следовательно, отношение A/α эквивалентно **отношению количества молей воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, к действительному количеству молей горючей смеси, состоящей из 1 кг топлива и используемого для его сжигания воздуха.**

Числитель и знаменатель последней дроби разнятся тем существеннее, чем "легче" топливо и чем меньше α. При работе двигателя на бензине коэффициент вытеснения A близок к единице, так как количество молей топлива $1/\mu_т$ мало. И, коль скоро $A \approx 1$, то при обогащении смеси от стехиометрического состава отношение A/α изменяется существенно, возрастая практически пропорционально величине $1/\alpha$.

Но, как следует из рис. 3, при использовании газообразных топлив коэффициент вытеснения

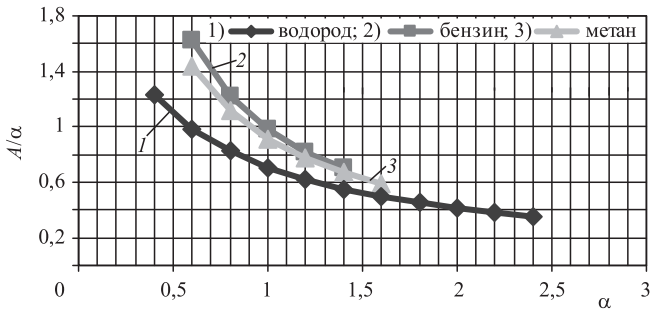


Рис. 4. Зависимость отношения A/α от величины коэффициента избытка воздуха α

A значительно меньше единицы, что является следствием возрастания количества киломолей топлива $1/\mu_т$ (и его парциального объема) в горючей смеси. В связи с этим изменение отношения A/α при обогащении в случае "легких" топлив не столь значительно (рис. 4), а это, в соответствии с (9), означает меньшее влияние обогащения на мощностные показатели газового двигателя. Поскольку в случае $\alpha = idem$ при сжигании более "легкого" топлива в цилиндр поступает меньше воздуха и меньшее количество тепловой энергии, это вызывает соответствующее снижение величины p_i.

Из вышеизложенного следует, что в случае конвертации дизеля и питания его при внешнем смесеобразовании газообразным топливом для достижения прежнего наполнения необходимо повышение плотности заряда в $1/A$ раза.

Минимально необходимое для восстановления исходной мощности двигателя значение плотности заряда может быть в этом случае найдено из зависимости [15]:

$$\rho_{k_2} = \rho_{k_1} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_1 - 1} \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \frac{\eta_{i1}}{\eta_{i2}} \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{\sigma_{в_1}}{\sigma_{в_2}},$$

в котором индексы "1" и "2" соответствуют исходному двигателю и двигателю после его конвертации и/или привнесения рециркуляции.

Поскольку $V_h = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$, то мощность двигателя $N_i = \frac{p_i i V_h n}{30\tau}$ может определяться выражением:

$$N_e = \frac{i V_a n}{30\tau} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_e}{\alpha} \sigma_в \rho_a.$$

Эта зависимость показывает, что при прочих равных условиях для увеличения мощности следует стремиться к повышению объемной доли воздуха и давления рабочей смеси в начале сжатия (плотности ρ_a).

Отнесенная к полному объему цилиндра литровая мощность определится выражением $N'_л = \frac{N_e}{i V_a}$.

Но $\frac{N_л}{N'_л} = \frac{N_e}{V_h} \frac{V_a}{N_e}$, и тогда $\frac{N_л}{N'_л} = \frac{V_a}{V_h}$.

Учитывая, что $V_h = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$, можно записать:

$$N_л = N'_л \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \text{ или } N'_л = N_л \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}.$$

Таким образом, $N'_{\text{л}} < N_{\text{л}}$, и разница между этими показателями степени форсирования двигателя возрастает по мере уменьшения степени сжатия.

Значение удельного индикаторного расхода топлива может быть найдено как $g_i = \frac{G_{\text{т}}^{\text{ц}}}{L_i}$, где $G_{\text{т}}^{\text{ц}}$ — цикловой заряд топлива и L_i — работа цикла. Но $G_{\text{т}}^{\text{ц}} = \frac{G_{\text{в}}^{\text{ц}}}{\alpha l_0} = \frac{V_a \sigma_{\text{в}} \rho_a}{\alpha l_0}$, и в этом случае $g_i = \frac{V_a \sigma_{\text{в}} \rho_a}{\alpha l_0 L_i}$ или $g_i = \frac{V_a \sigma_{\text{в}} \rho_a}{\alpha l_0 p_i V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\sigma_{\text{в}}}{\alpha l_0} \frac{\rho_a}{p_i}$. При подстановке среднего индикаторного давления в МПа выражение принимает вид [15]

$$g_i = 3600 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\sigma_{\text{в}}}{\alpha l_0} \frac{\rho_a}{p_i} \text{ [г/кВт·ч].}$$

Но, как вытекает из (5), $\frac{\sigma_{\text{в}}}{\alpha} = \sigma_{\text{т}} \mu_m L_0 = \frac{\sigma_{\text{т}} \mu_{\text{т}} l_0}{\mu_{\text{в}}}$, а потому окончательно имеем:

$$g_i = 3600 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\sigma_{\text{т}} \mu_{\text{т}}}{\mu_{\text{в}}} \frac{\rho_a}{p_i} \text{ [г/кВт·ч].}$$

Из этой зависимости следует, что **увеличение степени сжатия, равно как и переход на более легкие сорта топлива при прочих равных условиях должны приводить к улучшению экономических показателей двигателя.**

Так как $g_i = \frac{1}{H_u \eta_i}$, то с учетом предыдущего выражения получаем выражение для расчета индикаторного КПД [15]:

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha}{\sigma_{\text{в}}} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a};$$

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \frac{1}{\sigma_{\text{т}} \mu_{\text{т}} L_0} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a} =$$

$$= \frac{L_0 \mu_{\text{в}}}{H_u} \frac{1}{\sigma_{\text{т}} \mu_{\text{т}} L_0} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a},$$

откуда окончательно:

$$\eta_i = \frac{1}{H_u \sigma_{\text{т}}} \frac{\mu_{\text{в}}}{\mu_{\text{т}}} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}.$$

Отсюда также следует, что эффективность цикла повышается при использовании "легких" газообразных топлив.

При расчете цикла Миллера—Аткинсона исходная зависимость принимает вид:

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha}{\sigma_{\text{в}} \varphi_1} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}.$$

Отсюда следует, что уменьшение коэффициента дозарядки с увеличением угла запаздывания закрытия впускного клапана при прочих равных условиях должно сопровождаться повышением индикаторного КПД ввиду уменьшения действительной степени сжатия при неизменном значении степени последующего расширения.

Полученная зависимость весьма удобна для проведения анализа. Она, в частности, позволяет сделать вывод о повышении индикаторного КПД двигателя как с ростом степени сжатия, так и в результате перехода на более легкие сорта топлив при уменьшении доли $\sigma_{\text{в}}$.

Одним из достоинств анализа результатов газообмена на базе соотношений парциальных объемов компонентов рабочей смеси является и облегчение освоения курса теории ДВС [16].

Заключение

Анализ процессов газообмена на основе соотношений парциальных объемов компонентов рабочей смеси дает возможность установить связь между коэффициентами очистки и дозарядки, оценить состав рабочей смеси, от которого зависят все показатели двигателя, а также влияние на наполнение и индикаторные показатели двигателя вида топлива и степени рециркуляции отработавших газов.

По величине объемной доли свежего заряда можно судить о резервах по наполнению, а также о наличии потерь свежего заряда. Замена коэффициента наполнения при оценке результатов газообмена долей воздуха или свежего заряда в рабочей смеси позволяет отказаться от использования коэффициента остаточных газов, что приводит к упрощению расчетов.

Использование предлагаемого коэффициента вытеснения A позволяет оценивать влияние на наполнение типа используемого топлива и делать выводы о степени влияния качественного регулирования на мощностные показатели в случае применения различных топлив. Расчет цикла газовых и, в первую очередь, водородных двигателей, без учета коэффициента A неизбежно приводит к существенным погрешностям.

Определяемая как разность $(\sigma_r = 1 - \sigma_{СЗ})$ доля остаточных газов является основной характеристикой степени "внутренней рециркуляции". А соотношение долей свежего заряда при наличии и отсутствии внешней рециркуляции позволяет определять значение степени рециркуляции без проведения замеров расхода рециркуляционных газов.

Предлагаемые зависимости при ряде допущений могут быть положены в основу расчета рабочего цикла Миллера.

Оценка наполнения с помощью отнесенных к полному объему цилиндра объемных долей компонентов рабочей смеси дает более наглядное и полное представление о результатах процессов газообмена в сравнении с традиционной оценкой коэффициентами η_v и γ_r, что имеет немаловажное значение при изложении соответствующих разделов курса теории ДВС.

На базе анализа соотношений парциальных объемов компонентов рабочей смеси получены уточненные универсальные выражения для определения традиционно используемых в настоящее время коэффициентов наполнения и остаточных газов, а также выражение для нахождения оптимального значения коэффициента наполнения, соответствующего "идеальному" наполнению в отсутствие ОГ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ковылов Ю. Л., Угланов Д. А.** // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им С. П. Королева. — 2007. — Вып. 2. — С. 114—117.
2. **Шароглазов Б. А., Поваляев В. А.** // Вестник национального исследовательского Южно-Уральского государственного университета. — 2008. — № 23. — С. 20—24.
3. **Матюхин Л. М.** // М.: Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2007. — Вып. 4 (11). — С. 5—7.
4. **Матюхин Л. М.** // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. С. 80—85.
5. **Матюхин Л. М.** Анализ наполнения и тепловой расчет ДВС на базе состава рабочей смеси. — Saarbrcken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011.
6. **Матюхин Л. М.** // Вестник МАДИ, 2010. Вып. 2 (21). С. 10—14.
7. **Матюхин Л. М.** // Международный научно-технический журнал Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 4 (40). — С. 38—46.
8. **Матюхин Л. М.** Расчетное определение коэффициентов дозарядки и очистки // Вестник МАДИ. — 2015. — Вып. 4 (43). — С. 40—45.
9. **Матюхин Л. М.** Оценка наполнения и индикаторных показателей газовых ДВС // Международный научно-технический журнал Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. — 2012. — Вып. 1 (61). С. 15—18.
10. **Matiukhin L.** Evaluation of results for the gas exchange processes by the use of volumetric ratios of air-fuel-residual gases-mixture. Science and Education, Materials of the VIII international research and practice conference. — Vela-Verlag, Waldkraiburg—Munich—Germany, 2015-05-23. — P. 337—345 (in Russian).
11. **Матюхин Л. М.** // Вестник МАДИ — 2010. — Вып. 3 (22). С. 39—43.
12. **Матюхин Л. М.** // Электронный журнал "Автомобили—Дороги—Инфраструктура". — 2015. — № 2 (4). adi.madi.ru/index.php./madi/article/view/3217.
13. **Матюхин Л. М., Тер-Мкртичьян Г. Г.** // Труды НАМИ. — 2015. — Вып. 263. — С. 35—44.
14. **Матюхин Л. М.** // Вестник МАДИ. — 2011. — Вып. 4 (27). С. 26—29.
15. **Матюхин Л. М.** // Международный научно-технический журнал Автогазо-заправочный комплекс + Альтернативное топливо. — 2013. — № 4 (73). — С. 14—18.
16. **Матюхин Л. М.** // Вестник Московского Государнственного агроинженерного университета им. В. П. Горячкина. — 2015. — № 4 (68). — С. 56—59.

ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 656.022.91
Н. О. Блудян, д-р техн. наук, профессор, МАДИ, e-mail: ap@madi.ru,
М. А. Кудряшов, аспирант МАДИ, ГУП "Мосгортранс", e-mail: sparky5@yandex.ru,
Н. А. Качанова, магистр, МАДИ

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ТПУ МЦК

В статье предложен методический подход к формированию модели транспортно-пересадочного узла (ТПУ) и оценке эффективности его функционирования. Выполнен анализ системы транспортного обслуживания транспортно-пересадочных узлов (ТПУ) Московского центрального кольца (МЦК) наземным городским пассажирским транспортом (НГПТ). Приведены результаты обследования пассажиропотоков остановочных пунктов НГПТ, МЦК и метрополитена в ТПУ.

Ключевые слова: *пассажиропоток, транспортно-пересадочный узел, наземный городской пассажирский транспорт, МЦК.*

The article proposes a methodical approach to the formation of a transfer node model and an assessment of its effectiveness. An analysis of the transport system of the transit nodes of the Moscow central Ring by land-based urban passenger transport has been carried out. The results of a survey of passenger bus points are presented.

Keywords: *passenger traffic, transport hub, public municipal passenger transport, MCC.*

Введение

Повышение качества и уровня системы транспортного обслуживания населения требует выполнения комплекса мероприятий по оптимизации процессов управления на городском пассажирском транспорте. При всей рационализации маршрутная сеть отдельно взятого вида транспорта не способна обеспечить беспересадочную поездку пассажиров в крупных агломерациях и городах.

Транспортно-пересадочный узел (ТПУ) является важным инфраструктурным объектом системы городского пассажирского транспорта общего пользования, выполняющий функции оптимизации перевозочного процесса при формировании и перераспределении пассажиропотоков между различными видами транспорта. Формирование эффективной модели управления различными видами городского пассажирского транспорта позволит повысить качество транспортного обслуживания путем сокращения времени на пересадку.

В качестве объекта исследования были выбраны маршруты наземного городского пассажирского транспорта (НГПТ), оператором которых является ГУП "Мосгортранс", обслуживающие ТПУ МЦК [1].

Методический подход к оценке эффективности функционирования ТПУ

Для целей настоящего исследования предлагается формализовать работу ТПУ, образованного в составе МЦК с возможностью пересадки на метрополитен, обслуживаемый маршрутами наземного городского пассажирского транспорта общего пользования и имеющий в своем составе перехватывающие парковки с применением теории массового обслуживания (рис. 1). Предлагаемая методика оценки эффективности позволяет дополнительно включать в рассмотрение возможность пересадки на пригородные электропоезда.

Рассматриваемый ТПУ представляет собой совокупность четырех многоканальных обслуживающих узлов (видов транспорта), в которых циркулируют заявки (пассажиры), переходящие в соответствии с маршрутной матрицей из одного обслуживающего узла в другой. Пешие подходы и выходы ТПУ рассматриваются как единый узел. Системы обслуживающих узлов, отображающие

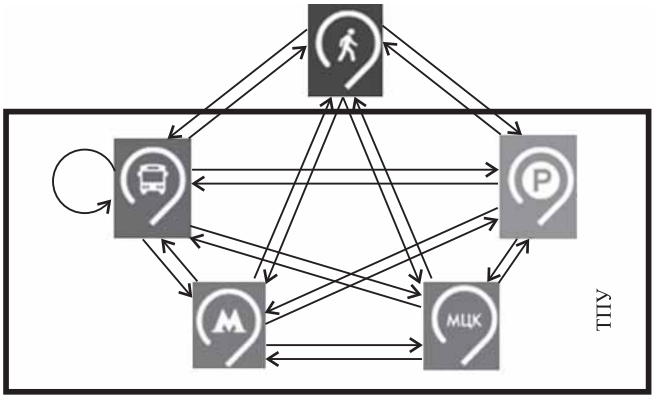


Рис. 1. Схема пересадок пассажиров в ТПУ

функционально самостоятельную часть системы пассажирского транспорта общего пользования, являются многоканальными разомкнутыми системами с групповым обслуживанием заявок с ожиданием, с допущением отсутствия ограничения на время ожидания и на размер очереди (примем емкость остановочного пункта бесконечным), без приоритета в обслуживании.

Подход к оценке эффективности функционирования перехватывающей парковки в составе ТПУ был рассмотрен ранее [2, 3].

Метрополитен и МЦК предлагается рассматривать как однофазную систему с двумя однородными каналами (маршруты в прямом и обратных направлениях).

НГПТ является однофазной системой с неоднородными каналами, равными количеству маршрутов, обслуживающих ТПУ в прямом и обратных направлениях.

Пассажиропоток, входящий в ТПУ на любых двух непересекающихся интервалах времени, не зависит от того, сколько пассажиров прибыло в ТПУ на другом интервале, так как причины поездок пассажиров являются независимыми друг от друга, что является потоком случайных событий без последствия. Пассажиропоток, покидающий узел с целью дальнейшей пересадки или выхода из ТПУ, является потоком с последствием, поскольку момент выхода пассажира из салона подвижного состава (ПС) связан с временем прибытия ПС на остановочный пункт, при этом максимальное значение мощности потока в момент времени t_i ограничено вместимостью салона прибывшего ПС. При этом будем считать, что время, затрачиваемое пассажирами на подход к остановочному пункту при пересадке с одного вида транспорта на другой различно, поскольку скорость передвижения пассажиров может отличаться. Данное предположение позволяет считать, что данный поток обладает свойством ординарности, т. е. вероятность подхода более одного пассажира к остановочному пункту существенно меньше группового подхода.

На основании вышеизложенных допущений свойств суммарного потока, входящих в любой узел, образованный из различных независимых источников, близок к простейшему и определяется:

$$\Pi = \sum_{k=1}^{n} \Pi_k,$$

где П — поток пассажиров, образованных k источником.

Согласно условиям центральной предельной теоремы данные потоки должны оказывать на суммарный поток приблизительно равномерное влияние [4].

В случае, если по прибытию пассажира на остановочный пункт, отсутствует подвижной состав, пассажир ожидает его на остановочном пункте. При этом заявки относятся к разным классам, где каждый класс заявки характеризует потребность в определенном маршруте и виде транспорта. Дальнейшее обслуживание заявок происходит в случайном порядке без приоритета в соответствии с заданным расписанием.

Заявки, поступающие в конкретный узел, можно классифицировать по классам, поскольку при переходе из одного узла в другой заявка может изменять класс. Класс заявки определяет маршрут в сети, что, в свою очередь, определяет условия обслуживания в зависимости от рассматриваемого интервала времени, канала обслуживания и узла.

В случае совпадения маршрутов следования в одном направлении, предлагается агрегирование (группировку) каналов обслуживания проводить методом, основанным на теореме Нортона.

Анализ мощности пассажиропотока в ТПУ в течение большого промежутка времени, необходимо проводить с учетом свойства нестационарности, поскольку поток имеет явно выраженные "пики".

Оценку эффективности функционирования ТПУ предлагается проводить в "часы пик", так как это позволит определить предельные значения характеристик качества обслуживания. Разделение временного интервала на участки со стационарным потоком в "часы пик" дает возможность рассматривать пассажиропоток на выбранном локальном временном участке как стационарный.

Процесс пересадки пассажиров предлагается рассматривать как случайный процесс с дискретным (счетным) состоянием и дискретным временем, по-

скольку смена вида транспорта (посадка/высадка) может происходить только в определенные интервалы времени, а количество возможных пересадок ограничено числом видов транспорта и маршрутов в узле.

Предполагается, что выбор вида транспорта и маршрута передвижения при пересадке в ТПУ зависит от вида транспорта и маршрута прибытия в ТПУ и не зависит от предыдущего вида транспорта и маршрута, в случае поездки с двумя и более пересадками. Данная постановка задачи позволяет использовать метод вложенных Марковских цепей, описываемый системой дифференциальных уравнений Колмогорова и позволяющих формализовать процесс пересадки пассажиров. Цепь Маркова описывает изменение класса заявки при завершении ее обслуживания в узле, т. е. по завершении обслуживания в узле заявка определенного класса поступает в другой узел и соответственно меняется класс заявки с определенной вероятностью и интенсивностью. Вероятность и интенсивность перехода пассажиров из узла в узел описывается маршрутной матрицей.

При этом необходимо учитывать ограничения по доступности узла в сети для отдельных категорий маломобильных групп населения [5, 6].

Параметры оценки эффективности функционирования ТПУ

При оценке функционирования ТПУ выделяют узловые и сетевые характеристики.

К узловым характеристикам относятся:

1. Абсолютная пропускная способность СМО — среднее число заявок, которое сможет обслужить СМО в единицу времени.

2. Относительная пропускная способность СМО — отношение среднего числа заявок, обслуживаемых СМО в единицу времени, к среднему числу поступивших за это же время заявок.

3. Средняя продолжительность периода занятости СМО.

4. Коэффициент использования СМО — средняя доля времени, в течение которого СМО занята обслуживанием заявок.

5. Среднее время ожидания начала обслуживания.

6. Среднее время пребывания заявки в СМО.

7. Вероятность отказа в обслуживании без ожидания.

8. Вероятность, что вновь поступившая заявка немедленно будет принята к обслуживанию.

9. Среднее число заявок, находящихся в очереди.

На основе узловых характеристик рассчитываются сетевые характеристики, равные среднесуммарным показателям узлов, входящих в сеть:

1. Среднее количество заявок, ожидающих обслуживания в сети.

2. Среднее количество заявок, находящихся в сети.

3. Среднее число заявок, находящихся в очереди на обслуживание.

4. Среднее время ожидания заявок в сети.

5. Среднее время пребывания заявок в сети.

Расчет предлагаемых параметров необходимо проводить по каждому классу заявок. Оценка предлагаемых параметров во многом позволяет оценить эффективность координации всех видов транспорта в ТПУ.

Характеристика транспортного обслуживания НГПТ ТПУ МЦК

В настоящее время на МЦК функционирует 31 ТПУ из них 14 ТПУ имеют пересадку на метро, шесть ТПУ имеют пересадку на пригородные электропоезда, а четыре ТПУ имеют в своем составе перехватывающие автомобильные парковки. Основ-

Рис. 2. Трассы следования маршрутов, обслуживающих ТПУ МЦК

ным оператором, обслуживающим маршруты НГПТ на 30 станциях, является ГУП "Мосгортранс".

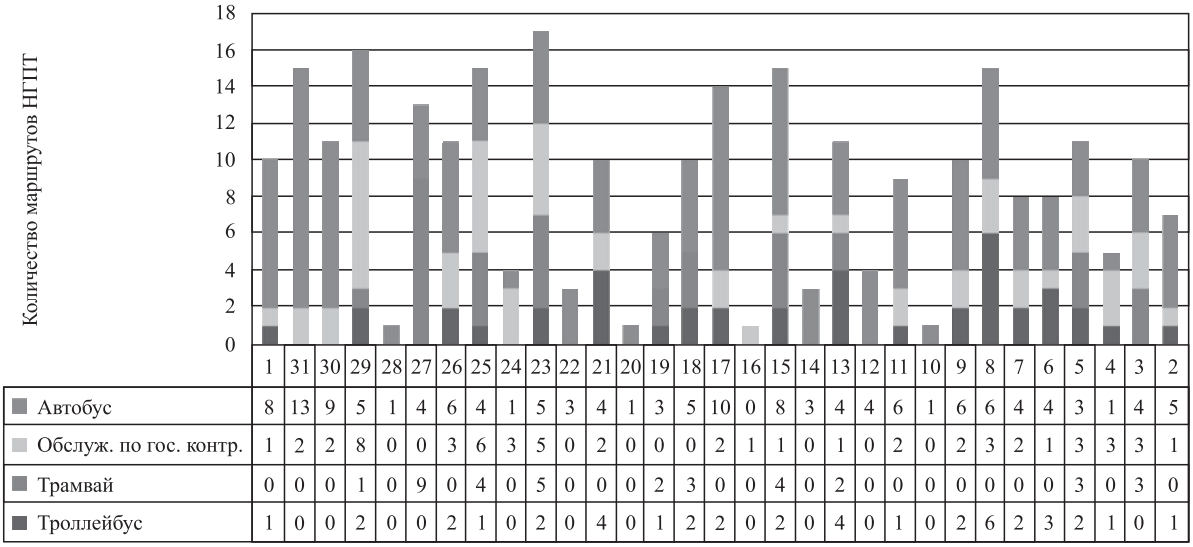
Выполненный анализ маршрутной сети НГПТ показал, что станции МЦК обслуживаются 227 муниципальными маршрутами регулярных перевозок, в том числе 184 маршрутами, обслуживаемыми ГУП "Мосгортранс" (в будни), большая часть которых (64 %) автобусные, оставшаяся часть маршрутов в равном соотношении обслуживается троллейбусами (18 %) и трамваями (18 %). При этом общая протяженность маршрутов, обслуживаемых ГУП "Мосгортранс", составляет более 2100 км.

На рис. 2 представлены трассы следования автобусных *1,* троллейбусных *2* и трамвайных *3* маршрутов, обслуживающих ТПУ МЦК, в прямом и обратных направлениях. Оператором этих маршрутов является ГУП "Мосгортранс".

По результатам анализа маршрутов, обслуживающих ТПУ МЦК, установлено, что 20 % маршрутов ГУП "Мосгортранс" и 23 % маршрутов, обслуживаемых частными перевозчиками по государственным контрактам, обслуживают два и более ТПУ МЦК.

В целях отображения графических материалов (рис. 3—5, 7) выполним нумерацию ТПУ МЦК против движения часовой стрелки, начиная с ТПУ "Окружная".

На рис. 3 представлено распределение станций МЦК по количеству маршрутов НГПТ. Исходной информацией для оптимизации расписания и ор-



	1	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
Автобус	8	13	9	5	1	4	6	4	1	5	3	4	1	3	5	10	0	8	3	4	4	6	1	6	6	4	4	3	1	4	5
Обслуж. по гос. контр.	1	2	2	8	0	0	3	6	3	5	0	2	0	0	0	2	1	1	0	1	0	2	0	2	3	2	1	3	3	3	1
Трамвай	0	0	0	1	0	9	0	4	0	5	0	0	0	2	3	0	0	4	0	2	0	0	0	0	0	0	0	3	0	3	0
Троллейбус	1	0	0	2	0	0	2	1	0	2	0	4	0	1	2	2	0	2	0	4	0	1	0	2	6	2	3	2	1	0	1

Рис. 3. Распределение маршрутов НПГТ по ТПУ МЦК

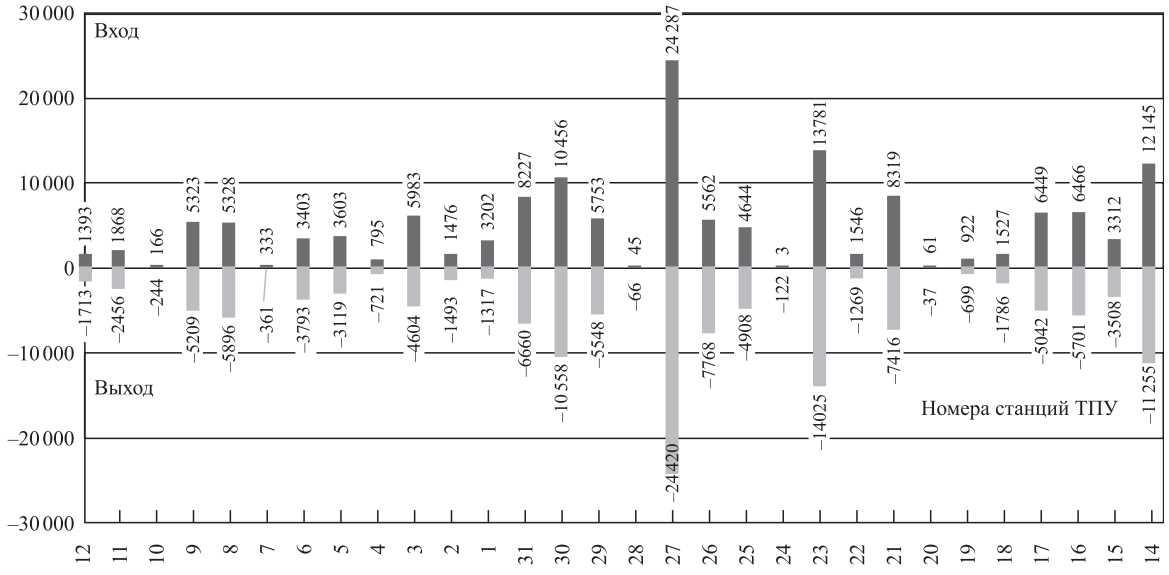


Рис. 4. Эпюра распределения пассажиропотоков

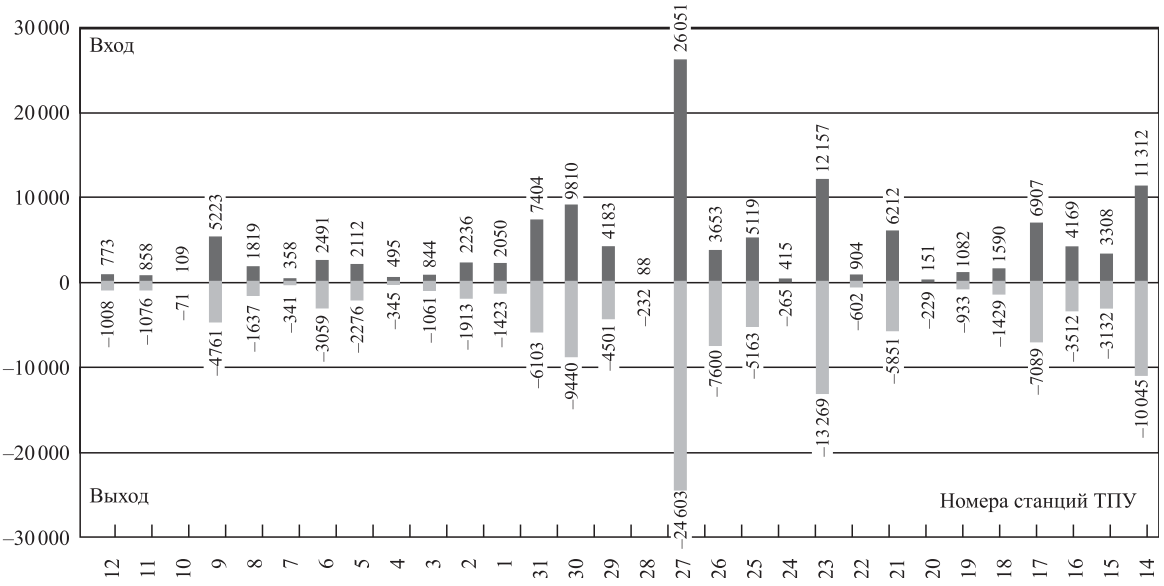


Рис. 5. Эпюра распределения пассажиропотоков

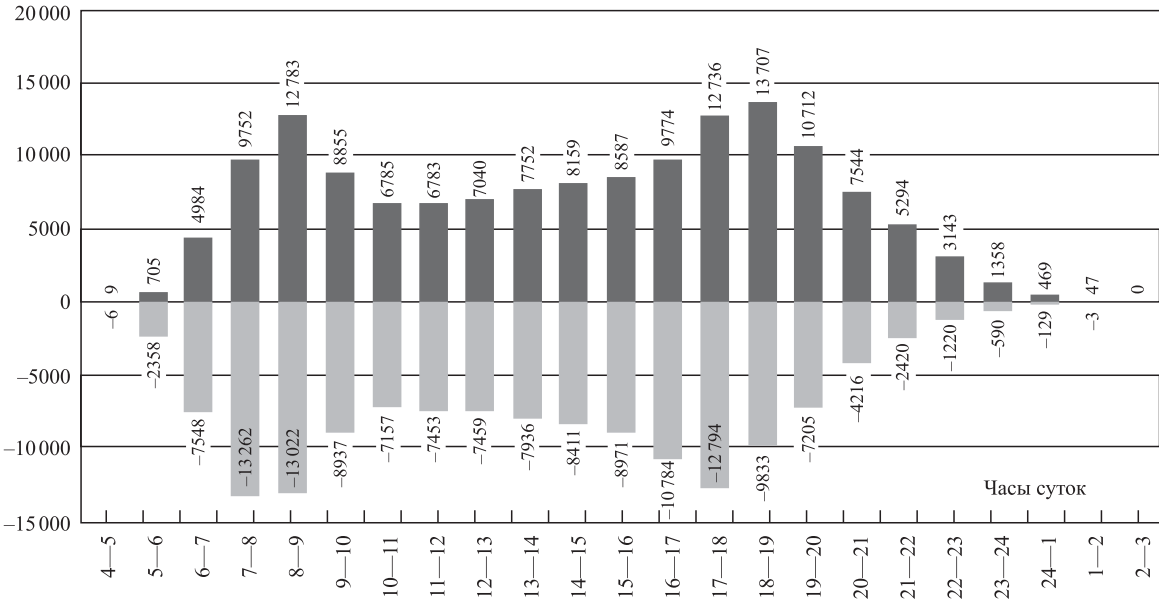


Рис. 6. Распределение пассажиропотоков НГПТ по часам суток

ганизации работы подвижного состава на линии являются данные о пассажиропотоках. Для целей настоящего исследования информация о пассажиропотоках была получена с использованием автоматизированной системы мониторинга пассажиропотоков в период с мая 2016 г. по май 2017 г.

На рис. 4 представлена информация о среднесуточном входящем и выходящем пассажиропотоках в будни на остановочных пунктах ТПУ МЦК, обслуживаемых ГУП "Мосгортранс". Анализ полученных данных в выходные дни показывает аналогичное распределение по станциям МЦК. Однако среднесуточный объем пассажиропотоков в субботу составляет 75...80 % и в воскресенье 65...70 % среднесуточного пассажиропотока в будни.

На рис. 5 представлена аналогичная информация, полученная в ходе анализа пассажиропотоков в период с января 2017 г. по май 2017 г.

Анализ полученных данных за исследуемые периоды показывает увеличение общего суммарного объема перевезенных пассажиров на 20 500 чел/сутки

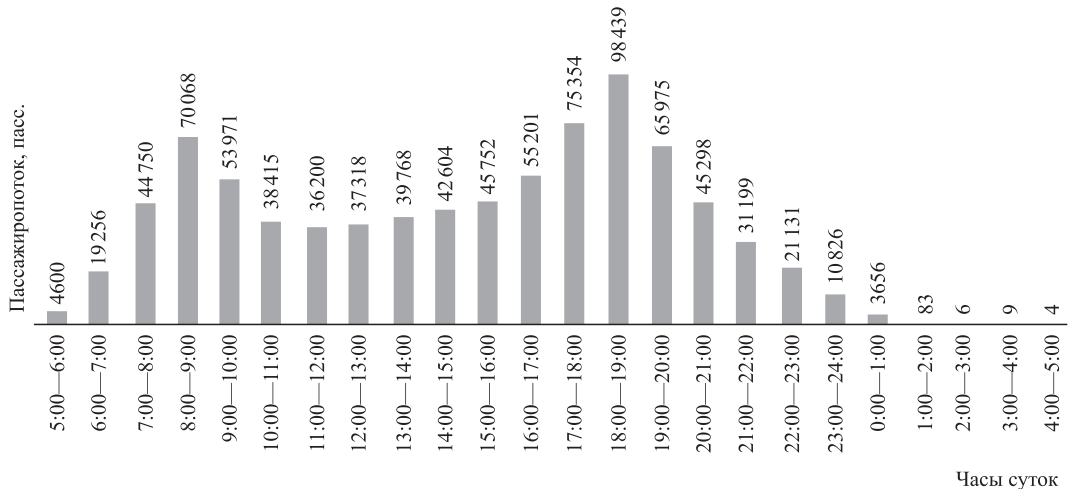


Рис. 7. Распределение пассажиропотоков МЦК и метрополитена по часам суток

на маршрутах ГУП "Мосгортранс". Суммарный среднесуточный пассажиропоток на всех маршрутах ГУП "Мосгортранс", обслуживающих станции МЦК, превышает 288 тыс. чел. Наиболее нагруженным остановочным пунктом является "Метро Бульвар Рокоссовского". Однако анализ данных по входящему пассажиропотоку станций МЦК показал, что наиболее нагруженной станцией является "Площадь Гагарина" (≈27 тыс. пасс./сутки)

Проведен анализ распределения общих суммарных входящих и выходящих пассажиропотоков по всем остановочным пунктам НГПТ на ТПУ МЦК по часам суток (рис. 6).

Полученные данные показывают, что наибольшая мощность выходящего пассажиропотока приходится на утренние часы пик (13,3 тыс. пасс.), а входящего на вечерние (13,7 тыс. пасс.).

Результаты распределения входящего пассажиропотока на станциях МЦК и примыкающих к ним станциях метрополитена показывают аналогичное распределение по часам суток (рис. 7).

В целях определения качества транспортного обслуживания, проведена оценка средних частот (ед./час) движения подвижного состава на остановочных пунктах в "часы пик", с учетом перехода на "летнее расписание" (рис. 8).

По результатам анализа установлено, что общая средняя частота движения на всех маршрутах составляет 6,1 ед./час.

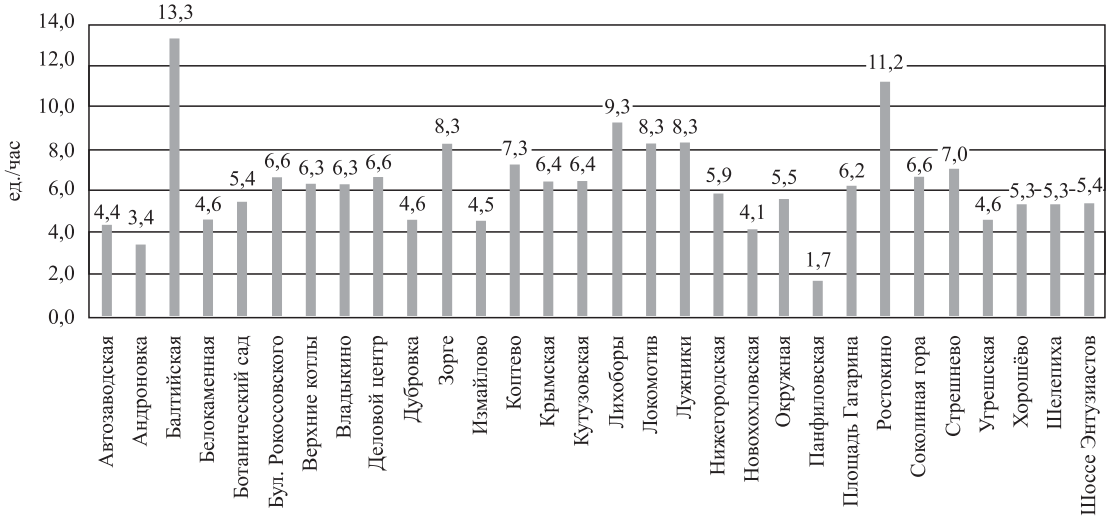


Рис. 8. Частота движения подвижного состава

Необходимо отметить, что среднесуточное количество пассажиров, полностью оплачивающих свой проезд, совершивших пересадку на исследуемых маршрутах за первое полугодие и использующих "совмещенные" билеты — тарифы "Кошелек" и "90 минут", составило более 75,9 тыс.

Заключение

В настоящей работе рассмотрена методика оценки эффективности функционирования ТПУ МЦК. Определены основные параметры эффективности ТПУ как системы массового обслуживания.

Выполненный агрегированный анализ маршрутов НГПТ, обслуживающих ТПУ МЦК, позволил определить основные параметры распределения пассажиропотоков по ТПУ МЦК и по часам суток.

Полученная информация о пассажиропотоках является первичной. Направлением дальнейших исследований является построение модели распределения пассажиропотоков и расчета их числовых характеристик на примере конкретного ТПУ. При построении данной модели необходимо отметить, что автоматизированные системы позволяют вести учет количества пересадок пассажиров, осуществляющих мультимодальную поездку по одному билету.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Реестр** муниципальных маршрутов регулярных перевозок пассажиров и багажа автомобильным и наземным электрическим транспортом в городе Москве на 03.07.2017. Режим доступа: http://dt.mos.ru/upload_local/iblock/cdd/cddb682182fc15d9ebc17aee58a6206f/reestr_ves_03.07.2017.pdf
2. **Кудряшов М. А., Маслова Л. Ю.** Взаимодействие личного автотранспорта и транспорта общего пользования в транспортно-пересадочных узлах // Грузовик. — 2018. — № 1. С. 35—42.
3. **Данилина Н. В.** Научно-методические основы формирования системы "перехватывающих" стоянок в крупнейших городах: на примере города Москвы: дисс. ... канд. техн. наук. Моск. гос. строит. ун-т. — М., 2012. — 187 с.
4. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей: Учеб. для вузов. 6-е изд. стер. — М.: Высшая школа, 1999. — 576 с.
5. **Кудряшов М. А., Шаталова А. В.** Анализ нормативно-правового регулирования перевозок отдельных групп населения автомобильным транспортом // Грузовик. — 2017. — № 9. — С. 25—30.
6. **Кудряшов М. А., Шаталова А. В.** Методика оценки качества транспортного обслуживания маломобильных групп населения // Грузовик. — 2017. — № 11. — С. 35—42.

"НЕФАЗу" — 40 лет

ПАО "НЕФАЗ", дочернему предприятию "КАМАЗа" в Башкирии, исполнилось 40 лет. В 1977 г. 11 октября, был пущен в эксплуатацию главный конвейер в корпусе автосамосвалов, и автозавод был введен в состав действующих.

Сегодня "НЕФАЗ" — крупнейший в России завод по производству спецнадстроек на шасси КАМАЗ. Основными видами выпускаемой продукции являются самосвальные установки, прицепы, полуприцепы и полуприцепы-цистерны. Также предприятием освоен широкий модельный ряд автобусов. Каждый третий российский автобус большого класса выпускается в ПАО "НЕФАЗ".

В свой юбилейный год Нефтекамский автозавод уверенно наращивает объемы производства и расширяет номенклатуру выпускаемой техники. Символично, что 2017 г. стал для компании годом старта новых интересных проектов, точкой отсчета нового этапа развития. Сейчас на предприятии реализуется масштабный проект по освоению производства всех модификаций автобусных шасси, происходит поэтапный переход изготовления автобусов на новый модельный ряд. Примерно 70 % автобусов НЕФАЗ третьего поколения будут исполнены в принципиально новом внешнем облике в сочетании с конструкторско-технологическими решениями, благодаря этому планируется улучшить потребительские качества техники и расширить круг конкурентных преимуществ.

Кроме того, в прошлом году появились такие новинки, как троллейбус, перронный автобус, траловая техника, тракторные прицепы, рефрижераторы и многое другое. Отдельно стоит отметить новое перспективное направление — производство электробусов как нового экологичного вида транспорта для российских регионов.

Успешная реализация этих и других проектов стала возможной благодаря уверенному курсу на модернизацию производства и внедрение современных технологий, который был взят предприятием несколько лет назад. Сегодня здесь успешно работает оборудование ведущих мировых производителей, которое позволило вывести качество продукции на новый уровень, повысить производительность и улучшить условия труда. Высокий профессионализм коллектива во главе с генеральным директором Сергеем Зуйковым и надежность оборудования — залог успешного сотрудничества с потребителями, в числе которых 58 регионов России, страны ближнего и дальнего зарубежья.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ЭКОЛОГИЯ

УДК 621.436, 662.7, 665.11

С. А. Нагорнов, д-р техн. наук, профессор, Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (ФГБНУ ВНИИТиН), г. Тамбов, e-mail: snagornov@yandex.ru, **С. В. Романцова,** канд. хим. наук, Медицинский институт федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования "Тамбовский государственный университет имени Г. Р. Державина" (ФГБОУ ВО "ТГУ имени Г. Р. Державина"), ведущий научный сотрудник ФГБНУ ВНИИТиН, г. Тамбов, e-mail: svromantsova@yandex.ru, **В. А. Марков,** д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭФИРНЫХ СМЕСЕЙ В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ. ЧАСТЬ 2

Показаны преимущества использования топлив растительного происхождения в поршневых двигателях внутреннего сгорания. Предложен состав эфирной смеси, улучшающей физико-химические, эксплуатационные и экологические свойства дизельного топлива. В состав этой эфирной смеси входит 50 % биодизельного топлива и 50 % низкомолекулярных предельных эфиров.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, биодизельное топливо, метиловый эфир рапсового масла, эфирная смесь, низкомолекулярный предельный эфир.*

Advantages of using fuel of plant origin in reciprocating internal combustion engines are shown. A composition of the ester mixture which improves physicochemical and environmental properties of diesel fuel is suggested. The composition of this ester mixture includes 50 % of biodiesel fuel and 50 % of low molecular saturated esters.

Keywords: *diesel engine, diesel fuel, biodiesel fuel, rapeseed oil methyl ester, ester mixture, low molecular weight limit ester.*

В качестве наиболее вероятного направления внедрения биодизельного топлива в РФ рассматривается его использование в виде экологической присадки к нефтяному ДТ [6, 7, 21]. Его добавка в количестве 1...5 % повышает цетановое число, улучшает экологические свойства дизельных топлив, отвечающих требованиям стандарта Евро 5, обеспечивает необходимые смазывающие свойства обессеренного топлива. В частности, разработанный ГОСТ Р 52368—2005 предусматривает введение в его состав 5 % (по объему) метиловых эфиров жирных кислот растительных масел [20]. Для более широкого внедрения процессов производства и использования биодизеля необходима интеграция интересов нефтехимии и сельского хозяйства, которая в первую очередь осуществима для регионов, имеющих мощную сельскохозяйственную и перерабатывающую отрасли. Такой подход ставит биодизельное топливо в один ряд с продуктами нефтехимии, но требует детального изучения его свойств.

Следует отметить, что использование биодизельного топлива в количествах, характерных для противоизносных или цетаноповышающих присадок или добавок (до 2 % об.), не обеспечит заметного улучшения экологических характеристик применяемого топлива. С этой точки зрения, биодизельное топливо целесообразно использовать либо в качестве самостоятельного топлива, либо в качестве присадки (до 20 % об.) [6]. В этом случае обеспечивается повышение цетанового числа и смазывающей способности даже глубоко обессеренного топлива и заметное снижение содержания вредных веществ в ОГ. По данным работы [7], добавление 20 % об. биодизельного топлива (МЭРМ) в нефтяное ДТ снижает дымность ОГ дизеля типа Д-245.12С по сравнению с нефтяным топливом с 18...21 до 11...13 % по шкале Хартриджа,

уменьшает интегральные удельные выбросы оксидов азота NO_x с 7,286 до 6,542 г/(кВт·ч), монооксида углерода CO — с 2,834 до 2,096 г/(кВт·ч), легких несгоревших углеводородов CH_x — с 0,713 до 0,707 г/(кВт·ч).

Основной трибологической характеристикой топлив является диаметр пятна износа, значение которого для современных топлив строго нормируется: не более 460 мкм. Для нефтяного ДТ, прошедшего через стадии обессеривания и деароматизации, и содержащего 0,035 % серы, этот показатель составил 586 мкм. После добавления 20 % биодизельного топлива этот показатель снижается до 310 мкм, а цетановое число увеличивается с 48 до 52. Однако добавление биодизельного топлива в таких количествах приводит к изменению физико-химических характеристик дизельного топлива, прежде всего к утяжелению фракционного состава, увеличению вязкости и плотности, что может негативно сказаться на эксплуатационных свойствах топлива. Поэтому необходимо изменить физико-химические характеристики биодизельного топлива таким образом, чтобы они соответствовали требованиям ГОСТ на нефтяные дизельные топлива [19, 20].

Биодизельное топливо (МЭРМ) представляет собой смесь метиловых эфиров высокомолекулярных карбоновых кислот, среди которых присутствуют эфиры как предельных кислот растительного масла (миристиновой, пальмитиновой, стеариновой), так и непредельных кислот (олеиновой, линолевой, линоленовой, эруковой). При этом обычно преобладают эфиры непредельные карбоновых кислот, что снижает стабильность биодизельного топлива при хранении. Для увеличения срока хранения и изменения физико-химических свойств биодизельного топлива необходимо снизить степень непредельности его компонентов, например, путем добавления к биодизельному топливу сложных эфиров предельных карбоновых кислот и спиртов меньшей молекулярной массы. В этом случае можно получить эфирные смеси, не содержащие углеводородов нефти, включающие соединения одного класса (сложные эфиры) и имеющие более широкий фракционный состав [22—24].

Добавление низкомолекулярных эфиров в биодизельное топливо приводит к изменению его физико-химических свойств, приближая их к нормативным требованиям, предъявляемым в настоящее время к дизельному топливу. При этом эфирная смесь сохраняет высокие смазывающие и экологические свойства. Добавление предельных эфиров снижает степень непредельности смеси, что приводит к уменьшению скорости окислительных и полимеризационных реакций при хранении и увеличению сроков хранения топлива.

В результате проведенного анализа подобраны исходные соединения и параметры реакции этерификации для синтеза предельных эфиров [22—24]. Исходными веществами для их получения могут служить: амиловый, изоамиловый, гексиловый, гептиловый, октиловый и ниловый спирты, а также масляная, валериановая и капроновая кислоты. Спирты и кислоты, использованные в процессе синтеза, можно производить из углеводородов нефти и их функциональных производных. Возможно их получение и путем переработки возобновляемого растительного сырья или отходов, образующихся при его переработке. Масляную кислоту можно производить из крахмала, сахара, глицерина при различных бактериальных процессах брожения (бактерии Bacterium butylicus, Granulobacter). Эти процессы используются в промышленных масштабах. Валериановая кислота образуется наряду с другими жирными кислотами при окислении стеариновой кислоты и касторового масла. Капроновая кислота является продуктом маслянокислого брожения сахара. Изоамиловый спирт входит в состав сивушных масел — побочного продукта, образующегося при производстве этилового спирта. Синтезированные эфиры хорошо смешиваются друг с другом в различных пропорциях, образуя прозрачные гомогенные жидкости светло-желтого цвета. Из синтезированных эфиров и биодизельного топлива были составлены пять образцов эфирных смесей (ЭС). Физико-химические и термодинамические свойства этих сложных эфиров представлены в табл. 2, молекулярные структуры некоторых из них — на рис. 7. Состав исследуемых эфирных смесей приведен в табл. 3, а их физико-химические свойства — в табл. 4 [22—24].

Анализ физико-химических свойств исследуемых топлив показал, что с увеличением доли предельных эфиров в эфирных смесях такие их характеристики, как плотность, кинематическая вязкость и кислотность приближаются к значениям, соответствующим требованиям ГОСТ 305—82 [19]. Чем выше содержание предельных эфиров, тем лучше такие показатели качества топлива, как температура помутнения и застывания. Однако в составах композитных топлив ЭС-1 и ЭС-2 слишком велика доля низкокипящих эфиров, что приводит к облегченному фракционному составу. Для смесей ЭС-4 и ЭС-5 характерна довольно высокая плотность и более тяжелый фракционный состав,

Таблица 2

Физико-химические и термодинамические свойства сложных эфиров предельных карбоновых кислот

Название эфира	Формула состава	Плотность при 20 °С, кг/м^3	Вязкость при 20 °С, мм^2/с	Температура кипения, °С	Теплота сгорания низшая, кДж/моль/МДж/кг
Амиловый эфир масляной кислоты	$C_3H_7COOC_5H_{11}$ или $C_9H_{18}O_2$	871	0,56	185	5099/32,27
Изоамиловый эфир масляной кислоты	$C_3H_7COOC_5H_{11}$ или $C_9H_{18}O_2$	865	0,60	178	5093/32,23
Октиловый эфир масляной кислоты	$C_3H_7COOC_8H_{17}$ или $C_{12}H_{24}O_2$	863	1,39	242	6912/34,56
Гептиловый эфир валериановой кислоты	$C_4H_9COOC_7H_{15}$ или $C_{12}H_{24}O_2$	860	2,75	243	6907/34,53
Октиловый эфир валериановой кислоты	$C_4H_9COOC_8H_{17}$ или $C_{13}H_{26}O_2$	859	3,41	260	7541/35,24
Нониловый эфир валериановой кислоты	$C_4H_9COOC_9H_{19}$ или $C_{14}H_{28}O_2$	858	4,10	273	8372/36,72
Нониловый эфир капроновой кислоты	$C_5H_{11}COOC_9H_{19}$ или $C_{15}H_{30}O_2$	856	4,80	289	8639/37,04

чем это требуется для дизельного топлива. Таким образом, наиболее приемлемыми физико-химическими свойствами обладает смесь ЭС-3. Наличие низкокипящих фракций в этой эфирной смеси приближает ее фракционный состав к составу нефтяного ДТ, улучшает пусковые свойства смесевого биодизельного топлива и позволяет использовать как саму эфирную смесь, так и смеси нефтяного ДТ и предложенного композитного топлива.

Для анализа показателей топливной экономичности и токсичности ОГ двигателя, работающего на нефтяном ДТ, биодизельном топливе (МЭРМ) и композитном топливе ЭС-3, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5). Дизель испытывался на режимах внешней скоростной характеристики и 13-режимного испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН. Результаты этих исследований приведены в табл. 5.

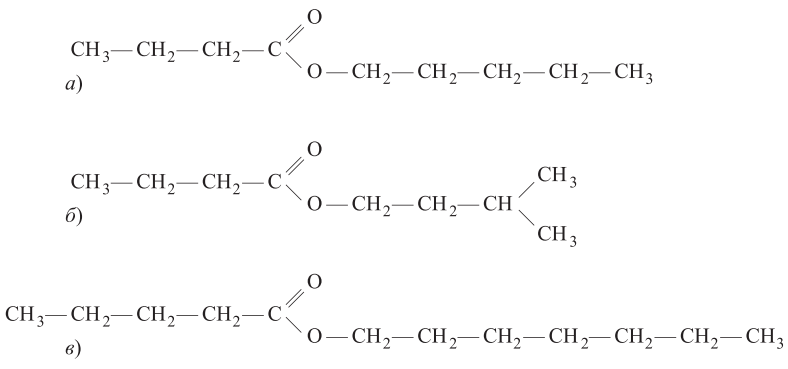


Рис. 7. Молекулярные структуры амилового эфира масляной кислоты (*а*), изоамилового эфира масляной кислоты (*б*) и гептилового эфира валериановой кислоты (*в*)

Экспериментальные данные табл. 5 свидетельствуют о том, что использование МЭРМ и эфирной смеси ЭС-3 позволяет повысить эффективный КПД исследуемого дизеля и заметно улучшить его экологические показатели. Эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД дизеля η_e, при его питании исследуемыми биотопливами несколько возросла в связи с увеличением в молекулах биотоплив доли атомов кислорода и, как следствие, с увеличением полноты сгорания топлива. Способствует улучшению этого показателя топливной экономичности и тот факт, что связь атомов С—Н в молекулах рассматриваемых топлив значительно сильнее, чем у атомов кислорода и углерода (С—О), что облегчает протекание процесса окисления биотоплива. При этом, как отмечено выше, в молекулах нефтяного ДТ атомы кислорода практически отсутствуют, в молекулах сложных эфиров растительных масел (в частности, в молекулах МЭРМ) их массовая доля составляет 8...12 %, а в молекулах рассматриваемых

Таблица 3

Содержание компонентов в исследуемых эфирных смесях

Растительные масла	Содержание компонентов в эфирных смесях (% об.)				
	ЭС-1	ЭС-2	ЭС-3	ЭС-4	ЭС-5
Амиловый эфир масляной кислоты	10	10	—	6	2
Изоамиловый эфир масляной кислоты	10	10	10	—	—
Октиловый эфир масляной кислоты	10	10	10	—	—
Гептиловый эфир валериановой кислоты	10	10	10	6	2
Октиловый эфир валериановой кислоты	10	—	—	6	2
Нониловый эфир валериановой кислоты	10	10	10	6	2
Нониловый эфир капроновой кислоты	10	10	10	6	2
Биодизельное топливо	30	40	50	70	90

Таблица 4

Физико-химические свойства нефтяного ДТ летнего по ГОСТ 305—82 биодизельного топлива (МЭРМ) и исследуемых эфирных смесей

Свойства	Топливо						
	ДТ	МЭРМ	ЭС-1	ЭС-2	ЭС-3	ЭС-4	ЭС-5
Плотность при 20 °С, кг/м^3	820...860	879	867	868	870	874	877
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	1,8...6,0	6,30	3,65	4,03	4,42	5,16	5,92
Температура вспышки, °С	35...80	140	63	71	80	92	118
Температура помутнения, °С	−1...−10	−3	−12	−11	−9	−7	−5
Температура застывания, °С	−10...−20	−9	Ниже −25	Ниже −25	−21	−16	−13
Фракционный состав, °С							
начало кипения	170...200	280	178	178	178	185	240
перегонка 50 %	270...280	332	247	258	276	296	322
перегонка 96 %	320...360	332	332	332	332	332	332
окончание кипения	360...380	332	332	332	332	332	332
Кислотное число, мг КОН/г	Не более 0,20	0,52	0,18	0,30	0,28	0,37	0,47

сложных низкомолекулярных эфиров предельных карбоновых кислот — 16...19 %. По указанной причине теплота сгорания рассматриваемых биотоплив ниже, чем у нефтяного ДИ и МЭРМ. В связи с этим, для сохранения мощностных показателей дизеля на требуемом уровне при его работе на смеси ЭС-3 возникает необходимость изменения настройки системы топливоподачи (изменения положения упора максимальной подачи топлива). При этом часовой расход этого топлива увеличивается (при использовании МЭРМ его часовой расход топлива возрастает вследствие его больших плотности и вязкости по сравнению с нефтяным ДТ).

Кроме указанных факторов, улучшению качества процессов смесеобразования и сгорания способствует расширение фракционного состава биотоплива при добавлении в МЭРМ сложных

Таблица 5

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели	Топлива		
	ДТ	МЭРМ	ЭС-3
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:			
на режиме максимальной мощности	19,23	20,07	21,12
на режиме максимального крутящего момента	12,51	13,14	13,48
Крутящий момент дизеля M_e, Н·м:			
на режиме максимальной мощности	310	311	311
на режиме максимального крутящего момента	359	357	357
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч):			
на режиме максимальной мощности	246,6	257,0	258,0
на режиме максимального крутящего момента	222,1	234,5	235,2
Эффективный КПД дизеля η_e:			
на режиме максимальной мощности	0,343	0,348	0,350
на режиме максимального крутящего момента	0,381	0,382	0,384
Дымность ОГ K_X, % по шкале Хартриджа:			
на режиме максимальной мощности	15	6	5
на режиме максимального крутящего момента	36	25	20
Интегральные на режимах 13-режимного цикла удельные массовые выбросы, г/(кВт·ч):			
оксидов азота e_{NO_x}	5,948	6,043	5,173
монооксида углерода e_{CO}	2,782	1,949	1,754
несгоревших углеводородов e_{CH_x}	1,006	0,784	0,745

эфиров предельных карбоновых кислот. Эти относительно легкие фракции лучше испаряются и обеспечивают более равномерное распределение паров топлива по объему камеры сгорания дизеля. В свою очередь, более гомогенная рабочая смесь способствует улучшению показателей топливной экономичности и токсичности ОГ [25, 26]. В первую очередь снижаются выбросы с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — сажи (дымность ОГ), монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x. Выбросы оксидов азота NO_x при работе дизеля на нефтяном ДТ и МЭРМ примерно одинаковы, а при работе на эфирной смеси ЭС-3 эти выбросы заметно снижаются вследствие более гомогенной рабочей смеси и отсутствия в камере сгорания зон с низкими локальными значениями коэффициента избытка воздуха α, в которых отмечаются повышенные температуры сгорания и повышенная эмиссия оксидов азота.

В целом, результаты проведенных исследований подтверждают возможность использования в дизелях предложенной эфирной смеси ЭС-3, как в качестве самостоятельного топлива, так и в качестве добавки в нефтяное дизельное топливо в количестве до 20 %. В последнем случае отпадает необходимость изменения настройки системы топливоподачи (изменения положения упора максимальной подачи топлива). Разработанная эфирная смесь заметно улучшает экологические показатели дизеля, а также показатели его топливной экономичности (эффективный КПД).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Energy** Technology Perspectives. Scenarios and Strategies to 2050. — Paris: International Energy Agency, 2006. — 486 p.
2. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
3. **Льотко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
4. **Емельянов В. Е., Крылов И. Ф.** Альтернативные экологически чистые виды топлива для автомобилей: Свойства, разновидности, применение. — М.: ООО "Издательство Астрель": ООО "Издательство АСТ", 2004. — 128 с.
5. **Альтернативные** моторные топлива: учебное пособие для вузов / А. Л. Лапидус, И. Ф. Крылов, Ф. Г. Жагфаров и др. — М.: ЦентрЛитНефтеГаз, 2008. — 288 с.
6. **Марков В. А., Девянин С. Н., Семенов В. Г., Шахов А. В., Багров В. В.** Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2011. — 536 с.
7. **Биотоплива для двигателей** внутреннего сгорания / В. А. Марков, С. Н. Девянин, С. А. Зыков и др. — М.: НИЦ "Инженер" (Союз НИО), 2016. — 292 с.
8. **Карташевич А. Н., Плотников С. А., Товстыка В. С.** Применение топлив на основе рапсового масла в тракторных дизелях. — Киров: Авангард, 2014. — 144 с.
9. **Савельев Г. С.** Производство и использование биодизельного топлива из рапса. — М.: ГНУ ВИМ Росссельхозакадемии, 2007. — 96 с.
10. **Васильев И. П.** Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. — Луганск: Изд-во Восточноукраинского университета им. В. Даля, 2009. — 240 с.
11. **Семёнов В. Г.** Биодизель. Физико-химические показатели и эколого-экономические характеристики работы дизельного двигателя. — Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. — 251 с.
12. **Рогов С.** Энергетическая политика: шагнет ли отрасль в инвестиционную пропасть? // Нефтегазовая вертикаль: Переработка. Химия. Маркетинг. — 2008. — Пилотный выпуск. — С. 3—9.
13. **Митусова Т. Н.** Современное состояние производства присадок к дизельным топливам. Требования к качеству // Мир нефтепродуктов. — 2009. — № 9—10. — С. 10—16.
14. **Данилов А. М.** Современное состояние производства и применения присадок при выработке дизельных топлив Евро 3, 4, 5. — М.: Спутник, 2009. — 27 с.
15. **Хайрудинов И. Р., Ахметзянов Е. Г., Файзрахманов И. С., Капустин С. М.** К вопросу о выборе активного вещества в присадках противоизносного действия для глубокогидроочищенных дизельных топлив // Глубокая переработка нефтяных дисперсных систем. Материалы VI международ. науч.-техн. конф. — М.: Техника, 2011. — С. 114—116.
16. **Девянин С. Н., Марков В. А., Семенов В. Г.** Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. — М.: Изд-во МГАУ им. В. П. Горячкина, 2007. — 340 с.
17. **Agarwal A. K., Bijwe J., Das L. M.** Effect of Biodiesel Utilization of Wear of Vital Parts in Compression Ignition Engine // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2003. — Vol. 125. — № 2. — P. 604—611.
18. **Vellguth G.** Eignung von Pflanzenolen und Pflanzenolderivaten als Kraftstoff fur Dieselmotoren // Grundlagen der Landtechnik. — 1982. — Jg. 32. — No. 5. — P. 177—186.
19. **ГОСТ 305—82.** Топливо дизельное. Технические условия. — М.: Стандартинформ, 2009. 7 с.
20. **ГОСТ Р 52368—2005.** Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2005. — 34 с.
21. **Галиакбиров А. Р., Гарипова З. А., Баулин О. А., Рахимов М. Н.** Метод получения эфиров рапсового масла // Мир нефтепродуктов. — 2010. — № 7. — С. 32—36.
22. **Романцова С. В., Нагорнов С. А.** Эфирная композиция для улучшения свойств дизельного топлива // Наука в центральной России. — 2013. — № 2. — С. 35—43.
23. **Производство** биодизельного топлива из органического сырья / С. И. Дворецкий, А. Н. Зазуля, С. А. Нагорнов и др. // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В. И. Вернадского. — 2012. — Специальный выпуск № 39. — С. 126—135.
24. **Нагорнов С. А., Романцова С. В.** Сбалансированный состав эфирной композиции на основе биодизельного топлива // Наука в центральной России. — 2014. — № 4. — С. 19—26.
25. **Марков В. А., Акимов В. С., Шумовский В. А., Стремяков А. В.** Расчетные исследования показателей транспортного дизеля, работающего на смесях дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла // Грузовик. — 2011. — № 4. — С. 35—43.
26. **Грехов Л. В., Марков В. А., Девянин С. Н., Быковская Л. И.** Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, работающего на смесях дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла // Грузовик. — 2014. — № 2. — С. 42—47.

ПРЕСС-ТУР
ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

АВТОГИДРОПОДЪЕМНИКИ НА ШАССИ P360

В конце 2017 г. Scania объявила об отгрузке двух эксклюзивных автогидроподъемников корейской марки Horyong Sky 750 на шасси Scania P360 CE8×4 CHZ нижегородской транспортно-экспедиционной компании "НИТЭК". Новая техника предназначена, в первую очередь, для обслуживания высотных объектов компании.

Для удовлетворения спроса на обслуживание высотных объектов еще недавно "НИТЭК" обходилась автовышками высотой до 45 м, но сегодня заказчикам этого недостаточно. По этой причине были приобретены два 75-метровых автогидроподъемника (АГП) корейской марки Horyong Sky 750 на четырехосных шасси Scania P360 CE8×4 CHZ, построенные компанией "Элефант Сервис".

«Шасси марки Scania под АГП были выбраны компанией впервые, так как прежние "вышки" базировались на шасси отечественного производства. Кроме того, компанией "НИТЭК" накоплен положительный опыт эксплуатации пяти тягачей-тяжеловозов Scania R-серии и наработаны отличные отношения с местным официальным дилером Scania — компанией "Транссервис"», — прокомментировал технический директор "НИТЭК" Евгений Беляков.

Для того чтобы поднять стрелу (элемент подъемного механизма) и приступить к работе, АГП требуется установить на телескопические 3-секционные опоры, выдвигающиеся с каждой стороны на 3 м. На верхних торцах каждой из четырех опор установлен индикатор стабильного положения опоры, который не загорится зеленым сигналом до тех пор, пока спецмашина надежно не встанет на все четыре опоры. В противном случае, будет мигать красный индикатор, а встроенная система безопасности не позволит начать работу со стрелой.

Сама стрела АГП выполнена по самой простой и надежной схеме — она прямая, без колен и сочленений. В ней 9 секций, позволяющих поднимать в люльке рабочих, инструмент и грузы общей массой до 400 кг на высоту до 75 м. Стрела оборудована гибридным приводом: первые две секции выдвигаются при помощи гидроцилиндров, а оставшиеся семь — посредством натяжения стальных тросов, проложенных вдоль стрелы.

Компактно складывающаяся в транспортном положении люлька АГП в рабочем виде представляет собой металлическую площадку размером 3×1,2 м со стальными перилами. В основании люльки есть поворотный механизм, позволяющий удобнее расположить ее относительно обслуживаемого объекта. Для обеспечения дополнительной безопасности и комфорта монтажников люлька оснащена системой автоматического выравнивания в горизонтальном положении. Кроме того, системы безопасности АГП следят и за углом наклона стрелы, за опасным сближением стрелы с другими объектами, за силой ветра и прочими показателями, ограничивая или вовсе блокируя опасные маневры.

Управление спецмашиной выстроено по трехуровневой системе. Первый — это штатная система управления шасси Scania, позволяющая включить раздаточную коробку, от которой и питается весь гидроподъемник. Второй уровень — управление боковыми опорами с помощью рычагов, сгруппированных с правой и левой стороны основания надстройки. И третий уровень — управление поворотом и подъемом/опусканием стрелы и люлькой гидроподъемника как из стационарной кабины, установленной справа от основания стрелы, так и с дистанционного беспроводного пульта. Последний вариант наиболее удобен для монтажника-высотника — он может взять пульт с собой на высоту и там максимально точно позиционировать свое положение относительно обслуживаемого объекта, что очень удобно при работе на высоте в 75 м.

"Обслуживание инженерных объектов на высоте до 75 м — работа не для слабонервных, но именно для этих целей создавалась эта уникальная спецмашина. Именно такая запредельная по своим характеристикам техника позволяет продемонстрировать высочайший потенциал, заложенный создателями в шасси Scania" — комментирует Динара Ризванова, директор по продажам "Транссервис".

Отдел маркетинга ООО "Скания-Русь"

ЛУЧШИЙ ТОВАР РОССИИ

Самый тяжелый серийно выпускаемый в России бульдозер — ЧЕТРА Т40 — стал лауреатом всероссийского конкурса программы "100 лучших товаров России", итоги которого были подведены в ходе межрегионального форума "Стратегия и практика успешного бизнеса".

"Мы благодарим организаторов конкурса и экспертов за достойную оценку нашей продукции. Для наших потребителей эта победа стала очередным подтверждением качества и безопасности, — комментирует исполнительный директор АО "ЧЕТРА-ПМ" Мурад Караджаев. — Отмеченный в этом году дипломом "Золотой сотни" бульдозер ЧЕТРА Т40 — результат основательной работы российских инженеров, который олицетворяет собой стандарт современной высокопроизводительной машины".

Квалифицированные эксперты конкурса высоко оценили конструкторские и технологические решения бульдозера ЧЕТРА Т40. При разработке этой модели конструкторы ориентировались на требования специалистов горнодобывающей промышленности — благодаря этому бульдозер эффективно работает в любых, в том числе самых сложных условиях эксплуатации.

Бульдозер ЧЕТРА Т40, оснащенный производительным и экономичным двигателем Cummins, можно эксплуатировать с полной нагрузкой в диапазоне температур от −50 °С до +35 °С. В свою очередь, модульная конструкция всех узлов и систем ЧЕТРА Т40 — ходовой, трансмиссии, рабочего оборудования, кабины и систем управления — гарантирует простоту технического обслуживания бульдозера.

Вместе с тем ЧЕТРА Т40 многофункционален: в зависимости от производственных задач на машину можно установить полусферический отвал и одно- или трехзубый тип рыхлителя.

Несмотря на габариты, ЧЕТРА Т40 легок в управлении благодаря гидромеханической трансмиссии с электрогидравлическим управлением джойстиками из кабины оператора. Одновременно гидромеханическая трансмиссия бульдозера позволяет наиболее полно использовать мощность двигателя, добиваться высоких тяговых характеристик и разрабатывать даже мерзлые и скальные грунты.

Позаботились российские инженеры и о комфорте — рабочее место оператора сконструировано с учетом требований эргономики: конструкция кабины с двойным остеклением обеспечивает оператору машины максимальный обзор оборудования и рабочих зон. Шумопоглощающая обивка кабины и подрессоренное регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации. Оптимальный микроклимат в кабине обеспечивают кондиционер, а также зависимый и независимый отопители.

Между тем система онлайн-мониторинга работающей техники, которой оснащается ЧЕТРА Т40, позволяет добиться еще более эффективной эксплуатации бульдозера: при наличии доступа в интернет в режиме реального времени можно следить за местонахождением каждой машины ЧЕТРА, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т. д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, установленное на всей линейке техники отечественного производителя.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 29.01.2018. Подписано в печать 05.03.2018. 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**